И. Ф. БАБИЦКИЙ,
Г. Л. ВИХМАН,
С. И. ВОЛЬФСОН

РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ АППАРАТУРЫ НЕФТЕПЕРЕРАБАТЫВАЮЩИХ ЗАВОДОВ

(2-ое переработанное и дополненное издание)

Под редакцией Г. Л. ВИХМАНА



ИЗДАТЕЛЬСТВО «НЕДРА»
Москва 1965

УДК 665.5 : 621.01.001.038

АННОТАЦИЯ

Книга содержит данные, необходимые для выбора материалов, расчетов на прочность и устойчивость и конструирования основной аппаратуры, ее элементов и узлов для нефтеперерабатывающих заводов и нефтехимических производств. Она может быть использована при расчете и конструировании сосудов и аппаратов, предназначенных для химико-технологической и тепловой обработки и хранения разных веществ в других отраслях промышленности.

Книга предназначается в качестве практического руководства и справочного пособия для инженерно-технического персонала, занятого расчетами, конструированием, изготовлением, монтажом, ремонтом и эксплуатацией аппаратуры нефтеперерабатывающих заводов, а также заводов химической, нефтехимической, газовой и других отраслей промышленности, и может быть полезна студентам втузов и техникумов соответствующих специальностей.

ПРЕДИСЛОВИЕ

Обобщение советских и зарубежных данных в области расчета на прочность и конструирования аппаратов основных процессов нефтепереработки, оказание помощи в дальнейшем развитии отечественного аппаратостроения, а также освещение теорий, лежащих в основе принятых методов расчета, составляют главную задачу настоящего труда. Для облегчения и повышения производительности работы конструктора в книге приводятся справочные данные и примеры расчетов по существующим теориям и методам расчета.

Стремление к повышению производительности и экономичности рассматриваемого технологического оборудования нефтезаводов с обеспечением при этом необходимой долговечности и надежности отдельных конструкций также определило содержание книги.

В связи с дальнейшим значительным ростом нефтепереработки одним из путей повышения экономичности конструкций нефтеаппаратуры должно явиться, наряду с совершенствованием ее, укрупнение установок и отдельных аппаратов, поэтому вопросу расчета и конструирования сосудов и аппаратов укрупненных размеров в книге уделено большое внимание.

Широкое использование нефтяных сжиженных газов вызывает необходимость правильного учета свойств указанных сред, а также расчета и выбора предохранительных устройств, повышающих надежность и безопасность эксплуатации оборудования.

В настоящем труде авторы ставят перед собой задачу обобщить накопленный за последнее время опыт по расчету и конструирова-

ВВЕДЕНИЕ

В соответствии с задачами, выдвинутыми Программой Коммунистической партии Советского Союза, принятой XXII съездом партии, развитие отечественной нефтеперерабатывающей промышленности в течение ближайших лет должно идти с неослабевающей интенсивностью.

В постановлении декабрьского (1963 г.) Пленума ЦК КПСС отмечается важное значение развития производства оборудования для химической промышленности, необходимость предусмотреть высокие темпы развития химического машиностроения, повысить техническое совершенство машин, аппаратов и приборов, резко улучшить качество оборудования, усилить научно-исследовательскую и конструкторскую базу химического машиностроения.

Все это непосредственно относится и к нефтеперерабатывающей промышленности, роль которой в создании мощной сырьевой базы для химических производств и химизации народного хозяйства очень велика.

В связи с развитием нефтехимии на нефтеперерабатывающих заводах создаются производства сырья и полупродуктов для дальнейшей химической переработки; для наращивания мощностей нефтеперерабатывающих заводов строятся новые заводы, реконструируются и модернизируются на необходимом техническом уровне действующие установки.

При этом наращивание мощностей в переработке должно сопровождаться качественным изменением баланса нефтепродуктов, повышением октановых чисел бензинов, чистоты и стабильности нефтепродуктов и т. д. Производительности отдельных установок, так же как и нефтеперерабатывающих заводов в целом, возрастут.

Технико-экономические расчеты показывают, что удельный расход металла и эксплуатационные затраты при строительстве установок большой мощности значительно сокращаются. Поэтому последующее строительство нефтеперерабатывающих установок пойдет по линии их укрупнения и комбинирования.

Необходимо также отметить, что вопросы обслуживания, автоматизации и механизации проще решаются при небольшом числе крупных установок, чем при большом числе установок малой производительности.

Использование достижений науки и техники дает возможность создавать высокопроизводительную, приспособленную для автоматизации аппаратуру при значительно меньшем удельном расходе металла и одновременном сокращении габаритов, повышении надежности и эксплуатационного срока службы.

Количество изготовляющейся ежегодно аппаратуры будет увеличиваться почти пропорционально росту суммарной мощности нефтеперерабатывающих заводов. Поэтому снижение удельного расхода металла на тонну перерабатываемой нефти даже на 10% составит в разрезе годовой экономии весьма внушительную цифру.

При конструировании аппаратуры следует ориентироваться на максимальную интенсификацию технологических процессов, повышение производительности одного агрегата, применение низколегированных сталей повышенной прочности, биметаллов, использование легированных сталей и неметаллических материалов более широкой номенклатуры с целью повышения эксплуатационного срока службы аппаратов и удлинения межремонтных рабочих пробегов установок.

Уточнение методов расчетов на прочность позволит снизить запасы прочности без риска в отношении надежной работы оборудования, а следовательно, снизить и удельный расход металла. Большую роль в снижении расхода металла на тонну перерабатываемой нефти и в увеличении продолжительности срока службы аппаратуры будет играть также совершенство разработанного комплекса методов защиты от коррозионного и эрозионного износа.

Большое разнообразие рабочих условий в современных процессах переработки нефтяного сырья и его продуктов обусловливает жесткие требования в отношении номенклатуры материалов для создания работоспособного и рационального оборудования.

В ряде случаев приходится применять химико-технологические методы защиты оборудования от коррозии, так как не всегда удается решить рационально эти вопросы при помощи существующих в настоящее время материалов и принятого конструктивного оформления отдельных элементов оборудования.

Очевидно, что материалы для элементов оборудования технологических установок нефтеперерабатывающих и нефтехимических заводов должны обладать необходимыми прочностью, пластичностью, динамической вязкостью в широком диапазоне температур, часто в сочетании с высокой химической стойкостью в разных средах. Кроме того, эти материалы в большинстве своем должны быть технологичны, т. е. поддаваться обработке давлением при высоких температурах, сварке, обработке резанием, а также обладать приемлемыми литейными свойствами.

Хотя удельный вес легированных сталей, биметаллов, сплавов и неметаллических материалов в нефтяном аппаратостроении возрастает, однако основным материалом, из которого изготовляют оборудование для нефтеперерабатывающих и нефтехимических заводов, является углеродистая сталь [71].

ГЛАВА I

ОБЩИЕ ВОПРОСЫ

КЛАССИФИКАЦИЯ НЕФТЕЗАВОДСКОЙ АППАРАТУРЫ И ВСПОМОГАТЕЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

В основу предлагаемой классификации положены эксплуатационные и конструктивные особенности аппаратуры и вспомогательного оборудования, являющиеся наиболее характерными для разных установок нефтеперерабатывающих заводов.

Эта классификация может быть представлена в следующем виде.

Нагревательные аппараты огневого действия. Кубы для перегонки нефти и мазута. Кубы для коксования нефтяных жидкостей (подогрев открытым огнем; избыточное давление в кубе 0,2 *кГ/см*^{2}; температура до 500° С; диаметр до 3000 *мм*, длина до 10 *м*).

Трубчатые печи: а) с факельным сжиганием жидкого и газообразного топлив — коробчатого типа теплопроизводительностью до 100 млн. *ккал/ч*, шатровые с наклонным сводом, с горизонтальным змеевиком теплопроизводительностью до 30 млн. *ккал/ч*, с вертикальным змеевиком теплопроизводительностью до 60 млн. *ккал/ч*; цилиндрические вертикальные теплопроизводительностью до 25 млн. *ккал/ч*; б) с настильным сжиганием жидкого и газообразного топлив; в) на газовом топливе — беспламенного горения с излучающими стенами коробчатого типа и горизонтальным или вертикальным змеевиком теплопроизводительностью до 80 млн. *ккал/ч*.

Топки под давлением для нагрева воздуха, для получения инертного газа, генераторы инертного газа.

Котлы-утилизаторы. Трубчатые воздухоподогреватели-рекуператоры с использованием тепла отходящих газов.

Теплообменные аппараты трубчатые. Кожухотрубчатые теплообменники (конденсаторы) горизонтальные и вертикальные различных конструкций: жесткого типа, с компенсатором на корпусе, с плавающей головкой, с U-образными трубами поверхностью нагрева до 2000 *м*^{2} и трубами длиной до 12 *м*. Теплообменники высокого давления для процессов получения искусственного жидкого топлива. Теплообменники типа труба в трубе поверхностью нагрева до 150 *м*^{2} с гладкими и оребренными трубами. Конденсаторы воздушного охлаждения шатрового типа, горизонтальные, вертикальные с поверхностью нагрева до 500 *м*^{2}, считая по гладким трубам, с принудительным потоком охлаждающего воздуха.

Погруженные конденсаторы-холодильники: а) секционного типа, б) змеевиковые. Рибойлеры-подогреватели с паровым пространством с поверхностью нагрева до 600 $м^2$, со сферическим, коническим или отъемным передним днищем. Диаметр аппарата до 3000 *мм*, длина до 12 *м*. Кристаллизаторы типа труба в трубе с поверхностью охлаждения до 140 $м^2$, регенеративные, аммиачные и этановые. Кристаллизаторы кожухотрубчатые поверхностью охлаждения до 100 $м^2$, регенеративные и аммиачные.

Реакторы, регенераторы, контакторы. Реакционные камеры крекинг-установок диаметром до 3000 *мм*, высотой до 25 *м*, для избыточного давления до 20 $кГ/см^2$. Реакторы и регенераторы установок различных каталитических процессов со стационарным катализатором, с движущимся шариковым катализатором, с порошковым и микросферическим катализаторами в псевдоожиженном слое, с аппаратами диаметром до 15 *м*. Реакторы ступенчато-противоточных каталитических процессов. Реакторы и коксонагреватели установок непрерывного пылевидного коксования. Реакторы и коксонагреватели установок контактного коксования. Коксовые вертикальные камеры диаметром до 5 *м* и высотой до 30 *м*. Реакторы установок полимеризации. Реакторы установок гидроочистки. Реакторы установок платформинга. Реакционные колонны установок искусственного жидкого топлива. Контакторы установок сернокислотного алкилирования и очистки вертикального и горизонтального типов.

Фракционирующие аппараты — ректификационные колонны. Ректификационные колонны атмосферных установок диаметром до 7 *м*, высотой до 35 *м*, на избыточное давленне до 1 $кГ/см^2$; ректификационные колонны вакуумных установок диаметром до 12 *м*, весом до 600 *Т*, с остаточным давлением до 40 *мм рт. ст.*; ректификационные колонны под давлением. Ректификационные колонны для отделения, бутана, пропана, этана, метана для избыточного давления до 40 $кГ/см^2$, диаметром до 3000 *мм*, высотой до 60 *м*. Колонны с тарелками с круглыми клапанными колпачками, с S-образными элементами, решетчатыми, ситчатыми и других конструкций.

Вертикальные колонные аппараты различного назначения. Испарители. Газосепараторы основных процессов и сепараторы искусственного жидкого топлива. Абсорберы. Десорберы. Стабилизационные колонны. Экстракционные колонны для избыточного давления до 40 $кГ/см^2$.

Фильтры. Вакуум-фильтры непрерывного действия с поверхностью нагрева 50—75 $м^2$. Фильтрпрессы.

Вспомогательные аппараты и машины. Приемники для газов и жидкостей вертикальные и горизонтальные емкостью от 2 до 200 $м^3$ для избыточного давления до 40 $кГ/см^2$. Монжусы. Водогрязеотделители и отстойники. Электродегидраторы цилиндрические для работы при избыточном давлении до 20 $кГ/см^2$ и температуре до 160° С и шаровые диаметром 10,5 *м*, емкостью 600 $м^3$. Мешалки различных типов. Формовочные и таблеточные машины для приго-

товления катализатора — барабанного типа, шнековые и др. Смесительные машины для катализаторных масс. Аппаратура для катализаторных фабрик. Оборудование систем пневмотранспорта катализатора — загрузители, захватные устройства, пневмостволы, разгрузители катализатора с сепарирующими устройствами. Машины для разлива и охлаждения парафина. Машины для разлива битума.

Емкости, работающие под давлением. Шаровые емкости до 800 $м^3$. Емкости горизонтальные стационарные для сжиженных нефтяных газов — бутана и пропана до 200 $м^3$. Емкости горизонтальные для легких фракций бензина до 200 $м^3$. Железнодорожные цистерны для перевозки сжиженных нефтяных газов: бутана — емкостью 50 $м^3$, на избыточное давление 8 $кГ/см^2$ и пропана — емкостью 60 $м^3$, на избыточное давление до 18 $кГ/см^2$.

Трубопроводы. Трубопроводы из углеродистых и легированных сталей с гнутыми и волнистыми компенсаторами и арматурой. Крутоизогнутые фитинги. Трубопроводы искусственного жидкого топлива.

УЗАКОНЕННЫЕ ПРАВИЛА И НОРМЫ ДЛЯ РАСЧЕТОВ, КОНСТРУИРОВАНИЯ И ИЗГОТОВЛЕНИЯ АППАРАТУРЫ

Аппараты должны быть эффективны в эксплуатации, прочны, долговечны и экономичны; обслуживание их должно быть безопасным. Существующие правила устанавливают ряд обязательных требований, которым должны удовлетворять конструкции машин и аппаратов, из которых они изготовлены, и наиболее важные условия их производства, контроля качества и эксплуатации. Этим вопросам следует уделять особое внимание при конструировании сосудов и аппаратов, работающих под давлением.

В правилах б. Котлонадзора, изданных в 1951 г., были изложены рекомендуемые, но не обязательные методы расчета на прочность элементов сосудов. Из последующих изданий эти методы расчетов исключены.

В настоящее время действуют официальные, утвержденные в конце 1956 г. Госгортехнадзором СССР «Правила устройства и безопасной эксплуатации сосудов, работающих под давлением», выполнение которых является обязательным для всех министерств и ведомств.

Эти правила распространяются на сосуды, работающие под избыточным давлением свыше 0,7 $кГ/см^2$, без учета при этом гидростатического давления столба жидкости. Правила не распространяются на трубчатые печи нефтеперерабатывающих заводов, на аппараты для давления меньше 0,7 $кГ/см^2$ или для вакуума, на трубчатые конденсаторы и холодильники змеевикового типа при внутреннем диаметре труб не более 100 *мм* и коллекторы диаметром не более 150 *мм*, как погружаемые в воду, так и орошаемые водой, а также на холодильники, составленные из секций чугунных труб.

Необходимо отметить, что в ряде случаев химическая аппаратура изготовляется на машиностроительных заводах, предназначенных для выпуска аппаратуры нефтезаводов.

В этих условиях становится особенно важной унификация химической аппаратуры и аппаратуры нефтеперерабатывающих заводов как в отношении отдельных узлов и деталей (фланцев, прокладок, днищ, тарелок, ректификационных колонн, люков, трубчатых пучков и т. д.), так и готовых аппаратов (теплообменников, конденсаторов водяных и воздушного охлаждения, трубчатых печей и пр.).

В СССР в 1953 г. введен ГОСТ 6533-53 на единый ряд и конструкцию штампованных эллиптических днищ взамен ранее действовавших двух ведомственных нормалей. Выпущена общесоюзная нормаль машиностроения МН72-62, содержащая технические требования на изготовление и приемку сварных сосудов и аппаратов нефтяной и химической промышленности и т. д.

Заложены основы для создания единых всесоюзных норм и методов расчета на прочность узлов и деталей сосудов и аппаратов (ВН и МР), а также для разработки и выпуска руководящих технических материалов (РТМ42-62), которые должны пройти стадию накопления опыта, практического их применения и проверки, а также корректировки.

При расчете и конструировании, а также при изготовлении многочисленных сосудов и аппаратов нефтеперерабатывающих и нефтехимических заводов рекомендуется руководствоваться следующими правилами и инструкциями.

1. Правила безопасности при хранении и транспорте сжиженных нефтяных газов Всесоюзного научно-исследовательского института по технике безопасности (ВНИИТБ — г. Баку).

2. Правила устройства, установки, содержания и освидетельствования паропроводов и трубопроводов горячей воды.

3. Противопожарные технические условия строительного проектирования предприятий нефтегазоперерабатывающей промышленности.

4. Инструкция по просвечиванию рентгеновскими и гамма-лучами сварных соединений и др.

5. Правила устройства и безопасной эксплуатации сосудов, работающих под давлением (Госгортехнадзор СССР, 1956 г.).

6. Действующие правила по технике безопасности (сборник Госэнергоиздата, 1961).

ГИДРАВЛИЧЕСКОЕ И ПНЕВМАТИЧЕСКОЕ ИСПЫТАНИЯ АППАРАТОВ

Пробное гидравлическое испытание литых, кованых и сварных сосудов согласно статьям 108 и 165 правил б. Госгортехнадзора должно проводиться под давлением, указанным в табл. I. 1.

Сосуды, рабочая температура стенки которых более 400° С, кроме литых, подвергаются гидравлическому испытанию на заводе-изготовителе под давлением, превышающим рабочее не менее чем в 1,5 раза. Величина пробного гидравлического давления, превышающая рабочее в 1,5 раза, устанавливается проектной организацией. При

Таблица I. 1

Сосуды	Рабочее избыточное давление $p_р$, $кГ/см^2$	Пробное избыточное давление	
		на заводе-изготовителе	при периодических испытаниях у владельца
Все сосуды, кроме литых	$\leqslant 5$	1,5 $p_р$, но не менее 2 $кГ/см^2$	
То же	5 и выше	1,25 $p_р$, но не менее $p_р+3$ $кГ/см^2$	
Литые сосуды . . .	Любое давление	1,5 $p_р$, но не менее 3 $кГ/см^2$	1,25$p_р$, но не менее 2 $кГ/см^2$

периодических испытаниях у владельца эти сосуды подвергаются гидравлическому давлению, указанному в табл. I. 1.

Литые сосуды, предназначенные для работы при температуре стенки более 400° С, нужно подвергать на заводе-изготовителе гидравлическому испытанию давлением, превышающим рабочее в 2 раза.

Сосуды, на которые имеются специальные ГОСТ, испытывают давлением, указанным в этих ГОСТ, а арматуру в соответствии с ГОСТ 356-59.

Целью гидравлического испытания является проверка плотности сварных и других соединений и в сочетании с другими методами контроля выявление качества изготовления аппарата в целом.

Под пробным давлением сосуд должен находиться в течение 5 *мин*, после чего давление снижают до рабочего и выдерживают в течение времени, необходимого для осмотра сосуда и обстукивания сварных швов молотком весом от 0,5 до 1,5 *кг* (в зависимости от толщины стенки).

Пробное давление относится только к верхней части вертикальных аппаратов. Так как при этом в нижней части аппарата возникает давление, большее, чем в верхней части его, на величину веса столба жидкости, то в нижней части аппарата возникают напряжения, более значительные, чем в верхней части его. Суммарное напряжение от пробного давления и веса столба жидкости не должно превышать 0,8—0,9 величины предела текучести металла при температуре испытания.

Сосуд признается выдержавшим гидравлическое испытание, если:

а) не обнаружено признаков разрыва;

б) нет течи в швах и других частях сосуда, а при пневматическом испытании — пропуска газа;

в) нет остаточных деформаций.

Когда гидравлическое испытание выполнить невозможно из-за возникновения чрезмерного напряжения в какой-либо части сосуда под действием веса воды или же появления больших напряжений в металлоконструкциях междуэтажных покрытий, а также если внутреннее устройство сосудов не позволяет применить это испыта-

ние, его можно заменить с разрешения местной инспекции Котлонадзора пневматическим испытанием сжатым воздухом или каким-либо инертным газом. Согласно действующим правилам пневматическое испытание следует выполнять под тем же давлением, что и гидравлическое.

Этот вид испытания допускается при условии положительных результатов тщательного внутреннего осмотра с проверкой прочности сосуда расчетом.

Пневматическое испытание можно проводить только в присутствии инспектора Госгортехнадзора. При применении сжатого воздуха необходимо предварительно продуть аппарат инертным газом или водяным паром до полного удаления огне- и взрывоопасных газов.

Меры предосторожности, принимаемые при испытании сжатым воздухом, объясняются значительно большей опасностью такого испытания по сравнению с гидравлическим.

Когда аппараты находятся под давлением сжатого воздуха, все сварные швы соединения обмазывают мыльной водой для проверки герметичности. Проверка обстукиванием проводится до начала испытания при атмосферном давлении.

Качество изготовления сосудов и аппаратов, не входящих в перечень Госгортехнадзора, как, например, атмосферных ректификационных колонн, вакуумных колонн и др., также должно быть высоким. Технические требования, предъявляемые при изготовлении и приемке сварных сосудов и аппаратов из углеродистой, низколегированной, высоколегированной и двухслойной сталей, предусмотрены нормалью машиностроения МН72-62[1].

Каждый завод, изготовляющий аналогичную аппаратуру, должен иметь разработанную инструкцию о порядке проектирования, изготовления и технического контроля ее.

Вакуумные аппараты и трубопроводы можно рассматривать как пароприемники и паропроводы. При этом нужно считать, что на стенки, распорные укрепления, болтовые соединения и прочие части рабочее давление действует снаружи. Особого внимания требуют прокладки. Расчет вакуумных аппаратов следует вести по избыточному наружному давлению, равному 1 $кГ/см^2$. Фланцевые соединения труб и аппаратов в этих случаях обычно подбирают на давление $P_у = 16$ $кГ/см^2$. Вакуумные аппараты испытывают гидравлической пробой на избыточное давление 2 $кГ/см^2$ или воздушным избыточным давлением на 1,1 $кГ/см^2$.

В особую группу статьей 155 правил Госгортехнадзора выделены сосуды, содержащие опасные для здоровья людей газы или жидкости, которые, кроме предусмотренных статьей 151 правил периодических технических освидетельствований, необходимо испытывать на герметичность в соответствии с производственной инструкцией, воздухом

---

[1] Нормаль составлена центральным конструкторским бюро нефтеаппаратуры (ЦКБН) в г. Подольске Московской области совместно с Гипронефтемашем.

или инертным газом под давлением, равным рабочему давлению сосуда.

Следует отметить, что указанное требование статьи 155 правил выполнить невозможно, если сосуды и аппараты при работе под давлением до 1500 *кГ/см*^{2} не оснащены компрессорами высокого давления необходимой производительности. В таких случаях в виде исключения можно пойти на испытание керосином при давлениях, предусмотренных правилами для испытания водой, с соблюдением при этом необходимых условий полной безопасности для окружающих.

Если нельзя достаточно точно теоретически определить напряжения в некоторых частях аппарата, то для установления допустимого рабочего давления можно провести контрольное гидравлическое, а в особых случаях пневматическое испытание, целью которого является проверка напряжения в наиболее слабых частях аппарата. Напряжение не должно достигать предела текучести материала.

Испытание можно провести следующим, взятым из американской практики образом. Наиболее слабые части аппарата покрывают раствором, состоящим из 1 *кг* извести на 3,3 *л* воды, в один слой с последующей подсушкой его до хрупкости. Если во время испытания будет отмечено начало текучести материала, признаком чего будет растрескивание и осыпание известкового покрытия, то давление в аппарате нужно понизить до $^2/_3$ достигнутого, после чего аппарат тщательно осмотреть. При удовлетворительных результатах осмотра допустимое рабочее давление устанавливается равным 50% от давления, вызвавшего текучесть. Если же давление, равное полуторакратному рабочему давлению, будет достигнуто без нарушения целости известкового покрытия, то допустимое рабочее давление принимается равным расчетному.

ГАБАРИТНОСТЬ АППАРАТОВ, НАИБОЛЬШИЕ ДИАМЕТР И ДЛИНА. ОСОБЕННОСТИ НЕГАБАРИТНЫХ АППАРАТОВ

При конструировании аппаратов необходимо иметь в виду, что в зависимости от условий перевозки по железным дорогам аппаратура делится на габаритную и негабаритную.

Аппарат или сосуд считается габаритным, если он, находясь при транспортировке на платформе или другой единице железнодорожного подвижного состава, в любой поперечной плоскости выступающими частями по всей своей длине как на прямых, так и на кривых участках пути не выходит за пределы габарита 1-В железнодорожного подвижного состава.

В СССР согласно ГОСТ 9238-59 в качестве габарита 1-В принято изображенное на рис. I. 1 предельное очертание в любой поперечной плоскости железнодорожного вагона, платформы или другой единицы подвижного состава. При этом имеется в виду, что каждая из этих плоскостей перпендикулярна к оси пути, а ось симметрии этой плоскости совпадает с осью симметрии железнодорожного пути.

Необходимость соблюдения установленных габаритов при следовании по железным дорогам аппаратов или сосудов вытекает из наличия строго ограниченных зазоров между габаритом подвижного состава 1-В и габаритом 1-С приближения зданий, мостов и других станционных и путевых сооружений, а также габаритом перевозимых грузов

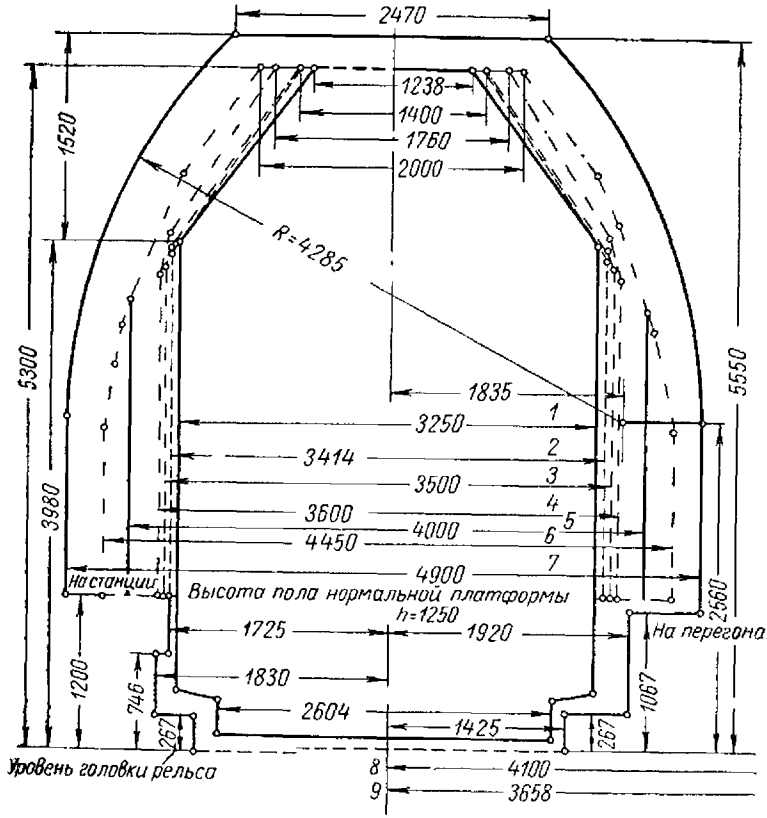


Рис. I. 1 Сводный чертеж габаритов.

1 — габарит подвижного состава № 1-В; *2* — негабаритность нулевой степени; *3* — негабаритность первой степени, *4* — негабаритность второй степени, *5* — негабаритность третьей степени, *6* — негабаритность четвертой степени, *7* — габарит приближения строений № 1-С, *8* — нормальное расстояние до второго главного пути, *9* — минимальное расстояние до второго главного пути.

при встречном движении. Кроме габарита 1-С, в СССР имеются еще габариты СТ-1 и СТ-2 для однопутных и двухпутных тоннелей (рис. I. 2).

Негабаритным считается аппарат, который, будучи погружен на железнодорожной подвижной состав, не удовлетворяет требованиям габарита 1-В. Аппараты как грузы могут быть относительно и абсолютно негабаритными, собирать их следует только на месте установки.

Различают пять степеней негабаритности относительно негабаритных аппаратов: нулевая, первая, вторая, третья и четвертая (см. рис. I. 1). Существуют также нижняя, боковая и верхняя зоны негабаритности (рис. I. 3).

Каждая из перечисленных пяти степеней негабаритности ограничивается контурами поперечных (перпендикулярных к оси пути) плоскостей, внутри которых должен полностью размещаться транспортируемый аппарат на прямых и криволинейных участках пути.

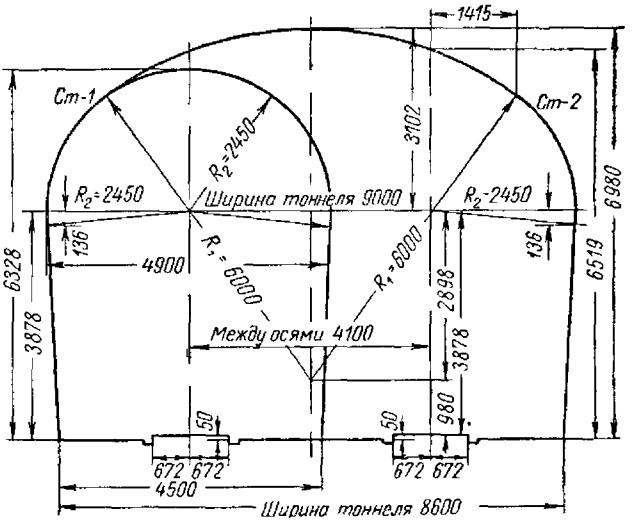


Рис. I. 2. Габариты СТ-1 для одноколутных и СТ-2 для двухпутных тоннелей (ГОСТ 9238-59).

При конструировании любого аппарата или сосуда необходимо задаваться такими размерами, которые позволят перевозить эти аппараты по железной дороге либо полностью сваренными и собранными в машиностроительных цехах, либо состоящими из отдельных блоков, изготовленных там же, что даст возможность свести к минимуму сварочные работы на строительных площадках или у потребителей. Выполнение этого требования обусловлено необходимостью получения наиболее качественной и надежной аппаратуры при минимальной стоимости ее и наиболее сжатых сроках монтажа на месте установки. Особенное значение это приобретает в связи с перспективой укрупнения нефтеперерабатывающих установок и отдельных аппаратов.

Вопросы, связанные с проверкой габаритности аппарата или с определением степени негабаритности его, зависящей от способа перевозки груза по железной дороге, решают еще в самом начале конструирования аппарата или сосуда и разработки технологии его изготовления, т. е. в стадии эскизного или технического проектирова-

ния с привлечением к консультативному участию представителей управления спецперевозок Министерства путей сообщения.

Расчет же и конструирование элементов крепления аппаратов при их погрузке и проверка устойчивости во время движения их и единиц подвижного состава от действия инерционных сил и ветровой нагрузки выполняют в основном на машиностроительных заводах при подготовке аппаратов к перевозке.

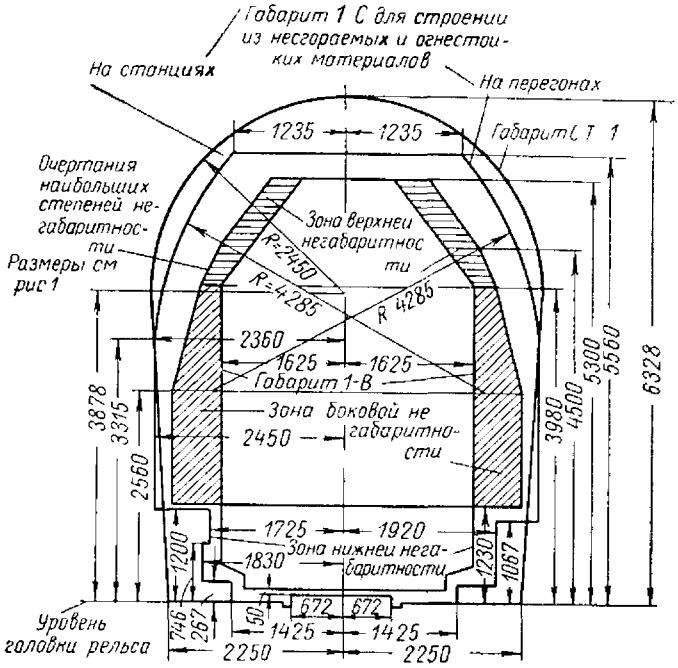


Рис. 1. 3. Зоны габаритности.

Перевозка аппаратов по железной дороге усложняется еще спецификой и многообразием видов и размеров подвижного состава, условиями движения по отдельным участкам и дорогам и т. д. Вопросы, связанные с перевозкой новых негабаритных аппаратов, должны быть согласованы с начальником станции отправления и с главным управлением движения Министерства путей сообщения, так как перевозка негабаритных грузов связана иногда с сокращением скорости, закрытием движения по соседнему пути или встречного движения со значительным удлинением при этом сроков транспортировки и т. д.

Грузят аппараты в зависимости от их размеров на одну или несколько ж.-д. платформ. Когда длинномерные аппараты или их узлы транспортируются на нескольких платформах, то последние

не разъединяются до конца перевозки груза, составляя так называемый сцеп.

Для транспортировки по железным дорогам СССР тяжеловесных грузов, опорная поверхность которых не обеспечивает передачи веса на пол платформы в соответствии с нормами Министерства путей сообщения, или грузов, не обладающих устойчивостью положения по тем же нормам из-за высокого расположения их центра тяжести

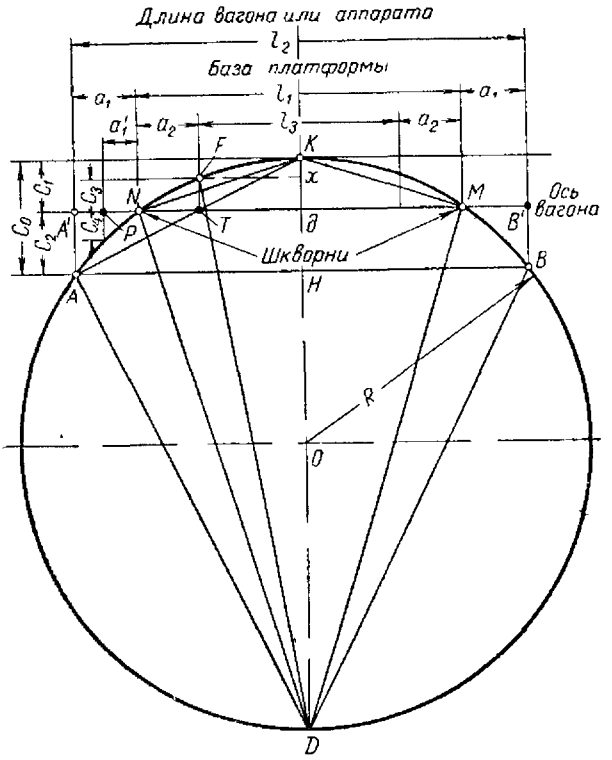


Рис. I. 4.

над полом платформы, служат специальные единицы подвижного состава подъемной силой от 30 до 230 T, называемые транспортерами.

Поскольку на кривых участках ж.-д. пути ось аппарата, погруженного на платформу, расходится с осью криволинейного пути, приходится при установлении степени негабаритности аппаратов как грузов определять так называемые расчетные размеры.

На кривом участке железнодорожного пути, изображенном дугой AKB окружности радиуса R (рис. I. 4), прямолинейная ось платформы или аппарата $A'B'$ и дуга оси пути расходятся. Часть продольной оси аппарата или верхней жесткой рамы платформы, находящаяся, например, между осями двухосной платформы или шкворнями

тележек четырехосной платформы, уходит внутрь кривой на величину c_1, а другие части оси платформы или аппарата $A'N$ и $B'M$ отклоняются наружу от кривой на величину c_2. В результате этих отклонений оси платформы или аппарата от оси пути поперечные размеры платформы или аппарата на криволинейных участках ж.-д. пути как бы увеличиваются. Совпадают только две точки M и N оси платформы (или аппарата) и оси пути независимо от того, находится ли платформа на прямом или на кривом участке пути. Это те точки, в которых находятся оси двухосной платформы или шкворни тележек четырехосной платформы и расстояние между которыми и составляет так называемую базу l_1.

Пусть A составляет половину действительной ширины аппарата посредине длины вагона или платформы. Тогда расчетная полуширина аппарата как груза становится равной сумме действительной полуширины $A/2$ плюс дополнительное отклонение c_1, а на концах аппаратов расчетная полуширина их составляется из действительной полуширины $A/2$ и дополняющего размера c_2. Значения отклонений c_1 и c_2 изменяются в зависимости от их положения относительно точек M и N или середины платформы, достигая максимальной величины посредине между точками M и N и на концах вагона или груза в точках A' и B'. С уменьшением величины радиуса кривизны пути AKB отклонения c_1 и c_2 возрастают. Сумма отклонений c_1 и c_2 составляет $c_1 + c_2 = c_0$ (см. рис. I. 4).

В простейшем случае для аппарата, положенного на одну ж.-д. платформу, значения расчетных отклонений c_1 и c_2 можно определить по формулам:

$$c_0 = \frac{l_2^2}{8R}, \tag{I.1}$$

$$c_1 = \frac{(l_1/2)^2}{2R} = \frac{l_1^2}{8R}, \tag{I.2}$$

$$c_2 = \frac{l_2^2}{8R} - \frac{l_1^2}{8R}. \tag{I.3}$$

Из формул (I. 2) и (I. 3) видно, что величина расчетного отклонения c_1 внутрь кривой зависит от длины базы l_1, а величина расчетного отклонения c_2 наружу кривой зависит не только от длины базы l_1, но и от длины аппарата l_2.

Для аппаратов с переменным сечением по длине или выступающими частями (штуцеры, люки и пр.) нужно определять отклонения в этих местах, так как при выяснении габаритности аппаратов или степени их негабаритности во внимание следует принимать наиболее выступающие точки их.

Как видно из рис. I. 4

$$l_2 = l_1 + 2a_1. \tag{I.4}$$

Обозначим через a_1' любое расстояние от оси или шкворня

платформы до находящейся снаружи точки P. Тогда расчетное отклонение l_2' любой точки равно

$$l_2' = l_1 + 2a_1'. \tag{I.5}$$

Расчетное отклонение любой точки внутрь кривой

$$c_3 = \frac{l_1^2}{8R} - \frac{l_3^2}{8R} \tag{I.6}$$

и расчетное отклонение точки P наружу кривой

$$c_4 = \frac{(l_2')^2}{8R} - \frac{l_1^2}{8R}. \tag{I.7}$$

По формулам (I. 2), (I. 3), (I. 6) и (I. 7) расчетные отклонения определяют при погрузке аппаратов на двухосные и четырехосные платформы, а также на транспортеры, у которых не более восьми осей.

Если $c_1 = c_2$, то из формул (I. 2) и (I. 3) следует

$$l_2 = \sqrt{2}\, l_1 = 1{,}41\, l_1. \tag{I.8}$$

Таким образом, расчетное отклонение середины и концов оси платформы или аппарата от оси криволинейного пути получается одинаковым, когда длина их l_2 в 1,41 раза больше базы l_1. Если же отношение длины l_2 аппарата к базе l_1 меньше 1,41, то груз отклоняется больше внутрь кривой; при отношении, большем 1,41, — наружу.

Степень негабаритности для аппарата в целом определяется по максимальной величине возможных отклонений c_1, c_2, c_3 и т. д.

При погрузке аппарата на опоры с турникетами (рис. I. 5), шкворни которых расположены посредине каждой из двух двухосных платформ сцепа, определение отклонений c можно рассчитывать по одной из следующих формул, имея в виду, что обозначения аналогичны предыдущим и отличаются только добавлением значка $'$ к буквам, приведенным на рис. I. 4:

$$c_1' = c_1''' + c_1'' = \frac{(l_1')^2}{8R} + \frac{l_1^2}{8R}, \tag{I.9}$$

$$c_2' = c_0' - c_1' = \frac{l_2^2}{8R} - \frac{(l_1')^2}{8R} - \frac{l_1^2}{8R}. \tag{I.10}$$

Практически формулами (I. 9) и (I. 10) можно пользоваться и для расчета отклонений при аналогичной погрузке аппарата на две четырехосные платформы.

Если же аппарат длиной l_2 погружен на опоры с турникетами, расположенными посредине двух крайних платформ сцепа из трех-, двухосных или четырехосных платформ, база каждой из которых равна l_1, а общая длина платформы по осям автосцепок составляет l_3, имея в виду, что средняя платформа служит прикрытием, то по

аналогии с предыдущим отклонение внутрь кривой середины аппарата

$$c_1'' = \frac{(l_1'')^2}{8R} + \frac{l_1^2}{8R}, \qquad (I.11)$$

где $l_1'' = 2l_3$ для сцепа из одинаковых трех платформ общей длиной l_3 по осям автосцепок; если же средняя двухосная платформа, служащая в сцепе прикрытием, длиной l_3' по осям автосцепок, а две крайние платформы — несущие на своей середине опоры с турникетами длиной l_3'' по осям автосцепок, то отклонение конца аппарата при этом наружу от кривой пути равно

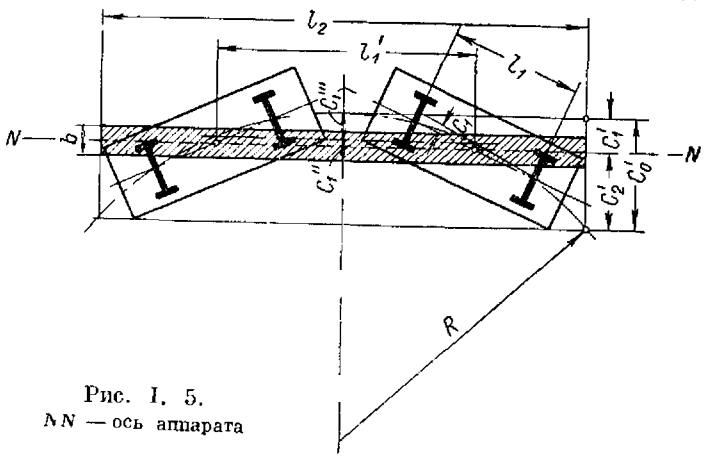


Рис. I. 5.
NN — ось аппарата

$$c_2'' = \frac{l_2^2}{8R} - \frac{(l_1'')^2}{8R} - \frac{l_1^2}{8R}. \qquad (I.12)$$

Здесь $l_1'' = l_3' + l_3''$.

Отклонения c_1''' и c_2''' определяют по формулам (I. 11) и (I. 12).

При расчете степени негабаритности грузов условно принимают $R = 350$ *м*. В тех случаях, когда отношения l_2/l_1, l_2/l_1' или l_2/l_1'' больше 1,41, необходимо к рассчитанным по приведенным выше формулам значениям отклонений прибавлять величину K выхода за ось кривой оси аппарата или платформы во время их движения от износа и разбега ходовых частей подвижного состава. Значение K в *мм* определяют по формуле

$$K = 57{,}5\left(\frac{l_2}{l_1} - 1{,}4\right), \qquad (I.13)$$

или

$$K = 57{,}5\left(\frac{l_2'}{l_1'} - 1{,}4\right). \qquad (I.14)$$

От действия центробежных сил при прохождении по кривым подвижной состав прижимается к наружному рельсу. Во избежание опрокидывания вагонов на кривых и для улучшения условий работы наружный рельс на кривых участках пути укладывается с некоторым возвышением над внутренним рельсом.

Величина горизонтального отклонения платформы, получающегося от возвышения наружного рельса

$$d = \frac{H}{S} h, \qquad (I.\ 15)$$

где d — величина отклонения; H — высота отклоняющейся точки над уровнем головки рельса; S — ширина колеи, измеряемая между осями головок рельсов; h — возвышение наружного рельса.

Наибольшее значение этого отклонения — в верхней части груза.

В «Технических указаниях по проектированию станций и узлов на железных дорогах нормальной колеи» предусмотрено увеличение горизонтальных расстояний на кривых между осями смежных путей и между осью пути и габаритом приближения строений на перегонах и станциях в зависимости от радиуса кривых и возвышения наружного рельса h. Здесь, например, при $R = 350$ *м* это уширение при отсутствии возвышения наружного рельса равно 105 *мм*. Если это условие не выполнено, то на кривых участках ж.-д. пути следует принимать во внимание дополнительное отклонение аппарата от возвышения наружного рельса.

Расчетная ширина аппарата в *мм* в рассматриваемом сечении составляет:

а) для участков, где нет уширений

$$B = 2\left(\frac{A}{2} + c + K\right); \qquad (I.\ 16)$$

б) для участков с уширением d

$$B = 2\left(\frac{A}{2} + c + K - d\right). \qquad (I.\ 17)$$

Для габаритной аппаратуры должно быть соблюдено условие для прямых и кривых участков пути (см. рис. I. 1) $B \leqslant 3250$ *мм*. Степень негабаритности аппарата с размерами в данном сечении $3414\ мм > B > 3250\ мм$ — нулевая; с размерами $3500\ мм > B > 3414\ мм$ степень негабаритности — первая и т. д. Когда $B > 4450\ мм$ негабаритность аппарата как груза становится уже абсолютной.

Пределы негабаритности показаны на рис. I. 1, откуда видно, что длинномерный аппарат, погруженный на какую либо ж.-д. единицу, только в том случае не выходит за пределы габарита 1-В на криволинейных участках пути, если действительные размеры его A переменны по длине аппарата.

На рис. I. 6 показано, как должны изменяться действительные

размеры A по длине длинномерного аппарата, погруженного симметрично, т. е. с одинаковыми свесами.

Пример. Определить размеры аппарата, изображенного на Рис. I. 6.

1. Находим максимальную длину аппарата при условии, что расчетный размер на концах $B = 0$.

При $B = 3250$ *мм* отклонение конца $c_2 = \frac{3250}{2} = 1625$ *мм*.

При базе вагона $l_1 = 9{,}3$ *м* середина аппарата отклоняется на величину

$$c_1 = \frac{l_1^2}{8R} = \frac{9{,}3^2}{8 \cdot 350} = 0{,}031 \text{ м} = 31 \text{ мм}.$$

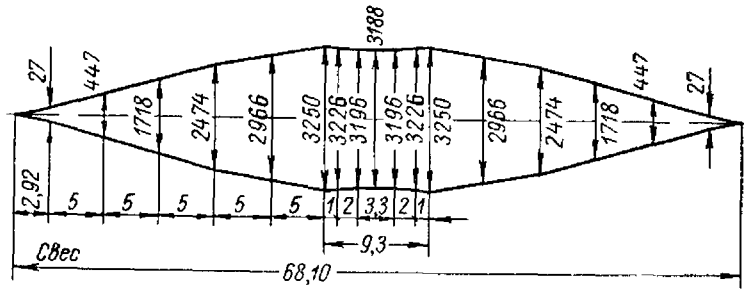


Рис. I. 6. Характер изменения размеров аппарата по его длине.

Из рис. I. 4 видно, что

$$c_0 = c_1 + c_2 = 1625 + 31 = 1656 \text{ мм}.$$

Решая формулу (I. 1) относительно l_2, находим общую наибольшую длину аппарата

$$l_2 = \sqrt{c_0 \cdot 8R} = \sqrt{1{,}656 \cdot 8 \cdot 350} = 68{,}1 \text{ м}.$$

Длина частей аппарата, выступающих снаружи от шкворней базы вагона

$$a_1 = \frac{68{,}1 - 9{,}3}{2} = 29{,}4 \text{ м}.$$

2. Находим отклонения c_2 оси аппарата для сечений, расположенных снаружи от шкворней платформы на расстоянии 5, 10, 15, 20 и 25 *м*, и соответствующие расчетные размеры B.

Для $a = 5$ *м*

$$l_2 = l_1 + 2a = 9{,}3 + 2 \cdot 5 = 19{,}3 \text{ м}.$$

По формуле (I. 3) определяем

$$c_2 = \frac{l_2^2}{8R} - \frac{l_1^2}{8R} = \frac{19{,}3^2}{8 \cdot 350} - \frac{9{,}3^2}{8 \cdot 350} = 0{,}102 \text{ м} = 102 \text{ мм}.$$

По формуле (I. 13)

$$K = 57{,}5\left(\frac{l_2}{l_1} - 1{,}4\right) = 57{,}5\left(\frac{19{,}3}{9{,}3} - 1{,}4\right) = 40 \text{ мм}.$$

Решая формулу (I. 16) относительно A, находим

$$A = B - 2(c_2 + K) = 3250 - 2(102 + 40) = 2966 \text{ мм}.$$

По аналогии определяем действительные размеры A аппарата для остальных сечений, находящихся снаружи от шкворней платформы на расстоянии 10, 15, 20 и 25 *м*. Результаты расчета приведены на рис. I. 6.

3. Для сечений аппарата, расположенных между шкворнями платформы на расстояниях, указанных на рис. I. 6, определяем отклонения c_3 по формуле (I. 6).

Так, при $a_2 = 1$ *м*

$$l_3 = l_1 - 2a_2 = 9{,}3 - 2 = 7{,}3 \text{ м}.$$

$$c_3 = \frac{l_1^2}{8R} - \frac{l_3^2}{8R} = \frac{9{,}3^2}{8 \cdot 350} - \frac{7{,}3^2}{8 \cdot 350} = 0{,}012 \text{ м} = 12 \text{ мм}.$$

Здесь значения K не учитываем, получаем $A = B - 2c_3 = 3250 - 2 \cdot 12 = 3250 - 24 = 3226$ *мм*. Остальные размеры аппарата, найденные по тем же формулам, даны на рис. I. 6.

Поскольку отклонение оси аппарата в середине его длины составляет 31 *мм*, то действительный размер аппарата A должен быть равен

$$A = 3250 - 2 \cdot 31 = 3188 \text{ мм}.$$

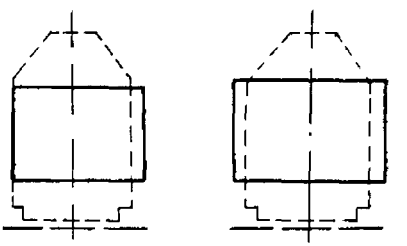


Рис. I. 7. Негабаритность аппарата.

а — односторонняя; *б* — двусторонняя.

Данными рис. I. 6 можно пользоваться для приближенного определения максимальных действительных размеров габаритной аппаратуры по заданной длине или по заданному диаметру. Так, например, аппарат длиной 29,3 *м* остается габаритным при диаметре не более 2474 *мм*; то же относится к аппарату диаметром 2966 *мм* при длине до 19,3 *м* и при условии, что на кривых участках данного пути следования груза нет упирений, предусмотренных техническими указаниями.

В зависимости от того, какими частями аппарат выходит за пределы очертания габарита 1-В, негабаритность может быть односторонней или двусторонней (рис. I. 7), боковой на высоте 1230—3980 *м*, верхней на высоте 3980—5300 *мм* и нижней в пределах высоты 1230 *мм*, считая во всех случаях от головки рельса.

Аппараты, которые при погрузке на подвижной состав выходят за пределы очертания негабаритности III степени на высоте 3608 *мм* от головок рельсов, IV степени негабаритности и нижней негабаритности у габарита 1-В, относятся к сверхгабаритным.

Снизить негабаритность можно снятием выступающих частей аппарата (штуцеров или люков) с переносом приварки их на место установки, делением аппарата на блоки или части с окончательной сборкой или сваркой их на месте монтажа, поворотом и закреплением аппарата на платформах на определенный угол вокруг продольной оси, срезкой, например по хордам выступающих частей круглого фундаментного кольца, подбором типа подвижного состава в виде платформы, сцепа или транспортера и т. д.

В виде исключения допускается также смещение центра тяжести аппарата в продольном направлении от середины платформы на величину $Z_{max} \leqslant {}^1/_8\ l_1$ (рис. I. 8). При этом нагрузка на одну тележку

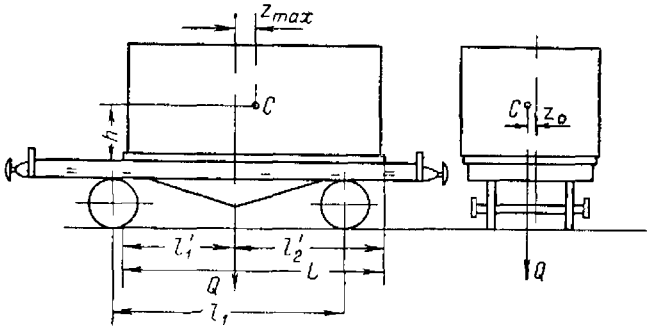


Рис I. 8. Допускаемое смещение центра тяжести аппарата. с — центр тяжести груза, Q — вес груза, z_{max} — максимальное смещение центра тяжести аппарата, $z_{max} \leqslant \frac{1}{8} l_1$, $l_1' \geqslant 1{,}2h$, $l_2' \geqslant 1{,}2h$, z_0 — не более 100 *мм*

четырехосной или ось двухосной платформы не должна превышать половины подъемной силы ее, разность нагрузок между тележками должна быть не более 10 T и между осями двухосных платформ не более 4 T.

Если расстояние центра тяжести аппарата от середины платформы больше допускаемого, то менее нагруженный конец платформы следует догрузить грузом или балластом.

Смещение центра тяжести в поперечном направлении от продольной оси платформы не должно превышать 100 *мм*.

Расстояние h от уровня головки рельса до центра тяжести аппарата вместе с транспортером или платформой не должно быть более 2300 *мм*, оно определяется по формуле

$$h = \frac{Gh_1 + Ph_2}{G + P}, \qquad (I.18)$$

где G — вес груза в m; P — вес тары транспортера в m, h_1 — расстояние от центра тяжести аппарата до уровня головки рельса в $м$; h_2 — расстояние от центра тяжести транспортера или платформы до уровня головки рельса в $м$.

При отсутствии данных ориентировочно можно считать, что центр тяжести транспортера с пониженной ровной погрузочной площадкой находится на уровне этой площадки.

Погрузка цилиндрических аппаратов на одну платформу без свесов или с прикрытыми свесами на сцепы из одной или двух двухосных платформ и т. п. осуществляется обычно на двух поперечных подкладках.

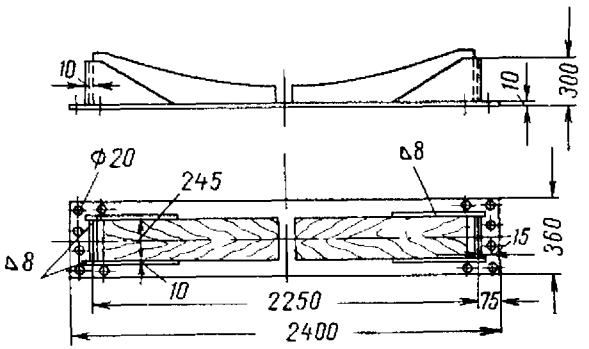


Рис I 9

На рис. I. 9 изображен сварной стальной башмак, сваренный из подошвы, четырех косынок и двух пластин. Подобные башмаки крепят к полу платформы при помощи скоб и используют для погрузки аппаратов больших диаметров, когда нельзя применить деревянные сосновые подкладки (рис. I. 10). Между башмаком и стенкой аппарата вставляют деревянные подкладки, опорные поверхности которых полезно покрывать слоем песка толщиной 1—1,5 *мм*

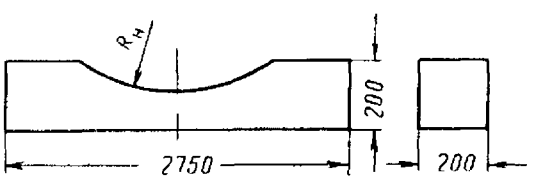


Рис. I. 10.

для повышения коэффициента трения между этими поверхностями и опирающимся на них аппаратом. Это обеспечивает большую устойчивость положения аппарата во время движения.

Погруженный на поперечные подкладки аппарат крепится к гнездам у платформы при помощи обвязок, размер и число которых определяются расчетом, изложенным в информационном листке № 2 МПС (Трансжелдориздат, 1957 г.).

Там же подробно приведены методика и примеры расчета прочности креплений, а также устойчивости погрузки аппаратов как грузов при транспортировке по ж. д.

В связи с проводящимся и предстоящим в ближайшие годы строительством укрупненных и комбинированных установок нефтеперерабатывающих заводов большой мощности правильная организация перевозки крупногабаритного оборудования, полностью собираемого на заводе-изготовителе, приобретает особое значение.

Удешевление и значительное ускорение строительства таких установок с весьма существенным при этом улучшением качества их могут быть достигнуты изготовлением и транспортировкой с заводов-изготовителей на строительные площадки габаритного оборудования на проектных уплотнительных прокладках, а негабаритного — максимально укрупненными блоками.

Примером такого крупногабаритного оборудования могут быть вакуумные колонны диаметром до 12 *м*, высотой около 25 *м* и весом более 400 *т*, аппараты реакторного блока диаметром более 10 *м*, высотой 30—40 *м* и весом до 500 *т*.

В этих условиях расширение пределов максимальных диаметров аппаратов, которые можно было бы транспортировать по железной дороге, является очень важным фактором в деле дальнейшего ускорения, удешевления и улучшения качества вновь строящихся заводов.

Перевозка крупногабаритных аппаратов, собранных в условиях машиностроительных цехов с оставлением минимальных недоделок для выполнения их на месте установки, может быть осуществлена не только по железным, но и по шоссейным дорогам, а так же по воде.

Из негабаритной[1] аппаратуры к перевозке допускаются:

а) по железным дорогам СССР с предварительным согласованием с Министерством путей сообщения в процессе проектирования аппараты диаметром до 3980 *мм*, длиной до 21 *м* и весом до 240 *т* или диаметром от 3915 до 3848 *мм* при длине соответственно от 22 до 30 *м*;

б) речным транспортом по согласованию с Министерством речного флота: на судах — аппараты диаметром не свыше 8 *м* и длиной до 55 *м*; с буксировкой на плаву — аппараты диаметром до 10 *м* и длиной до 100 *м*, герметизированными.

При изготовлении аппаратуры больших габаритов для мощных нефтеперерабатывающих установок на машиностроительных заводах при невозможности отправки аппарата в собранном виде по водным путям или шоссейным дорогам, отдельные части аппаратов следует изготовлять максимальных транспортабельных размеров.

Пример. Определить величину отклонения:

1) внутрь кривой корпуса реактора, вес которого 112 *т*, $D = 3000$ *мм*, $l_2 = 31$ *м*, $\delta = 40$ *мм*, при условии симметричной погрузки его на опоры с турникетами на две крайние четырехосные платформы подъемной силой по 60 *Т* сцепа из трех платформ со

---

[1] Сосуды и аппараты сварные стальные. Технические условия МРТУ 2-04-10-63.

средней, прикрывающей аппарат двухосной платформой подъемной силой 20 T;

2) конца аппарата наружу кривой;

3) верхнего штуцера A, находящегося на расстоянии $a_1' = 2{,}5$ $м$ снаружи от шкворня турникета (рис. I. 11);

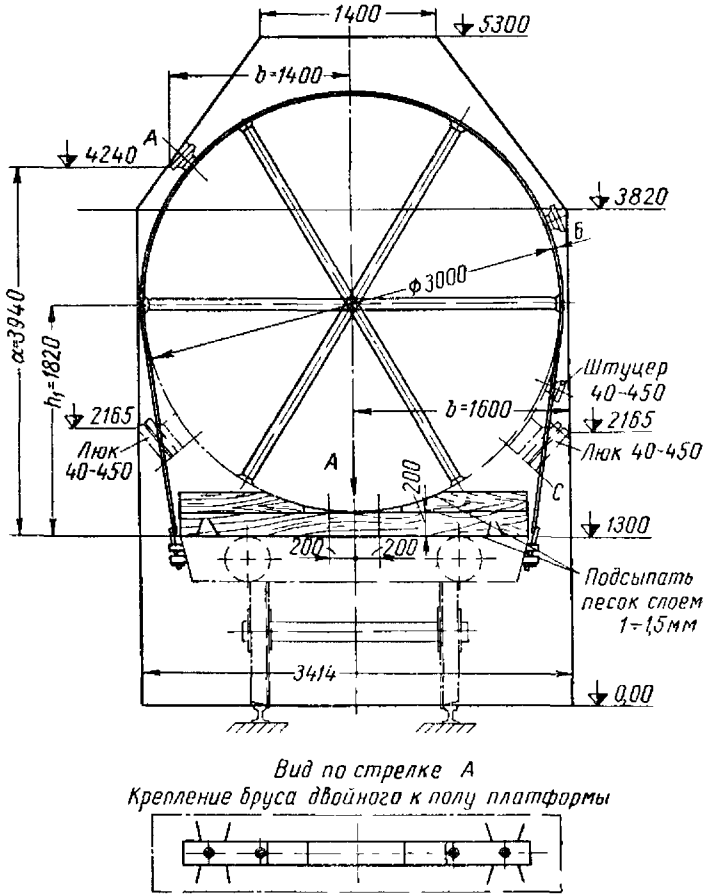


Рис. I. 11.

4) люков C, расположенных на расстоянии 3 $м$ от середины аппарата и 20-тонной платформы.

Найти расчетную степень негабаритности аппарата.

Р е ш е н и е.

I. Находим сначала базу сцепа или расстояние между осями шкворней турникетов опор, на которые погружен аппарат. Поскольку эти опоры расположены посредине крайних платформ, расстояние

между их осями равно сумме длин двухосной и четырехосной платформ, взятых по осям их автосцепок

$$l_1'' = l_2' + l_3'' = 10{,}424 + 14{,}194 = 24{,}618 \text{ м}.$$

База средней одноосной платформы $l_1 = 5{,}5$ м.

1) При значении расчетного радиуса $R = 350$ м величина отклонения или выхода середины аппарата внутрь кривой по формуле (I. 11) составляет

$$c_1'' = \frac{l_1''^2}{8R} + \frac{l_1^2}{8R} = \frac{24{,}618^2}{8 \cdot 350} + \frac{5{,}5^2}{8 \cdot 350} = 228 \text{ мм}.$$

2) Дополнительное отклонение конца аппарата наружу кривой по формуле (I. 12) составляет

$$c_2'' = \frac{l_2^2}{8R} - \frac{l_1''^2}{8R} - \frac{l_1^2}{8R} = \frac{31^2}{8 \cdot 350} - \frac{24{,}618^2}{8 \cdot 350} - \frac{5{,}5^2}{8 \cdot 350} = 115 \text{ мм}.$$

3) Дополнительное отклонение штуцера A наружу кривой по аналогии с формулами (I. 5), (I. 7) и (I. 12) равно

$$c_A = \frac{\left(l'' + 2a_1'\right)^2}{8R} - \frac{l_1''^2}{8R} - \frac{l_1^2}{8R} =$$

$$= \frac{(24{,}618 + 2 \cdot 2{,}5)^2}{8 \cdot 350} - \frac{24{,}618^2}{8 \cdot 350} - \frac{5{,}5^2}{8 \cdot 350} = 101 \text{ мм}.$$

4) Дополнительное отклонение внутрь кривой люка C по аналогии с формулами (I. 6) и (I. 12) равно

$$c_C = \frac{\left(l_1''\right)^2}{8R} + \frac{\left(l_1^2\right)}{8R} - \frac{(2 \cdot 3)^2}{8R} = \frac{24{,}618^2}{8 \cdot 350} + \frac{5{,}5^2}{8 \cdot 350} - \frac{(2 \cdot 3)^2}{8 \cdot 350} = 215 \text{ мм}.$$

Находим значения расчетных степеней негабаритности для всех точек реактора и выступающих его частей, расположенных в разных местах по длине и высоте поперечного сечения аппарата, изображенного на рис. I. 11. Расчетные размеры аппарата по формуле (I. 17) при условии, что по пути следования груза имеются уширения $a = 105$ мм, предусмотренные вышеупомянутыми техническими условиями Министерства путей сообщения, равны:

1) для середины аппарата

$$B_{ср} = 3000 + 2 \cdot 40 + 2 \cdot 228 - 2 \cdot 105 = 3326 \text{ мм};$$

2) для конца его

$$B_к = 2\left(A/2 + c + K - d\right) = 3000 + 2 \cdot 40 + 2 \cdot 115 - 2 \cdot 105 =$$

$$= 3100 \text{ мм};$$

здесь отношение $\frac{l_2}{l_1''} = \frac{31}{24{,}618} = 1{,}26 < 1{,}41$ и потому величину K не учитываем;

3) для наиболее выступающей точки штуцера A расчетный размер

$$B_{\text{ш}\,A} = 2\,(1400 + 137 - 105) = 2864\ мм;$$

для люка C расчетный размер

$$B_{\text{с}} = 2\,(1600 + 215 - 105) = 3420\ мм.$$

Как видим, в пределах 3980 *мм* по высоте боковой негабаритности наиболее выступающей точкой является край люка, C, который укладывается в негабаритность III степени (см. рис. I. 1).

На высоте 4240 *мм* в зоне верхней негабаритности наиболее выступающая точка штуцера A укладывается в негабаритность нулевой степени (см. Инструкцию по перевозке на железных дорогах СССР грузов негабаритных и погруженных на транспортеры. Трансжелдориздат, 1956, стр. 84).

II. Для сравнения полученных результатов в зависимости от выбранного способа перевозки длинномерного аппарата рассмотрим расчет реактора, погруженного по несколько другой схеме с меньшей базой сцепа: на две четырехосные платформы подъемной силой по 60 T посредине с подведением под два смешивающихся конца аппарата по одной двухосной платформы подъемной силой по 20 T, которые имеется возможность загрузить какими-либо частями.

Пользуемся формулами, примененными в I варианте примера, а при определении выхода наружу точек аппарата, находящихся вне базы l_1'', учитываем влияние разбега ходовых частей по (I. 14), так как отношение $l_2/l_1'' > 1{,}41$. При определении отклонения c_2'' прибавляем величину

$$K = 57{,}5\left(\frac{31{,}0}{14{,}194} - 1{,}41\right) = 38\ мм.$$

Тогда при $l_1'' = 14{,}194\ м$ и $l_1 = 9{,}294\ м$ получаем:

1) отклонение конца аппарата по формуле (I. 12)

$$c_2'' = \frac{31^2}{8 \cdot 350} - \frac{14{,}194^2}{8 \cdot 350} - \frac{9{,}294^2}{8 \cdot 350} + 0{,}038 = 278\ мм;$$

2) отклонение середины аппарата по формуле (I. 11)

$$c_1'' = \frac{14{,}194^2}{8 \cdot 350} + \frac{9{,}294^2}{8 \cdot 350} = 103\ мм.$$

Отклонения наиболее удаленных от оси симметрии точек штуцера A аппарата и люка C при аналогичных условиях их расположения по длине составляют:

3) $$c_{\text{ш}\,A} = \frac{(14{,}194 + 2 \cdot 2{,}5)^2}{8 \cdot 350} - \frac{14{,}194^2}{8 \cdot 350} - \frac{9{,}294^2}{8 \cdot 350} = 29\ мм;$$

4) $$c_{\text{с}} = \frac{14{,}194^2}{8 \cdot 350} + \frac{9{,}294^2}{8 \cdot 350} - \frac{(2 \cdot 2{,}5)^2}{8 \cdot 350} = 94\ мм.$$

Результаты расчета сводим в таблицу.

Таблица

Вариант	База сцепа l_1''	База платформы l_1	Отклонения				Расчетные размеры аппарата				Степень негабаритности	
			c_1''	c_2''	$c_{ш\,A}$	c_c	$B_к$	$B_{ср}$	$B_{ш\,A}$	B_c	боковая	верхняя
I	24,618	5,5	228	115	101	215	3100	3326	2864	3420	III	0
II	14,194	5,294	103	278	29	94	3426	3076	2648	3378	IV	габаритность 1-В

Расчетные размеры аппарата при этом:

1) $B_к = 3000 + 2 \cdot 40 + 2 \cdot 278 - 2 \cdot 105 = 3426$ *мм*;

2) $B_{ср} = 3000 + 2 \cdot 40 + 2 \cdot 103 - 2 \cdot 105 = 3076$ *мм*;

3) $B_{ш\,A} = 2 \cdot 1400 + 2 \cdot 29 - 2 \cdot 105 = 2648$ *мм*;

4) $B_c = 2 \cdot 1700 + 2 \cdot 94 - 2 \cdot 105 = 3378$ *мм*.

Таким образом, мы видим, что в результате менее удачного разрешения вопроса о принципиальной схеме погрузки реактора степень негабаритности при транспортировке аппарата ухудшилась.

ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫЕ КЛАПАНЫ

Правилами Госгортехнадзора об устройстве и безопасной эксплуатации сосудов, работающих под давлением, предусматривается обязательная установка на каждом сосуде или на группе последовательно соединенных сосудов (при отсутствии между ними запорных органов) не менее одного рычажного или пружинного предохранительного клапана. Назначение предохранительного клапана — не допустить превышения рабочего давления в сосуде или аппарате.

Следует различать давления внутри аппарата или сосуда: 1) расчетное и 2) рабочее.

Под расчетным давлением p следует понимать давление, на которое рассчитаны стенки корпуса аппарата.

Рабочее давление $p_р$ показывает установленный на аппарате манометр; оно равно требуемому избыточному давлению в зависимости от технологического процесса, протекающего в аппарате.

Часто расчетное давление p по своей величине совпадает с рабочим давлением $p_р$.

Однако в ряде случаев расчетное давление отличается от рабочего, например тогда, когда в процессе работы возможны отклонения от заданного технологического режима с заметным превышением давления против постоянного рабочего, а также если сосуды или аппараты проектируют с учетом дальнейшего совершенствования технологического процесса и в связи с этим предусматривается возможность повышения установленного рабочего давления до расчетного.

Пропускную способность, диаметр предохранительного клапана аппарата или сосуда и прочностные характеристики последнего определяют по расчетному давлению p, а настраивают клапан по установленному для аппарата рабочему давлению.

Манометр аппарата выбирают, как правило, по расчетному давлению.

В технической документации, приложенной к сосуду или аппарату, в тех случаях, когда рабочее давление $p_р$ не равно расчетному p, должны быть указаны рабочее и расчетное давления, а также максимальная температура, на которую рассчитан аппарат при давлении p.

Для обеспечения нормальной работы предохранительных клапанов необходимо соблюдать следующие основные условия.

Пружина или груз на рычаге предохранительного устройства должны быть отрегулированы так, чтобы клапан их начинал открываться (срабатывать) в тот момент, когда избыточное давление в сосуде или аппарате достигнет расчетного или рабочего. При этом теоретически общая сила противодавления пружины или груза должна быть равна силе, образующейся от внутреннего избыточного давления и заставляющей открываться клапан. Однако в связи с образованием при таких условиях положения неустойчивого равновесия и непрерывного срабатывания клапана практически пружину или груз предохранительного клапана настраивают так, чтобы сила их противодавления была несколько больше и чтобы клапан открывался при несколько более высоком давлении, чем установленное рабочее давление.

Величина превышения давления для пружин, при котором клапан начинает срабатывать, составляет обычно 0,05 $p_р$. Давление, при котором клапан начинает открываться, называется установочным.

Таким образом, работа предохранительного клапана является периодической.

Пропускная способность клапана должна быть рассчитана так, чтобы в сосуде во время открытия клапана не могло образоваться давление, превышающее указанное в табл. I. 2.

Таблица I. 2

Рабочее давление в сосуде, $кГ/см^2$	Допустимое превышение давления не более
До 3	0,5 $кГ/см^2$
3—60	15%
Более 60	10%

Превышение этих пределов избыточного давления при открытии клапана недопустимо и свидетельствует о неправильном расчете пропускной способности предохранительного клапана.

В практике бывают случаи, когда сосуд или аппарат по своим прочностным свойствам может эксплуатироваться при более высоком

рабочем давлении, чем он работает в действительности. Примером может служить группа так называемых тонкостенных сосудов или аппаратов, рассчитанных не на механическую прочность, а на устойчивость формы. На нефтеперерабатывающих заводах к таким сосудам относятся разные емкости, в том числе для хранения легких фракций бензина, некоторые колонные аппараты и т. д. По технологическим условиям для атмосферных ректификационных колонн на установках АВТ предусмотрена нормальная их работа при избыточных давлениях порядка 0,5 *кГ/см*^{2}. Корпуса же этих колонн, рассчитанные на устойчивость формы, способны по своим прочностным свойствам при гидравлическом испытании выдержать избыточное давление, достигающее в нижней части более 3 *кГ/см*^{2}. В таких же условиях работают и емкости для хранения бутана и легких фракций бензина.

Для таких сосудов на чертежах их общих видов и в документации, кроме рабочего давления, должно быть указано и расчетное давление применительно к вынужденно принятой (увеличенной) толщине стенок корпуса.

При расчете пропускной способности предохранительных клапанов оказывается возможным использовать более высокие по сравнению с технологическими требованиями прочностные характеристики сосудов или аппаратов и идти на уменьшение размеров предохранительных клапанов.

При определении величины пропускной способности предохранительных клапанов следует руководствоваться следующими правилами.

Для воздуха проходное сечение одного или нескольких клапанов должно быть таким, чтобы оно могло пропустить все количество подаваемого воздуха компрессорными или другими установками.

Общая пропускная способность предохранительных клапанов для выпуска паров или газов из одного аппарата или системы аппаратов должна быть такой, чтобы клапаны могли пропустить наибольшее количество паров, которые могут образоваться в аппаратах или поступить в них в пределах нормальных колебаний и режима работы, соблюдая при этом установленные пределы превышения давлений, указанные в табл. I. 2.

Известно. что истечение газа в атмосферу из сосуда или аппарата, находящегося под избыточным давлением выше ~ 1 *кГ/см*^{2}, происходит с критической скоростью, равной скорости звука.

В общем виде формула для определения максимального теоретического расхода идеального газа, истекающего с критической скоростью, имеет вид

$$G = \frac{3600}{\sqrt{MR}} c \mu f p \sqrt{\frac{M}{T}} \ кг/ч; \qquad (I.19)$$

для таких природных горючих газов, как пропан, бутан и др., которые сжимаются несколько сильнее идеальных газов

$$G = 124 c \mu f p \sqrt{\frac{M}{zT}} \ кг/ч. \qquad (I.20)$$

Здесь

$$c = \sqrt{2g\frac{k}{k+1}\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{2}{k-1}}}; \qquad \text{(I. 21)}$$

k — показатель адиабаты расширения; R — газовая постоянная в *кГ · м/кмоль · °С*; g — ускорение силы тяжести, равное 9,81 *м/сек²*; p — абсолютное давление газа в сосуде в *кГ/см²*; μ — коэффициент расхода, учитывающий сужение струи газа на выходе; обычно принимают $\mu = 0{,}85$; f — площадь условного прохода клапана в *см²*; при испытаниях пропускной способности предохранительных клапанов наиболее точно можно определить произведение μf; M — молекулярный вес паров или газов, проходящих через клапан; T — абсолютная температура паров или газов в °К ($T = t°\,\text{С} + 273$); z — коэффициент сжимаемости, обычно $z \leqslant 1$.

Коэффициент сжимаемости природных газов можно найти по приведенному давлению и приведенной температуре.

Приведенной температурой называется отношение абсолютной температуры газа к критической, а приведенным давлением — отношение абсолютного давления газа к критическому.

$$T_{\text{пр}} = \frac{T}{T_{\text{кр}}}, \qquad \text{(I. 22)}$$

$$p_{\text{пр}} = \frac{p}{p_{\text{кр}}}. \qquad \text{(I 23)}$$

Критической называется температура, выше которой вещество может находиться только в парообразном состоянии, и сколько бы мы его ни сжимали, перейти в жидкое состояние оно не может.

Таблица I. 3

Физико-химические данные углеводородов [62]

Наименование	Этан C_2H_6	Этилен C_2H_4	Пропан C_3H_8	Пропилен C_3H_6	Нормальный бутан n-C_4H_{10}	Изобутан изо-C_4H_{10}	Нормальный бутилен n-C_4H_8	Изобутилен изо-C_4H_8	Нормальный пентан n-C_5H_{12}
Критическое избыточное давление $p_{\text{кр}}$, *кГ/см²*	48,8	50,7	42,01	45,0	36,0	38,2	34,0	—	33,0
Критическая температура $t_{\text{кр}}$, °С	32,0	9,7	96,8	91,7	152,9	133,7	144,0	143,0	197,2
Теплоемкость при постоянном давлении c_p, *ккал/кг · °С*	0,418	0,400	0,473	0,390	0,469	0,462	0,380	0,382	0,448
То же, *ккал/м³ · °С* . .	0,534	0,478	0,884	0,695	1,130	1,137	0,900	0,905	1,324
Теплоемкость при постоянном объеме c_v, *ккал/кг · °С*	0,349	0,320	0,425	0,340	0,424	0,427	0 342	0,344	0,418
То же, *ккал/м³ · °С* . .	0,445	0,382	0,795	0,606	1,041	1,048	0,811	0,816	1,235
Показатель адиабаты k	1,20	1,25	1,16	1,15	1,08	1,09	1,11	1,11	1,07

Критическим давлением называется упругость паров жидкости при ее критической температуре, т. е. наинизшее давление, при котором вещество находится в жидком состоянии при критической температуре.

В табл. I. 3 приведены основные физико-химические данные углеводородов, входящих в состав сжиженных нефтяных газов,

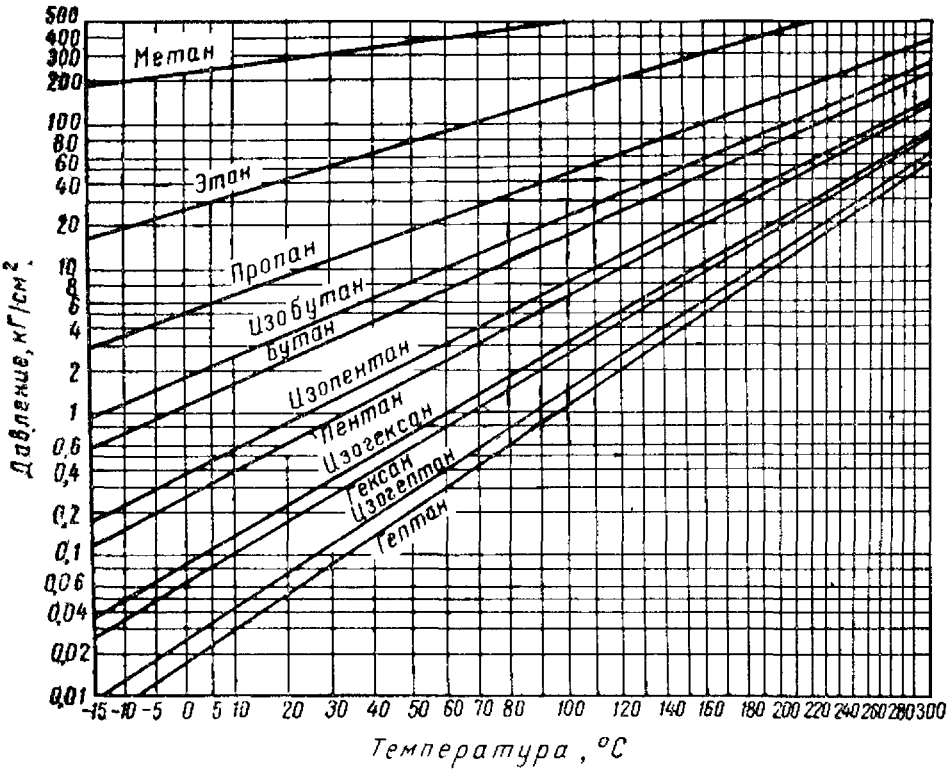


Рис. I. 12. Кривые упругости паров жидких углеводородов метанового ряда.

а также помещены значения их критических температур и давлений.

Зависимость между температурой и давлением насыщенных паров жидких углеводородов показана на рис. I. 12. В табл. I. 4 приведена зависимость для некоторых сжиженных газов.

На рис. I. 13 дан график, по которому, зная $p_{пр}$ и $T_{пр}$, можно найти значение z.

Правилами Госгортехнадзора по устройству и безопасной эксплуатации сосудов, работающих под давлением, дана единая формула для расчета пропускной способности предохранительных клапанов,

Таблица I. 4

Давление паров сжиженных газов в *ат*

Температура, °С	Аммиак	Изобутилен	Фреон-12	Температура, °С	Аммиак	Изобутилен	Фреон-12
—50	0,417	—	0,40	15	7,43	3,90	5,01
—45	0,55	—	0,52	20	8,74	4,60	5,78
—40	0,73	—	0,65	25	10,23	5,30	6,64
—35	0,95	—	0,82	30	11,89	6,10	7,59
—30	1,22	—	1,03	35	13,76	7,00	8,64
—25	1,55	—	1,26	40	15,85	7,80	9,80
—20	1,94	—	1,54	45	18,17	9,00	—
—15	2,41	—	1,86	50	20,73	10,00	—
—10	2,96	—	2,24	55	—	11,20	—
—5	3,62	—	2,66	60	—	12,50	—
0	4,38	2,40	3,15	65	—	14,00	—
5	5,26	2,80	3,70	70	—	15,40	—
10	6,27	3,30	4,32				

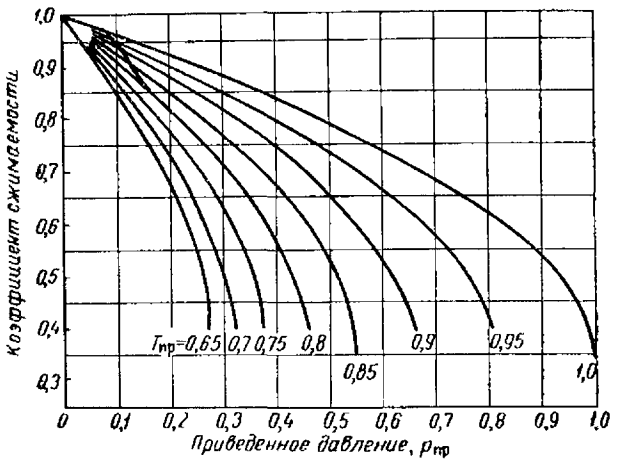


Рис. I. 13.

в которой коэффициент в правой части выражения взят один и тот же для всех газов и паров, а именно

$$G = 220\, fp \sqrt{\frac{M}{T}}, \qquad (I.24)$$

где G — пропускная способность клапана, которую принимают с учетом максимально возможного образования в сосуде или поступления в него газов или паров из питающего источника при отсутствии расхода из сосуда, в *кг/ч*; f — действительная площадь проходного сечения клапана при его полном подъеме.

Принятая в расчетах величина f несколько условна, так как точно определить ее трудно. Так, например, для высокоподъемных клапанов соплового типа с высотой подъема клапана $h \geqslant \frac{d}{4}$ действительную площадь проходного сечения принимают равной

$$f = \pi dh = \frac{\pi}{4} d^2, \qquad \text{(I. 25)}$$

где d — диаметр сопла под клапаном.

Для малоподъемных тарельчатых клапанов, у которых $h \leqslant \frac{d}{20}$, действительную площадь проходного сечения принимают равной

$$f = 2{,}22\, dh = 0{,}111\, d^2, \qquad \text{(I. 26)}$$

где d — внутренний диаметр седла.

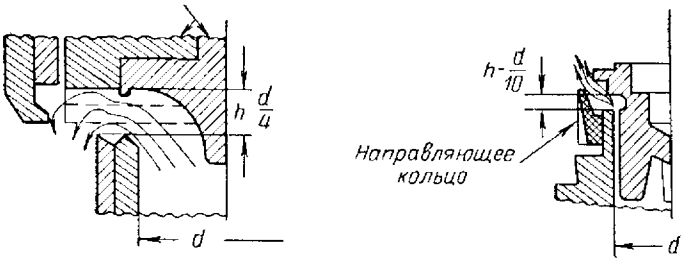


Рис. 1. 14.

Бывают еще и среднеподъемные клапаны, у которых $h \leqslant \frac{d}{10}$.

Как видно, диаметр проходного сечения малоподъемного предохранительного клапана больше диаметра проходного сечения предохранительного клапана с полным подъемом той же пропускной способности в $\sqrt{\frac{\pi}{4 \cdot 0{,}111}} \approx 2{,}7$ раза. Конструктивные элементы некоторых типов полноподъемных и других предохранительных клапанов дают возможность использовать реактивное действие струи среды для подъема золотника (рис. I 14).

Объемная производительность клапанов для несжимаемых жидкостей может быть найдена из уравнения расхода жидкости при истечении ее из отверстия

$$V = \mu f w = \mu f \sqrt{\frac{2g}{\gamma} p_{изб}} \ м^3/сек, \qquad \text{(I. 27)}$$

где μ — коэффициент расхода; f — площадь проходного сечения клапана (кольцевая щель) в $м^2$; w — теоретическая скорость истечения в $м/сек$; $p_{изб}$ — избыточное давление в сосуде в $кГ/м^2$; γ — удельный вес жидкости в $кГ/м^3$.

Объемную производительность предохранительного клапана, отнесенную к состоянию газа в сосуде, определяют по формуле

$$V = G_ч v \ м^3/ч, \tag{I.28}$$

где v — удельный объем газа в $м^3/кг$; $G_ч$ — пропускная способность клапана в $кг/ч$, вычисленная по формуле (I. 24) или в общем виде по формуле (I. 19) или (I. 20).

Во всех предыдущих формулах кажущийся молекулярный вес $M_{см}$ смеси газов или паров определен по формуле

$$M_{см} = \frac{\sum_1^n v_к M_к}{100}, \tag{I.29}$$

где $v_к$ — объемные доли содержания в смеси каждого компонента в %; $M_к$ — молекулярный вес отдельных компонентов.

Состав смеси газов может быть задан как в весовых, так и в объемных единицах

$$v_1 = \frac{g_1/M_1\,100}{g_1/M_1 + g_2/M_2 + \ldots + g_n/M_n} = \frac{g_1/M_1\ 100}{\sum_1^n g_к/M_к}, \tag{I.30}$$

$$v_2 = \frac{g_2/M_2\ 100}{\sum_1^n g_к/M_к} \tag{I.31}$$

и т. д., или

$$v_1 = \frac{g_1/\gamma_1\,100}{\sum_1^n g_к/\gamma_к}, \tag{I.32}$$

$$v_2 = \frac{g_2/\gamma_2\,100}{\sum_1^n g_к/\gamma_к} \tag{I.33}$$

и т. д., или

$$g_1 = \frac{v_1 M_1 \cdot 100}{v_1 M_1 + v_2 M_2 + \ldots + v_n M_n} = \frac{v_1 M_1 \cdot 100}{\sum_1^n v_к M_к}, \tag{I.34}$$

$$g_2 = \frac{v_2 M_2 \cdot 100}{\sum_1^n v_к M_к} \tag{I.35}$$

и т. д.

Удельный вес γ каждого компонента смеси можно найти по формуле

$$\gamma = \frac{M}{V}, \tag{I.36}$$

где γ — в $кГ/м^3$; V — объем 1 моля в $м^3$ (при 15° С и 760 *мм. рт. ст.*

$V = 23{,}6$ $м^3$); g_1, g_2, ..., g_n — весовые доли содержания в смеси отдельных компонентов в %; v_1, v_2, ..., v_n — объемные доли в %; M_1, M_2, ..., M_n — молекулярные веса отдельных компонентов.

Удельный вес γ_t газа или пара при любой температуре и постоянном давлении равен

$$\gamma_t = \gamma \frac{273+15}{273+t}, \qquad (I.37)$$

где γ находим по формуле (I. 36).

Удельный вес γ газа или пара при давлении p составляет

$$\gamma_{t\,пр} = \gamma_t (p + 1)\ кГ/м^3. \qquad (I.38)$$

Давление $p_{см}$ смеси газов, состоящей из различных компонентов

$$p_{см} = \frac{\sum_1^n v_к p_к}{100}, \qquad (I.39)$$

где $p_к$ — парциальные давления; $v_к$ — объемные доли содержания в смеси каждого компонента в %.

Общее давление смеси различных газов равно сумме парциальных давлений отдельных газов, входящих в эту смесь

$$p = p_1 + p_2 + \ldots + p_n, \qquad (I.40)$$

а объем газовой смеси

$$v = v_1 + v_2 + \ldots + v_n, \qquad (I.41)$$

где v_1, v_2, ..., v_n — объемы газов, составляющих смесь.

Изменение состояния газа при постоянной температуре определяется законом, который выражается в следующем виде:

$$p_1 v_1 = p_2 v_2 = \ldots = \text{const}, \qquad (I.42)$$

где v_1, v_2, ..., v_n — объемы газа, занимаемые им соответственно при абсолютных давлениях p_1, p_2, ..., p_n.

Если газ занимает объем до v_0 при температуре $t_0 = 0°$ С, то при температуре t_1 и том же давлении его объем равен

$$v_1 = v_0 (1 + \alpha t), \qquad (I.43)$$

где α — коэффициент объемного расширения, равный 1/273.

Рассмотренные законы газового состояния справедливы для идеальных газов. Реальные углеводородные газы практически также подчиняются этим законам.

Формула (I. 24) Госгортехнадзора дает возможность с достаточной для практики точностью рассчитывать пропускную способность предохранительных клапанов.

Для предварительного выбора размеров предохранительных клапанов можно пользоваться графиками, изображенными на рис. (I. 15)—(I. 20).

На рис. (I. 15) приведены кривые, по которым можно выбрать площадь проходного сечения полноподъемного предохранительного клапана, обслуживающего ресивер, питаемый одним или несколькими компрессорами при общей объемной производительности, считая на атмосферный воздух, равной V $м^3/мин$.

На рис. (I. 16)—(I. 19) даны графики для приблизительного определения площади проходного сечения предохранительных клапанов в зависимости от их пропускной способности при прохождении через эти клапаны нефтяных перегретых паров или газов в количестве V $м^3/мин$, имея в виду их состояние внутри сосудов, с различными молекулярными весами M (от 10 до 450) и для температур от 50 до 600° С.

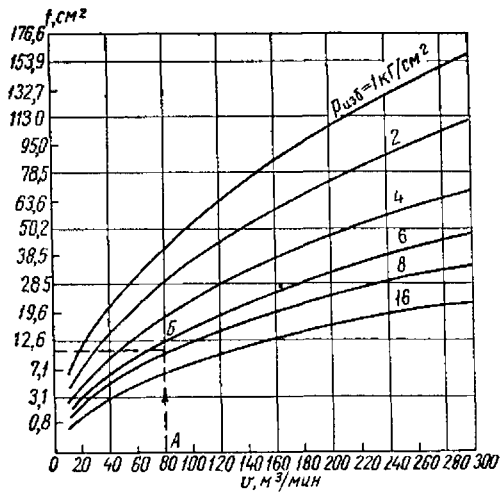


Рис. I. 15.

Диаметры и площади проходных сечений предохранительных клапанов в зависимости от расхода или количества жидкого нефтепродукта или любой жидкости, поступающих в емкость в количестве V $м^3/ч$, определяем по графику (рис. I. 20).

Для построения графика использована формула

$$d = \sqrt{\frac{4V}{\pi \cdot 3600\, w}} = 1{,}128 \sqrt{\frac{V}{3600\, w}}, \qquad (I.\ 44)$$

где V — расход жидкости в $м^3/ч$; w — скорость жидкости в $м/сек$; d — диаметр проходного сечения предохранительного клапана в $м$.

На основании работ Всесоюзного института гидромашиностроения (ВИГМ) установлено, что для расчета диаметров проходных сечений предохранительных клапанов в зависимости от разности давлений до клапана и после него, т. е. дифференциальных давлений $p_д$, скорости жидкости w рекомендуется принимать: для $p_{диф} \leqslant 5$ $кГ/см^2$ $w = 7$ $м/сек$ и для $p_{диф} > 5$ $кГ/см^2$ $w = 14$ $м/сек$. Для этих значений w и построены кривые на рис. 20.

Проверка более точным расчетом значений отдельных точек кривых на рис. (I. 16)—(I. 19) показывает, что эти значения для насыщенных углеводородных паров несколько занижены. Уточнение же всех данных, определенных по кривым, и увязка их с расчетными формулами возможны только после специальных испытаний пропускной способности предохранительных клапанов, в результате которых для каждого типа и размера клапана будет точно установлена действительная проходная площадь клапана f и коэффициент расхода μ или их произведение.

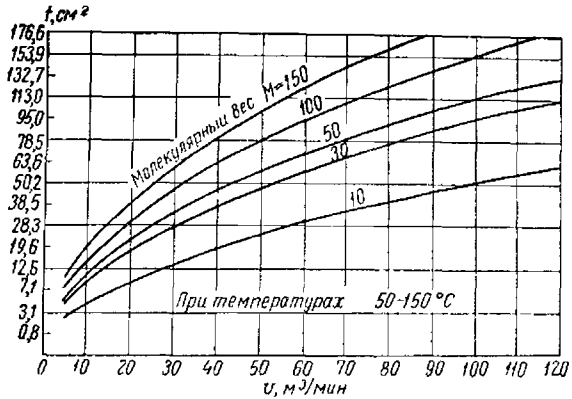


Рис. 1. 16.

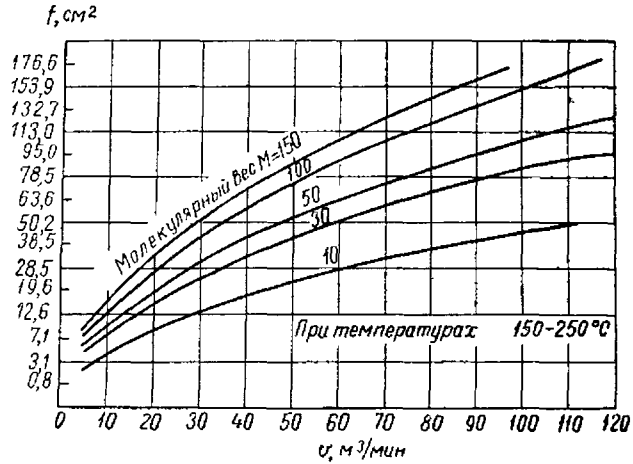
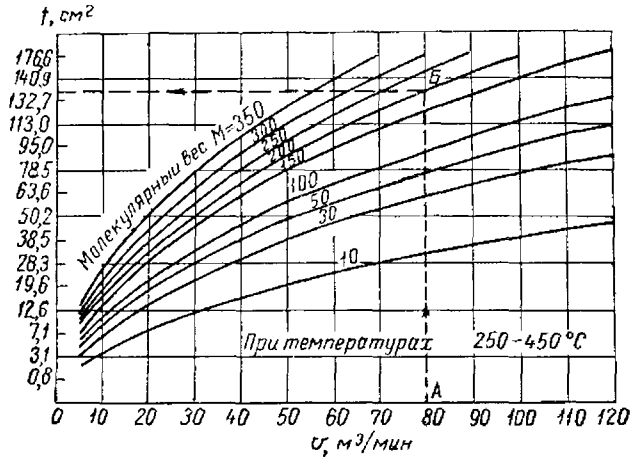
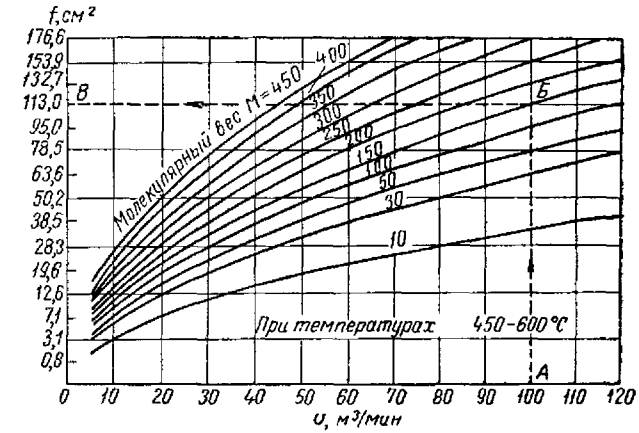


Рис. 1. 17.





В нормали Н518-63 вместо расчетного нечетного количества предохранительных клапанов принято ближайшее большее четное число.

Согласно правилам Госгортехнадзора на емкостях для сжиженных нефтяных газов должно быть установлено четное число предохранительных клапанов.

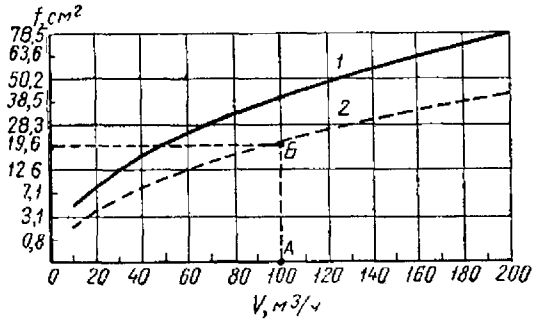


Рис. 1. 20.

1 — $p_{диф}$ до 5 *кГ/см²*; $W = 7$ *м/сек*; *2* — $p_{диф}$ свыше 5 *кГ/см²*, $W = 14$ *м/сек*.

Каждая пара предохранительных клапанов емкостей для сжиженных газов содержит один контрольный и один рабочий клапаны.

Согласно правилам безопасности при хранении и транспорте сжиженных нефтяных газов предохранительные клапаны должны срабатывать при давлениях, указанных в табл. I. 5.

Таблица I. 5

Избыточное рабочее давление в емкости $p_р$, *кГ/см²*	Избыточное давление, при котором предохранительный клапан должен открываться, *кГ/см²*	Клапан
До 7	$p_р + 0{,}2$	Контрольный и рабочий
От 7 до 13	$p_р + 0{,}2$	Контрольный
	$p_р + 0{,}2$	Рабочий
Свыше	$1{,}05p_р$	Контрольный
	$1{,}08p_р$	Рабочий

Компоновка предохранительных клапанов на этих емкостях должна выполняться в соответствии с действующей нормалью Н518-63.

Установка контрольного и рабочего предохранительных клапанов на аппаратах технологических установок производится как исключение на рефлюксных емкостях, промежуточных емкостях, емкостях для абсорбента, реакторах и других аппаратах, содержащих сжиженные нефтяные газы и легкие фракции бензинов в количествах, превышающих 15 *м³*.

Необходимо отметить, что пружины, рассчитанные на работу в диапазоне давлений 8—16 *кГ/см²* и установленные в условиях более низких давлений, например на 3 *кГ/см²*, в результате меньшего первоначального их сжатия понижают чувствительность клапана. Вследствие этого открытие клапана на полную пропускную способность происходит с превышением рабочего давления на 30—40% против 15%, допускаемых правилами Госгортехнадзора.

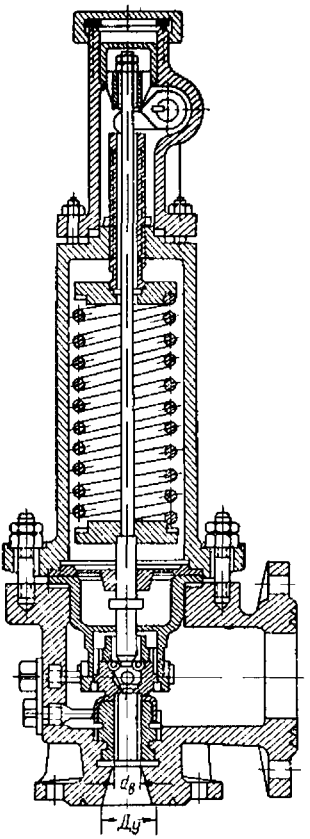


Рис. I. 21.

Приводим примеры определения пропускной способности предохранительных клапанов с использованием приведенных выше формул или графиков, а так же примеры выбора условного диаметра $D_у$ клапанов и условного давления $p_у$ в зависимости от проходного сечения сопла клапана $d_с$ (на рис. I. 21 $d_с = d_в$).

Пример 1.

Определить проходное сечение и условный диаметр пружинного предохранительного клапана (рис. I. 21), который должен быть поставлен на ресивере, рассчитанном на избыточное давление 7 *кГ/см²* и обслуживающем компрессор производительностью $V = 80$ *м³* воздуха в минуту.

Для определения площади проходного сечения полноподъемного предохранительного клапана по кривым графика (рис. I. 15) восстановим перпендикуляр из точки A ($V = 80$ *м³* воздуха в минуту) оси абсцисс и проведем его до точки $Б$, расположенной примерно посредине между кривыми, соответствующими избыточным давлениям 6 и 8 *кГ/см²*. Ордината точки $Б$ и определит площадь проходного сечения сопла клапана, равную 11,8 *см²*.

Затем выберем условный диаметр предохранительного клапана.

В табл. I. 6 приведены диаметры $d_с$ и площади f проходных сечений, соответствующие определенному условному диаметру $D_у$ пружинных предохранительных клапанов ППК1 и СППК1, изготовляемых для нефтяной промышленности. Как видим, эти клапаны выпускаются с ограниченным диапазоном проходных диаметров и сечений. Выбирать следует или ближайший больший, или несколько клапанов меньших размеров.

В рассмотренном примере необходим пружинный предохранительный клапан $D_у$ 80. Можно взять также два клапана $D_у$ 50 для услов-

Таблица I, 6

Диаметр и площадь проходных сечений полноподъемных пружинных предохранительных клапанов

(по чертежам Гипронефтемаша)

Условный диаметр клапана $D_у$, *мм*	Диаметр сопла $d_с$, *мм*	Площадь проходного сечения f, *см²*
50	30	7,06
80	40	12,56
100	50	19,63
150	72	40,66

ного давления $p_у = 16$ *кГ/см²*, выпускаемых машиностроительной промышленностью, так как суммарная площадь их проходного сечения превышает необходимую расчетную.

Пример 2.

Определить площадь проходного сечения f и условный диаметр $D_у$ полноподъемного предохранительного клапана, который должен пропустить 80 *м³/мин* нефтяных газов молекулярного веса 200 при температурах 250 и 450° С.

Пример можно решить при помощи графиков (рис. I. 18).

Для этого из точки A оси абсцисс проводим перпендикуляр до точки $Б$, лежащей на кривой, соответствующей молекулярному весу $M=200$. Ордината точки $Б$ и определит величину площади проходного сечения полноподъемного предохранительного клапана, равную ~ 135 *см²*.

Из табл. I. 6 видим, что в данном случае необходимо поставить четыре предохранительных клапана $D_у 150$.

Решим этот пример для температур 250 и 450° С, пользуясь формулой (I 24) Госгортехнадзора, при условии, что избыточное давление в аппарате равно 6 *кГ/см²*.

Для определения весового расхода нефтяного пара необходимо найти его удельный вес γ для рабочих условий внутри сосуда.

По формуле (I. 36)

$$\gamma = \frac{M}{V} = \frac{200}{23{,}6} \approx 8{,}45 \ кГ/м^3.$$

По формуле (I. 37) для $t = 250°$ С

$$\gamma_t = \gamma \frac{273+15}{273+t} = 8{,}45 \frac{288}{273+250} \approx 4{,}65 \ кГ/м^3,$$

По формуле (I. 38) удельный вес паров при избыточном давлении 6 *кГ/см²* составляет

$$\gamma' = 4{,}65\ (6+1) \approx 32 \ кГ/м^3,$$

то же для случая $t = 450°$ С

$$\gamma' = 8{,}45 \frac{288}{273+450} 7 \approx 23{,}6 \ кГ/м^3.$$

По формуле (I. 24) проходное сечение клапана для $t = 250°$ С.

$$f = \frac{32 \cdot 80 \cdot 60}{220\,(6+1)\sqrt{\frac{200}{273+250}}} \approx 162 \ см^2,$$

то же для $t = 450°$ С

$$f = \frac{23{,}6 \cdot 80 \cdot 60}{220\,(6+1)\sqrt{\frac{200}{273+450}}} \approx 140 \ см^2,$$

т. е. результаты практически получились для температуры 450° С близкие к тем, которые были найдены по графикам; для температуры 250° С данные графиков оказываются заниженными приблизительно на 15%.

Пример 3.

Определить размеры полноподъемного предохранительного клапана, который должен быть поставлен на емкости с $V = 100 \ м^3$ для хранения легких фракций бензина при максимальной температуре $t = 50°$ С. Молекулярный вес M принимаем равным 72.

Предохранительные клапаны в емкостях для сжиженных газов ставят для предотвращения аварий при пожаре, при переполнении емкостей или при заполнении их продуктом с более высокой упругостью паров, чем та, на которую они рассчитаны.

Диаметр емкости согласно отраслевым нормалям (нефтяной промышленности) $D_в = 3000 \ мм$, длина цилиндрической части $L = 12\,000 \ мм$ и толщина стенки корпуса 14 *мм*.

По одному из существующих методов расчета пропускная способность предохранительных устройств определяется для наружной температуры емкости, принимаемой условно при пожаре ~600° С [93].

Прежде всего определяем количество паров, которое должен пропустить предохранительный клапан при передаче тепла в количестве Q *ккал/ч* от воздуха к содержимому емкости, по формуле

$$G = \frac{Q}{q} \ кг/ч, \qquad (I.45)$$

где q — скрытая теплота парообразования легких фракций бензина; принимаем ее равной 70 *ккал/кг*.

Искомое количество тепла

$$Q = kF_{емк}(t_{возд} - t_{газ}), \qquad (I.46)$$

где k — коэффициент теплопередачи, принимаемый равным 20 *ккал/м²·ч·°С*; $F_{емк}$ — полная боковая поверхность емкости.

Определяем $F_{емк}$ по формуле

$$F_{емк} = \pi D_в L + 2F_1 = \pi \cdot 3{,}0 \cdot 12{,}0 + 2 \cdot 10 = 134 \ м^2, \quad (I.47)$$

где F_1 — поверхность каждого днища, равная $\sim 10 \ м^2$;

$t_{возд} = 600°$ С; $t_{газ}$ — температура газа в емкости при истечении его из предохранительного клапана.

Хотя избыточное давление насыщенных паров легких фракций бензина при максимальной температуре их хранения 50° С согласно условиям задачи равно $\sim 2 \ кГ/см^2$, однако в целях сохранения устойчивости формы емкости толщина ее стенок принята гораздо большей, чем следовало бы принять для давления 2 $кГ/см^2$. Поэтому возникает необходимость выяснить, для какого расчетного давления стенки емкости пригодны. Определяем это по формуле

$$p = \frac{(s-0{,}4)\,2R_z\varphi}{D_в + (s-0{,}4)} = \frac{(1{,}4-0{,}4)\,2 \cdot 1050 \cdot 1}{300 + (1{,}4-0{,}4)} \approx 7 \ кГ/см^2,$$

где s — полная толщина стенки — 1,4 $см$; 0,4 — прибавка на коррозию; R_z — допускаемое напряжение, равное 1050 $кГ/см^2$, имея в виду, что корпус емкости выполнен из стали марки Ст.3; φ — коэффициент прочности шва, равный единице; $D_в$ — внутренний диаметр емкости.

Таким образом, стенки корпуса способны выдержать вместо 2 $кГ/см^2$ избыточное давление $p = 7 \ кГ/см^2$ или абсолютное давление $p = 8{,}0 \ кГ/см^2$.

По формуле (I. 46) получаем

$$Q = 20 \cdot 134 \,(600 - 105) \approx 1\,330\,000 \ ккал/ч.$$

По формуле (I. 45)

$$G = \frac{Q}{q} = \frac{1\,330\,000\sqrt{z}}{70} = \frac{1\,330\,000 \cdot 0{,}9}{70} \approx 17\,000 \ кг/ч.$$

По формуле (I. 24) для давления $p = 8 \ кГ/см^2$

$$F = \frac{17\,000}{220 \cdot 8\sqrt{\frac{72}{273+120}}} \approx 20 \ см^2,$$

где 120 — температура насыщенных паров бензина (пентана — C_5H_{12}) при 8 $кГ/см^2$.

Если же расчет провести для абсолютного давления 3 $кГ/см^2$, то

$$F \approx \frac{17\,000}{220 \cdot 3\sqrt{\frac{72}{273+50}}} \approx 53 \ см^2,$$

т. е. пропускная способность предохранительного клапана должна быть почти в 3 раза больше.

Из приведенного примера видна целесообразность правильной оценки прочностных возможностей сосуда или аппарата при расчете пропускной способности предохранительного клапана.

В соответствии с табл. I. 6 на емкости должны быть поставлены два предохранительных клапана $D_у = 80$ *мм*; $p_у = 16$ *кГ/см²*.

Пример 4.

Производительность горизонтального цилиндрического электродегидратора составляет 800 000 *т* нефти в год. Общее число рабочих часов за это время равно 8000.

Определить диаметр проходного сечения полноподъемного предохранительного клапана, который должен быть установлен на обводной линии поршневого насоса производительностью 800 000 : 8000 = 100 *т/ч* с давлением под клапаном 16 *кГ/см²* и атмосферным давлением за клапаном.

На оси абсцисс графиков рис. I. 20 находим точку *А*, соответствующую ~100 *м³/ч*. Восстанавливаем перпендикуляр до пересечения с кривой дифференциального давления свыше 5 *кГ/см²* в точке *Б*. Ордината точки *Б* и определяет площадь проходного сечения клапана, равную 19,6 *см²*. В соответствии с табл. I. 6 в рассматриваемом случае на обводной линии насоса должен быть установлен пружинный предохранительный полноподъемный клапан $D_у = 100$ *мм*.

Пример 5.

Определить диаметр полноподъемного предохранительного клапана для атмосферной ректификационной колонны диаметром 3200 *мм* атмосферно-вакуумной трубчатки (АВТ), работающей при абсолютном давлении 1,7 *кГ/см²* и температуре внизу 320° С и вверху 100° С. Производительность установки 1 млн. *т* нефти в год. Число рабочих дней в году ~310. Из нагретой в печи и поступающей в колонну нефти в виде паров удаляется ~20% бензина ($M \approx 100$) и дизельного топлива ($M \approx 180$) — 30% от общего количества поступающей нефти. Для отпарки нефтепродуктов снизу подается ~2% водяного пара.

По условиям устойчивости от действия ветровой нагрузки расчетная толщина стенки колонны из стали 16 ГС равна 12 *мм*.

Определяем диаметр клапана для колонны, имея в виду установку его на высоте ввода сырья в аппарат.

Производительность колонны в минуту равна

$$G = \frac{1\,000\,000 \cdot 1000}{310 \cdot 24 \cdot 60} \approx 2200 \text{ кг}.$$

Весовое количество паров бензина при вводе сырья составляет

$$G_б = 2200 \cdot 0{,}2 = 440 \text{ кг};$$

то же для паров дизельного топлива

$$G_{д.т} = 2200 \cdot 0{,}3 = 660 \text{ кг};$$

то же для водяного пара

$$G_{в.п} = 2200 \cdot 0{,}02 = 44 \text{ кг}$$

Удельный объем $v_б$ бензина в рабочих условиях колонны

$$v_б = \frac{22{,}4\,(273+t)}{M \cdot p \cdot 273} = \frac{22{,}4\,(273+320)}{100 \cdot 1{,}7 \cdot 273} \approx 0{,}29 \ м^3/кг,$$

то же для дизельного топлива

$$v_{д.т} = \frac{22{,}4 \cdot 593}{180 \cdot 1{,}7 \cdot 273} \approx 0{,}16 \ м^3/кг;$$

то же для водяного пара H_2O ($M = 18$)

$$v_{в.п} = \frac{22{,}4 \cdot 593}{18 \cdot 1{,}7 \cdot 273} \approx 1{,}6 \ м^3/кг.$$

Объем перечисленных продуктов

$$V_б = G_б v_б = 440 \cdot 0{,}29 = 128 \ м^3;$$

$$V_{д.т} = G_{д.т} v_{д.т} = 660 \cdot 0{,}16 \approx 106 \ м^3,$$

$$V_{в.п} = G_{в.п} v_{в.п} = 44 \cdot 1{,}6 \approx 70 \ м^3.$$

Суммарный объем продуктов в минуту

$$V_{сум} = 128 + 106 + 70 \approx 300 \ м^3.$$

Для того чтобы подобрать диаметр предохранительного клапана по рис. I. 18, находим процентное содержание паров продуктов в колонне;

бензина

$$\frac{440}{440+660+44} \approx 38\%,$$

дизельного топлива

$$\frac{660}{440+660+44} \approx 58\%,$$

водяного пара $\sim 4\%$.

Средний молекулярный вес смеси составляет

$$M_{см} = 100 \cdot 0{,}38 + 180 \cdot 0{,}58 + 18 \cdot 0{,}04 \approx 143.$$

Расчетное давление аппарата равно

$$p = \frac{s' \cdot 2R_z \varphi}{D_в + s'} = \frac{1{,}2 \cdot 2 \cdot 1200 \cdot 1}{320 + 1{,}2} \approx 7{,}5 \ кГ/см^2.$$

В этих условиях суммарный объем продуктов, на который должна быть рассчитана пропускная способность клапана, составляет

$$V_{сум} \frac{300 \cdot 1{,}7}{(7{,}5+1)} = 64 \ м^3/мин.$$

Для производительности около 65 $м^3/мин$ при $M = 143$ проходное сечение клапана должно составлять $\sim 80 \ см^2$ (см. рис. I. 18).

Этим требованиям удовлетворяет площадь сечения двух предохранительных клапанов каждый $D_y = 150$ *мм* (табл. I. 6).

Таблица I. 7

Предохранительные клапаны емкостей для сжиженных нефтяных газов (пропана и бутана) и легких фракций бензина

(по нормали Н518-59)

Продукт, для которого предусмотрена емкость	Рабочее давление в емкости $p_р$, *кГ/см²*	Условный объем емкости V_y, *м³*	Предохранительные клапаны					Установочное давление, *кГ/см²*	
			условный диаметр D_y, *мм*	условное давление p_y, *кГ/см²*	площадь проходного сечения клапана F, *см²*	количество клапанов		контрольное	рабочее
						расчетное	действительное		
Пропан	18	25 и 50	50	40	5,5	1	2	18,9	19,4
»	18	100	80	40	7,3	1	2	18,9	19,4
»	18	160 и 200	80	40	17 и 20	2	2	18,9	19,4
Бутан	7	50	50	16	17	2	2	7,2	7,3
»	7	100	80	16	22,5	2	2	7,2	7,3
»	7	160 и 200	80	16	36,6 и 39,3	3 и 4	4	7,2	7,3
Легкие	2	100	80	16	19,8	2	2	2,2	2,2
фракции	2	160	80	16	32,3	3	4	2,2	2,2
бензина	2	200	80	16	50,0	4	4	2,2	2,2

В табл. I. 7 приведены данные о предохранительных клапанах емкостей для сжиженных нефтяных газов (пропана и бутана) и легких фракций бензина, взятые из нормали Н518-63 и рассчитанные по изложенному в примере 3 методу с некоторыми уточнениями по формулам (I. 20), (I. 22), (I. 23).

Для расчета рабочего сечения предохранительных клапанов емкостей для сжиженных нефтяных газов известна также формула Фетерли. Однако проведенные по ней расчеты [61] показывают, что размеры предохранительных клапанов получаются несколько меньшими, чем по методу, приведенному в примере 3 и положенному в основу данных табл. I. 7.

Необходимо иметь в виду, что площадь проходного сечения арматуры, фитингов или труб, на которые устанавливают предохранительные клапаны, должна быть не менее чем площадь проходного сечения подводящих патрубков корпусов аппаратов.

Если невозможно установить на аппаратах или сосудах, работающих под избыточным внутренним давлением, предохранительные клапаны (в случае опасности внезапного повышения давления в сосуде), при нарушениях плотности в клапанах в результате отложений на них или при сильной коррозии и т. д.), то как исключение устанавливают предохранительные взрывные пластины или мембраны [56].

ВЫБОР КОНСТРУКЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ

Элементы, узлы и детали оборудования нефтеперерабатывающих и нефтехимических заводов изготовляют из углеродистой и других сталей в виде листового и сортового проката, труб, поковок, отливок из стали, чугуна и цветных металлов и т. д. В последние годы начали применять и неметаллические материалы в виде футеровочных, облицовочных и реже конструкционных материалов.

Почти всю аппаратуру выполняют сваркой, исключая небольшую группу кованых аппаратов для высоких давлений. Трубопроводы монтируют на сварке, хотя удельный вес прочно-плотных фланцевых соединений в них еще значителен.

Трубы печных змеевиков, теплообменников и холодильников в основном соединяют с печными двойниками (ретурбендами) и решетками путем развальцовки и отбортовки. Однако широко применяются безретурбендные змеевики трубчатых печей с использованием приварных крутоизогнутых двойников, а также сварные соединения труб в теплообменных аппаратах с решетками.

Критерии для выбора материалов оборудования, работающего при температурах ниже нуля

Обычные углеродистые и низколегированные конструкционные стали с понижением температуры снижают свою ударную вязкость и при определенных температурах становятся хрупкими. Характер изменения ударной вязкости металла с изменением температуры схематически показан на рис. I. 22. Температуру, при которой металл переходит из вязкого состояния в хрупкое, называют критической температурой хрупкости, которая определяет так называемый «порог хладоломкости». Очевидно, что для работы при пониженных температурах следует выбирать металлы с возможно более низким порогом хладоломкости. Однако было бы ошибочно полностью отказаться от применения материалов с величиной ударной вязкости при рабочих температурах менее 2,0 $кГ \cdot м/см^2$. Достаточно напомнить, что чугун, ударная вязкость которого при комнатной температуре менее 1,0 $кГ \cdot м/см^2$, вполне оправдал себя в обширной номенклатуре оборудования (корпуса насосов, компрессоров, арматуры и т. д.) даже при эксплуатации в условиях умеренно-низких температур. Также оправдали себя в работе емкости небольших размеров, изготовленные из обычной углеродистой стали и эксплуатирующиеся в условиях крайнего севера.

Поэтому, при выборе металла для работы при пониженных температурах следует исходить не только из величины ударной вязкости, но и учитывать следующее:

а) величину и характер приложения напряжений (статические, динамические или пульсирующие нагрузки);

б) наличие и характер концентраторов напряжений и чувствительность материала к надрезам;

в) начальные напряжения в конструкции;

г) способ охлаждения конструкций (за счет содержащейся в них специальной холодной среды или же за счет окружающей атмосферы);

д) вид излома материала при пониженной температуре: кристаллический или волокнистый.

Статическая нагрузка способна вызвать поломку (трещину) в хрупком материале, если напряжение в каком-либо сечении больше, чем прочность материала на разрыв. Однако при расчете конструкции выбирают такие запасы прочности, при которых возникающие

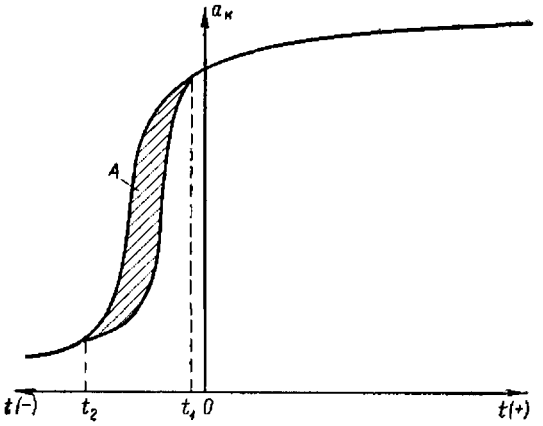


Рис. I. 22 .Характер изменения величины ударной вязкости углеродистой и низколегированной стали с изменением температуры.

A — область рассеянных значений $a_к$; t_1 и t_2 — температуры, соответствующие верхнему и нижнему порогам хрупкости

от внешних нагрузок напряжения значительно меньше, чем прочность металла на разрыв (если нет чрезмерных начальных напряжений). Поэтому при статически приложенной нагрузке даже хрупкие материалы могут успешно работать, если конструкция правильно рассчитана на прочность, если металл не имеет дефектов, нарушающих сплошность и способствующих концентрации напряжений. При изготовлении таких материалов не следует допускать операций, вызывающих высокие начальные напряжения.

К такого рода конструкциям относятся всевозможные, работающие под низким давлением, свободно опирающиеся цилиндрические емкости небольших размеров для газов и нефтепродуктов, трубопроводы с компенсацией от термических воздействий. площадки и конструкции обвязки колонн и аппаратов нефтеперерабатывающих заводов и др.

Для конструкций, подверженных ударным или пульсирующим нагрузкам и предназначенных для работы с нефтепродуктом при темпе-

ратурах ниже нуля, следует выбирать металлы с ударной вязкостью, равной 2,5—3,0 $кГ \cdot м/см^2$ при рабочей температуре, и волокнистым изломом, а так же не имеющие газовых и шлаковых раковин.

Если концентраторы напряжений неизбежны (нарезка в болтах и шпильках), то величина ударной вязкости материала при рабочей температуре должна быть равной 4—6 $кГ \cdot м/см^2$.

Критерии для выбора материалов, работающих при повышенных температурах

С повышением температуры прочность металла снижается, а пластичность при температурах свыше 400° С, определенная кратковременным испытанием на разрыв, возрастает. Поведение металлов под нагрузкой при высоких температурах резко отлично от их поведения при комнатной температуре. Предел прочности $\sigma_в$ и условные пределы текучести $\sigma_т$ начинают зависеть от времени пребывания под нагрузкой и скорости нагружения, так как с повышением температуры металл из упругого состояния переходит в упруго-пластическое и под нагрузкой непрерывно деформируется. Это состояние называется ползучестью. Температуры, с которых начинается ползучесть, у разных материалов различны. Обычные углеродистые стали уже при температурах выше 375 °С под нагрузкой обладают отчетливо выраженной ползучестью, конструкционные низколегированные стали — при температурах порядка 420° С, а нержавеющие аустенитные сплавы — при температурах 525° С и выше. С увеличением времени выдержки образца под нагрузкой характеристики прочности уменьшаются. Это уменьшение тем значительнее, чем выше температура испытания. При температуре выше указанной временное сопротивление $\sigma_в$ и предел текучести $\sigma_т$ уже не могут служить критериями для расчета элементов конструкций на прочность. В основу расчета на прочность приходится принимать характеристики длительных испытаний металла на ползучесть, разрыв и релаксацию напряжений при повышенных постоянных температурах и различных нагрузках.

В результате испытаний на ползучесть получается серия так называемых первичных кривых ползучести (рис. I. 23). В кривой ползучести при повышенных напряжениях (рис. I. 24) различают три участка: AB — неустановившейся скорости ползучести, BC — установившейся скорости ползучести и CD — возрастающей скорости ползучести, ведущей в конечном счете к разрушению образца.

Участок OA кривой ползучести характеризует упруго-пластическую деформацию в момент приложения нагрузки. На участке AB скорость деформации во времени падает. На участке BC (установившейся во времени скорости ползучести) определяется скорость ползучести при соответствующей нагрузке. Она выражается в относительных единицах $мм/мм \cdot ч$ или % в год и т. д. Полученные на этом участке напряжения и соответствующие им скорости ползучести наносятся на двойную логарифмическую координатную сетку. В первом приближении, как показывает опыт, получается прямая

линия (рис. I. 25). По этой прямой интерполяцией или экстраполяцией легко определить напряжение, вызывающее заданную скорость ползучести, например 10^{-7} *мм/мм · ч* или 10^{-5}% в год.

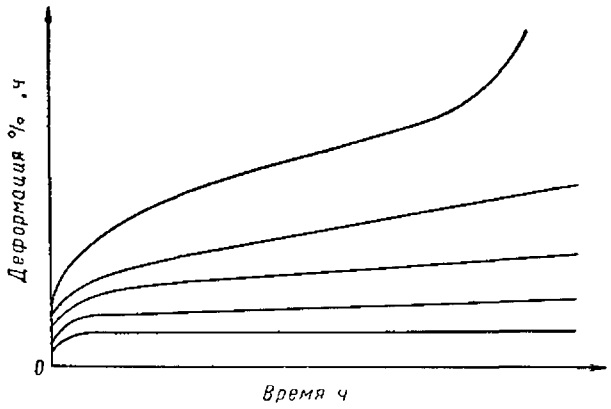


Рис. I. 23. Серия первичных кривых при t = const.

Эти данные необходимы для конструкторов, рассчитывающих на прочность элементы конструкции, предназначенные для длительной работы при повышенных температурах.

Для элементов оборудования нефтеперерабатывающих и нефтехимических заводов в зависимости от условий их работы выбираемые

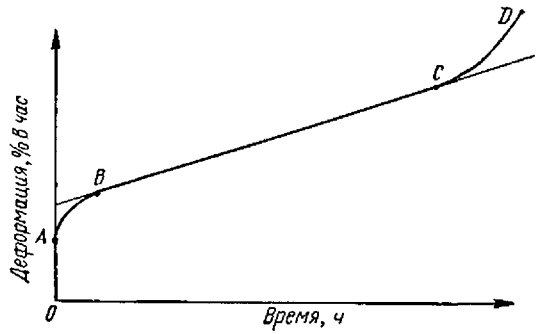


Рис. I. 24. Кривая ползучести при повышенных напряжениях при σ = const; t = const.

напряжения должны быть такими, чтобы скорости ползучести не превосходили для аппаратуры, труб печей 10^{-5}% в год или 10^{-7} *мм/мм · ч*; для штоков арматуры 10^{-6}% в год или 10^{-8} *мм/мм · ч*; для крепежных деталей 10^{-7}% в год или 10^{-9} *мм/мм · ч*.

В лабораториях по исследованию металлов чаще всего определяют значения напряжений, вызывающих скорость ползучести

10^{-5}% в год или 10^{-7} *мм/мм · ч*. В зависимости от рабочих условий рассчитываемой детали при расчете задаются определенным коэффициентом запаса.

Для ряда деталей (например, труб печей, корпусов ректификационных колонн, реакторов и др.) не имеет большого значения общая деформация за срок службы, полученная в результате ползучести.

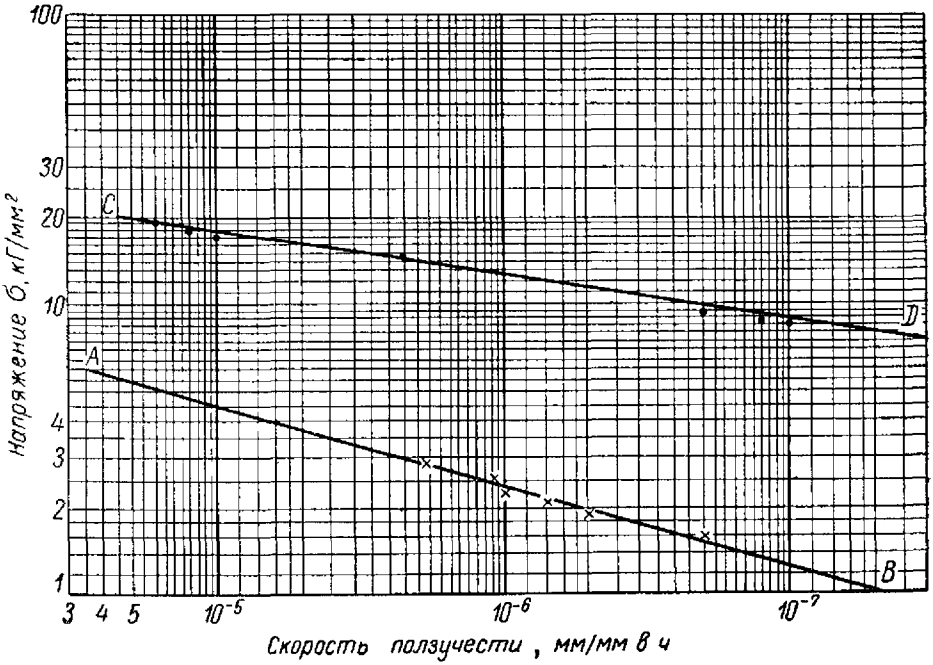


Рис. I. 25. Кривая напряжение — скорость ползучести.

AB — при $t = 335°$ С; *CD* — при $t = 25°$ С; углеродистая сталь Ст. 3 с содержанием С = = 0,15 %; Mn = 0,46 % и Si = 0,28 %.

Определяющей величиной для суждения о работоспособности этих деталей является предел длительной прочности. Необходимо также иметь в виду, что испытания на ползучесть (проводящиеся обычно в течение 2000—5000 *ч*) не характеризуют деформационной способности металла, что очень важно, так как существуют металлы (например, некоторые аустенитные стали) с высоким сопротивлением ползучести, но низкой пластичностью (или по И. А. Одингу с малым ресурсом пластичности). Такой металл разрушается довольно быстро под действием длительной нагрузки. Данные о прочности и пластичности металла под длительно действующим напряжением дает испытание на длительный разрыв при одинаковой температуре и разных нагрузках.

По полученным в результате испытаний зависимостям (рис. I. 26) интерполяцией или экстраполяцией определяются напряжения, вызывающие разрушение за определенный период времени.

Чаще всего определяется длительная прочность за 10 000 и 100 000 *ч*. Эти напряжения с коэффициентом запаса и принимаются как основа для расчета работающих при повышенных температурах элементов конструкций нефтеперерабатывающих и нефтехимических заводов. Знание характеристик пластичности дает дополнительные сведения о работоспособности выбранного металла и об ожидаемых сроках службы.

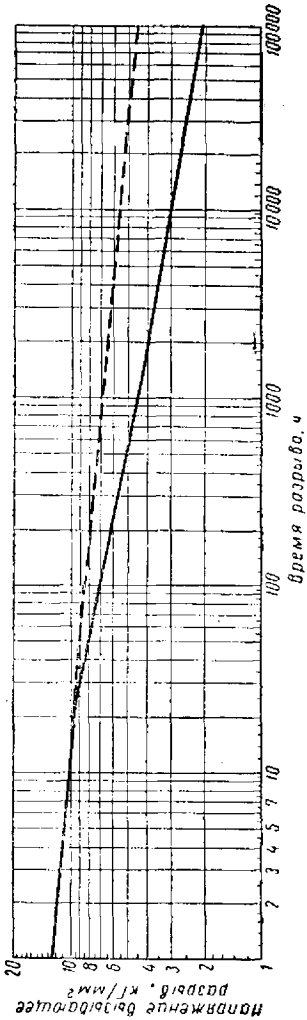


Рис. I. 26. Кривая напряжение — время разрыва.

Многие элементы оборудования (болты, шпильки, пружины и т. д.) работают под ранее приложенной нагрузкой, которая вследствие пластичности металла при повышенных температурах с течением времени уменьшается, т. е. напряжение, вызванное начально приложенной нагрузкой (затягом), постепенно снижается; это явление называется релаксацией напряжений. В условиях релаксации размеры элемента сохраняются постоянными, напряжение же в нем с течением времени уменьшается.

Характер снижения напряжения в образце (элементе), работающем в условиях релаксации, виден из рис. I. 27. Очевидно, что элемент, работающий в условиях релаксации, следует рассчитывать на предварительную нагрузку (затяг), обеспечивающую на заданный период времени необходимую остаточную нагрузку для нормальной работы конструируемой детали. Схема расчета болтового соединения при работе его в условиях релаксации такова. Допустим через t часов работы в прочноплотном соединении должно сохраниться условие затяга

$$P = \sigma_{доп}^{(t)} \frac{\pi d^2}{4} n \ кГ,$$

где $\sigma_{доп}^{(t)}$ — напряжение, которое должно сохраниться через t *ч* работы металла шпилек (болтов); d — диаметр шпилек или болтов; n — число шпилек.

Выбрав по соответствующим графикам напряжение $\sigma_{доп}$ в момент t, находим по кривой начальное напряжение σ_0, на которое должно быть рассчитано фланцевое соединение, чтобы через t *ч* сохранить в условиях релаксации свою плотность.

Релаксационную стойкость металла шпилек можно повысить путем их первоначального подтягивания (через 50—100 ч) до напряжения, несколько меньшего начального затяга σ_0, или подтягивания при рабочей температуре с выдержкой при этом напряжении и повторным затягом с расчетным напряжением до пуска в работу соединения.

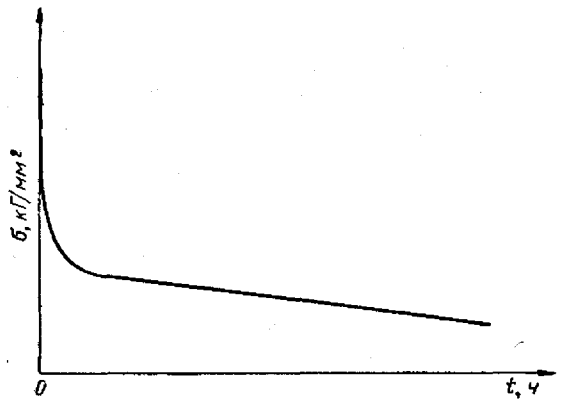


Рис. I. 27. Кривая релаксации.

Для повышения релаксационной стойкости пружин их подвергают заневоливанию либо при комнатной, либо при повышенной температуре. Обычно цилиндрические пружины сжатия сжимают до соприкосновения витков, а конические до посадки всех витков на опорную плоскость. В этом состоянии их выдерживают определенное время при повышенной температуре.

Пружины предохранительных клапанов, предназначенных для работы со средой, имеющей температуру до 450° С, подвергают заневоливанию и выдержке в течение 240 ч при 200° С.

ГЛАВА II

КОНСТРУКЦИОННЫЕ МАТЕРИАЛЫ

УГЛЕРОДИСТЫЕ СТАЛИ

Углеродистые стали поставляются по нескольким ГОСТ: 380-60 — сталь углеродистая обыкновенного качества; 1050-60 качественные углеродистые стали; 5520-62 сталь листовая углеродистая и низколегированная для котлостроения и сосудов, работающих под давлением. В табл. II. 1 приведены области применения этих сталей в заводской аппаратуре.

Углеродистая сталь по ГОСТ 380-60 изготовляется в мартеновских и электрических печах. Жидкий расплавленный металл обладает большой способностью поглощать газы: водород, азот, кислород и окись углерода, причем объем поглощенного газа может в несколько раз превосходить объем жидкой металлической ванны. Газы (особенно кислород), соединяясь с металлом или абсорбируясь на нем, остаются в металле по затвердевании последнего [35], если не приняты специальные меры для их удаления.

По способу обработки жидкой металлической ванны в печи, желобе и изложницах различают сталь кипящую, полуспокойную и спокойную.

Кипящая сталь в процессе выплавки не обрабатывается химикатами, способными соединиться с газами и другими вредными примесями и образовать шлаки, легко всплывающие на поверхность ванны, поэтому при затвердевании металла в слитке остаются газовые пузыри. Если металл вокруг пузыря не окислен с поверхности, то при последующей обработке давлением (прокатке, ковке) пузыри завариваются и сплошность металла не нарушается. В противном случае в металле остаются дефектные места, нарушающие непрерывность и сплошность изделия, ослабляющие его и являющиеся местами концентрации напряжений при работе конструкции из этой стали.

При выплавке кипящей стали плохо удаляются такие элементы, как сера и фосфор, поэтому в массовых плавках кипящей стали остается больше этих вредных примесей. Хотя по ГОСТ 380-60 механические свойства ($\sigma_в$, $\sigma_т$, δ и ψ) для одних и тех же марок кипящей и спокойной стали гарантируются одинаковыми, однако кипящая сталь считается продуктом пониженного качества (см. табл. II. 2 и II. 3).

Таблица II.1

Углеродистые стали, применяемые для оборудования нефтеперерабатывающих заводов

Марки углеродистой стали				Область применения	Примечание
ГОСТ 380-60		ГОСТ 1050-60	ГОСТ 5520-62		
гр. А	гр Б				
Ст. 0	МСт. 0	—	—	Ящики для погружных холодильников; площадки лестничных клеток и др.	При содержании $C \leqslant 0{,}23\%$
Ст. 1 Ст. 1кп	МСт. 1кп	08 кп 05 кп	—	Уплотнительные прокладки и кольца для фланцевых соединений. Элементы, при изготовлении которых требуется глубокая вытяжка горловин и пр.	—
Ст. 2	МСт. 2кп	10 кп 10	Ст. 2	Днища с длинными горловинами или высокими бортами; части, сильно деформируемые при изготовлении холодным способом; детали, свариваемые кузнечной сваркой, и т. д.	—
Ст. 3сп	МСт. 3	15	Ст. 3, 15 к	Корпуса, днища, фланцы для аппаратов, работающих под избыточным давлением не выше 50 $кГ/см^2$ и при температуре от —30 до +450° С	Полистное испытание на растяжение, холодный загиб и ударную вязкость по ГОСТ 380-60
Ст. 3кп	МСт. 3кп	15 кп	—	Корпуса сосудов и аппаратов при $p \leqslant 16$ $кГ/см^2$ и температуре от —10 до +350° С	Если $s \leqslant 26$ *мм*
Ст. 4сп	МСт. 4	20	20 к, 22 к	Фланцы, трубные решетки и др. при $p \leqslant 40$ $кГ/см^2$ и температуре от —30 до 450° С	—
Ст. 5	МСт. 5	30	—	Стяжные кольца и трубные решетки, не требующие приварки; нагруженные элементы машин нефтеперерабатывающих заводов, например шатунные болты, валы насосов и т. д.	При $t \leqslant 375°$ С в некоррозионной среде

Продолжение табл. II.1

Марки углеродистой стали				Область применения	Примечание
ГОСТ 380-60		ГОСТ 1050-60	ГОСТ 5520-62		
гр А	гр Б				
Ст. 6	МСт. 6	40	—	Штифты, винты, втулки зубчатых колес, скалки насосов и другие детали, где имеются высокие удельные давления смятия и среза	Там, где требуются закаленные детали с $HB \approx 250$ на поверхности
Ст. 7	МСт. 7	50	—	Пружины предохранительных клапанов, кулачковые шайбы	Для пружинных клапанов при температурах до 200° С

Таблица II.2

Изменение ударной вязкости стали Ст. 3 в зависимости от способа изготовления

Способ изготовления	Ударная вязкость в $кГ \cdot м/см^2$ при температуре, °С	
	+25	—25
Кипящая	2,2	0,20
Полуспокойная	6,7	0,25
Спокойная	10,4	5,0

Таблица II.3

Характеристика ползучести кипящей и спокойной мягкой углеродистой стали

Сталь	Химический состав стали, %			Температура испытаний, °С	Напряжения в $кГ/см^2$ при скорости ползучести за 1000 ч, %		
	C	Mn	Si		0,01	0,1	1,0
Спокойная	0,15	0,46	0,28	480	7,90	10,70	14,40
				540	2,32	4,78	10,20
Кипящая	0,15	0,49	0,01	480	3,70	5,62	8,10
				540	1,26	2,50	4,92

Из-за пониженного качества кипящей стали применение ее в аппаратуре и оборудовании нефтеперерабатывающих и нефтехимических заводов ограничено. Правилами Госгортехнадзора по устройству и безопасной эксплуатации сосудов под давлением [51] и нормалью МН72-62 на сосуды и аппараты сварные стальные из кипящей стали

допускается изготовлять сосуды, работающие под давлением не выше 16 *кГ/см*^{2} при температурах от —10 до +350° С. В США верхний предел температуры, при которой допускается применение кипящей углеродистой стали для аппаратостроения, установлен в 650° F (334° С) [95].

Полуспокойные стали, раскисляясь во время плавки кремнием и марганцем, выделяют при затвердевании небольшое количество газов, поэтому газовых пузырей в них меньше, чем в кипящей стали; сплошность металла лучше и качество выше, чем качество кипящей стали. Полуспокойную сталь можно применять в нефтезаводском оборудовании более широко, чем кипящую, и при более тяжелых условиях работы. Кодом США [95] она допускается до температуры 850° F (451° С). Правилами, действующими в СССР [63, 51], применение полуспокойной стали вообще не предусматривается, однако очевидно, что ее можно применять во всех случаях взамен кипящей стали, а при легких условиях работы взамен спокойной.

Спокойная сталь раскисляется во время плавки силикомарганцем, а затем при заливке другими веществами путем подачи их в желоб или изложницу. В качестве раскислителя чаще всего добавляют алюминий, который энергично соединяется с кислородом, образует тугоплавкие соединения Al_2O_3, легко всплывающие на поверхность ванны и удаляемые в виде шлака. Оставшиеся же в жидком металле мелкие частицы Al_2O_3 являются центрами кристаллизации и способствуют измельчению зерна в стали и повышению ее качества. Поэтому спокойную сталь применяют в самых суровых [95] условиях (см. табл. II. 1).

Температуры применения углеродистой стали в наших нормах [51, 95] несколько занижены по сравнению с температурами применения сталей аналогичных марок за рубежом [95, 32].

В настоящее время становится важной задача повышения температурных пределов использования углеродистых сталей и установления элементов оборудования, для которых по действующим напряжениям допускается применение этих сталей.

При этом, конечно, не должны быть упущены явления графитизации стали.

а) Сфероидизация и графитизация стали

В эксплуатационных условиях при повышенных температурах ($>$ 400° С) структура углеродистых сталей нестабильна.

Пластинчатый перлит в них подвержен сфероидизации, т. е. с течением времени принимает зернистую круглую форму. Это изменение структуры слабо сказывается на прочности стали, в том числе и на сопротивлении ползучести. Характеристики ползучести полностью сфероидизированной углеродистой стали примерно на 15% ниже, чем исходной стали [31]. Явление сфероидизации можно предусмотреть при конструировании: запасы прочности при расчете

соответственно повысить, т. е. принять, что материал с самого начала находится в сфероидизированном состоянии.

Более существенное значение имеет явление графитизации.

* Изучение макро- и микроструктур трех различных труб, изготовленных из 0,5% углеродомолибденовой стали одной плавки, показало, что рабочая температура металла является решающим фактором в отношении выделения графита в сталях этого типа. Если рабочая температура достаточо высока, чтобы вызвать значительную сфероидизацию, то количество образующегося графита или очень мало, или его вообще нет. При отсутствии ярко выраженной сфероидизации графитизация, однако, может оказаться весьма значительной. Таким образом, ясно, почему графитизация, представляющая собой обычное явление в паропроводах, так редко возникает в трубах нефтеперерабатывающих установок, которые в течение определенного периода своей службы работают при температурах 540° С и выше. Однако в нефтеперерабатывающей промышленности следует организовать периодический контроль за склонностью углеродистой стали к графитизации. Методы такого контроля разработаны в котельной промышленности.

Для предотвращения или сильного ослабления склонности углеродистой стали к графитизации при раскислении ее алюминием надо давать не более 200 *г* алюминия на 1 *т* жидкого металла. Графита в ней должно быть не более 0,01%.

Стали, легированные хромом в количестве не менее 0,8%, совершенно не склонны к графитизации.

б) Повреждения в углеродистых и низколегированных сталях, вызываемые действием водорода

При эксплуатации аппаратов, соприкасающихся с влажным сероводородом, цианистыми соединениями, фтористо-водородной кислотой, на установках фтористо-водородного алкилирования при температурах 20—60° С наблюдалось появление на стенках труб и аппаратов отдулин (рис. II. 1) диаметром от 3 до 310 *мм*; разрез выявил расслоение металла в месте отдулины (рис. II. 2).

Проведенные исследования показали, что в отдулинах находится чистый водород. Причем по замерам давление его достигало 100—198 *кГ/см*^{2}. Предполагается, что механизм проникновения водорода носит следующий характер.

В процессе коррозии по электрохимической схеме атомарный водород, выделяющийся на катодных участках, диффундирует в металл, концентрируется там в местах нарушения сплошности (расслоениях, шлаковых и газовых раковинах) и рекомбинируется в молекулу, что сопровождается увеличением объема. Скопляясь в дефектных местах, водород создает давление, расслаивающее лист и вызывающее появление отдулин, в вершине которых даже наблюдались трещины [88]. Кроме того, насыщение водородом металла стенки аппарата делает ее хрупкой. На рис. II. 3 показаны штанги

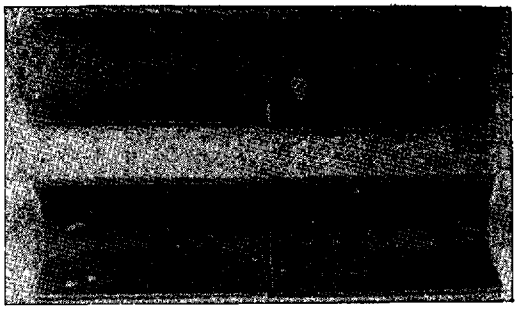


Рис. II. 1. Отдулины на внутренней поверхности трубы для перекачки сернистого бензина.

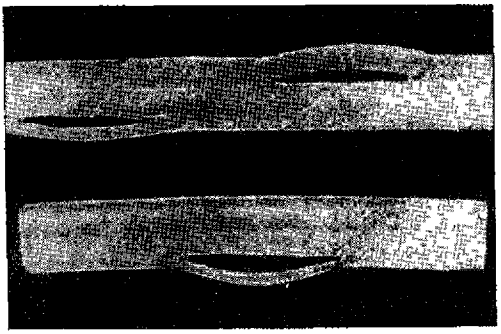


Рис. II. 2. Расслоение стенки аппарата по сечению, проходящему через отдулину.

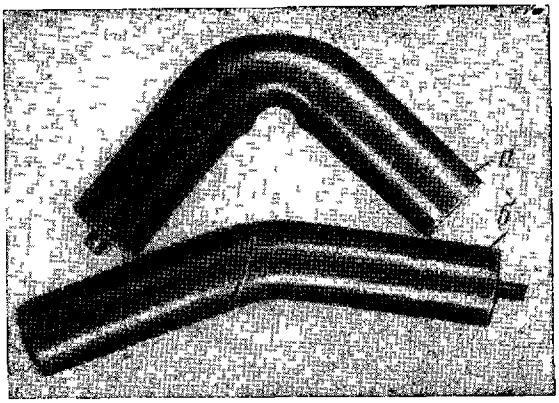


Рис. II. 3. Влияние водорода на пластичность стали.

а — штанга в исходном состоянии, *б* — штанга, насыщенная водородом после работы в скважине с сернистой нефтью, содержащей сероводород и влагу

после изгиба [88, 91]. Предотвращение от расслоения достигается либо подбором металла необходимого качества, либо соответствующей защитой металла от коррозии, либо следующим конструктив-

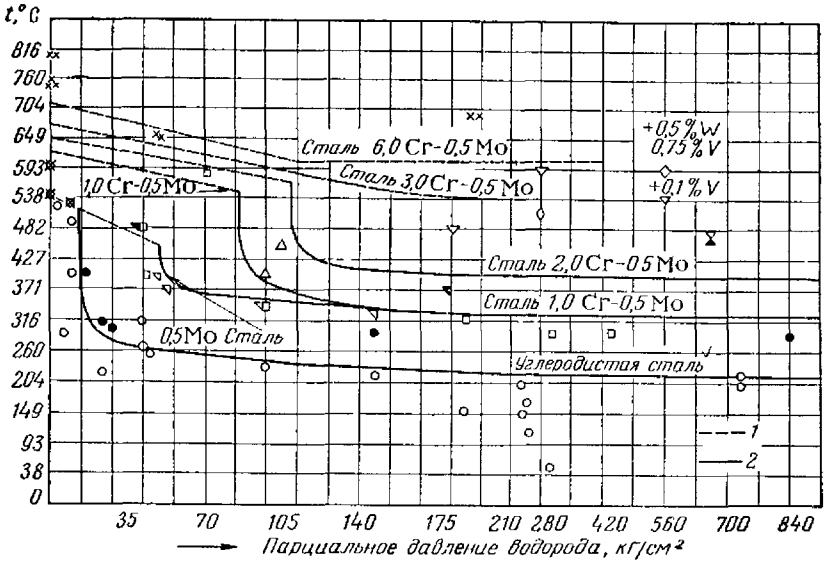


Рис. II. 4. Действие водорода на разные стали в зависимости от температуры и давления (по данным Дж. А. Нельсона). Безопасные области применения деталей из простых углеродистых и легированных сталей, находящихся под действием водорода при высоких температурах и давлениях. Аустенитные нержавеющие стали работают удовлетворительно при всех температурах и давлениях.

1 — действие водорода; *2* — поверхностное обезуглероживание.

Тип стали	Низкоуглеродистая сталь	0,5 Mo	1,0 Cr, 0,5 Mo	2,0 Cr, 0,5 Mo	3,0 Cr, 3,0 Mo	6,0 Cr, 0,5 Mo
Удовлетворительно	○	◹	□	△	◇	▽
Неудовлетворительно	●	◥	■	▲	◆	▼
Обезуглероживание . .	⊠	◹	⊠	⋈	⊕	⋈

ным приемом. Внутри аппарата, в котором ожидается возможность расслоения, делается рубашка из тонкой листовой углеродистой стали. Из полости между облицовкой и основной стенкой аппарата

продиффундировавший через внутреннюю облицовку водород отсасывается.

Для условий, в которых ожидается возможность проникновения водорода, следует выбирать стали с наименьшим количеством дефектов (непроваров, шлаковых включений, расслоений и др.). Такими сталями являются хорошо раскисленные спокойные стали, поставляемые по ГОСТ 1050-60, и стали, поставляемые по ГОСТ 5520-62. Однако это не значит, что в таких сталях совершенно исключается возможность появления отдулин. Известны случаи, когда на Грозненском нефтеперерабатывающем заводе отмечено появление отдулин в емкостях для хранения нестабильного бензина, этановой и пропановой колоннах, выполненных из сталей марок 15К, 16ГС (3Н) и 09Г2С (М) (низколегированная марганцовистая). Тем не менее для оборудования, соприкасающегося с влажным сероводородом, рекомендуется применять хорошо раскисленные стали марок Ст. 3 сп по ГОСТ 380-60; 15К и 20К по ГОСТ 5520-62; 16ГС(3Н) и др.

В аппаратах установок гидроформинга и аналогичных по рабочим условиям, где находится водород при повышенных температурах и давлениях, он способен вызывать разрушение перлитовой составляющей по схеме $Fe_3C + 2H_2 = CH_4 + 3Fe$, что приводит к потере прочности и пластичности стали. Предохранить сталь от действия водорода можно, легируя ее хромом и другими карбидообразующими элементами. На рис. II. 4 приведены кривые, показывающие, при каких сочетаниях давлений и температур водород разрушает ту или иную сталь. По этим же кривым можно установить, насколько следует снизить изоляцией (футеровкой) температуру стенки аппарата для принятой стали, чтобы находящийся в нем водород не разрушал сталь.

в) Механические характеристики углеродистой стали при пониженных и позышенных температурах

На рис. II. 5 схематически показано изменение временного сопротивления $\sigma_в$ и предела текучести $\sigma_т$ углеродистой стали с изменением температуры от -20 до $+600^\circ$ С.

На рисунке видно, что пределы прочности и текучести с понижением температуры возрастают, ударная вязкость сильно падает. Это значит, что при расчете на прочность конструкции, работающей при пониженных температурах, достаточно принимать характеристики прочности при комнатной температуре, если пластические свойства δ и ψ обеспечивают безопасную работу, а ударная вязкость при рабочей температуре находится вне порога хрупкости и является достаточной, чтобы при данных условиях работы не произошло хрупкого разрушения.

Прочностные характеристики при повышенных температурах заметно зависят от времени приложения нагрузки и от факторов, связанных со способами производства стали. Разброс значений характеристик прочности и пластичности при повышенной температуре

Таблица II. 4

Механические характеристики сталей 10, 15, 20, 30 и МСт. 3

Температура испытания, °С	Напряжения $\sigma_{0,2}$ и $\sigma_{\text{полз}}$ 10^{-7} в кГ/мм² для сталей										
	Сталь 10, $\sigma_в$=34		Сталь 15, $\sigma_в$=38		Сталь 20, $\sigma_в$=44		Сталь 25, $\sigma_в$=46		Сталь 30, $\sigma_в$=50		Сталь МСт 3, $\sigma_в$=38
	$\sigma_{0,2}$	$\sigma_{\text{полз}}$	$\sigma_{0,2}$	$\sigma_{\text{полз}}$	$\sigma_{0,2}$	$\sigma_{\text{полз}}$	$\sigma_{0,2}$	$\sigma_{\text{полз}}$	$\sigma_{0,2}$	$\sigma_{\text{полз}}$	$\sigma_{0,2}$
20	21,00	—	23,00	—	25,00	—	28,00	—	30,00	—	22,0
250	15,00	—	17,00	—	18,80	—	20,00	—	22,00	—	17,00
300	14,00	—	15,50	—	16,80	—	18,00	—	19,50	—	15,50
350	12,50	—	13,80	—	15,00	—	16,00	—	18,00	—	13,90
400	11,00	8,00	12,00	9,00	13,00	9,30	14,00	10,50	15,00	11,20	12,00
410	10,70	7,30	11,70	8,10	12,70	8,60	13,70	9,30	14,70	10,00	11,70
420	10,40	6,60	11,40	7,30	12,40	7,90	13,40	8,50	14,40	8,90	11,40
425	10,25	6,25	11,25	6,90	12,25	7,50	13,25	8,00	14,25	8,40	11,25
430	10,10	5,90	11,10	6,50	12,10	7,10	13 10	7,50	14,10	7,80	11,00
440	9,80	5,20	10,80	5,80	11,80	6,30	12,80	6,70	13,80	6,90	10,70
450	9,50	4,60	10,50	5,20	11,50	5,60	12,50	5,90	13,50	6,00	10,40
460	9,20	4,10	10,20	4,60	11,20	4,90	12,20	5,10	13,20	5,20	—
470	8,90	3,60	9,90	4,10	10,90	4,30	11,90	4,50	12,90	4,50	—
475	8,75	3,35	9,15	3,90	10,75	4,00	11,75	4,20	12,75	4,20	—
480	8,60	3,15	9,60	3,70	10,60	3,80	11,60	3,90	12,60	3,90	—
490	8,30	2,80	9,30	3,35	10,30	3,35	11,30	3,35	12,30	3,35	—
500	8,00	2,50	9,00	3,00	10,00	3,00	11,00	3,00	12,00	3,00	—

больше, чем при комнатной. В табл. II, 4 даны механические характеристики сталей 10, 15, 20, 25 и 30 и МСт.3 в зависимости от температуры.

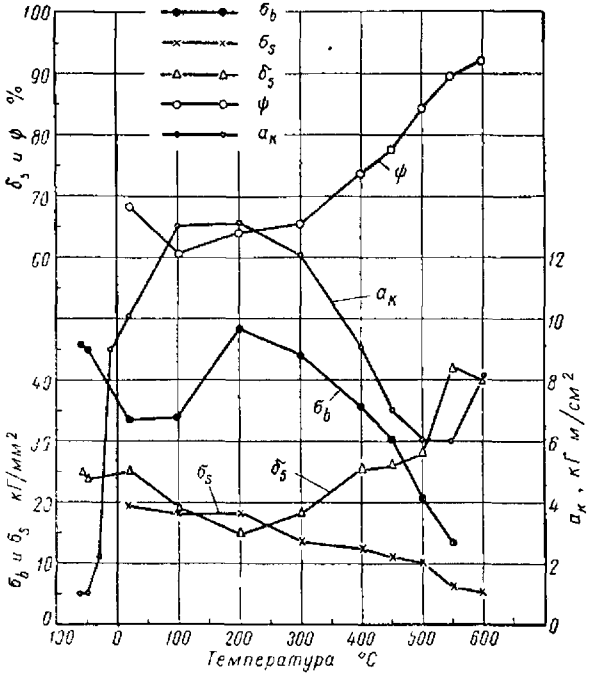


Рис. II. 5. Характер изменения механических свойств углеродистой стали в зависимости от температуры.

г) Особенности стали конверторного производства

В последние годы в СССР и за рубежом начали широко выпускать углеродистые стали, получаемые в конверторах с верхним кислородным дутьем. Эти стали весьма выгодны, так как при их изготовлении меньше капиталовложения, снижаются эксплуатационные расходы и резко повышается производительность сталеплавильных агрегатов.

Конверторная сталь поставляется по ГОСТ 9543-60, который предусматривает, как и ГОСТ 380-60 на мартеновскую сталь, поставку по группам А и Б и подгруппе В. ГОСТ 9543-60 устанавливает полную аналогию и гарантию равноценных свойств для одинаковых марок конверторной и мартеновской стали. Однако применение конверторной стали в оборудовании нефтеперерабатывающих и нефтехимических заводов по сравнению с мартеновской сталью пока несколько ограничено. Объясняется это следующим:

1) в настоящее время нет еще проверенных данных по свойствам конверторного металла массовых поставок при повышенных и

пониженных температурах, которые необходимы для расчета и конструирования оборудования, а также нет данных по склонности к старению конверторной стали разных марок;

2) нет опыта промышленной эксплуатации нефтезаводского оборудования из конверторной стали. в частности нет данных о стойкости металла конверторного производства к проникновению в него водорода;

3) не налажена массовая поставка листового проката из конверторной стали, в котором наиболее заинтересованы нефтеперерабатывающая и нефтехимическая отрасли промышленности.

Однако, учитывая, что конверторная сталь чиста от вредных примесей, механические свойства ее не хуже, чем свойства аналогичных сталей мартеновского производства, и что сталь эта обладает хорошими технологическими свойствами, ее следует подвергнуть опытно-промышленной проверке на менее ответственном оборудовании нефтехимических заводов, где действуют невысокие нагрузки и где опасность разрушения из-за концентрации напряжений не угрожает. Ее не следует применять для аппаратов, где средой является

Марки листовой низко

ГОСТ или технические условия	Марка стали	Химический состав, %							Толщина листа, мм
		углерод	марганец	кремний	хром	молибден	сера	фосфор	
							не более		
4553-60	12МХ	⩽0,15	0,4—0,7	0,17—0,37	0,4—0,6	0,4—0,55	0,04	0,04	—
5759-61	12ХМ	⩽0,16	0,4—0,7	0,17—0,37	0,8—1,1	0,4—0,55	0,040	0,040	—
5520-62	16ГС (ЗП)	0,12—0,18	0,9—1,2	0,4—0,7	—	—	0 04	0,04	4—10 11—16 17—30 32—60 60—160
5520-62	09Г2С (М)	⩽0,12	1,3—1,7	0,5—0,8	—	—	0,04	0,04	4—10 11—28 19—24 25—30 32—48 50—80 80—160
5520-62	10Г2С1 (МК)	⩽0,12	1,3—1,65	0,9—1,2	—	—	—	—	4—7 8—32 34—60 60—160

влажный сероводород, способный вызвать водородное пузырение в местах несплошностей, например шлаковых или газовых включений.

Применение опытных аппаратов из конверторной стали, очевидно, следует пока ограничить температурами от 15 до 200° С и давлениями до 16 *кГ/см²* включительно.

Накопление знаний об этом металле и дальнейший опыт эксплуатации оборудования из него дадут возможность уточнить и расширить пределы применения разных марок конверторной стали в оборудовании нефтеперерабатывающих и нефтехимических производств.

НИЗКОЛЕГИРОВАННЫЕ СТАЛИ

Необходимость в материалах как более жаропрочных, так и с более низким температурным порогом хрупкости, чем у углеродистой стали, а также стремление снижать вес машин, аппаратов и оборудования нефтезаводов и заводов нефтехимического синтеза привели к применению и заметному распространению низколегированных сталей повышенной прочности. В табл. II. 5 и II. 6 приведены эти

Таблица II. 5

легированной стали

Механические свойства при 20° С					Рекомендуемая область применения
предел прочности, *кГ/мм²*	предел текучести, *кГ/мм²*	удлинение δ_5	удлинение δ_{10}	ударная вязкость, *кГ·м/см²*	
		не менее			
45	24	24	—	6,0	Для корпусов, днищ, патрубков, работающих при температурах от 475 до 540° С при давлении до 40 *кГ/см²* в некоррозионной среде и там, где углеродистая сталь недостаточна по теплоустойчивости
45	24	22	—	6,0	Для корпусов, днищ, патрубков, работающих при температурах от —40 до +560° С, и для аппаратов, работающих с водосодержащими средами под давлением и при повышенных температурах
50	33	22	18	6,0	Для аппаратов, работающих при температурах от —40 до +475° С. Испытания по ГОСТ 5520-62
50	32	22	18	6,0	
48	30	22	18	6,0	
47	29	22	18	6,0	
44	27	22	18	6,6	
50	35	22	18	6,0	Для аппаратов, работающих при температурах от —70 до —40° С
48	33	22	18	6,0	
48	32	22	18	6,0	
47	31	22	18	6,0	
46	30	22	18	6,0	
45	28	22	18	6,0	
44	27	22	18	6,0	
52	38	22	18	6,0	Для аппаратов, работающих при температурах от —70 до +450° С
50	35	22	18	6,0	
48	34	22	18	6,0	
46	32	22	18	6,0	

ГОСТ	Марка стали	Химический состав, %						Термическая обработка	
		углерод	марганец	кремний	хром	молибден	ванадий	закалка с температуры °С в среде	отпуск при температуре °С, в среде
4543-61	30Х	0,25—0,35	0,5—0,8	0,17—0,37	0,8—1,1	—	—	М860	В200
	35Х	0,30—0,40	0,5—0,8	0,17—0,37	0,8—1,1	—	—	М860	В500
	38ХА	0,34—0,42	0,5—0,8	0,17—0,37	0,8—1,1	—	—	М860	М/В500
	40Х	0,35—0,45	0,5—0,8	0,17—0,37	0,8—1,1	—	—	М850	М/В500
4543-61	30ХМА	0,25—0,33	0,4—0,7	0,17—0,37	0,8—1,1	0,15—0,25	—	М800	М560
4543-61	25Х2МФА	0,22—0,29	0,4—0,7	0,17—0,37	1,5—1,8	0,25—0,35	0,15—0,30	—	—
4543-61	20ХН3А	0,17—0,25	0,3—0,6	0,17—0,37	0,6—0,9	Ni 2,75 3,25	—	М860 М780	М/В150
2052-53	50ХФА	0,46—0,54	0,50—0,80	0,17—0,37	0,80—1,10	Ni ⩽ 40	0,10—0,20	М860	МВ/475

марки стали, соответственно листового и сортового прокатов; даны их химический состав и механические свойства при комнатной температуре, а также указано, для каких условий их рекомендуется применять в аппаратостроении.

Сталь 12МХ благодаря низкому содержанию хрома (0,5%) хорошо сваривается. Одновременное присутствие хрома и молибдена сообщают ей высокую теплоустойчивость вплоть до температур 540° С, что можно видеть из табл. II. 7. В то же время хром предохраняет эту сталь от склонности к графитизации.

Сталь 12ХМ содержит больше хрома, чем сталь марки 12МХ. Это делает ее более устойчивой в водороде повышенного давления при повышенных температурах и позволяет чаще применять ее в установках каталитического риформинга и гидроочистки. Сталь этой марки более теплоустойчива, чем сталь 12МХ, и поэтому Госгортехнадзором допускается для работы при температурах до 560° С. Данные о механических характеристиках этой стали после термообработки, как она и поставляется, приведены в табл. II. 7.

Сталь 16ГС (*3Н*) легко свариваемая, с повышенными прочностью и ударной вязкостью при температурах от —40 до +475° С. Эти свойства стали дают возможность применять ее и для холодильной аппаратуры установок депарафинизации масел и других процессов переработки нефти, осуществляемых при температурах ниже нуля. ГОСТ 5520-62 на поставку этой стали гарантирует для листов до 30 *мм* ударную вязкость при —40° С не менее 3 $кГ/см^2$, а при температуре — 70° С — не менее 2,5 $кГ/см^2$. Средние значения прочност-

легированной стали

Механические свойства				Рекомендуемая область применения
предел прочности, $кГ/мм^2$	предел текучести, $кГ/мм^2$	удлинение, %	ударная вязкость, $кГ \cdot м/см^2$	
90	70	11	6	Для крепежа, работающего до температуры 450° С при $p_{усл} \leqslant 160$ $кГ/см^2$ при неизолированных фланцах и до 400° С при изолированных фланцах (см. нормаль Н779-55)
95	75	11	6	
95	80	12	9	
100	80	9	6	
95	75	12	9	Для шпилек фланцевых соединений при $t \leqslant 500°$ С.
—	—	—	—	Для гаек, крепежа из стали марки 25Х2МФА, работающих на фланцевых соединениях с температурой от 450 до 550° С при $p_{усл} \leqslant 160$ $кГ/см^2$
				Шпильки и болты для фланцев на трубопроводах с температурой до 550° С при $p_{усл} \leqslant 160$ $кГ/см^2$
95	70	11	9	Шпильки и болты для фланцевых соединений, работающих при температуре ниже нуля — от —40 до —70° С
130	110	10	—	Для пружин предохранительных клапанов, поршневых насосов и другого оборудования (ГОСТ 3704—47).

ных характеристик, определенных при различных температурах на металле трех плавок, приведены в табл. II. 8.

Сталь 09Г2С (М), так же как и сталь марки 16ГС(3Н), легко свариваемая, с еще более повышенной прочностью и относительно высокой ударной вязкостью при пониженных температурах. Техническими условиями ГОСТ 5520-62 гарантируется поставка листовой стали из стали этой марки показателями ударной вязкости при температурах 20, —40 и —70° С соответственно не менее 6; 3,0 и 2.5 $кГ \cdot м/см^2$.

Механические свойства (средние значения) этой стали при повышенных температурах по результатам испытаний двух плавок стали даны в табл. II. 9.

Сталь 10Г2СД(МК) отличается от сталей 16ГС (3Н) и 09Г2С (М) повышенным содержанием кремния (0,9—1,2%), что, надо полагать, должно повысить окалиностойкость этой стали по сравнению с окалиностойкостью сталей 16ГС (3Н) и 09Г2С(М) и сделать возможным ее использование при более высоких температурах для слабонагруженных элементов. Однако отсутствие достаточных данных о ее прочностных характеристиках при температуре выше 350° С лимитирует ее применение. Средние значения механических свойств этой стали при повышенных температурах, определенные по трем плавкам металла, приведены в табл. II. 10.

Стали 30Х, 30ХА и 38ХА по ГОСТ 4543-61 благодаря своей высокой прочности и вязкости в термообработанном состоянии, а также сравнительно хорошей релаксационной стойкости применяют в качестве крепежной стали в оборудовании нефтеперерабатывающих

Таблица II.7

Механические свойства сталей 12ХМ и 12МХ при повышенных температурах (нормализация с 920° С, отпуск при 680—690° С) в состоянии поставки

Температура испытания, °С	$\sigma_т$, кГ/мм²	$\sigma_в$, кГ/мм²	δ_5, %	ψ, %	$a_к$, кГ·м/см²	$E \cdot 10^{-4}$, кГ/мм²	Предел ползучести, кГ/мм²: 1% за 10 000 ч	Предел ползучести, кГ/мм²: 1% за 100 000 ч	Предел длительной прочности, кГ/мм²: за 10 000 ч	Предел длительной прочности, кГ/мм²: за 100 000 ч
					Сталь 12МХ					
20	28,4	45,5	31,5	66,5	19,3	2,105	—	—	—	—
100	26,8	43,1	24,3	62,7	20,1	—	—	—	—	—
200	25,4	45,8	20,3	62,0	18,8	—	—	—	—	—
300	29,2	48,3	20,3	57,4	16	—	—	—	—	—
400	25,7	45,8	22,9	62,0	18,2	—	—	—	—	—
450	25,8	43,7	21,6	60,3	9,9	1,737	—	—	—	—
500	24,0	40,5	22,1	61,8	9,6	—	—	—	—	—
540	—	—	—	—	—	—	12,2	8,2	11,0	7,3
600	22,5	31,2	25,8	64,3	14,5	—	—	—	—	—
					Сталь 12ХМ					
20	35,0	54,0	25,5	67,0	27,0	2,085	—	—	—	—
350	25,5	51,0	22,0	67,0	25,0	—	—	—	—	—
400	25,0	50,5	23,5	69,5	16,5	—	—	—	—	—
450	25,0	49,0	21,5	74,0	17,0	1,716	—	—	—	24,0
475	—	—	—	—	—	—	17,5	10,0	—	18,0
500	27,0	45,0	20,0	75,5	—	—	—	8,0	—	11,0—14,5
550	25,0	42,0	21,0	78,5	—	—	—	4,5	—	5,3—7,0
600	24,5	31,0	22,0	51,77	—	—	—	—	—	—

Таблица II.8

Механические свойства и химический состав (в %) стали 16ГС (ЗН)

Температура испытания, °С	$\sigma_в$, кГ/мм²	$\sigma_{0,2}$, кГ/мм²	δ_5, %	Длительная прочность за 100 000 ч, кГ/мм²	Химический состав
20	48,8	29,2	29,0	—	C=0,17; Mn=1,02; Si = =0,44; Cu=0,09; Cr=0,12; Ni=0,06; S=0,027; P=0,024
100	42,7	25,5	27,3	—	
200	43,5	22,8	24,8	—	
250	43,7	21,7	21,8	—	
300	44,4	21,4	22,2	—	
350	44,1	20,3	23,7	—	
400	41,9	19,4	26,1	—	
450	35,1	18,5	26,0	12,0	
475	34,6	17,8	27,0	8,8	
500	31,4	16,9	29,6	7,2	
550	25,2	13,2	33,0	33,0	

Таблица II. 9

Механические свойства (в $кГ/мм^2$) и химический состав (в %) стали 09Г2С (М)

Температура испытания, °С	$\sigma_в$	$\sigma_{0,2}$	Длительная прочность за 100 000 ч, $кГ/мм^2$	Химический состав
20	47,1	30,4	—	C = 0,11; Mn = 1,64; Si = 0,51;
100	42,8	26,8	—	Cr = 0,25; Ni = 0,04; S = 0,011;
200	43,3	24,6	—	P = 0,06; Cu = 0,035; Ti = 0,026
250	43,0	24,4	—	
300	43,3	22,3	—	
350	46,3	20,6	—	
400	44,4	20,5	—	
450	39,3	19,1	14,0	
475	36,7	18,6	11,0	
500	34,6	18,2	9,2	
550	28,1	15,6	—	

Таблица II. 10

Механические свойства (в $кГ/мм^2$) и химический состав (в %) стали 10Г2СД (МК)

Температура испытания, °С	$\sigma_в$	$\sigma_{0,2}$	Химический состав		
20	52,9	39,0	C = 0,10;	Mn = 1,2;	Si = 0,6;
100	48,3	35,4	Cu = 0,6;	Ni = 0,3;	Cr = 0,15;
150	48,3	35,0	S = 0,01;	P = 0,02	
200	48,2	32,0			
300	52,1	26,4			
350	52,1	23,5			

и нефтехимических заводов. Ведомственная нормаль Н779-55 регулирует условия применения крепежных деталей из этих марок сталей [80].

Изменение механических свойств сталей марок 30Х и 38ХА в зависимости от температуры показано в табл. II. 11.

Релаксационная стойкость характеризуется данными, приведенными в табл. II. 12 [41].

Стали 30ХМА и 25Х2МФА, содержащие молибден (0,2—0,3%) и ванадий (особенно 25Х2МФА), обладают значительно большей теплоустойчивостью, не склонны к снижению ударной вязкости при длительном пребывании при повышенных температурах, особенно ценны как материал для крепежа при повышенных температурах, их широко применяют не только на нефтеперерабатывающих и нефтехимических заводах, но и в других отраслях промышленности.

Таблица II. 11

Механические свойства и химический состав (в%) сталей 30Х и 38ХА

Температура испытания, °С	$\sigma_в$, кГ/мм²	$\sigma_т$, кГ/мм²	δ_5, %	$a_к$, кГ·м/см²	$E \cdot 10^{-4}$, кГ/мм²	Примечание
			Сталь 30Х			
20	85,0	67,0	17,0	10—17	2,13	Химический состав: C = 0,32; Mn = 0,7; Si = 0,2; Cr = 0,82 Термообработка*: ЗМ 860° С; ОВ 500° С
200	79,0	66,0	16,5	14	—	
300	81,0	58,0	25,0	13	2,01	
400	66,0	52,0	21,5	10	—	
450	60,0	45,0	18,5	—	—	
			Сталь 38ХА			
20	—	—	—	—	—	
200	90,5	72,0	15,0	12,0	—	
300	89,5	69,5	17,5	—	—	
400	70,0	62,5	18,0	—	—	
450	59,0	46,5	23,0	15,8	1,87	Термообработка*: ЗМ (820 ÷ 840) °С; О — 450° С

* ЗМ — закалка в масле; ОВ — отпуск с охлаждением в воде; О — отпуск.

Изменения механических свойств этих сталей с повышением температуры приведено в табл. II. 13.

Таблица II. 12

Релаксационная характеристика сталей 30Х, 30ХА и 38ХА при разных температурах

Температура испытания на релаксацию, °С	Марка стали	Начальное напряжение, кГ/мм²	Напряжение в кГ/мм² через период времени, ч							
			100	500	1000	2000	3000	4000	5000	10 000
400	30Х	20	8,7	6,2	5,3	—	3,1	—	—	—
450	30ХА	20	17,8	17,1	16,9	16,4	15,9	14,8	—	13,5
450	38ХА	25	22,4	21,5	21,2	20,5	20,0	19,6	19,5	18,2

Сталь 50ХФА применяют для пружин. Она высокопрочна при повышенных температурах. Механические свойства ее в пределах от 20 до 300° С приведены в табл. II. 14. Для пружинной стали особенно интересны характеристики, определенные при испытании на кручение.

Таблица II. 13

Механические свойства сталей 30ХМА и 25Х2МФА в зависимости от температуры

Температура испытания, °С	$\sigma_в$, кГ/мм²	$\sigma_т$, кГ/мм²	δ_5, %	Предел ползучести 1% за 100 000 ч, кГ/мм²	Предел длительной прочности за 100 000 ч, кГ/мм²	Примечание
			Сталь 30ХМА			
20	74,5	60,0	19,5	—	—	Термообработка: З (870—880) °С; О —650° С
200	67,5	56,5	20,5	—	—	
300	73,0	53,5	21,0	—	—	
400	64,5	49,0	22,0	—	—	
450	59,0	46,5	23,0	11,0	23,0	
500	51,0	43,5	21,6	7,0	13,5	
550	47,0	43,0	21,0	3,5	7,7	
600	35,5	33,0	28,5	—	—	
			Сталь 25Х2МФА			
20	81,0	—	16,0	—	—	Термообработка: З (930—950) °С; О (620—650) °С
200	—	—	—	—	—	
300	—	—	—	—	—	
400	72,9	62,4	17,3	—	—	
450	70,2	59,7	16,7	—	—	
500	63,8	59,4	19,0	26,0	—	
550	56,6	49,6	19,5	10,0	19,0	
600	—	—	—	5,0	3,2	

Таблица II. 14

Механические свойства стали 50ХФА

($E = 1{,}98 \cdot 10^6$ кГ/см²)

Температура испытания, °С	$\sigma_в$, кГ/мм²	$\sigma_т$, кГ/мм²	δ_5, %	При испытании на кручение		
				предел прочности скручивания, кГ/мм²	модуль сдвига G, кГ/см²	предел текучести $\sigma_{0,2}$, кГ/мм²
20	—	—	—	124,8	822 000	112,0
50	—	—	—	124,0	801 300	107,5
100	98,0	90,0	20	123,8	786 300	103,0
150	—	—	—	123,2	767 500	97,9
200	93,0	83,4	15	120,4	760 630	94,1
250	—	—	—	117,6	742 500	88,1
300	87,5	77,0	20	107,6	733 000	85,7
350	—	—	—	107,0	728 500	73,2

СРЕДНЕЛЕГИРОВАННЫЕ СТАЛИ

Необходимость в коррозионностойких и жаропрочных материалах в условиях горячей сернистой нефтяной среды вызвала широкое применение среднелегированных сталей с содержанием от 3 до

Марка стали	Вид изделия	ГОСТ или ТУ	Химический со					
			C	Mn	Si	Cr	W	V
ЭИ579	Лист	ТУКО-68-61	0,16—0,22	0,25—0,50	Не более 0,4	2,5—3,0	0,3—0,50	0,7—0,85
	Трубы	МПТУ 4159-53						
Х5	Лист Трубы	ТУКО-68-61 ГОСТ 550-58	Не более 0,15	Не более 0,5	0,3—0,6	4,5—6,0	—	—
Х5М	Лист Трубы	ТУКО-68-61 ГОСТ 550-58	Не более 0,15	Не более 0,5	Не более 0,5	4—6	—	—
Х5ВФ	Трубы	ГОСТ 550-58	Не более 0,15	Не более 0,5	0,3—0,6	4,5—6,0	0,4—0,6	0,4—0,7
	Лист		0,08—0,15	Не более 0,4	0,3—0,6	4,5—6,0	0,4—0,6	0,4—0,6
Х8ВФ	Трубы	ЧМТУ 5580, доп. № 1	0,08—0,15	Не более 0,5	Не более 0,5	7,0—8,5	0,6—1,0	0,3—0,5
	Лист	ТУКО-68-61						
Х8	Трубы холоднокатанные	ЧМТУ 5464-56	⩽0,12	0,3—0,6	0,17—0,50	7,5—9,0	—	—

Таблица II, 15

став, %			Механические свойства при 20° С				Рекомендуемая область применения
Mo	S	P	$\sigma_в$, кГ/мм²	$\sigma_т$, кГ/мм²	δ_5, %	$a_к$, кГ·м/см²	
	не более						
			Нормализация и отпуск				
0,35—0,50	0,03	0,03	80	50	14	6	Трубы печей и горячих коммуникаций, калачи установок гидрирования угля и нефтяных остатков при давлении до 700 кГ/см² и температуре до 500° С в присутствии водорода
				Отжиг			
			40	22	20	—	
				Отжиг			
—	0,03	0,03	40	22	20	10	Трубы и калачи печей и горячих коммуникаций нефтеперерабатывающих и нефтехимических заводов, перерабатывающих сернистое сырье при температуре до 425° С
				Отжиг			
0,45—0,65	0,03	0,03	40	22	20	10	Трубы и калачи печей и горячих коммуникаций нефтезаводов, перерабатывающих сернистые нефти при температурах до 550° С включительно. Если печи подвергаются паровоздушной очистке, то надо отдать предпочтение трубам марки Х5М.
				Отжиг			
—	0,030	0,035	40	22	22	12	
—	0,03	0,03	40	22	20	10	
				Отжиг			
—	0,03	0,03	40	22	20	10	Трубы и калачи печей и горячих коммуникаций нефтеперерабатывающих установок, эксплуатируемых на особо агрессивной сернистой нефти. Трубы установок гидроочистки и гидроформинга до 600° С
—	0,035	0,035	40	—	22	—	Трубы для теплообменников и рибойлеров, соприкасающиеся с горячими серасодержащими нефтепродуктами

9% хрома. В табл. II. 15 перечислены марки этих сталей, даны их химический состав, механические свойства при комнатных температурах и рекомендуемая область их применения.

Трубы из стали ЭИ579 применяют для так называемой 1-й температурной ступени установок деструктивной гидрогенизации угля и нефтяных остатков, работающих при давлении до 700 *кГ/см²* и температурах до 500° С включительно. Механические свойства стали ЭИ579 в состоянии после закалки в масле с 1050° С и отпуске при 700° С приведены в табл. II. 16. Оборудование новых нефтехимических процессов, осуществляемых при достаточно высоких давлениях в интервале температур до 550° С, может быть выполнено из стали ЭИ579. Следует отметить, что большим преимуществом этой стали является ее стойкость по отношению к водороду при рассматриваемых температурах и давлениях.

Таблица II. 16

Изменение механических свойств стали ЭИ579 с повышением температуры

Температура испытания, °С	Условный предел текучести $\sigma_{0,2}$, *кГ/мм²*	Временное сопротивление $\sigma_в$, *кГ/мм²*	Удлинение δ, %	Поперечное сужение ψ, %	Ударная вязкость $a_к$, *кГ·м/см²*	Модуль упругости $E \cdot 10^{-6}$, *кГ/см²*	Напряжение в *кГ/мм²*, вызывающее ползучесть, *мм/мм·ч*		Напряжение в *кГ/мм²*, вызывающее разрыв	
							10^{-6}	10^{-7}	за 10 000 ч	за 100 000 ч
20	76,1	89,4	12,8	40,3	3,8	2,11	—	—	—	—
200	70,8	80,2	12,4	34,5	6,7	2,04	—	—	—	—
300	71,4	79,6	10,1	38,6	9,1	1,97	—	—	—	—
400	67,2	74,0	9,3	33,4	8,8	1,90	—	—	—	—
450	62,9	65,7	11,6	45,0	9,8	1,85	—	—	—	—
500	62,2	64,3	11,1	44,0	7,6	1,80	—	—	—	—
525	—	—	—	—	—	—	—	—	34,0	30,0
550	56,3	57,6	11,6	44,2	6,8	1,74	—	9,0	33,7	18,5
580	49,0	50,1	9,6	27,0	7,8	—	—	6,0	17,5	13,0
600	48,4	49,8	9,7	33,1	6,3	1,67	8,5	2,2	11,0	6,8

Сталь Х5 коррозионностойка в горячих нефтяных продуктах, содержащих органические сернистые соединения и сероводород. Печные и коммуникационные трубы из этой стали в 3—4 раза устойчивей в горячей сернистой нефтяной среде, чем трубы из углеродистой стали. По жаропрочности и особенно склонности к охрупчиванию после длительной работы при повышенных температурах (порядка 550—575° С) сталь Х5 значительно уступает другим сталям этой группы (сталям Х5М и Х5ВФ), поэтому применять ее следует до температуры 425° С, где она полностью заменяет эти более дорогие (~ на 20%) и зачастую более дефицитные стали из-за содержания в последних легирующих элементов: молибдена (Х5М), вольфрама и ванадия (Х5ВФ).

Механические свойства сталей Х5, Х5М и Х5ВФ в отожженном состоянии при разных температурах даны в табл. II. 17.

Таблица II. 17

Механические свойства отожженных среднехромистых сталей при разных температурах

Температура испытания, °С	Временное сопротивление $\sigma_в$, *кГ/мм²*			Условный предел текучести $\sigma_{0,2}$, *кГ/мм²*			Относительное удлинение δ, %			Поперечное сужение ψ, %			Напряжение в *кГ/мм²*, вызывающее длительный разрыв за 100 000 ч	
	Х5М	Х5ВФ	Х5	Х5М	Х5ВФ	Х5	Х5М	Х5ВФ	Х5	Х5М	Х5ВФ	Х5	Х5М	Х5ВФ
20	40	53,7	43,8	22,0	38,2	20,4	22	21,1	20,5	50	77,9	81,0	—	—
100	—	46,9	38,5	—	37,6	17,2	—	18,2	26,4	—	78,9	80,1	—	—
200	—	44,9	35,4	—	33,9	17,1	—	19,2	23,8	—	78,8	80,7	—	—
300	—	44,3	33,5	—	32,7	17,0	—	17,3	21,5	—	77,9	78,7	—	—
400	36,2	40,6	33,0	16,5	31,1	16,4	—	16,5	24,5	—	75,7	76,7	—	—
450	34,9	36,3	22,3	16	30,6	15,6	—	19,2	26,5	—	79,3	80,2	—	—
500	33,8	30,0	—	15,4	24,2	—	—	20,5	—	—	80,6	—	11,4	8,7
600	18,1	19,3	—	9,0	13,4	—	—	25,5	—	—	91,8	—	4,5	3,8

Стали Х5, Х5М и Х5ВФ начали давно применять в оборудовании для нефтезаводов и широко применяют в настоящее время. Из них главным образом изготовляют трубы для печей и горячих коммуникаций нефтезаводов. Лист из этих сталей применяют также для калачей и трубных досок. Из-за склонности этих сталей к закалке на воздухе при охлаждении с температур выше Ac_3 затруднена их сварка. Сварные стыки при охлаждении на воздухе получаются закаленными с *НВ* 350 и, следовательно, хрупкими. Из-за хрупкости и возникающих закалочных напряжений, суммирующихся иногда с действующими напряжениями, могут появиться опасные для эксплуатации трещины. Чтобы их избежать, стали Х5, Х5М, Х5ВФ и Х8ВФ необходимо сваривать одноименными электродами с сопутствующим подогревом при температурах 300—350° С, после окончания сварки медленно охлаждать сварную конструкцию до температуры не ниже 150° С и подвергнуть термической обработке, т. е. нагреть до 760—800 °С, выдержать при этой температуре в течение 1 *ч* на 10 *мм* толщины свариваемого металла, охладить до 650° С со скоростью 25—30° С в час, а затем на воздухе. Подобную сварку и термообработку на сосудах произвоцить сложно, поэтому применение этих марок сталей в сварной аппаратуре ограничено.

При сварке трубных элементов из этих сталей возникают меньшие начальные напряжения, термообработка и местный подогрев швов производятся легче и проще. Более того, если по условиям работы стыка сваривать трубы можно аустенитными хромоникелевыми электродами (например, ЭНТУ3 или ЗИО3), то при этом обходятся без предварительного нагрева при сварке и без последующей термообработки [22].

Из сталей Х5М, Х5ВФ, и Х8ВФ в основном изготовляют трубы, которые главным образом монтируются развальцовкой и отбортовкой в печных двойниках (ретурбендах), а трубы из сталей Х8 и Х5М — в решетках теплообменников (кроме сталей Х5, Х5ВФ и Х8ВФ), поэтому необходимо, чтобы металл был в мягком состоянии (не более *НВ*163). Такую твердость обеспечивает полный отжиг труб. Во вполне отожженном состоянии трубы из легированной стали с 5—8% хрома и другими упрочняющими добавками (молибденом, вольфрамом и ванадием) обладают сравнительно низкими механическими свойствами как при комнатных, так и при повышенных температурах, что не дает возможности использовать все преимущества легирования металла. Поэтому как только стало возможным отказаться от монтажа труб развальцовкой и отбортовкой и вести его сваркой (например, для печей каталитического риформинга), решился вопрос о термообработке труб с целью повышения прочностных характеристик, и, следовательно, уменьшения толщины стенок труб и снижения расхода металла. Поскольку стали Х5М и Х5ВФ применяют при температурах вплоть до 600° С, последнюю операцию термообработки (отпуск) следует выполнять при температуре на 100° С выше, чем минимальная рабочая температура. Тогда можно ожидать, что при рабочей температуре не произойдет дополнительного отпуска стали со снижением свойств. Действительно, при термической обработке сталей Х5М и Х5ВФ по режиму нормализация с температуры 1000° С и последующий отпуск при 700° С стали приобретают механические свойства, приведенные в табл. II. 18.

Таблица II. 1

Марка стали	Временное сопротивление $\sigma_в$, кГ/мм²	Условный предел текучести $\sigma_{0,2}$, кГ/мм²	Удлинение δ_5, %	Ударная вязкость $a_к$, кГ·м/см²
Х5М	60	42,0	16	10
Х5ВФ	60	42,0	16	10

В термообработанном улучшенном состоянии стали обозначают Х5МУ и Х5ВФУ.

Твердость, сообщенная в результате термической обработки улучшенным сталям Х5МУ и Х5ВФУ после выдержки в течение 2000 *ч* при температурах 550—600° С, очень мало снизилась.

Из табл. II. 19 видно, что прочность термообработанных сталей Х5МУ и Х5ВФУ после улучшения не менее чем на 40% выше, чем прочность тех же марок Х5М и Х5ВФ в отожженном состоянии. Такая прочность сохраняется в довольно большом интервале температур, что дает возможность достаточно широко применять трубы из улучшенных сталей Х5МУ и Х5ВФУ, смонтированные при помощи сварки.

Таблица II. 19

Характеристики длительной прочности сталей Х5М и Х5ВФ в разных состояниях термообработки при разных температурах

Температура испытания, °С	Напряжения в кГ/мм², вызывающие разрыв							
	за 10 000 ч				за 100 000 ч			
	Х5М	Х5МУ	Х5ВФ	Х5ВФУ	Х5М	Х5МУ	Х5ВФ	Х5ВФУ
500	14,0	22,8	11,1	22,0	11,4	19,0	8,7	18,9
550	9,2	12,0	7,3	11,8	7,1	8,8	5,6	8,7
600	5,0	7,0	5,9	5,5	4,5	5,3	3,8	4,5
650	3,75	—	3,15	—	2,65	—	2,3	—

ВЫСОКОЛЕГИРОВАННЫЕ СТАЛИ

Высоколегированные стали, перечисленные в табл. II. 20, являются коррозионностойкими, износостойкими и стойкими к задиранию сталями, а также сталями, теплоустойчивыми и окалиностойкими при высоких температурах (600—850° С). В этой таблице даны также химический состав этих сталей, механические свойства при комнатной температуре и рекомендуемые области их применения в нефтезаводском оборудовании.

Сталь с содержанием 13% хрома вследствие высокой коррозионной стойкости в горячей сернистой нефти, значительной прочности при повышенных температурах, хорошей технологичности широко применяют в оборудовании нефтезаводов и заводов нефтехимического синтеза. Например, сталь 0Х13 (ЭИ496) широко применяется в качестве защитного слоя в двухслойной аппаратуре, которая должна быть стойка в горячей сернистой нефти и ее дистиллятах. Внутренние устройства (тарелки, колпачки, ниппеля, сливные стаканы двухслойных аппаратов) полностью изготовляют из тонкой листовой стали 0Х13 (ЭИ496). В горячей нефтяной среде, содержащей сернистые соединения и сероводород, эта сталь настолько устойчива, что для нее не требуется добавки на коррозию при изготовлении корпусов из биметалла со слоем из стали 0Х13 (ЭИ496). Сталь 1Х13 применяется преимущественно для крепежа, штоков задвижек, валов центробежных насосов и поршней поршневых насосов, соприкасающихся с агрессивной горячей сернистой средой. Большим преимуществом этой стали являются высокие механические свойства в термообработанном состоянии и сопротивление к задиранию при трении о другой металл.

Сталь 1Х13 слабо склонна к так называемой тепловой хрупкости.

Из табл. II. 21 видно, что сталь 1Х13 обладает в термообработанном состоянии (после закалки и отпуска) высокими механическими свойствами. Она также обладает хорошей релаксационной стойкостью (табл. II. 22), что очень важно для крепежных деталей. Ударная вязкость ее при комнатных и повышенных температурах высока.

Тип стали	Марка стали	ГОСТ или технические условия	Вид полуфабриката	Химический				
				C	Mn	Si	Cr	Ni
13%-ная хромистая	0Х13 (ЭИ496)	МПТУ 2117-49	Лист ГОСТ 7250-60, сорт ЧМТУ 2913-51 Трубы ⌀76×3 МПТУ 2523-50	0,08	0,5	0,6	11—13	0,5
	1Х13	ГОСТ 5632-61	Лист ГОСТ 5582-61	0,15	0,6	0,6	12—14	0,6
	2Х13	ГОСТ 5632 61	—	0,16—0,24	0,6	0,6	12—14	0,6
Хромоникелевые типа 18-8	0Х18Н9	ГОСТ 5632 61	Лист ГОСТ 5582-61	0,07	2,0	0,8	17—20	8—11
	1Х18Н9Т	ГОСТ 5632-61	—	0,12	2,0	0,8	17—20	8—11
	0Х18Н10Т	—	—	0,08	1—2	0,8	17—19	9—11

Таблица II. 20

кий состав высоколегированных сталей

состав, %			Термообработка	Механические свойства в состоянии поставки				Область применения в нефтезаводском оборудовании
другие	S	P		предел прочности $\sigma_в$, кГ/мм²	предел текучести $\sigma_{0,2}$, кГ/мм²	удлинение δ_5, %	ударная вязкость $\sigma_к$, кГ·м/см²	
—	0,035	0,035	Закалка в масле — 1000° С 0—650° С	60	42	20	9	Внутренние элементы сосудов для сернистой среды при температурах до 540° С включительно. Трубы для ниппелей ректификационных колонн. Малонагруженные детали, работающие при температурах до 540° С
—	0,030	0,035	Закалка, отжиг	60	42	20	9	Крепеж, штоки задвижек, поршни поршневых и валы центробежных насосов, соприкасающихся с горячей сернистой средой. При работе в области температур 375—475° С отдавать предпочтение стали 1Х13 как менее склонной к тепловой хрупкости
			Отжиг	40	20	23	10	
—	0,030	0,035	Отжиг	50	25	22	10	
—	0,030	0,035	Закалка	—	—	—	—	Плоские прокладки во фланцевых соединениях из неаустенитной стали. Линзовые прокладки для таких соединений. Кольцевые прокладки овального или восьмигранного сечений
От (С—0,03) 6 Ti до 0,8 Ti (5С до 0,6) Ti	0,030	0,035	»	55,0	20	40	—	Как коррозионностойкая сталь там, где не ожидается межкристаллитной коррозии; где ожидается межкристаллитная коррозия, применяется в состоянии стабилизирующего отжига (выдержка 3 ч при температуре 850—870° С)
	0,02	0,035	»					

Тип стали	Марка стали	ГОСТ или технические условия	Вид полуфабриката	Химический состав,				
				C ⩽	Mn ⩽	Si ⩽	Cr	Ni ⩽
Хромоникелевые типа 18-8	1Х18Н9Т-с		Трубы ЧМТУ 92-59	0,12	2,0	0,8	17—20	8—11
	1Х18Н10Т	ГОСТ 5632 61		0,08	1—2	0,8	17—19	9—11
	1Х18Н11Б	ГОСТ 5632 61		0,10	1,0	1,0	17—20	9—10
Хромоникелевая	Х23Н18 (ЭИ417)	ГОСТ 5632-61	Трубы ГОСТ 5949-61	0,20	2,0	1,0	22—25	17—20
Аустенитная	4Х14Н14В2М	ГОСТ 5632-61	—	0,4—0,5	0,7	0,8	13—15	13—15
Хромоникелевая	Х18Н12М2Т	ГОСТ 5632-61	—	0,12	2,0	0,8	16—19	11—14
	Х18Н12М3Т	ГОСТ 5632-61		0,12	2,0	0,8	16—19	11—14
Пружинно-рессорная, вольфрамовая	Р18	ГОСТ 5952-51	—	0,7—0,8	0,4	0,4	3,8—4,4	0,4 Ni

%			Термообработка	Механические свойства в состоянии поставки				Область применения в нефтезаводском оборудовании
другие	S ⩽	P ⩽		предел прочности $\sigma_в$, кГ/мм²	предел текучести $\sigma_{0,2}$, кГ/мм²	удлинение δ_5, %	ударная вязкость $a_к$, кГ·м/см²	
От (C—0,02) 6 Ti до 0,6 Ti	0,030	0,035	Закалка на воздухе при 1050—1100° С	72	40	40	5	Для работы при температурах 400—800° С в среде, способной вызвать межкристаллитную коррозию
	0,020	0,035	Отжиг при 890° С	60	20	40	—	Та же, что и сталь 1Х18Н9Т
$N_в$=(8—10) С	0,025	0,035						
—	0,03	0,035	Закалка при 1100—1150° С	56	—	35	—	Для оборудования, работающего в интервале температур 651—840°С при умеренных напряжениях. Трубы печей для конверсии метана и подобных установок
2,0—2,7 Mo	0,030	0 035	—	—	—	—	—	Крепеж для фланцевых соединений из аустенитной хромоникелевой стали
2—3 Mo	0,03	0,035	Закалка в воде 1100—1180° С	55	22	40	—	Для элементов оборудования, соприкасающихся со слабой солянои кислотой. Детали оборудования установок сернокислотного алкилирования. Детали оборудования, соприкасающиеся с низкомолекулярными нафтеновыми кислотами и низкомолекулярными жирными кислотами
3—4 Mo	0,03	0,035	Закалка	70	—	35	10	
17,5—19W 1,0—1,4 V	0,03	0,030	Медленный нагрев до 750—800° С, затем более быстрый до 1240—1300° С охлаждение в масле		*НВ*264 (после закалки)			Всевозможные пружины, работающие при 400° С и выше

Тип стали	Марка стали	ГОСТ или технические условия	Вид полуфабриката	Химический состав,				
				C ⩽	Mn ⩽	Si ⩽	Cr	Ni ⩽
Износостойкие	Х28	—	—	0,5—1,0	0,5—0,8	0,5—1,3	26—30	—
	ЭИ921 (Махроти)	ВТУ 1232, завода «Серп и молот»		0,4—0,8	12—15	1,5—2,5	14—18	—
Окалиностойкие	ЭИ316	НИ863-54	—	0,4	1,5	2—3	22—26	11—13
	Х23Н7С-п	ВСТУ 177-62		0,4	2,0	1—3	21—24	~7,0

Аустенитная хромоникелевая сталь, содержащая 18% хрома и 8% никеля, является наиболее жаропрочной при температуре до 650° С (табл. II. 23). Благодаря хорошей свариваемости, высокой технологичности, коррозионной стойкости и окалиностойкости эту сталь широко применяют в оборудовании нефтеперерабатывающих и нефтехимических заводов

Еще большей жаропрочностью обладают аустенитные стали, в которых содержится молибден, стали Х18Н12М2Т и Х18Н12М3Т, которые благодаря своей высокой коррозионной стойкости также часто используются в оборудовании нефтезаводов. При выборе аустенитных сталей для той или иной конструкции следует иметь в виду их склонность к межкристаллитной коррозии, которая возникает в стали после ее пребывания в интервале температур 400—800° С. Многие среды современной нефтепереработки способны вызвать разрушение элементов из этой стали чаще всего в зонах сварных стыков.

Не следует эксплуатировать эти стали в зоне опасных температур, если при охлаждении они будут соприкасаться со средой, в которой может идти процесс межкристаллитной коррозии. В этом случае необходимо предпринимать следующие меры безопасной эксплуатации аустенитных сталей.

%			Термообработка	Механические свойства в состоянии поставки				Область применения в нефтезаводском оборудовании
другие	S ⩽	P ⩽		предел прочности $\sigma_в$, кГ/мм²	предел текучести $\sigma_{0,2}$, кГ/мм²	удлинение δ_5, %	ударная вязкость $a_к$, кГ·м/см²	
—	0,08			35	—	—	—	Детали установок каталитических и контактных процессов, от которых требуется высокая износостойкость, например сопла форсунок и др
0,3—1,0 Ti	0,05	0,11	—					
—	—	—	В литом состоянии	⩾50	⩾25	~20	—	Для подвесок печей в условиях температур до 1000° С
				⩾50	⩾25	~20	—	Та же, низконикелевая сталь (заменитель ЭИ316) поставляется РМЗ комбината № 16 и Куйбышевским сталелитейным заводом

1. Химический состав стали должен быть таким, чтобы отношение титана к углероду в ней было $\frac{Ti}{C-0,03} \geqslant 6,2$, а в сварочной электродной проволоке отношение содержания ниобия к углероду $\frac{Nb}{C} \geqslant 9$.

2. Сварные элементы и основной металл, которые длительное время должны работать при повышенных температурах, следует подвергнуть стабилизирующему отжигу (трехчасовой нагрев при 850—870° С) независимо от того, подвергался ли исходный металл стабилизирующему отжигу или закалке.

Трубы из стали 1Х18Н9Т с корректированным химическим составом (отношение $\frac{Ti}{C} \geqslant 6,2$ в состоянии стабилизирующего отжига) поставляются по ЧМТУ 92-59. Если нужна сталь, химический состав которой соответствует первому условию, а термообработку деталей или изделий предполагается выполнить на заводах-изготовителях, то надо брать сталь 0Х18Н10Т по ГОСТ 5632-61.

Для крепежа на аустенитных фланцах применяется сталь 4Х14Н14В2М (ЭИ69). Эта сталь обладает очень высокой жаропрочностью (*табл.* II. 24).

Стали Х18Н12М2Т и Х18Н12М3Т стойки в слабых солянокислых растворах, поэтому из них можно изготовлять оборудование

Таблица II. 21

Механические свойства стали 1Х13 при разных температурах

Температура, °С	Временное сопротивление $\sigma_в$, кГ/мм²	Предел текучести $\sigma_т$, кГ/мм²	Удлинение δ, %	Поперечное сужение ψ, %	Ударная вязкость $a_н$, кГ·м/см²	Модуль упругости $E \cdot 10^{-4}$, кГ/мм²	Напряжение в кГ/мм², вызывающее скорость ползучести, мм/мм·ч		Длительная прочность, кГ/мм²	
							10^{-6}	10^{-7}	за 10 000 ч	за 100 000 ч
Термическая обработка: закалка в масле при 1030—1050° С; отпуск 750° С										
20	61,5	41,5	22,0	60,0	11,0	—	—	—	—	—
200	54,0	37,5	16,0	66,0	—	—	—	—	—	—
400	50,0	37,0	16,5	58,0	20,0	—	—	12,3	—	—
450	—	—	—	—	—	—	—	10,5	—	—
500	37,5	28,0	18,0	64,0	24,0	—	9,5	5,7	—	—
600	23,0	18,0	18,0	70,0	22,5	—	—	—	—	—
Закалка + отпуск										
20	74,5	60,4	19,5	66,0	14,5	2,21	—	—	—	—
200	66,5	54,5	17,5	67,0	21,5	2,10	—	—	—	—
300	61,5	52,0	16,0	68,5	24,5	2,02	—	—	—	—
400	58,5	47,5	15,0	66,5	28,0	1,93	—	—	—	—
460	56,5	50,0	13,0	67,0	24,6	—	—	—	26,0	22,0
500	54,5	48,0	15,5	69,5	25,5	1,83	—	—	22,0	19,0
530	50,5	45,5	16,6	72,5	—	—	—	—	19,0	16,0
550	46,5	42,5	20,0	79,0	27,0	1,68	—	—	—	—

Таблица II. 22

Релаксационная стойкость улучшенной стали (закалка, отпуск) 1Х13 при 400° С

Начальное напряжение, кГ/мм²	Остаточное напряжение в кГ/мм² за время, ч								
	100	500	1000	1500	2000	3000	4000	5000	10 000
30	17,3	15,2	14,5	13,8	13,5	12,8	12,3	11,8	10,1
25	15,1	13,2	12,4	11,9	11,7	11,2	10,9	10,7	9,5
20	13,3	11,4	10,9	10,5	10,2	9,8	9,2	8,8	7,2
15	9,8	8,4	8,1	7,8	7,5	7,3	—	—	—

установок прямой гонки, на которых перерабатываются сильно засоленные нефти. При переработке нефтей, богатых низкомолекулярными нафтеновыми кислотами, также приходится использовать эту сталь для облицовки и внутренних устройств аппаратов.

Наконец, трубы из стали Х18Н12М2Т применяли в качестве печных в установках пиролиза нефтяных газов при температурах до 850° С. Некоторые данные по прочностным характеристикам этой стали при повышенных температурах даны в табл. II. 25.

Таблица II. 23

Механические свойства стали 1Х18Н9Т при различных температурах

Температура, °С	Временное сопротивление $\sigma_в$, кГ/мм²	Предел текучести, $\sigma_{0,2}$, кГ/мм²	Относительное удлинение δ_5, %	Поперечное сужение ψ, %	Ударная вязкость $a_н$, кГ·м/см²	Модуль упругости $E \cdot 10^{-4}$, кГ/мм²	Напряжение в кГ/мм², вызывающее скорость ползучести 10^{-8}, мм/мм·ч	Длительная прочность, кГ/мм²		Химический состав стали в % и термообработка
								за 10 000 ч	за 100 000 ч	
20	65,5	31,0	55,0	75,5	25,0	2,02	—	—	—	C = 0,12,
100	51,0	24,5	44,0	76,5	—	1,93	—	—	—	Mn = 0,95,
200	46,5	20,5	38,0	70,0	37,0	1,85	—	—	—	Si = 0,64,
300	45,0	22,0	29,0	66,0	—	—	—	—	—	Cr = 17,67,
400	44,5	22,0	26,5	64,0	31,7	1,77	—	—	—	
500	43,0	21,0	30,0	64,5	36,5	1,69	—	—	—	Ni = 10,
550	45,5	18,0	40,5	61,0	36,5	1,64	—	19—24	14—20	Ti = 0,48.
600	36,0	21,0	28,5	64,5	36,0	1,60	7,5—8,2	13—17	9,6—13	Закалка при
650	35,5	19,5	30,0	68,3	—	1,55	—	6,5—10,5	2,6—7,5	1050 — 1100° С на воздухе
700	27,5	21,0	29,5	57,5	34,0	1,50	—	3,4—7,2	—	

Таблица II. 24

Механические свойства стали 4Х14Н14В2М (ЭИ69)

Температура, °С	Временное сопротивление $\sigma_в$, кГ/мм²	Предел текучести $\sigma_{0,2}$, кГ/мм²	Удлинение δ_5, %	Поперечное сужение ψ, %	Ударная вязкость $a_н$, кГ·м/см²	Модуль упругости $E \cdot 10^{-4}$, кГ/мм²	Напряжения в кГ/мм², вызывающие скорость ползучести, мм/мм·ч		Напряжения в кГ/мм², вызывающие разрыв	
							10^{-6}	10^{-7}	за 10 000 ч	за 100 000 ч
После закалки на воздухе при температуре 1050—1100° С										
20	60,1	19,3	45,4	69,4	17,6	1,97*	—	—	—	—
100	54,2	18,8	46,0	68,3	12,8	1,94	—	—	—	—
200	51,6	16,9	40,0	65,3	16,3	1,88	—	—	—	—
300	47,2	16,7	38,0	60,3	17,3	1,79	—	—	—	—
400	48,1	15,6	38,2	65,2	15,6	1,32	—	—	—	—
500	46,8	14,6	34,9	63,7	14,7	1,64	—	—	—	—
525	—	—	—	—	—	—	—	—	—	28,7
550	—	—	—	—	—	1,59	—	11,5	22,0	18,0
600	44,3	14,5	37,7	61,0	15,1	1,55	10,5	7,5	16,0	12,0
650	—	—	—	—	—	1,52	—	5,6	12,0	9,5
700	40,3	7,7	33,4	58,4	14,6	1,48*	—	—	—	—

* Термообработка: закалка на воздухе при 1150° С; старение в течение 8 ч при 800° С.

Температура, °С	Временное сопротивление, $\sigma_в$, кГ/мм²	Предел текучести $\sigma_{0,2}$, кГ/мм²	Удлинение δ_5, %	Поперечное сужение ψ, %	Ударная вязкость $a_к$, кГ·м/см²	Модуль упругости $E\ 10^{-4}$, кГ/мм²	Напряжения в кГ/мм², вызывающие скорость ползучести, мм/мм ч		Напряжения в кГ/мм², вызывающие разрыв	
							10^{-6}	10^{-7}	за 10 000 ч	за 100 000 ч
После закалки в воде при температуре 1175° С и старения при 750° С, в течение 55 ч										
20	79,3	38,9	37,2	48,8	9,8	2,2	—	—	—	—
500	—	—	—	—	7,5	—	—	—	—	—
550	58,2	26,1	22,0	31,8	—	—	—	—	—	—
600	50,1	25,6	15,6	26,3	6,7	—	—	—	—	—
650	44,8	24,1	12,6	24,9	7,5	—	—	—	—	—

Таблица II 25

Механические свойства стали Х18Н12М2Т после закалки в воде при температуре 1150° С и старении в течение 10 ч при 750° С

Температура, °С	Временное сопротивление $\sigma_в$, кГ/мм²	Предел текучести $\sigma_{0,2}$, кГ/мм²	Относительное удлинение δ, %	Ударная вязкость $a_к$, кГ м/см²	Модуль упругости $E\ 10^{-4}$, кГ/мм²	Напряжение в кГ/мм², вызывающее			
						скорость ползучести, мм/мм ч		разрыв за время, ч	
						10^{-6}	10^{-7}	10 000	100 000
20	59,8	26,2	64,7	26,5	—	—	—	—	—
200	46,3	17,6	38,2	—	1,93	—	—	—	—
300	46,2	16,9	39,3	22,7	1,85	—	—	—	—
400	45,6	16,7	32,2	35,6	1,77	—	—	—	—
500	44,1	13,5	39,8	35,9	1,68	—	—	—	—
550	—	—	—	—	1,64	—	11,2	28,0	24,0
600	40,4	12,5	35,1	36,0	1,59	10,8	6,5	18,0	13,0
650	—	—	—	—	1,55	9,4 *	5,2 *	10,6 *	6,6 *
700	31,4	11,8	47,2	33,5	1,50	—	3,5 *	4,4 *	2,8 *

* Только после закалки, без старения

Сталь Х28 является износостойким материалом. Она обладает высокой жаростойкостью до температуры 1100° С.

Временное сопротивление этой стали в зависимости от температур (ГОСТ 2176-57) указано в табл II. 26.

Таблица II. 26

Температура, °С	800	900	1000	1100
$\sigma_в$, *кГ/мм²*	15—18	9—11	5—7	3—4

При назначении стали Х28 для элементов, которые должны быть стойкими против абразивного износа, надо иметь в виду, что детали из этой стали можно получить только путем отливки. Ее нельзя прокатывать и ковать, а также трудно сваривать.

Хорошей износостойкостью при повышенных температурах обладает также сталь ЭИ921 (Махроти), особенно, если содержание углерода в ней соответствует верхнему пределу, но в этом случае детали из нее должны быть литыми. При содержании в ней углерода, соответствующего нижнему пределу (см. табл. II. 20), сталь сваривается удовлетворительно.

Окалиностойкие стали ЭИ316 и Х23Н7С-л применяют главным образом в литом состоянии в виде подвесок для труб печей нефтезаводов. Технические условия на поставку подвесок из стали ЭИ316 (Х24Н12) предусматривают химический состав, но не гарантируют механические свойства

Сталь Х23Н7С-л является низконикелевым заменителем стали ЭИ316 и рекомендуется к применению при изготовлении подвесок с менее суровыми условиями работы. В настоящее время она успешно проходит широкое промышленное испытание на различных нефтеперерабатывающих заводах.

ДВУХСЛОЙНЫЙ ЛИСТОВОЙ ПРОКАТ

Для аппаратов и сосудов технологических установок нефтеперерабатывающих заводов и заводов нефтехимического синтеза, работающих в коррозионноактивной среде, требуется часто коррозионностойкий листовой материал. Таким материалом являются стали с высоким содержанием хрома типа 13%-ной хромистой или с содержанием хрома и никеля типа 18-8 Хромистые стали трудно свариваются и изготовлять из них аппараты сложно, хромоникелевые стали дороги, дефицитны и также нетехнологичны в смысле изготовления из них сварных сосудов крупных размеров. Поэтому для обеспечения заводов коррозионностойкой аппаратурой в условиях сред нефтепереработки и нефтехимии разработан двухслойный листовой прокат, в котором основной слой выполнен из углеродистой или низколегированной стали, а плакирующий тонкий слой выполнен из соответствующей коррозионностойкой стали. В табл II. 27 перечислены сорта двухслойного проката, выпускаемые в СССР и широко применяемые и осваиваемые в настоящее время у нас.

Таблица II. 2

Двухслойный листовой прокат, марки и область применения

Тип основного слоя	Марка	ГОСТ или технические условия	Рабочие условия: температура, °С	Рабочие условия: давление в аппарате, кГ/см² (не более)	Рекомендуемая область применения
Углеродистый	Ст. 3 + ЭИ496	ЧМТУ 3258-52 и дополнения	От —30 до +425	50	Для корпусов, днищ, патрубков и других элементов аппаратов, соприкасающихся с горячей сернистой нефтью и ее продуктами, для ректификационных колонн, реакционных устройств, теплообменников, отстойников, испарителей и др.
	20К + ЭИ496 16ГС + ЭИ496	ЧМТУ 3258-52	От —40 до +475	Не ограничено	То же, но в более широком интервале температур
	Ст. 3 + 1Х18Н9Т	ЧМТУ 3354-53	От —31 до +400	50	Для корпусов, днищ, патрубков, штуцеров и люков аппаратов, соприкасающихся с горячими нефтями, богатыми нафтеновыми и жирными кислотами и другими продуктами, в которых сталь 1Х18Н9Т устойчива
	20К + 1Х18Н12М2Т 16ГС + 1Х18Н12М2Т	ЧМТУ 56 49 56	От —40 до +400	Не ограничено	То же, но в аппаратах со средами, где стойка только сталь 1Х18Н12М2Т
	Ст. 3 + Монель		От —40 до +200	50	Аппаратура для фтористоводородного алкилирования. Верхние пояса и днища ректификационных колонн установок АВТ и крекинга нефти или в других процессах, где имеется слабая соляная кислота HCl малой концентрации, например, в корпусах конденсаторов и холодильников установок АВТ

Продолжение табл. II. 27

Тип основного слоя	Марка	ГОСТ или технические условия	Рабочие условия: температура, °С	Рабочие условия: давление в аппарате, кГ/см² (не более)	Рекомендуемая область применения
Хромомолибденовая сталь	12МХ + ЭИ496	ЧМТУ 2358 52	От —40 до +540	Не ограничено	Для корпусов, днищ, патрубков и других деталей реакционных камер, сепараторов и фланцев высокого давления и других сосудов повышенного давления, работающих в контакте с серосодержащей нефтяной средой при повышенных температурах
	16ГС(3Н) + + Х18Н10Т	ЧМТУ 211 59 ЦНИИЧМ	От —40 до +400	То же	Для корпусов, днищ, люков и патрубков аппаратов, соприкасающихся с горячими нафтеновыми кислотами, жирными кислотами и другими средами, где по коррозионным условиям среды требуется сталь 1Х18Н10Т

В большинстве случаев при использовании двухслойного проката запас на коррозию не предусматривается, так как стойкость против коррозии обеспечивается наличием защитного слоя. По этой же причине двухслойный прокат со стороны защитного слоя следует сваривать электродами, обеспечивающими стойкость к среде, не меньшую, чем сам защитный слой.

Для двухслойного проката, выпускаемого по ЧМТУ 3258-52, гарантируется прочность на срез по плоскости соприкасания слоев не менее чем 1500 *кГ/см*². Это обстоятельство и многолетний опыт эксплуатации аппаратуры из двухслойной стали с защитными слоями из сталей ЭИ496 и 1Х18Н9Т показывает, что защитный слой в условиях горячей сернистой коррозии не подвергается износу. Это дает основание считать, что оба слоя работают как единый монолитный лист, а тот факт, что прочностные характеристики защитного слоя выше, чем основного слоя, говорят о том, что при расчете на прочность аппаратов из двухслойной стали можно принимать полную толщину листа; в расчетных же формулах следует учитывать модули Юнга обоих слоев, которые практически принимают одинаковыми для таких двухслойных листов, как Ст. 3 + ЭИ496, 20К + ЭИ496 и т. п.

Стали Ст. 3 + ЭИ496 и 20К + ЭИ496 широко применяют в аппаратуре нефтеперерабатывающих и нефтехимических заводов. Ректификационные колонны, испарители, корпуса теплообменников, сепараторы низкого давления технологических установок, перерабатывающих сернистые нефти, изготовляют из сталей Ст. 3 + ЭИ496; реакционные и коксовые камеры и сепараторы высокого давления крекинг-установок, работающие при более высоких температурах, изготовляют из двухслойного проката марки 20К + ЭИ496.

Реакционные камеры термического крекинга, работающие при более высоком давлении, изготовляют из стали 12МХ + ЭИ496 или 12ХМ + ЭИ496, что более предпочтительно.

Механические свойства при различных температурах основного слоя сталей Ст. 3 и 20К идентичны свойствам монолитного металла этих марок и приведены в табл. II. 1, а свойства металла легированного слоя можно определить из приведенных данных для стали соответствующей марки.

Применение двухслойной стали Ст. 3 + 1Х18Н9Т и 20К + + 1Х18Н12М2Т ограничено нормами [63] и температурой 200° С из-за опасения, что двухслойный металл из материалов с разными коэффициентами линейного термического расширения (для стали Ст. 3 коэффициент $\alpha = 12 \cdot 10^{-6}$, а для сталей 1Х18Н9Т или 1Х18Н12М2Т $\alpha = 18 \cdot 10^{-6}$) при температурах выше 200° С будет подвергаться короблению и даже расслоению. Однако при штамповке днищ из двухслойного проката Ст. 3 + 1Х18Н9Т лист нагревают до значительно более высоких температур (порядка 750° С) и при этом ни коробления, ни расслоения днищ не происходит. Известен и другой факт, когда вакуумную колонну из углеродистой стали с температурой среды 420° С облицовали тонкой листовой сталью 1Х18Н9Т при помощи приварки нержавеющего слоя к основному электрозаклепками. Облицованная колонна работала надежно достаточно продолжительное время. Все это дает основание полагать, что двухслойный прокат Ст. 3 + 1Х18Н9Т и 20К + 1Х18Н12МТ следует допустить для применения до 400° С. Предстоит задача этот предел температур подтвердить расчетами и экспериментами и выяснить истинную величину возникающих температурных напряжений.

В последнее время начали широко применять для аппаратов, работающих под давлением, двухслойный прокат, где основной слой вместо стали Ст. 3 или 20К заменен низколегированной сталью 16ГС(3Н) повышенной прочности. Это дает в ряде случаев экономию металла и средств.

СТАЛЬНЫЕ ОТЛИВКИ

Большое количество элементов нефтезаводского оборудования имеет сложную конфигурацию, которую можно только отлить. К таким элементам относятся корпуса арматуры, насосов, компрессоров, соединительные части трубопроводов, печные двойники и другие детали.

Материал для стальных отливок подбирают в зависимости от агрессивности перерабатываемого продукта. Для малоагрессивной и среднеагрессивной сред применяют отливки из углеродистых сталей, изготовляемые по ГОСТ 977-58. По действующим нормам [63] отливки из углеродистой стали 20Л-П можно применять при температурах от —40 до +450° С. При температурах ниже —40° С (от —70° С) применяют сталь 20ХН3А-Л, обладающую большей ударной вязкостью при минусовых температурах, чем углеродистые стали, а при более низких температурах (до —160° С) — сталь 1Х18Н9Т-Л или ее малоникелевые заменители 0Х21Н5Т (ЭП53) и 0Х21Н6М2Т (ЭП54), содержащие 5—6% никеля вместо 8—10% в стали 0Х18Н9Т-Л.

При температурах более 450° С в зависимости от агрессивности среды, температуры и давления применяют отливки из сталей 20ХМ-л, Х5М-л, Х5В-л, Х8В-л, Х18Н9Т-л, ЭИ316 и Х23Н7С-л.

По ГОСТ 977-58 отливки из углеродистой стали по содержанию вредных примесей (серы и фосфора) делятся на три группы (табл. II. 28).

Таблица II 28

Группа отливок	Содержание серы в % при способе выплавки стали			Содержание фосфора в % при способе выплавки стали		
	основном	кислом	конверторном	основном	кислом	конверторном
I	0,05	0,06	0,07	0,05	0,06	0,09
II	0,045	0,06	0,06	0,04	0,06	0,08
III	0,045	0,05	—	0,04	0,05	—

В табл. II. 29 даны перечень марок сталей для отливок, их химический состав, механические свойства и область применения отливок.

При использовании углеродистых отливок в качестве деталей нефтезаводского оборудования нужно учитывать их группу, так как от этого зависят надежность и работоспособность отливок в эксплуатации. Для работы при пониженных температурах рекомендуются отливки III группы сталей 15Л, 20Л и 25Л.

Для работы при повышенных температурах лучше использовать стали 20Л и 25Л групп II и III. В табл. II. 30 приведены механические свойства стали 25Л.

Сталь 20ХМЛ как значительно более прочную при повышенных температурах (табл. II. 31) применяют до + 540° С.

Отливки из стали 20ХН3А-л поставляют после двухкратного улучшения. В этом состоянии металл сохраняет высокую ударную вязкость при низких температурах (до —80° С), поэтому отливки из него годны для работы на установках с низким температурным режимом (например, на установках депарафинизации топлив и масел).

Отливки из среднехромистых сталей Х5Т-л, Х5М-л, Х5В-л и Х8В-л (табл. II. 32) широко применяются в оборудовании нефтеперерабатывающих и нефтехимических заводов как коррозионноустой-

Тип стали	Марка стали	ГОСТ или технические условия	Химический состав, %							
			C	Mn	Si	Cr	Ni	другие	сера	фосфор
									не более	
Углеродистая	15Л	ГОСТ 977-58	0,12—0,20	0,35—0,65	0,17—0,37	—	—	—	—	—
	20Л		0,17—0,25	0,35—0,65		—	—	—	—	—
	25Л		0,22—0,30	0,30		—	—	—	—	—
	30Л		0,27—0,35	0,50	⩽0,37	—	—	—	—	—
	35Л		0,35—0,40	0,80						
Хромомолибденовая	20ХМЛ	ГОСТ 7832-55	0,15—0,25	0,50—0,80	0,20—0,45	0,40—0,70	⩽0,3	0,4—0,7 Mo	0,04	0,04
	20ХНЗАЛ		0,18—0,24	0,3—0,6	0,17—0,37	0,6—0,8	1,8—3,5	—	0,025	0,035
То же	Х5М-л	Н701-57, Н656-53 МПП	0,15—0,30	0,4—0,6	0,35—0,70	4—6	—	0,4—0,65 Mo	0.04	0,045
Хромотитановая	Х5Т-л	Н656-33 МНП	0,15—0,25	0,4—0,6	⩽0,4	4,5—6,0	—		0,035	0,04
Хромовольфрамовая	Х5В-л	Н806-56 МНП	0,15—0,24	0,5	0,3—0,6	4,5—6,0	—	1,25—1,75 W	0,035	0,04

изготовления отливок

Механические свойства при 20° С						Область применения
термообработка	временное сопротивление $\sigma_в$, кГ/мм²	предел текучести $\sigma_{0,2}$, кГ/мм²	удлинение δ_5, %	сужение ψ, %	ударная вязкость $a_к$, кГ·м/см²	
Нормализация или отжиг	40	20	24	35	5,5	Детали арматуры, насосов, соединительные части трубопроводов и другие изделия, предназначенные для работы в мало- и среднеагрессивной средах при температурах: для стали группы I — от —15 до +400° С и давлении до 50 кГ/см²; для стали групп II и III — от —40 до +450° С без ограничения давления. При температурах от —40 до —32° С преимущественно стали группы III. Для приварных литых элементов — стали марок 15Л и 20Л группы II или III
	42	22	22	35	5,0	
	45	24	19	30	4,0	
	48	26	17	30	3,5	
	60	28	10	18	2,5	
Нормализация 890° С, отпуск 660° С	⩾47	⩾25	⩾18	⩾30	⩾3,0	Отливки для работы при температуре от 20 до 540° С без ограничения давления в некоррозионной среде
Нормализация 900° С, отпуск 650° С Нормализация 830° С, отпуск 650° С	62	22	19	7,0		Для работы при температурах от —70 до —40° С в некоррозионной среде без ограничения давления
Отжиг, нормализация, отпуск	60—80	45	16	30		Корпуса задвижек, насосов, печные двойники для работы в горячей агрессивной сернистой нефтяной среде при температуре до 550° С без ограничения давления
Отжиг 950° С, нормализация 950° С, отпуск 680—720° С	60	40	16	30	4	То же, что и Х5М-Л, но до температуры не выше 425° С
Отжиг 950° С, нормализация 950° С, отпуск 720° С	60	40	16	30	4	Для тех же условий, что и отливки из стали Х5МЛ

Тип стали	Марка стали	ГОСТ или технические условия	Химический состав, %							
			C	Mn	Si	Cr	Ni	другие	сера	фосфор
									не более	
Хромовольфрамовая	Х8В-л	Н806-56 МНП	0,15—0,25	⩽0,5	0,3—0,6	7,5—9,0	—	1,25—1,75 W 0,3—0,5V	0,035	0,040
	Х18Н9ТЛ	ГОСТ 2176-57	⩽0,14	1—2	1,0	17—20	От 8 до 11	(С—0,03) 6—0,8 Ti	0,03	0,035
	ЭИ316	НН863-54	До 0,40	0,3—0,6	0,5—1,5	22—26	11—13	—	0,03	0,03
	Х24Н7С-л	ВСТУ 5177-62	0,35—0,50	0,5—1,0	0,5—1,5	22—25	6—8		0,06	0,20

чивые в горячих сернистых нефтях и жаропрочные при температурах до 550° С (см. табл. II. 29 и II. 32), (исключая Х5Т-л, которая применяется до 425° С).

При температурах выше 550° С или в очень тяжелых коррозионных условиях используют отливки из сталей 1Х18Н9ТЛ или Х18Н12М2Т-л (табл. II. 33).

Сталь ЭИ316, несмотря на поставку ее только по химическому составу (см. табл. II. 29), оправдала себя в эксплуатации и широко применяется в нефтеперерабатывающей промышленности как жароупорное литье для подвесок и решеток печных труб. Некоторые свойства этой стали даны в табл. II. 34.

Отливки из стали Х23Н7С-л начали применять недавно, их рабочие свойства проверены недостаточно. Поэтому пока особо важные элементы аппаратуры изготовляют из стали ЭИ316.

Механические свойства при 20° С						Область применения
термообработка	временное сопротивление $\sigma_в$, кГ/мм²	предел текучести $\sigma_{0,2}$, кГ/мм²	удлинение δ_5, %	сужение Ψ, %	ударная вязкость $a_к$, кГ·м/см²	
Отжиг 850° С, нормализация 950° С, отпуск 720° С	60	40	16	30	4	Для работы в особо тяжелых коррозионных условиях с сернистыми нефтепродуктами до температуры 575° С без ограничения давления. Печные двойники, арматура и другие детали
Закалка 1100° С	45	20	25	32,0	10	Печные двойники, корпуса насосов, арматура для перекачки горячей нефти с высоким содержанием нафтеновых кислот, для окисленного парафина и петролатума. Детали, работающие при температуре до 650° С под давлением, а также при —196° С. Для работы в коррозионных жидкостях, где сталь Х18Н9ТЛ стойка
Состояние отливки	Механические свойства не регламентированы					Подвески и решетки нефтезаводских печей, работающие при температурах до 1000° С
То же	60	—	—	—	2,5	Подвески и решетки нефтезаводских печей, работающие при температурах до 900° С

ОТЛИВКИ ИЗ ЧУГУНА

Из чугунов отливают корпуса арматуры и насосов, тарелки ректификационных колонн и их детали. Бойки для очистки печных труб от кокса выполняются из отбеленного чугуна. Свойства отливок из серого чугуна определяются структурой основной металлической массы и характером распределения в ней графитовых включений. Временное сопротивление разрыву $\sigma_в$ зависит от прочности основной металлической массы, количества и характера залегания графита в ней. Графит, уменьшая рабочее сечение основной металлической массы и играя роль надрезов — концентраторов напряжений, с одной стороны, ослабляет, а с другой стороны, вызывает местные перенапряжения. Временное сопротивление разрыву особенно резко снижается, если графит расположен в виде цепочек, пронизывающих

Таблица II. 30

Механические свойства стали 25Л при повышенных температурах

Температура испытания, °С	В отожженном состоянии								Нормализация при 900° С, отпуск при 620—680° С			
	временное сопротивление $\sigma_в$, кГ/мм²	предел текучести $\sigma_{0,2}$, кГ/мм²	удлинение δ_5, %	ударная вязкость $a_к$, кГ·м/см²	длительная прочность, кГ/мм²		$\sigma_{пол}$, кГ/мм², вызывающие скорости ползучести, мм·ч		временное сопротивление $\sigma_в$, кГ/мм²	предел текучести $\sigma_{0,2}$, кГ/мм²	удлинение δ_5, %	ударная вязкость $a_к$, кГ·м/см²
					за 10 000 ч	за 100 000 ч	10^{-6}	10^{-7}				
20	43—49	20—23	22—33	5,5—11,0	—	—	—	—	50,0	—	—	—
100	41—46	20—23	15—27	9,0—13,0	—	—	—	—	—	24—27	22—26	5,5—7,0
200	37—43	17—20	16—28	10,0—16,0	—	—	—	—	47,0	23	16—20	11,0—12,0
300	38—46	16—20	14—26	9,0—14,0	—	—	—	—	48,0	23	14—17	10,0—13,0
400	35—46	16—20	15—28	7,0—10,0	19,5	15,3	—	—	44,0	23	18—21	8,0
425	—	—	—	—	—	—	14,5	8,5	—	—	—	—
450	23—35	14—19	13—26	5,0—8,0	12,5	9,5	10,8	7,1	35,0	21	20—23	6,5
500	23—30	13—16	26—34	5,5—8,5	7,0	4,8	6,3	6,0	25,0	19	22	5,5
550	20—25	12—15	23—29	5,0—7,5	—	—	4,7	2,3	18,0—22,0	15	21—25	—
600	11—16	8,5—12	24—36	6,0—12,0	—	—	—	—	15,0	13,5	22—27	6,0

Таблица II. 31

Механические свойства стали 20ХМЛ при повышенных температурах

Температура испытания, °С	В отожженном состоянии				Нормализация при 900° С, отпуск при 640—680° С					
	временное сопротивление $\sigma_в$, кГ/мм²	предел текучести $\sigma_{0,2}$, кГ/мм²	удлинение δ_5, %	ударная вязкость $a_к$, кГ·м/см²	временное сопротивление $\sigma_в$, кГ/мм²	предел текучести $\sigma_{0,2}$, кГ/мм²	удлинение δ_5, %	ударная вязкость $a_к$, кГ·м/см²	длительная прочность, кГ/мм²	
									за 10 000 ч	за 100 000 ч
20	48,6	—	—	—	48,0	31,0	12—28	—	—	—
400	47	37	17—22	7,5	44,0	35,0	17—21	8,1	—	—
450	44	31	—	—	42,0	32,0	22	9,5	25,8*	—
500	40	30	20	5,6	38,5	30,0	22	5,0	—	—
550	34	25	14—24	4,0	34,0	26,0	24,5	7,0**	27,8	13,2
600	31	25	20—23	5,5	29,5	20,0	24,5	6,5	—	—
650	—	—	24—26	5,5	24,0	21,5	30	7,0	9,2	6,2

* При 470° С
** При 510° С

Таблица II. 32

Механические свойства сталей Х5Т-л, Х5М-л, Х5В-л и Х8В-л

Температура испытания, °С	Временное сопротивление $\sigma_в$, кГ/мм²				Предел текучести $\sigma_{0,2}$, кГ/мм²				Удлинение δ, %			
	Х5Т-л	Х5М-л	Х5В-л	Х8В-л	Х5Т-л	Х5М-л	Х5В-л	Х8В-л	Х5Т-л	Х5М-л	Х5В-л	Х8В-л
20	55,7	72,1	73,8	69,4	48,5	56,5	60,9	52,2	16,5	10,4	12,9	16,1
100	61,4	68,6	—	—	47,8	54,5	—	—	11,8	11,2	—	—
200	58,1	67,0	—	—	43,6	54,0	—	—	13,3	9,9	—	—
300	56,5	—	—	—	43,7	—	—	—	10,2	—	—	—
400	52,2 *	60,0	56,8	53,6	41,7 *	50,1	47,2	43,3	12,3 *	6,6	9,5	10,4
500	—	47,5	47,0	39,8	—	36,6	38,8	32,1	—	10,7	12,0	16,6
550	—	33,9	38,9	—	—	24,7	28,1	—	—	13,4	11,0	13,0
600	—	29,7	32,7	27,5	—	15,8	20,3	15,9	—	20,0	16,3	19,6
650	—	—	25,0	20,7	—	—	—	9,7	—	—	—	—

* Данные получены при температуре 450° С

сечение отливки. С увеличением содержания кремния в чугуне количество графита возрастает и основная металлическая масса становится более ферритной, что сопровождается уменьшением прочности чугуна (см. табл. II. 35).

Марганец препятствует графитизации чугуна и тем самым повышает его прочность. Фосфор в количестве до 0,3% слегка повышает прочность чугуна; при содержании его свыше 0,5% снижается прочность на разрыв.

Никель, хром, молибден, ванадий, вольфрам способствуют образованию перлитной структуры основной металлической массы, размельчению графита и тем самым повышают прочность чугуна.

Путем модифицирования и подбора соответствующей шихты также получаются высокопрочные чугуны с перлитной или ферритной структурой и мелко распределенным графитом, приближающиеся по своим свойствам к стали. Наконец, при обработке жидкого чугуна магниевой лигатурой получают высокопрочный чугун с перлитной или ферритной структурой и изолированным шаровидным графитом. Этот чугун обладает высокими механическими свойствами и по своему качеству приближается к литой стали. В табл. II. 36, II. 37 и II. 38 приведены марки серых, ковких и высокопрочных чугунов, выпускаемых нашей промышленностью и пригодных для применения на заводах нефтепереработки и нефтехимического синтеза. Там же указаны механические свойства и область применения каждой марки чугуна.

Сопротивление чугунов сжатию мало зависит от количества графитовых включений и колеблется в пределах от 50 до 100 *кГ/мм²*.

Механические свойства стали 1Х18Н9ТЛ

Температура, °С	Закалка при 1100° С, старение в течение 10 ч при 800° С						
	$\sigma_в$, кГ/мм²	$\sigma_{0,2}$, кГ/мм²	δ_5, %	$a_к$, кГ·м/см²	$\sigma_{полз}$, кГ/мм², вызывающая скорость ползучести 10^{-7} мм/мм·ч	длительная прочность, кГ/мм²	
						за 10 000 ч	за 100 000 ч
20	61—67	24	24—35	8,0	—	—	—
250	34—38	20	11—13	6,5—10	—	—	—
400	36—38	20	12—17	7—11	—	—	—
450	36	17	23	8—10	—	—	—
500	35	19	21	7—9	—	—	—
550	31	17	23	10	—	20	16
600	28	16	24	9	12	16	13
650	28	18	17—21	8—11	—	—	—
700	23—26	18	15—17	9	—	—	—

Таблица II. 34

Механические свойства стали ЭИ316

Температура испытания, °С	$\sigma_{полз}$, кГ/мм², вызывающая скорость ползучести 10^{-6} мм/мм·ч	Химический состав, %	Термообработка
704 760 816 871 925 982	4,70 3,60 2,70 2,10 1,54 1,10	C = 0,30 ÷ 0,45; Mn = 1,75; Si = 0,75; Cr = 23 ÷ 27; Ni = 10 ÷ 12	После отжига в течение 24 ч при 1400° С

Таблица II. 35

Si, %	$C_{общ}$, %	$C_{связ}$, %	Графит, %	Временное сопротивление $\sigma_в$, кГ/мм²
1,26	2,62	1,37	1,25	27,0
2,25	2,56	1,11	1,45	23,4
2,82	2,63	1,04	1,59	20,4
3,23	2,63	0,27	2,36	17,9

Таблица II. 33

при повышенных температурах

Закалка при 1160—1180 °С, старение в течение 10 ч при 760—780° С						
$\sigma_в$, кГ/мм²	$\sigma_т$ (0,2), кГ/мм²	δ, %	$a_н$, кГ·м/см²	$\sigma_{пол}$, кГ/мм², вызывающая скорость ползучести 10^{-7} мм/мм·ч	длительная прочность, кГ/мм²	
					за 10 000 ч	за 100 000 ч
50—61	29—33	28—45	5—16	—	—	—
—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	—	—	—
41,5	19	34	17,8	—	—	—
33—41	18,0	27—33	13—17	—	14—15	12
29	17,0	—	15	8	10	7,5
—	—	—	—	—	5,5	3,6

Таблица II. 36

Отливки из серого чугуна

Марка чугуна по ГОСТ 1412-54	$\sigma_в$, кГ/мм²		Стрела прогиба в мм при расстоянии между опорами, мм		Область применения
	разрыву	изгибу	600	300	
СЧ00	Не регламентировано				Изделия простой конфигурации, необрабатываемые, до 120° С, без давления
СЧ12-28	12	28	6	2,0	Наружные решетки конвекционных секций печей, до 250° С
СЧ15-32	15	32	8	2,5	Детали погруженных конденсаторов, трубы, коллекторы, до 250° С и $p=10$ кГ/см²
СЧ21-40	21	40	9	3,0	Детали арматуры, колеса центробежных насосов, цилиндры, и клапаны поршневых насосов, до 250° С и $p=10$ кГ/см²
СЧ24-44	24	44	9	3,0	Ответственное литье для поршневых машин (цилиндры, поршни и пр.), до 250° С и $p=10$ кГ/см²
СЧ28-48	28	48	9	3,0	То же
СЧ32-52	32	52	9	3,0	Особо ответственное литье для насосов и компрессоров до 250° С и $p=16$ кГ/см²
СЧ35-55	35	55	9	3,0	То же
СЧ38-60	38	60	9	3,0	»

Ударная вязкость $a_к$ серых чугунов незначительна и зависит от структуры чугуна. Величина ее колеблется в пределах 0,1—0,4 кГ · м/см².

Таблица II. 37

Отливки из ковкого черносердечного чугуна

Марка чугуна по ГОСТ 1215-59	Временное сопротивление $\sigma_в$, *кГ/мм²*	Удлинение δ_5, %	*НВ*	Область применения
КЧ37-12	37	12,0	149	Детали арматуры, соединительные части трубопроводов, насосов и другие, предназначенные для мало- и среднеагрессивной сред с рабочим давлением не свыше 16 *кГ/см²* и температурой до 250° С при малых диаметрах (до 30 *мм*)
КЧ35-10	35	10,0	149	
КЧ30-6	30	6,0	149	
КЧ40-3	40	3,0	201	
КЧ35-4	35	4,0	201	
КЧ30-3	30	3,0	201	

Таблица II. 38

Отливки из высокопрочного чугуна с шаровидным графитом по ГОСТ 7293-54

Марка чугуна	Временное сопротивление $\sigma_в$, *кГ/мм²*	Предел текучести $\sigma_{0,2}$, *кГ/мм²*	Удлинение δ_5, %	Ударная вязкость для образца без надреза, *кГ·м/см²*	*НВ*	Область применения в оборудовании
ВЧ45-0	45	36	—	—	187—255	Ответственное литье для насосов и компрессоров
ВЧ50-1,5	50	38	1,5	1,5	187—255	
ВЧ60-2	60	42	2,0	1,5	197—269	То же
ВЧ45-5	45	33	5,0	2,0	170—207	
ВЧ40-10	40	30	10,0	3,0	156—197	Рекомендуется опробовать для корпусов насосов для перекачки сжиженных газов

Графитные включения в чугуне понижают чувствительность его к искажению силовых линий при надрезах на поверхности и способствуют выравниванию напряжений по сечению элементов, находящихся под нагрузкой. Это имеет важное значение для работоспособности чугуна, особенно при знакопеременных нагрузках. Предел усталости чугуна менее зависит от состояния поверхности (механической обработки), чем предел усталости стали. Это обстоятельство часто определяет применение чугуна в тяжелых условиях работы. При повышенных температурах чугун подвержен так называемому «росту», заключающемуся в том, что происходят необратимые изменения объема, разрыхление чугуна. Чугун, подвергающийся росту, теряет свои механические свойства и плотность (табл. II. 39).

Благодаря высокой прочности шаровидного чугуна (табл. II. 40) при повышении температуры, его можно широко применять в нефтезаводском оборудовании и оборудовании нефтехимического синтеза.

Таблица II. 39

Рост чугуна после пребывания в атмосфере пара при 400° С и изменение в связи с этим объема и прочности

Тип чугуна	Увеличение объема в % за время нагрева		Временное сопротивление разрыву $\sigma_в$, кГ/мм²		
	22 дня	54 дня	исходное	после нагрева в течение 22 дней	после нагрева в течение 54 дней
Серый: 3,48% C; 2% Si	1,01	2,02	12,9	9,9	7,4
Кремнистый: 3,06% C; 6,82% Si	0,45	1,22	23,0	23,0	19,0
Хромоникелевый; 3,04% C; 1,39% Ni; 0,96% Si; 0,33% Cr	0,68	0,73	30,0	27,8	28,9
Хромоникелевый: 2,89% C; 2,45% Ni; 0,6% Cr; 1,45% Si	—	0,36	22,9	38,9	38,6
Высококремнистый: 3,04% C; 13,6% Si; 3,42% Cr; 0,48% Cu	—	0,23	16,8	19,3	19,9

Таблица II. 40

Механические свойства металла отливок из чугуна с шаровидным графитом при повышенных температурах

Обозначение отливки	Температура испытания, °С	$\sigma_в$, кГ/мм²	$\sigma_{0,2}$, кГ/мм²	δ_5, %	$a_к$, кГ·м/мм²	Химический состав, %
1Г	20	49,4	39,9	2,3	0,4	3,33 C; 2,7 Si; 0,71 Mn; 0,04 S; 0,13 P
	350	—	34,8	4,8	2,1	
	400	49,6	34,6	6,5	—	
	450	38,0	30,9	2,1	1,8	
	525	28,6	25,5	9,3	1,53	
2Г	20	51,0	46,0	1,2	0,5	3,34 C; 2,83 Si; 0,62 Mn; 0,006 S; 0,1 P; 0,07 Cr; 0,055 Mg; 0,4 Cu
	350	52,7	39,5	1,8	1,5	
	400	48,0	38,0	1,6	—	
	450	48,0	36,7	1,9	1,7	
	525	—	27,6	1,9	1,43	
3Г	20	51,0	40,0	15,3	0,5	3,0 C; 2,48 Si; 0,54 Mn; 0,008 S; 0,15 P; 0,004 Mg
	350	45,0	31,0	11,0	2,2	
	400	42,0	30,3	12,0	2,3	
	450	39,0	30,0	13,0	2,3	
	525	25,0	29,0	22,0	2,0	
4Г	20	60,0	54,0	—	0,4	3,0 C; 2,43 Si; 0,41 Mn; 0,004 S; 0,096 P; 0,19 Cr; 0,057 Mg; 1,37 Mo
	350	—	—	—	0,76	
	400	55,0	55,0	1,3	—	
	450	50,0	—	1,5	0,9	
	525	50,0	37,5	1,7	1,03	
5Г	20	54,1	—	—	0,5	3,13 C; 2,52 Si; 0,65 Mn; 0,004 S; 0,11 P; 0,25 Cr; 1,08 Mg; 0,46 Mo
	350	68,8	45,8	1,2	1,7	
	400	—	—	—	—	
	450	52,0	31,8	—	2,2	
	525	46,0	—	—	2,5	

Таблица II. 41

Отливки из легированных и специальных жаростойких чугунов

ГОСТ	Наименование чугуна	Марка чугуна	Химический состав, %							Область применения
			C	Si	Mn	P	S	Cr	другие элементы	
ГОСТ 7769-55	Хромистый	ЖЧХ-09	2,8—3,4	1,5—2,5	До 1,0	0,3	0,12	0,7—1,1	—	Печная гарнитура. Трубные решетки печей
	»	ЖЧХ-1,5	2,8—3,4	1,7—2,7	» 1,0	0,03	0,12	1,2—1,9	—	
	»	ЖЧХ-2.5	2,8—3,4	1,7—2,7	» 1,0	0,03	0,12	2,0—2,7	—	
	»	ЖСЧНДХ-15-7-2	2,5—3,0	1,5—3,0	0,5—1,2	0,03	0,08	0,3	1,5—2,5 Cr 14—17 Ni	
	Кремнистый	ЖЧС-5,5	2,2—3,0	5,0—6,0	До 1,2	0,03	0,12	0,5—0,9	—	
	Кремнистый с природным графитом	ЖЧСШ-5,6-0,1	2,4—3,0	5,0—6,0	» 0,7	0,3	0,12	До 0,2	⩾0,08 Mg	
ГОСТ 203-41	Кислотостойкий	Ферросилид	0,45—0,70	14,5—16	—	—		—	—	В серной кислоте низких концентраций до температур кипения
	То же	Антихлор	0,5—0,6	15—16	—	—		—	3,5—4,0 Mo	Для холодных и горячих растворов соляной кислоты
		КВЧ *	2,5—2,9	2,5—3,0	1,8—2,2	0,1	0,02	0,7—1,0	16,0—17,5 Ni 7,0—8,5 Cu 0,6—1,0 Mn	Растворы серной кислоты любых концентраций при $t \leqslant 45°$ С; растворы соляной кислоты концентрацией 5% при $t \leqslant 20°$ С; органические кислоты C_6 до 50° С; C_8 до 100° С; C_{10} до 170° С; C_{14} до 180° С и т. д.

* Расчет и конструирование нефтезаводского оборудования — ОНТИ Гипронефтемаша, вып. 2, Гостоптехиздат, 1962, стр. 40.

Кроме отливок из серого, модифицированного и высокопрочного чугуна, промышленность производит отливки из специальных чугунов, поставляемых по ГОСТ 7769-55 и применяющихся в нефтезаводском оборудовании.

Химический состав этих отливок и область их применения в нефтезаводском оборудовании приведены в табл. II. 41.

ЦВЕТНЫЕ МЕТАЛЛЫ

Цветные металлы применяют в нефтезаводском оборудовании и в оборудовании установок нефтехимического синтеза в сравнительно ограниченных количествах, главным образом, как коррозионноустойчивые или как обладающие специфическими свойствами, не присущими металлам на железной основе. В табл. II. 42 приведены механические свойства и химический состав цветных металлов, которые применяют в оборудовании нефтеперерабатывающих установок.

Красную медь высокой чистоты применяют в средах, содержащих фосфорную кислоту или катализатор, на котором нанесена фосфорная кислота, например в реакторах установок синтеза спирта из нефтяных газов. Реакторы в этих установках облицовывают листовой медью высокой чистоты (не менее 99,9% Cu). Внутренние устройства этих реакторов выполняют из такой же меди. Красную медь меньшей чистоты марки М1 используют для изготовления оборудования, соприкасающегося со слабыми растворами серной кислоты, например в аппаратуре установок по производству метилэтилкетона (МЭК) и ему подобных.

Кислород мало растворим в твердой меди. При затвердевании меди кислород выделяется в виде эвтектики: медь — закись меди, которая распределяется по границам зерен. Как в отожженной, так и в холоднотянутой меди кислород слегка повышает предел прочности, но значительно снижает удлинение. Он отрицательно сказывается на технологических свойствах меди. Например, медь, содержащая 0,1% O_2, легко разрушается при обработке давлением в горячем состоянии.

Наличие кислорода снижает также коррозионную стойкость меди. Водород делает медь хрупкой.

Медь обладает довольно высокими механическими свойствами как при комнатных, так и при пониженных температурах. В табл. II. 43 приведены механические свойства меди М3.

При повышенных температурах прочность меди сильно снижается (табл. II. 44).

Наиболее распространенные медноцинковые сплавы или латуни ЛО70-1 [1] и ЛО62-1 [1] обладают по сравнению с чистой медью

[1] В последнее время у нас и за рубежом латуни ЛО70-1 стабилизируют мышьяком для лучшей сопротивляемости их деоцинкованию в агрессивной воде, в том числе морской. При охлаждении конденсаторов морской водой трубки выполняются из алюминиевой латуни Ла77-2, стабилизированной мышьяком.

Тип сплава	ГОСТ или технические условия	Марка	Химический						
			Zn	Sn	Al	Cu	Bi	Sb	As
					не менее		не бо		
Медь	ГОСТ 859-41	М0	—	—	—	99,95	0,002	0,002	0,002
	То же	М1	—	—	—	99,90	0,002	0,002	0,002
	»	М2	—	—	—	99,70	0,002	0,005	0,0010
	»	М3	—	—	—	99,50	0,003	0,050	0,050
Латуни: оловянистые алюминиевые	Трубы конденсаторов	ЛО70-1	24—31	1,3	—	76—79	0,002	0,002	0,3—0,8
		Ла77-2	—	—	1,7—2,5	76—79			0,3—0,8
	ГОСТ 1019-47	ЛО62-1		0,7—1,1		61—63	0,005	0,05	0,05
Бронза алюминиевая	ГОСТ 493-54	БРА5	0,5	0,1	4—6,0	Остальное	—	0,002	0,01
	То же	БРА7	—	0,1	6,0—8,0	То же	—	0,002	0,01
	»	БРАЖ 9-4	—		8—10,0	»	0,005	0,002	0,05

Таблица II. 42

гических установок по переработке нефти и ее дистиллятов

состав, %						Механические свойства				Область применения
Fe	Pb	S	O_2	другие элементы	всего примесей	$\sigma_в$, кГ/мм²	$\sigma_т$, кГ/мм²	δ_5, %	$\sigma_к$, кГ·м/см²	
лее										
0,005	0,005	0,005	0,02	—	0,05	—	—	—	—	Ленты и листы из М0 и М2 для облицовки колонн синтеза спирта. Профиль для внутренних элементов этих колонн. В аппаратах, где требуется стойкость в горячей серной кислоте. Медь марки М1 для элементов, соприкасающихся с серной кислотой, например в установках МЭК, там же и М3
0,005	0,005	0,05	0,08	—	0,1	—	—	—	—	
0,05	0,010	0,010	0,10	—	0,3	22—24	7	45,0	5,6	
0,05	0,05	0,010	0,10	—	0,5	23	7,5	50,0	—	
0,05	0,05	0,005	0,002	—	0,1	Твердые 38	15,0	37,0	—	Трубы для конденсаторов: ЛО70-1 при охлаждении оборотной водой, Ла77-2 при охлаждении морской водой. Обе марки стабилизированы мышьяком для сопротивления деоцинкованию со стороны воды
	—	—	—	—	—	Мягкие 33	15,0	50,0	—	
						Твердые 44	38	30	—	
0,05	0,05	0,10	0,02		0,1	Твердые 44	38	30	—	Для решеток и внутренних деталей конденсаторов независимо от охлаждающей воды. Для элементов оборудования, соприкасающихся со слабой соляной кислотой
						Мягкие 38	15	37,0		
0,5	0,03	0,01	0,02	0,1 Si	1,6	58	30	—	~ 16,0	Для мелкой арматуры, соприкасающейся с бензином, содержащим HCl, H_2S и влагу. Предпочтение надо отдавать БРАЖ 9—4
0,5	0,03	0,01	0,01	0,5 Mn	1,6	54,0	20—26		15,0	
2,0—4,0	0,05	0,001	0,01	0,5 Si	2,7	58,0	20,0	12,0	18,0	

Тип сплава	ГОСТ или технические условия	Марка	Химический						
			Zn	Sn	Al	Cu	Bi	Sb	As
					не менее				не бо
Бронзы берил лиевые	ГОСТ 493-54	БРБ2; БРБ2,5	—	1,1	0,15	Остальное	—	—	—
Алюминий и его сплавы	ЦМТУ 2013-49	АВ00 АВ1	—	—	99,99	—	—	—	—
Никель и его сплавы	ГОСТ 492-52	Монель НМЖМЦ-2,5-1,5	—	—	—	27—29	0,05	0,1	—

Таблица II. 43

Влияние температуры на механические свойства меди М3

Характеристика	Температура испытания, °С							
	20	100	200	300	400	500	600	700
Временное сопротивление, $кГ/мм^2$	23	23	21,5	19,5	16	11	7	4,5
Удлинение, %	70	67	58	49	47	45	42	41
Поперечное сужение, % . . .	76	75	70	58	57	71	74	77

состав, %						Механические свойства				Область применения
Fe	Pb	S	O_2	другие элементы	всего примесей	$\sigma_в$, кГ/мм²	$\sigma_т$, кГ/мм²	δ, %	$a_к$, кГ·м/см²	
лее										
0,15	—	0,05	0,02	0,15 Si 1,9—2,2 Be	0,5	130—135	—	0,0—1,0	—	Для деталей аппаратов, где необходим не искрящий при ударе материал, в частности детали вакуумфильтров. Для пружин, работающих при низких температурах (до —40° С)
—	—	—	—	—	0,01	12	—	30—40	—	Для колонн и внутренних устройств установок по окислению парафина и петролатума, а также для элементов оборудования, соприкасающихся с жирными кислотами. Рекомендуются марки АВ00
2—3	—	—	—	Ni+Co — остальное	—	50—60	—	2—3	—	Для аппаратуры, соприкасающейся со слабой соляной кислотой. Для теплообменников с очень агрессивной охлаждающей водой (в том числе морской)

Таблица II. 44

Временное сопротивление меди при повышенных температурах в *кГ/мм²*

Температура, °С	Электротехническая отожженная	99,97 Cu, деформированная на 25%, марка М3	99,95 Cu и 0,30 Fe, деформированная и отожженная, марка М1
20	24,0	33,8	21,5
94	23,0	—	—
304	17,6	22,4	18,9

значительно более высокими механическими свойствами. В зависимости от обработки (степени деформации при прессовании или прокатке), протяжки, температуры и продолжительности отжига меняются механические свойства латуни. Латунь может быть в твердом, полутвердом и мягком состояниях. Конденсаторные трубки из латуни ЛО70-1 применяют чаще всего в мягком состоянии, решетки же из латуни ЛО62-1 — в твердом. Механические свойства трубок из латуни ЛО70-1 и ЛО62-1 (ГОСТ 494-52) указаны в табл. II. 45.

Таблица II. 45

Механические свойства латуни ЛО70-1 и ЛО62-1

Состояние	ЛО70-1		Состояние	ЛО62-1		
	$\sigma_в$, кГ/мм²	δ, %		$\sigma_в$, кГ/мм²	δ_5, %	*НВ*
Тянутые мягкие . .	30	38	Мягкая	38	37	85
» полутвердые	35	30	Полутвердая . . .	44	37	—
Прессованные . . .	30	38	Твердая	44	—	146

Коррозионная стойкость (потери веса в $г/м^2$ в сутки в морской воде) для полутвердой ЛО62-1 составляет 0,55, а для твердой — 1,51.

Для трубных досок применяют латунь ЛО62-1 в твердом либо в полутвердом состоянии. В этом случае разница в твердости (или прочности) в металле труб и трубных досок вполне достаточна, чтобы надежно развальцевать трубку в решетке, не повредив отверстие под трубку. Изменение механических свойств твердой латуни ЛО62-1 с повышением температуры дано в табл. II. 46.

Таблица II. 46

Изменение механических свойств латуни ЛО62 1 при повышенных температурах

Наименование	При температуре, °С			
	20	100	200	300
Временное сопротивление при растяжении, $кГ/мм^2$	44	42,3	41,5	37,0
Относительное удлинение, %	37,0	41,5	32,0	30,0
Твердость по Бринеллю *НВ*	130	63,0	63,0	61,0
Ударная вязкость, $кГ \cdot м/см^2$	—	2,5	—	2,8

Медные сплавы, в которых основными легирующими компонентами являются олово, алюминий, марганец, кремний, бериллий, железо и другие элементы, называются бронзами. Марка бронзы обозначается по основному легирующему компоненту. Бронзы делятся на две основные группы: оловянистые, преобладающим ле-

гирующим компонентом в которых является олово, и безоловянистые, содержащие другие легирующие компоненты. По своим свойствам эти бронзы не уступают оловянистым и даже зачастую превосходят их. В зависимости от назначения и свойств бронзы делятся на деформируемые и литейные. В оборудовании нефтезаводов и заводов нефтехимического синтеза наибольшее распространение нашли алюминиевые бронзы. Они обладают достаточно высокими механическими и антифрикционными свойствами, хладостойки, немагнитны и не дают искры при ударах о другие металлы. Хорошая коррозионная стойкость в средах, содержащих слабую соляную кислоту, позволяет задвижки из алюминиевой бронзы БРАЖ9-4 использовать на линиях нестабильного бензина установок, перерабатывающих засоленные нефти, где задвижки, изготовленные из черных металлов (железа), неустойчивы.

Интересно отметить, что содержание железа в алюминиевой бронзе способствует повышению ее коррозионной стойкости, а в кремнистых бронзах — снижению.

Изменение механических свойств алюминиевых бронз с понижением температуры показано в табл. II. 47 и II. 48.

Таблица II. 47

Механические свойства отливок из бронзы БРА5

Температура, °С	$\sigma_в$, кГ/мм²	δ_5, %	ψ, %
17	42	61	70
—196	58	81	76
—253	65	83	72

Таблица II. 48

Механические свойства отожженной бронзы БРА7 при комнатной и пониженных температурах

Температура, °С	Временное сопротивление растяжению $\sigma_в$, кГ/мм²	Предел текучести $\sigma_{0,2}$, кГ/мм²	Относительное удлинение δ_5, %	Поперечное сужение ψ, %
—180	67,5	20,5	29	30
—120	61,9	19,4	32	31
—80	57,8	19,0	31	30
—40	55	18,9	35	35
—20	54	18,6	26	29
—10	54	18,8	33	30

Ударная вязкость бронз хорошо сохраняется до температуры —70° С.

Алюминиевожелезная бронза марки БРАЖ9-4 обладает высокими механическими и антифрикционными свойствами, а также хорошей

коррозионной стойкостью. Механические свойства литой бронзы приведены в табл. II. 49, а изменение свойств в зависимости от температуры дано в табл. II. 50.

Таблица II. 49

Механические свойства литой бронзы БРАЖ9-4

Способ изготовления	Временное сопротивление $\sigma_в$, *кГ/мм²*	Относительное удлинение δ_5, %	Твердость по Бринеллю *НВ*
Литье в землю	40	10	100
» » кокиль	50	12	100
Прутки прессованные диаметром 16—120 *мм*	55	15	110—180

Таблица II. 50

Механические свойства бронзы БРАЖ9-4 в зависимости от температуры

Температура, °С	Временное сопротивление $\sigma_в$, *кГ/мм²*	Относительное удлинение δ_5, %	Ударная вязкость $a_к$, *кГ·м/см²*	Твердость по Бринеллю *НВ*
100	55,0	21,0	6,30	120,0
200	53,5	17,2	7,50	105,0
300	52,4	19,4	3,10	102,0
500	36,5	85,5	2,65	85,5

Бериллиевые бронзы благодаря их высоким механическим свойствам в состоянии после закалки, отпуска и деформации, а также потому, что они не дают искры при ударе, применяют для деталей вакуум-фильтров, в частности в виде проволоки для крепления ткани в фильтрах. После закалки при 800° С, двухчасового отжига при 300° С и холодной протяжки предел прочности и текучести проволоки не менее чем $\sigma_в = 130$ *кГ/мм²* и $\sigma_{0,2} = 85$ *кГ/мм²*, кроме того, с течением времени пребывания под нагрузкой проволока не дает заметных остаточных удлинений, что очень важно.

Алюминий и его сплавы отличаются высокой коррозионной стойкостью в серусодержащих средах. Он хорошо противостоит жирным кислотам, образующимся при окислении парафина и петролатума, поэтому его применяют в окислительных колоннах этих установок, причем для них необходим чистый алюминий, так как примеси резко понижают коррозионную стойкость. Алюминий обладает низкими механическими свойствами при комнатных температурах.

Повышение прочности при некотором снижении пластичности алюминия достигается наклепом. Причем чем больше холодное деформирование, тем выше предел прочности.

Изменение механических характеристик технического алюминия с повышением температуры показано в табл. II. 51.

Таблица II. 51

Изменение механических свойств технического алюминия АВ1 в зависимости от температуры

Температура испытания, °С	Предел прочности $\sigma_в$, кГ/мм²	Относительное удлинение δ_5, %
20	8,0	40,0
50	7,4	40,0
100	6,7	43,0
150	5,9	48,0
200	5,0	48,3
250	3,7	55,0
300	2,8	65,0

Алюминий и его сплавы являются хладостойкими материалами. Ударная вязкость их сохраняется почти до температуры жидкого воздуха (—196° С). Влияние низких температур на механические свойства технического алюминия показано в табл. II. 52.

Таблица II. 52

Влияние низких температур на механические свойства технического алюминия

Температура испытания, °С	Предел прочности $\sigma_в$, кГ/мм²	Удлинение δ_5, %	Относительное сужение ψ, %
Алюминий технический горячекатанный			
20	12	29,0	86,0
—185	—	26,0	—
—196	21	42,0	75,0
—253	35	45,0	66,0
Алюминий, деформированный на 93%			
20	34,4	32,0	32,0
—185	44,3	26,0	28,0

Сплавы алюминия с магнием АМГ1, АМГ2 и АМГ3, содержащие соответственно 0,5—1,8%, 1,8—2,8% и 3,2—3,8% магния, обладают более высокой прочностью, чем технический алюминий, при сохранении коррозионной стойкости и хорошей хладостойкости, что дало возможность широко использовать их в нефтяном и нефтехимическом оборудовании.

Механические свойства сплавов АМГ2 и АМГ3 в зависимости от обработки даны в табл. II. 53.

Таблица II. 53

Механические свойства сплавов АМГ2 и АМГ3 в зависимости от обработки

Механические свойства	Сплав АМГ2		Сплав АМГ3	
	отожженный	деформированный	отожженный	деформированный
Предел прочности $\sigma_в$, $кГ/мм^2$ . .	20,0	25,0	23,0	27,0
Предел текучести $\sigma_{0,2}$, $кГ/мм^2$	10,0	20,0	10,0	22,0
Относительное удлинение δ_5, %	23,0	6,0	21,0	11,0

Характеристики прочности алюмомагниевых сплавов с изменением температуры показаны в табл. II. 54.

Таблица II. 54

Изменение свойств алюмомагниевых сплавов в зависимости от температуры

Температура испытания, °С	Механические свойства		
	$\sigma_в$, $кГ/мм^2$	$\sigma_т$, $кГ/мм^2$	δ_5, %
Сплав АМГ			
—193	33	10,1	43
—74	23,0	9,5	29,0
—50	22,6	9,7	25,6
20	23,4	9,7	21,9
100	23,1	10,0	22,7
150	19,3	10,0	44,0
200	14,0	9,2	51,9
250	8,6	7,2	73,2
300	6,2	5,0	89,0
Сплав АМГ6Т*			
20	32,5	17,0	24,5
100	30,6	15,0	31,5
150	25,0	13,5	37,0
200	19,5	12,5	43,5
250	16,0	10,5	45,0
300	14,0	9,5	48,0

* Химический состав сплава АМГ6Т: Mg = 6 ÷ 7%; Mn = 0,3 ÷ 0,6%; Cu = 0,50%; Fe ≤ 0,5%; Ti = 0,02 ÷ 0,2%. Сплав применяется для труб и решеток холодильников-конденсаторов.

Характеристики прочности сплава НМЖМЦ28-2,5-1,5 в зависимости от температуры приведены в табл. II. 55.

Таблица II. 55

Механические свойства сплава НМЖМЦ28-2,5-1,5 * в зависимости от температуры

Температура испытания, °С	$\sigma_в$, кГ/мм²	$\sigma_{0,2}$, кГ/мм²	δ_5, %	ψ, %
1050	5,1	—	25,8	—
1000	6,3	—	22,8	—
900	10,0	—	17,0	—
800	14,0	—	16,0	—
20	50,0	14,7	35,0	75
—10	54,3	17,9	48,0	77
—40	56,0	17,5	47,0	76
—80	59,8	19,0	40,0	74
—120	64,2	20,1	41,0	74
—180	78,9	20,8	51,0	72

* Применяется также в виде биметалла Ст.3 + НМЖМЦ 28-2,5-1,5, 16ГС + НМЖМЦ 28-2,5-1,5.

Свинец благодаря исключительной стойкости в слабых растворах серной кислоты применяется в оборудовании нефтеперерабатывающих заводов и заводов нефтехимического синтеза в основном для обкладки аппаратов и внутренних их устройств. Технический свинец С2, нашедший более широкое применение для этих целей, обладает низкими механическими свойствами, особенно при повышенных температурах (табл. II. 56), поэтому часто приходится поверх свинцовой обкладки ставить футеровку плиткой или другим теплоизолирующим материалом.

Таблица II. 56

Изменение механических свойств деформированного свинца С2 в зависимости от температуры

Температура, °С	$\sigma_в$, кГ/мм²	δ_5, %
—253	7,1	36
—196	4,5	34
20	1,5	60—70
82	0,8	24
150	0,5	23
195	0,4	20
265	0,2	20

НЕМЕТАЛЛИЧЕСКИЕ МАТЕРИАЛЫ

За последнее время неметаллические материалы находят все более широкое применение в качестве конструкционных и защитных средств при изготовлении аппаратов и оборудования нефтеперерабатывающих и нефтехимических заводов.

Наименование материала	Максимальная рабочая температура, °С	Предел прочности, кГ/см²			Модуль упругости E, кГ/см²	Твердость по Бринеллю HB
		на растяжение	на изгиб	на сжатие		
Антегмит АТМ-1 . .	150	180—220	400—500	1000—1200	—	25
Асбовинил	120	130—180	18—25	270—370	—	—
Винипласт	60	400—600	1000—1200	1000—1600	40 000	15—16
Полипропилен . .	110	320—380	900	600—700	—	—
Стеклотекстолит . .	150	1400—1600	2200—2800	2000—3000	180 000	25—35
Текстолит	120	850—1000	1400—1800	1600—3000	60 000	25—35
Фаолит	100	175—200	400—600	600—900	40 000	25—35
Фторопласт-4 . . .	От —269 до +250	140—200	110—140	—	5000—8500	—
Эбонит	60	320—450	600—890	—	—	20—25
Полиэтилен	110	120—350	110	—	1050	—
Стекловолокнит . .	200	800—4000	1000—6800	1300	—	130—140

Например, такие конструкционные материалы, как пластические массы, используют для изготовления деталей ректификационных тарелок, деталей насосов, для прокладочных материалов, сальниковых набивок, уплотнительных колец, для изготовления отдельных видов арматуры и ее деталей, при изготовлении электродегидраторов, узлов вентиляторов для градирен, формовочных машин для катализаторов, деталей конденсаторов воздушного охлаждения и др.

Важность работ, способствующих внедрению в нефтяное аппаратостроение неметаллических материалов, становится особенно понятной, если учесть, что при этом несравненно повышается коррозионная стойкость деталей и значительно облегчается общий вес внутренних устройств аппаратов.

Масштабы внедрения пластических материалов можно было бы еще увеличить при расширении возможности использования их в условиях высоких температур.

В табл. II. 57 приведены основные свойства наиболее распространенных пластических материалов.

Армированные и неармированные бетонные футеровки и покрытия, изготовленные на основе портланд-цемента, пуццоланового портланд-цемента, глиноземистого цемента и жидкого стекла и наносимые на внутренние поверхности емкостей и аппаратов, составляют

Таблица II. 57

пластических материалов

Относительное удлинение δ, %	Ударная вязкость $a_к$, кГ·м/см²	Коэффициент Пуассона μ при 20° С	Коэффициент температурного удлинения α·10⁶	Удельный вес γ	Теплопроводность λ, ккал/м·°С·ч	Теплоемкость c, ккал/кГ·°С	Область применения
—	2,7—3,5	—	1	1,8—1,9	30—35	0,18	Трубы теплообменников
—	—	—	3,6	1,5—1,6	0,25—0,30	0,4—0,5	
—	—	—	6,5	1,3—1,4	0,14	0,3—0,5	Футеровка изнутри
500—700	100	—	—	0,9	0,32	0,46	
1	—	—	2—3	1,7—1,8	0,2—0,3	0,3—0,4	
1	35	0,34—0,38	3,5	1,3—1,4	0,2—0,3	0,3—0,4	
0,2	2—2,5	0,35—0,4	2	1,5—1,65	0,45	0,25—0,35	
250	110	—	8	2,1—2,3	0,3	0,25	Уплотнения
2—3	—	—	6,5—7,5	1,1—1,3	0,3	0,35—0,55	
300—500	Не бьется	—	10—18	0,92—0,95	0,28	0,68	
—	25—100	—	—	1,7—1,8			

важный арсенал средств их защиты от коррозии, эрозии и действия высоких температур.

Жароупорный бетон применяют также для изготовления блоков стен трубчатых печей. Стальные дымовые трубы заменяют трубами, выполненными из жаростойкого железобетона.

Для защиты стенок аппаратов используют также диабазовые плитки и кислотоупорный кирпич, укладываемые на слой полиизобутилена, выполняющего роль компенсатора между жесткой футеровкой и стальными стенками аппарата.

Воспринимая непосредственные механические и термические воздействия агрессивной среды, футеровка предохраняет слой полиизобутилена от влияния высоких температур.

Краски и лаки широко применяют для защиты от атмосферной коррозии резервуарных парков заводов.

Широкий размах работ по изысканию областей применения и совершенствованию способов внедрения неметаллических материалов составляет одну из важных областей деятельности специализированных организаций[1].

[1] Гипронефтемаш (Москва), ВНИИстройнефть (Москва) и т. д.

ГЛАВА III

РАСЧЕТ ЦИЛИНДРОВ

РАСЧЕТ ПО ПРЕДЕЛЬНЫМ НАГРУЗКАМ ИЛИ СОСТОЯНИЯМ И ПО ДОПУСКАЕМЫМ НАПРЯЖЕНИЯМ

Каждый конструктивный элемент — деталь, узел, механизм, аппарат — должен быть экономичным, технологичным в изготовлении, удобным для монтажа, обслуживания и транспортировки и, кроме того, безопасным в работе.

Эта задача становится особенно трудной и ответственной, когда речь идет о сосудах и аппаратах, работающих под давлением в ядовитой, огне- и взрывоопасной средах при высокой температуре, активном воздействии коррозии, эрозии и т. д., где угроза для окружающих возникает даже при недостаточной плотности или герметичности отдельных соединений и т. д.

Рациональный выбор необходимой толщины стенок или размеров конструкции может быть произведен только на основе правильно проведенного расчета на прочность или жесткость.

Вопрос о том, какой расчет следует считать правильным, особенно усложняется тем, что существуют разные точки зрения на величину необходимого запаса прочности и на преимущества той или иной теории прочности.

Многообразие и разный уровень техники изготовления, контроля и эксплуатации сосудов и аппаратов, работающих под давлением в той или иной среде, создают специфические трудности в выборе запасов прочности и устойчивости при расчете элементов сосудов и аппаратов.

Рассчитываемые на прочность корпуса сосудов, аппаратов и другого оборудования представляют собой обычно части листовых конструкций в виде оболочек вращения, соединенных между собой при помощи сварки и нагруженные обычно симметрично относительно своей оси.

Известное осложнение при определении напряженного состояния таких оболочек при более уточненном расчете создается тем, что, кроме действия распределенных по поверхности таких сил, как давление газа, жидкости, собственного веса и др., оказывают влияние усилия и моменты, возникающие в краевых сечениях аппаратов,

в местах перехода, например цилиндрической оболочки в коническую, резкого изменения направления нагрузки, толщины стенки и т. д.

Уравнения моментной теории учитывают напряжения и деформации от действия краевых сил и моментов, оказывающих влияние лишь в непосредственной близости от места их приложения. Если напряжения достигают чрезмерно высоких значений, то приходится применять конструктивные меры (местные укрепления, а иногда и общее усиление всей конструкции).

Такие краевые напряжения не должны допускаться в конструкциях из хрупких непластичных материалов. Тем менее опасны для сосудов и аппаратов краевые напряжения, чем более пластичны и податливы материалы, из которых они изготовлены. Малоуглеродистые и аустенитные стали, алюминий и подобные им материалы достаточно пластичны для того, чтобы при определении их прочных размеров при плавных переходах и постепенных изменениях нагрузки удовлетворяться расчетом по формулам, построенным на безмоментной теории.

Более строгую моментную теорию определения напряженного состояния оболочек вращения можно использовать не только для расчета краевых сил и моментов, но и для выявления напряжений от действия давления газа, жидкости, собственного веса и т. д.

Однако в связи со сложностью расчетных уравнений моментной теории и незначительной разницы, получаемой при ее использовании, в большинстве случаев с точностью, вполне достаточной для инженерных целей, ограничиваются расчетами на основе простых уравнений, основанных на так называемой мембранной теории.

Сложную пространственную картину напряжений, возникающих в отдельных элементах конструкций при их работе, в некоторых случаях трудно изучить аналитически, так как тензометрирование или моделирование их значительно усложнено. Кроме того, при расчете таких элементов по наибольшим напряжениям не допускается возможность появления в пластичных материалах местных высоких напряжений и даже некоторых местных пластических деформаций. Эти напряжения и деформации часто не имеют существенного значения для прочности и несущей способности всей конструкции, поскольку они носят местный характер, а явление ползучести и релаксации напряжений (в условиях высоких температур) со временем снижает их величину, как это бывает в элементах фланцевых соединений. Таким образом, в ряде предложенных расчетов имеются допущения, вследствие чего часто получаются неточные результаты. Например, рассматривать фланец толщиной 80—100 *мм* как тонкую пластинку можно лишь условно. Правда, все отступления теоретической схемы от действительности более или менее успешно компенсируются введением поправочных коэффициентов. Но это усложняет схему расчета и не всегда обеспечивает достаточную точность.

Поэтому, кроме формул, построенных на наиболее широко применяемых теориях прочности, при расчете тонкостенных и

толстостенных цилиндров, находящихся под внутренним давлением, следует указать два принципиально различных подхода к определению механической прочности элементов сосудов и аппаратов и других конструкций.

В одном за основу принята теория упругости, и надежность детали определяют величиной допускаемого напряжения, которое может быть допущено в любой части этой детали и притом только в пределах упругих деформаций.

В другом прочность детали или конструкции определяют предельной нагрузкой или предельным состоянием для них, по которым устанавливают допускаемую рабочую нагрузку, а дальнейшие определения ведут по одной из теорий напряжений в конструкции.

В настоящее время в машиностроении все чаще применяют метод расчета конструктивных деталей или узлов по предельным нагрузкам или состояниям, что иногда значительно облегчает решение сложных задач по определению прочных размеров отдельных элементов конструкций.

Так, например, для балки, лежащей на двух опорах и нагруженной сосредоточенной нагрузкой Q, предельное состояние при расчете по методу предельных напряжений наступит тогда, когда напряжение в крайних волокнах достигнет предельно допустимой величины. Для хрупких материалов это условие действительно ограничивает несущую способность балки, так как дальнейшее увеличение нагрузки может вызвать появление трещин и последующее разрушение детали.

Для пластичных материалов при этом условии не исчерпывается несущая способность балки, так как по мере увеличения нагрузки крайние волокна начинают пластически деформироваться в связи с перераспределением напряжений; несущая способность балки увеличивается до тех пор, пока напряжения во всех волокнах не достигнут предела текучести; в этот момент балка достигнет состояния «пластического шарнира». Это и считается предельным состоянием балки при расчетах по способу предельных нагрузок.

На рис. III. 1 последовательно изображены три состояния балки [17] и характер изменения напряжений в опасном сечении: *а* — соответствующее упругому состоянию; *б* — при появлении пластических деформаций; *в* — состояние пластического шарнира.

Эти принципы расчета фланцевых соединений трубопроводов использованы в работах ЦКТИ и Азинмаша.

Сущность этого метода можно вкратце изложить следующим образом.

Для фланца из нехрупкого материала (низкоуглеродистой стали) построим график зависимости прогиба фланца f от нагрузки Q на него (рис. III. 2).

Из графика видно, что до точки m во фланце действуют упругие деформации, которые на участке $m—n$ переходят в пластические. Можно считать условно, что в точке n образуется пластический шар-

нир, в результате чего дальнейший прогиб фланца увеличивается при сравнительно небольшом увеличении нагрузки.

Расчетной величиной является предельная нагрузка $Q_{пред}$, создающая пластический шарнир.

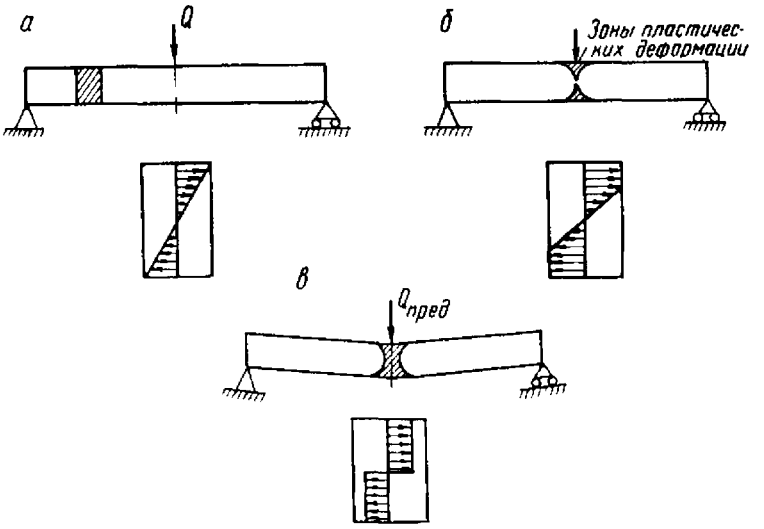


Рис. III. 1.

Расчет деталей по методу предельных нагрузок по сравнению с методом допускаемых напряжений дает разницу в размерах сечений в тех случаях, когда напряжения распределены неравномерно по сечению детали.

Предельной нагрузкой на фланец считается нагрузка $Q_{пред}$, вызывающая деформацию f, при которой во фланце образуется пластический шарнир. Возможность этого явления во фланцах при температурах, близких к нормальным, подтверждается экспериментами (рис. III. 3). Таким образом, можно считать, что этот метод расчета применим для конструктивных узлов из нехрупкого металла, работающих в условиях, когда основной характеристикой прочности является предел текучести.

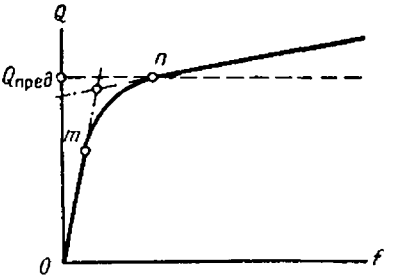


Рис. III. 2.

Расчет на прочность элементов или узлов сооружений, состоящих из стальных или железобетонных конструкций, строят в настоящее время на основе узаконенных норм и технических условий (НиТУ) по методу предельных состояний или нагрузок. Общий

коэффициент запаса в расчете заменен тремя коэффициентами: коэффициентом однородности материала K, коэффициентом условий работы m и коэффициентом перегрузки n.

Коэффициент условий работы m характеризует особенности условий работы, например, сжатых и растянутых элементов, работающих на вибрационные и статические нагрузки или имеющих неучитываемые эксцентриситеты, особенности эксплуатации и т. п. Значения его могут быть разными, хотя для большинства сооружений коэффициент m принимают равным единице

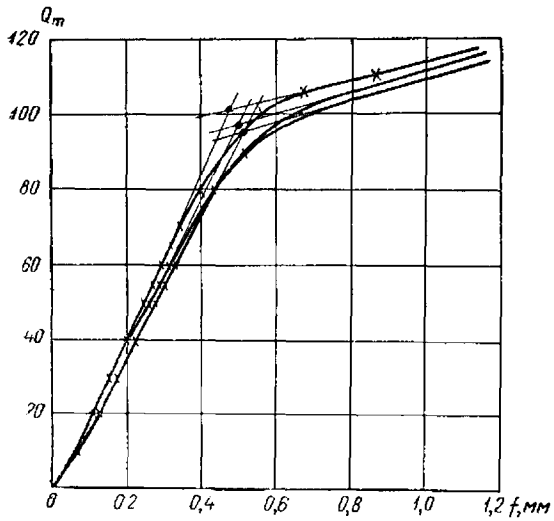


Рис III. 3

Предельным состоянием, соответствующим моменту потери несущей способности для пластических сталей, считается состояние, при котором в опасных местах достигается напряжение, равное пределу текучести $\sigma_т$.

Наименьший возможный предел текучести называется расчетным сопротивлением и обозначается буквой R.

Отношение R к нормативному значению предела текучести материала $\sigma_т^н$, т е.

$$\frac{R}{\sigma_т^н} = K, \qquad \text{(III. 1)}$$

называется коэффициентом однородности материала [68].

В нормах проектирования стальных конструкций этот коэффициент учитывает также влияние допусков на прокат.

Формула для расчета по предельному состоянию имеет следующий вид:

$$\frac{\sum N_i^н n_i}{F} \leqslant Rm. \qquad \text{(III. 2)}$$

Допускаемым напряжением σ называется частное от деления $\sigma_т^н$ на общий коэффициент запаса.

Таким образом, методика расчета по допускаемым напряжениям является частным случаем методики расчета по предельному состоянию при условии, что коэффициенты K, m и n принимаются одинаковыми. В этом случае допускаемое напряжение является одинаковым для всех стержней с одинаковым коэффициентом условий работы m. Обычно в методике расчета по допускаемым напряжениям некото-

рые коэффициенты условий работы, как, например, коэффициент продольного изгиба, пишутся в явной форме, и под допускаемым напряжением понимается

$$[\sigma] = \frac{\sigma_т^н}{\varepsilon} = \sigma_т^н \frac{K}{n}. \qquad \text{(III. 3)}$$

Тогда допускаемое напряжение будет одинаковым для всех элементов конструкции, и формула расчета примет вид

$$\sigma_{расч} = \sum \sigma_i^н = \frac{\sum N_i^н}{F} \leqslant Rm, \qquad \text{(III. 4)}$$

где $\sigma_i^н$ — напряжение от нормативной нагрузки; $N_i^н$ — нормативное усилие в элементе конструкции; F — геометрический фактор элемента (площадь).

Сравнивая формулу (III. 4) с формулой (III. 2), видим, что она отличается только тем, что коэффициенты перегрузки в ней взяты равными единице, а расчетное сопротивление заменено допускаемым напряжением.

Отсюда следует, что приемы расчета по предельному состоянию и по допускаемым напряжениям одинаковы; при расчете по предельному состоянию нагрузки нужно всегда брать с коэффициентами перегрузки, а при расчете по допускаемым напряжениям — без коэффициентов перегрузки; предельным напряжением при расчете по предельному состоянию считаем расчетное сопротивление, а при расчете по допускаемым напряжениям — допускаемое напряжение.

Методикой расчета по допускаемым напряжениям не учитывается то, что каждому виду нагрузки соответствует свой коэффициент перегрузки и что опасности работы конструкции зависят не только от значений нагрузок, но и от их соотношений и возможности их изменений. Поэтому при подобной методике трудно давать равнопрочные сооружения. Методика расчета по предельному состоянию учитывает оба указанных обстоятельства, поэтому она в ряде случаев ближе к фактической работе сооружения, дает возможность получать более равнопрочные сооружения и, вскрывая излишние запасы прочности, способствует экономии материала.

В отличие от методики расчета по допускаемым напряжениям, основанной на общих положениях сопротивления материалов, методика предельных нагрузок основана на экспериментальной проверке или достаточно богатом опыте, полученном в результате исследования работы конструктивных элементов.

НАПРЯЖЕНИЯ ПРИ ГИДРАВЛИЧЕСКОМ ИСПЫТАНИИ

При определении допускаемых напряжений нельзя не учитывать напряжений, возникающих в стенках сосудов и аппаратов при гидравлическом испытании.

Как известно, для большого числа сосудов и аппаратов нефтеперерабатывающих заводов в соответствии с правилами Госгортехнадзора давление $p_{изб}$ при гидравлическом испытании равно полуторакратному рабочему давлению $p_р$, т. е. $p_{изб} = 1{,}5\,p_р$.

Это значит, что напряжение в стенке аппарата во время гидравлического испытания $\sigma_{исп}$ увеличивается в 1,5 раза по сравнению с напряжением $\sigma_р$, действующим в рабочих условиях и равным номинально допускаемому напряжению $\sigma_{доп}$, т. е.

$$\sigma_{исп} = 1{,}5\ \sigma_р = 1{,}5\,\sigma_{доп}. \qquad \text{(III. 5)}$$

Считают, что при гидравлическом испытании ни в одной части аппарата напряжения не должны достигать предела текучести. Для этого следует иметь определенный запас, так как при расчетах не учитываются: минусовый допуск на толщину листа, точность формы, дополнительные напряжения изгиба, вызываемые смещением кромок свариваемых листов, точность показаний манометров при гидравлических испытаниях, точность выполненного расчета на прочность, точность отсчетов по манометру при испытании и т. п.

Поэтому обычно считают, что при гидравлическом испытании аппаратов напряжения не должны превосходить 0,8 от значения предела текучести при нормальной температуре, т. е. должно быть соблюдено следующее условие:

$$\sigma_{исп} \leqslant 0{,}8\,\sigma_т^{20°} = \frac{\sigma_т^{20°}}{1{,}25}. \qquad \text{(III. 6)}$$

Следовательно, на основании уравнений (III. 5) и (III. 6) запишем

$$\sigma_{исп} = \frac{\sigma_т^{20°}}{1{,}25} = 1{,}5\,\sigma_{доп}. \qquad \text{(III. 7)}$$

Отсюда

$$\sigma_{доп} = \frac{\sigma_т^{20°}}{1{,}25 \cdot 1{,}5} = \frac{\sigma_т^{20°}}{1{,}88}, \qquad \text{(III. 8)}$$

т. е. запас прочности $n_т$ к пределу текучести $\sigma_т$ при 20° С должен составлять

$$n_т = \frac{\sigma_т}{\sigma_{доп}} \geqslant 1{,}88. \qquad \text{(III. 9)}$$

В большей части применяемого для нефтеаппаратуры листового проката из углеродистых сталей минимальные значения предела текучести составляют $\sim 0{,}6$ от временного сопротивления разрыву, т. е.

$$\sigma_т \approx 0{,}6\sigma_в, \qquad \text{(III. 10)}$$

и тогда запас $n_в$ по отношению к временному сопротивлению

$$n_в \geqslant \frac{0{,}6\,\sigma_в}{1{,}88} = 3{,}14. \qquad \text{(III. 11)}$$

Предел текучести металлов, подобных низколегированным сталям повышенной прочности (09Г2С и 16ГС), широко применяемым для нефтеаппаратуры, составляет ~0,7 от временного сопротивления разрыву, при этом коэффициент запаса в отношении временного сопротивления разрыву этих сталей снижается в больших пределах, т. е. становится равным

$$n_в = \frac{1{,}88}{0{,}7} = 2{,}7. \qquad \text{(III. 12)}$$

Учитывая это, допускаемое напряжение $\sigma_{доп}$ при нормальной температуре следует принимать по пределу прочности с коэффициентом запаса

$$n_в \geqslant 3. \qquad \text{(III. 13)}$$

При выборе запаса прочности по отношению к пределу текучести при 20 °С $n_т \geqslant 1{,}88$ и запаса прочности по отношению к временному сопротивлению $n_в \geqslant 3$ необходимо принимать во внимание также и то, что согласно установленным Госгортехнадзором правилам устройства и безопасной эксплуатации паровых котлов для последних разрешается превышение рабочего давления в котле до полного открытия предохранительного клапана на 5%, а для значительной части нефтеаппаратуры, работающей под избыточным давлением свыше 0,7 $кГ/см^2$, в соответствии с действующими правилами Госгортехнадзора для сосудов допускается превышение рабочего давления на 15%.

Таким образом, сосуды и аппараты в результате действия предохранительных клапанов в рабочих условиях должны быть рассчитаны на давления выше, чем давления в паровых котлах

$$\frac{1{,}15}{1{,}05} \approx 1{,}1.$$

ЗАПАСЫ ПРОЧНОСТИ И ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ

При расчете по любой теории прочности или по любому способу необходимо иметь в виду, что сосуды и аппараты нефтеперерабатывающих и нефтехимических заводов, работающие под избыточным давлением, не должны подвергаться напряжениям, превышающим предел текучести [20], так как возможное изменение геометрической формы аппарата с пластическими деформациями, сопровождающимися появлением наклепа в материале, ведет к ухудшению его механических свойств и коррозионной стойкости. Учитывая, что коррозионная агрессивность среды особенно часто является характерным спутником работы нефтеаппаратуры, здесь это требование должно особенно тщательно выполняться.

Непостоянство состава перерабатываемых нефтепродуктов, возможность колебаний температур и давлений и превышение их по сравнению с нормативными, а также особая огнеопасность, взрывоопасность и ядовитость большинства перерабатываемых сред создают тяжелые условия для работы аппаратуры.

Поэтому запас прочности следует выбирать в зависимости от способа приложения нагрузки, способа контроля качества изготовления, эксплуатационных условий, метода расчета и его точности и т. д.

Если учесть специфичность конструкций крупногабаритного оборудования нефтеперерабатывающих заводов с остающимися напряжениями сварки и притом с менее квалифицированными условиями эксплуатации и контроля их работы, то становится понятным, что использование норм запаса и допускаемых напряжений, установленных, например, для паровых котлов с водяным паром, может быть допущено для нефтеаппаратуры лишь с учетом специфики и условий работы последней.

Все это требует при любых теориях и способах расчета нефтеаппаратуры более осторожно назначать запасы прочности и допускаемые напряжения.

Конструктор нефтеаппаратуры должен стремиться к экономии материала. Однако экономия должна строиться на разумных началах, имея в виду, что чрезмерно облегченная конструкция может быть источником разрушений.

Поэтому весьма важным является вопрос о правильном выборе запасов прочности и допускаемых напряжений, которые обеспечивали бы надежную работу рассчитываемой нефтеаппаратуры при экономичном расходовании материала.

По американскому и французскому кодам и по английскому стандарту расчет на прочность стенок сосудов и аппаратов ведут по I теории прочности.

Коэффициент запаса прочности к пределу прочности для сосудов и аппаратов, работающих при $p \leqslant 16$ *кГ/см*^{2} и $t \leqslant 200°$ С, во Франции принимают 3,5, а для остальных сосудов и аппаратов в США, Англии и Франции коэффициент запаса прочности к пределу прочности принимают равным 4.

Определенное таким образом напряжение с коэффициентом запаса 4 к временному сопротивлению металла по коду США (Code ASME) принимают как допускаемое для температур до 350° С.

Гипронефтемашем, НИИхиммашем и другими институтами СССР проводится работа по упорядочению вопроса о нормах запаса и методах расчета разных сосудов и аппаратов, работающих под давлением.

При этом необходимо отметить, что наряду с тенденциями одних организаций вести расчеты аппаратов определенных категорий с повышенными запасами прочности другие организации недостаточно обоснованно используют нормы и методы расчета, принятые в некоторых отраслях промышленности, оборудование которых находится в более благоприятных условиях.

Гипронефтемашем для расчета прочных размеров элементов нефтеаппаратуры приняты предусмотренные РТМ62-63 нормы запасов и допускаемых напряжений для наиболее часто употребляемых сталей.

Для каждой стали установлены допускаемые напряжения $\sigma_{доп}$ в зависимости от ее механических свойств и рабочей температуры стенки аппарата (табл. III. 1).

В табл. III. 1 приведены данные о значениях допускаемых напряжений растяжения $\sigma_{доп} = R_z$, принятые для расчета на прочность сосудов и аппаратов, работающих под внутренним давлением $p_{изб} \geqslant 0{,}7$ *кГ/см²* в условиях статических нагрузок.

Сосуды и аппараты нефтеперерабатывающей и нефтехимической промышленности делятся на категории А и Б в зависимости от опасности их эксплуатации и условий изготовления.

К категории А относятся сосуды и аппараты для обработки или хранения под давлением гудронов, полугудронов, масел и других нефтепродуктов с аналогичными физико-химическими свойствами, а также для иных (кроме нефтепродуктов) сред в условиях нефтеперерабатывающих или нефтехимических заводов.

К категории Б относятся товарные емкости, предназначенные для сжиженных нефтяных газов — пропана, бутана, легких фракций бензина и т. д.; сосуды и аппараты для нефтепродуктов, кроме сосудов и аппаратов категории А, и сосуды и аппараты для нефтепродуктов, свариваемые из частей на месте монтажа.

При делении аппаратуры на категории учтено, что крупногабаритные аппараты, подвергающиеся сварке на месте установки, по качеству изготовления оказываются в несколько худших условиях, чем аппараты, изготовленные в индустриальных цехах машиностроительных заводов.

Допускаемые напряжения σ при расчете элементов сосудов и аппаратов, работающих на изгиб (фланцы, решетки и др.), определяют по формуле

$$[\sigma] = \sigma_{доп}\beta, \qquad (III.14)$$

где $[\sigma]$ — допускаемое напряжение для расчета данного элемента в *кГ/см²*; $\sigma_{доп}$ — допускаемое напряжение, принимаемое по табл. III. 1; β — коэффициент условий работы рассчитываемого элемента.

Установление допускаемых напряжений, которые могли бы быть нормативными для общего пользования, осложняется еще тем, что результаты исследований прочностных характеристик при разных температурах для одних и тех же сталей различны. Поэтому при принятых коэффициентах запаса прочности вопрос об установлении значений допускаемых напряжений все же не должен решаться механически: необходимо учитывать комплекс накопленных опытных данных по прочностным характеристикам, а также достаточно проверенный опыт расчета и конструирования тех или иных специфических узлов и деталей.

Учитывая изложенное, Гипронефтемашем разработана таблица допускаемых напряжений $\sigma_{доп}$ при разных температурах для наиболее употребительных марок сталей, в которой общий уровень

Марка стали	Временное сопротивление разрыву $\sigma_в$, кГ/см²	Предел текучести при 20° С $\sigma^{20}_{0,2}$, кГ/см²	Категория сосудов и аппаратов	Температура					
				20	100	200	250	275	300
Ст. 3сп	3800	2200	А	1200	1160	1130	1100	1050	1010
			Б	1050	1050	1050	1050		
Ст. 4сп	4200	2400	А	1310	1260	1240	1200	1180	1130
			Б	1180	1180	1180	1180		
Ст. 5сп	5000	2700	А	1440	1400	1350	1310	1280	1220
			Б	1280	1280	1280	1280		
10	3400	2100	А	1120	1090	1050	1010	965	925
			Б	965	965	965	965		
15 и 15к	3800	2300	А	1230	1200	1170	1120	1070	1030
			Б	1070	1070	1070	1070		
20 и 20к	4200	2500	А	1350	1310	1280	1240	1180	1130
			Б	1180	1180	1180	1180		
40	5800	3400	А	1810	1780	1730	1690	1640	1570
			Б	1640	1640	1640	1640		
16ГС (3Н)	4800	3000	А	1580	1530	1450	1400	1350	1290
			Б	1350	1350	1350	1350		
09Г2С (М)	4800	3200	А	1600	1550	1460	1440	1400	1350
			Б	1400	1400	1400	1400		
12МХ (12ХМ)	4200	2400	А	—	—	—	—	1240	1190
			Б						
15ХМ	4500	3000	А	—	—	—	—	1285	1230
			Б						
ЭИ496 (ОХ13)	4500	2500	А	1280	1270	1250	1240	1230	1210
			Б	1230	1230	1230	1230		
Х5М	4000	2200	А	1170	1160	1150	1140	1120	1090
			Б	1120	1120	1120	1120		
Х18Н9Т (Х18Н10Т)	5000—5600	2200	А и Б	1220	1220	1220	1220	1220	1220
Х5ВФ	4000	2200	А	1170	1160	1130	1110	1100	1050
			Б	1100	1100	1100	1100		
Х8ВФ	4000	2200	А	1170	1160	1130	1110	1100	1090
			Б	1100	1100	1100	1100		
Х5	4000	2200	А	1170	1160	1060	1020	1000	970
			Б	1000	1000	1000	1000		

* Правилами Госгортехнадзора применение не предусмотрено.

** Правилами Госгортехнадзора не предусмотрено применять стали марок 15 и 20

Примечания. 1. Сталь марки 16ГС (3Н) по ГОСТ 5520-62 при толщине $s \leqslant 30$ *мм*, механических свойств сталей.

2. Сталь марки ЭИ496 применять только в качестве антикоррозионного слоя или для

3. Сталь марки 09Г2С(М) по ГОСТ 5520-62 при толщине $s \leqslant 24$ *мм*; для бо́льших тол свойств сталей.

4. Стали марок Ст 5сп и 40 предусмотрены для изготовления накидных фланцев, труб и прочих не подвергающихся сварке деталей.

5. При наличии в сосуде или аппарате изоляционных или других устройств, изменя-

тура, °С

325	350	375	400	425	450	475	500	525	540	550	575	600	625	650
970	910	850	770	680	560 *	460 *	350 *	—	—	—	—	—	—	—
1050	970	900	810	710	570 *	470 *	350 *	—	—	—	—	—	—	—
1160	1080	1000	900	780	590 *	490 *	350 *	—	—	—	—	—	—	—
870	820	755	710	640	510	400 *	300 *	—	—	—	—	—	—	—
980	920	860	790	720	570	460 **	350 *	—	—	—	—	—	—	—
1060	990	930	860	750	610	460 **	350 *	—	—	—	—	—	—	—
1420	1270	1120	960	810	660	500	380	—	—	—	—	—	—	—
1200	1100	1000	900	800	680	530 *	—	—	—	—	—	—	—	—
1270	1210	1125	990	880	780	670 *	—	—	—	—	—	—	—	—
1160	1110	1075	1050	1020	970	900	800	570	440	—	—	—	—	—
1185	1160	1135	1120	1100	1060	1000	860	650	520	—	—	—	—	—
1160	1090	1040	940	870	770	680	540	380	—	280	—	—	—	—
1060	1020	980	940	900	860	810	720	590	—	440	320	170	—	—
1190	1150	1110	1080	1050	1010	970	930	880	—	820	750	580	380 *	280 *
1000	960	910	870	820	760	660	530	430	—	330	—	120	—	—
1030	990	950	910	860	800	720	530	450	—	370	—	140	—	—
920	880	840	790	700	500	—	—	—	—	—	—	—	—	—

при t=470° С.

для бо́льших толщин допускаемые напряжения уменьшаются пропорционально снижению

внутренних устройств аппарата, как-то: балок, тарелок и т. п.

щин допускаемые напряжения уменьшаются пропорционально снижению механических

ных решеток, теплообменников с плавающей головкой, прибалчиваемых плоских крышек

ющих температуру стенок корпуса, величину температуры определяют тепловым расчетом.

допускаемых напряжений повышен по сравнению с ранее применявшимися в нефтеперерабатывающей промышленности.

Если нет уточненных данных для выбора допускаемых напряжений, то расчет следует вести как для сосуда или аппарата категории Б.

Как и в противопожарных нормах, бо́льшая или меньшая опасность эксплуатации, связанная с температурой вспышки среды, содержащейся в сосуде или аппарате, положена в основу их деления на категории.

Допускаемые напряжения, приведенные в табл. III. 1, определены на основании следующего.

1. При температуре 20° С в качестве номинально допускаемого напряжения принято меньшее из двух значений

$$\sigma_{доп} \leqslant \frac{\sigma_т}{1{,}88} \qquad \text{(III. 15)}$$

или

$$\sigma_{доп} \leqslant \frac{\sigma_в}{3}, \qquad \text{(III. 16)}$$

где $\sigma_т$ и $\sigma_в$ — соответственно предел текучести и временное сопротивление данной стали при 20° С.

2. При повышенных температурах (порядка 275—400° С) коэффициент запаса прочности $n_{т\,t}$ к пределу текучести стали при данной температуре $\sigma_{т\,t}$ принимают на основании накопленных опытных данных.

При этом должно быть

$$n_{т\,t} \geqslant 1{,}5,$$

т. е.

$$\sigma_{доп\,t} \leqslant \frac{\sigma_{т\,t}}{n_{т\,t}} = \frac{\sigma_{т\,t}}{1{,}5}. \qquad \text{(III. 17)}$$

Вместе с тем во всех случаях должны быть соблюдены условия (при $t = 20°$ С)

$$\sigma_{доп\,t} \leqslant \frac{\sigma_т}{1{,}88}$$

и

$$\sigma_{доп\,t} \leqslant \frac{\sigma_в}{3},$$

а при температуре 350° С

$$\sigma_{доп\,t} \leqslant \frac{\sigma_в}{4}.$$

3. Для углеродистых сталей при температуре $t \geqslant 400°$ С и для легированных сталей при $t \geqslant 425°$ С номинально допускаемые напряжения $\sigma_{доп\,t}$ при расчете стенок сосудов, труб и др. следует устанавливать по пределу длительной прочности $\sigma_{д\,t}$ при рабочей температуре стенки, определенному экстраполяцией для расчетного срока службы 100 000 ч; величину запасов при этом принимают равной [48, 22]

$$n_{д\,t} \geqslant 1{,}6. \qquad \text{(III. 18)}$$

Для сталей, недостаточно проверенных, этот запас можно повышать до 2.

4. При отсутствии сведений о пределах длительной прочности $\sigma_{д\,t}$ для углеродистых сталей начиная с 400° С и для легированных с 425° С при расчетах можно использовать данные о пределах ползучести и номинально допускаемые напряжения $\sigma_{доп\,t}$ выбирать в зависимости от пределов ползучести при заданной температуре при скорости ползучести 10^{-7} *мм/мм·ч*, т. е.

$$\sigma_{доп\,t} \leqslant \alpha\, \sigma_{п\,t\,(10^{-7})}. \qquad \text{(III. 19)}$$

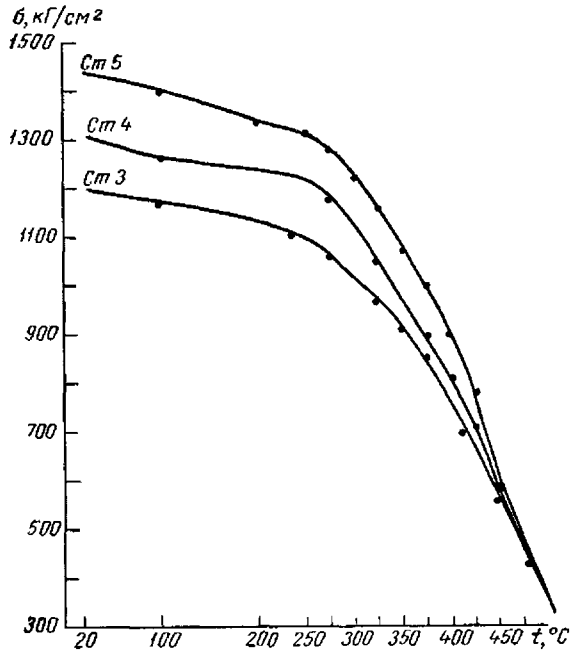


Рис. III. 4.

Для сталей 15К, 20К $\alpha \leqslant 1{,}15$; для сталей, недостаточно проверенных, значение коэффициента α следует понижать до 1.

Под скоростью ползучести $v_п = 10^{-7}$ *мм/мм·ч* подразумевается такая скорость пластической деформации в напряженном состоянии, при которой общая деформация в 1% от начальной расчетной длины l нарастает за 100 000 *ч*, т. е.

$$v_п = \frac{\Delta l}{l \cdot 100\,000} = \frac{0{,}01\, l}{l \cdot 100\,000} = 10^{-7}\ \text{мм/мм·ч},$$

$$\Delta l = v_п l \cdot 100\,000 = 10^{-7} \cdot l \cdot 100\,000 = \frac{l}{100} = 1\%\ \text{от}\ l.$$

Марка стали, ГОСТ	Показатели	Температура								
		20	100	200	250	275	300	325	350	375
Ст.3, $\sigma_в=3800$, $\sigma_т=2200$ ГОСТ 380-60	$\sigma_{тt(0,2)}$, кГ/см²	2200	—	—	—	1620	1550	1450	1390	1280
	$n_{тt}$	1,8	—	—	—	1,52	1,52	1,50	1,53	1,53
	$\sigma_{пt}$, кГ/см² : (10^{-7})	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	$(2\cdot10^{-7})$	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Ст.4, $\sigma_в=4200$, $\sigma_т=2400$ ГОСТ 380-60	$\sigma_{тt(0,2)}$, кГ/см²	2400	—	—	—	1780	1690	1590	1500	1400
	$n_{тt}$	1,8	—	—	—	1,51	1,50	1,51	1,55	1,56
	$\sigma_{пt}$, кГ/см² : (10^{-7})	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	$(2\cdot10^{-7})$	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Ст.5, $\sigma_в=5000$, $\sigma_т=2700$ ГОСТ 380-60	$\sigma_{тt(0,2)}$, кГ/см²	2700	—	—	—	2000	1880	1800	1740	1590
	$n_{тt}$	1,88	—	—	—	1,56	1,53	1,55	1,61	1,59
	$\sigma_{пt}$, кГ/см² : (10^{-7})	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	$(2\cdot10^{-7})$	—	—	—	—	—	—	—	—	—
16ГС(3Н) $\sigma_в=4800$, $\sigma_т=3000$ ГОСТ 380-60	$\sigma_{тt(0,2)}$, кГ/см²	3000	—	—	2000 2400	—	2000 2300	—	1800 2100	—
	$n_{тt}$	1,88			1,57	—	1,55	—	1,63	—
09Г2С(М), $\sigma_в=4800$, $\sigma_т=3200$ ГОСТ 380-60	$\sigma_{тt(0,2)}$, кГ/см²	3200	—	—	—	2120	2050	1920	1800	1750
	$n_{тt}$	2,0	—	—	—	1,5	1,5	1,5	1,5	1,55
12МХ, $\sigma_в=4200$, $\sigma_т=2700$ ГОСТ 4543-61	$\sigma_{тt(0,2)}$, кГ/см²	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	$n_{тt}$	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	$\sigma_{пt(2\cdot10^{-7})}$, кГ/см²	—	—	—	—	—	—	—	—	—
15ХМ, $\sigma_в=4500$, $\sigma_т=3000$ ГОСТ 4543-61	$\sigma_{тt(0,2)}$, кГ/см²	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	$n_{тt}$	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	$\sigma_{пt(2\cdot10^{-7})}$, кГ/см²	—	—	—	—	—	—	—	—	—
1Х18Н9Т ГОСТ 5632-61	$\sigma_{тt(0,2)}$, кГ/см²	2200	—	—	—	—	—	—	—	—
	$n_{тt}$	1,8	—	—	—	—	—	—	—	—
	$n_{дt}$	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	$\sigma_{пt}10^{-7}$, кГ/см²	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	$\sigma_{дt}$ за 100000 ч, кГ/см²	—	—	—	—	—	—	—	—	—

Таблица III. 2

тура, °С												Примечание
400	425	450	475	500	525	540	550	575	600	625	650	
1200	1125	1050	975	900	—	—	—	—	—	—	—	Значения $\sigma_{тt(0,2)}$ и $\sigma_{пt(10^{-7})}$ взяты по справочнику котлотурбостроения; Машгиз, 1955
1,56	1,66	1,87	2,12	2,57	—	—	—	—	—	—	—	
900	690	520	390	300	—	—	—	—	—	—	—	
1000	775	590	450	350	—	—	—	—	—	—	—	
1300	1225	1150	1075	1000	—	—	—	—	—	—	—	То же
1,60	1,73	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
980	745	560	405	300	—	—	—	—	—	—	—	
1080	835	630	470	350	—	—	—	—	—	—	—	
1450	1370	1300	1220	1160	—	—	—	—	—	—	—	$\sigma_{тt(0,2)}$, $\sigma_{пt(10^{-7})}$ и $\sigma_{пt(2\ 10^{-7})}$ — по данным Гипронефтемаша
1,62	1,76	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
1120	840	600	420	300	—	—	—	—	—	—	—	
1250	930	680	485	350	—	—	—	—	—	—	—	
1600	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	$\sigma_{тt(0,2)}$ в числителе — по данным Гипронефтемаша, в знаменателе — по данным ВНИИТмаша, $n_{тt(0,2)}$ — по данным Гипронефтемаша
1900												
1,78	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
1600	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	$\sigma_{тt(0,2)}$ — по данным Гипронефтемаша
1,62	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
2000	1950	1900	1750	1700	1600	1540	—	—	—	—	—	$\sigma_{тt(0,2)}$ и $\sigma_{пt(2\cdot10^{-7})}$ — по справочнику котлотурбостроения, 1955
1,9	1,9	1,95	1,95	—	—	—	—	—	—	—	—	
—	—	1450	1140	840	560	400	—	—	—	—	—	
2000	1940	1900	1850	1800	1700	1640	—	—	—	—	—	То же
1,78	1,76	1,78	1,85	—	—	—	—	—	—	—	—	
—	—	1550	1200	900	640	520	—	—	—	—	—	
1750	—	1600	—	1500	—	—	1400	—	1300	—	—	$\sigma_{тt(0,2)}$ и $\sigma_{пt(10^{-7})}$ — по данным Гипронефтемаша; $\sigma_{д\ 600°\,С} = 950$ кГ/см² — по данным ЦКТИ, где $\sigma_д$ — предел длительной прочности за 100 000 ч
1,62	—	1,58	—	1,62	—	—	1,70	—	—	—	—	
—	—	—	—	—	—	—	—	1,73	1,65	—	1,65	
—	—	1550	—	1100	—	—	750	—	480	380	300	
—	—	—	—	—	—	—	—	1300	950	—	450	

Марка стали, ГОСТ	Показатели	Темпера								
		20	100	200	250	275	300	325	350	375
Х5М ГОСТ 5632-61 и ГОСТ 550-58	$\sigma_{тt(0,2)}$, кГ/см²	2200	—	2000	—	—	1820	—	—	—
	$n_{тt}$	1,88	—	1,74	—	—	1,68	—	—	—
	$n_{дt}$	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	$\sigma_{пt\cdot 10^{-7}}$, кГ/см²	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	$\sigma_{дt}$ за 100 000 ч, кГ/см²	—	—	—	—	—	—	—	—	—
1Х13 и 2Х13 ГОСТ 5632-61 и ГОСТ 7350-55	$\sigma_{тt(0,2)}$, кГ/см²	2600	2300	2260	—	—	2000	—	—	—
	$n_{тt}$	1,88	1,8	1,8	—	—	1,8	—	—	—
	$n_{дt}$	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	$\sigma_{пt\cdot 10^{-7}}$, кГ/см²	—	—	—	—	—	—	—	—	—
0Х13 (ЭИ, 496) ГОСТ 5632-61 и ГОСТ 7350-55	$\sigma_{тt(0,2)}$, кГ/см²	2500	2300	2100	—	—	1970	—	—	—
	$n_{тt}$	1,9	1,8	1,68	—	—	1,63	—	—	—
	$n_{дt}$	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	$\sigma_{пt}$, кГ/см²	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Безмолибденовая теплоустойчивая сталь Х5ВФ, ГОСТ 550-58	$\sigma_{тt(0,2)}$, кГ/см²	2200	—	1880	—	—	1680	—	—	—
	$\sigma_{пt(10^{-7})}$, кГ/см²	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	$\sigma_{дt}$ за 100 000 ч, кГ/см²	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	$n_{тt}$	1,88	—	1,68	—	—	1,6	—	—	—
	$n_{дt}$	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Безмолибденовая теплоустойчивая сталь Х8ВФ, дополнения к ЧМТУ 5580-56	$\sigma_{тt(0,2)}$, кГ/см²	2200	—	1900	—	—	1750	—	—	—
	$\sigma_{пt(10^{-7})}$, кГ/см²	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	$\sigma_{дt}$ за 100 000 ч, кГ/см²	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	$n_{тt}$	1,88	—	1,68	—	—	1,6	—	—	—
	$n_{дt}$	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Хромистая среднелегированная сталь Х5	$\sigma_{тt(0,2)}$, кГ/см²	2000	—	1700	—	—	1580	—	—	—
	$\sigma_{дt}$ за 100 000 ч, кГ/см²	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	$n_{тt}$	1,88	—	1,6	—	—	1,63	—	—	—
	$n_{дt}$	—	—	—	—	—	—	—	—	—

тура, °С											Примечание
400	425	450	475	500	525	540	550	575	600	625	650	
1600	—	1490	—	1360	—	—	1180	—	—	—	—	$\sigma_{тt(0,2)}$ и
1,7	—	1,73	—	—	—	—	—	—	—	—	—	$\sigma_{пt(10^{-7})}$ — по данным
—	—	—	—	1,65	—	—	1,65	—	—	—	—	Гипронефтемаша
—	—	1100	930	750	580	—	420	280	225	—	—	
—	—	—	—	1180	—	—	710	—	—	—	—	
1940	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	$\sigma_{дt}$ и $\sigma_{тt}$ — по дан-
2,0	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	ным Гипронефтемаша
—	—	—	—	1,65	1,65	1,65	—	—	—	—	—	
—	—	—	—	1070	860	610	—	—	—	—	—	
1890	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	$\sigma_{дt}$ и $\sigma_{тt}$ — по дан-
2,0	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	ным Гипронефтемаша
—	—	—	—	1,8	1,82	—	1,82	—	—	—	—	
—	—	—	—	970	690	—	510	—	—	—	—	
1480	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	$\sigma_{дt}$ — по данным Ги-
—	—	—	—	—	—	—	—	—	190	—	—	пронефтемаша
—	—	—	—	870	—	—	560	—	—	—	—	
1,7	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
—	—	—	—	1,65	—	—	1,69	—	—	—	—	
1560	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	$\sigma_{дt}$ — по данным Ги-
—	—	—	—	—	—	—	—	—	210	—	—	пронефтемаша
—	—	—	—	850	—	—	610	—	—	—	—	
1,72	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
—	—	—	—	1,65	—	—	1,65	—	—	—	—	
1400	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
—	—	830	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
1,77	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
—	—	1,65	—	—	—	—	—	—	—	—	—	

Таким образом, при этих температурных условиях номинально допускаемые напряжения $\sigma_{доп\,t}$ при отсутствии данных о пределах длительной прочности принимают в зависимости от условных пределов ползучести при скорости ползучести 10^{-7} *мм/мм · ч* при заданной температуре стенки t.

Промежуточные значения номинально допускаемых напряжений, устанавливаемых для данной марки стали, следует определять графически по кривым, построенным по примеру изображенных на рис. III. 4. В табл. III. 2 показано, с какими коэффициентами запаса определены значения $\sigma_{доп\,t}$ табл. III. 1 в отношении прочностных характеристик для приведенных здесь сталей.

Гипронефтемашем проводится работа по периодической корректировке допускаемых напряжений.

РАСЧЕТ ТОНКОСТЕННЫХ ЦИЛИНДРОВ, РАБОТАЮЩИХ ПОД ВНУТРЕННИМ ДАВЛЕНИЕМ

Тонкостенными следует считать цилиндры аппаратов круглого сечения с толщиной стенки, не превышающей 10% внутреннего диаметра сосуда.

Если обозначить через $D_н$ наружный диаметр цилиндра и через $D_в$ внутренний, то к тонкостенным следует относить цилиндры, у которых отношение β равно

$$\beta = \frac{D_н}{D_в} \leqslant 1{,}2.$$

Незначительность радиальных напряжений $\sigma_з$, возникающих в тонкостенных цилиндрических оболочках, дает возможность упростить расчет подобных конструкций и считать их находящимися в плоском напряженном состоянии, т. е. учитывать напряжения, действующие только по двум осям.

В течение длительного времени при расчете толщины тонких цилиндрических стенок сосудов и аппаратов, работающих под внутренним давлением, а также паровых котлов как у нас, так и за рубежом широко была принята *первая теория прочности*, построенная на наиболее простом предположении, что опасное состояние материала с возможностью разрушения конструкции наступает в момент, когда наибольшее по абсолютной величине нормальное напряжение достигает опасного значения.

По этой теории следует принимать во внимание максимальное кольцевое напряжение (рис. III. 5) в стенке цилиндра в результате действия внутреннего давления

$$\sigma_2 = \frac{pR_2}{s'} = \frac{pD_c}{2s'}, \qquad \text{(III. 20)}$$

где σ_2 — кольцевое напряжение в *кГ/см²*; p — внутреннее избыточное давление в *кГ/см²*; s' — толщина стенки цилиндра без прибавки на коррозию в *см*; D_c — средний диаметр цилиндра в *см*.

Формула (III. 20) получена из формулы Лапласа, связывающей толщину тонкостенного цилиндра с возникающими в его стенке кольцевыми и меридиональными напряжениями

$$\frac{\sigma_1}{R_1} + \frac{\sigma_2}{R_2} = \frac{p}{s'}, \qquad \text{(III. 21)}$$

где σ_1 — меридиональное напряжение в цилиндрической оболочке в $кГ/см^2$; R_1 — радиус кривизны срединной поверхности меридиональной кривой в *см*; в данном случае меридиональной кривой является образующая цилиндра, радиус которой $R_1 \to \infty$, вследствие чего $\frac{\sigma_1}{R_1} = 0$; R_2 — радиус кривизны срединной поверхности в направлении, перпендикулярном меридиану (образующей), в *см*.

В формуле (III. 21) учтено действие растягивающих сил без влияния их на форму оболочки, что и дает практически достаточно точные результаты.

Если слагаемое $\frac{\sigma_1}{R_1} = 0$, то формула примет вид

$$s' = \frac{pR_2}{\sigma_2} = \frac{pD_c}{2\sigma_2}. \qquad \text{(III. 22)}$$

В закрытом цилиндре вследствие внутреннего давления на днища возникает разрывающая сила, которая вызывает напряжения

$$\sigma_1 = \frac{pR_2}{2s'} = \frac{pD_c}{4s'}. \qquad \text{(III. 23)}$$

Сравнивая формулы (III. 20) и (III. 23), видим, что для цилиндра, закрытого днищами, кольцевое напряжение вдвое больше меридионального, т. е. $\sigma_2 = 2\sigma_1$.

Поэтому по первой теории прочности расчет толщины стенки цилиндрического аппарата следует вести по кольцевым напряжениям σ_2.

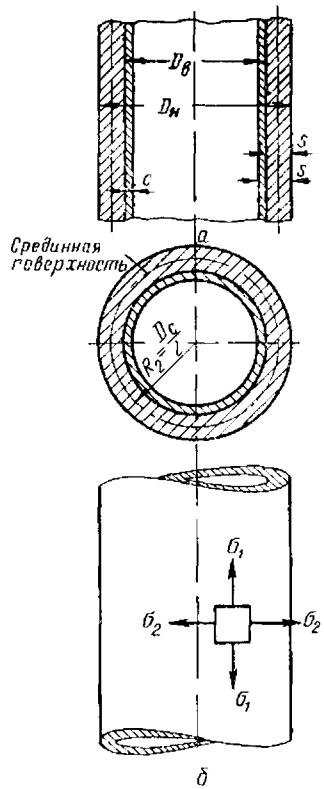


Рис. III. 5.

Вторая теория прочности, появившаяся позднее первой, построена на гипотезе о том, что опасное состояние конструкции определяется не наибольшим напряжением, а наибольшим относительным удлинением. Однако эта теория находится в противоречии со многими результатами опытов по исследованию прочности пластичных материалов.

Третья теория прочности построена на гипотезе, что главную роль в наступлении опасного состояния материала играет не наи-

большее из нормальных напряжений, а касательное, равное полуразности наибольшего и наименьшего главных напряжений

$$\tau = \frac{\sigma_2 - \sigma_3}{2};$$

τ не должно превышать наибольших допускаемых касательных напряжений, которые равны $\sigma/2$, где σ — допускаемое нормальное напряжение при простом растяжении.

Следовательно, условие прочности по этой теории для объемного напряженного состояния выражается формулой

$$\tau = \frac{\sigma_2 - \sigma_3}{2} \leqslant \frac{\sigma}{2}$$

или

$$\sigma_2 - \sigma_3 \leqslant \sigma = R_z.$$

Так как $\sigma_3 \approx 0$, где σ_3 — радиальное напряжение, расчетное уравнение имеет вид

$$\sigma_2 = \frac{pD_c}{2s'} \leqslant \sigma. \qquad \text{(III. 24)}$$

Как видим, расчетное уравнение для третьей теории прочности совпадает с формулой (III. 20).

Результаты расчетов по этой теории достаточно близки к результатам опытов, особенно для таких пластичных материалов, как, например, сталь.

Расчетная толщина цилиндрической стенки без прибавки на коррозию в *см*

$$s' = s - c, \qquad \text{(III. 25)}$$

где s — толщина стенки аппарата с прибавкой на коррозию в *см*; c — прибавка на коррозию в *см*.

$$R_z = \frac{D_c}{2} = \frac{D_в + (s-c)}{2} = \frac{D_н - (s-c)}{2}, \qquad \text{(III. 26)}$$

где $D_в$ — внутренний диаметр цилиндра в *см*; $D_н$ — наружный диаметр цилиндра в *см*.

Вводя в формулу (III. 22) коэффициент прочности сварного шва φ, заменяя σ_2 значением допускаемого напряжения R_z и подставляя вместо s' и $D_c/2$ их значения из выражений (III. 25) и (III. 26), получаем расчетные формулы, которыми обычно и пользуются при определении по первой или третьей теории прочности толщины цилиндрической стенки, находящейся под действием внутреннего давления:

$$s = \frac{pD_в}{2R_z\varphi - p} + c, \qquad \text{(III. 27)}$$

$$s = \frac{pD_н}{2R_z\varphi + p} + c \qquad \text{(III. 28)}$$

или

$$s = \frac{pD_c}{2R_z\varphi} + c, \qquad \text{(III. 29)}$$

Из формул (III. 27), (III. 28) и (III. 29) можно получить выражения для определения максимально допустимых внутренних избыточных давлений через D_c, $D_в$ и $D_н$ аппарата:

$$p = \frac{2R_z\varphi(s-c)}{D_c}, \qquad \text{(III. 30)}$$

$$p = \frac{2R_z\varphi(s-c)}{D_в+(s-c)}, \qquad \text{(III. 31)}$$

$$p = \frac{2R_z\varphi(s-c)}{D_н-(s-c)}. \qquad \text{(III. 32)}$$

Пример. Определить толщину стенки цилиндрического корпуса емкости для пропана, предназначенной к работе при избыточном давлении $p = 18$ *кГ/см*^{2} и температуре $t =$ до 50° С. Материал емкости — сталь марки 16ГС (ЗН). Прибавка на коррозию $c = 0{,}4$ *см*, $D_в = 3400$ *мм*.

По формуле (III. 27) толщина стенки цилиндрической части корпуса

$$s = \frac{pD_в}{2R_z\varphi - p} + c = \frac{18 \cdot 340}{2 \cdot 1350 \cdot 1 - 18} + 0{,}4 = 27 \text{ мм},$$

где R_z — принято по данным табл. III. 1 для емкости пропана как для сосуда категории Б.

Окончательно принимаем толщину стенки равной $s = 28$ *мм*.

При этой толщине расчетное давление по формуле (III. 31) равно

$$p = \frac{2R_z\varphi(s-c)}{D_в+(s-c)} = \frac{2 \cdot 1350 \cdot 1\,(2{,}8-0{,}4)}{340+(2{,}8-0{,}4)} \approx 19 \text{ кГ/см}^2.$$

Напряжение в стенке

$$\sigma_2 = \frac{pD_c}{2\varphi(s-c)}, \qquad \text{(III. 33)}$$

$$\sigma_2 = \frac{p[D_в+(s-c)]}{2\varphi(s-c)}, \qquad \text{(III. 34)}$$

$$\sigma_2 = \frac{p[D_н-(s-c)]}{2\varphi(s-c)}. \qquad \text{(III. 35)}$$

В I разделе книги (стр. 30) было указано, что в каждом аппарате, работающем под внутренним давлением, следует различать расчетное и рабочее давления. В отдельных, более частых случаях рабочее давление плюс некоторый запас на колебания, происходящие при нормальной работе, может совпадать с расчетным p и быть ему равно. Таким образом, p является расчетным давлением в *кГ/см*^{2} в тех случаях, когда оно равно рабочему давлению и толщина стенки аппарата s не изменяется более чем на 5% против полученной по формулам (III. 27) — (III. 29) после округления до ближайшего большего

размера или в результате расчета на устойчивость формы от действия таких нагрузок, как ветровая, весовая и сейсмическая.

Приняв толщину s с округлением, превышающим указанное, или на основе расчета на перечисленные внешние нагрузки, расчетное давление для сосуда или аппарата следует определять по принятой новой толщине, по формулам (III. 30) — (III. 32).

Напряжение растяжения σ_1, возникающее в стенке цилиндра параллельно его оси вследствие разрывающего действия внутреннего избыточного давления на днища сосуда или аппарата или сжатия при внешнем давлении или вакууме внутри, равно

$$\sigma_1 = \frac{pD_c}{4\varphi_1 (s-c)} \ кГ/см^2, \qquad (III.\ 36)$$

где φ_1 — коэффициент прочности поперечного шва цилиндра, принимают в соответствии с правилами Госгортехнадзора по сосудам, работающим под давлением.

Напряжение σ_2 должно быть равно или меньше допускаемого

$$\sigma_2 \leqslant R_z, \qquad (III.\ 37)$$

где R_z — допускаемое напряжение по первой и третьей теориям прочности по формулам (III. 27)—(III. 32) в $кГ/см^2$; принимается равным $\sigma_{доп}$ в соответствии с табл. III 1.

Если на сосуд или аппарат, кроме внутреннего давления, еще давит столб жидкости, то в приведенные выше формулы (III. 27) — (III. 36) необходимо вводить вместо p значение p_1

$$p_1 = p + \gamma h, \qquad (III.\ 38)$$

где γ — удельный вес жидкости в $кГ/см^3$; для воды $\gamma = 0{,}001\ кГ/см^3$; h — высота столба жидкости в $см$.

Влияние гидростатического давления столба жидкости следует учитывать, когда второе слагаемое в формуле (III. 38) составляет более 2,5% первого слагаемого.

При расчете вертикальных аппаратов необходимо дополнительно проверять напряжения для нижней части сосуда или аппарата по одной из формул (III. 33) — (III. 35), принимая при этом p_2, равным

$$p_2 = p_{пр} + \gamma h, \qquad (III.\ 39)$$

где $p_{пр}$ — пробное гидравлическое давление в $кГ/см^2$.

Определенное по одной из формул (III. 33)—(III. 35) напряжение, где вместо p подставлена величина p_2, должно удовлетворять условию

$$\sigma_2 \leqslant 0{,}8\,\sigma_т. \qquad (III.\ 40)$$

Четвертая (энергетическая) теория прочности нашла широкое применение при расчетах на прочность деталей, находящихся в плоском или объемном напряженном состоянии.

Теория построена на предположении, что момент наступления опасного состояния материала зависит от величины потенциальной энергии, накапливающейся при деформации в единице объема материала, т. е. от численно равной ей удельной работы деформации, выраженной через все три главных напряжения.

Расчетное напряжение по этой теории

$$\sigma_p = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - 2\mu(\sigma_1\sigma_2 + \sigma_1\sigma_3 + \sigma_2\sigma_3)}\ . \qquad \text{(III. 41)}$$

Для пластичных материалов можно считать, что опасное состояние материала обусловлено достижением определенной величины потенциальной энергии деформации (объем образца по данной величине деформации не изменяется); при этом условии коэффициент Пуассона $\mu = 0{,}5$.

При нагружении тонкостенного цилиндра внутренним давлением радиальное напряжение $\sigma_3 \approx 0$.

Подставляя значения σ_1 и σ_2 из формул (III. 20) и (III. 23) в выражение (III. 41), получаем

$$\sigma_p = \sqrt{\left(\frac{pR_2}{2s'}\right)^2 + \left(\frac{pR_2}{s'}\right)^2 - 2\cdot 0{,}5\left(\frac{pR_2}{2s'}\right)\left(\frac{pR_2}{s'}\right)} \leqslant R_z,$$

откуда

$$\sigma_p \approx 0{,}87\,\frac{pR_2}{s'} \leqslant R_z. \qquad \text{(III. 42)}$$

Как видим, по энергетической теории прочности, в которой учтено сложное напряженное состояние материала, расчетное напряжение для пластичных материалов получается меньше в 1,15 раза в сравнении с максимальной величиной главного напряжения.

Из формулы (III. 42) получаем

$$R_z = \sigma_p = \frac{pD_c}{\frac{2}{0{,}87}s'} = \frac{pD_c}{2{,}3\,s'} \qquad \text{(III. 43)}$$

и

$$s' = \frac{pD_c}{2{,}3\,\sigma_p} = \frac{pD_c}{2{,}3\,R_z}\ . \qquad \text{(III. 44)}$$

Вводя в эти формулы коэффициент прочности шва и прибавку на коррозию c, получаем расчетные формулы, построенные по энергетической теории

$$s = \frac{pD_c}{2{,}3\,R_z\varphi} + c \qquad \text{(III. 45)}$$

и

$$\sigma = \frac{pD_c}{2{,}3\,\varphi\,(s-c)}\ . \qquad \text{(III. 46)}$$

В результате преобразований формул (III. 26) и (III. 45) получим

$$s = \frac{pD_в}{2{,}3\,R_z\varphi - p} + c. \qquad \text{(III. 47)}$$

Таким образом, если принять допускаемое напряжение $\sigma_2 = R_z$ и $\varphi = 1$, а s'_{IV} и s'_I, вычисленные соответственно по четвертой и первой теориям прочности, то толщина стенки, определенная по формуле (III. 44), окажется меньше, чем по формуле (III. 22), в 1,15 раза

$$\frac{s'_{IV}}{s'_I} = \frac{pD_c}{2{,}3R_z} : \frac{pD_c}{2R_z} = \frac{1}{1{,}15}.$$

Однако, очевидно, что, исходя из условия равнопрочности, толщина стенки аппарата независимо от того, рассчитана она по формуле (III. 22) или (III. 44), должна быть одинаковой.

Для соблюдения этого условия очевидно, что если допускаемые напряжения при расчетах толщины стенки цилиндрического корпуса определены по формуле (III. 44), то допускаемые напряжения в формуле (III. 22) нужно принимать на 15% выше.

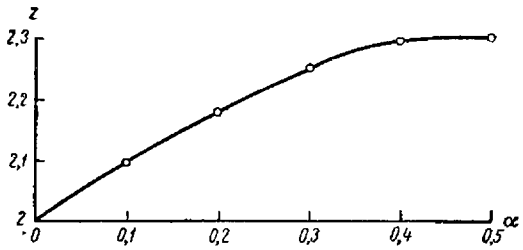


Рис. III. 6.

Следовательно, одинаково правильные результаты можно получать как при расчете по формулам, выведенным по первой и третьей теориям прочности, так и при расчете по четвертой теории прочности.

Однако необходимо отметить следующие неудобства при использовании формулы, основанной на четвертой теории прочности.

Если сравнить формулы (III. 22) и (III. 44), то при $\sigma_2 = R_z$ можем написать

$$s = \frac{pD_c}{zR_z}. \qquad \text{(III. 48)}$$

Коэффициент $1/z$ в формуле (III. 48) зависит от соотношения напряжений σ_1/σ_2. Эта зависимость может быть представлена графиком, изображенным на рис. III. 6, где по оси абсцисс отложены отношения $\alpha = \frac{\sigma_1}{\sigma_2}$, а на оси ординат приведены соответствующие значения z, вычисленные по формуле

$$z = \frac{2}{\sqrt{\alpha^2 - \alpha + 1}}. \qquad \text{(III. 49)}$$

Так, например, из формул (III. 41) и (III. 49) и графика, построенного на основании этих уравнений при $\sigma_1 = 0{,}2\,\sigma_2$, т. е. при $\alpha = 0{,}2$,

получаем, что

$$\frac{1}{z} = \frac{1}{2{,}18},$$

а при $\sigma_1 = 0{,}1\,\sigma_2$ соответственно

$$\frac{1}{z} \approx \frac{1}{2{,}1}.$$

При любом соотношении σ_1/σ_2 коэффициент z выражается формулой (III. 49). Различные соотношения между σ_1 и σ_2 возникают в условиях, когда вертикальный аппарат либо целиком заполнен жидкостью и подвергается давлению ее столба, например во время гидравлического испытания, либо заполнен частично, как это может быть во время работы аппарата.

Таким образом, применяя формулу (III. 44), легко можно ошибиться на 15% вследствие того, что коэффициент 1/2,3 неправильно считают постоянным для любых соотношений σ_1/σ_2.

В ряде случаев приходится определять толщину стенки аппарата, работающего при высоких температурах, когда в металле, находящемся в напряженном состоянии, наблюдается явление ползучести. В этих условиях величина потенциальной энергии, накопленной при деформации, не отвечает уравнениям, выведенным для упругого состояния, поскольку при явлениях ползучести возникают необратимые пластические деформации. Поэтому для этих условий уравнение (III. 41) несправедливо, как несправедлив и коэффициент 1/2,3 в формуле (III. 44).

Справедливость гипотезы четвертой теории прочности в условиях сложного напряженного состояния в пределах упругости при нормальных температурах не подтверждается экспериментально полностью для таких материалов, как, например, углеродистая сталь марок Ст. 3, 15К и др.

Как было выяснено в лаборатории ЦКТИ, коэффициент $1/z$ в этих условиях следует определять как среднее значение между 1/2,3 и 1/2, а в отдельных случаях даже дробью, знаменатель которой <2.

Таким образом, применение формулы (III. 44) для расчета корпусов цилиндрических сосудов оказывается ограниченным и в некоторых случаях ведет к путанице в значениях допускаемых напряжений, поэтому целесообразно в данном случае вести расчет по формуле (III. 22), т. е. по третьей теории прочности, поскольку при этом можно получить вполне надежные результаты во всех диапазонах температур и при любом соотношении напряжений σ_1/σ_2.

Цилиндрические стенки вертикальных тонкостенных сосудов или аппаратов, устанавливаемых на открытом воздухе, кроме расчета на прочность, нужно проверять на устойчивость формы стенки от сжимающего действия собственного веса и содержимого и изгиба от ветровой нагрузки (см. стр. 180).

При проверке устойчивости формы цилиндрической стенки и крепления опорных частей тонкостенных вертикальных аппаратов и самих опор, предназначенных для районов с сейсмичностью 7 бал-

лов и выше, необходимо учитывать также сейсмические силы (см. стр. 205).

Горизонтально расположенные не на сплошном основании цилиндрические стенки тонкостенных аппаратов или сосудов следует проверять на устойчивость формы от изгибающего действия нагрузок, от собственного веса сосуда или аппарата и его содержимого (см. стр. 300).

При конструировании цилиндрических стенок тонкостенных сосудов или аппаратов нужно учитывать действие нагрузок от опор, лап, кронштейнов, обслуживающих площадок, лестниц и т. д. с применением в необходимых случаях местных усилений.

При расчете нефтеаппаратуры следует обязательно учитывать еще ударные нагрузки с внезапно изменяющимся давлением, а также температурные напряжения.

РАСЧЕТ ТОЛСТОСТЕННЫХ ЦИЛИНДРОВ, РАБОТАЮЩИХ ПОД ВНУТРЕННИМ ДАВЛЕНИЕМ

К толстостенным относятся трубы, сосуды и аппараты, толщина стенки цилиндра которых s превышает 10% внутреннего диаметра $D_в$, или

$$\beta = \frac{D_н}{D_в} \geqslant 1{,}2.$$

Распределение напряжений по толщине стенки в этих случаях нельзя считать равномерным. Расчет толстостенных цилиндров дан русским академиком Гадолиным и французским ученым Ляме.

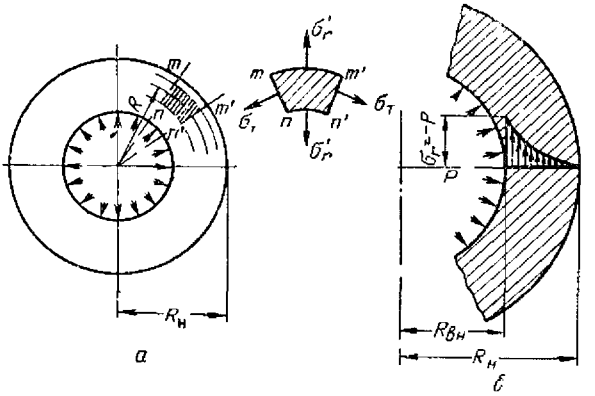


Рис. III. 7.

В открытом толстостенном цилиндре с постоянной толщиной стенки по граням элемента mn и $m'n'$ (рис. III. 7, *а*), образованного двумя радиальными плоскостями и двумя концентрическими цилиндрическими поверхностями, действуют только нормальные напряжения.

Напряжение, действующее в радиальном направлении (сжимающее)

$$\sigma_r = \frac{pR_{вн}^2}{R_н^2 - R_{вн}^2}\left(1 - \frac{R_н^2}{R^2}\right), \qquad (III.50)$$

где $R_н$, $R_{вн}$ и R — радиусы в *см*.

Наибольшее сжимающее напряжение возникает на внутренней поверхности цилиндра

$$\sigma_{в\,r} = \frac{pR_{вн}^2}{R_н^2 - R_{вн}^2}\left(1 - \frac{R_н^2}{R_{вн}^2}\right) = -p. \qquad (III.51)$$

Из уравнения (III. 51) видно, что радиальное напряжение на внутренней поверхности цилиндра равно внутреннему давлению. Знак минус показывает, что это напряжение сжатия.

На внешней поверхности ($R = R_н$) радиальное напряжение равно

$$\sigma_{н\,r} = \frac{pR_{вн}^2}{R_н^2 - R_{вн}^2}\left(1 - \frac{R_н^2}{R_н^2}\right) = 0. \qquad (III.52)$$

Эпюра распределения сжимающих радиальных напряжений по толщине стенки приведена на рис. III. 7, *б*.

Напряжение, действующее в тангенциальном направлении (кольцевое напряжение растяжения), равно

$$\sigma_\tau = \frac{pR_{вн}^2}{R_н^2 - R_{вн}^2}\left(1 + \frac{R_н^2}{R^2}\right). \qquad (III.53)$$

На внутренней поверхности стенки ($R = R_{вн}$) кольцевое напряжение достигает максимума

$$\sigma_{в\,\tau} = \frac{pR_{вн}^2}{R_н^2 - R_{вн}^2}\left(1 + \frac{R_н^2}{R_{вн}^2}\right) = \frac{p\left(R_н^2 + R_{вн}^2\right)}{R_н^2 - R_{вн}^2}. \qquad (III.54)$$

На внешней поверхности стенки ($R = R_н$) кольцевые растягивающие напряжения имеют наименьшее значение

$$\sigma_{н\,\tau} = \frac{pR_{вн}^2}{R_н^2 - R_{вн}^2}\left(1 + \frac{R_н^2}{R_н^2}\right) = \frac{2pR_{вн}^2}{R_н^2 - R_{вн}^2}. \qquad (III.55)$$

Разность напряжений

$$\sigma_{в\,\tau} - \sigma_{н\,\tau} = \frac{p}{R_н^2 - R_{вн}^2}\left(R_н^2 + R_{вн}^2 - 2R_{вн}^2\right) = p. \qquad (III.56)$$

Эпюра распределения растягивающих тангенциальных (кольцевых) напряжений по толщине стенки дана на рис. III. 8.

Если цилиндр закрыт по концам днищами, то в осевом (меридиональном) направлении возникает нормальное напряжение растяжения, равномерно распределенное по площади поперечного сечения цилиндра

$$\sigma_x = \frac{p\pi R_{вн}^2}{\pi\left(R_н^2 - R_{вн}^2\right)} = \frac{pR_{вн}^2}{R_н^2 - R_{вн}^2}. \qquad \text{(III. 57)}$$

Таким образом, наибольшим напряжением является тангенциальное (кольцевое) напряжение растяжения на внутренней поверхности стенки

$$\sigma_{max} = \sigma_{в\ t} = \frac{p\left(R_н^2 + R_{вн}^2\right)}{R_н^2 - R_{вн}^2}. \qquad \text{(III. 58)}$$

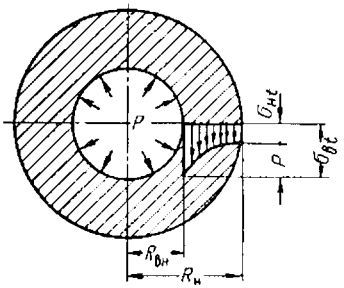


Рис. III. 8.

С точки зрения первой теории прочности напряжение, найденное по формуле (III. 58), является расчетным.

Для определения толщины стенки формулу (III. 58) можно привести к виду

$$\sigma_{в\ t} R_н^2 - \sigma_{в\ t} R_{вн}^2 = pR_н^2 + pR_{вн}^2 \qquad \text{(III. 59)}$$

или

$$R_{вн}^2(\sigma_{в\ t} + p) = R_н^2(\sigma_{в\ t} - p), \qquad \text{(III. 60)}$$

откуда

$$R_н = R_{вн}\sqrt{\frac{\sigma_{в\ t} + p}{\sigma_{в\ t} - p}}. \qquad \text{(III. 61)}$$

Так как $s = R_н - R_{вн}$, то

$$s = R_{вн}\left(\sqrt{\frac{\sigma_{в\ t} + p}{\sigma_{в\ t} - p}} - 1\right). \qquad \text{(III. 62)}$$

При расчетах толстостенных сосудов необходимо, чтобы для бесшовного цилиндра напряжение $\sigma_{в\tau}$ не превышало значения допускаемого напряжения, т. е. $\sigma_{в\tau} \leqslant R_z$.

Для сварного цилиндра допускаемое напряжение не должно превышать значения $\sigma_{в\tau} \leqslant \varphi R_z$, где φ — коэффициент прочности сварного шва.

Вводя в формулу (III. 62) прибавку на коррозию c, получаем (в общей форме) расчетную формулу для определения толщины стенки по первой теории прочности

$$s = R_{вн}\left(\sqrt{\frac{\varphi R_z + p}{\varphi R_z - p}} - 1\right) + c. \qquad \text{(III. 63)}$$

Формулу (III. 63), как правило, применяют при расчете толстостенных цилиндров из хрупких или малопластичных материалов.

Однако этой формулой достаточно широко пользуются при расчете цилиндров, изготовленных и из относительно пластичных материалов, например стали.

По второй теории прочности наибольших относительных деформаций известна формула Баха-Сен-Венана

$$s = R_{вн}\left(\sqrt{\frac{\varphi R_z + 0{,}4\,p}{\varphi R_z - 1{,}3\,p}} - 1\right) + c. \qquad \text{(III. 64)}$$

Для расчета по третьей теории прочности используем расчетную формулу для толстостенных цилиндров

$$s = R_{вн}\left(\sqrt{\frac{\varphi R_z}{\varphi R_z - 2p}} - 1\right) + c. \qquad \text{(III. 65)}$$

При расчете по четвертой теории прочности пользуются формулой Губер-Мизес-Генки, выведенной по максимально допускаемому напряжению на внутренней поверхности стенки толстостенного сосуда

$$s = R_{вн}\left(\sqrt{\frac{\varphi R_z}{\varphi R_z - 1{,}73\,p}} - 1\right) + c. \qquad \text{(III. 66)}$$

Формулы (III. 27), (III. 63) и (III. 66) дают практически близкие результаты при $\beta \leqslant 1{,}2$ (см. стр. 148).

При расчете толстостенных цилиндров по формуле (III. 66) должны быть обеспечены запасы прочности и допускаемые напряжения $R_z \leqslant \sigma_{доп}$, приведенные на стр. 128.

Учитывая, что в толстостенных сосудах, работающих под внутренним давлением, кольцевые напряжения по толщине стенки распределяются неравномерно, уменьшаясь к наружной стенке, и что поэтому при расчетах, в которых учитывается максимальное напряжение на внутренней поверхности стенки, средние и наружные волокна оказываются недогруженными, можно принимать повышенные допускаемые напряжения на внутренней поверхности стенки.

Поэтому для толстостенных сосудов можно доводить кольцевые напряжения на внутренней поверхности при внутреннем давлении до значения $R_z \leqslant 0{,}72\,\sigma_т$, но не более чем $\sigma_в/2{,}9$.

При этом толщина стенки толстостенного сосуда не должна быть меньше, чем это получается по формулам для тонкостенных сосудов.

В случае применения сталей, не перечисленных в таблицах, при высоких температурах допускаемые напряжения следует выбирать в зависимости от предела длительной прочности, как было указано в формуле (III. 18). Следует иметь в виду, что явление ползучести, возникающее при высоких температурах, способствует выравниванию напряжений по толщине стенки.

Рассмотрим, насколько отличаются результаты расчетов для граничной толщины $s = 0{,}1\,D_в$, если считать по формуле (III. 27) для тонкостенных сосудов или (III. 63) и (III. 66) для толстостенных сосудов [55].

Примем $\varphi = 1$ и $c = 0$.

Для тонкостенных сосудов

$$s = \frac{pD_в}{2R_z - p}. \qquad \text{(III. 67)}$$

Значение $s = 0{,}1\,D_в$ подставляем в левую часть уравнения (III. 67), решая которое, получаем

$$p = 0{,}182\,R_z. \qquad \text{(III. 68)}$$

При расчете по формуле (III. 63)

$$s = R_{вн}\left(\sqrt{\frac{R_z + p}{R_z - p}} - 1\right) \qquad \text{(III. 69)}$$

или при $s = 0{,}1\,D_в$

$$p = 0{,}180 R_z. \qquad \text{(III. 70)}$$

При расчете по формуле (III. 66)

$$s = R_{вн}\left(\sqrt{\frac{R_z}{R_z - 1{,}73\,p}} - 1\right), \qquad \text{(III. 71)}$$

при $s = 0{,}1\,D_в$

$$p = 0{,}177\,R_z. \qquad \text{(III. 72)}$$

Таким образом, разница в допустимой величине внутреннего давления при данной толщине стенки ($s = 0{,}1\,D_в$) не превышает 3%.

Если принять, что при испытании толстостенных сосудов давление увеличивается в 1,25 раза против рабочего и что максимальное напряжение на внутренней поверхности не должно превышать при испытании $0{,}9\,\sigma_т$, то очевидно, что при рабочем давлении напряжение растяжения на внутренней поверхности стенки не должно быть более

$$\sigma \leqslant \frac{0{,}9\,\sigma_т}{1{,}25} = 0{,}72\,\sigma_т.$$

Определим, при какой толщине стенки напряжение σ на внутренней поверхности достигнет $0{,}72\,\sigma_т$.

Для расчета примем энергетическую теорию прочности, имея в виду толстостенный цилиндр из пластичного материала.

Из формулы (III. 66) при $\varphi = 1$ и $c = 0$ получаем

$$R_н = R_{вн}\sqrt{\frac{\sigma}{\sigma - 1{,}73\,p}}, \qquad \text{(III. 73)}$$

отсюда

$$\sigma = \frac{1{,}73\,pR_н^2}{R_н^2 - R_{вн}^2} = \frac{1{,}73\,pR_н^2}{(R_н + R_{вн})(R_н - R_{вн})}.$$

Так как

$$R_н - R_{вн} = s \text{ и } R_н = \frac{D_н}{2},$$

то

$$\sigma = \frac{pD_н^2}{2{,}3\,(R_н + R_{вн})\,s} = \frac{pD_н^2}{2{,}3\,D_c s}.$$

Напряжение σ на внутренней поверхности стенки оказывается больше, чем усредненное напряжение (III. 43), что определяется из следующего отношения:

$$\frac{\sigma}{\sigma_р} = \frac{pD_н^2}{2{,}3\,D_c s} : \frac{pD_c}{2{,}3\,s} = \frac{D_н^2}{D_c^2}.$$

Так как $\sigma \leqslant 0{,}72\,\sigma_т$ и $\sigma_р \approx \frac{1}{1{,}75}\,\sigma_т \approx 0{,}58\,\sigma_т$, то $\frac{0{,}72\,\sigma_т}{0{,}58\,\sigma_т} = \frac{D_н^2}{D_c^2}$;

$\frac{D_н^2}{D_c^2} = 1{,}24$, $\frac{D_н}{D_c} \approx 1{,}12$. Из равенства $D_н = D_в + 2s$ и $D_c = D_в + s$ следует, что $\frac{D_в + 2s}{D_в + s} = 1{,}12$, откуда $s = 0{,}136\,D_в$.

Следовательно, уже при толщине стенки $s = 0{,}136\,D_в$ напряжения на внутренней ее поверхности достигают $0{,}9\,\sigma_т$ при гидравлическом испытании давлением, равным 1,25, в то время когда усредненное напряжение при рабочем давлении равно лишь $0{,}58\,\sigma_т$, а кольцевое напряжение на внутренней поверхности $\sigma = 0{,}72\,\sigma_т$.

Как у нас, так и за рубежом вопрос о том, какие цилиндрические сосуды и аппараты относить к толстостенным, решается поразному.

В США кодом принято считать сосуды и аппараты толстостенными при $\beta > 1{,}5$. Здесь основанием послужило сравнение результатов расчета по формуле типа (III. 27) и формуле (III. 63), служащей для расчета толщины стенки толстостенных сосудов. Однако для того, чтобы при $s = 0{,}25\,D_в$ или $\beta = 1{,}5$ результаты расчета по обеим указанным формулам получались одинаковыми, кодом США формуле (III. 27) придан следующий вид:

$$s = \frac{pD_в}{2R_z\varphi - 1{,}2\,p} + c, \qquad \text{(III. 74)}$$

где в знаменателе при p коэффициент, равный единице, заменен на 1,2.

При этом подстановка в левую часть формул (III. 74) и (III. 63) вместо толщины s равной ей величины $0{,}25\,D_в$ и решение обоих указанных уравнений приводит в граничном случае, т. е. когда $\beta = 1{,}5$, к одинаковым результатам:

$$p = 0{,}385\,R_z.$$

Для определения толщины стенки толстостенного цилиндра, работающего под внутренним давлением, при $\beta_0 \leqslant 2$ и при условии изготовления этого цилиндра из стали с ферритно-перлитной или сорбитной структурой, имея в виду, что здесь играет роль структура конструкционного материала, предложена следующая методика расчета (Ленинградский филиал НИИХИММАШ, Фрейтаг В. А. и др.).

Толщину стенки цилиндра высокого давления s определяем по формуле

$$s = \left(\frac{D_в}{2} + c\right)\delta + c, \qquad \text{(III. 75)}$$

$$s = \left(\frac{D_в}{2} + c\right)(\beta_0 - 1) + c \qquad \text{(III. 76)}$$

или

$$s = \left(\frac{D_в}{2} + c\right)\left(10^{\frac{p}{2{,}3\,R_z}} - 1\right) + c. \qquad \text{(III. 77)}$$

Здесь

$$\beta_0 = 10^{\frac{p}{2{,}3\,R_z}}; \qquad \text{(III. 78)}$$

$$\delta = \frac{s'}{R_{вн}} = \frac{2s'}{D_в} = \beta_0 - 1. \qquad \text{(III. 79)}$$

Для облегчения расчета дан в полулогарифмической сетке на рис. III. 9 график. На оси абсцисс показано отношение внутреннего давления p в $кГ/см^2$ к значению допускаемого напряжения $R_z = [\sigma]$, т. е. p/R_z.

Восстанавливаем вертикаль от заданного значения $p/[\sigma]$ до наклонной прямой, далее от точки пересечения вертикали с наклонной прямой проводим горизонталь до пересечения с осью ординат. Полученное таким образом на оси ординат значение δ подставляем в формулу (III. 75) и находим искомую величину s в $см$.

Если известна толщина стенки цилиндра, то допускаемое расчетное избыточное давление

$$p = 2{,}3\,[\sigma]\lg\frac{D_в + 2s}{D_в + 2c}\ кГ/см^2. \qquad \text{(III. 80)}$$

Пример. Определить толщину цилиндрической стенки аппарата с $D_в = 40\ см$ при избыточном давлении $p = 1500\ кГ/см^2$, $[\sigma] = 2800\ кГ/см^2$, $c = 0{,}1\ см$.

По формуле (III. 78)

$$\beta_0 = 10^{\frac{p}{2{,}3\,[\sigma]}} = 10^{\frac{1500}{2{,}3\cdot 2800}} = 1{,}71.$$

Как видим $\beta_0 = 1{,}71 < 2$.

По формуле (III. 79)

$$\delta = \beta_0 - 1 = 1{,}71 - 1 = 0{,}71.$$

По формуле (III. 75)

$$s = \left(\frac{D_в}{2} + c\right)\delta + c = \left(\frac{40}{2} + 0{,}1\right)0{,}71 + 0{,}1 = 14{,}4\ см = 144\ мм.$$

Вместо формул (III. 78) и (III. 79) для отыскания величины может быть использован график (рис. III. 9).

Необходимо отметить, что толщина стенки, определенная по графику и по формулам (III. 78) и (III. 79) получается меньшей, чем по формулам (III. 63) — (III. 66). Поэтому пользование ими требует промышленной проверки.

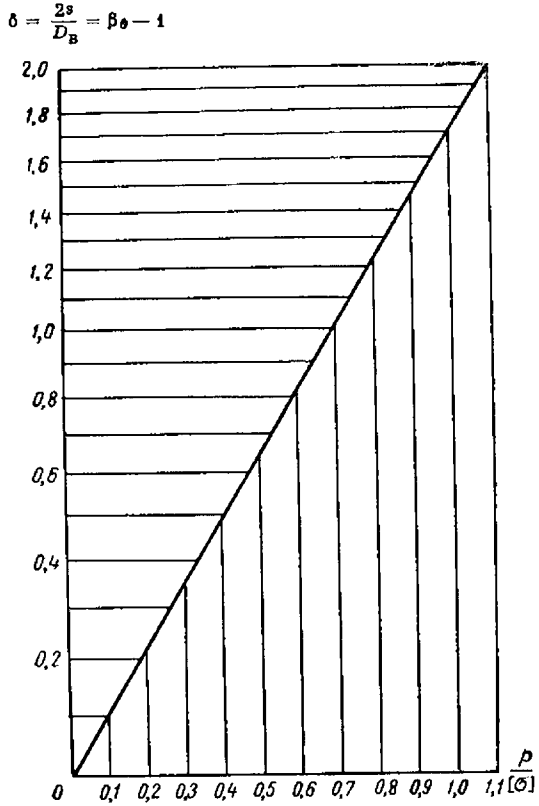


Рис. III. 9.

Необходимо также указать, что при гидравлическом испытании толстостенных цилиндров, рассчитанных по формулам (III. 75)—(III. 80) при β, близком к 2, и пробном давлении, равном $1{,}25\,p$, при напряжениях во внутренних слоях цилиндра, равных пределу текучести, возникают пластические деформации. Поэтому при разгрузке сосуда или аппарата после прекращения гидравлического испытания во внутренних слоях цилиндра возникают сжимающие остаточные напряжения. В результате при последующем нагружении цилиндра рабочим давлением остаточные сжимающие напряжения на внутренней поверхности, суммируясь с возникающими растягивающими напряжениями, уменьшают значения последних, что носит название автофреттажа.

Во всяком случае там, где ожидается коррозия, расчет следует вести так, чтобы пластических деформаций на стенках не было.

ТЕМПЕРАТУРНЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ В ТОЛСТОСТЕННЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ СОСУДАХ

На рис. III. 10 показано, как изменяется модуль упругости E углеродистой и аустенитной стали в зависимости от температуры.

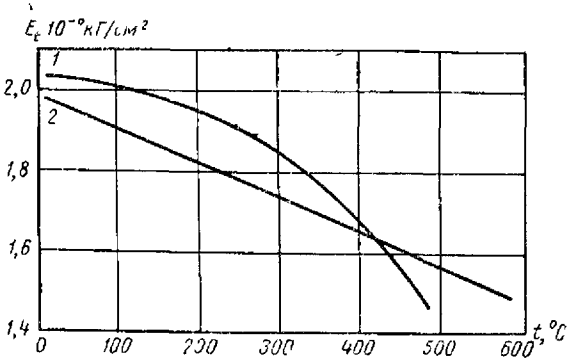


Рис III. 10.

Если в аппарате высокого давления содержится газ или жидкость при высокой температуре, то в результате перепада температур по толщине стенки на внутренней поверхности цилиндра возникают дополнительные сжимающие напряжения, а на наружной — растягивающие (рис. III. 11, *а*). При наружном обогреве на внутренней поверхности цилиндра возникают растягивающие напряжения, а на наружной — сжимающие (рис. III. 11, *б*). Таким образом, при внутреннем давлении более опасным является наружный обогрев, а не внутренний.

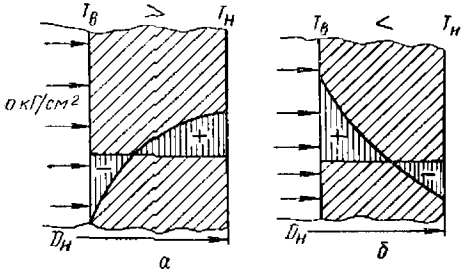


Рис III 11

Термическое напряжение на внутренней поверхности цилиндра можно определить по формуле

$$\sigma_{\text{вн}\,T} = \frac{E\,\alpha\,(T_н - T_в)}{2\,(1-\mu)}\left[\frac{2R_н^2}{R_н^2 - R_{вн}^2} - \frac{1}{\ln R_н - \ln R_{вн}}\right], \quad \text{(III. 81)}$$

то же на наружной поверхности

$$\sigma_{н\,T} = \frac{E\,\alpha\,(T_н - T_в)}{2\,(1-\mu)}\left[\frac{2R_{вн}^2}{R_н^2 - R_{вн}^2} - \frac{1}{\ln R_н - \ln R_{вн}}\right], \quad \text{(III 82)}$$

где E — модуль упругости в $кГ/см^2$; зависит от материала и средней температуры стенки (рис. III. 10); α — коэффициент линейного термического расширения; зависит от материала и средней температуры стенки; $T_в$ и $T_н$ — температуры соответственно на внутренней и наружной поверхностях стенки в °С; μ — коэффициент Пуассона, для стали $\mu = 0{,}3$.

Разность температур $T_н - T_в$ определяют тепловым расчетом. В частности, при внешнем обогреве, когда известна теплонапряженность Q (в $кал/м^2 \cdot ч$) поверхности нагрева, разность температур $T_н - T_в$ стенки находят по формуле

$$T_н - T_в = \frac{Qs}{\lambda}, \qquad \text{(III. 83)}$$

где s — толщина стенки цилиндра в $м$; λ — коэффициент теплопроводности стенки.

При температурах для углеродистых сталей выше 400° С, а для легированных выше 450° С термические напряжения при установившемся температурном режиме можно не учитывать, так как вследствие явления ползучести эти напряжения по толщине стенки выравниваются.

Из формул (III. 81) и (III. 82) определяют разность напряжений на внутренней и внешней поверхностях стенки

$$\sigma_{вн\,T} - \sigma_{н\,T} = \frac{E\alpha(T_н - T_в)}{(1-\mu)}. \qquad \text{(III. 84)}$$

Таким образом, разность напряжений зависит от температурного перепада и физико-механических свойств материала цилиндра.

При перепаде температуры в 1° С разность напряжений (при внутреннем обогреве) при $E = 2.1 \cdot 10^6$ $кГ/см^2$ и при $\alpha = 12 \cdot 10^{-6}$ равна

$$\sigma_{вн\,T} - \sigma_{н\,T} = \frac{2{,}1 \cdot 10^6 \cdot 12 \cdot 10^{-6} \cdot (-1)}{1-0{,}3} = -36 \ кГ/см^2.$$

Указанное соотношение может служить контрольным при проверке правильности определения значений температурных напряжений (см. пример).

Так как при толщине стенки $s = 0{,}1\,D_в$ выражение

$$\frac{2R_н^2}{R_н^2 - R_{вн}^2} - \frac{1}{\ln R_н - \ln R_{вн}} \approx 1{,}1,$$

то

$$\sigma_{вн\,T} = \frac{E\alpha(T_н - T_в)}{2(1-\mu)}$$

и при разности температур на наружной и внутренней поверхностях в 1° С (при внутреннем обогреве)

$$\sigma_{вн\,T} = \frac{2{,}1 \cdot 10^6 \cdot 12 \cdot 10^{-6} \cdot (-1) \cdot 1{,}1}{2(1-0{,}3)} = -19{,}8 \ кГ/см^2.$$

При толщине стенки $s > 0{,}1\,D_в$ термические напряжения $\sigma_{вн\ т}$ при перепаде температур в 1° С на внутренней поверхности стенки несколько возрастают против полученной величины, а на наружной поверхности стенки соответственно уменьшаются.

Так, например, при $s = 0{,}5\,D_в$ напряжение на внутренней поверхности стенки достигает -22 *кГ/см²* при разности температур 1° С.

Рабочую температуру стенок необогреваемого сосуда принимают равной температуре внутренней среды, за исключением тех случаев, когда внутренняя изоляция или наружное охлаждение снижают температуру стенки корпуса.

Пример. Определить толщину стенки реактора диаметром $D_в = 1000$ *мм*, работающего при избыточном давлении $p = 320$ *кГ/см²* и температуре 250° С.

Реактор изготовлен цельнокованым, поэтому коэффициент прочности его $\varphi = 1$, из стали марки 15К с пределом прочности 3800 *кГ/см²* и пределом текучести 2300 *кГ/см²*.

Прибавка на коррозию c принята равной 0,6 *см*. Допускаемое напряжение находим по табл. III. 1 $\sigma_{доп} = 1070$ *кГ/см²*.

Расчет ведем по формуле (III. 63)

$$s = R_{вн}\left(\sqrt{\frac{\varphi R_z + p}{\varphi R_z - p}} - 1\right) + c = 50\left(\sqrt{\frac{1070+320}{1070-320}} - 1\right) + 0{,}6 = 18{,}6\ см;$$

при этом $R_z = \sigma_{доп}$.

Предположим, что реактор изолирован и что разность температур на внутренней и наружной поверхностях стенки не превышает 10° С. Тогда термическое напряжение на внутренней поверхности цилиндра (напряжение сжатия) по формуле (III. 81) равно

$$\sigma_{вн\ т} = \frac{E\,\alpha\,(T_н - T_в)}{2\,(1-\mu)}\left[\frac{2R_н^2}{R_н^2 - R_{вн}^2} - \frac{1}{\ln R_н - \ln R_{вн}}\right] =$$

$$= \frac{0{,}93 \cdot 2{,}1 \cdot 10^6 \cdot 0{,}000012 \cdot (-10)}{2\,(1-0{,}3)}\,\frac{2 \cdot 68{,}6^2}{68{,}6^2 - 50^2} - \frac{1}{2{,}3 \cdot 1{,}840 - 2{,}3 \cdot 1{,}7} =$$

$$= -180\ кГ/см^2.$$

Термическое напряжение на наружной поверхности стенки цилиндра (напряжение растяжения) по формуле (III. 82) равно

$$\sigma_{н\ т} = \frac{E\,\alpha\,(T_н - T_в)}{2\,(1-\mu)}\left(\frac{2R_{вн}^2}{R_н^2 - R_{вн}^2} - \frac{1}{\ln R_н - \ln R_{вн}}\right) =$$

$$= -168\left(\frac{5000}{2290} - \frac{1}{0{,}322}\right) = -155\ кГ/см^2.$$

Разность $\sigma_{вн\,т} - \sigma_{н\,т} = -180 - 155 = -335$ *кГ/см²*. Проверим правильность вычислений по формуле (III. 84)

$$\sigma_{вн\,т} - \sigma_{н\,т} = \frac{E\alpha(T_н - T_в)}{1-\mu} =$$

$$= \frac{0{,}93 \cdot 2{,}1 \cdot 10^6 \cdot 12 \cdot 10^{-6} \cdot (-10)}{0{,}7} = -335 \text{ кГ/см}^2,$$

т. е. значения $\sigma_{вн\,т}$ и $\sigma_{н\,т}$ определены правильно.

РАСЧЕТ ЦИЛИНДРОВ, РАБОТАЮЩИХ ПОД ВНЕШНИМ ДАВЛЕНИЕМ ИЛИ ПОД ВАКУУМОМ

В стенках аппаратов, работающих под внешним давлением или под вакуумом внутри сосуда, в отличие от тех, которые находятся под внутренним давлением, возникают напряжения, которые стремятся вдавить стенки внутрь.

При этом, как показывают опыты и аналитические выводы, стенки коротких или длинных цилиндров, укрепленных поперечными кольцами жесткости, сплющиваются, принимая волнообразный вид с различным числом воли, как изображено на рис. III. 12, *а*, а также деформируются в продольном направлении (рис. III. 12, *б*).

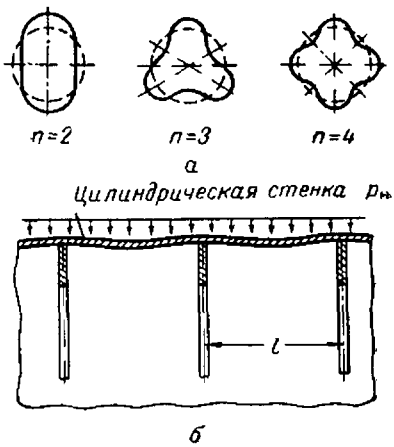


Рис. III. 12. Деформация цилиндров.

а — в поперечном направлении, *б* — в продольном направлении.

Происходит потеря устойчивости формы оболочки подобно тому, как это наблюдается при продольном изгибе относительно длинных стержней. Поэтому решение задачи сводится не только к определению прочных размеров стенок цилиндров, но и к выяснению условий их достаточной жесткости, т. е. устойчивости формы.

Внешнее давление, под действием которого первоначальная форма цилиндрической оболочки начинает искажаться, названо критическим.

Практически нельзя изготовить точные цилиндрические стальные обечайки. Внутреннее давление способствует образованию круглой формы сосуда, наружное, наоборот, увеличивает уже имеющиеся неточности и способствует, таким образом, нарушению круглой формы. При этом появляются напряжения изгиба, возрастающие с увеличением деформации.

а. Расчет цилиндрической стенки на устойчивость круглой формы

При толщине стенки аппарата $\frac{s-c}{D_н} \geqslant 0{,}04$ и достаточно точной цилиндрической форме ее, когда отсутствует опасность вмятия цилиндрической стенки внутрь до достижения напряжений, равных пределу текучести $\sigma_{т\,t}$ при данной температуре, расчет можно вести по формуле

$$s = \frac{p_н D_н}{2R'_z \varphi} + c \qquad \text{(III. 85)}$$

или

$$R'_z = \frac{p_н D_н}{2\varphi (s-c)}, \qquad \text{(III. 86)}$$

где $p_н$ — наружное избыточное давление в $кГ/см^2$; R'_z — допускаемое напряжение, которое в данном случае не должно быть более $\sigma_{т\,t}/3$, в $кГ/см^2$; при давлении до 5 $кГ/см^2$ или при вакууме принимают $R'_z \leqslant \frac{\sigma_{т\,t}}{4}$; $\sigma_{т\,t}$ — предел текучести при данной температуре в $кГ/см^2$.

Коэффициент прочности шва φ можно принимать равным $\varphi = 1$.

При полном вакууме внутри аппарата, когда можно принять $p_н = 1$ $кГ/см^2$, пользуются формулами (III. 85) и (III. 86).

Для тонкостенных сосудов практически можно принимать вместо значения наружного диаметра $D_н$ значение $D_в$, т. е. внутреннего диаметра аппарата.

Цилиндрический сосуд, работающий под наружным давлением, после расчета по формуле (III. 85) или (III. 86) должен быть проверен на устойчивость цилиндрической формы, если есть опасность, что смятие цилиндрической оболочки может произойти до достижения в ней напряжений, равных пределу текучести, как, например, в цилиндрических сосудах, у которых отношение

$$\frac{s-c}{D_н} < 0{,}04.$$

Способы определения критического внешнего давления, при котором возможно вмятие цилиндрической стенки.

Для цилиндра без днищ. При отсутствии осевого давления критическое внешнее равномерное давление, при котором возможно вмятие цилиндрической стенки, может быть определено по формуле Мизеса [74]

$$p_{кр} = \frac{E}{(n^2-1)\left[1+\left(\frac{nl}{\pi R_{вн}}\right)^2\right]^2}\frac{s'}{R_{вн}} + \\ + 0{,}73E\left[n^2 - 1 + \frac{2n^2-1{,}3}{1+\left(\frac{nl}{\pi R_{вн}}\right)^2}\right]\frac{s'^3}{(2R_{вн})^3}. \qquad \text{(III. 87)}$$

Здесь n — число волн, образующихся при смятии (см. рис. III. 12, *а*); число волн должно быть подобрано так, чтобы критическое давление $p_{кр}$ было наименьшим.

Обычно число волн подбирают, начиная с $n = 2$, постепенно увеличивая его и давая последовательно значения $n = 3$, $n = 4$, $n = 5$ и т. д., и подставляют эти значения в формулу (III. 87) для определения соответствующих значений $p_{кр}$.

При этом целесообразно одновременно построить кривую зависимости $p_{кр}$ от n, что позволяет наглядно выявить изменение $p_{кр}$ как функции значений n.

В большинстве случаев при расчете аппаратов, применяемых в нефтеперерабатывающей промышленности, количество волн находится в пределах от 6 до 20.

l — расстояние между кольцами жесткости в *см* (рис. III. 12, *б*); $R_{вн}$ — внутренний радиус цилиндра в *см*; s' — толщина стенки без прибавки на коррозию, т. е. $s' = s - c$, в *см*; значение s определяют по формуле (III. 85); E — модуль упругости при данной температуре в $кГ/см^2$.

Необходимо отметить, что значение $p_{кр}$, определенное по формуле (III. 87), справедливо лишь до тех пор, пока напряжение $\sigma_{кр}$ на сжатие, возникающее при действии наружного давления, равного $p_{кр}$, не превышает предела текучести $\sigma_{т\,t}$ при данной температуре, т. е. до тех пор, пока величина $\sigma_{кр} < \sigma_{т\,t}$. При этом $\sigma_{кр}$ определяем по формуле (III. 86) подстановкой вместо R'_z значения $\sigma_{кр}$ и вместо $p_н$ значения $p_{кр}$, т. е. формулу (III. 87) можно применять до тех пор, пока

$$\sigma_{кр} = \frac{p_{кр} D_н}{2\varphi (s - c)} < \sigma_{т\,t}. \qquad \text{(III. 88)}$$

Значения $p_{кр}$ при точной цилиндрической форме для разных толщины стенок s', расстояний l и диаметров $D_н$ даны на рис. III. 13. При этом правая наклонная часть кривых, рассчитанная по формуле (III. 87), соответствует значениям $E = 2{,}1 \cdot 10^6$ $кГ/см^2$ и $\mu = 0{,}3$ (μ — коэффициент Пуассона). В левой части параллельные линии соответствуют сжимающим напряжениям, равным пределу текучести материала со значением $\sigma_т = 1820$ $кГ/см^2$. При этом $p_{кр}$ определены по формуле (III. 88) при $\sigma_{кр} = 1820$ $кГ/см^2$.

Так как величина модуля упругости E меняется с изменением температуры, то значения $p_{кр}$, найденные по наклонной части кривых (рис. III. 13), должны быть помножены на отношение

$$\frac{E_t}{E} = \frac{E_t}{2{,}1 \cdot 10^6},$$

где E_t — модуль упругости, отличающийся от приведенного в знаменателе отношения.

Так как предел текучести также меняется в зависимости от температуры, то в тех случаях, когда $\sigma_{т\,t} < 1820$ $кГ/см^2$, значения $p_{кр}$, определенные по горизонтальным участкам кривых, нужно помножить на отношение $\sigma_{т\,t}/1820$.

Найденное по формулам (III. 87) и (III. 88) и рис. III. 13 значение критического внешнего давления $p_{кр}$ должно быть в m раз больше допускаемого внешнего рабочего давления $p_р$, т. е.

$$\frac{p_{кр}}{p_р} \geqslant m. \qquad \text{(III. 89)}$$

Имеется в виду, что при изготовлении цилиндрической стенки отклонение от правильной формы не превышает 1% от номиналь-

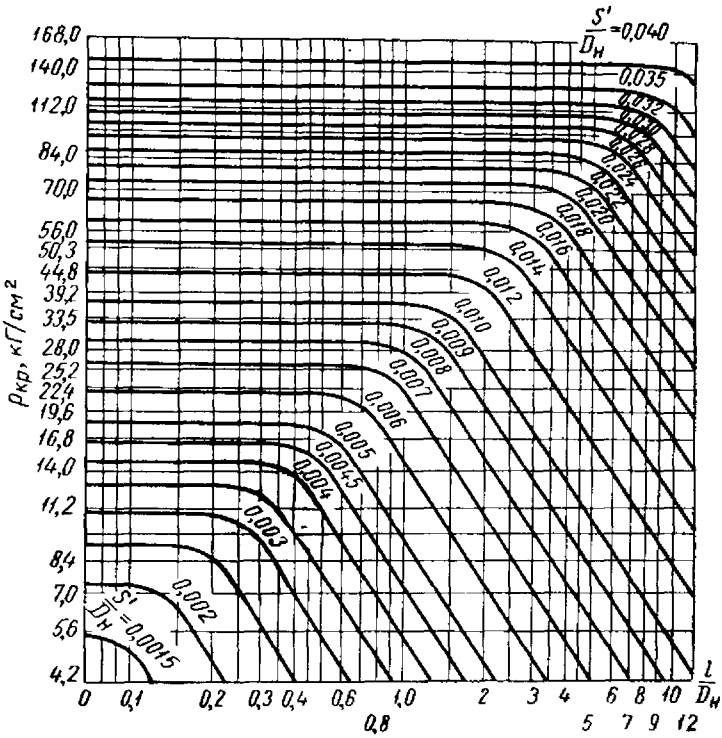


Рис. III. 13.

ного диаметра, т. е. что разность между максимальным и минимальным диаметрами для любого поперечного сечения обечайки не более 0,01 от номинального диаметра цилиндра. При аппаратах диаметром свыше 2000 *мм* указанное отклонение не должно быть более 20 *мм*.

В этих условиях запас m должен составлять для вертикальных аппаратов $m \geqslant 4$, для горизонтальных аппаратов $m \geqslant 5$.

Если это условие не соблюдено, то следует либо увеличить толщину стенки аппарата, либо уменьшить расстояние между кольцами жесткости.

Больший запас для горизонтальных аппаратов и сосудов принимается потому, что они находятся в более неблагоприятных усло-

виях, чем вертикальные, так как действие собственного веса способствует отклонению цилиндрической оболочки от правильной круговой формы.

Если расстояние между кольцами жесткости велико ($l \geqslant 10D$), величина l/R становится значительной и в формуле (III. 87) членами, содержащими в знаменателе $\left(\frac{nl}{\pi R_{вн}}\right)^2$, можно пренебречь, то такие цилиндрические стенки рассматриваются как неукрепленные кольцами жесткости и критическое внешнее давление для них рассчитывается по формуле

$$p_{кр} = 0{,}73\,E\,(n^2-1)\,\frac{s'^3}{(2R_{вн})^3}\,. \qquad \text{(III. 90)}$$

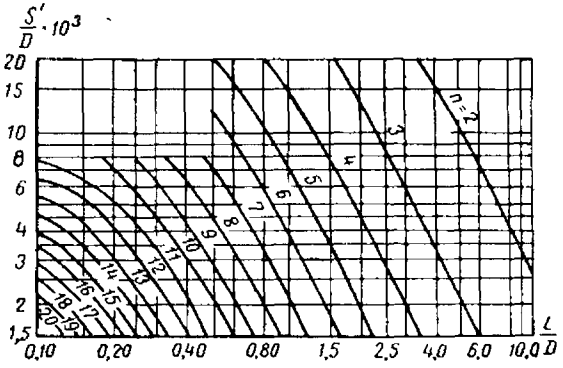


Рис. III. 14.

Минимальное значение $p_{кр}$ в этом случае при $n=2$, т. е.

$$p_{кр} = 2{,}19\,E\left(\frac{s'}{2R_{вн}}\right)^3 \ кГ/см^2. \qquad \text{(III. 91)}$$

В этом случае справедливы также формулы (III. 88) и (III. 89) и относящиеся к ним указания.

Для цилиндра с днищами. Если аппарат закрыт по концам днищами и подвержен действию внешнего давления, т. е. испытывает не только равномерное поперечное давление, но и осевое сжатие, которое несколько уменьшает критическое значение поперечного давления, то критическое внешнее давление определяется по формуле [77]

$$p_{кр} = \frac{Es'}{R_{вн}}\cdot\frac{1}{n^2+0{,}5\left(\frac{\pi R_{вн}}{l}\right)^2}\left\{\frac{1}{\left[n^2\left(\frac{1}{\pi R_{вн}}\right)^2+1\right]^2}+\right.$$

$$\left.+\frac{s'^2}{11R_{вн}^2}\left[n^2+\left(\frac{\pi R_{вн}}{l}\right)^2\right]^2\right\}. \qquad \text{(III. 92)}$$

Значение n, при котором $p_{кр}$ соответствует искомому минимальному значению, можно определить по рис. III. 14.

Для этого из точки оси ординат, соответствующей отношению $\frac{s'}{D} \cdot 10^3$, проводим горизонталь, а из точки на оси абсцисс, отвечающей отношению l/D, проводим вертикаль. Точка пересечения их укажет кривую с числом волн n, соответствующим минимальному значению $p_{кр}$. При этом во избежание неточностей при расчете необходимо отыскать минимальное значение $p_{кр}$ не только для числа волн n, выбранного по рис. III. 14, но и для ближайшего меньшего и большего значений.

Формула (III. 92) справедлива лишь до тех пор, пока соблюдается условие (III. 88).

Допускаемое рабочее внешнее давление должно быть по предыдущему взято в m раз меньше, т. е.

$$p_р \leqslant \frac{p_{кр}}{m} . \qquad \text{(III. 93)}$$

б. Расчет цилиндрической стенки на сжатие по поперечным сечениям при наличии колец жесткости

На цилиндрической нефтеаппаратуре, работающей под наружным давлением, обычно ставят кольца жесткости. Цилиндрическая стенка аппарата работает между кольцами на изгиб (см. рис. III. 12, *б*).

Напряжение от изгиба в цилиндрической стенке между кольцами жесткости находим по формуле

$$\sigma_{изг} = 1{,}82 \frac{p_н R_{вн}}{s} . \qquad \text{(III. 94)}$$

При $p_н = 1$ *кГ/см*^{2}

$$\sigma'_{изг} = 1{,}82 \frac{R_{вн}}{s} . \qquad \text{(III. 95)}$$

Формула (III. 94) получена следующим образом.

При расстояниях между кольцами жесткости $l > 3{,}1 \sqrt{R_{вн} s}$ воспользуемся формулой [75]

$$0{,}643 \frac{q}{E} \left(\frac{R_{вн}}{s}\right)^{3/2} + \frac{q R_{вн}^2}{EF} = \frac{p_н R_{вн}^2}{Es} , \qquad \text{(III. 96)}$$

где q — нагрузка на 1 *см* длины окружности кольца жесткости в *кГ/см*; $R_{вн}$ — внутренний радиус аппарата в *см* (для тонкостенных аппаратов); F — площадь поперечного сечения кольца жесткости в *см*^{2}.

Умножая уравнение (III. 96) на $E \left(\frac{s}{R_{вн}}\right)^{\frac{3}{2}}$, получим

$$0{,}643\, q + \frac{qs \sqrt{R_{вн} s}}{F} = p_н \sqrt{R_{вн} s},$$

откуда

$$q = \frac{p_н \sqrt{R_{вн} s}}{0{,}643 + \frac{s\sqrt{R_{вн} s}}{F}}. \qquad \text{(III. 97)}$$

Напряжение от изгиба в цилиндрической оболочке [73]

$$\sigma_{изг} = \frac{3}{2} \cdot \frac{p_н \sqrt{R_{вн} s}}{\left(0{,}643 + \frac{s\sqrt{R_{вн} s}}{F}\right) s^2} \sqrt[4]{\frac{R_{вн}^2 s^2}{3(1-\mu^2)}}. \qquad \text{(III. 98)}$$

Здесь μ — коэффициент Пуассона, равный для стали 0,3. Следовательно

$$\sigma'_{изг} = \frac{1{,}5\, p_н R_{вн} s}{\left(0{,}643 + \frac{s\sqrt{R_{вн} s}}{F}\right) 1{,}285\, s^2} = \beta \frac{p_н R_{вн}}{s} \qquad \text{(III. 99)}$$

или с учетом влияния коррозии

$$\sigma'_{изг} = \beta \frac{p_н R_{вн}}{s - c} = \beta \frac{p_н R_{вн}}{s'}, \qquad \text{(III. 100)}$$

где

$$\beta = \frac{1{,}17}{0{,}643 + \frac{s\sqrt{R_{вн} s}}{F}} \qquad \text{(III. 101)}$$

или с учетом коррозии

$$\beta = \frac{1{,}17}{0{,}643 + \frac{s'\sqrt{R_{вн} s'}}{F}}. \qquad \text{(III. 102)}$$

Когда кольцо жесткости заменяется сплошным диском-диафрагмой большой толщины, получаем

$$\beta = \frac{1{,}17}{0{,}643} = 1{,}82.$$

С учетом влияния коррозии формула (III. 95) примет вид

$$\sigma'_{изг} = 1{,}82 \frac{R_{вн}}{s - c}. \qquad \text{(III. 103)}$$

Кроме напряжения, определенного по формуле (III. 100) или (III. 103), в нижней части аппарата возникает наибольшее значение напряжения от осевых усилий, а именно

$$\sigma'' = \frac{p_н \omega}{f_0} \qquad \text{(III. 104)}$$

и

$$\sigma''' = \frac{Q}{f_0}, \qquad \text{(III. 105)}$$

где $\omega = 0{,}785\, D_н^2$ в $см^2$; Q — вес аппарата в *кг*, воспринимаемый рассматриваемым сечением цилиндрической стенки, площадь которого

$$f_0 = \pi D_н s' \varphi_1 \ см^2. \qquad \text{(III. 106)}$$

Здесь $s' = s - c$, т. е. полной толщине стенки за вычетом прибавки на коррозию, принимая во внимание, что коэффициент прочности шва $\varphi_1 = 1$ при работе на сжатие и при двухстороннем стыковом сварном шве.

Общее суммарное напряжение сжатия в поперечных сечениях цилиндрического закрытого аппарата, укрепленного кольцами жесткости

$$\sigma = \sigma'_{изг} + \sigma'' + \sigma''', \qquad \text{(III. 107)}$$

где $\sigma'_{изг}$, σ'' и σ''' находим по формуле (III. 100) или (III. 103) — (III. 105).

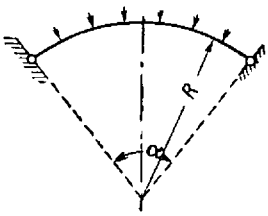


Рис. III. 15.



Рис. III. 16.

При этом суммарное значение σ не должно быть более напряжения $\sigma_{доп}$ (см. стр. 128).

Напряжения от изгиба в сжатой зоне, вызываемые ветровой нагрузкой на аппараты, которые стоят на открытом воздухе и снабжены кольцами жесткости, нужно суммировать с напряжениями, вычисленными по формуле (III. 100) или (III. 103), а также (III. 104) и (III. 105), особенно при определении напряжений в нижних сечениях аппарата, где эти напряжения достигают наибольшей величины.

Для аппаратов без колец жесткости, напряжение $\sigma'_{изг}$ не учитывают.

в. Расчет колец жесткости

Кольца жесткости обычно приваривают к стенке прерывистыми швами в шахматном порядке с каждой стороны стенки кольца так, что общая длина каждого шва составляет не менее половины наружной окружности кольца жесткости.

Критическая нагрузка с потерей устойчивости кольца жесткости, распертого в нескольких точках, между которыми части кольца можно рассматривать как круговые арки с опертыми концами (рис. III. 15), определяется по формуле [73]

$$q_{кр} = \frac{EJ}{R^3}\left(\frac{4\pi^2}{\alpha^2} - 1\right), \qquad \text{(III. 108)}$$

где $q_{кр}$ — нагрузка на единицу длины окружности кольца (рис. III. 16), под действием которой оно начинает сплющиваться, в *кГ/см*; J — момент инерции поперечного сечения кольца жесткости относительно оси, проходящей через центр тяжести и параллельной продольной оси оболочки в *см*^{4}; R — радиус кольца по нейтральной линии его в *см*; E — модуль упругости при рабочей температуре $t°$ в *кГ/см*^{2}.

Когда кольцо расперто одной центральной балкой и угол $\alpha = \pi$ (см. рис. III. 15), то формула (III. 108) примет вид

$$q_{кр} = \frac{EJ}{R^3}\left(\frac{4\pi^2}{\pi^2} - 1\right) = \frac{3EJ}{R^3}. \qquad \text{(III. 109)}$$

Критическая нагрузка для полного кольца жесткости, при которой кольцо теряет устойчивость, также равна

$$q_{кр} = \frac{3EJ}{R^3}.$$

Можем сделать вывод, что одна центральная балка устойчивости кольца не увеличивает.

После определения $q_{кр}$ по формуле (III. 109) необходимо найти запас устойчивости m.

При этом запас устойчивости

$$m = \frac{q_{кр}}{q}, \qquad \text{(III. 110)}$$

где q — действительная нагрузка на кольцо в *кГ/см*.

При расстоянии между кольцами жесткости $l > 3{,}1\sqrt{R_{вн}s}$ действительная нагрузка, приходящаяся на 1 *см* длины кольца (см. рис. III. 15)

$$q = 1{,}56\, p_н \sqrt{R_{вн}s}. \qquad \text{(III. 111)}$$

При определении величины q по формуле (III. 111) запас устойчивости в формуле (III. 110) принимаем $m \geqslant 5$ для вертикальных аппаратов и $m \geqslant 6$ для горизонтальных.

Часто рекомендуется определять величину q по формуле

$$q = p_н l, \qquad \text{(III. 112)}$$

где $p_н$ — наружное избыточное давление в *кГ/см*^{2}.

При расчете по формуле (III. 112) значения q получаем с запасом. В этом случае запас m в формуле (III. 110) можно снижать до 3.

Момент инерции кольца жесткости J (рис. III. 17) определяем по формуле

$$J = \frac{mR^3q}{3E} = \frac{mR^3p_н l}{3E}. \qquad \text{(III. 113)}$$

Момент инерции выбранного кольца жесткости рассчитываем относительно нейтральной оси y—y, параллельной продольной оси

аппарата и проходящей через центр тяжести составного поперечного сечения кольца жесткости, с включением при этом прилегающей к приварному кольцу части обечайки, равной

$$l_{эф} = a + 2 \cdot 15\,(s - c), \qquad \text{(III. 114)}$$

где a — ширина кольца жесткости.

Кольцо жесткости проверяют еще на напряжение сжатия по диаметральному сечению по формуле

$$R_d = \frac{qD_н}{2F} = \frac{qR_н}{F}, \qquad \text{(III. 115)}$$

где $D_н$ — наружный диаметр кольца в *см*; F — площадь поперечного сечения кольца в $см^2$, включая площадь поперечного сечения обечайки протяженностью $l_{эф} = a + 2 \cdot 15\,(s - c)$.

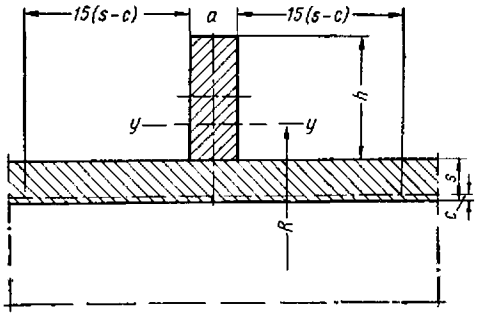


Рис III 17

Таким образом

$$F = F_к + [30\,(s - c) + a] \times (s - c), \qquad \text{(III. 116)}$$

где $F_к$ — площадь поперечного сечения приварного кольца в $см^2$.

Если бы кольцо жесткости было выполнено в форме точного круга, можно было бы ограничиться расчетом по формулам (III. 109), (III. 110) и (III. 115). Однако следует принять во внимание, что практически нельзя изготовить кольцо абсолютно точной круглой формы и потому необходимо проверять кольцо на возникающие вследствие эллиптичности его изгибающие напряжения Напряжения от сжатия и изгиба, возникающие в цилиндрическом кольце шириной, равной единице, с некоторой начальной овальностью с учетом получаемого приращения овальности, можно определить по формуле

$$\sigma = y \frac{p_н R}{s}\left(1 + \frac{6e}{1 - \frac{p_н}{q_{кр}}} \cdot \frac{R}{s}\right) \qquad \text{(III. 117)}$$

Формулу (III 117) для расчета напряжения в кольце жесткости можно переписать следующим образом:

$$\sigma_к = y\left(\frac{qR}{F} + \frac{qR_{вн}^2 \cdot e}{\left(1 - \frac{q}{q_{кр}}\right) W}\right), \qquad \text{(III. 118)}$$

где y — поправочный коэффициент на толщину кольца; в среднем $y = 1{,}1$; F — площадь поперечного сечения кольца жесткости в $см^2$; e — начальная величина овальности по отношению к радиусу; при-

нимаем в расчет $e = 0{,}01$; W — момент сопротивления поперечного сечения кольца жесткости относительно нейтральной оси, параллельной образующей кольца, в $см^3$.

Так как запас устойчивости $m = \frac{q_{кр}}{q}$, то величина

$$\frac{q}{q_{кр}} = \frac{1}{m},$$

где $m \geqslant 5$.

Таким образом, напряжение в кольце жесткости с начальной овальностью, равной 0,01, и жесткостью, обеспечивающей запас устойчивости m, определяем по формуле

$$\sigma_к = 1{,}1\left[\frac{qR_{вн}}{f} + \frac{0{,}01\,qR_{вн}^2}{\left(1 - \frac{1}{m}\right)W}\right]. \qquad (III.119)$$

Напряжение $\sigma_к$ при любых условиях не должно превышать предела текучести при данной температуре с коэффициентом запаса, равным 1,6, т. е.

$$\sigma_к \leqslant \frac{\sigma_{т\,t}}{1{,}6}.$$

При определении размеров поперечного сечения кольца жесткости необходимо учитывать влияние коррозии и вводить соответствующую прибавку.

Пример. Рассчитать корпус вакуумной колонны, $D = 6400$ *мм*, $p_н = 1$ *кГ/см²*, колонна работает при температуре 370° С; прибавка на коррозию $c = 0{,}4$ *см*; материал корпуса колонны — углеродистая котельная сталь марки 15К

Условный предел текучести при $t = 370°$ С равен 1300 *кГ/см²*. Примем допускаемое напряжение для расчета на внешнее давление

$$R'_z = \frac{\sigma_{т\,t}}{4} = \frac{1300}{4} = 325\ кГ/см^2.$$

Определим толщину цилиндрической стенки корпуса

$$s = \frac{p_н D}{2R'_z \varphi} + c = \frac{1 \cdot 640{,}0}{2 \cdot 325 \cdot 0{,}95} + 0{,}4 \approx 14{,}4\ мм.$$

Для обеспечения устойчивости стенки, толщину ее принимаем равной 17 *мм*. Тогда толщина стенки без прибавки на коррозию равна

$$s' = s - c = 1{,}7 - 0{,}4 = 1{,}3\ см = 13\ мм.$$

Для определения критического давления $p_{кр}$ предварительно найдем значения

$$\frac{Es'}{R_{вн}} = \frac{1{,}88 \cdot 10^6 \cdot 1{,}3}{320} = 7650,$$

где E взято для температуры 370° С;

$$\left(\frac{\pi R_{вн}}{l}\right)^2 = \left(\frac{\pi \cdot 320}{150}\right)^2 = 45,$$

где $l = 150$ *см* — принятое расстояние между кольцами жесткости;

$$\frac{s'^2}{11 R_{вн}^2} = \frac{1{,}3^2}{11 \cdot 320^2} = \frac{1}{6{,}68 \cdot 10^5}.$$

Предварительное число волн назначаем, пользуясь графиком (рис. III. 14).

Так как

$$\frac{l}{D} = \frac{150}{640} = 0{,}234$$

и

$$\frac{s'}{D} 10^3 = \frac{1{,}3 \cdot 10^3}{640} = 2{,}03,$$

то по графику на рис. III. 14 выбираем $n \approx 15$.

Определим $p_{кр}$ при $n = 12$, 13, 14, 15 и 16 по формуле (III. 92).

$$p_{кр(n=12)} = 7650 \frac{1}{144 + 0{,}5 \cdot 45}\left[\frac{1}{\left(144\frac{1}{45}+1\right)^2} + \frac{1}{6{,}68 \cdot 10^5}(144+45)^2\right] =$$

$$= 5{,}06\ кГ/см^2,$$

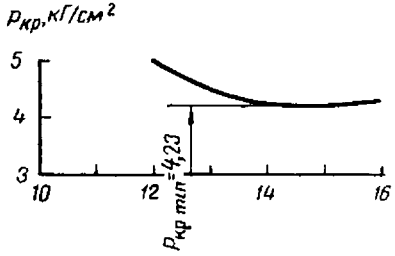


Рис. III. 18.

По той же формуле

$$p_{кр(n=13)} = 4{,}45\ кГ/см^2;$$
$$p_{кр(n=14)} = 4{,}25\ кГ/см^2;$$
$$p_{кр(n=15)} = 4{,}23\ кГ/см^2,$$
$$p_{кр(n=16)} = 4{,}32\ кГ/см^2.$$

Изменение значений $p_{кр}$ при различном числе волн n в примере дано на графике рис. III. 18. Наименьшее значение $p_{кр} = 4{,}23\ кГ/см^2$.

Запас устойчивости формы

$$m = \frac{p_{кр}}{p_ц} = \frac{4{,}23}{1} = 4{,}23.$$

Таким образом, расчетная толщина стенки $s = 1{,}3 + 0{,}4 = 1{,}7$ *см*. По конструктивным соображениям принимаем $s = 18$ *мм*.

Проверка на сжимающие кольцевые напряжения в корпусе колонны при критическом давлении по формуле (III. 88) дает следующие результаты:

$$\sigma_{кр} = \frac{p_{кр} D}{2(s-c)} = \frac{4{,}23 \cdot 640}{2 \cdot 1{,}3} = 1040\ кГ/см^2.$$

Это является приемлемым, так как

$$1040 < \sigma_{т\,(370^\circ\,С)} \leqslant 1300 \ кГ/см^2.$$

Следовательно, расчет по формуле (III. 92) в данном случае допустим.

Находим профиль кольца жесткости (рис. III. 19). Момент инерции кольца жесткости определяем по формуле (III. 113)

$$J = \frac{mR^3 p_н l}{3E}.$$

Для кольца выбираем угловую равнобокую сталь 160 × 160 × 16 по ГОСТ 8509-57.

Находим z_0 расстояние, на котором находится центр тяжести поперечного сечения кольца, составленного из угловой стали и участка стенки аппарата, работающих совместно:

$$z_0 = \frac{F_{уг}(16 - y_0) - F_{ст} s'/_2}{F_{уг} + F_{ст}}.$$

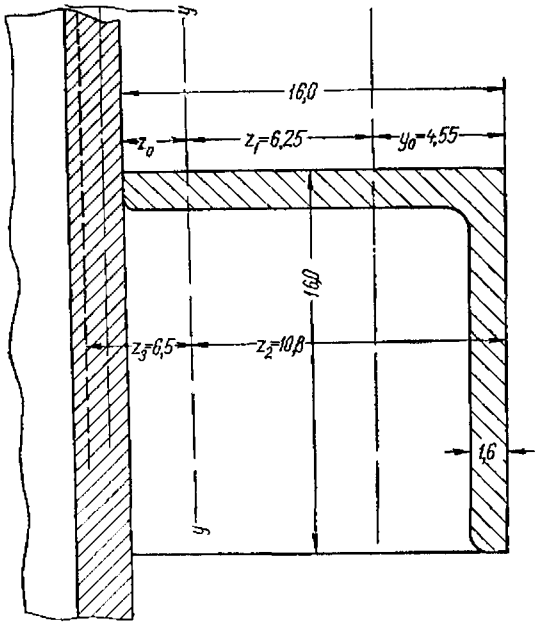


Рис III. 19.

Здесь y_0 — расстояние центра тяжести профиля уголка от полки (см. ГОСТ 8509-57) в *см*; $F_{уг}$ — площадь профиля угловой стали в $см^2$; $F_{ст}$ — площадь стенки аппарата, $F_{ст} = (2 \cdot 15 s' + d)\, s'$, где d — толщина полки угловой стали в *см*.

Итак

$$z_0 = \frac{49{,}1\,(16 - 4{,}55) - (30 \cdot 1{,}3 + 1{,}6)\,1{,}3 \cdot 0{,}5\ \ 1{,}3}{49{,}1 + 52{,}9} = 5{,}2 \ см.$$

Момент инерции

$$J = 1175 + 49{,}1 \cdot 6{,}25^2 + \frac{(30 \cdot 1{,}3 + 1{,}6)\,1{,}3^3}{12} + \\ + 52{,}9\,(5{,}2 + 0{,}65)^2 = 4925 \ см^4.$$

Потребный момент инерции кольца жесткости по формуле (III. 113)

$$J = \frac{4 \cdot 326{,}5^3 \cdot 1 \cdot 150}{3 \cdot 1{,}88 \cdot 10^6} \approx 3700 \ см^4$$

Таким образом, выбранный профиль кольца жесткости соответствует расчетному.

Кольцо изготовляют из стали марки 16ГС с пределом текучести при температуре 370° С $\sigma_{370^\circ C} = 1720$ *кГ/см*^{2}.

Учитывая начальную овальность кольца жесткости и принимая относительную величину последней, равной 0,01 (рис. III. 20), определим напряжения от сжатия и изгиба по формуле (III. 119)

$$\sigma_к = 1{,}1\left[\frac{qR_{вн}}{F} + \frac{0{,}01\,qR_{вн}^2}{\left(1-\frac{1}{m}\right)W}\right].$$

q определяем по формуле (III. 112)

$$q = p_н l = 1 \cdot 150 = 150\ кГ/см;$$

площадь составного кольца жесткости

$$F = F_{уг} + F_{ст} = 49{,}1 + 52{,}9 = 102\ см^2;$$

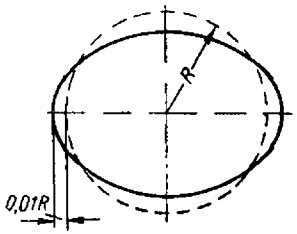


Рис. III. 20.

момент сопротивления составного кольца жесткости относительно оси $y—y$ (см. рис. III. 19)

$$W_1 = \frac{I}{Z_2} = \frac{4925}{10{,}8} = 457\ см^3;$$

$$W_2 = \frac{I}{Z_3} = \frac{4925}{6{,}5} = 760\ см^3;$$

запас устойчивости $m = 4$.

Напряжение в кольце на его внутренней поверхности, т. е. в обечайке корпуса в части, примыкающей к кольцу

$$\sigma_к = 1{,}1\left[\frac{150 \cdot 320}{102} + \frac{0{,}01 \cdot 150 \cdot 320^2}{\left(1-\frac{1}{4}\right)\cdot 760}\right] = 1{,}1\,(470 + 270) = 815\ кГ/см^2.$$

Запас прочности $m_к$ по отношению к пределу текучести материала стенки корпуса

$$m_к = \frac{\sigma_{т\,t}}{\sigma_к} = \frac{1300}{815} \approx 1{,}6.$$

Напряжение в кольце на его внешней поверхности равно

$$\sigma'_к = 1{,}1\left[\frac{150 \cdot 320}{102} + \frac{0{,}01 \cdot 150 \cdot 320^2}{\left(1-\frac{1}{4}\right)457}\right] =$$

$$= 1{,}1\,(470 + 447) = 1020\ кГ/см^2.$$

Запас прочности по отношению к пределу текучести материала кольца составляет

$$m'_к = \frac{\sigma'_{т\,t}}{\sigma'_к} = \frac{1720}{1020} \approx 1{,}68.$$

Равнобокая угловая сталь для кольца жесткости приведена лишь как пример. Кроме нее, для этой цели можно использовать другие формы сечений: прямоугольные, тавровые составные и т. д. Выбирать то или иное сечение следует на основе технико-экономического сопоставления разных вариантов.

Определяем коэффициент β по формуле (III. 102)

$$\beta = \frac{1{,}17}{0{,}643 + \frac{s'\sqrt{R_{вн}s'}}{F}} = \frac{1{,}17}{0{,}643 + \frac{1{,}3\sqrt{320 \cdot 1{,}3}}{102}} = 1{,}3.$$

Затем определяем напряжения:

$$\sigma'_{изг} = \beta \frac{p_н R_{вн}}{s'} = 1{,}3 \frac{1 \cdot 320}{1{,}3} = 320 \ кГ/см^2;$$

$$\sigma'' = \frac{p_н \omega}{f_0} = \frac{1 \cdot 327 \cdot 10^3}{2620} \approx 125 \ кГ/см^2;$$

$$\sigma''' = \frac{Q}{f_0} = \frac{125\,000}{2620} \approx 49 \ кГ/см^2.$$

Здесь $\omega = 0{,}785\, D_н^2 = 0{,}785\ (640 + 2 \cdot 1{,}8)^2 = 327\,000\ см^2$.

Общий вес колонны в рабочем состоянии, включая вес флегмы на тарелках высотой ~ 75 *мм* на каждой тарелке при удельном весе $\gamma = 0{,}9\ т/м^3$ и вес слоя термоизоляции толщиной 105 *мм* с удельным весом $\gamma = 0{,}25$, принимаем равным 125 *т*.

Площадь нижнего сечения цилиндрической стенки аппарата, воспринимающая осевую нагрузку от внешнего давления на днище и от веса аппарата

$$f_0 = \pi\,(D_н + 2s')\,s' = \pi\ (640 + 2 \cdot 1{,}3)\ 1{,}3 = 2620\ см^2.$$

Суммарное напряжение составляет

$$\sigma = 320 + 174 = 494\ кГ/см^2.$$

Таким образом, $\sigma < R'_z$.

Если допустить, что рассчитанный в примере аппарат имеет достаточно точную цилиндрическую форму, то, используя график (рис. III. 13), получаем, что

$$\frac{l}{D} = \frac{150}{640} \approx 0{,}234$$

и

$$\frac{s'}{D} = \frac{1{,}3}{640} \approx 0{,}00203.$$

По графику (рис. III. 13) находим $p_{кр} \approx 4{,}3\ кГ/см^2$. При этом

$$m = \frac{p_{кр}}{p_н} = \frac{4{,}3}{1} = 4{,}3.$$

Как видим, это является приемлемым и практически близким к результатам, полученным при уточненном расчете.

Как показала практика расчета и конструирования вакуумных колонн нефтеперерабатывающих заводов, представляющих собой обычно тонкостенные аппараты сравнительно больших диаметров (более 6 *м*), снабженные поперечными кольцами жесткости, приемлемые значения толщины стенок в смысле надежности и экономичности дают расчеты по формуле Мизеса.

г. Приближенные методы расчета

Метод определения толщины стенки короткого цилиндра, находящегося под внешним давлением или под вакуумом изнутри, без повторных расчетов [70]. Толщина обечайки в *см*

$$s = 0{,}47\,\frac{D}{100}\left(\frac{p_p}{10^{-6}E_t}\cdot\frac{l}{D}\right)^{0{,}4} + c + c_0 + c_1. \qquad \text{(III. 120)}$$

Давление в $кГ/см^2$, допускаемое при данной толщине обечайки,

$$[p] = 6{,}49\cdot 10^{-6}\cdot E_t\,\frac{D}{l}\left[\frac{100\,(s-c)}{D}\right]^2\sqrt{\frac{100\,(s-c)}{D}}. \qquad \text{(III. 121)}$$

Здесь p_p — расчетное избыточное давление в $кГ/см^2$; D — внутренний диаметр в *см*; l — расчетная длина обечайки в *см* (см. рис. III. 21); c — прибавка на коррозию в *см*; c_0 — прибавка на округление толщины до ближайшего большего размера стандартного листового проката в *см*; c_1 — прибавка, которую иногда делают по конструктивным соображениям, в *см*; E_t — модуль упругости растяжения при рабочей температуре в $кГ/см^2$.

Формулы (III. 120) и (III. 121) можно применять, если соблюдены следующие условия:

$$\beta = \frac{(2s-c)}{D} \leqslant \frac{1}{30}; \qquad \text{(III. 122)}$$

$$1{,}5\sqrt{\beta} \leqslant \frac{l}{D} \leqslant \frac{1}{\sqrt{\beta}}; \qquad \text{(III. 123)}$$

$$0{,}3\,\frac{E_t}{\sigma_{т\,t}}\sqrt{\beta^3} \leqslant \frac{l}{D}. \qquad \text{(III. 124)}$$

Расчет на устойчивость формы цилиндрических обечаек, укрепленных кольцами жесткости, расположенными друг от друга на расстоянии более половины диаметра обечайки, при действии наружного давления можно вести следующим образом. Толщину обечайки s определяют по формуле (III. 120), считая, что l равно расстоянию между кольцами в свету, т. е. $l = b$ (рис. III. 22).

Условия устойчивости колец жесткости определяются выражением

$$J_{тр} \leqslant J_{x_0}, \qquad \text{(III. 125)}$$

где $J_{тр}$ — требуемый момент инерции кольца жесткости из условия устойчивости в $см^4$

$$J_{тр} = \frac{p_p l D^3}{9{,}23\,E_t}; \qquad \text{(III. 126)}$$

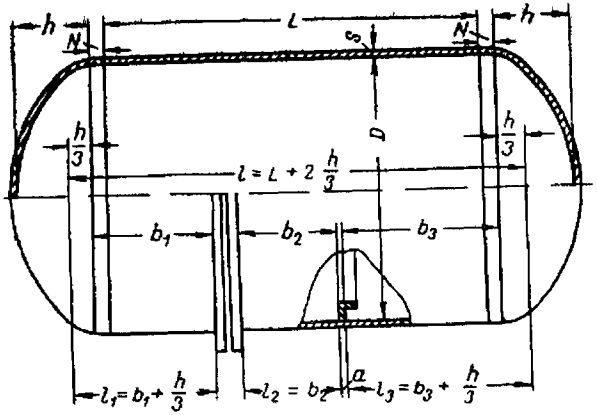


Рис. III. 21. Определение расчетной длины цилиндрической обечайки, работающей под наружным давлением.

N — высота цилиндрической части отбортованного днища.

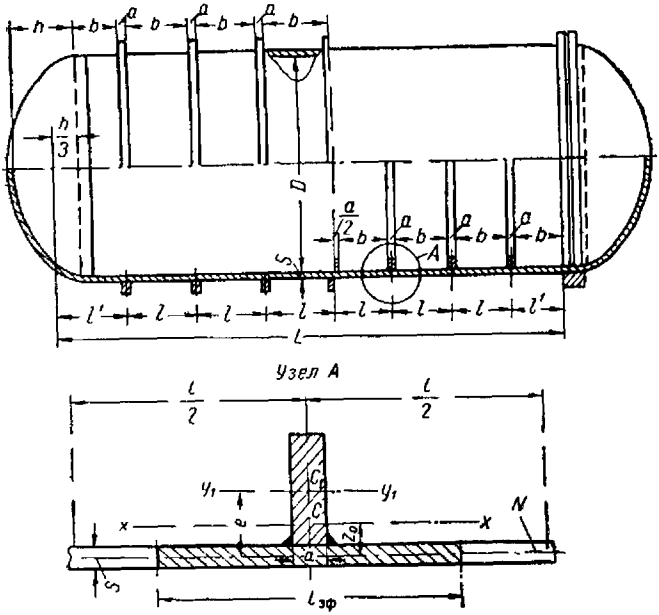


Рис. III. 22.

N — средняя линия обечайки

J_{x_0} — эффективный момент инерции расчетного поперечного сечения кольца жесткости в *см*⁴

$$J_{x_0}=J_к+F_к(e-z_0)^2+\frac{l_{эф}(s-c)^3}{12}\left[1+12\left(\frac{z_0}{s-c}\right)^2\right]; \quad \text{(III. 127)}$$

$J_к$ — момент инерции поперечного сечения кольца жесткости, подкрепляющего стенку, в *см*⁴; подсчитывается относительно собственной центральной оси $y'-y'$ (см. рис. III. 22, узел *А*); $F_к$ — площадь поперечного сечения кольца жесткости в *см*²; определяется по рисунку; e — расстояние от средней линии стенки обечайки до центра тяжести поперечного сечения кольца жесткости в *см*; z_0 — расстояние от оси, лежащей на средней линии стенки обечайки, до центра тяжести поперечного сечения, включающего в себя кольцо и часть стенки обечайки, в *см*; $l_{эф}$ — эффективная длина стенки обечайки, по которой определяют расчетное поперечное сечение кольца жесткости, в *см*

$$l_{эф}=a+1{,}1\sqrt{D(s-c)}; \quad \text{(III. 128)}$$

при расчете должно быть соблюдено условие $l_{эф}\leqslant l$ и $l_{эф}\leqslant a+30(s-c)$; l — расстояние между кольцами жесткости в осях в *см*, принимают конструктивно; a — ширина кольца жесткости, находящаяся в контакте с поверхностью стенки обечайки, в *см*; зависит от размеров и формы профиля поперечного сечения кольца; D — внутренний диаметр сосуда или аппарата в *см*, принимают конструктивно; $p_р$ — внешнее давление в *кГ/см*².

Давление в *кГ/см*², допускаемое при данной толщине обечайки и данном сечении кольца жесткости, принимают меньшее из значений, определенных по формуле

$$[p]=9{,}23\frac{E_t J_{x_0}}{lD^3}, \quad \text{(III. 129)}$$

или по формуле (III. 121).

При расчете колец жесткости по формулам (III. 126) и (III. 129) должны быть выполнены условия:

$$0{,}5\leqslant\frac{l}{D}\leqslant 2; \quad \text{(III. 130)}$$

$$\frac{1{,}3\,p_р lD}{F_к+l(t-c)}\leqslant\sigma_{т\,t}. \quad \text{(III. 131)}$$

Проверка на общую устойчивость формы цилиндрических обечаек, укрепленных кольцами жесткости, отстоящими друг от друга на равных расстояниях. Если кольца жесткости поставлены на расстояниях, меньших половины диаметра обечайки, то необходимо предварительно задаться всеми размерами (в *см*) обечайки и колец жесткости (рис. III. 22).

Общее условие устойчивости такой обечайки определяется выражением

$$p_р\leqslant[p], \quad \text{(III. 132)}$$

где p_p — внешнее давление в *кГ/см²*; $[p]$ — допускаемое давление при данной толщине обечайки и сечении колец жесткости в *кГ/см²*

$$[p] = 0{,}45\,[(1+\lambda)\,K_p - 2\lambda]\,E_t\,\frac{(s-c)^3}{DL^2}, \qquad \text{(III. 133)}$$

Таблица III. 3

Значения параметра K_p, входящего в формулу (III. 133)

$\frac{\varrho}{\sqrt{1+\lambda}}$	K_p	$\frac{\varrho}{\sqrt{1+\lambda}}$	K_p	$\frac{\varrho}{\sqrt{1+\lambda}}$	K_p	$\frac{\varrho}{\sqrt{1+\lambda}}$	K_p
0,1	2,00	9,0	3,92	90	10,6	1 000	33,6
0,5	2,11	10	4,08	100	11,1	2 000	47,2
1,0	2,18	15	4,80	200	15,4	3 000	57,6
2,0	2,46	20	5,40	300	18,7	4 000	66,4
3,0	2,72	30	6,43	400	21,5	5 000	74,2
4,0	2,96	40	7,30	500	24,2	6 000	81,2
5,0	3,18	50	7,52	600	26,1	7 000	88,5
6,0	3,38	60	8,77	700	28,2	8 000	93,7
7,0	3,57	70	9,41	800	30,1	9 000	99,3
8,0	3,75	80	10,0	900	31,9	10 000	105

K_p — безразмерный параметр, характеризующий величину критического давления и определяемый по табл. III. 3 в зависимости от отношения

$$\frac{\varrho}{\sqrt{1+\lambda}}, \qquad \text{(III. 134)}$$

где λ — функция геометрических характеристик обечайки и колец жесткости; при этом

$$\lambda = 10{,}92\,\frac{J_{x_0}}{l\,(s-c)^3} - 1; \qquad \text{(III. 135)}$$

ϱ — функция общих размеров обечайки

$$\varrho = 1{,}91\frac{L^2}{D\,(s-c)}; \qquad \text{(III. 136)}$$

D и s назначают в *см* предварительно по конструктивным соображениям.

Эффективная длина стенки обечайки, которую включают в расчет при определении поперечного сечения кольца жесткости в *см*,

$$l_{эф} = l - \frac{J_к}{\frac{l\,(s-c)^3}{36} + I_к}\left\{l - \left[a + 1{,}1\sqrt{D\,(s-c)}\right]\right\}. \qquad \text{(III. 137)}$$

Формула (III. 133) действительна при условии, что модули упругости материала обечайки и колец жесткости одинаковы.

Формулу (III. 133) применяют, если соблюдены следующие условия:

$$\frac{l}{D} < 0{,}5; \qquad \text{(III. 138)}$$

$$1{,}5 < \frac{L}{D} \leqslant 8; \qquad \text{(III. 139)}$$

$$\frac{1{,}3\, p_{\text{р}} l D}{F_{\text{к}} + l\,(s-c)} \leqslant \sigma_{\text{т}\,t}. \qquad \text{(III. 140)}$$

Результаты расчетов по формулам (III. 132) и (III. 133) не дают возможности оценить местную устойчивость стенки обечайки между кольцами жесткости, поэтому для обеспечения этой устойчивости необходимо, чтобы было соблюдено условие

$$l \leqslant 6{,}49 \cdot 10^{-6}\, \frac{E_t}{p_{\text{р}}} D \left[\frac{100\,(s-c)}{D}\right]^2 \sqrt{\frac{100\,(s-c)}{D}}. \qquad \text{(III. 141)}$$

Если при проверочном расчете согласно приведенным формулам окажется, что не соблюдены условия устойчивости (III. 132) и (III. 141), то предварительно принятую толщину обечайки, расстояние между кольцами или сечения колец жесткости нужно изменить и расчет провести заново.

К расчетной толщине колец жесткости необходимо делать прибавку на коррозию.

РАСЧЕТ ТОЛЩИНЫ БИМЕТАЛЛИЧЕСКОЙ СТЕНКИ С УЧЕТОМ ЗАЩИТНОГО СЛОЯ

Как показывает многолетний опыт эксплуатации нефтеаппаратуры из двухслойного металла, весьма часто защитный слой из стали, например марки ЭИ496, изнашивается и утоняется крайне незначительно.

Согласно ЧМТУ 3258-52 прочность сцепления слоев на срез составляет 15 *кГ/мм*^{2}, что вполне достаточно для того, чтобы считать, что оба слоя работают как единое целое. Даже при неполном соблюдении подобного сцепления слоев сосуд должен работать как монолитный под действием внутреннего давления, так как при нагружении внутреннего слоя в работу включается и наружная оболочка.

Поэтому внутреннюю антикоррозионную облицовку аппарата можно рассматривать как сообщающую дополнительную прочность или устойчивость стенкам аппарата в тех случаях, когда у проектировщика есть уверенность, что в течение всего расчетного срока службы сосуда или аппарата защитный слой полностью сохранится.

Иногда может оказаться более целесообразным сменить через определенный промежуток времени весь аппарат, выполненный из углеродистой стали, чем изготовить аппарат из биметалла или из легированной стали, что решается технико-экономическим расчетом.

В зависимости от степени коррозионной стойкости слоя легированной стали биметалла толщина этого слоя должна учитываться полностью либо частично.

Сохраняя методику определения толщин стенок сосудов и аппаратов, работающих под давлением и с коэффициентами линейного расширения обоих слоев $\alpha_1 \approx \alpha_2$, и модулями упругости $E_1 \approx E_2$, необходимо за расчетную толщину принимать суммарную толщину обоих слоев, т. е. толщину $s = s_1 + s_2$.

Допускаемое напряжение должно быть при этом равно

$$R_{\text{сум}} = \frac{R_1 s_1 + R_2 s_2}{s_1 + s_2}, \qquad \text{(III. 142)}$$

где R_1 — допускаемое напряжение для основного металла в $кГ/см^2$; R_2 — то же для защитного слоя в $кГ/см^2$; s_1 — расчетная толщина основного слоя в $см$; s_2 — расчетная толщина защитного слоя в $см$.

При этом прибавку на коррозию c в расчетах следует принимать либо равной нулю, либо учитывать как прибавку на коррозию часть толщины легированного слоя.

Расчет толщины биметаллических стенок в этих случаях по изложенному методу можно вести для любой температуры, при которой можно применить сталь основного слоя.

Если значения коэффициентов термического расширения для обоих слоев различны, то необходимо учесть, что в таком биметалле есть начальные термические напряжения, которые снижаются при нагреве. Поэтому расчет в этом случае можно вести по формуле (III. 142) при условии, что рабочие температуры не превышают 400° С. Для более высоких температур толщину защитного слоя во внимание принимать не следует.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАПРЯЖЕНИЯ В ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ СТЕНКЕ ОТ СОВМЕСТНОГО ДЕЙСТВИЯ НАГРЕТОЙ ФУТЕРОВКИ И ВНУТРЕННЕГО ДАВЛЕНИЯ

Футеровка находится внутри аппарата и предназначена для снижения температуры металлической стенки аппарата (при температуре 450° С и выше). Конструктивно футеровка плотно прилегает к стенкам корпуса аппарата и связана с ними.

Ниже приводится метод определения напряжений, возникающих в металлической стенке цилиндрического корпуса аппарата в результате совместного действия расширившейся футеровки и внутреннего избыточного давления.

Обозначим:

t_2 — температура внутри аппарата в °С;

α_1 — коэффициент теплоотдачи от горячей внутренней среды к футеровке в $ккал/м^2 \cdot ч \cdot$ °С;

α_2 — коэффициент теплоотдачи от изоляции к наружной среде (воздуху) в $ккал/м^2 \cdot ч \cdot$ °С;

$s_ф$ — толщина стенки футеровки в $м$;

$s_о$ — толщина стенки обечайки, равная $(s - c)\varphi$, в $м$;

c — прибавка на коррозию в *м*;
φ — коэффициент прочности сварного шва;
$s_{из}$ — толщина стенки наружной термоизоляции в *м*;
$\lambda_ф$ — коэффициент теплопроводности футеровки в *ккал/м² · ч · °С* на 1 *м* толщины;
$\lambda_о$ — коэффициент теплопроводности стенки обечайки в *ккал/м² · ч · °С* на 1 *м* толщины;
$\lambda_{из}$ — коэффициент теплопроводности слоя термоизоляции в *ккал/м² · ч · °С* на 1 *м* толщины;
$\alpha_ф$ — коэффициент линейного расширения футеровки на 1° С;
$E_ф$ — модуль упругости растяжения футеровки при рабочей температуре в *кГ/см²*;
$E_{о\,t}$ — то же для материала обечайки в *кГ/см²*;
D — диаметр аппарата в *см*;
p — избыточное давление в аппарате в *кГ/см²*;
θ — температура воздуха снаружи аппарата в °С.

Определяем температуру металлической обечайки корпуса аппарата t_1 в °С.

Для аппаратов сравнительно больших диаметров, цилиндрическую стенку которых с достаточной для практических целей точностью можно рассматривать как плоскую, температуру обечайки определяем по следующим формулам.

Для неизолированных снаружи аппаратов

$$t_1 \approx \frac{t_2 + \frac{\theta\alpha_2}{\lambda_ф/s_ф}}{1 + \frac{\alpha_2}{\lambda_ф/s_ф}}. \qquad \text{(III. 143)}$$

Для изолированных снаружи аппаратов

$$t_1 \approx t_2 - \frac{s_ф k}{\lambda_ф}(t_2 - \theta), \qquad \text{(III. 144)}$$

где k — коэффициент теплопроводности стенки, состоящей из трех слоев — футеровки, обечайки и изоляции, в *ккал/м² · ч · °С* на 1 *м* толщины, равный

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{s_ф}{\lambda_ф} + \frac{s_о}{\lambda_о} + \frac{s_{из}}{\lambda_{из}} + \frac{1}{\alpha_2}}. \qquad \text{(III. 145)}$$

Определение напряжений в осевом направлении, возникающих в цилиндрической стенке металлического корпуса аппарата, представляющего собой замкнутую оболочку. Напряжение в осевом направлении (рис. III. 23) σ_1' в *кГ/см²*, возникающее от совместного расширения обечайки и футеровки, определяем по уравнению неразрывности в любом поперечном сечении $A—A$ металлического корпуса и футеровки

$$\Delta l_ф - \Delta L_ф = \Delta l_о + \Delta L_о, \qquad \text{(III. 146)}$$

где Δl_Φ — удлинение футеровки от действия температуры, равное

$$\Delta l_\Phi = t_{ср}\,\alpha_\Phi\, l; \qquad \text{(III. 147)}$$

$t_{ср}$ — средняя расчетная температура футеровки, равная

$$t_{ср} = \frac{t_1 + t_2}{2}; \qquad \text{(III. 148)}$$

ΔL_Φ — величина сжатия футеровки от действия корпуса аппарата, определяемая из равенства

$$\Delta L_\Phi = \frac{Ql}{E_\Phi s_\Phi \cdot 10^2}; \qquad \text{(III. 149)}$$

Δl_0 — удлинение обечайки от действия температуры t_1, равное

$$\Delta l_0 = \alpha_0\, l t_1; \qquad \text{(III. 150)}$$

ΔL_0 — величина удлинения обечайки от действия футеровки, которая равна

$$\Delta L_0 = \frac{Ql}{E_0 s_0 \cdot 10^2}. \qquad \text{(III. 151)}$$

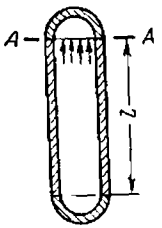


Рис. III. 23.

Подставив в уравнение (III. 146) значения входящих в него слагаемых и сократив их на l, получаем следующее уравнение:

$$\frac{t_2 + t_1}{2}\,\alpha_\Phi - \frac{Q}{E_\Phi s_\Phi \cdot 10^2} = \frac{Q}{E_0 s_0 \cdot 10^2} + t_1\,\alpha_0. \qquad \text{(III. 152)}$$

Здесь Q — усилие на единицу длины поперечного сечения аппарата, возникающее в результате связи футеровки и обечайки, в *кГ/см*.

Из уравнения (III. 152) определяем значение Q.

Тогда искомое осевое напряжение в стальной обечайке

$$\sigma_1' = \frac{Q}{s_0 \cdot 10^2}\ кГ/см^2. \qquad \text{(III. 153)}$$

Осевое напряжение в стальной обечайке от внутреннего давления

$$\sigma_1'' = \frac{pD}{4s_0 \cdot 10^2}\ кГ/см^2. \qquad \text{(III. 154)}$$

Суммарное осевое напряжение в стальной обечайке

$$\sigma_1 = \sigma_1' + \sigma_1''\ кГ/см^2. \qquad \text{(III. 155)}$$

При этом должно быть соблюдено условие

$$\sigma_1 \leqslant R_{zt}\sigma_{доп}, \qquad \text{(III. 156)}$$

где R_{zt} — допускаемое напряжение для выбранной марки стали при температуре $t = t_1$.

Определение напряжений, действующих в радиальном направлении. В основу определения указанного напряжения положены два условия:

1) условие совместности, т. е. неразрывности деформаций слоев, принадлежащих футеровке и обечайке и находящихся на расстоянии R от центра (рис. III. 24);

2) условие равенства нулю напряжений на цилиндрической поверхности футеровки, находящейся на расстоянии $R_1 + x$ от оси аппарата и характеризующейся тем, что здесь напряжения сжатия футеровки переходят в напряжения растяжения.

Величину x находят из следующего квадратного уравнения:

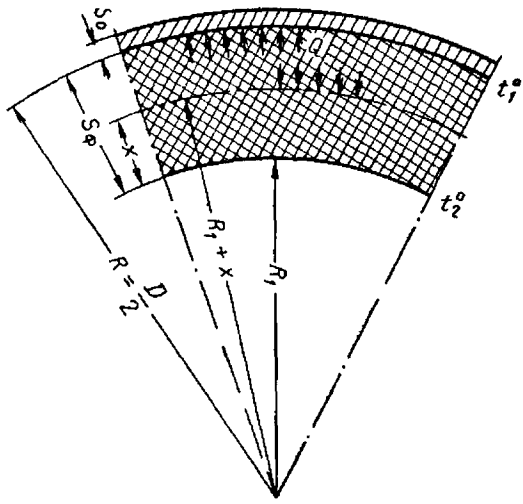


Рис. III. 24.

$$\frac{2(t_2-t_1)\alpha_\Phi E_\Phi}{s_\Phi \cdot 10^2 \cdot s_0 \cdot 10^2 \cdot E_0 \cdot 1{,}5}x^2 + \frac{2(t_2-t_1)\alpha_\Phi}{s_\Phi \cdot 10^2 \cdot 1{,}5}x + [2\alpha_0 t_1 - (t_2+t_1)\times \alpha_\Phi] = 0. \quad \text{(III. 157)}$$

Зная значение x, можно определить величину давления $Q_д$ в *кГ/см²*, растягивающего обечайку, по формуле

$$Q_д = \frac{(t_2-t_1)x^2\alpha_\Phi E_\Phi}{D/2 \cdot s_\Phi \cdot 10^2}. \quad \text{(III. 158)}$$

Напряжение в оболочке от давления $Q_д$ в *кГ/см²*

$$\sigma_2' = \frac{Q_д D}{2s_0 \cdot 10^2}. \quad \text{(III. 159)}$$

Радиальное напряжение от внутреннего давления в *кГ/см²*

$$\sigma_2'' = \frac{pD}{2s_0 \cdot 10^2}. \quad \text{(III. 160)}$$

Суммарное напряжение в обечайке от температурного расширения футеровки и от действия внутреннего избыточного давления

$$\sigma_2 = \sigma_2' + \sigma_2''. \quad \text{(III. 161)}$$

При этом должно быть соблюдено условие, чтобы

$$\sigma_2 \leqslant R_{zt}\,\sigma_{доп}, \quad \text{(III. 162)}$$

где значение R_{zt} то же.

Пример 1. Определить напряжения, возникающие в стальной обечайке аппарата диаметром 12 500 *мм*, толщиной стенки 24 *мм*, выложенной внутри теплоустойчивой футеровкой из пуццоланового портланд-цемента, диабазовой муки и молотой добавки из легковесного огнеупора марки БЛ-1. Среда внутри аппарата — дымовые газы.

Принимаем: $t_2 = 650°$ С; $E_\Phi = 105 \cdot 10^3$ *кГ/см²*; $\alpha_\Phi = 7 \cdot 10^{-6}$; $s_\Phi = 200$ *мм*; $E_0 = 2{,}1 \cdot 10^6$ *кГ/см²*; $p_{\text{ап. изб}} = 0{,}6$ *кГ/см²*; $\lambda_\Phi = 0{,}7$ *ккал/м² · ч · °С*; $\alpha_2 = 14$ *ккал/м² · ч · °С*.

Аппарат снаружи не покрыт термоизоляцией.

По формуле (III. 143)

$$t_1 = \frac{t_2 + \frac{\theta\alpha_2}{\lambda_\Phi / s_\Phi}}{1 + \frac{\alpha_2}{\lambda_\Phi / s_\Phi}} = \frac{650 + \frac{20 \cdot 14}{0{,}7/0{,}2}}{1 + \frac{14}{0{,}7/0{,}2}} \approx 150° \text{С},$$

где принято, что $\theta = 20°$ С и $\alpha_2 = 14$.

По формуле (III. 152) отыскиваем значение Q, т. е.

$$\frac{(650+150) \cdot 7 \cdot 10^{-6}}{2} - \frac{Q}{0{,}105 \cdot 10^6 \cdot 20} = \frac{Q}{2{,}1 \cdot 10^6 \cdot 2{,}4} + 150 \cdot 12 \cdot 10^{-6},$$

где принято, что $\alpha_0 = 12 \cdot 10^{-6}$; отсюда $Q = 1460$ *кГ/см*.

По формуле (III. 153)

$$\sigma_1' = \frac{Q}{s_0 \cdot 10^2} = \frac{1460}{2{,}4} = 620 \text{ кГ/см}^2.$$

По формуле (III. 154)

$$\sigma_1'' = \frac{pD}{4 \cdot s_0 \cdot 10^2} = \frac{0{,}6 \cdot 1250}{4 \cdot 2{,}4} = 78 \text{ кГ/см}^2.$$

По формуле (III. 155)

$$\sigma_1 = \sigma_1' + \sigma_1'' = 620 + 78 = 698 \text{ кГ/см}^2,$$

т. е. $\sigma_1 < R_{z1}$.

По формуле (III. 157) находим значение x, т. е.

$$\frac{2(650-150) 7 \cdot 10^{-6} \cdot 0{,}105 \cdot 10^6}{20 \cdot 2{,}4 \cdot 2.1 \cdot 10^6 \cdot 1{,}5} x^2 + \frac{2(650-150) 7 \cdot 10^{-6}}{20 \cdot 1{,}5} x + 2 \cdot 12 \cdot 10^{-6} \cdot 150 - (650+150) 7 \cdot 10^{-6} = 0.$$

Решая квадратное уравнение, получаем $x \approx 7{,}5$ *см*.

По формуле (III. 158)

$$Q_\text{д} = \frac{(t_2 - t_1) x^2 \alpha_\Phi E_\Phi}{(D/2) s_\Phi \cdot 10^2} = \frac{(650-150) \cdot 7{,}5^2 \cdot 7 \cdot 10^{-6} \cdot 0{,}105 \cdot 10^6}{(1250/2) 20} = 1{,}17 \text{ кГ/см}^2.$$

По формуле (III. 159)

$$\sigma_2' = \frac{Q_\text{д} D}{2 s_0 \cdot 10^2} = \frac{1{,}17 \cdot 1250}{2 \cdot 2{,}4} = 305 \text{ кГ/см}^2.$$

По формуле (III. 160)

$$\sigma_2'' = \frac{pD}{2 s_0 \cdot 10^2} = \frac{0{,}6 \cdot 1250}{2 \cdot 2{,}4} = 156 \text{ кГ/см}^2.$$

По формуле (III. 161)

$$\sigma_2 = 305 + 156 = 461 \ кГ/см^2,$$

т. е. $\sigma_2 < R_{zz}$.

РАСЧЕТ ВЕРТИКАЛЬНЫХ АППАРАТОВ НА ВЕТРОВУЮ НАГРУЗКУ И ПРОВЕРКА НА РЕЗОНАНС

Несущие конструкции зданий и сооружений обычно рассчитывают в предположении действия установившегося ветра.

При расчете вертикальных цилиндрических аппаратов нефтеперерабатывающих заводов, устанавливаемых обычно на открытом воздухе, дымовых труб, градирен, резервуаров и других подобных сооружений (относящихся к категории высоких сооружений) такое предположение оказывается недостаточным. Помимо учета изменения средних скоростей ветра по высоте аппарата, следует принимать во внимание также динамические нагрузки, т. е. воздействие порывов ветра, накладывающихся на установившийся поток ветра.

Пульсации скоростного напора ветра в результате его порывов, проявляясь случайно, оказывают на сооружение динамическое воздействие, которое учитывают в расчете умножением скоростного напора на коэффициент, зависящий от пульсаций скоростного напора и от динамических характеристик сооружения.

В гибких высоких сооружениях цилиндрической формы установившийся ветер, кроме статического действия, вызывает колебания, перпендикулярные к направлению потока ветра. Эти колебания получаются в результате вихреобразования в зоне за сооружением при обтекании его плоско-параллельным потоком ветра и отрыва от сооружения вихрей с появлением импульсов, которые и вызывают поперечные колебания сооружения с собственными частотами.

При этом приходится считаться с явлением резонанса, возникающего в том случае, когда при определенных скоростях ветра частота срыва вихрей начинает совпадать с частотой собственных колебаний сооружения.

Излагаемый ниже метод расчета на ветровую нагрузку предусмотрен для вертикальных аппаратов, колонн и других высоких сооружений с периодом собственных колебаний более 0,25 *сек*. При меньших значениях периода собственных колебаний сооружений расчет на ветровую нагрузку производится без учета динамического воздействия порывов ветра.

К основным нагрузкам, действующим на высокие сооружения, относятся собственный вес конструкций и сила ветра.

Расчет аппарата на ветровую нагрузку ведут по его максимальному весу Q_2 или минимальному Q_1 в зависимости от того, для проверки какого из элементов аппарата должны быть использованы результаты расчета на ветровую нагрузку.

Так, например, при проверке толщины стенки цилиндрической приварной опоры колонного аппарата, когда напряжения сжатия

определяют по максимальному весу Q_2 для условий гидравлического испытания, расчет ветровой нагрузки проводят также по этому весу. При этом, если расчет ведут не на устойчивость формы цилиндрической стенки опоры, а на прочность, то напряжение $\sigma_{сж}$ в сжатой зоне, определяемое по формуле

$$\sigma_{сж} = \frac{Q_2}{F} + \frac{M}{W},$$

где F — площадь в $см^2$, а W — момент сопротивления в $см^3$ рассматриваемого поперечного сечения металла стенки, не должно превосходить $\sigma_{сж} \leqslant 0{,}8\,\sigma_т$; здесь $\sigma_т$ — предел текучести металла цилиндрической опоры в $кГ/см^2$.

С другой стороны, для проверки фундаментных болтов или нижних поперечных сечений стенок корпуса аппарата, когда в расчет принимают минимальный вес аппарата или вес его в рабочих условиях, определение ветровой нагрузки ведут также для этого веса.

Определение ветровой нагрузки на аппараты

а) Общая формула

Расчетную ветровую нагрузку на аппарат в целом или на его участок высотой H $м$ в направлении действия ветра определяем по формуле

$$P_в = \beta q D H \ кГ, \qquad (III.163)$$

где q — расчетная ветровая нагрузка в $кГ/м^2$.

Для высоких сооружений, подобных колонным цилиндрическим аппаратам, ветровая нагрузка определяется следующим образом:

1) по рис. III. 25 определяем районы, которым соответствует тот или иной нормативный скоростной напор ветра q_0; для РСФСР расчет можно вести условно для II района с тем, чтобы при уточнении места установки проектируемого объекта провести необходимый перерасчет;

Таблица III. 4

Нормативный и расчетный скоростные напоры ветра (q_0 и q') для высоты над поверхностью земли до 10 $м$

Районы СССР	I	II	III	IV	V	VI	VII
Нормативный скоростной напор ветра q_0, $кГ/м^2$	27	35	45	55	70	85	100
Расчетный скоростной напор ветра q' *, $кГ/м^2$	18	23	30	36	46	56	65

* q' дан с учетом аэродинамического коэффициента $c=0{,}6$ и множителя, равного $\frac{1{,}3}{1{,}2} \approx 1{,}082$ (см стр 183).

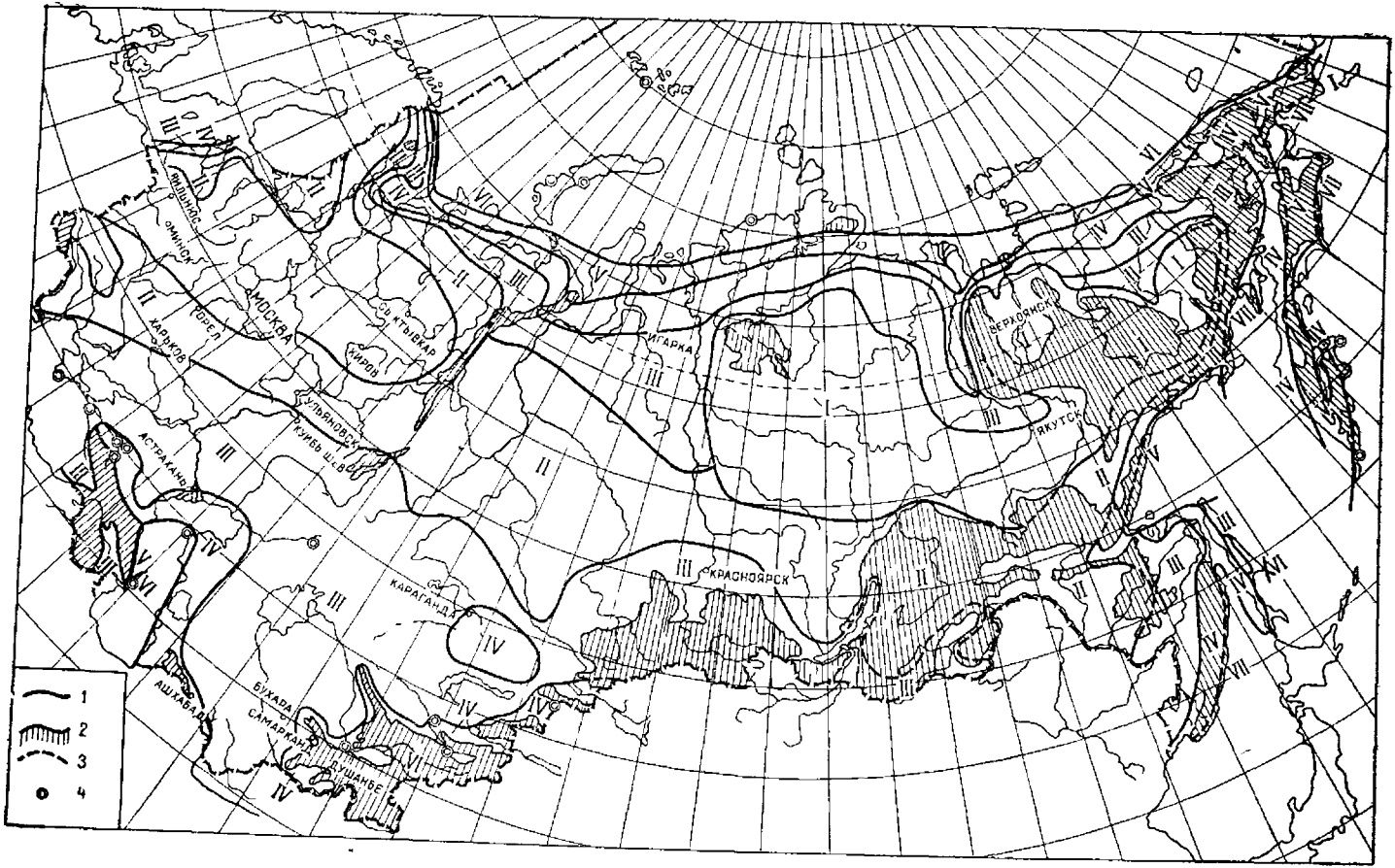

МОСКВА
ЯКУТСК
КРАСНОЯРСК
КАРАГАНДА
ИГАРКА
ВЕРХОЯНСК
ХАРЬКОВ
КУЙБЫШЕВ
КИЕВ
АСТРАХАНЬ
ОМСК
ГОРЬКИЙ
СЫРОВ
ЧКАЛОВ
ЧИШМИНСК
АШХАБАД
БУХАРА
САМАРКАНД
ДУШАНБЕ
1
2
3
4

Рис. III. 25.

2) по данным табл. III. 4 определяем нормативный скоростной напор q_0, а затем вычисляем нормативную ветровую нагрузку $q^{н}$ по формуле

$$q^{н} = q_0 c, \qquad \text{(III. 164)}$$

где c — аэродинамический коэффициент (рис. III. 26), определенный в зависимости от числа Рейнольдса по формуле

$$\mathrm{Re} = \frac{vD}{\nu}, \qquad \text{(III. 165)}$$

здесь D — наружный диаметр аппарата, включая слой изоляции, в *м*; v — скорость ветра в *м/сек*: при этом

$$v = \sqrt{\frac{2g}{\gamma} q_0} \approx \sqrt{\frac{2 \cdot 9{,}81}{1{,}3} q_0} \approx 4\sqrt{q_0}; \qquad \text{(III. 166)}$$

$g = 9{,}81$ *м/сек*^{2}, $\gamma = 1{,}3$ *кГ/м*^{3} — удельный вес воздуха; ν — кинематическая вязкость воздуха; при $t = 15°$ С и атмосферном давлении 760 *мм рт. ст.* она равна $0{,}145 \times \times 10^{-4}$ *м*^{2}*/сек*; для цилиндрической нефтеаппаратуры принимают $c = 0{,}6$.

Таким образом

$$q^{н} = q_0 \cdot 0{,}6; \qquad \text{(III. 167)}$$

3) при расчете по предельным состояниям значения $q^{н}$ для цилиндрических сооружений следует умножить на коэффициент перегрузки $n = 1{,}3$ *;

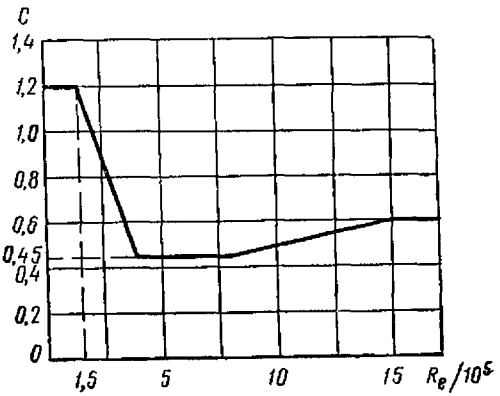


Рис. III. 26.

4) так как расчет цилиндрических колонных аппаратов предусматривается по допускаемым напряжениям, то коэффициент n должен быть уменьшен в 1,2 раза; таким образом, расчетные ветровые нагрузки при высоте аппарата $H \leqslant 10$ *м*

$$q' = q^{н} \frac{1{,}3}{1{,}2} = q_0 c \frac{1{,}3}{1{,}2} = q_0 \cdot 0{,}6 \frac{1{,}3}{1{,}2} \approx 0{,}65\, q_0, \qquad \text{(III. 168)}$$

значения q' принимаем по табл. III. 4; при высоте $H > 10$ *м* значения q' умножаем на коэффициент θ, определяемый по рис. III. 27. Коэффициент увеличения расчетного скоростного напора β, учитывающий динамическое воздействие порывов ветра на аппарат, определяем по формуле

$$\beta = 1 + \xi m, \qquad \text{(III. 169)}$$

* См. Строительные нормы и правила СНиПII-А.11—62, п. 6, 4. б.

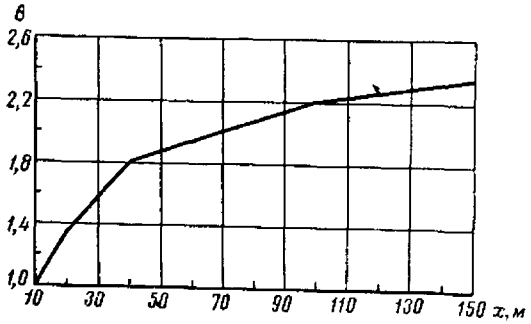


Рис. III. 27.

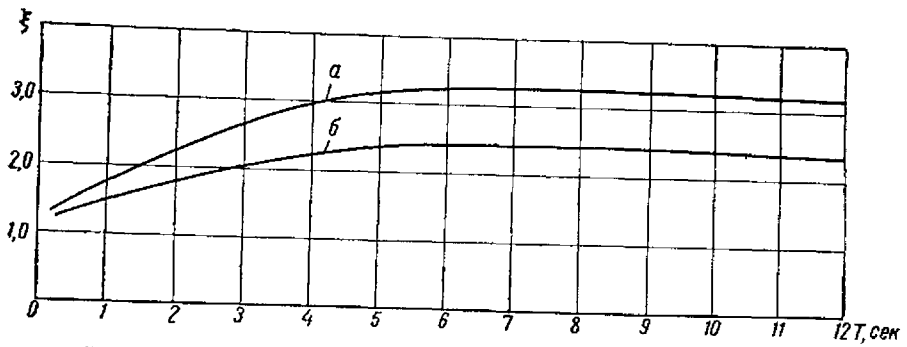


Рис. III. 28. Значения коэффициента динамичности $\xi = f(T)$.
а — для стальных сооружений; *б* — для железобетонных и каменных сооружений.

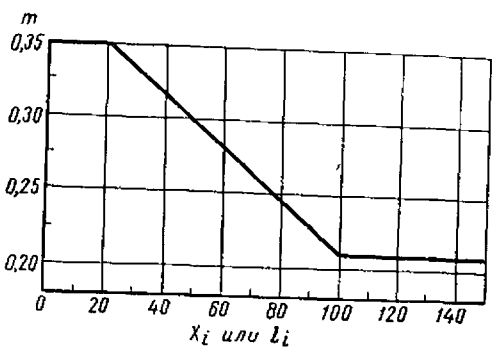


Рис. III. 29. Значения коэффициента пульсации.

Таблица III. 5

Значения коэффициента пульсации m

Высота зоны аппарата, для которой определяется коэффициент пульсации скоростного напора, *м*	До 20	40	60	80	100—200
Коэффициент пульсации m	0,35	0,32	0,28	0,25	0,21

где ξ — коэффициент динамичности, зависящий от периода собственных колебаний аппарата T; выбираем по рис. III. 28 при $T > 0{,}25$ *сек* (при $T \leqslant 0{,}25$ *сек* — коэффициент $\xi = 1$); m — коэффициент пульсации скоростного напора ветра, принимаемый по табл. III. 5 или по рис. III. 29.

б) Определение периода собственных колебаний для отдельно стоящего аппарата

Как видим, при определении коэффициента ξ, входящего в формулу (III. 169) при расчете ветровой нагрузки, возникает необходимость в нахождении периода собственных колебаний аппарата T.

Исходная формула для определения T

$$T = 2\pi \sqrt{m_{\text{прив}} (y_0 + \varphi_0 H^2)} \quad \text{сек}, \qquad \text{(III. 170)}$$

где $m_{\text{прив}}$ — приведенная масса аппарата в $T \cdot \text{сек}^2/\text{м}$; y_0 — перемещение верха аппарата от единичной силы в предположении жесткой заделки аппарата в фундамент в $\text{м}/T$; φ_0 — угол поворота опорного сечения от единичного момента в $(T \cdot \text{м})^{-1}$; H — высота аппарата в *м*.

Для определения периода собственных колебаний T по исходной формуле (III. 170) аппараты разделены на две группы в зависимости от отношения высоты H к диаметру:

1) при отношении $\frac{H}{D} \geqslant 15$ период собственных колебаний аппарата T определяют как для стержня с жесткой заделкой;

2) при отношении же $\frac{H}{D} < 15$ T следует рассчитывать как стержень, упруго защемленный в фундамент.

Для определения величин, входящих в формулу (III. 170), аппарат делим на ряд участков по схеме рис. III. 30, каждый из которых рассматриваем как сосредоточенный груз, приложенный в центре тяжести этого участка с координатами по высоте $x_1, x_2, \ldots, x_i, \ldots, x_n$.

Если аппарат установлен на постамент, то вместо x_i принимается $X_i = x_i + H_{\text{п}}$, где $H_{\text{п}}$ — высота постамента. Массы их $m_1, m_2, \ldots, m_i, \ldots, m_n$ соответственно равны

$$\frac{Q_1}{g}, \frac{Q_2}{g}, \ldots, \frac{Q_i}{g}, \ldots, \frac{Q_n}{g}, \qquad \text{(III. 171)}$$

где Q_1, Q_2 и т. д. — вес участков в m, а $g = 9{,}81$ $\text{м}/\text{сек}^2$.

При расчете необходимо стремиться делить аппарат на зоны по высоте в соответствии с изменением расчетного скоростного напора q_0, величина которого приведена в табл. III. 4.

При установке аппарата на постамент общая высота аппарата H принимается равной $H = H_1 + H_п$, где H_1 — высота аппарата.

Последним участком считаем постамент; вес его условно прикладываем к середине высоты $H_п$.

Обозначим относительные координаты этих масс через

$$\alpha_1 = \frac{x_1}{H}, \quad \alpha_2 = \frac{x_2}{H}, \ldots, \quad \alpha_i = \frac{x_i}{H}, \ldots, \quad \alpha_n = \frac{x_n}{H}. \quad \text{(III. 172)}$$

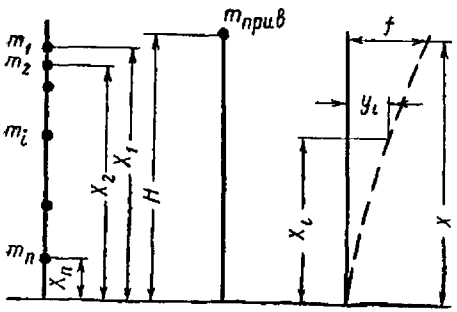


Рис. III 30.

Приближенно для основной формы колебаний сооружения принимают изгиб оси аппарата с жесткой заделкой по параболе, выражаемой уравнением

$$y = f\left(\frac{x}{H}\right)^2, \quad \text{(III. 173)}$$

где f — прогиб верха аппарата.

Приведенная масса аппарата

$$m_{прив} = \sum_{i=0}^{i=n} m_i \alpha_i^4. \quad \text{(III. 174)}$$

Формула (III. 174) получена на основании закона сохранения энергии в предположении, что для эквивалентности двух систем величины кинетической энергии их должны быть равны между собой.

Перемещение верха аппарата y_0 от единичной нагрузки определяется графоаналитическим методом.

Дифференциальное уравнение изогнутой оси стержня постоянного сечения имеет вид

$$\frac{d^2y}{dx^2} = \frac{M_x}{EJ_1}. \quad \text{(III. 175)}$$

Для аппарата переменного сечения (ступенчатого) вместо M_x в уравнение (III. 175) нужно подставлять значение приведенного момента, т. е. $M_{прив} = M_x \frac{J_1}{J}$, тогда

$$\frac{d^2y}{dx^2} = \frac{M_{прив}}{EJ_1}.$$

Отсюда

$$y = \frac{1}{EJ_1} \int dx \int M_{прив}\, dx.$$

Пусть

$$\int M_{прив}\, dx = J_1, \text{ а } \int dx \int M_{прив}\, dx = J_2.$$

Обозначим $M_{прив} = q$, тогда

$$I_1 = \int q_x dx = Q_x;$$

$$I_2 = \int Q_x dx = M_\Phi; \qquad \text{(III. 176)}$$

$$y = \frac{M_\Phi}{EJ_1}. \qquad \text{(III. 177)}$$

Величина M_Φ носит название фиктивного момента; отсюда и весь метод определения перемещений указанным способом называется методом «фиктивных нагрузок».

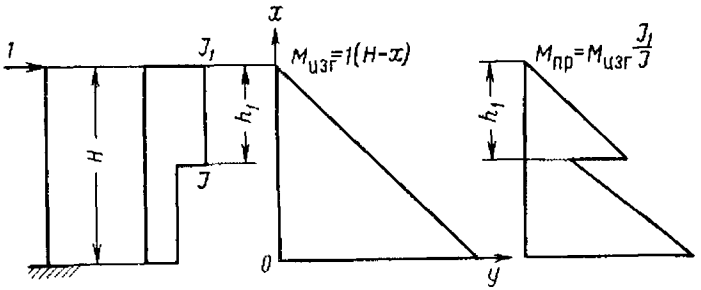


Рис. III. 31.

Практически сущность этого метода сводится к следующему. Строим эпюру изгибающего момента $M_{изг}$ и эпюру приведенного изгибающего момента $M_{изг.прив}$, учитывающую переменное сечение аппарата. Площадь этой эпюры принимаем за нагрузку (рис. III. 31).

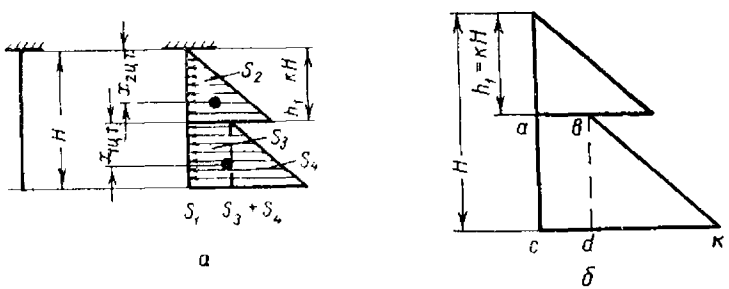


Рис. III. 32 Фиктивная балка и фиктивная загрузка.

Далее строим фиктивную схему балки, т. е. для балки с защемленным концом защемленный конец освобождается, а свободный, наоборот, защемляется. И, наконец, строим эпюру или определяем значения M_Φ от фиктивной нагрузки. Условно, для упрощения расчетов (по графикам), аппараты нефтеперерабатывающих и нефтехимических заводов разделены на 2 группы в зависимости от изменяющегося по их высоте момента инерции поперечного сечения стенки,

а именно: одноступенчатые (рис. III. 31, III. 34 и III. 35) и двухступенчатые (рис. III. 33 и III. 36).

Для аппаратов одноступенчатых (1-й группы) характерны схема фиктивной балки и ее загрузка, представленная на рис. III. 32, *а*, фиктивный момент такой балки определяют в соответствии с рис. III. 32, *б*.

Для двухступенчатых аппаратов характерны эпюры фиктивных моментов, изображенные на рис. III. 33.

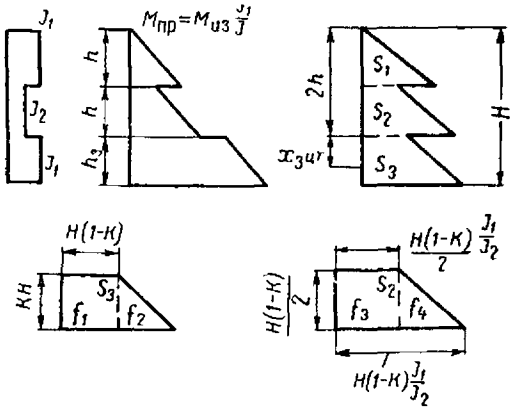


Рис. III. 33. $f_1=H^2k(1-k)$;

$$f_2=\frac{k^2}{2}H^2;$$

$$f_3=\frac{H^2(1-k)^2\dot{J}_1}{4I_2};$$

$$f_4=\frac{H^2(1-k)^2\dot{J}_1}{8\dot{J}_2};$$

$$S=f_3+f_4;\quad S_3=f_1+f_2.$$

После ряда преобразований из равенства (III. 177) получаем формулу для определения прогиба верха аппарата y_0 от единичной нагрузки

$$y_0=\frac{H^3}{2EJ_1}\varphi, \qquad \text{(III. 178)}$$

где J_1 — момент инерции верхнего поперечного сечения металла стенки аппарата в $м^4$; E — модуль упругости материала аппарата в $Т/м^2$; для стали $E=21\cdot10^6\ Т/м^2$; φ — коэффициент, зависящий от геометрической формы аппарата; в зависимости от вида аппаратов он равен:

а) для аппаратов одноступенчатых

$$\varphi=\frac{\dot{J}_1}{\dot{J}_2}0{,}667\,(1-k^3)+0{,}667\,k^3=a\frac{\dot{J}_1}{\dot{J}_2}+b,$$

где $a=0{,}667\,(1-k^3)$ и $b=0{,}667\,k^3$;

б) для аппаратов двухступенчатых

$$\varphi=a\frac{\dot{J}_1}{\dot{J}_2}+b,$$

где $a=0{,}584\,(1-k)^3$ и $b=0{,}584\ k\,(k^2-3k+3)+0{,}083$.

Задавшись различными значениями отношений $\dot{J}_1/\dot{J}_2$, $H_1/H=k$ и $H_3/H=k$, встречающимися на практике, строим графики (рис. III. 34, III. 35 и III. 36), по которым находим значения коэффициента φ в формуле (III. 178).

Период собственных колебаний аппаратов определяем следующим образом.

Для аппаратов переменного сечения с $\frac{H}{D} > 15$, *которые следует рассматривать как стержни с жесткой заделкой*, T определяем по формуле

$$T = 2\pi \sqrt{m_{\text{прив}} y_0}, \qquad \text{(III. 179)}$$

которая после преобразований на основании уравнений (III. 171), (III. 174) и (III. 178) принимает вид

$$T = 4{,}45 \sqrt{\frac{\varphi \sum Q_i x_i^4}{EJ_1 g H}}, \qquad \text{(III. 180)}$$

где $\sum Q_i x_i^4 = Q_1 x_1^4 + Q_2 x_2^4 + \ldots + Q_n x_n^4$.

Коэффициент φ, зависящий от геометрической формы аппарата определяем по графикам (рис. III. 34—III. 36).

Для аппаратов постоянного сечения, которые можно рассматривать как стержни с жесткой заделкой (при $\frac{H}{D} \geqslant 15$), период собственных колебаний определяем по формуле

$$T = 1{,}79\, H \sqrt{\frac{QH}{EJg}}. \qquad \text{(III. 181)}$$

Для аппаратов постоянного сечения с упругой заделкой $\left(\text{при } \frac{H}{D} < 15\right)$ период собственных колебаний

$$T = 2\pi H \sqrt{\frac{Q}{g}\left(0{,}24\,\frac{H}{3EJ} + 0{,}32\,\varphi_0\right)}, \qquad \text{(III. 182)}^1$$

в результате преобразований получаем

$$T = 1{,}79\, H \sqrt{\frac{Q}{g}\left(\frac{H}{EJ_1} + \varphi_0\right)}. \qquad \text{(III. 182а)}$$

Угол поворота опорного сечения [6]

$$\varphi_0 = \frac{1}{C_\varphi J_\Phi}, \qquad \text{(III. 183)}$$

где C_φ — коэффициент упругого неравномерного сжатия грунта; для средних грунтов $C_\varphi = 4000 \div 5000\ т/м^3$, J_Φ — момент инерции площади подошвы фундамента в $м^4$; Q — полный вес аппарата в $т$.

Для аппаратов переменного сечения, упруго защемленных в фундамент (при $H/D < 15$), принята та же форма колебаний, что и для аппаратов постоянного сечения.

Период собственных колебаний аппарата равен

$$T = 2\pi H \sqrt{\frac{\sum m_i k_i^2}{\frac{H}{3EJ_1} + \varphi_0}} \qquad \text{(III. 184)}$$

[1] Формулы (III. 182) и (III. 184) выведены С. И. Зусмановской.

или на основании выражений (III. 171)

$$T = 2\pi H \sqrt{\frac{\sum Q_i k_i^2}{g\left(\frac{H}{3EJ_1} + \varphi_0\right)}}, \qquad \text{(III. 185)}$$

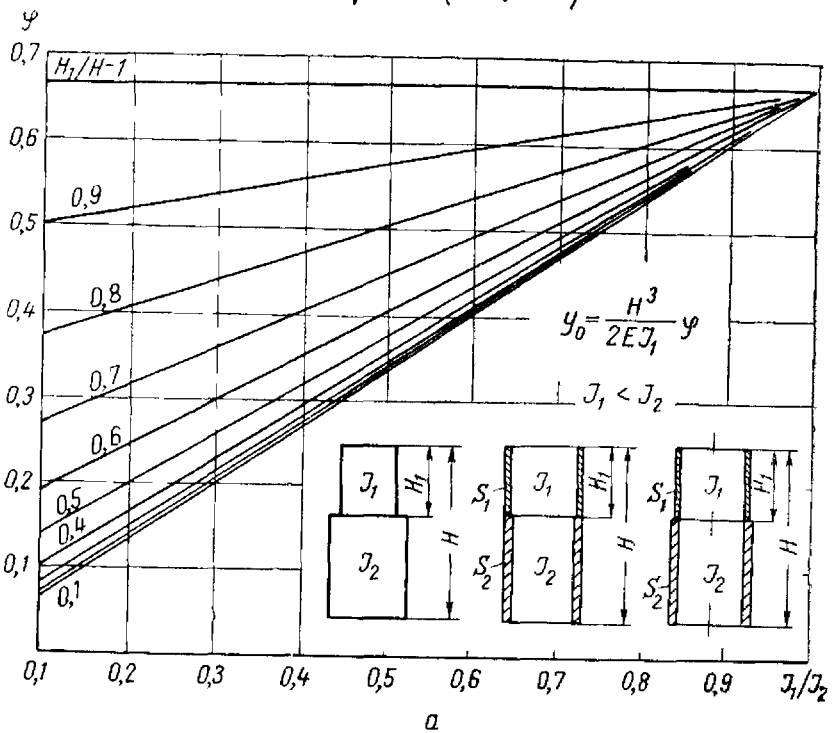


Рис. III. 34. 1-я группа аппаратов.

а — значения φ при $\frac{J_1}{J_2} < 1$;

б — значения φ при $\frac{J_1}{J_2} > 1$ (продолжение пучка прямых)

где

$$k_i = \left(\frac{H}{3EJ_1} A_i + \varphi_0 \alpha_i\right); \qquad \text{(III. 186)}$$

$$\alpha = \frac{x}{H}; \ \alpha_1 = \frac{x_1}{H}, \ldots, \alpha_i = \frac{x_i}{H} \text{ (см. рис. III. 30);} \qquad \text{(III. 187)}$$

A_i — безразмерный коэффициент, определяемый по графику рис. III. 37 в зависимости от α_i.

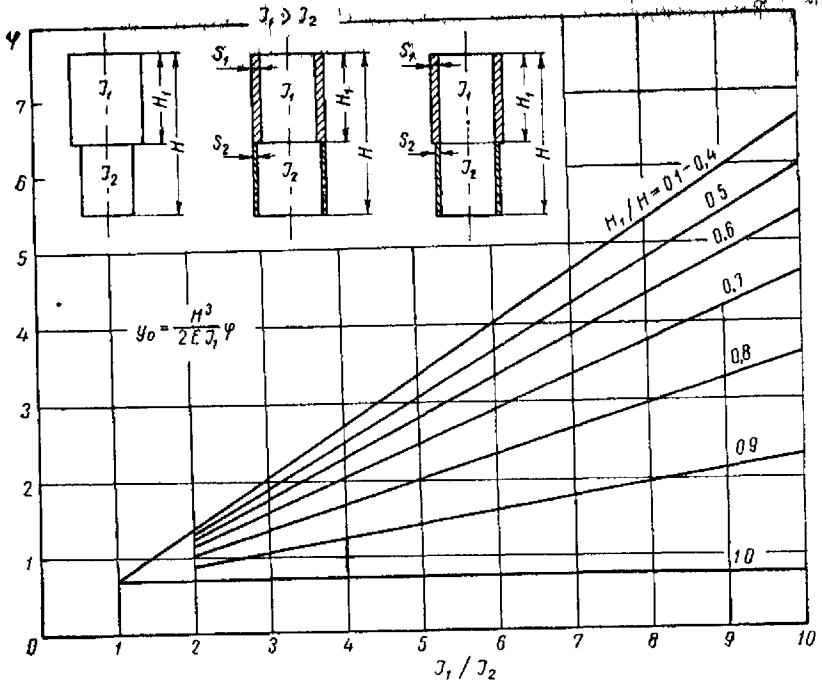


Рис. III. 35 2-я группа аппаратов.

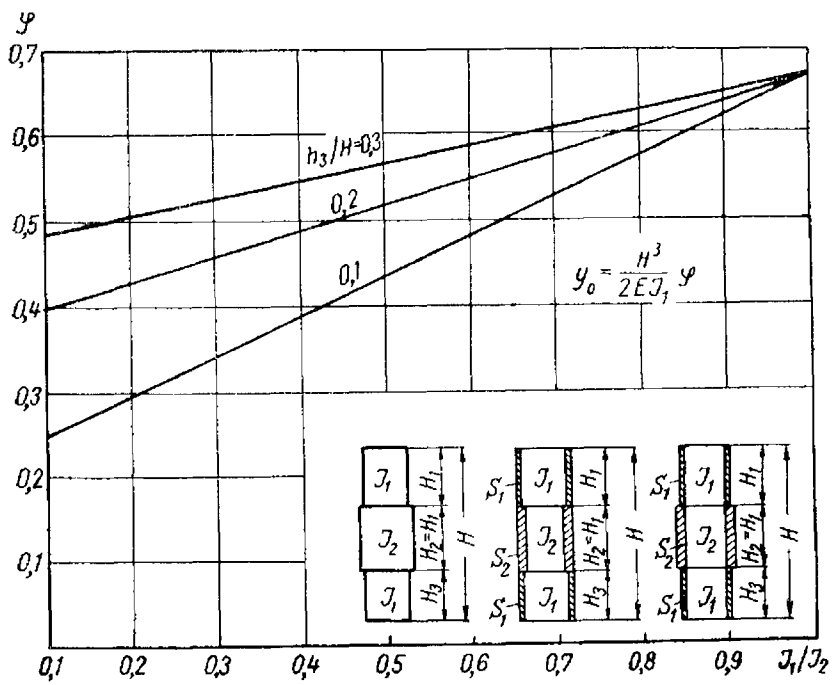


Рис. III. 36. 3-я группа аппаратов.

Прогиб y_i (см. рис. III. 37) данной точки оси аппарата равен

$$y_i = H^2\left(\frac{H}{3EJ}A_i + \varphi_0\alpha_i\right) = H^2k_i. \qquad \text{(III. 188)}$$

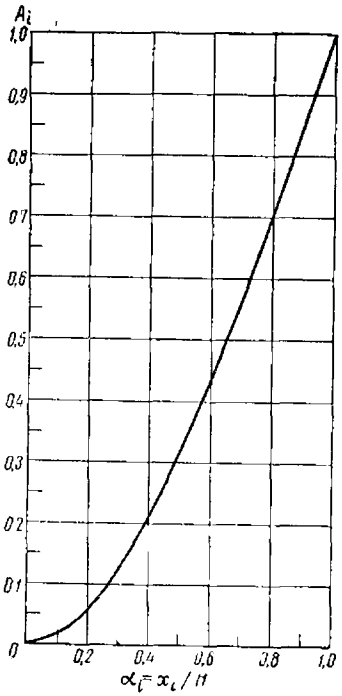


Рис. III. 37.

Определение изгибающего момента от действия ветровой нагрузки

Для определения ветрового изгибающего момента можно рекомендовать следующий порядок.

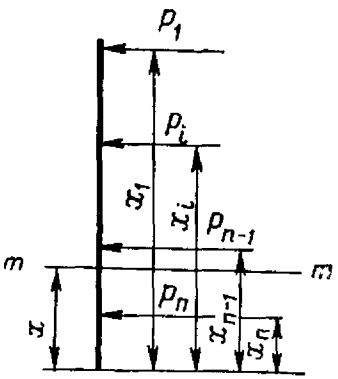


Рис. III. 38.

Ветровой изгибающий момент относительно основания колонны равен

$$M_в = P_1 x_1 + \ldots + P_i x_i + \ldots + P_n x_n \ кГ \cdot м. \qquad \text{(III. 189)}$$

Здесь значения P в *кг*, а x — в *м*.

Ветровой момент относительно любого сечения $m-m$ (рис. III. 38) на расстоянии x от основания равен

$$M_в^0 = P_1(x_1 - x) + \ldots + P_i(x_i - x) + \ldots + P_{n-1}(x_{n-1} - x). \qquad \text{(III. 190)}$$

1. Аппарат условно делим на участки и составляем его геометрическую характеристику по следующей форме.

Участки аппарата, считая сверху	Размеры, *м*				Вес аппарата по участкам Q_i, *кг*	Момент инерции поперечного сечения стенки аппарата J, $м^4$
	толщина стенки s	наружный диаметр аппарата $D_н$	наружный диаметр изоляции $D_{из}$	высота участка $H_у = h_i$		
0—1						
1—2						
. . .						

2. Определяем период собственных колебаний аппарата.

3. Составляем таблицу расчетной ветровой нагрузки и ветрового изгибающего момента по приводимой форме и на основе формулы (III. 189) или (III. 190).

Показатели	Номера участков			
	0—1	1—2	2—3	...
Высота участка $H_у$, *м*				
Диаметр колонны на участке, включая изоляцию $D_{из}$, *м*				
Расчетный скоростной напор $q = q'\theta$				
Коэффициент пульсации m				
Коэффициент динамичности ξ				
Коэффициент увеличения скоростного напора β				
$P_в = \beta qDlH_у$, *кг*				

Необходимо также учитывать влияние обслуживающих площадок рассчитываемого аппарата или колонны на величину ветрового момента. Ветровую нагрузку на такой аппарат определяют как сумму ветровой нагрузки на аппарат и на обслуживающие площадки. Для участков обслуживающих площадок, расположенных в зоне аэродинамической тени (рис. III. 39), ветровую нагрузку не определяют.

Принимаем, что площадки крепятся к аппарату и при определении периода собственных колебаний последнего учитываем также массы площадок.

Суммарный момент $M'_в$ в *кГ* · *м* от ветровой нагрузки

$$M'_в = M_в + \sum_{i=1}^{n} M_{в_i}, \qquad \text{(III. 191)}$$

где n — число площадок.

Момент от ветровой нагрузки на i-ю площадку

$$M_{в_i} = 2{,}16\,\beta\, q'_i H_i \sum f_i \qquad \text{(III. 192)}$$

или

$$M_{в_i} = 1{,}4\,\beta\, q_0 H_i \sum f_i, \qquad \text{(III. 193)}$$

где q'_i — расчетная величина скоростного напора, принимаемая в формуле (III. 192) по табл. III. 4 и рис. III. 27; коэффициент 2,16 получен от деления аэродинамического коэффициента 1,4 на 0,65; $\sum f_i$ — сумма площадей проекций всех элементов площадки, расположенных не в зоне аэродинамической тени на вертикальную проекцию площадки; H_i — расстояние от i-й площадки до основания аппарата (рис. III. 40) в *м*.

Вместо $\sum f_i$ можно принимать площадь элементов площадок F в $м^2$ по наружному их контуру, умножая при этом F на коэффициент заполнения $\frac{\sum f_i}{F} = 0{,}3 \div 0{,}4$, т. е.

$$M_{в_i} = 2{,}16\,\beta\, q'_i H_i F\,(0{,}3 \div 0{,}4). \qquad \text{(III. 194)}$$

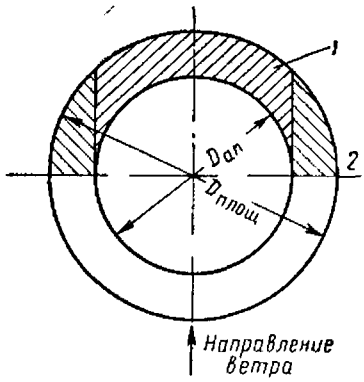


Рис. III. 39.

1 — зона аэродинамической тени;
2 — вертикальная плоскость.

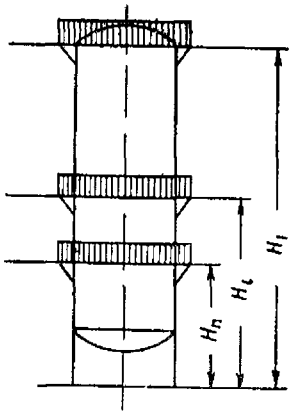


Рис. III. 40.

Определение периода собственных колебаний для групповых аппаратов

К групповым аппаратам следует относить те, которые установлены на общем фундаменте и связаны в горизонтальном направлении.

Период собственных колебаний T групповых аппаратов, связанных в горизонтальном направлении (рис. III. 41), определяем по формуле

$$T = 2\pi \sqrt{m_{\text{прив}} \varphi_0 H^2}, \qquad \text{(III. 195)}$$

где φ_0 — угол поворота фундамента аппарата; определяем по формуле (III. 183); H — высота самого длинного аппарата в *м*; $m_{\text{прив}}$ — приведенная масса аппаратов.

Условно располагаем массу каждого аппарата в его центре тяжести и переносим эту массу по высоте, на которой она расположена, на общую условную ось аппаратов высотой H. На этой же оси на соответствующих высотах наносим массы площадок, связывающих аппараты (рис. III. 42).

Изогнутой осью аппаратов считаем прямую линию, уравнение которой

$$y = f\left(\frac{x}{H}\right), \qquad \text{(III. 196)}$$

где f — перемещение верха оси аппарата.

Пусть отношение $\frac{x_i}{H} = \alpha_i$; тогда $m_{\text{прив}}$ определяется формулой

$$m_{\text{прив}} = \sum_{i=0}^{n} m_i \alpha_i^2. \qquad \text{(III. 197)}$$

Период собственных колебаний определяем по формуле, полученной из выражения (III. 195)

$$T = 3{,}14\sqrt{\frac{\sum Q_i H_i^2}{gG_\varphi J_\Phi}}\ сек, \qquad (III.198)$$

где

$$\sum Q_i H_i^2 = Q_1 H_1^2 + Q_2 H_2^2 + \ldots + Q_n H_n^2;$$

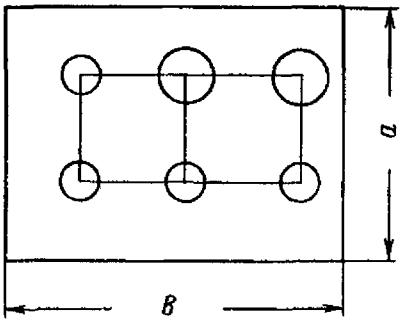


Рис. III. 41. Схема установки группы аппаратов на фундамент.

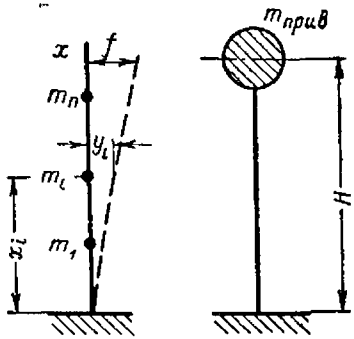


Рис. III. 42. Расчетная схема для определения периода собственных колебаний.

Q_i — вес каждого аппарата в $т$; H_i — высота каждого аппарата в $м$; G_φ — коэффициент неравномерного сжатия грунта; I_Φ — момент инерции подошвы общего фундамента относительно центральной оси в $м^4$.

Дальнейший расчет каждого отдельного аппарата ведем по обычной схеме с подстановкой полученного периода колебаний.

Проверка на резонанс и определение динамического изгибающего момента с учетом резонансных колебаний

Критическая скорость ветра, вызывающая резонансные колебания, определяется по формуле

$$v_{кр} = \frac{5D}{T}\ м/сек, \qquad (III.199)$$

где T — период собственных колебаний аппарата в $сек$; D — диаметр аппарата в $м$.

Может оказаться, что $M_р > M_в$, поэтому рассчитывать на резонанс нужно все цилиндрические одиночные, т. е. не связанные в горизонтальном направлении (например, общим фундаментом), аппараты, за исключением следующих случаев.

1. Когда критическая скорость ветра $v_{кр}$, вызывающая резонансные колебания для первого района больше ураганной скорости v_{max}, т. е.

$$v_{кр} > 4\sqrt{q_0}, \qquad (III.200)$$

где q_0 берем для нижней зоны аппарата (табл. III. 4).

2. Если критическая скорость, определяемая по формуле (III. 199), более 25 *м/сек*.

3. Если аппараты групповые, т. е. связаны в горизонтальном направлении, например шарнирно с металлоконструкциями через каждые 3—5 *м*.

4. Если аппарат примыкает непосредственно к зданию или каркасу и высота их одинакова; если же здание или каркас ниже аппарата, то при проверке на резонанс аэродинамические силы следует учитывать только, начиная с отметки верха примыкающего сооружения.

5. Когда период собственных колебаний $T \leqslant 0{,}25$ *сек*.

При выборе значения диаметра D для аппаратов переменного сечения могут возникнуть трудности при разрешении вопроса, какой из диаметров принять как предпочтительный при пользовании формулой (III. 199). Здесь следует учесть значения диаметров, их относительное расположение и соответствующие высоты. Ниже приведены соображения о том, как можно решать вопросы о расчетных значениях D и H в отдельных случаях.

Когда $0{,}8\,d_2 \leqslant d_1 < d_2$ **и** $h_1 \geqslant h_2$ (рис. III. 43, *а*), в формулу (III. 199) следует вводить $D = d_1$ и дальнейший расчет на резонанс вести по полной высоте H.

Если же d_1 значительно меньше d_2, а $h_2 \approx h_1$, следует проводить весь расчет на резонанс в двух вариантах, а именно с $D = d_1$ и $H = h_1 + h_2$ и с $D = d_2$ и высотой $H' \approx h_2$.

Если h_1 значительно больше h_2, то независимо от величин d_1 и d_2 предпочтительным является $D = d_1$. Наоборот, если h_2 значительно больше h_1, предпочтительным является $D = d_2$. В этих случаях дальнейший расчет ведем по H.

Если $d_1 > d_2$ (рис III. 43, *б*), то при выборе значения D следует принимать d_1 при расчетной высоте H.

Если $h_1 + h_3$ **значительно превосходит** h_2 (рис. III. 43, *в*), то предпочтительным является $D = d_1$.

Если же $h_1 + h_3 \approx h_2$ и d_1 значительно отличается от d_2, расчет на резонанс следует вести в двух вариантах, а именно при $D = d_1$ и $H = h_1 + h_2 + h_3$ и $D = d_2$ и $H' = h_2 + h_3$.

При расчете дымовой трубы общей высотой H и диаметром d_1 в верхнем сечении, когда предпочтительным является $D = d_1$ и труба состоит из верхней цилиндрической части диаметром d_1 и нижней конической части, причем высота цилиндрической части трубы значительно больше, чем высота конической, то расчетной принимается полная высота трубы H.

При расчете конических труб предпочтительно принимать средний диаметр и полную высоту трубы H.

Можно рекомендовать следующие схемы расчета на резонанс.

I. Аппараты с отношением $\frac{H}{D} \geqslant 15$, которые в расчетной схеме можно рассматривать как стержень с жесткой заделкой.

1. Критическая скорость определяется по формуле (III. 199).

2. Амплитуда аэродинамической силы

$$F_0 = \frac{v_{кр}^2 D \cdot 10^{-3}}{64} \; T/м. \qquad \text{(III. 201)}$$

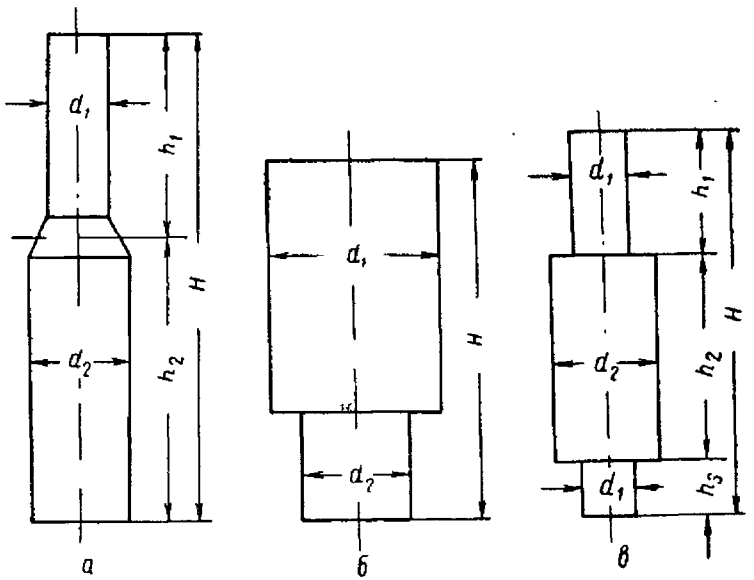


Рис. III. 43.

3. Резонансная амплитуда колебаний свободного конца аппарата:
а) для аппаратов переменного сечения

$$y_д = 0{,}35 \frac{F_0 H^4}{E J_{прив\,\delta}} \; м, \qquad \text{(III. 202)}$$

$$J_{прив} \approx 0{,}75 \frac{J_1}{\varphi} \; м^4, \qquad \text{(III. 203)}$$

где $J_{прив}$ — приведенный момент инерции, определяемый из условия равенства прогиба верхнего конца аппарата и свободного конца цилиндрического стержня от единичной нагрузки, равномерно распределенной по высоте, в $м^4$; обычная эпюра изгибающих и приведенных моментов, характерная для этих аппаратов при действии единичной нагрузки на них, приведена на рис. III. 44; на рис. 44, *а* такая эпюра дана для аппаратов одноступенчатых (см. стр. 187), а на рис. III. 44, *б* — для двухступенчатых. В результате ряда преобразований получаем возможность построить графики для нахождения значений φ в формуле (III. 203) в зависимости от соотношений $\frac{I_1}{I_2}$ и $\frac{H_1}{H} = k$ или $\frac{H_3}{H} = k$, которыми мы задаемся.

На основе выводов коэффициент $\varphi = \frac{I_1}{I_2} a + b$, притом для одноступенчатых аппаратов

$$a + 0{,}75 + 0{,}25\,k - 0{,}75\,k^2 + 0{,}75\,k^3 - k^4 \text{ и } b = 0{,}75\,k^4$$

и для двухступенчатых аппаратов $a = \frac{7}{8} 0{,}66\,(1-k^4)$,

$$b = \frac{1}{4}\,(12k - 18k^2 + 4k^3 + 5k^4) + \frac{3}{64}\,(1-k)^4$$

I_1 — момент инерции верхнего поперечного сечения металла стенки аппарата в $м^4$; φ — определяем по рис. III. 45—III. 47; δ — лога-

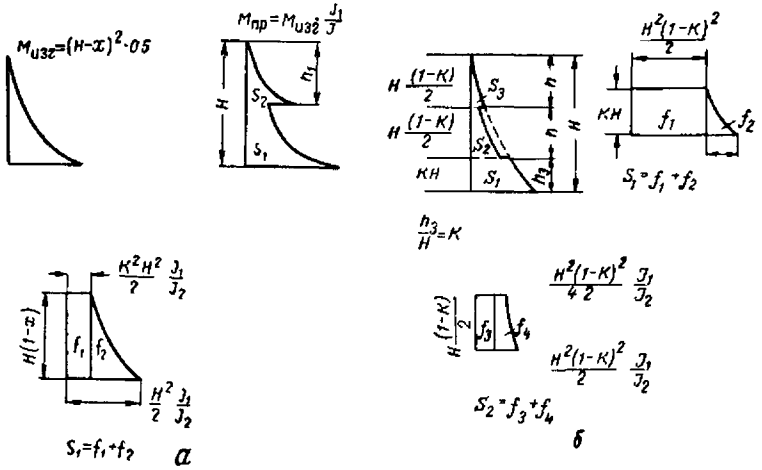


Рис. III. 44.

рифмический декремент затухания: для стальных конструкций, $\delta = 0{,}1$, при железобетонном постаменте высотой $H_п > 7$ $м$ $\delta = 0{,}2$; для железобетонных сооружений $\delta = 0{,}3$,

б) для аппаратов постоянного сечения

$$y_д = 0{,}35\,\frac{F_0 H^4}{EJ\,\delta}\ м, \qquad \text{(III. 204)}$$

где I — момент инерции поперечного сечения стенки аппарата в $м^4$.

4. Круговая частота колебаний для аппаратов любого сечения

$$\omega = \frac{2\pi}{T}\ 1/сек. \qquad \text{(III. 205)}$$

5. Расчетные динамические изгибающие моменты от сил инерции при $v_{кр} \leqslant 10$ $м/сек$ для аппаратов без постамента или с постаментом высотой $H \leqslant 7$ $м$:

а) для аппаратов переменного сечения

$$M_д = \omega^2\, y_д \sum_{i=0}^{n} m_i\, \alpha_i^2\, (x_i - x_0)\ T \cdot м, \qquad \text{(III. 206)}$$

где x_0 — расстояние в $м$ от низа аппарата до рассматриваемого сечения (рис. III. 48); произведение $\omega^2\, y_д m_i\, \alpha_i^2$ представляет собой силу инерции на данном участке сооружения.

Подставив в выражение (III. 206) значения букв из формул

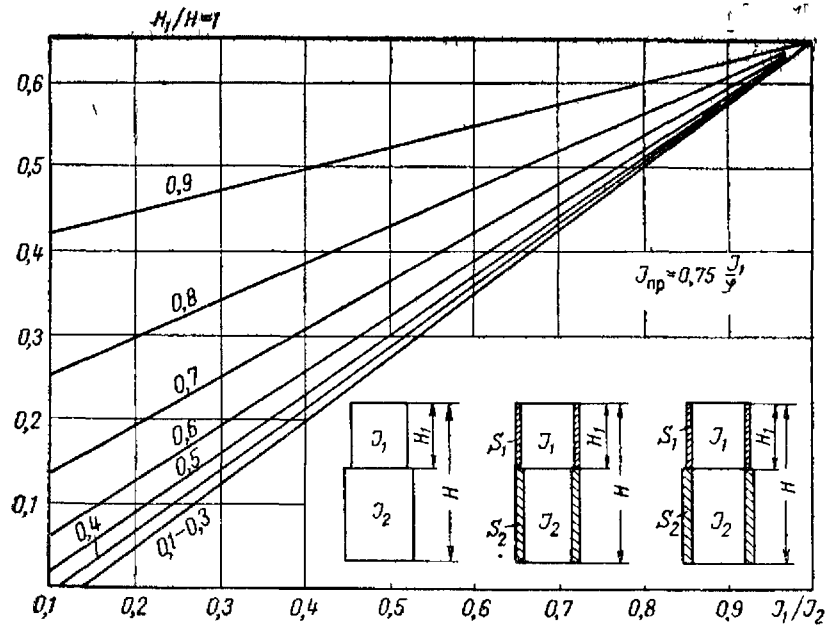


Рис. III. 45. 1-я группа.

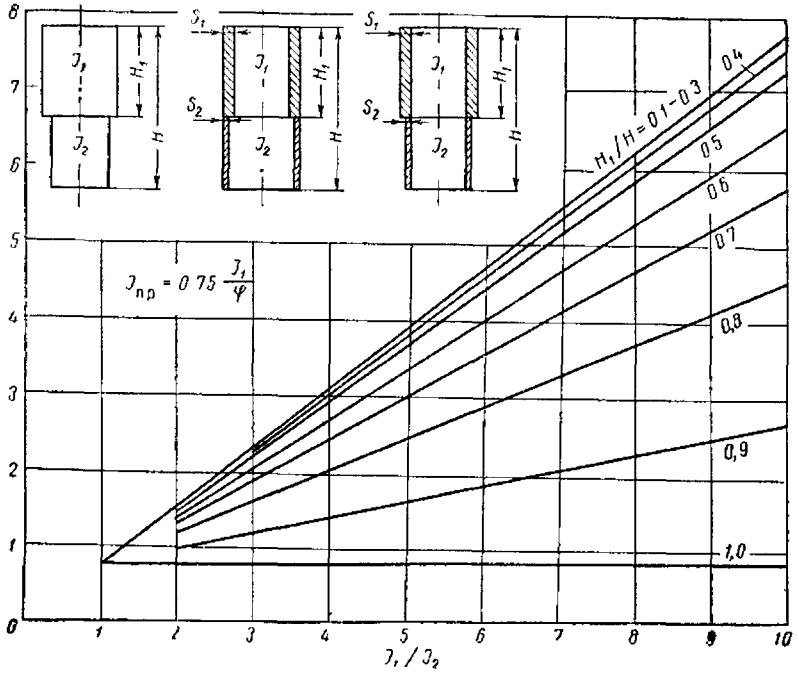


Рис. III. 46. 2-я группа.

(III. 201)—(III. 203), (III. 205), (III. 171) и (III. 173), получаем в результате сокращений

$$M_д = 2{,}88 \frac{\iota^2_{кр} DH^2 \varphi}{gEJ_1 T^2} \sum Q_i x_i^2 (x_i - x_0)\, 10^{-3}\ T \cdot м, \quad \text{(III. 207)}$$

где φ определяют по графикам (рис. III. 45—III. 47) в зависимости от схемы аппарата.

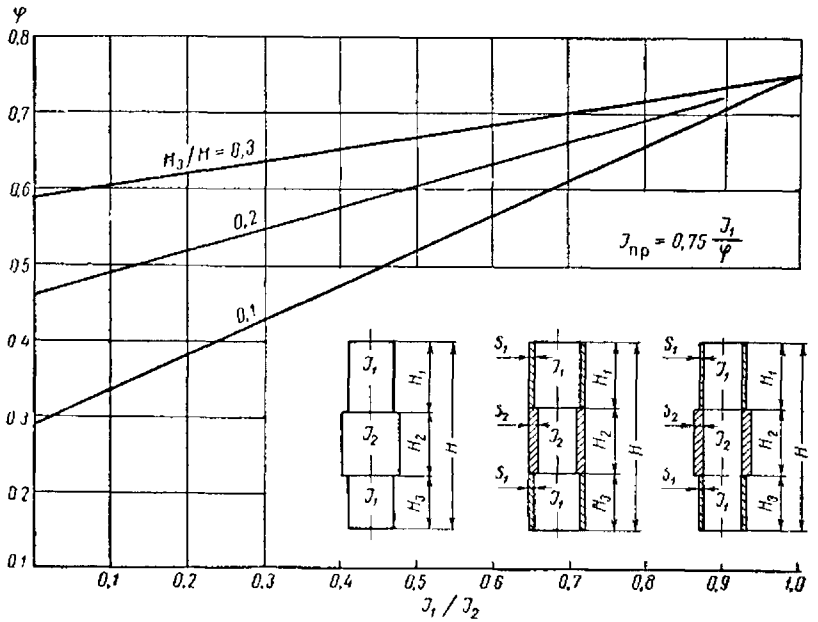


Рис. III. 47. 3-я группа.

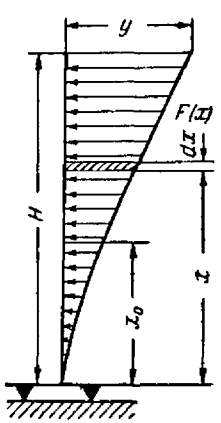


Рис. III. 48.

Динамический момент у основания

$$M_д = 2{,}88 \frac{v^2_{кр} DH^2 \varphi}{gEJT^2} \sum Q_i x_i^3 \cdot 10^{-3}; \quad \text{(III. 208)}$$

б) для аппаратов постоянного сечения

$$M_д = \frac{1}{4} \frac{Q}{g} \omega^2 y_д H\ T \cdot м, \quad \text{(III. 209)}$$

где H — высота аппарата до рассматриваемого сечения в $м$.

Подставив в выражение (III. 209) значения букв из формул (III. 201), (III. 204) и (III. 205), получаем

$$M_д = 0{,}54 \frac{v_{кр} H^5 DQ}{T^2 EIg} 10^{-3}\ T \cdot м. \quad \text{(III. 210)}$$

Если аппарат установлен на железобетонном постаменте высотой более 7 *м*, то величина динамического момента равна

$$M_{д_п} = \frac{M_д}{2}. \qquad \text{(III. 211)}$$

Максимальный динамический момент $M'_д$ при $v_{кр} \geqslant 10$ *м/сек*

$$M'_д = \sqrt{M_д^2 + M_{в1}^2}. \qquad \text{(III. 212)}$$

Ветровой момент при скорости ветра $v_{кр}$

$$M_{в1} = 0{,}6\frac{v_{кр}^2}{16} D \sum h_i x_i \beta_i =$$

$$= 0{,}0375\, v_{кр}^2 D\,(h_1 x_1 \beta_1 + h_2 x_2 \beta_2 + \ldots + h_n x_n \beta_n). \qquad \text{(III. 213)}$$

II. Аппараты с отношением $\frac{H}{D} < 15$, для которых расчетную схему можно рассматривать как стержень с упругой заделкой постоянного и переменного сечения.

1. Критическая скорость определяется по формуле (III. 199).

2. Амплитуда аэродинамической силы — по формуле (III. 201).

3. Статический изгибающий момент от нагрузки $F(x)$:

а) для аппарата постоянного сечения (у основания аппарата)

$$M_{ст} = \frac{4F_0H^2}{\pi\left(\frac{H}{3EJ} + \varphi_0\right)} \times$$

$$\times \left(0{,}55\frac{H}{6EJ} + \frac{\varphi_0}{3}\right) \times$$

$$\times\, T \cdot м; \qquad \text{(III. 214)}$$

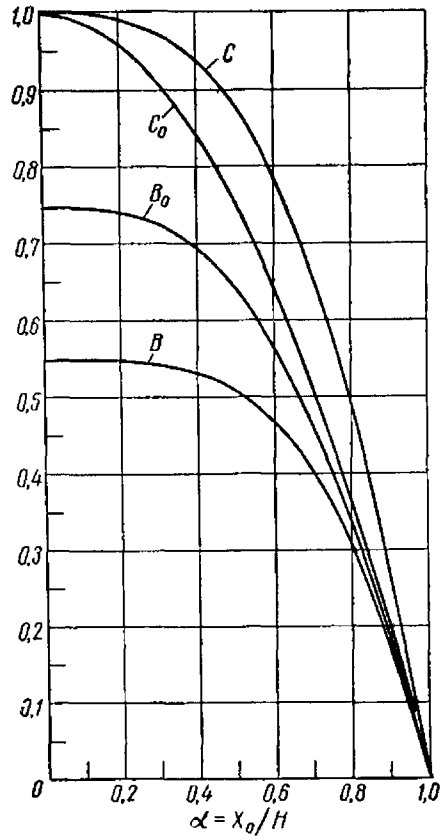


Рис. III. 49.

б) для аппаратов переменного сечения (в любом сечении на высоте x_0)

$$M_{ст}(x)_{x=x_0} = \frac{4F_0H}{\pi\left(\frac{H}{3EJ_1} + \varphi_0\right)} \times$$

$$\times \left(\frac{H^2}{6EJ_1}B + \frac{\varphi_0 H}{3}C - \frac{x_0 H}{6EJ_1}B_0 - \frac{x_0\varphi_0}{2}C_0\right) T \cdot м. \qquad \text{(III. 215)}$$

Значения коэффициентов B, c, B_0 и C_0 даны на рис. III. 49 в зависимости от отношения $\alpha = \frac{x_0}{H}$.

4. Расчетный динамический изгибающий момент $M_д$ при $v_{кр} < 10$ *м/сек*

$$M_д = 0{,}8\,\frac{\pi}{\delta}\,M_{ст}\ T \cdot м. \qquad \text{(III. 216)}$$

Значения δ остаются такие же, как дано для аппаратов $\frac{H}{D} \geqslant 15$. Подставив в выражение (III. 216) значения букв из формул (III. 201) и (III. 214), получаем динамический момент для аппаратов постоянного сечения без постамента или с постаментом высотой $H_п \leqslant 7$ *м*.

$$M_д = 0{,}5\,\frac{v_{кр}^2 DH^2}{\frac{H}{EJ} + 3\varphi_0}\left(0{,}275\,\frac{H}{EJ} + \varphi_0\right)10^{-3}\ T \cdot м. \qquad \text{(III. 217)}$$

Подставив в выражение (III. 216) значения букв из формул (III. 201) и (III. 215), получаем динамический момент для любого сечения на высоте x_0 для аппаратов переменного сечения без постамента или с постаментом высотой менее 7 *м*:

$$M_д = 0{,}5\,\frac{v_{кр}^2 HD}{\frac{H}{3EJ_1} + \varphi_0}\left(\frac{H^2}{6EJ_1}B + \frac{\varphi_0 H}{3}c - \frac{x_0 H}{6EJ_1}B_0 - \right.$$

$$\left. - \frac{x_0 \varphi_0}{2}c_0\right)10^{-3} T \cdot м. \qquad \text{(III. 218)}$$

Динамический момент у основания

$$M_д = 0{,}5\,\frac{v_{кр}^2 H^2 D}{\frac{H}{3EJ} + \varphi_0}\left(0{,}55\,\frac{H}{6EJ_1} + \frac{\varphi_0}{3}\right)10^{-3}\ T \cdot м. \qquad \text{(III. 219)}$$

Если же аппарат установлен на железобетонный постамент высотой более 7 *м*, то в этих случаях величину динамического момента принимают

$$M_{д\,п} = \frac{M_д}{2}\ T \cdot м, \qquad \text{(III. 220)}$$

где $M_д$ — динамический момент, полученный по формулам (III. 217) и (III. 218).

Если $v_{кр} > 10$ *м/сек*, то для аппаратов без постамента или с постаментом высотой $H_п \leqslant 7$ *м* динамический момент

$$M'_д = \sqrt{M_д^2 + M_{в\,1}^2}\ T \cdot м, \qquad \text{(III. 221)}$$

для аппаратов с постаментом высотой $H_п > 7$ *м*

$$M'_д = \sqrt{M_{дп}^2 + M_{в\,1}^2}\ T \cdot м. \qquad \text{(III. 222)}$$

Ветровой момент $M_{в1}$ при скорости ветра $v_{кр}$ определяем по формуле (III. 213).

Определение ветрового момента при минимальном весе аппарата

Ветровой момент $M_в''$ при минимальном весе аппарата Q_1 определяем по формуле

$$M_в'' = M_в' \frac{\beta_1}{\beta_2}, \qquad \text{(III. 223)}$$

где $M_в'$ — ветровой момент, соответствующий аппарату с максимальной загрузкой Q_2; β_2 — коэффициент увеличения расчетного скоростного напора, соответствующий периоду собственных колебаний аппарата T_2 при Q_2; β_1 — тот же коэффициент, соответствующий периоду собственных колебаний аппарата T_1 при Q_1.

Коэффициенты β_2 и β_1 равны

$$\beta_2 = 1 + \xi_2 m_{ср}, \qquad \text{(III. 224)}$$

$$\beta_1 = 1 + \xi_1 m_{ср}. \qquad \text{(III. 225)}$$

Здесь

$$m_{ср} = \frac{\sum m_i}{n}, \qquad \text{(III. 226)}$$

где m_i — коэффициент пульсации на участке, а n — число участков.

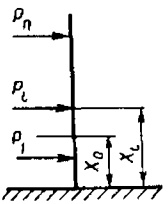


Рис. III. 50.

Ветровой момент

$$M_в' = \beta_2 \sum P_i x_i (x_i - x_0)$$

и

$$M_в'' = \beta_1 \sum P_i x_i (x_i - x_0),$$

где x_i и x_0 — геометрические параметры (рис. III. 50).

Период собственных колебаний T_1 равен

$$T_1 = T_2 \sqrt{\frac{Q_1}{Q_2}}, \qquad \text{(III. 227)}$$

где T_2 — период собственных колебаний аппарата, вычисленный по максимальному весу его Q_2 по формулам (III. 179), (III. 182), (III. 182, *а*), (III. 184) и (III. 185).

Приняв

$$\sqrt{\frac{Q_1}{Q_2}} = n', \qquad \text{(III. 228)}$$

получаем

$$T_1 = T_2 n'. \qquad \text{(III. 229)}$$

Динамический момент (при возможности появления резонанса) для аппарата с минимальной нагрузкой Q_1 определяют следующим образом.

Критическая скорость, соответствующая Q_1

$$v_{кр}' = \frac{v_{кр}}{n'}. \qquad \text{(III. 230)}$$

При $v_{кр}' > 4\sqrt{q_0}$ для 1-го района или при $v_{кр}' \geqslant 25$ *м/сек* расчет на резонанс не производят.

Когда же $v'_{кр} < 4\sqrt{q_0}$ или менее 25 *м/сек*

$$M'_д = \frac{M_д}{n^{1^2}}, \qquad \text{(III. 231)}$$

где $M''_д$ — динамический момент при Q_1.

Пользуясь формулами (III. 223), (III. 227)—(III. 231), можно также решать обратную задачу, т. е. находить ветровой момент $M_в$, соответствующий максимальному весу аппарата Q_2, тогда, когда определен ветровой момент $M_в$ для аппарата при минимальном весе его Q_1.

Рассмотрим определение динамического момента при резонансе для нагрузки Q_1, когда известно его значение для нагрузки Q_2. При весе Q_2 критическая скорость ветра

$$v''_{кр} = \frac{5D}{T_2},$$

$$v'_{кр} = \frac{5D}{T_1} = \frac{5D}{T_2 n'} = \frac{v''_{кр}}{n'}.$$

При $v'_{кр} < 10$ *м/сек* амплитуда аэродинамической силы

$$F'_0 = \frac{v^{1^2} D}{64} = \frac{v''^{\,2}_{кр} D}{64 a^2}.$$

Для аппаратов с жесткой заделкой

Резонансная амплитуда колебаний

$$y'_д = 0{,}35 \frac{F'_0 H^4}{EJ_{пр}\delta} = 0{,}35 \frac{F''_0 H^4}{EJ_{пр}\delta n^{1^2}} = \frac{y''_д}{n^{1^2}}.$$

Круговая частота колебаний

$$\omega_1 = \frac{2\pi}{T_1} = \frac{2\pi}{T_2 n'} = \frac{\omega_2}{n'}.$$

Динамический изгибающий момент

$$M'_д = \omega_1^2 y_{1д} \sum m_{1i} a_i^2 (x_i - x_0) =$$

$$= \frac{\omega_2^2 y_{2д} n^{1^2} \sum m_{2i} a_i^2 (x_i - x_0)}{n^{1^2} n^{1^2}} = \frac{M''_д}{n^{1^2}}.$$

Для аппаратов с упругой заделкой

Статический изгибающий момент

$$M'_{ст} = \frac{4F'_0 H}{\pi\left(\frac{H}{3EJ} + \varphi_0\right)}\left(\frac{H^2}{6EJ} B + \frac{\varphi_0 H}{3} C \frac{x_0 H}{6EJ} B_0 - \frac{x_0 \varphi_0}{2} C_0\right) =$$

$$= F'_0 Z = \frac{F''_0 Z}{n^2} = \frac{M''_{ст}}{n^2}.$$

Динамический изгибающий момент

$$M'_{1\,д} = 0{,}8\,\frac{\pi}{\delta}\,M'_{ст} = 0{,}8\,\frac{\pi}{\delta}\,M'_{ст}\,\frac{1}{n^2} = \frac{M'_д}{n^2}.$$

Окончательно $M'_д = \frac{M'_д}{n^2}$.

Определение сейсмической нагрузки вертикальных аппаратов колонного типа

При землетрясении происходит перемещение грунта основания, которое вызывает колебания сооружения. Возникающие при этом инерционные силы вызывают деформации конструкции.

Сила землетрясения в районах или пунктах строительства оценивается в баллах по ГОСТ 6249-52 и принимается по картам сейсмического районирования территории СССР или по списку пунктов СССР с указанием принятой для них сейсмичности в баллах. Данные по указанному вопросу приведены в приложениях к Нормам и Правилам строительства в сейсмических районах СН8-57.

Здесь же для различных категорий сооружений в зависимости от их особенностей установлена расчетная сейсмичность величиной до 9 баллов. Как правило (за исключением особых случаев), сооружения для районов или пунктов с сейсмичностью до 6 баллов включительно проектируют без учета сейсмичности.

Для вертикальных аппаратов колонного типа нефтеперерабатывающих заводов расчетную сейсмичность, как правило, следует принимать равной сейсмичности района или пункта, в котором аппарат должен быть установлен.

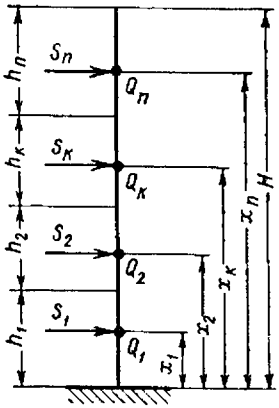


Рис. III. 51.

Аппараты, проектируемые для районов сейсмичностью более 6 баллов, должны быть рассчитаны на действие сейсмических сил.

Расчетные сейсмические силы представляют собой нагрузку, вызывающую в конструкциях такие же усилия, какие возникают в них во время землетрясения под действием сил инерции.

Величина сейсмических сил зависит от сейсмичности района, веса аппарата и его динамических характеристик — периодов и форм собственных колебаний.

При расчете аппарата в целом сейсмические силы принимают действующими горизонтально.

Для определения сейсмических сил, действующих на аппарат, последний по всей высоте H разбивают на участки и вес $Q_к$ каждого из них принимают сосредоточенным в отдельных точках, число и рас-

положение которых зависят от характера аппарата и размещения нагрузок (рис. III. 51).

Если аппарат установлен на постаменте, то общая высота его

$$H = H_1 + H_п,$$

где H_1 — высота аппарата в *м*; $H_п$ — высота постамента.

В этом случае вместо x_k для определения сейсмической силы принимается

$$X_k = x_k + H_п. \qquad \text{(III. 232)}$$

В качестве участка принимается так же постамент, вес которого приложен посредине его высоты.

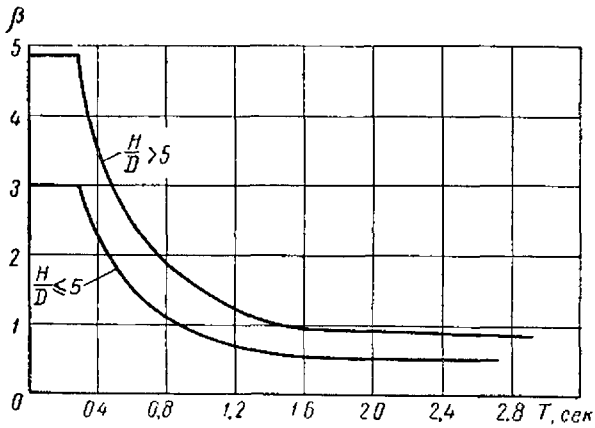


Рис. III. 52.

Величина расчетной сейсмической силы S_k в *кГ* в точке k аппарата, где в соответствии с расчетной формулой сосредоточена нагрузка Q_k, определяется по формуле

$$S_k = Q_k K_c \beta \eta_k, \qquad \text{(III. 233)}$$

где Q_k — нагрузка, принятая сосредоточенной в точке k, в *кГ*; K_c — сейсмический коэффициент, зависящий от сейсмичности района, где устанавливается аппарат; определяется по табл. III. 6; β — коэффициент динамичности, зависящий от периода собственных колебаний аппарата T и отношения H/D (рис. III. 52); период собственных колебаний T принимаем в соответствии с указаниями раздела о методе расчета на ветровую нагрузку аппаратов постоянного или переменного сечения с $\frac{H}{D} \geqslant 15$ или $\frac{H}{D} < 15$; η_k — коэффициент

Таблица III. 6

Значения сейсмического коэффициента K_c

Расчетная сейсмичность, баллы	Сейсмический коэффициент K_c
7	1/40
8	1/20
9	1/10

формы аппарата при собственных его колебаниях, учитывает, что точки, расположенные на разной высоте $x_к$, имеют неодинаковую амплитуду колебаний (рис. III. 53) и, следовательно, имеют различные ускорения.

Коэффициент η_k для первой группы аппаратов с $\frac{H}{D} \geqslant 15$ определяется выражением

$$\eta_к = \frac{y_k A}{B}, \tag{III. 234}$$

где y_k — амплитуда собственных колебаний аппарата в точке k, а величины A и B вычисляют по следующим формулам:

$$A = \sum_{i=1}^{n} Q_i y_i = Q_1 y_1 + Q_2 y_2 + \ldots + Q_i y_i + \ldots + Q_k y_k + \ldots + Q_n y_n, \tag{III. 235}$$

$$B = \sum_{i=1}^{n} Q_i y_i^2 = Q_1 y_1^2 + Q_2 y_2^2 + \ldots + Q_i y_i^2 + \ldots + Q_k y_k^2 + \ldots + Q_n y_n^2, \tag{III. 236}$$

где y_1, y_2, ..., y_i, ..., y_k, ..., y_n — амплитуды собственных колебаний аппарата в точках, где сосредоточен соответственно вес Q_1, Q_2, Q_i, Q_k, Q_n участков, на которые разделен аппарат.

Коэффициент формы $\eta_к$ в точке k на основании формулы (III. 234) для этой группы аппаратов, принимая, что изгиб их оси происходит по параболе, равен

$$\eta_к = \frac{f\left(\frac{x_k}{H}\right)^2 \sum_{i=1}^{n} Q_i f\left(\frac{x_i}{H}\right)^2}{\sum_{i=1}^{n} Q_i f^2 \left(\frac{x_i}{H}\right)^4} = \frac{f\left(\frac{x_k}{H}\right)^2 \frac{f}{H^2} \sum_{i=1}^{n} Q_i x_i^2}{\frac{f^2}{H^4} \sum_{i=1}^{n} Q_i x_i^4} =$$

$$= \frac{x_k^2 \sum_{i=1}^{n} Q_i x_i^2}{\sum_{i=1}^{n} Q_i x_i^4} \tag{III. 237}$$

или условно

$$\eta_к = \frac{x_k^2 A}{B}. \tag{III. 238}$$

Для второй группы аппаратов при $\frac{H}{D} < 15$ коэффициент формы

$$\eta_к = \frac{K_k \sum_{i=1}^{n} Q_i k_i}{\sum_{i=1}^{n} Q_i k_i^2} \tag{III. 239}$$

или условно

$$\eta_к = \frac{K_к A'}{B'}, \qquad \text{(III.240)}$$

где значения K_k по аналогии с k_i см. стр. 190.

Изгибающий момент от действия расчетных сейсмических сил определяется по формуле (см. рис. III. 53)

$$M_{x_0} = \sum_{i=1}^{n} S_i (x_i - x_0), \qquad \text{(III.241)}$$

где x_0 — высота, для которой вычисляем изгибающий момент.

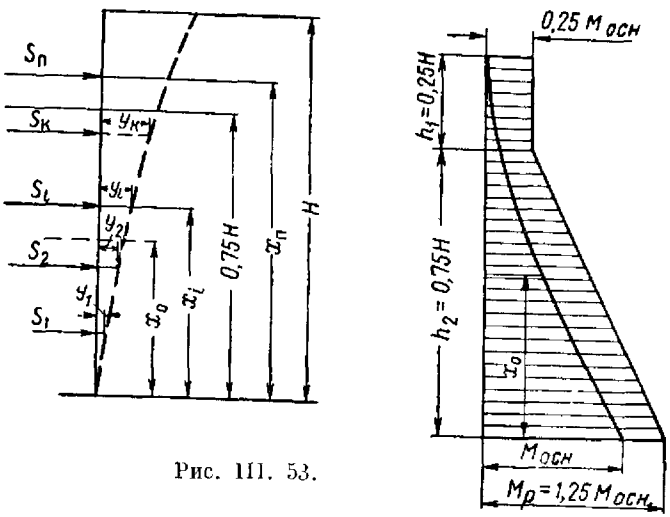


Рис. III. 53.

Изгибающий момент в нижнем сечении аппарата

$$M_{осн} = \sum_{i=1}^{i=n} S_i x_i. \qquad \text{(III.242)}$$

В сейсмических районах с расчетной сейсмичностью более 6 баллов для колонных сосудов и аппаратов наряду с сейсмическими воздействиями следует учитывать и ветровую нагрузку в размере 30% от расчетной, так как действие ветровой нагрузки для нефтеаппаратуры является основным.

Для колонных аппаратов с отношением $\frac{H}{D} \geqslant 5$ необходимо учитывать высшие формы колебаний, по крайней мере до трех первых форм. Учет этих форм представляет собой трудоемкую и сложную задачу. На основе анализа по учету высших форм колебаний для колонных аппаратов можно принять, что высшие формы колебаний [27] увеличивают изгибающий момент, рассчитанный только по первой форме колебаний, в основании на 25%, т. е. $M_{р.\,осн} = 1{,}25\ M_{осн}$

(см. рис. III. 53). Можно также считать, что на высоте 0,75 H изгибающий момент $M_{из}$ составляет 25% от изгибающего момента в основании $M_{осн}$. Расчетная эпюра изгибающих моментов от сейсмических сил для высоких гибких сооружений типа колонн представлена также на рис. III. 53.

Расчетный сейсмический момент для этих аппаратов с учетом высших форм колебаний в сечениях $0 < x_0 \leqslant 0{,}75\ H$

$$M_{р\,x_0} = \left(1{,}25 - 1{,}33\,\frac{x_0}{H}\right) M_{осн}. \quad \text{(III. 243)}$$

С учетом изгибающего момента от действия ветровой нагрузки

$$M_{сум} = M_{р\,x_0} + 0{,}3\,M_{в\,x_0}, \quad \text{(III. 244)}$$

где $M_{в\,x_0}$ — изгибающий момент от действия ветровой нагрузки в сечении x_0.

Для аппаратов с отношением $\frac{H}{D} < 5$, установленных на постаменте, превышающем высоту аппарата, эпюра распределения расчетного сейсмического момента представлена на рис. III. 54.

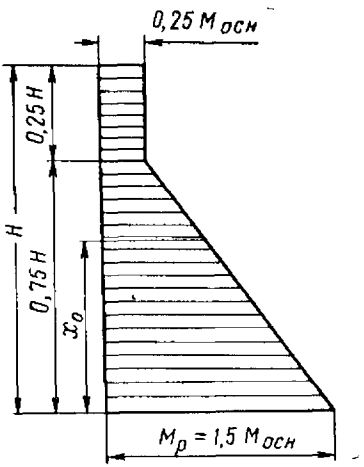


Рис. III. 54.

Расчетный сейсмический момент для этих аппаратов с учетом высших форм колебаний в сечениях $0 < x_0 \leqslant 0{,}75\ H$

$$M_{р\,x_0} = \left(1{,}5 - 1{,}67\,\frac{x_0}{H}\right) M_{оси}. \quad \text{(III. 245)}$$

С учетом изгибающего момента от действия ветровой нагрузки

$$M_{сум} = M_{р\,x_0} + 0{,}3\,M_{в\,x_0}, \quad \text{(III. 246)}$$

где $M_{в\,x_0}$ имеет то же значение.

Сейсмическая нагрузка S в $кГ$ или T на прикрепленные к аппарату консольные конструкции принимается действующей вертикально и определяется независимо от места расположения консоли по высоте формулой

$$S = 5QK_c, \quad \text{(III. 247)}$$

где Q — вес консольной конструкции в $кГ$ или T; K_c — сейсмический коэффициент, принимаемый по табл. III. 6.

Есть и другие методы определения сейсмической нагрузки на вертикальные аппараты, но излагаемый метод по сравнению с ними интересен тем, что он при упрощенном расчете дает в то же время достаточно точные результаты.

Период собственных колебаний аппарата T определяем по одним и тем же формулам как при расчете ветровой, так и сейсмической

нагрузки, поскольку в основе этих двух задач лежит теория изгиба оси аппарата от действия инерционных сил. В качестве главной принята первая форма свободных колебаний аппарата, выявляющая в основном картину перемещений точек оси сооружения. Учет влияния второй и третьей форм свободных колебаний достигается вводом коэффициентов к результатам расчета по первой форме колебаний.

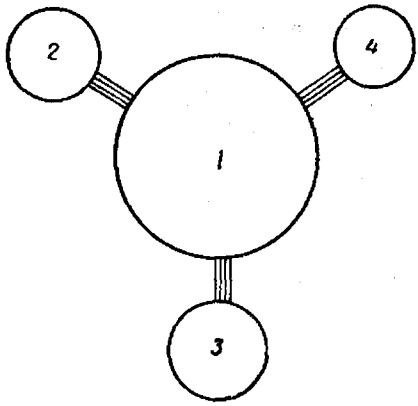
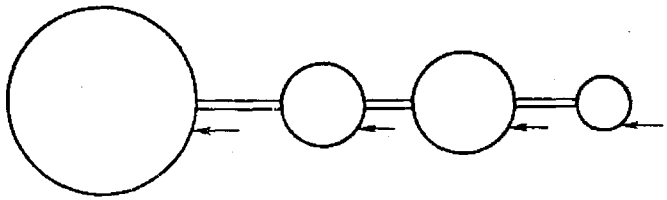


Рис. III. 55.

Можно также определять сейсмические силы для аппаратов с любым отношением высоты к диаметру и в том числе для низких, что дает возможность при этом учесть влияние податливости основания фундамента.

Общий период собственных колебаний групповых аппаратов определяют по формуле (III. 198).

Дальнейший расчет на сейсмическую нагрузку зависит от схемы расположения аппаратов.


Рис. III. 56.

Если размеры аппарата *1* преобладают над аппаратами *2*, *3*, *4* (рис. III. 55), то после нахождения общего периода собственных колебаний расчет на сейсмическую нагрузку ведем только для аппарата *1*.

Расчет на сейсмическую нагрузку аппаратов, расположенных как показано на рис. III. 56, ведем для каждого из аппаратов как отдельно стоящих.

Примеры определения изгибающего момента от действия ветровой и сейсмической нагрузок

Пример 1. Определить ветровой момент и сейсмическую нагрузку для колонны, изображенной на рис. III. 57. Аппарат переменного сечения с $\frac{H}{D} > 15$; покрыт снаружи изоляцией; место установки г. Уфа (II район на рис. III. 25).

1. Геометрические и весовые характеристики колонны даны в табл. III. 7. Рассчитываем аппарат как стержень с жесткой заделкой.

2. По формуле (III. 179) период собственных колебаний аппарата равен

$$T = 2\pi \sqrt{m_{\text{прив}} y_0}.$$

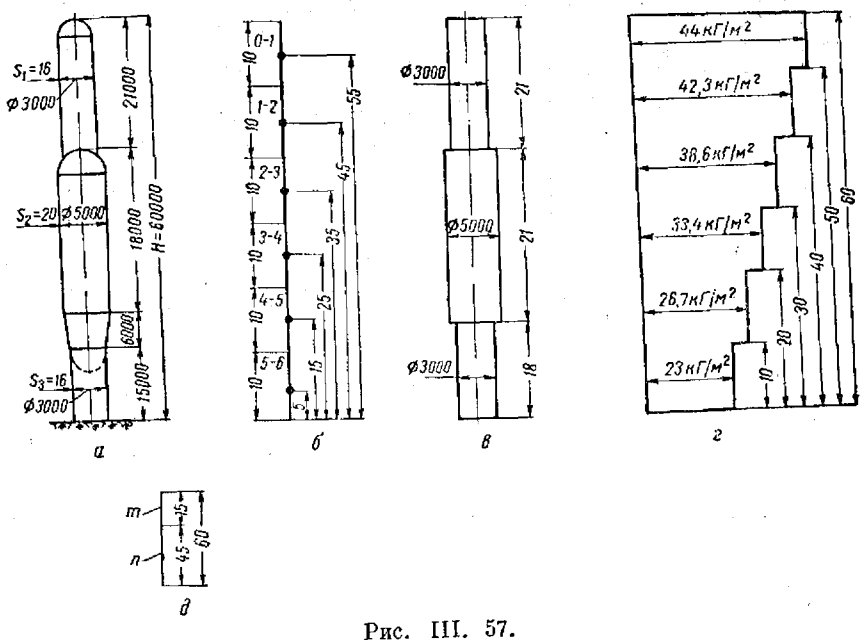


Рис. III. 57.

а — схема аппарата; *б* — расчетная схема аппарата; *в* — условная схема аппарата для определения y и $I_{\text{пр}}$; *г* — эпюра расчетного скоростного напора Q_pкГ/м²; *m* — верхняя зона; *n* — нижняя зона.

По формуле (III. 174)

$$m_{\text{прив}} = \sum_{i=0}^{i=n} m_i \alpha_i^4.$$

Значения α_i по формуле (III. 172) по участкам приведены также в табл. III. 7.

$$m_{\text{прив}} = \frac{1}{9{,}8}(84 \cdot 0{,}92^4 + 85{,}5 \cdot 0{,}75^4 + 152{,}5 \cdot 0{,}585^4 +$$

$$+ 227 \cdot 0{,}417^4 + 130{,}2 \cdot 0{,}25^4 + 17{,}7 \cdot 0{,}0835^4) = 11{,}6 \ m \cdot сек^2/м.$$

По формуле (III. 178)

$$y_0 = \frac{H^3}{2EI_1}\varphi.$$

Таблица III. 7

Геометрические и весовые характеристики колонны и значение α_i

Участки колонны	Толщина стенки s, $м$	Наружный диаметр, $м$		Высота участка H, $м$	Момент инерции поперечного сечения стенки колонны J, $м^4$	x_i, $м$	Вес аппарата с водой и изоляцией, $т$	α_i
		колонны	изоляции					
0—1	$16 \cdot 10^{-3}$	3,032	3,172	10	0,148	55	84,0	0,920
1—2	$16 \cdot 10^{-3}$	3,032	3,172	10	0,148	45	85,5	0,750
2—3	$20 \cdot 10^{-3}$	5,040	5,180	10	0,990	35	152,5	0,585
3—4	$20 \cdot 10^{-3}$	5,040	5,180	10	0,990	25	227,0	0,417
4—5	$16 \cdot 10^{-3}$	3,032	3,172	10	0,148	15	130,2	0,250
5—6	$16 \cdot 10^{-3}$	3,032	3,172	10	0,148	5	17,7	0,0835

Коэффициент φ определяем по графикам рис. III. 36, где при $\frac{H_3}{H} = \frac{18}{60} = 0{,}3$ и $\frac{J_1}{J_2} = \frac{0{,}148}{0{,}99} = 0{,}15$ $\varphi = 0{,}495$.

Таким образом

$$y_0 = \frac{60^3}{2 \cdot 21 \cdot 10^6 \cdot 0{,}148} \cdot 0{,}495 = 0{,}017 \ м/т; \qquad \text{(III. 178)}$$

$$T = 6{,}28 \sqrt{11{,}6 \cdot 0{,}017} \approx 2{,}82 \ сек. \qquad \text{(III. 179)}$$

3. Определяем ветровую нагрузку, для чего составляем табл. III. 8.

Таблица III. 8

Данные для расчета ветровой нагрузки

Показатели	Участки аппарата высотой по 10 $м$					
	0—1	1—2	2—3	3—4	4—5	5—6
Диаметр колонны D, $м$	3,172	3,172	5,18	5,18	3,172	3,172
Расчетный скоростной напор для II района $g_i = f(x_i)$ (по табл. III. 4 и рис. III. 27), $кГ/м^2$	$23 \cdot 1{,}9 = 44$	42,3	38,6	33,4	26,7	23
Коэффициент пульсации по рис. III. 29 $m_i = f(x_i)$ (табл. III. 5)	0,29	0,308	0,324	0,34	0,35	0,35
$\xi = f(T)$ по рис. III. 28			2,6			
$\beta_i = 1 + \xi m_i$	1,754	1,8	1,843	1,885	1,91	1,91
$P_i = \beta_i q_i D_{из\,i} H_i$, $кГ$	2450	2420	3670	3260	1640	1392

Ветровой изгибающий момент по формуле (III. 189) равен

$$M_в = 2450 \cdot 55 + 2420 \cdot 45 + 3670 \cdot 35 + 3260 \cdot 25 + 1640 \cdot 15 + 1392 \cdot 5 = 484\,960 \ кГ \cdot м \approx 485 \cdot 10^5 \ кГ \cdot см$$

Таблица III. 9

Определение сейсмической нагрузки на аппарат

Показатели	Номера участков					
	0—1	1—2	2—3	3—4	4—5	5—6
Коэффициент сейсмичности K_c (табл. III. 6)	$\frac{1}{20}$					
Вес аппарата по участкам Q_i, $\kappa Г$	$84 \cdot 10^3$	$85{,}5 \cdot 10^3$	$152{,}5 \cdot 10^3$	$227 \cdot 10^3$	$130{,}2 \cdot 10^3$	$17{,}7 \cdot 10^3$
Коэффициент динамичности β	0,96					
$A = \sum Q_i x_i^2$	$\sim 790 \cdot 10^3$					
$B = \sum Q_i x_i^4$	$\sim 1460 \cdot 10^6$					
Коэффициент формы по формуле (III. 237) $\eta_k = \frac{x_k^2 A}{B}$	1,62*	1,08**	0,66	0,345	0,127	0,0135
$S_k = Q_k K_c \beta \eta_k$, $\kappa Г$	6500	4450	4850	3750	795	11,5

* $55^2 \cdot 790 \cdot 10^3 : 1460 \cdot 10^6 = 1{,}62$.
** $45^2 \cdot 790 \cdot 10^3 : 1460 \cdot 10^6 = 1{,}08$ и т. д.

Поверочный расчет на резонанс.
По формуле III. 199

$$v_{кр} = \frac{5D}{T} = \frac{5 \cdot 3}{2{,}82} = 5{,}32 \text{ м/сек.}$$

По формуле (III. 208) максимальный динамический момент

$$M_д = 2{,}88 \frac{v_{кр}^2 D H^2 \varphi}{g E I_1 T^2} \sum Q_i x_i^3 \cdot 10^{-3};$$

по графикам рис. III. 47 при $\frac{I_1}{I_2} \approx 0{,}15$ и $\frac{H_3}{H} = 0{,}3$ $\varphi = 0{,}615$.

Таким образом

$$\sum Q_i x_i^3 = 84 \cdot 55^3 + 85{,}5 \cdot 45^3 + 152{,}5 \cdot 35^3 + 227 \cdot 25^3 +$$
$$+ 130{,}2 \cdot 15^3 + 17{,}7 \cdot 5^3 = 32{,}26 \cdot 10^6 \ т \cdot м^3 = 32{,}26 \cdot 10^9 \ \kappa Г \cdot м^3.$$

По формуле (III. 208)

$$M_{д} = 2{,}88 \frac{5{,}32^2 \cdot 3 \cdot 60^2 \cdot 0{,}615}{9{,}81 \cdot 21 \cdot 10^6 \cdot 0{,}148 \cdot 2{,}32^2} 10^{-3} \cdot 32{,}26 \cdot 10^9 \approx$$
$$\approx 73\,000\ кГ \cdot м = 73 \cdot 10^5\ кГ \cdot см.$$

В данном случае $M_{в} > M_{д}$ и потому дальнейший расчет на устойчивость ведем по $M_{в}$.

4. Определяем сейсмическую нагрузку, приняв условно, что аппарат установлен в районе сейсмичностью 8 баллов.

Необходимые для этого данные и результаты расчета сведены в табл. III. 9.

Сейсмический момент (см. рис. III. 57, *д* и III. 53)

$$M_{осн} = 6500 \cdot 55 + 4450 \cdot 45 + 4850 \cdot 35 + 3750 \cdot 25 + 795 \cdot 15 +$$
$$+ 11{,}5 \cdot 5 = 828 \cdot 10^3\ кГ \cdot м = 828 \cdot 10^5\ кГ \cdot см.$$

Расчетный сейсмический момент в сечениях $60 > x_0 \geqslant 45$

$$M_{р1} = 0{,}25 \cdot 828 \cdot 10^5 = 207 \cdot 10^5\ кГ \cdot см.$$

Расчетный сейсмический момент у основания с учетом высших форм колебаний

$$M_{р2} = 1{,}25 \cdot 828 \cdot 10^5 = 1035 \cdot 10^5\ кГ \cdot см.$$

Расчетный сейсмический момент на высоте $x_0 = 12\ м$

$$M_{р3} = \left(1{,}25 - 1{,}33 \frac{12}{60}\right) M_{осн} = 815 \cdot 10^5\ кГ \cdot см.$$

Пример 2. Определить ветровой и сейсмический изгибающие моменты для аппарата переменного сечения (рис. III. 58), представляющего собой вакуумную колонну диаметром 9000 *мм* в верхней части и 6400 *мм* в нижней.

1. Геометрические и весовые характеристики колонны сведены в табл. III. 10.

Таблица III. 10

Геометрические и весовые характеристики вакуумной колонны

Участки колонны	Толщина стенки s, *м*	Наружный диаметр колонны $D_{н}$, *м*	Наружный диаметр изоляции $D_{из}$, *м*	Высота участка $H_{уч}$, *м*	Вес аппарата с водой и изоляцией Q_i, *т*	Момент инерции поперечного сечения стенки аппарата J, *м*⁴
0—1	$26 \cdot 10^{-3}$	9,052	9,252	6,0	358	7,50
1—2	$26 \cdot 10^{-3}$	9,052	9,252	6,0	458	7,50
2—3	$26 \cdot 10^{-3}$	9,052	9,252	6,0	458	7,50
3—4	$26 \cdot 10^{-3}$	9,052	9,252	6,0	458	7,50
4—5	$24 \cdot 10^{-3}$	6,448	6,648	8,6	359	2,35

2. По формуле (III. 184) определяем период собственных колебаний аппарата

$$T = 2\pi H \sqrt{\frac{\sum m_i k_i^2}{\frac{H}{3EJ_1} + \varphi_0}}.$$

По формуле (III. 186)

$$k_i = \left(\frac{H}{3EJ_1} A_i + \varphi_0 \alpha_i\right).$$

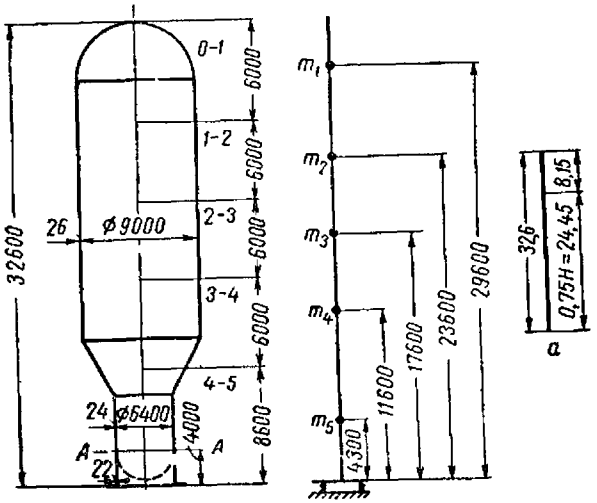


Рис. III. 58. Сечение по $A—A$.

Для участка 0—1 при подстановке численных значений

$$k_i = \frac{32{,}6 \cdot 0{,}86}{3 \cdot 21 \cdot 10^3 \cdot 7{,}5} + 0{,}9 \cdot 15{,}2 \cdot 10^{-7}.$$

Коэффициент A_i находим по графику рис. III. 37.
По формуле (III. 183) угол поворота опорного сечения φ_0 равен

$$\varphi_0 = \frac{1}{4500 \cdot J_\Phi} = \frac{1}{4500 \cdot 148} \approx 15{,}2 \cdot 10^{-7}\ 1/m \cdot м;$$

$$J_\Phi = \frac{ab^3}{12} = \frac{6{,}50^4}{12} \approx 148\ м^4.$$

Определенные таким же образом значения k_i для других участков сведены в табл. III. 11.

$$\sum m_i k_i^2 = \frac{1}{9{,}81}(358 \cdot 14{,}4^2 + 458 \cdot 11{,}408^2 + 458 \cdot 8{,}438^2 + $$
$$+ 458 \cdot 5{,}524^2 + 359 \cdot 2{,}08^2)\ 10^{-14} = 17 \cdot 10^{-11}.$$

Таблица III. 11

Показатели	Участки аппарата				
	0—1	1—2	2—3	3—4	4—5
Расстояние от середины участков до основания x_i, *м*	29,6	23,6	17,6	11,6	4,3
$\alpha_i = \frac{x_i}{H} = \frac{x_i}{32,6}$	0,907	0,724	0,54	0,356	0,132
$A_i = f(x_i)$ по графику рис. III. 37	0,856	0,59	0,365	0,175	0,03
$k_i = A_i \frac{H}{3EJ} + \alpha_i \varphi_0$	$14,4 \cdot 10^{-7}$	$11,408 \cdot 10^{-7}$	$8,438 \cdot 10^{-7}$	$5,524 \cdot 10^{-7}$	$2,08\ 10^{-7}$

Итак

$$T = 2\pi\, 32,6 \sqrt{\frac{17\ 10^{-11}}{(0,69+15,2)\ 10^{-7}}} = 2,16\ сек,$$

имея в виду, что $\frac{H}{3EJ_1} = \frac{32,6}{3 \cdot 21 \cdot 10^6 \cdot 7,5} = 0,69 \cdot 10^{-7}$.

Момент инерции верхнего сечения аппарата

$$J_1 = \frac{\pi}{64}(9,052^4 - 9^4) \approx 7,5\ м^4.$$

Таблица III. 12

Определение ветровой нагрузки

Показатели	Участки аппарата				
	0—1	1—2	2—3	3—4	4—5
Высота участка h_i, *м*	6	6	6	6	8,6
Наружный диаметр изоляции D_i из, *м*	9,252	9,252	9,252	9,252	6,648
x_i	29,6	23,6	17,6	11,6	4,3
Расчетный скоростной напор для I района по рис. III. 25 и III. 27 (табл. III. 5) $q_i = f(x_i)$ *кГ/м²*	27,9	25,6	22,5	18,75	18
По рис. III. 29 $m_i = f(x_i)$	0,336	0,34	0,35	0,35	0,35
$\xi = f(T)$ по рис. III. 28			2,4		
$\beta_i = 1 + \xi m_i$	1,806	1,815	1,828	1,84	1,84
$P_i = \beta_i q_i D_i H_i$, *кГ*	2880	2680	2350	1980	1890

В табл. III. 12 сводим данные для определения ветровой нагрузки.

По формуле (III. 189) ветровой изгибающий момент равен

$$M_в = 2880 \cdot 29{,}6 + 2680 \cdot 23{,}6 + 2350 \cdot 17{,}6 + 1980 \cdot 11{,}6 + 1890 \cdot 4{,}3 = 200{,}8 \cdot 10^3 \; кГ \cdot м = 200{,}8 \cdot 10^5 \; кГ \cdot см.$$

Поверочный расчет на резонанс не проводим, так как

$$v_{кр} = \frac{5D}{T} = \frac{5 \cdot 9}{2{,}16} = 20{,}8 \; м/сек \approx v_{max}$$ для I района.

3. Определяем сейсмическую нагрузку, считая, что аппарат установлен в районе сейсмичностью 7 баллов.

Необходимые данные и результаты расчета сейсмической нагрузки для аппарата приведены в табл. III. 13.

Таблица III. 13

Определение сейсмической нагрузки аппарата

Показатели	Номера участков				
	0—1	1—2	2—3	3—4	4—5
Коэффициент сейсмичности K_c	$\frac{1}{40}$				
Вес аппарата по участкам Q_i, *кг*	$358 \cdot 10^3$	$458 \cdot 10^3$	$458 \cdot 10^3$	$458 \cdot 10^3$	$359 \cdot 10^3$
Коэффициент динамичности β	0,96				
$A' = \sum Q_i k_i$	1,75				
$B' = \sum Q_i k_i^2$	$16{,}8 \; 10^{-7}$				
Коэффициент формы по формуле (III. 240) $\eta_к = \frac{K_к A'}{B'}$	1,5	1,19	0,88	0,575	0,216
$S_к = Q_к K_c \beta \eta_к$, *кГ*	12 900	13 000	9 800	6 320	1 860

По формуле (III. 241) изгибающий момент от действия расчетных сейсмических сил при $x_0 = 0$

$$M_{осн} = 12\,900 \cdot 29{,}6 + 13\,000 \cdot 23{,}6 + 9800 \cdot 17{,}6 + 6320 \cdot 11{,}5 + 1860 \cdot 4{,}3 = 943 \cdot 10^3 \; кГ \cdot м = 943 \cdot 10^5 \; кГ \cdot см.$$

Расчетный сейсмический момент с учетом высших форм колебаний в сечениях $32{,}6 > x_0 \geqslant 24{,}45$ *м*

$$M_{p1} = 0{,}25 \cdot 943 \cdot 10^5 = 236 \cdot 10^5 \text{ кГ} \cdot \text{см}.$$

Расчетный сейсмический момент у основания аппарата с учетом высших форм колебаний

$$M_{p2} = 1{,}25 \cdot 943 \cdot 10^5 = 1179 \cdot 10^5 \text{ кГ} \cdot \text{см}.$$

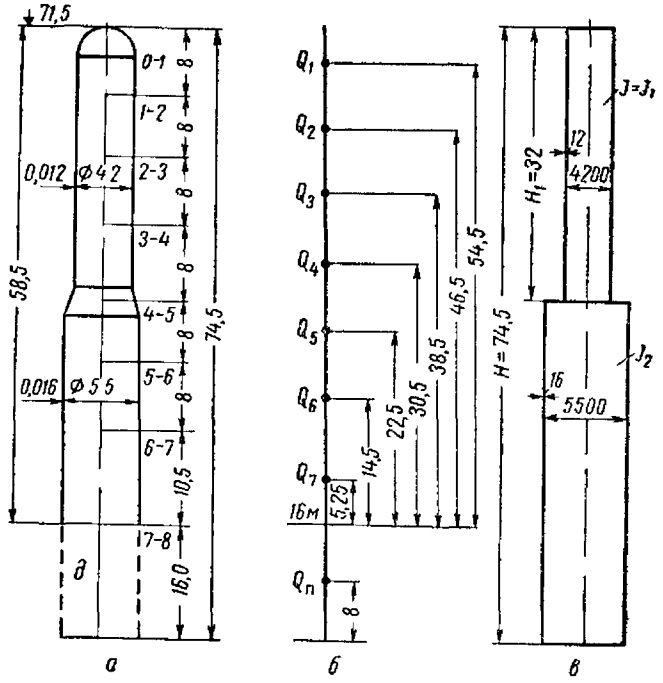


Рис. III. 59.

д — железобетонный постамент, *а* — схема аппарата, *б* — расчетная схема аппарата, *в* — условная схема аппарата для определения φ по графикам рис III 34—III 36.

Расчетный сейсмический момент на высоте $x_0 = 15$ *м* с учетом высших форм колебаний

$$M_{p3} = \left(1{,}25 - 1{,}33\,\frac{15}{32{,}6}\right) 943 \cdot 10^5 = 605 \cdot 10^5 \text{ кГ} \cdot \text{см}.$$

Пример 3. Определить ветровой изгибающий момент и в случае необходимости провести проверочный расчет аппарата на резонанс (рис. III. 59). Аппарат переменного сечения с $H/D > 15$. Он установлен на железобетонный постамент высотой 16 *м*. Вес постамента принят равным ~100 *т*. Место установки аппарата г. Омск (II район по рис. III. 25).

1. Для указанной условной схемы по графикам рис. III. 34 $\varphi = 0{,}27$, так как

$$\frac{J_1}{J_2} = \frac{0{,}375}{1{,}05} = 0{,}356;$$

$$\frac{H_1}{H} = \frac{32}{74{,}5} = 0{,}43,$$

где $J_1 = \frac{\pi D_1^3}{8} s = \frac{\pi \cdot 4{,}224^3}{8} 0{,}012 = 0{,}375\ м^4$,

$$J_2 = \frac{\pi D_2^3}{8} s = \frac{\pi \cdot 5{,}532^3}{8} 0{,}016 = 1{,}05\ м^4.$$

Необходимые данные для определения периода собственных колебаний аппарата T сведены в табл. III. 14, имея в виду, что аппарат разделен на участки согласно рис. III. 59.

$$\sum Q_i x_i^4 = 50{,}4\,(70{,}5^4 + 62{,}5^4 + 54{,}5^4 + 46{,}5^4) + 200\,(38{,}5^4 + 30{,}5^4) + \\ + 262 \cdot 21{,}25^4 + 100 \cdot 8^4 = 34{,}45 \cdot 10^8\ T \cdot м.$$

Таблица III. 14

Показатели	Участки аппарата							
	0—1	1—2	2—3	3—4	4—5	5—6	6—7	7—8
Вес с учетом воды и металлоконструкции Q_i, $т$	50,4	50,4	50,4	50,4	200	200	262	100
Расстояние от середины участков до основания постамента x_i, $м$	70,5	62,5	54,5	46,5	38,5	30,5	21,25	8

По формуле (III. 180)

$$T = 4{,}45 \sqrt{\frac{\varphi \sum Q_i x_i^4}{E J_1 g H}} = 4{,}45 \sqrt{\frac{0{,}27 \cdot 34{,}45 \cdot 10^8}{21 \cdot 10^6 \cdot 0{,}375 \cdot 9{,}81 \cdot 74{,}5}} \approx 1{,}8\ сек.$$

2. Данные, необходимые для определения ветровой нагрузки, помещены в табл. III. 15.

Ветровой изгибающий момент относительно основания аппарата, т. е. на отметке 16 $м$

$$M_в = \sum P_i x_i = 2430 \cdot 54{,}5 + 2420 \cdot 16{,}5 + 2410 \cdot 38{,}5 + \\ + 2390 \cdot 30{,}5 + 3000 \cdot 22{,}5 + 2760 \cdot 14{,}5 + 2170 \cdot 5{,}25 \approx \\ \approx 529\,000\ кГ \cdot м \approx 529{,}0 \cdot 10^5\ кГ \cdot см.$$

3. Поверочный расчет на резонанс

$$v_{кр} = \frac{5D}{T} = \frac{5 \cdot 4{,}224}{1{,}8} = 11{,}75\ м/сек > 10\ м/сек.$$

Таблица III. 15

Показатели	Участки аппарата							
	0—1	1—2	2—3	3—4	4—5	5—6	6—7	7—8
Высота участка h_i, *м* . .	8	8	8	8	8	8	10,5	Постамент
Наружный диаметр D_i, *м*	4,224	4,224	4,224	4,224	5,532	5,532	5,532	
x_i, *м*	70,5	62,5	54,5	46,5	38,5	30,5	21,25	—
Расчетный скоростной напор для II района $q_i = f(x_i)$	46,0	44,8	43,6	42,5	40,0	36,2	31,2	
По рис. III. 29 $m_i = f(x_i)$	0,261	0,275	0,290	0,303	0,318	0,331	0,347	
$\xi = f(T)$ по рис. III. 28	2,18							
$\beta_i = 1 + \xi m_i$	1,568	1,600	1,632	1,660	1,693	1,720	1,760	
x_i	54,5	46,5	38,5	30,5	22,5	14,5	5,25	—
$P_i = \beta_i q_i D_i h_i$	2430	2420	2410	2390	3000	2760	2170	

По формулам (III. 207 и III. 211) динамический момент в сечении $x_0 = 16$ *м* в связи с тем, что высота железобетонного постамента $H_п > 7$ *м*

$$M_д = \frac{1}{2} \cdot 2{,}88 \frac{v_{кр}^2 H^2 D \varphi}{T^2 E J_1 g} \sum Q_i x_i^2 (x_i - x_0)\, 10^{-3} =$$

$$= 1{,}44 \frac{11{,}75^2 \cdot 74{,}5^2 \cdot 4{,}224 \cdot 0{,}18}{1{,}8^2 \cdot 21 \cdot 10^6 \cdot 0{,}375 \cdot 9{,}81} 4362 \cdot 10^4 \cdot 10^{-3} = 147\ T \cdot м =$$

$$= 147 \cdot 10^5\ кГ \cdot см,$$

где $k = 0{,}18$ (по рис. III. 45) при

$$\frac{J_i}{J_2} = 0{,}356 \quad и \quad \frac{H_1}{H} = 0{,}43;$$

$$\sum Q_i x_i^2 (x_i - x_0) = \sum Q_i x_i^2 x_i = 50{,}4\,(70{,}5^2 \cdot 54{,}5 + 62{,}5^2 \cdot 46{,}5 +$$
$$+ 54{,}5^2 \cdot 38{,}5 + 46{,}5^2 \cdot 30{,}5) + 200\,(38{,}5^2 \cdot 22{,}5 + 30{,}5^2 \cdot 14{,}5) +$$
$$+ 262 \cdot 21{,}25^2 \cdot 5{,}25 = 4362 \cdot 10^4\ T \cdot м^3.$$

Как видим

$$M_в > M_д.$$

Пример 4. Определить ветровой и сейсмический изгибающие моменты для отдельно стоящего вертикального цилиндрического фракционирующего абсорбера высотой $H = 46\,850$ *мм* (рис. III. 60), внутренний диаметр верхней части которого 1000 *мм*, а нижней — 1400 *мм* с коническим переходом между ними высотой 900 *мм*. Нижняя опорная обечайка высотой 7100 *мм* выполнена в виде конуса с диаметром внизу 3000 *мм*.

Схема расположения люков и S-образных тарелок внутри аппарата показана также на рисунке. Здесь же приведены отметки по высоте крепления на волуокружности 15 обслуживающих площадок.

Колонна покрыта термоизоляцией, толщина которой $\delta = 100$ *мм* и удельный вес $\gamma = 300$ *кГ/м*^{3}.

Абсорбер работает в следующих условиях: среда — нефтепродукт со следами H_2S; температура верха 40° С; низа — 102° С; давление 3 *кГ/см*^{2}; высота жидкости на тарелке условно принята равной 100 *мм* (в рабочих условиях).

Вес одной тарелки диаметром 1400 *мм* ~105 *кг*, тарелки диаметром 1000 *мм* ~80 *кг*; вес люка $D_y = 450$ *мм* ~124 *кг*.

Намеченная предварительно толщина стенок аппарата с учетом прибавки на коррозию 4 *мм* показана на рисунке.

Вес по участкам аппарата, подсчитанный на основе приведенных данных, а также геометрическая характеристика аппарата помещены в табл. III. 15*а*.

Абсорбер должен быть установлен в географическом районе, характеризующемся следующими величинами скоростного напора ветра при высоте от поверхности земли:

до 10 *м* — 60 *кГ/м*^{2};
от 10 до 20 *м* — 80 *кГ/м*^{2};
более 20 *м* — 130 *кГ/м*^{2}.

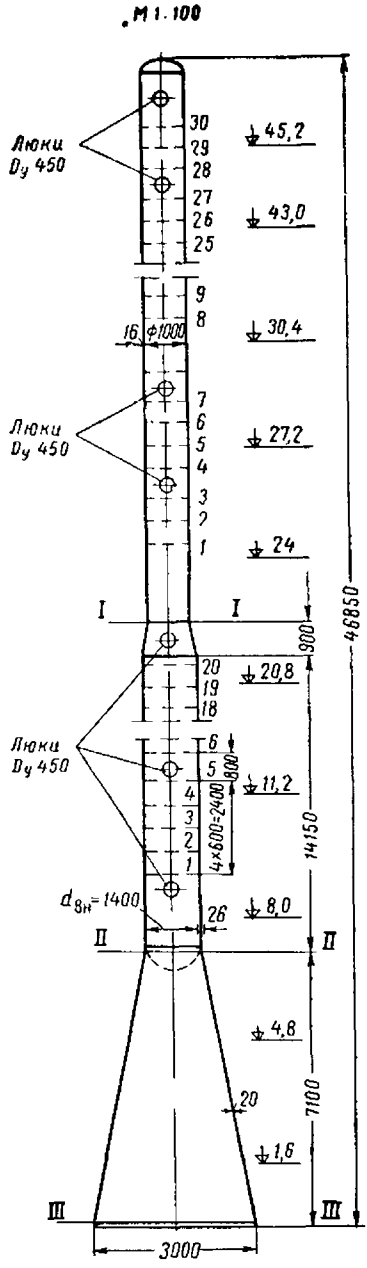


Рис. III. 60.

Таблица III. 15а

Участки колонны (рис III. 61)	Толщина стенки s', м	Наружный диаметр, м		Высота участка $H_{уч}$, м	Момент инерции поперечного сечения стенки колонны, $м^4$	Вес аппарата с водой и изоляцией, $т$	Ветровая нагрузка P_i, $кГ$
		колонны	изоляции				
0—1	$12 \cdot 10^{-3}$	1,032	1,232	7,15	0,00515	10,00	1180
1—2	$12 \cdot 10^{-3}$	1,032	1,232	6,00	0,00515	8,40	1015
2—3	$12 \cdot 10^{-3}$	1,032	1,232	6,00	0,00515	8,40	1015
3—4	$12 \cdot 10^{-3}$	1,032	1,232	6,00	0,00515	8,40	1015
4—5	$22 \cdot 10^{-3}$	1,452	1,652	7,30	0,02600	21,18	1060
5—6	$22 \cdot 10^{-3}$	1,452	1,652	7,30	0,02600	21,18	790
6—7	$20 \cdot 10^{-3}$	Средний 2,266	2,266	7,10	0,09300	8,80	1060

Материал корпуса аппарата — листовая сталь 16ГС (3Н) с пределом текучести согласно сертификату $\sigma_т = 3300$ $кГ/см^2$.

1. *Определяем период собственных колебаний.*

Вес аппарата $Q_{min} \approx 39{,}0$ $т$, $Q_{max} \approx 87{,}0$ $т$.

Расчетную схему аппарата рассматриваем как стержень переменного сечения с жесткой заделкой, так как $\frac{H}{D} > 15$. Для определения периода собственных колебаний по формуле (III. 179) находим величины, входящие в эту формулу, имея в виду, что аппарат разделен на участки, приведенные на рис. III. 61.

По формуле (III. 174)

$$m_{прив} = \sum m_i \alpha_i^4 = \frac{1}{9{,}8}\left[10\left(\frac{43{,}27}{46{,}85}\right)^4 + 8{,}4\left(\frac{36{,}7}{46{,}85}\right)^4 + 8{,}4\left(\frac{30{,}7}{46{,}85}\right)^4 + \right.$$

$$\left. + 8{,}4\left(\frac{24{,}7}{46{,}85}\right)^4 + 21{,}18\left(\frac{18{,}05}{46{,}85}\right)^4 + 21{,}18\left(\frac{10{,}75}{46{,}85}\right)^4 + 8{,}8\left(\frac{3{,}55}{46{,}85}\right)^4\right] =$$

$$= 1{,}36 \ T \cdot сек^2/м.$$

По формуле (III. 178) приближенно определяем y_0:

$$\frac{H_1}{H} = \frac{25{,}15}{46{,}85} = 0{,}54,$$

$$\frac{J_1}{J_2} = \frac{0{,}00515}{0{,}026} = 0{,}198; \quad \varphi = 0{,}23 \text{ (по рис. III. 34)};$$

$$y_0 = \frac{H^3}{2EJ_1}\varphi = \frac{46{,}85^3}{2 \cdot 21 \cdot 10^6} \cdot \frac{0{,}23}{0{,}00515} = 0{,}1095 \ м/Т.$$

Итак

$$T = 2\pi\sqrt{m_{прив} y_0} = 2 \cdot 3{,}14\sqrt{1{,}36 \cdot 0{,}1095} = 2{,}43 \ сек.$$

2. Определяем ветровую нагрузку.

Примем ветровые нагрузки в соответствии с данными табл. III. 15*а*.

Ветровой момент определяем для трех сечений: 1—1, 2—2, 3—3.

Сечение 1—1

$$M_{в1} = 1180\ (43{,}27-22{,}15) + 1015\ \ [(36{,}7-22{,}15) + (30{,}7-22{,}15) + (24{,}7-22{,}15)] = 40\ 700\ кГ\cdot м = 40{,}7 \cdot 10^5\ кГ\cdot см.$$

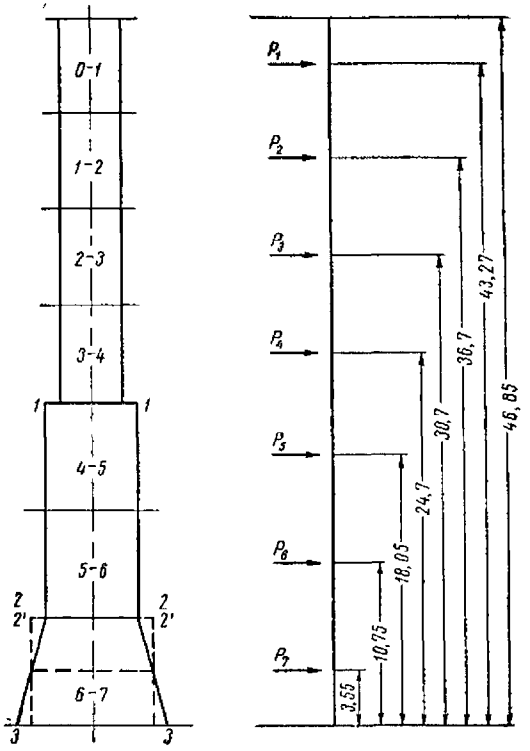


Рис. III. 61. Расчетная схема.

Сечение 2—2

$$M_{в2} = 1180\ \ (43{,}27-7{,}1) + 1015\ \ [(36{,}7-7{,}1) + (30{,}7-7{,}1) + (24{,}7-7{,}1)] + 1060\ (18{,}05-7{,}1) + 790\ (10{,}75-7{,}1) = 130\ 000\ кГ\cdot м = 130 \cdot 10^5\ кГ\cdot см.$$

Сечение 3—3

$$M_{в3} = 1180 \cdot 43{,}27 + 1015\ \ (36{,}7+30{,}7+24{,}7) + 1060 \cdot 18{,}05 + 790 \cdot 10{,}75 + 1060 \cdot 3{,}55 = 187\ 000\ кГ\cdot м = 187 \cdot 10^5\ кГ \cdot см.$$

Момент от ветровой нагрузки на обслуживающие площадки

$$M'_в = \sum M_{в\,i}.$$

Момент от ветровой нагрузки на одну площадку

$$M_{в1} = P_i H_i,$$

где $P_i = 1{,}4\ \beta\ q 0{,}3 F$; $F = (D_{ап} + 2)\ 1\ м^2$.

Здесь число 2 включает две ширины площадок, приблизительно по 1 *м* каждая. Высота площадок ~1 *м*.

Для площадок *1*, *2*, считая сверху

$P_i = 1{,}4 \cdot 1{,}722 \cdot 130 \cdot 0{,}3 \cdot 3 = 282\ кГ$;

для площадок *3*, *4*, *5*, *6*, *7*, *8*

$P_i = 1{,}4 \cdot 1{,}77 \cdot 130 \cdot 0{,}3 \cdot 3 = 290\ кГ$;

для площадок *9*, *10*, *11*, *12*

$P_i = 1{,}4 \cdot 1{,}83 \cdot 80 \cdot 3{,}4 \cdot 0{,}3 = 209\ кГ$;

для площадки *13*

$P_i = 1{,}4 \cdot 1{,}83 \cdot 60 \cdot 3{,}4 \cdot 0{,}3 = 156{,}5\ кГ$;

для площадки *14*

$P_i = 1{,}4 \cdot 1{,}83 \cdot 60 \cdot 3{,}92 \cdot 0{,}3 = 180\ кГ$;

для площадки *15*

$P_i = 1{,}4 \cdot 1{,}83 \cdot 60 \cdot 4{,}87 \cdot 0{,}3 = 320\ кГ$.

Итак, для сечения 1—1

$$M'_{в1} = 282\ (45{,}2 - 22{,}15) + 282\ (43 - 22{,}15) + 290\ (39{,}6 - 22{,}15) + 290\ (36{,}4 - 22{,}15) + 290\ (33 - 22{,}15) + 290\ (30{,}4 - 22{,}15) + 290\ (27{,}2 - 22{,}15) + 290\ (24 - 22{,}15) = 27\,250\ кГ \cdot м = 27{,}25 \cdot 10^5\ кГ \cdot см.$$

Суммарный момент

$M_{с1} = 40{,}7 \cdot 10^5 + 27{,}25 \cdot 10^5 = 67{,}95 \cdot 10^5\ кГ \cdot см$; примем равным $68 \cdot 10^5\ кГ \cdot см$.

Для сечения 2—2

$$M'_{в2} = 282\ (45{,}2 - 7{,}1) + 282\ (43 - 7{,}1) + 290\ (39{,}6 - 7{,}1) + 290\ (36{,}4 - 7{,}1) + 290\ (33 - 7{,}1) + 290\ (30{,}4 - 7{,}1) + 290\ (27{,}2 - 7{,}1) + 290\ (24 - 7{,}1) + 209\ (20{,}8 - 7{,}1) + 209\ (17{,}6 - 7{,}1) + 209\ (14{,}4 - 7{,}1) + 209\ (11{,}2 - 7{,}1) + 156{,}5\ (8 - 7{,}1) = 70\,800\ кГ \cdot м = 70{,}8 \cdot 10^5\ кГ \cdot см.$$

Суммарный момент

$M_{с2} = 130 \cdot 10^5 + 70{,}8 \cdot 10^5 = 200{,}8 \cdot 10^5\ кГ \cdot см$; примем $201 \cdot 10^5\ кГ \cdot см$.

Для сечения 3—3

$$M'_{в3} = 282\,(45{,}2 + 43) + 290\,(39{,}6 + 36{,}4 + 33{,}0 + 30{,}4 + 27{,}2 + 24) + 209\,(20{,}8 + 17{,}6 + 14{,}4 + 11{,}2) + 156{,}5 \cdot 8 + 180 \cdot 4{,}8 + 220 \cdot 1{,}6 = 94\,045\ кГ \cdot м = 94{,}045 \cdot 10^5\ кГ \cdot см.$$

Суммарный момент

$$M_{с3} = 187 \cdot 10^5 + 94{,}045 \cdot 10^5 = 281 \cdot 10^5\ кГ \cdot см.$$

Поверочный расчет аппарата на резонанс.
Критическая скорость по формуле (III. 199)

$$v_{кр} = \frac{5D}{T} = \frac{5 \cdot 1{,}032}{2{,}43} = 2{,}12\ м/сек.$$

Амплитуда аэродинамической силы по формуле (III. 201)

$$F_0 = \frac{v_{кр}^2 D \cdot 10^{-3}}{64} = 0{,}0727 \cdot 10^{-3}\ т/м.$$

Резонансная амплитуда колебаний по формуле (III. 202)

$$y_д = 0{,}35\,\frac{F_0 H^4}{EI_{прив}\,\delta} = 0{,}35\,\frac{0{,}0727 \cdot 10^{-3} \cdot 46{,}85^4}{21 \cdot 10^6 \cdot 0{,}043 \cdot 0{,}1} = 0{,}00135\ м.$$

Здесь по формуле (III. 203)

$$I_{прив} = 0{,}75\,\frac{I_1}{\varphi} = 0{,}75\,\frac{0{,}00515}{0{,}09} = 0{,}043.$$

По графику рис. III. 45

$$\varphi \approx 0{,}09.$$

Круговая частота колебаний по формуле (III. 205)

$$\omega = \frac{2\pi}{T} = \frac{6{,}28}{2{,}43} = 2{,}58\ 1/сек.$$

Динамические изгибающие моменты по формуле (III. 206)

$$M_{д\,з} = 2{,}58^2 \cdot 0{,}00135\,\frac{1}{9{,}8}\left[10\left(\frac{43{,}27}{46{,}85}\right)^2 \cdot 43{,}27 + 8{,}4\left(\frac{36{,}7}{46{,}85}\right)^2 \cdot 36{,}7 + 8{,}4\left(\frac{30{,}7}{46{,}85}\right)^2 \cdot 30{,}7 + 8{,}4\left(\frac{24{,}7}{46{,}85}\right)^2 \cdot 24{,}7 + 21{,}18\left(\frac{18{,}05}{46{,}85}\right)^2 \cdot 18{,}05 + 21{,}18\left(\frac{10{,}75}{46{,}85}\right)^2 10{,}75 + 8{,}8\left(\frac{3{,}55}{46{,}85}\right)^2 \cdot 3{,}55\right] =$$

$$= 0{,}65\ т \cdot м = 65\ кГ \cdot м = 0{,}65 \cdot 10^5\ кГ \cdot см.$$

Таким образом

$$M_д < M_в.$$

Определяем сейсмический момент.
Результаты определения сейсмических сил сведены в табл. III. 16.

Таблица III. 16

Определение сейсмической нагрузки на аппарат

Показатели	Номера участков						
	0—1	1—2	2—3	3—4	4—5	5—6	6—7
Коэффициент сейсмичности K_c	1/40						
Вес аппарата по участкам, $кГ$	$10 \cdot 10^3$	$8{,}4 \cdot 10^3$	$8{,}4 \cdot 10^3$	$8{,}4 \cdot 10^3$	$21{,}18 \cdot 10^3$	$21{,}18 \cdot 10^3$	$8{,}8 \cdot 10^3$
Коэффициент динамичности β	0,96						
$A = \sum Q_i x_i^2$	$544 \cdot 10^2$						
$B = \sum Q_i x_i^4$	$5936 \cdot 10^4$						
Коэффициент формы $\eta_к = \frac{x_к^2 A}{B}$	1,81	1,23	0,866	0,56	0,3	0,142	0,0106
$S_к = Q_к K_c \beta \eta_к$, $кГ$	435	248	175 ·	113	152	72,2	22,6

По формуле (III 242) сейсмический момент в основании с учетом высших форм колебаний равен

$$M_{р\ осн} = (435 \cdot 43{,}27 + 248 \cdot 36{,}7 + 175 \cdot 30{,}7 + 113 \cdot 24{,}7 + 152 \cdot 18{,}05 + 72{,}2 \cdot 10{,}75 + 22{,}6 \cdot 3{,}55)\ 1{,}25 = 49{,}5 \cdot 10^3\ кГ \cdot м = 49{,}5 \cdot 10^5\ кГ \cdot см.$$

Сейсмический момент при минимальном весе аппарата

Период собственных колебаний T_1 пустого аппарата определяем по формуле (III. 227).

Сейсмический момент M_c для пустого аппарата весом Q_1

$$M_c' = M_c \frac{\beta_1}{\beta} \cdot \frac{Q_1}{Q_2}, \qquad (III.248)$$

где M_c — сейсмический момент для максимально нагруженного аппарата весом Q_2; β_1 — коэффициент динамичности для пустого

аппарата, который определяется по графику рис. III. 52; β — коэффициент динамичности для максимально нагруженного аппарата.

Пример 5. Определить период собственных колебаний для группы аппаратов, установленных на общем фундаменте (рис. III. 62).

$$m_{\text{прив}} = \frac{1}{9{,}8}\left(50\,\frac{7{,}5}{40} + 75\,\frac{10}{40} + 100\,\frac{12{,}5}{40} + 200\,\frac{20}{40}\right) = 16{,}25\ \frac{m \cdot сек^2}{м}$$

$$J_\Phi = \frac{10^4}{12} = 834\ м^4;$$

$$\varphi_0 = \frac{1}{4500\,J_\Phi} = \frac{1}{4500 \cdot 834} = 0{,}266 \cdot 10^{-6}.$$

По формуле (III. 195)

$$T = 2\pi H \sqrt{m_{\text{прив}}\,\varphi_0} = 6{,}28 \cdot 40 \sqrt{16{,}25 \cdot 0{,}266 \cdot 10^{-6}} = 0{,}395\ сек.$$

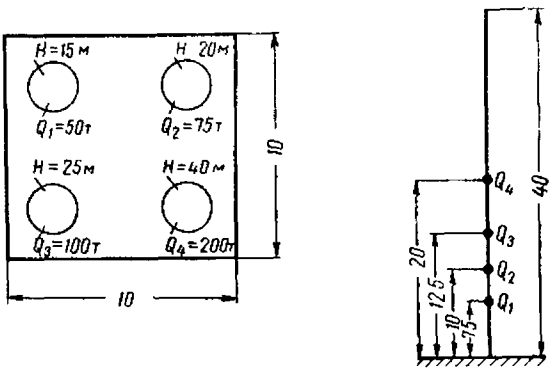


Рис. III 62.

В тех случаях, когда геометрические характеристики аппарата не укладываются в принятую классификацию, для расчета ветровой нагрузки может быть применен приведенный ниже метод последовательных приближений.

Рассмотрим для примера трубу высотой $h = 100\ м$, схема которой приведена на рис. III. 63.

Сооружение это обладает более чем одной степенью свободы, поэтому под влиянием ветра в нем возникают горизонтальные свободные колебания различных периодов и форм.

Хотя для расчета трубы на ветровую нагрузку и можно было бы воспользоваться изложенным выше методом, однако, учитывая, что аппарат из-за сложности своих геометрических форм может не соответствовать приведенным ранее схемам, воспользуемся общим методом решения задачи, пригодным для аппаратов любой геометрической формы.

Для определения периода собственных колебаний трубы применим метод последовательных приближений.

Делим трубу по высоте, считая сверху, на ряд участков 0—1, 1—2, 2—3, ... Обозначаем вес каждого участка через P_1, P_2, P_3, ..., P_{n-1}, P_n. Этот вес при колебаниях трубы вызывает силы инерции, направленные горизонтально.

Первым приближением для основной формы колебаний трубы принимаем параболу, выражаемую уравнением

$$y_i = f\left(\frac{x_i}{h}\right)^2, \qquad \text{(III. 249)}$$

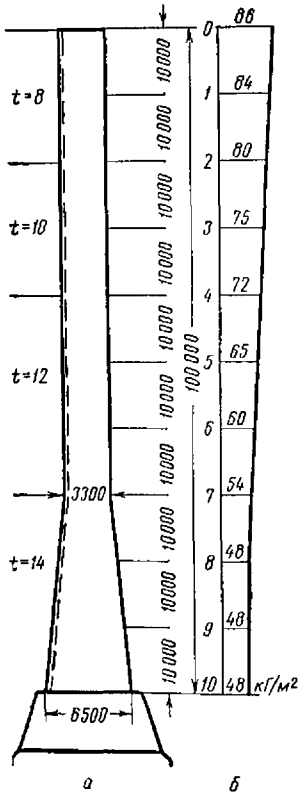


Рис. III. 63.

а — схема трубы; *б* — эпюра расчетного скоростного напора

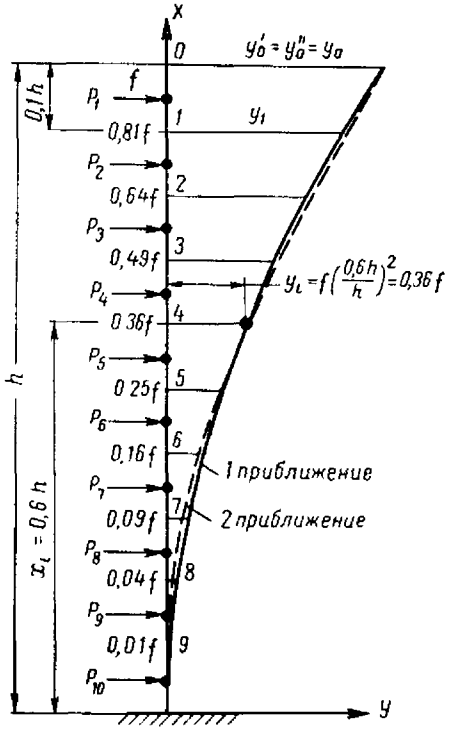


Рис. III. 64.

где f — прогиб верхнего конца трубы; x_i, y_i — координаты данной точки оси (рис. III. 64).

За второе приближение принимаем изогнутую ось трубы, нагруженной силами инерции, возникающими при ее колебаниях, по первой форме.

Сравнивая ординаты кривых первого и второго приближений для верхней точки трубы, получаем первое приближенное значение частоты собственных колебаний ω в *рад/сек*. Вместо продолжения указанного процесса с получением ряда последовательных значений

круговых собственных частот ω_1, ω_2, ω_3, ..., ω_n, которые стремятся к истинным значениям частоты, ограничиваются обычно вторым приближением, которое дает значение частоты собственных колебаний с достаточной степенью точности.

В табл. III. 17 приведены геометрические характеристики дымовой трубы. Как видно из таблицы, труба разделена по высоте на секции высотой по 10 *м*. В верхней части труба футерована шамотом в полкирпича, в нижней — в кирпич. Футеровка семи верхних секций трубы опирается на приваренные к трубе опорные кольцевые полки. Футеровка нижней конической опорной части трубы покоится на фундаменте.

Таблица III. 17

Участки трубы	Толщина стенки трубы, δ *м*	Наружный диаметр трубы $d_н$, *м*	Площадь поперечного сечения стенки трубы F, *м²*	Момент инерции поперечного сечения стенки трубы J, *м⁴*	$\frac{J_c^*}{J}$	Толщина футеровки $s_ф$, *м*	Наружный диаметр футеровки, *м*	Площадь футеровки $F_ф$, *м²*	Расчетная ветровая нагрузка P_i, *кГ*
0—1	0,008	3,30	0,083	$J_c = 0{,}11$	1,00	0,115	3,21	1,10	2707
1—2	0,008	3,30	0,083	0,11	1,00	0,115	3,21	1,10	2728
2—3	0,010	3,30	0,104	0,14	0,79	0,115	3,21	1,10	2693
3—4	0,010	3,30	0,104	0,14	0,79	0,230	3,21	2,16	2648
4—5	0,012	3,30	0,125	0,17	0,65	0,230	3,21	2,16	2538
5—6	0,012	3,30	0,125	0,17	0,65	0,230	3,21	2,16	2405
6—7	0,012	3,30	0,125	0,17	0,65	0,230	3,21	2,16	2257
7—8	0,014	3,84**	0,167	0,31	0,36	—	—	—	2432
8—9	0,014	4,91**	0,214	0,64	0,17	—	—	—	2794
9—10	0,014	5,97**	0,262	1,16	0,095	—	—	—	3421

* J_c — момент инерции верхнего поперечного сечения стенки трубы;
J — момент инерции данного поперечного сечения стенки трубы.
** средний.

В зазор между футеровкой и стальным кожухом плотно насыпана инфузорная земля.

При описанной конструкции трубы в колебаниях стальной трубы принимает участие масса футеровки только верхних семи секций и потому она и учтена в расчете, как это видно из табл. III. 17.

Приведенные в табл. III. 17 данные подсчитаны по следующим формулам.

Площадь поперечного сечения трубы в *м²*

$$F = \frac{\pi}{4}\left[d_н^2 - (d_н - 2s)^2\right]; \qquad \text{(III. 250)}$$

момент инерции трубы в *м⁴*

$$J = \frac{\pi}{64}\left[d_н^4 - (d_н - 2s)^4\right]. \qquad \text{(III. 251)}$$

Силы инерции в $кГ$, образующиеся при колебаниях трубы, определяем по формуле

$$P_и = \frac{Q}{g}\omega^2 y_ц, \qquad \text{(III. 252)}$$

где Q — вес участка трубы высотой $h_{уч}$ в $м$.

Для рассматриваемого участка дымовой трубы

$$P_и = \frac{(F_к \gamma_к + F_ф \gamma_ф) h_{уч}}{g}\omega^2 y_ц, \qquad \text{(III. 253)}$$

где $F_к$ и $F_ф$ — площади поперечного сечения кожуха трубы и футеровки в $м^2$; $\gamma_к$ и $\gamma_ф$ — вес единицы объема материала кожуха и футеровки, при этом $\gamma_к = 7{,}85\ Т/м^3$, $\gamma_ф = 1{,}8\ Т/м^3$; $h_{уч}$ — высота участка трубы в $м$; ω^2 — квадрат круговой частоты; $y_ц$ — ордината кривой первого приближения, соответствующая центру тяжести участка трубы, в $м$; $g = 9{,}81\ м/сек^2$ — ускорение силы тяжести.

Примем, что

$$\frac{x_{i\,y}}{h} = \varepsilon_{i\,y}, \qquad \text{(III. 254)}$$

тогда на основании формул (III. 249), (III. 252) и (III. 254) можем написать

$$P_{и\,i} = Q_i \varepsilon_{i\,y}^2 \frac{\omega^2 f}{g}. \qquad \text{(III. 255)}$$

Пусть

$$Q_i \varepsilon_{i\,y}^2 = r_i, \qquad \text{(III. 256)}$$

здесь Q_i — вес данного участка; тогда

$$P_{и\,i} = r_i \frac{\omega^2 f}{g}. \qquad \text{(III. 257)}$$

Пользуясь формулами (III. 252), (III. 253), (III. 256) и (III. 257) и данными табл. III. 17, можем написать величины изгибающих моментов для участков 0—1, 1—2 и т. д.

$$M_1 = P_{0-1} \cdot 0{,}05\,h = (F_к \gamma_к + F_ф \gamma_ф) h_{уч} \varepsilon_{i\,ц}^2 \frac{\omega^2 f}{g} \cdot 0{,}05\,h =$$

$$= (0{,}083 \cdot 7{,}85 + 1{,}1 \cdot 1{,}8)\,10 \cdot \left(\frac{0{,}95\,h}{h}\right)^2 5 \cdot \frac{\omega^2 f}{g} = 118\,\frac{\omega^2 f}{g}\ Т \cdot м;$$

$$M_2 = P_{0-1} \cdot 0{,}15h + P_{1-2} \cdot 0{,}05\,h = 2{,}63 \cdot 10 \cdot 0{,}9 \cdot 15\,\frac{\omega^2 f}{g} +$$

$$+ 2{,}63 \cdot 10 \cdot \left(\frac{0{,}85\,h}{h}\right)^2 \cdot 0{,}05h\frac{\omega^2 f}{g} = 449\,\frac{\omega^2 f}{g}\ Т \cdot м$$

и т. д. и, наконец,

$$M_{10} = P_{0-1} \cdot 0{,}95\,h + P_{1-2} \cdot 0{,}85\,h + P_{2-3} \cdot 0{,}75\,h + P_{3-4} \cdot 0{,}65\,h +$$

$$+ P_{4-5} \cdot 0{,}55\,h + P_{5-6} \cdot 0{,}45\,h + P_{6-7} \cdot 0{,}35\,h + P_{7-8} \cdot 0{,}25\,h +$$

$$+ P_{8-9} \cdot 0{,}15\,h + P_{9-10} \cdot 0{,}05\,h = \frac{\omega^2 f}{g}[(0{,}083 \cdot 7{,}85 +$$

$$+ 1{,}1 \cdot 1{,}8)\,10 \cdot 0{,}95^2 \cdot 95 + (0{,}083 \cdot 7{,}85 + 1{,}1 \cdot 1{,}8)\,10 \cdot 0{,}85^2 \cdot 85 +$$
$$+ (0{,}104 \cdot 7{,}85 + 1{,}1 \cdot 1{,}8) \cdot 10 \cdot 0{,}75^2 \cdot 75 + (0{,}104 \cdot 7{,}85 + 2{,}16 \cdot 1{,}8)\,10 \times$$
$$\times 0{,}65^2 \cdot 65 + (0{,}125 \cdot 7{,}85 + 2{,}16 \cdot 1{,}8)\,10 \cdot 0{,}55^2 \cdot 55 + (0{,}125 \cdot 7{,}85 +$$
$$+ 2{,}16 \cdot 1{,}8)\,10 \cdot 0{,}45^2 \cdot 45 + (0{,}125 \cdot 7{,}85 + 2{,}16 \cdot 1{,}8)\,10 \cdot 0{,}35^2 \cdot 35 +$$
$$+ 0{,}167 \cdot 7{,}85 \cdot 10 \cdot 0{,}25^2 \cdot 25 + 0{,}214 \cdot 7{,}85 \cdot 10 \cdot 0{,}15^2 \cdot 15 +$$
$$+ 0{,}262 \cdot 7{,}85 \cdot 10 \cdot 0{,}05^2 \cdot 5] = 7790\,\frac{\omega^2 f}{g}.$$

Результаты расчета изгибающих моментов трубы от действия сил инерции, проведенные аналогично для всех участков трубы, сведены в табл. III. 18.

Таблица III. 18

Изгибающий момент на соответствующем участке трубы	M_1	M_2	M_3	M_4	M_5	M_6	M_7	M_8	M_9	M_{10}
Коэффициент при $\omega^2 f/g$	118	449	956	1638	2489	3475	4515	5606	6700	7790

На рис. III. 65 даны эпюры изгибающих моментов, приведенных моментов инерции трубы и приведенных изгибающих моментов $M_{пр}$, которые равны

$$M_{пр} = M_{изг}\frac{J_c}{J}. \quad \text{(III. 258)}$$

Далее переходим к определению графо-аналитическим методом перемещений точек оси трубы.

По второму приближению построим изогнутую ось трубы, загруженную силами инерции $P_{и\,i}$.

Изогнутая ось при этом выражается дифференциальным уравнением

$$\frac{d^2y}{dx^2} = -\frac{Mx}{EJ_x}. \quad \text{(III. 259)}$$

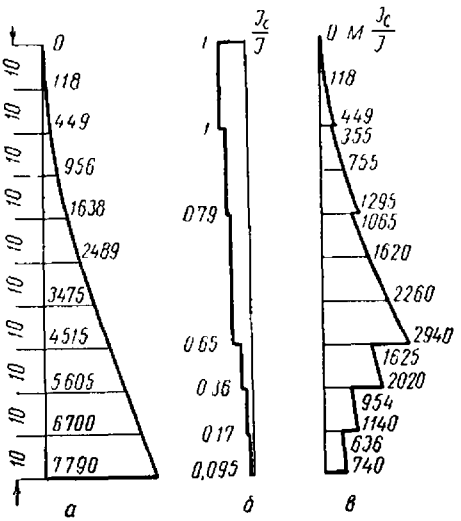


Рис. III. 65.

а — эпюра изгибающих моментов, *б* — приведенная эпюра моментов инерции трубы; *в* — эпюра приведенных изгибающих моментов.

Здесь для аппаратов постоянного сечения моменты инерции $J_x = \text{const}$.

Для аппаратов переменного сечения момент инерции

$$J_x = f(x). \qquad \text{(III. 260)}$$

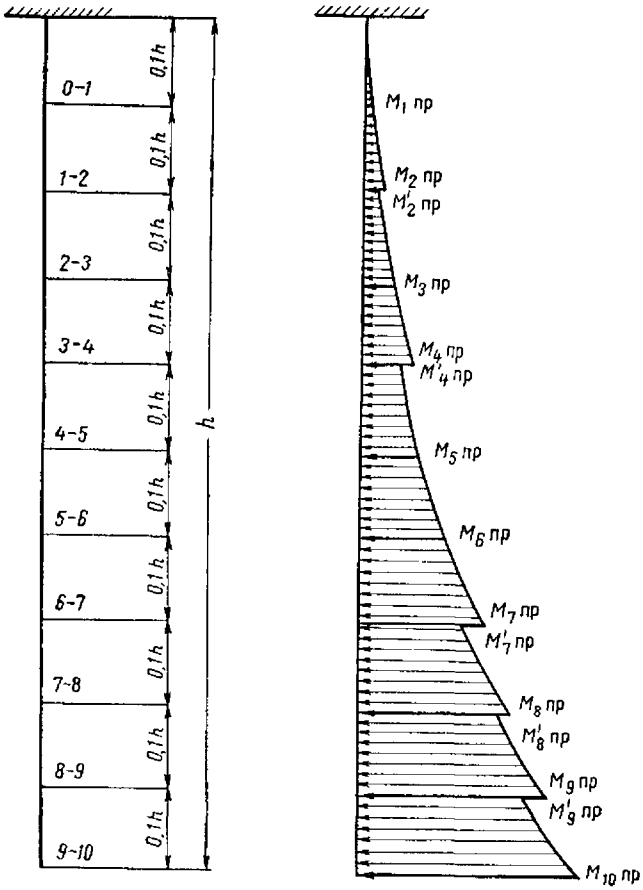


Рис. III. 66.

Площадь эпюры приведенных изгибающих моментов трубы $M_{пр}$ (рис. III. 65) принимаем за нагрузку и устанавливаем фиктивную схему балки. Для построения эпюры фиктивных моментов трубы как для балки с защемленным концом защемленный конец освобождаем, а освобожденный, наоборот, защемляем, как это показано на рис. III. 66.

При этом величина перемещений оси трубы определяется по формуле (III. 177), в которой $J_1 = J_c$.

Находим y. Для этого определяем сначала фиктивные нагрузки по участкам (рис. III. 65 и III. 66).

Для участка 9—10

$$s_{\text{трап}} = \frac{M_{10\text{пр}} + M'_{9\text{пр}}}{2} 0{,}1\,h =$$

$$= \frac{740 + 636}{2} \frac{\omega^2 f}{g} 0{,}1 \cdot 100 = \frac{1376 \cdot 10}{2} \cdot \frac{\omega^2 f}{g} = 6880 \frac{\omega^2 f}{g};$$

для участка 8—9

$$s_{\text{трап}} = \frac{M_{9\text{пр}} + M'_{8\text{пр}}}{2} 0{,}1\,h =$$

$$= \frac{(1140 + 954) \cdot 10}{2} \cdot \frac{\omega^2 f}{g} = 10470 \frac{\omega^2 f}{g}$$

и т. д. и, наконец, для участка 0—1

$$s_{\text{треуг}} = \frac{M_{1\text{пр}} \cdot 0{,}1\,h}{2} = \frac{118 \cdot 10}{2} \cdot \frac{\omega^2 f}{g} = 590 \frac{\omega^2 f}{g}.$$

Фиктивные изгибающие моменты по участкам (рис. III. 64) равны:

Таблица III. 19

Прогибы точек оси трубы $h = 100$ м

№ точек	Прогиб
0	$6{,}85 \cdot 10^6 \frac{\omega^2 f}{gEJ_c}$
1	$5{,}71 \cdot 10^6 \frac{\omega^2 f}{gEJ_c}$
2	$4{,}69 \cdot 10^6 \frac{\omega^2 f}{gEJ_c}$
3	$3{,}52 \cdot 10^6 \frac{\omega^2 f}{gEJ_c}$
4	$2{,}52 \cdot 10^6 \frac{\omega^2 f}{gEJ_c}$
5	$1{,}64 \cdot 10^6 \frac{\omega^2 f}{gEJ_c}$
6	$0{,}92 \cdot 10^6 \frac{\omega^2 f}{gEJ_c}$
7	$0{,}43 \cdot 10^6 \frac{\omega^2 f}{gEJ_c}$
8	$0{,}19 \cdot 10^6 \frac{\omega^2 f}{gEJ_c}$
9	$0{,}035 \cdot 10^6 \frac{\omega^2 f}{gEJ_c}$

для участка 9—10

$$M_{\Phi 9} = 6880 \frac{\omega^2 f}{g} 0{,}05\,h = 6880 \cdot 5 \frac{\omega^2 f}{g} = 34\,400 \frac{\omega^2 f}{g} \approx 0{,}35 \cdot 10^5 \frac{\omega^2 f}{g};$$

для участка 8—9

$$M_{\Phi 8} = 10\,470 \frac{\omega^2 f}{g} 0{,}15\,h + 6880 \frac{\omega^2 f}{g} 0{,}05\,h \approx 0{,}19 \cdot 10^6 \frac{\omega^2 f}{g}$$

и т. д.

Прогибы точек оси трубы, вычисленные по формуле (III. 177), приведены в табл. III. 19.

Коэффициенты первой формы колебаний трубы даны в табл. III. 20.

Таблица III. 20

Коэффициенты первой формы колебаний трубы

$\varepsilon = \frac{x}{h}$	$\alpha(\varepsilon) = \frac{y(\varepsilon)}{y_0}$	
	первое приближение	второе приближение
1	1	1
0,9	0,81	5,71 : 6,85=0,83
0,8	0,64	0,67
0,7	0,49	0,51
0,6	0,36	0,37
0,5	0,25	0,24
0,4	0,16	0,13
0,3	0,09	0,06
0,2	0,04	0,02
0,1	0,01	0,005

Второе приближение кривой, определяющей первую форму собственных колебаний трубы, показано пунктиром на рис. III. 62.

Приравнивая ординаты первого и второго приближений для верхней точки трубы, получаем первое приближенное значение частоты собственных колебаний, т. е. при $y_0' = y_0''$

$$f = 6\,850\,000 \frac{\omega^2 f}{gEJ_c}; \qquad \text{(III. 261)}$$

решая это уравнение, получаем

$$\omega = \sqrt{\frac{9{,}81 \cdot 21 \cdot 10^6 \cdot 0{,}11}{6\,850\,000}} = 1{,}82 \ \textit{рад/сек},$$

период собственных колебаний

$$T = \frac{2\pi}{\omega} = \frac{6{,}28}{1{,}82} = 3{,}46 \ \textit{сек}.$$

В случае, когда ограничиваются первой формой колебаний, можно сравнивать перемещения только верхней точки оси сооружения, т. е. $M_{0\Phi}$ и y_0.

Примем, что на участки трубы действует ветровая нагрузка, определенная в соответствии с указаниями (см. стр. 181) и приведенная в табл. III. 17.

Ветровой изгибающий момент по формуле (III. 189)

$$M_в = 2707 \cdot 95 + 2728 \cdot 85 + 2693 \cdot 75 + 2648 \cdot 65 + 2538 \cdot 55 + 2405 \cdot 45 + 2257 \cdot 35 + 2432 \cdot 25 + 2794 \cdot 15 + 3421 \cdot 5 = 130{,}9 \cdot 10^4 \; кГ \cdot м \approx 131{,}10^6 \; кГ \cdot см.$$

Для определения резонансной амплитуды колебаний верхушки трубы определяем по формуле (III. 199) критическую скорость ветра, вызывающую резонансные колебания

$$v_{кр} = \frac{5D}{T} = \frac{5 \cdot 3{,}3}{3{,}46} = 4{,}8 \; м/сек.$$

По формуле (III. 201) амплитуда аэродинамической силы

$$F_0 = \frac{v_{кр}^2 D \cdot 10^{-3}}{64} = \frac{4{,}8^2 \cdot 3{,}3 \cdot 10^{-3}}{64} = 1{,}2 \cdot 10^{-3} \; Т/м.$$

По формуле (III. 202) резонансная амплитуда колебаний трубы в $м$

$$y_0 = 0{,}35 \frac{F_0 h^4}{EJ_{прив}\delta}.$$

Прежде чем определить y_0 по формуле (III. 202), необходимо найти значение приведенного момента $J_{прив}$ из условия равенства прогибов верхнего конца трубы и свободного конца цилиндрического стержня от единичной нагрузки, равномерно распределенной по высоте трубы.

Определяем $J_{прив}$.

Прогиб конца цилиндрического стержня под действием равномерно распределенной нагрузки

$$y_{max} = \frac{qh^4}{8EJ_{прив}}, \qquad (III. 262)$$

при $q = 1$

$$y'_{max} = \frac{h^4}{8EJ_{прив}}. \qquad (III. 263)$$

Величина прогиба конца оси трубы от действия единичной равномерно распределенной нагрузки получается следующим образом.

Изгибающий момент равен

$$M_{изг} = \frac{1(h-x)^2}{2}. \qquad (III. 264)$$

Приведенный момент определяется по формуле (III. 258).

Схема загрузки трубы единичной нагрузкой, эпюры $M_{из}$, $J_{пр}$ и $M_{пр}$ представлена на рис. III. 65.

По формуле (III. 177) прогиб верхнего конца трубы

$$y_{max} = \frac{M_{ф\,max}}{EJ_c}. \qquad (III. 265)$$

Находим $M_{\phi\,max}$.

$$M_{\phi\,max} = 0{,}095\frac{h^2}{2}\cdot\frac{1+0{,}81}{2}\cdot\frac{h}{10}\cdot 0{,}95h +$$
$$+ 0{,}17\frac{h^2}{2}\cdot\frac{0{,}81+0{,}64}{2}\cdot\frac{h}{10}\,0{,}85h +$$
$$+ 0{,}36\frac{h^2}{2}\cdot\frac{0{,}64+0{,}49}{2}\cdot\frac{h}{10}\,0{,}75h +$$
$$+ 0{,}65\frac{h^2}{2}\cdot\frac{0{,}49+0{,}36}{2}\cdot\frac{h}{10}\,0{,}65h +$$
$$+ 0{,}65\frac{h^2}{2}\cdot\frac{0{,}36+0{,}25}{2}\cdot\frac{h}{10}\,0{,}55h +$$
$$+ 0{,}65\frac{h^2}{2}\cdot\frac{0{,}25+0{,}16}{2}\cdot\frac{h}{10}\,0{,}45h +$$
$$+ 0{,}79\frac{h^2}{2}\cdot\frac{0{,}16+0{,}09}{2}\cdot\frac{h}{10}\,0{,}35h +$$
$$+ 0{,}79\frac{h^2}{2}\cdot\frac{0{,}09+0{,}04}{2}\cdot\frac{h}{10}\,0{,}25h +$$
$$+ \frac{h^2}{2}\cdot\frac{0{,}04+0{,}01}{2}\cdot\frac{h}{10}\,0{,}15h +$$
$$+ 0{,}01\frac{h^2}{2}\cdot\frac{h}{10\ 2}\,0{,}05h = \frac{0{,}741\,h^4}{40}.$$

По формуле (III. 265) максимальный прогиб трубы от единичной нагрузки

$$y''_{max} = \frac{h^4}{40E}\cdot\frac{0{,}741}{0{,}11}.$$

Так как

$$y'_{max} = y''_{max},$$

то, воспользовавшись уравнением (III. 263) можем написать, что

$$\frac{h^4}{8EJ_{пр}} = \frac{0{,}741\,h^4}{40E\cdot 0{,}11};$$

отсюда

$$J_{пр} = \frac{40\cdot 0{,}11}{8\cdot 0{,}741} = 0{,}74\ м^4.$$

Приняв $\delta = 0{,}1$, находим на основании формулы (III. 202)

$$y_0 = 0{,}35\frac{1{,}2\cdot 10^{-3}\cdot 100^4}{21\cdot 10^6\cdot 0{,}74\cdot 0{,}1} \approx 0{,}03\ м = 30\ мм.$$

Динамические изгибающие моменты определяем по табл. III. 18, где для f и ω должны быть приняты найденные значения

$$f = y_0 = 0{,}03\ м \text{ и } \omega = 1{,}82\ рад/сек.$$

Расчетный динамический момент для нижнего сечения равен

$$M_{д\,10} = \frac{7790 \cdot 1{,}82^2 \cdot 0{,}03}{9{,}81} \approx 79\ т \cdot м = 7{,}9 \cdot 10^6\ кГ \cdot см.$$

Таким образом

$$M_в > M_д.$$

Расчет вертикальных тонкостенных цилиндрических аппаратов круглого сечения на устойчивость формы

Аппараты, установленные на открытом воздухе, подвергаются действию ветровой нагрузки. В сейсмических районах они могут подвергаться действию сейсмической нагрузки. Под влиянием совместного действия изгибающей ветровой, сейсмической, а также сжимающей нагрузок в сжатой зоне аппарата возникают напряжения сжатия, которые могут повести к потере устойчивости формы и разрушению, даже если эти напряжения и не достигли предела текучести.

Необходимо определить критическое напряжение $\sigma_{кр}$, при котором появляется угроза потери устойчивости формы тонкой цилиндрической стенкой, и сравнить с ним действительное напряжение сжатия $\sigma_д$.

Расчет на устойчивость формы можно свести к двум вариантам.

I вариант. Все аппараты, за исключением работающих под наружным давлением или под вакуумом.

Суммарное напряжение сжатия в рассматриваемом поперечном сечении аппарата

$$\sigma_д = \sigma_1 + \sigma_2, \qquad \text{(III. 266)}$$

где σ_1 — напряжение сжатия в $кГ/см^2$, равное

$$\sigma_1 = \frac{Q}{F}; \qquad \text{(III. 267)}$$

здесь Q — вес, воспринимаемый рассматриваемым поперечным сечением аппарата, в $кГ$; F — площадь рассматриваемого поперечного сечения стенки аппарата в $см^2$.

$$\sigma_2 = \frac{M}{W}\ кГ/см^2, \qquad \text{(III. 268)}$$

где M — максимальный изгибающий момент, действующий в рассматриваемом поперечном сечении аппарата, в $кГ \cdot см$ (например, наибольший из ветрового в несейсмических районах или наибольший из ветрового или сейсмического в сейсмических районах и вычисленный для веса Q, как показано на стр. 202). W — момент сопротивления поперечного сечения цилиндрической стенки аппарата в $см^3$.

Цилиндрические опоры вертикальных аппаратов рассчитываем принимая во внимание напряжения, определенные по формуле (III. 266).

II вариант. Аппараты, работающие в условиях наружного избыточного давления или вакуума.

Суммарное напряжение сжатия $\sigma'_д$ равно

$$\sigma'_д = \sigma_д + \sigma'' + \sigma'_{изг}, \qquad (III.269)$$

где σ'' определяем по формуле (III. 104), $\sigma'_{изг}$ — по формуле (III. 100). Если кольца жесткости отсутствуют, то $\sigma'_{изг}$ не учитывается.

Определение критического напряжения $\sigma_{кр}$. В вертикальных аппаратах или сосудах, установленных на открытом воздухе и подверженных влиянию, кроме весовых сжимающих, также ветровым и сейсмическим изгибающим нагрузкам, возникают напряжения изгиба в стенках корпуса, действующие несимметрично и преимущественно в одном направлении.

Возникающие в стенках таких аппаратов напряжения сжатия должны быть ниже не только предела текучести, но и критического, т. е. такого, при котором возможно изменение формы с пластическими деформациями, а иногда разрушение конструкции.

Для определения критического напряжения $\sigma_{кр}$ имеется ряд формул (Тимошенко, Лоренца, Кармана, Бразиера и др.), расчет по которым показывает, что поскольку потеря устойчивости при встречающихся на практике соотношениях толщины стенки и диаметра происходит при напряжениях, превышающих предел текучести, а сжимающие напряжения в стенках приняты всегда ниже предела текучести, то не приходится опасаться и потери устойчивости. Однако необходимо отметить, что вопросы изготовления, транспортирования, монтажа, некоторого отклонения от правильной геометрической формы и пр. дают возможность использовать указанные формулы лишь с введением коэффициента запаса устойчивости.

Так, например, для определения критического напряжения $\sigma_{кр}$ при осевом сжатии тонкостенной цилиндрической оболочки можно привести формулу Тимошенко [76]

$$\sigma_{кр} = \frac{E_t s'}{R\sqrt{3(1-\mu^2)}}, \qquad (III.270)$$

где μ — коэффициент Пуассона.

Для стали с $\mu = 0{,}3$ $\sigma_{кр}$ приобретает значение

$$\sigma_{кр} = \frac{0{,}61\, E_t s'}{R}, \qquad (III.271)$$

где E_t — модуль упругости при рабочей температуре в *кГ/см²*;
R — наружный радиус аппарата в *см*.

Истинная величина $\sigma'_{кр}$, совпадающая с результатами опытов, проделанных Доннеллем над стальными и латунными образцами в случае чистого осевого сжатия или чистого изгиба, может быть получена по графикам рис. III. 67, построенным в координатах R/s' и $\frac{\sigma'_{кр}}{\sigma_{кр}} = \eta$.

В зависимости от соотношений R/s', отложенных по оси абсцисс, на оси ординат даны значения коэффициентов η, по которым можно определить

$$\sigma'_{кр} = \eta\sigma_{кр}, \qquad \text{(III. 272)}$$

где $\sigma_{кр}$ и $\sigma'_{кр}$ — критическое напряжение в $кГ/см^2$; s' — толщина стенки без прибавки на коррозию в $см$.

Использовать приведенный метод для определения допускаемых напряжений во избежание потери устойчивости тонкостенных цилиндрических сжимаемых оболочек также затруднительно.

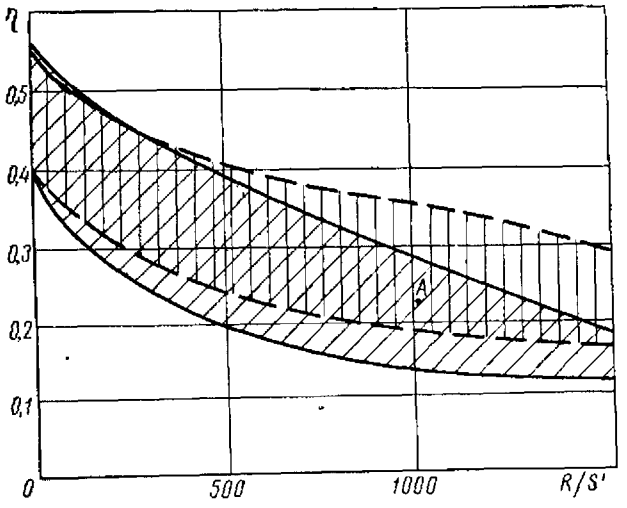


Рис. III. 67. Испытания стальных и латунных образцов по Доннеллю.

A — поля замеряемых величин: – – – – чистое осевое сжатие, ——— чистый изгиб.

Для определения критического напряжения в указанных выше условиях [92] применяют формулы

а) при $\frac{s'}{R} \geqslant 0{,}005$

$$\sigma_{кр} = 0{,}18\, E_t \left(\frac{s'}{R}\right); \qquad \text{(III. 273)}$$

б) при $\frac{s'}{R} < 0{,}005$

$$\sigma_{кр} = KE\left(\frac{s'}{R}\right); \qquad \text{(III. 274)}$$

так как

$$K = 2{,}35\sqrt{\frac{s'}{R}}, \qquad \text{(III. 275)}$$

то

$$\sigma_{кр} = 2{,}35\, E \left(\frac{s'}{R}\right)^{1{,}5}. \qquad \text{(III. 276)}$$

При этом запас устойчивости m

$$\frac{\sigma_{кр}}{\sigma_д} \geqslant m \text{ или } \frac{\sigma_{т\,t}}{\sigma_д} \geqslant m; \qquad \text{(III. 277)}$$

$$\sigma_д \leqslant \frac{\sigma_{кр}}{m} \text{ или } \sigma_д \leqslant \frac{\sigma_{т\,t}}{m} \qquad \text{(III. 278)}$$

и

$$\sigma_{кр} \geqslant m\,\sigma_д \text{ или } \sigma_{т\,t} \geqslant m\,\sigma_д. \qquad \text{(III. 279)}$$

Здесь $\sigma_{т\,t}$ — предел текучести металла рассчитываемой стенки при рабочей температуре в $кГ/см^2$.

Коэффициент m принимают равным:

а) для вакуумных ректификационных колонн с равномерно распределенными поперечными жесткостями в виде колец и тарелок, расположенными по всей длине колонны

$$m \geqslant 3{-}3{,}5; \qquad \text{(III. 280)}$$

б) для других вертикальных сосудов и аппаратов колонного типа

$$m \geqslant 3{,}5{-}4; \qquad \text{(III. 281)}$$

в) для горизонтальных сосудов и аппаратов

$$m \geqslant 4. \qquad \text{(III. 282)}$$

Если же окажется, что $\sigma_д$ больше, чем требуется по формуле (III. 278), то следует либо выбрать металл с более высоким пределом текучести, либо увеличить толщину стенки.

В особую группу должны быть выделены вертикальные тонкостенные цилиндрические аппараты диаметром $D_в \geqslant 1000$ *мм* и толщиной стенки

$$s' \leqslant 0{,}001\, D_в + 0{,}2\ см \qquad \text{(III. 283)}$$

и горизонтальные аппараты диаметром $D_в \geqslant 1000$ *мм* и толщиной цилиндрической стенки

$$s' \leqslant 0{,}001\, D_в + 0{,}3\ см, \qquad \text{(III. 284)}$$

где $D_в$ — внутренний диаметр аппарата в *см*.

Расчет этих аппаратов на устойчивость формы цилиндрической стенки в сжатой зоне приведен на стр. 315.

При расчете по формулам (III. 273 и III. 276) рекомендуется пользоваться графиками (рис. III. 68 и III. 69).

Графики составлены для модуля упругости $E = 2{,}1 \cdot 10^6\ кГ/см^2$.

Чтобы найти критическое напряжение $\sigma_{кр}$ при рабочей температуре, необходимо произвести перерасчет $\sigma_{кр}$ по следующей формуле:

$$\sigma_{кр_t} = \sigma_{кр} \frac{E_t}{E}, \qquad \text{(III. 285)}$$

где $\sigma_{кр}$ — значение критического напряжения по графикам рис. III. 68 или III. 69 в $кГ/см^2$; E_t — модуль упругости растяжения металла аппарата при рабочей температуре в $кГ/см^2$.

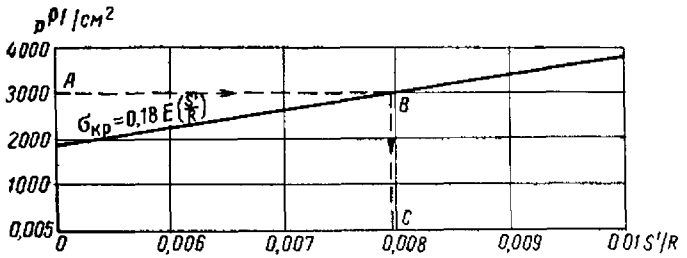


Рис. III 68.

На осях абсцисс графиков рис. III. 68 и III. 69 отложены величины отношений s'/R, а на осях ординат — значения критических напряжений $\sigma_{кр}$, соответствующие отношениям s'/R.

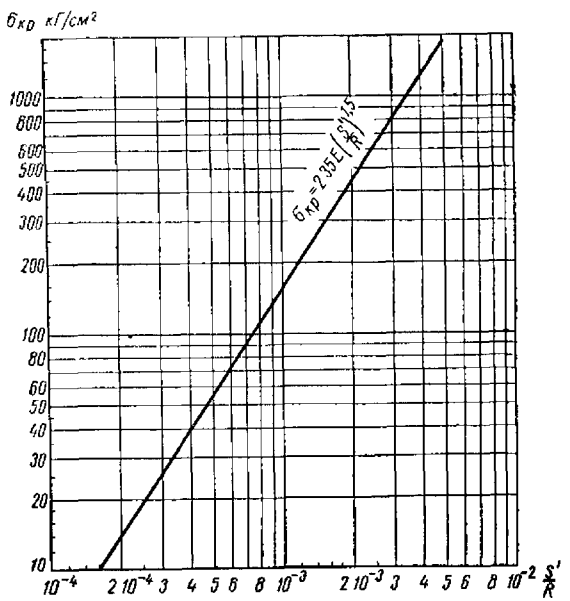


Рис. III. 69.

При помощи графиков могут решаться две задачи:

1) по отношению s'/R можно найти нужное значение $\sigma_{кр}$;

2) зная $\sigma_{кр}$, можно отыскать отношение s'/R, а затем и величину толщины стенки без прибавки на коррозию s'.

Если известна величина $\sigma_{кр_t}$, то для отыскания $\sigma_{кр}$ по графикам рис. III. 68 и III. 69 пользуются формулой

$$\sigma_{кр} = \sigma_{кр_t} \frac{E}{E_t}. \qquad (III.286)$$

Если при этом оказывается, что значение $\sigma_{кр}$ не соответствует выполнению условий (III. 277)—(III. 279), то необходимо увеличить толщину стенки s'.

Если значение $\sigma_{кр_t}$ оказывается более величины $\sigma_{т_t}$, т. е. $\sigma_{кр_t} \geqslant \sigma_{т_t}$, то проверку напряжений $\sigma_д$ или $\sigma'_д$ ведут только по правой части уравнений (III. 277)—(III. 279).

Пример 1. Проверить на устойчивость формы в поперечном сечении AA вакуумной колонны $D = 6400$ *мм*, при условии, что к этому сечению приложен вес аппарата $Q_1 = 355$ *т* (см. стр. 215). Размеры кольца жесткости см. на стр. 168.

1. По формуле (III. 227) период собственных колебаний аппарата T_1, соответствующий весу его без воды Q_1, равен

$$T_1 = T_2 \sqrt{\frac{Q_1}{Q_2}} = 2{,}16 \sqrt{\frac{355}{2091}} \approx 0{,}89 \text{ сек}.$$

2. По формуле $m_{ср} = \frac{\sum m_i}{n}$ средний коэффициент пульсации скоростного напора (см. табл. III. 12)

$$m_{ср} = \frac{2 \cdot 0{,}34 + 3 \;\; 0{,}35}{2+3} \approx 0{,}34.$$

3 Коэффициенты увеличения расчетного скоростного напора

$$\beta_2 = 1 + \xi_2 m_{ср} = 1 + 2{,}4 \cdot 0{,}34 \approx 1{,}8,$$

$$\beta_1 = 1 + \xi_1 m_{ср} = 1 + 1{,}72 \cdot 0{,}34 \approx 1{,}58.$$

Вариант 1. Колонна должна быть установлена в районе с сейсмичностью 6 баллов.

4. По формуле (III. 190) ветровой изгибающий момент относительно сечения AA при $x = 4$ *м*

$$M'_в = 2950 \;\; (29{,}6—4) + 2660 \; (23{,}6—4) + 2450 \; (17{,}6—4) +$$
$$+ 2450 \; (11{,}6—4) + 2520 \; (4{,}3—4) \approx 180{,}8 \cdot 10^3 \; кГ \cdot м \approx$$
$$\approx 180{,}8 \cdot 10^5 \; кГ \cdot см.$$

По формуле (III. 223) ветровой изгибающий момент, соответствующий минимальному весу аппарата Q_1

$$M^*_в = M'_в \frac{1{,}58}{1{,}8} = 180{,}8 \cdot 10^5 \frac{1{,}58}{1{,}8} \approx 158 \cdot 10^5 \; кГ \cdot см.$$

5. Определяем суммарное напряжение сжатия в сечении AA по формуле (III. 269), т е.

$$\sigma'_д = \sigma_д + \sigma^* + \sigma'_{изг};$$

для этого определяем по формуле (III. 104)

$$\sigma'' = \frac{p_н\,\omega}{f_0} = \frac{p_н \cdot 0{,}785\,D_н^2}{\pi\,D_н s'\,\varphi} = \frac{1 \cdot 0{,}785\,(640+2\cdot 2{,}4)^2}{\pi\,(640+2\cdot 2{,}4)\,2\cdot 0{,}95} \approx 84\ кГ/см^2;$$

по формуле (III. 267)

$$\sigma_1 = \frac{Q_1}{f_0} = \frac{355\cdot 10^3}{\pi\,(640+2\cdot 2{,}4)\,2\cdot 0{,}95} \approx 90\ кГ/см^2,$$

по формуле (III. 268)

$$\sigma_2 = \frac{M_в'}{W} = \frac{158\ \ 10^5}{0{,}8\,(640+2)^2\cdot 2} \approx 24\ кГ/см^2,$$

где $W = 0{,}8\,D_c^2\,s'\ см^3$;
по формулам (III 100) и (III. 102)

$$\sigma'_{изг} = \frac{1{,}17\cdot 1\ \ 320}{\left[0{,}643+\frac{(2{,}4-0{,}4)\sqrt{320\,(2{,}4-0{,}4)}}{102}\right](2{,}4-0{,}4)} \approx$$

$$\approx 160\ кГ/см^2,$$

окончательно

$$\sigma'_д = 84+90+24+160 = 358\ кГ/см^2.$$

6. Так как отношение

$$\frac{s'}{R} = \frac{2}{320} \approx 0{,}00625 > 0{,}005,$$

то по формулам (III. 273) и (III. 285) или по графику рис. III. 68

$$\sigma_{кр} = 0{,}18\,E\,\frac{E_t}{E}\cdot\frac{s'}{R} = 0{,}18\cdot 2{,}1\cdot 10^6\cdot 0{,}88\,\frac{2}{320} \approx 2360\ кГ/см^2.$$

Так как $\sigma_{кр_t} > \sigma_{т_t}$, где $\sigma_{т_t} = \sigma_{т_{400^\circ C}} = 1200\ кГ/см^2$, то проверку допустимости полученного значения $\sigma_д$ проводим по правой части уравнения (III. 277)

$$m_г = \frac{\sigma_{т_{400^\circ C}}}{\sigma'_д} = \frac{1200}{358} \approx 3{,}3 > 3.$$

Сейсмичность при интенсивности $\leqslant 6$ баллов не учитывается.

Вариант 2. Та же колонна установлена в районе сейсмичностью 7 баллов.

Проверить на устойчивость формы нижнюю опорную обечайку по нижнему сечению у опорного кольца.

Изгибающий ветровой момент (см. стр. 217)

$$M_в = 200{,}8\cdot 10^5\ кГ\cdot см$$

и сейсмический (см. стр. 218)

$$M_c = 1179 \cdot 10^5 \ \ кГ \cdot см,$$

отсюда суммарный расчетный сейсмический момент

$$M_{рс} = (1179 + 0{,}3 \cdot 200{,}8)\, 10^5 \approx 1240 \cdot 10^5 \ \ кГ \cdot см.$$

По формуле (III. 266)

$$\sigma_д = \sigma_1 + \sigma_2,$$

где по формуле (III. 267)

$$\sigma_1 = \frac{Q_2}{F} = \frac{2091 \cdot 10^3}{(640 + 2 \cdot 2{,}4 + 2{,}2)\, 2{,}2} \approx 467 \ \ кГ/см^2,$$

здесь 2,2 *см* — толщина опорной обечайки; 2,4 *см* — толщина корпуса аппарата; $2091 \cdot 10^3$ *кГ* — максимальный вес колонны, наполненной водой, в условиях гидравлического испытания.

По формуле (III. 268)

$$\sigma_2 = \frac{M_2}{W} = \frac{1240 \cdot 10^5}{0{,}8\,(640 + 2 \cdot 2{,}4 + 2{,}2)^2 \cdot 2{,}2} \approx 168 \ \ кГ/см^2;$$

итак

$$\sigma_д = 467 + 168 = 635 \ \ кГ/см^2.$$

Так как отношение

$$\frac{s'}{R} = \frac{2{,}2}{320 + 2{,}4 + 2{,}2} = 0{,}0067 > 0{,}005,$$

то по формуле (III. 273)

$$\sigma_{кр} = 0{,}18\, E\, \frac{s'}{R} \approx 0{,}18 \cdot 2{,}1 \cdot 10^6 \cdot 0{,}0067 \approx 2500 \ \ кГ/см^2.$$

Так как $\sigma_{кр} > \sigma_т$, то расчет запаса устойчивости ведем по пределу текучести, т. е. по правой части формулы (III. 277), а именно

$$m_т = \frac{2200}{635} \approx 3{,}5 < 4.$$

Учитывая, что принята маловероятная одновременность подземных толчков во время гидравлического испытания, следует признать полученный в данном случае запас $n_т = 3{,}5$ достаточным.

Если ту же колонну принять для несейсмического района, то в этом случае σ_1 остается то же, а напряжение

$$\sigma_2 = \frac{200{,}8 \cdot 10^5}{0{,}8 \cdot 647^2 \cdot 2{,}2} \approx 28 \ \ кГ/см^2;$$

$$\sigma_д = 467 + 28 = 495 \ \ кГ/см^2.$$

Коэффициент запаса к пределу текучести

$$n_т = \frac{2200}{495} \approx 4{,}4,$$

т. е. достаточный.

Пример 2. Определить толщину стенки горизонтального аппарата диаметром 3200 *мм*, изготовленного из стали марки 16ГС (3Н) и работающего при температуре $t = 50°$ С, у которого $\sigma_д = 750$ *кГ/см²*.

1. По формуле (III. 279)

$$\sigma_{кр} = 750\ m = 750 \cdot 4 = 3000\ кГ/см^2.$$

Как известно, предел текучести стали 16ГС (3Н) $\sigma_т = 3000$ *кГ/см²* (см. стр. 128), т. е. $\sigma_{кр} = \sigma_т$.

2. По формуле (III. 273) находим

$$\frac{s'}{R} = \frac{\sigma_{кр}}{0{,}18E} = \frac{3000}{0{,}18 \cdot 2{,}1 \cdot 10^6} \approx 0{,}0079,$$

отсюда

$$s' = 0{,}0079\ R = 0{,}0079 \cdot 160 = 1{,}26\ см = 12{,}6\ мм.$$

Те же результаты можно получить при помощи графика на рис. III. 68.

Для этого из точки A на оси ординат, соответствующей $\sigma_{кр} = 3000$ *кГ/см²*, проводим горизонталь до пересечения с наклонной линией в точке B.

Из точки B опускаем вертикаль на ось абсцисс до пересечения ее в точке C, как показано пунктирными линиями со стрелками на рис. III. 68. Точка C и определяет значение отношения $\frac{s'}{R} = 0{,}0079$, которое было получено по формуле (III. 273).

Пример 3. Проверить на устойчивость аппарат, для которого ветровой и сейсмический изгибающие моменты были определены на стр. 224.

Для сечения 1—1

$$\sigma = \frac{M_{в2}}{W} + \frac{Q}{F} = \frac{67{,}95 \cdot 10^5}{8{,}42 \cdot 10^3} + \frac{15{,}7 \cdot 10^3}{0{,}38 \cdot 10^3} = 847\ кГ/см^2,$$

где $W = 0{,}1\ (1{,}032^3 - 1{,}008^3)\ 10^6 = 8{,}42 \cdot 10^3\ см^3$;

$$F = \pi D_{ср} s = 3{,}14 \cdot 1{,}02 \cdot 1{,}2 \cdot 10^2 = 0{,}384 \cdot 10^3\ см^2;$$

диаметр 1008 *мм* принят, учитывая действие коррозии по 4 *мм* на сторону.

Как видим по графику (рис. III. 68), критическое напряжение при $\frac{s'}{R} = \frac{12}{500} = 0{,}024$ превосходит предел текучести; поэтому критерием устойчивости является отношение

$$n = \frac{\sigma_т}{\sigma} = \frac{3300}{847} \approx 3{,}8,$$

т. е. допустимое.

Для сечения 2—2 в низу корпуса аппарата

$$\sigma = \frac{200{,}8 \cdot 10^5}{2{,}8 \cdot 10^4} + \frac{20 \cdot 10^3}{0{,}99 \cdot 10^3} = 740{,}4\ кГ/см^2,$$

здесь

$$W = 0{,}1\,(1{,}452^3 - 1{,}408^3)10^6 = 2{,}8 \cdot 10^4 \ см^3,$$

$$F \approx 3{,}14 \cdot 1{,}43 \cdot 2{,}2 \cdot 10^2 = 0{,}99 \cdot 10^3 \ см^2.$$

$$\sigma \leqslant \frac{\sigma_т}{4} = \frac{3000}{4} = 750 \ кГ/см^2,$$

где $\sigma_т = 3000 \ кГ/см^2$ при $s > 16$.

Таким образом $740{,}4 < 750 \ кГ/см^2$.

Для сечения 2—2 в верху опорной обечайки

$$\sigma = \frac{200{,}8 \cdot 10^5}{2{,}9 \cdot 10^4} + \frac{78 \cdot 10^3}{0{,}926 \cdot 10^3} = 774 \ кГ/см^2,$$

здесь

$$W = 0{,}1(1{,}492^3 - 1{,}452^3) \cdot 10^6 = 2{,}9 \cdot 10^4 \ см^3,$$

$$F = 3{,}14 \cdot 1{,}472 \cdot 2 \cdot 10^2 = 0{,}926 \cdot 10^3 \ см^2,$$

и $n = \frac{3000}{774} \approx 3{,}9$.

Для сечений $2'—2'$ и 2—2 в целях сокращения объема расчета условно взят один и тот же изгибающий момент с некоторым запасом.

При уточненном расчете расчетный изгибающий момент необходимо принимать по тому же весу Q, по которому определяется напряжение сжатия, равное первому из слагаемых в сумме $\frac{Q}{F} + \frac{M}{W}$.

Для сечения 3—3

$$\sigma = \frac{281{,}045 \cdot 10^5}{10 \cdot 10^4} + \frac{86{,}36}{1{,}89 \cdot 10^3} = 326{,}5 \ кГ/см^2,$$

здесь

$$W = 0{,}1\,(3{,}04^3 - 3^3)\,10^6 = 10 \cdot 10^4 \ см^3,$$

$$F = 3{,}14 \cdot 3{,}02 \cdot 2 \cdot 10^2 = 1{,}89 \cdot 10^3 \ см^2,$$

как видим, $326{,}5 < \frac{3000}{4} \ кГ/см^2$.

Критическое напряжение при $\frac{s'}{R} = \frac{2}{150}$ (по графику на рис. III. 68) превосходит предел текучести, и поэтому проверяем по правой части формулы (III. 278), а именно:

$$\sigma_д = \frac{3000}{4} = 750 \ кГ/см^2.$$

Необходимо отметить, что вначале полная толщина стенок аппарата была принята равной 14 и 16 *мм* вместо показанных на рис. III. 58 16, 26 и 20 *мм* для опорной конической обечайки и в качестве материала для корпуса была принята сталь марки Ст.3, а не 16ГС (3Н).

Лишь на основании расчета эти толщины были окончательно приняты такими, какими они приведены на рис. III. 60; материалом для корпуса предусмотрена сталь с более высоким пределом текучести, чем предел текучести стали Ст.3, т. е. 16ГС (3Н).

Расчет дымовых труб на ветровую нагрузку

Дымовые трубы работают в особо тяжелых условиях, так как тонкие стенки их подвергаются существенному корродирующему воздействию дымовых газов, а при работе установок нефтеперерабатывающих заводов — перегревам при прогаре труб печей.

Кроме того, дымовые трубы как высотные сооружения подвергаются динамическому воздействию ветра, являющемуся основной нагрузкой для этих конструкций.

Экспериментальное изучение колебаний построенных железобетонных и стальных труб позволило установить особенности работы дымовых труб как высотных сооружений.

Установлено, что частота колебаний дымовых труб в ветровом потоке совпадает с частотой их собственных колебаний. Трубы колеблются по 1 форме колебаний; причем верхняя часть их описывает траекторию, близкую к эллипсу, большая ось которого обычно перпендикулярна к направлению ветрового потока.

Результаты наблюдений можно объяснить при рассмотрении картины обтекания цилиндрической трубы плоско-параллельным ветровым потоком. В области, находящейся позади трубы, образуется вихревая дорожка с шахматным расположением вихрей. Отрываясь от трубы, вихри создают периодическую пульсацию, вызывающую колебания трубы в направлении, перпендикулярном к ветровому потоку.

Пульсацию нельзя рассматривать как внешнюю заданную силу, так как колебания труб сами влияют на образование вихрей, на их частоту и интенсивность, что является одной из основных причин колебания труб с собственной частотой.

При определенных скоростях ветра частота срыва вихрей совпадает с частотой собственных колебаний, и трубы попадают в резонанс. В этом случае амплитуды колебаний труб возрастают и в их соединениях возникают значительные динамические напряжения, которые иногда и являются причиной разрушения сварных швов.

До настоящего времени для основных процессов нефтеперерабатывающих заводов часто применяются стальные дымовые трубы высотой 40—42 *м*. При проектировании, изготовлении и монтаже стальных дымовых труб, особенно высотой более 40 *м*, следует обращать внимание на следующие условия.

1. Высота конической части труб должна составлять не менее $^1/_4$ общей высоты труб, а диаметр их цилиндрической части не менее $\sim 1/20$ длины цилиндрической части труб.

2. Вследствие того, что на усталостную прочность сварных соединений существенным образом влияет качество сварки и тип применяемых электродов, при изготовлении и монтаже труб следует применять электроды марки не ниже Э42, дающие швы, достаточно хорошо сопротивляющиеся действию динамических нагрузок.

3. При расчете кожуха и сварных соединений труб, кроме основных напряжений, возникающих в трубе (при расчете ее как стержня), следует учитывать местные напряжения от изгиба во всех участках,

где меняется сечение труб или направление образующей, как, например, в местах перехода от цилиндрической части труб к конической.

4. Для уменьшения местных напряжений от внецентренной передачи веса футеровки при помощи опорных колец последние обычно усиливают приваренными внизу ребрами шириной 150 *мм* с расстановкой их равномерно по всему периметру труб через 250 *мм* (в свету).

5. Необходимо предусмотреть конструктивные мероприятия, уменьшающие температурные напряжения вблизи мест опирания футеровки на кольца, например рекомендуется защита опорных колец путем напуска футеровки.

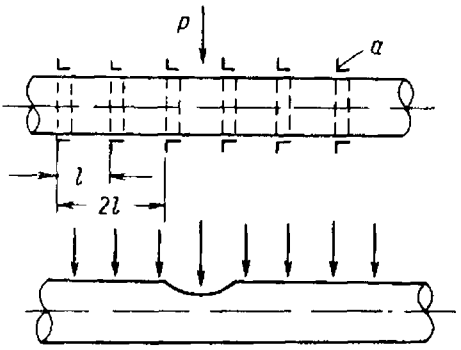


Рис. III. 70.

6. Соединение цилиндрической части труб с конической можно усиливать вертикальными ребрами жесткости, расположенными с наружной стороны равномерно по всему периметру труб через 600—800 *мм*; при этом в средней четверти высоты вертикальных ребер, т. е. в местах примыкания их к горизонтальному сварному соединению кожуха, приваривать ребра к стенке кожуха не следует.

Перпендикулярно к вертикальным ребрам в их верхних и нижних концах рекомендуется приваривать горизонтальные ребра длиной не более 250 *мм*. Эти горизонтальные ребра должны располагаться симметрично относительно осей вертикальных ребер.

7. Принимая во внимание, что в нефутерованных стальных дымовых трубах при резонансе могут возникать колебания с большими амплитудами, такие трубы следует обязательно устанавливать на расчалках (оттяжках); при этом статический расчет труб как вертикальных стержней производят без учета расчалок.

Трубы с футеровкой в процессе производства работ необходимо устанавливать на временных расчалках в один ярус на уровне около $^3/_4$ их высоты.

8. Учитывая, что футеровка и заполнение зазоров между футеровкой и кожухом труб играют важную роль в затухании колебаний стальных труб, футеровку труб необходимо производить тщательно, в строгом соответствии с требованиями технических условий на производство и приемку общестроительных и специальных работ, а зазоры между кожухом и футеровкой тщательно заполнять шлаком или инфузорной землей по всей высоте труб.

Обычно для большей устойчивости дымовые трубы изготовляют в виде усеченного конуса. На типовых установках нефтеперерабатывающих заводов действующие дымовые трубы диаметром до 4 *м* и высотой до 42 *м* выполнены главным образом сварными из листового

проката мартеновской стали Ст.3 по группе А или по группе Б по ГОСТ 380-60.

В настоящее время начинают изготовлять дымовые трубы из теплоустойчивого железобетона и на их основе создают типовые конструкции, начиная с диаметра 1,5 *м* и более.

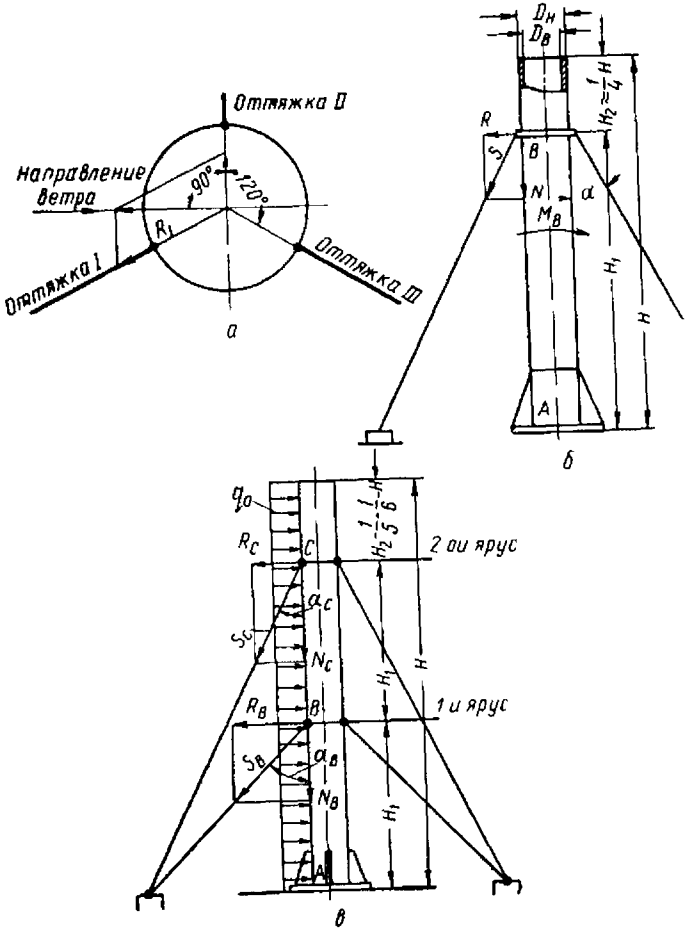


Рис. III. 71.

При расчете дымовых труб, как и при расчете тонкостенных аппаратов, возникает вопрос о критических нагрузках или критических напряжениях, при которых цилиндрическая форма трубы не может считаться устойчивой и возможно смятие трубы (рис. III. 70) в наиболее напряженной сжатой зоне.

К определению критических напряжений и сопоставлению их с действительными от действия, например, ветрового или

сейсмического изгибающего момента, рассчитываемого по изложенным выше методам, и сводится расчет дымовых труб как стержней.

Для обеспечения устойчивости стальные дымовые трубы расчаливают тремя в плане расположенными под углом 120° друг к другу (рис. III. 71, *а*) оттяжками из проволочных канатов в один (рис. III. 71, *б*) или два (рис. III. 71, *в*) яруса. Угол наклона оттяжки α должен быть не менее 25°. Оттяжки следует крепить к кольцу, расположенному от верха на расстоянии $^1/_4$ высоты трубы при одном ярусе оттяжек и на расстоянии $^1/_5$—$^1/_6$ высоты трубы при двух ярусах. В последнем случае нижние оттяжки крепят посредине оставшейся части высоты. Одним ярусом оттяжек можно ограничиваться при высоте труб до 35 *м*.

Расчет оттяжек

Определение диаметров оттяжек и резьбы стяжной муфты.

Вариант 1. Один ярус оттяжек (см. рис. III. 71, *б*).

Рассматриваем трубу как балку на двух опорах, нагруженную равномерно.

Определив максимальный ветровой резонансный или сейсмический момент M по методам, изложенным на стр. 180, можем написать, что

$$M = RH_1, \tag{III. 287}$$

где R — реакция, возникающая в любой из оттяжек, в *кГ*; H_1 — высота трубы от низа до места крепления оттяжек в *см*.

Отсюда

$$R = \frac{M}{H_1}. \tag{III. 288}$$

Наиболее невыгодным случаем действия ветра является такой, когда направление его составляет угол в 90° с соседней оттяжкой (см. рис. III. 71, *а*).

В этом случае реакция опоры R_1 в точке крепления оттяжки будет равна

$$R_1 = \frac{R}{\cos 30^\circ} = 1{,}15\,R = 1{,}15\,\frac{M}{H_1}. \tag{III. 289}$$

Усилие в оттяжке

$$S_0 = \frac{R_1}{\sin\alpha} = \frac{1{,}15\,M}{H_1 \sin\alpha}. \tag{III. 290}$$

Вариант 2. Два яруса оттяжек (см. рис. III. 71, *в*).

После определения максимального ветрового или сейсмического расчетного момента находим усредненную нагрузку на единицу длины трубы по формуле

$$q_0 = \frac{2M}{H^2}, \tag{III. 291}$$

где q_0 — усредненная ветровая нагрузка в *кГ/см*; M — ветровой, резонансный или сейсмический максимальный момент в *кГ · см*; H — полная высота трубы в *см*.

Рассматриваем дымовую трубу как балку, лежащую на трех опорах A, B и C с равномерно распределенной нагрузкой q_0. Определяем реакции опор.

Реакция опоры в точке B (1-й ярус) — округленно с запасом

$$R_B = 1{,}25\, q_0 H_1. \qquad \text{(III. 292)}$$

Реакция опоры в точке C (2-й ярус)

$$R_C = 0{,}375\, q_0 H_1 + q_0 \frac{H_2}{H_1}\left(H_1 + \frac{1{,}25\, H_2}{2}\right). \qquad \text{(III. 293)}$$

Принимая во внимание направление действия ветра, как указано выше, натяжение в оттяжке I 1-го яруса (см. рис. III. 71, *а*, *в*) определится по формуле

$$S_B = 1{,}15\, \frac{R_B}{\sin \alpha_B}. \qquad \text{(III. 294)}$$

Соответственно натяжение в оттяжке 2-го яруса равно

$$S_C = 1{,}15\, \frac{R_C}{\sin \alpha_C}. \qquad \text{(III. 295)}$$

Зная силы натяжения S_B и S_C, находим по большему из их значений:

а) диаметр круглой стали для оттяжек по формуле

$$d_0 = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \frac{S_0 \cdot 4}{\sigma_в}}; \qquad \text{(III 296)}$$

б) диаметр стального каната подбираем по разрывному усилию с четырехкратной степенью надежности по ГОСТ 3066-55;

в) внутренний диаметр резьбы стяжной муфты определяем по формуле

$$d_0 = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \frac{S_0 \cdot 6}{\sigma_в}}, \qquad \text{(III. 297)}$$

где d_0 — внутренний диаметр резьбы в *см* или диаметр круглой стали; S_0 — сила натяжения в *кГ*; $\sigma_в$ — предел прочности металла серьги стяжной муфты в *кГ/см*^{2}; числа 4 и 6 — запасы прочности.

Определив d_0 по формуле (III. 297), подбирают ближайший больший наружный диаметр основной метрической резьбы стяжной муфты, увеличивая его прибавкой на коррозию в пределах 1—3 *мм*.

Проверка действия оттяжек на устойчивость цилиндрической формы трубы

Вариант 1. Один ярус оттяжек (см. рис. III. 71, *б*).

Находим наибольший изгибающий момент в *кГ* · *см*:

а) для сечения B в месте прикрепления оттяжек (см. рис. III. 71, *б*) по формуле

$$M_1 = \frac{q_0 H_2^2}{2}; \qquad \text{(III. 298)}$$

б) для сечения, расположенного ниже верха трубы на расстоянии $\frac{S_0 \sin\alpha}{q_0}$ *см*, по формуле

$$M_2 = \frac{S_0^2 \sin^2\alpha}{2q_0} + S_0 \sin\alpha\, H_2 - S_0 \cos\alpha \frac{D_н}{2}, \qquad \text{(III. 299)}$$

где q_0 определяем по формуле (III. 291); S_0 определяем по формуле (III. 290); $D_н$ — наружный диаметр трубы в *см*.

Дальше расчет ведем по большему из значений M_1 или M_2.

Вертикальная составляющая от натяжения оттяжки в точке B

$$N_B = S_0 \cos\alpha \ \kappa\Gamma. \qquad \text{(III. 300)}$$

Напряжение в сечении, где действует наибольший изгибающий момент M_1 или M_2, находим по одной из следующих формул:

для сечения B

$$\sigma_1 = \frac{M_1}{W'_т} + \frac{Q'_т}{F'_т} \ \kappa\Gamma/см^2; \qquad \text{(III. 301)}$$

для сечения, расположенного ниже верха трубы на расстоянии $\frac{S_0 \sin\alpha}{q_0}$ *см*

$$\sigma_2 = \frac{M_2}{W''_т} + \frac{Q''_т + N_B}{F''_т} \ \kappa\Gamma/см^2. \qquad \text{(III. 302)}$$

Здесь $W'_т$ и $W''_т$ — момент сопротивления металла рассматриваемого сечения трубы в $см^3$; $Q'_т$ — вес части трубы над сечением B в $\kappa\Gamma$; $Q''_т$ — вес части трубы длиной $\frac{S \sin\alpha}{q_0}$ *см* в $\kappa\Gamma$; $F'_т$ и $F''_т$ — площадь поперечного сечения металла трубы в $см^2$.

Наибольшее из значений σ_1 или σ_2 не должно превосходить

$$\sigma_1 \leqslant \frac{\sigma_{кр}}{4} \text{ или } \sigma_1 \leqslant \frac{\sigma_{1кр}}{1{,}3}$$

или

$$\sigma_2 \leqslant \frac{\sigma_{кр}}{4} \text{ или } \sigma_2 \leqslant \frac{\sigma_{1кр}}{1{,}3},$$

где $\sigma_{кр}$ и $\sigma_{1кр}$ определяем по формулам (III. 278) и (IV. 106).

Вариант 2. Два яруса оттяжек (см. рис. III. 71, *в*).

Наибольший изгибающий момент от действия равномерно распределенной ветровой нагрузки q_0 в точке B 1-го яруса может быть принят равным

$$M_B = 0{,}125\, q_0 \left(H_1^2 - H_2^2\right). \qquad \text{(III. 303)}$$

Вертикальная составляющая от натяжения оттяжки 1-го яруса в точке B (см. рис. III. 71, *в*)

$$N_B = S_B \cos\alpha_B. \qquad \text{(III. 304)}$$

Соответственно вертикальная составляющая от действия оттяжки 2-го яруса

$$N_C = S_C \cos \alpha_C. \qquad \text{(III. 305)}$$

Напряжение сжатия в сечении у 1-го яруса оттяжек равно

$$\sigma_d = -\frac{M_в}{W_т} + \frac{Q_т + N_B + N_C}{F_т} + \frac{(N_B + N_C) D_н}{2W_т}. \qquad \text{(III. 306)}$$

Напряжение $\sigma_в$ в $кГ/см^2$, найденное по формуле (III. 306), не должно быть более

$$\sigma_d \leqslant \frac{\sigma_{кр}}{5} \text{ или } \sigma_в \leqslant \frac{\sigma_н}{1{,}3},$$

где $\sigma_{кр}$ и $\sigma_н$ определяем по формуле (III. 278) или (IV. 106), или при $\sigma_{кр} \geqslant \sigma_т$ должно быть обеспечено условие $\sigma_d \leqslant \frac{\sigma_т}{4}$.

Пример. Проверить на устойчивость формы трубу, расчетный ветровой изгибающий момент которой составляет $1730 \cdot 10^4$ $кГ \cdot см$ при условии установки двух ярусов оттяжек (рис. III. 72).

По формуле (III. 291)

$$q_0 = \frac{2M}{H^2} = \frac{2 \cdot 1730 \cdot 10^4}{37{,}46^2 \cdot 10^4} = 2{,}5 \ кГ/см.$$

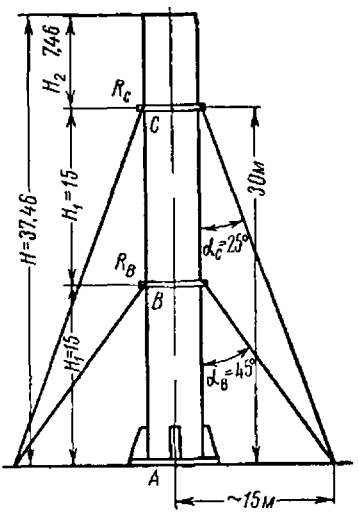


Рис. III. 72.

Определяем усилия в оттяжках 1- и 2-го ярусов.

По формуле (III. 292)

$$R_B = 1{,}25 q_0 H_1 = 1{,}25 \cdot 2{,}5 \cdot 15 \cdot 10^2 = 47 \cdot 10^2 \ кГ,$$

по формуле (III. 294)

$$S_B = 1{,}15 \frac{R_B}{\sin \alpha_B} = 1{,}15 \frac{47 \cdot 10^2}{\sin 45°} = 77 \cdot 10^2 \ кГ,$$

по формуле (III. 293)

$$R_C = 0{,}375 q_0 H_1 + q_0 \frac{H_2}{H_1}\left(H_1 + \frac{1{,}25 H_2}{2}\right) =$$

$$= 0{,}375 \cdot 2{,}5 \cdot 1500 + 2{,}5 \cdot \frac{746}{1500}\left(1500 + \frac{1{,}25 \cdot 746}{2}\right) = 3900 \ кГ,$$

по формуле (III. 295)

$$S_C = 1{,}15 \frac{R_C}{\sin \alpha_C} = 1{,}15 \frac{3900}{\sin 25°} = 103 \cdot 10^2 \ кГ,$$

по формуле (III. 297) определяем диаметр оттяжки

$$d_0 = \sqrt{\frac{4S_C \cdot 6}{\pi \cdot 5000}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 103 \cdot 10^2 \cdot 6}{\pi \cdot 5000}} \approx 4 \text{ см}.$$

Материал для серег муфты — сталь марки Ст.5 с $\sigma_в = 5000$ *кГ/см*^{2}.

Отсюда стяжная муфта должна иметь резьбу М48. Учитывая прибавку на коррозию, выбираем резьбу М52. Стальной канат берем диаметром 23,5 *мм* по ГОСТ 3066-55.

По формуле (III. 303)

$$M_в = 0{,}125\, q_0 \left(H_1^2 - H_2^2\right) = 0{,}125 \cdot 2{,}5 \left(1500^2 - 746^2\right) =$$
$$= 530 \cdot 10^3 \text{ кГ} \cdot \text{см}.$$

По формуле (III. 304)

$$N_B = S_B \cos \alpha_B = 7700 \cdot \cos 45^\circ = 5400 \text{ кГ}.$$

По формуле (III. 305)

$$N_C = S_C \cos \alpha_C = 10\,300 \cos 25^\circ = 9300 \text{ кГ}.$$

Пусть вес трубы $Q_т$ над сечением B (см. рис. III. 72) составляет 8000 *кг*.

По формуле (III. 306)

$$\sigma_d = -\frac{M_в}{W_т} + \frac{Q_т + N_B + N_C}{F_т} + \frac{(N_B + N_C) D_н}{2W_т} =$$
$$= -\frac{530 \cdot 10^3}{300 \cdot 10^2} + \frac{8000 + 5400 + 9300}{630} +$$
$$+ \frac{(5400 + 9300) \cdot 251{,}2}{2 \cdot 300 \cdot 10^2} \approx 70 \text{ кГ/см}^2,$$

где внутренний диаметр трубы в рассматриваемом сечении B $D = 2500$ *мм* и толщина стенки $s' = 10 - 4 = 6$ *мм* $= 0{,}6$ *см*; при этом $W_т = 0{,}8\ D^2 s' = 0{,}8 \cdot 250^2 \cdot 0{,}6 \approx 300 \cdot 10^2$ *см*^{3} и $F_т = 0{,}785\ [(250 + 2 \cdot 0{,}6)^2 - 250^2] \approx 630$ *см*^{2}.

При условии, что $\frac{s_1}{R} < 0{,}005$, толщина стенки трубы без прибавки на коррозию $s' = 1{,}0 - 0{,}4 = 0{,}6$ *см* и радиус $R = 125$ *см*, отношение $\frac{s'}{R} = \frac{1{,}0 - 0{,}6}{125} \approx 0{,}0048$, критическое напряжение по формуле (III. 276) или графику (рис. III. 69) $\sigma_{кр} \approx 1630$ *кГ/см*^{2}.

Так как здесь $\sigma_{кр} < \sigma_т$, то проверку ведем по левой части формулы, а именно

$$m' = \frac{1630}{70} \approx 25.$$

Таким образом, при наличии оттяжек труба работает в облегченных условиях. При этом, однако, следует поверочный расчет труб вести без учета оттяжек.

Обычно рассматриваемые стальные дымовые трубы нефтеперерабатывающих заводов для предохранения от воздействия газов, температура которых может доходить до 550° С, снабжены в нижней части футеровкой из кирпича или торкрет-бетона. Между футеровкой из кирпича и металлической стенкой трубы в данном случае оставлено воздушное кольцевое пространство.

Так, высота кирпичной футеровки трубы, высотой 41,4 *м* равна 15 *м*. При этом толщина нижней части трубы на высоте 9 *м* — один кирпич, а верхней части высотой 6 *м* — $^1/_2$ кирпича.

Кирпич можно заменять теплоустойчивым торкрет-бетоном. Вдоль трубы по высоте устроена стремянка с ограждением. В верху трубы имеется каретка, которая перекатывается по направляющему кольцу из полосовой стали, приваренному лапами к корпусу трубы. К каретке при помощи механизма с тросом прикреплена люлька, что дает возможность доступа в нужных случаях к любому месту верхней части трубы. В низу трубы расположено опорное кольцо, которым труба при помощи шестнадцати болтов диаметром 48 *мм* крепится к фундаменту трубы. Корпус трубы выполнен из обечаек, сваренных между собой внахлестку (поперечные швы). Продольные швы обечаек выполнены в стык. Целесообразно и поперечные швы трубы также выполнять в стык.

На рис. III. 73 представлена конструкция узла крепления троса подъемного приспособления дымовой трубы.

На рис. III. 74 приведена конструкция сборки стяжной муфты (ГОСТ 9690-61) и оттяжек.

В случае применения стальных канатов для оттяжек необходима установка стальных коушей (ГОСТ 9689-61), помещаемых в качестве прокладок в узлах канатов.

На рис. III. 75 представлен узел крепления конца оттяжки к дымовой трубе.

На рис. III. 76 представлен узел сборки роликов, крепящихся в верху трубы и применяющихся взамен каретки.

Ниже приводим предложенные НИИхиммашем [70] методы расчета обечаек, работающих под действием осевой сжимающей силы и изгибающего момента.

Расчет цилиндрической обечайки на местную устойчивость стенки при действии осевой сжимающей силы.

Толщина обечайки в *см*

$$s = \frac{1}{\sqrt{K_c}} \sqrt{\frac{N}{E_t}} + c + c_0 + c_1, \qquad \text{(III. 307)}$$

где N — расчетная осевая сжимающая сила в *кГ*, определяемая статическим расчетом. Допускаемая осевая сжимающая сила $[N]$ в *кГ*

$$[N] = K_c E_t (s - c)^2. \qquad \text{(III. 308)}$$

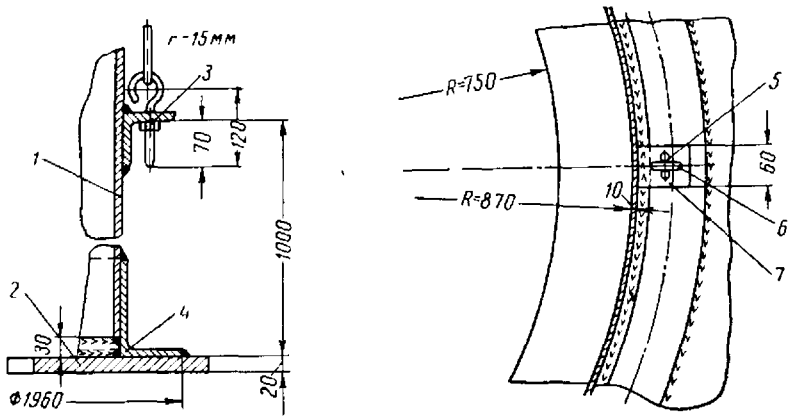


Рис. III. 73. Узел крепления троса подъемного приспособления.

1 — лист, сталь $s = 10$ *мм*; *2* — лист, сталь $s = 20$ *мм*, *3* — гайка М12; *4* — ∠ 150 × × 100 × 12; *5* — трос стальной диаметром 11 *мм*, *6* — натяжной штырь диаметром 12 *мм*, *7* — ∠ 75 × 75 × 10.

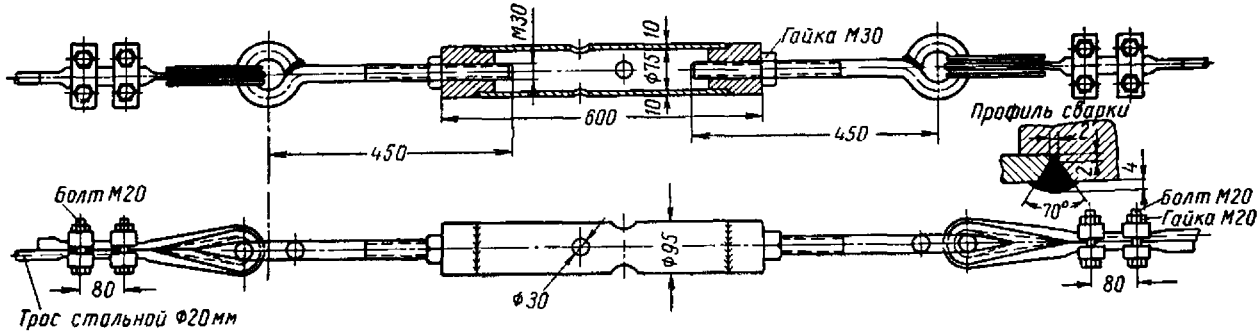


Рис. III. 74.

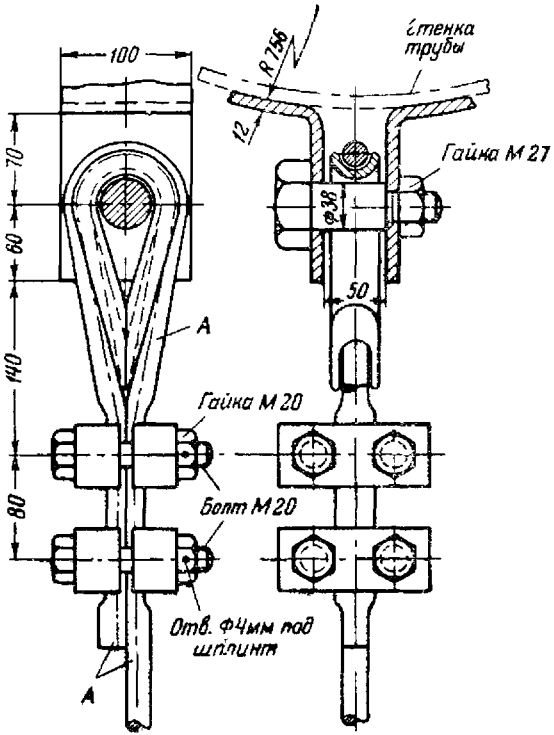


Рис. III. 75

А — стальной трос диаметром 20 мм

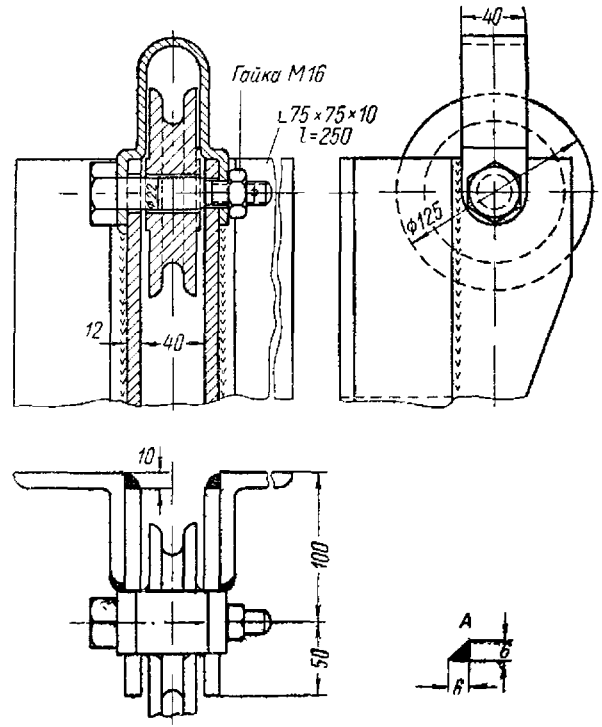


Рис. III. 76.

А — сварной шов

Формулы (III. 307) и (III. 308) можно применять при условии, что

$$\frac{l}{D} \geqslant 1, \qquad \text{(III. 309)}$$

где l — расчетная длина обечайки (см. рис. III. 21).

Параметр сжимающей нагрузки K_c дан в табл. III. 21,*а* и III. 21,*б* в зависимости от отношений $D/2\,(s-c)$ и $\frac{0{,}417\,\sigma_т^t}{10^3} \cdot \frac{D}{2\,(s-c)}$.

Таблица III. 21, а

$\frac{0{,}417\,\sigma_т^t}{10^3} \cdot \frac{D}{2\,(s-c)}$	K_c	$\frac{1}{K_c}$	$\frac{1}{\sqrt{K_c}}$	k_1	$\frac{1}{k_1}$	$\frac{1}{\sqrt{k_1}}$
25	0,10	9,85	3,14	0,10	9,85	3,14
50	0,19	5,26	2,29	0,19	5,26	2,26
75	0,26	3,85	1,96	0,29	3,45	1,86
100	0,34	2,94	1,71	0,36	2,78	1,67
125	0,39	2,56	1,60	0,43	2,33	1,53
150	0,43	2,33	1,53	0,48	2,08	1,44
175	0,46	2,18	1,48	0,51	1,96	1,40
200	0,46	2,18	1,48	0,53	1,89	1,38
250	—	—	—	0,53	1,89	1,38

Таблица III. 21, б

$\frac{D}{2\,(s-c)}$	K_c	$\frac{1}{K_c}$	$\frac{1}{\sqrt{K_c}}$	k_1	$\frac{1}{k_1}$	$\frac{1}{\sqrt{k_1}}$
250	0,43	2,33	1,53	—	—	—
500	0,36	2,78	1,67	0,43	2,33	1,53
750	0,29	3,45	1,86	0,36	2,78	1,67
1000	0,24	4,17	2,04	0,31	3,23	1,80
1500	0,22	4,55	2,13	0,26	3,85	1,96
2000	0,19	5,27	2,30	0,24	4,17	2,04
2500	0,17	5,88	2,43	0,22	4,55	2,13

Длинные обечайки или трубы, нагруженные осевой сжимающей силой, для которых коэффициент уменьшения допускаемых напряжений при продольном изгибе

$$\varphi_п < 0{,}16\,K_c \frac{E_t}{[\sigma]} \frac{2\,(s-c)}{D}, \qquad \text{(III. 310)}$$

проверяют на общую устойчивость аналогично расчету на продольный изгиб центрально сжатых стержней кольцевого сечения следующим образом.

Толщина обечайки

$$s = 0{,}318 \frac{N}{\varphi_п [\sigma] D} + c + c_0 + c_1, \qquad \text{(III. 311)}$$

здесь $[\sigma]$ — допускаемое напряжение в *кГ/см*^{2}.

Коэффициент уменьшения допускаемых напряжений при про-

Таблица III. 22

Значения коэффициентов $\varphi_п$ уменьшения допускаемых напряжений при продольном изгибе

λ	Для сталей марок		λ	Для сталей марок	
	Ст. 3, Ст. 4, 10, 15	20, 16ГС, 09Г2С		Ст. 3, Ст. 4, 10, 15	20, 16ГС, 09Г2С
0	1,00	1,00	110	0,52	0,39
10	0,99	0,98	120	0,45	0,33
20	0,96	0,95	130	0,40	0,29
30	0,94	0,93	140	0,36	0,25
40	0,92	0,90	150	0,32	0,23
50	0,89	0,83	160	0,29	0,21
60	0,86	0,78	170	0,26	0,19
70	0,81	0,71	180	0,23	0,17
80	0,75	0,63	190	0,21	0,15
90	0,69	0,54	200	0,19	0,13
100	0,60	0,45			

дольном изгибе $\varphi_п$ определяется по табл. III. 22 в зависимости от гибкости λ.

Гибкость обечайки или трубы

$$\lambda = 2{,}82\,\frac{l_{пр}}{D}\,, \qquad \text{(III. 312)}$$

где $l_{пр}$ — приведенная расчетная длина в *см*, зависящая от способа закрепления концов; определяем по табл. III. 23.

Допускаемая осевая сжимающая сила

$$[N] = \pi D\,(s - c)\,\varphi_п\,[\sigma]. \qquad \text{(III. 313)}$$

Расчет цилиндрических обечаек на местную устойчивость в сжатой зоне при действии изгибающего момента ведем следующим образом.

Толщина обечайки в *см*

$$s = \frac{2}{\sqrt{K_и}}\sqrt{\frac{M}{E_t D}} + c + c_0 + c_1, \qquad \text{(III. 314)}$$

где M — изгибающий момент в рассматриваемом сечении сосуда или аппарата — ветровой, сейсмический или весовой.

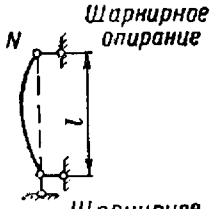
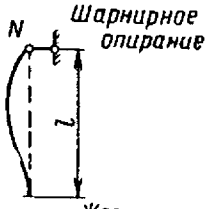
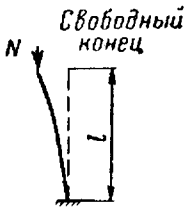
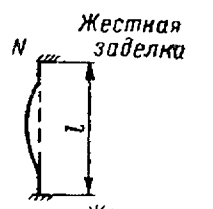
Допускаемый изгибающий момент в $кГ \cdot см$

$$[M]_{max} = K_{изг} E_t \frac{D}{4}\,(s - c)^2, \qquad \text{(III. 315)}$$

где $K_{изг}$ — параметр изгибающей нагрузки, определяемый в зависимости от отношения $D/2\,(s—c)$; берем из табл. III. 21.

Границей применения формул (III. 314) и (III. 315) является условие $\frac{l}{D} \geqslant 1$; l — см. рис. III. 21.

Приведенная расчетная длина центрально сжатых элементов в зависимости от способа закрепления концов

Расчетная схема и способы закрепления концов	Приведенная длина	Расчетная схема и способы закрепления концов	Приведенная длина
	$l_{пр} = l$		$l_{пр} = 0{,}7\,l$
	$l_{пр} = 2l$		$l_{пр} = 0{,}5\,l$

Обечайки, работающие под совместным действием наружного давления, осевой сжимающей силы и изгибающего момента, рассчитываем следующим образом.

Толщина обечайки в *см*

$$s = \sqrt{\frac{1}{E_t}\left(\frac{N}{K_c} + 4\,\frac{M}{K_{изг} D} + 2{,}17 p_p l \sqrt{\frac{D^3}{2(s-c)}}\right)} + c + c_0 + c_1. \qquad \text{(III. 316)}$$

Внешнее давление, допускаемое при данной толщине обечайки при расчетных (известных) значениях осевой сжимающей силы N и изгибающего момента M в *кГ*

$$[p] = 0{,}46\,\frac{\sqrt{\frac{2(s-c)}{D}}}{Dl}\left[E_t (s-c)^2 - \left(\frac{N}{K_c} + 4\,\frac{M}{K_{изг} D}\right)\right]. \qquad \text{(III. 317)}$$

Совместно действующие осевая сжимающая сила и изгибающий момент, допускаемые данной толщиной стенки при расчетном (известном) значении наружного давления p_p в $кГ$

$$N + 4\frac{M}{D} = \frac{E_t (s-c)^2 - 2{,}17\, p_p l \sqrt{\frac{D^3}{2(s-c)}}}{\frac{1-\alpha}{K_c} + \frac{\alpha}{K_{изг}}}. \qquad \text{(III. 318)}$$

Здесь l — см. рис. III. 21; α — коэффициент, характеризующий неравномерность распределения нормальных напряжений в поперечном сечении обечайки.

$$\alpha = \frac{M}{0{,}25\, ND + M}. \qquad \text{(III. 319)}$$

Применять формулы (III. 316) — (III. 318) можно при следующих условиях:
при

$$p_p = 0;\ \frac{l}{D} \geqslant 1{,}5\sqrt{\frac{2(s-c)}{D}}; \qquad \text{(III. 320)}$$

при

$$p_p \neq 0;\quad 1{,}5\sqrt{\frac{2(s-c)}{D}} \leqslant \frac{l}{D} \leqslant \sqrt{\frac{D}{2(s-c)}}; \qquad \text{(III. 321)}$$

$$\frac{l}{D} \geqslant 0{,}3\frac{E_t}{\sigma_{T_t}}\sqrt{\left[\frac{2(s-c)}{D}\right]^3}. \qquad \text{(III. 322)}$$

При совместном действии осевого сжатия и изгиба, а также при отсутствии наружного давления расчет цилиндрических обечаек на устойчивость производим по формулам (III. 316) и (III. 318), в которых принимается $p_p = 0$.

При совместном действии наружного давления и осевого сжатия, а также отсутствии изгибающего момента или при совместном действии наружного давления и изгибающего момента и отсутствии осевой сжимающей силы расчет цилиндрических обечаек на устойчивость ведем по формулам (III. 316) и (III. 317), в которых принимаем соответственно равным $M = 0$ или $N = 0$.

Расчет на устойчивость колец жесткости, подкрепляющих обечайку, находящуюся под совместным действием наружного давления, осевого сжатия и изгиба или под совместным действием наружного давления и осевого сжатия при отсутствии изгибающего момента, а также в случае совместного действия наружного давления и изгибающего момента при отсутствии осевой сжимающей силы, производим по формулам (III. 120), (III. 125)—(III. 130). Влияние осевой сжимающей силы и изгибающего момента при этом не учитываем.

Если изгибающий момент создается действием поперечной нагрузки на обечайку, как, например, собственным весом конструкции, весом жидкости, заполняющей горизонтальный цилиндрический

резервуар, ветровой нагрузкой и т. д., то формулы (III. 314) и (III. 315), а также (III. 316) и (III. 318) применимы при условии, что касательные напряжения в расчетном сечении не превышают величины

$$0{,}07\,E\left[\frac{2\,(s-c)}{D}\right]^{1{,}5},$$

где L — расстояние между опорами в свету или общая длина обечайки.

При внецентренном действии осевой сжимающей силы расчет цилиндрических обечаек на устойчивость производим по формулам (III. 316)—(III. 318). При этом величина расчетного изгибающего момента определяется

$$M = Ne, \qquad \text{(III. 323)}$$

где e — эксцентриситет линии действия осевой сжимающей силы N относительно продольной центральной оси обечайки.

Устойчивость стенки аппарата можно проверить так же следующим образом:

а) для аппаратов, работающих под внутренним избыточным давлением должно быть соблюдено условие

$$\frac{\sigma_1}{[\sigma]_{01}} \leqslant 1;$$

б) для аппаратов, работающих под наружным избыточным давлением, или под вакуумом изнутри

$$\frac{\sigma_1}{[\sigma]_{01}} + \frac{p_р}{[p]} \leqslant 1;$$

здесь σ_1 — расчетное осевое сжимающее напряжение в $кГ/см^2$ в стенке аппарата при одновременном действии сжатия и изгиба, равное

$$\sigma_1 = \frac{1}{\pi D\,(s-c)}\left(N + \frac{4M}{D}\right);$$

допускаемое осевое напряжение сжатия в $кГ/см^2$, равное

$$[\sigma]_{01} = K_c\left[1 + 0{,}1\left(1 - \frac{\sigma_1^1}{\sigma_1}\right)\right] E\,\frac{(s-c)}{\pi D};$$

σ_1^1 — наименьшее осевое напряжение сжатия в стенке обечайки в $кГ/см^2$ при одновременном действии сжатия и изгиба

$$\sigma_1^1 = \frac{1}{\pi D\,(s-c)}\left(N - \frac{4M}{D}\right);$$

$p_р$ — расчетное давление в $кГ/см^2$; $[p]$ — допускаемое наружное давление из условий устойчивости.

ГЛАВА IV

ОПОРЫ

РАСЧЕТ ОПОРНЫХ ЧАСТЕЙ ВЕРТИКАЛЬНЫХ АППАРАТОВ НА УСТОЙЧИВОСТЬ

Высокие вертикальные аппараты нефтеперерабатывающих заводов, как, например, ректификационные колонны, испарители, реакторы и др., устанавливают на открытом воздухе.

Опоры таких аппаратов чаще всего выполняют в виде цилиндрической обечайки (рис. IV. 1, *а*), приваренной к корпусу, и фундаментного кольца *4* из полосовой стали, приваренного к опорной обечайке.

Цилиндрическую опору аппарата крепят в таких случаях к рабочей части корпуса сплошным сварным швом (рис. IV. 2).

Расчет опорных частей вертикальных аппаратов на их устойчивость сводится к определению размеров опорного фундаментного кольца (рис. IV. 1, *б*), количества и диаметра фундаментных болтов, проверке устойчивости цилиндрической опоры и прочности сварного шва (см. рис. IV. 1, *а*), соединяющего опору с рабочей частью корпуса. При расчете тонкостенных опорных обечаек вертикальных цилиндрических аппаратов их необходимо проверять на устойчивость формы, т. е. сохранение цилиндрической формы в сжатой зоне от действия суммарных напряжений, вызываемых ветровым, резонансным или сейсмическим моментом, собственным весом аппарата и содержимого его.

Расчет требует предварительного выбора количества болтов и назначения их диаметра. Для этого можно пользоваться табл. IV. 1.

При высоте аппарата $H > 20$ *м* количество болтов и их диаметр также следует определять расчетом.

Таблица IV. 1

Диаметр аппарата D, *мм*	Диаметр фундаментного болта d, *мм*	Количество болтов при высоте аппарата H, *м*		
		≤10	10—15	15—20
1000—1400	22—30	4—6	6	8
1600—2000	22—30	4	6	8
2200—3400	27—30	4	6—8	8—12

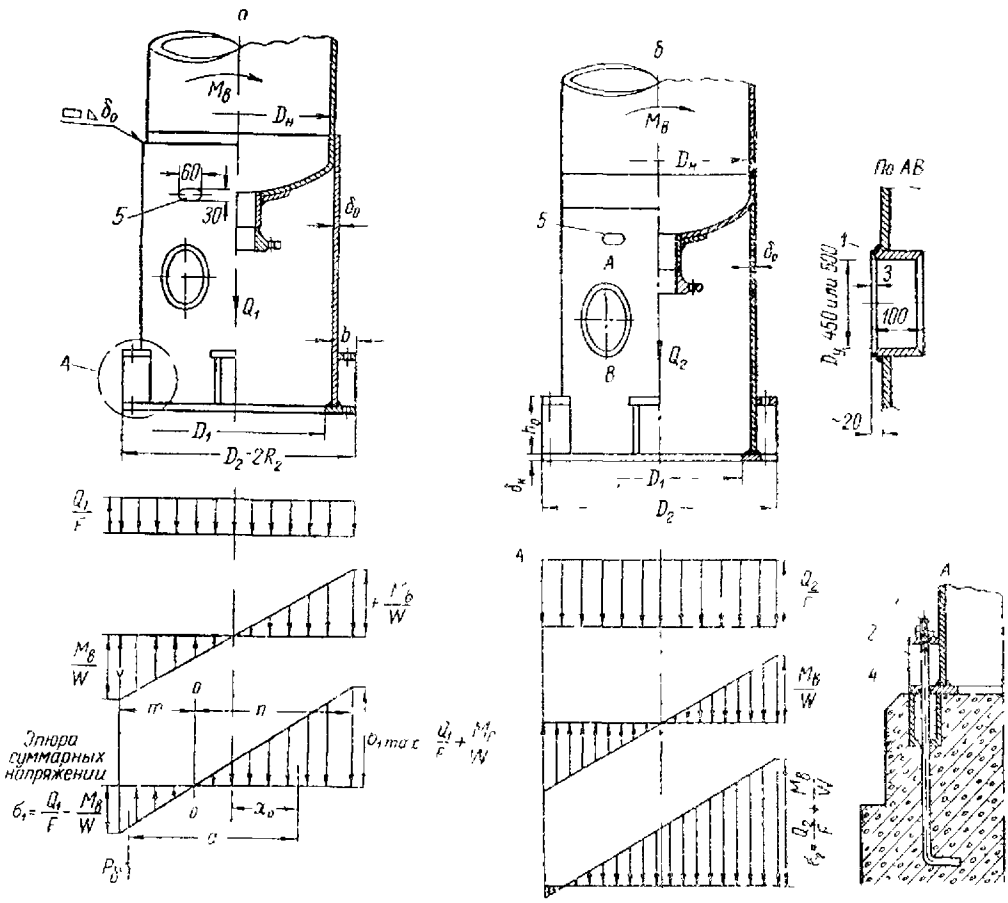


Рис. IV. 1.

1 — люк-лаз; *2* — ребра-лапы, *3* — фундаментный болт, *4* — опорное кольцо *5* — вентиляционное отверстие

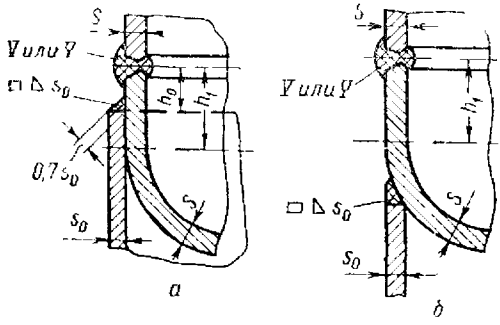


Рис. IV. 2.

Высоту лап h_0 принимаем обычно в пределах $0{,}015\ H \leqslant h_0 \leqslant 0{,}025\ H$ для аппаратов с коэффициентом устойчивости меньше 1,5. При этом высота лапы h_0 при любых условиях должна быть не менее 80 *мм*.

Предварительные размеры наружного и внутреннего диаметров D_2 и D_1 фундаментного кольца могут быть определены по графику на рис. IV. 3 в зависимости от наружного диаметра аппарата $D_н$. При высоте аппаратов выше 15 *м* и меньше 1400 *мм* наружный диаметр D_2 фундаментного кольца может быть увеличен.

Ветровая или сейсмическая нагрузка на аппарат рассчитывается в зависимости от высоты его, места установки (географического района) и периода собственных колебаний аппарата в соответствии с СН и П II-А. 11—62 и СНиП II-А. 12—62 (см. стр. 180 и 205).

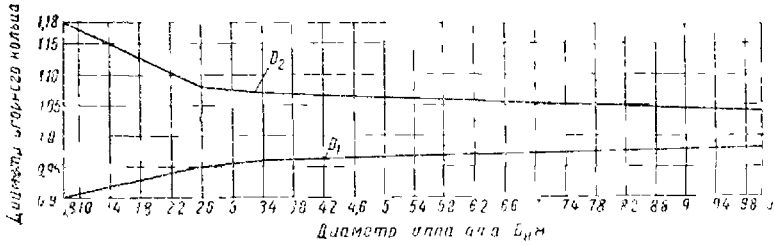


Рис. IV. 3.

Принимаем следующие обозначения: Q_1 – сила веса пустого аппарата (без монтируемых на месте внутренних устройств и без изоляции) в *кГ*; Q_2 — сила веса аппарата, полностью собранного и заполненного водой при гидравлическом испытании, в *кГ*; H — высота аппарата в *м*; $D_н$ — наружный диаметр аппарата в *м*; D_1 и D_2 — внутренний и наружный диаметры фундаментного кольца в *м* (см. рис. IV. 1); F — опорная площадь фундаментного кольца в $см^2$, равная

$$F = \frac{\pi}{4}\left(D_2^2 - D_1^2\right) 10^4, \qquad \text{(IV. 1)}$$

W — момент сопротивления опорной площади фундаментного кольца в $см^3$, равный

$$W = \frac{\pi}{32}\left(\frac{D_2^4 - D_1^4}{D_2}\right) 10^6 \qquad \text{(IV. 2)}$$

M — опрокидывающий ветровой момент на уровне опорного кольца аппарата для несейсмических районов и ветровой или сейсмический момент для районов с сейсмичностью 7 баллов и более в *кГ · см* или *Т · м*.

Максимальное напряжение сжатия на опорной поверхности фундаментного кольца равно

$$\sigma_2 = \frac{Q_2}{F} + \frac{M}{W}. \qquad \text{(IV. 3)}$$

Эпюра напряжений σ_2 изображена на рис. IV. 1, *б*.

Напряжение σ_2 не должно быть более допускаемого напряжения на сжатие для материала фундамента, на который непосредственно опирается фундаментное кольцо.

При установке аппарата нижним фундаментным кольцом на бетонный фундамент напряжение σ_2 не должно превышать расчетных сопротивлений бетона $R_{пр}$, приведенных в табл. IV. 2.

Таблица IV. 2

Допускаемые напряжения сжатия для бетона в *кГ/см²* при учете ветровой или сейсмической нагрузки

(нормы Н и ТУ 123-55)

Марка бетона	Для бетона, приготовленного по типу Б
200	80
150	65
100*	44

* В настоящее время почти не применяется.

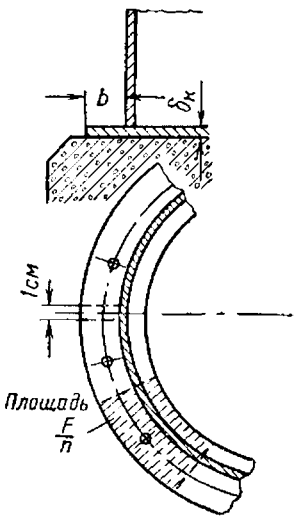


Рис. IV. 4.

Толщину $\delta_к$ фундаментного кольца определяем приближенно следующим образом.

Находим нагрузку на полоску шириной 1 *см* и длиной b (рис. IV. 4)

$$q_к = \sigma_2 b \cdot 1. \qquad (IV.4)$$

Изгибающий момент для полоски

$$M_{изг} = q_к \frac{b}{2}. \qquad (IV.5)$$

Напряжение в полоске на изгиб

$$\sigma_к = \frac{M_{изг}}{W} = \frac{M_{изг}\,6}{1\delta_к^2}. \qquad (IV.6)$$

Затем определяем толщину кольца

$$\delta = \sqrt{\frac{6M_{изг}}{\sigma_к}} = b\sqrt{\frac{3\sigma_2}{\sigma_к}}, \qquad (IV.7)$$

где b — ширина части фундаментного кольца, выступающей за наружный или внутренний диаметр цилиндрической опоры, в *см*; для расчета принимается большее значение; $\sigma_к \leqslant R_в$ — допускаемое напряжение на изгиб, которое принимают для условий гидравлического испытания равным

$$R_в \leqslant \frac{\sigma_т}{1{,}25}. \qquad (IV.8)$$

Толщину фундаментного кольца принимаем не менее 1,2 *см*.

Минимальное напряжение на опорной поверхности фундаментного кольца равно

$$\sigma_1 = \frac{Q_1}{F} - \frac{M}{W}. \qquad \text{(IV. 9)}$$

Максимальное напряжение при этом

$$\sigma_{1\,\max} = \frac{Q_1}{F} + \frac{M}{W}. \qquad \text{(IV. 10)}$$

Эпюра этих напряжений показана на рис. IV. 1, *а*.

Если величина σ_1 положительна или равна нулю, то следует определить коэффициент устойчивости аппарата

$$y = \frac{M_Q}{M} = \frac{Q_1 B_1}{M}, \qquad \text{(IV. 11)}$$

где M_Q — момент от собственного веса аппарата, а R_1 принимается равным $\sim 0{,}42\ D_н$.

При $y > 1{,}5$ фундаментные болты ставить не обязательно, а если их ставят, то в минимальном количестве лишь для правильной установки аппарата на фундамент.

Когда величина σ_1 отрицательна, то растягивающие напряжения должны быть восприняты фундаментными болтами. Нагрузку $P_б$ (в *кГ*) на один наиболее нагруженный фундаментный болт приближенно определяют следующим образом.

Если n — число фундаментных болтов, то каждый из них должен выдержать растягивающую нагрузку, приходящуюся на площадь F/n фундаментного кольца (см. рис. IV. 4). Так как значение растягивающего напряжения равно σ_1 (IV. 9), то приближенно максимальная нагрузка на один болт равна

$$P_б = \sigma_1 \frac{F}{n}. \qquad \text{(IV. 12)}$$

Тогда диаметр фундаментного болта при допускаемом напряжении $R_z \leqslant 0{,}8\ \sigma_т$ *кГ/см*^{2} определим по формуле

$$d_1 = \sqrt{\frac{4P_б}{\pi R_z}} + c, \qquad \text{(IV. 13)}$$

где d_1 — внутренний диаметр резьбы болта в *см*; c — прибавка на атмосферную коррозию, равная $\sim 0{,}3$ *см*; $\sigma_т$ — предел текучести металла болтов в *кГ/см*^{2}.

Очевидно, что изложенный метод расчета фундаментных болтов тем точнее, чем большее количество болтов располагается на опорном кольце данного диаметра.

Когда нужно рассчитать фундаментные болты и определить момент от собственного веса M_Q более точно, расчет ведем следующим образом.

Как видно на эпюре суммарных напряжений (рис. IV. 1, *а*), напряжения сжатия на опорном кольце распространяются на участке n, а в зоне протяженностью m возникают напряжения растяжения.

Расчет фундаментных болтов ведем на усилие, определяемое из уравнения моментов опорных сил относительно центра тяжести сжатой зоны, а именно

$$M - Q_1 x_0 - P_б a = 0, \qquad \text{(IV. 14)}$$

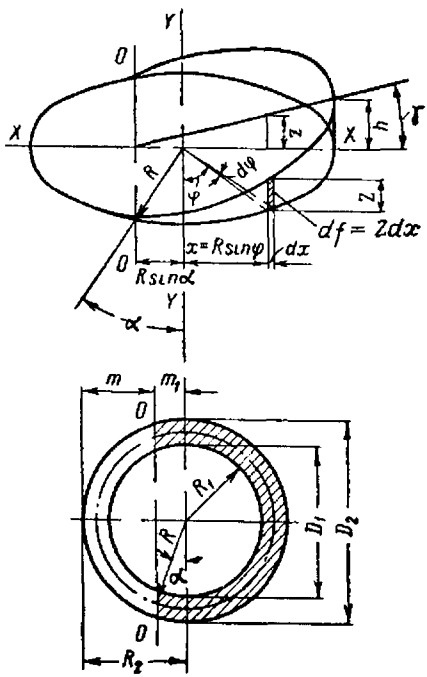


Рис. IV. 5.

где x_0 — расстояние от оси аппарата до центра тяжести сжатой зоны в *см*; a — плечо сил $P_б$ (рис. IV. 1, *а*) в *см* (М—см. стр. 265).

$$P_б = \frac{M - Q_1 x_0}{a}. \qquad \text{(IV. 15)}$$

При этом имеется в виду, что в сжатой зоне болты не работают.

Центр тяжести сжатой зоны, эпюра напряжений которой при малой ширине опорного кольца по сравнению с его диаметром может быть заменена поверхностью срезанного наклонно цилиндра (рис. IV. 5), находим из уравнения

$$x_0 = \frac{S}{F}, \qquad \text{(IV. 16)}$$

где S — статический момент боковой поверхности усеченного цилиндра относительно оси y—y; F — боковая поверхность усеченного цилиндра.

Боковую поверхность срезанного наклонно цилиндра определяем следующим путем

$$dF = z dx;$$

$$z = (R \sin\alpha + R \sin\varphi) \operatorname{tg}\gamma;$$

$$dx = R d\varphi.$$

Далее

$$dF = R^2 \operatorname{tg}\gamma (\sin\alpha + \sin\varphi) d\varphi;$$

$$F_1 = R^2 \operatorname{tg}\gamma \sin\alpha \int_{-\alpha}^{\pi/2} d\varphi + R^2 \operatorname{tg}\gamma \int_{-\alpha}^{\pi/2} \sin\varphi \, d\varphi =$$

$$= R^2 \operatorname{tg}\gamma \sin\alpha \left(\frac{\pi}{2} + \alpha\right) + R^2 \operatorname{tg}\gamma \cos\alpha. \qquad \text{(IV. 17)}$$

Здесь F_1, очевидно, равно $F/_2$, т. е. половине боковой поверхности срезанного цилиндра.

Так, например, при $-\alpha = -\pi/_2$ половина боковой поверхности усеченного цилиндра

$$F_1 = \frac{\pi Rh}{2}.$$

Подставляя в уравнение (IV. 17) вместо α значение $\pi/_2$, получим

$$F_1 = R^2 \operatorname{tg}\gamma \sin\frac{\pi}{2}\left(\frac{\pi}{2}+\frac{\pi}{2}\right) + R^2 \operatorname{tg}\gamma \cos\frac{\pi}{2} = \pi R^2 \operatorname{tg}\gamma. \qquad \text{(IV. 18)}$$

При

$$\operatorname{tg}\gamma = \frac{h}{2R}$$

$$F_1 = \frac{\pi R^2 h}{2R} = \frac{\pi Rh}{2}. \qquad \text{(IV. 19)}$$

Статический момент элементарной площадки относительно оси $y-y$

$$ds = x\,df = zx\,dx.$$

Так как

$$dx = R\,d\varphi, \quad x = R\sin\varphi \text{ и } z = (R\sin\alpha + R\sin\varphi)\operatorname{tg}\gamma,$$

то

$$ds = (R\sin\alpha + R\sin\varphi)\operatorname{tg}\gamma\, R\sin\varphi\, R\,d\varphi,$$

откуда

$$s_1 = \operatorname{tg}\gamma\, R^3 \sin\alpha \int_{-\alpha}^{\pi/2} \sin\varphi\,d\varphi + \operatorname{tg}\gamma\, R^3 \int_{-\alpha}^{\pi/2} \sin^2\varphi\,d\varphi =$$

$$= R^3 \operatorname{tg}\gamma \frac{\sin 2\alpha}{4} + R^3 \operatorname{tg}\gamma\left(\frac{\pi}{4}+\frac{\alpha}{2}\right).$$

Расстояние до центра тяжести сжатой зоны

$$x_0 = \frac{s_1}{F_1} = \frac{R^3 \operatorname{tg}\gamma \frac{\sin 2\alpha}{4} + R^3 \operatorname{tg}\gamma\left(\frac{\pi}{4}+\frac{\alpha}{2}\right)}{R^2 \operatorname{tg}\gamma \sin\alpha\left(\frac{\pi}{2}+\alpha\right) + R^2 \operatorname{tg}\gamma\cos\alpha}. \qquad \text{(IV. 20)}$$

Отсюда

$$x_0 = \frac{R\left(\frac{\sin 2\alpha}{4}+\frac{\pi}{4}+\frac{\alpha}{2}\right)}{\sin\alpha\left(\frac{\pi}{2}+\alpha\right)+\cos\alpha}. \qquad \text{(IV. 21)}$$

Таким образом, координата центра тяжести сжатой зоны определится из формулы

$$x_0 = RC, \qquad \text{(IV. 22)}$$

$$C = \frac{\frac{\sin 2\alpha}{4}+\frac{\pi}{4}+\frac{\alpha}{2}}{\left(\frac{\pi}{2}+\alpha\right)\sin\alpha+\cos\alpha}. \qquad \text{(IV. 23)}$$

Например, при $\alpha = 30° = \frac{\pi}{6}$

$$C = \frac{\frac{\sin 60°}{4} + \frac{\pi}{4} + \frac{\pi}{12}}{\sin 30° \left(\frac{\pi}{2} + \frac{\pi}{6}\right) + \cos 30°} = 0{,}66.$$

Таким образом, при $\alpha = 30°$, $x_0 = 0{,}66\,R$.
Величина R равна

$$R = \frac{D_1 + D_2}{4},$$

где D_1 и D_2 — внутренний и наружный диаметры опорного кольца (см. рис. IV. 5).

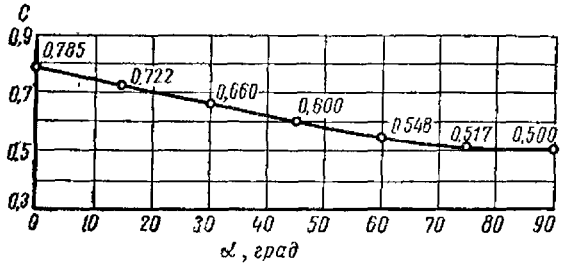


Рис. IV. 6.

Величина C в формуле (IV. 22) в зависимости от угла может быть определена по графику на рис. IV. 6.

Для определения угла α необходимо найти положение нулевой линии *0—0* на эпюре напряжения. Из данных рис. IV. 1 можно написать, что

$$\frac{\sigma_1}{m} = \frac{\sigma_{1\,\max}}{n}, \qquad \text{(IV. 24)}$$

но $n = D_2 - m$, тогда

$$\sigma_1 D_2 - \sigma_1 m = \sigma_{1\,\max} m, \qquad \text{(IV. 25)}$$

откуда

$$m = \frac{\sigma_1 D_2}{\sigma_1 + \sigma_{1\,\max}} \qquad \text{(IV. 26)}$$

и

$$\sin\alpha = \frac{R_2 - m}{R}, \qquad \text{(IV. 27)}$$

(см. рис. IV. 5).

Если в растянутой зоне расположено несколько болтов, то напряжения в последних изменяются пропорционально их расстоянию от нулевой линии *0—0*, т. е. максимальные напряжения возникнут в болте, наиболее удаленном от нулевой линии.

По приведенному методу расчета при шести фундаментных болтах, направлении ветра и положении нулевой линии, указанных на рис. IV. 7, *а* усилие в болтах определим из уравнения

$$M - Q_1 x_0 - 2P_б (x_0 + 0{,}866\, R_б) = 0. \qquad \text{(IV. 28)}$$

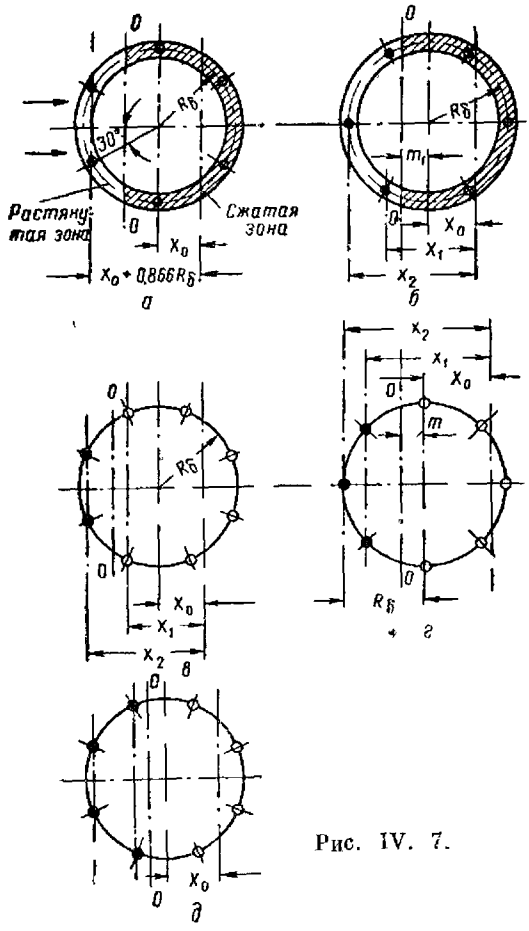


Рис. IV. 7.

Усилие в фундаментном болте

$$P_б = \frac{M - Q_1 x_0}{2(x_0 + 0{,}866\, R_б)}. \qquad \text{(IV. 29)}$$

То же, но при направлении ветра и положении нулевой линии, как указано на рис. IV. 7, *б*

$$M - Q_1 x_0 - 2P_{б1} x_1 - P_{б2} x_2 = 0. \qquad \text{(IV. 30)}$$

Так как

$$\frac{\sigma_{б1}}{\sigma_{б2}} = \frac{0{,}5\, R_б - m_1}{R_б - m_1} = \frac{P_{б1}}{P_{б2}},$$

где $\sigma_{б1}$ и $\sigma_{б2}$ — напряжения в болтах соответственно на расстоянии x_1 и x_2 от центра тяжести сжатой зоны и $m_1 = R_2 - m$ (см. рис. IV. 5), то

$$P_{б1} = \frac{P_{б2}(0{,}5\,R_б - m_1)}{R_б - m_1}; \qquad \text{(IV. 31)}$$

$$x_1 = x_0 + 0{,}5\,R_б; \qquad \text{(IV. 32)}$$

$$x_2 = x_0 + R_б; \qquad \text{(IV. 33)}$$

$$M - Q_1 x_0 - 2P_{б2}\frac{(0{,}5\,R_б - m)\,x_1}{R_б - m_1} - P_{б2}x_2 = 0.$$

Отсюда

$$P_{б2} = \frac{M - Q_1 x_0}{\frac{2(0{,}5\,R_б - m_1)\,x_1}{R_б - m_1} + x_2} =$$

$$= \frac{M - Q_1 x_0}{\frac{2(0{,}5\,R_б - m_1)(x_0 + 0{,}5\,R_б)}{R_б - m_1} + (x_0 + R_б)}. \qquad \text{(IV. 34)}$$

При восьми фундаментных болтах и расположении только двух болтов в растянутой зоне (рис. IV. 7, *в*)

$$P_б = \frac{M - Q_1 x_0}{2(x_0 + 0{,}92\,R_б)}. \qquad \text{(IV. 35)}$$

То же, но при расположении трех болтов в растянутой зоне (рис. IV. 7, *г*) и имея в виду, что

$$x_1 = x_0 + 0{,}707\,R_б;$$

$$x_2 = x_0 + R_б,$$

$$P_{б2} = \frac{M - Q_1 x_0}{\frac{2(0{,}707\,R_б - m_1)(x_0 + 0{,}707\,R_б)}{R_б - m_1} + (x_0 + R_б)}. \qquad \text{(IV. 36)}$$

При другом количестве фундаментных болтов определение усилий в них производится аналогично.

Сплошной полный валиковый сварной шов (рис. IV. 1, *а*) рассчитываем по формуле

$$\sigma_{сум} = \frac{Q_2}{f_0} + \frac{M''}{W_0}, \qquad \text{(IV. 37)}$$

где $\sigma_{сум}$ — суммарное напряжение в сварном шве в $кГ/см^2$.

Значение $\sigma_{сум}$ не должно превышать $0{,}8\,R_{zt}$, т. е.

$$\sigma_{сум} \leqslant 0{,}8\,R_{zt},$$

где R_{zt} — допускаемое напряжение для основного металла при данной температуре.

$$f_0 = \pi\,D_н \cdot 0{,}7\,\delta_0 \cdot 100 = 70\,\pi\,D_н\,\delta_0\ см^2; \qquad \text{(IV. 38)}$$

$D_н$ — наружный диаметр аппарата в *м*; δ_0 — катет валикового шва равный толщине стенки опорной обечайки, в *см*; M'' — ветровой

а для сейсмических районов сейсмический момент в *кГ · см*, который определяем относительно уровня рассматриваемого шва или сечения; в расчет принимаем большее значение момента M.

Момент сопротивления сварного шва (см. рис. IV. 1) при $D_н$ в *м* и δ_0 в *см*

$$W_0 = 0{,}7\,\delta_0 D_н^2\, 0{,}8 \cdot 10^4 = 5600\delta_0 D_н^2 \ см^3. \qquad (IV.\,39)$$

Ниже приводим формулы, необходимые для определения веса аппаратов.

Максимальный вес аппарат имеет при гидравлическом испытании и после устройства изоляции.

Вес воды в объеме колонны

$$Q_в = \frac{\pi D_в^2}{4} H_1 \gamma \ кГ,$$

где H_1 — высота аппарата без опорной обечайки в *м*; $D_в$ — внутренний диаметр аппарата в *м*; γ — вес 1 $м^3$ воды; $\gamma = 1000\ кГ/м^3$.

Вес изоляции при толщине ее δ и объемном весе γ_1 $кГ/м^3$

$$Q_и \cong \left[\pi D_{ср} H + 2\frac{\pi}{4} D^2\right] \delta\gamma_1 \ кГ.$$

Максимальный вес аппарата

$$Q_2 = Q + Q_в + Q_и,$$

где Q — сила веса металла аппарата в *кГ*.

Когда при расчете ветровой нагрузки на аппарат необходимо учесть также податливость фундамента, то возникает необходимость установить конфигурацию подошвы фундамента. Для этого можно порекомендовать ознакомиться с разработанными Госхимпроектом (Москва) материалами на «Унифицированные фундаменты под колонную аппаратуру» для химической промышленности и материалами, разработанными Гипрокаучуком совместно с Госхимпроектом, на «Опоры отдельно стоящих колонных аппаратов».

В основу работы Госхимпроекта были приняты два основных типа конструкций железобетонных фундаментов, имея в виду индустриальное производство их частей в условиях цехов с окончательной сборкой этих частей путем сварки выступающих частей стальной арматуры и бетонирования стыков на месте установки. Марка бетона — 200, с условиями изготовления бетона по типу В.

Первый тип цилиндрических фундаментов составляется из нижней плиты в форме квадрата или круга, цилиндрической трубы и верхней квадратной плиты, показанных схематически на рис. IV. 8.

Из цилиндрических элементов можно составить также наземную часть фундамента в виде постамента под аппарат нужной высоты.

Второй тип фундаментов составляется из двух — верхней и нижней — шестиугольных плит и промежуточных элементов в виде так называемых звездочек (рис. IV. 9).

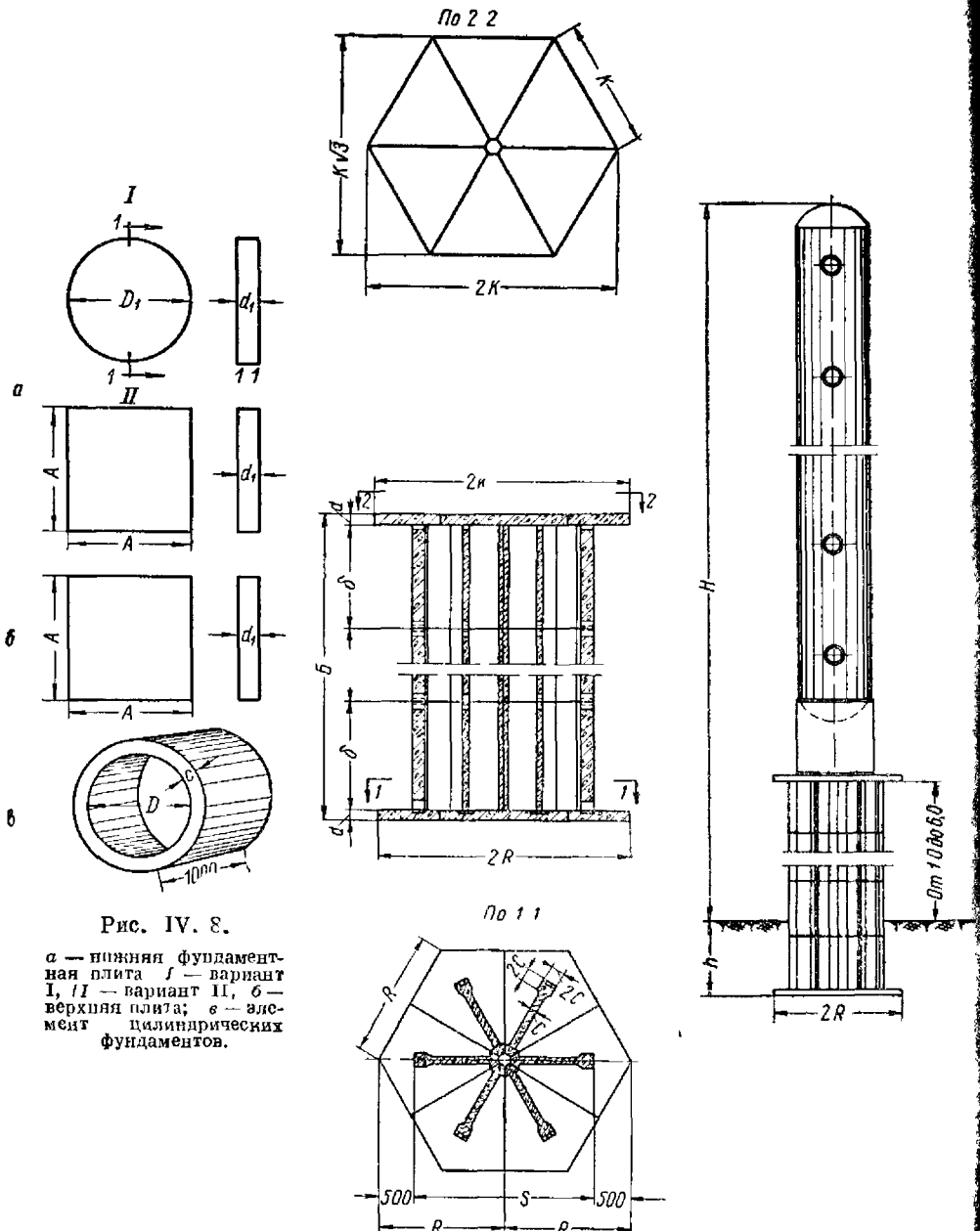


Рис. IV. 8.

а — нижняя фундаментная плита *I* — вариант I, *II* — вариант II, *б* — верхняя плита; *в* — элемент цилиндрических фундаментов.

Рис. IV. 9.

Габаритные размеры частей этих фундаментов приведены в табл. IV. 3 и IV. 4.

Таблица IV. 3

Габаритные размеры цилиндрических фундаментов

(по данным Госхимпроекта) в *мм*

Нижняя плита *а*				Размер	Верхняя плита *б* (квадратная)	Размер	Элемент цилиндрического фундамента *в* длиной 1000 *м*
размер	круглая	размер	квадратная				
D_1	2250	*A*	2000	*A*	2000	*D*	1000
D_1	2850	*A*	2500	*A*	2500	*D*	1500
D_1	3400	*A*	3000	*A*	3000	*D*	2000
d_1	140	d_1	140	*d*	120	*C*	100
d_1	160	d_1	160	*d*	140	*C*	120
d_1	200	d_1	200	*d*	160	*C*	140

Таблица IV.4

Габаритные размеры шестиугольных фундаментов в *мм*

Размер	При высоте аппарата, *м*					
	10, 15	20, 25	30	35, 40	45	50, 55
B	2000,3000	4500,6000	7000	8000		
s	3000	4000	5000	6000	7000	8000
δ	1500	1500	1500	1500	1500	1500
c	100	120,110	160	160		
h	2000					
R	2000	2500,3000	3000	3500	4000	4500
2*R*	4000	5000,6000	6000	7000	8000	9000
d	120	140,160	160			
K	1620	2120,2620	2620	3120	3620	4120
d_1	200	300,400	400			

Аппараты крепят к верхней плите фундаментов, как показано на рис. IV. 16.

Вместе с тем необходимый расчет с запасом можно выполнить также, наметив геометрические размеры подошвы фундамента в виде квадрата, круга, шестиугольника или кольца с наружным размером, превышающим, как минимум, на 200 *мм* на сторону диаметр окружности центров фундаментных болтов аппарата, с тем, чтобы при использовании формулы (IV. 3) величина напряжения $\sigma_{2\Phi}$, являющаяся в данном случае расчетным сопротивлением грунта под подошвой фундамента, не превосходила значений

$$\sigma_{2\Phi} = \frac{Q_2}{F_\Phi} + \frac{M}{W_\Phi} \leqslant 1{,}5 - 2 \ кГ/см^2, \qquad (IV.\ 40)$$

где F_Φ и W_Φ — соответственно площадь в $см^2$ и момент сопротивления в $см^3$ намеченной подошвы фундамента.

Кроме того, должно быть соблюдено условие

$$\frac{\sigma_{2\phi\,max}}{\sigma_{2\phi\,min}} \leqslant 3.$$

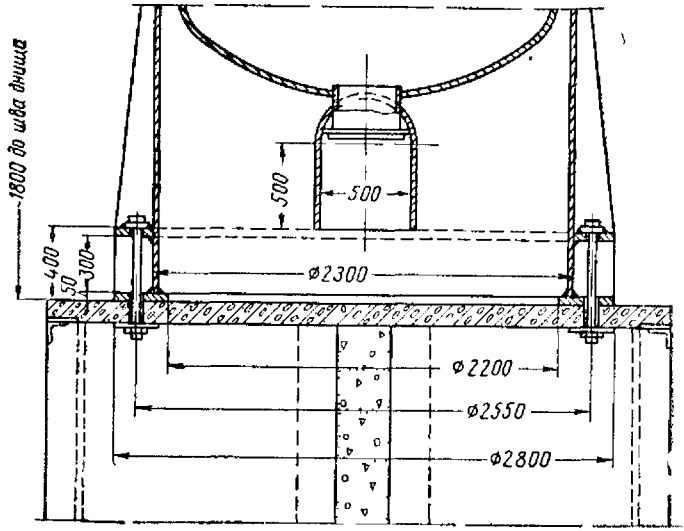


Рис. IV 10.

Моменты инерции I ($см^4$) и моменты сопротивления W ($см^3$) при изгибе подошвы фундамента [84] определяем по следующим формулам.

Правильный многоугольник с n сторонами (рис. IV. 11).

Площадь

$$F = \frac{\pi}{4} a^2 \operatorname{ctg} \alpha;$$

$$y_1 = \frac{a}{2 \sin \alpha}; \quad y_2 = \frac{a}{2 \operatorname{tg} \alpha}.$$

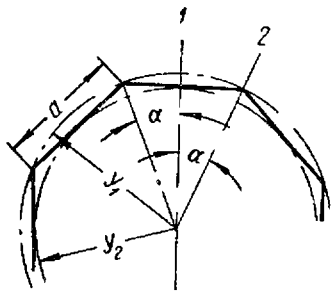


Рис. IV. 11. Правильный многоугольник с n сторонами.
1 и *2* — главные центральные оси

Момент инерции

$$I_1 = \frac{F\left(6y_1^2 - a^2\right)}{24};$$

$$I_2 = \frac{F\left(12y_2^2 + a^2\right)}{48}.$$

Радиус инерции

$$i_1 = \sqrt{\frac{6y_1^2 - a^2}{24}};$$

$$i_2 = \sqrt{\frac{12y_2^2 + a^2}{48}}.$$

Для правильного шестиугольника с $a = R$

$$F = \frac{1{,}5\,R^2}{\operatorname{tg} 30^\circ} = 2{,}61\,R^2; \quad y_1 = R;$$

$$y_2 = \frac{R}{2 \operatorname{tg} 30^\circ} = \frac{R}{2 \cdot 0{,}576};$$

$$y_2 = 0{,}887\,R.$$

$$I_1 = 2{,}61\,R^2 \frac{(6R^2 - R^2)}{24} = 0{,}544\,R^4 \ см^4;$$

$$I_2 = 2{,}61 \left[\frac{12\,(0{,}887\,R)^2 + R^2}{48} \right] = 0{,}511\,R^4 \ см^4.$$

Момент сопротивления

$$W_1 = \frac{0{,}544\,R^4}{R} = 0{,}544\,R^3 \ см^3;$$

$$W_2 = \frac{0{,}511\,R^4}{R} = 0{,}511\,R^3 \ см^3.$$

Таким образом, расчетным является W_2.

В развитие отмеченных работ Гипрокаучуком совместно с Госхимпроектом были выпущены унифицированные типовые опоры отдельно стоящих колонных аппаратов диаметром до 5 *м* и постаментов с фундаментами под них.

В качестве типовой опоры для отдельно стоящих аппаратов была принята стальная приварная цилиндрическая оболочка с нижним опорным кольцом (рис. IV. 12). Максимальная высота стальной опоры не должна превышать 1 *м*, имея в виду, что удовлетворение требований технологического процесса в аппарате о подъеме его на бо́льшую или меньшую высоту должно обеспечиваться конструкцией железобетонного постамента, устанавливаемого под аппарат.

В зависимости от видов стальной опорной обечайки и кольца были приняты три конструкции.

Кроме того, эти опоры аппаратов с эллиптическими днищами приняты двух типов *А* и *Б* в зависимости от диаметра аппарата *D*.

У типа *А* опор, предусмотренных для $D \leqslant 1200$ *мм*, выход трубопровода от штуцера нижнего днища осуществляется в пределах стальной опоры а у типа *Б* для аппаратов с $D > 1200$ *мм* выход вынесен по высоте постамента в промежутки между стойками.

С учетом высоты аппаратов унифицированы следующие параметры опор: диаметры окружности по осям отверстий для болтов; высоты опорных частей; размеры опорных колец; количество болтов; толщины элементов.

Диаметр болтов и отверстий для них в опорах следует устанавливать на основе расчета.

Как видно из рис. IV. 12, приведенная здесь конструкция стальной опоры отличается тем, что для каждого болта предусмотрена отдельная приварная лапа с общим нижним кольцом.

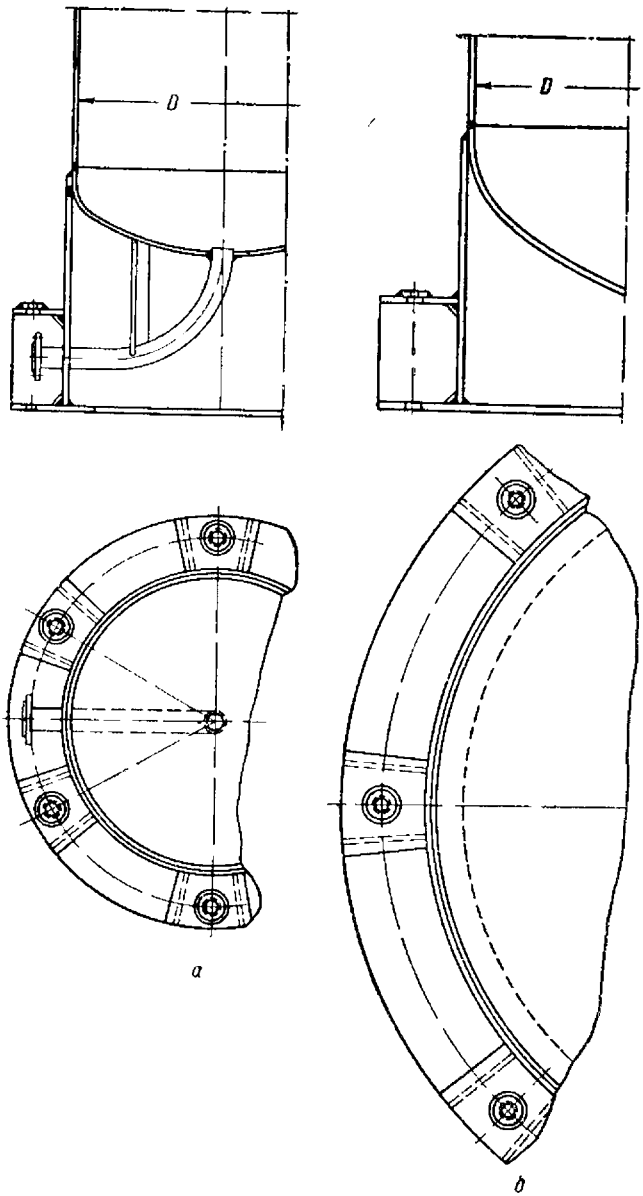


Рис. IV. 12. Опорная конструкция колонн с местными накладками под болты.

а — тип *А*, $D \leqslant 1200$ *мм* (допустимо для холодных аппаратов), *б* — тип *Б*, $D \geqslant 1400$ *мм*.

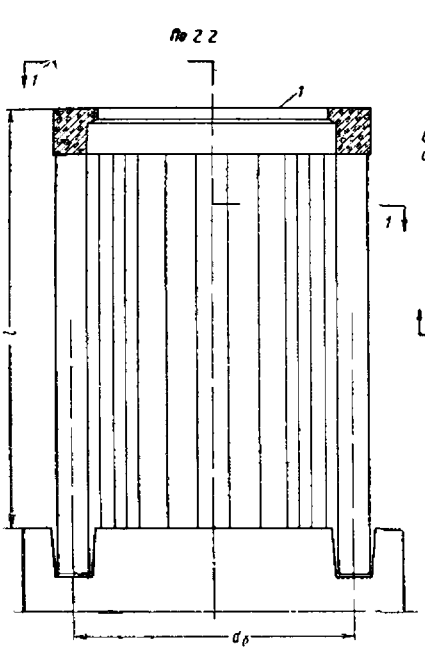


Рис. IV 13.

1 — сборная железобетонная обвязка, *2* — стойка постамента

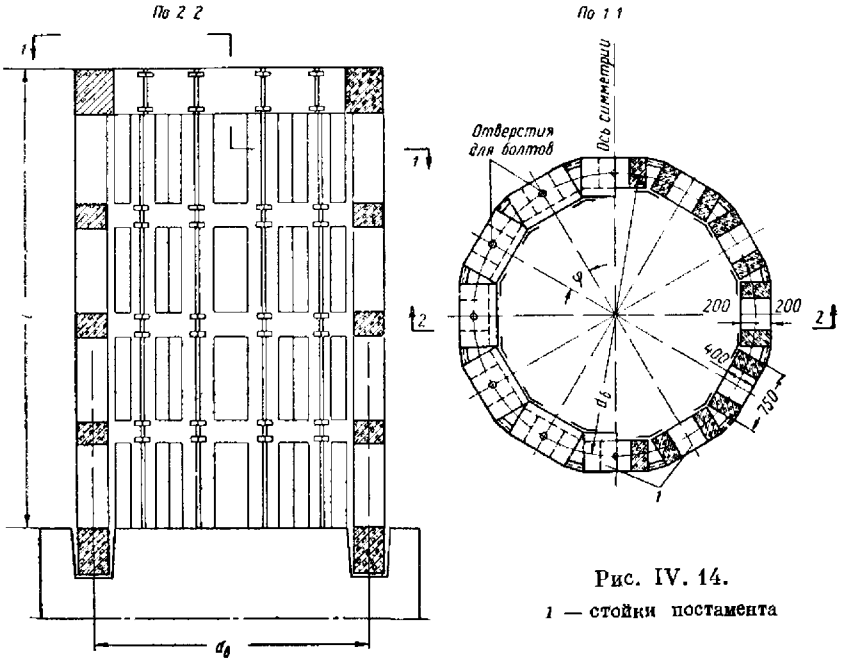


Рис. IV. 14.

1 — стойки постамента

Вторая конструкция опоры характеризуется тем, что она имеет сплошной кольцевой пояс у цилиндрической обечайки («юбки»), состоящей из верхнего и нижнего колец. Третья конструкция отличается от первых двух конической обечайкой («юбкой»).

В качестве примеров на рис. IV. 13 и IV. 14 приведены виды железобетонных постаментов, предусмотренные для опор типа *Б*, т. е. аппаратов с диаметрами $D \geqslant 1400$ *мм*, которые, как видим, комплектуют и связывают на месте установки из железобетонных стоек и верхнего кольца с отверстиями для болтов аппарата и нижней круглой плиты. Высоты l постаментов здесь унифицированы и могут быть равны 1,2; 2,4; 3,6; 4,8 и 6 *м*.

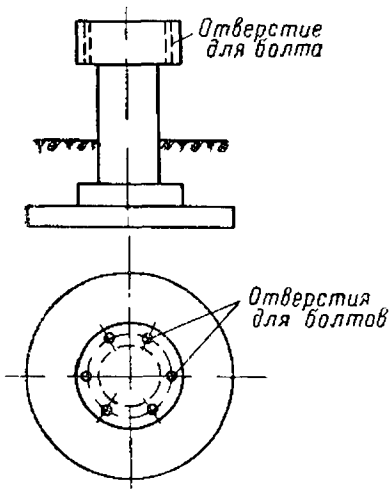


Рис. IV. 15.

Особое внимание при изготовлении железобетонных опор по рис. IV. 8—IV. 10, IV. 13 и IV. 14 следует обращать на надежное соединение отдельных частей между собой.

Для стальных опор типа *А* предусмотрены постаменты, изображенные на рис. IV. 15.

Их изготовляют вместе с фундаментом в виде круглого железобетонного монолита.

Основным преимуществом типовых постаментов является то, что болты при установке аппарата на место не выступают над постаментом, облегчая монтаж аппарата.

Доступ к трубопроводам и нижнему штуцеру на днище аппарата у стальных опор типа Б всюду предусмотрен через промежутки между стойками постамента.

К недостаткам рассмотренных типовых стальных опор (см. рис. IV. 12) следует отнести то, что при небольшой их высоте работа при повышенных температурах может привести к большим термическим расширениям стальных опор, нарушая болтовое крепление к постаменту. Это обстоятельство в определенных случаях требует установки аппаратов на подвижные опоры или увеличения высоты стальной опоры.

Предпочтительным также должно быть признано применение в низу аппаратов обычного штуцера с типовым коленом вместо специального отвода, изображенного на рис. IV. 12. Как показал просмотр проекта нормалей стальных опор всех трех конструкций, они отличались относительно завышенными толщиной и размерами наружных и внутренних диаметров опорных колец.

Кроме того, для нефтеаппаратуры диаметром более 3600 *мм* используют вместо эллиптических полушаровые днища. Конические же «юбки» у опор вместо цилиндрических практически применяют в аппаратах с максимальным диаметром 2000 *мм* вместо аппаратов с диа-

метром до 3200 *мм*, для которых предусмотрены в упомянутом проекте нормали конические опоры.

Пример. Внутренний диаметр вертикальной колонны $D_в = 1600$ *мм*; толщина стенки $s = 14$ *мм*; толщина слоя изоляции $\delta = 70$ *мм*; $\gamma = 500$ *кГ/м*^{3}. Высота аппарата 24 *м* и в том числе опорной обечайки 1800 *мм* (рис. IV. 16), толщина опорной обечайки $s = 14$ *мм*. Рассчитать опорное кольцо. фундаментные болты и нижний валиковый шов колонны, присоединяющий опорную обечайку к днищу, если максимальный расчетный ветровой момент аппарата равен $M_в = 38 \cdot 10^5$ *кГ · см*, минимальный $M'_в = 29 \cdot 10^5$ *кГ · см*; ветровой момент на уровне сварного шва, присоединяющего опорную обечайку к днищу, $M''_в = 36 \times \times 10^5$ *кГ · см*; вес смонтированной колонны $Q = 26$ *т*; минимальный вес пустой колонны без изоляции $Q_1 = 16$ *т*.

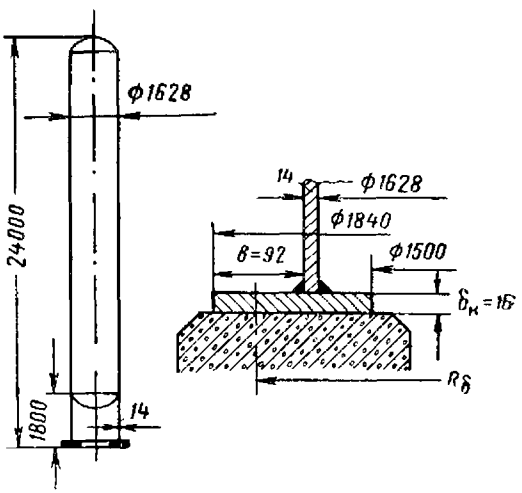


Рис. IV. 16.

1. Вес воды в объеме аппарата

$$Q_в = \frac{\pi D_в^2}{4} H_1 \gamma = \frac{\pi 1{,}6^2}{4} (24 - 1{,}8) \cdot 1000 = 44\,600 \text{ кг}.$$

2. Вес изоляции

$$Q_и = \left[\pi D_{ср} H + 2 \frac{\pi}{4} D^2\right] \delta \gamma_1 =$$

$$= \left[\pi (1{,}6 + 0{,}028 + 0{,}070)\, 24 + \frac{2\pi}{4} 1{,}628^2\right] \cdot 0{,}07 \cdot 500 = 4640 \text{ кг}.$$

3. Максимальный вес аппарата

$$Q_2 = Q + Q_в + Q_и = 26 + 44{,}6 + 4{,}64 = 75{,}24 \text{ т} = 75\,240 \text{ кг}.$$

По графику (рис. IV. 3) находим D_1 (внутренний диаметр фундаментного кольца)

$$D_1 = 0{,}925 \; D_н = 0{,}925 \cdot 1{,}628 \approx 1{,}5 \text{ м}.$$

Наружный диаметр фундаментного кольца D_2 выбираем также по графику (рис. IV. 3)

$$D_2 = 1{,}135 \; D_н = 1{,}135 \cdot 1{,}628 = 1{,}840 \text{ м}.$$

По формуле (IV. 1) находим опорную площадь фундаментного кольца

$$F = \frac{\pi}{4} (1{,}84^2 - 1{,}5^2)\, 10^4 = 0{,}88 \cdot 10^4 \text{ см}^2.$$

Момент сопротивления опорной площади фундаментного кольца

$$W = \left(\frac{D_2^4 - D_1^4}{D_2}\right) 10^5 = \left(\frac{1{,}84^4 - 1{,}5^4}{1{,}84}\right) 10^5 \approx$$

$$\approx 3{,}45 \cdot 10^5 \ см^3.$$

Максимальное напряжение сжатия на опорной поверхности фундаментного кольца по формуле (IV. 3)

$$\sigma_2 = \frac{75\,240}{0{,}88 \cdot 10^4} + \frac{38 \cdot 10^5}{3{,}45 \cdot 10^5} = 19{,}6 \ кГ/см^2.$$

Таким образом, для фундамента может быть взят бетон марки 100; ниже этой марки бетон для возведения фундаментов обычно не применяют.

Толщина фундаментного кольца (см. рис. IV. 16) по формуле (IV. 7)

$$\delta_к = 9{,}2 \sqrt{\frac{3 \cdot 19{,}6}{2200 \cdot 0{,}8}} = \frac{9{,}2 \cdot 7{,}7}{42} = 1{,}6 \ см.$$

Здесь для условий гидравлического испытания принято $\sigma_к = 0.8\sigma_т$.

Принимаем толщину фундаментного кольца $\delta = 16$ *мм*.

Минимальное напряжение на опорной поверхности фундаментного кольца по формуле (IV. 9)

$$\sigma_1 = \frac{16\,000}{0{,}88 \cdot 10^4} - \frac{29 \cdot 10^5}{3{,}45 \cdot 10^5} = 1{,}82 - 8{,}4 = -6{,}58 \ кГ/см^2.$$

Определение диаметра болта.

Нагрузка на фундаментный болт по формуле (IV. 12)

$$P_б = \frac{6{,}58 \cdot 0{,}88 \cdot 10^4}{8} = 7250 \ кГ.$$

Диаметр болта по формуле (IV. 13)

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 7250}{\pi \cdot 2200 \cdot 0{,}8}} + 0{,}3 \approx 2{,}6 \ см,$$

т. е. внутренний диаметр резьбы болта должен быть не менее 26 *мм*.

По сортаменту выбираем ближайший больший болт диаметром 30 *мм*.

Проверим размер фундаментных болтов по уточненному методу расчета.

Построим эпюру напряжений (рис. IV. 17) на опорной поверхности фундаментного кольца.

Так как согласно формуле

$$\sigma_{1\,max} = \frac{16\,000}{0{,}88 \cdot 10^4} + \frac{29 \cdot 10^5}{3{,}45 \cdot 10^5} = 10{,}22 \ кГ/см^2,$$

то по формуле (IV. 26)

$$m = \frac{6{,}58 \cdot 184}{6{,}58 \cdot 10{,}22} = 72 \ см.$$

Радиус средней окружности фундаментного кольца

$$R = \frac{D_1 + D_2}{4} = \frac{150 + 184}{4} = 83{,}5 \text{ см}.$$

Значение угла α по формуле (IV. 27)

$$\sin\alpha = \frac{0{,}5 \cdot 184 - 72}{83{,}5} = 0{,}24,$$

откуда $\alpha = 13°30'$.

Положение центра тяжести сжатой зоны по формуле (IV. 22)

$$x_0 = RC = 83{,}5 \cdot 0{,}73 = 61{,}1 \text{ см},$$

где C находим по графику (рис. IV. 6).

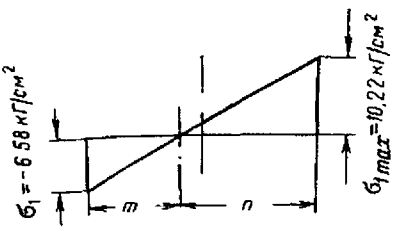


Рис. IV. 17.

При расположении фундаментных болтов так, как указано на рис. IV. 7, *г* по отношению к направлению ветра, по формуле (IV. 36)

$$P_{б2} = \frac{M'_в - Q_1 x_0}{\dfrac{2\,(0{,}707 R_б - m_1)\cdot(x_0 + 0{,}707 R_б)}{R_б - m_1} + (x_0 + R_б)} =$$

$$= \frac{29 \cdot 10^5 - 16\,000 \cdot 61{,}1}{\dfrac{2\,(0{,}707 \cdot 87{,}5 - 20)\cdot(61{,}1 + 0{,}707 \cdot 87{,}5)}{87{,}5 - 20} + (61{,}1 + 87{,}5)} = 6250 \text{ кГ}.$$

Здесь $R_б$ найдено следующим образом (см. рис. IV. 16):

$$2R_б = 1656 + 92 = 1748,$$

откуда округленно

$$R_б = \frac{1750}{2} \text{ мм} = 875 \text{ мм}; \quad m_1 = R_2 - m = \frac{184{,}0}{2} - 72 = 20 \text{ см}.$$

При расположении болтов, как указано на рис. IV. 7, *д*

$$x_1 = x_0 + 0{,}382\,R_б; \quad x_2 = x_0 + 0{,}92\,R_б;$$

$$P_{б2} = \frac{M'_в - Q_1 x_0}{\dfrac{2\,(0{,}382 R_б - m_1)\cdot(x_0 + 0{,}382 R_б)}{0{,}92 \cdot R_б - m_1} + 2\,(x_0 + 0{,}92 R_б)} =$$

$$= \frac{29 \cdot 10^5 - 16\,000 \cdot 61{,}1}{\dfrac{2\,(0{,}382 \cdot 87{,}5 - 20)\cdot(61{,}1 + 0{,}382 \cdot 87{,}5)}{0{,}92 \cdot 87{,}5 - 20} + 2\,(61{,}1 + 0{,}92 \cdot 87{,}5)} = 5900 \text{ кГ}.$$

Таким образом, в расчет принимаем нагрузку на болт $P_б = 6250$ *кГ*.

Диаметр болта

$$d_1 = \sqrt{\frac{4P_б}{\pi R_z}} + c = \sqrt{\frac{4 \cdot 6250}{\pi 1760}} + 0{,}3 = 2{,}42 \text{ см}.$$

Принимаем наружный диаметр резьбы болтов $d = 27$ *мм*.

Напряженно в сплошном валиковом шве t (см. рис. IV. 1) рассчитываем по формуле (IV. 37). Для этого f_0 определяем по формуле (IV. 38)

$$f_0 = 70\,\pi \cdot 1{,}628 \cdot 1{,}4 = 501 \text{ см}^2.$$

По формуле (IV. 39)

$$W_0 = 5600\,\delta_0 D_н^2 = 5600 \cdot 1{,}4 \cdot 1{,}628^2 = 23\,300 \text{ см}^3,$$

$$\sigma_{сум} = \frac{75\,240}{501} + \frac{36 \cdot 10^5}{23\,300} = 304 \text{ кГ/см}^2.$$

КАТКОВЫЕ ОПОРЫ

В тех случаях, когда опорное кольцо аппарата, работающего при высокой температуре, подвергается значительному тепловому расширению, в целях уменьшения напряжений в опорных частях и стенках аппарата от горизонтальных усилий закладывают между опорным кольцом и поддерживающими частями промежуточные детали из антифрикционного сплава или применяют катковые опоры, уменьшающие коэффициент трения (см. рис. IV. 18). Примером может быть аппарат, максимальным весом ~310 *т*, который опирается на двадцать четыре тумбы, прикрепленные болтами к опорной металлоконструкции. На рис. IV. 19, *а* показано расположение в плане опорных тумб.

Опорные тумбы *1*, *2*, *3* и *4* выполнены со шпоночными канавками, допускающими диаметральное температурное расширение реактора, но фиксирующими положение вертикальной оси аппарата в постоянном положении (см. рис. IV. 19, *в*). Между опорным фланцем и тумбами проложено двадцать гладких плиток и четыре плитки со шпоночными канавками из специального антифрикционного сплава для равномерного радиального температурного расширения реактора.

На рис. IV. 18 представлена одна из катковых опорных лап, запроектированных под вакуумную колонну диаметром 10 *м*. Вес аппарата с водой в условиях гидравлического испытания составляет ~2700 *т*. В качестве опоры к нижнему полушаровому днищу приварена цилиндрическая обечайка (рис. IV. 20) высотой ~1,5 *м* с 12 опорными лапами толщиной 85 *мм*, соединенными между собой промежуточными перемычками меньшей толщины, сообщающими опорным лапам кольцевую жесткость.

Опорные лапы поставлены на 36 катков диаметром 160 *мм* (рис. IV. 21), длиной 600 *мм*, разбитых на 12 групп по три катка

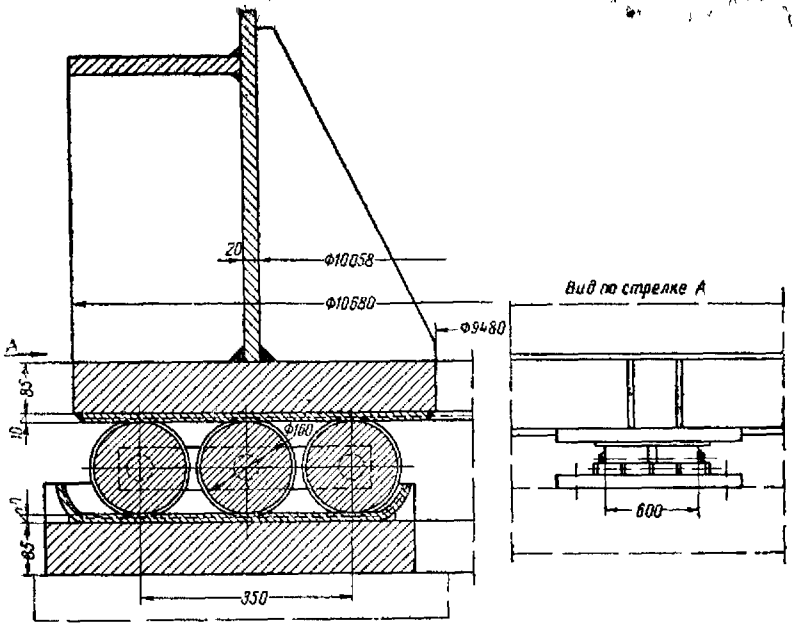
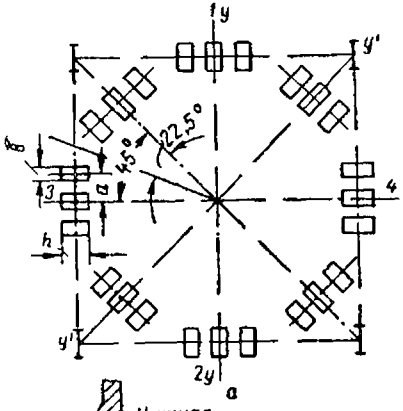


Рис. IV. 18.

Вид по стрелке А дан в другом масштабе



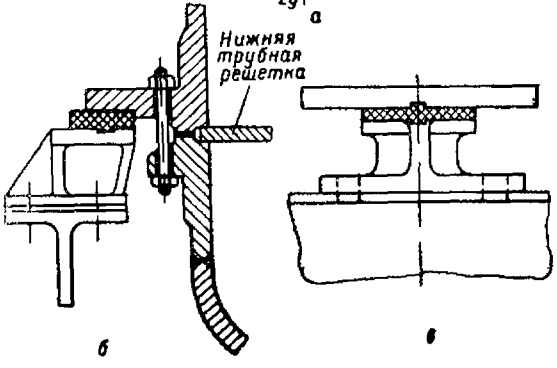


Рис. IV. 19.

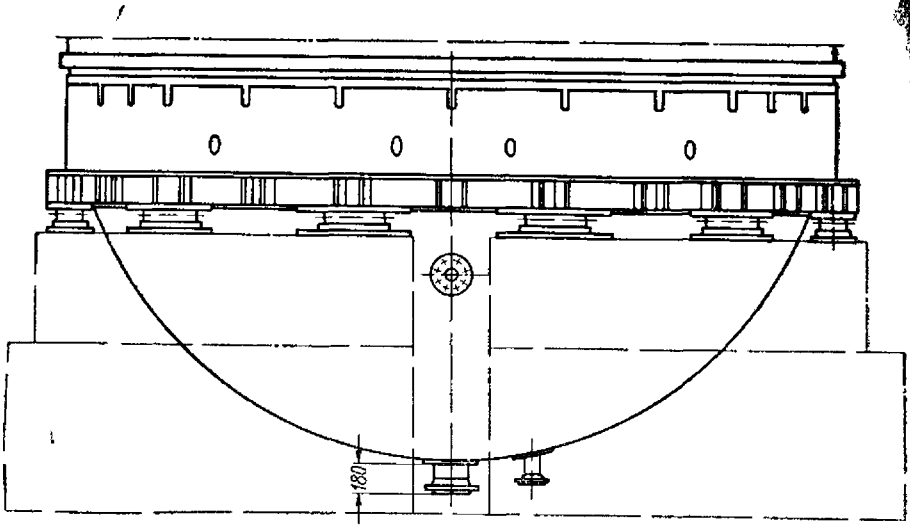


Рис. IV. 20.

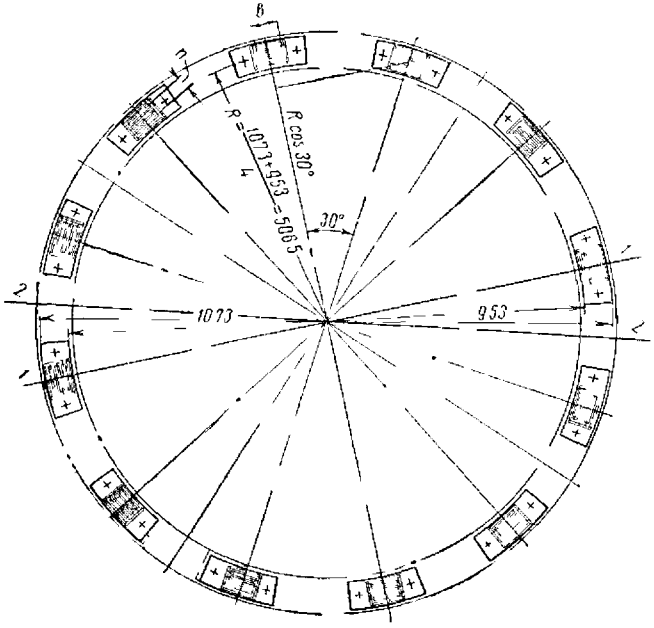


Рис. IV. 21.

в каждой. Катки уложены на 12 опорных плит, прикрепленных к постаменту фундаментными болтами. Обращенные к каткам поверхности 12 опорных лап и плит покрыты облицовочными листами толщиной 10 *мм*. На четырех опорных лапах колонны, расположенных крестообразно, сделаны канавки, в которые входят кольцевые реборды (см. рис. IV. 18) катков. Этим обеспечивается фиксация постоянного положения вертикальной оси аппарата при температурных изменениях размеров колонны.

Расчет катков по методу предельных нагрузок

Проверяем размеры катков для условий гидравлического испытания по формуле [46]

$$R_{ск} = \frac{Q}{mn\,dl}\ кГ/см^2, \qquad (IV.41)$$

где Q — давление на опору в *кГ*; при учете ветровых или сейсмических моментов давление на один каток, приведенное к диаметральному сечению последнего, m — коэффициент условий работы. $m = 0{,}9$ согласно НиТУ 121-55 (стр. 23), d — диаметр катка в *см*, l — длина катка в *см*, $R_{ск}$ — расчетное сопротивление диаметральному сжатию катков при свободном касании; принимаем по табл IV. 5.

Таблица IV.5

Расчетные сопротивления диаметральному сжатию катков в *кГ/см²*

Марка стали	$R_{ск}$
Ст 0	60
Ст.3 и Ст.4	80
Ст 5	90
15	45
35	60

Пример. Вес аппарата с водой в условиях гидравлического испытания $Q = 2700\ т$, $d = 16\ см$; $l = 60\ см$, $n = 36$ катков.

$$R_{ск} = \frac{2700 \cdot 1000}{0{,}9 \cdot 36 \cdot 15 \cdot 60} = 87\ кГ/см^2.$$

По табл. IV. 5 определяем материал для катков — сталь марки Ст 5.

Расчет катков по допускаемым напряжениям

Расчет ведем для рабочих условий аппарата.

Нагрузка, действующая на один каток

$$Q'_{сум} = Q'_1 + Q'_2, \qquad (IV.42)$$

где Q_1' — нагрузка на один каток от веса колонны в рабочих условиях в *кГ*; Q_2' — нагрузка от ветрового момента на один каток в *кГ*.

Нагрузка

$$Q_1' = \frac{Q_1}{n} \ кГ, \qquad (IV.43)$$

где Q_1 — вес аппарата в рабочих условиях в *кГ*; n — число катков.

Нагрузка от ветрового или сейсмического момента на один каток

$$Q_2' = \sigma F_1 \ кГ, \qquad (IV.44)$$

где F_1 — площадь контакта катка с поверхностью в *см*^{2}; при этом

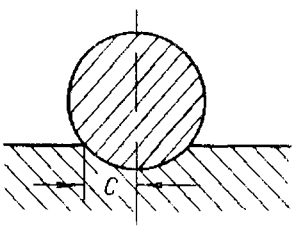


Рис. IV. 22.

$$F_1 = ab = 2cb, \qquad (IV.45)$$

a — ширина площадки контакта в *см*; c — половина ширины прямоугольной площадки контакта в *см* (рис. IV. 22); b — длина катка в *см*; σ — максимальное напряжение сжатия на контактной поверхности катка от действия ветрового или сейсмического момента в *кГ/см*^{2}.

$$\sigma = \frac{M}{W}, \qquad (IV.46)$$

где M — максимальный ветровой момент для несейсмических районов и ветровой, или сейсмический, для сейсмических районов в *кГ · см*; W — момент сопротивления контактной поверхности в *см*^{3}.

Например, для колонны на 36 катках (стр. 284) момент сопротивления суммарной площади контактной поверхности всех катков (см. рис. IV. 21) может быть определен следующим образом.

Находим момент инерции J площади контактной поверхности.

Поскольку разница в радиусах окружностей центров трех рядов катков незначительна, то нет необходимости определять моменты инерции для каждого ряда из них по его радиусу; найдем момент инерции J для трех катков в каждой группе по радиусу окружности центров среднего ряда катков. Для определения J может быть рекомендован следующий метод.

Момент инерции для трех рядов катков по среднему радиусу относительно оси *1—1*

$$J_1 = 2\left[\frac{3ba^3}{12} + 3baR^2 + \frac{2\cdot 3ba^3}{12}\cos^2 30^\circ + \right.$$
$$+ \frac{2\cdot 3b^3a}{12}\sin^2 30^\circ + 2\cdot 3ba\,(R\cos 30^\circ)^2 + \frac{2\cdot 3b^3a}{12}\cos^2 30^\circ +$$
$$\left. + \frac{2\cdot 3ba^3}{12}\sin^2 30^\circ + 2\cdot 3\,ba\,(R\sin 30^\circ)^2 + 3\,\frac{b^3a}{12}\right].$$

В результате преобразований получаем

$$J_1 = 2\,(0{,}75\,ba^3 + 0{,}75\,b^3a + 9{,}7\,baR^2)\ см^4. \qquad (IV.47)$$

Относительно оси *2 — 2*

$$I_2 = 2\left[\frac{2\cdot 3ba^3}{12}\cos^2 15^\circ + \frac{2\cdot 3b^3a}{12}\sin^2 15^\circ + \right.$$
$$+ 2\cdot 3ba\,(R\cos 15^\circ)^2 + \frac{2\cdot 3ba^3}{12}\cos^2 45^\circ +$$
$$+ \frac{2\cdot 3b^3a}{12}\sin 45^\circ + 2\cdot 3ba\,(R\cos 45^\circ)^2 +$$
$$\left. + \frac{2\cdot 3b^3a}{12}\cos 15^\circ + \frac{2\cdot 3ba^3}{12}\sin 15^\circ + 2\cdot 3ba\,(R\sin 15^\circ)^2\right].$$

После преобразований получаем

$$I_2 = 2\,(0{,}75\,ba^3 + 0{,}75\,b^3a + 9baR^2). \qquad \text{(IV. 48)}$$

Так как I_2 меньше, чем I_1, то надо принимать для расчетов I_2. При малых значениях a можно членами, содержащими a^3, пренебречь и тогда

$$I_2 \approx 1{,}5\,b^3a + 18baR^2. \qquad \text{(IV. 49)}$$

Момент сопротивления W той же площади поверхности контакта (рис. IV. 21)

$$W = \frac{I_2}{R + \frac{h}{2}} = \frac{1{,}5\,b^3a + 18baR^2}{R + \frac{h}{2}}\ см^3. \qquad \text{(IV. 50)}$$

Нагрузка на единицу длины катка

$$P = \frac{Q'_{\text{сум}}}{b}\ кГ/см. \qquad \text{(IV. 51)}$$

Половина ширины прямоугольной площадки контакта [66]

$$c = 2{,}16\sqrt{\frac{Pd}{E}}\ см. \qquad \text{(IV. 52)}$$

Наибольшее давление q_0 по площадке контакта, равное наибольшему сжимающему напряжению в $кг/см^2$

$$q_0 = 0{,}591\sqrt{\frac{PE}{d}}. \qquad \text{(IV. 53)}$$

Наибольшие главные напряжения в середине полоски контакта:

$$\sigma_x = 0{,}6\,q_0\ кГ/см^2; \qquad \text{(IV. 54)}$$
$$\sigma_y = q_0\ кГ/см^2; \qquad \text{(IV. 55)}$$
$$\sigma_z = q_0\ кГ/см^2. \qquad \text{(IV. 56)}$$

Приведенное напряжение

$$\sigma_{\text{пр}} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 + \sigma_z^2 - 2\mu\,(\sigma_x\sigma_y + \sigma_x\sigma_z + \sigma_y\sigma_z)}, \qquad \text{(IV. 57)}$$

где μ — коэффициент Пуассона; $\mu = 0{,}5$.

Наибольшее сжимающее напряжение, равное наибольшему давлению q_0, не должно быть больше допускаемых контактных давлений при статической нагрузке, приведенных в табл. IV. 6.

Таблица IV. 6

Допускаемые контактные давления при статической нагрузке

Марка металла	$\sigma_в$, кГ/см²	$\sigma_{в\ сж}$, кГ/см²	Твердость *НВ*	Допускаемое максимальное давление по площадке соприкосновения $q_{0\ доп}$, кГ/см²
Сталь				
30	4 800— 6 000	—	180	8 500—10 500
40	5 700— 7 000	—	200	10 000—13 500
50	6 300— 8 000	—	230	10 500—14 000
50Г	6 500— 8 500	—	240	11 000—14 500
15Х	6 200— 7 500	—	240	10 500—13 000
20Х	7 000— 8 500	—	240	12 000—14 500
15ХФ	16 000—18 000	—	240	13 500—16 000
ШХ15				38 000
Чугун				
21-40	—	9 500	180—207	8 000— 9 000
22-44	—	10 000	187—217	9 000—10 000
28-48	—	11 000	170—241	10 000—11 000
32-52	—	12 000	170—241	11 000—12 000
35-56	—	13 000	197—255	12 000—13 000
38-60	—	14 000	197—255	13 000—14 000

Пример. Проверить расчетом катки колонны в рабочих условиях, зная, что вес ее при этом $Q_1 = 450\ т$, расчетный ветровой момент $M = 4 \cdot 10^7\ кГ \cdot см$, а размещение, размеры и число катков изображены на рис. IV. 18. IV. 20 и IV. 21.

Пусть половина ширины прямоугольной площадки контакта $c = 0{,}1\ см$.

1. По формуле (IV. 43) нагрузка на один каток от действия веса аппарата

$$Q_1' = \frac{Q_1}{n} = \frac{450\,000}{36} = 12\,500\ кГ.$$

2. По формуле (IV. 45) площадь контакта катка

$$F_1 = ab = 2cb = 2 \cdot 0{,}1 \cdot 60 = 12\ см^2.$$

3. По формуле (IV. 50) момент сопротивления контактной поверхности (см. рис. IV. 21) катков

$$W = \frac{1{,}5\,b^3a + 18ba\,R^2}{R + \frac{h}{2}} = \frac{1{,}5 \cdot 60^3 \cdot 2 \cdot 0{,}1 + 18 \cdot 60 \cdot 2 \cdot 0{,}1 \cdot 506{,}5^2}{506{,}5 + \frac{35}{2}} =$$

$$= 0{,}1 \cdot 10^6\ см^3,$$

где $a = 2c = 2 \cdot 0{,}1\ см$; $h = 35\ см$ — расстояние между катками (рис. IV. 18).

4. По формуле (IV. 46)

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{4 \cdot 10^7}{0{,}01 \cdot 10^7} = 400 \ кГ/см^2.$$

5. По формуле (IV. 44) нагрузка от действия ветра на один наиболее удаленный каток

$$Q_2' = \sigma F_1 = 400 \cdot 12 \approx 4800 \ кГ.$$

6. По формуле (IV. 42)

$$Q'_{сум} = Q_1' + Q_2' = 12\,500 + 4800 = 17\,300 \ кГ.$$

7. По формуле (IV. 51)

$$P = \frac{Q'_{сум}}{b} = \frac{17\,300}{60} = 288 \ кГ/см.$$

8. По формуле (IV. 53) наибольшее давление q_0 по площадке контакта

$$q_0 = 0{,}591 \sqrt{\frac{288 \cdot 2{,}1 \cdot 10^6}{16}} = 3650 \ кГ/см^2.$$

Проверка по формуле (IV. 52) показывает, что величина c была принята правильно. Напряжение $\sigma_{пр}$ по формуле (IV. 57) также допустимо.

Таким образом, при удельной нагрузке на катки $P = 288 \ кГ/см$ от действия ветра и веса аппарата в рабочих условиях наибольшее давление q_0 ниже предельно допускаемых для материала катков стали марки 30 или Ст.5 по табл. IV. 6.

Отсюда следует, что условия гидравлического испытания аппарата являются более жесткими для работы катков. Определяем расчетные размеры катков.

Момент инерции J и момент сопротивления W контактной поверхности опоры аппарата, приведенного на рис. IV. 19, могут быть в случае необходимости определены с достаточной точностью следующим образом.

Момент инерции относительно оси $y—y$

$$J_{y-y} = 2\left[3\,\frac{bh^3}{12} + 3bhR^2 + 2\,\frac{3bh^3}{12}\cos^2 45° + 2\,\frac{3hb^3}{12}\sin^2 45° + \right.$$

$$\left. + 2 \cdot 3bh\,(R \sin 45°)^2 + \frac{2b^3h}{12} + 2bha^2 + \frac{b^3h}{12}\right]$$

или в результате преобразований

$$I_{y-y} = 2\left(\frac{bh^3}{2} + \frac{b^3h}{2} + 6bhR^2 + 2bha^2\right).$$

Момент сопротивления

$$W_{y-y} = \frac{J_{y-y}}{R + \frac{h}{2}}.$$

Относительно оси $y'—y'$

$$J_{y'-y'} = 2\left[2\,\frac{3bh^3}{12}\cos^2 22{,}5^\circ + 2\,\frac{3b^3h}{12}\sin^2 22{,}5^\circ + 2\cdot 3bh\,(R\cos 22{,}5^\circ)^2 + \right.$$
$$\left. + 2\,\frac{3b^3h}{12}\cos^2 22{,}5^\circ + 2\cdot\frac{3bh^3}{12}\sin 22{,}5^\circ + 2\cdot 3bh\,(R\sin 22{,}5^\circ)^2\right]$$

или после приведения

$$J_{y'-y'} = 2\,(0{,}464\,bh^3 + 0{,}464\,b^3h + 5{,}56\,bhR).$$

Так как $J_{y'-y'} < J_{y-y}$, то расчет следует вести по

$$W_{y'-y'} = \frac{J_{y'-y'}}{R+\frac{h}{2}}.$$

Данные о взаимном расположении сварных швов цилиндрической опоры и днищ у вертикальных аппаратов приведены в табл. IV. 7.

Размер h_0 в *мм* определен по формуле (см. рис. IV. 23)

$$h_0 \approx 0{,}57\,s + 2 + s + s_1.$$

Таблица IV. 7

Данные о взаимном расположении швов опоры и днища (рис. IV. 2)

(размеры даны в *мм*)

Толщина стенки s . . .	8	10	12	14	16	18	20	24	28	32	36	40	46	50	56
Высота борта h_1	45	48	50	60	60	65	70	75	80	85	90	90	90	95	100
Размер h_0	32	34	36	40	42	48	50	60	65	70	75	75	75	80	85

Расстояние между швами принимают равным s, но в пределах 15—30 *мм*, $s_1 \leqslant 15 \div 20$ *мм*.

При изготовлении опоры по рис. IV. 24 и рис. IV. 2 (справа) наружный диаметр опорной обечайки равен наружному диаметру корпуса аппарата. При этом возможно выполнение днищ с менее высокими бортами, что облегчает их изготовление.

Применение подобного крепления опорной обечайки к днищу обычно ограничивается до температур среды 250—300° С. Однако следует признать, что при покрытии опорной обечайки тепловой изоляцией с внешней и внутренней сторон на длине ~500 *мм* от приварного шва нет оснований к указанным ограничениям.

В цилиндрической части опоры обычно устанавливают один или два лаза, для чего могут быть использованы патрубки диаметром 476 × 12 (при $D \leqslant 1800$ *мм*) или диаметром 529 × 12 (при $D \geqslant 2000$ *мм*). В верхней части опоры делают два или три вентиляционных отверстия для свободного выхода паров или газов, образующихся

в случае нарушения герметичности в спускном штуцере у нижнего днища. Отверстия лазов можно укреплять также приваренной полосовой сталью.

В качестве материала для деталей опоры применяют мартеновскую сталь обыкновенного качества марки Ст.3 по ГОСТ 380-60. В неответственных случаях можно применять сталь Ст.0 при условии пробы на свариваемость.

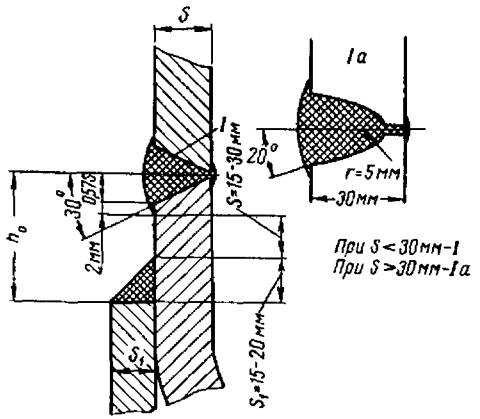


Рис. IV. 23.

Лапы опоры состоят из двух вертикальных ребер *1* (см. рис. IV. 24), выполняемых обычно толщиной $\delta_c = 10 \div 20$ *мм*. Расстояние между стенками $t = (2{,}0—3)\,d$, где d — наружный диаметр фундаментных болтов. Стенки перекрывают накладкой *2*, длину которой m (см. рис. IV. 25) принимают равной $t + 4\delta_c$.

В фундаментном опорном кольце под болты делают обычно не круглые отверстия, а пазы шириной $d_к$, так как при этом облегчается

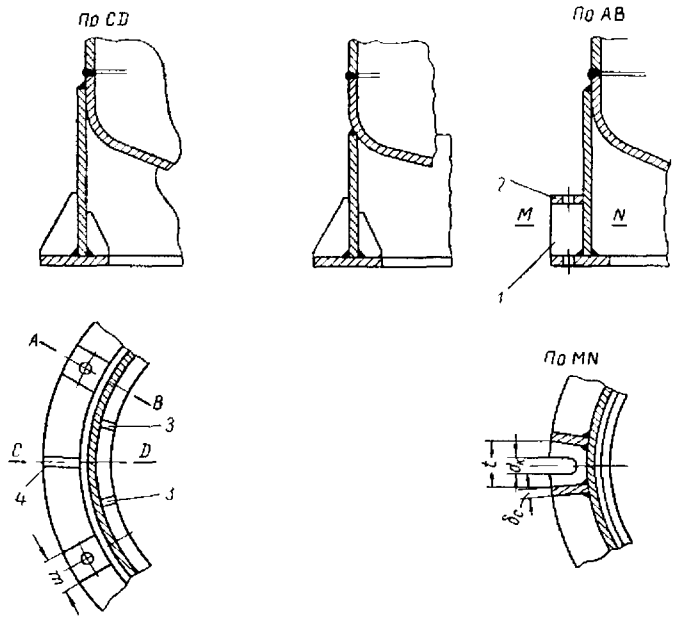


Рис. IV. 24.

монтаж аппарата на фундаменте. Из этих же соображений накладку *2* часто приваривают после установки аппарата на фундамент. Для большей жесткости соединения опорной обечайки с фундаментным кольцом с внутренней (см. рис. IV. 23) и наружной сторон приваривают ребра *3* и *4*.

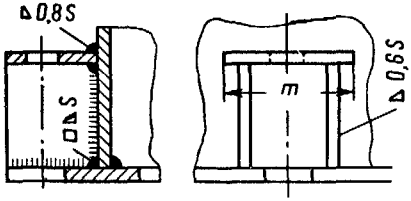


Рис. IV. 25.

При высоких аппаратах небольшого диаметра для большей устойчивости и снижения напряжений в фундаментных болтах и на опорной поверхности фундаментного кольца опорную обечайку изготовляют конической формы, как указано на рис. IV. 26.

Когда нижнее днище выполнено из частей с радиальными (меридиональными) сварными швами *y* (рис. IV. 27), то последние не должны перекрываться опорной обечайкой. В этих случаях в зоне сварных швов днища у опорной обечайки делают вырезы *D*, как показано на рис. IV. 27.

ОПОРНЫЕ ЛАПЫ

На нефтеперерабатывающих заводах вертикальные аппараты сравнительно небольшого веса устанавливают иногда на приваренные к ним лапы.

На рис. IV. 28 изображена сварная лапа, предназначенная для подвесных аппаратов при небольших нагрузках.

Если при тонкой стенке аппарата в результате расчета получаем слишком высокие напряжения и приходится опасаться вмятия стенки в месте крепления лапы, применяют подкладки, усиливающие место приварки лап к корпусу (см. рис. IV. 29).

На рис. IV. 30 показана сварная опорная лапа для приварки к сферическим или коническим стенкам аппаратов. На рис. IV. 31 показаны примеры применения таких лап.

Нижняя опорная полка изображенной на рис. IV. 28 лапы отодвинута от стенки аппарата на 20 *мм* для того, чтобы не было необходимости обрезать кромку *A* по радиусу аппарата. Это дает возможность изготовлять лапы партиями.

Вместе с тем при значительных нагрузках целесообразно нижнюю опорную полку обрезать по контуру корпуса аппарата и приваривать полку к корпусу.

На рис. IV. 32 показана одна из четырех лап контактора для алкилирования весом ~60 *т*. Отверстия с резьбой в опорных планках лап предусмотрены для ввертывания болтов при установке аппарата и выверке вертикальности его оси. Затем в случае необходимости под лапы кладут прокладки, и регулировочные болты таким образом разгружаются.

Часто, особенно в тонкостенных аппаратах, силы, передаваемые цилиндрам закрепленными на них опорами, вызывают в стенках

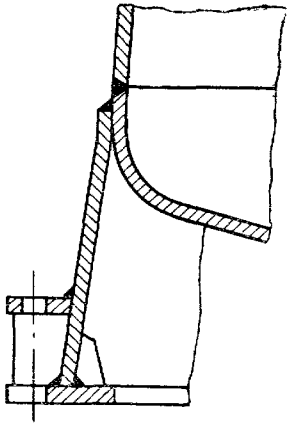


Рис. IV. 26.

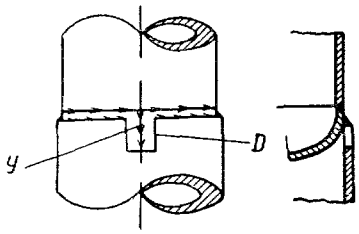


Рис. IV. 27.

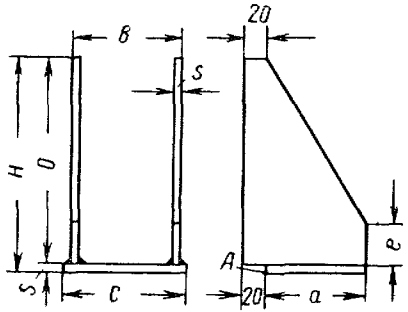
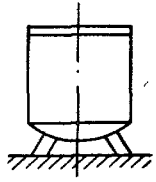


Рис. IV. 28.



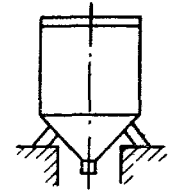
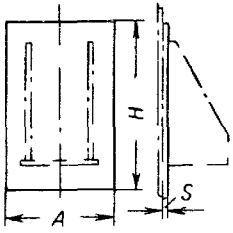
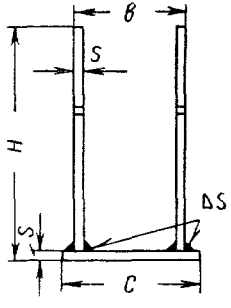


Рис. IV. 31.





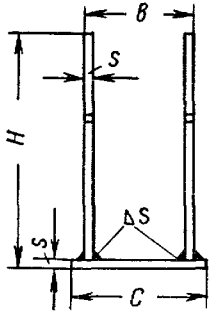


Рис. IV. 29.

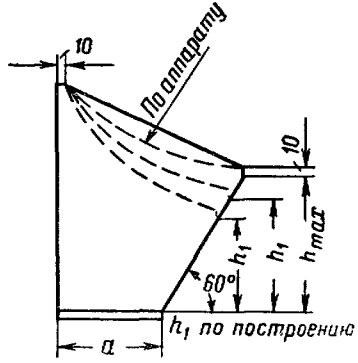


Рис. IV. 30

местные напряжения. Определение этих напряжений составляет довольно сложную задачу. Ниже приводим метод расчета местных напряжений [29], возникающих в местах установки опорных лап, который дает возможность решить рассматриваемую задачу и принять необходимые меры при конструировании аппаратов.

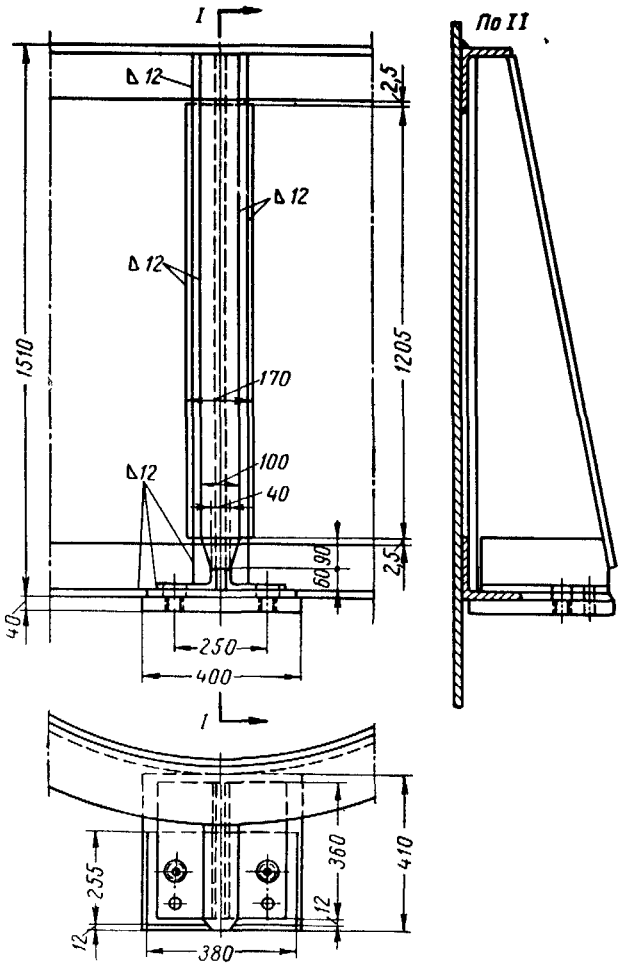


Рис. IV. 32.

Рассмотрим рис. IV. 33. Площадка $2C_1 \times 2C_2$ нагружена общим меридиональным изгибающим моментом M_1, распределенным по прямоугольнику с центром в средней точке O образующей цилиндра, где l — длина, r — радиус и s — толщина цилиндра. Обозначим

$$\alpha = \frac{l}{r}; \quad \gamma = \frac{r}{s}; \quad \beta_1 = \frac{C_1}{r}; \quad \beta_2 = \frac{C_2}{r},$$

где C_1 — сторона площадки по кольцу; C_2 — сторона вдоль образующей.

В точке R_1 положительный момент вызывает на наружной поверхности цилиндра напряжение сжатия, а в точке R_2 — растяжение.

Меридиональные моменты на единицу длины M и кольцевые на единицу длины K, возникающие в точке R_1 от действия приложенного момента M_1, находим для квадратной площадки, т. е. такой, у которой $C_1 = C_2 = C$ и $\beta_1 = \beta_2 = \beta$, пользуясь при этом графиками рис. IV. 34, *а* и *б*, дающими M и K при любом $\alpha = \frac{l}{r} > 1$ в зависимости от β и $\nu = \frac{M}{M_1/\beta r}$ или $\nu = \frac{K}{M_1/\beta r}$. То же относится и к графикам рис. IV. 35, *а* и *б*, по которым определяют для квадратной площадки силы, приходящиеся на единицу длины: меридиональную S и кольцевую T.

При прямоугольной площадке, у которой $C_1 \neq C_2$ и $\beta_1 \neq \beta_2$, расчет для определения M и K ведем как для квадратной площадки, но с величиной β, равной

$$\beta = K_M \sqrt[3]{\beta_1 \beta_2^2}, \qquad \text{(IV. 58)}$$

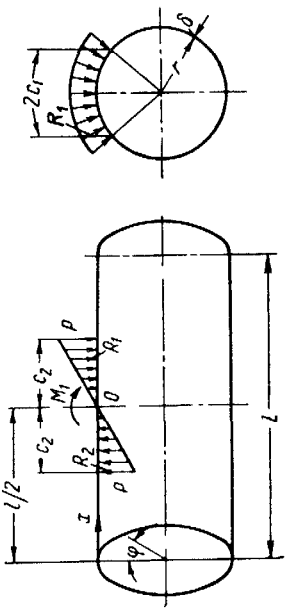


Рис. IV. 33.

где коэффициент K_M находим по табл. IV. 8. Силы S и T определяем также для квадратной площадки с

$$\beta = \sqrt[3]{\beta_1 \beta_2^2}. \qquad \text{(IV. 59)}$$

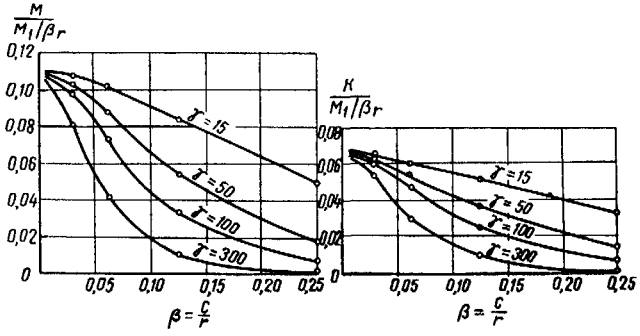


Рис. IV. 34.

Полученные таким образом результаты по графикам рис. IV. 35, *а* и *б*, для значений S и T как функций β и

$$\nu = \frac{S}{M_1/\beta r^2} \quad \text{или} \quad \nu = \frac{T}{M_1/\beta r^2}$$

множим на коэффициент C_M, приведенный в табл. IV. 8.

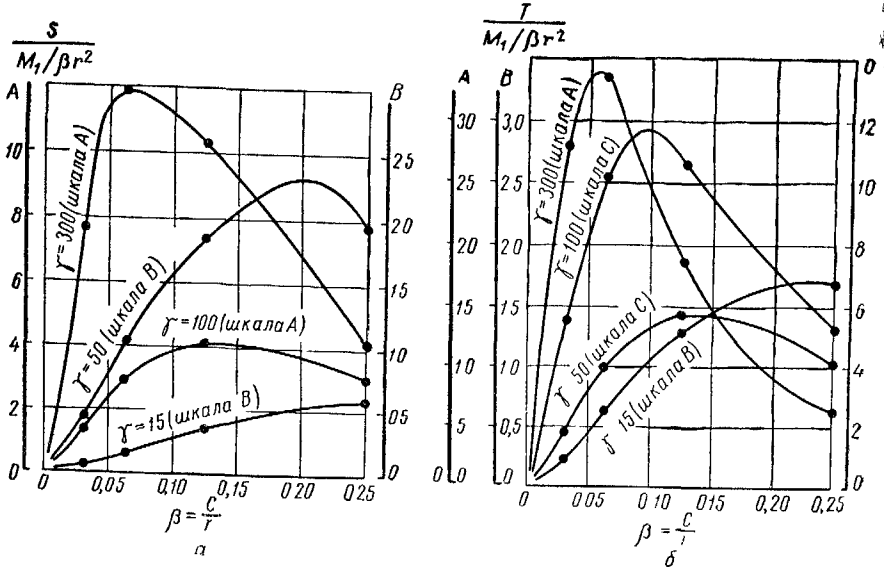


Рис. IV. 35.

Таблица IV. 8

β_1/β_2	ν	K_M для M	K_M для K	C_M для T	C_M для S
0,25	15	1,24	1,80	0,75	0,43
	50	1,16	1,65	0,77	0,33
	100	1,11	1,59	0,80	0,24
	300	1,11	1,56	0,90	0,07
0,5	15	(1,04)	(1,08)	(0,90)	(0,76)
	100	1,02	1,06	0,97	0,68
	300	(1,02)	(1,05)	(1,10)	(0,60)
2	15	(1,12)	(0,94)	(0,87)	(1,30)
	100	1,07	0,89	0,81	1,15
	300	(0,90)	(0,79)	(0,80)	(1,50)
4	15	1,24	0,90	0,68	1,20
	100	1,12	0,81	0,51	1,03
	300	(0,83)	(0,64)	(0,50)	(1,33)

Если расчет ведем для лапы, изображенной на рис. IV. 28, т. е. без подкладки, то принимаем $2C_1 = C$ и $2C_2 = H$; при этом $\delta = s'$.

Для лапы, приведенной на рис. IV. 29, $2C_1 = A$ и $2C_2 = H$; а $\delta = s' + s_1$, где s' — толщина стенки аппарата без прибавки на коррозию, а s_1 — толщина подкладки в *см*.

Когда вместо опорной лапы используем приварной кронштейн, то расчет напряжения в стенке аппарата от местной нагрузки ведем так же, но при определении момента M_1 в расчет вводим нагрузку, действующую на кронштейн.

Пример. Определить напряжение в местах расположения четырех опорных лап контактора весом $Q = 40\,m$ (рис. IV. 36).

Толщина стенки контактора $s = 14$ *мм*. Прибавка на коррозию составляет $c = 2$ *мм*.

Нагрузка на одну лапу

$$q = \frac{Q}{n} = \frac{40\,000}{4} = 10\,000 \text{ кг}.$$

Изгибающий момент

$$M_1 = 10\,000 \cdot 20 = 200\,000 \text{ кг} \cdot \text{см}.$$

Отношения:

$$\beta_1 = \frac{C_1}{r} = \frac{20}{100} = 0{,}2;$$

$$\beta_2 = \frac{C_2}{r} = \frac{30}{100} = 0{,}3;$$

$$\frac{\beta_1}{\beta_2} = \frac{0{,}2}{0{,}3} = 0{,}66;$$

$$\gamma = \frac{r}{s-c} = \frac{100}{1{,}4-0{,}2} = 83.$$

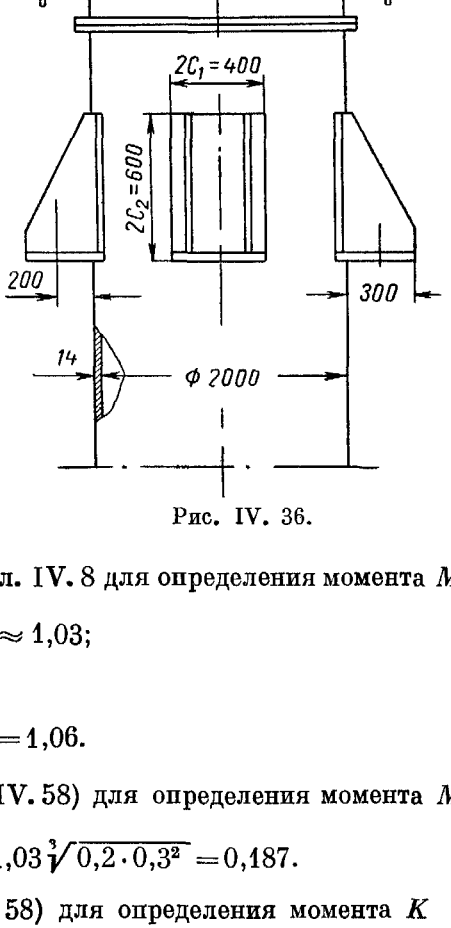


Рис. IV. 36.

Находим значения K_M из табл. IV. 8 для определения момента M

$$K_M \approx 1{,}03;$$

для определения момента K

$$K_M = 1{,}06.$$

Коэффициент β по формуле (IV. 58) для определения момента M

$$\beta_M = K_M \sqrt[3]{\beta_1 \beta_2^2} = 1{,}03 \sqrt[3]{0{,}2 \cdot 0{,}3^2} = 0{,}187.$$

Величина β по формуле (IV. 58) для определения момента K

$$\beta_K = K_M \sqrt[3]{\beta_1 \beta_2^2} = 1{,}06 \sqrt[3]{0{,}2 \cdot 0{,}3^2} = 0{,}193.$$

По графикам рис. IV. 34 находим:

$$\beta_M r \frac{M}{M_1} = 0{,}02; \quad M = \frac{0{,}02 \cdot 200\,000}{0{,}187 \cdot 100} = 215 \ кГ \cdot см/см.$$

$$\beta_k r \frac{K}{M_1} = 0{,}015; \quad K = \frac{0{,}015 \cdot 200\,000}{0{,}193 \cdot 100} = 155 \ кГ \cdot см/см.$$

Значение β по формуле (IV. 59)

$$\beta = \sqrt[3]{0{,}2 \cdot 0{,}3^2} = 0{,}182.$$

Значение C_M из табл. IV. 8 для определения силы S

$$C_M = 0{,}7.$$

Значение C_M из табл. IV. 8 для определения силы T

$$C_M = 0{,}95.$$

По графикам рис. IV. 35 находим

$$S = C_M \frac{4M_1}{\beta r^2} = 0{,}7 \ \frac{4 \cdot 200\,000}{0{,}182 \cdot 100^2} = 307 \ кГ/см;$$

$$T = C_M \frac{7M_1}{0{,}182 \cdot 100^2} = 0{,}95 \ \frac{7 \cdot 200\,000}{0{,}182 \cdot 100^2} = 730 \ кГ/см.$$

Суммарные напряжения сжатия в стенке корпуса

$$\sigma_1 = \frac{S}{s} + \frac{6M}{s^2} = \frac{307}{1{,}2} + \frac{6 \cdot 215}{1{,}2^2} = 1155 \ кГ/см^2;$$

$$\sigma_2 = \frac{T}{s} + \frac{6K}{s^2} = \frac{730}{1{,}2} + \frac{6 \cdot 155}{1{,}44} = 1260 \ кГ/см^2,$$

т. е. напряжения допустимые.

ОПОРЫ ГОРИЗОНТАЛЬНЫХ АППАРАТОВ

Определение напряжений в цилиндрических стенках горизонтальных аппаратов или сосудов

Большое количество аппаратов нефтеперерабатывающих заводов, как, например, емкости, теплообменники, подогреватели и др., располагаются на опорах горизонтально.

За последнее время начинают широко применять железобетонные опоры.

Из металлических опор наиболее обычными для горизонтальных аппаратов являются опоры, изображенные на рис. IV. 37 и IV. 38. При этом аппарат не приваривают к опорам, а соединяют с ними при помощи лапок *1* (рис. IV. 37) или *1* (рис. IV. 38).

В настоящее время подготовлены проекты нормалей [1] стальных

[1] ЦКБН — г. Подольск Московской области.

опор для горизонтальных сосудов и аппаратов диаметрами 159—4000 *мм*.

На рис. IV. 39 показаны примеры применения подобных опор. Количество опор, располагаемых вдоль аппарата, может быть равно двум, трем и т. д.

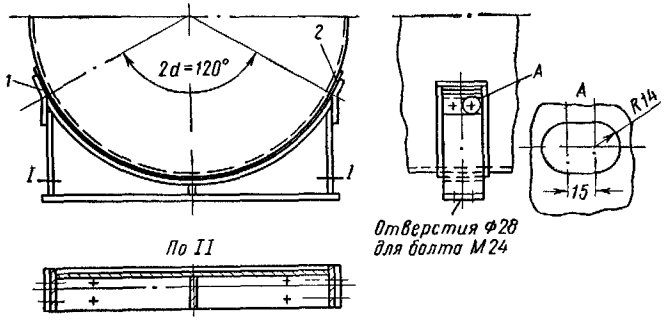


Рис. IV. 37.

1 — лапка; *2* — подкладка.

Предпочтительней является установка горизонтальных аппаратов или сосудов на две опоры, так как при этом достигается более точное опирание аппарата в соответствии с расчетом.

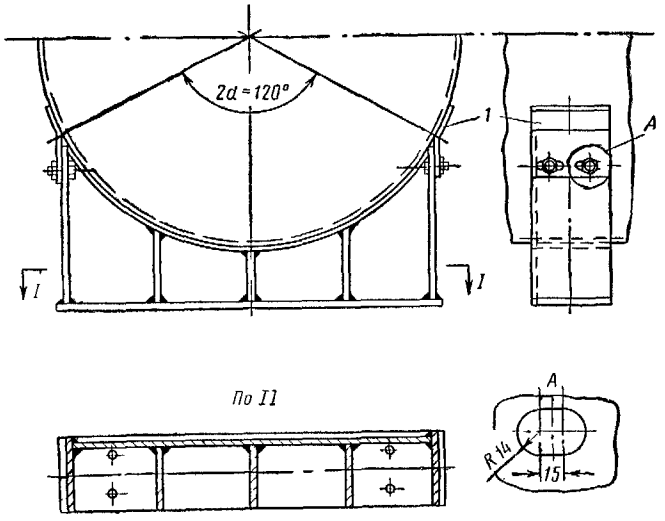


Рис. IV. 38.

1 — лапка.

Обычно на одной из концевых опор *А* (см. рис. IV. 39) аппарат укрепляют неподвижно, а на остальных — одной, двух A_1 и A_2 или большем количестве — так называемых подвижных опорах его рас-

полагают так, что остается возможность для термических изменений длины аппарата. Иногда это достигается устройством в приваренных к аппарату коротышах *1* (см. рис. IV. 38), расположенных около подвижных опор, отверстий овальной формы. При увеличении длины

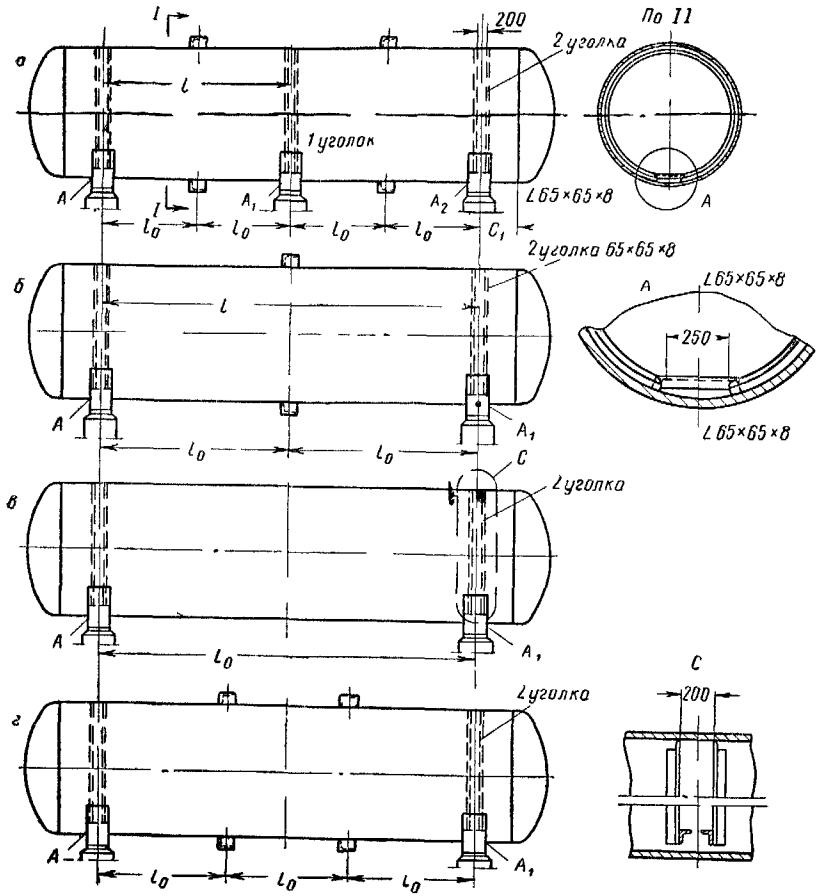


Рис. IV. 39.

а — аппарат на трех опорах, *б* — аппарат на двух опорах с одним кольцом жесткости между опорами, *в* — аппарат на двух опорах без колец жесткости, *г* — аппарат на двух опорах с двумя кольцами жесткости

отверстия на 15 *мм* можно при условии колебания температур в пределах 100° С ставить на опору аппарат с максимальным расстоянием между крайними опорами (рис. IV. 39, *а*) $4\,l_0 = 15 : 1{,}2 = 12$ *м*, где 1,2 *мм* — удлинение 1 *м* стального аппарата при колебании температуры в пределах 100° С.

В опоре горизонтального аппарата, кроме реакции, равной по величине нагрузке на эту опору, возникают также горизонтальные силы в результате термических изменений в аппарате.

Так, для изображенных схематически аппаратов на трех или двух опорах, из которых крайняя левая является неподвижной, а остальные — подвижными, горизонтальная нагрузка равна:

для подвижной опоры

$$P_{\text{п}} = 0{,}15\,P; \qquad \text{(IV. 60)}$$

для неподвижной опоры

$$P_{\text{н}} = 0{,}15\,(n-1)\,P, \qquad \text{(IV. 61)}$$

где $P_{\text{п}}$ — горизонтальная нагрузка для подвижной опоры в $кГ$; $P_{\text{н}}$ — горизонтальная нагрузка для неподвижной опоры в $кГ$; P — реакция опоры в $кГ$; n — общее число опор; 0,15 — коэффициент трения (сталь по стали) при изменении длины аппарата в горизонтальном направлении под влиянием температуры.

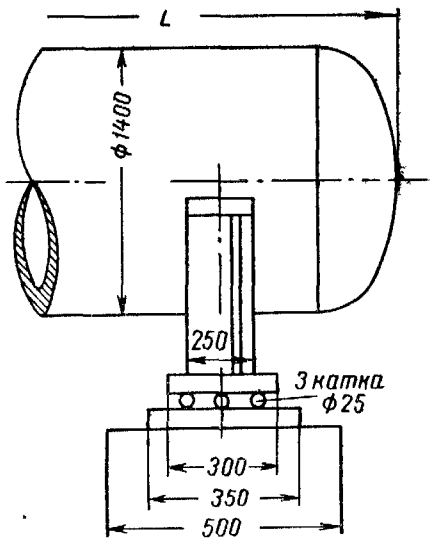


Рис. IV. 40.

Иногда подвижные опоры ставят на катках (рис. IV. 40), чем снижают коэффициент трения до ~0,03.

Во всех цилиндрических аппаратах или емкостях, расположенных на опорах горизонтально, под влиянием веса самого аппарата и его содержимого возникают напряжения изгиба в стенках корпуса. При определении толщины стенки горизонтальных тонкостенных аппаратов в расчете необходимо к внутреннему давлению добавлять давление от столба жидкости, равное

$$\gamma\, D_{\text{в}} \quad кГ/см^2, \qquad \text{(IV. 62)}$$

где γ — вес 1 $см^3$ жидкости в $кг$; $D_{\text{в}}$ — внутренний диаметр аппарата в $см$.

Следует определять возникающее под влиянием равномерно распределенной нагрузки сжимающее напряжение в поперечных сечениях и критическое напряжение, при котором происходит местная потеря устойчивости, т. е. образование складок, вмятин в сжатой зоне. Следует также проверять устойчивость цилиндрической стенки против сосредоточенных нагрузок в местах опор. Поэтому важно установить оптимальные параметры — соотношение расстояния между опорами, жесткостью поперечного сечения аппарата и его диаметром. Определение или проверка этих параметров составляет

одну из существенных частей расчета на прочность горизонтальных цилиндрических аппаратов.

Суммарные напряжения в поперечных сечениях корпуса определяем по формуле

$$\sigma_x = \sigma_1 + \sigma_и, \qquad \text{(IV. 63)}$$

где σ_1 — напряжение, найденное по формуле (III. 36); при этом напряжение σ_1 необходимо определять только тогда, когда аппарат работает под вакуумом; в случае же внутреннего давления напряжение σ_x принимается равным $\sigma_и$; $\sigma_и$ — напряжение изгиба; определяем как напряжение для двух или многоопорных балок.

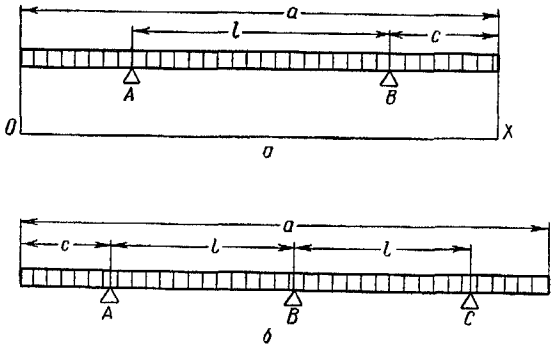


Рис. IV. 41.

Напряжение σ_x должно удовлетворять условию $\sigma_x \leqslant R_z = \sigma_{доп}$, где R_z — допускаемое напряжение на растяжение металла аппарата при рабочей температуре.

Должно быть также соблюдено условие, что $\sigma_x \leqslant \frac{\sigma_{кр}}{m}$, где $\sigma_{кр}$ — критическое сжимающее напряжение, при котором возможна потеря устойчивости в сжатой зоне корпуса (стр. 238).

Рассмотрим цилиндрический аппарат, установленный на двух (рис. IV. 41) или трех опорах, имея в виду, что при большем числе опор расчет изгибающего момента будет вестись аналогично при помощи уравнений трех моментов [85] (но с учетом нового числа опор). При расчете рассматриваем аппарат как неразрезную балку постоянной жесткости с равными пролетами.

При уточненном расчете начинаем с определения приведенной длины консольной части аппарата, заменяя высоту сферического днища соответствующей длиной цилиндра, по приближенной формуле

$$l_ц = \frac{G_1 + G_2 + G_3}{\gamma_1 \cdot 0{,}785 \left[(D_в + 2s)^2 - D_в^2\right] + \gamma_2 \cdot 0{,}785\, D_в^2}, \qquad \text{(IV. 64)}$$

где $l_ц$ — приведенная длина сферического днища к цилиндру в $дм$; G_1 — вес металла днища в $кГ$ (находим обычно по таблицам нор-

малей днищ); G_2 — вес воды в объеме выпуклой части днища в *кГ*; может быть определен по формуле (V. 29) или по нормалям днищ; G_3 — вес воды в объеме цилиндрической части днища в *кГ*; $D_в$ — внутренний диаметр корпуса аппарата в *дм*; s — толщина стенки корпуса аппарата в *дм*. $\gamma_1 \approx 8$ *кГ*/*дм*^{3} — округленный удельный вес стали; $\gamma_2 = 1$ *кГ*/*дм*^{3} — то же воды.

Формула (IV. 64) дает возможность найти длину сосуда (см. рис. IV. 41), эквивалентного по объему сосуду с плоскими днищами.

На практике часто пренебрегают уточненным расчетом по формуле (IV. 64) и в расчет вводят полную длину аппарата или сосуда.

Для определения максимального изгибающего момента и опорных реакций аппарат рассматриваем как балку, нагруженную равномерно распределенной нагрузкой.

Если аппарат вместе с содержимым весит P *кГ*, то нагрузка на 1 *см* длины его

$$q = \frac{P}{a}. \qquad \text{(IV. 65)}$$

Аппарат на двух опорах

(см. рис. IV. 41)

Реакции опор

$$R_A = R_B = \frac{P}{2} = \frac{qa}{2} \ кГ. \qquad \text{(IV. 66)}$$

При $c > 0{,}207\,a$ опасное сечение в A и B и максимальный изгибающий момент

$$(-M_{\max}) = \frac{qc^2}{2} \ кГ \cdot см; \qquad \text{(IV. 67)}$$

при $c < 0{,}207\,a$ опасное сечение между A и B и максимальный момент

$$M_{\max} = \frac{P(a - 4c)}{8}. \qquad \text{(IV. 68)}$$

При $c = 0{,}207\,a$ условия наиболее благоприятные, так как $M_{\max}$ имеет минимальное из возможных значений и

$$M_A = M_B = -M_C = M_{\max} \approx \frac{1}{47} Pa \ кГ \cdot см. \qquad \text{(IV. 69)}$$

Аппарат на трех опорах

(см. рис. IV. 41)

Опорные реакции:

$$R_A = 0{,}375\,ql + \left(1 + 1{,}5\,\frac{c}{2l}\right) cq; \qquad \text{(IV. 70)}$$

$$R_B = 1{,}25\,ql - 3\,\frac{c}{2l}\,cq; \qquad \text{(IV. 71)}$$

$$R_C = R_A. \qquad \text{(IV. 72)}$$

Опорные моменты:

$$M_A = -\frac{qc^2}{2}; \qquad \text{(IV. 73)}$$

$$M_B = -0{,}125\,ql^2 + 0{,}5\,\frac{qc^2}{2}; \qquad \text{(IV. 74)}$$

$$M_C = M_A. \qquad \text{(IV. 75)}$$

После определения моментов находим напряжения изгиба, принимая в расчет значение максимального изгибающего момента, по формуле

$$\sigma_{изг} = \frac{M_{max}}{W}, \qquad \text{(IV. 76)}$$

где

$$W = 0{,}8\,D_c^2 s' \ см^3; \qquad \text{(IV. 77)}$$

$$D_c = D_в + s' \qquad \text{(IV. 78)}$$

или

$$D_c = D_в + (s - c) \ см. \qquad \text{(IV. 79)}$$

Длина отрезков a, c и l в *см*.

Расчет устойчивости цилиндрического горизонтального аппарата в местах опор

В местах опор тонкостенные корпуса аппаратов могут быть вмяты. Обычно, когда расчет показывает недостаточную устойчивость стенок аппарата в местах расположения опор, корпуса снабжают дополнительно либо местными подкладками (рис. IV. 42), либо укрепляют кольцами, одним (рис. IV. 43) или двумя (рис. IV. 44), либо и тем и другим. При этом кольца жесткости можно ставить с распорными рамами (рис. IV. 43) или без них. Если стенки цилиндрических корпусов относительно толстые, диаметры аппаратов и расстояния между опорами небольшие, то кольца ставить не нужно.

Когда кольца жесткости не установлены, аппарат необходимо проверить на действие реакции опоры. Для проверки определяем реакции опор по формулам (IV. 66) или (IV. 70) — (IV. 72).

Находим изгибающий момент M по формуле

$$M = PRK \ кГ \cdot см, \qquad \text{(IV. 80)}$$

где P — нагрузка на стенку аппарата, вызываемая наибольшей реакцией опоры, в *кГ*; R — наружный радиус корпуса аппарата в *см*; K — коэффициент, равный 0,03 (если опора с центральным углом $2\alpha \geqslant 120°$).

Напряжение изгиба в стенке

$$\sigma_{изг} = \frac{M}{W} \ кГ/см^2, \qquad \text{(IV. 81)}$$

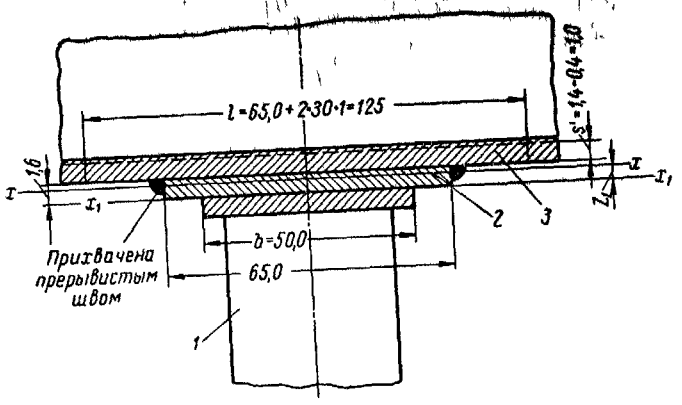


Рис. IV. 42.

1 — опора; *2* — подкладка; *3* — стенка

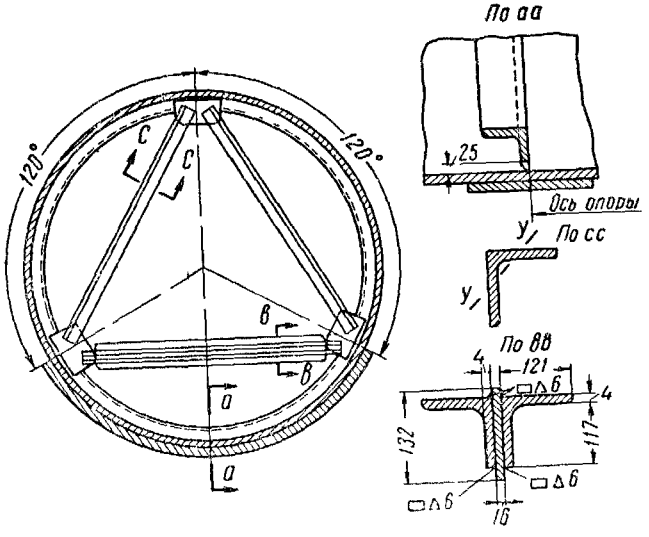


Рис. IV. 43.

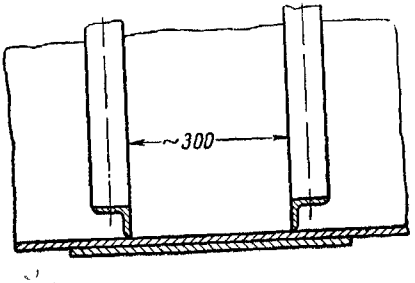


Рис. IV. 44.

где W — момент сопротивления стенки аппарата над опорой в $см^3$.

Когда аппарат или сосуд лежит непосредственно на опоре без подкладки (см. рис. IV. 38)

$$W = \frac{(b + 2 \cdot 30\, s')\, s'^2}{6}, \qquad \text{(IV. 82)}$$

где b — ширина опоры вдоль оси аппарата в $см$; s' — толщина стенки аппарата или сосуда без прибавки на коррозию в $см$.

Формула (IV. 82) предполагает, что в работе участвуют стенки аппарата длиной, равной ширине опоры, и участки протяженностью по 30 толщин с каждой ее стороны.

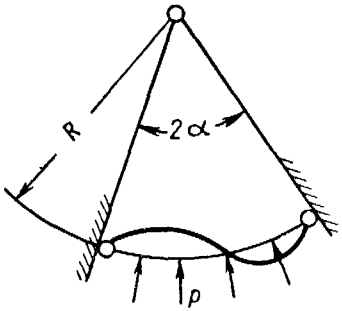


Рис. IV. 45.

Полученное по формуле (IV. 81) значение $\sigma_{изг}$ должно удовлетворять следующим требованиям:

а) если расчет ведем для условий гидравлического испытания, то

$$\sigma_{изг} \leqslant \sigma_т; \qquad \text{(IV. 83)}$$

б) если расчет ведем для рабочих условий, то

$$\sigma_{изг} \leqslant \frac{\sigma_т}{1{,}2}. \qquad \text{(IV. 84)}$$

Если $\sigma_{изг}$ не удовлетворяет указанным требованиям, то стенку корпуса над опорой укрепляют подкладкой, размеры которой по длине и ширине принимают такими же, как размеры опоры, плюс $(2 \div 6)\, s$ на сторону. Толщина подкладки должна быть достаточной для получения необходимого момента сопротивления сложного сечения — стенки корпуса на длине вдоль оси аппарата и прихваченной к ней прерывистым швом подкладки, имея в виду таким образом снижение напряжения до допускаемого. При этом момент сопротивления W для сложного сечения находим относительно оси, проходящей через его центр тяжести и параллельной оси аппарата. Толщина подкладки $s_п$ берется обычно равной $s_п \leqslant s$, где s — толщина стенки аппарата или сосуда.

Если, несмотря на применение подкладки какой-либо из указанных толщин, напряжение не снижается до допускаемого, то стенки корпуса в сечении над опорами укрепляют при помощи так называемых диафрагм или колец жесткости (без рам или с ними).

При установке таких колец с рамами над опорами расчет на устойчивость формы стенки корпуса над опорой производим следующим образом.

Рассматривая в поперечном разрезе часть аппарата над опорой как круговую арку постоянного сечения с шарнирно опертыми концами (рис. IV. 45), находящуюся под действием равномерно распределенной нагрузки под углом 2α, находим критическую нагрузку $P_{кр}$

в $кГ$ на 1 $см$ длины окружности арки, при которой кольцевое сечение аппарата под опорой теряет устойчивость, по формуле

$$P_{кр} = k\frac{E_t J}{R^3} \quad кГ/см, \tag{IV. 85}$$

где k — коэффициент, равный 8, когда опора охватывает цилиндрический аппарат под углом $2\alpha = 120°$, который часто применяется в подобных случаях, и кольца жесткости над опорой расперты рамой в виде треугольника, соединенного с кольцом жесткости сваркой при помощи косынок; при этом нижняя сторона распорной рамы расположена у кольца так, как показано на рис. IV. 43; применяют также кольца с распорными рамами для опор с углом охвата $2\alpha = 90°$, в этом случае $k = 15$; когда кольца поставлены без рам, $k = 3$ [86]; E_t — модуль упругости при заданной температуре стенки аппарата в $кГ/см^2$; J — момент инерции поперечного сечения кольца аппарата в $см^4$ (см. рис. IV. 43) относительно оси, проходящей через центр тяжести сложного сечения и параллельной оси аппарата; при определении момента инерции необходимо иметь в виду, что в работе сложного сечения принимают участие также стенки самого аппарата на ширине пояса, равной ширине подкладки плюс по 15 s' на сторону от кромки подкладки или поддерживающего листа опоры; R — внутренний радиус стенки аппарата в $см$.

Действительная нагрузка, которая приходится на 1 $см$ длины дуги арки, может быть определена по формуле:

а) при угле охвата опоры $2\alpha = 120°$

$$p_д = \frac{R_0}{2R\sin\alpha} = \frac{R_0}{D\sin 60°} = \frac{R_0}{0{,}866\,D}; \tag{IV. 86}$$

б) при угле охвата опоры $2\alpha = 90°$

$$p_д = \frac{R_0}{2R\sin\alpha} = \frac{R_0}{D\sin 45°} = \frac{R_0}{0{,}707\,D}, \tag{IV. 87}$$

где $2R\sin\alpha$ — проекция длины дуги опорной поверхности на хорду; R_0 — реакция опоры наполненного водой аппарата в $кГ$; если во время эксплуатации сосуд или аппарат должен быть наполнен жидкостью с удельным весом $\gamma > 0{,}001$ $кГ/см^3$, то при определении R_0 это должно быть учтено; D — наружный диаметр аппарата в $см$, который из-за незначительной толщины стенки может быть практически заменен внутренним диаметром.

Запас устойчивости

$$m = \frac{p_{кр}}{p_д} \tag{IV. 88}$$

должен удовлетворять условию $m > 4$.

Проверка стержней рамы [39]. Возникающие в стяжке x_3 и в раскосах x_4 усилия в $кГ$ определяют из уравнений (см. рис. IV. 46):

а) при $2\alpha = 120°$ растягивающее усилие

$$x_3 = 0{,}502\,\gamma R^2 a \qquad \text{(IV. 89)}$$

и сжимающее усилие

$$x_4 = -0{,}188\,\gamma R^2 a; \qquad \text{(IV. 90)}$$

б) при $2\alpha = 90°$ аналогично

$$x_3 = 0{,}691\,\gamma R^2 a \qquad \text{(IV. 91)}$$

и

$$x_4 = -0{,}176\,\gamma R^2 a, \qquad \text{(IV. 92)}$$

где γ — удельный вес жидкости, заполняющей аппарат или сосуд, в $кГ/см^3$ (для воды $\gamma = 0{,}001$ $кГ/см^3$); a — общая длина аппарата в *см*.

По этим усилиям подбираем сечение нижней стяжки из условий прочности. Раскосы же, являясь сжатыми стержнями, следует проверить также на устойчивость формы. Для того чтобы получить допускаемое напряжение на устойчивость формы, необходимо допускаемое напряжение растяжению умножить на коэффициент уменьшения $\varphi_п$. Этот коэффициент зависит от гибкости рассчитываемого стержня, которую определяем по формуле

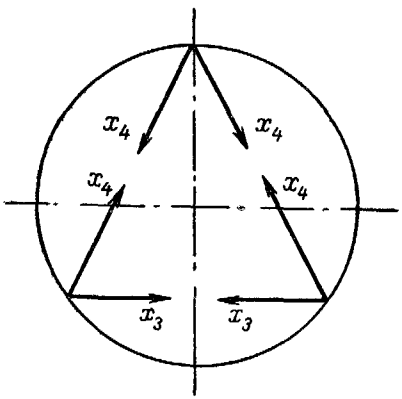


Рис. IV. 46.

$$\lambda = \frac{\mu l}{r_{min}}, \qquad \text{(IV. 93)}$$

где μ — коэффициент длины, равный: при шарнирном закреплении концов стержня 1, при одном свободном, другом защемленном конце 2, при обоих защемленных концах — 0,5, что относится к рассматриваемому нами случаю; l — длина стержня в *см*; r_{min} — наименьший радиус инерции сечения стержня, который определяем по формуле

$$r_{min} = \sqrt{\frac{J_{min}}{F}}\ см, \qquad \text{(IV. 94)}$$

здесь J_{min} — наименьший момент инерции сечения стержня в $см^4$; F — площадь того же сечения в $см^2$.

В зависимости от гибкости стержня находим по табл. III. 22 коэффициент $\varphi_п$ для материала, из которого изготовлен рассчитываемый стержень, и затем вычисляем допускаемое напряжение на устойчивость R_y умножением допускаемого напряжения растяжению $R_z = \sigma_{доп}$ (см. стр. 259) на найденный коэффициент $\varphi_п$, т. е.

$$R_y \leqslant \varphi_п R_z. \qquad \text{(IV. 95)}$$

Если действительное напряжение в стяжке $\sigma_д$ оказывается больше, чем R_y, то следует увеличить сечение стяжки с тем, чтобы удовлетворилось условие $\sigma_д \leqslant R_y$.

Необходимо также соблюдать условие, чтобы гибкость была для раскосов $\lambda \leqslant 140$, а для горизонтальной нижней стяжки $\lambda \leqslant 160$.

Е. Н. Лессиг приводит в своих работах [40, 36—38] данные для расчета опорных диафрагм в виде колец жесткости с рамами разных конструкций у горизонтальных аппаратов и емкостей вместимостью до 200 $м^3$.

Пример. Определить напряжения, возникающие в поперечном сечении опорного кольца при $\Theta = 120°$, пользуясь эпюрой рис. IV. 47 для емкости, в которой содержится жидкость $\gamma = 1 \cdot 10^{-3}$ $кГ/см^3$; внутренний радиус корпуса $R = 170$ $см$ и полная длина $a = 2200$ $см$. Профиль сложного сечения показан на рис. IV. 48 (сечение $a—a$ после действия коррозии).

1. Находим координату z_1 для оси $x—x$, проходящей параллельно оси аппарата через центр тяжести сечения сложного профиля, включающего стенку аппарата протяженностью $30 \cdot 0{,}6 = 18$ $см$, угловую сталь $125 \times 125 \times 12$ $мм$, которая после действия коррозии превратилась в профиль $121 \times 121 \times 4$ $мм$, и косынку с размерами 160×10 $мм$.

$$z_1 = \frac{16 \cdot 1\,[8 + (12{,}1 - 4) + 0{,}6]}{16 \cdot 1 + [12{,}1 \cdot 0{,}4 + (12{,}1 - 0{,}4)\,0{,}4] + 30 \cdot 0{,}6} +$$

$$+ \frac{[12{,}1 \cdot 0{,}4 + (12{,}1 - 0{,}4)\,0{,}4]\,(12{,}1 - 3{,}53 + 0{,}6) + 30 \cdot 0{,}6 \cdot 0{,}3}{16 \cdot 1 + [12{,}1 \cdot 0{,}4 + (12{,}1 - 0{,}4)\,0{,}4] + 30 \cdot 0{,}6} \approx 7{,}8 \text{ } см.$$

2. Момент инерции сложного сечения относительно оси $x - x$

$$J_{x-x} = \frac{1 \cdot 16^3}{12} + 16 \cdot 1\,[8 + (12{,}1 - 4) + 0{,}6 - 7{,}8]^2 +$$

$$+ \frac{422}{3} + (12{,}1 \cdot 0{,}4 + 11{,}7 \cdot 0{,}4)\,(12{,}1 + 0{,}6 - 3{,}53 - 7{,}8)^2 +$$

$$+ \frac{30 \cdot 0{,}6 \cdot 0{,}6^3}{12} + 30 \cdot 0{,}6\,(7{,}8 - 0{,}3)^2 \approx 2788 \text{ } см^4,$$

где 422 — момент инерции уголка $125 \times 125 \times 12$ до коррозии; $\frac{422}{3}$ — момент инерции того же уголка (условно) после коррозии.

Напряжение σ в рассматриваемом сечении $a—a$ определяем по формуле

$$\sigma = \pm \frac{N}{F} \pm \frac{M}{W},$$

где площадь поперечного сложного сечения $a—a$ кольца F равна

$$F = 16 \cdot 1 + (12 \cdot 1 \cdot 0{,}4 + 11{,}7 \cdot 0{,}4) + 30 \cdot 0{,}6 \approx 43{,}5 \text{ } см^2.$$

Момент сопротивления этого сечения для наружного волокна

$$W_{н.в} = \frac{J_{x-x}}{z_1} \approx 358 \text{ } см^3.$$

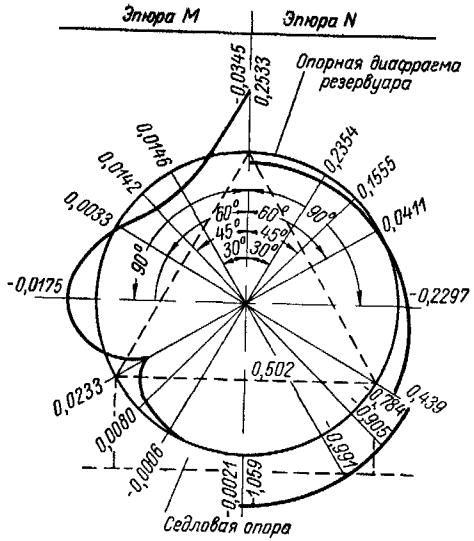
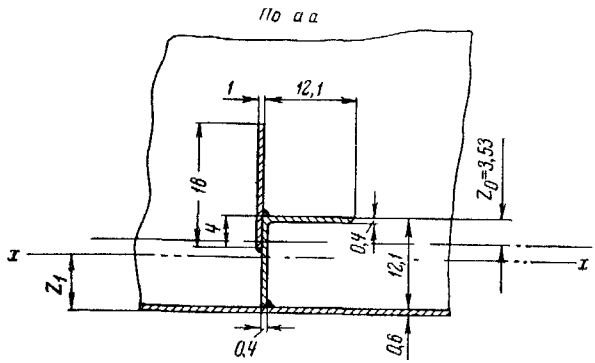


Рис. IV. 47.



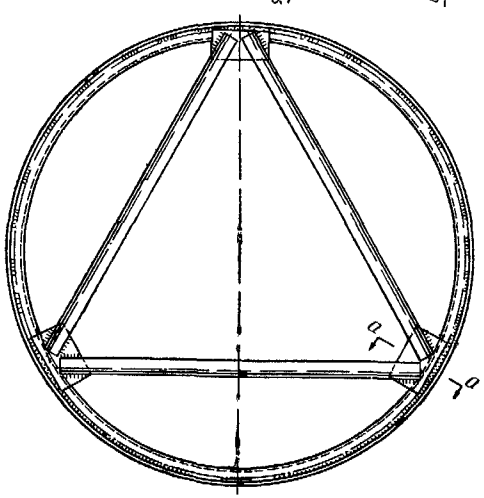


Рис. IV. 48.

Момент сопротивления этого сечения для внутреннего волокна

$$W_{в.в} = \frac{J_{x-x}}{16{,}0-0{,}4+12{,}1+0{,}6-7{,}8} \approx 137 \ см^3.$$

Абсолютная величина изгибающего момента M в сечении $a-a$

$$M = 0{,}0233 \cdot \gamma \ R^3 a = 0{,}0233 \cdot 0{,}001 \cdot 170^3 \cdot 2200 \approx 252\,000 \ кГ \cdot см.$$

Величина большей продольной силы N в сечении $a-a$, где происходит скачкообразное изменение ее

$$N = -0{,}784 \gamma \ R^2 a = -0{,}784 \cdot 0{,}001 \cdot 170^2 \cdot 2200 \approx -50\,000 \ кГ.$$

Напряжение в наружном волокне кольца, где при изгибе волокна сжимаются

$$\sigma_{н.в} = -\frac{252\,000}{358} - \frac{50\,000}{43{,}5} = -700-1150 = -1850 \ кГ/см^2,$$

то же во внутреннем волокне

$$\sigma_{в.в} = \frac{252\,000}{137} - \frac{50\,000}{43{,}5} = 1840-1150 = 690 \ кГ/см^2.$$

Если принять, что корпус аппарата изготовлен из стали марки Ст.3 с пределом текучести $\sigma_т^{20°} = 2200 \ кГ/см^2$, то полученное в примере напряжение $\sigma_{н.в} = 1850$ должно быть признано высоким и должны быть приняты меры для снижения напряжений либо путем усиления косынки или кольца рассчитываемого профиля, либо путем использования материала с более высоким значением предела текучести.

В примере приведен частный случай, показывающий, как определять напряжения, возникающие в каком-либо сечении опорного кольца, при помощи эпюр M и N.

Полный расчет и окончательный выбор профиля опорного кольца следует проводить для разных сечений с углами, например $\Theta = 0$, 30, 45, 60, 90, 120, 135, 150 и 180°, при помощи эпюр M и N. Для тех сечений, которым на эпюрах соответствует скачок в значениях коэффициентов, расчет должен быть выполнен для обоих значений коэффициентов, как, например, для угла $\Theta = 120°$ (эпюра продольных сил N на рис. IV. 47), где эти коэффициенты равны —0,439 и —0,784.

ШТУЦЕРЫ-ОПОРЫ

В некоторых случаях в качестве опор для горизонтальных цилиндрических аппаратов используются штуцеры. Так собирают, например, сдвоенные или строенные теплообменные аппараты.

При этом у строенных теплообменников, для среднего из них (рис. IV. 49), на цилиндрическую стенку аппарата действуют две противоположные силы P, как показано на рис. IV. 50. Вследствие

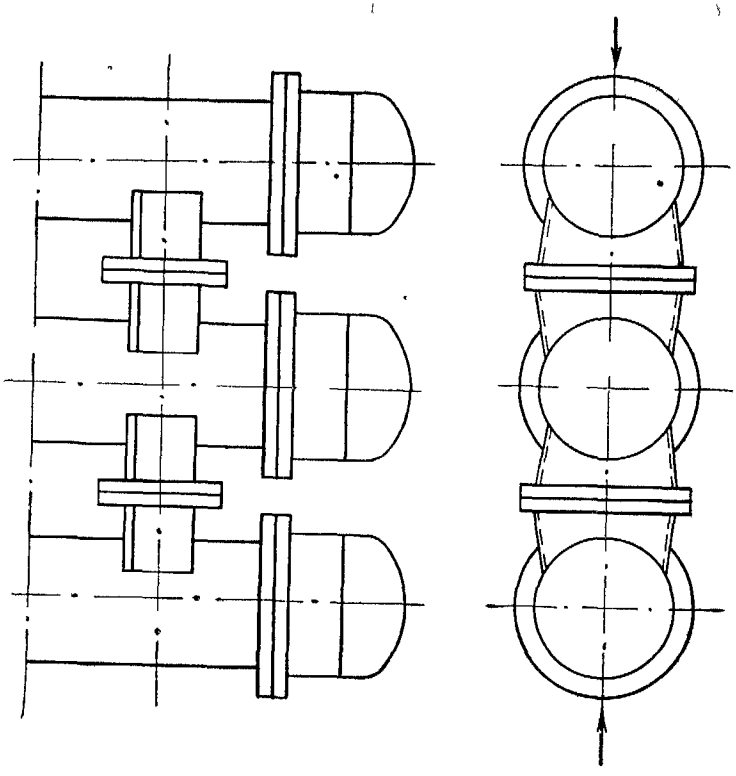


Рис. IV. 49

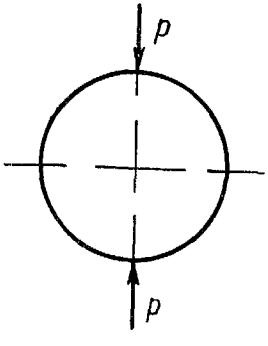


Рис. IV. 50.

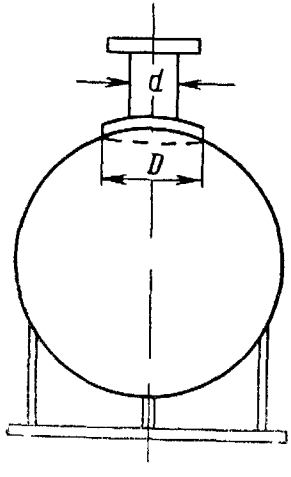


Рис. IV. 51.

этого здесь возможно вмятие стенки корпуса аппарата под опорным штуцером, как это изображено пунктирной линией на рис. IV. 51. Чтобы избежать этого, место под штуцером необходимо рассчитывать на действие изгибающего момента M_{max} по формуле

$$M_{max} = 0{,}318\ PR\ кГ \cdot см, \qquad \text{(IV. 96)}$$

где P — реакция опоры от веса аппарата в $кГ$; R —радиус аппарата в $см$.

Напряжение

$$\sigma_и = \frac{M_{max}}{W}\ кГ/см^2, \qquad \text{(IV. 97)}$$

где W — момент сопротивления сечения, с толщиной стенки аппарата без прибавки на коррозию и шириной, равной $D + 30\ (s - c)$ в $см$ (D — диаметр укрепляющего кольца).

$$W = \frac{[D + 30\ (s - c)]\ (s - c)^2}{6}\ см^3; \qquad \text{(IV. 98)}$$

если укрепляющее кольцо не установлено, то ширина сечения равна $d + 30\ (s - c)$ $см$, где d — диаметр штуцера.

$$W = \frac{[d + 30\ (s - c)]\ (s - c)^2}{6}\ см^3; \qquad \text{(IV. 99)}$$

$\sigma_{изг}$ можно принимать равным

$$\sigma_{изг} \leqslant \sigma_{доп\ t},$$

где $\sigma_{доп\ t}$ — см. стр. 128.

Расчет устойчивости тонкостенных сосудов и аппаратов при действии весовых и изгибающих нагрузок при наличии колец жесткости

При изготовлении аппаратов часто наблюдаются отклонения от правильной геометрической формы аппаратов.

Напряжения в стенках тонкостенных аппаратов, возникающие в сжатой зоне от действия, например, только весовых изгибающих нагрузок, в условиях транспортировки и монтажа, могут превзойти допустимые и повести к нарушению формы изделия с пластическими деформациями. Известны случаи, когда подобные аппараты выходят из строя не будучи введенными в эксплуатацию.

Учитывая, что действие веса способствует нарушению правильной круглой формы горизонтальных аппаратов или сосудов к рассматриваемой категории тонкостенных следует отнести те из них, толщина стенки которых до их установки на место при $D_в \geqslant 100$ $см$ равна

$$s' \leqslant 0{,}001\ D_в + 0{,}3\ см, \qquad \text{(IV. 100)}$$

где $D_в$ — внутренний диаметр аппарата или сосуда в $см$; s' — толщина стенки без прибавки на коррозию.

Из вертикальных аппаратов или сосудов к таким тонкостенным относят те аппараты, у которых при $\frac{H}{2R} \geqslant 2$ толщина стенки находится в пределах

$$0{,}8\ см > s' \leqslant 0{,}001\ D_в + 0{,}2\ см. \qquad \text{(IV. 10}$$

Для обеспечения необходимой конструктивной надежности рассматриваемой группы тонкостенных аппаратов и сосудов к их цилиндрическим стенкам приваривают кольца жесткости.

Метод определения критического напряжения $\sigma_к$ [79] построен на упрощенных допущениях автора его инж. П. А. Филонова. Однако, представляя возможность вести расчет критического напряжения в цилиндрической обечайке при наличии поперечных жесткостей в виде приваренных к стенке колец, этот метод позволяет получать практически приемлемые решения при расчетах аппаратов и сосудов, толщина цилиндрических стенок которых меньше допускаемой формулами (IV. 100) и (IV. 101).

Длина волны $l_{кр}$ (см. рис. III. 70), на которой в процессе потери стенкой аппарата формы обнаруживается смятие, равна

$$l_{кр} = 1{,}009\ \pi\ R. \qquad \text{(IV. 102)}$$

Если при расчете тонкостенных аппаратов большого диаметра на устойчивость формы допускаемые напряжения оказываются очень малыми, то для их увеличения на аппарате следует устанавливать кольца жесткости. Кольца жесткости обычно приваривают прерывистыми швами, общая протяженность которых на одном кольце должна быть не менее половины длины окружности последнего.

Расчет колец жесткости сводится к определению расстояния между кольцами жесткости или длины панели l и момента инерции $J_к$ профиля кольца жесткости.

Длина панели должна удовлетворять условию

$$l \leqslant 0{,}5\, l_{кр}. \qquad \text{(IV. 103)}$$

Если $\sigma_д$ $кГ/см^2$ — действительное напряжение, возникающее в крайних волокнах сжатой зоны корпуса аппарата, то критическое напряжение $\sigma_к$

$$\sigma_к \geqslant \sigma_д\, m \qquad \text{(IV. 104)}$$

или

$$m \leqslant \frac{\sigma_к}{\sigma_д}, \qquad \text{(IV. 105)}$$

или

$$\sigma_д \leqslant \frac{\sigma_к}{m}, \qquad \text{(IV. 106)}$$

где m — коэффициент запаса устойчивости; в этом случае при наличии колец жесткости принимаем $m \geqslant 1{,}25 \div 1{,}3$.

Длина панели l может быть определена из формулы

$$\sigma_к = 0{,}0605\, Es'^2 \left(\frac{9}{8}\cdot\frac{l^2}{R^4} + \frac{7}{6}\cdot\frac{\pi^4}{l^2}\right) \geqslant \sigma_д m. \qquad \text{(IV. 107)}$$

Здесь $\sigma_к$ — критическое напряжение в *кГ/см²*, при котором аппарат, укрепленный кольцами жесткости, может получить смятие.

При расчете ректификационных колонн, абсорберов, десорберов и других аппаратов тарелки с достаточно жесткими креплениями и опорами, днища, фундаментные кольца и прочие устройства можно рассматривать как поперечные жесткости.

Момент инерции $J_к$ профиля кольца жесткости определяем по формуле

$$\sigma_к = 0{,}0605\, Es'^2 \left[4{,}5\,\frac{l^2}{R^4} + \frac{7}{6}\,\frac{\pi^4}{(2l)^2}\right] + 4{,}36\,\frac{lEJ_к}{s' R_к^3 R} \geqslant \sigma_д m, \quad \text{(IV. 108)}$$

где $R_к$ — радиус кольца жесткости по центру тяжести его в *см*; $J_к$ — момент инерции поперечного сечения кольца в *см⁴* относительно оси, проходящей через его центр тяжести и параллельной оси аппарата; при этом следует иметь в виду, что значение $J_к$ находим для сложного сечения, составленного из профиля кольца жесткости и стенки самого аппарата протяженностью, равной ~15 толщинам этой стенки на сторону от приваренной стенки кольца.

Формулой (IV. 108) можно пользоваться при условии, что величина l не более указанной в выражении (IV. 103).

Для облегчения пользования формулами (IV. 107) и (IV. 108) при расчете расстояний l между кольцами жесткости и момента инерции $J_к$ составного профиля кольца на рис. IV. 52 и IV. 53 приведены номограммы.

Для нахождения величин моментов инерции колец жесткости необходимо определить при заданном соотношении s'/R значения $\sigma_к$, соответствующие длинам волн l и $2l$. Разность между ними дает искомую величину $\Delta\sigma_к$, при помощи которой далее находим величину $J_к$.

Пример. Дано: $s' = 6$ *мм*; $R = 2300$ *мм*; $l = 1840$ *мм*, $E = 2{,}1 \cdot 10^6$ *кГ/см²*. Найти $\Delta\sigma_к$.

Отношения

$$\frac{s'}{R} = \frac{6}{2300} = 0{,}0026;$$

$$\frac{l}{R} = \frac{1840}{2300} = 0{,}8;$$

$$\frac{2l}{R} = \frac{3680}{2300} = 1{,}6.$$

По графику на рис. IV. 52 находим при $\frac{s'}{R} = 0{,}0026$ и при $\frac{l}{R} = 0{,}8$; $\sigma_к = 160$ *кГ/см²*, при $\frac{l}{R} = 1{,}6$ $\sigma_к = 41$ *кГ/см²*; разность $\Delta\sigma_к = \sigma_к' - \sigma_к'' = 160 - 41 = 119$ *кГ/см²*.

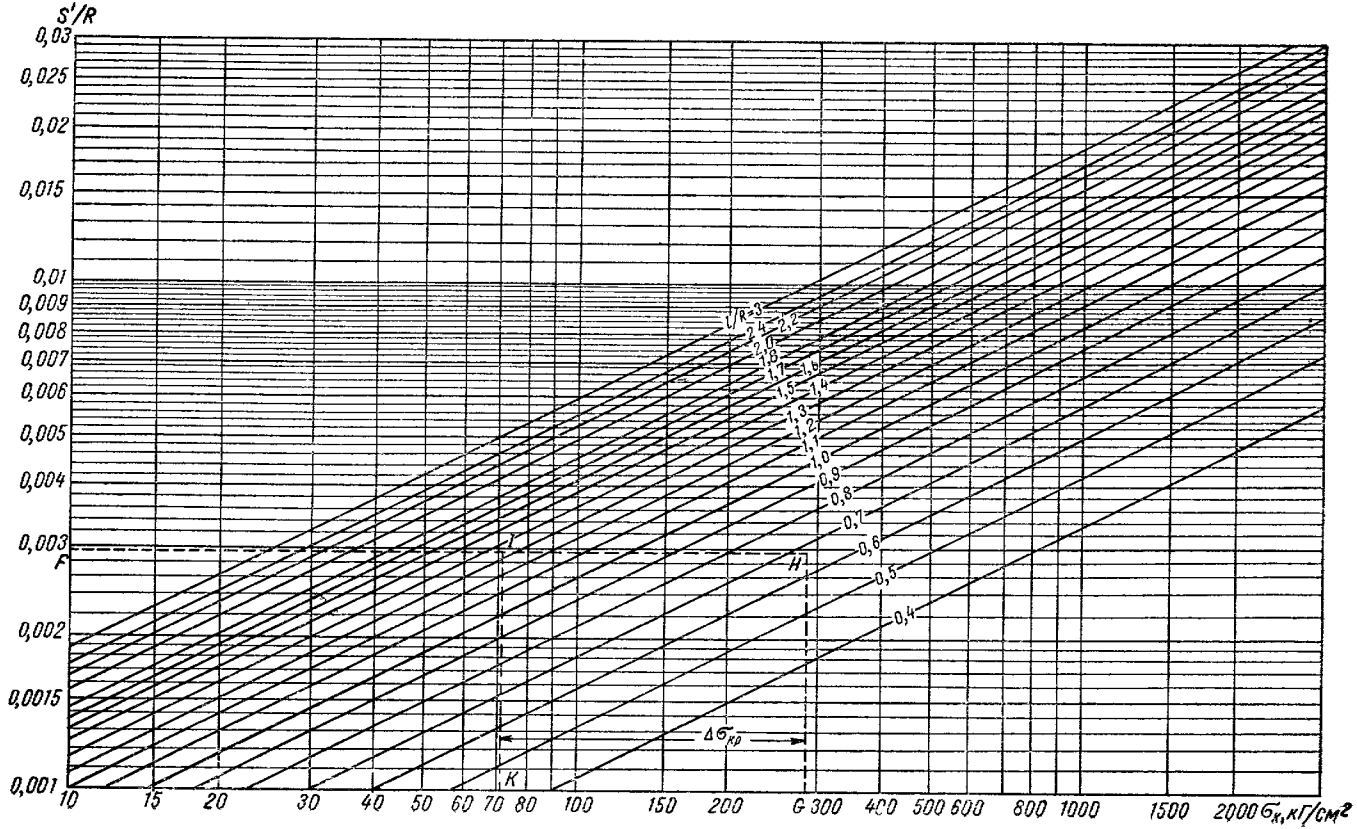

S'/R
0,03
0,025
0,02
0,015
0,01
0,009
0,008
0,007
0,006
0,005
0,004
0,003
F
0,002
0,0015
0,001
10
15
20
30
40
50
60
70
80
100
150
200
300
400
500
600
800
1000
1500
2000
σк, кГ/см²
I
II
K
Δσкр
I/R=3
2,4
2,2
2,0
1,8
1,6
1,4
1,3
1,2
1,1
1,0
0,9
0,8
0,7
0,6
0,5
0,4

Рис. IV. 52.

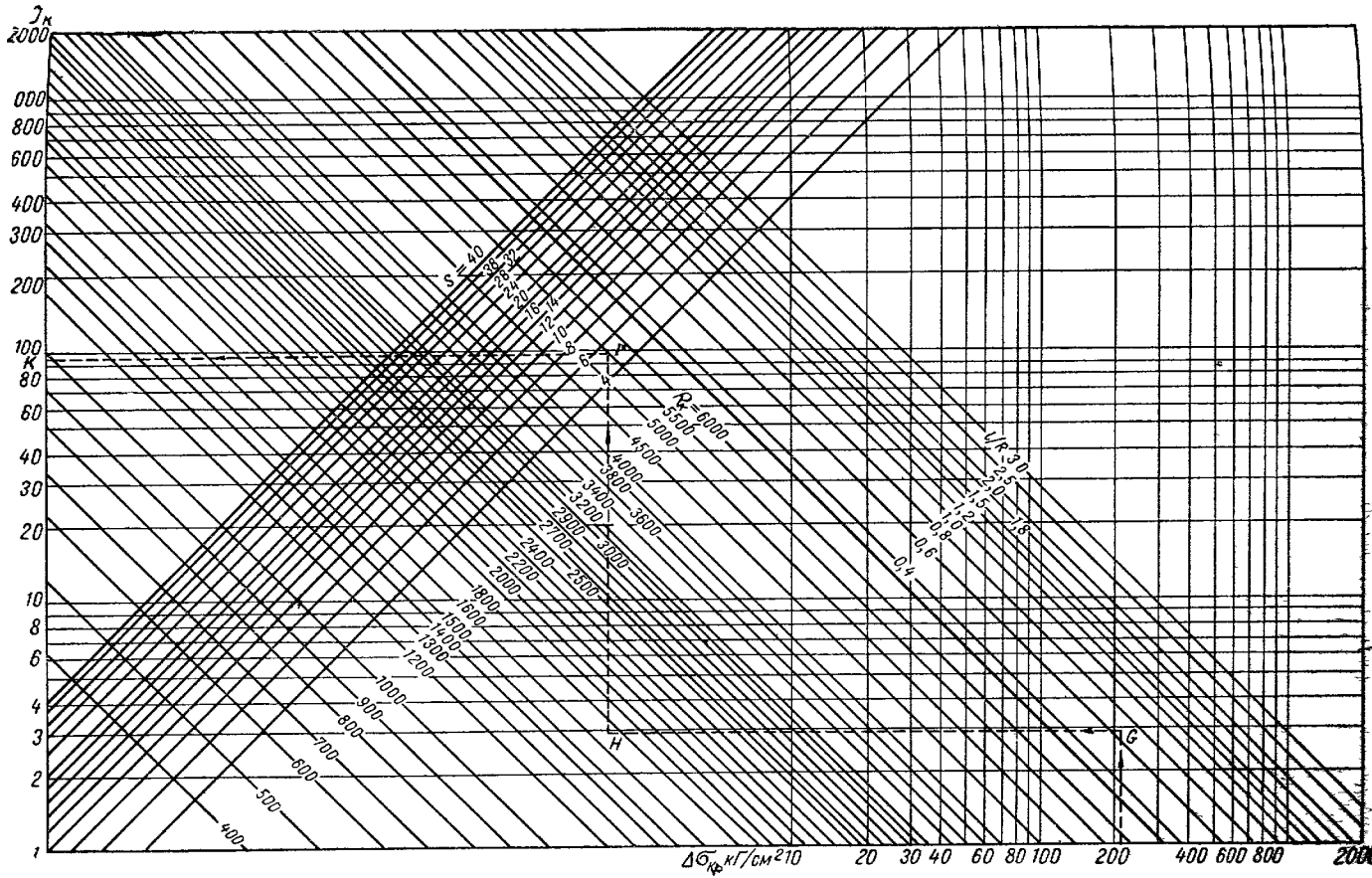

$J_к$
2000
000
800
600
400
300
200
100
K
80
60
40
30
20
10
8
6
4
3
2
1
S = 40
36
32
28
24
20
16
14
12
10
8
6
4
$R_к$ = 6000
5500
5000
4500
4000
3800
3400
3200
3000
2700
2400
2200
2000
1800
1600
1500
1400
1300
1200
1000
900
800
700
600
500
400
M
H
G
U/R 3.0
2.5
2.0
1.5
1.2
1.0
0.8
0.6
0.4
$\Delta\sigma_к$ кГ/см²
10
20
30
40
60
80
100
200
400
600
800
2000
F

Рис. IV. 53.

Графики на рис. IV. 52 и IV. 53 построены для $E = 2$ $\times 10^6$ *кГ/см*^{2}. Для аппаратов и сосудов, работающих при температурах t, вызывающих снижение величины E до E_t, искомое значение момента инерции поперечного сечения кольца жесткости

$$J_{к\,t} = J_к \frac{E}{E_t} \text{ см}^4. \qquad \text{(IV. 10}$$

Пример. Емкость на двух опорах. Проверить устойчивость формы стенок от действия весовых изгибающих нагрузок корпуса цилиндрической горизонтальной емкости, изображенной на рис. IV. 54 и изготовленной из стали марки Ст.3; вес емкости, наполненной водой, 225 000 *кГ*; толщина стенки корпуса без прибавки на коррозию $s' = s - c = 0{,}8 - 0{,}3 = 0{,}5$ *см*.

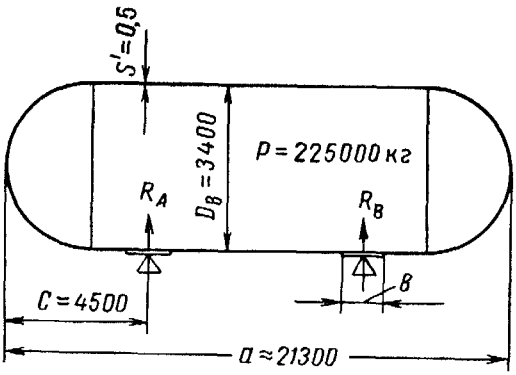


Рис. IV. 54.

По формуле (IV. 69) при $\frac{c}{a} = \frac{4500}{21800} \approx 0{,}207$ и при условии, что можно практически пренебречь наличием по концам емкости выпуклых днищ, максимальный изгибающий момент

$$M_{\max} = \frac{Pa}{47} = \frac{225\,000 \cdot 2180}{47} \approx 10\,600\,000 \text{ кГ} \cdot \text{см}.$$

По формуле (IV. 77)

$$W = 0{,}8 D_c^2 s' = 0{,}8\,(340 + 0{,}5)^2\,0{,}5 \approx 46\,500 \text{ см}^3.$$

По формуле (IV. 76)

$$\sigma_д = \sigma_{изг} = \frac{M_{\max}}{W} = \frac{10\,600\,000}{46\,500} = 227 \text{ кГ/см}^2.$$

По формуле (IV. 100) минимально допустимая толщина без поперечных жесткостей

$$s' = 0{,}001 D_в + 0{,}3 = 0{,}001 \cdot 340 + 0{,}3 = 0{,}64 \text{ см}.$$

Так как толщина стенки рассматриваемой емкости $s' = 0{,}5$ *см*, т. е. менее 0,64 *см*, то необходимо установить поперечные кольца жесткости.

Кольца жесткости между опорами. По формуле (IV. 104) критическое напряжение при наличии колец жесткости должно быть равно

$$\sigma_к = \sigma_д m = 227 \cdot 1{,}25 = 285 \text{ кГ/см}^2, \text{ где } m = 1{,}25.$$

Далее расчетом определяем длину панели, т. е. расстояние между кольцами жесткости l, и момент инерции поперечного сечения кольца жесткости $J_к$.

Для этого решаем уравнение (IV. 107) относительно l, зная, что $\sigma_к = 285$ *кГ/см*^{2}, $s' = 0{,}5$ *см* и $R = \frac{340}{2} = 170$ *см*.

Ту же задачу можно проще выполнить, пользуясь графиком (рис. IV. 52).

Для этого из точки G оси абсцисс, соответствующей значению $\sigma_к = 285$ *кГ/см*^{2}, проводим вертикаль.

Из точки F оси ординат, отвечающей отношению $\frac{s'}{R} = \frac{0{,}5}{170} = 0{,}00295$, проводим горизонталь до пересечения ее в точке H с ранее нанесенной вертикалью из точки G.

Как видим из рис. IV. 52, длина панели l определяется отношением $l/R \approx 0{,}67$. Отсюда расстояние между кольцами жесткости

$$l = 0{,}67 \cdot R = 0{,}67 \cdot 170 = 114 \text{ см} = 1140 \text{ мм}.$$

Далее из точки I, лежащей в поле наклонной $\frac{2l}{R} = 2 \cdot 0{,}67 = 1{,}34$, проводим вертикаль до пересечения с осью абсцисс в точке K, которая соответствует $\sigma_к = 71$ *кГ/см*^{2}. Отсюда $\Delta\sigma = 285 - 71 = 214$ *кГ/см*^{2}.

Переходим к графикам на рис. IV. 53.

Как показывает пунктирная ломаная линия *FGHIK* со стрелками, выражающими порядок решения задачи, искомое значение момента инерции поперечного сечения кольца жесткости $J_к = 95$ *см*^{4}.

Кольца жесткости между опорами привариваем снаружи. Для колец принимаем угловую сталь марки Ст.3.

Учитывая, что вместе с кольцами жесткости работают и стенки аппарата (размеры в *см* на рис. IV. 55) протяжением по 15 толщин с каждой стороны от приваренного профиля, для наружных колец жесткости принимаем профиль 70 × 70 × 6 по ГОСТ 8509-57, момент инерции относительно оси $x - x$ равен $J_{уг} = J_x = 37{,}6$ *см*^{4}, площадь профиля $F_{уг} = 8{,}15$ *см*^{2} и расстояние $z_0 = 1{,}94$ *см*.

Площадь сложного сечения

$$F_к = 8{,}15 + 30 \cdot 0{,}5 \cdot 0{,}5 = 15{,}65 \text{ см}^2.$$

Момент инерции сложного поперечного сечения кольца жесткости (см. рис. IV. 55, разрез по $a—a$) с нейтральной осью $x_1—x_1$

$$J_к = J_{ст} + f_{ст}\left(z_1 - \frac{s'}{2}\right)^2 + J_{уг} + F_{уг}(b + s' - z_0 - z_1)^2 \text{ см}^4, \qquad \text{(IV. 110)}$$

где $J_{ст}$ — момент инерции части стенки аппарата, участвующей в работе сложного профиля, в *см*^{4}; $f_{ст}$ — ее площадь в *см*^{2}; $f_{ст} = 30ss' = 30 \cdot 0{,}5^2 = 7{,}5$ *см*^{2}; $J_{уг}$ — момент инерции уголка относительно оси, параллельной оси аппарата, в *см* ; F — его площадь в *см*^{2}.

Расстояние z_1 до оси x_1-x_1, проходящей через центр тяжести сложного сечения и параллельной оси аппарата

$$z_1 = \frac{f_{ст}\,0{,}5\cdot s' + F_{уг}\,(b+s'-z_0)}{F_{ст}+F_{уг}} = \frac{7{,}5\cdot 0{,}5\cdot 0{,}5+8{,}15\,(7+0{,}5-1{,}94)}{7{,}5+8{,}15} \approx 2{,}90$$

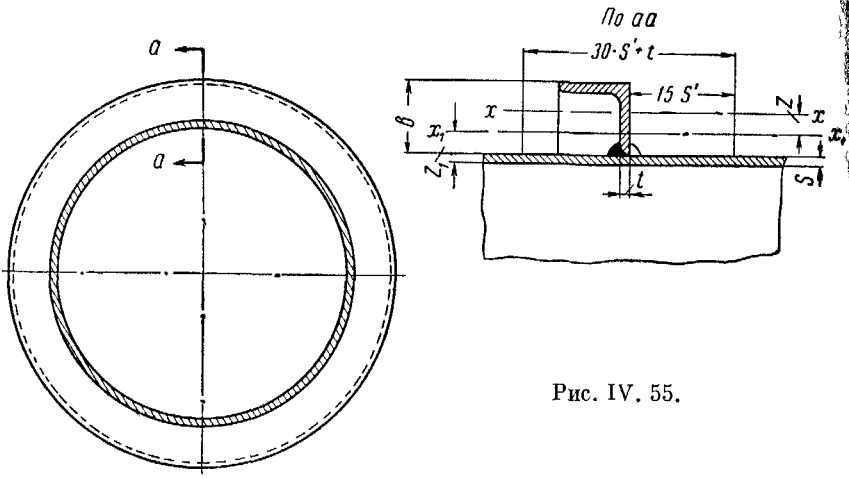


Рис. IV. 55.

Момент инерции этого сечения $J_к$ относительно оси x_1-x_1, проходящей через центр тяжести

$$J_к = \frac{30\cdot 0{,}5^3}{12} + 7{,}5\,(2{,}90-0{,}25)^2 + 37{,}6 +$$

$$+ 8{,}15\,(7{,}0+0{,}5-2{,}90-1{,}94)^2 \approx 149{,}0\ см^4,$$

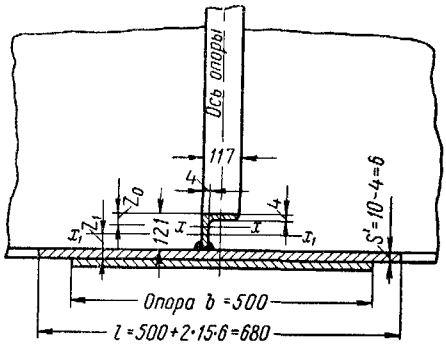


Рис. IV. 56.

т. е. полученное значение $J_к$ может быть оставлено.

Кольца жесткости над опорами (бандажи). Принимая во внимание, что над опорами кольца приваривают изнутри аппарата (рис. IV. 56), где они подвергаются двухсторонней коррозии, ставим угловую сталь 125 × 125 × 12. Если принять, что коррозия составляет по 4 *мм* на сторону, то в качестве расчетных должны быть приняты размеры, приведенные на рисунке.

Площадь поперечного сечения кольца угловой стали составляет

$$F_{уг} = 12{,}1\cdot 0{,}4 + 11{,}7\cdot 0{,}4 = 9{,}4\ см^2.$$

Расстояние до центра тяжести уголка z_0 после полной коррозии (см. рис. IV. 56)

$$z_0 = \frac{12{,}1 \cdot 0{,}4 \cdot 0{,}5 \cdot 12{,}1 + 11{,}7 \cdot 0{,}4 \cdot 0{,}5 \cdot 0{,}4}{12{,}1 \cdot 0{,}4 + 11{,}7 \cdot 0{,}4} = 3{,}2 \text{ см}.$$

Момент инерции уголка при этом

$$J_{\text{уг}} = \frac{0{,}4 \cdot 12{,}1^3}{12} + 12{,}1 \cdot 0{,}4\,(0{,}5 \cdot 12{,}1 - 3{,}2)^2 + \frac{11{,}7 \cdot 0{,}4^3}{12} + \\ + 11{,}7 \cdot 0{,}4\,(3{,}2 - 0{,}2)^2 = 138 \text{ см}^4.$$

Принимая, что вместе с кольцом жесткости реакцию опоры воспринимает и стенка аппарата протяженностью $l = b + 2 \cdot 15 s' = 500 + 2 \cdot 15 \cdot 6 = 680$ *мм*, найдем момент инерции сложного поперечного сечения, состоящего из кольца и стенки аппарата.

Площадь сложного сечения

$$F_{\text{к}} = 9{,}4 + 68 \cdot 0{,}6 = 50{,}2 \text{ см}^2.$$

Расстояние до центра тяжести сложного сечения

$$z_1 = \frac{9{,}4\,(12{,}1 + 1{,}0 - 3{,}2) + 68 \cdot 0{,}6 \cdot 0{,}5}{9{,}4 + 68 \cdot 0{,}6} = 2{,}25 \text{ см}.$$

Момент инерции сложного сечения по формуле (IV. 110) равен

$$J_{\text{к}} = 138 + 9{,}4\,(12{,}1 + 1{,}0 - 2{,}25 - 3{,}2)^2 + \frac{68 \cdot 0{,}6^3}{12} + \\ + 68 \cdot 0{,}6\,(2{,}25 - 0{,}5)^2 \approx 680 \text{ см}^4.$$

Иногда для увеличения момента инерции составного профиля над опорами ставят вместо одного уголка два (см. рис. IV. 44). Тогда при расчете по формуле (IV. 110) нужно учитывать $2J_{\text{уг}}$ и $2F_{\text{уг}}$.

Проверяем величину реакции опор, имея в виду, что рассчитываемый аппарат лежит на опоре с углом охвата 120° (см. рис. IV. 38) и кольцо жесткости над опорой расперто рамой.

Для рассчитываемого аппарата критическое давление по формуле (IV. 85) равно

$$p_{\text{кр}} = K \frac{E J_{\text{к}}}{R^3} = \frac{8 \cdot 2{,}1 \cdot 10^6 \cdot 680}{170^3} = 2330 \text{ кГ/см}.$$

Реакция опоры составляет

$$R_A = R_B \frac{225\,000}{2} = 112\,500 \text{ кг} \text{ (рис. IV. 54)}.$$

По формуле (IV. 86) действительная нагрузка равна

$$P_{\text{д}} = \frac{R_A}{0{,}866\,D} = \frac{112\,500}{0{,}866 \cdot 340} \approx 380 \text{ кГ/см}.$$

Запас $m = \frac{2330}{380} \approx 6$, т. е. требование равенства ($m > 4$) удовлетворено.

Критическая удельная нагрузка, соответствующая пределу текучести

$$P_т = \frac{\sigma_т \cdot 2F_к}{D} = \frac{2200 \cdot 2 \cdot 50{,}2}{340} = 650 \text{ кГ/см}^2,$$

запас $m_т = \frac{P_т}{P_д} = \frac{650}{380} = 1{,}7$, что можно считать достаточным.

Проверка стержней рамы кольца жесткости. Рама выполнена из угловой стали $125 \times 125 \times 12$ марки Ст.3 (см. рис. IV. 43, где показаны также поперечные сечения отдельных стержней).

При угле охвата аппарата опорой $2\alpha = 120°$ по формуле (IV. 89) растягивающее усилие в нижней горизонтальной стяжке

$$x_3 = 0{,}502\gamma R^2 a = 0{,}502 \cdot 10^{-3} \cdot 170^2 \cdot 2180 \approx 32\,000 \text{ кГ};$$

сжимающее усилие в каждом из боковых раскосов по формуле (IV. 90)

$$x_4 = -0{,}188\ \gamma R^2 a = -0{,}188 \cdot 10^{-3} \cdot 170^2 \cdot 2180 \approx -11\,950 \text{ кГ}.$$

Напряжение растяжения в стяжке с сечением, показанным на рис. IV. 43

$$\sigma_z = \frac{32\,000}{F} = \frac{32\,000}{(12{,}1 \cdot 0{,}8) + (11{,}7 \cdot 0{,}8 + 13{,}2 \cdot 1{,}6)} = 760 \text{ кГ/см}^2.$$

Напряжение сжатия в раскосах, состоящих из одного уголка $125 \times 125 \times 12$, при условии, что в результате двухсторонней коррозии по 4 *мм* на сторону расчетным сечением уголка является

$$F = 12{,}1 \cdot 0{,}4 + 11{,}3 \cdot 0{,}4 = 9{,}0 \text{ см}^2,$$

$$\sigma_d = \frac{11\,950}{9{,}0} = 1320 \text{ кГ/см}^2.$$

По формуле (IV. 93) гибкость сжатого стержня $\lambda = \frac{\mu l}{r_{\min}}$, где

$$r_{\min} = \sqrt{\frac{J_{\min}}{F}} = \sqrt{\frac{58}{9{,}0}} \approx 2{,}52 \text{ см};$$

здесь минимальный момент инерции для сечения по c—c относительно оси симметрии y—y $J_{\min} = 58 \text{ см}^4$, площадь поперечного сечения $F = 9{,}0 \text{ см}^2$.

Приняв коэффициент длины μ для условия, что оба конца стяжки защемлены, т. е. $\mu = 0{,}5$, получаем при $l = 290$ *см*

$$\lambda = \frac{0{,}5 \cdot 290}{3{,}4} = 43.$$

Необходимо иметь в виду, что емкость предназначена для бензина с $\gamma = 7 \cdot 10^{-4} \text{ кГ/см}^3$, вследствие чего напряжение σ_d в рабочих условиях будет меньше. Расчет ведем применительно к условиям гидравлического испытания, когда $\gamma = 10^{-3} \text{ кГ/см}^3$ и допускаемое напряжение σ может быть доведено до 0,8 предела текучести $\sigma_т$.

В этих условиях согласно табл. III. 22 при $\lambda = 43$ и $\varphi_п = 0{,}91$ допускаемое напряжение $\sigma_{доп}$ может быть равно:

а) при гидравлическом испытании

$$\sigma_{доп} = 0{,}8 \cdot 0{,}91 \cdot 2200 = 1600 \ кГ/см^2;$$

б) в рабочих условиях

$$\sigma_{доп} = \frac{2200}{1{,}5} 0{,}91 = 1320 \ кГ/см^2,$$

здесь 2200 $кГ/см^2$ — предел текучести стали Ст.3.

Таким образом, выбранные нами профили являются приемлемыми для заданных условий.

Пример. Горизонтальный аппарат диаметром 3000 *мм*, длиной $a = 12\,000$ *мм*, из стали Ст.3, общим весом при заполнении водой $P = 105\,000$ *кг* монтируется на двух опорах.

Проверить устойчивость стенки аппарата над опорой от действия реакции опоры при условии, что толщина стенки аппарата $s' = 1{,}4 - 0{,}4 = 1{,}0$ *см* и ширина опоры в направлении оси аппарата $b = 500$ *мм*.

По формуле (IV. 80) изгибающий момент при этом

$$M = PRK = \frac{105\,000 \cdot 150 \cdot 0{,}03}{2} = 236\,000 \ кГ \cdot см.$$

Ставим подкладку шириной 650 *мм* (см. рис. IV. 42) с толщиной $s_п = 16$ *мм*.

$$z_1 = \frac{125 \cdot 1{,}0\,(0{,}5 \cdot 1{,}0 + 1{,}6) + 65 \cdot 1{,}60 \cdot 0{,}5}{125 \cdot 1 + 65 \cdot 1{,}6} \approx 1{,}5 \ см.$$

Момент инерции сложного сечения

$$I_к = \frac{125 \cdot 1{,}0^3}{12} + 125 \cdot 1\,[(1{,}6 + 0{,}5 \cdot 1) - 1{,}5]^2 + \frac{65 \cdot 1{,}6^3}{12} + \\ + 65 \cdot 1{,}6\,(1{,}5 - 1{,}6 \cdot 0{,}5)^2 = 128 \ см^4.$$

Момент сопротивления

$$W = \frac{J_к}{z_1} = \frac{128}{1{,}5} \approx 86 \ см^3;$$

напряжение изгиба

$$\sigma_{изг} = \frac{236\,000}{86} \approx 2750 \ кГ/см^2.$$

Указанное напряжение допустимо, так как оно получено для условий гидравлического испытания, когда удельный вес содержимого $\gamma = 1$ вместо $\gamma = 0{,}7$ у продукта в рабочих условиях, а предел текучести металла аппарата, изготовленного из стали 16ГС, $\sigma_т \geqslant 3000 \ кГ/см^2$.

ДНИЩА И КРЫШКИ НЕФТЕАППАРАТУРЫ

Днища различают по форме: выпуклые, конические, цилиндрические и плоские. Выбор формы днищ или крышек определяется рабочими условиями аппарата.

Выпуклые днища изготовляют полушаровыми или полусферическими (рис. V. 1), эллиптическими с отбортовкой (рис. V. 2), коробовыми с отбортовкой (рис. V. 3) и т. д. Эти днища могут работать под внутренним или под внешним давлением.

Под внутренним избыточным давлением для выпуклого днища подразумевается такое давление, которое действует с вогнутой стороны (см. рис. V. 3). Внешним является давление, нагружающее днище с выпуклой стороны (рис. V. 4, *а*, *б*, *в*).

РАСЧЕТ ВЫПУКЛЫХ ДНИЩ ПРИ ВНУТРЕННЕМ ИЗБЫТОЧНОМ ДАВЛЕНИИ

а) *Полушаровые днища*

Считая, что в случае сферы $R_1 = R_2 = R$ и $\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma$ (III. 21), получаем

$$\frac{2\sigma}{R} = \frac{P}{s'}, \qquad (V.\,1)$$

откуда напряжение

$$\sigma = \frac{pR}{2s'} \qquad (V.\,2)$$

или

$$s' = \frac{pR}{2\sigma}. \qquad (V.\,3)$$

С учетом коэффициента прочности шва φ и прибавки на коррозию c толщину стенки полушарового днища можно определить следующим образом:

$$s = \frac{pR_c}{2R_z\varphi} + c = \frac{pD_c}{4R_z\varphi} + c \qquad (V.\,4)$$

или

$$s = \frac{pR_{вн}}{2R_z\varphi - 0{,}5p} + c = \frac{pD_в}{4R_z\varphi - p} + c, \qquad (V.\,5)$$

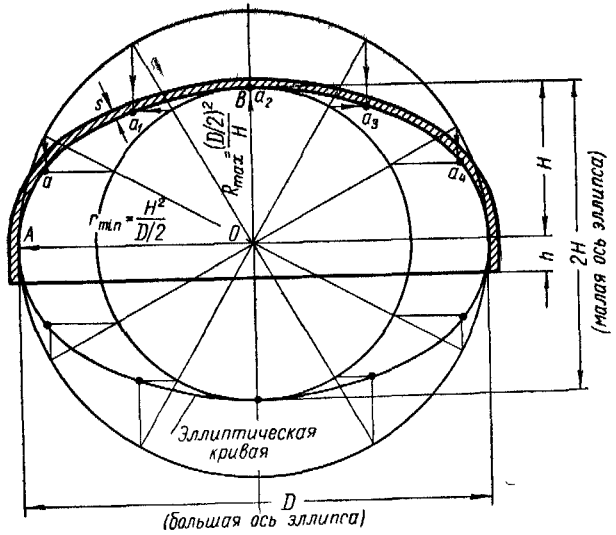
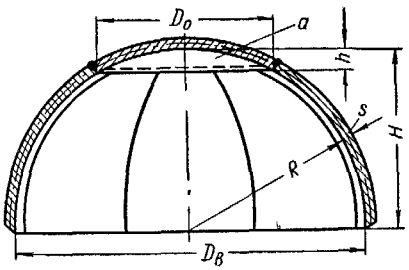


Рис. V. 2.



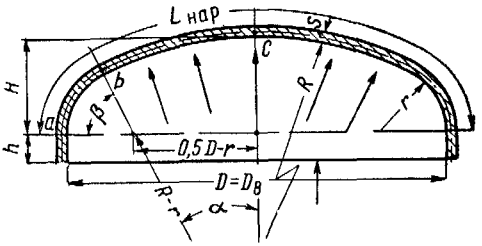


Рис. V. 3.

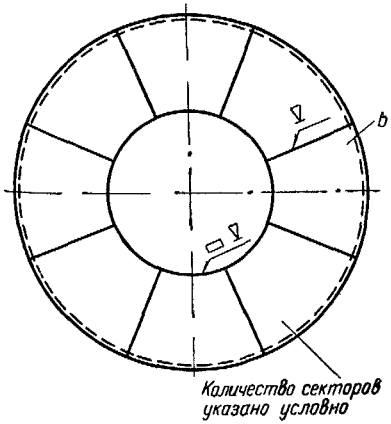


Рис. V. 1.

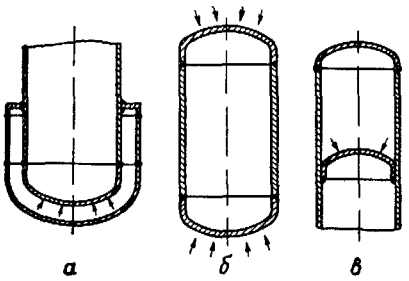


Рис. V. 4.

или

$$p = \frac{2R_z\varphi(s-c)}{R_c} = \frac{4R_z\varphi(s-c)}{D_c}, \qquad \text{(V.6)}$$

или

$$p = \frac{2R_z\varphi(s-c)}{R_{вн}+0{,}5(s-c)} = \frac{4R_z\varphi(s-c)}{D_в+(s-c)}, \qquad \text{(V.7)}$$

где s — толщина стенки в *см*; $R_{вн}$ — внутренний радиус днища в *см* (рис. V. 1); $D_в$ — внутренний диаметр в *см*; прибавку на коррозию c для днищ из углеродистой стали принимаем в пределах 0,2—0,6 *см*.

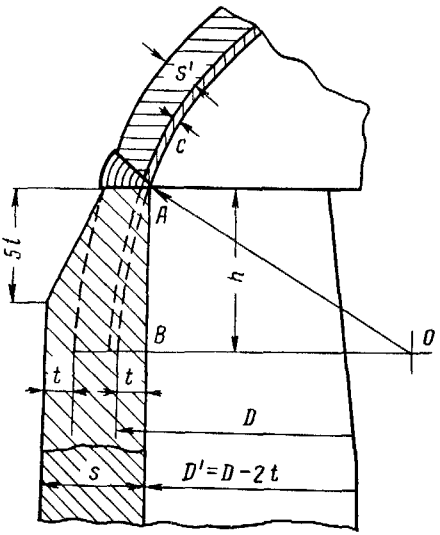


Рис. V. 5.

$OA = \frac{D}{2} = R_{вн}$, $OB = \frac{D-2t}{2}$.

Тонкостенные днища практически можно рассчитывать по формулам (V. 5) и (V. 7) по $R_{вн}$ или $D_в$. Толщину полушаровых днищ часто принимают равной толщине цилиндрического корпуса, имея в виду удобства конструктивного соединения.

Полушаровые днища с успехом применяют для аппаратов больших диаметров независимо от давления в них, так как изготовить полушаровое, составное днище большого диаметра проще, чем сферическое днище с отбортовкой.

Изготовление полушаровых днищ сводится к изготовлению сферического сегмента a (см. рис. V. 1) с диаметром основания D_0 и высотой h и боковых секторов b, которые могут быть изготовлены из аналогичных по форме поверхностей частей.

Такое днище не надо «бортовать», т. е. выполнять гибку бортов, поэтому после штамповки работа сводится к соединению сваркой изготовленных по одному радиусу кривизны отдельных частей днища.

Секторы b днищ больших диаметров можно сваривать не только в один ряд, как показано на рис. V. 1, но и в два ряда.

При этом, если толщина стенки сектора первого ряда, примыкающего к корпусу, та же, что и толщина стенки корпуса, то секторы, расположенные во втором ряду, и замыкающий сферический сегмент можно изготовить более тонкими.

Если разница в толщине листов превышает 5 *мм* или равна 30% от толщины более тонкого листа, то более толстый лист должен иметь переход на длине, соответствующей пятикратной разности толщин.

Часто может быть использовано эффективно соединение сферического днища с корпусом, показанное на рис. V. 5.

Так как днища штампуют с постоянным внутренним диаметром D, то диаметр корпуса при этом должен отличаться от внутреннего номинального D на $2t$, т. е. $D - 2t = D - \frac{s-c}{2}$.

Допустим, что корпус аппарата рассчитан на действие внутреннего давления, номинальный внутренний диаметр обечайки $D = 4000$ *мм*, толщина стенки $s = 30$ *мм* и прибавка на коррозию $c = 2$ *мм*. Днище должно быть полушаровым и его необходимо изготовить вдвое тоньше расчетной толщины обечайки.

Для этого определяем сначала значения толщин s' и s днища

$$s' = \frac{30-2}{2} = 14 \text{ мм} \quad \text{и} \quad s = 14 + 2 = 16 \text{ мм}.$$

Затем найдем значение внутреннего диаметра обечайки в месте приварки днища

$$D' = D - 2t = D - \frac{s-c}{2} = 4000 - \frac{30-2}{2} = 3986 \text{ мм},$$

при этом

$$t = \frac{30-2}{4} = 7 \text{ мм}.$$

Высоту h, на которую полушаровое днище должно быть меньше полной полусферы, находим из прямоугольного треугольника OAB, отрезок которого $AO = \frac{4000}{2} = 2000$ *мм* и $OB = \frac{D'}{2} = \frac{3986}{2} = 1993$ *мм*; тогда $h = \sqrt{2000^2 - 1993^2} = 167$ *мм*. На этой высоте диаметр полушарового днища $D' = 3986$ *мм* и здесь должен быть расположен сварной шов, при помощи которого днище приваривают к корпусу.

Если необходимо выдержать внутренний диаметр корпуса аппарата равным $D = 4000$ *мм*, то можно только концевые обечайки в местах приварки днищ выполнить коническими с переходом от D к $D - 2t$.

б) Эллиптические днища

В настоящее время для наиболее многочисленной группы аппаратов и сосудов диаметрами до 4000 *мм* применяют предусмотренные ГОСТ 6533-53 эллиптические днища (рис. V. 2), криволинейная часть которых в меридиональном сечении представляет собой половину эллипса.

Эллипс характеризуется непрерывно меняющимися радиусами кривизны, из которых наименьший — в точке A — равен

$$r_{\min} = \frac{H^2}{D/2} = \frac{2H^2}{D} \qquad \text{(V. 8)}$$

и наибольший — в точке B — равен

$$R = \frac{(D/2)^2}{H} = \frac{D^2}{4H}, \qquad \text{(V. 9)}$$

где H и D — соответственно глубина выпуклости и диаметр эллиптического днища.

Радиус кривизны ϱ в любой точке эллипса равен

$$\varrho = \left(\frac{D}{2}\right)^2 H^2 \left(\frac{x^2}{(D/2)^4} + \frac{y^2}{H^4}\right)^{3/2}, \qquad \text{(V. 10)}$$

где x и y — координаты заданной точки при условии, что начало координат находится в точке O.

Согласно ГОСТ 6533-53 для эллиптических днищ принято отношение $\frac{H}{D} = 0{,}25$ (см. рис. V. 2).

На основе указанного ГОСТ была выпущена нормаль Министерства нефтяной промышленности Н456-55 с конструктивными размерами эллиптических днищ. По нормали предусмотрено изготовление днищ малых диаметров — от 325 до 720 *мм*, а также эллиптических днищ больших диаметров — от 800 до 4000 *мм* с базовым внутренним диаметром, где последний остается постоянным для днища данного диаметра, а наружные диаметры меняются на величину двух толщин борта днищ.

Вес днищ, указанный в ГОСТ 6533-53, подсчитан по формуле

$$Q = F_{\text{ср}}\, s\, \gamma,$$

где $F_{\text{ср}}$ — поверхность днища по средней линии, представляющая собой в развернутом виде круг, диаметр которого D равен длине средней линии полуэллипса выпуклой части днища плюс две высоты цилиндрического борта; при этом размер D принят без учета вытяжки при штамповке металла и припуска на обрезку; γ — удельный вес металла, равный 7,85 *кГ/дм*^{3}; s — толщина днища.

ГОСТ 6533-53 распространяется на днища цельноштампованные из углеродистых, нержавеющих, кислотостойких, жароупорных и двухслойных сталей, предусмотренные для вновь проектируемых сосудов, котлов и аппаратов с внутренним диаметром от 275 до 4000 *мм*, работающих под избыточным давлением свыше 0,7 *кГ/см*^{2}.

На днища, предназначенные для железнодорожных цистерн и резервуаров для нефтепродуктов, этот стандарт не распространяется.

Эллиптические днища можно изготовлять как цельными, так и с отверстиями, которые укрепляются в соответствии с результатами расчета.

В случае приварки опоры к цилиндрической части днищ высоту борта h_1 вертикальных сосудов или аппаратов увеличиваем до размеров, указанных в табл. IV. 7.

Если же предусматриваем приварку к днищу фланца (см. рис. V. 6), то согласно нормали Н456-55 можно увеличить высоту цилиндрической части до $2h$.

При расчете нефтеаппаратуры принята следующая формула для определения толщины s эллиптических отбортованных днищ

$$s = \frac{pD_c y_э}{2R_z \varphi} + c \qquad \text{(V. 11)}$$

или

$$s = \frac{pD_в y_э}{2R_z \varphi - py_э} + c, \qquad (V.12)$$

так как

$$D_с = D_в + (s - c);$$

или

$$s = \frac{pD_н y_э}{2R_z \varphi + py_э} + c, \qquad (V.13)$$

так как

$$D_с = D_н - (s - c).$$

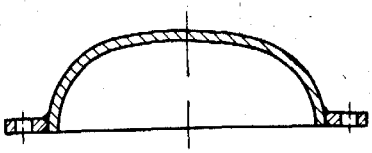


Рис. V. 6.

Здесь s — толщина днища в *см*; R_z — допускаемое напряжение растяжения, которое принимается так же, как и для цилиндрических обечаек; $D_с$ — средний диаметр днища без прибавки на коррозию в *см*; $y_э$ — коэффициент перенапряжения днища, который находим в зависимости от соотношения H/D (см. рис. V. 2), по графику (рис. V. 7) или табл. V. 1; значение $y_э$ для таблицы найдено по формуле

$$y_э = \frac{1}{6}\left[2 + \left(\frac{D_в}{2H}\right)^2\right];$$

p — внутреннее избыточное давление в *кг/с*; $D_в$ и $D_н$ — соответственно внутренний и наружный диаметры днища в *см*.

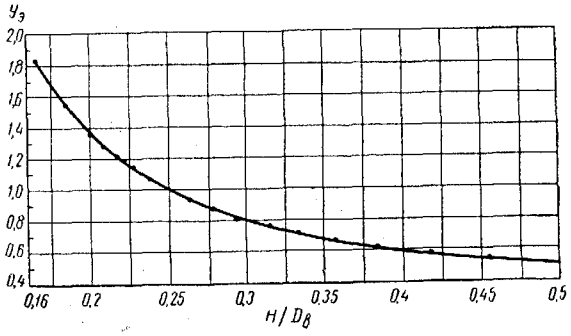


Рис. V. 7. Значения коэффициента перенапряжения $y_э$ для расчета эллиптических днищ.

Толщину эллиптического днища не следует принимать меньше толщины цилиндрического корпуса.

Если в результате округления или по конструктивным соображениям толщина днища s принята больше, чем это получается по формулам (V. 11) — (V. 13), то определяем расчетное внутреннее давление по формулам (V. 14) —(V. 16) с тем, чтобы установить расчетное давление для аппарата в целом. При этом следует иметь в виду,

Таблица V. 1

Значение коэффициента перенапряжения $y_э$ для расчета эллиптических днищ в зависимости от отношения высоты выпуклой части днища H к его диаметру D, т. е. H/D

H/D	$y_э$	H/D	$y_э$	H/D	$y_э$
0,166	1,83	0,217	1,21	0,312	0,76
0,172	1,73	0,227	1,14	0,333	0,71
0,179	1,64	0,238	1,07	0,367	0,66
0,185	1,55	0,25	1,00	0,384	0,61
0,192	1,46	0,262	0,93	0,418	0,57
0,200	1,37	0,278	0,87	0,454	0,53
0,208	1,29	0,293	0,81	0,5	0,50

что расчетным внутренним давлением p для аппарата нужно считать меньшее значение из полученных при расчете цилиндрического корпуса или его днищ.

Это замечание распространяется на расчет днищ любой формы.

Внутреннее расчетное давление в $кГ/см^2$ для заданного эллиптического днища равно

$$p = \frac{2R_z \varphi (s-c)}{D_c y_э}, \qquad (V.14)$$

или

$$p = \frac{2R_z \varphi (s-c)}{[D_в + (s-c)]\, y_э}, \qquad (V.15)$$

или

$$p = \frac{2R_z \varphi (s-c)}{[D_н - (s-c)]\, y_э}. \qquad (V.16)$$

Напряжение, возникающее в эллиптическом днище, равно

$$\sigma = \frac{pD_c y_э}{2\varphi (s-c)}, \qquad (V.17)$$

или

$$\sigma = \frac{p[D_в + (s-c)]\, y_э}{2\varphi (s-c)}, \qquad (V.18)$$

или

$$\sigma = \frac{p[D_н - (s-c)]\, y_э}{2\varphi (s-c)}. \qquad (V.19)$$

в) Коробовые днища с отбортовкой

До ввода в действие ГОСТ 6533-53 на эллиптические днища нефтеаппаратуру проектировали и изготовляли с днищами так называемой коробовой формы, которая приближается к форме эллипса и для упрощения составлена из сопрягающихся дуг окружностей двух радиусов R и r (рис. V. 3).

Сферическое отбортованное днище, меридиональное сечение которого представляет собой коробовую кривую, состоит из центральной

выпуклой части b—c, описанной большим радиусом R, переходной части a—b, описанной малым радиусом r, и цилиндрического борта высотой h.

При этом $R \leqslant D_в$, где $D_в$ — диаметр днища, $r \geqslant 0{,}1\,R$ и $h \geqslant 50$ *мм*.

Высоту днища H определяем из уравнения

$$H = R - A,$$

где

$$A = \sqrt{(R-r)^2 - (0{,}5\,D_в - r)^2}.$$

Радиусом R описана центральная часть днища, центральный угол которой

$$2\alpha = 2 \arcsin \frac{0{,}5\,D_в - r}{R - r}.$$

Переходная часть описана малым радиусом r на дуге, соответствующей углу $\beta = 90° - \alpha$.

Диаметр заготовки (диска) коробового отбортованного днища равен

$$D_з \approx 2h + 2ab + 2bc. \qquad \text{(V. 20)}$$

Зная углы β и α, легко определ[и]ть диаметр $D_з$.

Вычисленный диаметр $D_з$ пол[у]чается несколько больше, чем практически необходим в результате вытяжки бортов при штамповке. Поэтому в формулу (V. 20) обычно вносим экспериментально найденную поправку.

Определенное по формуле (V. 2) напряжение справедливо лишь для центральной части сферического отбортованного днища. В местах же перехода от сферической части к цилиндрической, описанных малым радиусом r, возникают напряжения большие, чем вычисленные по формуле (V. 2).

Внутреннее избыточное давление действует, так, чтобы уменьшить значение R и увеличить r, стремясь приблизить форму днища к эллипсоиду. Вследствие этого возникают напряжения на изгиб в зоне переходной дуги.

Увеличение напряжений в переходной части дуги днища оценивается коэффициентом перенапряжения y, значение которого больше единицы и зависит от отношения r/R, т. е. $y = f\left(\frac{r}{R}\right)$.

Распределение напряжений в стенке днища тем благоприятнее, чем больше отношение r/R или, иначе говоря, чем меньше значение R и больше значение r.

Коэффициент y вводим в формулу (V. 3), а именно

$$s' = \frac{pR}{2\sigma} y. \qquad \text{(V. 21)}$$

Вводя в формулу (V. 21) коэффициент прочности сварного шва φ и прибавку на коррозию c, получим следующую формулу для

расчета толщины сферических отбортованных днищ коробовой формы:

$$s = \frac{pRy}{2R_в \varphi} + c, \qquad (V.22)$$

где s — толщина днища в *см*; R — радиус сферы днища в *см*; $R_в$ — расчетное напряжение изгиба в $кГ/см^2$, которое принимаем равным 1,05 R_z (R_z — допускаемое напряжение растяжения, которое принимаем по табл. III. 1); φ — коэффициент прочности шва днища,

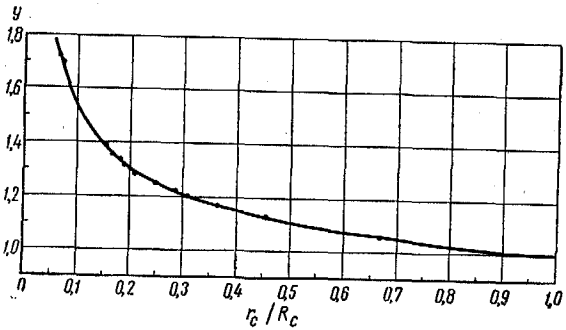


Рис. V. 8. Значения коэффициента перенапряжения y для расчета коробовых днищ.

равный единице для цельных, изготовленных из одного диска днищ; для сварных, т. е. составленных из отдельных частей, днищ $\varphi \leqslant 0{,}95$; y — коэффициент перенапряжения, определенный экспериментальным путем и зависящий от отношения r_c/R_c; определяем по графику (рис. V. 8) или по табл. V. 2, где r_c и R_c — радиусы переходной и сферической частей, измеряемые до средней линии стенки днища; коэффициент перенапряжения y показывает, во сколько

Таблица V. 2

Значение коэффициента перенапряжения y для расчета коробовых днищ при отношении радиуса закругления борта r_c к радиусу сферической части днища R_c, т. е. r_c/R_c

r_c/R_c	y	r_c/R_c	y	r_c/R_c	y
1,000	1,00	0,250	1,25	0,105	1,52
0,800	1,03	0,210	1,29	0,100	1,54
0,667	1,06	0,190	1,32	0,095	1,56
0,570	1,08	0,182	1,34	0,091	1,58
0,500	1,10	0,167	1,36	0,087	1,60
0,455	1,13	0,154	1,39	0,084	1,62
0,400	1,15	0,143	1,41	0,077	1,65
0,363	1,17	0,133	1,44	0,072	1,69
0,333	1,18	0,125	1,46	0,067	1,72
0,308	1,20	0,118	1,48	0,063	1,75
0,286	1,22	0,111	1,50	0,060	1,77

раз напряжения в переходной части больше, чем в центральной сферической.

Наибольшее внутреннее давление в *кГ/см²*, допускаемое для заданного сферического отбортованного днища, находим по формуле

$$p = \frac{2R_в \varphi (s-c)}{Ry}. \qquad \text{(V. 23}$$

Согласно нормали на коробовые днища Н456-50 Министерства нефтяной промышленности отношение $\frac{r_c}{R_c} = 0{,}19$ для днищ диаметром 800—4000 *мм* и $y = 1{,}32$; $\frac{r_c}{R_c} = 0{,}21$ для днищ диаметром 325—720 *мм* и $y = 1{,}29$.

Значение y может быть найдено по формуле

$$y = \frac{1}{4}\left(3 + \sqrt{\frac{R_c}{r_c}}\right).$$

Днища коробовой, равно как и эллиптической формы, могут быть с самыми различными соотношениями $2H/D$. Чем больше R и меньше r, тем это отношение меньше, а расчетная толщина стенки днища должна быть больше.

Экспериментально найдено, что если днище с отбортовкой диаметром D и высотой H, то наибольшее сопротивление внутреннему давлению оказывает эллиптическое днище, т. е. такое, кривая меридионального сечения которого является половиной эллипса, где диаметр D — большая, а $2H$ — малая ось эллипса.

Поэтому сферическим отбортованным днищам, выполненным по коробовой кривой, начали придавать такую форму, очертания которой наиболее приближаются к эллипсу.

Указанное условие соблюдается, когда отношение r/R достигает максимума, т. е. при

$$\frac{r}{R} = \frac{\sqrt{k^2+1} - k}{\sqrt{k^2+1} - 1} \qquad \text{(V. 24)}$$

и

$$r = \frac{D}{2} \cdot \frac{k^2+1-k\sqrt{k^2+1}}{k^2+k-k\sqrt{k^2+1}}, \qquad \text{(V. 25)}$$

а

$$R = \frac{D}{2} \cdot \frac{k^2+1-\sqrt{k^2+1}}{k^2+k-k\sqrt{k^2+1}}, \qquad \text{(V. 26)}$$

где $k = \frac{D}{2H}$.

Наивыгоднейшие условия работы коробового днища в смысле распределения напряжений наблюдаются, как показали экспериментальные исследования, при значении $k = 2 \div 3$. При $k = 2$ днища наиболее тонкие при прочих равных условиях.

До введения ГОСТ 6533-53 на эллиптические днища для нефтеаппаратуры применяли коробовые днища с отношением $\frac{H_в}{D_в} = 0{,}25$, т. е. с $k = 2$.

Для удобства конструктивного соединения днища с корпусом на практике принято изготовлять днище не тоньше сварной обечайки корпуса.

Если толщина s_1 днища без швов по формуле (V. 22) равна

$$s_1 = \frac{pRy}{2R_в} + c,$$

а толщина s стенки сварного корпуса равна

$$s = \frac{pD}{2R_z \varphi} + c,$$

то из условия равенства s и s_1 следует, что

$$\frac{pRy}{2R_в} + c = \frac{pD}{2R_z \varphi} + c.$$

Так как в среднем коэффициент прочности сварных швов корпуса $\varphi = 0{,}95$, $R_в = 1{,}05\,R_z$ и значения R принимали равными $R = 0{,}9\,D$, то

$$\frac{p \cdot 0{,}9\,D_y}{2R_в} = \frac{pDy}{2R_z \varphi}$$

или

$$0{,}9\,y = \frac{1{,}05}{0{,}95} \quad \text{и} \quad y \approx 1{,}23.$$

Для коробовых днищ с параметром $k = 2$ отношение $\frac{r}{R} = 0{,}19$, так как по формуле (V. 24)

$$\frac{r}{R} = \frac{\sqrt{4+1} - 2}{\sqrt{4+1} - 1} = 0{,}19.$$

По графику рис. V. 8 отношению $\frac{r_c}{R_c} = 0{,}19$ соответствует коэффициент перенапряжения $y = 1{,}32$. При $y = 1{,}32$ очевидно, что коробовые цельные днища должны быть толще обечайки на $\frac{1{,}32 - 1{,}23}{1{,}23} \times 100 = 7\%$, т. е. при толщине обечайки в пределах 10—30 *мм* толщина коробового днища должна быть на 1—2 *мм* толще стенки цилиндрического корпуса.

По формуле (V. 26)

$$R = \frac{D}{2} \cdot \frac{2^2 + 1 - \sqrt{2^2+1}}{2^2 + 2 - 2\sqrt{2^2+1}} \approx 0{,}9\,D.$$

Следовательно, при $\frac{r}{R} = 0{,}19$ и $R = 0{,}9\,D$ коэффициент перенапряжения $y = 1{,}32$, округленно 1,3, и толщина днища (цельного) должна быть на 7% больше стенки цилиндрического корпуса.

В действующей на нефтезаводах нефтеаппаратуре днища коробовой формы с $\frac{H_в}{D_в} = 0{,}25$ применяют и до настоящего времени. Конструктивные размеры их приведены в табл. V. 3 и V. 4. Согласно ранее действовавшей нормали эти днища делились на две группы: днища малых диаметров и днища больших диаметров.

Таблица V. 3

Днища сферические коробовой формы, отбортованные, малые для нефтеаппаратуры по ранее действовавшей нормали Н456-50 нефтяной промышленности

Характеристика днищ: $R = 0{,}9\,D$; $H \approx 0{,}25\,D$; $r = 0{,}21\,R$; $\alpha = 26°$; $\beta = 64°$

Наружный диаметр днища, *мм*	Радиус закругления, *мм*		Высота днища до борта, *мм*	Толщина стенки *s*, *мм*															
				8		10		12		(14)		16		(18)		20		24	
				высота борта *h*, *мм*															
	сферы	борта		60		60		60		70		70		70		70		80	
				диаметр заготовки $D_з$ и и вес Q в *кг* (теоретический)															
D	*R*	*r*	*H*	*D*	*Q*	$D_з$	*Q*	$D_з$	*Q*	$D_з$	*Q*	$D_з$	*Q*	$D_з$	*Q*	$D_з$	*Q*	$D_з$	*Q*
325	290	60	84	496	12,6	490	15,2	484	17,7	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
377	340	72	99	565	16,0	559	19,5	553	22,0	567	27,0	—	—	—	—	—	—	—	—
426	385	80	112	627	23,5	621	25,0	615	28,0	629	35,0	623	38	—	—	—	—	—	—
478	430	90	125	—	—	683	29,0	677	34,0	691	40,0	685	46	679	50	—	—	—	—
529	475	100	138	—	—	745	34,0	739	41,4	753	49,0	747	55	741	61	735	66,5	—	—
580	520	110	151	—	—	807	40,0	801	48,0	815	65,0	809	63	803	69	797	77,0	—	—
630	565	120	165	—	—	—	—	869	59,0	877	76,0	871	75	865	82	859	89,0	867	109
720	650	136	188	—	—	—	—	980	73,0	994	97,0	988	95	987	105	976	114,0	984	139

Примечание. Толщина, указанная в скобках, не рекомендуется.

Таблица V. 4

Днища сферические коробовой формы большие для нефтеаппаратуры по ранее действовавшей нормали Н456-50 нефтяной промышленности

Характеристика днищ: $R=0{,}9\,D$; $H=0{,}25\,D$; $r=0{,}19\,R$; $\alpha=27°$; $\beta=63°$

Внутренний диаметр днища, *мм*	Радиус закругления, *мм*		Высота днища до борта, *мм*	Толщина стенки днища, *мм*															
				8		10		12		(14)		16		(18)		20		24	
				высота борта h, *мм*															
	сферы	борта		60		60		60		70		70		70		70		80	
				диаметр заготовки $D_з$ в *мм* и вес Q в *кг* (теоретический)															
D	R	r	H	$D_з$	Q	$D_з$	Q	$D_з$	Q	$D_з$	Q	$D_з$	Q	$D_з$	Q	$D_з$	Q	$D_з$	Q
(800)	720	135	198	1090	58,5	1090	75	1090	85	1110	100	1110	120	1100	135	1100	150	1125	185
1000	900	170	248	1330	87	1330	110	1330	130	1355	159	1355	180	1355	205	1355	228	1370	275
1200	1100	200	293	1600	126	1600	158	1600	189	1620	226	1620	259	1620	291	1620	324	1640	398
(1400)	1250	230	344	1815	163	1815	204	1815	245	1825	291	1825	334	1835	374	1835	417	1855	510
1600	1450	270	395	2070	211	2070	317	2090	377	2090	377	2090	431	2090	485	2090	538	2110	639
(1800)	1600	300	446	—	—	2280	320	2280	384	2300	460	2300	520	2300	590	2300	650	2320	800
2000	1800	340	498	—	—	2550	406	2550	488	2590	570	2570	661	2590	745	2590	826	2600	999
(2200)	2000	370	542	—	—	—	—	—	—	2840	695	2840	795	2840	894	2840	993	2860	1210
2400	2160	410	600	—	—	—	—	—	—	3060	809	3060	925	3060	1039	3060	1150	3080	1400
2600	2340	445	650	—	—	—	—	—	—	3345	968	3345	1106	3345	1244	3345	1380	3365	1680
(2800)	2510	480	702	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	3550	1550	3570	1800
3000	2700	510	749	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	3790	1770	3810	2150
(3200)	2820	535	784	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	3960	1935	3970	2334
3400	3060	580	850	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	4280	2260	4300	2740
3600	3240	615	900	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	4460	2940
3800	3420	650	950	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	4700	3261
4000	3600	685	1000	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	4945	3617

D	R	r	H	D_3	Q	D_3	Q	D_3	Q	D_3	Q	D_3	Q	D_3	Q	D_3	Q
(800)	720	135	198	1145	225	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—		
1000	900	170	248	1385	330	1385	375	—	—	—	—	—	—	—	—		
1200	1100	200	293	1660	475	1660	542	1680	627	—	—	—	—	—	—	—	—
(1400)	1250	230	344	1875	596	1875	696	1895	803	1890	892	1890	1026	1890	1116	1900	1218
1600	1450	270	395	2130	783	2130	895	2150	1026	2160	1130	2165	1308	2165	1417	2170	1600
(1800)	1600	300	446	2340	945	2340	1075	2355	1230	2360	1355	2370	1576	2370	1708	2375	1918
2000	1800	340	498	2610	1172	2610	1340	2625	1540	2605	1650	2610	1908	2615	2088	2625	3362
(2200)	2000	370	542	2880	1430	2880	1630	2900	1870	2905	2051	—	—	—	—	—	—
2400	2160	410	600	3096	1650	3095	1888	3115	2160	3110	2357	—	—	—	—	—	—
2600	2340	445	650	3380	1970	3380	2250	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
(2800)	2510	480	702	3590	2220	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
3000	2700	510	749	3830	2526	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
(3200)	2820	535	784	3990	2742	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
3400	3060	580	850	4320	3220	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
3600	3240	615	900	4460	3400	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
3800	3420	650	950	4700	3817	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
4000	3600	685	1000	4945	4224	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

Примечание. Размеры, указанные в скобках, не рекомендуются.

Все днища согласно табл. V. 3 и V. 4 с диаметром до 1600 *мм* включительно изготовлены из одного цельного диска. При специальном заказе заготовок можно изготовить из одного цельного диска днище диаметром до 2600 *мм*. Днища согласно табл. V. 4 с размерами от 1800 до 4000 *мм* включительно обычно изготовляются сварными из двух половин, как изображено на рис. V. 9, а днища с размерами

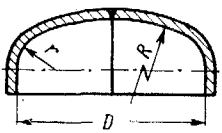


Рис. V. 9.

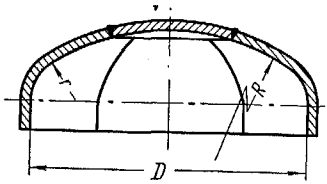


Рис. V. 10.

D от 3200 до 4000 *мм* и выше — также сварными из отдельных элементов: секторов и центрального диска (сферического сегмента) согласно рис. V. 10. При этом диаметр центрального сферического сегмента не должен превышать 0,4 *D*.

Данные о материале и предъявляемых при изготовлении днищ требованиях приведены в межотраслевой нормали МН72-62.

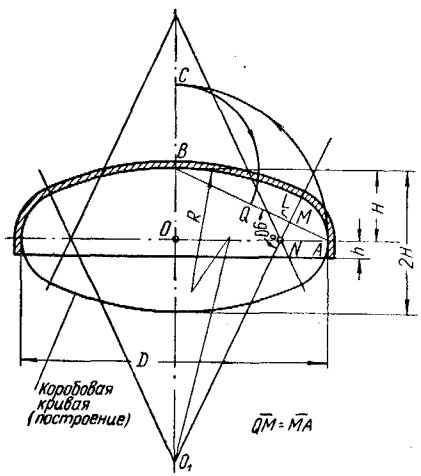


Рис. V. 11

г) Емкости днищ

Емкость выпуклой части эллиптических днищ вычисляем по формуле

$$V = \frac{1}{6}\pi D^2 H. \qquad \text{(V. 27)}$$

Емкость полушаровых днищ равна

$$V = \frac{2}{3}\pi R^3 = \frac{1}{12}\pi D^3. \qquad \text{(V. 28)}$$

Для упрощенного определения емкости выпуклой части сферических отбортованных днищ высотой *H*, в том числе по табл. V. 3 и V. 4, можно пользоваться приближенной формулой

$$V = 1{,}2\,\frac{\pi (D-r)^2}{4}\cdot\frac{H+r}{2}, \qquad \text{(V. 29)}$$

где *V* — в тех же единицах, что и размеры *D*, *H*, *R* и *r*.

Построение днища коробовой формы по заданным *H* и *D* видно из рис. V. 11.

Для этого откладываем из точки *O* отрезки *OB* и *OA*, равные *H* и *D*/2. Из точки *O* проводим дугу *AC*; далее из точки *B* проводим

дугу CQ, где Q — точка, лежащая на линии AB. Из середины отрезка AQ восстанавливаем перпендикуляр и, найдя точку O_1, из нее как из центра описываем дугу BL радиусом R; $NL = r$ коробовой кривой.

Эллиптические днища с отношением $\frac{H_в}{D_в} = 0{,}25$ по ГОСТ 6533-53 при низких давлениях оказываются в результате расчета на прочность относительно тонкостенными и могут оказаться нетехнологичными при обычных способах производства.

Поэтому часто для эллиптических днищ с толщиной стенок меньше чем $s = 0{,}008\ D \div 0{,}0055\ D$ при диаметрах соответственно 1000—3200 *мм* предусматривают на практике некоторое увеличение толщины, что, как правило, выполняется заводскими конструкторскими бюро при разработке рабочих чертежей.

Пример 1. Определить толщину эллиптического днища с отбортовкой для аппарата с внутренним диаметром $D_в = 2000$ *мм*, работающего под избыточным давлением 16 *кГ/см*^{2} при температуре 250° С, изготовленного из стали марки 15К и сваренного из двух половин с коэффициентом прочности сварного шва $\varphi = 0{,}95$.

Прибавка $c = 4$ *мм*

По формуле (V.)

$$s = \frac{pD_в y_э}{2R_z\varphi - py_э} + c = \frac{16 \cdot 200 \cdot 1}{2 \cdot 1070 \cdot 0{,}95 - 16 \cdot 1} + 0{,}4 = 1{,}90\ см.$$

Принимаем $s = 20$ *мм*.

Напряжение R_z находим по табл. III. 1.

Пример 2. Определить толщину днища с отбортовкой коробовой формы, соответствующей приближенному эллипсу, для аппарата с внутренним диаметром $D_в = 2000$ *мм*, работающего под избыточным давлением 16 *кГ/см*^{2} при температуре 250° С, изготовленного из стали марки 15К и сваренного из двух половин с коэффициентом прочности шва $\varphi = 0{,}95$.

Расчет толщины днища ведем по формуле (V. 22). Для этого находим сначала отношение r/R, приняв размеры радиусов днища R и r по табл. V. 4.

$$\frac{r}{R} = \frac{340}{1800} = 0{,}19.$$

При отношении $\frac{r}{R} = 0{,}19$ коэффициент перенапряжения согласно графику рис. V. 8 $y \approx 1{,}32$.

Так как при этом

$$R_в = 1{,}05 \cdot 1070 = 1125\ кГ/см^2,$$

то

$$s = \frac{16 \cdot 180 \cdot 1{,}32}{2 \cdot 1125 \cdot 0{,}95} + 0{,}4 \approx 2{,}2\ см = 22\ мм.$$

д) Днища сферические неотбортованные

Из-за трудности изготовления и сравнительной дороговизны рассмотренных днищ с отбортовкой для отдельных цилиндрических сосудов и аппаратов небольших диаметров, работающих при незначительных давлениях, иногда применяют сферические неотбортован-

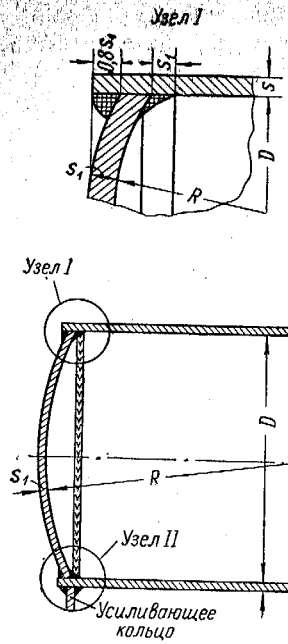


Рис. V. 12.

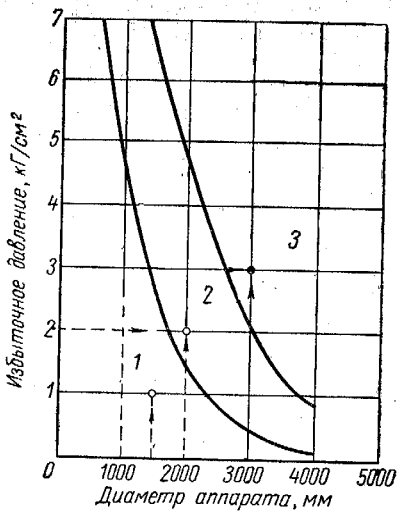


Рис. V. 13.

1 — неотбортованные днища без усиления; *2* — неотбортованные днища, усиленные кольцом; *3* — отбортованные днища.

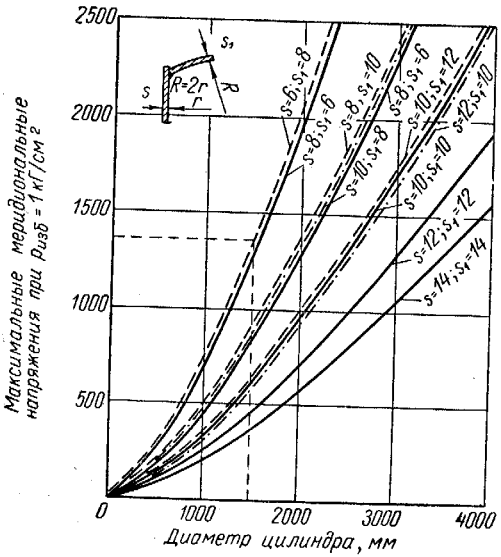


Рис. V. 14.

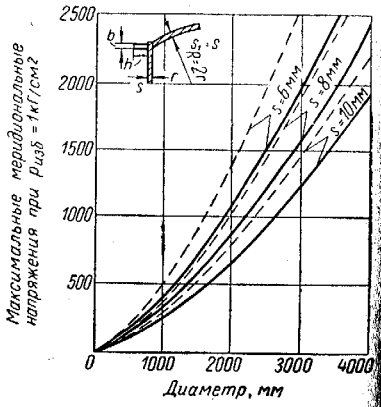


Рис. V. 15. ——— кольцо 40×1
———— кольцо 60 × 20.

ные днища, непосредственно приваренные к обечайке без усиления, как показано на рис. V. 12 (узел *I*), или с усилением снаружи приваренным кольцом (узел *II*).

Эти днища можно применять только для аппаратов, работающих под давлением до 0,7 *кГ/см*^{2} и содержащих инертные жидкости (вода, масло) при нормальных температурах, и для аппаратов, предназначенных для холодных тяжелых нефтепродуктов под налив.

На рис. V. 13 и V. 14 даны графики для определения пределов применения днищ подобной конструкции в зависимости от диаметра и давления в цилиндрическом сосуде в таком виде, как они были предложены академиком Патоном и Шевернцким [49].

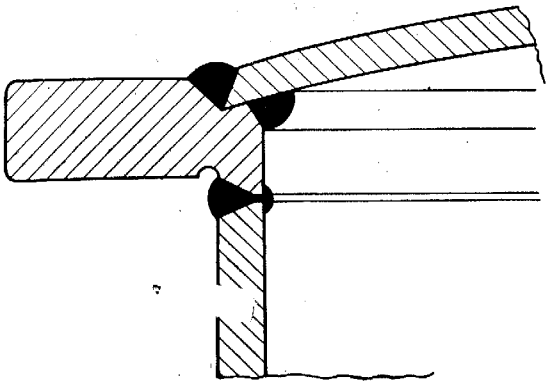


Рис. V. 16.

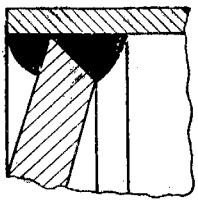


Рис. V. 17.

Примеры применения графиков. Даны три сосуда: 1) $D = 1500$ *мм* и $p_{изб} = 1$ *кГ/см*^{2}; 2) $D = 2000$ *мм* и $p_{изб} = 2$ *кГ/см*^{2}; 3) $D = 3000$ *мм* и $p_{изб} = 3$ *кГ/см*^{2}.

Согласно рис. V. 13 для сосуда 1 приемлемо днище по рис. V. 12 без усиления (узел *I*), для сосуда 2 — днище по рис. V. 12 с усилением (узел *II*) и для сосуда 3 — днище с отбортованным краем.

Согласно рис. V. 14, на котором напряжения даны для избыточного давления в сосуде 1 *кГ/см*^{2}, для сосуда 1 при толщине стенки $s = 6$ *мм* и днища $s = 8$ *мм* возникающее вблизи места приварки днища меридиональное напряжение равно 1350 *кГ/см*^{2}.

Для сосуда 2 согласно рис. V. 15, на котором напряжения даны также для избыточного давления в сосуде 1 *кГ/см*^{2}, при $s = 10$ *мм* и сечении усиливающего кольца 60×20 *мм* возникающее меридиональное напряжение вблизи места приварки днища к обечайке равно 700 *кГ/см*^{2} при условии, что $p_{изб}$ в сосуде равно 1 *кГ/см*^{2}.

Так как в нашем примере $p_{изб}$ в сосуде равно 2 *кГ/см*^{2}, то искомое напряжение равно $700 \times 2 = 1400$ *кГ/см*^{2}.

Один из способов приварки усиливающего кольца показан на рис. V. 16.

Лучшим с точки зрения прочности шва приваренного днища следует считать соединение, изображенное на рис. V. 17, по сравнению с указанным на рис. V. 12 (узел *I*).

РАСЧЕТ ВЫПУКЛЫХ ДНИЩ ПРИ НАРУЖНОМ ИЗБЫТОЧНОМ ДАВЛЕНИИ

Как для цилиндрических обечаек, нагруженных снаружи, так и для выпуклых днищ, находящихся под наружным избыточным давлением, существует опасность вмятия стенки. Нагруженные снаружи эллиптические днища способны лучше сопротивляться таким условиям тогда, когда отношение r_{min}/R_{max} возрастает, т. е. отношение H/D (см. рис. V. 2) увеличивается. Днища коробовой формы при меньшем отношении радиуса R (шаровой части днища) к диаметру цилиндра сосуда D и большем отношении r/R также лучше сопротивляются изменению формы под действием наружного давления. Выпуклые днища, предназначенные для работы под наружным избыточным давлением, необходимо изготовлять с максимальной точностью по форме и размерам.

Днища, работающие под наружным избыточным давлением, рассчитывают по формулам (V. 11)—(V. 13) и (V. 22), предусмотренным для днищ, работающих под внутренним давлением; причем допускаемые напряжения определяют с запасом $n_{т\,t}$ к пределу текучести $\sigma_{т\,t}$ при данной температуре, т. е.

$$[\sigma] \leqslant \frac{\sigma_{т\,t}}{n_{т\,t}}.$$

При этом запас устойчивости к пределу текучести при данной температуре $n_{т\,t}$ следует выбирать в пределах 3—5. Бóльшие значения запаса устойчивости следует принимать в случае вакуума или при низких давлениях; т. е.

$$[\sigma] \leqslant \frac{\sigma_т}{5} \div \frac{\sigma_т}{3},$$

где $\sigma_т$ — предел текучести металла сосуда или аппарата при нормальной температуре и во всяком случае

$$\frac{\sigma_т}{3} \geqslant [\sigma] \leqslant 700 \ кГ/см^2. \qquad (V.30)$$

Расчетные давления вычисляют для этих днищ по формулам (V. 14)—(V. 16) и (V. 23), также с напряжениями $[\sigma] \leqslant \frac{\sigma_{т\,t}}{n_{т\,t}}$.

При расчете выпуклых днищ, подверженных внешнему давлению, на устойчивость формы по любым другим формулам необходимо проверять напряжение сжатия в стенке днища. Это напряжение во всяком случае не должно превышать значения половины предела текучести при данной температуре.

Для полусферического днища радиусом R *см*, подверженного с выпуклой стороны действию наружного давления p ($кГ/см^2$), критическое напряжение, т. е. такое напряжение или давление $p_{кр}$, при котором это днище теряет устойчивость формы, должно быть равно

$$\sigma_{кр} = \frac{kEs'}{R} \ кГ/см^2, \qquad (V.31)$$

где k — коэффициент, зависящий от точности изготовления сферы и условий загружения и принимаемый на основе экспериментов [21] равным $k = 0{,}12 \div 0{,}14$.

Формула (V. 31) действительна до тех пор, пока $\sigma_{кр} \leqslant \sigma_т$, где $\sigma_т$ — предел текучести металла аппарата.

Расчетное внешнее давление для полусферического днища

$$p_a = \frac{\sigma_{кр}\, 2s'}{mR}, \qquad (V.\,32)$$

где m — коэффициент запаса, который рекомендуется принимать равным $m \geqslant 5$.

Для нахождения $\sigma_{кр}$ по формуле (V. 31) сначала задаемся значением s' и затем проводим расчет по формулам (V. 31) и (V. 32). Если полученная по формуле (V. 32) величина p_a окажется меньше заданного внешнего давления p, то нужно увеличить толщину s' и снова проверить в описанном выше порядке, пока p_a не станет равным или более p.

Для облегчения расчета полусферических днищ по формулам (V. 31) и (V. 32) на рис. V. 18 приведены в графическом виде значения $\sigma_{кр}$ в зависимости от соотношения s'/R, определенные по формуле (V. 31); при этом принято: $k = 0{,}12$ и $E = 2 \times 10^6$ *кГ/см*^{2}.

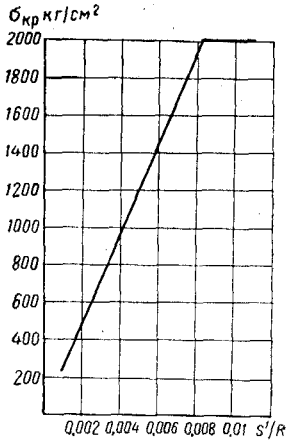


Рис. V. 18.

Здесь на оси абсцисс даны значения принятых на практике отношений s'/R, а на оси ординат отложены соответствующие величины $\sigma_{кр}$.

При повышенных температурах находим

$$\sigma_{кр\,t} = \sigma_{кр}\frac{E_t}{E}, \qquad (V.\,33)$$

где $\sigma_{кр}$ находим по рис. V. 18 или формуле (V. 31); E_t — модуль упругости при данной температуре в *кГ/см*^{2}.

Для определения толщины стенки полусферического днища, находящегося под действием внешнего давления, может быть использован также следующий графический метод [21].

Сначала намечаем толщину днища s' без прибавки на коррозию. Далее находим значение числа, равного $R_{вн}/100s'$. Найденное значение отношения $R_{вн}/100s'$ отыскиваем на левой стороне оси ординат графиков рис. V. 19. Из указанной точки наносим горизонталь до пунктирной линии; далее из полученной точки проводим вертикаль до встречи с соответствующей линией, характеризующей свойства материала при заданной рабочей температуре. Для промежуточных температур можно пользоваться интерполяцией участков между этими линиями. Затем наносим горизонтальную линию вправо и отыскиваем величину коэффициента B.

Допускаемое рабочее давление p_a находится по формуле

$$p_a = \frac{B \cdot 0{,}07}{R_{вн}/s'} \ кГ/см^2. \qquad (V.34)$$

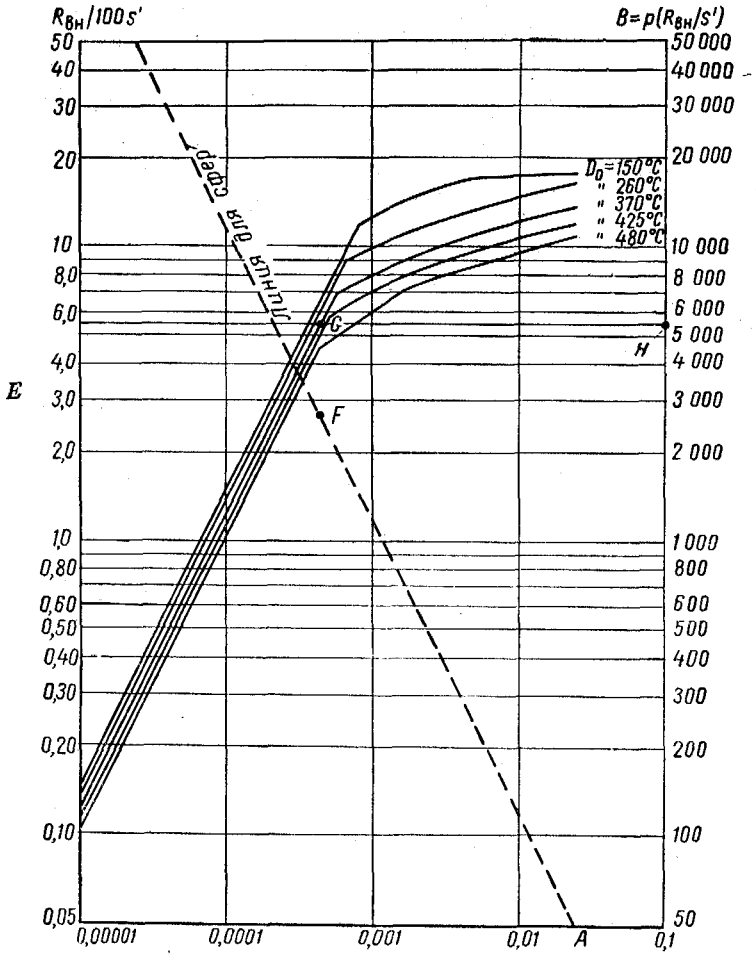


Рис. V. 19. График для определения толщины стенки сферического сосуда или днища, нагруженного внешним давлением и изготовленного из углеродистых сталей с пределом текучести $\sigma_т$ от 2100 до ~2700 $кГ/см^2$.

Сравниваем полученное значение p_a с действительным расчетным внешним давлением p.

Если p_a оказывается менее p, то необходимо увеличить толщину s', повторяя в том же порядке отыскание p_a, пока его величина не станет равной или более p.

Пример 1. Определить толщину эллиптического днища, предназначенного для аппарата диаметром 2000 *мм* при условии, что оно должно быть изготовлено из стали Ст.3 для работы при температуре 250° С под внешним давлением 16 *кГ/см²*; $\varphi = 0{,}95$; $c = 0{,}4$ *см*.

Выбрав допускаемое напряжение $[\sigma]$ на основе уравнения (V. 30) равным

$$\frac{\sigma_т}{4} = \frac{2200}{4} = 550 \ кГ/см^2,$$

находим толщину днища по формуле (V. 12)

$$s = \frac{pD_в y_э}{2[\sigma]\varphi - py_э} + c = \frac{16 \cdot 200 \cdot 1}{2 \cdot 550 \cdot 0{,}95 - 16 \cdot 1} + 0{,}4 \approx 35 \ мм.$$

Принимаем $s = 36$ *мм*.

Пример 2. Определить толщину днища вакуумной колонны диаметром 6400 *мм*; $c = 0{,}4$ *см*.

Днище должно быть изготовлено из котельной стали марки 15К.

Допустим днище имеет геометрическую форму (см. рис. V. 3), определенную следующими параметрами: радиус центральной сферической части $R = 0{,}95D = 0{,}95 \cdot 6400 = 6080$ *мм*; принимаем $R = 6100$ *мм*; радиус переходной части $r = 0{,}1R = 610$ *мм*; отношение $\frac{r}{R} = 0{,}1$; согласно рис. V. 8 коэффициент перенапряжения $y = 1{,}53$.

Отсюда по формуле (V. 22) толщина днища

$$s = \frac{pRy}{2R_в\varphi} + c = \frac{1 \cdot 610 \cdot 1{,}53}{2 \cdot 320 \cdot 0{,}95} + 0{,}4 \approx 1{,}5 + 0{,}4 = 1{,}90 \ см = 19 \ мм,$$

где $R_в = R_z = 320$ *кГ/см²*, так как $\sigma_{т\,250°\,С}$ для стали 15К $\sigma_{т\,250°\,С} = 1600$ *кГ/см²* и $R_z = [\sigma] = \frac{\sigma_{т\,250°\,С}}{5}$.

Принимаем толщину днища $s = 20$ *мм*.

Определить толщину днища полусферической формы.

По формуле (V. 31) при условии, что s' принято равным $s' = 1{,}2$ *см*, получаем

$$\sigma_{кр} = \frac{kEs'}{R} = \frac{0{,}12 \cdot 2 \cdot 10^6 \cdot 1{,}2}{320} = 900 \ кГ/см^2.$$

То же самое по графику на рис. V. 18 при $\frac{s'}{R} = \frac{1}{320} \approx 0{,}00375$ получаем $\sigma_{кр} \approx 900$ *кГ/см²*.

По формуле (V. 33) $\sigma_{кр\,250°\,С} = 900 \cdot 0{,}95 \approx 850$ *кГ/см²*.

Далее по формуле (V. 32) допускаемое расчетное давление

$$p_а = \frac{\sigma_{кр}\,2s'}{mR} = \frac{850 \cdot 2 \cdot 1{,}2}{5 \cdot 320} \approx 1{,}28 \ кГ/см^2,$$

т. е. допустимое.

Толщина этого днища при $c = 0{,}4$ *см* равна

$$s = s' + c = 1{,}2 + 0{,}4 = 1{,}6 \ см.$$

Имея в виду удобство конструктивного соединения днища с ко
пусом (см. стр. 328), принимаем толщину днища в случае выполн
ния его полушаровым равной толщине корпуса, т. е. $s = 18$ *мм*.

Ту же задачу можно решить при помощи графика на рис. V. 1
Задавшись величиной $s' = 1{,}0$ *см*, находим отношение

$$\frac{R}{100s'} = \frac{320{,}0}{100 \cdot 1{,}2} = 2{,}65.$$

Это отношение соответствует точке E на левой вертикали граф
ков рис. V. 19.

Далее проводим горизонталь EF до пунктирной линии сфер
из точки F наносим вертикаль до пересечения в G с линией, харак
теризующей свойства металла аппарата при рабочей температуре
и, наконец, из точки G проводим горизонталь GH, которая показы
вает на правой стороне графика, что коэффициент $B = 5500$.

В заключение устанавливаем, что искомое значение по формул
(V. 34)

$$p_a = \frac{5500 \cdot 0{,}07}{320{,}0/1{,}0} = 1{,}2 \ \text{кГ/см}^2,$$

т. е. допустимое.

КОНИЧЕСКИЕ ДНИЩА И ПЕРЕХОДЫ

Конические переходы применяются в тех случаях, когда необ
ходимо перейти от цилиндрической части одного диаметра к цилин
дрической части другого диаметра, как
например, при изменении диаметра трубо
провода у вакуумных колонн, где отпа
ривающая или отгонная зона меньшег
диаметра, чем концентрационная часть
при изменении диаметра ректификацион
ных колонн, работающих под давлением
(рис. V. 20, *а*), при устройстве передни
днищ испарителей с паровым простран
ством (рис. V. 20, *б*), а также при изго
товлении аппаратов высокого давлени
с отъемной крышкой и т. д.

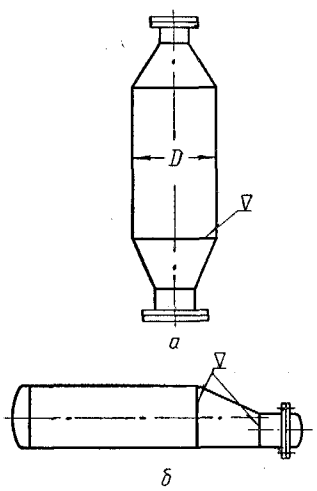


Рис. V. 20.

Удаление осадков, катализатора и т. п
значительно облегчается при наличи
конического днища.

Конические днища для тонкостенны
аппаратов при соответствующем оборуд
вании довольно легко изготовляются
вместе с тем при небольшом центрально
угле способны выдержать значительны
давления. Например, для нефтеаппаратуры, работающей при изб
точном давлении более 0,7 *кГ/см*^{2}, и для вакуумных колонн нефт
перерабатывающих установок конические днища с углом $\alpha \leqslant 1$

(α — половина центрального угла конического днища) могут быть изготовлены как показано на рис. V. 21.

Конические днища с $\alpha > 15°$, при $p_{изб} \geqslant 0{,}7$ *кГ/см*^{2} и при глубоком вакууме должны иметь отбортовку, как показано на рис. V. 22. В этих случаях радиус закругления между конусом и бор-

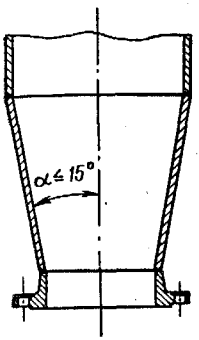


Рис. V. 21.

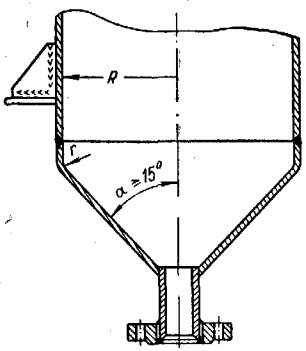


Рис. V. 22.

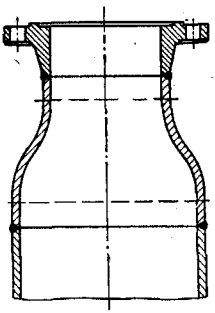
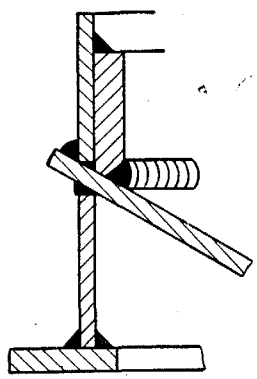


Рис. V. 23.

том r должен быть не менее $0{,}06\,D$ и не менее $5s$, где s — толщина стенки днища.

Если диаметр отверстия в вершине конуса больше половины диаметра основания, то рекомендуется принимать обратно выгну-



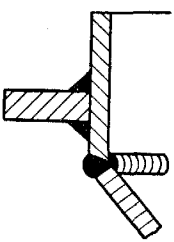


Рис. V. 24.

тый переход (рис. V. 23), который может быть цельным или состоять из отдельных штампованных и сваренных между собой в стык частей.

Для нефтеаппаратуры, работающей при избыточных давлениях до $< 0{,}7$ *кГ/см*^{2} или под налив, конические днища можно выполнять с любым углом α (рис. V. 24). В случае необходимости места соединения конического днища с цилиндрическим корпусом укрепляют кольцом жесткости. Размеры колец жесткости определяются расчетом (см. стр. 360).

а) Расчет конических днищ, работающих под внутренним избыточным давлением

Принимаем следующие обозначения: h_1 — максимальная высота столба жидкости в цилиндрической части в *см*; h_2 — высота конического днища от вершины до основания в *см*; s' — толщина стенки конического днища без прибавки на коррозию в *см*; s — толщина стенки конического днища с прибавкой на коррозию в *см*; c — прибавка на коррозию в *см*; α — половина центрального угла в градусах; R_1 — радиус кривизны меридиана (образующей конуса); $R_1 = \infty$; кривизна меридиана $\frac{1}{R_1} = 0$; R_2 — радиус кривизны конического днища в *см*; R_2 меняется по высоте конического днища и измеряется в направлении, перпендикулярном к меридиану, т. е. к образующей конуса; $D_в$ — внутренний диаметр цилиндрической части в *см*; p — внутреннее давление газов или паров в *кГ/см*^{2}; σ_1 — меридиональное напряжение растяжения в круглом шве конуса (разрыв перпендикулярно образующей) в *кГ/см*^{2}; σ_2 — кольцевое напряжение растяжения в продольном шве конуса (разрыв вдоль образующей конуса) в *кГ/см*^{2}; R_z — допускаемое напряжение растяжения, принимается таким же, как и для цилиндрических аппаратов; $R_в$ — допускаемое напряжение изгиба (V. 22) $R_в = 1{,}05\ R_z$; φ — коэффициент прочности шва; γ — вес 1 *см*^{3} жидкости в *кГ*, т. е. для воды $\gamma = 0{,}001$ *кГ/см*^{3}.

При расчете на прочность аппаратов с коническим днищем возможны следующие варианты.

1. Аппарат нагружен внутренним давлением паров или газов, при этом интенсивность давления не меняется по высоте аппарата.

2. Аппарат нагружен гидростатическим давлением жидкости, заполняющей коническую и цилиндрическую части на определенную максимальную высоту; здесь интенсивность давления меняется по высоте аппарата.

3. Кроме гидростатического давления жидкости, в свободном пространстве аппарата (над зеркалом жидкости) имеется некоторое давление газов или паров; в этом случае интенсивность давления также меняется по высоте аппарата.

Расчет конического днища, находящегося под внутренним давлением, как и всякой оболочки вращения, может быть выполнен по уравнению (III. 21), а именно

$$\frac{\sigma_1}{R_1} + \frac{\sigma_2}{R_2} = \frac{p}{s'}.$$

Отсюда напряжение растяжения σ_2 равно

$$\sigma_2 = \frac{pR_2}{s'}, \qquad \text{(V. 3}$$

т. е. аналогично определению кольцевого напряжения при расчете стенок цилиндрических аппаратов.

Значение меридионального напряжения растяжения σ_1 определяют из условия, что вертикальные составляющие меридиональных напряжений, возникающих в любом сечении $n—n$ (рис. V. 25), уравновешивают нагрузку Q, приходящуюся на часть оболочки ниже сечения $n—n$, т. е.

$$Q = \sum q = \sum s' \sigma_1 \cos\alpha$$

или

$$Q = 2\pi r s' \sigma_1 \cos\alpha,$$

откуда

$$\sigma_1 = \frac{Q}{2\pi r s' \cos\alpha}. \qquad (V.36)$$

Пример 1. Внутреннее давление газов или паров в аппарате p *кГ/см*^{2} (рис. V. 25).

Кольцевое напряжение растяжения σ_2 определяем по формуле (V. 25).

Из треугольника nlz

$$R_2 = \frac{nl}{\cos\alpha} = \frac{(h_2 - y)\operatorname{tg}\alpha}{\cos\alpha}. \qquad (V.37)$$

Подставляя найденное значение R_2 в уравнение (V. 35), получим

$$\sigma_2 = \frac{p(h_2 - y)\operatorname{tg}\alpha}{s' \cos\alpha}.$$

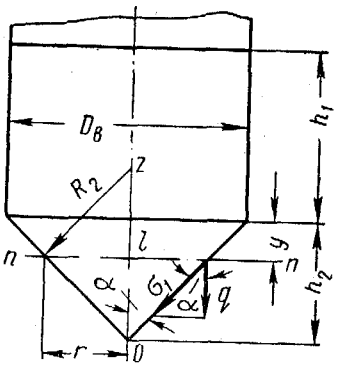


Рис. V. 25.

Максимальное значение [illegible] достигает в точке, где $y = 0$, [illegible] в месте сопряжения конуса с цилиндрической частью, а именно

$$\sigma_{2\max} = \frac{ph_2 \operatorname{tg}\alpha}{s' \cos\alpha}.$$

Вводя коэффициент прочности шва φ, а также прибавку на коррозию c и заменяя $\operatorname{tg}\alpha$ величиной $D_в/2h_2$, получаем

$$\sigma_{2\max} = \frac{pD_в}{2\varphi(s-c)\cos\alpha}. \qquad (V.38)$$

Заменяя σ_2 значением допускаемого напряжения R_z, можем написать формулу для определения толщины стенки s конического днища

$$s = \frac{pD_в}{2R_z \varphi \cos\alpha} + c \qquad (V.39)$$

или допустимое давление

$$p = \frac{(s-c)2R_z \varphi \cos\alpha}{D_в}. \qquad (V.40)$$

Толщину стенки днища s или допустимое давление p следует проверять также по формулам (V. 60) и (V. 61).

При расчете конического днища с отбортовкой размер $D_в$ в фор-

муле (V. 39) определяем как диаметр основания конуса в месте его сопряжения с переходной частью днища.

Меридиональное напряжение σ_1 определяем по формуле (V. 36), учитывая, что вертикальная нагрузка Q на часть конического днища ниже любого сечения nn, возникающая от внутреннего давления, равна

$$Q = \pi r^2 p.$$

Подставляя значение Q в формулу (V. 36), получаем

$$\sigma_1 = \frac{\pi r^2 p}{2\pi r s' \cos\alpha} = \frac{rp}{2s' \cos\alpha}.$$

Заменяя r стороной треугольника nl, получаем

$$\sigma_1 = \frac{(h_2 - y)\operatorname{tg}\alpha\, p}{2s' \cos\alpha}.$$

Максимальное значение σ_1 достигает в точке, где $y = 0$, т. е. в месте сопряжения конуса с цилиндрической частью, а именно

$$\sigma_{1\max} = \frac{ph_2 \operatorname{tg}\alpha}{2s' \cos\alpha}. \qquad \text{(V. 41)}$$

Вводя коэффициент прочности шва φ, прибавку на коррозию c и заменяя $\operatorname{tg}\alpha$ величиной $D_в/2h_2$, окончательно получаем

$$\sigma_{1\max} = \frac{pD_в}{4\varphi (s - c)\cos\alpha}. \qquad \text{(V. 42)}$$

Из сравнения формул (V. 42) и (V. 38) следует, что напряжение σ_1 вдвое меньше напряжения σ_2.

Пример 2. Аппарат заполнен жидкостью до определенной максимальной высоты (см. рис. V. 25).

Интенсивность давления жидкости на стенку конуса меняется по высоте и равна в данной точке

$$p = \gamma (h_1 + y), \qquad \text{(V. 43)}$$

где y — расстояние данной точки конуса от его большего основания в *см*.

Подставляя в уравнение (V. 35) значение p из уравнения (V. 43) и значение R_2 из формулы (V. 37), получим

$$\sigma_2 = \frac{\gamma (h_1 + y)(h_2 - y)\operatorname{tg}\alpha}{s' \cos\alpha}. \qquad \text{(V. 44)}$$

Максимальное значение σ_2 соответствует значению y, определенному из первой производной правой части уравнения (V. 44), приравненной нулю.

Таким образом

$$\frac{d}{dy}\left(\frac{\gamma (h_1 + y)(h_2 - y)\operatorname{tg}\alpha}{s' \cos\alpha}\right) = 0,$$

откуда

$$y = \frac{h_2 - h_1}{2}. \qquad \text{(V. 45)}$$

Подставляя значение y из уравнения (V. 45) в уравнение (V. 44), определяем максимальное значение σ_2, которое после преобразований равно

$$\sigma_{2\max} = \frac{\gamma \operatorname{tg}\alpha}{4s' \cos\alpha}(h_1 + h_2)^2. \qquad \text{(V. 46)}$$

Учитывая коэффициент прочности шва φ, прибавку на коррозию c и заменяя $\operatorname{tg}\alpha$ величиной $D_в/2\ h_2$, получаем

$$\sigma_{2\max} = \frac{\gamma D_в}{8\varphi\ (s-c)\cos\alpha} \cdot \frac{(h_1+h_2)^2}{h_2}. \qquad \text{(V. 47)}$$

Заменяя значение σ_2 допускаемым напряжением R_z, получаем для определения толщины стенки формулу

$$s = \frac{\gamma D_в}{8\varphi R_z \cos\alpha} \cdot \frac{(h_1+h_2)^2}{h_2} + c. \qquad \text{(V. 48)}$$

Формулой (V. 47) следует пользоваться в случае, когда $h_1 < h_2$, т. е. до тех пор, пока величины y, определяемые из уравнения (V. 45), будут положительны.

В случае же, когда $h_1 = h_2$, $y = 0$.

Если $h_1 > h_2$, то y при решении уравнения (V. 45) приобретает отрицательное значение. Это показывает, что максимальное напряжение в конической части находится за пределами данного аппарата и подстановка отрицательного значения y в формулу (V. 44) лишена практического смысла.

Таким образом, когда $h_1 = h_2$ или $h_1 > h_2$, максимального значения σ_2 достигает при $y = 0$, т. е. у основания конуса; подставляя это значение в формулу (V. 44), получаем

$$\sigma_{\max} = \frac{\gamma \operatorname{tg}\alpha}{s' \cos\alpha} h_1 h_2. \qquad \text{(V. 49)}$$

Вводя коэффициент прочности шва φ и прибавку на коррозию c и заменяя $\operatorname{tg}\alpha$ величиной $D_в/2\ h_2$, получаем

$$\sigma_{2\max} = \frac{\gamma h_1 D_в}{2\varphi\ (s-c)\cos\alpha}. \qquad \text{(V. 50)}$$

Заменяя значение σ_2 допускаемым напряжением R_z, получаем формулу для определения толщины стенки

$$s = \frac{\gamma h_1 D_в}{2\varphi R_z \cos\alpha} + c. \qquad \text{(V. 51)}$$

Когда высота налива $h_1 = 0$, значение y из уравнения (V. 45) равно

$$y = \frac{h_2}{2},$$

т. е. максимальное напряжение возникает в середине конуса, а значение максимального напряжения, определяемое из уравнения (V. 44), равно

$$\sigma_{2\max} = \frac{\gamma h_2 D_в}{8s' \cos\alpha}.$$

При $y = h_2$ в вершине конуса напряжения равны нулю, что можно видеть из формулы (V. 44).

Определяем меридиональное напряжение σ_1, которое выражается формулой (V. 36).

Давление Q жидкости на часть конуса ниже любого сечения $n—n$ равно весу жидкости, заключенному в объеме V цилиндрической части $npqn$ и конической части non (рис. V. 26).

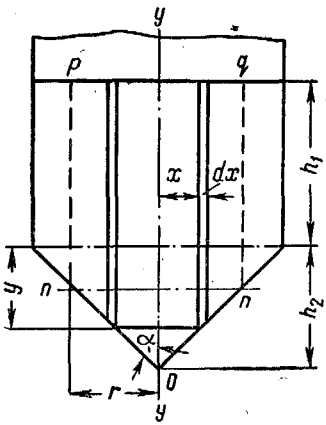


Рис. V. 26.

Таким образом, $\gamma V = Q$, но

$$V = \int_0^r 2\pi x\,dx\,(h_1 + y') \text{ и } y' = h_2 - x\operatorname{ctg}\alpha.$$

Тогда

$$V = 2\pi \int_0^r x\,(h_1 + h_2 - x\operatorname{ctg}\alpha)\,dx =$$

$$= \frac{\pi r^2}{3}(3h_1 + 3h_2 - 2r\operatorname{ctg}\alpha).$$

Подставляя в формулу (V. 36) значение V, получим

$$\sigma_1 = \frac{\pi r^2 \gamma\,(3h_1 + 3h_2 - 2r\operatorname{ctg}\alpha)}{3 \cdot 2\pi rs' \cos\alpha} =$$

$$= \frac{\gamma r\,(3h_1 + 3h_2 - 2r\operatorname{ctg}\alpha)}{6s' \cos\alpha}.$$

Подставлие значение $r = nl = (h_2 - y)\operatorname{tg}\alpha$ (рис. V. 25), получим

$$\sigma_1 = \frac{\gamma \operatorname{tg}\alpha}{6s' \cos\alpha}(h_2 - y)(3h_1 + h_2 + 2y). \qquad \text{(V. 52)}$$

Максимальное значение σ_1 приобретает при значении y, определенном из первой производной правой части уравнения (V. 52), приравненной к нулю, т. е.

$$\frac{d}{dy}\left[\frac{y \operatorname{tg}\alpha}{6s' \cos\alpha}(h_2 - y)(3h_1 + h_2 + 2y)\right] = 0;$$

отсюда

$$y = \frac{h_2 - 3h_1}{4}. \qquad \text{(V. 53)}$$

Подставляя значение y из уравнения (V. 53) в уравнение (V. 52), получим

$$\sigma_{1\max} = \frac{3\gamma \operatorname{tg}\alpha}{16s' \cos\alpha}(h_1 + h_2)^2. \qquad \text{(V. 54)}$$

Уравнением (V. 54) следует пользоваться при $h_1 < \frac{h_2}{3}$; если $h_1 \geqslant \frac{h_2}{3}$, максимальное значение $\sigma_{1\max}$ приобретает при $y = 0$; из уравнения (V. 52) получим

$$\sigma_{1\max} = \frac{\gamma \operatorname{tg}\alpha}{6s' \cos\alpha} h_2(3h_1 + h_2). \qquad \text{(V. 55)}$$

Вводя коэффициент прочности шва φ, прибавку на коррозию c и заменяя $\operatorname{tg}\alpha$ величиной $D_в/2h_2$ в уравнениях (V. 54) и (V. 55), окончательно получим:

при $h_1 < \frac{h_2}{3}$

$$\sigma_{1\max} = \frac{3}{32} \cdot \frac{\gamma D_в}{\varphi (s-c)\cos\alpha} \cdot \frac{(h_1+h_2)^2}{h_2}; \qquad (V.56)$$

при $h_1 \geqslant \frac{h_2}{3}$

$$\sigma_{1\max} = \frac{\gamma D_в}{12\varphi (s-c)\cos\alpha} (3h_1 + h_2). \qquad (V.57)$$

Пример 3. В свободном пространстве аппарата над зеркалом жидкости имеется незначительное давление газов или паров.

Заменяя давление p эквивалентным столбом жидкости с весом единицы объема, равным весу единицы объема жидкости γ, заполняющей аппарат, получим высоту эквивалентного столба

$$h_э = \frac{p}{\gamma}, \qquad (V.58)$$

где $h_э$ в *см*, а γ в *кГ/см*^{3}.

Расчет ведем по уравнениям (V. 47), (V. 48) или (V. 50), (V. 51) и (V. 56) или (V. 57), заменяя величину h_1 величиной

$$H = h_1 + h_э. \qquad (V.59)$$

Если давление газов или паров над зеркалом жидкости значительно больше давления, оказываемого столбом жидкости в сосуде, то к давлению жидкости, определенному по формуле (V. 58), следует добавить давление газов или паров и расчет вести по формулам (V. 38), (V. 39) и (V. 42).

Толщину стенки конического днища у его основания следует проверять и по напряжению на изгиб в меридиональном направлении в переходной дуге (см. рис. V. 22) или в сварном круговом шве (см. рис. V. 21) по формуле

$$s = \frac{pD_в y}{2R_в \varphi} + c_1. \qquad (V.60)$$

Здесь c_1 — прибавка к расчетной толщине, которая включает прибавку на коррозию и припуск к толщине, учитывающий вытяжку в месте закругления во время изготовления борта; при изготовлении днища без бортов, кроме прибавки на коррозию, следует давать конструктивную прибавку $\geqslant 0{,}2$ *см*; $D_в$ — внутренний диаметр цилиндрического борта днища в *см*; y — фактор формы (коэффициент перенапряжения), находим по графику (рис. V. 27).

Для днищ без отбортовки (рис. V. 21) принимаем отношение $\frac{r}{D_в} = 0{,}01$. Допускаемое напряжение изгиба $R_в = 1{,}05\,R_z$.

Кроме этого расчета, толщину стенки конического днища определяем также по кольцевому напряжению по формуле (V. 39) и оставляем большее из полученных по этим двум формулам значение s.

Если толщина конического днища принята по формуле (V. 60), то максимально допустимое внутреннее давление для данного днища

$$p' = \frac{(s - c_1)\, 2R_в \varphi}{D_в y} \ кГ/см^2. \qquad (V.\ 61)$$

Напряжение на изгиб в сварном круговом шве для заданного конического днища

$$\sigma_к = \frac{p' D_в y}{(s - c_1)\, 2\varphi} \ кГ/см^2. \qquad (V.\ 62)$$

При гидравлическом испытании необходимо дополнительно проверить расчетом напряжения в коническом днище по формуле (V. 38) или (V. 62), принимая при этом p или p' равным

$$p_2 = p_{пр} + \gamma h_1 \ кГ/см^2, \qquad (V.\ 63)$$

где $p_{пр}$ — пробное гидравлическое давление в $кГ/см^2$.

Влияние столба жидкости при гидравлическом испытании следует учитывать, когда второе слагаемое в формуле (V. 63) составляет более 2,5% от первого слагаемого.

Определенное по p_2 напряжение из формулы (V. 38) не должно превышать

$$\sigma_2 \leqslant 0{,}80\ \sigma_т. \qquad (V.\ 64)$$

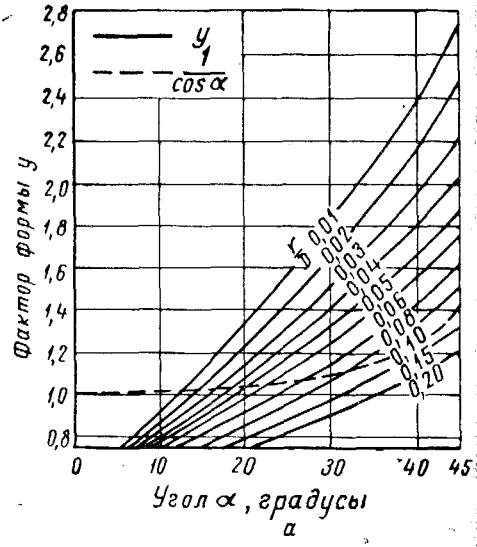


Рис. V. 27. Графики для конических днищ.
$а$ — $\alpha \leqslant 45°$; $б$ — $\alpha < 90°$.

Иногда для экономии металла толщину s переходной части конического днища принимают большую, рассчитанную по формуле (V. 60), а толщину конической обечайки (рис. V. 28) — определенную по формуле (V. 39). При этом в качестве максимально допустимого внутреннего давления принимают меньшее из значений, полученных по формулам (V. 40) и (V. 61).

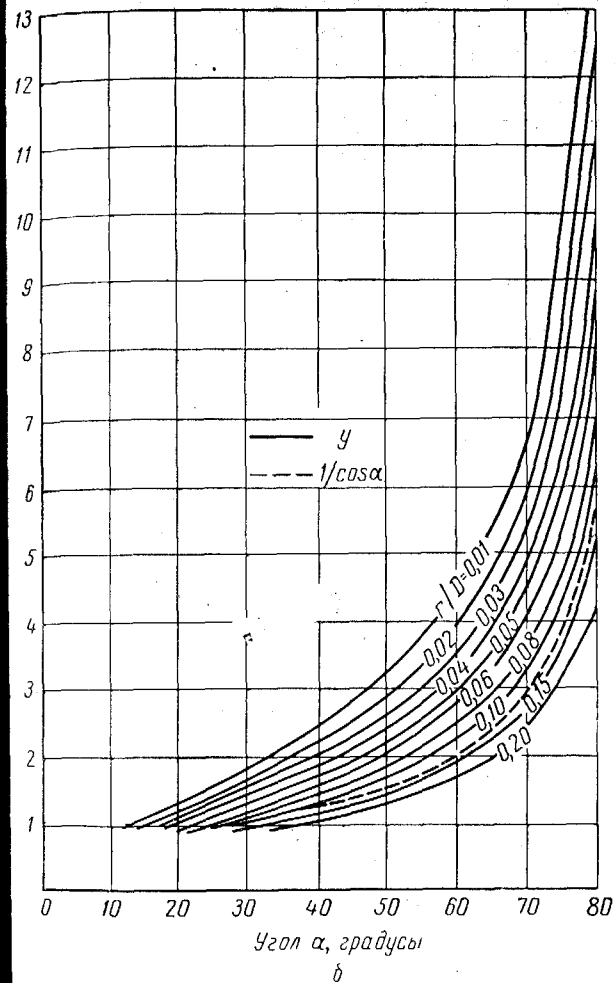
Расчет толщины днищ с переходной частью, описанной радиусом $r > 0{,}2\, D$, следует вести по формуле

$$s = \frac{p \varrho y}{2R_z \varphi} + c, \qquad (V.\ 65)$$

где (см. рис. V. 29)

$$\varrho = \frac{1}{\cos \alpha} \left[\frac{D}{2} - r(1 - \cos \alpha) \right], \qquad (V.\ 66)$$

y — принимаем по табл. V. 5.



б

Таблица V. 5

ϱ/r	y
6,0	1,36
5,0	1,31
4,0	1,25
3,0	1,18
2,5	1,15
2,0	1,10
1,5	1,06
1,0	1,00

Если толщина s переходной части конического днища по формуле (V. 65) получается тоньше стенки конического, рассчитанного по формуле (V. 39), то ее следует выполнять толщиной, не меньшей полученной по формуле (V. 39).

Приведенные для расчета конических днищ формулы можно применять и для расчета несимметричных к оси конических днищ.

Пример. Определить напряжение в коническом днище аппарата диаметром 4500 *мм* и высотой 6000 *мм* (рис. V. 30). Толщина днища $s = 8$ *мм*. Прибавка на коррозию $c = 3$ *мм*. Над зеркалом жидкости избыточное давление газов равно 0,2 *кГ/см*^{2}. Наклон днища к вертикали 60° (половина центрального угла). $t = 70°$ С. $\gamma = 0{,}0009$ *кГ/см*^{3}. Коэффициент прочности шва $\varphi = 0{,}95$. Высота конического днища h_2: $h_2 = 2250 \operatorname{tg} 30° = 2250 \cdot 0{,}577 = 1300$ *мм*. Высота столба жидкости, эквивалентная давлению 0,2 *кГ/см*^{2} по уравнению

$$h_э = \frac{p}{\gamma} = \frac{0{,}2}{0{,}0009} = 222 \text{ см}.$$

Так как $H = h_1 + h_э \geqslant h_2$, то расчет днища на разрыв вдоль образующей ведем по формуле (V. 50).

Кольцевое напряжение

$$\sigma_{2\,max} = \frac{\gamma h_1 D_в}{2\varphi (s-c)\cos\alpha} = \frac{\gamma H D_в}{2\varphi (s-c)\cos\alpha}.$$

Здесь по уравнению (V. 59)

$$H = h_1 + h_э = = 470 + 222 = 692 \text{ см}$$

и

$$\sigma_{2\,max} = \frac{0{,}0009 \cdot 692 \cdot 450}{2 \cdot 0{,}95\,(0{,}8-0{,}3)\cos 60^\circ} = 590 \text{ кГ/см}^2.$$

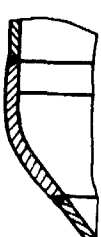


Рис. V. 28.

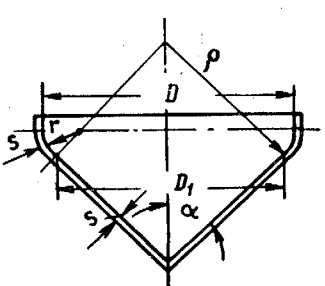


Рис. V. 29.

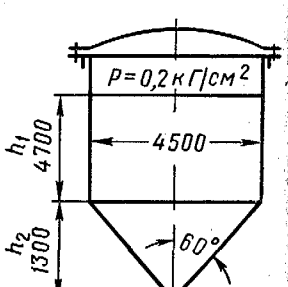


Рис. V. 30.

По формуле (V. 62) при угле $\alpha = 60^\circ$ для условий, когда по рис. V. 27, *б* $y = 4{,}5$, напряжение

$$\sigma_к = \frac{p' D_в y}{(s-c_1)\,2\varphi} = \frac{9 \cdot 10^{-4} \cdot 692 \cdot 450 \cdot 4{,}5}{(0{,}8-0{,}3)\,2 \cdot 0{,}95} \approx 1320 \text{ кГ/см}^2.$$

б) Элементы жесткости в местах приварки конических днищ

Полученное в предыдущем примере напряжение $\sigma_к$, хотя и не превышает допускаемого, но обычно в таких конструкциях соединение конического днища с цилиндрическим корпусом выполняют аналогично конструкциям, изображенным на рис. V. 24, где при большом угле α вводится дополнительный элемент, укрепляющий место соединения днища с цилиндрической частью.

Сечение F укрепляющего элемента можно определить по формуле

$$F = \frac{q_1 D_в}{2\sigma_d} \text{ см}^2, \qquad \text{(V. 67)}$$

где σ_d — напряжение сжатия, которое принимают равным допускаемому напряжению на растяжение, в кГ/см².

$$q_1 = q \operatorname{tg}\alpha = \frac{p D_в \operatorname{tg}\alpha}{4}, \qquad \text{(V. 68)}$$

где q — сила, приходящаяся на 1 *пог. см* длины окружности укрепляющего элемента (рис. V. 31).

При внутреннем давлении газов или паров

$$Q = \frac{p \pi D_в^2}{4}, \qquad (V.69)$$

откуда

$$q = \frac{Q}{\pi D_в} = \frac{pD_в}{4}. \qquad (V.70)$$

На основании формулы (III. 115)

$$F = \frac{q_1 D_в}{2R_d} \qquad (V.71)$$

или

$$F = \frac{pD_в^2 \operatorname{tg} \alpha}{8\varphi\sigma_d} \ см^2, \qquad (V.72)$$

где p — избыточное давление в сосудах, работающих под внутренним избыточным давлением газов или паров в $кГ/см^2$, или $p = h_1\gamma$ $кГ/см^2$ (см. рис. V. 26) в сосудах под налив; φ — коэффициент прочности сварного шва кольца жесткости, если оно сварено из нескольких частей.

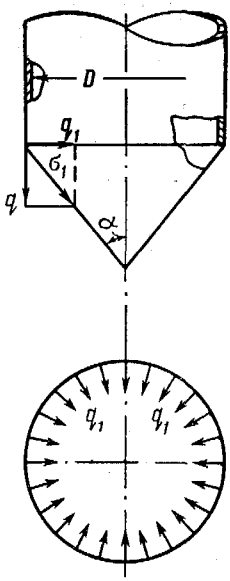


Рис. V. 31.

В сосудах, где действует, кроме избыточного давления, вес столба жидкости, в формулу (V. 72) вместо p вводится значение

$$p_1 = p + h\gamma. \qquad (V.73)$$

Формулой (V. 73) следует пользоваться, когда второе слагаемое составляет более 2,5% от первого слагаемого.

Кольцо жесткости проверяем на устойчивость по формуле

$$q_{кр} = \frac{3EJ}{R^3} \ кГ/см. \qquad (V.74)$$

Запас устойчивости

$$m = \frac{q_{кр}}{q_1}; \qquad (V.75)$$

запас устойчивости m принимаем равным $m \geqslant 4$; напряжение сжатия q_1 определяем по формуле (V. 68).

Момент инерции кольца жесткости

$$J = \frac{mq_1R^3}{3E} \ см^4 \qquad (V.76)$$

или

$$J = \frac{4pD_в \operatorname{tg} \alpha \, R^3}{4 \cdot 3E} \ см^4. \qquad (V.77)$$

Приняв $D_в = 2R$, получаем

$$J = \frac{2}{3} \cdot \frac{pR^4 \operatorname{tg} \alpha}{E}. \qquad (V.78)$$

Здесь J — момент инерции кольца жесткости относительно оси, проходящей через центр тяжести его поперечного сечения и параллельной образующей цилиндрического корпуса, в $см^4$; можно принимать, что с приваренным кольцом жесткости работает совместно и часть стенки сосуда или аппарата протяженностью по 4—8 толщин стенки s' на сторону от приварного элемента; R — радиус по центру тяжести поперечного сечения кольца жесткости в $см$; для предварительных расчетов R принимают равным внутреннему радиусу цилиндрического корпуса в $см$; E — модуль упругости материала в $кГ/см^2$.

Так как кольцо жесткости вместе со стенкой сосуда из-за неточности изготовления может быть овальным, то дополнительно проверяем его на сжатие и изгиб по формуле

$$\sigma_к = 1{,}1\left[\frac{pD_в \operatorname{tg} \alpha R_{вн}}{4E} + \frac{0{,}01\, pD_в \operatorname{tg} \alpha R_{вн}^2}{4\left(1-\frac{1}{m}\right)w}\right] =$$

$$= 0{,}55\, p \operatorname{tg} \alpha R_{вн}^2 \left[\frac{1}{F} + \frac{0{,}01\, R_{вн}}{\left(1-\frac{1}{m}\right)W}\right], \qquad (V.79)$$

где $\sigma_к$ — напряжение на изгиб (в кольце), которое не должно превышать предела текучести при данной температуре t с коэффициентом запаса, равным 2, т. е.

$$\sigma_к \leqslant \frac{\sigma_{T\,t}}{2},$$

$R_{вн}$ — внутренний радиус аппарата или сосуда в $см$; m — запас устойчивости, принимаемый равным $m \geqslant 4$; W — момент сопротивления поперечного сечения кольца жесткости относительно оси, проходящей через центр тяжести кольца жесткости и параллельной образующей цилиндра, в $см^3$.

При получении значений напряжений $\sigma_к$ выше допускаемых сечение F или момент сопротивления W укрепляющего элемента увеличивают.

В коррозионных условиях к расчетным поперечным размерам укрепляющего элемента делается прибавка на коррозию.

Пример. Рассчитать кольцо жесткости для резервуара с водой, размеры которого приведены на рис. V. 32.

Для лучшей совместной работы с корпусом резервуара кольцо жесткости приварено на расстоянии четырех толщин стенки резервуара от круглого шва, соединяющего цилиндрическую стенку с коническим днищем; допустим условно, что в сложное сечение кольца входит стенка протяженностью по $4 \cdot 5 = 20$ $мм = 2$ $см$ на сторону от приварного кольца.

Расстояние до центра тяжести сложного сечения кольца

$$x=\frac{(8+2\cdot 2)\,0{,}5\cdot 0{,}25+8\cdot 1{,}6\cdot 1{,}3+10\cdot 1{,}6\cdot 7{,}1+8\cdot 1{,}6\cdot 12{,}9}{(8+2\cdot 2)\,0{,}5+8\cdot 1{,}6+10\cdot 1{,}6+8\cdot 1{,}6}\approx 6{,}25\ см.$$

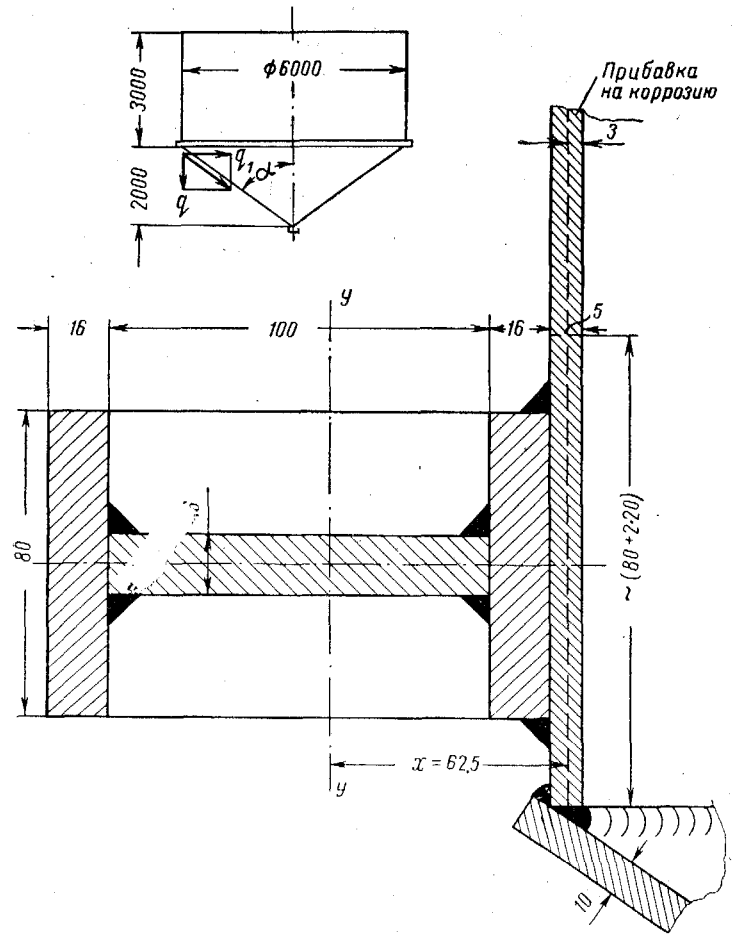


Рис. V. 32.

Момент инерции сложного сечения этого кольца

$$J_{yy}=\frac{12\cdot 0{,}5^3}{12}+12\cdot 0{,}5\cdot 6^2+\frac{8\cdot 1{,}6^3}{12}+8\cdot 1{,}6\cdot 4{,}95^2+\frac{1\cdot 6\cdot 10^3}{12}+$$
$$+1{,}6\cdot 10\cdot 0{,}85^2+\frac{8\cdot 1{,}6^3}{12}+8\cdot 1{,}6\cdot 6{,}65^2=1247\ см^4.$$

Момент сопротивления сечения

$$w_{yy}=\frac{1247}{7{,}45}\approx 170\ см^3.$$

Площадь поперечного составного сечения кольца жесткости $F = 12 \cdot 0{,}5 + 8 \cdot 1{,}6 + 1{,}6 \cdot 10 + 8 \cdot 1{,}6 = 47{,}6$ *см*^{2}.

По формуле (V. 78) из условий устойчивости момент инерции кольца жесткости резервуара должен быть не менее

$$J = \frac{2}{3} \cdot \frac{pR^4 \operatorname{tg} \alpha}{E} = \frac{2}{3} \cdot \frac{H \gamma R^4 \operatorname{tg} \alpha}{E} = \frac{2}{3} \cdot \frac{300 \cdot 10^{-3} \cdot 300^4 \cdot 3}{2 \cdot 10^6 \cdot 2} = 1215 \ см^4.$$

Это требование удовлетворено, так как $1247 > 1215$.

По формуле (V. 79)

$$\sigma_к = 0{,}55 H \gamma \operatorname{tg} \alpha R_{вн}^2 \left[\frac{1}{F} + \frac{0{,}01 R_{вн}}{\left(1 - \frac{1}{m}\right) w} \right] =$$

$$= 0{,}55 \cdot 300 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{3}{2} 300^2 \cdot \left[\frac{1}{47{,}6} + \frac{0{,}01 \cdot 300}{\left(1 - \frac{1}{4}\right) 170} \right] \approx 990 \ кГ/см^2.$$

Кольцо жесткости следует ставить в случаях, аналогичных рассмотренным, вблизи края свариваемой обечайки с коническим днищем для обеспечения необходимой устойчивости резервуара с учетом возможности отклонения его от правильной геометрической формы в пределах допусков, предусмотренных нормалью машиностроения МН72-62.

Пример. Найти сечение F укрепляющего кольца для конического днища аппарата (см. рис. V. 31).

Определяем нагрузку Q на коническое днище

$$Q = \frac{\pi D_в^2}{4} \gamma \left(\frac{h_2}{3} + H \right) = \frac{\pi 450^2}{4} \cdot 0{,}0009 \left(\frac{130}{3} + 692 \right) \approx 105\,000 \ кГ.$$

По формуле (V. 70) усилие

$$q = \frac{Q}{\pi D_в} = \frac{105\,000}{\pi \cdot 450} = 75 \ кГ/см.$$

По формуле (V. 68) усилие

$$q_1 = q \operatorname{tg} \alpha = 75 \operatorname{tg} 60^\circ = 124 \ кГ/см.$$

По формуле (V. 67)

$$F = \frac{q_1 D_в}{2 \sigma_д} = \frac{124 \cdot 450}{2 \cdot 1200} = 23 \ см^2.$$

Проверка кольца жесткости на устойчивость по формуле (V. 78) выявляет недостаточность полученного значения F.

Как показывает расчет аппарата по методу, изложенному в примере на стр. 360, если условно припять, что совместно с кольцом жесткости работают по четыре - восемь толщин s' в сторону от швов приварного элемента, то должно быть приварено такое же кольцо жесткости в низу цилиндрического корпуса вблизи конического днища, как изображено на рис. V. 32, только с толщиной стенок 18 *мм* вместо 16.

При более уточненном расчете по обычно принятым формулам

момента инерции J с учетом того, что в сложном сечении элемента жесткости участвует по восемь толщин стенок сосуда на сторону, из которых в одном направлении входит и часть наклонной стенки конического днища, сечение приварного кольца жесткости может быть уменьшено.

Если стенка корпуса и конического неотбортованного днища, обладает в месте сопряжения достаточной жесткостью, то дополнительного укрепляющего элемента можно не вводить.

Для определения центрального угла 2α, при котором можно не производить дополнительного укрепления, приводим следующую формулу, предусмотренную для конических днищ, работающих под давлением до 0,7 *кГ/см²* при $2\alpha \leqslant 60°$, и для конических днищ, работающих под давлением $> 0{,}7$ *кГ/см²* при $2\alpha \leqslant 30°$:

$$\operatorname{tg}\alpha < \frac{32\,(s-c)^2\,\sigma_d}{pR^2}\,. \qquad \text{(V. 80)}$$

Здесь $R = \frac{D_{вн}}{2}$ *см*.

Аппараты с коническими днищами могут быть установлены на опорную часть, привариваемую к конусному днищу (см. рис. V. 24), или на лапы, крепящиеся к цилиндрическому корпусу (рис. V. 22).

в) Конструкция конических отбортованных и неотбортованных днищ

Типовыми для большинства сосудов и аппаратов в последнее время приняты конические отбортованные днища с углом при вершине конуса $2\alpha = 90°$. Нормалями машиностроения предусмотрены также конические днища с углом $2\alpha = 60°$.

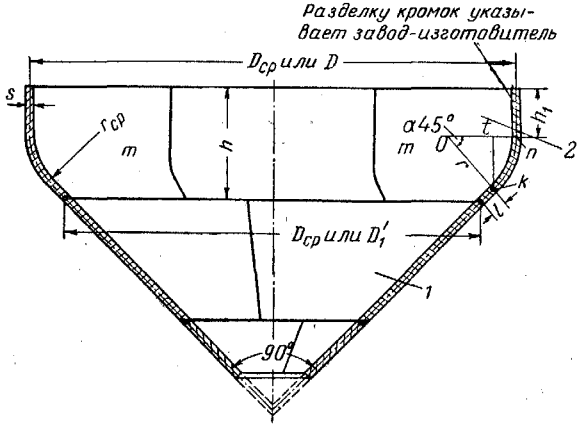


Рис. V. 33.

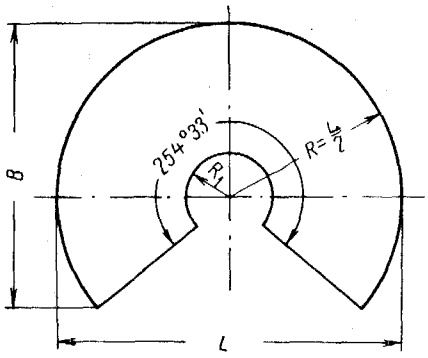
1 — коническая часть; *2* — отбортованная сварная часть днища.

Конические отбортованные днища, особенно больших диаметров ($D > 1200$ *мм*), на ряде машиностроительных заводов изготовляют из двух основных элементов (рис. V. 33): отбортованной части и кони-

ческой части, развертка которой для конического днища с углом при вершине конуса $2\alpha = 90°$ представлена на рис. V. 34, свариваемых между собой круговым швом k.

Отбортованная часть днищ при этом изготовляется из штампованных сварных лепестков m (рис. V. 33).

Из заготовки отбортованной части получают кольцо $D_{ср} = \frac{l}{\pi}$, (где l — длина заготовки), после чего штамповкой из кольца выполняют переходную часть конического днища с цилиндрическим бортом. Для днищ больших диаметров эту часть изготовляют из отдельных заготовок, которые затем штампуют для придания им формы переходной части.



При изготовлении конических днищ вместо борта с переходной частью можно использовать часть в виде кольца, включающего борт и участок выпуклой поверхности эллип-

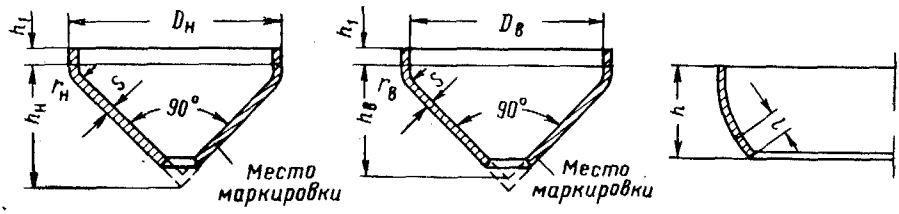


Рис. V. 34.

тического днища по ГОСТ 6533-53. При этом должно быть соблюдено условие, чтобы образующая конуса днища являлась касательной в точке k (рис. V. 33) сопряжения с частью от эллиптического днища. Диаметр окружности D_1, по которой должно происходить соединение наружного кольца, включающего борт и часть эллиптической поверхности, а следовательно, и диаметр основания конического днища могут быть определены следующим образом.

Используем две окружности, центр которых совпадает с центром эллипса, который принимаем за начало координат. Радиус большей окружности — a, меньшей — $в$. Проводим из центра окружностей радиусы, а затем из каждой точки пересечения этих радиусов с малой и большой окружностями по вертикали и горизонтали получаем точки, принадлежащие эллипсу. На рис. V. 35 примером служит точка A.

Эллипс в параметрической форме выражается уравнениями:

$$x = a\cos\varphi; \qquad \text{(V. 81)}$$

$$y = b\sin\varphi, \qquad \text{(V. 82)}$$

где φ — угол, образуемый радиусом-вектором каждой точки эллиптической кривой с осью OX прямоугольной системы координат XOY.

Дифференцируя уравнения (V. 81) и (V. 82), в которых $a = \frac{D}{2}$ и $b = \frac{D}{4}$, получаем

$$dx = -\frac{D}{2}\sin\varphi\, d\varphi,$$

$$dy = \frac{D}{4}\cos\varphi\, d\varphi.$$

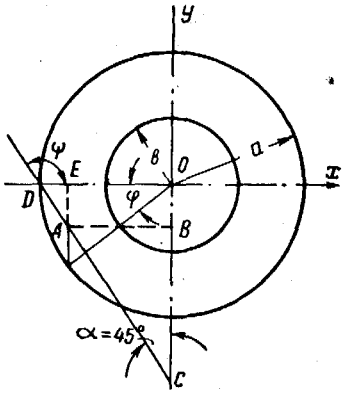


Рис. V. 35.

Пусть прямая AC (см. рис. V. 35) является образующей конического днища, которая должна отвечать условиям касания к эллиптической кривой в точке A. Необходимо найти зависимость величины A от номинального диаметра D, с одной стороны, и радиуса r (см. рис. V. 33), переходной дуги от того же диаметра D, для того чтобы образующая конического днища была касательной и к дуге радиуса r переходной части, с другой стороны.

Как видим из рис. V. 35, угол ψ наклона касательной AC, с одной стороны, может быть выражен зависимостью

$$\operatorname{ctg}\psi = \frac{1}{\operatorname{tg}\psi} = \frac{dx}{dy} = \frac{-\frac{D}{2}\sin\varphi\, d\varphi}{\frac{D}{4}\cos\varphi\, d\varphi} = -2\operatorname{tg}\varphi, \qquad \text{(V. 83)}$$

с другой стороны, как это следует из прямоугольного треугольника COD (см. рис. V. 35), значения $\operatorname{ctg}\psi$ и угла ψ как внешнего для треугольника COD всегда могут быть найдены, если задан угол α. Отсюда могут быть определены угол φ и величина отрезка AB и $D_1 = 2\,AB$.

Как видно из рис. V. 33

$$\overline{tn} = r - \overline{ot} = r - r\sin\alpha = r(1 - \sin\alpha). \qquad \text{(V. 84)}$$

Далее видим, что

$$\frac{D_1}{2} = AB = 0{,}5\,D - \overline{tn}.$$

Определив выше значение D_1 и подставив из равенства (V. 84) величину tn, находим значение r в зависимости от D.

Пусть угол $\alpha = 45°$. Тогда $\operatorname{ctg}\varphi = -1$. Отсюда $1 = 2\operatorname{tg}\varphi$; $\operatorname{tg}\varphi = \frac{1}{2}$ и $\varphi = \operatorname{arctg}\frac{1}{2}$ или $\varphi = 26{,}5°$.

Искомая величина отрезка AB (см. рис. V. 35) равна

$$AB = x_A = \frac{D}{2}\cos 26{,}5° = \frac{D}{2}0{,}9 = 0{,}45\,D.$$

Итак, величина D_1 равна

$$D_1 = 2AB = 0{,}9\,D. \qquad \text{(V. 85)}$$

Определяем значение r в зависимости от D (рис. V. 33).

При $\alpha = 45°$ отрезок tn равен

$$\overline{tn} = r\left(1 - \frac{\sqrt{2}}{2}\right) \approx r\,(1 - 0{,}705) = 0{,}295\,r.$$

Отсюда можем написать, что

$$\frac{D_1}{2} = 0{,}45\,D = 0{,}5\,D - \overline{tn} = 0{,}5\,D - 0{,}295\,r$$

или

$$0{,}5\,D - 0{,}45\,D = 0{,}295\,r.$$

Отсюда

$$r = 0{,}17\,D.$$

Таким образом, можно сделать вывод, что при угле $2\alpha = 90°$ для конических отбортованных днищ рациональнее было бы принять радиус перехода $r = 0{,}17\,D$ вместо общепринятого $r = 0{,}15\,D$ в целях обеспечения возможности изготовления конических обечаек одних и тех же размеров как при приварке борта, так и при использовании борта с частью эллиптической поверхности днища.

При угле $2\alpha \neq 90°$ наиболее рациональное значение r в зависимости от диаметра конического днища D следует определять по приведенному выше методу.

Учитывая требования правил Госгортехнадзора о необходимости сохранения прямого участка по образующей конуса между началом закругления борта и сварным круглым швом, при приварке части высотой h (см. рис. V. 33) от эллиптического днища по ГОСТ 6533-53 к конической обечайке с $2\alpha = 90°$ диаметр окружности D_1, по которой отрезается борт, должен быть равен

$$D_1' = 0{,}9\,D - 1{,}41\,l,$$

где D — диаметр эллиптического днища; l — длина прямого участка, которую принимают в соответствии с п. 12 правил Госгортехнадзора.

Высоту цилиндрического борта h_1 конического днища при этом следует принимать такой же, как высоту эллиптического днища по ГОСТ 6533-53, а общую высоту h приваренной части после спрямления внутреннего края его на длине l под углом 45° к оси принимают равной

$$h = h_1 + 0{,}705\,[(r_в + 0{,}5\,s) + l].$$

Данные о конических днищах отбортованных и неотбортованных приведены в нормали машиностроения на конические и плоские днища.

Радиус R_1 предварительного и окончательного отверстия в конической обечайке определяется технологией изготовления днища и диаметром штуцера. Днища с углом при вершине конуса $2\alpha = 90°$ и $60°$ предусмотрены для сосудов и аппаратов, работающих под давлением в соответствии с правилами Госгортехнадзора.

Конические неотбортованные днища предусмотрены для сосудов и аппаратов, работающих в условиях избыточных давлений не более 0,7 *кГ/см*^{2} и не предназначенных для ведения химических или тепловых процессов, а также для хранения или транспортировки сжатых, сжиженных или растворенных и нерастворенных газов.

Все эти днища можно изготовлять из углеродистых, легированных и двухслойных сталей.

При этом необходимо иметь в виду следующее:

а) днища можно изготовлять как с отверстиями, так и без них;

б) при особых требованиях допускается изготовлять днища диаметром не по нормали, но с толщиной стенок, предусмотренной нормалью машиностроения;

в) днища из высоколегированных сталей толщиной до 12 *мм* включительно допускается изготовлять также из листов промежуточных толщин;

г) при изготовлении сосудов диаметром свыше 720 *мм* из готовых труб допускается применять днища с базовым наружным диаметром;

д) в случае приварки опоры к цилиндрической части конического отбортованного днища вертикального сосуда или аппарата высота борта h_1 в *мм* должна соответствовать указанной в табл. V. 6.

Таблица V. 6

Толщина стенки днища	4—12	14—20	22—26	28—30
Высота не более	50	60	80	90

е) в случае приварки к цилиндрической части конического отбортованного днища фланца высоту борта h_1 можно увеличить;

ж) изготовлять конические днища следует в соответствии с техническими требованиями МН 72-62.

Вес днищ, указанный в нормали МН, подсчитан по формуле

$$Q = F_{ср} s \gamma,$$

где $F_{ср}$ — поверхность днища, составляющая развертку его по серединной поверхности без учета вытяжки при изготовлении днища и припуска на отрезку; γ — удельный вес, принятый равным $\gamma = 7{,}85$.

Геометрическая зависимость расчетных параметров конических днищ видна из рис. V. 36.

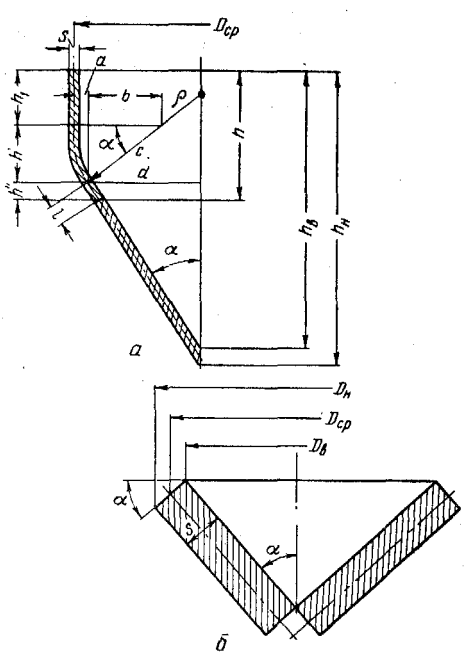


Рис. V. 36.

а — схема отбортованного конического днища; высота борта $h = l\cos\alpha + (r_в + 0{,}5\,s)\sin\alpha + h_1$; $a = r_{ср} - r_{ср}\cos\alpha = r_{ср}(1-\cos\alpha)$; $b = r_{ср}\cos\alpha$; $c = r_в + \frac{s}{2}$; $d = \frac{D}{2} - r_{ср}(1-\cos\alpha)$; $h' = (r_в + 0{,}5\,s)\sin\alpha$; $h'' = l\cos\alpha$ $h_в = h_1 + c\sin\alpha + \frac{0{,}5D_в - c(1-\cos\alpha)}{\operatorname{tg}\alpha}$;

б — схема неотбортованного конического днища. $D_{ср} = D_в + \sin(90° - \alpha)\,s$ или $D_{ср} = D_н - \sin(90° - \alpha)\,s$; при $\alpha = 70°$ $D_{ср} = D_{вн} + 0{,}342\,s$ или $D_{ср} = D_н - 0{,}342\,s$; при $\alpha = 60°$ $D_{ср} = D_{вн} + 0{,}5\,s$ или $D_{ср} = D_н - 0{,}5\,s$; при $\alpha = 45°$ $D_{ср} = D_{вн} + 0{,}705\,s$ или $D_{ср} = D_н - 0{,}705\,s$.

г) Составные конические днища

ГОСТ 9931-61 для горизонтальных сосудов под налив предусматривает конструкцию сварных конических днищ, изображенную на рис. V. 37. Такое днище состоит из конической неотбортованной части с центральным углом в 140° и приваренного к ней плоского или сферического центрального участка. Расчет этих днищ рекомендуется вести следующим образом.

Толщина стенки конической части

$$s = \frac{Dpy}{2R_z\varphi} + c_1 = \frac{DH\gamma y}{2R_z\varphi} + c_1 \text{ см}, \qquad \text{(V. 86)}$$

где D — диаметр сосуда в *см*; $H = D$ в *см*; $\gamma = 10^{-3}$ *кГ/см*^{3}; y — коэффициент перенапряжения, $y = 6{,}75$; R_z — допускаемое напря-

жение в $кГ/см^2$; φ — коэффициент прочности продольного сварного шва днища; $c_1 = c + 0{,}3$ *см*; c — прибавка на коррозию в *см*.

Место сопряжения конического днища с цилиндрической обечайкой для смягчения действия краевых напряжений следует укреплять бортовым кольцом (см. рис. V. 38) иногда с ребрами жесткости.

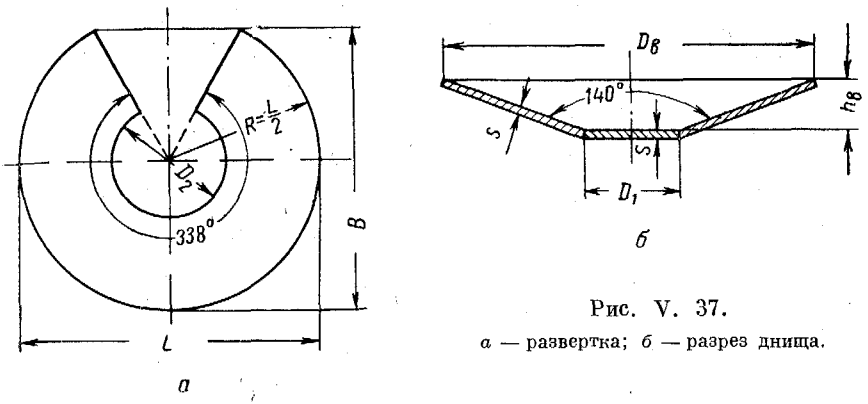


Рис. V. 37.
а — развертка; *б* — разрез днища.

Момент инер ии поперечного сечения кольца жесткости находим по формуле (V. 78).

При этом можно считать, что совместно с кольцом жесткости работает стенка корпуса аппарата или сосуда протяженностью по $(4 \div 8)\,s$ на сторону от швов стенки приварного кольца жесткости. За нейтральную ось поперечного составного сечения кольца жесткости принимаем ось, параллельную оси сосуда или аппарата и проходящую через центр тяжести этого сечения.

Учитывая неточность изготовления кольца жесткости, следует проверить его на сжатие и изгиб по формуле (V. 79).

Толщину центрального плоского приваренного участка (рис. V. 38, *а*) находим по формуле

$$s = D_1 \sqrt{\frac{H \gamma k}{R_в}} + c, \quad \text{(V. 87)}$$

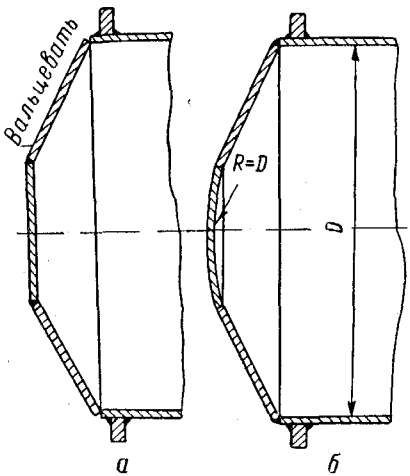


Рис. V. 38.

где $R_в$ — допускаемое напряжение на изгиб в $кГ/см^2$, $R_в = 1{,}1\,R_z$, k — коэффициент защемления, $k = 0{,}5$.

Толщину центрального участка, представляющего собой сферическое неотбортованное днище с радиусом сферы $R = D$, как это

изображено на рис. V. 38, *б*, находим по методу, изложенному на стр. 342.

Сваривают центральный участок с конической частью днища стыковым швом с двухсторонним проваром.

Сосуды с днищами рассмотренной конструкции составляют тип XII по ГОСТ 9931-61.

д) Расчет конических днищ, работающих под внешним избыточным давлением

Толщина стенки конического днища определяется в зависимости от величины половины центрального угла α конуса и от размеров конуса по длине.

Все конические днища в зависимости от значения α разделены на три группы:

1) днища с $\alpha \leqslant 22{,}5°$ или $2\alpha \leqslant 45°$;

2) днища с $60° \geqslant \alpha > 22{,}5°$ или $120° \geqslant 2\alpha > 45°$;

3) днища с $\alpha > 60°$ или $2\alpha > 120°$.

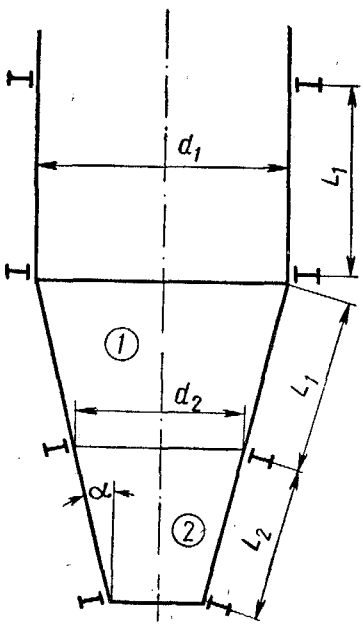


Рис. V. 39.

1. При $\alpha \leqslant 22{,}5°$ толщину конического днища, находящегося под внешним избыточным давлением, принимаем равной толщине цилиндрической обечайки, исходя из условий, что у конуса и цилиндра равны размеры d_1 и L_1 (рис. V. 39); для участка конуса длиной L_2 в качестве расчетного диаметра цилиндра и длины принимаем d_2 и L_2 и т. д.; если у конического днища, как и у цилиндрической обечайки, колец жесткости нет, то длину принимаем равной высоте конуса.

2. При $60° \geqslant \alpha > 22{,}5°$ — тот же метод, но длину конуса принимаем меньшей из значений наибольшего внутреннего диаметра его или расстояния между центрами колец жесткости.

3. При $\alpha > 60°$ толщину конического днища принимаем равной толщине плоского днища, нагруженного таким же давлением. Диаметр днища равен большему диаметру конуса.

Если коническое днище соединено с цилиндрической обечайкой внахлестку или продольный шов конуса выполнен внахлестку, то расчетное наружное давление следует удвоить.

Все приведенные выше указания, касающиеся расчета конических днищ, могут быть применены и к коническим днищам, несимметричным в отношении оси.

РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ДНИЩ

При сравнительно небольших диаметрах D (до 1200 *мм* включительно) аппараты обычно изготовляют либо из сварных стальных труб, либо при малых диаметрах, из бесшовных труб.

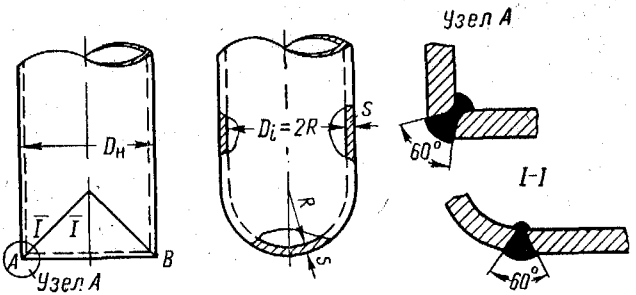


Рис. V. 40.

Для корпусов, выполненных из труб, можно применять цилиндрические днища, которые нетрудно изготовить в условиях ремонтных цехов нефтеперерабатывающих заводов или строительных площадок.

Цилиндрические днища по согласованию с инспекцией Котлонадзора и Госгортехнадзора можно применять для аппаратов, работающих под давлением при температуре до 50° С.

Из-за концентрации напряжений в местах переходов одной криволинейной поверхности к другой с наиболее опасным местом сварного шва в узле A (рис. V. 40) расчет цилиндрических днищ следует вести по формуле с пониженным допускаемым напряжением, равным $0{,}6\,R_z$, учитывая, что при испытаниях такие днища выходят из строя при давлениях, немного больших половины давления, разрушающего трубу [79], а именно

$$p = \frac{0{,}6\,R_z\,(s-c)}{R}, \qquad \text{(V. 88)}$$

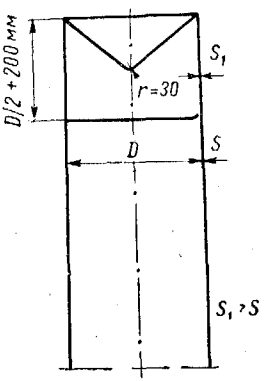


Рис. V. 41.

где s — толщина стенки днища в *см*; c — прибавка на коррозию, обычно $c = 0{,}2 \div 0{,}4$ *см*; R — радиус цилиндрического корпуса в *см*; R_z — допускаемое напряжение растяжения в *кГ/см*^{2}, принимаем таким же, как и для расчета цилиндрических обечаек; p — максимально допустимое для днища внутреннее рабочее давление в *кГ/см*^{2}.

Для повышения прочности днища можно концевую часть аппарата или емкости изготовлять большей толщины, чем остальная часть цилиндрического корпуса (рис. V. 41). При этом для достижения равнопрочности днища с основной частью корпуса толщина

стенки s_1 концевой части аппарата или сосуда должна быть в 1,7 раза больше толщины стенки s корпуса, т. е. $s_1 \approx 1{,}7\ s$.

Приваривать цилиндрические днища к корпусам нужно двусторонними швами (с подваркой швов с внутренней стороны).

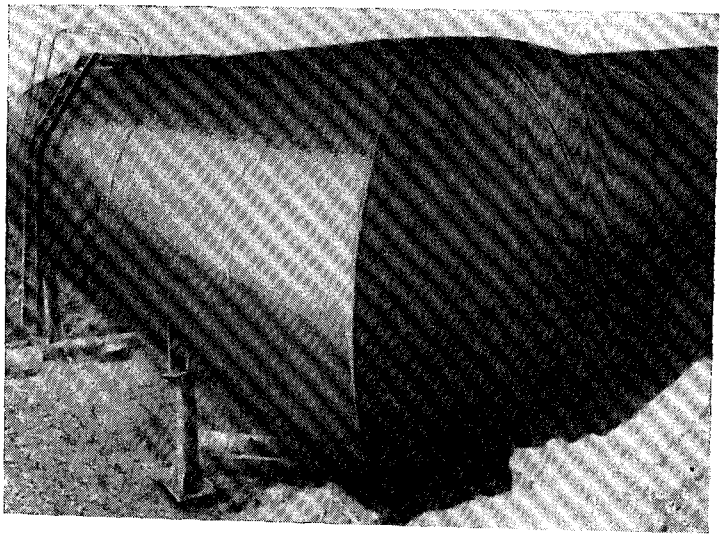


Рис. V. 42.

Цилиндрические днища для работы под давлением до 0,7 *кГ/см*^{2} применяют и для корпусов достаточно больших размеров.

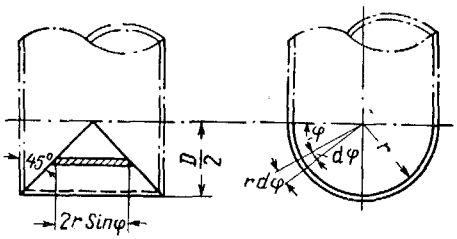


Рис. V. 43.

На рис. V. 42 показан горизонтальный резервуар под налив диаметром 3250 *мм* с цилиндрическими днищами, выполненный из листовой стали.

Элементарная поверхность (рис. V. 43)

$$dF = 2r \sin \varphi\, r d\varphi = 2r^2 \sin \varphi\, d\varphi.$$

Боковая поверхность цилиндрического днища

$$F = 2\int_0^{\pi/2} 2r^2 \sin\varphi\, d\varphi = 4r^2 \int_0^{\pi/2} \sin\varphi\, d\varphi =$$

$$= 4r^2 \Big| -\cos\varphi \Big|_0^{\frac{\pi}{2}} = 0 - (-4r^2) = 4\,\frac{D^2}{4} = D^2 = 4r^2.$$

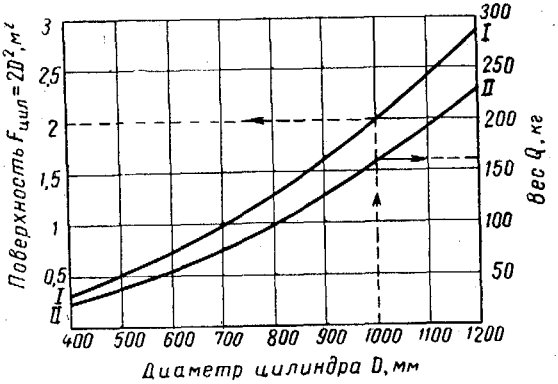


Рис. V. 44.

Боковая поверхность части корпуса аппарата длиной $D/2$, включая поверхность цилиндрического днища, равна

$$F_{цил} = 4r^2 \cdot 2 = 8r^2 = 2D^2.$$

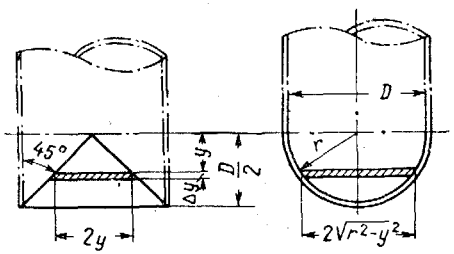


Рис. V. 45.

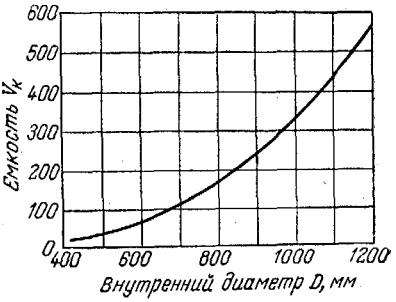


Рис. V. 46.

На графике рис. V. 44 по кривой $I—I$ определяем поверхность $F = 2D^2$, а по кривой $II—II$ — вес этих днищ вместе с участком корпуса длиной $D/2$ при толщине, равной 1 *см*. Вес только цилиндрического днища при $s = 1$ *см* равен $Q/2$.

Элементарный объем dv на расстоянии y от центра днища (рис. V. 45)

$$dv = 2y \cdot 2\sqrt{r^2 - y^2}\, dy.$$

Полный объем цилиндрического днища

$$V = 4\int_{y=0}^{y=r} \sqrt{r^2 - y^2}\, y\, dy = \frac{4}{3} r^3.$$

Объем части корпуса аппарата длиной $D/2$ (рис. V. 45), закрытого цилиндрическим днищем

$$V = 2V = \frac{8}{3} r^3 = \frac{8}{3}\left(\frac{D}{2}\right)^3 = \frac{D^3}{3}. \qquad \text{(V. 89)}$$

На графике рис. V. 46 в зависимости от диаметра аппарата даны емкости частей корпусов длиной $D/2$, определенные по формуле (V. 89).

Расчет плоских и тарельчатых круглых крышек

Толщину плоских крышек определяют по формуле

$$s = D\sqrt{\frac{Kp}{R_в}} + c, \qquad \text{(V. 90)}$$

где s — минимальная толщина стенки крышки в *см*; D — диаметр, измеряемый в соответствии с эскизами в табл. V. 7, в *см*; p — максимальное рабочее давление среды в *кГ/см²*; $R_в$ — допускаемое напряжение в крышке в *кГ/см²*; K — коэффициент, зависящий от конструкции крышки и способа ее закрепления; значения коэффициента K даны в табл. V. 7, где приведены разные конструкции крышек.

В табл. V. 8 и на рис. V. 47 приведены крышки типа IX для условных диаметров $D_у$ от 300 до 500 *мм* и для $p_у = 10$ *кГ/см²*.

Пример. Определить толщину плоской крышки люка, условный диаметр которой $D_у = 400$ *мм*; $b = 7{,}4$ *см*; $D = 437$ *мм*; условное давление $p_у = 40$ *кГ/см²*. Материал крышки Ст. 5, для которой $R_в = 1{,}05\, R_z = 1{,}05 \cdot 1440 \approx 1500$ *кГ/см²*.

Толщину крышки определяем по формуле (V. 90)

Так как тип соединения крышки люка — IIа, то по табл. V. 7 для него находим

$$K = 0{,}3 + \frac{1{,}4\, Q_б b}{QD}.$$

В данном случае при асбоалюминиевой прокладке принято $Q_б = 1{,}4\, Q$ и, следовательно,

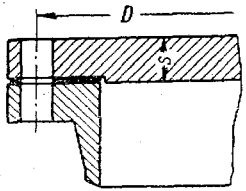
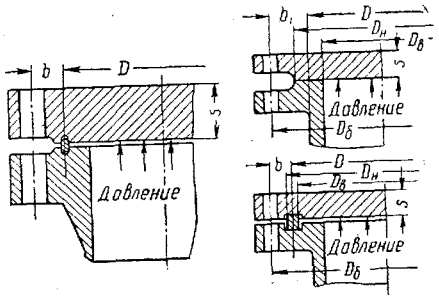
$$K = 0{,}3 + \frac{1{,}4 \cdot 1{,}4\, Qb}{QD} = 0{,}3 + \frac{1{,}96 \cdot 7{,}4}{43{,}70} \approx 0{,}64.$$

Толщина крышки

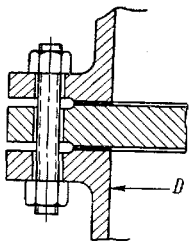
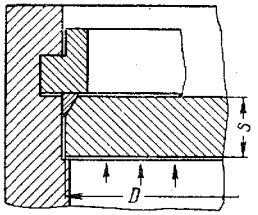
$$s = D\sqrt{\frac{Kp}{R_в}} + c = 43{,}7\sqrt{\frac{0{,}64 \times 40}{1500}} + 0{,}3 = 6{,}0 \text{ см}.$$

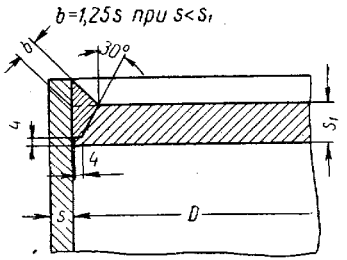
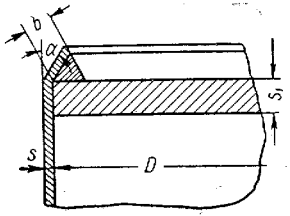
Таблица V.7

Значения коэффициента закрепления K в зависимости от конструкции крышки, донышка или заглушки

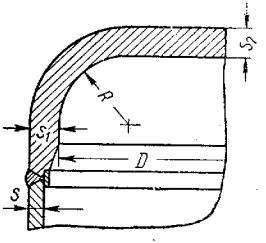
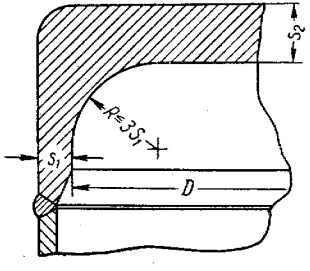
Тип соединения	Эскиз	Характеристика	Значение коэффициента K
I		Для случая, когда плоская крышка прикреплена болтами к фланцу цилиндрического сосуда. Прокладка по всей поверхности фланца	0,162
II и II а		Для находящихся под внутренним давлением крышек, у которых затяжка болтов или шпилек вызывает изгиб. При этом $D=\frac{D_н+D_в}{2}$, $b=\frac{D_б-D}{2}$	$0{,}3+\frac{1{,}4\,Q_б b}{QD}$ При применении картонных, асбестовых, паронитовых или асбоалюминиевых прокладок. Значение $Q_б$ принимают равными $(1{,}4\div 2)\,Q$

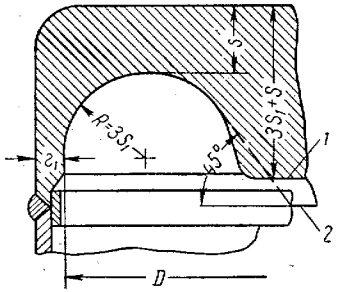
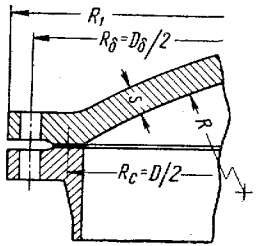
Продолжение табл. V.7

Тип соединения	Эскиз	Характеристика	Значение коэффициента K
III		Диск или заглушка жестко закреплены между двумя фланцами	При расчете по напряжениям по краю — 0,19, по напряжениям в центре — 0,122
IV		Примером подобного соединения может служить самоуплотняющийся затвор высокого давления	0,3

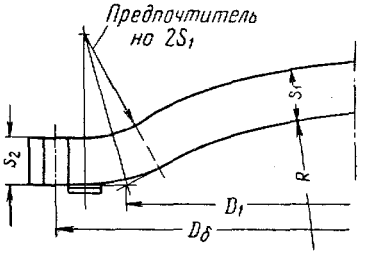
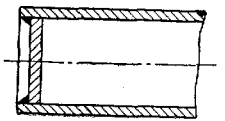
Тип соединения	Эскиз	Характеристика	Значение коэффициента K
V		$b_{min} \geqslant 1{,}25\ s_1$, $b_{min} \geqslant 1{,}25\ s$; берется меньшее значение	0,5
VI		Для заглушек с диаметром не более 450 *мм*; $b = s$ или $b = s_1$; берется большая величина; $\alpha = 20 \div 30°$	0,5

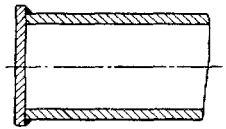
Продолжение табл. V.1

Тип соединения	Эскиз	Характеристика	Значение коэффициента K
VII		Для крышек, привариваемых в стык, при условии, что радиус загиба не менее трехкратной толщины борта, т. е.	0,25
VIII		$R_{\min} \geqslant 3s_1$.	

Тип соединения	Эскиз	Характеристика	Значение коэффициента K
VIII а		*1* — там, где можно подварить; *2* — там, где подварка невозможна и применено подкладное кольцо	0,25
IX		Штампованная тарельчатая крышка	Проверяем крышку на допускаемое напряжение по формуле $\sigma = \frac{3}{\pi (s-c)^2} \times$ $\times \left[\frac{0{,}18\, Q_б \left(R_б^2 - R_c^2\right)}{R_1^2} + 1{,}48\, Q_б \lg \frac{R_б}{R_c} \right] +$ $+ \frac{pR}{2(s-c)}$

Продолжение табл. V.7

Тип соединения	Эскиз	Характеристика	Значение коэффициента K
IXa		Литая крышка	В качестве расчетной толщины принимают бóльшую из двух величин: а) толщина днища $s_1 = \frac{5}{6} p \frac{R}{\sigma_{доп}}$, б) толщина фланца при $h = D_1$ $s_2 = Q\left[1 + \sqrt{1 + \frac{8{,}35\,M}{pQD_1}}\right]$ Значения Q и M см. стр. 383
X		Для аппаратов или трубопроводов, работающих без давления	Толщину плоской крышки (днища, заглушки) принимают не меньше толщины стенки трубы

Тип соединения	Эскиз	Характеристика	Значение коэффициента K
XI		Для аппаратов или трубопроводов, работающих без давления	Толщину плоской крышки (днища, заглушки) принимают не меньше толщины стенки трубы
XII			

Таблица

Штампованные крышки с приварным фланцем из полосовой стали на $p_у = 10$ *кГ/см²* (размеры в *мм*)

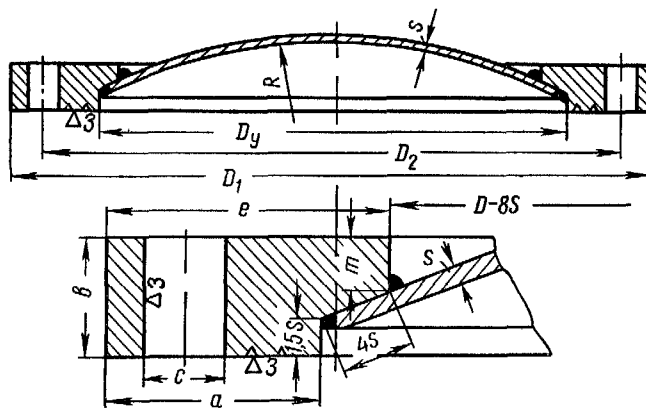


Рис. V. 47.

Крышка				Фланец						Болты		Диаметр отверстия для болтов, *c*	Вес, *кГ*
$D_у$	*R*	$D_{заг}$	*s*	D_1	D_2	*a*	*e*	*b*	*m*	*d*	*n*		
300	400	340	8	420	370	70	95	34	18	22	12	25	2
400	500	440	8	530	475	80	110	38	14	27	16	30	4
500	600	560	8	650	585	90	120	42	18	30	16	34	6

Если эту крышку выполнить штампованной тарельчатой по тип IX, то при тех же размерах и рабочих условиях, что и в предыдущем примере, толщину крышки следует определять по формуле (см. табл. V. 7)

$$\sigma = \frac{3}{\pi (s-c)^2}\left[\frac{0{,}18\,Q_б\left(R_б^2-R_c^2\right)}{R_1^2} + 1{,}48\,Q_б \lg\frac{R_б}{R_c}\right] + \frac{pR}{2(s-c)}.$$

Пусть в данном случае

$$R_б = \frac{58{,}5}{2} = 29{,}25\ см;$$

(здесь $D_б = 585$ *мм*), принимаем $R_1 = 33$ *см*;

$$R_c = \frac{D}{2} = \frac{437}{4}\ 21{,}85\ см;$$

принимаем $R = 40$ *см*;

$$Q_б = 2p\,\pi R_c^2 = 2 \cdot 40\,\pi \cdot 21{,}85^2 = 120\,000\ кГ;$$

$\sigma = 1500$ *кГ/см²* для стали Ст. 5, т. е.

$$1500 = \frac{3}{\pi (s-c)^2}\left[0{,}18 \cdot 120\,000\,\frac{29{,}25^2 - 21{,}85^2}{33^2} + 1{,}48 \cdot 120\,000 \lg \frac{29{,}25}{21{,}85}\right] + \frac{40 \cdot 40}{2(s-c)},$$

отсюда $s = 4{,}8$ *см* $= 48$ *мм*.

Таким образом, тарельчатая штампованная крышка получается легче плоской.

Для литой крышки по типу IXа в качестве расчетной толщины s принимают бо́льшую из двух величин:

а) толщина днища

$$s_1 = \frac{5pR}{6\sigma_{доп}},$$

при $R = 0{,}9\,D_1$

$$s_1 = 0{,}75\,\frac{pD_1}{\sigma_{доп}};$$

при работе крышки под внешним давлением значение s_1 увеличивается в 1,7 раза;

б) толщина фланца при $R = 0{,}9\,D_1$

$$s_2 = Q\left[1 + \sqrt{1 + \frac{8{,}35\,M}{pQD_1}}\right],$$

где $Q = 0{,}225\,\frac{pD_1}{\sigma_{доп}} \cdot \frac{1}{1 + 6\,\frac{D_б - D_1}{D_б + D_1}}$.

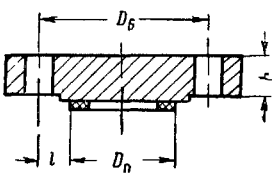


Рис. V. 48.

Значения M можно определять по формулам (VI. 40), (VI. 41) и (VI. 20).

Для плоской крышки, изображенной на рис. V. 48, ЦКТИ дана следующая формула [26], выведенная на основе теории предельных нагрузок:

$$s = 0{,}41\,D_п \sqrt{\frac{p}{\sigma_к}\left\{1 + 7{,}3\,\frac{l_1}{D_б}\left[0{,}57\,z\left(\frac{d_б}{D_п}\right)^2 \frac{\sigma_б}{p} - 1\right]\right\}}, \quad \text{(V. 91)}$$

где $D_п$ — расчетный диаметр прокладки, принимаемый равным наружному диаметру ее, в *см*; p — расчетное внутреннее давление среды в *кГ/см²*; $\sigma_к$ — допускаемое напряжение для материала крышки в *кГ/см²*; $D_б$ — диаметр окружности центров отверстий для болтов в *см*; l_1 — величина плеча в *см*, равная

$$l_1 = \frac{D_б - D_п}{2}; \quad \text{(V. 92)}$$

z — число болтов; $d_б$ — наружный диаметр болтов или шпилек в *см*; $\sigma_б$ — допускаемое напряжение для материала болтов или шпилек в *кГ/см²*.

Определенная по формуле (V. 91) ЦКТИ толщина плоских крышек оказывается меньше рассчитанной по формуле (V. 90) и может

быть рекомендована для стальных аппаратов и сосудов нефтезаво с нейтральными средами при отсутствии коррозии.

На заглушки фланцевые плоские стальные, толщина котор удовлетворяет формуле (V. 91), имеется ГОСТ 6973-59.

В плоской крышке вырез диаметром до 5 *см* включительно мож быть допущен без увеличения толщины крышки.

Вырезы диаметром более 5 *см*, но не превышающие 50% разме D (см. табл. V. 7), можно делать в плоской крышке при услови что это отверстие укреплено. При этом добавочное укреплен крышки должно компенсировать не менее 50% поперечного сечен металла, удаленного вырезом в крышке. Когда максимальный ди метр выреза в плоской крышке превышает 50% размера D, плоску крышку следует рассчитывать как фланец.

Конструктивно можно предусматривать укрепление выре в плоской крышке путем увеличения ее толщины, принимая в форму (V. 90) вместо коэффициента K величину $2K$; при этом для крыш типа II и IIа (табл. V. 7) величина $2K$ не должна превосходить 0,7

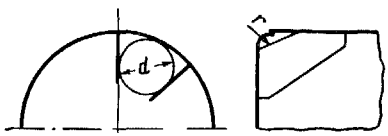


Рис. V. 49.

Плоские днища, укрепленные ребрами

Если проведенная на плоск части днища окружность (рис. V. 49 касающаяся опорных укреплен в виде ребер или косынок и периме плоской части дна, имеет диаметр d, толщину стенки s рассчитыва по формуле (V. 90) с коэффициентом $K = 0{,}26$.

Расчет пластинок

Помимо расчета крышек или круглых плит, приведенны в табл. V. 7, иногда приходится рассчитывать крышки или плит на другие виды нагрузок [83].

Принимаем следующие обозначения: P — полная нагрузка в *к* $P = p \pi a^2$, где a — радиус круга, p — интенсивность распред ленной нагрузки в *кГ/см²*; s — толщина пластинки в *см*; σ — напр жение в точках поверхности пластинки в *кГ/см²*, положительн при растяжении в верхнем слое пластинки; W — вертикальн прогиб в *см*; прогиб, направленный вниз, считается положител ным; θ — угол наклона, измеряемый от горизонтали, в радиана E — модуль упругости в *кГ/см²*; $m = \frac{1}{\mu}$, где μ — коэффицие Пуассона; C — точка на поверхности пластинки и r — ее расст ние от центра пластинки (рис. V. 50).

Индексы R, т, a и b при σ обозначают соответственно радиальн и тангенциальное напряжения и направления вдоль размеров a и Основание логарифмов $\mathbf{e} = 2{,}7183$ ($\ln x = 2{,}3026 \lg_{10} x$).

Круглая сплошная пластинка постоянной толщины (рис. V. 50)

1. Край пластинки оперт. Равномерная нагрузка на части поверхности, ограниченной концентрической окружностью радиуса r_0; $P = p\,\pi\,r_0^2$ (рис. V. 51).

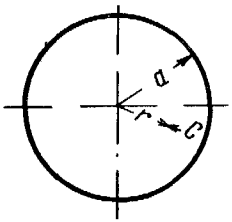


Рис. V. 50.

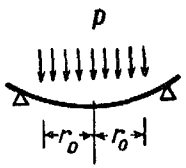


Рис. V. 51.

В центре

$$\sigma_{R\,\text{п}} = \sigma_{\text{т}} = -\frac{3P}{2\pi\,ms^2}\left[m + (m+1)\ln\frac{a}{r_0} - (m-1)\frac{r_0^2}{4a^2}\right];$$

$$W_{\max} = \frac{3P\,(m^2-1)}{16\pi\,Em^2s^3}\left[\frac{(12m+4)\,a^2}{m+1} - 4r_0^2\ln\frac{a}{r_0} - \frac{(7m-3)\,r_0^2}{m+1}\right].$$

Для очень малого r_0 (сосредоточенная сила)

$$W_{\max} = \frac{3P\,(m-1)\,(3m+1)\,a^2}{4\pi\,Em^2s^3}. \quad \text{(V. 93)}$$

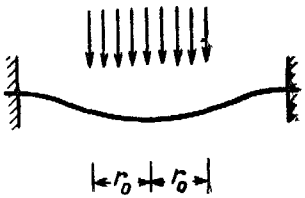


Рис. V. 52.

2. Край пластинки оперт и защемлен. Равномерная нагрузка по площади, ограниченной концентрической окружностью радиуса r_0; $P = p\pi r_0^2$ (рис. V. 52).

По краю

$$\sigma_R = \frac{3P}{2\pi\,s^2}\left(1 - \frac{r_0^2}{2a^2}\right) = \sigma_{R\,\max}, \quad \text{(V. 94)}$$

где $r_0 > 0{,}588\ a$.

В центре

$$\sigma_R = \sigma_{\text{т}} = -\frac{3P}{2\pi\,ms^2}\left[(m+1)\ln\frac{a}{r_0} + (m+1)\frac{r_0^2}{4a^2}\right] = \sigma_{R\,\max}, \quad \text{(V. 95)}$$

где $r_0 \leqslant 0{,}588\ a$;

$$W_{\max} = \frac{3P\,(m^2-1)}{16\pi\,Em^2s^3}\left[4a^2 - 4r_0^2\ln\frac{a}{r_0} - 3r_0^2\right]. \quad \text{(V. 96)}$$

При $r_0 = a$, т. е. при равномерной сплошной нагрузке, $P = p\,\pi\,a^2$. При этом максимальный прогиб в центре

$$W_{\max}' = \frac{3P\,(m^2-1)\,a^2}{16\pi\,Em^2s^3}. \quad \text{(V. 97)}$$

В центре

$$\sigma_R = \sigma_\tau = -\frac{3P(m+1)}{8\pi ms^2}. \qquad \text{(V. 9}$$

При малом r_0 (сосредоточенная нагрузка)

$$W_{\max} = \frac{3P(m^2-1)a^2}{4\pi Em^2s^3}. \qquad \text{(V. 9}$$

Круглая (кольцевая) пластинка с концентрическим отверстием (рис. V. 53)

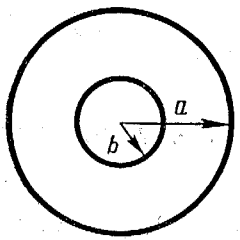


Рис. V. 53.

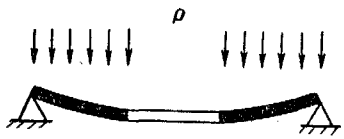


Рис. V. 54.

1. Внешний край оперт. Равномерная нагрузка по поверхности $P = p\pi(a^2 - b^2)$ (рис. V. 54).

По внутреннему краю

$$\sigma_{\max} = \sigma_\tau = \frac{3p}{4ms^2(a^2-b^2)}\left[a^4(3m+1) + b^4(m-1) - \right.$$
$$\left. - 4ma^2b^2 - 4(m+1)a^2b^2 \ln\frac{a}{b}\right]. \qquad \text{(V. 100}$$

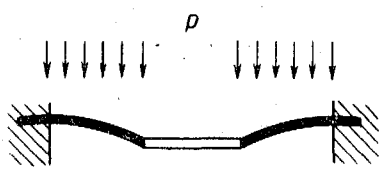


Рис. V. 55.

При очень малом b

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 = \frac{-3pa^2(3m+1)}{4ms^2}; \qquad \text{(V. 10}$$

$$W_{\max} = \frac{3p(m^2-1)}{2m^2Es^3}\left[\frac{a^4(5m+1)}{2(m+1)} + \frac{b^4(7m+3)}{8(m+1)} - \frac{a^2b^2(3m+1)}{2(m+1)} + \right.$$
$$\left. + \frac{a^2b^2(3m+1)}{2(m-1)} \ln\frac{a}{b} - \frac{2a^2b^4(m+1)}{(a^2-b^2)(m-1)}\left(\ln\frac{a}{b}\right)^2\right]. \qquad \text{(V. 10}$$

2. Внешний край оперт и защемлен. Равномерная нагрузка по поверхности $P = p\pi(a^2 - b^2)$ (рис. V. 55).

По внешнему краю

$$\sigma_{R\max}=\frac{3p}{4s^2}\left[a^2-2b^2+\frac{b^4(m-1)-4b^4(m+1)\ln\frac{a}{b}+a^2b^2(m+1)}{a^2(m-1)+b^2(m+1)}\right]. \quad (V.103)$$

По внутреннему краю

$$\sigma_{T\max}=-\frac{3p(m^2-1)}{4ms^2}\left[\frac{a^4-b^4-4a^2b^2\ln\frac{a}{b}}{a^2(m-1)+b^2(m+1)}\right]; \quad (V.104)$$

$$W_{\max}=\frac{3p(m^2-1)}{16ms^2}\left\{a^4+5b^4-6a^2b^2+\right.$$

$$+8b^4\ln\frac{a}{b}+\frac{8b^6(m+1)-4a^2b^4(m+3)+4a^4b^2(m+1)\ln\frac{a}{b}}{a^2(m-1)+b^2(m+1)}-$$

$$\left.-\frac{16a^2b^4(m+1)\left(\ln\frac{a}{b}\right)^2-4a^2b^4+2a^4b^2(m+1)-2b^6(m-1)}{a^2(m-1)+b^2(m+1)}\right\}. \quad (V.105)$$

Эллиптическая пластинка сплошная (рис. V. 56)

$$\alpha=\frac{b}{a}\leqslant 1.$$

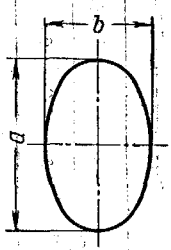


Рис. V. 56.

1. Край оперт. Сплошная равномерная нагрузка.
В центре

$$\sigma_b=-\frac{0{,}3125(2-\alpha)pb^2}{s^2}=\sigma_{\max}; \quad (V.106)$$

$$W_{\max}=\frac{(0{,}146-0{,}1\alpha)pb^4}{Es^3}\ (\text{для } \mu=1/3). \quad (V.107)$$

2. Край оперт. Равномерная нагрузка по концентрическому кругу малого радиуса r_0.
В центре

$$\sigma_b=-\frac{3P}{2\pi ms^2}\left[\ln\frac{b}{2r_0}(m+1)+6{,}57-2{,}57\alpha\right]=\sigma_{\max}; \quad (V.108)$$

$$W_{\max}=-\frac{Pb^2}{Es^3}(0{,}19-0{,}07\alpha)\ (\text{при } \mu=1/4). \quad (V.109)$$

Прямоугольная пластинка сплошная (рис. V. 57)

$$\frac{b}{a}=\alpha\leqslant 1.$$

1. Края оперты. Равномерная сплошная нагрузка p по поверхности.

Таблица V. 9

Значения коэффициента β при μ = 0,3

$\frac{a_1}{a}$	$b=a$						$b=1{,}4\,a$						$\frac{a_1}{a}$	$b=2\,a$					
	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	0	0,2	0,4	0,8	1,2	1,4		0	0,4	0,8	1,2	1,6	2,0
0	—	1,82	1,38	1,12	0,93	0,76	—	2,00	1,55	1,12	0,84	0,75	0	—	1,64	1,20	0,97	0,78	0,64
0,2	1,82	1,28	1,08	0,90	0,76	0,63	1,78	1,43	1,23	0,95	0,74	0,64	0,2	1,73	1,31	1,03	0,84	0,68	0,57
0,4	1,39	1,07	0,84	0,72	0,62	0,52	1,39	1,13	1,00	0,80	0,62	0,55	0,4	1,32	1,08	0,88	0,74	0,60	0,50
0,6	1,12	0,90	0,72	0,60	0,52	0,43	1,10	0,91	0,82	0,68	0,53	0,47	0,6	1,04	0,90	0,76	0,64	0,54	0,44
0,8	0,92	0,76	0,62	0,51	0,42	0,36	0,90	0,76	0,68	0,57	0,45	0,40	0,8	0,87	0,76	0,63	0,54	0,44	0,38
1,0	0,76	0,63	0,52	0,42	0,35	0,30	0,75	0,62	0,57	0,47	0,38	0,33	1,0	0,71	0,61	0,53	0,45	0,38	0,30

В центре

$$\sigma_b = \frac{0{,}75\,pb^2}{s^2\,(1+1{,}61\,\alpha^3)} = \sigma_{\max}; \qquad \text{(V. 110)}$$

$$W_{\max} = \frac{0{,}1422\,pb^4}{Es^3\,(1+2{,}21\,\alpha^3)}$$

(при $\mu = 0{,}3$). (V. 111)

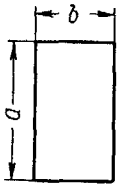


Рис. V. 57.

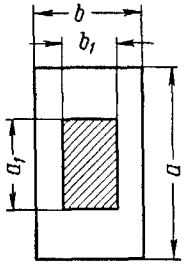


Рис. V. 58.

2. Края оперты. Равномерная нагрузка на части по площади прямоугольника (рис. V. 58)

В центре

$$\sigma = \sigma_b = \beta\,\frac{P}{s^2},$$

где β — из табл. V. 9 (при $\mu = 0{,}3$).

3. Края защемлены. Сплошная равномерная нагрузка (рис. V. 59).

В середине длинной стороны

$$\sigma_b = \frac{0{,}5\,pb^2}{s^2\,(1+0{,}623\,\alpha^6)} = \sigma_{\max}. \qquad \text{(V. 112)}$$

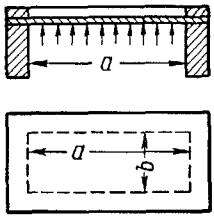


Рис. V. 59.

В центре пластинки (формула для σ_b при $\mu = 0{,}3$). Прогиб прямоугольной защемленной плиты шириной b $\left(\text{при } \frac{b}{a} \leqslant 0{,}5\right)$ может быть найден по формуле [3]

$$W = \frac{1pb^4}{384\,N}.$$

При $\frac{b}{a} > 0{,}5$,

$$W = \frac{pb^4}{N\pi^4} \cdot \frac{1}{3 + 2\alpha^2 + 3\alpha^4},$$

где N — цилиндрическая жесткость.

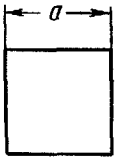
При этом

$$N = \frac{Es'^3}{12(1-\mu^2)} \approx \frac{Es'^3}{11},$$

где s' — толщина пластинки без прибавки на коррозию.

Квадратная пластинка сплошная (рис. V. 60)

Рис. V. 60.



1. Край защемлен и оперт. Равномерная сплошная нагрузка по поверхности.

В середине края

$$\sigma_A = \frac{0{,}308\, pa^2}{s^2} = \sigma_{max}. \qquad (V.113)$$

В центре пластинки

$$W_{max} = \frac{0{,}0138\, pa^4}{Es^3} \quad (\text{для } \mu = 0{,}3). \qquad (V.114)$$

2. Края защемлены. Равномерная нагрузка по концентрическому кругу малого радиуса r_0.

$$\sigma_{max} = \frac{3P}{2\pi\, ms^2}\left[\ln\frac{a}{2r_0}(m+1)\right]; \qquad (V.115)$$

$$W = \frac{0{,}0624\,(m^2-1)\,Pa^2}{m^2 Es^3}. \qquad (V.116)$$

Плоские стенки, укрепленные связями

При плоских стенках сосудов, работающих под давлением, скрепленных круглыми связями, следует различать: 1) вариант равномерно распределенных связей (анкеров); 2) вариант неравномерно распределенных анкеров.

1. Равномерно распределенные связи (рис. V. 61).

Принимаем, что s — толщина листа в *см*; a — расстояние между анкерами, расположенными в одном ряду, в *см*; $в$ — расстояние между рядами анкеров в *см*; p — наибольшее рабочее давление в $кГ/см^2$; c — постоянный множитель:

$c = 0{,}017$ для плоских, омываемых горячими газами и воз стенок, в которые распорные анкерные болты завинчивают и раск пывают или вваривают;

$c = 0{,}015$, если эти стенки с горячими газами не соприкасаются

$c = 0{,}0155$ для плоских соприкасающихся с горячими газами и в дой стенок, в которые завинчиваются распорные или анкерн болты с наружными гайками или точеными головками;

$c = 0{,}0135$, если указанные выше плоские стенки с горячим газами не соприкасаются;

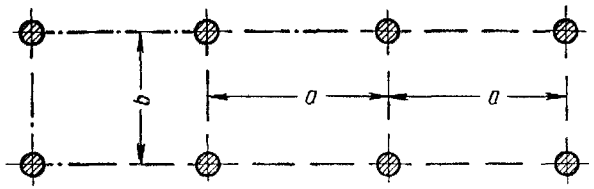


Рис. V 61

$c = 0{,}014$ для стенок, взаимно скрепленных только анкерным трубами.

Для стенок с анкерами, снабженными гайками и скрепляющим шайбами, если эти стенки не соприкасаются с горячими газами

$c = 0{,}013$ — если диаметр наружной скрепляющей шайбы раве 2/5 расстояния между анкерами и толщина шайбы равна $^2/_3$ толщ ны стенки;

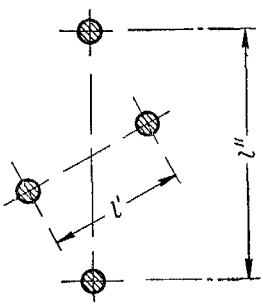


Рис. V. 62.

$c = 0{,}012$ — если диаметр наружно скрепляющей шайбы равен $^3/_5$ расстояни между анкерами и толщина шайбы равна ^{5} толщины стенки;

$c = 0{,}011$ — если диаметр наружно скрепляющей шайбы равен $^4/_5$ расстояни между анкерами и если шайба, толщин которой равна толщине стенки, прикреплен к этой стенке.

Если эти стенки омываются с одной ст роны горячими газами, а с другой — паро то толщину их нужно увеличить на 10 против расчетной.

Тогда для плоских стенок из стали Ст. 2 или Ст. 3 (рис. V. 6

$$s = c\sqrt{p\,(a^2 + b^2)}\,. \qquad \text{(V. 11}$$

2. Неравномерно распределенные связи.

Расстояния a и b заменяем l' и l'' (рис. V. 62). Толщина стен равна

$$s = c\,\frac{l' + l''}{2}\sqrt{p}\,. \qquad \text{(V. 1}$$

Постоянный множитель c остается одним и тем же для равномерно и неравномерно распределенных связей в двойных плитах, плоских стенках открытых сосудов и т. д.

Плоские стенки из чугунного литья и штампованные плоские днища

1 Прямоугольная плита. Толщина прямоугольной плиты, свободно лежащей на опоре со сторонами a и b и нагруженной гидростатическим давлением p, равномерно распределенным по площади ab, равна

$$s=\frac{1}{2}b\sqrt{k\frac{2}{1+\left(\frac{b}{a}\right)^2}\frac{p}{R_в}}, \qquad (V.119)$$

где $R_в$ — допускаемое напряжение на изгиб для чугуна; $k=\frac{3}{4}-\frac{9}{8}$.

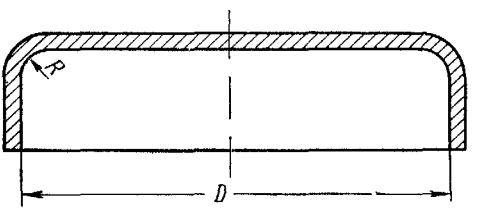


Рис. V. 63.

Максимальное напряжение получается при неполном закреплении (посредине плиты) в направлении короткой стороны.

2. Эллиптическая плита, опирающаяся по периметру, определяемому большой осью a и малой осью b и нагруженная гидростатическим давлением p, равномерно распределенным по площади $\frac{\pi}{4}ab$; толщина эллиптической плиты равна

$$s=\frac{1}{2}b\sqrt{k\frac{2}{1+\left(\frac{b}{a}\right)^2}\frac{p}{R_в}}, \qquad (V.120)$$

где

$$k=\frac{2}{3}-\frac{9}{8}.$$

Максимальное напряжение получается при неполном закреплении (посредине плиты) и притом в направлении малой оси.

Для вертикальных сосудов и аппаратов с защитными покрытиями в виде гуммирования, эмалирования и т. д. с установкой их на сплошное основание в химической промышленности применяют плоские отбортованные стальные днища (рис. V. 63). Эти днища выполняют, как правило, из стали Ст. 3.

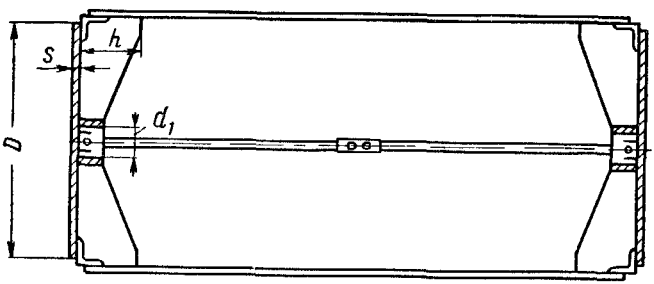
3. Чугунные плоские днища, представляющие одно целое с замыкаемыми ими полыми цилиндрами

$$R_в = 0{,}8\left[\frac{0{,}5\,D - 0{,}5\,R\left(1+\frac{2R}{D}\right)}{s}\right]^2 p, \qquad \text{(V. 12)}$$

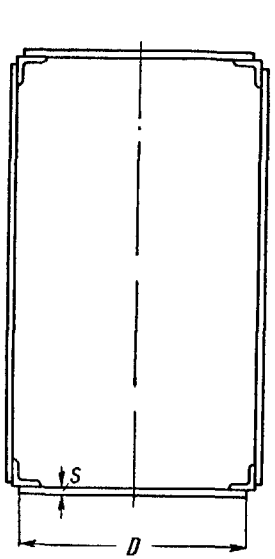
где p — внутреннее давление в $кГ/см^2$, а D и R определяем по рис. V. 63.

Днища плоские для сосудов под налив

Днища плоские неотбортованные широко применяют в цилиндрических резервуарах, предназначенных для хранения нефтепродуктов (рис. V. 64).



а



б

Рис. V. 64. *а* — горизонтальный сосуд; *б* — вертикальный сосуд.

Для уменьшения толщины днищ в резервуарах больших диаметров приваривают элементы жесткости, как это показано на рис. V. 65 (разрез *II*) горизонтального резервуара емкостью 73 $м^3$, диаметром 3200 *мм*, изготовленного из стали Ст. 3.

Конструктивные размеры днищ для сосудов и аппаратов под налив диаметром от 600 до 4000 *мм* следует принимать по проекту нормали Гипронефтемаша (приведены в табл. V. 10 и на рис. V. 66).

Таблица V. 10

Днища плоские неотбортованные для сосудов под налив из стали Ст. 3
(размеры в *мм*)

Диаметр D	Толщина днища s	Количество ребер жесткости n	Высота ребер h	Диаметр кольца жесткости d_1	Высота кольца жесткости и минимальная высота ребра жесткости h_1	Резьба стяжки	Общий вес днища, *кг*	Эскиз на рис. V. 66	Диаметр расчетной окружности a_1
600	6	—	—	—	—	—	13,3		—
700	6	—	—	—	—	—	18,1	*I*	—
800	8	—	—	—	—	—	31,6		—
900	8	—	—	—	—	—	40,0		—
1000	4	4	50	—	—	—	27,8	*II*	41
1100	4	4	55	—	—	—	33,6		45
1200	4	6	55	400	50	—	41,4		40
1400	4	6	75	460	50	—	55,8	*III*	46
1600	4	6	98	530	50	—	73,1		53
1800	4	8	105	480	50	—	95,2		48
2000	6	8	115	550	50	M12	174,5	*IV*	55
2200	6	8	125	610	100	M16	221,5		61
2400	6	8	155	660	100	M16	265,3		66
2600	6	10	160	610	100	M20	319,7	*V*	61
2800	6	10	185	650	100	M20	371,3		65
3000	6	12	195	620	100	M24	440,7		65
3200	6	12	220	640	100	M24	501,7		64
3400	6	12	250	670	100	M24	571,5	*VI*	67
3600	6	12	280	730	100	M30	644,1		73
3800	8	12	270	780	100	M30	936,5		78
4000	8	12	300	820	100	M36	1044,2		82

Примечания. 1. Днища по эскизам *I—VI* предусмотрены для горизонтальных емкостей. 2. Днища вертикальных емкостей ставят на сплошное основание и выполняют без ребер жесткости и стяжек с толщиной нижнего пояса емкости. 3. Стяжку крепят концами шарнира к днищам и стягивают муфтой с правой и левой резьбой. 4. Толщина ребер и кольца, а также катет сварных швов — s. 5. Вес днища подсчитан при $\gamma = 7{,}85$ $Г/см^3$.

Плоские днища *4* приварены к бортовым кольцам цилиндрического корпуса, изготовленным из угловой стали.

Днища сосудов диаметром от 600—900 *мм* изготовляют без элементов жесткости. Днища сосудов диаметром 1000 и 1100 *мм* укрепляют четырьмя крестообразно расположенными ребрами жесткости.

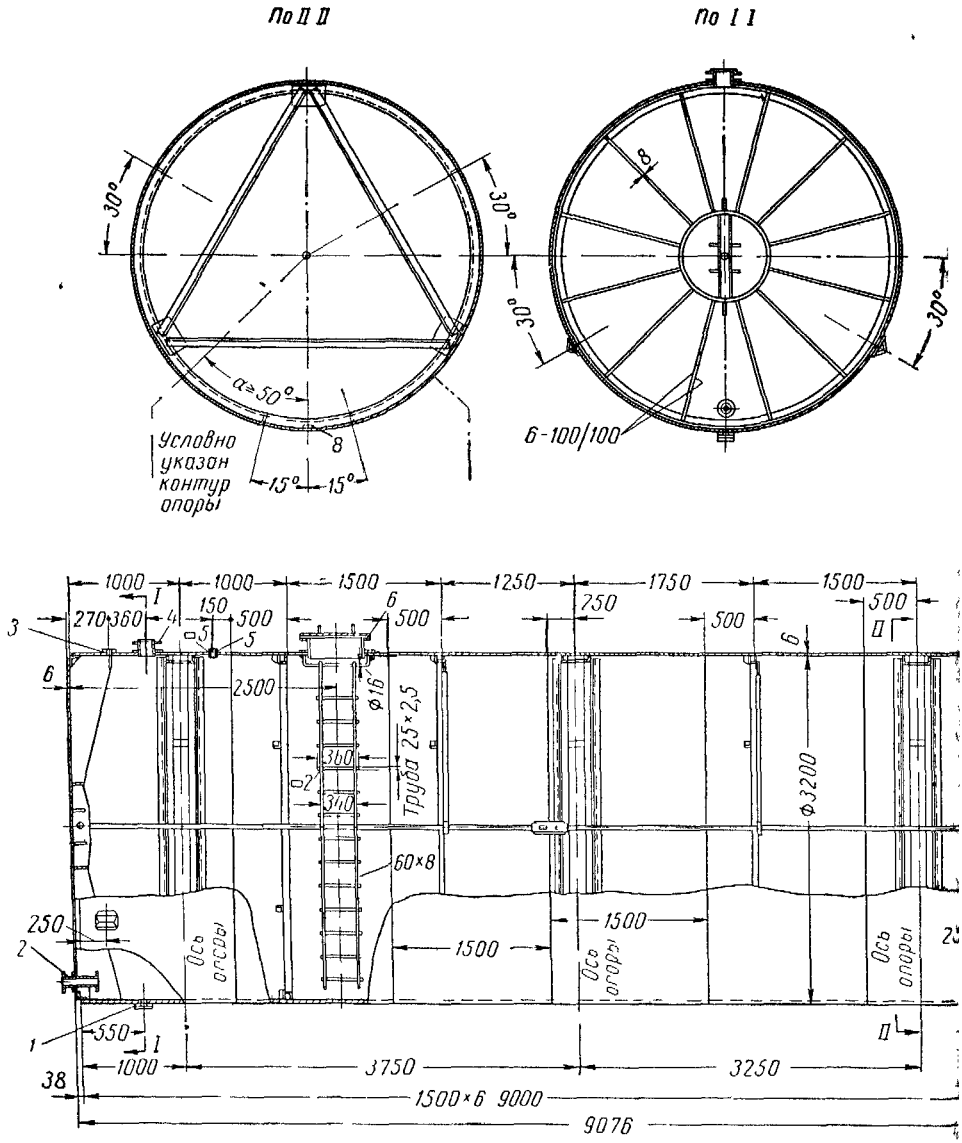


Рис. V. 65.

1 — бобышка для спуска грязи $D_y = 50$; *2* — штуцер-катушка $D_y = 100$, снаружи — к на смазке, внутри — хлопушка $D_y = 100$; *3* — бобышка $D_y = 50$ для троса подъема крыш хлопушки, *4* — замерный люк $D_y = 150$ с коленом, огневым предохранителем и дыхатель клапаном; *5* — муфта для манометра; *6* — люк-лаз $D_y = 450$, *7* — устройства для троса транспортировке; *8* — вырез для перетока жидкости

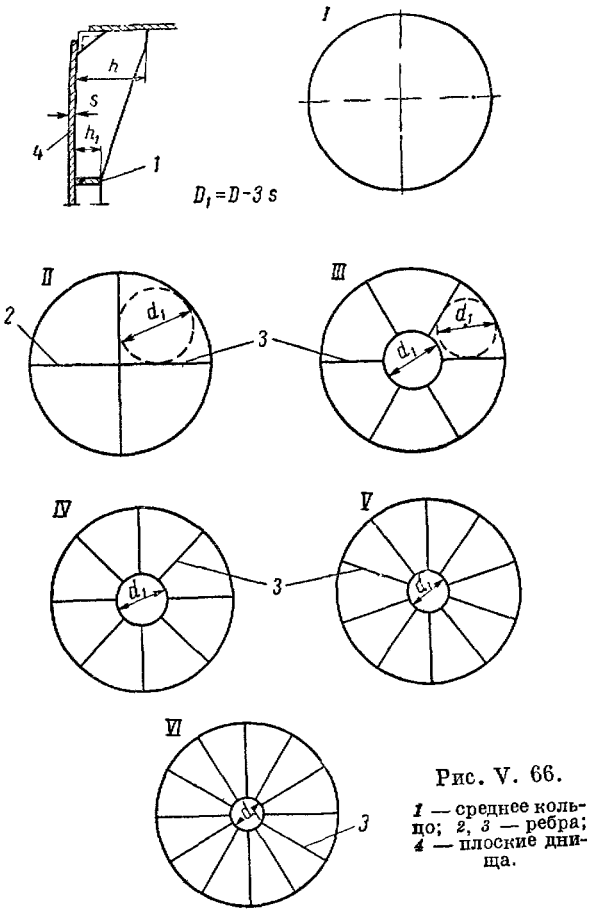


Рис. V. 66.

1 — среднее кольцо; *2*, *3* — ребра; *4* — плоские днища.

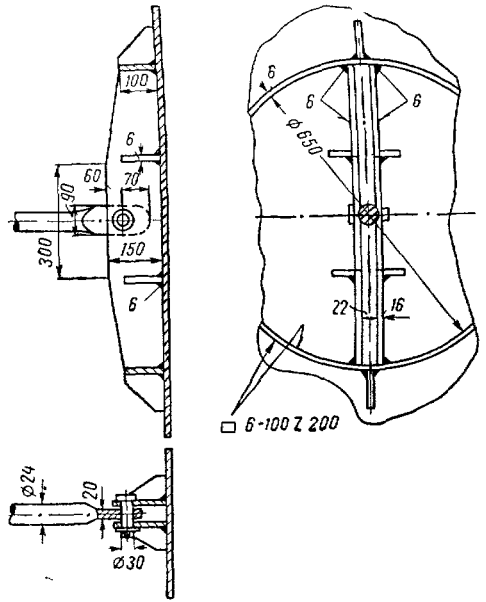


Рис. V. 67.

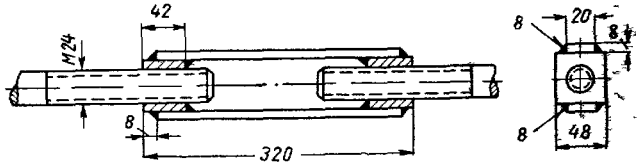


Рис. V. 68.

Остальные днища больших диаметров изготовляют со средним ко
цом жесткости и большим числом ребер: 6, 8, 10 или 12. Днища,
чиная с диаметра 2000 *мм*, кроме того, снабжены стяжкой из кр
лой стали Ст. 5, укрепленной шарнирно с обеими днищами и стя
ты муфтой с правой и левой резьбой.

На рис. V. 67 показаны конструкции крепления стяжки на ша
нирах к днищам резервуара, изображенного на рис. V. 65, на ри
V. 68 — конструкция стяжной муфты с правой и левой резьбой

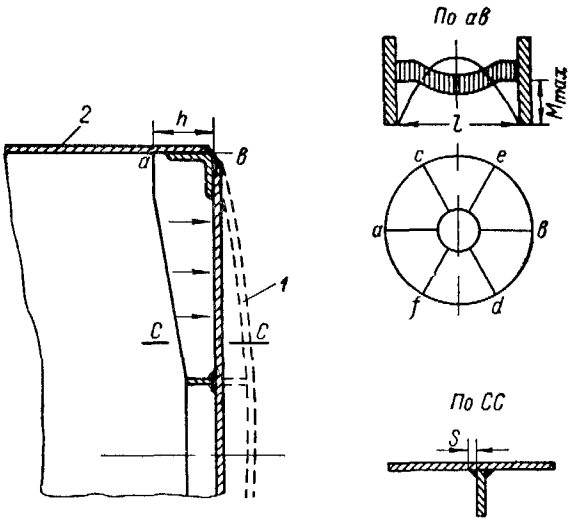


Рис. V. 69.

1 — днище, *2* — стенка; разрез по *ав* — схема загружения пары противолежащих ребер жесткости.

Толщина стенки днищ без ребер жесткости горизонтальны
сосудов, приведенных в табл. V. 10, определена по формуле V. 9
при значении $k = 0{,}5$.

Толщина днищ с ребрами жесткости или с кольцами совместн
с ребрами жесткости определена по формуле V. 90, в которой диа
метр d равен d_1 — диаметру вписанной окружности между ребрам
жесткости днища (рис. V. 66)) в *см*; этот диаметр является расчет
ным.

При этом при расчете плоских днищ, помещенных в табл. V. 1
приняты: $c = 0{,}2$ *см*; $R_в = 1{,}05\,R_z$, где $R_z = 1200$ *кГ/см*^{2} для стал
Ст. 3.

Для расчета ребер жесткости на рис. V. 69 представлена схем
действия наполняющей резервуар среды, в результате которо
плоское днище, изготовленное без ребер жесткости, как наимене
устойчивый элемент резервуара стремится занять положение, изо
браженное пунктиром. Однако ребра жесткости, действуя как равно
мерно нагруженные балочки по сечениям *ab*, *cd* и *ef*, где они прив

рены, оказывают сопротивление нагрузке изгиба, действующей на днище.

Нагрузка на одну пару ребер жесткости составляет

$$Q_1 = \gamma \frac{D}{2} \cdot \frac{\pi D^2}{4} \cdot \frac{1}{n} \kappa Г, \qquad \text{(V. 122)}$$

где n — принятое количество пар ребер жесткости.

Максимальный изгибающий момент

$$M_{\max} = \frac{1}{12} Q_1 D \ \kappa Г \cdot см.$$

Момент сопротивления опорной поверхности ребра у стенки сосуда по сечению *ав*

$$W = \frac{M_{\max}}{R_в} см^3, \qquad \text{(V. 123)}$$

где

$$R_в = 1{,}05\, R_z \ \kappa Г/см^2, \qquad \text{(V. 124)}$$

а

$$W = \frac{sh^2}{6} см^3, \qquad \text{(V. 125)}$$

здесь s — толщина ребра, равная толщине днища, в *см*; h — высота ребра в *см*.

Отсюда

$$h = \sqrt{\frac{6W}{s}} \ см. \qquad \text{(V. 126)}$$

Ребра следует приваривать валиковыми швами с обеих сторон к днищам и боковым стенкам сосудов с катетом шва, равным s.

При определении диаметра стяжки считают, что она воспринимает третью часть всей нагрузки, действующей на днища, т. е.

$$Q_{ст} = \frac{Q}{3} кг. \qquad \text{(V. 127)}$$

Площадь поперечного сечения стяжки

$$F_{ст} = \frac{Q_{ст}}{1500} см^2, \qquad \text{(V. 128)}$$

где для стяжки из стали Ст. 5 принято напряжение, равное $\sim 1500\ \kappa Г/см^2$.

Внутренний диаметр резьбы стяжки

$$d_{ст} = \sqrt{\frac{4F}{\pi}} + c \ см. \qquad \text{(V. 129)}$$

Резьбу стяжек принимаем по ГОСТ 9150-59.

Следует отметить, что необходимость в ребрах жесткости и оттяжке у плоских днищ резервуаров определяется также условиями эксплуатации, расчетом на прочность и опытом применения.

ФЛАНЦЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Существуют две группы фланцев: фланцы, которые являются элементами или деталями арматуры, фасонных частей и труб, при помощи таких фланцев соединяют между собой арматуру, трубы; и фланцы, составляющие часть цилиндрических корпусов аппаратов или сосудов, днищ, крышек и прочих элементов указанного оборудования. Они служат для соединения этих частей в целях сборки корпусов в одно целое.

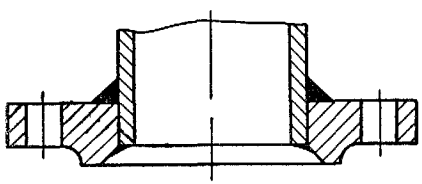


Рис. VI. 1.

Такое деление фланцев вызвано следующими причинами.

Фланцы арматуры, фитингов и труб различаются по условному давлению p_y в $кГ/см^2$ и условному диаметру D_y, для которых они предназначаются. По этим же параметрам начали строить и фланцы для сосудов и аппаратов, однако отправные принципы конструктивного оформления тех и других различны.

Присоединительные размеры фланцев, диаметры шпилек и болтов унифицированы, их принимают по ГОСТ 1234-54 (табл. VI. 1 и VI. 2)[1]. Расчет серийных и взаимозаменяемых узлов и деталей оборудования ведут по наименее прочному материалу.

Так, например, присоединительные размеры фланца арматурной единицы, фитинга или трубы данного условного диаметра D_y и условного давления p_y рассчитывают и конструируют под ствол трубы, изготовленной в зависимости от давления из чугунного или стального литья. При этом в качестве исходных данных берется наибольшая возможная толщина стенки ствола трубы, соответствующая наименьшему расчетному напряжению для чугунного или стального литья; литейная прибавка для стенок отливок по 5—6 *мм*.

В результате для фланца с соответствующими данному D_y и p_y присоединительными размерами, но по конструкции своей предназначенного для приварки, например к стальной трубе (рис. VI. 1), эти присоединительные размеры можно было несколько уменьшить.

[1] В табл. VI. 1, VI. 2 и VI. 9 приведены данные для p_y 16, 25, 40 и 160 в качестве примеров. Более подробные данные для этих и других p_y приведены в соответствующих официальных источниках (ГОСТ, нормали).

Таблица VI. 1

Присоединительные размеры в *мм* фланцев на условное давление 16 и 25 *кГ/см²*
(по ГОСТ 1234-54)

$D_у$	$p_у$=16 *кГ/см²*					$p_у$=25 *кГ/см²*					Общее для $p_у$ 16 *кГ/см²* и $p_у$ 25 *кГ/см²*
				болты					болты		
	D	D_1	D_2	количество	диаметр	D	D_1	D_2	количество	диаметр	
10	90	60	40	4	M12	90	60	40	4	M12	2
15	95	65	45	4	M12	95	65	45	4	M12	2
20	105	75	58	4	M12	105	75	58	4	M12	2
25	115	85	68	4	M12	115	85	68	4	M12	2
32	135	100	78	4	M16	135	100	78	4	M16	2
40	145	110	88	4	M16	145	110	88	4	M16	3
50	160	125	102	4	M16	160	125	102	4	M16	3
70	180	145	122	4	M16	180	145	122	8	M16	3
80	195	160	138	8	M16	195	160	138	8	M16	3
100	215	180	158	8	M16	230	190	162	8	M20	3
125	245	210	188	8	M16	270	220	188	8	M22	3
150	280	240	212	8	M20	300	250	218	8	M22	3
175	310	270	242	8	M20	330	280	248	12	M22	3
200	335	295	268	12	M20	360	310	278	12	M22	3
225	365	325	295	12	M20	395	340	305	12	M27	3
250	405	355	320	12	M22	425	370	335	12	M27	3
300	460	410	378	12	M22	485	430	390	16	M27	4
350	520	470	438	16	M22	550	490	450	16	M30	4
400	580	525	490	16	M27	610	550	505	16	M30	4
450	640	585	550	20	M27	660	600	555	20	M30	4
500	705	650	610	20	M30	730	660	615	20	M36	4
600	840	770	720	20	M36	840	770	720	20	M36	5
700	910	840	790	24	M36	955	875	815	24	M42	5
800	1020	950	900	24	M36	1070	990	930	24	M42	5
900	1120	1050	1000	28	M36	1180	1090	1025	28	M48	5
1000	1255	1170	1110	28	M42	1305	1210	1140	28	M52	5
1200	1485	1390	1325	32	M48	1525	1420	1350	32	M52	5
1400	1685	1590	1525	36	M48	1750	1640	1560	36	M56	5
1600	1930	1820	1750	40	M52						5

Однако выгоды, получаемые от максимальной унификации литой и прочей арматуры, соединительных частей и фланцевых труб, настолько перекрывают указанный недостаток, что с ним здесь не приходится считаться.

Условия работы фланцев для арматуры и трубопроводов более жесткие. Эти фланцы испытывают дополнительные нагрузки от действия веса трубопроводов большой протяженности, от температурных колебаний, весовые, вибрационные, ударные и другие нагрузки.

Фланцы аппаратов и сосудов обычно бывают значительно больших диаметров, чем фланцы для арматуры и трубопроводов.

Стенки корпусов сосудов и аппаратов с целью экономии металла рассчитывают по заданному избыточному давлению применительно

Таблица VI. 2

Присоединительные размеры в *мм* фланцев на условное давление 40 и 160 *кГ/см²*
(по ГОСТ 1234-54)

D_y	p_y=40 *кГ/см²*							p_y=160 *кГ/см²*						Общее для p_y 40 *кГ/см²* и p_y 160 *кГ/см²*	
						шпильки						шпильки			
	D	D_1	D_2	D_3	D_4	количество	диаметр	D	D_1	D_2	D_3	количество	диаметр	f	f_1
10	90	60	40	34	35	4	M12	110	75	52	35	4	M16	2	4
15	95	65	45	39	40	4	M12	110	75	52	35	4	M16	2	4
20	105	75	58	50	51	4	M12	130	90	62	45	4	M20	2	4
25	115	85	68	57	58	4	M12	140	100	72	50	4	M20	2	4
32	135	100	78	65	66	4	M16	165	115	86	65	4	M22	2	4
40	145	110	88	75	76	4	M16	175	125	92	75	4	M24	3	4
50	160	125	102	87	88	4	M16	215	165	134	95	8	M22	3	4
60															
70	180	145	122	109	110	8	M16	245	190	154	110	8	M27	3	4
80	195	160	138	120	121	8	M16	260	205	168	130	8	M27	3	4
100	230	190	162	149	150	8	M20	300	240	200	160	8	M30	3	4,5
125	270	220	188	175	176	8	M22	355	285	238	190	8	M36	3	4,5
150	300	250	218	203	204	8	M22	390	318	270	205	12	M36	3	4,5
175	350	295	260	233	234	12	M27	460	380	326	255	12	M42	3	4,5
200	375	320	285	259	260	12	M27	480	400	346	275	12	M42	3	4,5
225	415	355	315	286	287	12	M30	545	450	390	305	12	M48	3	4,5
250	445	385	345	312	313	12	M30	580	485	425	330	12	M48	3	4,5
300	510	450	410	363	364	16	M30	665	570	510	380	16	M48	4	4,5
350	570	510	465	421	422	16	M30							4	5
400	655	585	535	473	474	16	M36							4	5
450	680	610	560	523	524	20	M36							4	5
500	755	670	615	575	576	20	M42							4	5
600	890	795	730	677	678	20	M48							5	6
700	995	900	836	767	768	24	M48							5	6
800	1135	1030	960	875	876	24	M52							5	6

к требуемому конструкционному материалу. При этом, как правило, имеется возможность делать фланцы наиболее компактными.

Сравнивая присоединительные размеры фланцев по разным нормалям, видим, что принятые на практике фланцы для сосудов и аппаратов более компактны, чем фланцы для арматуры, фитингов и трубопроводов, предусмотренных для одних и тех же рабочих условий. Это обстоятельство не исключает и того, что фланцы для арматуры, соединительных частей и трубопроводов можно использовать также и для элементов корпусов сосудов и аппаратов малых диаметров приблизительно до 400 *мм*.

Рассмотрим фланцы арматуры, фитингов и трубопроводов для условного давления p_y 16 по ГОСТ 1234-54.

Покажем на примере, как следует определять присоединительные размеры этих фланцев (см. рис. VI. 3).

Устанавливаем, какая расчетная толщина s должна быть у стенки

Таблица VI. 3

Толщина s водопроводных труб в *мм* с $D_y = 400 \div 700$ *мм*, рассчитанных для $p_y = 10$ *кГ/см²* (по ГОСТ 5525-61)

Условный диаметр	400	500	600	700
Толщина	14	16	18	20

ствола при условии, что он изготовлен из наименее прочного материала. В данном случае это должны быть арматура и фитинги из чугунного литья. Выясняем величину литейной прибавки.

Для этого в ГОСТ 5525-61 на чугунные водопроводные трубы в зависимости от D_y приведена толщина s для труб при давлении до 16 *кГ/см²* (табл. VI. 3).

Как видно из графика (рис. VI. 2) эта зависимость выражается прямой, которая удовлетворяет уравнению

$$y = s = C + ax = 0{,}6 + \frac{p}{2R_z} \times \cdot$$

$$\times D_y = 0{,}6 + \frac{16}{2R_z} D_y.$$

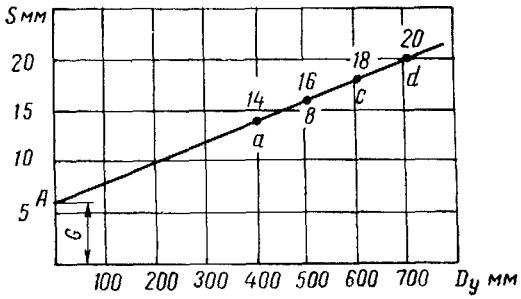


Рис. VI. 2.

Отсюда видно, что постоянная линейная прибавка $C = 0{,}6$ *см* $= 6$ *мм*, и расчетное напряжение R_z, например для труб D_y 700, равно

$$R_z = \frac{16 \cdot 70{,}0}{2\,(20 - 0{,}6)} = 400 \text{ кГ/см}^2.$$

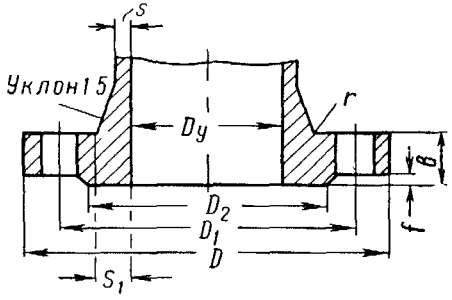


Рис. VI. 3.

Иногда расчетная толщина цилиндрической стенки ствола трубы, особенно при высоких давлениях, возрастает настолько значительно, что ее увеличивают уже не наружу от условного или номинального диаметра трубы, а частично за счет прохода в свету, в результате чего внутренние диаметры труб фактически оказываются меньше условных.

Далее, наметив наибольшие размеры переходных утолщений шеек труб к фланцам s_1, как это показано на рис. VI. 3, радиусы закруглений или галтелей r и диаметры болтов, устанавливаем по конструктивным соображениям все присоединительные размеры фланцев.

В этой части, исключая определение толщины стенок стволов, метод построения присоединительных размеров для обеих групп фланцев одинаков.

Достаточно сравнить приведенные в табл. VI. 21 присоединительные размеры фланцев для сосудов и аппаратов на условное давление p_y 16 для одних и те же диаметров с данными по ГОСТ 1234-54 (табл. VI. 1), чтобы убедиться, насколько эти фланцы компактнее по сравнению с фланцами для арматуры, фитингов и трубопроводов, предназначенных для тех же рабочих условий.

ФЛАНЦЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ АРМАТУРЫ, СОЕДИНИТЕЛЬНЫХ ЧАСТЕЙ И ТРУБ

В СССР установлен ряд стандартных условных, пробных и рабочих давлений для арматуры, фитингов и трубопроводов, которые приведены в ГОСТ 356-59 (табл. VI. 4—VI. 6). Применение фланцев из углеродистой стали ограничивается стандартом максимальной температурой 450° С.

В действующих же фактически на нефтеперерабатывающих заводах аппаратах и трубопроводах применяют фланцы из углеродистой стали при условном давлении $p_y = 25, 40, 64, 100$ и 160 *кГ/см*^{2} соответственно при рабочем давлении 8, 13, 22, 34 и 54 *кГ/см*^{2} и температуре $\leqslant$475° С.

При пользовании ГОСТ 356-59 могут возникнуть следующие вопросы.

Допустим задвижка изготовлена из хромомолибденовой стали Х5МЛ с обозначением на корпусе p_y 64-Х5-200. Каковы условия ее применения?

Обратившись к нижней половине табл. VI. 4, находим в графе условных p_y число 64. Пробное давление для задвижки с гидравлическим испытанием на прочность и плотность материала водой при температуре ниже 100° С согласно следующей графы той же таблицы равно 96 *кГ/см*^{2}. Если необходимо, чтобы указанная задвижка работала при давлении 24 *кГ/см*^{2}, то вправо по горизонтали от числа 64 находим число 24 и, следуя затем по вертикали от числа 24 до строки 7 сверху, на которой приведены данные для стали, находим число 515. Это значит, что указанная задвижка может работать при избыточном давлении 24 *кГ/см*^{2} в условиях температуры среды до 515° С.

Может возникнуть обратная задача: подобрать материал и установить условное давление p_y для тройника, предназначенного к работе при давлении 160 *кГ/см*^{2} и температуре 690° С.

В верхней половине табл. VI. 4 отыскиваем температуру 690° С. На этой же строке слева выбираем из сталей группы ХН подходящую по условиям коррозиеустойчивости сталь. Допустим, что это сталь Х18Н9ТЛ. Затем, следуя вниз по вертикали в той же графе до рабочего давления $p_{раб} = 160$ *кГ/см*^{2} и далее по горизонтали от этого давления влево, находим, что заданным рабочим условиям $p_{раб} =$

$= 160$ *кГ/см²* и температуре $t = 690°$ С отвечает условное давление $p_у = 640$ *кГ/см²* и пробное гидравлическое давление $p_{пр} = 800$ *кГ/см²*.

Таким образом, тройник должен быть изготовлен на $p_у = 640$ *кГ/см²* из стали Х18Н9ТЛ.

Расчет на прочность элементов фланцев подобного тройника можно вести либо на давление 160 *кГ/см²* и рабочую температуру 690° С, либо на условное давление $p_у = 640$ *кГ/см²*, отнесенное к нормальной температуре (см. стр. 429 и 467).

Общесоюзный стандарт ГОСТ 356-59, введенный в действие с 1/I 1960 г. взамен ГОСТ 356-59, распространяется на арматуру и соединительные части трубопроводов, работающих при температуре проводимой среды выше 0° С и избыточном давлении от 0,5 *кГ/см²* и выше.

На трубопроводы в собранном виде стандарт не распространяется.

Для стальных труб трубопроводов стандарт является рекомендуемым.

Арматуру и соединительные части трубопроводов рекомендуется изготовлять только на следующие условные давления в *кГ/см²* (избыточные): 1; 2,5; 4; 6; 10; 16; 25; 40; 64; 100, 160; 200; 250; 320; 400; 500; 640; 800 и 1000.

Пробное давление — это избыточное давление, на которое арматура и соединительные части трубопроводов должны подвергаться гидравлическому испытанию водой на прочность и плотность материала при температуре ниже 100° С. Наибольшие допускаемые рабочие давления должны соответствовать указанным в ГОСТ 356 59.

Для повышения надежности оценки результатов проверки герметичности арматуры и фитингов, предназначающихся для нефтеперерабатывающих заводов, гидравлическое испытание их ведут обычно не водой, а керосином.

Значения предельных температур для сталей Х5ТЛ, Х5МЛ, Х5ВЛ, Х8ВЛ в ГОСТ 356-59 (табл. VI. 4) даны для условий применения их в нефтеперерабатывающей промышленности с учетом огнеопасности и взрывоопасности проводимой среды.

При применении стали группы ХН в нефтеперерабатывающей промышленности при температуре среды выше 450° С ступени условных и рабочих давлений следует принимать по соответствующим ведомственным нормалям.

Буква Л в конце марки обозначает литье.

Указанные обозначения групп стали установлены только для применения по стандарту ГОСТ 356-59.

Рабочие давления для промежуточных значений температуры среды по табл. VI. 4—VI. 6 находим линейной интерполяцией.

При определении ступени условного давления допускается превышение фактического рабочего давления в пределах до 5% над указанным в таблицах для заданной температуры без перехода к высшей ступени условного давления.

Давления условные, пробные и рабочие дл
(по ГОС

Группа стали			Температура ра								
наименование	обозначение	марка									
Углеродистая (C⩽0,3%) . . .	С	Ст.3, МСт.4, 25	До 200	225	250	275	300	325	350	375	400
Молибденовая . .	М	16М	» 200	275	320	375	450	465	475	—	—
Хромомолибденовая	МХ	12МХ	» 200	275	320	375	450	475	490	495	500
То же	ХМ	15ХМА, 20ХМЛ	» 200	275	320	375	450	475	490	495	500
Хромомолибденованадиевая . . .	ХМФ	12ХМФ, 20ХМФЛ	» 200	275	320	375	450	500	510	515	520
Хромотитановая	Х5Т	Х5ТЛ	» 200	285	325	360	390	415	425	—	—
Хромомолибденовая и хромовольфрамовая	Х5	Х5МЛ, Х5ВЛ	» 200	285	325	360	390	415	430	445	450
Хромовольфрамовая	Х8	Х8ВЛ	» 200	285	325	360	390	415	430	445	450
Хромоникелетитановая и хромоникелевольфрамовая	ХН	1Х18Н9Т, 1Х18Н12Т, 1Х14Н14В2М, 1Х14Н14В2МТ Х18Н9ТЛ	» 200	275	320	375	420	460	480	500	520

Избыточные да

Давления		Рабочие на								
условные $p_у$	пробные $p_{пр}$									
16	24	16	15	14	13	12,5	12	11	10,5	10
25	38	25	24	22	21	20	19	18	17	16
40	60	40	38	36	34	32	30	28	26	25
64	96	64	60	56	53	50	48	45	42	40
100	150	100	95	90	85	80	75	71	67	64
160	240	160	150	140	132	125	118	112	106	100
200	300	200	190	180	170	160	150	140	132	125
640	800	640	600	560	530	500	475	450	425	400

арматуры и соединительных частей из сталей
356-59)

бочей среды, °С

410	425	430	435	440	445	450	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
505	510	—	515	—	520	525	530	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
505	510	—	515	520	525	530	535	540	—	—	—	—	—	—	—	—	—
525	530	535	540	545	550	555	560	565	570	575	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
460	470	480	490	495	500	505	510	515	520	525	530	535	540	545	550	—	—
460	470	480	490	495	500	510	515	520	525	530	540	545	550	555	565	570	575
540	560	580	590	600	610	620	630	635	640	650	660	670	675	680	690	695	700

влсния в $кГ/см^2$

ибольшие $p_{раб}$

9,5	9	8,5	8	7,5	7	6,7	6,4	6	5,6	5,3	5	4,8	4,5	4,2	4	3,8	3,6
15	14	13	12,5	12	11	10,5	10	9,5	9	8,5	8	7,5	7	6,7	6,4	6	5,6
24	22	21	20	19	18	17	16	15	14	13	12,5	12	11	10,5	10	9,5	9
38	36	34	32	30	28	26	25	24	22	21	20	19	18	17	16	15	14
60	56	53	50	48	45	42	40	38	36	34	32	30	28	26	25	24	22
95	90	85	80	75	71	67	64	60	56	53	50	48	45	42	40	38	36
118	112	106	100	95	90	85	80	75	71	67	64	60	56	53	50	48	45
380	360	340	320	300	280	265	250	235	225	210	200	190	180	170	160	150	140

Таблица VI. 5

Давления условные, пробные и рабочие для арматуры и соединительных частей из чугунов
(по ГОСТ 356-59)

Чугуны	Температура рабочей среды, °С					
Серый	До 120	200	250	300	—	—
Ковкий	» 120	200	250	300	350	400

Давления в $кГ/см^2$ (избыточные)

Условные $p_у$	Пробные $p_{пр}$	Рабочие наибольшие $p_{раб}$					
16	24	16	15	14	13	12	10
25	38	25	23	21	20	18	16
40	60	40	36	34	32	30	28

Таблица VI. 6

Давления условные, пробные и рабочие для арматуры и соединительных частей из латуни и бронзы в $кГ/см^2$ (избыточные)
(по ГОСТ 356-59)

Давления		Давления рабочие наибольшие $p_{раб}$ при температуре среды, °С		
условные $p_у$	пробные $p_{пр}$	до 120	200	250
16	24	16	13	11
25	38	25	20	17
40	60	40	32	27
160	240	160	—	—

При применении сталей, которые по своим свойствам не могут быть отнесены ни к одной из указанных в ГОСТ 356-59 групп, а также в случае применения материалов, не предусмотренных этим ГОСТ, соответствующие ступени температур устанавливаются техническими условиями или нормалями, составленными с соблюдением ступеней условных и рабочих давлений, предусмотренных в ГОСТ.

Температуру проводимой среды принимают равной наивысшей длительной температуре без учета кратковременных отклонений, допускаемых соответствующими стандартами или техническими условиями.

В технически обоснованных случаях (например, для специальных установок) допускается изготовление арматуры и соединительных частей на конкретное рабочее давление и температуру вне предусмотренной ГОСТ 356-59 шкалы условных давлений.

В особых случаях ГОСТ 356-59 допускает применение по специальным техническим условиям как более низких, так и более высоких пробных давлений при условии, что испытание под таким давлением не приведет к снижению качеств изделий.

Согласно ГОСТ 356-59 приняты следующие обозначения:

а) условное давление 40 $кГ/см^2$ — $p_у$ 40;

б) пробное давление 60 $кГ/см^2$ — $p_{пр}$ 60;

в) при применении сталей или материалов, не указанных в ГОСТ 356-59, например, для рабочего давления 250 $кГ/см^2$ при температуре 400° С — p_{400} 250.

При необходимости к обозначению условного давления добавляют согласно ГОСТ 356-59 обозначение материала, указывающее на соответствующие ступени температур и рабочих давлений:

для стали — обозначение группы согласно ГОСТ 356-59,

для серого чугуна —СЧ,

для ковкого чугуна —КЧ,

для латуни —Ц.

Например: $p_у$ 40-ХН, $p_у$ 16-Ц.

Согласно ГОСТ 356-59 условное давление $p_у$ принимают равным рабочему или избыточному давлению (по манометру) только при температуре до 120° С для фланцевых соединений из чугуна, латуни и бронзы и до 200° С для сталей. С увеличением температуры рабочей среды свыше указанных пределов давления по ГОСТ снижаются в зависимости от изменения механических свойств материала, из которого изготовлены фланцы, а также в связи с появлением дополнительных напряжений во фланцевом соединении, возникающих вследствие разницы температур более нагретых фланца и прокладки и менее нагретых шпилек и болтов.

Рекомендуется арматуру и соединительные части трубопроводов для рабочего давления ниже 0,5 $кГ/см^2$ испытывать на прочность и плотность пробным давлением, превышающим на 1 $кГ/см^2$ рабочее давление, а арматуру и соединительные части, предназначенные для работы в условиях вакуума, — пробным давлением не менее 1,5 $кГ/см^2$, а в судостроении — не менее 2 $кГ/см^2$.

В соответствии с п.10 ГОСТ 356-59, нормалью Н701-61 Гипронефтемаша для типовой арматуры и соединительных частей из сталей группы ХН, работающих в условиях огнеопасной нефтяной среды, при температуре среды выше 450° С и избыточном давлении от 6 $кГ/см^2$ и выше установлены несколько сниженные избыточные рабочие давления, приведенные в нормали Н705-61 (табл. VI. 7).

Диаметры условных проходов $D_у$ и соответствующие им диаметры трубной резьбы для всех видов арматуры, фитингов и трубопроводов, а также тех частей машин, приборов и аппаратов, которые служат для присоединения арматуры или трубопроводов, приведены в ГОСТ 355-52.

Условный проход сокращенно обозначается буквами $D_у$ с добавлением численной величины условного прохода. Например, условный проход 100 *мм* обозначается $D_у$ 100.

Таблица VI. 7

Пределы применения сталей группы ХН для огнеопасных сред по нормали Н705-61 (Гипронефтемаша)

Условное давление	Наибольшие рабочие давления в кГ/см² при температуре рабочей среды, °С																
	455	470	485	500	510	525	535	545	550	560	570	575	580	585	590	595	600
16	12	11	10,5	10	9,5	9	8,5	8	7,5	7	6,7	6,4	6	5,6	5,3	5	4,8
25	19	18	17	16	15	14	13	12,5	12	11	10,5	10	9,5	9	8,5	8	7,5
40	30	28	26	25	24	22	21	20	19	18	17	16	15	14	13	12,5	12
160	118	112	106	100	95	90	85	80	75	71	67	64	60	56	53	50	48

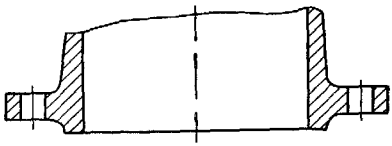
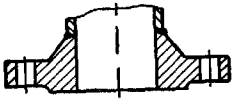
Для трубопроводной арматуры и фитингов установлены общий для всех видов фланцев ГОСТ 1234-54 на присоединительные размеры (см. табл. VI. 1 и VI. 2), ГОСТ 1235-54 на фланцы чугунные литые для давлений p_y в пределах 2,5—25 *кГ/см²* с возможностью применения таковых при температурах не более 300° С, а также ГОСТ 1240-54 на фланцы стальные литые для давлений в пределах 16—200 *кГ/см²*. На чугунные, стальные и бронзовые фланцы для судовых трубопроводов для условных давлений 6, 10, 16, 25, 40 и 64 *кГ/см²* действуют ГОСТ 4434-48 — 4441-48, 1537-48 и 1538-48. Эти фланцы имеют несколько облегченные размеры.

В нефтеперерабатывающей промышленности выбор фланцевых соединений для трубопроводов и арматуры производится по нормалям, указанным в табл. VI.8, представляющим собой в основном выдержки из общесоюзных стандартов и дополненным специальными конструкциями, отсутствующими в указанных стандартах, как, например, фланцами с металлической прокладкой овального или восьмиугольного сечения.

Из всех существующих видов соединения стальных фланцев со стальными трубами в нефтеперерабатывающей промышленности применяется главным образом приварка фланцев в стык к трубе (рис. VI. 4) или при давлениях обычно до 25 *кГ/см²* и температуре до 300° С внахлестку валиковыми швами (рис. VI 5). Также применяют так называемые свободные (накидные) фланцы, которые в нефтеперерабатывающей промышленности предусмотрены в некоторых случаях для легированных труб (рис. VI. 6 и VI. 7).

В нефтеперерабатывающей промышленности фланцевые соединения выбирают, учитывая не только рабочее давление и температуру, но и свойства продукта в аппарате или трубопроводе. Обычно фланцевые соединения для условного давления не ниже p_y 6 применяют в аппаратуре и трубопроводах, предназначенных для воды, мятого пара, воздуха, разных химических реагентов и т. д., а для холодных темных, тяжелых и трудно испаряющихся нефтепродуктов фланцевые соединения для давлений не ниже p_y 10. Фланцевые соединения, рассчитанные на более низкие условные давления, в в нефтепереработке обычно не применяют.

Таблица VI. 8

Тип фланцев	Давления условные P_y, кГ/см²	№ нормалей Гипронефтемаша	Рисунок
Чугунное литье . .	10	Н757-55	
То же	16	Н758-55	
»	25	Н759-55	
Стальное литье . . .	16	Н761-55	
То же	25	Н762 55	
»	40	Н763-55	
»	40	Н764-55	
Фланцы с металлической прокладкой овального сечения	64	Н765-55	
То же	100	Н766-55	
»	160	Н767-55	
Фланцы плоские приварные	6	Н769-55	См. рис. VI. 5
То же	10	Н425-55	
»	16	Н429-55	
»	25	Н433-55	
Фланцы приварные в стык	16	Н427-55	
То же	25	Н431-55	
»	40	Н435-55; Н436-55	

Тип фланцев	Давления условные p_y, кГ/см²	№ нормалей Гипронефтемаша	Рисунок
Фланцы приварные в стык с металлической прокладкой овального сечения	64	Н411-55	См. рис. VI. 3
То же	100	Н413-55	
»	160	Н415-55	

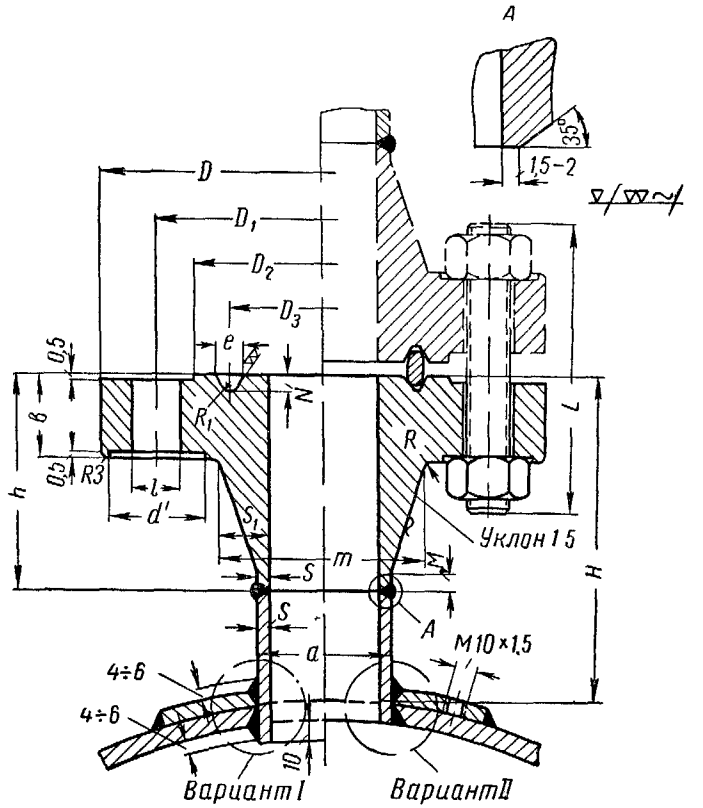
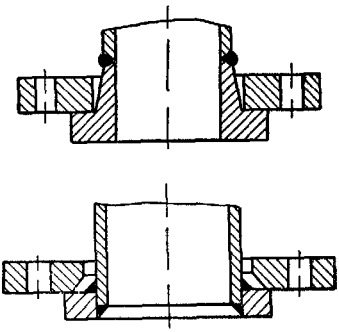


Рис. VI. 3а.

Тип фланцев	Давление условное P_y, кГ/см²	№ нормалей Гипронефтемаша	Рисунок
Фланцы свободные на приварном кольце	6	Н771-55	
То же	10	Н772-55	
»	16	Н773-55	
»	25	Н774-55	

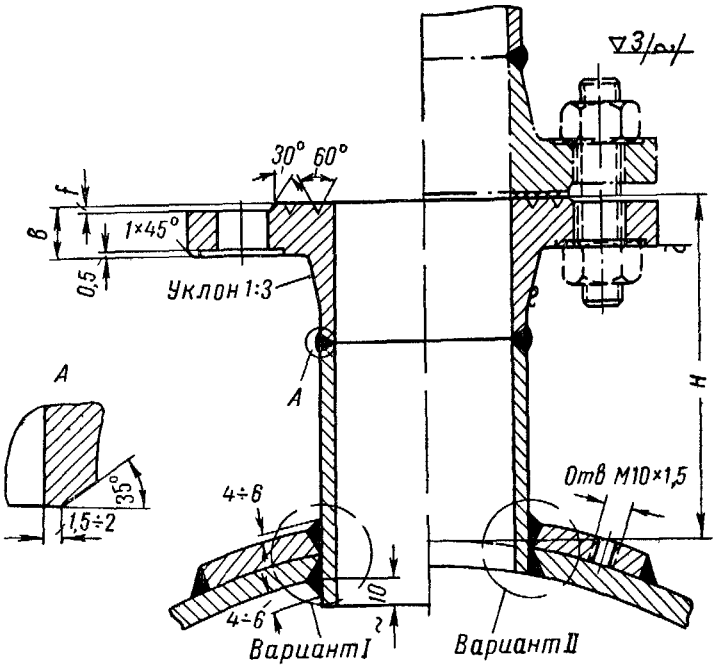


Рис. VI. 4.

Для штуцеров аппаратов и продуктовых коммуникационных линий легко испаряющихся светлых продуктов, таких как бензины, лигроины и т. д., в нефтеперерабатывающей промышленности применяют фланцевые соединения для давлений не ниже p_y 16.

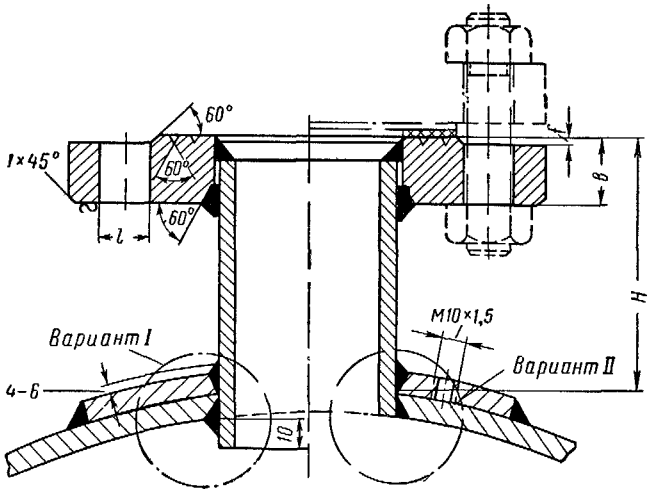


Рис. VI. 5.

Этот же принцип применения утяжеленных фланцевых соединений соблюдается и в области более высоких ступеней давлений, что вызвано огневзрывоопасностью среды и повышенными требованиями к герметичности соединений.

Вследствие коррозионных свойств нефтепродуктов, а также явления эрозии некоторые размеры толщин

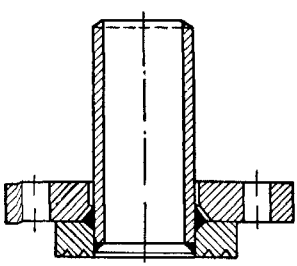


Рис. VI. 6.

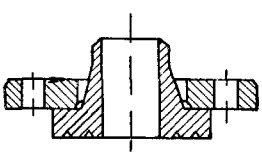


Рис. VI. 7.

переходных втулок фланцев согласно рис. VI. 8 и т. д. по нормалям нефтяной промышленности увеличены против минимальных значений этих же элементов, даваемых ГОСТ.

Ведомственными нормалями нефтяной промышленности предусмотрены фланцы для p_y = 6, 10, 16, 25, 40, 64, 100 и 160 *кГ/см²*. При этом для фланцев на $p_y \geqslant 64$ *кГ/см²* предусмотрены кольцевые металлические прокладки овального поперечного сечения с соответствующей разделкой привалочных, т. е. торцовых, поверхностей фланцев.

Герметичность фланцевых соединений с металлической прокладкой овального сечения и клиновидными кольцевыми канавками достигается при меньших усилиях в болтах, чем при плоских прокладках.

Для фланцев диаметром 400 *мм* и более успешно применяются металлические прокладки восьмиугольного сечения.

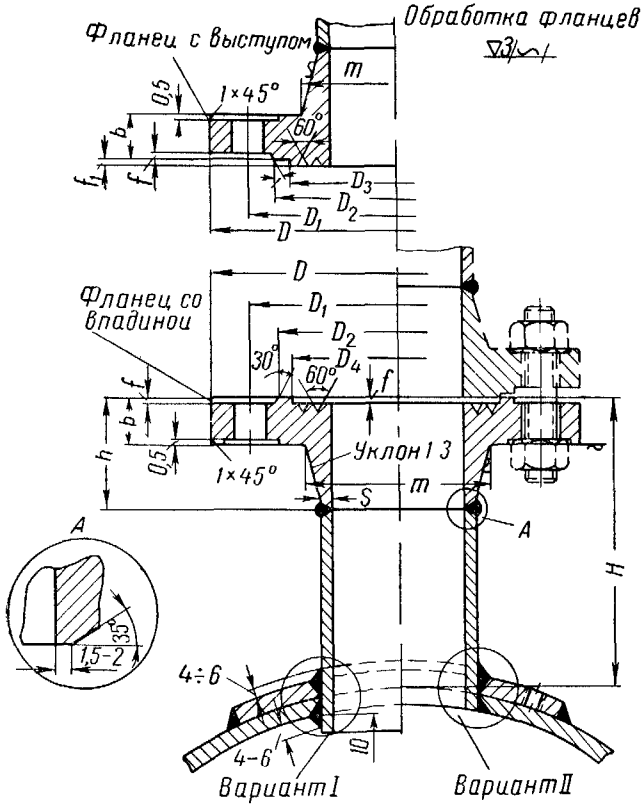


Рис. VI. 8.

Преимуществом фланцев под овальные и восьмигранные прокладки является также и то, что сопрягающиеся фланцы одинаковы по размерам и конструкции.

В табл. VI. 9 для наиболее ходовых фланцев приведены толщина тела фланцев b и размеры утолщенной части переходной втулки s_1, взятые из ГОСТ и нормалей, а также данные о принятых вылетах штуцеров H.

Штуцеры обычно приваривают к корпусу аппарата по I варианту (см. рис. VI. 4), а там, где требуется внутри аппарата гладкая поверхность, приваривают по II варианту. Указания об этом следует делать в рабочих чертежах аппаратов.

Размеры фланцев по ГОСТ 1240-54 (для p_y 16, 25, 40) и нормали Н415-55 (p_y 16) и вылеты штуцеров

Размеры даны в *мм*

Условный проход D_y	p_y 16						p_y 25						p_y 40				p_y 160	
	стальные литые (рис VI 3)		Ст 3, Ст 4 (рис VI 5)		Ст 3, Ст 4 (рис VI 4)		стальные литые (рис VI 3)		Ст 3, Ст 4 (рис VI 5)		Ст 3, Ст 4 (рис VI 4)		стальные литые (рис VI 3)		Ст 3, Ст 4 (рис VI 8)		Ст 4, Ст 5 (рис VI 3а)	
	b	s_1	b	H	b	H	b	s_1	b	H	b	H	b	s_1	b	H	b	H
25	14	12	18	90	14	90	16	12	18	90	16	90	16	12	16	90	34	—
32	16	12	18	110	16	110	18	15	20	110	18	110	18	15	18	110	36	—
40	16	12	20	110	16	110	18	15	22	110	18	110	18	15	18	110	40	—
50	16	12	22	110	16	110	20	15	24	110	20	110	20	15	20	110	44	200
70	18	15	24	130	18	130	22	18	24	130	22	130	22	18	22	130	50	225
80	20	15	24	130	20	130	22	18	26	130	22	130	22	18	24	130	54	250
100	20	15	26	150	20	150	24	18	28	150	24	150	24	20	26	150	58	270
125	22	18	28	180	22	180	28	22	30	180	26	180	28	22	28	180	70	340
150	24	18	28	180	22	180	30	24	30	180	28	180	30	24	30	180	80	370
200	26	20	30	180	24	180	34	26	32	180	30	180	38	28	38	180	92	—
250	30	24	32	180	26	180	36	28	34	180	32	180	42	32	42	180	100	—
300	30	24	32	200	28	200	40	30	36	200	36	200	46	34	46	200	—	—
350	34	26	34	200	32	200	44	34	42	200	40	200	52	40	52	200	—	—
400	36	28	38	200	36	200	48	36	44	200	44	200	58	44	58	200	—	—
450	40	30	42	200	38	200	50	38	48	200	46	200	60	46	60	200	—	—
500	44	32	48	200	—	—	52	40	52	200	—	—	62	46	—	—	—	—
600	48	36	50	200	—	—	56	42	—	—	—	—	62	48	—	—	—	—
700	50	38	—	—	—	—	60	46	—	—	—	—	68	52	—	—	—	—
800	52	40	—	—	—	—	64	48	—	—	—	—	76	60	—	—	—	—
900	54	42	—	—	—	—	66	50	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
1000	56	42	—	—	—	—	68	52	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
1200	58	44	—	—	—	—	72	54	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
1400	60	46	—	—	—	—	78	58	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
1600	68	52	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

Фланцы с хвостовиком (переходной втулкой), привариваемые к трубе в стык, применяют в указанных в ГОСТ 356-59 пределах при условии соблюдения качества сварных швов как для основных швов аппарата. Толщина стенок патрубков штуцеров должна быть не меньше расчетной (по формулам для цилиндров); прибавку на коррозию назначают так же, как и для корпуса. Помимо этого, нужно предусматривать прибавку на эрозию.

Для качественной приварки штуцеров к аппаратам сварные швы рекомендуется делать двусторонними и выполнять их в нижнем положении.

Штуцеры устанавливают на аппаратах так, чтобы болтовые отверстия во фланцах не совпадали с осевыми плоскостями симметрии аппаратов. Так же расположены отверстия на литой арматуре и во фланцевых фитингах (рис. VI. 9).

Фланцы для условного давления p_y 40 имеют выступ в одном и впадину в другом фланце, между которыми зажимают плоские прокладки. В штуцерах, предназначенных для установки непосредственно на аппаратуре, стальные фланцы на давление p_y 40 нужно изготовлять не с выступом, а со впадиной. Во избежание повреждения при транспортировании аппарата привалочная поверхность фланцев штуцеров должна быть закрыта деревянными или металлическими заглушками на прокладках.

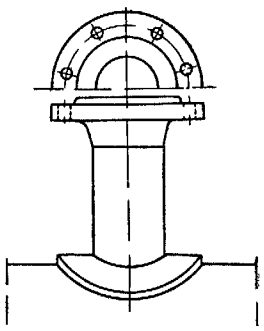


Рис. VI. 9.

На общих видах аппаратов, резервуаров и т. д. обязательно нужно указывать для всех штуцеров размер l и L, как показано на рис. VI. 10.

Кроме того, расположение в плане осей таких частей, как штуцеры, лазы, бобышки, опорные лапы и т. д., указывают не только при помощи углов, но и длины соответствующих дуг, измеряемых по наружной стенке аппаратов (рис. VI. 11).

Для фланцевых соединений на $p_y = 6$, 10 и 16 $кГ/см^2$ и при температурах среды до 200° С можно применять болты.

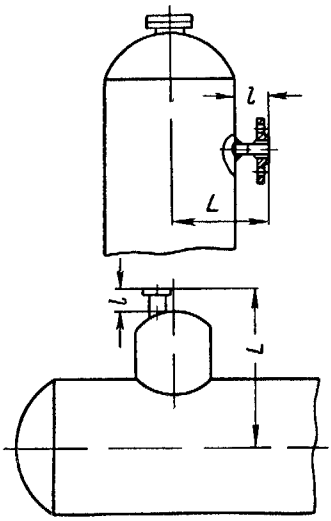


Рис. VI. 10.

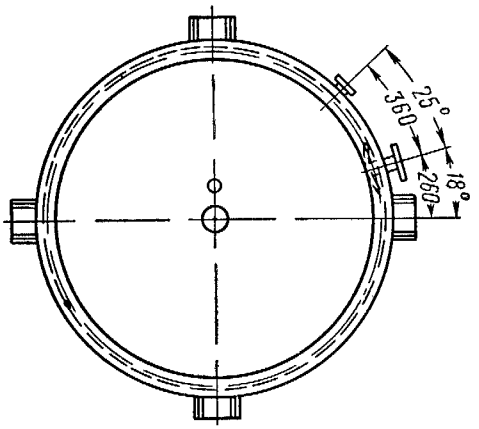


Рис. VI 11.

При более высоких температурах или более высоких давлениях для крепления фланцевых соединений применяют предпочтительно шпильки, снабженные гайками с обеих сторон, так как температурные напряжения в шпильках такой конструкции будут меньше. Шпильки могут быть изготовлены или с резьбой по всей длине стержня (рис. VI. 12, *а*), или обточенные в средней части по внутреннему диаметру резьбы (рис. VI. 12, *б*).

Резьба на шпильках для фланцев метрическая по ГОСТ 9150-59 (взамен ОСТ/НКТП 32) и может быть выполнена либо нарезкой, либо накаткой. У шпилек с накатной резьбой в средней части допускается поясок на равных расстояниях от обоих концов. Длина пояска должна быть в пределах от 1 до 10 *мм*.

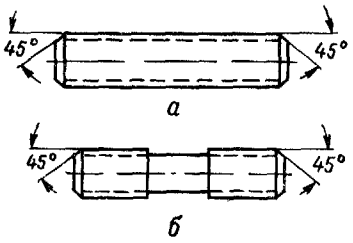


Рис. VI. 12.

Шпильки изготовляют из углеродистых сталей марок 30 и 35 по ГОСТ 1050-60 в нормализованном состоянии, из легированных сталей 30Х, 35Х, 38ХА, 25Х2МФА (ЭИ10) по ГОСТ 4543-61 и 4Х14Н14В2М (ЭИ69) по ГОСТ 5632-61 с соответствующей термообработкой.

В зависимости от материала фланцев, наличия изоляции, температуры среды и условных давлений марки сталей для шпилек и гаек следует назначать по нормали Н779-59 (табл. VI. 10 и VI. 11).

Таблица VI. 10

Материал шпилек и гаек в зависимости от материала фланцев для трубопроводов, арматуры и фасонных частей (по Н779-59)

Материал фланцев	Наличие изоляции фланцевых соединений	Температура среды, °С	Условное давление, *кГ/см²*	Марки стали шпилек	Марки стали гаек
Углеродистые стали Ст.3 или Ст.4 по ГОСТ 380-60 или сталь 20 по ГОСТ 1050-60	Независимо от изоляции	До 375	До 64	30,35	25
			От 100 до 160	30Х, 35Х 38ХА	35
	Изолированные	От 376 до 400	До 160		
	Неизолированные	От 376 до 450			
	Изолированные	От 401 до 475		25Х2МФА (ЭИ10)	35
	Неизолированные	От 451 до 475			
Х5М	Изолированные	До 400	До 160	30Х, 35Х 38ХА	35
	Неизолированные	До 450			
	Независимо от изоляции	От 451 До 550		25Х2МФА (ЭИ10)	30ХМА
1Х18Н9Т (ЭЯ1Т)	То же	До 600	До 160	4Х14Н14В2М (ЭИ69)	4Х14Н14В2М (ЭИ69)

Таблица VI. 11

Механические свойства шпилек из легированных сталей для фланцевых соединений, арматуры, фасонных частей и трубопроводов (по Н779-55)

Марки стали	Предел прочности при растяжении, $кГ/мм^2$	Предел текучести, $кГ/мм^2$	Относительное удлинение, %	Относительное сужение поперечного сечения, %	Ударная вязкость, $кГ \cdot м/см^2$	Твердость по Бринеллю *НВ*
	не менее					не более
30Х8	90	70	10	45	6	280
35Х и 38ХА	95	75	10	45	6	290
25Х2МФА (ЭИ10)	90	70	12	50	10	280
4Х14Н14В2М (ЭИ69)	70	32	20	35	5	250
30ХМА	95	70	11	45	8	280

При температуре от 451 до 550° С независимо от изоляции допускается применение шпилек из стали 30ХМА вместо 25Х2МФА (ЭИ10).

Твердость гаек должна быть обычно несколько ниже твердости шпилек.

Шпильки из легированных сталей после термообработки должны соответствовать механическим свойствам, приведенным в табл. VI. 11.

На фланцах из стали Х18Н9Т ставят шпильки из стали 4Х14Н14В2М (ЭИ69) по ГОСТ 5632-61, имея в виду необходимость применения при повышенных температурах шпилек и фланцев из

Таблица VI. 12

ГОСТ на сортаменты труб и марки сталей для патрубков штуцеров

Проход условный D_y, *мм*	Давление условное p_y, $кГ/см^2$	Сортамент труб по ГОСТ	Марка стали и ГОСТ
25—400	10, 16, 25, 40, 64, 100	8732-58—8734-58	10, 20 ГОСТ 1050-60
450	10, 16, 25, 40	632-57	А ГОСТ 632-57
500—600 *	10, 16	4015-58	ГОСТ 380-60
50—100 / 125—200	160, 200	8732-58 / 8734-58	20 ГОСТ 1050-60

* Разрешается изготовление патрубков из листового материала марки Ст.3 путем вальцевания и сварки.

Фланцы стальные приварные в стык с металлической прокладко

Размеры

Проход условный	Трубы		Наружный диаметр	Диаметр болтовой окружности	Диаметр соединительного выступа	Средний диаметр канавки	Высота соединительного выступа	Толщина кованого фланца	Высота фланца	Наибольший диаметр шейки	Радиус закругления	Радиус закругления канавки
	наружный диаметр	минимальная толщина										
D_y	a	s	D	D_1	D_2	D_3	f	b	h	m	R	R_1
					p_y 250							
15	18	3	135	90	64	45	3	34	66	45	4	2,8
20	25	4	150	100	72	50	3	38	76	50	4	2,8
25	32	5	160	110	78	60	3	40	84	56	5	2,8
32	42	6	190	130	94	70	3	46	92	70	5	2,8
40	48	6	205	150	114	80	4	48	102	80	5	2,8
50	61	10	235	170	135	95	4	54	127	105	5	4
70	76	13	270	195	150	110	4	61	143	125	6	4,2
80	89	15	305	230	170	130	4	71	168	160	6	4,2
100	114	18	355	275	205	160	4	79	190	190	6	5,8
125	140	16	405	320	256	190	5	96	210	210	8	7
150	168	18	470	370	300	220	6	110	240	240	8	7
(175)	194	21	520	420	360	270	6	126	260	280	10	8,5
200	219	24	540	440	376	290	6	130	270	310	10	8,5
(225)	245	26	585	480	410	305	8	136	290	340	10	12
250	273	29	640	520	445	330	8	142	320	380	10	12
					p_y 400							
15	18	4	150	100	66	45	3	44	80	50	4	2,8
20	25	5	165	110	72	50	3	50	96	56	4	2,8
25	32	7	195	135	94	60	3	56	110	74	5	4
32	42	7	220	150	102	70	3	66	130	82	5	4
40	48	9	230	160	112	80	4	68	140	90	5	4,2
50	61	11	285	210	166	105	4	86	180	130	5	4,2
70	76	12	305	230	182	120	4	96	190	150	6	5,8
80	89	14	350	260	204	140	4	102	210	165	6	5,8
100	114	18	390	290	228	160	4	116	240	188	8	7
125	140	22	465	345	276	200	6	134	280	218	8	7
150	168	26	480	365	290	220	6	144	290	238	8	7

Примечания. 1. Пределы применения и материалы см. табл. VI. 4.
2. Данные, обведенные жирной линией, взяты по нормалям Н409-48, ные заимствованы из проекта нормали Гипроазнефти.

овального сечения и штуцеры для p_y 250 и p_y 400 (см. рис. VI. 3а)
даны в *мм*

Ширина канавки	Глубина канавки	Диаметр болтового отверстия	Диаметр цековки	Условный диаметр прокладки	Длина прямолинейного участка шейки	Количество отверстий	Шпильки		Вылет штуцера	Ширина прокладки	Высота прокладки	Радиус закругления прокладки	Литой фланец (максимальная толщина шейки)
							диаметр	длина					
e	*N*	*l*	*d'*			*n*	*d*	*L*	*H*			*r*	
						p_y 250							
9	6,5	23	—	15	6	4	M20	120	—	8	14	4	—
9	6,5	25	—	20	8	4	M22	140	—	8	14	4	—
9	6,5	27	—	25	10	4	M24	150	—	11	18	5,5	18
9	6,5	30	—	32	12	4	M27	160	—	11	18	5,5	20
9	6,5	30	—	40	12	4	M27	170	—	13	20	6,5	24
12	8	30	52	50	15	8	M27	180	255	13	20	6,5	28
14	10	34	58	70	20	8	M30	190	270	13	20	6,5	30
14	10	34	58	80	22	8	M30	210	300	13	20	6,5	38
17	11	41	68	100	28	8	M36	240	340	16	22	8	46
20	13	48	—	125	30	8	M42	300	—	19	26	9,5	48
20	13	54	—	150	32	8	M48	340	—	19	26	9,5	54
23	14	54	—	(175)	34	12	M48	370	—	22	28	11	—
23	14	54	—	200	34	12	M48	370	—	22	28	11	60
30	17	58	—	(225)	38	12	M52	400	—	29	36	14,5	—
30	17	62	—	250	42	12	M56	430	—	29	36	14,5	74
						p_y 400							
9	6,5	27	—	15	8	4	M24	150	—	8	14	4	—
9	6,5	30	—	20	8	4	M27	170	—	8	14	4	—
12	8	34	—	25	12	4	M30	190	—	11	18	5,5	25
12	8	41	—	32	14	4	M36	220	—	11	18	5,5	26
14	10	41	—	40	14	4	M36	220	—	13	20	6,5	26
14	10	41	—	50	16	8	M36	260	—	13	20	6,5	40
17	11	41	—	70	18	8	M36	270	—	16	22	8	42
17	11	48	—	80	22	8	M42	310	—	16	22	8	46
20	13	54	—	100	30	8	M48	350	—	19	26	9,5	52
20	13	62	—	125	34	8	M56	410	—	19	26	9,5	62
20	13	62	—	150	38	8	M56	420	—	19	26	9,5	67

Н416-45 и Н417-45 Министерства нефтяной промышленности; остальные дан-

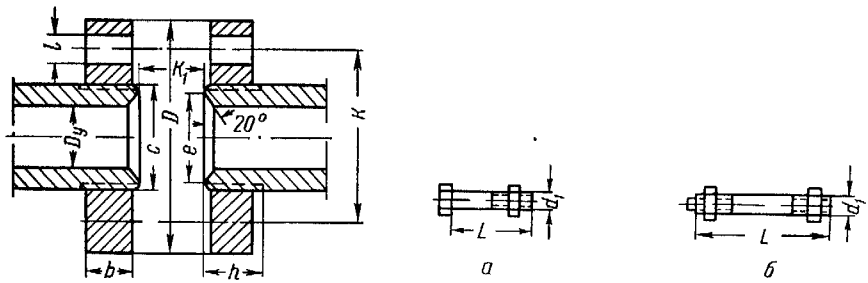


Рис. VI. 13.

а — тип *А*; *б* — тип *Б*.

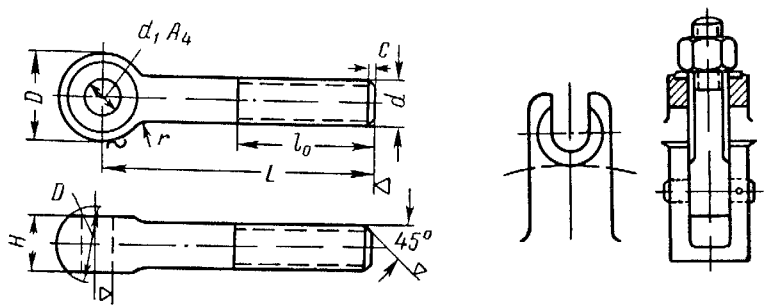


Рис. VI. 14.

Таблица VI. 14

Фланцевые соединения трубопроводов $p_у = 700$ *кГ/см²* (рис. VI. 13)

Размеры в *мм*

Проход условный	Резьба		Длина	Диаметр уплотняющей поверхности	Фланец			Болты или шпильки					Линзы	
	у труб	у фасонных частей			диаметр	толщина	диаметр окружности центров болтов	количество	диаметр резьбы	диаметр отверстия	длина L при выполнении		толщина	расстояние между торцами труб
$D_у$	c		h	e	D	b	k	n	d_1	l	a	$б$	s	K_1
6	1/4″ труб	1/2″ труб	28	10	95	20	60	3	5/8″	18	65	—	8,5	7
10	5/8″ »	3/4″ »	28	18	95	20	60	3	5/8″	18	65		8,5	5,5
16	1″ труб		35	26	105	25	68	4	5/8″	18	75		9	5,5
24	1 1/2″ труб		35	35	135	25	95	4	3/4″	22	85	105	13	9
34	2 1/4 »		45	47	165	35	115	6	7/8″	25	110	130	15	10,5
45	81×1/8″	89×1/8″	55	60	200	40	145	6	1″	28	125	150	18	12,5
58	101×1/8″		65	76	225	50	170	6	1 1/8″	32	—	180	22	15,5

Продолжение табл. VI. 14

Проход условный	Резьба		Длина	Диаметр уплотняющей поверхности	Фланец			Болты или шпильки			Линзы			
	у труб	у фасонных частей			диаметр	толщина	диаметр окружности центр болтов	количество	диаметр резьбы	диаметр отверстия	длина L при выполнении		толщина	расстояние между торцами труб
D_y	c		h	e	D	b	k	n	d_1	l	a	$б$	s	K_1
70	$125\times1/6''$		70	92	260	55	195	6	$1^1/4''$	35	—	200	25	17
(90)	$169\times1/4''$		90	116		70						245	30	21
					330		255	8	$1^1/2''$	42				
100			95	130		78						260	32	21
(120)			115	152		95						320	40	29,5
	$225\times1/4''$				400		315	8	$1^3/4''$	48				
135			125	172		105						340	42	28,5
(150)				192								410	50	35
	$269\times1/4''$		150		480	130	380	10	2″	55		410	52	37,5
160				200										

Примечания. 1. Взято по таблице альбома нормалей Гипрогазтоппрома М80-2.

2. Уплотняющие линзовые прокладки см. табл. VI. 44.

3. Условные проходы в скобках не следует применять.

4. Данные о материалах деталей фланцевых соединений приведены в нормалях Гипрогазтоппрома М106-23 и М-115.

материалов с одинаковыми коэффициентами линейного расширения.

Патрубки для штуцеров изготовляют из труб, для которых сортаменты и марки стали берут по табл. VI. 12.

В табл. VI. 13 приведены данные о фланцах для трубопроводов, арматуры и фасонных частей для условных давлений $p_y 250$ и $p_y 400$.

В табл. VI. 14 и на рис. VI. 13 помещены данные о фланцевых соединениях с линзовой металлической прокладкой для давлений 700 *кГ/см*^{2}.

В отдельных случаях, когда необходимо часто и быстро открывать и закрывать крышки люков, лазов и т. п., применяют так называемые откидные болты (рис. VI. 14).

Откидные болты следует крепить так, чтобы была исключена возможность сползания их с места. На рис. VI. 14 показано крепление обыкновенного откидного болта с кольцевой головкой при помощи валика со шплинтом. Поскольку шайба находится в гнезде, образованном цековкой, возможность сползания болта исключена.

ФЛАНЦЫ ДЛЯ КОРПУСОВ СОСУДОВ И АППАРАТОВ

На нефтеперерабатывающих заводах корпуса сосудов и аппаратов, как правило, выполняются цельносварными.

Однако такие аппараты, как теплообменники, конденсаторы, и другие, со съемными днищами, крышками и другими частями, собирают из элементов на фланцевых соединениях.

В виде примера дан фланец, изображенный на рис. VI. 15.

Для достижения максимальной экономии металла поперечное сечение фланца имеет форму тела равного сопротивления. В местах с максимальным напряжением толщина фланца составляет 124 *мм*, а у периферии она уменьшается до 75 *мм*. В отливке подобную форму получить нетрудно.

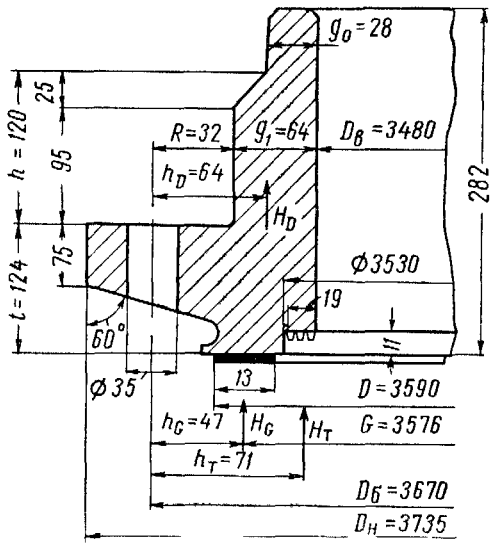


Рис. VI. 15. По окружности 120 шпилек М33 из стали 30ХМА или 25Х2МФА (ЭИ10).

Между фланцами вместе с наружной плоской прокладкой толщиной 3 *мм* из низкоуглеродистой стали типа железа Армко зажимают также плоский кругрешетку (см. рис. VI. 15).

Для герметичного отделения при помощи плоского круга верхней полости аппарата от нижней внутри поставлена гофрированная прокладка из такого же металла толщиной 0,5—0,8 *мм*. Обеспечивая необходимую герметизацию, она вместе с тем не препятствует необходимому сжатию наружной плоской металлической прокладки.

У краев фланцев предусмотрены выступы, на которые могут быть нанесены легкие сварные швы после затяжки шпилек в целях обеспечения лучшей плотности этих узлов. Однако необходимо отметить, что на практике такие аппараты работают удовлетворительно и без добавления уплотнительного шва.

В табл. VI. 15 и на рис. VI. 16 приведены конструктивные размеры фланцев[1] для аппаратов, предусмотренных для низких рабочих давлений — до 0,4 *кГ/см*^{2} в условиях температур до 650° С. Здесь в качестве прокладки, помещаемой во впадину одного фланца и прижимаемой выступом другого, предусмотрено кольцо из проволоки прямоугольного или круглого сечения.

Подробные данные об условиях применения этих фланцев и материале деталей помещены в табл. VI. 16 и VI. 17.

[1] Разработанные Гипрогрознефтью.

Лучшими с точки зрения работоспособности являются эти же фланцы при условии, если их привалочные поверхности под прокладки с размерами D_4 и D_5 по табл. VI. 15 выполнить так, как показано на рис. VI. 17. Здесь уплотнение металлических прокладок поперечным сечением 13 × 3 *мм* достигается при помощи возвышающегося на 0,5 *мм* над поверхностью фланца выступа шириной 4 *мм*; при этом лучшим является здесь также размещение поверхности уплотнения, приближенной к окружности болтов, по сравнению с тем, как это предусмотрено табл. VI. 15. Фланцы изготовляют цельными литыми и сварными из двух частей. Предусмотрена также при необходимости наплавка антикоррозионного слоя.

Предложена также изображенная на рис. VI. 18 конструкция этих фланцев с прокладкой *4* в виде кольца из круглой стальной проволоки диаметром 5 *мм*, зажимаемой между двумя коническими поверхностями *3* фланцев *1* и *2*.

Для приварки в стык к стенкам аппаратов фланцы запроектированы с хвостовиками в виде утолщающихся к их телу втулок. Их изготовляют отливкой из стального литья. В целях облегчения изготовления фланцев для единичных аппаратов на рис. VI. 16 дана также конструкция фланцев, у которых тело и переходная втулка предусмотрены из деталей, свариваемых между собой с последующими термообработкой и обточкой до нужных размеров. Для сильно коррозионных сред предусмотрена конструкция фланцев с наплавленным защитным слоем.

Для этих фланцев рекомендуется заменять прокладки из проволоки прокладками, подобными тем, которые приведены на рис. VI. 15 или VI. 17.

Необходимо знать, что:

1) изготовлять фланцы из стали Х5М для коррозионных сред допускается только при условии, что стенка корпуса аппарата выполнена из той же стали или при сильной эрозии;

2) изготовлять фланцы из стали Х5М для температур до 600° С допускается при условии, что внутреннее избыточное давление не более 0,2 $кГ/см^2$; крепеж принимать по таблице для соответствующей температуры;

3) применять фланцы из стали Х18Н9Т разрешается только при температурах среды более 550° С, если же аппарат изготовлен целиком из стали Х18Н9Т, то при температуре до 200° С рекомендуются накидные фланцы из углеродистой стали с буртом из стали Х18Н9Т;

4) допускается применять асбометаллические и мягкие прокладки для неопасных сред (воздух и т. д.) и при $t < 400°$ С;

5) облицовка фланцев легированной сталью рассчитана на коррозионную среду при отсутствии эрозии;

6) при необходимости разрешается толщину наплавленной облицовки с $\delta = 3$ — изменять;

7) применять болты можно только при температурах среды до 200 °С; при более высоких температурах необходимо применять шпильки;

Проходы условные	Трубы		Фла											
	наружный диаметр	минимальная толщина стенки	наружный диаметр шейки	внутренний диаметр max/min	наружный диаметр	диаметр болтовой окружности	диаметр соединительного выступа	наибольший диаметр шейки	наибольший диаметр: впадины	наибольший диаметр: выступа	ширина: впадины	ширина: выступа	глубина (высота): впадины	глубина (высота): выступа
D_y	$d_н$	s_{min}	$D_н$	d_1	D	D_1	D_2	D_3	D_4	D_5	c_1	c_2	f_1	f_2
550	570	9	576	552/542	705	655	620	590	576	574	12	11	6	6
600	630	9	636	612/602	755	705	670	645	636	634	12	11	6	6
650	670	9	676	652/642	810	760	725	698	680	678	14	13	6	6
700	720	9	726	702/692	860	810	775	743	730	728	14	13	6	6
750	770	9	776	752/742	925	870	830	800	780	778	14	13	6	6
800	820	9	826	802/792	975	920	880	850	830	828	14	13	6	6
850	870	9	876	852/842	1025	970	930	900	880	878	14	13	6	6
900	920	9	926	902/892	1075	1020	980	950	934	932	16	15	7	7
950	970	9	976	952/942	1125	1070	1030	1000	984	982	16	15	7	7
1000	1020	10	1020	1000/992	1172	1120	1080	1050	1032	1030	16	15	7	7
1100	1120	10	1128	1100/1092	1275	1220	1180	1150	1132	1130	16	15	7	7
1200	1220	10	1228	1200/1192	1400	1340	1295	1266	1232	1230	16	15	7	7
1300	1320	10	1328	1300/1292	1500	1440	1395	1366	1332	1330	16	15	7	7
1400	1420	12	1428	1400/1392	1620	1560	1510	1490	1436	1434	18	17	8	8
1500	1520	12	1528	1500/1492	1720	1660	1610	1590	1536	1534	18	17	8	8
1600	1620	12	1628	1600/1592	1820	1760	1710	1690	1636	1634	18	17	8	8
1700	1720	12	1728	1700/1692	1920	1860	1810	1790	1736	1734	18	17	8	8
1800	1820	12	1830	1800/1792	2045	1970	1910	1880	1836	1834	18	17	8	8
1900	1920	12	1930	1900/1892	2145	2070	2010	1980	1936	1934	18	17	8	8
2000	2020	12	2030	2000/1992	2265	2180	2110	2080	2036	2034	18	17	10	10
2200	2220	12	2232	2200/2192	2475	2390	2330	2290	2240	2238	20	19	10	10
2400	2420	12	2432	2400/2392	2685	2600	2540	2500	2440	2438	20	19	10	10
2600	2620	12	2632	2600/2592	2925	2830	2760	2720	2640	2638	20	19	10	10
2800	2820	12	2832	2800/2792	3135	3040	2970	2930	2840	2838	20	19	10	10
3000	3020	12	3032	3000/2992	3345	3250	3180	3140	3040	3038	20	19	10	10

по данным Гипрогрознефти (размеры в *мм*)

нцы							Шпильки		Гайки			Прокладки		
												тип «а»		тип «б»
высота соединительного выступа	толщина	высота	толщина шейки	радиус закругления	диаметр отверстия	вес фланца, *кг*	количество	размер	количество	размер	наименьший диаметр	ширина	толщина	диаметр
f	b	h	$s_ш$	r	d		n		n_1		$D_б$	$c_з$	$f_з$	$d_{пр}$
5	45	95	12	8	25	63,6	20	M22×150	40	M22	600	4	2	3
5	45	95	12	8	25	65,6	20	M22×150	40	M22	650	4	2	3
5	50	100	12	8	25	86,8	24	M22×160	48	M22	700	4	2	3
5	50	100	12	10	25	92	24	M22×160	48	M22	750	4	2	3
5	55	110	12	10	30	115	24	M27×180	48	M27	802	4	2	3
5	55	110	12	10	30	123,8	24	M27×180	48	M27	852	4	2	3
5	55	110	12	10	30	132	24	M27×180	48	M27	902	4	2	3
5	55	110	12	10	30	140,5	24	M27×180	48	M27	954	4	3	3
5	55	110	12	10	30	148,5	28	M27×180	56	M27	1004	4	3	3
5	55	110	14	10	30	156	28	M27×180	56	M27	1054	4	3	3
5	55	110	14	10	30	168	28	M27×180	56	M27	1154	4	3	3
5	60	120	14	12	34	231	32	M30×210	64	M30	1260	4	3	4
5	60	120	14	12	34	241	32	M30×210	64	M30	1360	4	3	4
5	65	130	14	12	34	329	36	M30×220	72	M30	1470	4	3	4
5	65	130	14	12	34	349	36	M30×220	72	M30	1570	4	3	4
5	65	130	14	12	34	375	40	M30×220	80	M30	1670	4	3	4
5	65	130	14	12	34	397	40	M30×220	80	M30	1770	4	3	4
5	70	140	15	14	41	488	44	M36×230	88	M36	1870	4,5	3	5
5	70	140	15	14	41	512	44	M36×230	88	M36	1970	4,5	3	5
5	80	160	15	14	48	641	48	M42×260	96	M42	2070	6	4	5
6	85	170	16	14	48	769	52	M42×270	104	M42	2290	6	4	5
6	90	180	16	14	48	935	56	M42×280	112	M42	2490	6	4	5
6	100	200	16	14	54	1275	60	M48×300	120	M48	2706	8	4	6
6	100	200	16	14	54	1496	64	M48×300	128	M48	2916	8	4	6
6	100	200	16	14	54	1630	68	M48×300	136	M48	3126	8	4	6

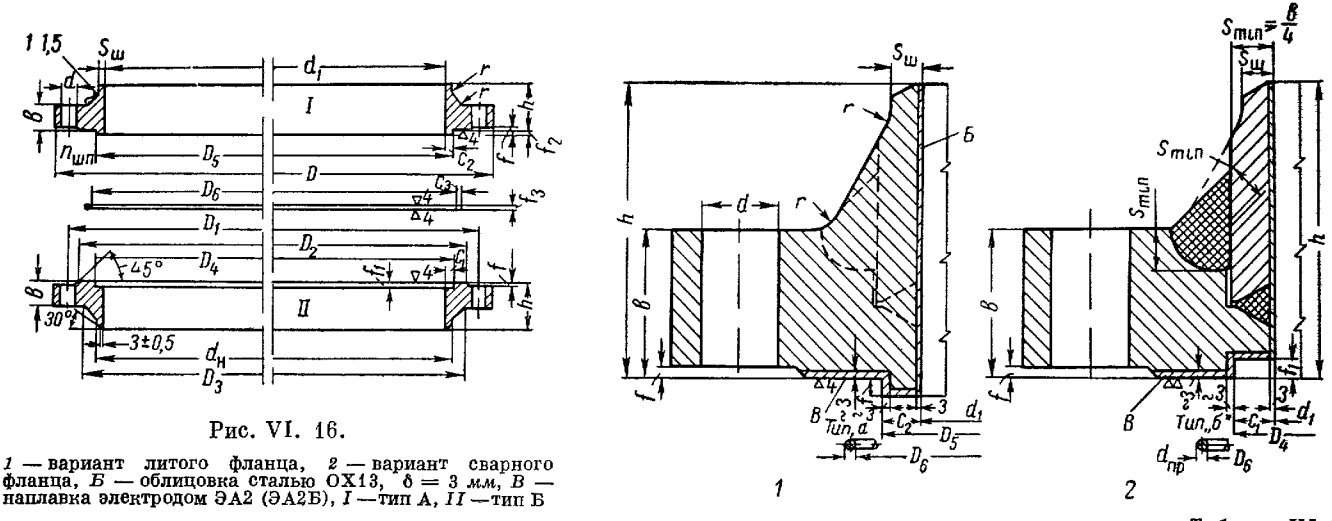


Рис. VI. 16.

1 — вариант литого фланца, *2* — вариант сварного фланца, *Б* — облицовка сталью ОХ13, $\delta = 3$ *мм*, *В* — наплавка электродом ЭА2 (ЭА2Б), *I* — тип А, *II* — тип Б

Таблица VI. 16

Наименование	Среда	Материал фланцев, прокладок в зависимости от температуры, °С			
		до 300	300—475	475—550	550—650
Фланцы	Некоррозионная	Ст. 3, Ст. 4, 25Л II группы	20, 25, 25Л III группы	12МХ, 15ХМА, 25ХМЛ	Х18Н9Т (Л)
	Коррозионная	Те же марки сталей, но с облицовкой внутренней поверхности и наплавкой привалочной поверхности из стали ЭИ496			Х18Н9Т (Л)
Прокладки	Некоррозионная	Отожженная низкоуглеродистая сталь или железо типа Армко с $HB \leqslant 100$		ЭИ496	
	Коррозионная	ОХ13 и ОХ18Н9			

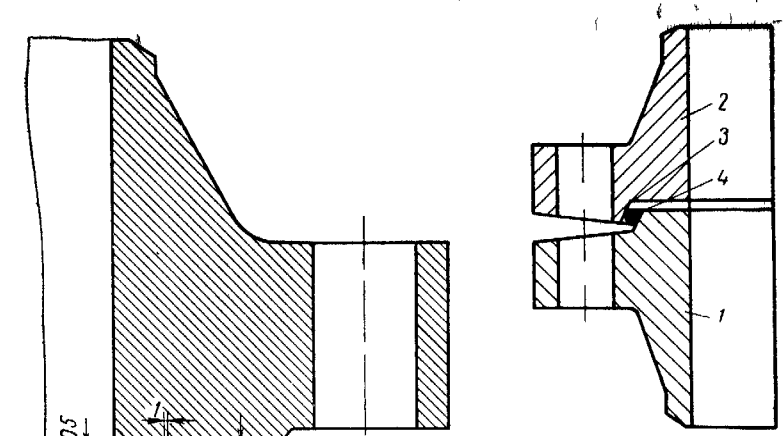


Рис. VI. 17

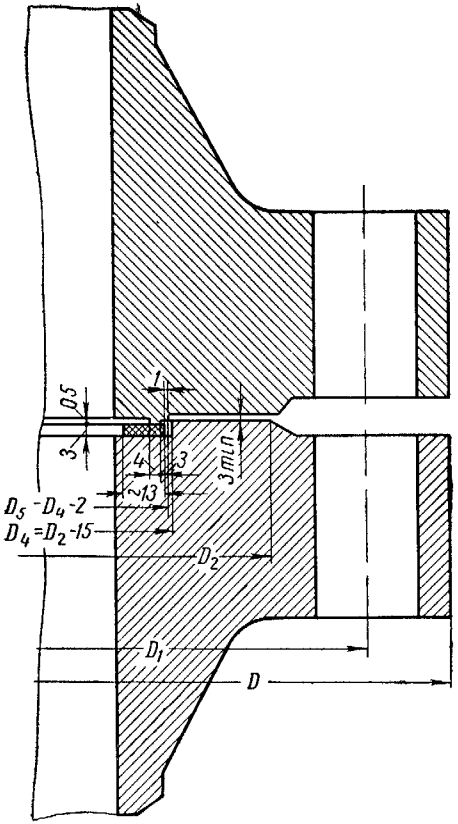


Рис. VI. 18.

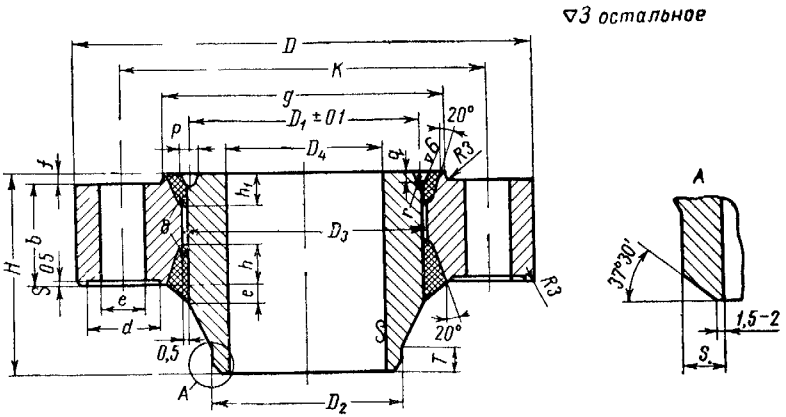


Рис. VI. 19.

Таблица VI. 17

Наибольшие рабочие давления для фланцев в $кГ/см^2$ в зависимости от температуры среды в °С для разных материалов при p_y=6,0 $кГ/см^2$ и $p_{пр}$ = 9 $кГ/см^2$

Температура среды, °С	Фланец	Фланцы			
		из углеродистых сталей и сталей Х5, Х5ТЛ	из сталей 12МХ и 15ХМА	из сталей Х8ВЛ, Х5М, Х5МЛ, Х5ВФ и Х5ВЛ	из стали Х18Н9Т (ЭЯ1Т)
до 200	Р20	6,0	—	—	—
250	Р25	5,5	—	6,0	6,0
300	Р30	5,0	—	5,2	5,2
350	Р35	4,4	6,0	4,9	4,9
400	Р40	3,8	5,5	4,5	4,5
425	Р42	3,5	5,1	4,3	4,3
450	Р45	2,7 *	4,8	3,7	4,1
475	Р47	2,1 *	4,3	3,2	3,9
500	Р50	—	3,3	2,6	3,5
510	Р51	—	3,0	—	—
520	Р52	—	2,6	—	—
525	Р52	—	—	2,0	3,2
530	Р53	—	2,2	—	—
540	Р54	—	1,7	—	—
550	Р55	—	1,2	1,5	2,6
575	Р57	—	—	1,0 **	2,0
600	Р60	—	—	0,4 **	1,5
620	Р62	—	—	—	1,0
650	Р65	—	—	—	0,4

* Только для углеродистых сталей.
** Только для стали Х8ВЧ.

8) в табл. VI. 4 указано пробное давление для фланцев на трубопроводах; фланцы на аппаратах испытывают давлением, принятым для испытания аппаратов.

В табл. VI. 18 и на рис. VI. 19 приведены размеры сварных фланцев, приваренных в стык из углеродистой стали, составленных из плоского тела фланца и вварного точеного патрубка, для условного давления p_y 160 и условных диаметров $D_y = 100 \div 200$, которые могут быть использованы для ремонтных целей. После сварки фланцы должны проходить термообработку для снятия остаточных напряжений, затем механическую обработку и контроль в целях обеспечения необходимого их качества. Твердость основного металла и сварных швов в уплотнительных местах под прокладку должна быть приблизительно одинаковой.

Можно применить аналогичную конструкцию фланцев и для других p_y и D_y и из других материалов.

При расчете намечаем конструкцию фланцев, устанавливаем предварительно размеры, где возможно, сравнивая их с фланцами

Таблица VI. 18

Фланцы из стали 25 плоские с вварной втулкой $p_y = 160$ кГ/см², $t_{max} = 450°$ С (рис. VI. 19). Размеры в мм

Проходы условные, D_y	Патрубок из стали 20		Фланец												
	наружный диаметр, D_3	толщина шейки, s	длина шейки, T	D_3	наружный диаметр, D	диаметр окружности болтов, K	диаметр выступа, g	D_1	толщина фланца, b	высота выступа, f	глубина выточки h	глубина выточки h_1	радиус канавки, r	глубина канавки, q	ширина канавки, p
100	114	11	16	164	310	240	200	160	60	4	22	22	4,0	8	12
125	140	14	22	194	375	290	240	190	80	5	30	26	4,0	8	12
150	168	15	22	209	400	316	260	205	88	6	35	28	4,2	10	14
200	219	19	28	280	485	395	330	270	100	10	40	32	5,5	11	17

Проходы условные, D_y	высота фланца, H	внутренний диаметр, D_4	высота пва, c	вес фланца, кг	отверстия для шпилек: количество, n	отверстия для шпилек: диаметр шпилек, e	диаметр цековки, d	Шпильки: диаметр, d_0	Шпильки: материал
100	124	92	10	33,1	8	34	58	30	30ХМА или ЭИ10
125	155	112	10	65,5	8	41	68	36	
150	172	138	19	74,5	12	41	56	36	
200	214	181	19	147,0	12	45	80	42	

Примечания. 1. Технические условия по МН72-62.
2. Сварка производится электродами Э42. Пределы применения — см. табл. VI. 4.

по ГОСТ 1234-54, а также материал фланцев, болтов и прокладок и их конструкцию. После этого проводим поверочный расчет.

РАСЧЕТ ФЛАНЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ ПО МЕТОДУ ДОПУСКАЕМЫХ НАПРЯЖЕНИЙ

Расчет болтов (шпилек)

При расчете болтов необходимо определить их диаметр и количество. В ГОСТ и нормалях даны сведения о диаметрах и количестве болтов, соответствующих определенным условным давлениям и условным проходам; поэтому при расчете болтов вновь конструируемых фланцевых соединений, не охватываемых ГОСТ, следует предварительно выбрать диаметр болтов, ориентируясь на указанные источники. Болты диаметром меньше 12 *мм* для фланцевых соединений не следует применять из-за возможности скручивания их при затяжке.

Толщина и диаметр болтов для фланцев арматуры и трубопроводов бо́льших диаметров, чем указано в ГОСТ, должны, как правило, быть не меньше приводимых для максимального диаметра их по ГОСТ.

Для фланцевых соединений аппаратов и особенно для теплообменников предусматриваются болты обычно несколько меньшего диаметра, чем для арматуры, но при этом можно увеличивать число болтов или применять более прочный материал. Это делают для того, чтобы получать максимально компактные соединения и достаточно легкие пневматические гайковерты, необходимые для сборки и демонтажа фланцев. Обычно для фланцевых соединений аппаратов диаметр болтов или шпилек назначаем не более 36 *мм*.

Затем определяем допустимую нагрузку на один болт в зависимости от материала, допускаемого напряжения и поперечного сечения болта по внутреннему диаметру резьбы d_0 в *см*. Обычно принимают

$$d_0 = \sqrt{\frac{4q_б}{\pi R_z}} + c, \qquad \text{(VI. 1)}$$

где c — конструктивная прибавка, равная для болтов и шпилек из углеродистой стали 0,2 *см* и для болтов и шпилек из легированной стали 0,1 *см*.

Допустимая нагрузка на один болт равна

$$q_б = \frac{(d_0 - c)^2 \pi R_z}{4} \text{ кГ}, \qquad \text{(VI. 2)}$$

где R_z — допустимое напряжение растяжения в *кГ/см²*.

Фланцевое соединение обычно рассчитываем по условному давлению и нормальной температуре (ГОСТ 356-59 и нормали Н705-61).

Значение R_z следует принимать

$$R_z \leqslant \frac{\sigma_в}{m_1}, \qquad \text{(VI. 3)}$$

где запас m_1 принимаем равным $4 \div 4{,}5$; $\sigma_в$ —временное сопротивление металла болтов или шпилек при температуре 20° С в *кГ/см²*.

Можно рассчитывать фланцы и по рабочим условиям.

Зная допустимую нагрузку на один болт, определяют число болтов n по формуле

$$n = \frac{Q_б}{q_б}, \qquad \text{(VI. 4)}$$

где $Q_б$ — общее усилие в болтах фланцевого соединения в *кГ*.

Метод расчета фланцевых соединений, в основу которого положены допускаемые напряжения, применяют при расчете аппаратов и трубопроводов нефтеперерабатывающих заводов. Он отличается своей универсальностью и надежностью результатов.

Усилие $Q_б$ должно противодействовать нагрузке на фланцевое соединение от внутреннего давления и обеспечить герметичность соединения путем создания необходимого контактного сжатия прокладки. Нагрузку на болты при рабочих условиях определяем по формуле

$$Q_б = Q_1 + Q_2 = 0{,}785\ G^2p + 2b\,\pi Gmp, \qquad \text{(VI. 5)}$$

где Q_1 — нагрузка от внутреннего давления в сосуде в *кГ*; Q_2 — нагрузка на прокладку, необходимая для создания герметичности соединения, в *кГ*; G — расчетный диаметр уплотнения в *см*.

Для получения величины расчетного диаметра G следует по табл. VI. 19 в зависимости от действительной ширины прокладки N и типа уплотняющей поверхности определить b_0, т. е. основную ширину уплотнения, при помощи которой далее вычисляется так называемая эффективная ширина уплотнения b. Если $b_0 \leqslant 0{,}6$ *см*, то $b = b_0$ и G равен среднему диаметру контактной поверхности. Если $b_0 > 0{,}6$ *см*, то $b = 0{,}8\sqrt{b_0}$ и G равен наружному диаметру контактной поверхности минус b; p — условное давление в *кГ*/*см*^{2}; b — эффективная ширина уплотнения, вычисляемая так, как указано выше, в *см*; m — прокладочный коэффициент, который находим по табл. VI. 20.

Необходимо также определить усилие $Q'_б$, нужное для первоначального сжатия прокладки, которое должно обеспечить герметичность фланцевого соединения

$$Q'_б = \pi\, bGy, \qquad \text{(VI. 6)}$$

где y — необходимое удельное давление на прокладку в *кГ*/*см*^{2}, которое находим по табл. VI. 20.

Если расчет ведем по рабочему давлению и рабочей температуре, превышающей 200° С, то для определения усилия $Q'_б$ следует пользоваться формулой

$$Q'_б = \pi\, bGy\,\varphi, \qquad \text{(VI. 7)}$$

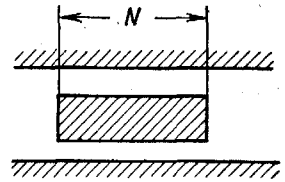
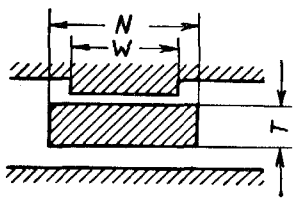
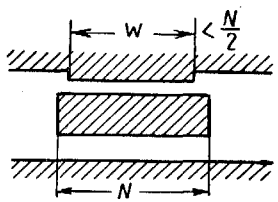
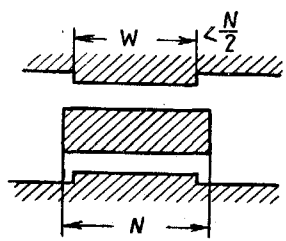
где $\varphi = \frac{R_{zt}}{R_z}$, здесь R_{zt} — допускаемое напряжение болтов при заданной рабочей температуре в *кГ*/*см*^{2}; принимается так, как указано на стр. 128.

Далее расчет болтов ведем по большему из полученных значений $Q_б$ или $Q'_б$.

В большинстве случаев при низких давлениях значение $Q'_б$, подсчитанное по формуле (VI. 6), больше значения $Q_б$, найденного по формуле (VI. 5), и особенно тогда, когда материал прокладки такой, что для создания герметичности требуется высокая сжимающая нагрузка.

Эффективная ширина уплотнения b_0

($b = b_0$ если $b_0 \leqslant 0{,}6$ *см*; $b = 0{,}8\sqrt{b_0}$, если $b_0 > 0{,}6$ *см*)

№ формы поверхности	Форма уплотнительной поверхности	Основная ширина уплотнения b_0	
		вариант I расчета	вариант II расчета
1	 *а*	$\frac{N}{2}$	$\frac{N}{2}$
	 *б*	$\frac{W+T}{2}$; $\left(\frac{W+N}{4}\ \max\right)$	$\frac{W+T}{2}$; $\left(\frac{W+N}{4}\ \max\right)$
2		$\frac{W+N}{4}$	$\frac{W+3N}{8}$
3		$\frac{W}{2}\left(\frac{N}{4}\ \min\right)$	$\frac{W+N}{4}$; $\left(\frac{3N}{8}\ \min\right)$

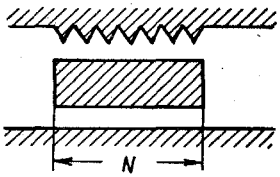
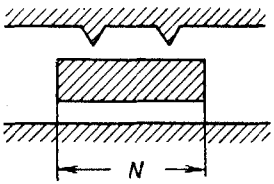
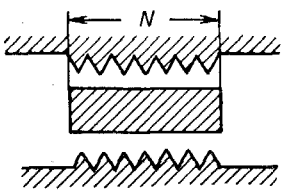
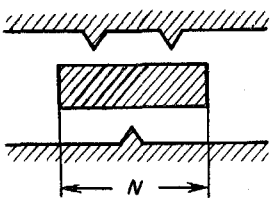
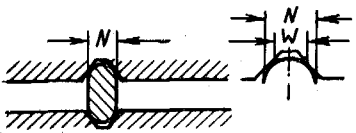
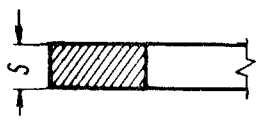
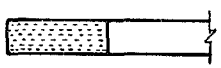
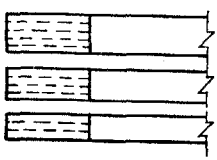
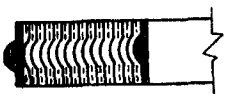
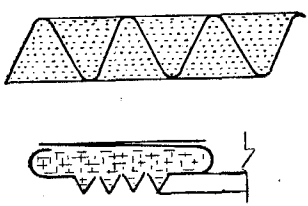
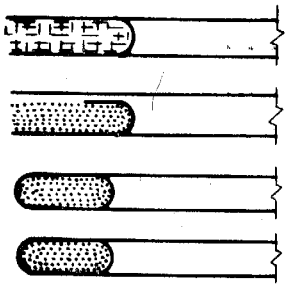
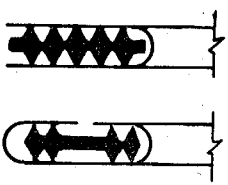
№ формы поверхности	Форма уплотнительной поверхности	Основная ширина уплотнения b_0	
		вариант I расчета	вариант II расчета
4		$\frac{3N}{8}$	$\frac{7N}{16}$
5			
6		$\frac{N}{4}$	$\frac{3N}{8}$
7			
8		Овального или восьмиугольного сечения $\frac{W}{8}$ принимаем равным $\frac{N}{8}$	—

Таблица VI. 20

Значения m и $y_п$ для расчета фланцевых соединений

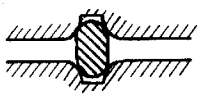
Материал прокладки	Коэффициент прокладки m	Необходимое удельное давление на прокладку y, кГ/см²	Эскиз прокладки	Формы уплотнительных поверхностей и варианты расчета b_0 (см. табл. VI. 19)	
				№ формы поверхности	вариант расчета
Резина обыкновенная; резина с высоким содержанием асбестового волокна:					
твердость менее 75 по Шору . .	0,50	0		1 *а*, *б*, 4,6	
твердость 75 и выше по Шору	1,00	14			
Асбест толщиной s = = 3 *мм*	2,00	112			
Асбест толщиной s = = 1,5 *мм*	2,75	260		1 *а*, *б*, 4,	
Асбест толщиной s = = 0,8 *мм*	3,50	455		6	II
Паронит толщиной s = 3 *мм*	2	110			
Паронит толщиной s = 2 *мм*	2,75	250			
Паронит толщиной s = 1 *мм*	3,5	400			
Резина с хлопчатобумажной тканью	1,25	28			
Резина с асбестом и с проволокой или без нее:				Любая	
трехслойная . .	2,25	154			
двухслойная . .	2,50	203			
однослойная . .	2,75	260			
Фибра	1,75	77		1*а*, *б*, 4, 6	

Материал прокладки	Коэффициент прокладки m	Необходимое удельное давление на прокладку, кГ/см²	Эскиз прокладки	Формы уплотнительных поверхностей и варианты расчета b_0 (см. табл. VI. 19)	
				№ формы поверхности	вариант расчета
Спиральный витой металл с асбестовым заполнением:					
углеродистая сталь	2,50	205		1*а*	
нержавеющая сталь	3,00	315			II
Сталь с мелкими канавками с асбестовым заполнением	2,75	260		1*а*	
Волнистый металл с асбестовым заполнением или оболочка из волнистого металла с асбестовым заполнением					
Мягкий алюминий .	2,50	205		1*а*	II
Мягкая медь или латунь	2,75	260			
Железо или мягкая сталь	3,00	315			
Монель-металл или сталь с 4—6% хрома	3,25	385			
Нержавеющие стали	3,50	455			
Волнистый металл					
Мягкий алюминий	2,75	260			II
Мягкая медь или латунь	3,00	315			
Железо или мягкая сталь	3,25	385			
Монель-металл или сталь с 4—6% хрома	3,5	455			
Нержавеющая сталь	3,75	530			

Материал прокладки	Коэффициент прокладки m	Необходимое удельное давление на прокладку, $кГ/см^2$	Эскиз прокладки	Формы уплотнительных поверхностей и варианты расчета b_0 (см. табл. VI. 19)	
				№ формы поверхности	вариант расчета
Плоская металлическая оболочка с асбестовым заполнением					
Мягкий алюминий	3,25	385		1*а*, 2*	II
Мягкая медь или латунь	3,50	455			
Железо или мягкая сталь	3,75	530			
Монель-металл	3,50	560			
Сталь с 4—6% хрома	3,75	630			
Нержавеющие стали	3,75	630			
Гофрированное железо или мягкая сталь с металлической оболочкой или без нее					
Мягкий алюминий	3,25	385		1*а*, *б*	II
Мягкая медь или латунь	3,50	455			
Железо или мягкая сталь	3,75	532		2	
Монель-металл или сталь с 4—6% хрома	3,75	616		3	
Нержавеющие стали	4,25	710			
Сплошной плоский металл					
Мягкий алюминий	4,00	615		Любая	I
Мягкая медь или латунь	4,75	910			
Железо или мягкая сталь	5,50	1260			
Монель-металл или сталь с 4—6% хрома	6,00	1525			
Нержавеющие стали	6,50	1820			

* Поверхность прокладки, имеющая стык, должна быть повернута к гладкой поверхности фланца.

Продолжение табл. VI. 2

Материал прокладки	Коэффициент прокладки m	Необходимое удельное давление на прокладку, $кГ/см^2$	Эскиз прокладки	Формы уплотнительных поверхностей и варианты расчета b_0 (см. табл. VI. 19)	
				№ формы поверхности	вариант расчета
Сплошной металл овального или восьмиугольного сечения					
Железо или мягкая сталь	5,50	1260		8	I
Монель-металл или сталь с 4—6% хрома	6,00	1525			
Нержавеющие стали	6,50	1820			

При значительных давлениях или при средних давлениях, но больших диаметрах фланцевых соединений и неметаллических прокладках в большинстве случаев $Q_б > Q'_б$.

Расчет фланцев

Так как при определении диаметра и числа болтов делаются округления и притом обычно в большую сторону, то максимально допустимая нагрузка на болты $Q_{б\,max}$ оказывается, как правило, больше, чем нагрузки $Q_б$ или $Q'_б$, а именно

$$Q_{б\,max} = F_б R_z,$$

где $F_б$ — площадь поперечного сечения всех болтов по внутреннему диаметру резьбы в $см^2$; R_z — допускаемое напряжение для стали, из которой изготовлены болты, в $кГ/см^2$.

Расчетная болтовая нагрузка $Q_{бф}$ равна

$$Q_{бф} = \frac{Q_б + Q_{б\,max}}{2}. \qquad (VI.8)$$

Если $Q_б < Q'_б$, то в формулу (VI. 8) подставляем значение $Q'_б$. Все фланцы по методам их расчета можно разделить на следующие три группы.

1. *Цельные*, к которым относятся фланцы типов 5, 6, 6а, 6б и 7 (рис. VI. 20 и VI. 21) и плоские приварные фланцы типов 8, 8а и 8б (рис. VI. 22); последние три типа фланцев должны работать хотя бы при одном из следующих условий: при $p > 20$ $кГ/см^2$; $t \geqslant 370°$ С;

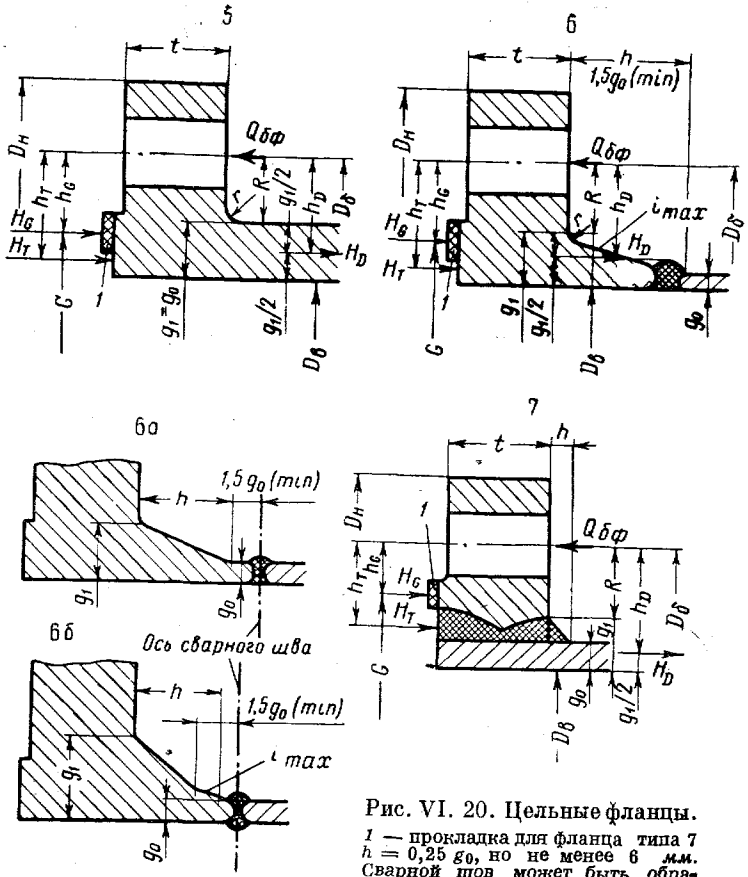


Рис. VI. 20. Цельные фланцы.

1 — прокладка для фланца типа 7 $h = 0{,}25\ g_0$, но не менее 6 *мм*. Сварной шов может быть обработан в углах по радиусу, как указано на эскизе 5; $i_{max} = 1 : 3$, в тех случаях, когда уклон втулки превышает 1 : 3, следует руководствоваться эскизами 6а и 6б.

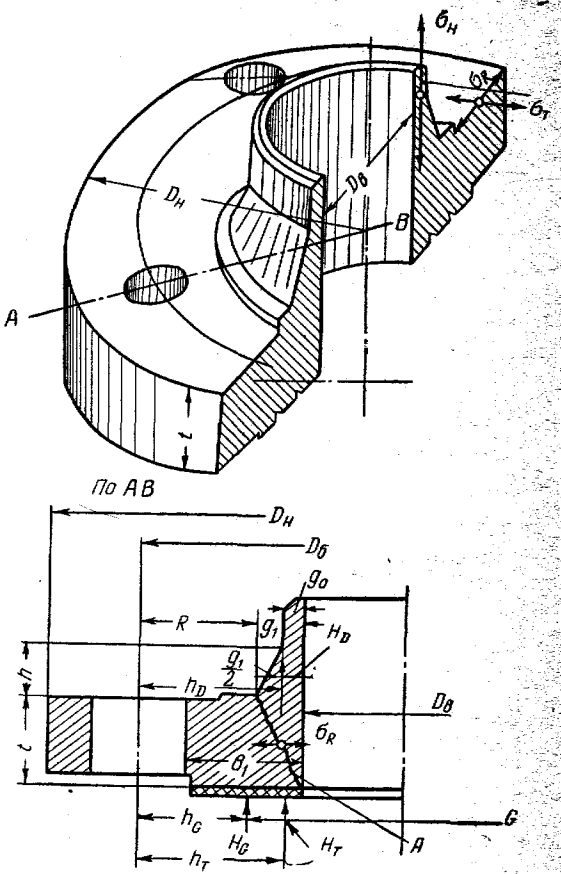


Рис. VI. 21.

$g_0 > 1{,}6$ *см* и $\frac{D}{g_0} > 300$. Коэффициенты f, F и V для расчета таких фланцев находим соответственно по графикам рис. VI. 23, VI. 24 и VI. 25, а коэффициенты T, Z, Y и U по графикам рис. VI. 26.

2. *Свободные*, но приравненные к цельным, типов 1 со втулкой, 2 со втулкой, 3 и 4 (рис. VI. 27).

При расчете этих фланцев коэффициенты F_L и V_L находим соответственно по графикам рис. VI. 29 и VI. 30, а коэффициенты T, Z, Y и U по графикам рис. VI. 26.

3. *Свободные фланцы типа* 1 без втулки, 2 без втулки (рис. VI. 27) и типов 8, 8а и 8б (рис. VI. 22), когда эти фланцы работают при $p \leqslant 20$ *кГ/см*^{2}; $t \leqslant 370$ °С; $g_0 \leqslant 1{,}6$ *см* и $\frac{D}{g_0} \leqslant 300$. Если хоть одно из этих условий не соблюдено, то фланцы типов 8, 8а и 8б следует рассчитывать и принимать конструкцию как цельных фланцев по типу 7 рис. VI 20.

При расчете этих фланцев коэффициент Y находим по графику рис. VI. 26.

Далее расчет всех типов фланцев ведем по напряжениям, возникающим от действия суммарного изгибающего момента трех сил: H_D, $H_т$ и H_G.

Нагрузка от внутреннего давления равна

$$H_D = 0{,}785\ D_в^2 p\ кГ, \qquad \text{(VI.}$$

здесь $D_в$ — внутренний диаметр фланца в *см*; p — условное давление в *кГ/см*^{2}.

Нагрузка от внутреннего давления на площадь кольца, наружный диаметр которого G, а внутренний $D_в$

$$H_т = Q_1 - H_D, \qquad \text{(VI. 10)}$$

где

$$Q_1 = 0{,}785\, G^2\ p.$$

Максимальная нагрузка на прокладку

$$H_G = Q_{бф} - Q_1. \qquad \text{(VI. 11)}$$

Соответственно моменты от действия этих трех сил в *кГ · см* равны

$$M_D = H_D h_D, \qquad \text{(VI 12)}$$

$$M_т = H_т h_т, \qquad \text{(VI. 13)}$$

$$M_G = H_G h_G, \qquad \text{(VI. 14)}$$

где для свободных фланцев 3-ей группы плечо (см. рис. VI. 28) равно

$$h_D = \frac{D_б - D_в}{2}\ см, \qquad \text{(VI. 15)}$$

$$h_т = h_G = \frac{D_б - G}{2}, \qquad \text{(VI. 16)}$$

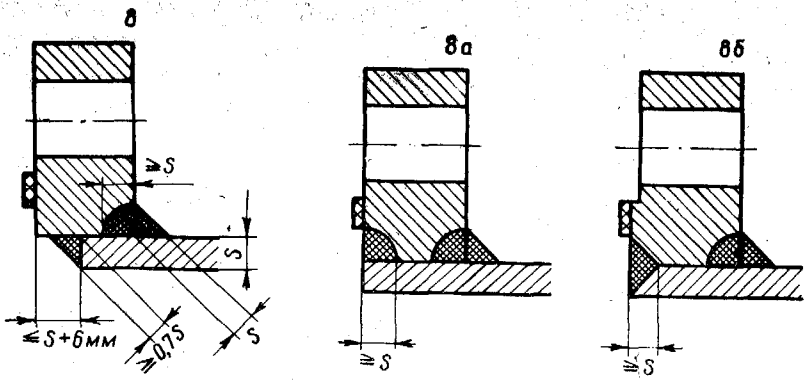


Рис. VI. 22. Фланцы приварные. Рассчитываются как свободные или как цельные. Нагрузка и размеры, не приведенные на эскизах, принимаются согласно типу 2 (рис. VI. 27) для свободных фланцев или типу 7 (рис. VI. 20) для цельных фланцев, но S не менее 6 *мм*.

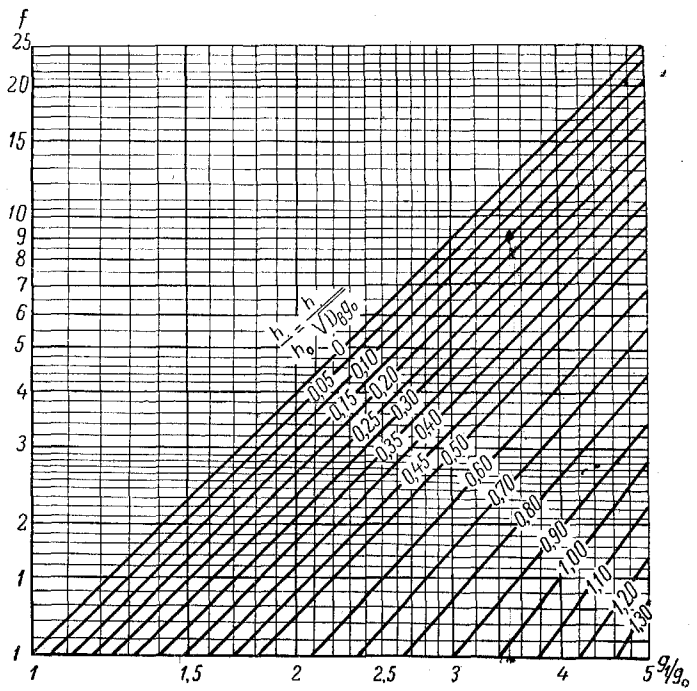


Рис. VI. 23. Поправочный коэффициент для напряжений во втулке $f \geqslant 1$; для фланцев по типу 5 (см. рис. VI. 20), т. е. когда $g_1/g_0 = 1$; $f = 1$.

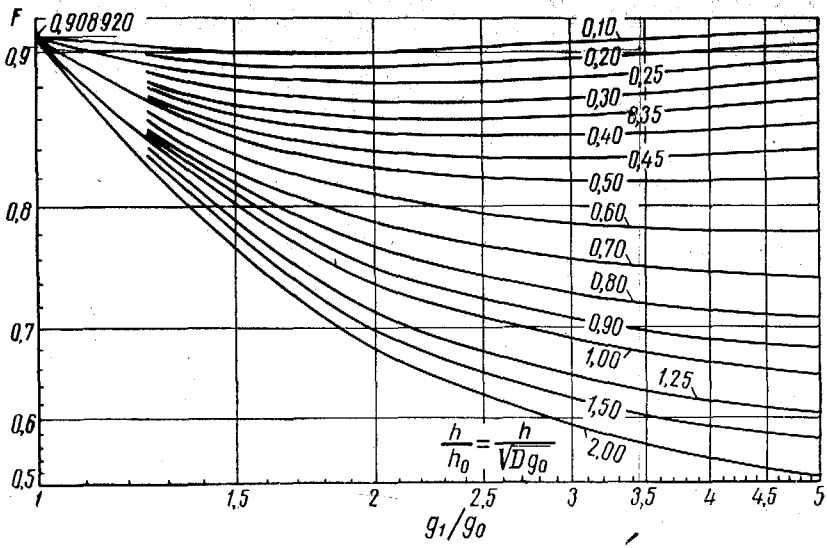


Рис. VI. 24. Значения коэффициента F для фланцев цельного типа.

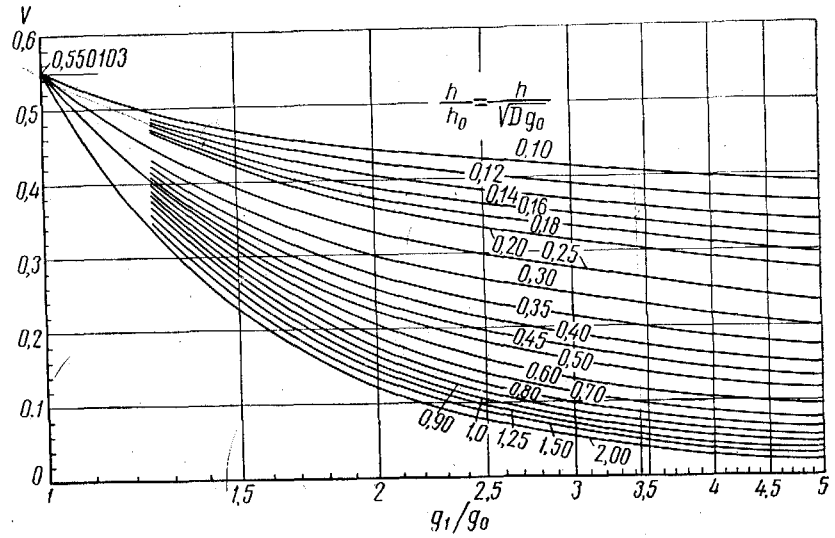


Рис. VI. 25. Значения коэффициента V для цельных фланцев.

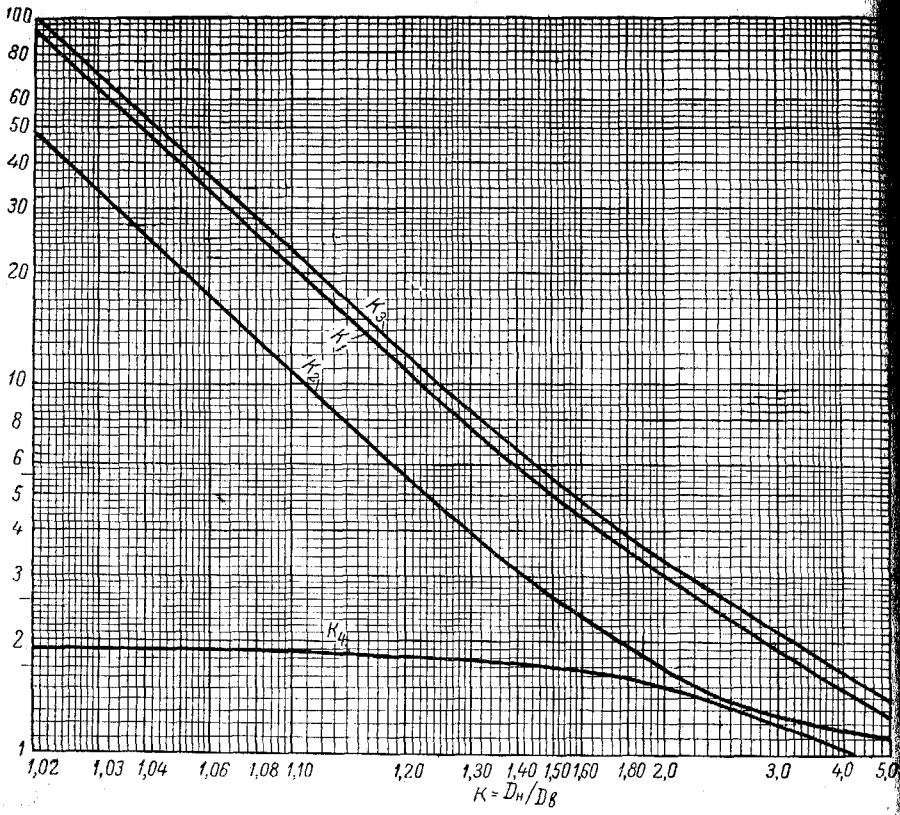


Рис. VI. 26.

$$K_4 = T = \frac{K_2\,(1 + 8 \cdot 55246 \log 10)\,K - 1}{(1{,}04720 + 1{,}9448\,K_2)\,(K-1)};$$

$$K_3 = U = \frac{K_2\,(1 + 8 \cdot 55246 \log 10)\,K - 1}{1{,}36136\,(K_2 - 1)\,(K-1)};$$

$$K_1 = Y = \frac{1}{K-1}\left[0{,}66845 + 5{,}71690\,\frac{K_2 \log 10\,K}{K_2 - 1}\right];$$

$$K_2 = Z = \frac{K_2 + 1}{K_2 - 1};\quad K = \frac{D_н}{D_в}.$$

Коэффициент Пуассона равен 0,3.

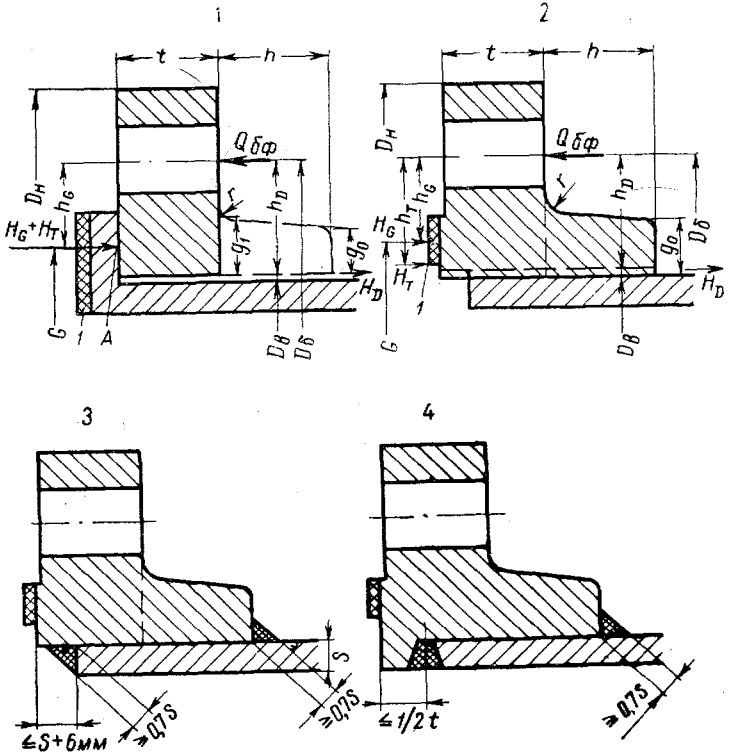


Рис. VI. 27. Свободные фланцы.

А — средняя точка касания фланца с буртиком независимо от положения прокладки; *1* — прокладка; *2* фланец на резьбе со втулкой или без нее. Нагрузка и размеры, не показанные на эскизах 3 и 4, такие же, как на эскизе 2. При уклоне втулки 6° или меньше принимать $g_1 = g_0$.

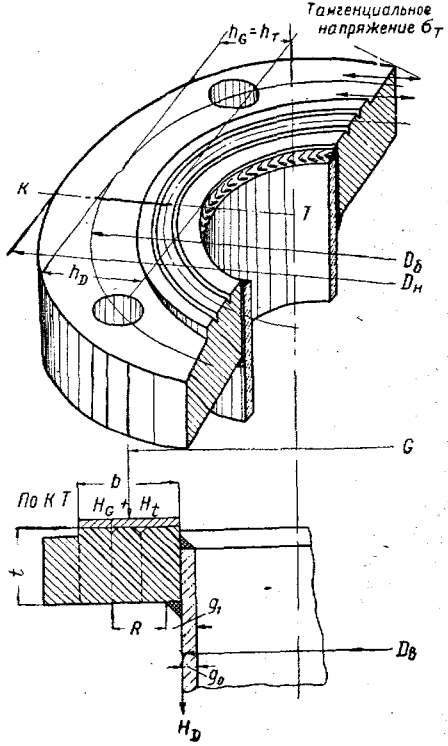


Рис. VI. 28.

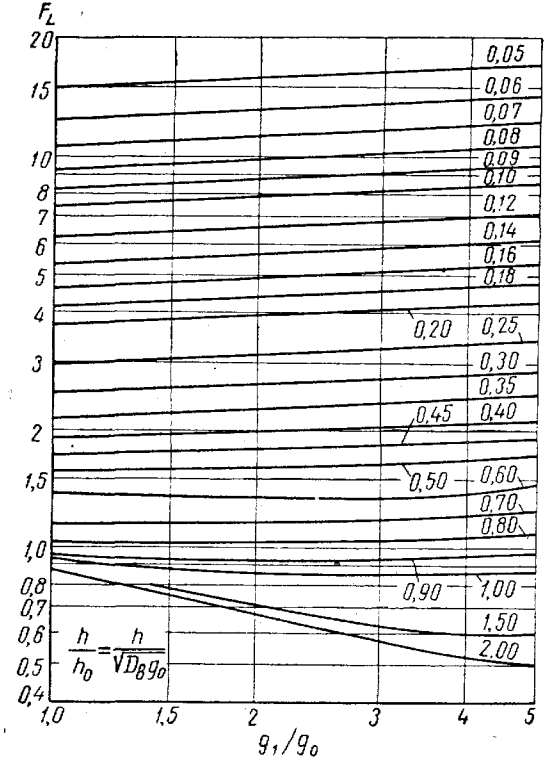


Рис. VI. 29. Коэффициент F_L для фланцев свободного типа.

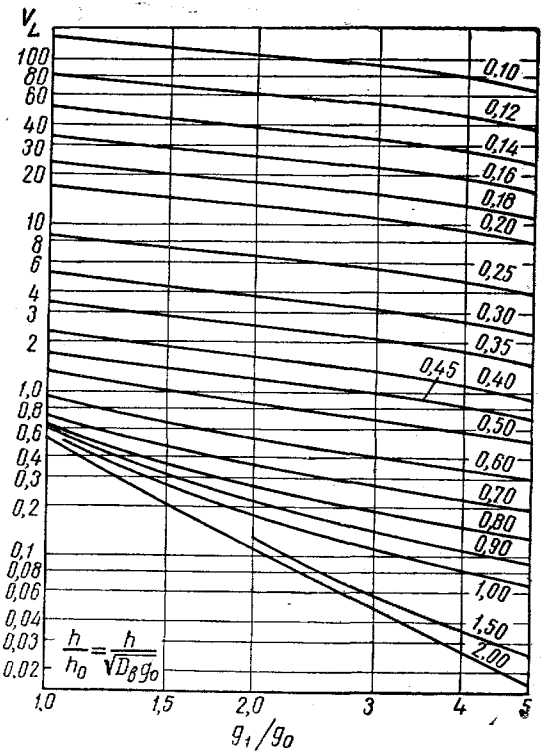


Рис. VI. 30. Коэффициент V_L для фланцев свободного типа.

а для фланцев цельного типа и приравненных к ним, т. е. для 1-й и 2-й групп

$$h_D = R + \frac{g_1}{2}, \qquad \text{(VI. 17)}$$

$$h_т = \frac{R + g_1 + h_G}{2}, \qquad \text{(VI. 18)}$$

$$h_G = \frac{D_б - G}{2}. \qquad \text{(VI. 19)}$$

Расчет ведем по суммарному изгибающему моменту

$$M_0 = M_D + M_т + M_G. \qquad \text{(VI. 20)}$$

Для фланцев свободных (например, тип 1 без втулки см. рис. VI. 27) продольное напряжение во втулке

$$S_н = 0. \qquad \text{(VI. 21)}$$

Радиальное напряжение во фланце

$$S_R = 0. \qquad \text{(VI. 22)}$$

Тангенциальное напряжение во фланце

$$S_т = \frac{yM_0}{t^2 D_в} \text{ кГ/см}^2. \qquad \text{(VI. 23)}$$

Для фланцев цельного типа, а также приравненных к ним, т. е. 1-й и 2-й групп, продольное напряжение во втулке

$$S_н = \frac{fM_0}{Lg_1^2 D_в} \text{ кГ/см}^2. \qquad \text{(VI. 24)}$$

Радиальное напряжение во фланце

$$S_R = \frac{\left(\frac{4}{3} te + 1\right) M_0}{Lt^2 D_в} \text{ кГ/см}^2. \qquad \text{(VI. 25)}$$

Тангенциальное напряжение во фланце

$$S_т = \frac{yM_0}{t^2 D_в} - ZS_R \text{ кГ/см}^2. \qquad \text{(VI. 26)}$$

Значения букв следующие: $D_б$ — диаметр окружности болтов (шпилек) в *см*; $D_в$ — внутренний диаметр фланца в *см*; R — радиальное расстояние от окружности болтов до наибольшей окружности шейки фланца в *см*; g_1 — толщина втулки у перехода в тело фланца в *см*; g_0 — толщина втулки у тонкого конца в *см*; t — толщина фланца в *см*; f — коэффициент, определяемый по графику рис. VI. 23 в зависимости от отношений g_1/g_0 и h/h_0, где h — высота втулки;

$$h_0 = \sqrt{D_в g_0}. \qquad \text{(VI. 27)}$$

Для значений, выходящих за нижний предел графика, f принимается для расчета равным единице.

Если внутренний диаметр фланца $D_в$ меньше 20 g_1, то $D_в$ в ф
муле (VI. 24) продольного напряжения во втулке принимают р
ным $D_в + g_1$ для свободных фланцев, приравненных к цельны
и для тех фланцев цельного типа, для которых $f < 1$, т. е. выход
за пределы графика; при расчете фланцев цельного типа, для кот
рых $f \geqslant 1$, в формуле (VI. 24) вместо $D_в$ принимаем $D_в + g$
U, Y, Z и T — коэффициенты, определяемые по графику рис. VI. 2
в зависимости от отношения $D_н/D_в$, где $D_н$ — наружный диамет
фланца; L — коэффициент, равный

$$L = \frac{te+1}{T} + \frac{t^3}{d}, \qquad \text{(VI. 28}$$

где для фланцев цельного типа и приравненных к ним $e = \frac{F}{h_0}$
F находим по графику на рис. VI. 23 в зависимости от отноше
ний g_1/g_0 и h/h_0; для свободных фланцев, приравненных к цельным
т. е. фланцев 2-й группы, $e = \frac{F_L}{h_0}$; F_L находим по графику
рис. VI. 29; $d = \frac{U}{v} h_0 g_0^2$ для фланцев цельного типа; v находим
по графику рис. VI. 25 в зависимости от отношений h/h_0 и g_1/g_0;
для свободных фланцев приравненных к цельным $d = \frac{U}{V_L} h_0 g_0^2$; V_L
находим по графику рис. VI. 30.

Напряжения во фланце не должны превышать следующих величин.

Продольное напряжение во втулке

$$S_н \leqslant 1{,}5\, \sigma_{доп}. \qquad \text{(VI. 29)}$$

Радиальное напряжение во фланце

$$S_R \leqslant 1{,}1\, \sigma_{доп}. \qquad \text{(VI. 30)}$$

Тангенциальное напряжение во фланце

$$S_т \leqslant 1{,}1\, \sigma_{доп}, \qquad \text{(VI. 31)}$$

значения

$$\frac{S_н + S_R}{2} \text{ и } \frac{S_н + S_т}{2} \qquad \text{(VI. 32)}$$

так же не должны быть больше $1{,}1\sigma_{доп}$; значения $\sigma_{доп}$ приведены в табл. III. 1.

Если одно из условий (VI. 29) — (VI. 32) не соблюдается, то следует задаться новыми значениями t или g_1 или t и g_1.

Кроме того, необходимо соблюдать следующие условия.

1. Для фланцев цельных и приравненных к ним типа 8, 8а и 8б (см. рис. VI. 22);

а) если $D < 20\,g_1$ и $f < 1$, то расчет продольного напряжения во втулке ведем по формуле

$$S'_{\text{н}} \leqslant \frac{D_{\text{в}}}{D_{\text{в}}+g_1} S_{\text{н}} \ кГ/см^2; \qquad \text{(VI. 33)}$$

б) если $D_{\text{в}} \leqslant 20\,g_1$ и $f \geqslant 1$, то

$$S'_{\text{н}} \leqslant \frac{D_{\text{в}}}{D_{\text{в}}+g_0} S_{\text{н}} \ кГ/см^2. \qquad \text{(VI. 34)}$$

2. Для фланцев типа 1 со втулкой, 2 со втулкой, 3 и 4 (рис. VI. 27), если $D_{\text{в}} < 20\ g_1$, то расчет продольных напряжений во втулке ведем по формуле (VI. 33).

Пример. Провести поверочный расчет фланца для трубопровода на $p_{\text{у}}$ 64 и $D_{\text{у}}$ 200 (Н411-55) и шпилек к нему.

Прокладка овального сечения из стали типа железо Армко или 0Х18Н9Т.

Фланец из стали 20; шпильки из стали 35.

По ГОСТ 1234-54 и Н411-55: наружный диаметр $D_{\text{н}} = 40{,}5$ *см*; внутренний диаметр $D_{\text{в}} = 19{,}8$ *см*; диаметр болтовой окружности $D_{\text{б}} = 34{,}5$ *см*; толщина фланца $t = 5{,}4 - 0{,}8 = 4{,}6$ *см*, где 0,8 *см* — глубина канавки под прокладку; высота втулки $h = 5{,}25$ *см*; радиальное расстояние от окружности болтов до наибольшей окружности шейки фланца $R = 4{,}05$ *см*; толщина втулки у тонкого конца $g_0 = 1{,}2$ *см*; толщина втулки у перехода в тело фланца $g_1 = 3{,}3$ *см*.

Для определения расчетного диаметра уплотнения находим по табл. VI. 19 основную ширину уплотнения в зависимости от типа уплотняющей поверхности и от действительной его ширины; приравниваем последнюю ширине прокладки, которая согласно нормали (Н408-55) равна $N = 1{,}1$ *см*.

Определяем b_0

$$b_0 = \frac{W}{8} = \frac{N}{8} = \frac{1{,}1}{8} = 0{,}14 \ см.$$

Так как $b_0 < 6$ *мм*, то G равен среднему диаметру контактной поверхности, т. е. $G = 26{,}5$ *см*, и эффективная ширина уплотнения $b = b_0 = 0{,}14$ *см*.

Считаем как фланец цельного типа, т. е. 1-ой группы.

По формуле (VI. 17)

$$h_D = R + \frac{g_1}{2} = 4{,}05 + \frac{3{,}3}{2} = 5{,}7 \ см.$$

По формуле (VI. 19)

$$h_G = \frac{D_{\text{б}} - G}{2} = \frac{34{,}5 - 26{,}5}{2} = 4{,}0 \ см.$$

По формуле (VI. 18)

$$h_{\text{т}} = \frac{R + g_1 + h_G}{2} = \frac{4{,}05 + 3{,}3 + 4}{2} = 5{,}675 \ см.$$

$$\frac{g_1}{g_0}=\frac{3{,}3}{1{,}2}=2{,}75;\quad \frac{D_н}{D_в}=\frac{40{,}5}{19{,}8}=2{,}05.$$

По формуле (VI. 27)

$$h_0=\sqrt{D_в g_0}=\sqrt{19{,}8\cdot 1{,}2}=4{,}9\ см;$$

$$\frac{h}{h_0}=\frac{5{,}25}{4{,}9}=1{,}07.$$

Нагрузку на болты при рабочих условиях определяем по формуле (VI. 5)

$$Q_б=Q_1+Q_2=0{,}785\ G^2p+2b\ \pi\ Gmp=$$
$$=0{,}785\cdot 26{,}5^2\cdot 64+2\cdot 0{,}14\pi\cdot 26{,}5\cdot 6{,}5\cdot 64=44\,850\ кГ.$$

Здесь m — прокладочный коэффициент, который по табл. VI. 20 равен 6,5.

Нагрузку на болты $Q'_б$ при первоначальном сжатии прокладки определяем по формуле (VI. 6)

$$Q'_б=\pi\ bGy=\pi\cdot 0{,}14\cdot 26{,}5\cdot 1820=21\,200\ кГ.$$

Здесь y — удельное давление на прокладку. По табл. VI. 20 $y=1820\ кГ/см^2$.

Рассчитываем шпильки по наибольшей нагрузке $Q_б=44\,850\ кГ$.

Шпильки М30; количество шпилек $n=12$. Поперечное сечение одной шпильки $f_б=5{,}1\ см^2$. Поперечное сечение всех шпилек $F_б=f_б n=5{,}1\cdot 12=61{,}2\ см^2$.

Максимально допустимая нагрузка на шпильки

$$Q_{б\,max}=F_б R_z\approx 61{,}2\cdot 1300\approx 81\,000\ кГ,$$

где R_z — допускаемое напряжение для стали 35 с временным сопротивлением разрыву, отнесенным к нормальным условиям; согласно ГОСТ 1050-60, $\sigma_в=5400\ кГ/см^2$.

$$z=\frac{5400}{4}\approx 1300\ кГ/см^2.$$

Расчетная нагрузка по формуле (VI. 8)

$$Q_{бф}\frac{Q_б+Q_{б\,max}}{2}=\frac{44\,850+81\,000}{2}=62\,925\ кГ.$$

По формуле (VI. 9) нагрузка от внутреннего давления

$$H_D=0{,}785\,D_в^2 p=0{,}785\cdot 19{,}8^2\cdot 64=19\,700\ кГ.$$

По формуле (VI. 10) нагрузка от внутреннего давления на площадь кольца, наружный диаметр которого G, а внутренний $D_в$

$$H_т=Q_1-H_D=35\,200-19\,700=15\,500\ кГ.$$

Максимальная нагрузка на прокладку по формуле (VI. 11)

$$H_G=Q_{бф}-Q_1=62\,925-35\,200=27\,725\ кГ.$$

Моменты от действия сил H_D, $H_т$ и H_G по формулам (VI. 12)—(VI. 14) равны:

$$M_D = H_D h_D = 19\,700 \cdot 5{,}7 = 113\,000\ кГ \cdot см,$$

$$M_т = H_т h_т = 15\,500 \cdot 5{,}675 = 88\,000\ кГ \cdot см,$$

$$M_G = H_G h_G = 27\,725 \cdot 4 = 110\,900\ кГ \cdot см.$$

Суммарный изгибающий момент по формуле (VI. 20)

$$M_0 = M_D + M_т + M_G = 113\,000 + 88\,000 + 110\,900 = 311\,900\ кГ \cdot см.$$

Находим по графикам коэффициенты, необходимые для дальнейшего расчета.

По графику рис. VI. 23 находим, что $f < 1$. Для расчета принимаем $f = 1$.

Так как $D_в < 20\,g_1$ и $f < 1$, то в формуле (VI. 24) диаметр $D_в = D_в + g_1 = 19{,}8 + 3{,}3 = 23{,}1\ см$.

По графику рис. VI. 26 находим, что при отношении

$$\frac{D_н}{D_в} = \frac{40{,}5}{23{,}1} \approx 1{,}75$$

$U = 4$; $Y = 3{,}2$; $Z = 2$; $T = 1{,}6$.

По графику рис. VI. 24 находим $F = 0{,}69$.

По графику рис. VI. 25 находим $V = 0{,}095$.

Тогда

$$e = \frac{F}{h_0} = \frac{0{,}69}{4{,}9} = 0{,}14;$$

$$d = \frac{U}{v} h_0 g_0^2 = \frac{3{,}5}{0{,}095} 4{,}9 \cdot 1{,}2^2 = 259;$$

$$L = \frac{te+1}{T} + \frac{t^3}{d} = \frac{4{,}4 \cdot 0{,}14 + 1}{1{,}6} + \frac{4{,}4^3}{259} = 1{,}33.$$

Продольное напряжение во втулке по формуле (VI. 24)

$$S_н = \frac{fM_0}{Lg_1^2 D_в} = \frac{1 \cdot 311\,900}{1{,}33 \cdot 3{,}3^2 \cdot 23{,}1} = 935\ кГ/см^2.$$

Радиальное напряжение во фланце по формуле (VI. 25)

$$S_R = \frac{\left(\frac{4}{3} te + 1\right) M_0}{Lt^2 D_в} = \frac{\left(\frac{4}{3} 4{,}6 \cdot 0{,}14 + 1\right) 311\,900}{1{,}33 \cdot 4{,}6^2 \cdot 19{,}8} = 1040\ кГ/см^2.$$

Тангенциальное напряжение во фланце по формуле (VI. 26)

$$S_т = \frac{YM_0}{t^2 D_в} - ZS_R = \frac{3{,}2 \cdot 311\,900}{4{,}62^2 \cdot 19{,}8} - 2 \cdot 1040 = 370\ кГ/см^2.$$

Допускаемое напряжение для стали 20, из которой изготовлен фланец

$$R_z = \sigma_{доп}\beta = 1330 \cdot 1{,}1 = 1460 \ кГ/см^2.$$

Проверяем напряжения во фланце

$$S_н \leqslant 1{,}5\,\sigma_{доп}; \quad 935 < 1{,}5 \cdot 1330;$$

$$S_R \leqslant R_z; \quad 1040 < 1460; \quad S_т \leqslant R_z; \quad 370 < 1460;$$

$$\frac{S_н + S_R}{2} \leqslant R_z; \quad \frac{935 + 1040}{2} < 1460;$$

$$\frac{S_н + S_т}{2} \leqslant R_z; \quad \frac{935 + 370}{2} < 1460.$$

Результаты подсчета показали, что прочность фланца для заданных условий обеспечена. Размер $g_1 = 3{,}3$ *см* в расчете взят условно, без прибавки на коррозию.

В табл. VI. 21 — VI. 24 приведены в качестве примера конструктивные размеры и результаты расчета на прочность фланцев со втулками для аппаратов (рис. VI. 31 — VI. 33), работающих при следующих условных давлениях и условных диаметрах:

$p_у$ 16	для	$D_у$ 600—1600 *мм*
$p_у$ 25	»	$D_у$ 600—1600 »
$p_у$ 40	»	$D_у$ 600—1400 »
$p_у$ 64	»	$D_у$ 600—1400 »

В этих же таблицах, также как пример, даны сведения о размерах переходных фланцев следующих типоразмеров:

$p_у^{16}$	для	$D_у$ 500/600—1400/1600
$p_у^{25}$	»	$D_у$ 600/700—1400/1600
$p_у^{40}$	»	$D_у$ 1200/1400
$p_у^{64}$	»	$D_у$ 500/700—1200/1400

В числителе — условный диаметр корпуса аппарата, в знаменателе — условный диаметр днища корпуса.

Все фланцы, перечисленные в табл. VI. 21—VI. 24, рассчитаны по методу, изложенному выше.

Область применения фланцев, размеры которых даны в этих таблицах, определяют в соответствии с данными ГОСТ 356-59.

Фланцы рассчитаны на прочность при условных давлениях и нормальной температуре, имея в виду, что они изготовлены из стальных отливок марки 20Л-II по ГОСТ 977-58.

Таблица VI. 21

Размеры фланцев для аппаратов и результаты их расчета на прочность

$D_в$, *мм*	$D_н$, *мм*	$D_б$, *мм*	D_2, *мм*	b, *см*	$G = D_2 - 2b$, *мм*	t, *мм*	Болты			$s = \frac{pD}{2R_z\varphi - p} + 0{,}4$, *мм*	$g_0 = 1{,}3s$, *мм*	H, *мм*	$d_б$, *мм*	$d_т$, *мм*	D_1, *мм*
							d	d_0, *см*	$n/n_{расч}$						
$p_у$ 16 (см. рис. VI. 31)															
600	775	710	665	0,98	645,4	42	М30	2,54	20/12,7	8,12	12,0	100	34	65	624
700	900	825	770	1,07	748,6	44	М30	2,54	24/16,7	8,87	12,0	110	34	65	724
800	1000	925	870	1,07	848,6	46	М30	2,54	24/20,7	9,47	13,0	110	34	65	826
900	1100	1025	970	1,07	948,6	50	М30	2,54	28/25,7	10,18	14,0	120	34	65	928
1000	1220	1150	1085	1,07	1063,6	54	М36	3,08	28/20,2	10,87	15,0	140	41	76	1030
1100	1320	1250	1190	1,07	1168,6	56	М36	3,08	28/23,0	11,55	16,5	140	41	76	1133
1200	1425	1360	1300	1,07	1278,6	56	М36	3,08	36/28,6	12,24	17,0	150	41	76	1234
1300	1540	1460	1400	1,07	1378,6	58	М36	3,08	36/32,5	12,92	17,0	160	41	76	1334
1400	1635	1565	1515	1,07	1493,6	60	М36	3,08	44/37,9	13,61	19,5	170	41	76	1439
1500	1740	1670	1610	1,07	1588,6	64	М36	3,08	44/42,5	14,30	20,0	175	41	76	1540
1600	1870	1790	1730	1,07	1708,6	72	М42	3,615	40/36,4	15,10	21,0	190	48	88	1642

Продолжение табл. VI. 21

$D_в$, *мм*	D_1 гайки, *мм*	R, *мм*	D_m, *мм*	g_1, *мм*	$h = 3(g_1 - g_0)$, *мм*	$h_0 = \sqrt{D_в g_0}$, *мм*	g_1/g_0	h/h_0	$D_н/D_в$	По графикам						
										T	Z	Y	U	f	v	F
$p_у$16 (см. рис. VI. 31)																
600	53,1	31,0	648	24,0	36,0	85,0	2,00	0,424	1,29	1,85	4,2	8,0	9,0	1,44	0,25	0,845
700	53,1	33,0	759	29,5	52,5	91,7	2,46	0,572	1,28	1,85	4,2	8,0	9,0	1,55	0,17	0,810
800	53,1	33,5	858	29,0	48,0	102,0	2,23	0,470	1,25	1,85	4,8	9,0	10,0	1,60	0,21	0,830
900	53,1	31,0	963	31,5	52,5	112,0	2,25	0,470	1,225	1,85	5,0	9,7	11,7	1,64	0,21	0,830
1000	63,5	37,5	1075	37,5	67,5	123,0	2,50	0,550	1,22	1,85	5,0	9,7	11,7	1,68	0,17	0,810
1100	63,5	37,5	1175	37,5	63,0	134,8	2,27	0,470	1,20	1,90	5,9	11,0	13,0	1,65	0,21	0,830
1200	63,5	37,5	1285	42,5	76,5	142,0	2,50	0,540	1,19	1,90	6,3	12,0	14,0	1,71	0,17	0,810
1300	63,5	37,0	1384	43,0	75,0	149,5	2,47	0,502	1,19	1,90	6,3	12,0	14,0	1,85	0,185	0,820
1400	63,5	37,5	1490	45,0	76,5	165,0	2,30	0,465	1,16	1,90	7,0	15,0	16,0	1,73	0,20	0,830
1500	63,5	37,5	1595	47,5	82,5	173,0	2,36	0,476	1,16	1,90	7,0	15,0	16,0	1,83	0,20	0,830
1600	75,0	43,5	1703	51,5	91,5	183,0	2,45	0,500	1,16	1,90	7,0	15,0	16,0	1,84	0,19	0,822

Продолжение табл. VI. 21

$D_в$, *мм*	$e=\frac{F}{h_0}$	$d=\frac{U}{v}h_0 g_в^2$	$L=\frac{te+1}{T}+\frac{t^3}{d}$	$h_Д=R+\frac{g_1}{2}$, *мм*	$h_т=\frac{R+g_1+h_G}{2}$, *мм*	$h_G=\frac{D_б-G}{2}$, *мм*	$q_б=\frac{(d_0-c)^2\pi R_z}{4}$, *кГ*
				p_y16 (см. рис. VI. 31)			
600	0,0994	440	0,933	43,00	43,75	32,5	5 550
700	0,0884	700	0,874	47,75	50,35	38,2	5 550
800	0,0815	820	0,863	48,00	50,35	38,2	5 550
900	0,0740	1220	0,843	46,75	50,35	38,2	5 550
1000	0,0660	1940	0,816	56,25	59,10	43,2	8 510
1100	0,0615	2260	0,788	56,25	57,90	40,7	8 510
1200	0,0570	3380	0,753	58,75	60,35	40,7	8 510
1300	0,0548	3270	0,752	58,50	60,35	40,7	8 510
1400	0,0502	5000	0,728	60,00	59,10	35,7	8 510
1500	0,0480	5540	0,735	61,25	62,85	40,7	8 510
1600	0,0450	6800	0,754	69,25	67,85	40,7	11 850

Продолжение табл. VI. 21

$D_в$, *мм*	$Q_1=0{,}785G_p^2$, *кГ*	$Q_2=2b\pi G\,mp$, *кГ*	$Q_б=Q_1+Q_2$, *кГ*	$Q'_б=\pi bGy$, *кГ*	$Q_{б\,max}=F_б R_z$, *кГ*	$Q_{бф}=\frac{Q_б+Q_{б\,max}}{2}$, *кГ*
			p_y16 (см. рис. VI. 31)			
600	52 250	19 100	71 350	56 000	132 500	101 925
700	70 500	22 000	92 500	65 200	159 000	125 750
800	89 000	25 000	114 000	74 500	159 000	136 500
900	113 000	28 000	141 000	79 600	185 500	163 250
1000	142 500	31 500	174 000	93 000	271 000	222 500
1100	171 500	34 600	206 100	102 000	271 000	238 550
1200	205 000	37 900	242 900	107 500	349 000	295 950
1300	236 000	40 700	276 700	120 000	349 000	312 850
1400	281 000	44 300	325 000	130 000	425 000	375 150
1500	315 000	47 000	362 000	138 500	425 000	393 500
1600	378 000	51 000	429 000	143 000	530 000	478 500

Продолжение табл. VI.21

$D_в$, *мм*	$H_Д = 0{,}785 D_в^2 p$, *кГ*	$H_т = Q_1 - H_Д$, *кГ*	$H_G = Q_{бф} - Q_1$, *кГ*	$M_Д = H_Д h_Д$, *кГ · см*	$M_т = H_т h_т$, *кГ · см*	$M_G = H_G h_G$, *кГ · см*
			p_y16 (см. рис. VI. 31)			
600	45 300	6 950	49 675	195 000	30 400	161 000
700	61 700	8 800	55 250	295 000	44 300	211 000
800	80 400	8 600	47 500	386 000	43 200	182 000
900	102 000	11 000	50 250	485 000	55 400	192 000
1000	125 600	16 900	80 000	711 000	100 000	346 000
1100	153 500	18 000	67 060	862 000	104 000	274 000
1200	181 000	24 000	90 950	1 060 000	144 000	365 000
1300	204 000	32 000	76 850	1 195 000	193 000	313 000
1400	246 000	35 000	94 000	1 490 000	206 000	335 000
1500	289 000	26 000	78 500	1 760 000	163 500	320 000
1600	321 000	57 000	101 500	2 220 000	383 000	407 000

Продолжение табл. VI.21

$D_в$, *мм*	$M_0 = M_Д + M_т + M_G$, *кГ · см*	$S_н - \frac{f M_0}{L g_1^2 D_в}$, *кГ/см²*	$S_R = \frac{(4/3 te + 1) M_0}{L t^2 D_в}$, *кГ/см²*	$S_т = \frac{Y M_0}{t^2 D_в} - Z S_R$, *кГ/см²*	Максимальное из $0{,}5 (S_н + S_R)$ или $0{,}5 (S_н + S_т)$, *кГ/см²*
			p_y16 (см. рис. VI. 31)		
600	386 400	1720	594	435	1158
700	550 300	1615	706	290	1160
800	611 200	1680	627	240	1154
900	732 400	1600	570	270	1085
1000	1 157 000	1695	725	+330	1210
1100	1 240 000	1680	670	10	1175
1200	1 569 000	1650	810	—100	1230
1300	1 701 000	1725	736	40	1231
1400	2 031 000	1685	775	620	1230
1500	2 243 000	1655	705	560	1180
1600	3 010 000	1730	685	620	1205

Таблица VI. 22

Размеры фланцев для аппаратов и результаты их расчета на прочность

$D_в$, *мм*	$D_н$, *мм*	$D_б$, *мм*	D_2, *мм*	b, *см*	$G = D_2 - 2b$, *мм*	t, *мм*	Болты			$s = \frac{pD}{2R_z\varphi - p} + 0{,}4$, *мм*	$g_0 = 1{,}3\,s$, *мм*	H, *мм*	$d_б$, *мм*	$D_т$, *мм*	D_1, *мм*
							d	d_0, *см*	$n/n_{расч}$						
$p_у$25 (рис. VI. 31)															
600	800	725	680	1,13	657,4	42	М30	2,540	24/21,2	10,50	15	100	34	65	630
700	925	845	800	1,26	774,8	48	М36	3,080	24/18,8	11,56	16	120	41	76	732
800	1020	955	900	1,26	875,0	54	М36	3,080	28/22,9	12,55	17	140	41	76	834
900	1155	1075	1015	1,26	990,0	58	М42	3,615	24/21,0	13,73	18	155	48	88	936
1000	1260	1180	1115	1,26	1090,0	64	М42	3,615	28/24,7	14,72	19	170	48	88	1038
1100	1370	1280	1220	1,26	1195,0	66	М42	3,615	32/29,4	15,90	21	175	48	88	1142
1200	1470	1390	1325	1,26	1300,0	70	М42	3,615	36/33,8	16,95	22	180	48	88	1244
1300	1575	1495	1440	1,26	1415,0	74	М42	3,615	40/39,6	18,05	23	190	48	88	1346
1400	1680	1600	1535	1,26	1510,0	78	М42	3,615	44/44,0	19,10	24	200	48	88	1448
1500	1785	1705	1640	1,26	1615,0	86	М42	3,615	52/50,5	20,20	25	220	48	88	1550
1600	1905	1805	1745	1,26	1720,0	96	М42	3,615	56/55,5	21,25	27	225	48	88	1654

Продолжение табл. VI. 22

$D_в$, *мм*	D_1 гайки, *мм*	R, *мм*	D_m, *мм*	g_1, *мм*	$h = 3(g_1 - g_0)$, *мм*	$h_0 = \sqrt{D_в g_0}$, *мм*	g_1/g_0	h/h_0	$D_н/D_в$	По графикам						
										T	Z	Y	U	f	v	F
$p_у$25 (рис. VI. 31)																
600	53,1	32,5	660	30,0	45,0	95,0	2,0	0,474	1,330	1,8	3,8	7,0	8,0	1,28	0,830	0,835
700	63,5	38,0	769	34,5	55,5	106,0	2,16	0,520	1,320	1,8	3,8	7,0	8,0	1,35	0,200	0,810
800	63,5	38,0	879	39,5	67,5	116,5	2,32	0,580	1,275	1,9	4,5	8,5	9,5	1,38	0,180	0,805
900	75,0	44,0	987	43,5	76,5	127,0	2,42	0,603	1,285	1,85	4,2	8,0	9,0	1,35	0,165	0,775
1000	75,0	44,5	1092	46,0	81,0	138,0	2,42	0,587	1,260	1,85	4,8	9,0	10,0	1,45	0,170	0,800
1100	75,0	42,0	1196	48,0	81,0	152,0	2,28	0,534	1,240	1,9	5,0	9,1	11,0	1,50	0,195	0,815
1200	75,0	43,5	1303	51,5	88,5	162,0	2,34	0,543	1,220	1,85	5,0	9,7	11,7	1,50	0,190	0,810
1300	75,0	43,5	1408	54,0	93,0	173,5	2,34	0,536	1,210	1,9	5,5	10,0	12,0	1,54	0,190	0,815
1400	75,0	43,5	1513	56,5	57,5	184,0	2,35	0,530	1,200	1,9	5,9	11,0	13,0	1,55	0,190	0,820
1500	75,0	43,5	1618	59,0	102,0	193,5	2,36	0,525	1,190	1,9	6,3	12,0	14,0	1,60	0,195	0,830
1600	75,0	43,5	1718	59,0	96,0	208,0	2,18	0,456	1,190	1,9	6,3	12,0	14,0	1,60		

Продолжение табл. VI.22

$D_в$, *мм*	$e\frac{F}{h_0}$	$d=\frac{U}{v}h_0g_0^2$	$z=\frac{te+1}{T}+\frac{t^3}{d}$	$h_Д=R+\frac{g_1}{2}$, *мм*	$h_т=\frac{R+g_1+h_G}{2}$, *мм*	$h_G=\frac{D_б-G}{2}$, *мм*	$q_б=\frac{(d_0-c)^2\pi R_z}{4}$, *кГ*
				$p_у$25 (рис. VI. 31)			
600	0,0880	740	0,865	47,50	48,15	33,8	5 550
700	0,0816	985	0,877	55,25	53,80	35,1	8 510
800	0,0690	1780	0,813	57,75	58,75	40,0	8 510
900	0,0610	2240	0,819	63,75	65,00	42,5	11 850
1000	0,0580	2930	0,830	67,75	67,75	45,0	11 850
1100	0,0536	3770	0,786	66,00	66,25	42,5	11 850
1200	0,0500	4830	0,779	69,25	70,00	45,0	11 850
1300	0,0470	5770	0,780	70,50	68,75	40,0	11 850
1400	0,0445	7230	0,776	71,75	72,50	45,0	11 850
1500	0,0424	8680	0,793	73,00	73,75	45,0	11 850
1600	0,0400	9600	0,817	73,00	72,50	42,5	11 800

Продолжение табл. VI.22

$D_в$, *мм*	$Q_1=0{,}785G_p^2$, *кГ*	$Q_2 2b\,\pi\,Gmp$, *кГ*	$Q_б=Q_1+Q_2$, *кГ*	$Q'_б=\pi\,bG_y$, *кГ*	$Q_{б\,max}=F_б R_z$, *кГ*	$Q_{бф}=\frac{Q_б+Q_{б\,max}}{2}$, *кГ*
			$p_у$25 (рис. VI. 31)			
600	85 000	32 100	117 100	60 600	159 000	138 100
700	118 000	42 300	160 300	79 600	232 000	196 150
800	149 000	47 600	196 600	90 000	272 000	234 300
900	194 000	54 000	248 000	102 000	320 000	284 000
1000	233 500	59 400	292 900	112 500	375 000	333 950
1100	280 000	65 200	345 200	122 900	426 000	385 600
1200	332 000	70 700	402 700	134 000	481 000	441 850
1300	393 000	77 000	470 000	146 000	534 000	502 000
1400	447 000	82 300	529 300	155 000	590 000	559 650
1500	512 000	88 000	600 000	166 200	694 000	647 000
1600	575 000	93 400	668 400	177 000	750 000	709 200

Продолжение табл. VI. 22

$D_в$, *мм*	$H_Д = 0{,}785 D_в^2 p$, *кГ*	$H_т = Q_1 - H_Д$, *кГ*	$H_G = Q_{об} - Q_1$, *кГ*	$M_Д = H_Д h_Д$, *кГ · см*	$M_т = H_т h_т$, *кГ · см*	$M_G = H_G h_G$, *кГ · см*
			$p_у 25$ (рис. VI. 31)			
600	70 600	14 400	53 100	336 000	69 000	179 500
700	96 300	21 700	78 150	534 000	117 000	274 000
800	125 500	23 500	85 300	725 000	138 000	341 000
900	159 000	35 000	90 000	1 045 000	228 000	382 000
1000	196 000	37 500	100 450	1 327 000	253 000	452 000
1100	238 000	42 000	105 600	1 570 000	279 000	448 000
1200	283 000	49 000	109 850	1 960 000	343 000	494 000
1300	332 000	61 000	109 000	2 340 000	420 000	436 000
1400	385 000	62 000	112 650	2 760 000	450 000	510 000
1500	442 000	70 000	135 000	3 230 000	516 000	608 000
1600	500 000	75 000	134 200	3 660 000	545 000	570 000

Продолжение табл. VI. 22

$D_в$, *мм*	$M_0 = M_Д + M_т + M_G$, *кГ · см*	$S_н = \frac{f M_0}{L g_1^2 D_в}$, *кГ/см²*	$S_R = \frac{\left(\frac{4}{3} te + 1\right) M_0}{L t^2 D_в}$, *кГ/см²*	$S_т = \frac{Y M_0}{t^2 D_в} - Z S_R$, *кГ/см²*	Максимальное из $0{,}5 (S_н + S_R)$ или $0{,}5 (S_н + S_т)$, *кГ/см²*
			$p_у 25$ (рис. VI. 31)		
600	584 500	1 620	970	300	1 295
700	925 000	1 715	985	260	1 350
800	1 204 000	1 635	950	120	1 293
900	1 655 000	1 605	985	260	1 295
1000	2 030 000	1 670	890	+200	1 230
1100	2 297 000	1 730	910	—100	1 320
1200	2 821 000	1 635	865	330	1 250
1300	3 196 000	1 665	845	—180	1 258
1400	3 729 000	1 665	825	—60	1 245
1500	4 354 000	1 675	723	—100	1 198
1600	4 775 000	1 680	580	—150	1 130

Таблица VI. 23

Размеры фланцев для аппаратов и результаты их расчета на прочность*

(Фланцы p_y40 под плоскую прокладку см. рис. VI. 32, фланцы p_y40 под металлическую прокладку восьмиугольного сечения см. рис. VI. 33)

D_b, мм	$D_н$, мм	$D_б$, мм	D_2, мм	b, см	$G=D_2-2b$, см	t, мм	Болты			V	$g=1{,}3s$, мм	H, мм	$d_б$, мм	$d_т$, мм	D_1, мм	D_3	D_4	F	E	R_0
							d	d_0, см	$n/n_{расч}$											
p_y40 (рис. VI. 32 и VI. 33)																				
600	810	750	710^{-4}	1,75	685	50	М30	2,54	20/16,5	14,4	19	130	34	65	638	693	692	8	15,0	1,6
700	935	875	835^{-4}	1,75	800	58	М30	2,54	28/22,3	16,20	21	155	34	65	742	818	817	8	15,0	1,6
800	1040	980	938^{-2}	2,25	900	62	М30	2,54	32/28,7	17,90	23	170	34	65	846	923	922	12	19,0	1,6
900	1165	1095	1048^{-4}	2,25	1010	68	М36	3,08	28/23,8	19,65	25	180	41	76	950	1031	1030	12	19,0	1,6
1000	1290	1220	1170^{-1}	2,75	1120	76	М36	3,08	32/29,2	21,40	27	200	41	76	1054	1156	1155	13	23,0	1,6
1100	1395	1325	1275^{-1}	2,75	1230	84	М36	3,08	36/35,0	23,20	29	220	41	76	1158	1261	1260	13	23,0	1,6
1200	1520	1440	1385^{-3}	3,00	1340	88	М42	3,62	32/29,4	24,80	30	235	48	88	1260	1369	1368	15	25,5	2,4
1300	1620	1540	1485^{-3}	3,00	1440	96	М42	3,62	36/33,7	26,60	32	245	48	88	1364	1469	1468	15	25,5	2,4
1400	1735	1655	1600^{-3}	3,50	1550	100	М42	3,62	40/39,3	28,40	34	255	48	88	1468	1584	1583	16	29,5	2,4

Продолжение табл. VI. 23

$D_в$, мм	D_1 гайки, мм	R, мм	D_m, мм	g_1, мм	$h=3\times(g_1-g_0)$	$h_0=\sqrt{D_в g_0}$	g_1/g_0	h/h_0	$D_н/D_в$	По графикам						
										T	Z	Y	U	f	v	F
p_y40 (рис. VI. 32)																
600	53,1	38,0	674	37	54	107	1,95	0,505	1,350	1,80	3,50	6,8	7,5	1,15	0,23	0,825
700	53,1	43,5	788	44	69	121	2,10	0,570	1,335	1,80	3,70	7,0	8,0	1,12	0,20	0,810
800	53,1	42,0	896	48	75	136	2,09	0,550	1,300	1,80	4,00	7,8	8,8	1,18	0,21	0,815
900	63,5	45,5	1004	52	81	150	2,08	0,540	1,295	1,80	4,00	7,8	8,8	1,20	0,21	0,820
1000	63,5	52,0	1116	58	93	164	2,45	0,565	1,290	1,82	4,20	8,0	9,0	1,20	0,20	0,810
1100	63,5	52,5	1220	60	93	178	2,06	0,522	1,270	1,82	4,30	8,1	9,1	1,25	0,215	0,820
1200	75,0	54,0	1332	66	103	190	2,20	0,568	1,265	1,85	4,50	9,0	10,0	1,23	0,19	0,810
1300	75,0	52,0	1436	68	108	204	2,12	0,530	1,245	1,85	4,85	9,3	10,7	1,30	0,21	0,820
1400	75,0	55,5	1544	72	114	218	2,15	0,524	1,240	1,85	4,85	9,3	10,7	1,30	0,21	0,820

* Размеры фланцев по рис. VI. 32 следует уменьшать на величину показанных цифр.

Продолжение табл. VI. 23

$D_в$, *мм*	$Q_{бф} = \frac{Q_б + Q_{б\,max}}{2}$, *кГ*	$H_Д = 0{,}785 D_в^2 p$, *кГ*	$H_т = Q_1 - H_Д$, *кГ*	$H_G' = Q_{бф} - Q_1$, *кГ*	$M_Д = H_Д h_2$, *кГ · см*	$M_т = H_т h_т$, *кГ · см*	$M_G = H_G h_G$, *кГ · см*	$M_0 = M_Д + M_т + M_G$, *кГ · см*	$S_R = \frac{fM_0}{Z_{g_1}^2 D_в}$, *кГ/см²*	$S_R = \frac{\left(\frac{4}{3} te + 1\right) \times M_0}{Z_i^2 D_в}$, *кГ/см²*	$S_т = \frac{\gamma M_0}{t^2 D_в} Z S_R$, *кГ/см²*	Максимальное из $0{,}5\,(S_R + S_R)$ или $0{,}5\,(S_R + S_т)$, *кГ/см²*
600	197 800	113 000	34 000	50 800	638 000	183 000	165 000	986 000	1 545	1 145	460	1 345
700	274 200	154 000	48 000	72 200	1 010 000	300 000	271 000	1 581 000	1 480	1 180	330	1 330
800	329 000	201 000	55 000	73 000	1 330 000	357 000	292 000	1 979 000	1 485	1 155	480	1 320
900	416 700	254 000	68 000	94 700	1 815 000	476 000	403 000	2 694 000	1 530	1 150	430	1 340
1 000	494 250	314 000	82 000	98 250	2 540 000	656 000	491 000	3 687 000	1 540	1 150	430	1 345
1 100	571 400	380 000	98 000	93 400	3 140 000	784 000	444 000	4 368 000	1 585	985	310	1 286
1 200	689 250	452 000	115 000	122 250	3 940 000	977 000	611 000	5 528 000	1 565	1 080	290	1 323
1 300	782 450	530 000	125 000	127 450	4 550 000	1 060 000	637 000	6 247 000	1 605	945	450	1 275
1 400	889 500	615 000	143 000	131 500	5630 000	1 290 000	690 000	7 610 000	1 645	1 000	210	1 323

Продолжение табл. VI. 23

$D_в$, *мм*	$\varepsilon = \frac{F}{h_0^2}$	$d = \sqrt{\frac{U}{v}} \times h_0 g_0^3$	$L = \frac{te+1}{T} + \frac{t^3}{d}$	$h_Д = R + \frac{g_1}{2}$, *мм*	$h_т = \frac{R + g_1 + h_G}{2}$, *мм*	$h_G = \frac{D_б - G}{2}$, *мм*	$q_б = \frac{(d_0 - c)^2 \times \pi R_z}{4} \times$ $\times \frac{}{kF}$,	$Q_1 = 0{,}785 G_p^2$, $\frac{}{kF}$	$Q_2 = 2b\,\pi\,G_{mp}$	$Q_б = Q_1 + Q_2$, *кГ*	$Q_б' = \pi\,bG_y$, $\frac{}{kF}$	$Q_{б\,max} = F_б R_z$, *кГ*
600	0,0770	1 260	0,869	56,5	53,5	32,5	9 900	127 000	16 600	163 600	47 400	232 000
700	0,0670	2 140	0,861	65,5	62,5	37,5	9 900	202 000	19 400	221 400	55 500	327 000
800	0,0600	3 020	0,842	66,0	65,0	40,0	9 900	256 000	28 000	284 000	80 100	374 000
900	0,0546	3 940	0,836	71,5	70,0	42,5	15 000	322 000	31 400	353 400	90 000	480 000
1 000	0,0493	5 400	0,832	81,0	80,0	50,0	15 000	396 000	42 500	438 500	122 000	550 000
1 100	0,0460	6 340	0,852	82,5	80,0	47,5	15 000	478 000	46 800	524 800	134 000	618 000
1 200	0,0426	9 000	0,812	87,0	85,0	50,0	21 200	567 000	55 500	622 500	160 000	756 000
1 300	0,0395	10 650	0,822	86,0	85,0	50,0	21 200	655 000	59 900	714 900	171 500	850 000
1 400	0,0376	12 900	0,812	91,0	90,0	52,5	21 200	758 000	75 000	833 000	215 000	946 000

Размеры переходных фланцев для аппаратов и результаты их расчета на прочность

Фланцы	$D_в$, *мм*	$D_н$, *мм*	$D_б$, *мм*	D_2, *мм*	b_1, *см*	G, *мм*	t, *мм*	Болты			$S=\frac{pD}{2R_z\varphi-p}+0{,}4$, *мм*	$g_0=1{,}38$, *мм*	H, *мм*	$d_б$, *мм*	d, *мм*	D_1, *мм*	F	E	$R_б$
								d	d_0, *см*	n									
$p_у16$ (рис. VI. 31)	500/600	775	710	665	1,07	643,6	44	M30	2,540	20	7,60	10	125	34	65	520	—	—	—
	600/700	900	825	770	1,07	748,6	46	M30	2,540	24	8,12	11	130	34	65	622	—	—	—
	700/800	1000	925	870	1,07	848,6	50	M30	2,540	24	8,81	12	135	34	65	724	—	—	—
	800/900	1100	1025	970	1,07	948,6	52	M30	2,540	28	9,47	13	140	34	65	826	—	—	—
	1000/1100	1320	1250	1190	1,07	1168,6	62	M36	3,080	28	10,87	15	175	41	76	1030	—	—	—
	1200/1400	1635	1565	1515	1,07	1493,6	75	M36	3,080	44	12,24	16	235	41	76	1232	—	—	—
	1400/1600	1870	1790	1730	1,07	1708,6	82	M42	3,615	40	13,61	19	260	48	88	1438	—	—	—
$p_у25$ (рис. VI. 31)	600/700	925	845	800	1,26	774,8	56	M36	3,080	24	10,50	15	150	41	76	630	—	—	—
	800/900	1155	1075	1015	1,26	990,0	66	M42	3,615	24	12,55	17	190	48	88	834	—	—	—
	1000/1100	1370	1280	1220	1,26	1195,0	72	M42	3,615	32	14,72	19	210	48	88	1038	—	—	—
	1200/1400	1680	1600	1535	1,26	1510,0	97	M42	3,615	44	16,95	22	270	48	88	1244	—	—	—
	1400/1600	1905	1805	1745	1,26	1720,0	100	M42	3,615	56	19,70	24	280	48	88	1448	—	—	—
$p_у40$ (рис. VI. 32 и VI. 33)	1200/1400	1735	1655	1600	3,5 (*мм*)	1550	126	M42	3,615	40	24,80	30	340	48	88	1260	16	29,5	2,4

Продолжение табл. VI. 24

Фланцы	$D_в$, мм	D_1 гайки, мм	R, мм	D_m, мм	g_1, мм	$h=3(g_1-g_0)$, мм	$h_0=\sqrt{D_в g_0}$, мм	g_1/g_0	h/h_0	$D_н/D_в$	По графикам						
											T	Z	Y	U	f	v	F
p_y16	500/600	53,1	73,0	564	32	66	70,4	3,20	0,932	1,550	1,75	2,60	4,7	5,2	1,4	0,090	0,720
	600/700	53,1	77,5	670	35	72	81,3	3,18	0,886	1,500	1,75	2,80	5,0	5,6	1,25	0,085	0,710
	700/800	53,1	76,5	772	36	72	91,7	3,00	0,786	1,430	1,80	3,00	5,6	6,5	1,46	0,100	0,740
	800/900	53,1	73,5	878	39	78	102,0	3,00	0,765	1,375	1,80	3,40	6,4	7,1	1,50	0,120	0,760
	1000/1100	63,5	76,0	1098	49	102	123,0	3,26	0,830	1,300	1,80	3,80	7,2	8,3	1,73	0,090	0,720
	1200/1400	63,5	120,5	1324	62	138	139,0	3,88	1,000	1,360	1,80	3,50	6,5	7,3	1,45	0,058	0,667
	1400/1600	75,0	125,0	1540	70	153	163,0	3,68	0,960	1,335	1,80	3,80	7,0	8,0	1,45	0,065	0,680
p_y25	600/700	63,5	82,5	680	40	75	95,0	2,67	0,790	1,540	1,78	2,64	4,8	5,4	1,00	0,110	0,745
	800/900	75,0	87,5	900	50	99	116,5	2,94	0,850	1,442	1,83	3,00	5,6	6,4	1,10	0,025	0,725
	1000/1100	75,0	83,0	1114	57	114	138,0	3,00	0,825	1,365	1,87	3,50	6,5	7,4	1,25	0,090	0,730
	1200/1400	75,0	130,0	1340	70	144	168,0	3,18	0,890	1,400	1,84	3,25	6,0	6,8	1,15	0,085	0,740
	1400/1600	75,0	125,5	1550	78	162	194,0	3,25	0,880	1,360	1,85	3,50	6,5	7,4	1,95	0,105	0,705
p_y40	1200/1400	75	139,5	1376	88	174	190,0	2,94	0,915	1,450	1,78	3,00	5,5	6,2	1,00	0,110	0,730

Фланцы	$D_в$, *мм*	$e = \frac{F}{h_0}$	$d = \frac{U}{v} h_0 g_0^2$	$L = \frac{te+1}{T} + \frac{t^3}{d}$	$h_Д = R + \frac{g_1}{2}$, *мм*	$h_T = \frac{R+g_1+h_G}{2}$, *мм*	$h_G = \frac{D_б - G}{2}$, *мм*	$q_б = \frac{(d_0-c)^2 \pi R_z}{4}$, *кГ*	$Q_1 = 0{,}785 G_p^2$, *кГ*	$Q_2 = 2b \pi b m p$, *кГ*	$Q_б = Q_1 + Q_2$, *кГ*	$Q'_б = \pi bGy$, *кГ*	$Q_{б\,max} = F_б R_z$, *кГ*	$Q_{бф} = \frac{Q_б + Q_{б\,max}}{2}$, *кГ*
$p_у$16	500/600	0,0907	406	0,985	89,0	69,10	33,2	5 550	52 900	19 200	72 100	56 000	132 500	102 300
	600/700	0,0873	650	0,951	95,0	75,35	38,2	5 550	70 500	22 000	92 500	65 300	159 000	125 750
	700/800	0,0807	860	0,925	94,5	73,35	38,2	5 550	89 000	25 000	114 000	74 500	159 000	136 500
	800/900	0,0745	1 020	0,907	93,0	75,35	38,2	5 550	113 000	28 000	141 000	83 200	185 500	163 250
	1000/1100	0,0585	2 550	0,850	100,5	82,85	40,7	8 510	171 500	34 700	206 200	102 000	271 000	238 600
	1200/1400	0,0480	4 490	0,850	151,5	109,10	35,7	8 510	281 000	44 300	325 000	130 000	425 000	375 000
	1400/1600	0,0428	7 250	0,830	160,0	117,85	40,7	11 850	378 000	51 000	429 000	143 000	530 000	479 500
$p_у$25	600/700	0,0784	1 050	0,964	102,5	78,80	35,1	8 510	118 000	42 300	160 300	79 600	232 000	196 150
	800/900	0,0623	2 265	0,917	112,5	90,00	42,5	11 850	194 000	54 000	248 000	102 000	320 000	284 000
	1000/1100	0,0529	4 100	0,836	111,5	91,25	42,5	11 850	280 000	65 200	345 200	123 500	426 000	385 550
	1200/1400	0,0437	6 960	0,919	165,0	122,50	45,0	11 850	447 000	82 300	529 300	155 000	590 000	559 650
	1400/1600	0,0385	7 420	0,983	165,0	122,50	42,5	11 850	575 000	93 400	668 400	177 000	750 000	709 900
$p_у$40	1200/1400	0,0372	11 300	1,000	183,5	140,00	52,5	21 800	758 000	75 000	833 000	215 000	946 000	839 500

Продолжение табл. VI.24

Фланец	$D_в$, мм	$H_Д = 0{,}785 D_в^2 p$, кГ	$H_т = Q_1 - H_D$, кГ	$H_\sigma = Q_{бб} - Q_1$, кГ	$M_Д = H_Д h_Д$, кГ · см	$M_т = H_т h_т$, кГ · см	$M_G = H_G h_G$, кГ · см	$M_0 = M_Д + M_т + M_G$, кГ · см	$S_R = \frac{f}{L} \frac{M_0}{g_1^2 D_в}$, кГ · см²	$S_т = \frac{\gamma M_0}{t^2 D_в} - Z S_R$, кГ/см²	$0{,}5\,(S_в + S_R)$ или $0{,}5\,(S_в + S_т)$, кГ/см²
Ру16	500/600	31 400	21 500	49 400	288 000	151 000	164 000	603 000	1 640	520	1 273
	600/700	45 300	25 200	55 200	430 000	190 000	211 000	831 000	1 460	310	1 258
	700/800	61 700	27 300	47 500	584 000	206 000	181 500	971 500	1 670	330	1 298
	800/900	80 400	32 600	50 250	745 000	245 000	189 000	1 179 000	1 580	360	1 300
	1000/1100	125 600	45 900	67 100	1 260 000	379 000	273 000	1 912 000	1 620	300	1 244
	1200/1400	181 000	100 000	94 000	2 740 000	1 091 000	335 000	4 166 000	1 525	300	1 295
	1400/1600	246 000	132 000	101 500	3 930 000	1 554 000	407 000	5 891 000	1 490	160	1 300
Ру25	600/700	70 600	47 400	78 150	725 000	374 000	274 000	1 373 000	1 430	380	1 308
	800/900	125 500	68 500	90 000	1 410 000	616 000	382 000	2 408 000	1 450	300	1 320
	1000/1100	196 000	84 000	105 550	2 180 000	765 000	444 000	3 392 000	1 535	220	1 353
	1200/1400	283 000	164 000	112 600	4 670 000	2 000 000	510 000	7 180 000	1 515	270	1 303
	1400/1600	385 000	190 000	134 200	6 350 000	2 340 000	570 000	9 260 000	1 360	270	1 200
Ру40	1200/1400	452 000	306 000	131 500	8 300 000	4 290 000	690 000	13 280 000	1 430	420	1 280

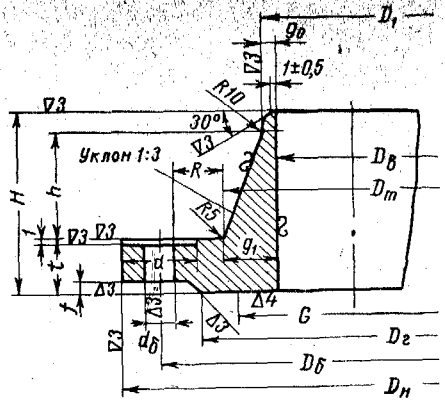


Рис. VI. 31.

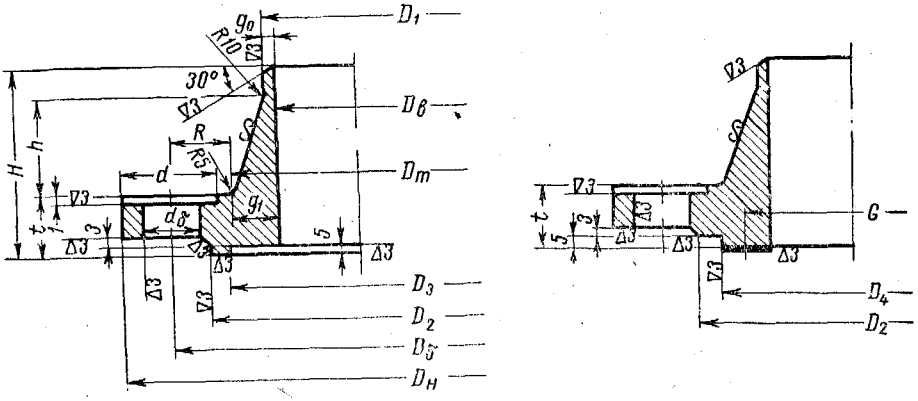


Рис. VI. 32.

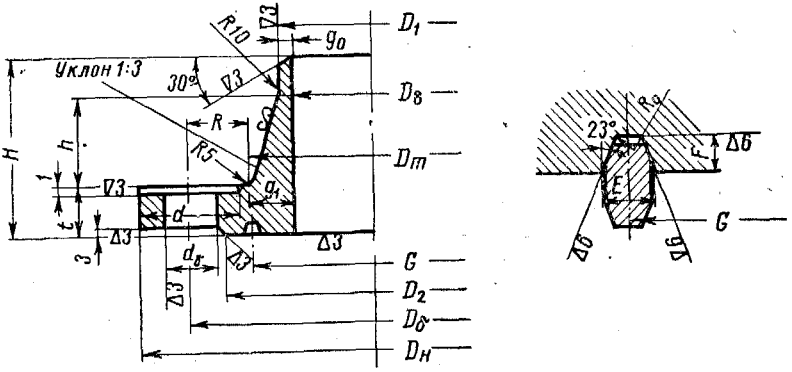


Рис. VI. 33.

Наивысшей температурой применения углеродистой стали по ГОСТ 356-59 принята температура 450° С. В нефтеперерабатывающей промышленности эту сталь применяют до температуры 475° С. В табл. VI. 25 приведены допускаемые рабочие давления для углеродистых сталей 20Л-II, работающих при температуре 475° С.

Таблица VI. 25

Фланцы из стальных отливок 20Л-II по ГОСТ 977-58

p_y, $кГ/см^2$	10	16	25	40	64
$p_{раб}$, при температуре 475° С	—	—	7,5	12,0	20,0

Фланцы рассчитаны с допускаемыми напряжениями:

а) для тела фланца

$$R_z \leqslant \frac{\sigma_т}{1{,}88}\beta = \frac{2200}{1{,}88}1{,}1 \approx 1290 \ кГ/см^2;$$

б) для втулки

$$R_z \leqslant \frac{\sigma_т}{1{,}88}1{,}5 \approx 1750 \ кГ/см^2.$$

При расчете болтов или шпилек приняты следующие допускаемые напряжения:

для шпилек из стали 35 при $\sigma_в = 5400 \ кГ/см^2$ $R_z \leqslant 1300 \ кГ/см^2$;

для шпилек из стали 35Х при $\sigma_в = 9500 \ кГ/см^2$ $R_z \leqslant 2300 \ кГ/см^2$.

Шпильки должны иметь посредине своей длины либо проточку по внутреннему диаметру резьбы, либо должны быть нарезаны по всей длине.

При изготовлении шпилек следует применять материал, указанный в табл. VI. 26.

Таблица VI. 26

Фланцы	Температура, °С	Материал для изготовления	
		шпилек	гаек
p_y16; p_y25	375	Сталь 35	Сталь 25
	375—450	Сталь 38Х при неизолированных фланцевых соединениях	Сталь 35
	450—475	Сталь 25Х2МФА (ЭИ10)	Сталь 35
p_y40; p_y64	375	Сталь 38Х или 38ХА при неизолированных фланцевых соединениях	Сталь 25
	375—450	То же	Сталь 35
	450—475	Сталь 25Х2МФА (ЭИ10)	Сталь 35

Резьба на крепежных деталях — основная метрическая по ГОСТ 9150-59.

Фланцы p_y 16 и p_y 25 для температур до 400° С рассчитаны на плоские прокладки из паронита с наружным диаметром D_2 и расчетной шириной a, равной: для фланцев p_y 16 $a = 36$ *мм* для фланцев p_y 25 $a = 50$ *мм*, за исключением фланцев D_y 600, p_y25, для которых $a = 40$ *мм*. Для фланцев, работающих при t до 450° С, предусмотрены асбоалюминиевые гофрированные прокладки — с алюминиевой оболочкой и асбестовым сердечником.

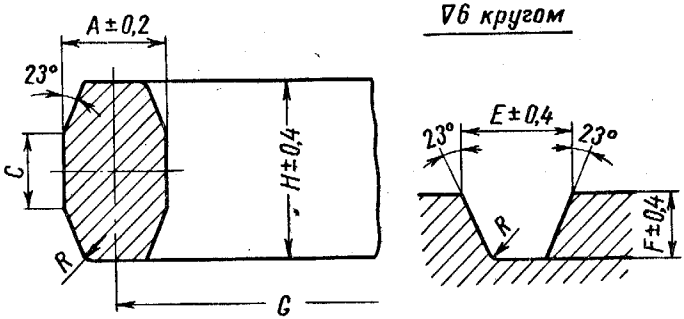


Рис. VI. 34.

Допускается уменьшать ширину паронитовых прокладок до 25 *мм* и асбоалюминиевых до 20 *мм* при неизменном наружном диаметре D_2. Для фланцев p_y 40 и p_y 64 для температур до 475° С предусмотрены прокладки восьмиугольного сечения, размеры которых приведены в табл. VI. 27 и на рис. VI. 34. Материал прокладок — низкоуглеродистая сталь типа железа Армко с *HB* 100.

Таблица VI. 27

Прокладки восьмиугольного сечения для фланцев, аппаратов p_y 40 и p_y 64
Материал прокладок — низкоуглеродистая сталь типа железа Армко с $HB = 100$

Условный диаметр аппарата	A	H	C	G	E	F	R
400	11	16	7	480±0,18	12	8	1,6
500	12	16	7	575±0,18	13	8	1,6
600	14	18	8	685±0,18	15	8	1,6
700	14	18	8	800±0,18	15	8	1,6
800	18	23	8	900±0,18	19	12	1,6
900	18	23	8	1010±0,2	19	12	1,6
1000	22	26	10	1120±0,2	23	13	1,6
1100	22	26	10	1230±0,2	23	13	1,6
1200	24	30	12	1340±0,2	25,5	15	2,4
1300	24	30	12	1440±0,2	25,5	15	2,4
1400	28	34	14	1550±0,2	29,5	16	2,4

Фланцы p_y 40 и p_y 64 рассчитаны, кроме металлических прокладок восьмиугольного сечения, также на плоские прокладки с наружным диаметром D_4 толщиной 2 *мм* из паронита до 400° С и асбоалюминиевые гофрированные — для температур до 450° С; ширина паронитовых прокладок 25 *мм*, ширина асбоалюминиевых прокладок 20 *мм*.

Расчетная эффективная ширина b равна:

а) для фланцев с плоской прокладкой

$$b = 0{,}8\sqrt{b_0}\ см;$$

б) для фланцев с восьмиугольным поперечным сечением

$$b = \frac{b_0}{8}\ см.$$

Для паронитовых прокладок фланцев p_y 16 и p_y 25 при определении значений Q_6' по формуле (VI. 6) величина y равна 250 *кГ/см²*.

Для получения оптимальных размеров вновь конструируемых и рассчитываемых по указанному методу фланцев необходимо придерживаться следующих рекомендаций.

Зная рабочие условия для фланцев, т. е. давление и температуру, выбирают по ГОСТ 356-59 для заданного конструкционного материала соответствующее условное давление p_y, на которое и рассчитывают фланец, предварительно намечая его конструкцию. При этом, если фланцы должны быть изготовлены из нескольких материалов, то расчет следует вести по наименее прочному из них (например, стальные отливки 20Л-II по ГОСТ 977-58).

Если для болтов или шпилек можно применить несколько сталей (например, для шпилек фланцев p_y 16 по табл. VI. 21), то расчет следует вести по наименее прочному материалу, как это сделано для фланцев p_y 16 и p_y 25 (табл. VI. 21 и VI. 22) на шпильки из стали 35.

Толщина переходной втулки в самом широком месте

$$g_1 = (0{,}6—0{,}8)\,t, \qquad \text{(VI. 35)}$$

где t — толщина тела фланца.

Однако необходимо иметь в виду, что при повышении расчетных давлений фланцев соотношение (VI. 35) может быть снижено в результате относительно большего влияния увеличивающихся значений g_0.

Уклон переходной шейки, т. е. отношение

$$\frac{(g_1 - g_0)}{h} = \frac{1}{3},$$

где g_0 — толщина цилиндрической части фланца; h — высота переходной части втулки.

Толщину цилиндрической части шейки литых фланцев принимают равной

$$g_0 = 1{,}3s \text{ до } (s + 0{,}6\ см),$$

где s — толщина цилиндрической стенки сосуда или аппарата; рассчитывают по формуле (III. 27); при этом $c = 0{,}4$ *см*, а значение R_z то же, что и для сварного аппарата; для фланцев аппаратов по табл. VI. 21 и VI. 24 значение R_z принято таким же, как для стенки сварного аппарата из стали Ст.3.

Наружный диаметр фланца принимается равным

$$D_н = D_б + d_г + 5,$$

где $d_г$ — диаметр описанной окружности около шестигранника гайки; $D_н$ и $D_б$ округляют до ближайшего большего размера, кратного пяти.

Размеры толщины фланцев принимают четными.

Расстояние между серединой прокладки и болтовой окружностью диаметром $D_б$ должно быть минимальным; при этом диаметр болтовой окружности должен быть не более

$$D_в + 2q_1 + d_т + 5 > D_б \geqslant D_в + 2q_1 + d_т, \qquad \text{(VI. 36)}$$

где $D_в$ — внутренний диаметр фланца; $d_т$ — наружный диаметр накидной части торцового ключа.

Места под гайки на фланцах должны подвергаться цековке на глубину не более 1 *мм*.

Приведенные на стр. 429—473 методы могут быть использованы для расчета фланцевых соединений сосудов и аппаратов. Однако следует иметь в виду, что при возникновении значительных изгибающих моментов от действия температурных удлинений трубопроводов (например, в опорных штуцерах под шлемовые трубы ректификационных колонн и т. п.), фланцевые соединения, рассчитанные по этим методам, должны быть усилены с учетом дополнительного действия изгибающих моментов. Усилить фланцевые соединения можно, увеличив размеры g_1 или t или того и другого. Затем следует перерассчитать фланцы по этим же методам.

Дополнительное усилие $P_б$ в $кГ$, возникающее в наиболее нагруженном болте от действия изгибающего момента M в $кГ \cdot см$, может быть определено по формуле

$$P_б = \frac{M}{\frac{n}{4} D_б}, \qquad \text{(VI. 37)}$$

где n — число болтов; $D_б$ — диаметр окружности центров болтов в *см*.

Для расчета фланцевых соединений сосудов и аппаратов можно применить метод, который базируется на предыдущем с некоторыми изменениями.

Расчет фланцевого соединения можно вести как для нормальных температур, т. е. до 200° С по условному давлению, так и для рабочей температуры выше 200° С.

Для шпилек или болтов сосудов и аппаратов категории А допускаемое напряжение при температурах до 200° С принимают равным

$$R_z = \frac{\sigma_в}{(4 \div 4{,}5)},$$

но не более

$$R_z \leqslant \frac{\sigma_т}{3};$$

при рабочей температуре t выше 200° С R_z принимают равным меньшему из значений:

$$R_z \leqslant \frac{\sigma_{т\,t}}{2{,}1}; \quad R_z \leqslant \frac{\sigma_{nt}}{1{,}2}; \quad R_z \leqslant \frac{\sigma_{gt}}{2{,}0},$$

но не более

$$R_z \leqslant \frac{\sigma_в}{4 \div 4{,}5}$$

или

$$R_z \leqslant \frac{\sigma_т}{3},$$

где $\sigma_в$ — временное сопротивление материала шпилек или болтов при 20° С; $\sigma_{т\,t}$ — предел текучести, соответствующий $\sigma_{т\,0{,}2}$, при рабочей температуре; $\sigma_{п\,t}$ — предел ползучести, соответствующий скорости ползучести 10^{-7} *м/м · ч*; σ_{gt} — предел длительной прочности при разрыве за 100 000 *ч*.

При расчете фланцевых соединений для сосудов и аппаратов категории Б приведенные величины R_z умножают па коэффициент условий работы $\beta = 0{,}9$. Выбор и расчет прокладок ведут так же, как и в предыдущем методе (см. стр. 432).

По методам расчета различают те же три группы фланцев, что и в предыдущем методе (стр. 437).

1. Расчет при заданном давлении p и температуре t фланцев первой группы, т. е. цельных типов 5, 6, 6а, 6б и 7 и плоских приварных типов 8, 8а и 8б.

Сначала назначают $D_в$, $D_н$, $D_б$, g_0, g_1 D_m, h фланца, d и d_0 шпилек или болтов, затем по заданным условиям определяют исходные данные по прокладкам, пользуясь табл. VI. 19 и VI. 20, т. е. m, $Y_п$, G, b_0 и b, а также наружный диаметр уплотнения D_2 в *см* и полную ширину прокладки N в *см*.

Действительное число болтов или шпилек фланца n принимают по большему из двух значений

$$n \geqslant n_1' = \frac{Gp\,(G + 8bm)}{d_0^2 R_{zt}} \qquad \text{(VI. 38)}$$

или

$$n \geqslant n_2' = \frac{4bGY_п}{d_0^2 R_{z\,20°}} \qquad \text{(VI. 39)}$$

и округляют до ближайшего большего числа, кратного 4. Если расчет ведем на условное давление $p_у$, то в формуле (VI. 38) $R_{zt} = R_{z20°}$.

При этом должно быть также соблюдено условие, чтобы шаг между болтами $t \leqslant (4 \div 5)\, d$, где

$$t = \frac{\pi D_б}{n}.$$

Максимальный изгибающий момент отнесенный к участку длиной 1 *см* в *кГ · см* определяем по формулам:

$$M_1 = \frac{\pi d_0^2 R_{z\,20°}}{16 D_в} (D_б - G)(n + n'); \qquad \text{(VI. 40)}$$

$$M_2 = 0{,}2 \frac{p}{D_в} \left[G^2 (D_б - D_в) + D_в^2 (G - D_m) + \right.$$
$$\left. + G (D_б - G)(16em + G)\right]. \qquad \text{(VI. 41)}$$

В формуле (VI. 40) под n' имеем в виду n_1' или n_2' из формул (VI. 38) или (VI. 39).

В дальнейшем расчете принимаем во внимание больший из моментов M_1 или M_2, вычисленных по формулам (VI. 40) и (VI. 41).

Далее задаемся конструктивно толщиной тарелки фланца в *см*, которую затем проверяем расчетом по получающимся напряжениям $\sigma_ц$, σ_R и $\sigma_т$ в *кГ/см²*.

Необходимые для дальнейшего расчета значения коэффициентов f (рис. VI. 23), F (рис. VI. 24), V (рис. VI. 25) в зависимости от отношений g_1/g_0 и $\frac{h}{h_0} = \frac{h}{\sqrt{D_в g_0}}$, а также T, Z, Y и U (рис. VI. 26) в зависимости от отношения $D_ц/D_в$ находим так же, как и ранее.

Вместо формулы (VI. 28) для определения коэффициента L применяем несколько иную формулу

$$L = \frac{1 + FN_1}{T} + \frac{VN_2}{U}, \qquad \text{(VI. 42)}$$

где коэффициенты N_1 и N_2 принимаем соответственно по рис. VI. 35 и VI. 36 в зависимости от отношения t/g_0 и значения $\sqrt{D_в/g_0}$.

Продольное напряжение $\sigma_н$ должно удовлетворять следующему условию:

$$\sigma_н = \frac{fM}{Lg_1^2} \leqslant 1{,}5\, \sigma_{доп\,t}. \qquad \text{(VI. 43)}$$

Радиальное напряжение в тарелке в *кГ/см²* σ_R должно быть равно или меньше

$$\sigma_R = \frac{M(1 + N_3 F)}{t^2 L} \leqslant \sigma_{доп\,t}, \qquad \text{(VI. 44)}$$

где коэффициент N_3 находим по рис. VI. 37 в зависимости от отношения t/g_0 и значения $\sqrt{D_в/g_0}$.

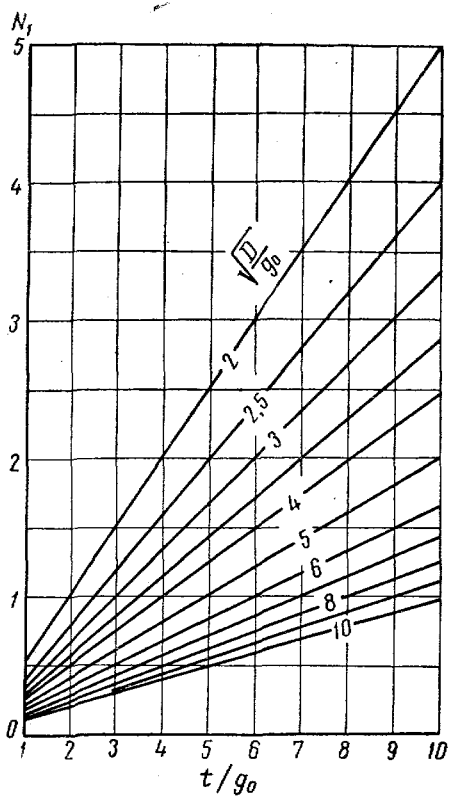


Рис. VI. 35.

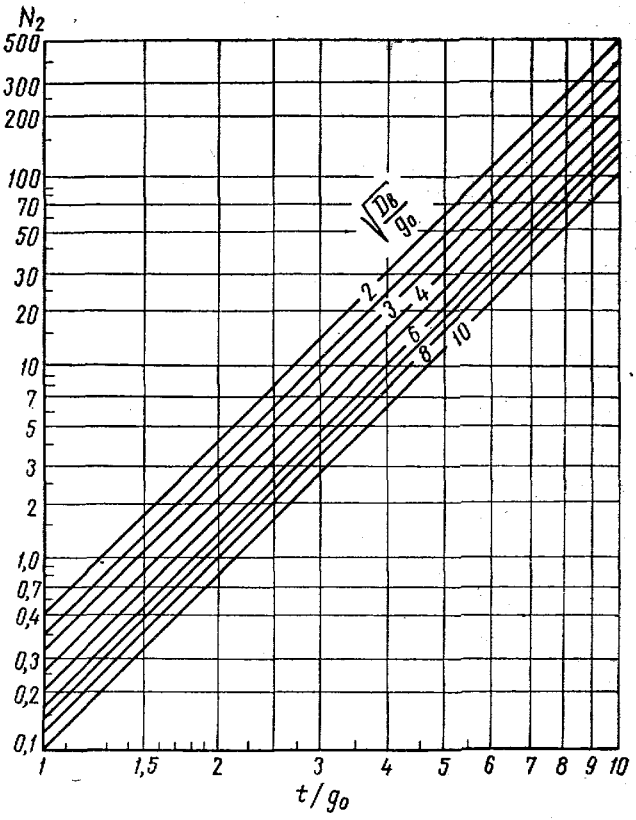


Рис. VI. 36.

Тангенциальное напряжение в тарелке в $кГ/см^2$ $\sigma_т$ должно быть равно или меньше

$$\sigma_т = \frac{MY}{t} - Z\sigma_R \leqslant \sigma_{доп\,t}, \qquad (VI.45)$$

где коэффициенты Y и Z находят по рис. VI. 26.

Должны быть соблюдены также следующие условия:

$$\frac{\sigma_н + \sigma_R}{2} \leqslant \sigma_{доп\,t}, \qquad (VI.46)$$

$$\frac{\sigma_н + \sigma_т}{2} \leqslant \sigma_{доп\,t}. \qquad (VI.47)$$

Если одно из условий (VI. 43) — (VI. 47) и (VI. 33) — (VI. 34) не выполнено, то следует задаться новыми значениями t или g_1 или t и g_1 и вести расчет снова.

Примерный расчет цельного фланца типа 6 приведен в табл. VI. 28 и VI. 29.

2. Расчет свободных фланцев, приравненных к цельным, типов 1 со втулкой, 2 со втулкой, 3 и 4.

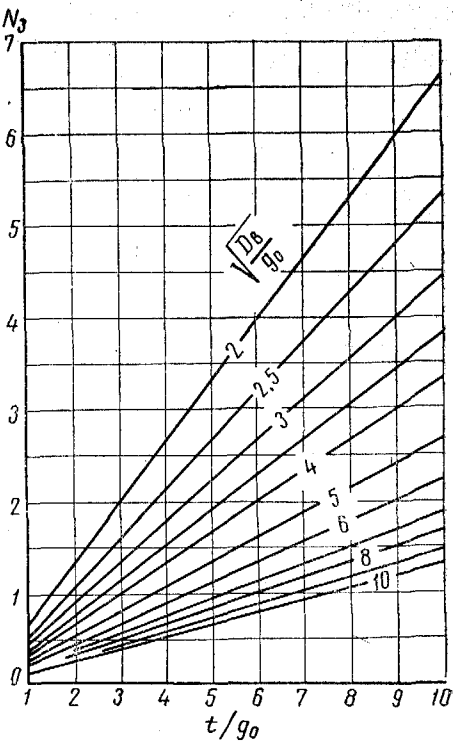


Рис. VI. 37.

Таблица VI. 28

Задано. Фланец $D_у = 1300$ *мм*; $p_у = 16$ $кГ/см^2$; материал — сталь Ст.3; допускаемое напряжение при температуре 20° С $\sigma_{доп} = 1200$ $кГ/см^2$; материал шпилек — сталь 35Х ($R_z = 2350$ $кГ/см^2$); прокладка — плоская стальная оболочка с асбестовым заполнением; $N = 12$ *мм*.

Исходные данные в *см*

Варианты расчета	$D_в$	$D_н$	$D_б$	g_0	t	g_1	D_m	h	d/d_0	m	$Y_п$	D_2	b	G
1	130	150,5	144,5	2,3	6,8	4,0	138	5,1	М27	3,75	630	140,5	0,69	139,1
2					7,5	4,1	138,2	5,4	23,1					

Таблица VI. 29

Рекомендуемая схема расчета и его результаты

Количество болтов	Изгибающий момент, кГ·см/см	По графикам рис. VI. 23, VI. 24 и VI. 25					По графику рис. VI. 26				
n	M	g_1/g_0	$\frac{h}{\sqrt{D_в g_0}}$	f	F	V	$D_н/D_в$	T (K_4)	Z (K_2)	Y (K_1)	U (K_3)
60	16 715	1,74	0,3	1,55	0,875	0,33	1,16	1,9	7,5	14	15,5
60	16 685	1,78	0,313	1,55	0,87	0,315	—	—	—	—	—

Продолжение табл. VI. 29

По графикам рис. VI. 35, VI. 36, VI. 37					Безразмерный параметр	Напряжение, кГ/см²			
t/g_0	$\sqrt{\frac{D_в}{g_0}}$	N_1	N_2	N_3	L	$\sigma_н$	σ_R	$\sigma_т$	$\frac{\sigma_н+\sigma_R}{2}$ или $\frac{\sigma_н+\sigma_т}{2}$
2,96	7,5	0,4	3,6	0,534	0,795	2040	—	—	—
3,26	—	0,5	4,8	0,66	0,853	1805	545	50	1175

Примечание. Расчет выполнен методом последовательных приближений. Допускаемое напряжение во втулке при $\sigma_н = 1{,}5\ \sigma_{доп} = 1{,}5 \cdot 1200 = 1800$ *кГ/см²*. При первом варианте расчета напряжение во втулке получается выше допустимого. Во втором варианте увеличены толщина втулки g_1 и размер t тарелки. Расчет закончен, так как все условия формул (VI. 43)—(VI. 47) выполнены.

Задаемся исходными величинами, как при расчете фланцев 1-й группы.

Далее действительное число шпилек или болтов определяем по формулам (VI. 38) и (VI. 39).

Определяем максимальный изгибающий момент отнесенный к участку длиной 1 *см* в *кГ · см* а) для фланцев типов 2 со втулкой, 3 и 4, по формулам

$$M_1 = \frac{\pi d_0^2 R_{z\,20°}}{16 D_в} (D_б - G)(n + n'); \qquad \text{(VI. 48)}$$

$$M_2 = 0{,}2\,\frac{p}{D_в}\left[(D_б - D_в)\left(D_в^2 + G^2\right) + (D_б - G)\left(G^2 - D_в^2 + 16bmG\right)\right]. \quad \text{(VI. 49)}$$

б) для фланцев типа 1 со втулкой по формулам (VI. 48) и (VI. 54).

В расчет принимаем больший из моментов.

Задаемся толщиной тарелки фланца t, а затем проверяем тарелку по напряжениям $\sigma_н$, σ_R и $\sigma_т$ в $кГ/см^2$.

Значения коэффициентов F_L и V_L в зависимости от отношений g_1/g_0 и $\frac{h}{h_0} = \frac{h}{\sqrt{D_в g_0}}$, а также T, Z, Y и U в зависимости от отношения $D_н/D_в$ находим, как указано на стр. 439.

Коэффициент L определяем по следующей формуле:

$$L = \frac{1 + F_L N_1}{T} + \frac{V_L N_2}{U}, \quad \text{(VI. 50)}$$

где коэффициенты N_1 и N_2 находим соответственно по рис. VI. 35 и VI. 36 в зависимости от отношения t/g_0 и значения $\sqrt{D_в/g_0}$.

Продольное напряжение $\sigma_н$ должно удовлетворять следующему условию:

$$\sigma_н \frac{M}{L g_1^2} \leqslant 1{,}5\,\sigma_{доп\,t}. \quad \text{(VI. 51)}$$

Следует иметь в виду, что при $D_в < 20g_1$ расчет продольных напряжений во втулке следует вести дополнительно по формуле

$$\sigma'_н = \frac{D_в}{D_в + g_1}\sigma_н \leqslant 1{,}5\,\sigma_{доп\,t}. \quad \text{(VI. 52)}$$

Радиальное напряжение в тарелке в $кГ/см^2$ σ_R должно быть равно или меньше

$$\sigma_R = \frac{M(1 + N_3 F_L)}{t^2 L} \leqslant \sigma_{доп\,t}, \quad \text{(VI. 53)}$$

где коэффициент N_3 находим по рис. VI. 37 в зависимости от отношения t/g_0 и значения $\sqrt{D_в/g_0}$.

Тангенциальное напряжение в тарелке в $кГ/см^2$ $\sigma_т$ определяем по формуле (VI. 45).

Если одно из условий (VI. 51), (VI. 53), (VI. 45) — (VI. 47) не выполнено, то следует задаться новыми значениями t и q_0 или t и g_1 и вести расчет снова.

3. Расчет свободных фланцев типа 1 без втулки, 2 без втулки, 8, 8а и 8б при условиях для последних трех типов: $p \leqslant 20$ $кГ/см^2$, $t \leqslant 370°$ С; $g_0 \leqslant 16$ $см$ и $D/g_0 \leqslant 300$. Если хоть одно из этих условий не соблюдено, то фланцы типов 8, 8а и 8б выполняют по типу 7 (рис. VI. 20) и рассчитывают как цельные.

Необходимо задаться исходными величинами.

Действительное число шпилек или болтов определяем по формулам (VI. 38) и (VI. 39).

Максимальный изгибающий момент в $кГ \cdot см/см$ определяем для фланцев типа 1 без втулки по формулам (VI. 48) и (VI. 55)

$$M_2 = 0{,}4\frac{P}{D_в}\left[D_в^2(G - D_в) + G(D_б - G)(8bm + G)\right]. \quad (VI.54)$$

Для фланцев типов 8, 8а и 8б — по формулам (VI. 48) и (VI. 49). В расчет принимаем большее из двух значений.

Толщину тарелки фланца t в $см$ определяем по формуле

$$t = \sqrt{\frac{MY}{\sigma_{доп}}}\ см, \quad (VI.55)$$

где Y — коэффициент; принимаем по графику на рис. VI. 26 в зависимости от отношения $D_н/D_в$.

В табл. VI. 30 приведены результаты примерного расчета плоского приварного фланца типа 8 (см. рис. VI. 22), у которого $D_в = 1000\ мм$; $p_у = 6\ кГ/см^2$; материал — сталь Ст.3; допускаемое напряжение при температуре 20° С $\sigma_{доп} = 1200\ кГ/см^2$; материал шпилек — сталь 35 с $R_z = 1300\ кГ/см^2$. Прокладка принята паронитовая шириной $N = 20\ мм$.

Таблица VI. 30

Результаты расчета плоского приварного фланца, проведенного по формулам (VI.38), (VI. 39), (VI. 48), (VI. 54) и (VI. 55)

Исходные данные в см										Количество болтов			Изгибающий момент, $кГ \cdot см/см$	По графику рис. VI. 26		Допускаемое напряжение, $кГ/см^2$	Толщина тарелки, $см$
$D_в$	$D_н$	$D_б$	g_0	d/d_0	m	Y_n, $кГ/см^2$	D_2	b	G	n_1^1	n_2^1	n	M	$\frac{D_н}{D_в}$	Y	$\sigma_{доп}$	t
100	114	109	0,6	2,0/1,68	2,75	275	106	0,8	104,4	26,8	32,2	36	3560	1,14	15	1200	6,35

РАСЧЕТ ФЛАНЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ ПО МЕТОДУ ПРЕДЕЛЬНЫХ НАГРУЗОК

Метод ЦКТИ предельных нагрузок [26] применим для расчета фланцевых соединений трубопроводов, арматуры и цилиндрических сосудов, находящихся под внутренним давлением и уплотняемых с помощью прокладок плоских, гладких или зубчатых.

Не следует по этому методу рассчитывать следующие фланцевые соединения:

1) с фланцами, изготовленными из хрупкого материала, например чугуна;

2) со специальными конструкциями уплотнений, как, например, самоуплотняющиеся, мембранного типа и т. д.;

3) испытывающие циклические смены нагрузок при числе циклов, превышающем 10 000 за весь срок службы;

4) испытывающие действие значительных внешних изгибающих моментов;

5) с неплоскими прокладками и уплотнительными поверхностями;

6) с прокладками, выходящими за линию болтов.

Обозначения

h — толщина тела фланца, жестко соединенного с трубой или сосудом или составляющего с ними одно целое (рис. VI. 38), либо толщина бурта для свободного фланца (рис. VI. 39) в *см*; h_c — толщина свободного фланца в *см*; D — внутренний диаметр фланца или бурта в *см*; $D_н$ — наружный диаметр фланца в *см*; D_1 — наружный диаметр бурта для свободного фланца в *см*; $D_п$ — расчетный диаметр прокладки, принимаемый равным наружному диаметру прокладки,

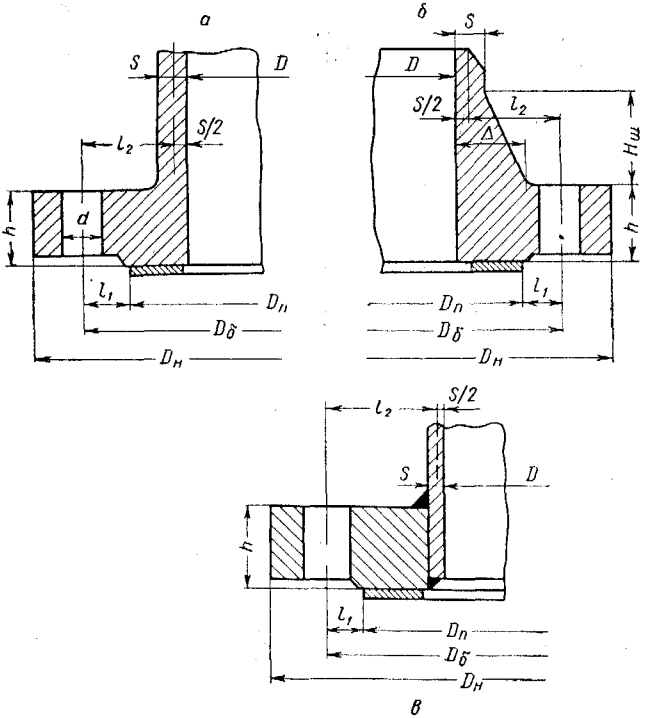


Рис. VI. 38. Типы цельных фланцев.

а — фланец с цилиндрическим воротником; *б* — фланец с конической шейкой; *в* — плоский приварной фланец.

в *см*; $D_б$ — диаметр окружности центров болтов в *см*; Z — число болтов (шпилек); $d_б$ — наружный диаметр нарезки болтов (шпилек) в *см*; d — диаметр отверстия для болтов (шпилек) в *см*; Δ — толщина втулки у перехода в тело фланца в *см* (рис. VI. 38); s — толщина втулки у тонкого конца в *см*; $H_ш$ — высота втулки фланца в *см*; p — расчетное давление в $кГ/см^2$; $\sigma_ф$ — допускаемое напряжение для материала фланца или бурта в $кГ/см^2$ (табл. VI. 31); поправочные коэффициенты для расчета соединений с болтами диаметром меньше 24 *мм* даны в табл. VI. 32; $\sigma_б$ — допускаемое напряжение для болтов в $кГ/см^2$ (табл. VI. 33).

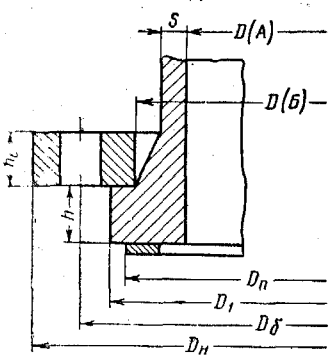


Рис. VI. 39. Фланец свободного типа;

А — для бурта; *Б* — для свободного фланца.

а) Фланцы, жестко соединенные с трубой или сосудом или составляющие с ними одно целое (рис. VI. 38).

Таблица VI. 31

Условные допускаемые напряжения для фланцев и крышек

$\sigma_ф$ и $\sigma_ф^t$ в $кГ/см^2$

(при расчете по методу ЦКТИ — см. стр. 474)

Температура, °С	Марка стали							
	Ст. 3, 15	Ст. 4, 20	25	16М	12ХМ	15МХ	12МФХ	12ХМФ
20	1130	1280	1410	1300	1360	1430	1320	1410
100	1080	1220	1340	1260	1320	1380	1290	1370
200	1040	1160	1260	1200	1270	1330	1260	1340
250	1020	1130	1220	1170	1250	1300	1240	1320
300	970	1060	1120	1150	1220	1270	1230	1300
350	860	930	1000	1130	1200	1250	1220	1280
375	800	860	940	1110	1180	1230	1210	1270
400	750	810	880	1100	1170	1220	1200	1260
425	690	750	800	1080	1150	1200	1190	1250
450	540	580	610	1030	1120	1180	1180	1240
460	—	—	—	1010	1110	1160	1160	1220
470	—	—	—	990	1100	1140	1140	1190
480	—	—	—	—	1080	1130	1130	1160
490	—	—	—	—	990	1040	1080	1140
500	—	—	—	—	870	930	960	1060
510	—	—	—	—	740	800	860	960
520	—	—	—	—	620	700	710	860
530	—	—	—	—	510	620	670	760
540	—	—	—	—	420	530	570	670
550	—	—	—	—	—	450	480	590
560	—	—	—	—	—	380	—	510
570	—	—	—	—	—	—	—	430

Таблица VI. 32

Поправочные коэффициенты для расчета соединений с болтами диаметром менее 24 *мм* при определении величин $\sigma_ф$ и $\sigma_ф^t$

Диаметр болтов, *мм*	12	14	16	18	20	22
Поправочный коэффициент	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9

Таблица VI. 33

Условные допускаемые напряжения для болтов (шпилек) $\sigma_б$ и $\sigma_{б\,t}$ в $кГ/см^2$

(при расчете по методу ЦКТИ — см. стр. 474)

Температура, °С	Марка стали							
	Ст.3	Ст.4	25, Ст.5	30	35	40	30ХМА	25Х2МФА (ЭИ10)
20	900	1020	1130	1200	1300	1400	2400	3000
100	860	970	1070	1150	1260	1340	2250	2800
200	830	930	1010	1100	1200	1300	2050	2750
250	810	900	970	1040	1070	1150	1950	2700
300	780	850	900	930	970	1010	1850	2600
350	690	740	800 *	830	860	890	1750	2450
375	—	—	750	770	800	830	1650	2300
400	—	—	700	720	750	770	1600	2100
425	—	—	640	660 ***	680 ***	700 ***	1360	1820
450	—	—	490 **	510	530	550	1100	1560
460	—	—	—	—	—	—	1000	1450
470	—	—	—	—	—	—	920	1320
480	—	—	—	—	—	—	820	1200
490	—	—	—	—	—	—	—	1080
500	—	—	—	—	—	—	—	960
510	—	—	—	—	—	—	—	840
520	—	—	—	—	—	—	—	740

* По правилам Госгортехнадзора сталь Ст.5 до 350° С включительно.
** То же сталь 25 до 435° С включительно.
*** То же сталь 30, 35, 40 до 435° С включительно.

Толщину фланца находим по формуле

$$h = \frac{0{,}61\, d_б}{\sqrt{k}} \sqrt{\frac{\sigma_б}{\sigma_ф}\left[Z\,\frac{l_1}{l_2} + 0{,}7\,\psi\,\frac{p}{\sigma_б}\left(\frac{D_п}{d_б}\right)^2\right]}\,, \qquad \text{(VI. 56)}$$

где ψ — коэффициент, величину которого находим по номограмме (рис. VI. 40) или вычисляем по формуле

$$\psi = \left(1 - \frac{l_1}{l_2}\right)\left[\left(\frac{D_б - 2l_2}{D_п}\right)^2 + 1\right] + 0{,}2\,\frac{l_1}{l_2}\,; \qquad \text{(VI. 57)}$$

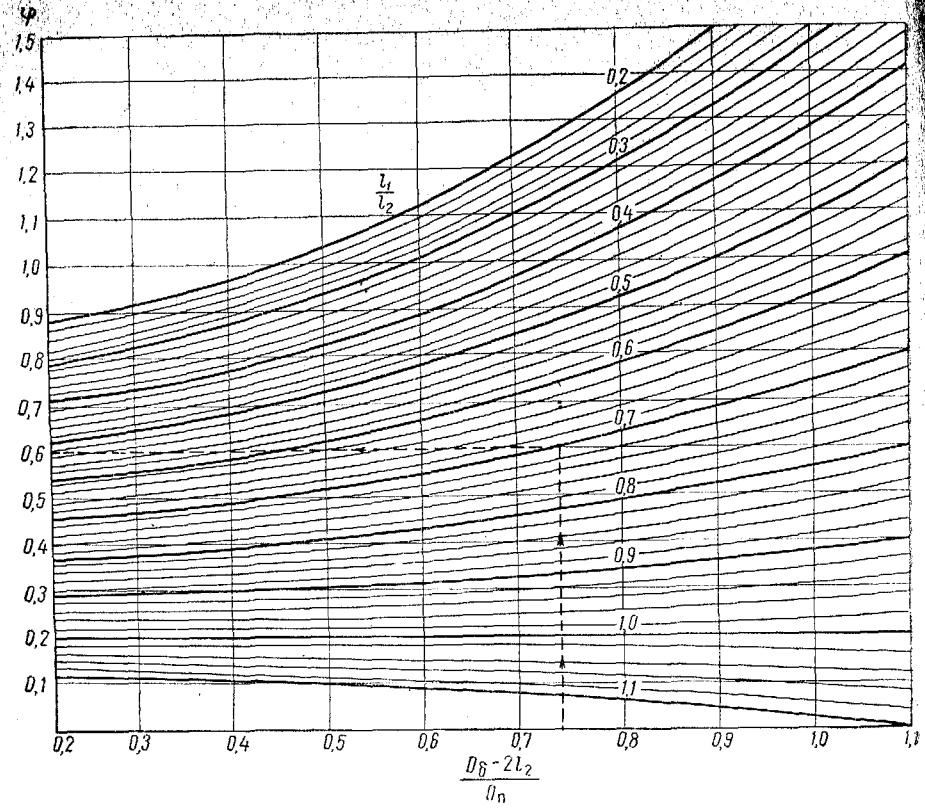


Рис. VI 40.

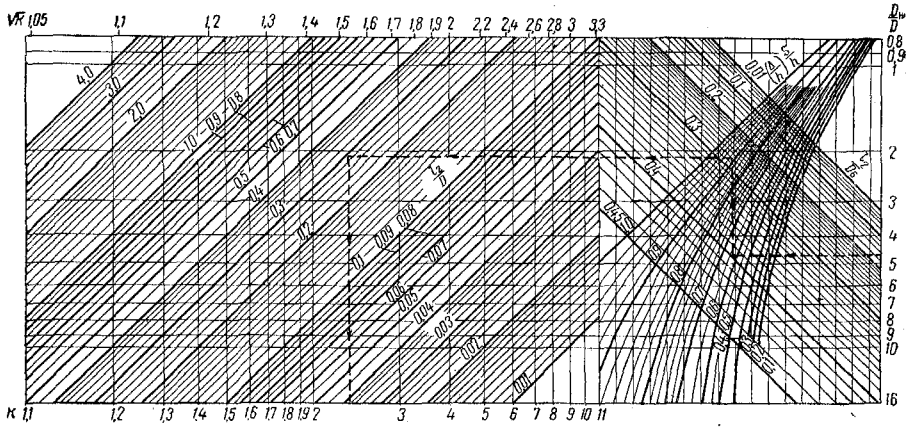


Рис. VI. 41.

k — коэффициент, определяемый в зависимости от конструкции и размеров фланца.

Для фланцев с цилиндрическим воротником (рис. VI. 38, *а*) k определяем по номограмме рис. VI. 41 или вычисляем по формуле

$$k=1+\frac{D}{2l_2}\left[\frac{D_н}{D}\left(1-2\frac{l_2}{D_б}\right)+\left(\frac{s}{h}\right)^2-1\right]. \qquad (VI.58)$$

Эта формула действительна при условии, что $h \geqslant s$.

Для фланцев с конической шейкой (рис. VI. 38, *б*) коэффициент k находим в зависимости от величины γ, которую вычисляем по формуле

$$\gamma=\frac{2H_ш}{\sqrt{D\,(\Delta-s)}}. \qquad (VI.59)$$

Эта формула действительна при условии, что $h \geqslant \Delta$. При $\gamma \geqslant 1$ коэффициент k находим по номограмме рис. VI. 41 или вычисляем по формуле

$$k=1+\frac{D}{2l_2}\left[\frac{D_н}{D}\left(1-2\frac{l_2}{D_б}\right)+\left(\frac{\Delta}{h}\right)^2-1\right]. \qquad (VI.60)$$

Плечо l_1 определяем по формуле

$$l_1=0{,}5\,(D_б-D_п). \qquad (VI.61)$$

Плечо l_2 определяем по формуле

$$l_2=0{,}5\,(D_б-D-s). \qquad (VI.62)$$

При $\gamma<1$ значение коэффициента k находим по формуле

$$k=k_1+k_2, \qquad (VI.63)$$

где k_1 определяем так же, как и коэффициент k при $\gamma \geqslant 1$, k_2 отыскиваем по номограмме рис. VI. 42 или вычисляем по формуле

$$k_2=\frac{D}{2l_2}\left[\left(\frac{\Delta}{h}\right)^2-\left(\frac{s}{h}\right)^2\right]\gamma. \qquad (VI.64)$$

Для определения коэффициентов следует задаваться толщиной фланцев h; если принятая толщина более чем на 5% будет расходиться с вычисленной толщиной фланца, следует повторить расчет. Плоские приварные фланцы (рис. VI. 38) рассчитываем как цельные фланцы.

б) Свободные фланцы (рис. VI. 39).

Фланцы, укрепленные на трубе с помощью резьбы или развальцовки, рассчитывают как свободные по методу ЦКТИ (см. стр. 474).

Толщину плоского свободного фланца рассчитываем по формуле

$$h_c=0{,}58\,d_б\sqrt{\frac{Z\sigma_б}{\varphi k\sigma_ф}}, \qquad (VI.65)$$

где φ — коэффициент ослабления фланца отверстиями для болтов, определяется по формуле

$$\varphi = 1 - \frac{d}{B}; \qquad \text{(VI. 66)}$$

$$B = 0{,}5\,(D_н - D); \qquad \text{(VI. 67)}$$

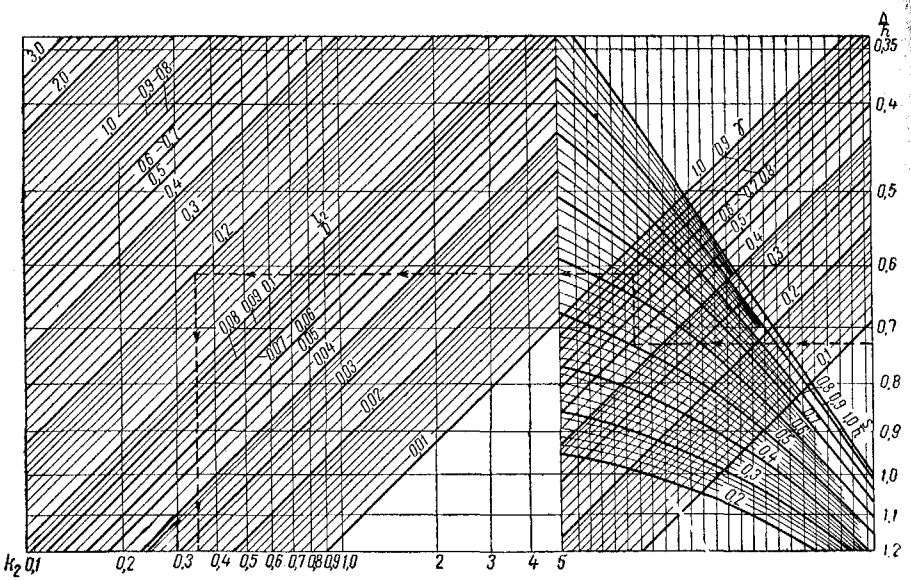


Рис. VI. 42.

k — коэффициент, вычисляем по формуле

$$k = 1 - \frac{D_п}{D_б} + \frac{B}{l}; \qquad \text{(VI. 68)}$$

$$l = 0{,}5\,(D_б - D_1). \qquad \text{(VI. 69)}$$

Бурт для свободного фланца.

Толщину бурта, приваренного к трубе (сосуду) или составляющего с нею одно целое, рассчитываем по формуле

$$h = 0{,}58\,d_б \sqrt{\frac{\sigma_б}{K\,\sigma_ф}\left[Z\frac{l_1}{l_2} + 0{,}7\,\psi\,\frac{p}{\sigma_б}\left(\frac{D_п}{d_б}\right)^2\right]}, \qquad \text{(VI. 70)}$$

где ψ — коэффициент, величину которого находим по номограмме рис. VI. 40 при замене $D_б$ на D_1 в отношении

$$\frac{D_б - 2l_2}{D_п} \qquad \text{(VI. 71)}$$

или вычисляем по формуле (VI. 57).

Коэффициент k определяем в зависимости от конструкции и размеров бурта по следующим формулам.

Для бурта с воротником при $h \geqslant s$

$$k = 1 + \frac{D}{2l_2}\left[\frac{D_1}{D}\left(1 - 2\frac{l_2}{D_1}\right) + \left(\frac{s}{h}\right)^2 - 1\right]. \qquad \text{(VI. 72)}$$

Коэффициент k можно определить также по номограмме (рис. VI. 41), заменив отношения $D_н/D$ и $l_2/D_б$ отношениями D_1/D и l_2/D_1.

Для бурта с конической шейкой (рис. VI. 39) коэффициент k находим в зависимости от величины γ, которую вычисляем так же, как и для фланца с конической шейкой, по формуле (VI. 59).

При $\gamma \geqslant 1$ и $h \geqslant \Delta$ коэффициент k вычисляем по формуле

$$k = 1 + \frac{D}{2l_2}\left[\frac{D_1}{D}\left(1 - 2\frac{l_2}{D_1}\right) + \left(\frac{\Delta}{h}\right)^2 - 1\right] \qquad \text{(VI. 73)}$$

или находим по номограмме рис. VI. 41, заменив отношения $D_н/D$ и $l_2/D_б$ отношениями D_1/D и l_2/D_1.

При $\gamma < 1$ и $h \geqslant \Delta$ коэффициент k находим так же, как и для фланцев с конической шейкой при $\gamma < 1$, т. е. по формулам (VI. 63), (VI. 60) и (VI. 64) с заменой отношений $D_н/D$ и $l_2/D_б$ отношениями D_1/D и l_2/D_1.

Для определения k в этом случае можно пользоваться номограммами рис. VI. 41 и VI. 42.

Плечо l_1 вычисляем по формуле

$$l_1 = 0{,}5\,(D_1 - D_п). \qquad \text{(VI. 74)}$$

Плечо l_2 определяем по формуле

$$l_2 = 0{,}5\,(D_1 - D - s). \qquad \text{(VI. 75)}$$

в) Расчет болтов фланцевого соединения (по методу ЦКТИ — см. стр. 474).

Предлагаемая методика определения расчетного болтового усилия распространяется на фланцевые соединения с плоскими и зубчатыми прокладками и строится на том условии, что при затягивании фланцевого соединения для его герметичности прокладка должна быть в самом начале сжата и расплющена на поверхности.

1. Минимальное усилие, требующееся для пластического сжатия прокладки при предварительном затяге в условиях нормальной температуры, находим по формуле

$$P^*_{пр} = \pi\, bD_p q_0 \ кГ, \qquad \text{(VI. 76)}$$

где b — эффективная ширина прокладки в *см*, которую вычисляем следующим образом.

Если b_0 — действительная ширина плоской прокладки, то при $b_0 \leqslant 1$ *см*

$$b = b_0. \qquad \text{(VI. 77)}$$

Если $b_0 > 1$ *см*, то

$$b = \sqrt{b_0}. \qquad \text{(VI. 78)}$$

Для зубчатых прокладок, у которых расстояние между крайними зубцами B меньше или равно 1 *см*

$$b = Z_3 C_0 \text{ см}, \qquad \text{(VI. 79)}$$

где Z_3 — число зубцов прокладки; C_0 — начальная ширина опорной поверхности зубца гребенчатой прокладки в *см*.

Для зубчатых прокладок с $B > 1$ *см*

$$b = \frac{ZC_0}{\sqrt{B}}; \qquad \text{(VI. 80)}$$

$D_р$ — расчетный диаметр прокладки в *см*. Для плоской прокладки он равен среднему диаметру прокладки $D_р = D_{ср}$, для зубчатой прокладки

$$D_р = D_п - \sqrt{B}, \qquad \text{(VI. 81)}$$

где $D_п$ — наружный диаметр прокладки; q_0 — удельное давление на контактную площадь прокладки при затяге, которое определяем в зависимости от конструкции и материала прокладки, в *кГ/см*^{2}.

Для паронитовых прокладок q_0 принимаем по табл. VI. 34.

Таблица VI. 34

Зависимость q_0 от толщины паронитовой прокладки δ_0

Толщина прокладки δ_0, *мм*	0,4	0,5	0,6	0,8	1,0	1,5	2,0	⩾3
q_0, *кГ/см*^{2}	400	340	300	210	170	140	120	100

Для плоских металлических прокладок

$$q_0 = \left(1 + 0{,}32\,\frac{b}{\delta_0}\right)\sigma_т, \qquad \text{(VI. 82)}$$

где δ_0 — начальная толщина плоской прокладки в *см*.

Для зубчатых металлических прокладок

$$q_0 = 4\sigma_т. \qquad \text{(VI. 83)}$$

Здесь $\sigma_т$ — предел текучести материала прокладок при комнатной температуре в *кГ/см*^{2}; принимаем по табл. VI. 35.

Таблица VI. 35

Расчетные величины пределов текучести $\sigma_т$

Материал	Свинец	Алюминий	Красная медь	Железо Армко	Сталь 10	Сталь 20	Сталь 1Х18Н9Т
$\sigma_т$, *кГ/см*^{2}	50	350	700	1500	1800	2100	3500

Минимальное усилие, действующее на прокладку и необходимое для сохранения герметичности в рабочих условиях, определяем по формуле

$$P_{пр}^{**} = \pi\, b D_p q \ кГ, \qquad \text{(VI. 84)}$$

где q — минимальное удельное давление на контактную площадь прокладки в рабочих условиях в $кГ/см^2$.

$$q = xp, \qquad \text{(VI. 85)}$$

где p — рабочее давление в $кГ/см^2$; x — коэффициент, принимаемый по табл. VI. 36.

Таблица VI. 36

Значение коэффициента x

Тип прокладки	Фланцы сосудов	Фланцы трубопроводов
Плоские	1,0	1,5
Зубчатые	2,0	3,0

Усилие, действующее на соединение от внутреннего давления рабочей среды

$$P_р = 0{,}785\, D_п^2 p \ кГ, \qquad \text{(VI. 86)}$$

где $D_п$ — наружный диаметр прокладки в $см$; p — рабочее давление в $кГ/см^2$.

Расчетное усилие в болтах при предварительном затяге принимаем равным наибольшему из двух следующих значений:

$$P_0 = P_{пр}^{*} \ кГ, \qquad \text{(VI. 87)}$$

либо

$$P_0 = P_{пр}^{**} + (0{,}9 + n) P_р \ кГ, \qquad \text{(VI. 88)}$$

где n — температурный коэффициент, который при рабочей температуре фланцевого соединения меньше 400° С равен нулю.

Начиная с температуры 400° С, n принимаем при учете релаксации соединения по табл. VI. 37.

Таблица VI. 37

Значение температурного коэффициента

Температура среды, °С	400	425	450	475	500	525
n	0,5	1,0	1,5	2,5	4,0	6,0

Расчетное усилие в болтах при рабочих условиях принимаем равным наибольшему из двух следующих значений:

$$P_б = P^{**}_{пр} + (1 + 0{,}5\,n)\,P_р \ кГ, \qquad \text{(VI. 89)}$$

либо

$$P_б = P_0 - 0{,}5\,(n - 0{,}2)\,P_р \ кГ. \qquad \text{(VI. 90)}$$

Внутренний диаметр резьбы болтов (шпилек) фланцевого соединения принимаем равным наибольшей из двух величин, определяемых по следующим формулам:

$$d_{вн} = 1{,}13\sqrt{\frac{P_0}{Z\,\sigma_б}} \ см, \qquad \text{(VI. 91)}$$

либо

$$d_{вн} = 1{,}13\sqrt{\frac{P_б}{Z\,\sigma_{б\,t}}} \ см, \qquad \text{(VI. 92)}$$

где Z — число болтов (шпилек); $\sigma_б$ — допускаемое напряжение для материала болтов при нормальной температуре в $кГ/см^2$, $\sigma_{б\,t}$ — допускаемое напряжение для материала болтов при рабочей температуре в $кГ/см^2$; $\sigma_б$ и $\sigma_{б\,t}$ находим по табл. VI. 33.

При заданном диаметре болтов их число принимаем равным наибольшему из двух следующих значений:

$$z = \frac{P_0}{f_б\,\sigma_б}, \qquad \text{(VI. 93)}$$

либо

$$z = \frac{P_б}{f_б\,\sigma_{б\,t}}, \qquad \text{(VI. 94)}$$

где $f_б$ — площадь поперечного сечения болта, ограниченная внутренним диаметром резьбы в $см^2$.

Допускаемое напряжение $\sigma_ф$ при расчете по методу ЦКТИ для фланцев жестких и свободных и для буртов свободных фланцев находится по табл. VI. 31 в зависимости от марки стали и расчетной температуры (табл. VI. 38). Для сталей, не указанных в табл. VI. 31, допускаемое напряжение находим по следующим формулам:

а) при расчетной температуре $< 400°$ С включительно

$$\sigma_ф \leqslant \frac{\sigma_{т\,t}}{1{,}6}; \qquad \text{(VI. 95)}$$

б) при расчетной температуре $> 400°$ С принимаем наименьшее значение из двух следующих величин:

$$\sigma_ф \leqslant \frac{\sigma_{т\,t}}{1{,}6}, \qquad \text{(VI. 96)}$$

либо

$$\sigma_ф \leqslant \frac{\sigma_{д\,t}}{1{,}6}, \qquad \text{(VI. 97)}$$

Таблица VI. 38

Расчетная температура элементов фланцевого соединения

Элементы фланцевого соединения	Расчетная температура, % от номинальной среды
Фланцы, жестко соединенные с трубой, и бурты для свободных фланцев	100
Свободные фланцы	97
Болты (шпильки), скрепляющие два жестких фланца или жесткий фланец с крышкой	95
Болты (шпильки), скрепляющие жесткий фланец или крышку со свободным фланцем	93
Болты, скрепляющие два свободных фланца	90
Ввертные шпильки, скрепляющие два жестких фланца или жесткий фланец с крышкой	97
Ввертные шпильки, скрепляющие два свободных фланца	93
Ввертные шпильки, скрепляющие два свободных фланца или крышку со свободным фланцем	95

где $\sigma_{т\,t}$ — минимальный условный предел текучести стали на растяжение при расчетной температуре; $\sigma_{д\,t}$ — средний условный предел длительной прочности стали (разрушение за 100 000 *ч*) на растяжение при расчетной температуре.

Для литых фланцев допускаемые напряжения снижаем на 20%.

Допускаемое напряжение для болтов (шпилек) находим по табл. VI. 33 в зависимости от марки стали и расчетной температуры.

Для сталей, не указанных в табл. VI. 33, допускаемое напряжение определяем по формулам:

а) при температуре до 400° С включительно

$$\sigma_б = \frac{\sigma_{т\,t}}{2}; \qquad \text{(VI. 98)}$$

б) при расчетной температуре $\geqslant$ 400° С принимаем меньшее из двух следующих величин:

$$\sigma_б = \frac{\sigma_{т\,t}}{2}, \qquad \text{(VI. 99)}$$

либо

$$\sigma_б = \frac{\sigma_{д\,t}}{2}. \qquad \text{(VI. 100)}$$

При недостаточности опытных данных по прочностным характеристикам сталей новых марок рекомендуется принимать меньшие значения допускаемых напряжений по сравнению с определенными по указанным выше формулам (VI. 95) — (VI. 100).

Пример расчета фланцевого соединения

Проверить прочность фланца: $p_у$ 200, $D_у$—250 *мм*, ГОСТ 1260-54. Рабочая температура среды $t_с = 500°$ С. Рабочее давление $p = 110$ *кГ/см*^{2}.

Материал фланца — сталь 15ХМ, материал шпилек — сталь 25Х2МФА. Основные размеры в *см* (рис. VI. 43): $D_н = 67$; $D_б = 57{,}2$; $D_п = 31{,}8$; $D = 25{,}4$; $\Delta = 10{,}3$; $s = 3{,}8$; $h = 11$; $d_б$ — наружный диаметр резьбы шпильки, равный 5,2 *см*; z — число шпилек 16; $f_б$ — площадь поперечного сечения шпилек, ограниченная внутренним диаметром резьбы и равная 15,9 *см*^{2}.

Находим вспомогательные величины

$l_1 = 0{,}5\,(D_б - D_п) = 0{,}5\,(57{,}2-31{,}8) = 12{,}7$ *см*; $l_2 = 0{,}5\,(D_б - D - s) = 0{,}5\,(57{,}2-25{,}4-3{,}8) = 14$ *см*;

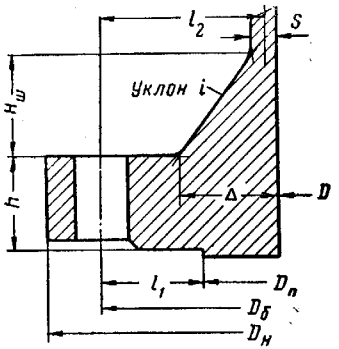


Рис. VI. 43.

$$\frac{D_н}{D} = \frac{67}{25{,}4} = 2{,}64;$$

$$\frac{l_2}{D_б} = \frac{14}{57{,}2} = 0{,}245;$$

$$\frac{l_2}{D} = \frac{14}{25{,}4} = 0{,}55;$$

$$\frac{D_б - 2l_2}{D_п} = \frac{57{,}2-2\cdot 14}{31{,}8} = 0{,}918;$$

$$\frac{l_1}{l_2} = \frac{12{,}7}{14} = 0{,}91;$$

$$\frac{\Delta}{h} = \frac{10{,}3}{11} = 0{,}935.$$

Высоту втулки определяем по величине уклона $i = 2:1$; $H_ш = i\,(\Delta - s) = 2\,(10{,}3-3{,}8) = 13$ *см*. Находим γ по формуле (VI. 59)

$$\gamma = \frac{2H_ш}{\sqrt{D\,(\Delta - s)}} = \frac{2\cdot 13}{\sqrt{25{,}4\,(10{,}3-3{,}8)}} \approx 2.$$

Так как $\gamma > 1$, то коэффициент k определяем по формуле (VI. 60), либо находим по номограмме рис. VI. 41 $k = 2{,}1$; $\sqrt{k} = 1{,}45$.

Коэффициент ψ определяем по формуле (VI. 57), либо находим по номограмме рис. VI. 40

$$\psi = 0{,}38.$$

Температура фланца $t_ф = 500°$ С.

По табл. VI. 31 находим допускаемое напряжение для фланца при $t = 500°$ С

$$\sigma_ф = 930\ кГ/см^2.$$

Температура болтов $t_б = 0{,}95\,t_с = 0{,}95\cdot 500 = 475°$ С.

По табл. VI. 33 находим допускаемое напряжение для болтов при температуре 475° С

$$\sigma_б = 1260 \text{ кГ/см}^2.$$

Определяем толщину фланца по формуле (VI. 56)

$$h = \frac{0{,}61 \cdot 5{,}2}{1{,}45} \sqrt{\frac{1260}{930}\left[16 \cdot 0{,}91 + 0{,}7 \cdot 0{,}38 \frac{110}{1260}\left(\frac{31{,}8}{5{,}2}\right)^2\right]} = 10{,}2 \text{ см}.$$

По ГОСТ толщина фланца принята 11 *см*.

Проверяем напряжение в шпильках.

Прокладка зубчатая из стали 1Х18Н9Т. Число зубцов $z_з = 14$. Начальная ширина опорной поверхности зубца $C_0 = 0{,}03$ *см*.

Расстояние между крайними зубцами $B = 2{,}6$ *см*.

Эффективную ширину прокладки находим по формуле (VI. 80)

$$b = \frac{z_з C_0}{\sqrt{B}} = \frac{14 \cdot 0{,}03}{\sqrt{2{,}6}} = 0{,}26 \text{ см}.$$

Расчетный диаметр прокладки по формуле (VI. 81)

$$D_р = D_п - \sqrt{B} = 31{,}8 - \sqrt{2{,}6} = 30{,}2 \text{ см}.$$

Удельное давление на прокладку определяем по формуле (VI. 83)

$$q_0 = 4\sigma_т = 4 \cdot 3500 = 14\,000 \text{ кГ/см}^2,$$

где $\sigma_т$ — находим по табл. VI. 35 для стали 1Х18Н9Т.

Минимальное усилие, необходимое для сжатия прокладки при предварительном затяге, вычисляем по формуле (VI. 76)

$$P^*_{пр} = \pi\, b\, D_р\, q_0 = \pi \cdot 0{,}26 \cdot 30{,}2 \cdot 14\,000 = 345\,000 \text{ кГ}.$$

Удельное давление на прокладку при рабочих условиях находим по формуле (VI. 85)

$$q = xp = 3 \cdot 110 = 330 \text{ кГ/см}^2,$$

где $x = 3$ (по табл. VI. 36).

Минимальное усилие на прокладку, необходимое для сохранения герметичности в рабочих условиях, определяем по формуле (VI. 84)

$$P^{**}_{пр} = \pi\, b\, D_р\, q = \pi \cdot 0{,}26 \cdot 30{,}2 \cdot 330 = 8140 \text{ кГ}.$$

Усилие от внутреннего давления определяем по формуле (VI. 86)

$$P_р = 0{,}785\, D^2_п p = 0{,}785 \cdot 31{,}8^2 \cdot 110 = 87\,200 \text{ кГ}.$$

Находим расчетное усилие в шпильках при предварительном затяге, беря его наибольшим из двух значений, получаемых по формулам (VI. 87) и (VI. 88):

$$P_0 = P^*_{пр} = 345\,000 \text{ кГ};$$

$$P_0 = P^{**}_{пр} + (0{,}9 + n)\, P_р,$$

где n находим по табл. VI. 37, при температуре $t_c = 500°$ С $n = 4$

$$P_0 = 8140 + (0{,}9 + 4)\,95\,000 = 473\,140\ кГ.$$

Находим усилие в болтах при рабочих условиях, принимая большее из двух значений, вычисленных по формулам (VI. 89) и (VI. 90):

$$P_б = P^{**}_{пр} + (1 + 0{,}5n)\,P_р = 1840 + (1 + 0{,}5 \cdot 4) \cdot 87\,200 = 263\,440\ кГ;$$

$$P_б = P_0 - 0{,}5\,(n - 0{,}2)\,P_р = 473\,140 - 0{,}5\,(4 - 0{,}2) \cdot 87\,200 =$$

$$= 165\,680\ кГ.$$

Напряжение в шпильках при затяге находим по формуле (VI. 93), откуда

$$\sigma_б = \frac{P_0}{f_б z} = \frac{473\,140}{15{,}9 \cdot 16} = 1860\ кГ/см^2,$$

что значительно меньше табличных данных допускаемого напряжения для стали 25Х2МФА при нормальной температуре $\sigma_б = 3000\ кГ/см^2$.

Напряжение в шпильках при рабочих условиях находим по формуле (VI. 94), т. е.

$$\sigma_{б\,t} = \frac{P_б}{f_б z} = \frac{263\,440}{15{,}9 \cdot 16} = 1037\ кГ/см^2,$$

что также меньше допускаемого напряжения для стали 25Х2МФА при температуре 475° С, равного 1260 $кГ/см^2$.

УПРОЩЕННЫЕ МЕТОДЫ РАСЧЕТА ФЛАНЦЕВ

а) Фланцы, составляющие одно целое с корпусом (рис. VI. 44).

Расчет сводится к определению напряжений во фланце. Напряжение по $БВ$ в переходном утолщении определяем следующим образом.

Плечо изгиба

$$l_1 = 0{,}5\,(D_б - D_{ср}),$$

$$D_{ср} = D - s_1,$$

$$M'_{изг} = 0{,}4\,Q_{бф}\,l_1\ кГ \cdot см, \qquad (VI.\ 101)$$

где 0,4 — коэффициент, учитывающий жесткость фланца; $Q_{бф}$ определяем по формуле (VI. 8).

Момент сопротивления переходного утолщения

$$W' = \frac{\pi D_{ср} s_1^2}{6}\ см^3. \qquad (VI.\ 102)$$

Напряжение от изгиба во фланце

$$\sigma'_{изг} = \frac{M'_{изг}}{W'}\ кГ/см^2. \qquad (VI.\ 103)$$

Напряжение во фланце по $АБ$ определяем следующим образом. Плечо изгиба

$$l = 0{,}5\,(D_б - D),$$

$$M''_{изг} = Q_{бф} l \ \ кГ \cdot см.$$

Момент сопротивления фланца

$$W'' = \frac{\pi D h^2}{6} см^3.$$

Напряжение от изгиба во фланце по $АБ$

$$\sigma''_{изг} = \frac{M''_{изг}}{W''} кГ/см^2. \qquad (VI.\,104)$$

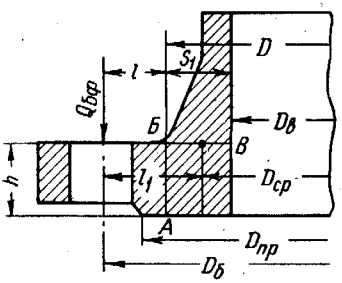


Рис. VI. 44.

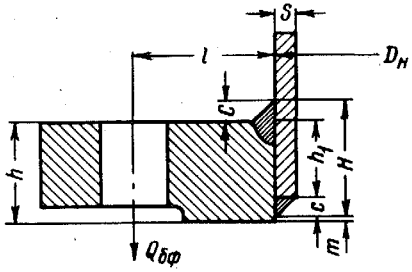


Рис. VI. 45.

Значения букв даны на рис. VI. 44. Все размеры в *см*. Напряжения изгиба $\sigma'_{изг}$ и $\sigma''_{изг}$ не должны превышать

$$\sigma'_{изг} \leqslant R_z \text{ и } \sigma''_{изг} \leqslant \eta R_z,$$

где $\eta = 0{,}75$, $R_z = 0{,}8\,\sigma_{доп}$, а $\sigma_{доп}$ выбираем по табл. III. 1.

б) П л о с к и е п р и в а р н ы е ф л а н ц ы (рис. VI. 45), применяемые в нефтеперерабатывающей промышленности до температуры 300° С и давления $p_у \leqslant 25$ $кГ/см^2$.

Изгибающий момент фланца определяем по формуле

$$M_{изг} = Q_{бф} l,$$

где $Q_{бф}$ — общая нагрузка на болты, определяемая по формулам (VI. 5), (VI. 6), (VI. 8) или (VI. 107), в $кГ$; l — плечо изгиба (рис. VI. 45) в *см*.

Момент сопротивления фланца (условно)

$$W = \frac{\pi D_н h^2}{6} см^3.$$

Напряжение от изгиба во фланце

$$\sigma_{изг} = \frac{M_{изг}}{W} кГ/см^2. \qquad (VI.\,105)$$

Момент сопротивления сварных швов

$$W_1 = \frac{\pi D_н \left(H^3 - h_1^3\right)}{6H} \text{ см}^3.$$

Размеры $D_н$, H и h_1 (см. рис. VI. 45) в *см*.
Напряжение от изгиба в сварке

$$\sigma_1 = \frac{M_{изг}}{W_1} \text{ кГ/см}^2.$$

Напряжение в сварном шве от среза

$$\sigma_{ср} = \frac{Q_{бф}}{1{,}4\pi D_н C}.$$

Приведенное напряжение в сварном шве

$$\sigma_{пр} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_{ср}^2} \text{ кГ/см}^2.$$

Для фланцев нефтеаппаратуры допускаемые напряжения при расчете по этому методу на условное давление $p_у$ следует выбирать с пятикратным запасом к пределу прочности.

Допускаемые напряжения в сварном шве нужно принимать равными 0,8 от допускаемого напряжения для фланца.

Для приварных фланцев нефтеаппаратуры рекомендуется, чтобы труба имела толщину $s' \geqslant \frac{h}{4}$.

в) Фланцы для низких давлений. При низких избыточных давлениях, порядка до 10 *кГ/см*^{2}, и при температурах $t \leqslant 200°$ С толщину фланцев, составляющих одно целое с корпусом, или приварных и при мягких прокладках, определяем по следующей приближенной формуле:

$$h = \alpha \sqrt{\frac{p' (R_б - R) t}{[\sigma_{изг}] (t - l) l}} + 1{,}2 \text{ см}, \qquad \text{(VI. 106)}$$

где $\alpha = 0{,}43$ — для фланцев, которые не подвергаются изгибу при предварительной затяжке, т. е. с прокладкой по всей ширине торца фланца; $\alpha = 0{,}60$ — для фланцев, нагруженных на изгиб действием силы затяжки болтов; R — внутренний радиус сосуда в *см*; $R_б$ — радиус окружности центров болтов в *см*; t — шаг между болтами в *см*; l — диаметр отверстий для болтов в *см*; h — толщина фланца (без выступа для прокладки) в *см*; $[\sigma_{изг}]$ — допускаемое напряжение на изгиб, принятое равным 600 *кГ/см*^{2} для прокатной углеродистой стали, считая, что $\sigma_в = 3600$ *кГ/см*^{2}, 400 *кГ/см*^{2} — для стального углеродистого литья с тем же пределом прочности, 200 *кГ/см*^{2} — для чугуна марки СЧ15-32.

При этом принимают, что на болты действует суммарная нагрузка, равная

$$P = 1{,}5\,p\,\frac{\pi}{4}\left(D_i + \frac{2}{3}b\right)^2 к\Gamma, \qquad \text{(VI. 107)}$$

где p — внутреннее давление в $к\Gamma/см^2$; D_i — внутренний диаметр прокладки в $см$; b — ширина прокладки в $см$; 1,5 — коэффициент, учитывающий предварительную затяжку болтов.

г) Свободные (накидные) фланцы. Толщину свободных фланцев определяют по формуле

$$h = \sqrt{\frac{3Q_{бф}x}{\pi\,(R_1 - R_{вн} - l)\,[\sigma_в]}}, \qquad \text{(VI. 108)}$$

где $[\sigma_в]$ — допускаемое напряжение на изгиб (для стали Ст.5 при температуре до 200° С $[\sigma_в] \leqslant 1250\ к\Gamma/см^2$); $Q_{бф}$ — нагрузка на болты в $к\Gamma$; x — расстояние от окружности центров болтов до средней линии опорной кольцевой поверхности накидного фланца в $см$ (рис. VI. 46), $x = R - R_c$; R_1 — радиус наружной окружности фланца в $см$; $R_{вн}$ — радиус внутренней окружности фланца в $см$; l — диаметр отверстия для болтов в $см$.

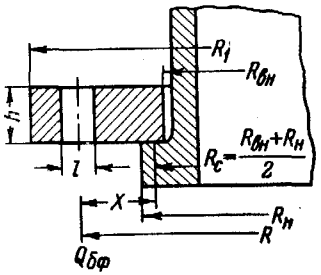


Рис. VI. 46.

Толщина фланца h зависит от заранее намеченных конструктивных размеров $R_н$, R_1, $R_{вн}$, R_c, R и l, которые должны быть предварительно установлены. Рассматриваем фланец как тело, работающее на изгиб, в котором излом происходит по диаметральному сечению через отверстия для болтов.

Важным условием для хорошей работы фланцевого соединения является доведение плеча x до минимума. Углы кольца следует закруглять.

При расчете фланцев сосудов высокого давления применяют формулы (VI. 103) и (VI. 104). При определении изгибающего момента принимают максимально возможное значение $Q_б$, а именно:

а) для больших сосудов определенные так, как указано на стр. 574.

б) для сосудов, труб и других элементов небольшого диаметра, учитывая невозможность контроля натяжных усилий в шпильках, которые доходят иногда до предела текучести материала, следует считать силу $Q_б$ равной сумме площадей живого сечения всех шпилек, умноженной на предел текучести материала шпилек, но не менее 80 % от этой величины.

Значение допускаемого напряжения на изгиб σ' при температуре не выше 400° С принимают равным $\sigma_{т\,t}/2{,}25$, где $\sigma_{т\,t}$ — предел текучести металла фланцев. При более высоких температурах учитывают ползучесть металла.

При этом допускаемое напряжение изгиба $\sigma''_{изг}$ ($t \leqslant 400°$ С) должно быть

$$\sigma''_{изг} \leqslant \frac{\sigma_{т\,t}}{2{,}25},$$

где $\sigma_{т\,t}$ — предел текучести материала (для рабочей температуры).

Фланцы на резьбе можно рассчитывать также по формуле (VI. 109).

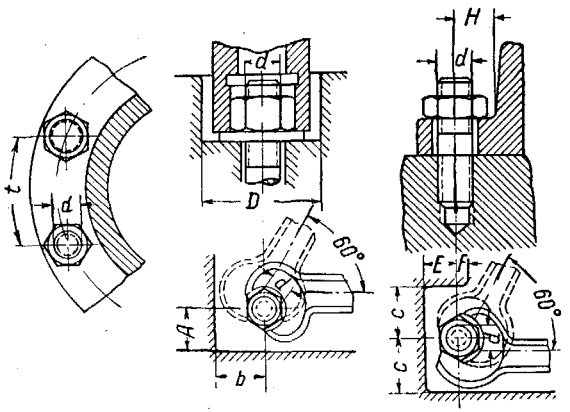


Рис. VI. 47.

Число болтов n назначают обычно кратным 4 (т. е. $n = 4, 8, 12$ и т. д.). После определения числа болтов проверяют шаг между ними по окружности центров болтов с диаметром $D_б$ по формуле

$$t = \frac{\pi D_б}{n}. \qquad \text{(VI. 109)}$$

Для получения надежного и хорошего уплотнения делают по возможности малые расстояния между болтами.

Таблица VI. 39

Места «под ключ» по нормали химического машиностроения

(размеры в *мм*)

Диаметр болта d	D	A	b			F	H	t
12	38	23	30	32	22	10	18	42
16	45	30	35	38	25	12	22	52
20	55	35	40	45	28	15	25	62
22	62	40	45	50	30	18	28	65
24	62	40	45	50	30	18	28	65
27	68	45	50	58	35	20	32	75
30	75	50	55	65	40	25	36	85
36	85	60	68	80	45	30	45	100
42	100	70	80	90	55	35	50	115
48	120	80	95	100	65	35	60	130

Обычно расстояние между болтами по окружности должно быть $t \leqslant 5\,d$, где d — диаметр болта.

При повышенном давлении (> 25 *кГ/см*^{2}) приходится расстояния между болтами делать менее $3d$ в расчете на завертывание гаек торцовыми ключами.

В табл. VI. 39 даны минимальные расстояния между болтами, при которых возможно завернуть или отвернуть гайки нормальными плоскими гаечными ключами (рис. VI. 47). Меньшие расстояния между болтами при применении нормальных плоских гаечных ключей недопустимы.

ТЕМПЕРАТУРНЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ В БОЛТАХ ФЛАНЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

В нагретых фланцевых соединениях температура болта, как правило, несколько ниже температуры фланца. Это объясняется тем, что тепло болту передается в основном через контактную поверхность соприкосновения гайки и головки с фланцем. Болт же изолирован от фланца воздушным зазором a (рис. VI. 48), так как отверстия под болты делают приблизительно на 2—3 *мм* больше диаметра болта.

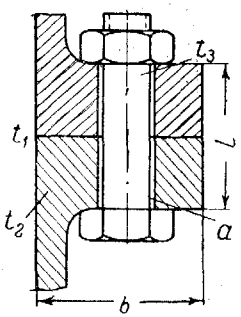


Рис. VI. 48.

Таким образом, если температура среды в аппарате или трубопроводе t_1, температура фланцев t_2 и болтов t_3, то наблюдается условие $t_1 > t_2 > t_3$.

Из-за разности температур $t_2 - t_3$ возникают температурные напряжения в болтах.

Температурные напряжения принято учитывать, когда температура среды в аппарате или трубопроводе более 250° С.

Усилие, растягивающее болт и возникающее вследствие температурного расширения фланца (при условии, что в расчете тонкая прокладка не учтена, и равенства коэффициентов термического линейного расширения и модуля упругости E), для материала болтов и фланцев равно

$$Q_{бт} = \frac{\alpha\,(t_2 - t_3)\,EF_б F_ф}{F_б + F_ф}\ кГ, \qquad \text{(VI. 110)}$$

где α — коэффициент линейного термического расширения; E — модуль упругости, принимаем в зависимости от температуры и материала; $F_б$ — площадь поперечного сечения болта на длине L (см. рис. VI. 48); $F_ф$ — площадь поперечного сечения фланца, можно принять, что при шаге между болтами $t \leqslant 5d$ и при ширине фланца $b \leqslant 3d$, где d — наружный диаметр болта, $F_ф = b\,t$.

Так как величина $F_ф$ велика по сравнению с величиной $F_б$, то без большой погрешности формулу (VI. 111) можно переписать

$$Q_{бт} = \alpha\,(t_2 - t_1)\,EF_б. \qquad \text{(VI. 111)}$$

Когда вместо болтов поставлены шпильки с обточенным стержнем в средней части по внутреннему диаметру резьбы (рис. VI. 49), то усилие $Q_ш$, возникающее в шпильке вследствие разности температур, равно

$$Q_ш = \alpha (t_2 - t_3) E F_ш, \qquad \text{(VI. 112)}$$

где $F_ш = \frac{\pi d_0^2}{4}$ *см*^{2}.

Деля уравнение (VI. 112) на (VI. 113), получаем

$$Q_{бт} = Q_ш \frac{F_б}{F_ш}.$$

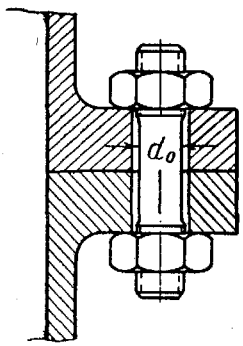


Рис. VI. 49.

Так как

$$\frac{F_б}{F_ш} = \frac{d^2}{d_0^2} = \frac{(1{,}18\, d_0)^2}{d_0^2} \approx 1{,}4,$$

то

$$Q_{бт} = 1{,}4\, Q_ш,$$

т. е. температурные усилия в болте при прочих равных условиях оказываются в 1,4 раза больше температурных усилий в шпильках, обточенных в растягиваемом участке стержня до внутреннего диаметра резьбы.

Так как расчетные опасные сечения в болтах и шпильках одного наружного диаметра одинаковы, т. е. опасное сечение у болта $F_б = F_ш$, то, следовательно, температурные напряжения в болтах будут в 1,4 раза больше температурных напряжений в шпильках при прочих равных условиях. Поэтому принято в горячих фланцевых соединениях ставить шпильки, обточенные до внутреннего диаметра резьбы, или с резьбой по всей длине стержня.

Пример. По формуле (VI. 112) получаем при $(t_2 - t_3) = 1^\circ$ и $E_{300^\circ C} = 1{,}8 \times 10^6$, что напряжение в шпильке $\sigma_ш = \frac{Q_ш}{F_ш} = 21{,}6$ *кГ/см*^{2}, а температурное напряжение в болте, подсчитанное по формуле (VI. 112)

$$\sigma_{бт} = \frac{Q_{бт}}{F_б} = 0{,}000012 \cdot 1 \cdot 1{,}8 \cdot 10^6 \frac{F_б}{F_ш} = 21{,}6 \frac{F_б}{F_ш} = 30 \text{ кГ/см}^2.$$

При $(t_2 - t_3) = 10^\circ$ температурное напряжение в болте равно $10 \cdot 30 = 300$ *кГ/см*^{2}.

Приведенный расчет показывает в упрощенном виде характер распределения температурных напряжений, не учитывая, однако, деформации прокладки или явления изгиба фланца; поэтому очевидно, что в действительности величина температурных напряжений несколько меньше, чем определяемая по формулам (VI. 111) и (VI. 112).

РАСЧЕТ БОЛТОВ ФЛАНЦЕВ ПРЯМОУГОЛЬНОЙ ИЛИ ЭЛЛИПТИЧЕСКОЙ ФОРМЫ

Обозначим r — наименьшее расстояние болта от центра тяжести нагруженной поверхности в *см*; t — расстояние между болтами в *см*. Болты нагружены неодинаково. Можно считать, что наиболее нагруженный болт воспринимает нагрузку от внутреннего давления

$$q_{б\,max} = \frac{pABt}{2\pi r}, \qquad \text{(VI. 113)}$$

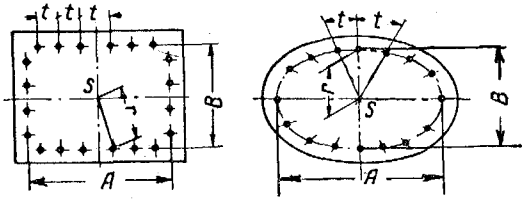


Рис. VI. 50.

где p — давление в *кГ/см*^{2}; значения остальных букв в *см* см. на рис. VI. 50.

Пределом применения данной формулы следует считать отношение $\frac{A}{B} \leqslant 2$. Если $\frac{A}{B} > 1$ (рис. VI. 51), то нагрузку на болт можно вычислить как половину нагрузки на полоску шириной t и длиной B, т. е.

$$q_б = \frac{pBt}{2}. \qquad \text{(VI. 114)}$$

Учитывая возможную неравномерность в распределении нагрузки, можно считать

$$q_{б\,max} = 0{,}6\,pBt. \qquad \text{(VI. 115)}$$

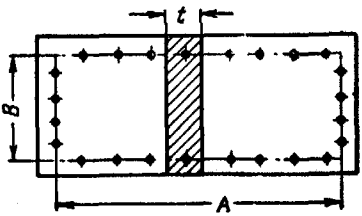


Рис. VI. 51.

Для прямоугольной крышки нагрузка на один болт при рабочих условиях может быть определена по следующим формулам:

при $\frac{A}{B} \leqslant 2$

$$q_б = \frac{pABt}{2\pi r} + 2btmp; \qquad \text{(VI. 116)}$$

при $\frac{A}{B} > 2$

$$q_б = 0{,}6\,pBt + 2btmp. \qquad \text{(VI. 117)}$$

Нагрузка на болты при предварительной затяжке

$$q'_б = bty. \qquad \text{(VI. 118)}$$

В расчет принимаем большее из значений $q_б$ или $q'_б$.

Допускается также фланцы прямоугольной или овальной формы рассчитывать как фланцы круглой формы, если меньшее измерение в свету прямоугольного или овального фланца равно диаметру круглого фланца, а отношение $\frac{A}{B} \leqslant 1{,}5$ или усилие $Q_б$, вычисленное по формуле (VI. 5), составляет не более 25% от усилия $Q'_б$, определенного по формуле (VI. 7) или (VI. 6).

ПРОКЛАДКИ

Для уплотнения фланцевых соединений, работающих в пределах условных давлений $p_у = 6$, 10, 16, 25 и 40 *кГ/см²* и применяемых в магистральных и коммуникационных линиях трубопроводов нефтеперерабатывающих заводов, а также в штуцерах и люках нефтеаппаратуры, изготовляют прокладки двух типов — плоские неметаллические и асбестовые с металлической оболочкой гофрированной или плоской (рис. VI. 52 и VI. 53).

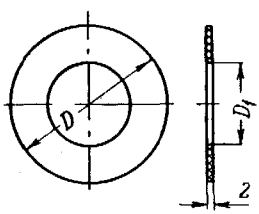


Рис. VI. 52.

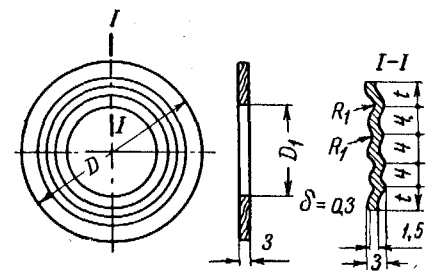


Рис. VI. 53.

Материалом для плоских прокладок служит главным образом паронит по ГОСТ 481-58, а также в ряде случаев картон, проваренный в олифе, резина, асбест и другие материалы, выбираемые в каждом случае в зависимости от среды, давления и температурных условий. Неметаллические плоские прокладки не следует делать толщиной более 2 *мм*.

Парониты изготовляют в виде листов из композиции асбеста, каучука и наполнителей.

Паронит выпускают либо в виде готовых прокладок по чертежам заказчика, либо в виде листового материала толщиной от 0,4 до 6 *мм* и размерами от 300 × 400 *мм* до 1200 × 1700 *мм*.

По рабочим условиям паронит, изготовленный в соответствии с ГОСТ 481-58, можно применять согласно табл. VI. 40.

Наряду с прокладками из паронита широко применяют асбометаллические прокладки.

Гофрированные асбоалюминиевые прокладки (рис. VI. 53) изготовляют с оболочкой из мягкого отожженного листового алюминия толщиной 0,3 *мм*, заполненной сердечником из плотного листового

Таблица VI. 40

Прокладочные материалы для фланцевых соединений

Прокладочные материалы	Наибольшее рабочее давление, кГ/см² *	Наибольшая рабочая температура, °С *	Среда
Паронит	40	400	Нефтепродукты легкие (бензин, керосин и др.); мазут масла
Картон прокладочный с пропиткой следующего состава (% вес.): мыло ядровое 60, глицерин технический 40	6	85	
Пластикат хлорвиниловый	40	60	
Фибра	80	30	
Цельнометаллические прокладки овального сечения	250	200	
То же восьмиугольного сечения	90	600	
Асбестовые с металлической гофрированной или плоской оболочкой	40	450	
Текстолит	—	80	Органические растворители и углеводороды
Картон прокладочный (имеет несколько ограниченное применение)	6	80	То же
Асбест кислотостойкий	20	300	»
Стали хромоникелевые	200	500	»
Картон бумажный	2	120	Вода, нейтральные растворы солей
Паронит	50	450	Вода
Резина (преимущественно II группы) **	6	60	Вода, нейтральные растворы солей
То же (преимущественно IVa группы с тканевой прокладкой)	10	150	То же
Кожа	160	30	»
Ткани прорезиненные (кольца, манжеты)	160	30	»
Медь; наиболее употребительные марки М1 и М3	30	300	Вода перегретая
Железо Армко	100	275	То же
Кольца асбометаллические, асбомедные, асболатунные	25	300	»
Картон асбестовый, прографиченный	1,5	110	Водяной пар
Картон бумажный и прокладочный целлюлозный)	2	120	То же
Картон асбестовый с пропиткой. Выбор из состава (% вес.): жидкое стекло 33, клей конторский 55, графит 0,3, вода 16,7 (с предельной температурой для пропитки 180° С), в которой подогревают предварительно смесь компонентов до ~70° С и пропитывают прокладки. Для обмазки прокладок разводят на технической олифе до жидкой сметанообразной консистенции сурик свинцовый, либо			

Прокладочные материалы	Наибольшее рабочее давление, кГ/см² *	Наибольшая рабочая температура, °С *	Среда
железный (с предельной температурой обмазки ~180° С) или белила с суриком состава (% вес.): белила свинцовые 65, сурик свинцовый 35 и олифа техническая, а также графитовая пропитка состава (% вес.): графит молотый 25, масло Вапор 75 (с предельной температурой 180° С)	15	200	Водяной пар
Кольца асбометаллические, асбомедные, асболатунные	25	300	Вода перегретая
Ткани прорезиненные	30	160	Вода, нейтральные растворы солей
Медь	45	350	То же
Железо Армко	60	450	»
Картон асбестовый с пропиткой в течение 20—30 *мин* в горячей олифе (при температуре 75—85° С), предварительно смочив прокладки в воде и подсушив их	—	400	Газы и пары инертные (азот, водород, воздух и др.)
Резина (преимущественно II группы)	6	60	То же
Резина теплостойкая (VIIа группы с тканевой прокладкой)	10	150	»
Алюминий	15	100	»
Паронит	40	300	»
Кожа	40	30	»
Сталь 20	300	120	Смесь азотоводородная
Сталь 12МХ	850	250	То же
Асбест или картон из белого асбеста с пропиткой, например жидким стеклом, в течение 10—15 *мин*. Состав: три весовые части жидкого стекла (модуль 2,6—2,8) с одной частью горячей воды, нагретых до ~75° С	6	300	Газы и пары окисляющие (сернистый газ, окислы азота, хлор и др.)
Пластик хлорвиниловый	6	50	То же
Паронит. Кольца асбостальные . .	40	300	»
Фибра (для кислорода)	150	30	»
Сталь 1Х18Н9 (ЭЯ1)	200	500	»
Асбест кислотостойкий	6	300	Концентрированные минеральные кислоты (азотная, серная, соляная и др.) и сильно окисляющие растворы солей

Продолжение табл. VI. 40

Прокладочные материалы	Наибольшее рабочее давление, $кГ/см^2$ *	Наибольшая рабочая температура, °С *	Среда
Асбест белый с пропиткой, например пеком, каменноугольной смолой и др.	6	200	Концентрированные минеральные кислоты (азотная, серная, соляная и др.) и сильно окисляющие растворы солей
Стали хромоникелевые	200	500	Органические растворители и углеводороды
Резина	6	100	Разбавленные растворы кислот и щелочей
Резина теплоустойчивая	6	150	То же
Свинец	6	50	»
Пластикат хлорвиниловый	6	50	»
Картон асбестовый прографиченный (для щелочей)	—	400	»
Паронит	40	300	»
Пластикат хлорвиниловый	—	50	Растворы щелочей (едкий натр, едкий калий и др.), аммиак
Картон асбестовый	30	200	То же
Паронит	40	300	»
Кольца металлические (стальные) с асбестовым сердечником	40	450	Нефтепродукты

* Ориентировочные данные.

** Резина техническая в зависимости от свойств и назначения делится на четырнадцать групп $\left(\frac{\text{ТУ.}}{\text{ПО}}\ \text{НКХП233-Н}\right)$ в зависимости от эластичности и твердости, а именно: для холодной и горячей воды, воздуха и слабых растворов кислот и щелочей при температурах до 100° С резина I группы — резина мягкая, эластичная, Iа группы — эластичная, но несколько большей твердости, II группы — средней твердости и эластичности, III группы — жесткая, упругая резина; для работы в среде водяного пара при температурах до 150° С резина IV группы — теплостойкая, мягкая и IVа группы — теплостойкая, средней твердости и эластичности; для изготовления несгибающихся клапанов, работающих при температурах до 200° С, резина V группы — теплостойкая, неэластичная; для работы в бензине, керосине, мазуте и минеральных маслах маслостойкая резина VI группы — средней твердости и эластичности, обладающая специфическим запахом, VIа группы — та же резина, что и VI группы, но без запаха, VII группы — неэластичная с запахом, обладающая повышенной маслостойкостью, VIIа группы — та же резина, что и группы VII, но без запаха, VIIб группа — особо жесткая, аналогичная резине группы VIIа; VIII группа — мягкая, эластичная, со специфическим запахом.

Для пищевой промышленности, например для этилового спирта, слабой уксусной кислоты, жиров и пр., применяется резина IX группы — средней эластичности, без вредных примесей.

асбеста. Гофрированные, а также плоские асбоалюминиевые прокладки применяют в пределах до $p_у = 40\ кГ/см^2$ и при температуре 450° С. В некоторых случаях оболочка может быть изготовлена из низкоуглеродистой стали типа железа Армко, как например, для применения при температурах выше 450° С или в высокоагрессивной среде из стали ЭИ496 и ОХ18Н9; при этом толщину стальной оболочки принимают в большинстве случаев равной 0,2 *мм*.

Количество гофр на чертеже прокладки указано условно. Разме
$t = 3 \div 5$ *мм*.

В табл. VI. 41 приведены размеры плоских и гофрированны
прокладок, предусмотренных для фланцев типа $p_y = 6$, 10, 16
25 и 40 *кГ/см*^{2}.

Таблица VI. 4

Прокладки мягкие и металлические гофрированные с мягкой набивкой

(размеры в *мм*)

D_y	p_y 6		p_y 10		p_y 16		p_y 25		p_y 40	
	D	D_1	D	D_1	D	D_1	D	D_1	D	D_1
10	35	16	40	16	40	16	40	16	34	10
15	40	16	45	28	45	23	45	23	39	15
20	50	23	58	28	58	28	58	28	50	21
25	60	35	68	35	68	35	68	35	57	26
32	70	45	78	45	78	45	78	45	65	34
40	80	52	88	52	88	52	88	52	75	44
50	90	64	102	64	102	64	102	64	87	54
70	110	80	122	80	122	80	122	80	109	68
80	128	92	138	92	138	92	138	92	120	82
100	148	118	158	118	158	118	158	118	149	106
125	178	145	188	145	188	145	188	145	175	138
150	202	172	212	172	212	172	212	172	203	160
175	232	198	242	198	242	198	242	198	233	184
200	258	224	268	224	268	224	278	224	259	206
225	282	250	295	250	295	250	325	250	285	232
250	312	278	320	278	320	278	335	278	312	258
300	365	330	370	330	370	330	390	330	363	308
350	415	382	430	382	430	382	450	382	421	356
400	465	432	482	432	482	432	505	432	473	400
450	520	484	532	484	532	484	555	484	523	454
500	570	532	585	532	585	532	615	532	575	500
600	670	633	685	633	685	633	720	633	—	—
700	775	724	—	—	795	724	815	724	—	—
800	880	824	—	—	900	824	930	824	—	—
900	980	924	—	—	—	—	—	—	—	—
1000	1080	1024	—	—	—	—	—	—	—	—

Прокладки, прессованные из асбестовой композиции с заложенной внутри металлической сеткой и изготовляемые по ТУ Н260 Ярославского завода асботехнических изделий, применяют для p_y 40 (в газовых средах) и температур до 450° С.

Для фланцевых соединений на p_y40 применяют, кроме описанных выше прокладок, также и цельнометаллические прокладки овального сечения в соответствии с табл. VI. 42.

Для фланцевых соединений на p_y (64 $\div$ 250) *кГ/см*^{2} применяют, как правило, металлические прокладки овального сечения.

При давлениях $p_y = 40$ *кГ/см*^{2} и более и диаметрах свыше 400 *мм* применяют предпочтительно металлические прокладки не овального,

а восьмиугольного сечения (рис. VI. 34). При p_y 160 прокладки восьмиугольного сечения можно применять, начиная с $D_y \geqslant 300$ *мм*.

Это объясняется тем, что при высоких удельных давлениях, которые создаются при затяжке на поверхностях контакта фланцев с прокладкой овального сечения, у последней как обладающей более низкой твердостью и, следовательно, более низким пределом текучести развиваются остаточные деформации, из-за которых прокладка овального сечения в определенных условиях (повышенное давление, значительный диаметр) приобретает в сечении восьмиугольную форму. Естественно, что в этих условиях более правильно еще при изготовлении придавать прокладке подобную форму.

Опыт изготовления теплообменных аппаратов большого диаметра показал, что при помощи прокладок восьмиугольного сечения уплотнение фланцевых соединений достигается легче, чем с прокладками овального сечения.

Размеры металлических прокладок овального сечения в зависимости от p_y и D_y даны в табл. VI. 42 и на рис. VI. 54.

Таблица VI. 42

Металлические прокладки овального сечения

(размеры в *мм*)

Условный проход D_y	p_y 64				p_y 100				p_y 160			
	средний диаметр D_8	ширина b	высота h	радиус закругления r	средний диаметр D_8	ширина b	высота h	радиус закругления r	средний диаметр D_8	ширина b	высота h	радиус закругления r
10	35	8	14	4,0	35	8	14	4,0	35	8	14	4,0
15	35	8	14	4,0	35	8	14	4,0	35	8	14	4,0
20	45	8	14	4,0	45	8	14	4,0	45	8	14	4,0
25	50	8	14	4,0	50	8	14	4,0	50	8	14	4,0
32	65	8	14	4,0	65	8	14	4,0	65	8	14	4,0
40	75	8	14	4,0	75	8	14	4,0	75	8	14	4,0
50	85	11	18	5,5	85	11	18	5,5	85	11	18	5,5
70	110	11	18	5,5	110	11	18	5,5	110	11	18	5,5
80	115	11	18	5,5	115	11	18	5,5	130	11	18	5,5
100	145	11	18	5,5	145	11	18	5,5	160	11	18	5,5
125	175	11	18	5,5	175	11	18	5,5	190	11	18	5,5
150	205	11	18	5,5	205	11	18	5,5	205	13	20	6,5
175	235	11	18	5,5	235	11	18	5,5	255	16	22	8,0
200	265	11	18	5,5	265	11	18	5,5	275	16	22	8,0
225	280	11	18	5,5	280	11	18	5,5	305	16	22	8,0
250	320	11	18	5,6	320	11	18	5,5	330	16	22	8,0
300	375	11	18	5,5	375	11	18	5,5	—	—	—	—
350	420	11	18	5,5	420	16	22	8,0	—	—	—	—
400	480	11	18	5,5	—	—	—	—	—	—	—	—

Размеры канавок во фланцах под металлические прокладки овального и восьмиугольного сечений даны в табл. VI. 43 и VI. 27 и на рис. VI. 55 и VI. 34.

В зависимости от рабочих условий в качестве материала для прокладок овального сечения можно применять низкоуглеродистую сталь типа железа Армко ($HB = 90$), мягкую отожженную сталь Ст.1 ($HB = 100$), сталь легированную 0Х13 ($HB = 140$), ОХ18Н9 (ЭЯО) и др.

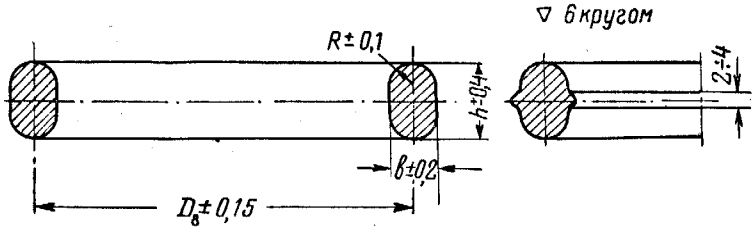


Рис. VI. 54.

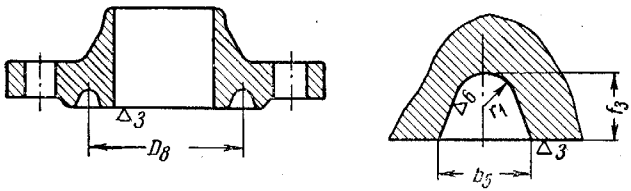


Рис. VI. 55.

Таблица VI. 43

Размеры канавок во фланцах под прокладки овального сечения
(см. рис. VI. 55)

Условный диаметр D_y	p_y 64				p_y 100				p_y 160			
	D_8	b_5	f_3	r_1	D_8	b_5	f_3	r_1	D_8	b_5	f_3	r_1
10	35	9	6,5	2,8	35	9	6,5	2,8	35	9	6,5	2,8
15	35	9	6,5	2,8	35	9	6,5	2,8	35	9	6,5	2,8
20	45	9	6,5	2,8	45	9	6,5	2,8	45	9	6,5	2,8
25	50	9	6,5	2,8	50	9	6,5	2,8	50	9	6,5	2,8
32	65	9	6,5	2,8	65	9	6,5	2,8	65	9	6,5	2,8
40	75	9	6,5	2,8	75	9	6,5	2,8	75	9	6,5	2,8
50	85	12	8,0	4,0	85	12	8,0	4,0	85	12	8,0	4,0
70	110	12	8,0	4,0	110	12	8,0	4,0	110	12	8,0	4,0
80	115	12	8,0	4,0	115	12	8,0	4,0	130	12	8,0	4,0
100	145	12	8,0	4,0	145	12	8,0	4,0	160	12	8,0	4,0
125	175	12	8,0	4,0	175	12	8,0	4,0	190	12	8,0	4,0
150	205	12	8,0	4,0	205	12	8,0	4,0	205	14	10	4,2
175	235	12	8,0	4,0	235	12	8,0	4,0	255	17	11	5,8
200	265	12	8,0	4,0	265	12	8,0	4,0	275	17	11	5,8
225	280	12	8,0	4,0	280	12	8,0	4,0	305	17	11	5,8
250	320	12	8,0	4,0	320	12	8,0	4,0	330	17	11	5,8
300	375	12	8,0	4,0	375	12	8,0	4,0	—	—	—	—
350	420	12	8,0	4,0	420	17	11,0	5,8	—	—	—	—
400	480	12	8,0	4,0	—	—	—	—	—	—	—	—

На рис. VI. 54 (справа) показаны заусенцы в сечении прокладок, получающиеся в результате штамповки и не мешающие работе прокладки, так как между фланцами до затяжки их болтами всегда остается как минимум промежуток 7 *мм*. На практике для ремонтных целей эти прокладки выполняют точеными.

В табл. VI. 44 и на рис. VI. 56 помещены данные о нормальных линзовых прокладках для фланцевых соединений $p_у = 700$ *кГ/см*^{2} (см. табл. VI. 14).

Для выбора материала прокладок вновь конструируемых фланцевых соединений можно пользоваться табл. VI. 40 и VI. 45.

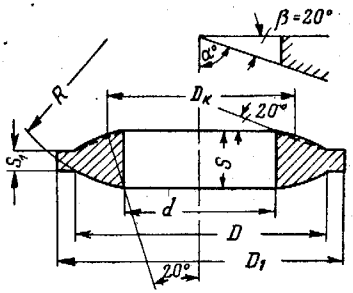


Рис. VI. 56.

В табл. VI. 45 приведены для ориентировки данные о максимальных рабочих температурах, при которых могут быть использованы в условиях окислительных сред те или иные металлы для прокладок.

Однако необходимо помнить, что, кроме рабочей температуры, давления и коррозионного воздействия среды, на правильный выбор

Таблица VI. 44

Уплотняющие линзы для фланцевых соединений, $p_у = 700$ *кГ/см*^{2}
(табл. VI. 14)
Размеры в *мм*

$$\sin 20° = \frac{D_к}{2R}; \quad D_к = 2R \sin 20°; \quad D_к = 0{,}684\,R$$

Условный проход $D_у$	Внутренний диаметр d	Диаметры		Толщина s	Толщина на закраины s_1	Радиус R	Диаметр уплотняющей поверхности $D_к$	Вес 1 шт., *кг*
		D	D_1					
6	6	14	—	8,5	—	12,0	8,2	0,005
10	10	19	—	8,5	—	20,0	13,7	0,010
16	16	27	—	9,0	—	29,5	20,2	0,025
24	24	40	55	13,0	5,0	43,0	29,4	0,114
34	34	55	70	15,0	5,0	60,0	41,0	0,190
45	45	68	90	18,0	6,5	76,0	52,0	0,700
58	58	85	110	22,0	9,0	96,5	66,0	1,200
70	70	100	138	25,0	10,0	118,0	80,7	1,500
(90)	90	135	175	30,0	10,0	149,0	101,9	2,200
100	100	145	190	32,0	10,0	168,0	114,9	—
(120)	120	175	230	40,0	15,0	198,0	135,4	5,300
135	135	192	260	42,0	15,0	220,0	150,5	—
(150)	150	220	300	50,0	18,0	241,0	165,0	11,500
160	160	235	320	52,0	18,0	256,0	175,1	—

Примечание. Взято по таблице альбома нормалей Гипрогазтоппрома М80-62. Размеры в скобках не рекомендуются.

Таблица VI. 45

Максимальные рабочие температуры (ориентировочные) для металлов, использующихся для прокладок, в окислительной среде

Металл	°С
Олово	100
Свинец	100
Цинк	100
Магний	200
Адмиралтейская латунь	260
Высококачественная латунь	260
Медь	315
Алюминий	425
Железо типа Армко	540
Малоуглеродистая сталь	540
Хромомолибденовая сталь	650
Хромистая сталь (13% Cr)	650
Хромоникелевая сталь ОХ18Н9	От —196 до +650
Никель	760
Монель-металл	815
Тантал	1650

прокладочного материала оказывают влияние также такие факторы, как агрегатное состояние среды (жидкость, газ и смесь), концентрация химреагентов, диапазон рабочих температур и продолжительность рабочего цикла, тип и конструкция фланцев и их контактных поверхностей, требования к толщине прокладки, число повторных открытий и т. д.

На практике для придания большей стойкости прокладкам из наронита в условиях высоких температур и давлений иногда обертывают прокладки в алюминиевую фольгу или делают их на металлическом каркасе.

ГЛАВА VII

ФИТИНГИ, ЛЮКИ И УКРЕПЛЕНИЯ ВЫРЕЗОВ

ФИТИНГИ

Фитингами называются фасонные детали, служащие для соединения труб. Эти соединения могут быть разъемными и неразъемными. Примером разъемных соединений служат резьбовые фитинги — муфты, угольники, тройники, крестовины и т. д. диаметром от $^1/_4$ до 8″, применяющиеся с подмоткой из льняных прядей на сурике для трубопроводов воздуха и воды при давлении $p_y \leqslant 10$ *кГ/см*^{2}. К недостаткам этого соединения относится местное утонение в резьбе стенки, которое становится наиболее слабым участком трубы. Поэтому такие соединения нельзя признать экономичными.

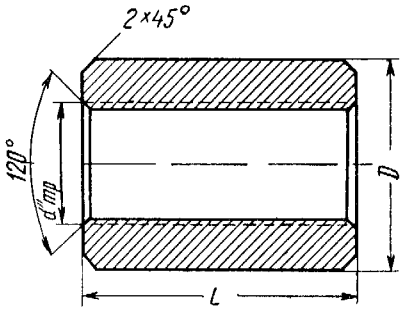


Рис. VII. 1.

При достаточной толщине стенок и в условиях применения бесшовных труб подобные соединения пригодны для сравнительно высоких давлений. При этом для получения необходимой герметичности кромки фитингов обвариваются уплотнительным валиковым швом при помощи электросварки.

Довольно часто для присоединения к аппаратам пробных кранов, регуляторов уровня, указателей уровня с мерными стеклами, манометров, трубок для термометров и других приборов или арматуры применяются муфты с трубной резьбой (рис. VII. 1).

В табл. VII. 1 даны размеры и вес муфт.

Примеры установки муфт на аппаратах приведены на рис. VII. 2.

Иногда муфты устанавливают в верхних точках аппаратов для выпуска воздуха при гидравлическом испытании и т. п.; в этих случаях они закрываются пробками на прокладках (см. табл. VII. 2 и рис. VII. 3).

Другим примером разъемных соединений труб на резьбе может служить винтовое соединение, представленное на рис. VII. 4. Уплот-

Таблица VII. 1

Размеры и вес муфт (материал Ст.3). **Рис.VII. 1**

Условный проход D_y, *мм*	d *, дюймы	D, *мм*	L, *мм*	Диаметр отверстия для муфты d_1, *мм*	Вес, *кг*
15	1/2	35	50	37	0,28
20	3/4	40	50	42	0,30
25	1	50	60	52	0,54
32	1 1/4	60	60	62	0,74
38	1 1/2	70	70	72	1,20
50	2	85	70	88	1,67

* Резьба трубная цилиндрическая ГОСТ 6357-52.

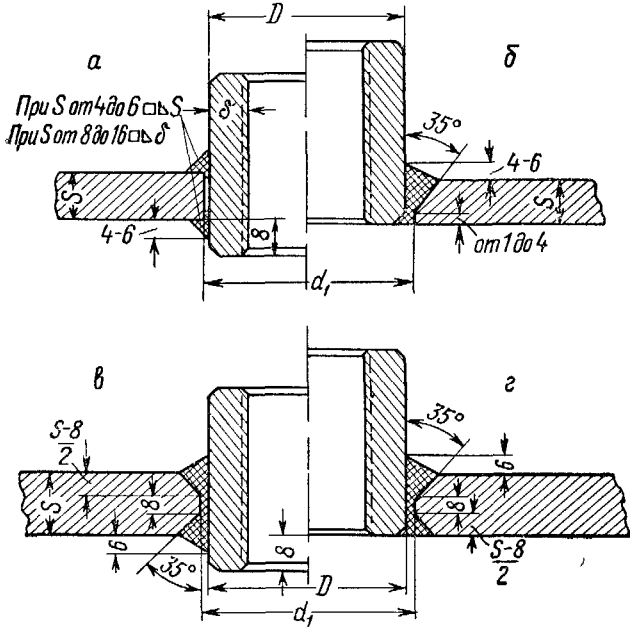


Рис. VII. 2.

а — способ приварки — обычный, *б* — способ приварки, когда внутренняя сторона недоступна для сварки, *в* — способ приварки для аппаратов с толщиной стенки свыше 16 *мм*; *г* — способ приварки для случая *в*, но когда изнутри не должно быть выступающих частей

Таблица VII. 2

Размеры и вес пробок (материал Ст.0). **Рис. VII. 3**

Номинальный диаметр * D_y, дюймы	Размеры, *мм*										Вес, *кг*
	b	D	s max	s min	l	f	g	m	D_1	H	
1/2	15	30	22	21,7	25,4	3	18,0	9	21,0	28	0,08
3/4	18	38	27	26,7	31,2	3	23,5	12	15,5	34	0,16
1	20	45	32	31,7	36,9	4	29,5	14	30,5	38	0,27
1 1/4	25	55	41	40,7	47,3	4	38,0	18	39,0	48	0,54
1 1/2	25	52	46	45,7	53,1	4	44,0	20	44,0	50	0,74
2	29	78	50	49,2	57,7	4	55,0	24	47,5	58	1,31

* Резьба трубная цилиндрическая ГОСТ 6357-52.

нение происходит по упругому пояску касания между ниппелем *3* (Ст.4), заканчивающимся обточенным под шаровую поверхность хвостовиком, и муфтой *1* (Ст. 4) с коническим гнездом. Гайка *2* (Ст.3) служит для затяжки этого соединения. Благодаря такому способу уплотнения (обтюрации) это соединение выдерживает сравнительно высокое давление — $p_y = 64$ *кГ/см*^{2} для труб с D_y 6 до D_y 20 *мм*. Практика показала возможность применения этого соединения при данных размерах для давлений $p_y = 100$ *кГ/см*^{2}.

Известны конструкции подобных соединений для избыточных давлений до 500 *кГ/см*^{2} и выше.

В табл. VII. 3 даны основные размеры резьбовых соединений для p_y 64, а в табл. VII. 4 — VII. 7 и на рис. VII. 4—VII. 7 узел и детали этого соединения. На рис. VII. 8 показан тройник резьбовой расструбный.

Винтовые соединения с накидными гайками, где уплотнение до-

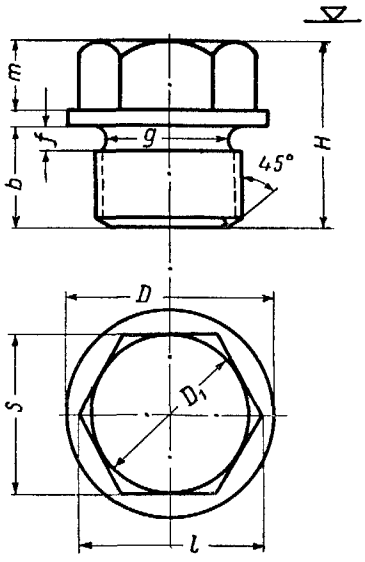


Рис. VII. 3.

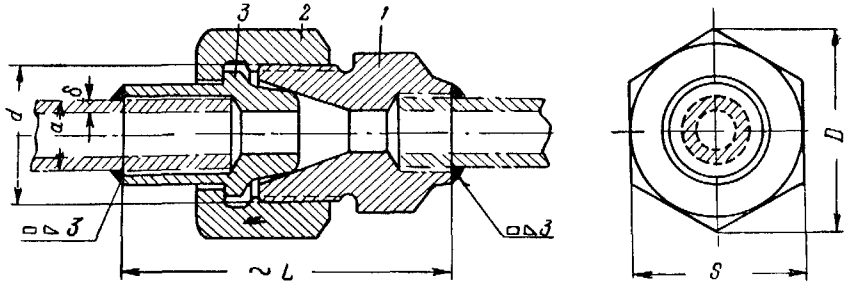


Рис. VII. 4.

Таблица VII. 3

Основные размеры и вес резьбовых соединений для p_y 64. Рис. VII. 4

Условный проход D_y, *мм*	Размеры, *мм*					Вес одного комплекта, *кг*
	L	*d*	*D*	*s*	*a δ*	
6	75	1М 27×2	36,9	32	14×2	0,465
10	90	1М 33×2	41,6	36	18×2	0,566
15	95	1М 36×3	47,3	41	22×3	0,990
20	105	1М 42×3	53,1	46	25×3	1,094

Таблица VII. 4

Основные размеры и вес муфт, p_y 64
(рис. VII. 5, дет. *1*)

Проход условный D_y, *мм*	d	Размеры, *мм*												Вес муфты, *кг*
		d_1	d_2	d_3	d_4	d_5	D	s	R_3	L	l	f	l_1	
6	1М 27×2	20	24,0	8	15	21	31,2	27	5	45	24	4	10	0,2
10	1М 33×2	26	30,0	12	19	25	36,9	32	6	50	28	4	10	0,3
15	1М 36×3	30	31,5	16	23	30	41,6	36	6	55	32	6	12	0,4
20	1М 42×3	34	37,5	20	26	36	41,6	36	6	60	34	6	12	0,5

Таблица VII. 5

Основные размеры и вес соединительных гаек, p_y 64
(рис. VII. 6, дет. *2*)

Проход условный D_y, *мм*	Размеры, *мм*										Вес одной гайки, *кг*
	d	d_1	d_2	D	s	D_1	H	l	f	R	
6	1М 27×2	20,5	27,5	36,9	32	30,0	30	24	5	1,0	0,08
10	1М 33×2	25,5	33,0	41,6	36	34,0	34	28	6	1,5	0,09
15	1М 36×3	28,5	36,5	47,3	41	39,0	38	32	6	1,5	0,20
20	1М 42×3	32,0	42,5	53,1	46	43,6	40	34	6	1,5	0,28

Таблица VII. 6

Основные размеры и вес ниппелей, p_y 64
(рис. VII. 7, дет. *3*)

Проход условный D_y, *мм*	Размеры, *мм*										Вес одного ниппеля, *кг*
	d	d_1	d_2	d_3	d_4	d_5	L	l	l_1	l_2	R	
6	24,0	20,0	14,6	8	14	18	40	25	11	14	9	0,105
10	30,0	25,0	19,0	12	18	24	45	29	12	18	12	0,116
15	31,8	28,0	22,6	16	22	28	50	31	14	22	14	0,160
20	37,5	31,5	25,6	20	26	32	55	36	14	25	16	0,194

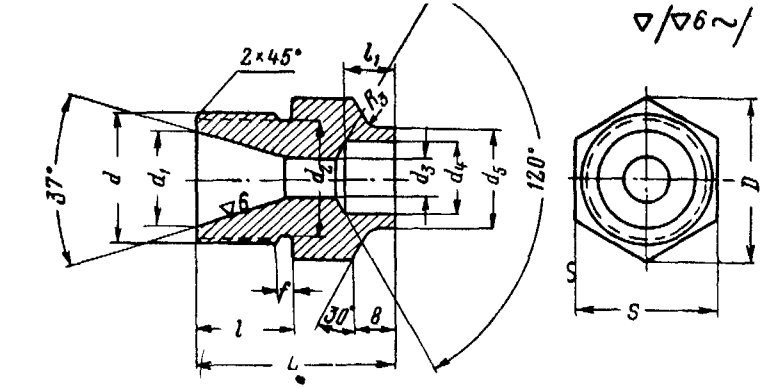
Таблица VII. 7

Тройники резьбовые раструбные, p_y 64, тип 1
(рис. VII. 8)

Проход условный D_y, *мм*	Размеры, *мм*											Вес одного тройника, *кг*
	d	d_1	d_2	d_3	d_4	d_5	d_6	l	L	M	$a \times \delta$	
15×10	16	23	32	30	12	26	1М 33×2	12	70	35	22×3	0,96
25×10	26	33	45	30	12	26	1М 33×2	15	68	45	32×3	1,20
25×15	26	33	45	33,5	16	30	1М 36×3	15	72	45	32×3	1,29

Примечания. 1. Материал Ст.4 по ГОСТ 380-60.
2. Толщина стенок труб δ дана минимальной.

Рис. VII. 5. Деталь *1*.



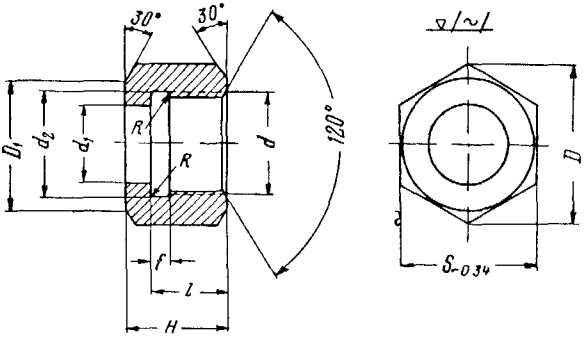


Рис. VII. 6. Деталь *2*.

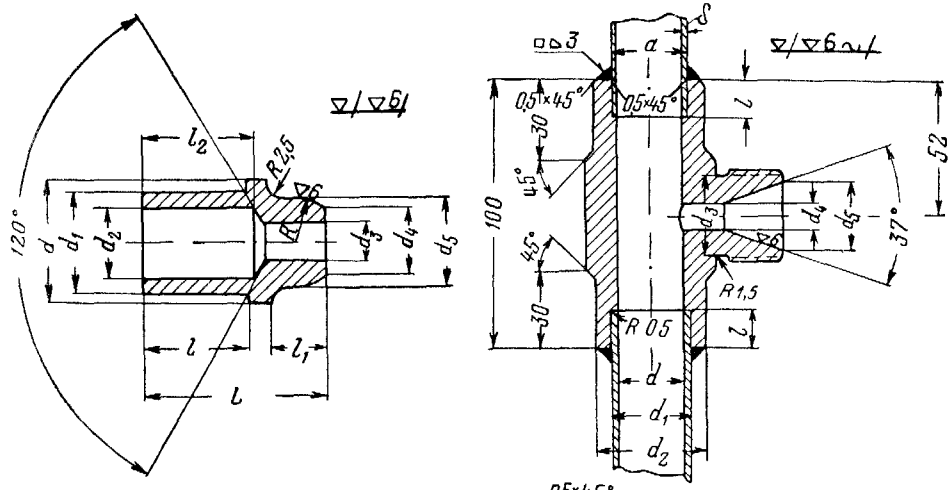


Рис VII. 7. Деталь *3*.

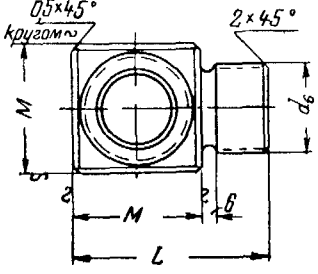


Рис. VII. 8.

Таблица VII. 8

Размеры фланцевых литых угольников, тройников и крестовин, *ру* 16 (рис. VII. 9)

Размеры в *мм*, вес в *кг*

Наименование	При условном проходе, *мм*														
	50	70	80	100	125	150	200	250	300	350	400	450	500	600	700
Строительная длина L	240	270	290	320	360	390	460	540	610	700	760	840	920	1120	1240
Строительная длина L_1	120	135	145	160	180	195	230	270	305	350	380	420	460	560	620
Толщина стенки s . .	8	8	8	8	10	10	10	10	11	12	13	14	15	16	18
Диаметр фланца D	165	185	200	220	250	285	340	405	460	520	580	640	715	840	910
Диаметр окружности отверстий под шпильки D_1 . . .	125	145	160	180	210	240	295	355	410	470	525	585	650	770	840
Диаметр соединительного выступа D_2	102	122	138	158	188	212	268	320	378	438	490	550	610	725	795
Диаметр горловины фланца в утолщении D_3	80	100	110	135	162	190	240	300	350	402	460	510	564	672	776
Диаметр горловины фланца D_4	66	86	96	116	145	170	220	270	322	374	426	478	530	644	736

Радиус закругления r	42	47	52	57	57,5	60	60	70	79	93	97	101	85	124	132
Толщина фланца b	16	18	20	22	24	26	28	30	32	34	36	40	44	48	50
Высота соединительного выступа f . .	2	3	3	3	3	3	3	3	3	4	4	4	4	5	5
Диаметр цековки a	35	35	35	35	35	40	40	45	45	45	50	50	58	68	68
Высота горловины фланца H	45	45	45	45	50	50	60	65	65	70	70	80	110	120	120
Толщина литейного уклона фланца g	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	3	3	3
Радиус галтели R_1	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	12
Диаметр отверстия под шпильки c . .	18	18	18	18	18	23	23	25	25	25	30	30	34	41	41
Диаметр шпилек d_1	16	16	16	16	16	20	20	22	22	22	27	27	30	36	36
Количество шпилек n	4	4	8	8	8	8	12	12	12	16	16	20	20	20	24
Вес угольника . . .	~6,9	10,5	12,9	16,0	21,84	28,75	45,9	68,9	97,85	121,32	182,1	215,7	309,58	461,76	530,18
» тройника	10,6	15,3	18,0	24,3	34,5	51,5	67,3	102,2	138,1	187,3	250,8	328,7	398,8	569,7	683,4
» крестовины . .	12,7	18,5	24,4	29,5	44,6	55,7	90,1	129,0	175,8	207,3	296,5	377,6	399,8	577,6	733,8

Примечания. 1. Материал: 1-й вариант — сталь углеродистая 20Л-П, 2-й вариант — сталь Х5МЛ, 3-й вариант — сталь 1Х18Н9ТЛ. Возможно применение стали Х5ТЛ нри температуре до 425° С с пределами применении, как для стали Х5МЛ.

2. Условное обозначение угольника $D_y = 100$ *мм*, $p_y = 16$ *кГ/см²*: угольник УФЛ-100-16; условное обозначение тройника $D_y = 150$ *мм*, $p_y = 16$ *кГ/см²*: тройник ТФЛ-150-16; условное обозначение крестовины $D_y = 200$ *мм*, $p_y = 16$ *кГ/см²*: крестовина КФЛ-200-16.

Таблица VII. 9

Размеры и вес угольников, p_y40 (рис. VII. 10)

Размеры в *мм*, вес в *кг*

Наименование	При условном проходе, *мм*										
	50	70	80	100	125	150	200	250	300	350	400
Расстояние фланца от оси A	125	145	155	175	200	215	250	300	330	380	420
Толщина стенки s	10	10	10	11	11	12	14	15	16	18	20
Диаметр фланца D	165	185	200	235	270	300	375	450	515	580	660
» окружности отверстий под шпильки D_1	125	145	160	190	220	250	320	385	450	510	585
» соединительного выступа D_2	102	122	138	162	188	218	285	345	410	465	535
» выступа D_3	87	109	120	149	175	203	259	312	363	421	473
Наружный диаметр шейки фланца в утолщении D_4	78	98	112	136	160	190	248	306	360	418	470
То же без утолщения D_5	70	90	100	122	147	174	228	280	332	386	440
Радиус кривизны R	72	90	100	116	137	150	180	220	248	295	325
» закругления r	37	45	50	55	63,5	63	66	80	82	102	105
Толщина фланца b	20	22	24	26	28	30	38	42	46	52	58
Высота соединительного выступа f	3	3	3	3	3	3	3	3	4	4	4
Глубина выступа f_1	4	4	4	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5	5	5
Диаметр цековки a	35	35	35	40	45	45	50	58	58	58	68
Утолщение тыловой стороны фланца g	2	2	2	2	2	2	3	3	4	4	4
Радиус закругления R_1	10	10	10	10	10	10	10	10	12	12	12
Диаметр отверстия под шпильки c	18	18	18	23	25	25	30	34	34	34	41
» шпилек d_1	16	16	16	20	22	22	27	30	30	30	36
Количество шпилек n	8	8	8	8	8	8	12	12	16	16	16
Вес одного угольника	7,8	10,8	14,0	20,4	28,8	38,8	67,7	108,6	147,0	210,5	317,2

Примечания. 1. Материал — стальное литье марки 20Л-П по ГОСТ 977-58, а также Х5МЛ, Х5ТЛ или 1Х18Н9ТЛ.

Таблица VII. 10

Размеры и вес тройников, *ру* 40 (рис. VII. 11)

Размеры в *мм*, вес в *кг*

Наименование	При условном проходе, *мм*										
	50	70	80	100	125	150	200	250	300	350	400
Расстояние фланца от оси A	125	145	155	175	200	215	250	300	330	380	420
Строительная длина B	250	290	310	350	400	430	500	600	660	760	840
Толщина стенки s	10	10	10	11	11	12	14	15	16	18	20
Диаметр фланца D	165	185	200	235	270	300	375	450	515	580	660
» окружности отверстий под шпильки D_1	125	145	160	190	220	250	320	385	450	510	585
» соединительного выступа D_2	102	122	138	162	188	218	285	345	410	465	535
» выступа D_3	87	109	120	149	175	203	259	312	363	421	473
Наружный диаметр шейки фланца в утолщении D_4	78	98	112	136	160	190	248	306	360	418	470
То же без утолщения D_5	70	90	100	122	147	174	228	280	332	386	440
Радиус кривизны R	72	90	100	116	137	150	180	220	248	295	325
» закругления r	37	45	50	55	63,5	63	66	80	82	102	105
Толщина фланца b	20	22	24	26	28	30	38	42	46	52	58
Высота соединительного выступа f	3	3	3	3	3	3	3	3	4	4	4
Глубина выступа f_1	4,0	4,0	4,0	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5	5,0	5,0
Диаметр цековки a	35	35	35	40	45	45	50	58	58	58	68
Утолщение тыловой стороны фланца g	2	2	2	2	2	2	3	3	4	4	4
Радиус закругления R_1	10	10	10	10	10	10	10	10	12	12	12
Диаметр отверстия под шпильки c	18	18	18	23	25	25	30	34	34	34	41
Диаметр шпилек d_1	16	16	16	20	22	22	27	30	30	30	36
Количество шпилек n	8	8	8	8	8	8	12	12	16	16	16
Вес одного тройника	12,5	17,7	21,0	30,2	45,8	75,5	86,8	124,7	179,0	240,4	320,5

Примечания. 1. Материал — стальное литье марки 20Л-П по ГОСТ 977-58, а также Х5МЛ, Х5ТЛ.
2. Фланец выполняется с выступом или впадиной по указанию заказчика.

стигается в результате деформации чисто обработанных поверхностей конической и шаровой без применения каких-либо прокладок с диаметрами от 2 до 20 *мм*, применяют для давлений до 1000 *кГ/см²*. Эти соединения можно применять также для высоких температур.

К разъемным соединениям относятся также и те, которые осуществляются на фланцевых фитингах. Такие соединения выполняют сварными или из стального литья.

В табл. VII. 8 и на рис. VII. 9 даны размеры фланцевых стальных литых угольников, тройников и крестовин для p_y 16. В табл. VII. 9 и на рис. VII. 10 приведены размеры и вес угольников, в табл. VII. 10 и на рис. VII. 11 — тройников из стального литья марки 20Л-П по основному процессу отливки по ГОСТ 977-58 диаметрами от D_y 50 до D_y 400 для давления p_y 40.

Таблица VII. 11

Размеры и вес угольников, p_y 160 (рис. VII. 12)

Размеры в *мм*, вес в *кг*

Наименование	При условном проходе, *мм*						
	50	70	80	100	125	150	200
Проход литого фитинга d	46	60	71	92	112	138	180
Расстояние фланца от оси A	185	225	250	280	330	355	425
Толщина стенки s	14	18	20	22	27	32	40
Диаметр фланца D	215	245	265	310	375	400	485
» окружности отверстий под шпильки D_1	165	190	205	240	290	318	395
Диаметр выступающих поверхностей D_2	130	145	165	200	240	260	318
Диаметр окружности впадины D_3	95	110	130	160	190	205	270
Наружный диаметр шейки фланца в утолщении D_4	105	125	135	165	190	230	300
То же без утолщения D_5	74	96	111	136	166	202	260
Радиус кривизны R	115	148	156	190	228	246	325
» закругления r	78	100	100,5	122	145	145	195
Толщина фланца b	38	40	48	54	74	82	86
Ширина впадины p	12	12	12	12	12	14	17
Глубина впадины a	8	8	8	8	8	10	11
Радиус закруглепия впадины r_1	4	4	4	4	4	4,2	5,5
Высота выступающеи поверхности f	4	4	4	4	5	6	10
Диаметр цековки a_1	45	52	58	58	68	68	68
Утолщение тыловой стороны фланца g	2	2	2	2	2	2	3
Диаметр отверстия под шпильки c	25	30	34	34	41	41	45
Диаметр шпилек d_1	22	27	30	30	36	36	42
Количество шпилек n	8	8	8	8	8	12	12
Вес одного угольника	27,0	47,37	49,48	79,82	155,61	201,9	315,0

Примечание. Материал — стальное литье марки 20Л-П по ГОСТ 977-58, а также Х5МЛ или 1Х18Н9ТЛ.

В табл. VII. 11 и на рис. VII. 12 даны размеры и вес угольников, в табл. VII. 12 и на рис. VII. 13 — тройников из стального литья марки 20Л-П по ГОСТ 977-58 диаметрами от 50 до 200 *мм* для давления p_y 160.

Таблица VII. 12

Размеры и вес тройников, p_y160 (рис. VII. 13)

Размеры в *мм*, вес в *кг*

Наименование	При условном проходе, *мм*						
	50	70	80	100	125	150	200
Проход литого фитинга d	46	60	71	92	112	138	180
Расстояние фланца от оси A	185	225	250	280	330	355	425
Строительная длина B	370	450	500	560	660	710	850
Толщина стенки s	14	18	20	22	27	32	40
Диаметр фланца D	215	245	265	310	375	400	485
» окружности отверстия под шпильки D_1	165	190	205	240	290	318	395
Диаметр выступающей поверхности D_2	130	145	165	200	240	260	318
Диаметр окружности впадины D_3	95	110	130	160	190	205	270
Наружный диаметр шейки фланца в утолщении D_4	105	125	135	165	190	230	300
То же без утолщения D_5	74	96	111	136	166	202	260
Радиус кривизны R	115	148	156	190	228	246	325
» закругления r	78	100	100,5	122	145	145	195
Толщина фланца b	38	40	48	54	74	82	86
Ширина впадины p	12	12	12	12	12	14	17
Глубина впадины a	8	8	8	8	8	10	11
Радиус закругления впадины r_1	4	4	4	4	4	4,2	5,5
Высота выступающей поверхности f	4	4	4	4	5	6	10
Диаметр цековки a_1	45	52	58	58	68	68	68
Утолщение тыловой стороны фланца g	2	2	2	2	2	2	3
Диаметр отверстия под шпильки c	25	30	34	34	41	41	45
Диаметр шпилек d_1	22	27	30	30	36	36	42
Количество шпилек n	8	8	8	8	8	12	12
Вес одного тройника	38,2	62,0	72,6	109,4	213,8	273,4	441,0

Примечание. Материал — стальное литье марки 20Л-П по ГОСТ 977-58, а также Х5МЛ, Х5ТЛ или 1Х18Н9ТЛ.

Пределы применения указанных фитингов в зависимости от температуры указаны в табл. VI. 4 и VI. 7. Фитинги из углеродистого стального литья можно применять для температур до 475° С. При температуре выше 475° С литые фитинги следует изготовлять из легированных сталей Х5МЛ и 1Х18Н9ТЛ. Для работы в условиях коррозионной среды фитинги изготовляют для температур до 425° С из стали Х5ТЛ и до 550° С из стали Х8ВЛ и др. Прокладки и крепежные

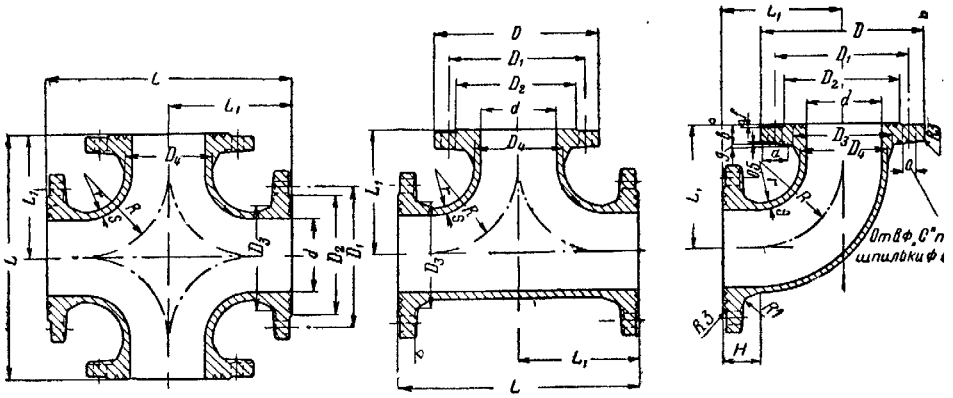


Рис. VII. 9.

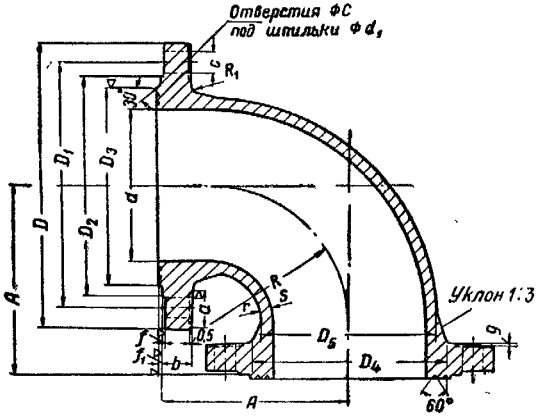


Рис. VII. 10.

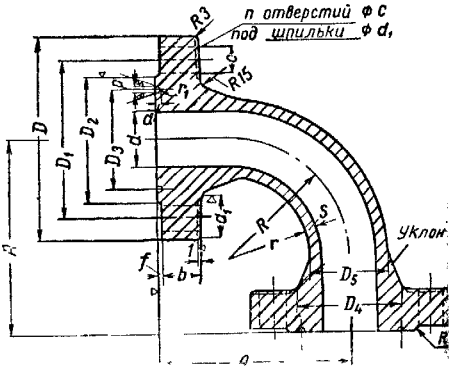


Рис. VII. 12.

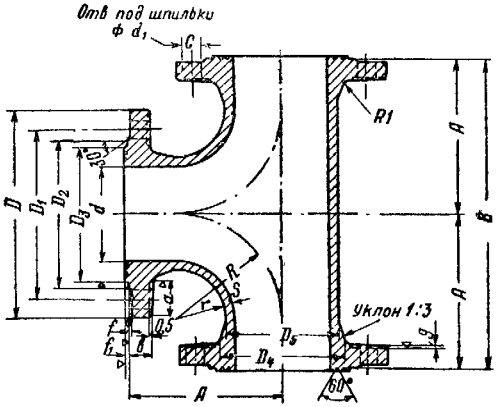


Рис. VII. 11.

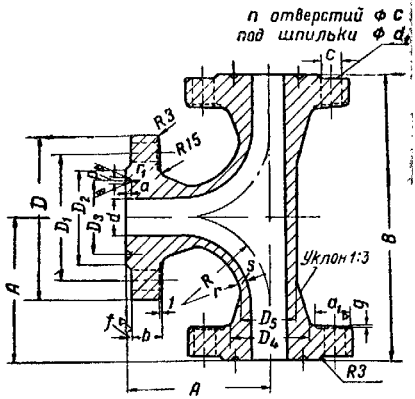


Рис. VII. 13.

детали при этом те же, что и для фланцев равных условных давлений p_y. Пределы применения таких фитингов в зависимости от температур приведены в табл. VI.4 и VI.7.

Такие же фитинги применяют для давлений p_y 64 и p_y 100.

При установке фитингов при помощи сварки получаются неразъемные соединения трубопроводов. К фитингам, устанавливаемым под сварку, относятся так называемые раструбные штампованные фитинги, которые применяют для давлений до p_y 100 в трубопроводах диаметром от 6 до 100 *мм*, не подверженных вибрационной нагрузке. Эти фитинги (рис. VII. 14) дают возможность осуществлять быстрый монтаж трубопроводов. Соединения получаются более экономичными по сравнению с резьбовыми, так как при равной прочности можно применять трубы меньшей толщины и, кроме того, при таких соединениях устраняется опасность заплавления сечения или попадания грата внутрь трубопровода.

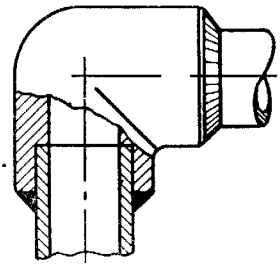


Рис. VII. 14.

Размеры и вес муфт, угольников и тройников раструбных (рис. VII. 15—VII. 17) см. соответственно в нормалях Н511-46 Н513-46 и Н514-46. Все эти фитинги изготовлены из стали Ст. 3 по ГОСТ 380-60.

Бесшовные крутоизогнутые фитинги под сварку в стык изготовляют с радиусом изгиба R, равным D_y, $1{,}5D_y$ или $2D_y$ (рис. VII. 18)

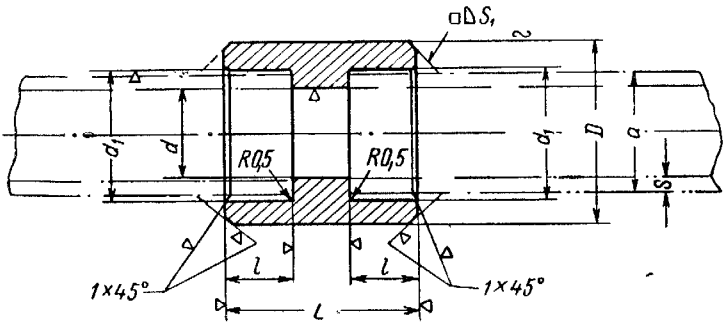


Рис. VII. 15.

вместо (3 ÷ 5) D_y при обычном гнутье труб. Эти фитинги получаются на специальном оборудовании; при этом достигаются равная толщина стенки на наружной и внутренней сторонах и точная круговая форма во всех сечениях, что невозможно получить при других способах изготовления.

С применением крутоизогнутых фитингов достигается быстрота в монтажных работах и компактность обвязки трубопроводов.

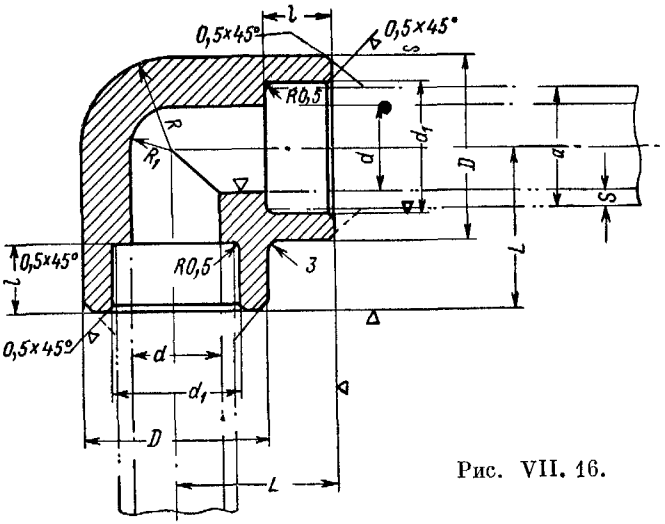


Рис. VII. 16.

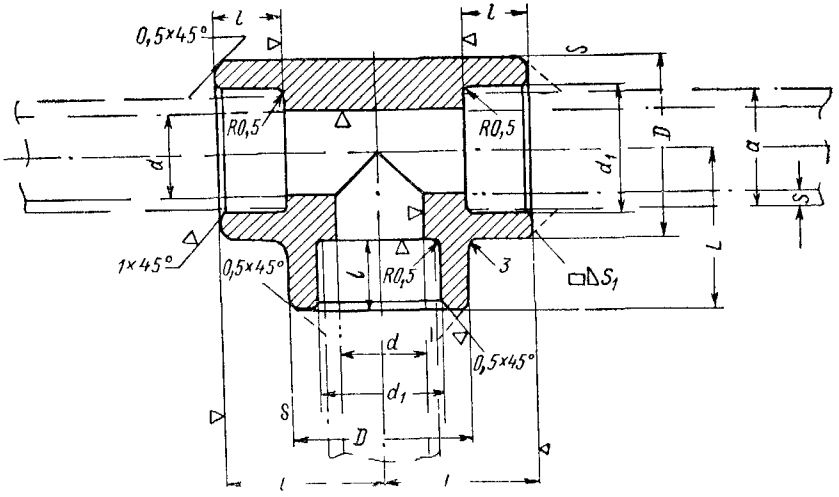


Рис. VII. 17.

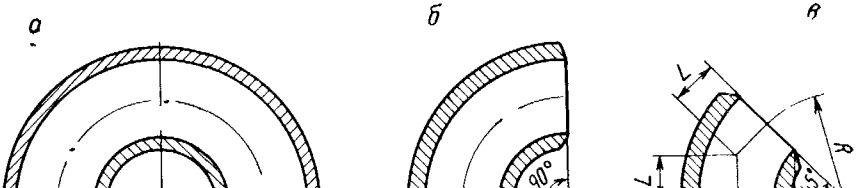


Рис. VII. 18.

Крутоизогнутые: *а* — двойник; *б* — угольник; *в* — отвод.

Таблица VII. 13

Размеры и вес угольников и двойников крутоизогнутых, p_y 40 (рис. VII. 18)

(Размеры даны в *мм*)

Проход условный D_y	Наружный диаметр $D_н$	Толщина стенки s	Радиус кривизны $R=D_y$ (малый)						Радиус кривизны $R=1{,}5D_y$ (средний)						Радиус кривизны $R=2D_y$ (большой)					
			двойник 180°		угольник 90°		угольник 45°		двойник 180°		угольник 90°		угольник 45°		двойник 180°		угольник 90°		угольник 45°	
			строительная длина $2R$	вес, *кг*	строительная длина R	вес, *кг*	строительная длина L	вес, *кг*	строительная длина $2R$	вес, *кг*	строительная длина R	вес, *кг*	строительная длина L	вес, *кг*	строительная длина $2R$	вес, *кг*	строительная длина R	вес, *кг*	строительная длина L	вес, *кг*
25	32	4	50	0,22	25	0,11	10,5	0,05	70	0,33	35	0,16	14,5	0,08	100	0,44	50	0,22	21	0,11
32	42	4	64	0,37	32	0,19	13,5	0,09	110	0,55	50	0,28	21	0,13	130	0,74	65	0,37	27	0,19
40	48	4	80	0,54	40	0,27	17,0	0,13	120	0,88	60	0,44	25	0,22	160	1,08	80	0,54	33,5	0,27
50	60	4	100	0,87	50	0,43	21,0	0,21	150	1,30	75	0,65	31	0,32	200	1,74	100	0,87	42	0,43
70	76	4	140	1,56	70	0,78	29	0,39	210	2,46	105	1,23	43,5	0,61	280	3,12	140	1,56	58	0,78
80	89	5	160	2,60	80	1,30	33	0,65	240	4,25	120	2,12	50	1,06	320	5,20	160	2,60	66,5	1,30
100	114	5	200	4,22	100	2,11	42	1,05	300	6,33	150	3,16	62,5	1,58	400	8,44	200	4,22	83	2,11
125	140	5	250	6,54	125	3,27	52	1,63	380	9,81	190	4,90	79	2,45	500	13,08	250	6,54	104	3,27
150	168	6	300	11,29	150	5,65	63	2,82	450	16,94	225	8,47	94	4,23	600	22,58	300	11,29	125	5,65
200	219	7	400	23,00	200	11,50	83	5,75	600	34,50	300	17,25	125	8,62	800	46,00	400	23,00	166	11,50
250	273	8	500	41,10	250	20,55	104	10,28	750	61,65	375	30,82	156	15,42	1000	82,20	500	41,10	207	20,55
300	325	9	600	66,14	300	33,07	125	16,54	900	99,21	450	49,60	187	24,81	1200	132,28	600	66,14	249	33,07
350	377	10	700	99,48	350	49,74	145	24,87	1050	146,60	525	73,30	218	36,65	1400	198,96	700	99,48	290	49,74
400	426	11	800	141,40	400	70,70	165	35,35	1200	212,10	600	106,05	250	53,02	1600	282,80	800	141,40	332	70,70
450	478	11	900	178,90	450	89,45	186	44,72	1360	268,35	680	134,18	280	67,09	1800	359,80	900	179,90	373	89,45
500	529	12	1000	240,10	500	120,05	207	60,02	1500	360,15	750	180,08	311	90,03	2000	480,20	1000	240,10	415	120,05
600	630	14	1200	399,30	600	199,65	248	99,82	1800	598,95	900	299,48	373	149,74	2400	798,60	1200	399,30	497	199,65

Примечание. Материал — Ст. 10 или 20 по ГОСТ 1050-60.

Таблица VII. 14

Угольники и двойники крутоизогнутые, p_y 100 (рис. VII. 18)

(Размеры даны в *мм*)

Проход условный D_y	Наружный диаметр $D_н$	Толщина стенки s	Радиус кривизны $R=1{,}5D_y$ (средний)						Радиус кривизны $R=2D_y$ (большой)					
			двойник 180°		угольник 90°		угольник 45°		двойник 180°		угольник 90°		угольник 45°	
			строительная длина $2R$	вес, *кг*	строительная длина R	вес, *кг*	строительная длина L	вес, *кг*	строительная длина $2R$	вес, *кг*	строительная длина R	вес, *кг*	строительная длина L	вес, *кг*
25	32	4	70	0,33	35	0,17	14,5	0,85	100	0,44	50	0,22	21,0	0,11
32	42	4,5	100	0,63	50	0,315	21	0,167	128	0,84	64	0,42	27,0	0,21
40	48	5	110	1,00	60	0,54	25	0,27	160	1,34	80	0,67	33,5	0,33
50	60	5	150	1,59	75	0,79	31	0,40	200	2,12	100	1,06	41,5	0,53
70	76	6	210	3,42	105	1,79	43,5	0,88	280	4,56	140	2,28	58,5	1,14
80	89	7	240	5,32	120	2,90	50	1,45	320	7,10	160	3,55	66,5	1,77
100	114	9	300	10,96	150	5,48	62,5	2,74	400	14,62	200	7,31	83,0	3,60
125	140	9	380	17,08	190	8,54	79	4,27	500	22,78	250	11,39	104,0	5,69
150	168	11	450	30,09	225	15,04	93,5	7,52	600	40,12	300	20,06	124,5	10,03
200	219	13	600	62,20	300	31,10	125	15,55	800	82,94	400	41,47	166,0	20,73
250	273	15	750	108,51	375	54,26	156	27,13	1000	144,68	500	72,34	207,0	36,17

Примечание. Материал — Ст.10 или 20 по ГОСТ 1050-60.

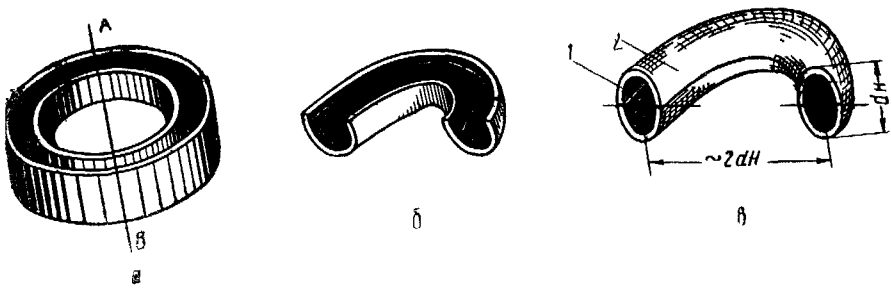


Рис. VII. 19.

Рис. VII. 20.

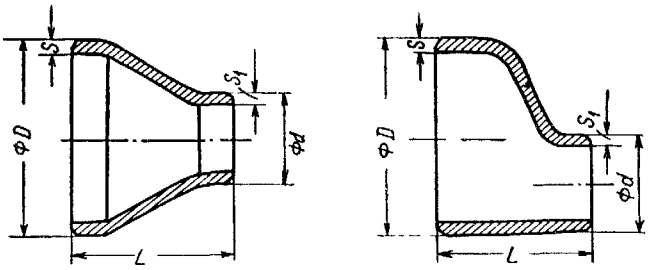


Таблица VII. 15

Переходы концентричные и эксцентричные p_y 40 (рис. VII. 20)
(Размеры в *мм*)

Проход условный	Наружный диаметр		Толщина стенок		Строительная длина	Проход условный	Наружный диаметр		Толщина стенок		Строительная длина
$D \times d$	D	d	s	s_1	L	$D \times d$	D	d	s	s_1	L
32×25	42	32	4	4	50	100×80	114	89	5	5	100
40×25	48	32	4	4	65	125×150	140	60	5	4	125
40×32	48	42	4	4	65	125×70	140	75	5	4	125
50×25	60	32	4	4	75	125×80	140	89	5	5	125
50×32	60	42	4	4	75	125×100	140	114	5	5	125
50×40	60	48	4	4	75	150×70	168	76	6	4	140
70×32	76	42	4	4	90	150×80	168	89	6	5	140
70×40	76	48	4	4	90	150×100	168	114	6	5	140
70×50	76	60	4	4	90	150×125	168	140	6	5	150
80×32	89	42	5	4	100	200×100	219	114	7	5	150
80×40	89	48	5	4	100	200×125	219	140	7	5	150
80×50	89	60	5	4	100	200×150	219	168	7	6	150
80×70	89	76	5	4	100	250×100	273	114	8	5	180
100×40	114	48	5	4	100	250×125	273	140	8	5	180
100×50	114	60	5	4	100	250×150	273	168	8	6	180
100×70	114	76	5	4	100	250×200	273	219	8	7	180

Примечание. Материал — Ст.10 или 20 по ГОСТ 1050-60.

В табл. VII. 13 и VII. 14 и на рис. VII. 18 приведены крутоизогнутые угольники и двойники с $D_у$ от 25 до 600 *мм* для $p_у$ 40 и $D_у$ от 25 до 250 *мм* для $p_у$ 100.

Иногда для получения минимального шага между трубами при сварке их концов применяют калачи, изображенные на рис. VII. 19 и сваренные из двух половинок *1* и *2* (рис. VII. 19, *в*). Одна из половинок калача до сварки показана на рис. VII. 19, *б*. Подобные половинки калача получаются из штампованного кольца, изображенного на рис. VII. 19, *а*.

В табл. VII. 15 и на рис. VII. 20 помещены переходы концентричные и эксцентричные. Изготовляются также бесшовные стальные тройники.

СМОТРОВЫЕ ОКНА И ФОНАРИ

В некоторых аппаратах необходимо устраивать смотровые окна для наблюдений за ходом физико-химических процессов. К такой аппаратуре относятся, например, реакционные аппараты, фильтры и т. д.

В табл. VII. 16 и VII. 17 даны конструктивные размеры смотровых окон, которые изображены на рис. VII. 21 и VII. 22. Эти окна могут быть круглыми диаметром в свету 100, 150 и 200 *мм* и продольными с размерами в свету 200 × 60, 300 × 60 и 400 × 80 *мм*. Про-

Таблица VII. 16

Конструктивные размеры смотровых стальных приварных окон (круглых) для $p_{изб} = 3$ *ат* и $t \leqslant 150°$ С (рис. VII. 21)

Размеры в *мм*

Диаметр в свету D_0	*1* — бобышка (Ст 3)						*2* — кольцо (Ст 3)				*3* — прокладка (резиновая)			*4* — стекло		*5* — шпильки		Вес единицы, *кг* (тип А)
	D	D_1	D_2	h	h_1	s_2	h_2	s	c	r	D_2	s_1	количество	D_3	B	диаметр	количество	
100	210	170	125	30	16	20	14	12	18	10	125	5	2	120	15	M16	4	8,9
150	265	225	190	30	20	20	16	14	18	10	190	5	2	185	20	M16	8	13,14
200	320	280	245	30	20	20	20	18	18	10	245	5	2	240	20	M16	8	19,0
Допускаемые отклонения	±2	±1	±1	±2	±1	—	±1	±5	—	—	—	—	—	±1	±1	—	—	—

Примечания. 1. Шпильки по ОСТ 20001-38.
2. Гайки для шпилек по ГОСТ 5915-62.
3. Допуск на расстояние между шпильками по хорде ± 0,5 *мм*.
4. Указанные допуски распространяются на все диаметры в свету смотровых окон.

Таблица VII.17

Конструктивные размеры смотровых стальных приварных окон (продольных) для $p_{изб} = 3$ кГ/см² и $t \leqslant 150°$ С (рис. VII. 22)

Размер в свету $L_0 \times m_0$	1 — бобышка (Ст. 3)											
	L_0	L_1	L_2	x	L_4	m_0	m_1	m_2	m_3	h	h_1	h_2
200 × 60	200	230	140	60	350	60	90	130	180	35	20	16
300 × 60	300	330	240	75	470	60	90	130	180	35	20	20
400 × 80	400	430	320	80	580	80	110	150	200	40	20	20
Допускаемые отклонения	±2	±1	—	—	—	±2	±2	±1	±1	±2	±1	±1

Продолжение табл. VII. 17

Размер в свету $L_0 \times m_0$	2 — рамка (Ст. 3)			3 — стекло				4 — прокладка (резина)		5 — шпильки		Вес, кг	Бобышка компенсирует вырез в стенке аппарата
	L_3	b	b_1	c	L	m	B	s	количество	диаметр	количество		
200 × 60	320	12	10	15	225	85	20	5	2	М16	8	160,0	До 16 мм
300 × 60	420	15	13	18	325	85	20	5	2	М16	8	18,5	
400 × 80	520	15	13	18	425	105	20	5	2	М16	12	29,0	
Допускаемые отклонения	±2	±1	±1	—	±1	±1	±1	—	—	—	—	—	

Примечания. 1. Шпильки по ОСТ 20001-38.
2. Гайки для шпилек по ГОСТ 5915-62.
3. Продольные смотровые окна устраивать только в случае необходимости.
4. Допуск на расстояние между шпильками ± 0,5 мм.
5. Указанные допуски распространяются на все размеры смотровых окон.

дольные смотровые окна применяют в тех случаях, когда требуется наблюдение за изменением столба жидкости по высоте аппарата. Для достижения необходимой плотности и герметичности между стеклом и металлическими деталями кладут прокладки. Материал горловин и колец должен быть такой же, как и для стенок аппарата.

Смотровые фонари предназначаются для наблюдения за током жидкости, проходящей по трубопроводу. На рис. VII. 23 представлен смотровой фонарь $D_у = 70$ мм для давления 0,2 кГ/см², состоящий из цилиндрической коробки, днищами которой служат полированные стекла толщиной 10 мм. Два штуцера предназначены для присоединения фонаря к трубопроводу.

Взамен стекол для наблюдений в условиях температур до 50° С широко применяют термопласты (плексиглас или органическое стекло).

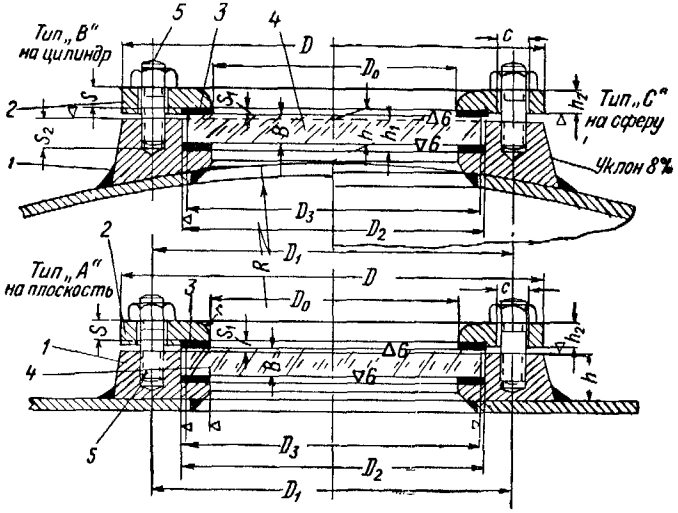


Рис. VII. 21.

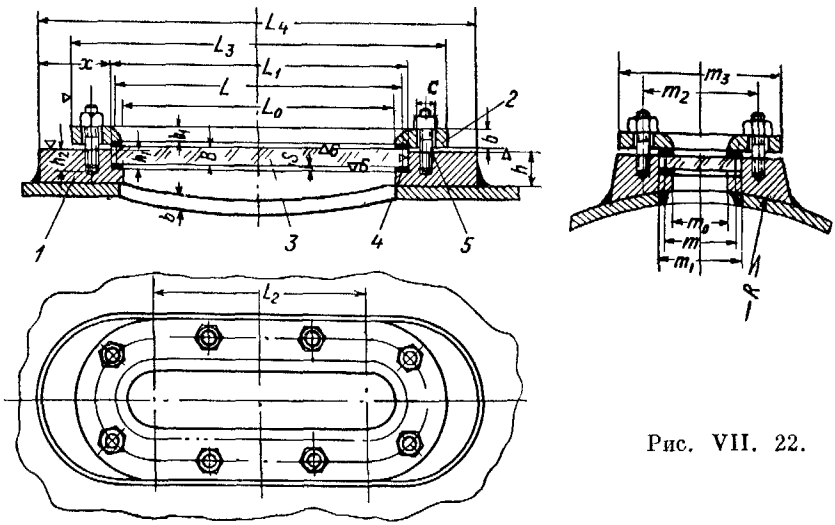


Рис. VII. 22.

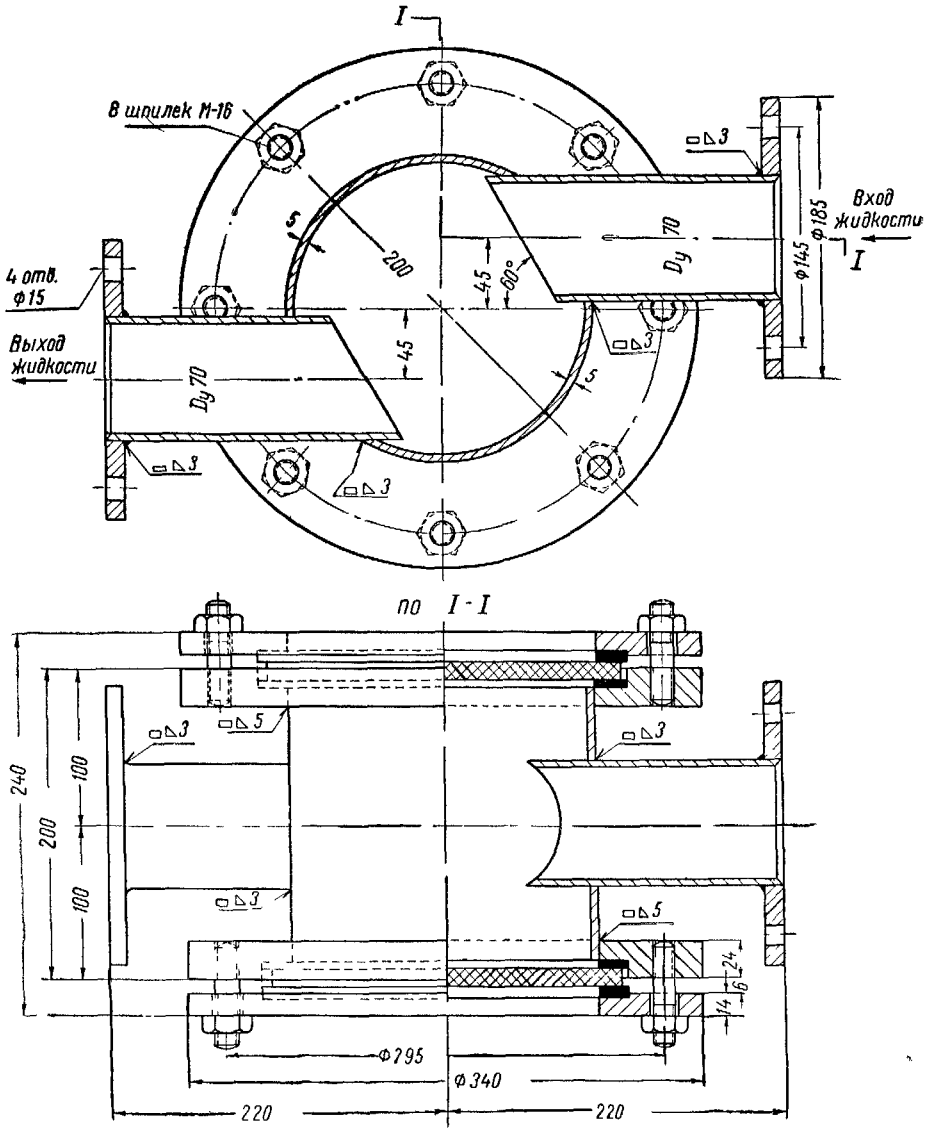

I
8 шпилек М-16
4 отв. ф15
Выход жидкости
Вход жидкости
Dy 70
Dy 70
200
45
45
60°
5
15
ф185
ф145
по I-I
240
200
100
100
ф795
ф340
220
220
24
16
14

Рис. VII. 23.

Хорошей термостойкостью и сравнительно высокими механическими свойствами отличается стекло марки «Пирекс» с температурой размягчения $t_{разм} = 650°$ С и пределом прочности $\sigma_{пч} = 750$ *кГ/см²*.

ЛЮКИ, ЛАЗЫ И ИХ КОНСТРУКЦИИ

Люки со съемными крышками дают возможность доступа внутрь аппарата для осмотра, ремонта и очистки.

В нефтяной аппаратуре применяются обычно круглые люки. Там, где проникать внутрь аппарата надо сравнительно часто, предпочтительнее ставить люки диаметром 450 *мм*. Как исключение, когда люк большого диаметра поставить не представляется возможным, допускается установка люка меньшего диаметра, но не менее чем 400 *мм* в свету.

В табл. VII. 18 приведены сводные данные о применяемых для нефтеаппаратуры сварных люках и о максимально допустимых рабочих давлениях для них в зависимости от температуры. Эти данные взяты по нормалям нефтяной промышленности.

Таблица VII. 18

Люки для нефтеаппаратуры

Условный диаметр D_y, *мм*	Условное давление p_y, *кГ/см²*	Вес люка, *кг*	Максимальное рабочее давление для люка в *кГ/см²* при температуре, °С						№ рисунка
			до 200	300	400	425	450	475	
450	Без давления	47	Без давления	—	—	—	—	—	VII. 24
450	2,5	83	2,5	2,0	—	—	—	—	VII. 25
450	10,0	118	10,0	8,0	—	—	—	—	VII. 26
450	16,0	200	16,0	12,5	—	—	—	—	VII. 27
450	25,0	246	25,0	20,0	—	—	—	—	VII. 27
450	16,0	193	16,0	12,5	10	9	6,7	—	VII. 28
450	25,0	266	25,0	20,0	16	14	10,5	8	VII. 28
400*	40,0	330	40,0	32,0	25	22	17,0	13	VII. 29

* См. указание на стр 530.

На рис. VII. 24 приведен сварной люк с $D_y = 450$ *мм*, предусмотренный для крыш резервуаров без давления.

На рис. VII. 25 показан люк с $D_y = 450$ *мм* для условного давления p_y 2,5; патрубок люка предусмотрен из отходов труб.

На рис. VII. 26 показан люк с $D_y = 450$ *мм* для p_y 10.

На рис. VII. 27 показан общий вид люков с $D_y = 450$ *мм* для p_y 16 и 25. Применение таких люков ограничено температурами 300° С, так как у них фланец плоский без втулки.

Для температур 300° С и выше для тех же p_y и D_y общий вид люка приведен на рис. VII. 28. У этих люков фланцы с втулкой приварные в стык к обечайкам люков.

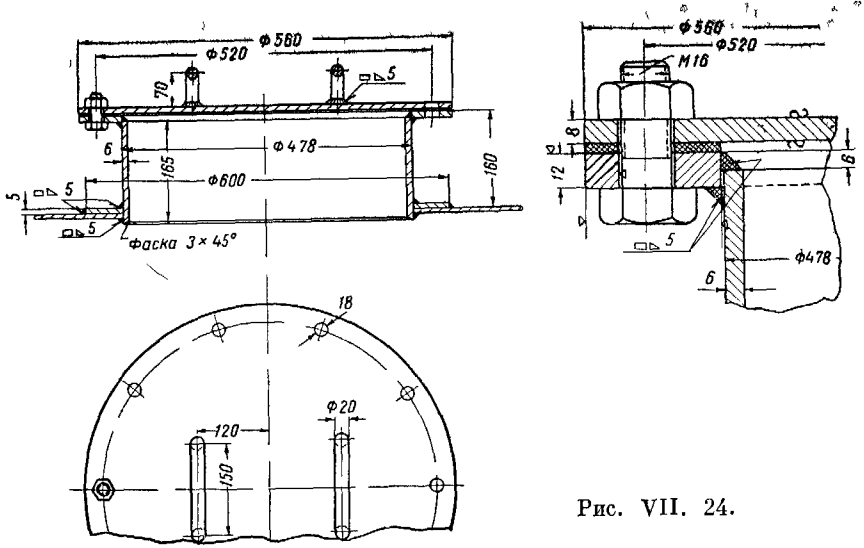
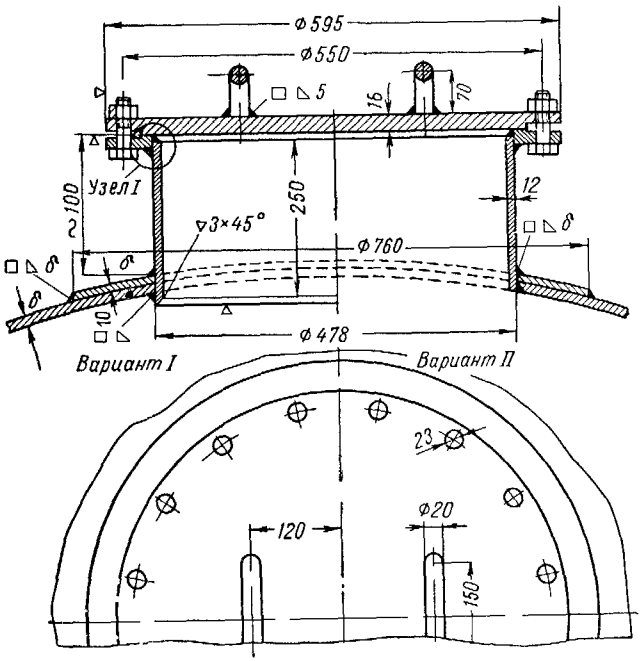


Рис. VII. 24.



Узел I

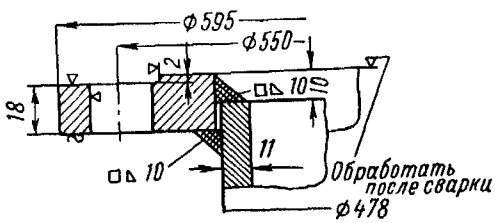


Рис. VII. 25.

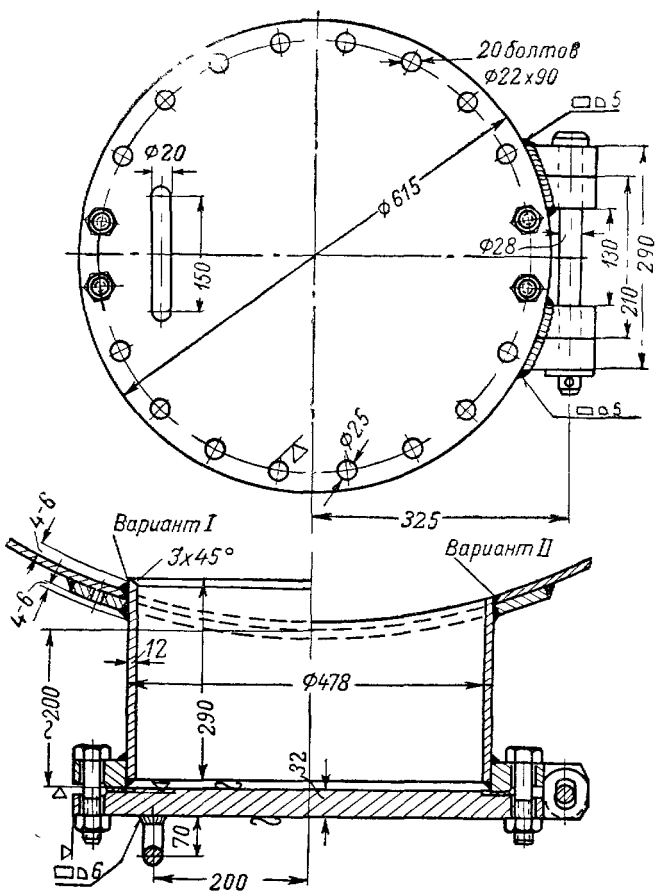


Рис. VII. 26.

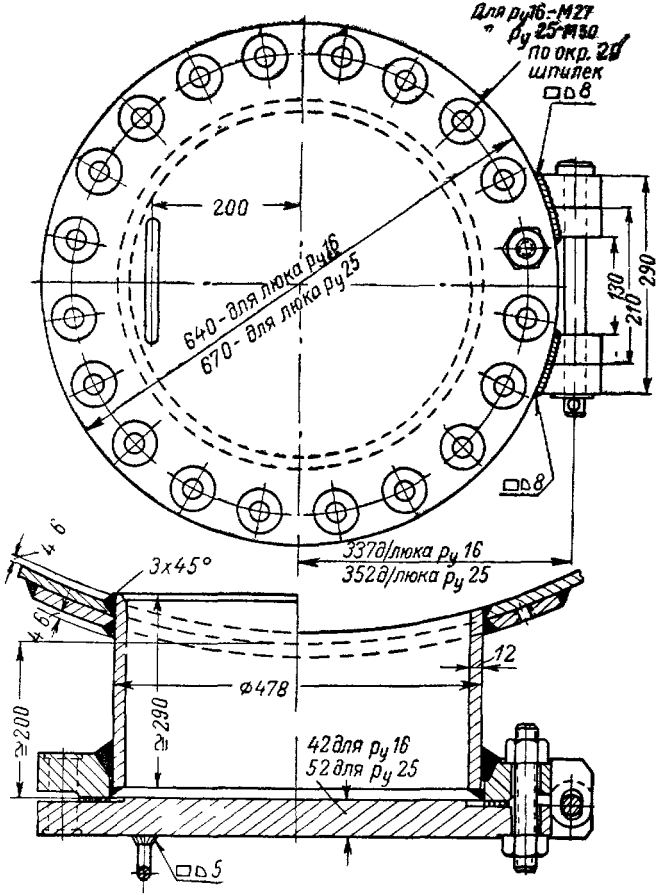


Рис. VII. 27.

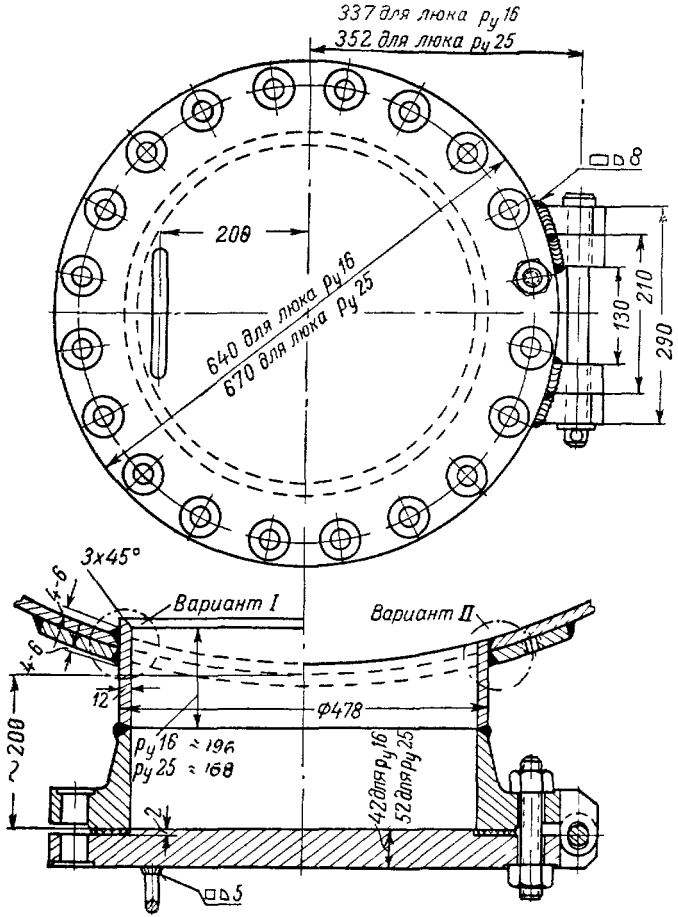


Рис. VII. 28.

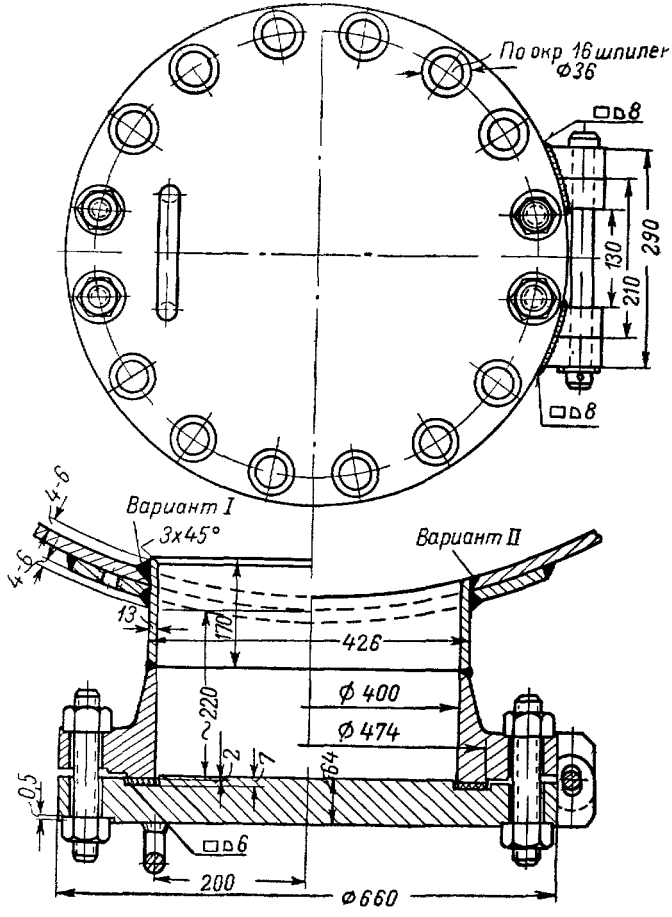


Рис. VII. 29.

На рис. VII. 29 дан общий вид люка с $D_y = 400$ *мм* для $p_y = 40$ *кГ/см*[2] [1].

Ось шарнира имеет диаметр 28 *мм*.

Расчет плоских крышек и фланцев люков проведен по формулам, данным в соответствующих главах.

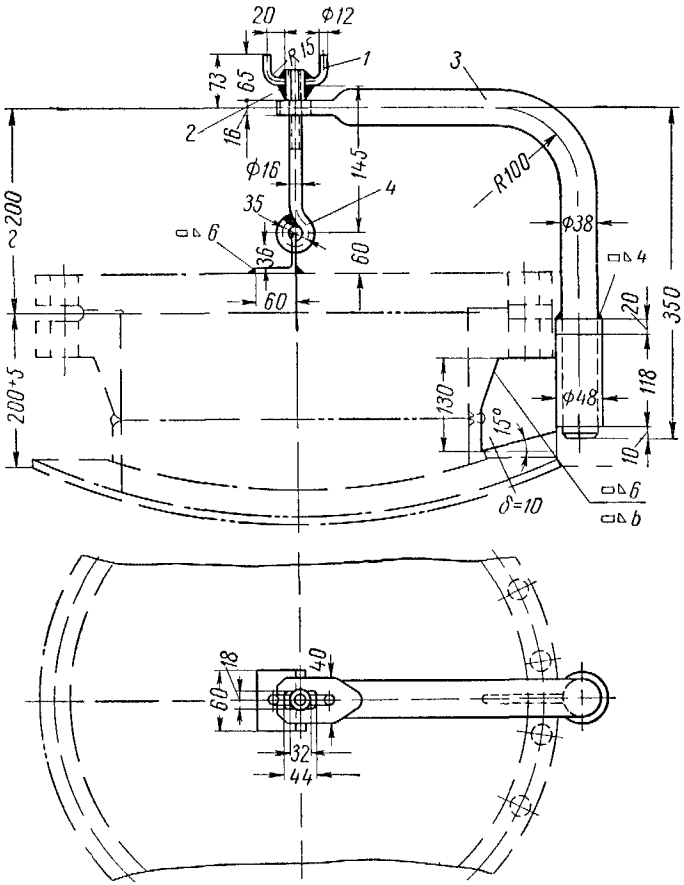


Рис. VII. 30.

Если крышка люка находится в горизонтальной плоскости, то для удобного открывания ее может быть применено приспособление, изображенное на рис. VII. 30. Вращением гайки *2* с барашком *1* можно поднять посредством нарезной серьги *4* крышку люка и отвести ее в сторону поворотным кронштейном *3*.

[1] Размеры фланца см. табл. VI. 2 и VI 9, предпочтительно на $p_y = 40$ *кГ/см*[2] люк делать с $D_y = 450$ *мм*.

Приспособление для отвода крышки люка, находящейся в вертикальном положении (рис. VII. 31) крепится к стенке аппарата.

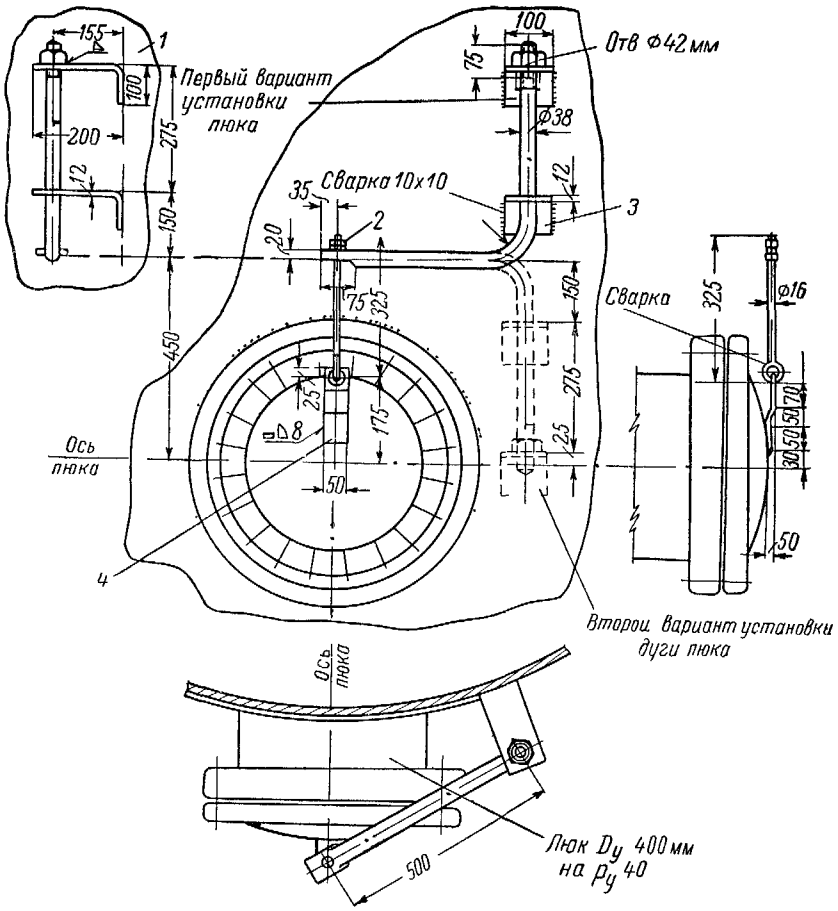


Рис. VII. 31.

1 — стенка аппарата, *2* — гайки черные, шестигранные ⌀ М16, *3* — полосовая сталь 100 × × 12, *L* = 300 *мм*, *4* — полосовая сталь 50 × 12, *L* = 190 *мм*, приварить к крышке люка

При этом могут быть два варианта приварки к стенке аппарата уголков, на которых висит дугообразный кронштейн, поддерживающий крышку.

На рис. VII. 32 показано крепление кронштейна к скобам, приваренным к обечайке люка и к крышке.

Для типовых вертикальных цилиндрических резервуаров под нефтепродукты имеется ГОСТ 3590-47 на световой люк диаметром 500 *мм*.

Иногда применяют люки овальной формы. Так, на вакуумные колонны диаметром 6400 *мм* ставят люки с размерами 400 × 650 *мм*, общий вид которых дан на рис. VII. 33.

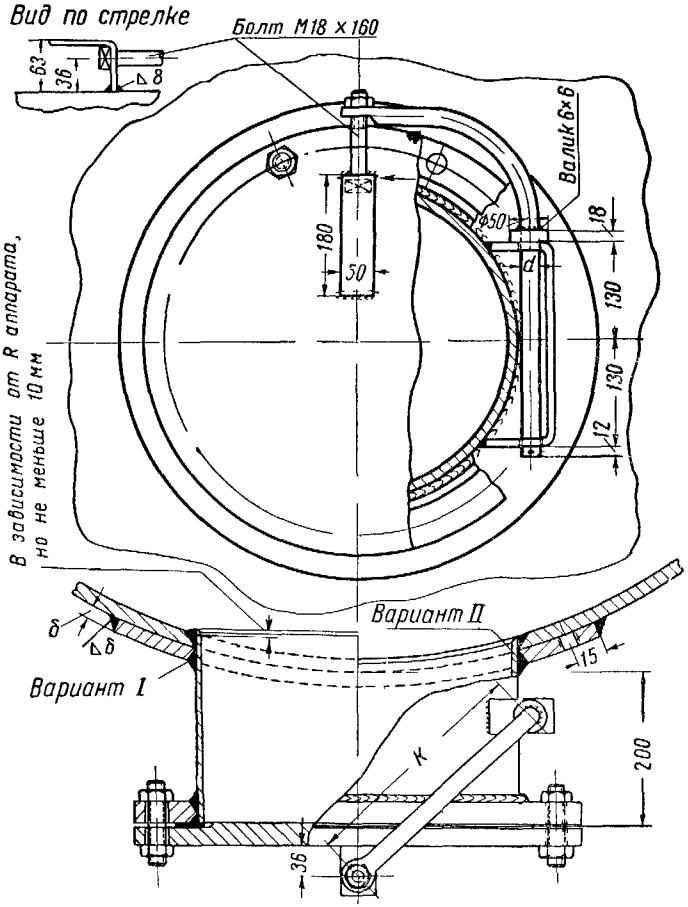


Рис. VII. 32.

Люк предусмотрен для колонн, изготовленных из биметаллических листов. Поэтому все узлы и детали люка выполнены с облицовкой.

Круглые лючки, так называемые ручные (диаметром 200 *мм*), смотровые и другие размерами менее 400 *мм* можно изготовить из обычных штуцеров с применением плоских крышек или заглушек (см. стр. 411 и 374).

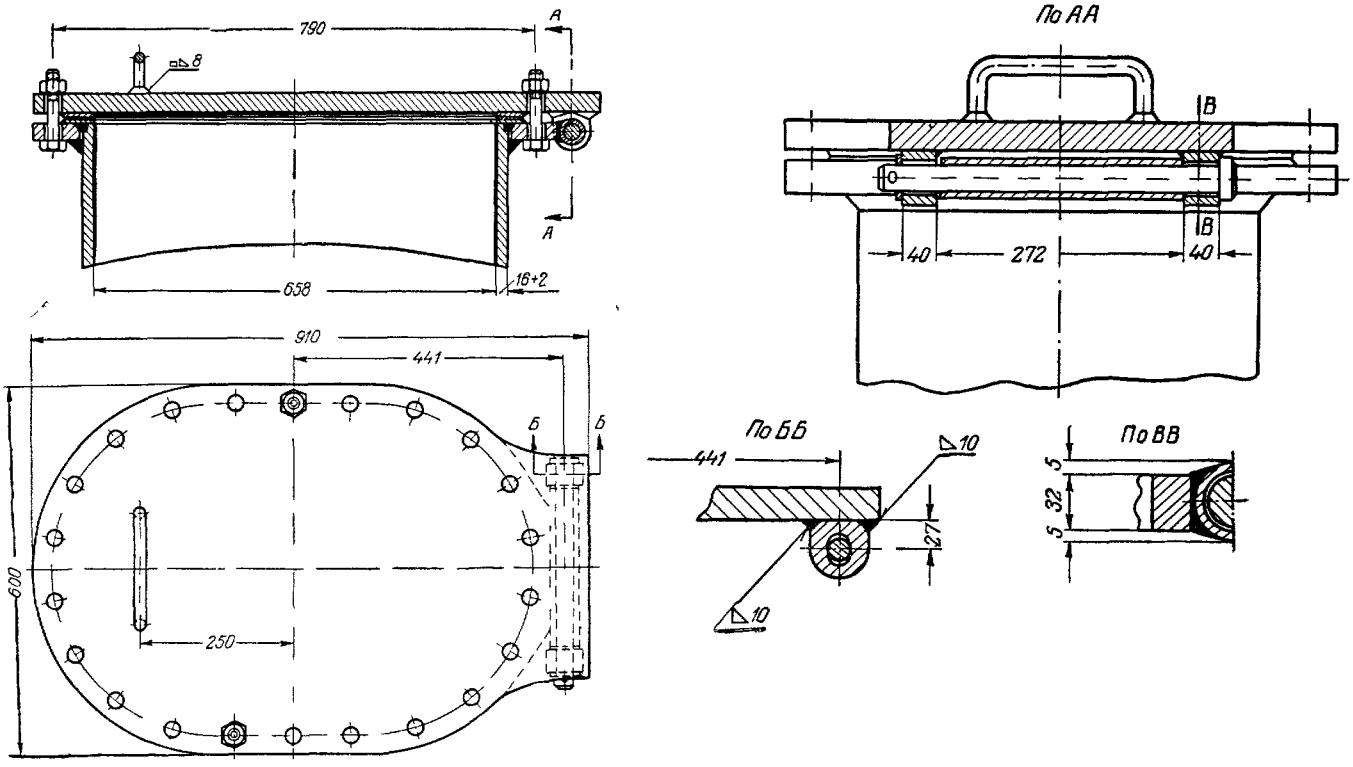

790
А
В
А
658
16+2
910
441
Б
Б
600
250
По АА
В
В
40
272
40
По ББ
441
10
27
10
По ВВ
5
32
5

Рис. VII. 33

УКРЕПЛЕНИЕ ВЫРЕЗОВ В СТЕНКАХ АППАРАТОВ

В стенках аппаратов делают отверстия для различных целей: под штуцеры для присоединения труб, для лазов, смотровых лючков, загрузочных приспособлений, сальниковых устройств и т. д.

Сила, разрывающая цилиндр по образующей AB и возникающая от действия внутреннего давления, равна (рис. VII. 34).

$$P = DLp,$$

где D — внутренний диаметр цилиндра в *см*; L — длина цилиндра в *см*; p — давление в цилиндре в $кГ/см^2$.

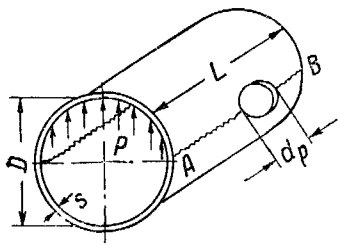


Рис. VII. 34.

Площадь поперечного сечения стенок, сопротивляющихся разрывающей силе P, равна

$$F = 2sL.$$

При ослаблении стенки аппарата отверстием диаметром $d_р$ площадь поперечного сечения стенок уменьшается на величину произведения $sd_р$. Ослабление стенки аппарата в наиболее опасном (продольном) направлении зависит от величины диаметра выреза: чем больше диаметр, тем больше ослабление стенки. Для восстановления прочности стенки аппарата, ослабленной вырезом, ее укрепляют.

Для этого обычно применяют укрепляющие кольца, которые приваривают к стенке аппарата и к телу патрубка, как указано на рис. VII. 35.

Для достижения наилучших результатов необходимо:

а) обеспечить в сварных швах полное сплавление металла укрепляющего элемента с металлом патрубка и металлом стенки аппарата;

б) располагать укрепляющий элемент возможно ближе к краям выреза.

На рис. VII. 35 показана зона $MNOP$, за пределы которой не должно выходить поперечное сечение дополнительного металла, вводимого в конструкцию для укрепления отверстия.

Эта зона ограничена прямоугольником длиной $2\,(d + 2c)$ и высотой $2{,}5\,(s - c) + (s - c) + 2{,}5\,(s - c) = 6\,(s - c)$, где d — внутренний диаметр патрубка; s — толщина стенки аппарата; c — прибавка на коррозию.

Обычно при расчете укрепления выреза часть тонкостенного патрубка, находящуюся в зоне $MNOP$ и выступающую за внешнюю поверхность укрепляющего кольца, а также часть патрубка, которая может выступать внутрь аппарата, как элементы усиления не учитывают.

Практически такое допущение при небольшой толщине патрубка не оказывает заметного влияния на размеры укрепляющего кольца и вместе с тем упрощает расчет и идет в запас прочности.

В некоторых случаях, когда желательно уменьшить размеры укрепляющего кольца, устанавливают толстостенные патрубки или другими способами укрепляют вырезы, при которых весь металл усиливающих частей, находящийся в пределах зоны *MNOP*, принимают в расчет как элемент укрепления выреза.

Укрепляющие кольца можно ставить как с наружной, так и с внутренней стороны стенки аппарата. При установке укрепления

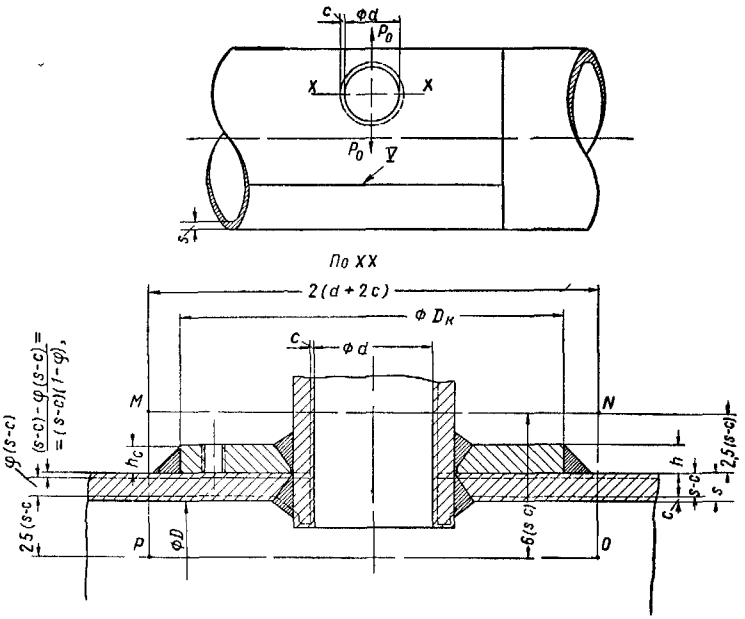


Рис. VII. 35.

внутри аппарата нужно предусматривать запас на коррозию в укрепляющем кольце и его сварных швах.

Отверстия следует укреплять во всех случаях, когда условный диаметр прохода патрубков более 50 *мм*.

Укрепление отверстий диаметром 50 *мм* и меньше необходимо, когда:

а) аппарат подвержен резким колебаниям давления;

б) центры отверстий находятся на расстоянии, меньшем суммы их диаметров;

в) отверстие расположено на сварном шве (как правило, отверстия не следует размещать на сварных швах).

Обычно при установке на стенке аппарата штуцера, люка и т. п. не требуется внутри гладкой поверхности. Приварка патрубков и укрепляющих колец осуществляется по варианту *а* (рис. VII. 36 — VII. 39). Если же необходимо получить гладкую внутреннюю поверхность, то укрепляющее кольцо и патрубок приваривают так, как показано в варианте *б* тех же рисунков. При этом кромки патрубка

обрезают соответственно конфигурации внутренней поверхности аппарата.

На рис. VII. 36 и VII. 37 показаны сварные швы укрепляющих колец, которые могут быть выполнены, если есть возможность выполнить основной шов с внутренней стороны аппарата. При этом на рис. VII. 36 даны швы для аппарата с толщиной стенок $s \leqslant 12$ *мм*, а на рис. VII. 37 с $s > 12$ *мм*.

Если невозможно выполнить обратную подварку внутри аппарата при его диаметре < 600 *мм*, то патрубки и укрепляющие кольца приваривают снаружи (рис. VII. 38 и VII. 39). Сначала приваривают патрубок к стенке аппарата, зачищают снаружи сварной шов, а затем приваривают укрепляющее кольцо. На рис. VII. 38 показаны швы с толщиной стенки $s \leqslant 12$ *мм*, а на рис. VII. 39 с $s > 12$ *мм*.

Если вырез находится около шва корпуса, то сварной шов, присоединяющий укрепление выреза к корпусу, не должен быть расположен к шву корпуса ближе чем на расстояние удвоенной толщины листа и во всяком случае не ближе чем на 30 *мм*.

В днищах коробовой формы вырезы для люков, штуцеров и т. п. рекомендовано располагать так, чтобы кромка укрепляющего кольца или наружная окружность патрубка (при отсутствии возможности установки кольца) не подходила к линии соприкосновения днища и корпуса аппарата ближе чем на $^1/_4$ внешнего диаметра корпуса (это расстояние измеряется по внешнему меридиану поверхности днища).

При диаметре аппарата $D \geqslant 1500$ *мм* максимальный размер круглого или эллиптического отверстия в корпусе аппарата не должен превышать $^1/_3$ D. Если $D < 1500$ *мм*, то максимальный размер выреза допускается равным 500 *мм*, но не больше половины диаметра аппарата.

Материал кольца выбирают тот же, что и для корпуса.

Если для укрепления выреза использован металл, обладающий более высоким пределом прочности, чем основной, то в расчет нужно принимать меньшую величину.

Кольца должны быть тщательно подогнаны к поверхности корпуса аппарата. Зазоры между кольцом и корпусом недопустимы. Каждое кольцо снабжается специальным отверстием с резьбой М10 $\times$ $\times$ 1,5, которое во время эксплуатации аппарата остается все время открытым. Оно позволяет обнаружить нарушение герметичности во внутреннем сварном шве (см. рис. VII. 35), так как продукт, проникший через неплотности в шве, свободно выйдет через сигнальное отверстие. При изготовлении и ремонте аппарата через сигнальное отверстие производится испытание плотности всех сварных швов укрепляющего кольца сжатым воздухом с обмазкой наружных и внутренних швов мыльной пеной. Это дает возможность легко установить места неплотностей в швах еще до гидравлического испытания аппарата. При этом особое внимание должно быть обращено на качество внутреннего шва, соединяющего стенку сосуда и патрубок штуцера.

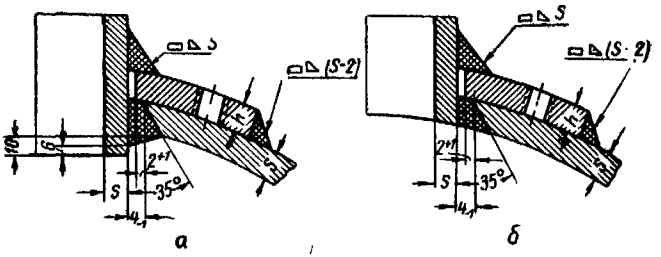


Рис. VII. 36.

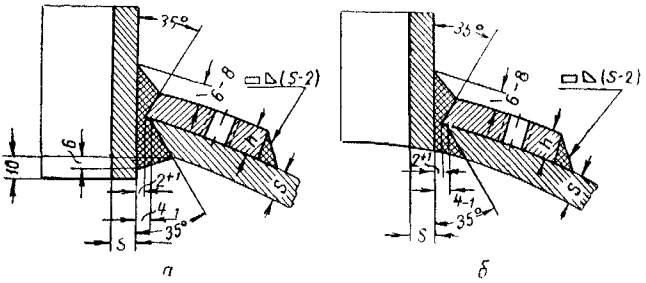


Рис. VII. 37.

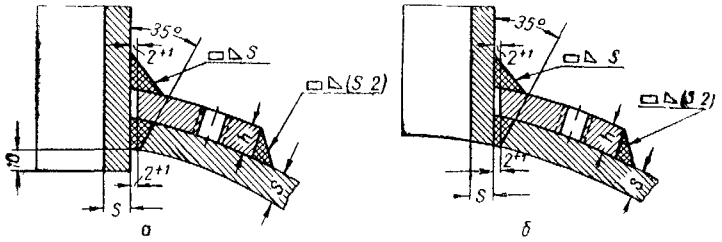


Рис. VII. 38.



Рис. VII. 39.

Испытывать приварку кольца через сигнальное отверстие сжатым воздухом или азотом рекомендуется обычно на рабочее давление, но не ниже чем при давлении 5 *кГ/см*^{2}. Испытывать водой плотность швов укрепляющих колец, подаваемой через сигнальное отверстие, не рекомендуется, так как спускать воду из пространства между кольцом и стенкой корпуса и штуцера невозможно, кроме того, такое испытание нежелательно из-за коррозионных явлений и возможности замерзания оставшейся воды в зимнее время.

Расчет одиночных укреплений

Расчет укреплений вырезов сводится прежде всего к определению расчетной площади поперечного сечения F_1, удаленной вырезом в стенке аппарата, и площади поперечного сечения F_2 укрепления.

Для укрепления ослабленной вырезом стенки необходимо соблюдение условия $F_1 \leqslant F_2$.

Рассмотрим следующие варианты.

Вырез расположен вне продольных сварных швов обечайки и укреплен кольцом (см. рис. VII. 35).

Определение F_1. Принимаем

$$d_p = (d + 2c). \qquad \text{(VII. 1)}$$

По условию вырез расположен вне швов на целом месте обечайки, где расчетная толщина стенки равна

$$s_1 = \varphi\,(s - c), \qquad \text{(VII. 2)}$$

где s — толщина стенки в *см*, определенная по формуле (III. 27) или (III. 29).

Тогда

$$F_1 = (d + 2c)\,s_1 = (d + 2c)\,\varphi\,(s - c). \qquad \text{(VII. 3)}$$

Определение F_2. Пусть $D_к$ — наружный диаметр укрепляющего кольца и h — толщина его.

При определении площади укрепления F принимаем в расчет:

а) металл кольца и стенок патрубка на высоте h с общей площадью укрепления

$$F_2' = [D_к - (d + 2c)]\,h; \qquad \text{(VII. 4)}$$

б) металл избыточный в целом месте стенки аппарата.

По предыдущему потребная расчетная толщина металла в целом месте корпуса равна s_1 [см. формулу (VII. 2)], полная же толщина стенки за вычетом прибавки на коррозию равна $(s - c)$; поэтому та часть стенки, которую можно принимать как укрепление, равна

$$s_{укр} = (s - c) - s_1. \qquad \text{(VII. 5)}$$

Подставляя значение s_1 из формулы (VII. 2), получаем

$$(s - c) - s_1 = (s - c) - (s - c)\,\varphi = (s - c)\,(1 - \varphi). \qquad \text{(VII. 6)}$$

Таким образом, площадь, которую можно рассматривать как укрепление, равна

$$F_2'' = [D_к - (d + 2c)]\,[(s - c)(1 - \varphi)]. \qquad \text{(VII. 7)}$$

Окончательно на основании формул (VII. 4) и (VII. 7) полная площадь укрепления

$$F_2 = F_2' + F_2'' = [D_к - (d + 2c)]\,h + [D_к - (d + 2c)]\,[(s - c)(1 - \varphi)]$$

или

$$F_2 = [D_к - (d + 2c)]\,[h + (s - c)(1 - \varphi)]. \qquad \text{(VII. 8)}$$

Приняв $F_1 = F_2$ и подставив их значения из формул (VII. 3) и (VII. 8), получаем

$$D_к = \frac{(d + 2c)(s - c)\varphi}{h + (s - c)(1 - \varphi)} + (d + 2c). \qquad \text{(VII. 9)}$$

Обычно толщину кольца h принимают, как правило, равной толщине корпуса аппарата. Наружный диаметр укрепляющего кольца $D_к$ не должен быть более удвоенного диаметра отверстия патрубка, т. е. $D_к \leqslant 2d$.

Увеличивать диаметр $D_к$ свыше этой величины нерационально, так как металл кольца, находящийся за указанными пределами, не оказывает эффективного укрепляющего действия.

Приняв в формуле (VII. 9) $c = 0$, $\varphi = 0{,}95$ и $h = s$, получаем

$$D_к = 1{,}95\,d. \qquad \text{(VII. 10)}$$

Соответственно при $\varphi = 1{,}0$

$$D_к = 2{,}0\,d. \qquad \text{(VII. 11)}$$

Необходимо отметить, что это значение $D_к$ при равных условиях тем больше, чем меньше величина c, и при $c = 0$ оно получается максимальным. Таким образом, диаметр кольца $D_к$ не требуется назначать больше $2d$ при условии, что толщина $h = s$.

Вырез расположен в пределах сварного шва (т. е. вырез пересекает продольный сварной шов [1] *обечайки и укреплен кольцом).*

Рассуждая в порядке, изложенном выше, получаем диаметр укрепляющего кольца равным

$$D_к = \frac{(d + 2c)(s - c)}{h} + (d + 2c). \qquad \text{(VII. 12)}$$

Если в формуле (VII. 12) принять $c = 0$ и $h = s$, то

$$D_к = 2d. \qquad \text{(VII. 13)}$$

[1] При диаметре отверстия свыше 150 *мм* необходимо разрешение Госгортехнадзора.

Вырез расположен в бесшовной обечайке и укреплен кольцом.

Приняв в формуле (VII. 9) $\varphi = 1$, получаем тот же результат, что и по формуле (VII. 12).

Вырез расположен вне швов сферического отбортованного сварного днища эллиптического (или коробовой формы) и укреплен кольцом.

Нужно иметь в виду, что ни вырез, ни укрепляющие его элементы не следует располагать в переходной части днища, описанной малым радиусом r и характеризующейся наибольшими напряжениями.

Определение F_1. Длину выреза $d_р = (d + 2c)$ принимаем, как и в выражении (VII. 1).

Так как по условию вырез расположен в целом месте днища вне швов и переходной части, описанной малым радиусом r, то расчетная толщина стенки здесь для днища коробовой формы должна быть равна

$$s' = \frac{pR}{2R_в}. \qquad \text{(VII. 14)}$$

Толщину по формуле (VII. 14) следует принимать в расчет при определении F_1, т. е.

$$F_1 = (d + 2c)\, s'. \qquad \text{(VII. 15)}$$

Сравнивая толщину s' с толщиной днища в действительности, видим, что толщина днища больше s', так как определена по формуле (V. 22), учитывающей коэффициент прочности шва φ, коэффициент перенапряжения y в переходной зоне днища и прибавку на коррозию c, а именно

$$s = \frac{pR}{2R_в} \cdot \frac{y}{\varphi} + c. \qquad \text{(VII. 16)}$$

Определяя из формулы (VII. 16) значение $\frac{pR}{2R_в} = s'$ и подставляя последнее в формулу (VII. 15), получаем

$$F_1 = (d + 2c)(s - c)\frac{\varphi}{y} \qquad \text{(VII. 17)}$$

или

$$F_1 = (d + 2c)\left(\frac{s-c}{y}\right)\varphi. \qquad \text{(VII. 18)}$$

Определение F_2. По аналогии с формулой (VII. 4) F_2' равно

$$F_2' = [D_к - (d + 2c)]\, h. \qquad \text{(VII. 19)}$$

Излишек в толщине днища в целом месте и вне переходной дуги по аналогии с выражением (VII. 5) равен

$$(s - c) - s_1 = (s - c) - (s - c)\frac{\varphi}{y} = (s - c)\left(1 - \frac{\varphi}{y}\right). \qquad \text{(VII. 20)}$$

Отсюда по аналогии с формулой (VII. 7)

$$F_2'' = [D_к - (d + 2c)]\left[(s - c)\left(1 - \frac{\varphi}{y}\right)\right]. \qquad \text{(VII. 21)}$$

На основании формул (VII. 19) и (VII. 21) полная площадь укрепления

$$F_в = F_2' + F_2'' = [D_к - (d + 2c)]h + [D_к - (d + 2c)]\left[(s - c)\left(1 - \frac{\varphi}{y}\right)\right] =$$

$$= [D_к - (d + 2c)]\left[h + (s - c)\left(1 - \frac{\varphi}{y}\right)\right], \qquad \text{(VII. 22)}$$

Так как должно быть $F_1 = F_2$, то

$$D_к = \frac{(d + 2c)(s - c)\varphi}{y\left[h + (s - c)\left(1 - \frac{\varphi}{y}\right)\right]} + (d + 2c). \qquad \text{(VII. 23)}$$

Если $c = 0$, $\varphi = 0{,}95$, $h = s$ и для нормализованных, например коробовых, днищ $y \approx 1{,}3$, то по формуле (VII. 23)

$$D_к = \frac{0{,}95\,d}{1{,}3 \cdot 1{,}27} + d \approx 1{,}6\,d. \qquad \text{(VII. 24)}$$

Для эллиптического нормализованного днища $y = 1$; тогда

$$D_к = \frac{(d + 2c)(s - c)\varphi}{h + (s - c)(1 - \varphi)} + (d + 2c). \qquad \text{(VII. 25)}$$

Вырез пересекает в составных отбортованных днищах эллиптической (или коробовой) формы сварной шов и укреплен кольцом.

Путем аналогичных рассуждений получаем

$$D_к = \frac{(d + 2c)(s - c)}{hy + (s - c)(y - 1)} + (d + 2c). \qquad \text{(VII. 26)}$$

При $c = 0$, $h = s$ и $y = 1{,}3$

$$D_к = \frac{d}{1{,}3 + 0{,}3} + d \approx 1{,}63\,d. \qquad \text{(VII. 27)}$$

Вырез расположен в целом отбортованном эллиптическом (или коробовой формы) днище и укреплен кольцом.

Рассуждая так же, как и в предыдущем варианте, получаем

$$D_к = \frac{(d + 2c)(s - c)}{hy + (s - c)(y - 1)} + (d + 2c). \qquad \text{(VII. 28)}$$

Вырез расположен в таком месте, где поставить обычное укрепляющее кольцо не представляется возможным, как, например, в целом отбортованном днище вблизи зоны, описанной малым радиусом r, и т. п. (рис. VII. 40).

Укреплять эти вырезы можно путем увеличения толщины самого днища, в котором сделан вырез, или толщины стенки патрубка, либо при помощи увеличения толщины обоих элементов одновременно.

При расчете нужно принимать во внимание только те части усиленных стенок деталей, которые находятся в пределах зоны *MNOP* (см. рис. VII. 35).

Пусть согласно рис. VII. 40 для укрепления выреза толщина сварного днища дополнительно против расчетной увеличена на s_1, а патрубка на s_2.

Требуется проверить расчетом, обеспечивает ли это необходимое укрепление выреза.

О п р е д е л е н и е F_1. Длину выреза $d_p = (d + 2c)$ принимаем, как и в формуле (VII. 1).

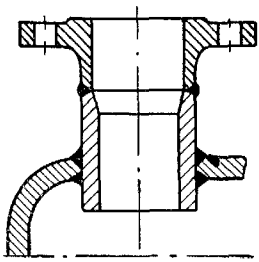


Рис. VII. 40.

Если вырез сделан вне сварных швов днища и вне переходной дуги, но непосредственно граничит с ней, то теоретически необходимую толщину днища s' определяют по формуле

$$s' = \frac{pRy}{2R_в}. \qquad \text{(VII. 29)}$$

Искомое

$$F_1 = d_p s' = (d + 2c)\, s'. \qquad \text{(VII. 30)}$$

О п р е д е л е н и е F_2. В качестве укрепляющих вырез элементов рассматриваем:

а) металл добавочной (сверх минимально необходимой) толщины днища;

б) металл добавочной (сверх минимально необходимой) толщины патрубка.

Толщина днища, которую можно рассматривать как укрепление, равна

$$s_1 = (s - c) - s'. \qquad \text{(VII. 31)}$$

Приняв, что металл днища в пределах толщины, выражаемой формулой (VII. 31), служит укреплением в зоне *MNOP* (см. рис. VII. 35) на длине $2(d + 2c)$ за вычетом отверстия внутри патрубка, можем написать, что

$$F_2' = [2(d + 2c) - (d + 2c)]\,[(s - c) - s'] = \\ = (d + 2c)\,[(s - c) - s']. \qquad \text{(VII. 32)}$$

Далее определяем площадь F_2'' стенок патрубка, которая может рассматриваться как укрепление.

Теоретически необходимая толщина патрубка $s_п'$ определяется по формулам (III. 27) — (III. 29).

Толщина стенки патрубка, которая может рассматриваться как укрепление выреза, равна

$$s_2 = [(s_п - c) - s'_п], \qquad \text{(VII. 33)}$$

где $s_п$ — полная толщина патрубка в *см*; $s'_п$ — расчетная толщина патрубка в *см*.

Принимая в качестве усиления выреза металл добавочной толщины патрубка, который находится в пределах зоны *MNOP* (см. рис. VII. 35), можем считать, что площадь укрепления F''_2 с учетом двусторонней коррозии патрубка с внутренней стороны равна

$$\begin{aligned} F''_2 &= 2 \cdot 2{,}5\,(s - c)\,[(s_п - c) - s'_п]\,2 - 2 \cdot 2{,}5\,(s - c)\,c = \\ &= 10\,(s - c)\,[(s_п - c) - s'_п] - 5\,(s - c)\,c = \\ &= 10\,(s - c)\left[(s_п - c) - s'_п - \frac{c}{2}\right]. \end{aligned} \qquad \text{(VII. 34)}$$

Отсюда суммарная площадь укрепления выреза равна

$$\begin{aligned} F_2 &= F'_2 + F''_2 = (d + 2c)\,[(s - c) - s'] + \\ &+ 10\,(s - c)\left[(s_п - c) - s'_п - \frac{c}{2}\right]. \end{aligned} \qquad \text{(VII. 35)}$$

Должно быть соблюдено условие $F_1 \leqslant F_2$, т. е.

$$\begin{aligned} (d + 2c)\,s' &\leqslant (d + 2c)\,[(s - c) - s'] + \\ &+ 10\,(s - c)\left[(s_п - c) - s'_п - \frac{c}{2}\right]. \end{aligned} \qquad \text{(VII. 36)}$$

На основании формул (VII. 31) и (VII. 33) получаем

$$(d + 2c)\,s' \leqslant (d + 2c)\,s_1 + 10\,(s - c)\left(s_2 - \frac{c}{2}\right). \qquad \text{(VII. 37)}$$

Путем последовательного подбора значений s_1 и s_2 добиваются результатов, определяемых формулой (VII. 37).

Если в компенсации отверстия принимает участие только стенка патрубка штуцера, то утолщая привариваемый конец патрубка, как показано на рис. VII. 41, мы можем довести эту толщину до размеров, необходимых для компенсации отверстия. Однако следует помнить, что вырез компенсируется только участками патрубка протяженностью по 2,5 толщины s' на сторону, как показано на рис. VII. 41. Таким образом, при определении размера s_2 по формуле (VII. 33), т. е. утолщения патрубка, предназначенного для компенсации отверстия, следует соблюдать условие

$$2 \cdot 5s'\left[(s_п - c) - s'_п - \frac{c}{2}\right] \geqslant (d + 2c)\,s' \qquad \text{(VII. 38)}$$

или

$$10\left[(s_{\text{п}} - c) - s'_{\text{п}} - \frac{c}{2}\right] \geqslant (d + 2c), \qquad \text{(VII. 39)}$$

откуда

$$s_{\text{п}} \geqslant \frac{d+2c}{10} + s'_{\text{п}} + 1{,}5\,c, \qquad \text{(VII. 40)}$$

где $s_{\text{п}}$ — толщина привариваемого конца патрубка с прибавкой на коррозию в *см*; $s'_{\text{п}}$ — расчетная толщина стенки патрубка без прибавки на коррозию в *см*; s' — расчетная толщина стенки аппарата без прибавки на коррозию в *см*; c — прибавка на коррозию в *см*.

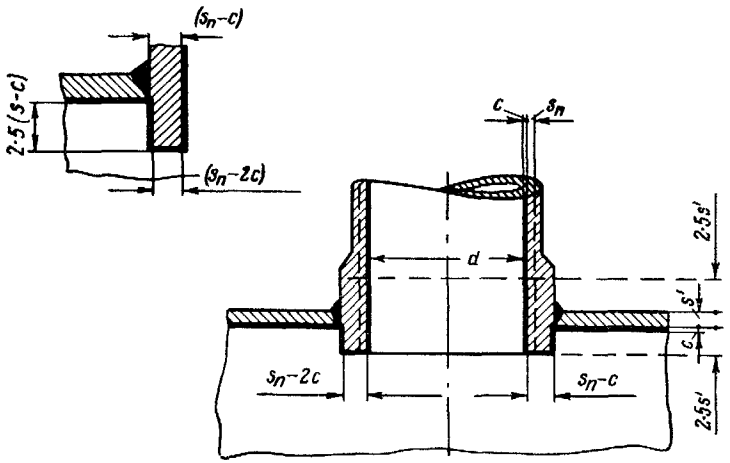


Рис. VII. 41.

Расчет по формулам (VII. 38) — (VII. 40) действителен при коэффициенте прочности сварных швов корпуса $\varphi = 1$; при меньшем значении φ величина $s_{\text{п}}$, вычисленная по указанным формулам, получается с некоторым запасом. Учитывая условия сварки, рекомендуется размер s — толщину обечайки корпуса в месте соединения с утолщенным патрубком принимать не менее чем $s_{\text{п}}/2{,}5$.

Расчет укрепления групповых отверстий

Если в днище требуется сделать два или больше отверстий, то наибольшее отверстие рекомендуется располагать ближе к центру днища. Если отверстие в днище должно быть больше половины диаметра корпуса, то лучше делать конический или обратно выгнутый переход, а не вырезать отверстие в сферическом или эллиптическом днище.

Если расстояние между двумя или более смежными отверстиями таково, что укрепления их находят одно на другое, то эти отверстия необходимо усилить одним общим укреплением, прочность которого

должна быть равна суммарной прочности отдельных укреплений, которые потребовались бы для каждого отверстия в отдельности. При этом расстояние A между центрами смежных отверстий рекомендуется делать больше полуторакратной полусуммы диаметров отверстий и во всяком случае не меньше чем 1,35 от этой полусуммы. Таким образом, рекомендуемая величина расстояния A равна

$$A \geqslant 1{,}5\,\frac{(d_1+2c)+(d_2+2c)}{2}. \qquad \text{(VII. 41)}$$

При диаметре выреза $(d + 2c) \geqslant 400$ *мм* рекомендуется также соблюдать условие (VII. 41); однако в случае необходимости можно принимать расстояние A несколько преуменьшенным, но ни в коем случае не менее

$$A \geqslant 1{,}35\,\frac{(d_1+2c)+(d_2+2c)}{2}, \qquad \text{(VII. 42)}$$

где d_1 и d_2 — диаметры смежных отверстий.

При укреплении смежных отверстий половина требуемого по расчету сечения металла укрепления должна приходиться на простенок между отверстиями.

Если расстояние A меньше, чем определенное по формуле (VII. 42), то укрепление следует рассчитывать как для отверстия размером

$$A + \frac{(d_1+2c)+(d_2+2c)}{2}. \qquad \text{(VII. 43)}$$

В тройниках с проходом, равным проходу трубопровода, укрепления или компенсации выреза можно достигнуть путем увеличения толщины стенки против требуемой расчетной. Иногда для этого рассчитывают толщину стенки на удвоенное рабочее давление.

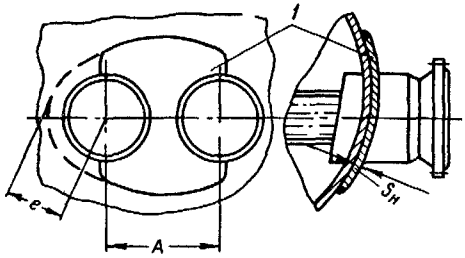
В применяемых на нефтеперерабатывающих заводах для отпарки легких нефтепродуктов подогревателях с паровым пространством в днищах делают отверстия под горловины в виде штуцеров, в которые вставляют трубные пучки теплообменников. Если в таком подогревателе монтируют по два или иногда по три пучка, то их следует располагать так, как показано на рис. VII. 42.

При этом между центрами вырезов отверстий остается расстояние, на котором обычное укрепляющее кольцо не может разместиться около каждого отверстия. В этих случаях между подобными групповыми отверстиями для укрепления промежутков между ними может быть приварена накладка *1*, как показано на рис. VII. 42. На рис. VII. 42, *а* представлена конструкция укрепления двух отверстий, а на рис. VII. 42, *б* — конструкция укрепления трех отверстий в тех случаях, когда требуется укрепление только перемычек.

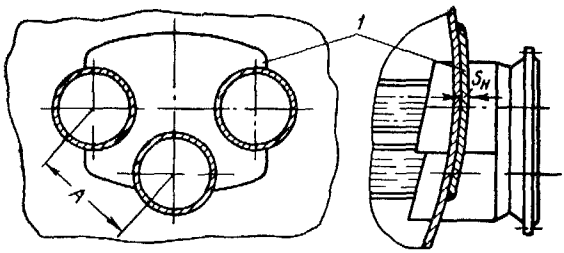
Расчет этих укреплений (в виде накладок) выполняется в предположении, что между отверстиями имеется достаточный простенок, т. е. расстояние между центрами отверстий не менее чем определенное по формулам (VII. 41) и (VII. 42).

Затем определяем при равных диаметрах горловин толщину накладки для укрепления перемычки между двумя или тремя горловинами при условии, что увеличение толщины горловин сверх теоретически необходимой не принимается во внимание или это утолщение не делается.

$$(s_н + s_1)\frac{A-(d+2c)}{2} \geqslant \frac{d+2c}{2}s', \qquad \text{(VII. 44)}$$



а



б

Рис. VII. 42.

а — при двух пучках; *б* — при трех пучках; *1* — накладка.

где $s_н$ — минимально необходимая толщина накладки в *см*; A — минимальное расстояние между центрами горловин в *см*; s_1 — толщина стенки днища, которую можно рассматривать как укрепление, в *см*.

$$s_1 = (s-c) - s', \qquad \text{(VII. 45)}$$

где s — полная толщина стенки днища в *см*; s' — теоретически необходимая толщина днища без прибавки на коррозию в *см*.

Решая уравнение (VII. 44) относительно $s_н$, находим толщину накладки

$$s_н \geqslant \frac{(d+2c)\,s'}{A-(d+2c)} - s_1'. \qquad \text{(VII. 46)}$$

При разных диаметрах смежных отверстий (горловин) должно быть соблюдено условие

$$(s_н + s_1)\frac{A-0{,}5\,[(d_1+2c)+(d_2+2c)]}{2} \geqslant \frac{0{,}5\,[(d_1+2c)+(d_2+2c)]}{2}s'. \qquad \text{(VII. 47)}$$

Отсюда

$$s_н = \frac{0{,}5\,[(d_1+2c)+(d_2+2c)]\,s'}{A-0{,}5\,[(d_1+2c)+(d_2+2c)]} - s_1'. \qquad \text{(VII. 48)}$$

При этом форму накладки можно принимать, как указано на рис. VII. 42, только в тех случаях, когда

$$s_1(d_1+2c) \geqslant (d+2c)\,s',$$

т. е., когда $s_1 \geqslant s'$.

Если последнее условие не соблюдается, необходимо накладку расположить, так, чтобы она охватывала штуцера по всему периметру и чтобы расстояние e от центра штуцера до кромки накладки нигде не было бы меньше чем $0{,}5\,A$ при равных диаметрах штуцеров; в случае разных диаметров смежных отверстий размер e вокруг штуцера диаметром d_1 должен быть равен

$$e \geqslant \left[A - \frac{(d_1+2c)+(d_2+2c)}{2}\right]\frac{d_1}{d_1+d_2}; \qquad \text{(VII. 49)}$$

а вокруг отверстия с диаметром d_2 не меньше чем

$$e \geqslant \left[A - \frac{(d_1+2c)+(d_2+2c)}{2}\right]\frac{d_2}{d_1+d_2}. \qquad \text{(VII. 50)}$$

Если увеличение толщины патрубков горловин одинакового диаметра сверх теоретически необходимой также принимается во внимание, то толщину накладки для укрепления перемычки можно определить из условия

$$(s_н + s_1)\,\frac{A-(d+2c)}{2} \geqslant \frac{(d+2c)\,s' - F_п}{2}, \qquad \text{(VII. 51)}$$

где $F_п$ — сечение излишнего металла в толщине стенки патрубка по сравнению с теоретически необходимой, равное

$$F_п = 2\cdot 2\cdot 2{,}5\,(s-c)\left[(s_п-c) - s_п' - \frac{c}{2}\right] =$$

$$= 2\cdot 5\,(s-c)\left[(s_п-c) - s_п' - \frac{c}{2}\right]. \qquad \text{(VII. 52)}$$

Толщина накладки, следовательно, составляет

$$s_н \geqslant \frac{(d+2c)\,s' - F_п}{A-(d+2c)} - s_1 \ см. \qquad \text{(VII. 53)}$$

Формула (VII. 52) справедлива при условии, что патрубок горловины приварен с выступающим внутрь концом длиной не менее $2{,}5\,(s-c)$.

Если патрубок горловины приварен заподлицо со стенкой днища (см. рис. VII. 36), то из формулы (VII. 52) исключается коэффи-

циент 2. При этом форму накладки принимают такой, как указано на рис. VII. 42, только в тех случаях, когда

$$s_1 (d + 2c) \geqslant (d + 2c) s' - F_{\text{п}}$$

или когда

$$s_1 \geqslant s' - \frac{F_{\text{п}}}{d + 2c}. \qquad \text{(VII. 54)}$$

Если условие (VII. 54) не соблюдается, то накладку при равных диаметрах штуцеров необходимо распространить по всему периметру отверстий с тем, чтобы расстояние от центра штуцера до кромки накладки нигде не было меньше $0{,}5\,A$.

Расчет сварных швов укрепляющих колец

Укрепляющее кольцо приваривают по внутреннему и внешнему периметрам.

При расчете сварных швов укрепляющего кольца внутренний кольцевой шов не рассчитывают, он создает запас прочности.

Таким образом, расчет сварного шва укрепляющего кольца сводится к определению или проверке размера катета $h_{\text{с}}$ (см. рис. VII. 35).

Прочность этого шва нужно определять, исходя из условия, что части его, расположенные у двух половин кольца сверху и снизу относительно опасного сечения xx, могут безопасно выдержать нагрузку P_0, передаваемую им укрепляющим кольцом.

Для определения нагрузки P_0 выделим вдоль линии AB (см. рис. VII. 34) обечайки элемент длиной 1 *см*. При толщине стенки s площадь поперечного сечения этого элемента равна $1\ s'см^2$, где $s' = s - c$.

Элемент стенки площадью $1s'$ при напряжении R_z в состоянии выдержать нагрузку от внутреннего давления $q = 1s'\,R_z\varphi$. При длине отверстия $(d + 2\,c)$ общая нагрузка P_0, которая приходится на площадь поперечного сечения удаленного металла выреза, равна

$$P_0 = 1s' (d + 2c) R_z \varphi. \qquad \text{(VII. 55)}$$

Уравнение прочности для шва каждой половины кольца имеет вид

$$P_0 = \frac{\pi D_{\text{к}}}{2} 0{,}7\, h_{\text{с}} \varphi_{\text{с}} R_{\text{с}}, \qquad \text{(VII. 56)}$$

где $\varphi_{\text{с}}$ — коэффициент прочности сварного шва кольца; $R_{\text{с}}$ — допускаемое напряжение на срез.

Приравняв правые части формул (VII. 55) и (VII. 56) и имея в виду, что $R_{\text{с}} = 0{,}8\ R_z$, определяем $h_{\text{с}}$

$$h_{\text{с}} = \frac{2s' (d + 2c) R_z \varphi}{\pi D_{\text{к}}\, 0{,}56\, R_z \varphi_{\text{с}}}. \qquad \text{(VII. 57)}$$

Приняв отношение $\frac{D_к}{d+2c} = \psi$, получаем

$$h_c = \frac{(s-c)\,2\varphi}{\pi\,0{,}56\,\psi\varphi_c}. \qquad \text{(VII. 58)}$$

При $\varphi = 0{,}95$, $\varphi_c = 0{,}8$ и минимальном значении $\psi = 1{,}6$ получаем

$$h_c = 0{,}85\,(s-c).$$

Обычно катет h_c валикового шва по наружной окружности кольца выполняют равным толщине кольца, т. е. $h_c = h$ до $h_c = h - 0{,}4$ *см*.

Конструктивные размеры укрепляющих колец и примеры расчетов

В целях унификации и облегчения выбора и изготовления кольца, укрепляющие отверстия в сферических днищах и цилиндрических корпусах, применяют одинаковыми по диаметру (с округлением в бóльшую сторону).

Размеры нормализованных колец для патрубков условного прохода от 70 до 600 *мм* включительно приведены в нормали Н480-50 (табл. VII. 19).

Таблица VII. 19

Размеры укрепляющих колец для аппаратов по нормали Н480-50
(рис. VII. 43 и VII. 44)

Условный проход штуцера $D_у$, *мм*	Номер кольца	Вес кольца при толщине $s = 10$ *мм*, *кг*	Наружный диаметр кольца D, *мм*	Внутренний диаметр кольца d, *мм*	Наружный диаметр патрубка d_0, *мм*
70	2,5	1,18	160	80	76
80	3,0	1,46	180	93	89
100	4,0	2,13	220	118	114
125	5,0	2,90	260	144	140
150	6,0	4,10	310	172	168
200	8,0	6,80	400	223	219
250	10,0	9,47	480	277	273
300	12,0	12,00	550	329	325
350	14,0	14,80	620	381	377
400	16,0	17,10	680	430	426
450	18,0	21,30	760	482	478
500	20,0	26,20	830	534	520
600	24,0	30,50	910	634	630

Примечания. 1. Пример обозначения укрепляющего кольца для штуцера с $D_у = 200$ *мм* и $s = 24$ *мм*: укрепляющее кольцо № Н480-50; $s = 24$ *мм*.

2. Толщину укрепляющего кольца принимают равной толщине стенки аппарата.

3. Качество сварных швов укрепляющих колец должно быть равноценным качеству основных швов аппарата.

4. Материал кольца и стенок аппарата — один и тот же.

Как правило, постоянными для каждого данного условного прохода патрубка остаются наружный и внутренний диаметры кольца. Меняется лишь толщина колец h, которую принимают обычно равной толщине стенки аппарата.

Как исключение в аппаратах малого диаметра при установке нескольких штуцеров допускается увеличение толщины кольца за счет уменьшения наружного диаметра его.

Внутреннее отверстие укрепляющих колец следует обрабатывать по одному из вариантов рис. VII. 43. При этом первый вариант предусмотрен для колец с толщиной $h < 20$ *мм*, а второй для колец с $h > 20$ *мм*. Для колец с $h < 12$ *мм* внутреннее отверстие может быть цилиндрической формы, без разделки кромок.

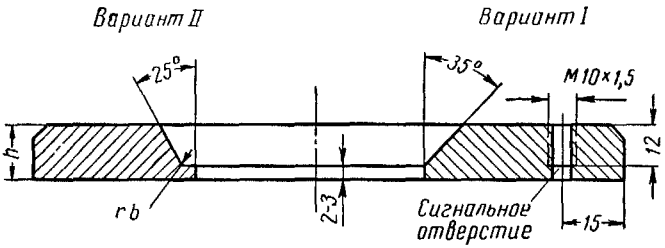


Рис. VII. 43.

Если принять за R внешний радиус обечайки или сферического днища аппарата, то согласно нормалям укрепляющие кольца могут быть одной из следующих форм (рис. VII. 44):

а) тип A, форма 1 (рис. VII. 44, *а*) — для цилиндрической обечайки с $s \leqslant 12$ *мм* и при $R > 1{,}1\, D_к$;

б) тип A, форма 1а (рис. VII. 44, *б*) — для цилиндрической обечайки с $s > 12$ *мм* и при $R > 1{,}1\, D_к$;

в) тип A, форма 2 (рис. VII. 44, *в*) — для цилиндрической обечайки с $s \leqslant 12$ *мм* и при $R \leqslant 1{,}1\, D_к$, $r = \frac{d}{2}$;

г) тип A, форма 2а (рис. VII. 44, *г*) — для цилиндрической обечайки с $s > 12$ *мм* и при $R \leqslant 1{,}1\, D_к$, $r = \frac{d}{2}$;

д) тип $Б$, форма 3 (рис. VII. 44, *д*) — для сферического днища с $s \leqslant 12$ *мм*;

е) тип $Б$, форма 3а (рис. VII. 44, *е*) — для сферического днища с $s > 12$ *мм*.

Применение колец типа A по формам 2 и 2а, содержащих смещение f, ограничивается условными проходами штуцеров и радиусами аппаратов R, указанными в табл. VII. 20.

При этом согласно нормалям колец следует иметь в виду, что на рис. VII, 44, *в* и *г* размеры f и угол 35° показаны условно и должны быть проверены до гибки.

Пример 1. Определить наружный диаметр D приварного кольца, укрепляющего вырез под штуцер в цилиндрическом корпусе аппарата.

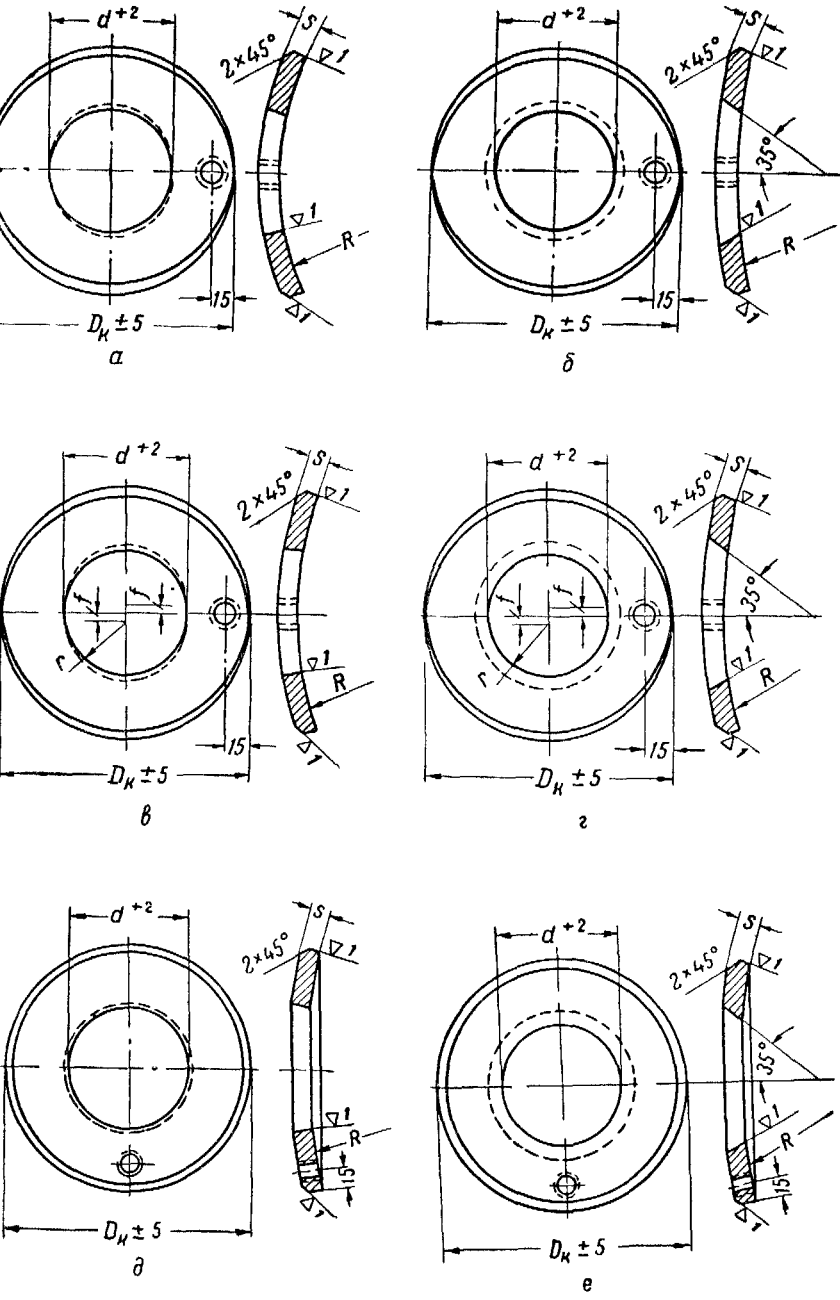


Рис. VII. 44.

Таблица VII. 20

Величина смещения f для укрепляющих колец
(рис. VII. 44, *в* и *г*)
Размеры даны в *мм*

Условный проход патрубка D_y	Смещение f при радиусе аппарата				
	300	400	500	600	700
300	4	5	5	4	—
350	9	8	6	5	4
400	—	11	7	6	5
450	—	—	10	7	6

Внутренний диаметр патрубка штуцера 300 *мм*. Вырез расположен вне продольных швов корпуса. Коэффициент прочности швов $\varphi = 0{,}95$. Материал стенок корпуса и укрепления равнопрочен. Толщина стенки, включая прибавку на коррозию, $s = 22$ *мм*. Прибавка на коррозию $c = 4$ *мм*.

Примем толщину укрепляющего кольца $h = 22$ *мм*. Тогда по формуле (VII. 9).

$$D = \frac{(d+2c)(s-c)\varphi}{h+(s-c)(1-\varphi)} + (d+2c) =$$

$$= \frac{(30+2\cdot 0{,}4)(2{,}2-0{,}4)\,0{,}95}{2{,}2+(2{,}2-0{,}4)(1-0{,}95)} + (30+2\cdot 0{,}4) = 53{,}8 \text{ см} = 538 \text{ мм}.$$

Диаметр нормализованного кольца согласно табл. VII. 19 равен 550 *мм* и таким образом вполне обеспечивает необходимое укрепление выреза.

Пример 2. В эллиптическом отбортованном днище подогревателя диаметром 3000 *мм*, работающего при избыточном давлении 6 *кГ/см*^{2} и температуре 300° С, вмонтированы два теплообменника. Вырезы в днище расположены вне сварных швов согласно рис. VII. 45 (показано условно). Материал днища — Ст. 3.

Необходимо проверить расчетом укрепление вырезов путем дополнительного утолщения стенки днища и стенок патрубков. Наружный диаметр каждого патрубка равен 720 *мм*. Толщина их стенок 36 *мм*. Толщину днища предварительно примем равной 18 *мм*. Вырезы сделаны вне сварного шва днища. Внутренний диаметр патрубка $d = 72{,}0-2\cdot 3{,}6 = 64{,}8$ *см*. Принимаем, что зона укрепления находится вне переходной дуги днища. Прибавка на коррозию $c = 0{,}4$ *см*. Расстояние $A = 930$ *мм*.

Расчетный диаметр выреза по формуле (VII. 1)

$$d_p = 64{,}8 + 2\cdot 0{,}4 = 65{,}6 \text{ см}.$$

По формуле (VII. 42) расстояние A должно быть не меньше чем $A \geqslant 1{,}35\,(d+2c) = 1{,}35\cdot 656 = 890$ *мм*. В данном случае расстояние $A = 930$ *мм*.

Примем условно значение допускаемого напряжения с учетом условий работы для материала днища и патрубка

$$\sigma_{доп} = R_z = 1000 \ кГ/см^2.$$

По формуле (III. 27)

$$s' = \frac{pD_{вуэ}}{2R_z\varphi - p} = \frac{6 \cdot 300}{2 \cdot 1000 - 6} \approx 0{,}9 \ см,$$

где $\varphi = 1$.

По формуле (VII. 30)

$$F_1 = (d + 2c)\, s' = 65{,}6 \cdot 0{,}90 = 59 \ см^2.$$

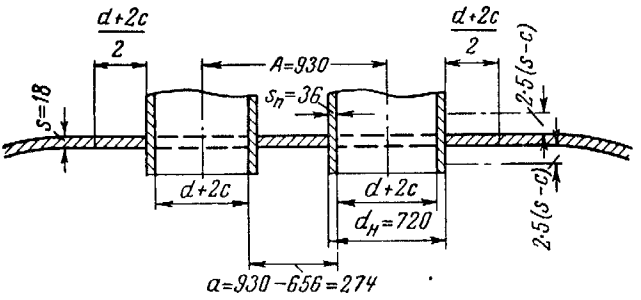


Рис. VII. 45

Суммарная расчетная площадь двух вырезов, подлежащая укреплению, равна

$$2F_1 = 59 \cdot 2 = 118 \ см^2.$$

Площадью укрепления у днища служат (см. рис. VII. 45)

а) промежуток между двумя вырезами $a = A - (d + 2c) = 93 - 65{,}6 - 27{,}4$ *см* с площадью $F_2''' = 27{,}4\,(s - c - s') = 27{,}4 \times (1{,}8 - 0{,}4 - 0{,}9) = 13{,}7 \ см^2$;

б) два участка по бокам вырезов, каждый протяжением $\frac{d + 2c}{2}$ и суммарной площадью

$$F_2^{IV} = 2\left(\frac{d + 2c}{2}\right)[(s - c) - s'] =$$

$$= (64{,}8 + 2 \cdot 0{,}4)\,[(1{,}8 - 0{,}4) - 0{,}9] \approx 32{,}8 \ см^2.$$

Таким образом, общая площадь поперечного сечения в толщине стенок металла самого днища, которая может рассматриваться как укрепление, равна

$$F_2' = F_2''' + F_2^{IV} = 13{,}7 + 32{,}8 = 46{,}5 \ см^2.$$

Далее находим теоретически необходимую толщину для стенки патрубка из стали Ст.3 по формуле

$$s_п = \frac{pd}{2R_z\varphi - p} \approx \frac{6 \cdot 64{,}8}{2 \cdot 1000 \cdot 0{,}95} \approx 0{,}2 \ см.$$

По формуле (VII. 34)

$$F_{\text{п}} = 10\,(s - c)\left[(s_{\text{п}} - c) - s'_{\text{п}} - \frac{c}{2}\right] =$$

$$= 10\,(1{,}8 - 0{,}4)\left[(3{,}6 - 0{,}4) - 0{,}2 - \frac{0{,}4}{2}\right] = 39\ см^2.$$

Площадь поперечного сечения двух патрубков, которую можно рассматривать как укрепление, равна

$$2F_{\text{п}} = 2 \times 39 = 78\ см^2.$$

Общая площадь укрепления равна

$$F_2 = F'_2 + 2F_{\text{п}} = 46{,}5 + 78 = 124{,}5\ см^2.$$

Таким образом, получаем, что $2F_1 < F_2$.

Необходимо соблюдать условие, чтобы половина требуемого по расчету металла укрепления приходилась на простенок — перемычку между отверстиями.

В данном случае суммарная расчетная площадь, подлежащая укреплению

$$2F_1 = 118\ см^2, \text{ и } 0{,}5 \cdot 2F_1 = 0{,}5 \cdot 118 = 59\ см^2,$$

т. е.

$$F_1 = 59\ см^2, \quad F_{\text{а}} = F_2 + F_{\text{п}} = 13{,}7 + 39 = 52{,}7\ см^2.$$

Так как $F_1 > F_{\text{а}}$, то условие прочности не соблюдено; необходимо увеличить значение $F_{\text{а}}$. Для этого толщину днища примем равной не 18, а 20 *мм*.

Тогда

$$F''_2 = 27{,}4\,(s - c - s') = 27{,}4\,(2 - 0{,}4 - 0{,}9) = 19\ см^2,$$

$$F_{\text{п}} = 10\,(2 - 0{,}4)\left[(3{,}6 - 0{,}4) - 0{,}2 - \frac{0{,}4}{2}\right] = 44{,}5\ см^2,$$

$$F_{\text{а}} = F'''_2 + F_{\text{п}} = 19 + 44{,}5 = 63{,}5\ см^2.$$

Теперь

$$F_{\text{а}} > F_1.$$

Следовательно, прибавки к толщине стенок днища и патрубка для укрепления вырезов выбраны правильно.

Необходимо помнить, что если укрепляющее кольцо (при наличии днищ коробовой формы) попадает в переходную зону, описанную малым радиусом, то это кольцо не ставят, а для укрепления отверстия увеличивают толщину стенки патрубка или днища.

Пример 3. Определить толщину накладки между тремя горловинами рибойлера при условии, что отверстия под горловины в днище рибойлера расположены по схеме, изображенной на рис. VII. 46; материал днищ и приварной горловины — сталь 16ГС (ЗН). Полная толщина днища $s = 20$ *мм*; рабочее давление в корпусе рибойлера

8 *кГ/см²* и максимальная температура при этом $t = 250°$ С. Горловины приварены к днищам с выступающими внутрь концами на 55 *мм*, не попадая на сварные швы. Прибавка на коррозию $c = 0{,}4$ *см*. Расстояние между центрами горловин $A = 1069$ *мм*.

По формуле (VII. 42) определяем расстояние A. $A \geqslant 1{,}35\ (786 + 2 \cdot 0{,}4) = 1069$ *мм*.

Расчетная толщина днища при условии, что оно является эллиптическим

$$s' = \frac{pD_{cy_э}}{2R_z\varphi} = \frac{8\,(300+2)}{2 \cdot 1400 \cdot 0{,}95} = 0{,}91 \text{ см},$$

где φ — коэффициент прочности сварного шва; $\varphi = 0{,}95$.

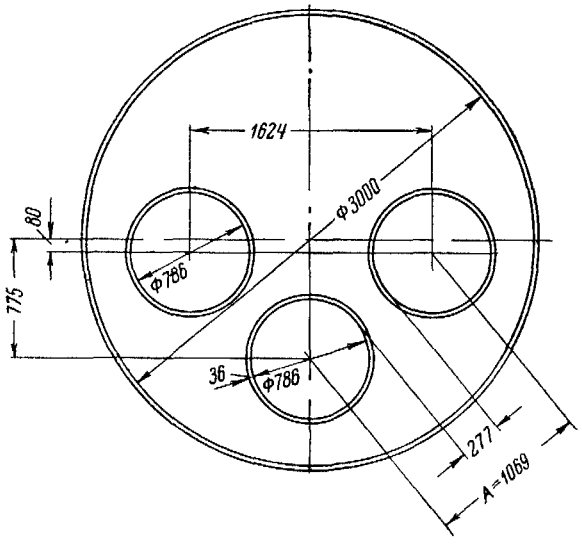


Рис. VII. 46.

Расчетный диаметр отверстия

$$d_р = d + 2c = 78{,}6 + 2 \cdot 0{,}4 = 79{,}2 \text{ см}.$$

Расчетная площадь сечения, требующего укрепления

$$F_1 = 79{,}2 \cdot 0{,}91 = 72 \text{ см}^2.$$

Допускаемое напряжение R_z при 250° С принято равным для стали 16ГС $R_z = 1400$ *кГ/см²*.

Расчетная толщина патрубка горловины

$$s'_п = \frac{p\,(d+2c)}{2R_z\varphi} = \frac{8\,(78{,}6+2 \cdot 0{,}4)}{2 \cdot 1400 \cdot 0{,}95} = 0{,}24 \text{ см} = 2{,}4 \text{ мм}.$$

По формуле (VII. 52)

$$F_{\text{п}} = 2 \cdot 5\,(s - c)\left[(s_{\text{п}} - c) - s'_{\text{п}} - \frac{c}{2}\right] = 10\,(2 - 0{,}4) \times$$

$$\times \left[(3{,}6 - 0{,}4) - 0{,}25 - \frac{0{,}4}{2}\right] = 44 \text{ см}^2.$$

По формуле (VII. 45)

$$s_1 = 2 - 0{,}4 - 0{,}91 = 0{,}69 \text{ см}.$$

По формуле (VII. 53) искомая толщина накладки

$$s_{\text{н}} \geqslant \frac{(d + 2c)\,s' - F_{\text{п}}}{A - (d + 2c)} - s_1 = \frac{(78{,}6 + 2 \cdot 0{,}4)\,0{,}91 - 44}{106{,}9 - (78{,}6 + 2 \cdot 0{,}4)} - 0{,}69 = 0{,}32 \text{ см}.$$

Конструктивно принимаем накладку толщиной 10 *мм*, либо утолщаем днище до 24 *мм*.

По формуле (VII. 54)

$$s_1 \geqslant s' - \frac{F_{\text{п}}}{d + 2c},$$

т. е.

$$0{,}69 \text{ см} \geqslant 0{,}91 - \frac{44}{79{,}4} = 0{,}36 \text{ см}.$$

Так как условие в данном случае соблюдено ($0{,}69 > 0{,}36$), то это значит, что накладка может быть выполнена по форме, показанной на рис. VII. 42, *б*.

ГЛАВА VII

ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ЭЛЕМЕНТОВ АППАРАТОВ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ И СВАРНОЙ НЕФТЕАППАРАТУРЫ

ЭЛЕМЕНТЫ СОСУДОВ И АППАРАТОВ

В сосудах и аппаратах для высоких давлений и температур применяются особые соединения, в которых уплотнение достигается при помощи металлических прокладок — обтюраторов.

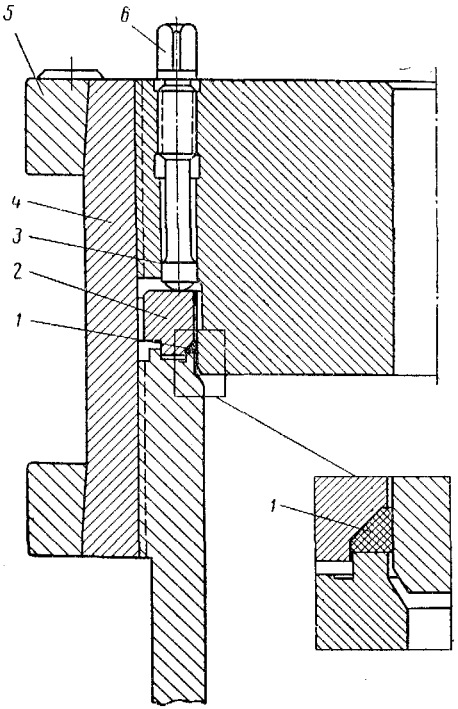


Рис. VIII. 1.

Различают два типа соединений:

а) когда обтюратор пластически деформируется и возникающие в нем напряжения выше предела текучести;

б) когда обтюратор деформируется в пределах упругости.

Примером компактного соединения или затвора, в котором прокладка деформируется пластически, может служить конструкция, изображенная на рис. VIII. 1 [1]. Здесь нагрузка на верхнюю головку *3* от давления газа воспринимается муфтой *4*, выполненной из двух половин, скрепленных бандажами *5*. Уплотнение создается в результате раздавливания медной прокладки *1* упорным кольцом *2* под действием нажимных болтов *6*. Затвор может быть применен для аппаратов с внутренним диаметром до 1200 *мм* и избыточных давлений до 350 *кГ/см²*.

Затворы с использованием силы внутреннего давления

В конструкциях затворов высокого давления применяется самоуплотняющееся соединение, так как герметичности уплотнения между крышкой и аппаратом способствует само внутреннее давление (рис. VIII. 2). При этом чем больше давление, тем больше и герметичность соединения. Сила внутреннего давления прижимает крышку аппарата к уплотнительному кольцу трапецеидального сечения. Форма уплотнительного кольца обусловливает появление радиального усилия P_0 (рис. VIII. 3), действующего на корпус аппарата через уплотнительное кольцо и вызывающего в последнем напряжение растяжения и смятия.

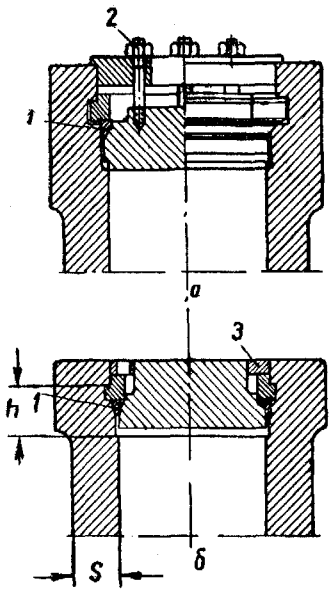


Рис. VIII. 2.

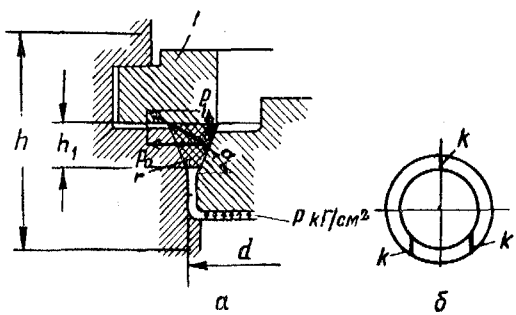


Рис. VIII. 3.

Усилие $P_0 = P_1 \operatorname{tg} \alpha$ может достигать при большом угле α весьма значительных величин и в конечном итоге должно быть воспринято корпусом аппарата вследствие деформации кольца r.

Сила P_1 равна

$$P_1 = p \frac{\pi d^2}{4} \cdot \frac{1}{\pi d} = p \frac{d}{4} \quad кГ/см,$$

где p — внутреннее давление в *кГ/см²*.

[1] ГИАП, К. В. Михайлов.

Напряжение в верхней части корпуса от действия распорных сил P_0 приближенно можно определить по формуле

$$\sigma = \frac{P_0 D}{2hs};$$

где h и s показаны на рис. VIII. 2. Величину h можно принять (см. рис. VIII. 3, *а*) $h \leqslant 8\ h_1$.

Сила P_1 заставляет работать упорное кольцо *1* на срез и изгиб. Упорное кольцо разъемное и состоит в зависимости от диаметра аппарата из 3—4 частей. Это кольцо входит в паз корпуса аппарата и легко разбирается. При этом у колец, состоящих из трех частей, для возможности извлечения их или монтажа в паз две плоскости разъема делаются не в радиальном направлении, а так, как показано (*к*) на рис. VIII. 3, *б*. Перед пуском установки для создания внутреннего давления необходимо обеспечить предварительную затяжку, которая создается либо при помощи шпилек *2* (рис. VIII. 2, *а*), либо (при небольших диаметрах) при помощи гайки *3* (рис. VIII. 2, *б*).

После появления внутреннего давления вся нагрузка с гаек снимается.

Преимущества такого соединения по сравнению с обычными фланцевыми крышками следующие: 1) способность выдерживать очень высокие давления, так как уплотняющая сила возрастает по мере повышения давления; 2) герметичность при высоких температурах; 3) облегчение конструкции, а также сборки и разборки ее, так как отпадает необходимость в установке большого числа болтов; 4) надежность конструкции; 5) удешевление конструкции, поскольку не требуется применение дорогостоящего специального материала для большого количества болтов. Эти соединения оправдали себя в эксплуатации при разных рабочих условиях в аппаратуре диаметром до 1 *м*.

Нарушение плотности возможно по двум коническим поверхностям кольца *r* (рис. VIII. 3, *а*). Однако сила P_0 обычно настолько значительна, что обеспечивает надежное уплотнение.

Иногда соприкосновение уплотняемых поверхностей устраивают по пояску, близкому к линии касания, либо сферической боковой поверхности прокладки и конического гнезда, либо двух поверхностей конических с разными углами конусности, либо двух шаровых поверностей с разными радиусами сферы. При этом в месте уплотнения развивается значительное удельное давление.

Примером выполнения самоуплотняющегося затвора, где плотность достигается также в результате смятия уплотняющего кольца *2*, может служить конструкция, изображенная на рис. VIII. 4. Стальная крышка *1* силой внутреннего давления прижимается к уплотняющему кольцу *2* из отожженной красной меди, алюминия, низкоуглеродистой стали типа железа Армко и др. Вследствие разности углов конических поверхностей кольца и крышки сила внутреннего давления уравновешивается сопротивлением сжатию лишь

небольшого пояска соприкосновения между кольцом *2* и крышкой *1*. Напряжения в кольце превышают предел текучести, поэтому неровности на поверхности металла перестают играть существенную роль и соединение становится герметичным.

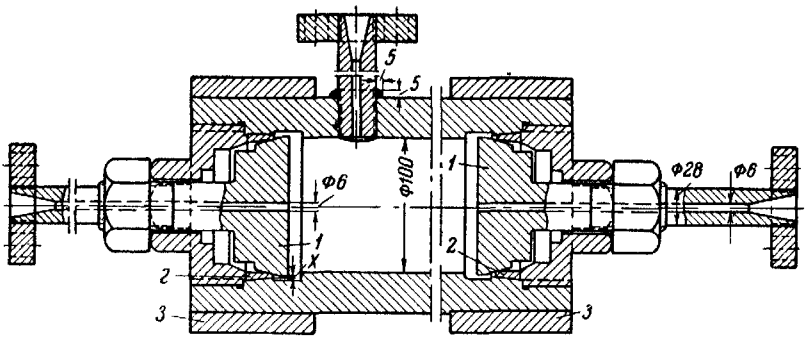


Рис. VIII. 4

Для восприятия радиальных сил P_0 на корпус насажены в горячем состоянии кольца *3*. Возможно, что при повторных применениях уплотняющего кольца герметичность не всегда достижима. В этом случае можно было бы рекомендовать смазку уплотняющего кольца. При редко же открываемых затворах и небольших диаметрах вполне рационально в экономическом отношении иметь запасные уплотняющие кольца. Самоуплотняющийся затвор изображен также на рис. VIII. 5. Затвор показал полную герметичность при испытании воздухом под давлением 420 *кГ/см²*.

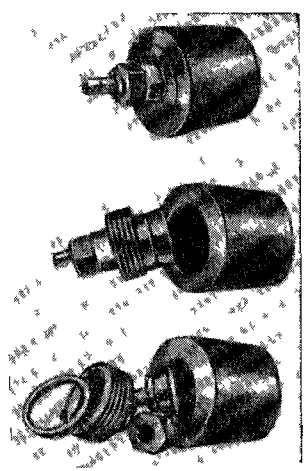


Рис VIII 5

На рис. VIII. 6 показаны аналогичный самоуплотняющийся затвор и его детали со всеми рабочими размерами, сконструированный по описанному выше принципу. Здесь он применен в так называемом ретурбенде, который предназначен для соединения в змеевике на поворотах попарно концов труб диаметром 8/4,5 *мм*.

В сосудах и аппаратах диаметром 400—600 *мм*, работающих при температурах от —50 до 200° С и давлениях в пределах 100—320 *кГ/см²*, достаточно успешно работают затворы с плоской металлической прокладкой (рис. VIII. 7).

Рекомендуемые размеры плоских металлических прокладок для затвора, показанного на рис VIII. 7. даны в табл. VIII. 1. В каче-

Таблица VIII. 1

Рекомендуемые размеры плоских металлических прокладок

Внутренний диаметр, *мм*	Рабочее давление, *кГ/см²*	Основные размеры	
		ширина *b*, *мм*	толщина *a*, *мм*
400	100	10	5
500	100	15	5
600	100	15	5
400	200	15	5
500	200	20	5
600	200	25	4
400	320	20	5
500	320	25	5
600	320	30	5

стве материала для плоских прокладок в них предусмотрена красная отожженная медь или алюминий.

На рис. VIII. 8 показан стальной баллон для осушки воздуха, предназначенный для работы при 220 *кГ/см²* и температурах до 180° С с гидравлическим испытанием при 330 *кГ/см²*. Здесь фланцевое соединение заменено головкой с затвором, где крышка *3* прижимается восемью стопорными болтами *2* (из стали Ст. 5), ввернутыми в колпачковую крышку *4*, которая крепится при помощи резьбы на корпусе.

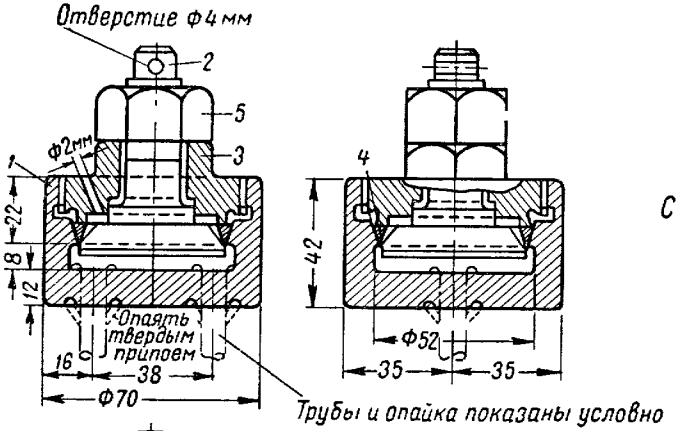
Уплотнение достигается прижатием красномедной прокладки *1*.

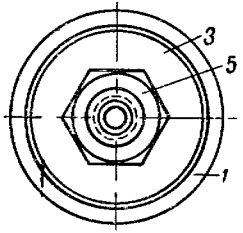
Хорошо достигается в этом аппарате уплотнение также во фланцах *5* бокового штуцера, навернутых па два конца труб, между торцами которых зажимается красномедная прокладка, которая не может быть выжата внутренним давлением, так как находится в кольцевом пазу, образующемся между торцом трубы и фланцем. Узкая поверхность соприкосновения способствует созданию высокого удельного давления.

Идея соединения, которое при высоком давлении внутри аппарата давало бы возможность обойтись без громоздких фланцев с болтами или шпильками, особенно хорошо выражена в конструкции затвора, схема которого дана на рис. VIII. 9, *а* и *б*. Этот затвор применяют для аппаратов диаметром приблизительно 600 *мм*, работающих при давлениях 350 *кГ/см²*.

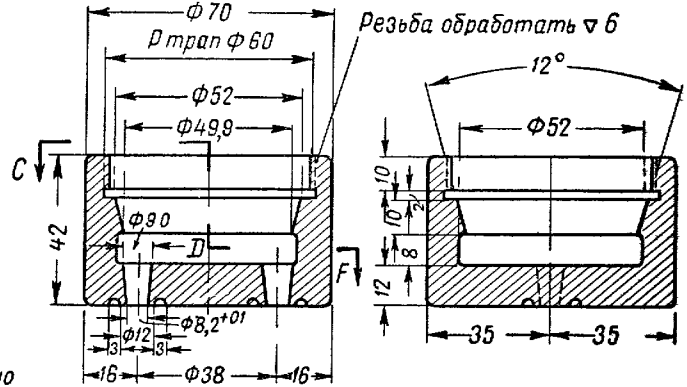
На соединяемые концы аппарата, которые должны быть уплотнены, одевают две половинки затвора в виде хомутов *1*, которые затягивают двумя болтами *2*. Для облегчения затяжки болтов устроена передача, состоящая из двух пар конических шестерен. Открывается и закрывается затвор с помощью маховика *3*.

По сечению *cd* затвора видно, что затяжка затвора осуществляется нажатием конической поверхности хомутов *1* на коническую поверхность выступов *4*. Вследствие этого усилие затяжки значительно снижается. Металлическая прокладка *5* лежит между двумя торцовыми

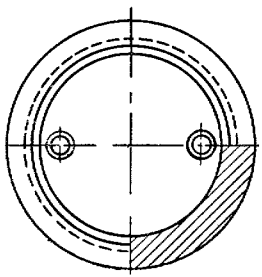




Трубы Ф8/4,5 развальцевать с отбортовкой на 1мм на сторону краев труб

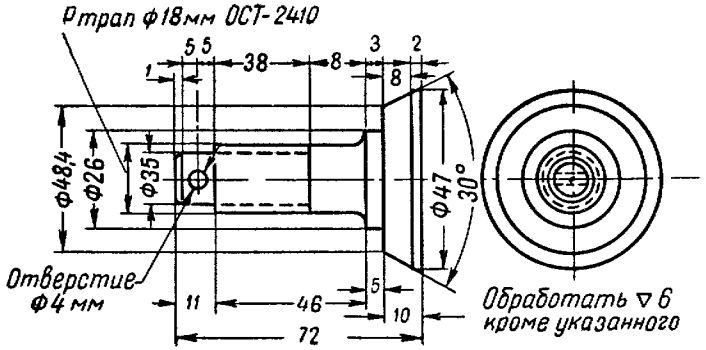


По CDF

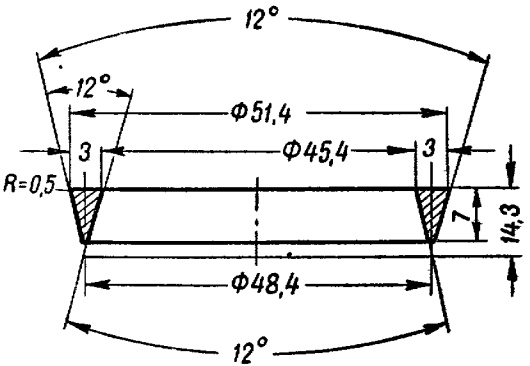


Обработать ▽3 кругом, кроме указанного

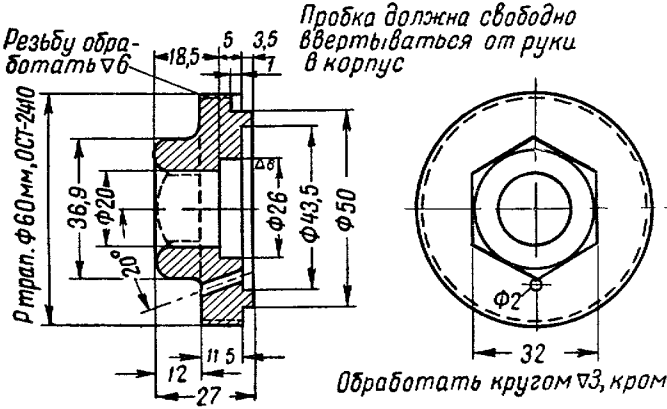
Деталь 1



Деталь 2

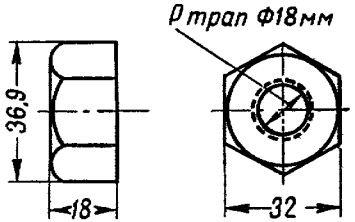


Деталь 4



Обработать кругом ▽3, кроме указанного

Деталь 3



Обработать ▽3 кругом, кроме резьбы. Резьбу обработать ▽6

Деталь 5

Рис. VIII. 6.

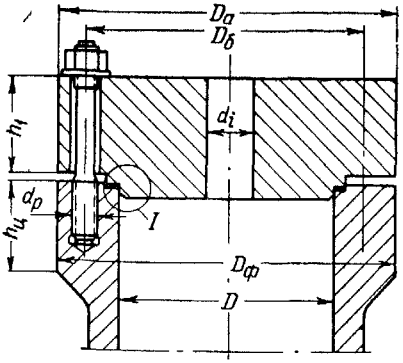
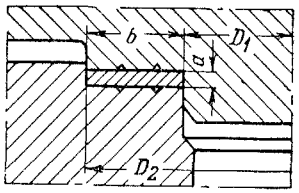
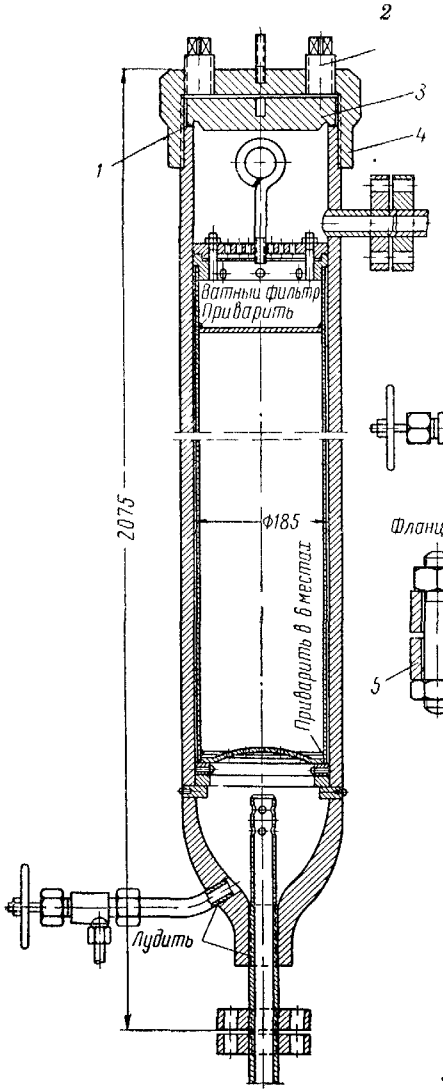


Рис. VIII. 7.





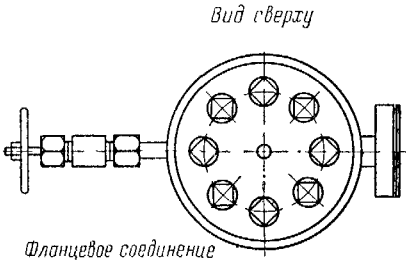


Рис. VIII. 8.

поверхностями соединяемых частей аппарата. Это же устройство показано на рис. VIII. 10.

Герметичен также самоуплотняющийся затвор (рис. VIII. 11) с прокладкой из низкоуглеродистой стали типа Армко, меди и т. п.

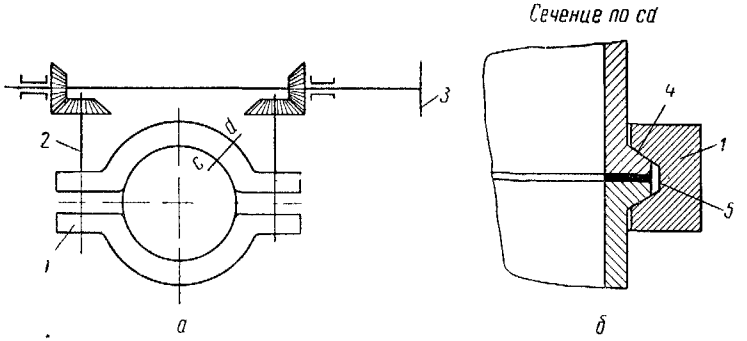


Рис. VIII. 9.

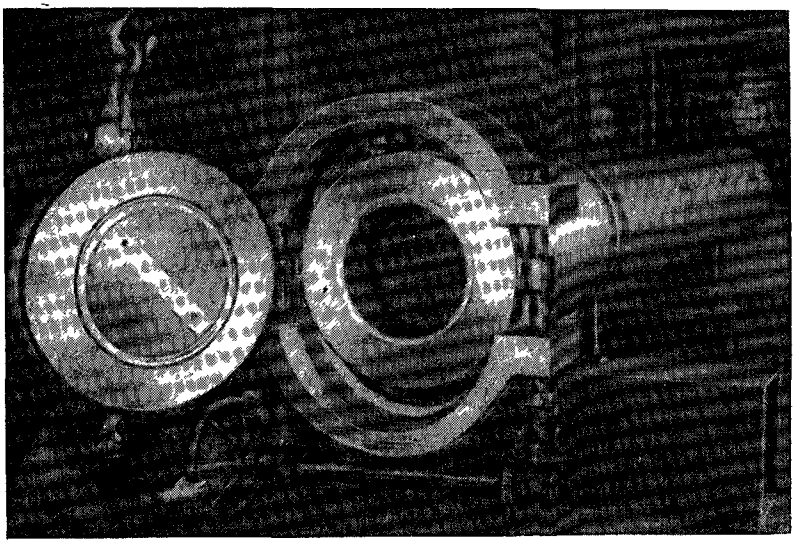


Рис. VIII. 10.

Такой затвор пригоден для аппаратов большого диаметра (порядка 1 *м*), работающих при давлениях ~300 *кГ/см*^{2}.

Шпильки воспринимают усилия от предварительного обжатия обтюратора и от внутреннего избыточного давления. Для отжима фланца и выемки крышки предусмотрено десять шпилек с резьбой диаметром М64.

На рис. VIII. 12 приведен самоуплотняющийся безболтовой штыковой (байонетный) затвор. В торцах корпуса аппарата по дуге делают шесть прорезей и шесть выступов.

Между корпусом и крышкой вставляют медный уплотнительный конус — обтюратор *1*, на который опускается обжимное кольцо *2* и байонетное кольцо *3* с выступами, аналогичными выступам корпуса.

После поворота упорного кольца на 30° его выступы принимают положение точно под выступами — зубьями корпуса. Закладное

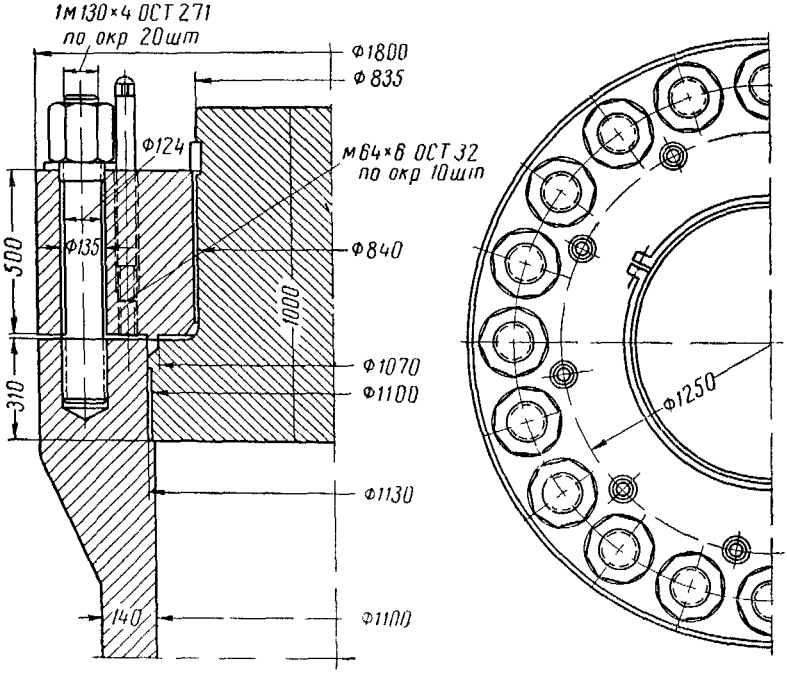


Рис. VIII. 11.

кольцо *6* состоит из четырех секторов. Предварительное обжатие медного обтюратора, т. е. доведение материала до состояния текучести, производится двенадцатью упорными болтами *5*.

При повышении давления внутри аппарата упорные болты разгружаются и все усилие от избыточного рабочего давления перекладывается на зубья корпуса.

Шесть упорных болтов *4* М64 и шесть шпилек *7* М64 служат для удобств обслуживания штыкового затвора.

В аппаратуре высокого давления широко применяются затворы с двойной конусностью, подобные изображенным на рис. VIII. 13 и VIII. 14. На первом приведен затвор, предназначенный для работы при давлении до 700 *кГ/см²*, на втором — при избыточном давлении до 325 *кГ/см²*.

Такие затворы обычно применяются диаметром 400—1400 *мм* при рабочих давлениях от 200 до 1000 *кГ/см²* и температурах от —50 до 400° С.

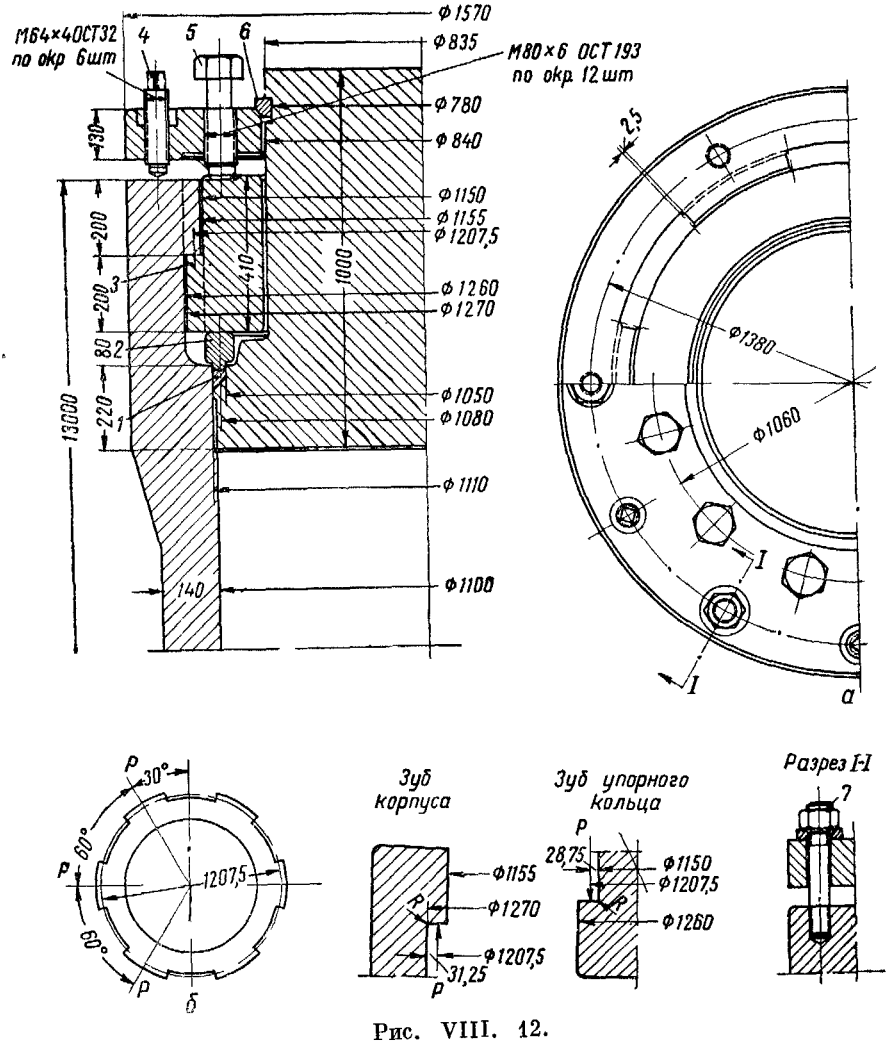


Рис. VIII. 12.

а — вид на головку в плане, *б* — план расположения выступов в упорном кольце

Характерной особенностью затворов указанных аппаратов является применение обтюраторов *4* (рис. VIII. 14) с двумя коническими уплотнительными поверхностями *2* и двумя кольцевыми канавками *3* на каждой. Для обеспечения герметичности соединения каждый обтюратор снабжен прокладками *1* из листового алюминия толщиной 1 *мм*. В алюминиевых прокладках создаются напряжения

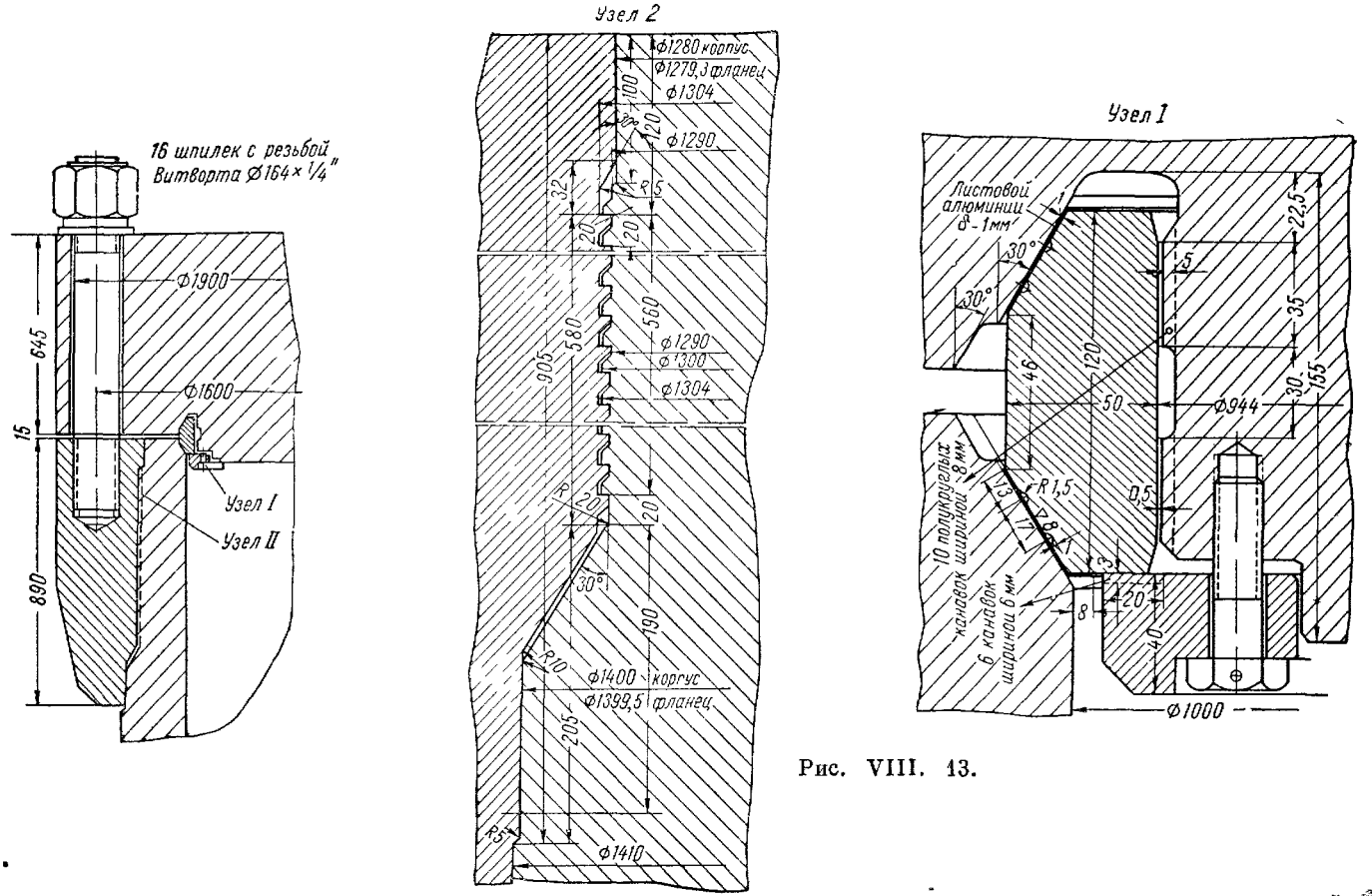

16 шпилек с резьбой
Витворта Ø164 × 1/4"
Ø1900
Ø1600
645
15
890
Узел I
Узел II
Узел 2
Ø1280 корпус
Ø1279,3 фланец
Ø1304
Ø1290
100
120
32
20
20
560
580
905
Ø1290
Ø1300
Ø1304
R
20
20
30°
190
R10
Ø1400 корпус
Ø1399,5 фланец
205
R5
Ø1410
Узел 1
Листовой
алюминий
δ - 1мм
1
30°
30°
22,5
2,5
35
155
30
120
46
50
Ø944
10 полукруглых
канавок шириной 8 мм
R 1,5
13
17
0,5
6 канавок
шириной 6 мм
8
20
40
Ø1000

Рис. VIII. 13.

выше предела текучести, алюминий заполняет микрозазоры и соединение становится герметичным. Таким образом, данное соединение также принадлежит к соединениям типа «а». Обтюраторы крепятся

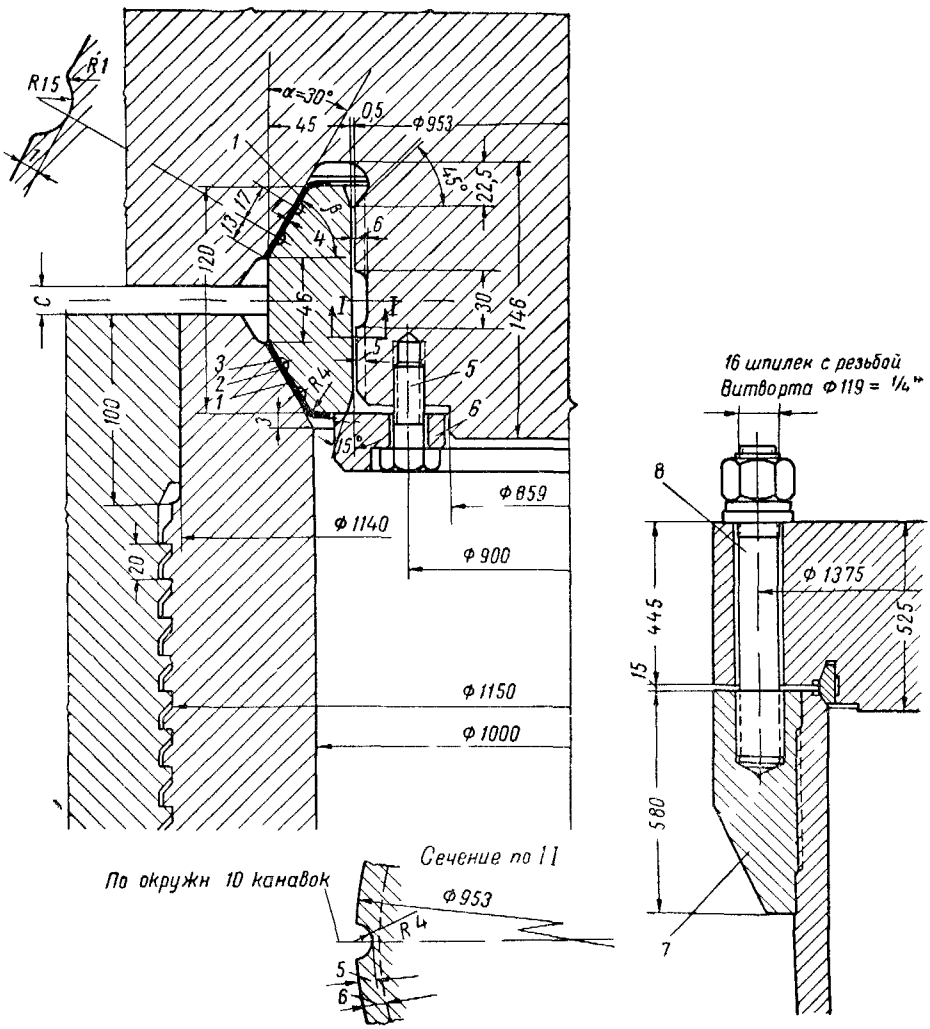


Рис. VIII 14.

к крышкам аппаратов при помощи колец *6* и болтов *5* (рис. VIII. 14). Для обеспечения необходимого затяга между крышкой и торцом аппарата необходимо предусмотреть зазор *C*.

Небольшое увеличение диаметра обтюратора, вызываемое внутренним давлением, способствует лучшему уплотнению всего соединения. Конструктивные размеры подобных обтюраторов, изображенных на рис. VIII. 15, приведены в табл. VIII. 2.

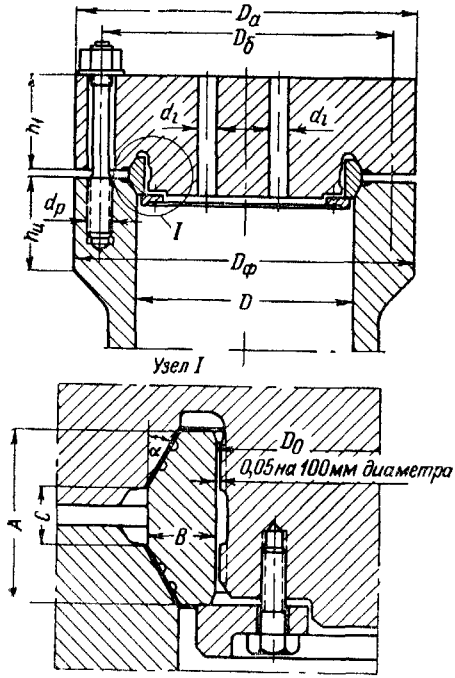


Рис VIII. 15.

Шпильки *8* (см. рис. VIII. 14) ввернуты во фланец *7*, который крепится к корпусу аппарата с натягом на упорной резьбе особого профиля, получившего название пилообразного.

Преимущества соединений, изображенных на рис. VIII. 13 и VIII. 14, следующие:

а) уплотнения с коническими обтюраторами позволяют свести изгибающий момент во фланце к минимальной величине вследствие уменьшения плеча между уплотнением и болтовой окружностью и уменьшения вертикальной составляющей реактивного усилия уплотнения;

Таблица VIII. 2

Рекомендуемые для разных условий размеры обтюраторных двойных конических колец [65]

Внутренний диаметр сосуда, *мм*	Рабочее давление, *кГ/см²*	Угол наклона образующей уплотнительного конуса α°	Размеры, *мм*			
			A	*B*	*C*	D_0
1000	100	30	120	40	46	964
1000	200	30	120	42	46	960
1200	200	30	135	52	52	1143
400	320	30	60	25	20	373
600	320	30	80	33	26	566
800	320	30	100	39	36	760
1000	320	30	120	45	46	954
1200	320	30	135	55	52	1137
1400	320	30	146	60	60	1330
400	500	30	60	27	20	363
600	500	30	80	34	26	564
800	500	30	100	43	36	750
1000	500	30	120	48	45	947
600	700	30	80	38	26	556
800	700	30	100	48	36	742
1000	700	30	120	54	45	936
600	1000	30	80	41	26	550

б) применение навертываемых фланцев снижает влияние на цилиндрическую стенку сосуда изгибающего момента фланца;

в) применение навертываемых фланцев в сосудах высокого давления делает возможным выполнять цилиндрическую часть корпуса без усилений, т. е. одной и той же толщины по всей длине сосуда [1].

Расчет цилиндрической стенки

Для определения толщины стенки s вместо формулы (III. 75) можно применять также следующую формулу:

$$s = (0{,}5\,D + c)\,(\beta - 1) + c, \qquad \text{(VIII. 1)}$$

где

$$\beta = 10^{\frac{1}{2{,}3}\cdot\frac{p}{\sigma_{доп}}} \qquad \text{(VIII. 2)}$$

и

$$\ln \beta = \frac{p}{\sigma_{доп}}, \qquad \text{(VIII. 3)}$$

здесь

$$\sigma_{доп} = \eta\varphi\,[\sigma] \qquad \text{(VIII. 4)}$$

и δ из формулы (III. 75), как мы видим на основании формул (VIII. 2) и (III. 78), равно $\delta = \beta - 1$, т. е. формулы (VIII. 1) и (III. 75) представляют собой тождества.

Иркутский филиал НИИхиммаша определяет толщину цилиндрической стенки толстостенных сосудов или аппаратов по формуле (VIII. 1). Значения $[\sigma]$, η и φ принимают по табл. VIII. 3, VIII. 4 и VIII. 7.

Для облегчения решения задачи по определению s по формуле (VIII. 1) дана табл. VIII. 5, где величину β можно находить по значению $\ln \beta$, подсчитанному по формуле (VIII. 3).

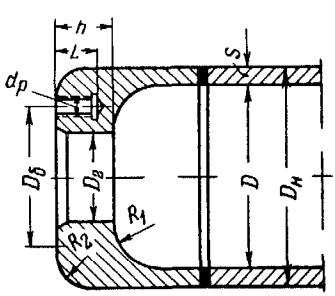


Рис. VIII. 16.

Расчет горловин

Радиусы горловины (рис. VIII. 16) принимают равными: $R_1 = 2{,}5\ s$; $R_2 = \frac{D_н - D}{2}$. Толщину h определяют по формуле VIII. 28. Размеры $D_б$, D_2, d_1, L и $D_а$ (рис. VIII. 19) принимают по тем же формулам, что и для фланцев. Коэффициент прочности сварных швов корпуса φ принимают по табл. VIII. 7.

---

[1] Другие варианты конструкции затворов высокого давления см. [34].

Таблица VIII. 3

Расчетная температура стенок сосудов и аппаратов	Допускаемое напряжение
I ступень от −50 до +200° С	а) по временному сопротивлению при +200° С $[\sigma]=\frac{\sigma_{в200°}}{n_в}$
	б) по пределу текучести при +200° С $[\sigma]=\frac{\sigma_{т200°}}{n_т}$
II ступень от +201 до +300° С	а) по временному сопротивлению при +300° С $[\sigma]=\frac{\sigma_{т300°}}{n_т}$
	б) по пределу текучести при +300° С $[\sigma]=\frac{\sigma_{т300°}}{n_т}$
III ступень от +301 до +400° С	а) по временному сопротивлению при +400° С $[\sigma]=\frac{\sigma_{в400°}}{n_в}$
	б) по пределу текучести при +400° С $[\sigma]=\frac{\sigma_{т400°}}{n_т}$

Примечания. 1. Запасы прочности по отношению к расчетным временному сопротивлению и пределу текучести принимают: $n_в=2{,}6$; $n_т=1{,}5$.

2. Для материалов при расчетной температуре стенки не выше 200° С допускаемое напряжение разрешается определять по наименьшему из двух значений

$$[\sigma]\leqslant\frac{\sigma_в}{3}\text{ и }[\sigma]\leqslant\frac{\sigma_т}{1{,}8},$$

где $\sigma_в$ и $\sigma_т$ — временное сопротивление и предел текучести материала при 20° С. Допускаемое напряжение при температурах $\geqslant$ 200° С не должно быть выше, чем при температурах $<$ 200° С.

Таблица VIII. 4

Коэффициент η, учитывающий условия эксплуатации сосудов и аппаратов высокого давления

Группы эксплуатации	Величина коэффициента	
	I	II
Обогреваемые	0,75	0,9
Необогреваемые	0,9	1,0

I — Сосуды и аппараты, в которых обрабатывают или хранят взрыво- и пожароопасные вещества, а также вещества с высокой токсичностью.

II — Сосуды или аппараты, работающие в безопасных условиях.

Таблица VIII. 5

Значения величин β в зависимости от ln β

ln β	β	ln β	β	ln β	β	ln β	β
0,10	1,11	0,30	1,35	0,50	1,65	0,70	2,01
0,11	1,12	0,31	1,36	0,51	1,66	0,71	2,03
0,12	1,13	0,32	1,38	0,52	1,68	0,72	2,05
0,13	1,14	0,33	1,39	0,53	1,70	0,73	2,07
0,14	1,15	0,34	1,40	0,54	1,72	0,74	2,10
0,15	1,16	0,35	1,42	0,55	1,73	0,75	2,12
0,16	1,17	0,36	1,43	0,56	1,75	0,76	2,141
0,17	1,19	0,37	1,45	0,57	1,77	0,77	2,16
0,18	1,20	0,38	1,46	0,58	1,79	0,78	2,18
0,19	1,21	0,39	1,48	0,59	1,80	0,79	2,20
0,20	1,22	0,40	1,49	0,60	1,82	0,80	2,22
0,21	1,23	0,41	1,51	0,61	1,84	0,81	2,25
0,22	1,25	0,42	1,52	0,62	1,86	0,82	2,27
0,23	1,26	0,43	1,54	0,63	1,88	0,83	2,29
0,24	1,27	0,44	1,55	0,64	1,90	0,84	2,32
0,25	1,28	0,45	1,57	0,65	1,91	0,85	2,34
0,26	1,30	0,46	1,58	0,66	1,93	0,86	2,36
0,27	1,31	0,47	1,60	0,67	1,95	0,87	2,39
0,28	1,32	0,48	1,62	0,68	1,97	0,88	2,41
0,29	1,34	0,49	1,63	0,69	1,99	0,89	2,43

Таблица VIII. 6

Коэффициент толстостенности $\beta = \frac{D_{ук}}{D}$ (рис. VIII. 17)	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6
Максимальные напряжения σ_{max} у края отверстия, $кГ/см^2$	23,73 p	14,33 p	10,25 p	8,2 p	7,0 p	6,2 p

p — давление внутри сосуда, рабочее или пробное.

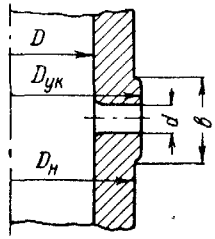


Рис. VIII. 17.

Таблица VIII. 7

Сталь	Марка стали	Значение φ в зависимости от вида сварки	
		электрошлаковой	автоматической под слоем флюса
Среднелегированная	25Х3НМ, 15Х2МФА	0,85	0,95
Малоуглеродистая [низколегированная	22К, 10Г2С (МК), 15ГСМФ	0,9	1,0

Расчет шпилек

Расчетное усилие Q в *кГ* в шпильках сосуда (см. рис. VIII. 15) может быть найдено [65] для затвора с двухконусным обтюратором по формуле

$$Q = Q_д + Q_в = 0{,}8\,D_{ср}^2 p + 1{,}6\,D_{ср} b \operatorname{tg}(\alpha - \varrho)\,p, \qquad \text{(VIII. 5)}$$

где p — расчетное давление в *кГ/см²*; $D_{ср}$ — средний диаметр уплотнительной поверхности обтюраторного кольца в *см*, равный

$$D_{ср} = (D_0 + 2B) - \frac{A - C}{2} \operatorname{tg} \alpha; \qquad \text{(VIII. 6)}$$

D_0, A, B, C и α см. табл. VIII. 2; ϱ — угол трения на уплотнительной поверхности; для стали по алюминию $\varrho = 15°$; b — ширина обтюраторного кольца по средней линии уплотнительных поверхностей в *см*, равная

$$b = \frac{A + C}{2}. \qquad \text{(VIII. 7)}$$

Для затвора с плоской металлической прокладкой (рис. VIII. 7)

$$Q = \frac{\pi D_{ср}^2}{4} p + q\,\pi\,D_{ср} b \ \ кГ; \qquad \text{(VIII. 8)}$$

$$D_{ср} = \frac{D_1 + D_2}{2} \ \ см; \qquad \text{(VIII. 9)}$$

D_1, D_2 в *см* — выбирают по табл. VIII. 1, q — удельное давление смятия прокладки в *кГ/см²*; для красной меди $q = 1000$ *кГ/см²*; для алюминия $q = 950$ *кГ/см²*.

Диаметр шейки шпильки в *см*

$$d = \sqrt{\frac{4kQ}{\pi z\,[\sigma]} + d_0^2}, \qquad \text{(VIII. 10)}$$

где Q определяем по формуле (VIII. 5) или (VIII. 8); k — коэффициент, учитывающий влияние крутящего момента при затяжке; для двойного конического затвора $k = 1$; для затвора с плоской металлической прокладкой $k = 1{,}3$; z — число шпилек, принимаем конструктивно из ряда чисел 8, 10, 12, 16, 20, 24, 32; $[\sigma]$ — допускаемое напряжение в $кГ/см^2$; для сосудов с рабочей температурой стенки до 200° С $[\sigma] = \frac{\sigma_т}{n_т}$; для сосудов с рабочей температурой стенки 201—400° С принимаем меньшее из значений $[\sigma] = \frac{\sigma_{т\,t}}{n}$ или $[\sigma] =$

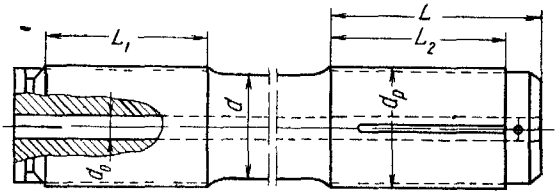


Рис. VIII. 18.

$= \frac{\sigma_т}{n_т}$; $\sigma_т$ и $\sigma_{т\,t}$ — предел текучести металла шпилек соответственно при 20° С и при рабочей температуре; принимаем по табл. VIII. 3, $n_т$ и $n_{т\,t}$ — запас прочности; $n_т = 2{,}25$; $n_{т\,t} = 2$; d_0 — диаметр центрального отверстия шпильки (см. рис. VIII. 18) в *см*, предусмотренного для подачи смазки к резьбе или для замера деформаций; назначаем конструктивно для шпилек диаметром до М85×6 $d_0 =$ $= 12$ *мм*; более М85 × 6 $d_0 = 18$ *мм*.

Рекомендуемые наружные диаметры d_1 резьбы шпилек, принимаемые конструктивно после определения по формуле (VIII. 10) диаметра d: М72 × 6; М76 × 6; М80 × 6; М85×6; М90 × 6; М95 × 6; М100 × 6; М105 × 6; М110 × 6; М120 × 6; М130 × 6; М140 × 6; М150 × 6; М160 × 6; М170 × 6; М180 × 6; М190 × 6; М200 × 6.

Высота гайки принимается

$$h_г = 1{,}2\,d_1.$$

Расчет фланцев

Конструктивные размеры фланцев согласно рис. VIII 19 принимают из условий размещения шпилек и монтажных цапф.

Диаметр окружности центров шпилек в *см*

$$D_б = (D_2 + d_р) + (8 \div 12). \qquad \text{(VIII. 11)}$$

Наибольший диаметр уплотнительной поверхности D_2 в *см*: для двойного конического затвора (см. рис. VIII. 15)

$$D_2 = D_0 + (2B + 0{,}2); \qquad \text{(VIII. 12)}$$

для затвора с плоской прокладкой (см. рис. VIII. 7)

$$D_2 = D_1 + 2b. \qquad \text{(VIII. 13)}$$

Наружный диаметр фланца в *см*

$$D_a = D_б + 1{,}8\, d_р. \qquad \text{(VIII. 14)}$$

Высота цилиндрической части фланца в *см*:
при $\gamma = 30°$

$$h_ц = L + 0{,}5\, d_р; \qquad \text{(VIII. 15)}$$

при $\gamma = 45°$

$$h_ц = L + d_р. \qquad \text{(VIII. 16)}$$

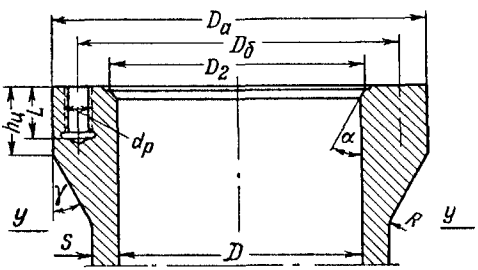


Рис. VIII. 19.

Угол наклона образующей конической части фланца (см. рис. VIII. 19) принимаем $\gamma = 45$ или 30°.

Радиус закругления в *см*

$$R = 0{,}8\, s, \qquad \text{(VIII. 17)}$$

где s — толщина стенки корпуса, определяемая по формуле (III. 75) или (VIII. 1) с учетом коэффициентов запаса по наименьшему из двух значений из табл. VIII. 3 и VIII. 4.

Длину ввертной части шпильки L назначаем (см. рис. VIII. 19) из условия $L \geqslant 1{,}6\, d_р$: для М64 — 120 *мм*; М68 — 126 *мм*; М72 — 132 *мм*; М76 — 138 *мм*; М80 — 145 *мм*; М85 — 152 *мм*; М90 — 160 *мм*; М95 — 167 *мм*; М100 — 175 *мм*; М105 — 182 *мм*; М110 — 190 *мм*; М120 — 205 *мм*; М130 — 225 *мм*, М140 — 241 *мм*; М150 — 255 *мм*, М160 — 270 *мм*; М170 — 285 *мм*; М180 — 300 *мм*; М190 — 316 *мм*.

Поверочный расчет фланцев. Фланец, условно отрезанный по линии y—y (см. рис. VIII. 19) от корпуса, проверяем на изгиб в диаметральном сечении, проходящем через отверстия под шпильки.

Расчетное напряжение изгиба в *кГ/см*^{2} в этом сечении

$$\sigma = 0{,}8\, \frac{M_{изг}}{W} \leqslant [\sigma]; \qquad \text{(VIII. 18)}$$

здесь $M_{изг}$ — изгибающий момент в $кГ \cdot см$, действующий в диаметральном сечении и определяемый по формуле

$$M_{изг} = \frac{Q}{2\pi}(D_б - D_{ср}); \qquad \text{(VIII. 19)}$$

W — момент сопротивления диаметрального сечения фланца в $см^3$; для нахождения его сначала определяем статический момент площади диаметрального сечения отрезанной части фланца относительно оси $y—y$

$$s_y \sum_{i=1}^{n} z_i F_i; \qquad \text{(VIII. 20)}$$

затем вычисляем площадь диаметрального сечения фланца F в $см^2$; определяем расстояние z_0 в $см$ центра тяжести до оси $y—y$

$$z_0 = \frac{s_y}{F}; \qquad \text{(VIII. 21)}$$

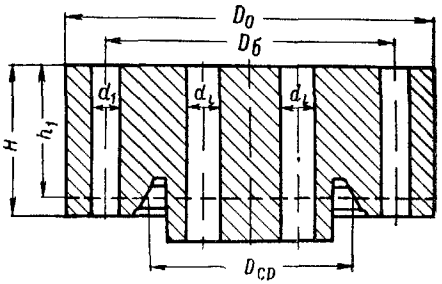


Рис. VIII. 20.

находим момент инерции диаметрального сечения фланца относительно центральной оси

$$I_c = \sum_{i=1}^{n} I_i + \sum_{i=1}^{n} a_i^2 F_i, \qquad \text{(VIII. 22)}$$

где I_i — моменты инерции отдельных участков диаметрального сечения фланца относительно собственной нейтральной оси в $см^4$. a — расстояние этих осей от нейтральной центральной оси полного сечения в $см$; F_i — площадь каждого из участков в $см^2$. $D_{ср}$ — по (VIII. 6).

Запасы прочности $n_т = 2{,}25$; $n_{т\,t} = 1{,}8$.

Расчет крышек (см. рис. VIII. 20 и VIII. 21)

Толщина крышки в $см$

$$h_1 = 0{,}71 \sqrt{\frac{12\,Q\,(D_б - D_{ср}) + \pi D_{ср}^3 p}{\pi[\sigma]\left(D_a - 2d_1 - \sum_{i=1}^{n} d_i\right)}}; \qquad \text{(VIII. 23)}$$

здесь D_a — наружный диаметр крышки, равный

$$D_a \geqslant D_б + 1{,}8\,d_1 \quad см; \qquad \text{(VIII. 24)}$$

d_1 — диаметр отверстия в крышке под шпильку, равный

$$d_1 = d_р + 1 \quad см; \qquad \text{(VIII. 25)}$$

d_i — диаметры отверстий в крышке в $см$: остальные буквы имеют прежние значения.

Если в крышке есть отверстия, то расчет ведем также из условия проверки крышки на изгиб по диаметральному сечению, наиболее ослабленному отверстиями, по формуле

$$\sigma = k\frac{M_{изг}}{W} \leqslant [\sigma] \quad кГ/см^2; \qquad \text{(VIII. 26)}$$

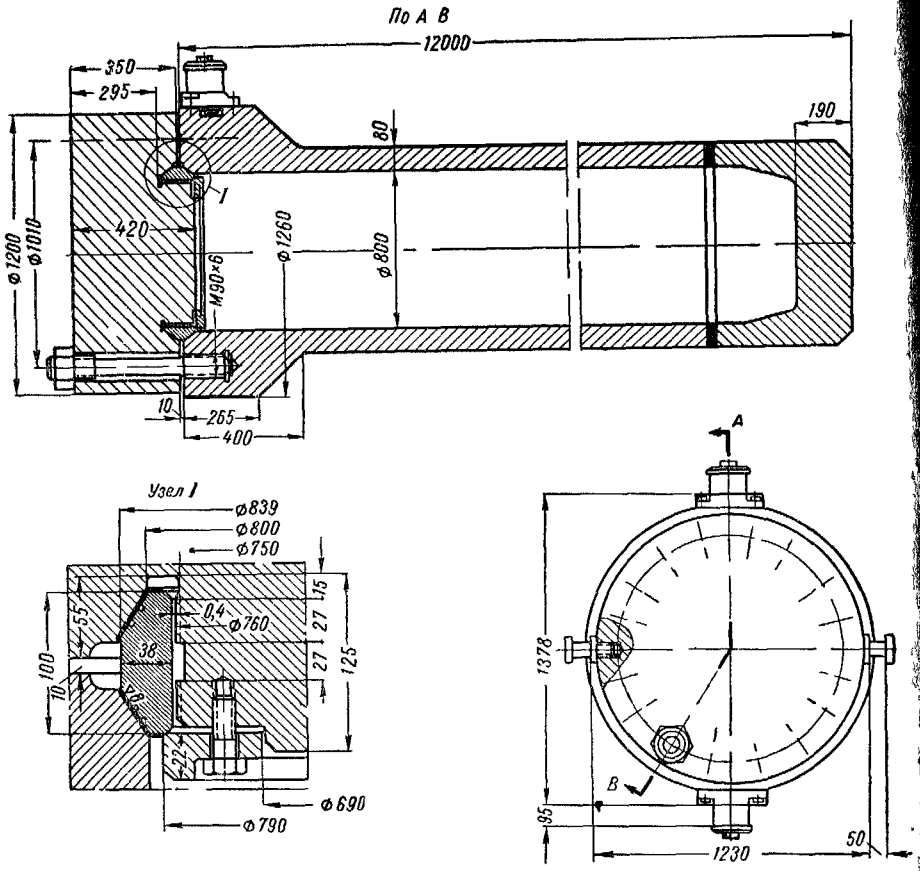


Рис. VIII. 21.

здесь k — коэффициент, учитывающий концентрацию напряжений; $k = 2$; W — момент сопротивления наиболее ослабленного диаметрального сечения крышки в $см^3$.

Изгибающий момент

$$M_{изг} = \frac{Q}{2\pi}(D_б - D_{ср}) + \frac{D_{ср}^3 p}{24} \; кГ \cdot см. \qquad \text{(VIII. 27)}$$

Расчет плоских приварных днищ (см. рис. VIII. 21 и VIII. 22)

Расчет применим только для следующих условий: $h = h_1$; $h_2 \geqslant 120$ *мм*; $R \geqslant 0{,}8\ s$.

В этом случае толщина днища в *см*

$$h = D\sqrt{\frac{0{,}3\,p}{[\sigma]\,\psi}}; \qquad \text{(VIII. 28)}$$

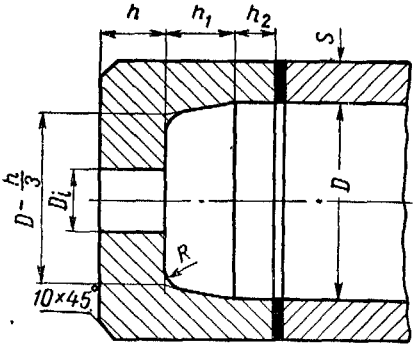


Рис. VIII. 22.

здесь D — внутренний диаметр в *см* (см. рис. VIII. 22); ψ — коэффициент, учитывающий ослабление днища отверстиями

$$\psi = \frac{D - \sum_{i=1}^{n} D_i}{D}; \qquad \text{(VIII. 29)}$$

$[\sigma]$ — допускаемое напряжение в $кГ/см^2$, которое следует принимать по наименьшему из двух значений по табл. VIII. 3 с учетом указаний табл. VIII. 4.

Расчет укрепления отверстий

Отверстия в цилиндрической части корпусов сосудов высокого давления (рис. VIII. 17) не рекомендуются и могут быть допущены только в случае крайней технологической необходимости с диаметром не более 0,75 от толщины стенки.

Отверстия могут быть неукрепленными, если в условиях пробного и рабочего давлений с учетом рабочей температуры соблюдается следующее требование:

$$\sigma_{max} \leqslant \sigma_{в\,t}, \qquad \text{(VIII. 30)}$$

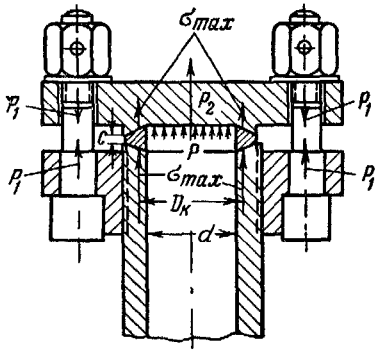


Рис. VIII. 23.

где σ_{max} — максимальные напряжения у внутреннего края отверстия, принимаемые по табл. VIII. 6; значение $\sigma_{в\,t}$ не должно приниматься в расчет больше $\sigma_в$.

Если условие (VIII. 30) не соблюдено, возникает опасность появления трещин. В этом случае отверстие укрепляется цилиндрическим поясом с увеличенной толщиной стенки.

Укрепляющий пояс может быть выполнен из плотно пригнанного сварного бандажа. При этом толщину укрепляющего пояса выбирают такой, чтобы для коэффициента $\beta = \frac{D_{ук}}{D}$ утолщенной части соблюдалось условие (VIII. 30).

Ширину пояска выбирают из условия

$$b \geqslant \frac{D_{ук} - D}{2}. \qquad \text{(VIII. 31)}$$

Внутренние кромки отверстий закругляются радиусом не менее 0,4 d. Чистота обработки не менее $\nabla 6$.

Материал для сосудов высокого давления

Материал для корпусов, крышек и фланцев, а также для шпилек гаек и обтюраторов аппаратов выбирают по ГОСТ, имея в виду, что они работают в следующих условиях:

а) азото-водородной смеси, в процессах синтеза аммиака, где при температуре 300° С и давлении до 700 $кГ/см^2$ устойчивы среднелегированные стали, содержащие не менее 3% хрома, и при $t =$ = 500° С и давлении 800—1000 $кГ/см^2$ устойчивы высоколегированные аустенитные стали;

б) водородной, в процессах синтеза аммиака, изобутанола, искусственного жидкого топлива, где происходит при высоких температурах и давлениях химическая реакция между водородом и углеродом стали с приданием последней хрупкости; необходимо снижение содержания углерода в стали и ввод легирующих элементов, связывающих C в устойчивые карбиды;

в) окиси углерода, где происходит разрушение стали в процессах синтеза метанола и изобутанола при $t = 150 \div 350°$ С и давлениях 325—700 $кГ/см^2$; здесь стенки либо футеруют медью или марганцовистой бронзой (1,5—2%) Mn, либо применяют хромистые стали с содержанием 18—20% и более Cr;

г) сероводородной, в аппаратах высокого давления гидрогенизации топлива, где при обработке продуктов, содержащих серу, образуется до 5% сероводорода; здесь применяют стали с содержанием 3% Cr и 0,5% Mo;

д) раствора и плава мочевины, где стенки сосудов в аппаратах защищаются стаканами или футеровкой. Коррозионноустойчивые стали — Х18Н12М3Т, ОХ17Н16М3Т.

Некоторые данные о материалах приведены в табл. VIII. 8—VIII. 11.

Таблица VIII. 8

Химический состав стали ЭИ578

C	Si	Mn	Cr	Ni	Mo	V	W	P	S
0,15 0,20	0,4	0,25 0,40	2,5 3,0	0,25	0,5 0,7	0,05	0,5 0,8	0,030	0,030

Таблица VIII. 9

Материал для шпилек, гаек и обтюраторов

Марка стали	Деталь	Термообработка	Механические свойства (не менее)						Твердость HB
			°C	$\sigma_в$, кГ/мм²	$\sigma_т$, кГ/мм²	δ_5, %	ψ, %	$a_к$, кГ·м/см²	
Для $p = 200 \div 500$ кГ/см² и t от -50 до $+200°$ C									
30ХМА	Шпилька	Закалка в масле при 850—880° C Отпуск 550—640° C	20	75	55	15	40	10	223—262
20ХГ	Гайка	Закалка в масле при 860° C Отпуск 400—450° C	20	70	50	15	40	10	212—243
30ХМА	Обтюратор	Закалка в масле при 850—880° C Отпуск 640—680° C	20	65	50	16	45	12	197—235
Для $p = 200 \div 700$ кГ/см² и t от $+201$ до $+400°$ C									
25Х2МФА	Шпилька	Закалка в масле при 930—950° C Отпуск 650—680° C	20 300 400	85	65 50 45	15	40	10	248—293
30ХМА	Гайка	Закалка в масле при 850—880° C Отпуск 550—640° C	20 300 400	75	55 40 35	15	40	10	223—262
ЭИ578	Обтюратор	Закалка в масле при 950° C Отпуск 680—730° C	20 300 400	65	50 40 35	16	45	12	197—235

Примечания. 1. Обтюраторы двойных конических затворов. 2. Температура отпуска дана ориентировочно; окончательно устанавливается заводом-изготовителем после получения необходимых свойств.

Таблица VIII. 10

Материалы для корпуса, крышек и фланцев

Марка стали	ГОСТ или технические условия	Изделие	Давление, кГ/см²	Температура стенки, °С	Термообработка сосуда	Механические свойства в стенке сосуда				
						$\sigma_в$, кГ/мм²	$\sigma_т$, кГ/мм²	δ_5, %	ψ, %	$a_к$, кГ·м/см²
35Г2	ГОСТ 4543-61	Корпус цельнокованый	100—500	От —50 до +200	Нормализация 870° С Отпуск 600—650° С	60	35	17	45	8
10Г2С (МК)	ГОСТ 5058-57, ТУ ЭИ-2-61 завода им. Ильича	Корпус штампосварной	100—320	От —50 до +200	Нормализация 920° С Отпуск 600—630° С Лист 63—160 *мм*	46	32	20	—	6
22К	ТУ ХК1-00 Ижорского завода	Корпус кованосварной	100—320	От —50 до +200	Нормализация 880—920° С Отпуск 600—660° С	44	22	20	48	5
15Х2МФ	ТУ 428-59 Ижорского завода		500	От —50 до +200	Нормализация 1000° С Отпуск 750—780° С	60	35	17	40	6
35Г2	ГОСТ 4548-61	Крышки и фланцы	100—500	От —50 до +200	Нормализация 870° С Отпуск 600—650° С	60	35	17	45	8
22К	ТУ ХК1-00 Ижорского завода		100—320	От —50 до +200	Нормализация 880—920° С Отпуск 600—660° С	44	22	20	48	5
15Х2МФ	ТУ 428-59 Ижорского завода		500	От —50 до +200	Нормализация 1000° С Отпуск 750—780° С	60	35	17	40	6

Таблица VIII.11

Марка стали	ГОСТ или технические условия	Изделие	Давление, кГ/см²	Температура, °С	Термообработка сосуда	Механические свойства в стенке сосуда (тангенциальные образцы)							
						$\sigma_в$, кГ/мм²	$\sigma_т$, кГ/мм²	δ_5, %	ψ, %	$a_к$, кГ·м/см²	t, °С	$\sigma_{т,t}$, кГ/мм²	$\sigma_{в,t}$, кГ/мм²
25Х3НМ	СТУ 53-167-62 Завод «Баррикады»	Корпус цельнокованый	200—700	От +201 до +300	Нормализация или закалка в масле при 880—910° С Отпуск 630—670° С	65	50	15	32	5	300	40	58
20Х3МВФ	МПТУ 2362-49		200—700	От +301 до +400	Закалка при 1030—1080° С в масле или воздухе Отпуск 660—700° С	80	60	13	40	6	400	50	67
25Х3НМ	СТУ 53-167-62 и ТУ 405-61 завода «Баррикады»	Корпус новано-сварной	200—700	От +201 до +300	Нормализация 880—910° С Отпуск 630—670° С	65	50	15	32	5	300	40	58
25Х3НМ	СТУ 53-167-62 завода «Баррикады»	Крышки и фланцы	200—700	От +201 до +300	Закалка при 880—910° С в масле Отпуск 630—670° С	65	50	18	40	5	300	40	58
20Х3МВФ (ЭИ415)	МПТУ 2362-49		200—700	От +301 до +400	Закалка при 1030—1080° С в масле или воздухе Отпуск 660—700° С	80	60	13	40	6	400	50	67

Если необходимо учесть температурные напряжения в шпильках, то принимают, что разница в температурах фланцев и шпилек в 1° С вызывает в стержне шпильки дополнительное напряжение как максимум в 25 $кГ/см^2$ (при модуле упругости $E = 2{,}1 \cdot 10^6$ и коэффициенте термического расширения, одинаковом для крышки и шпилек).

Соединения с линзовыми обтюраторами

Фланцевые соединения трубопроводов высоких давлений собирают часто с линзовыми обтюраторами типа «б» [1]. Линза представляет собой два шаровых пояса и помещена между коническими упорными поверхностями соединяемых деталей (см. рис. VIII. 23). Соприкосновение линзы с конической поверхностью происходит по кольцевой линии. Герметичность достигается нажатием конических поверхностей соединяемых деталей на линзу силой затяжки болтов. Под действием силы нажатия по линии касания линзы с конической поверхностью образуется поясок касания. Ширина этого пояска относительно мала; поэтому при сравнительно небольшом усилии затяжки болтов можно получить значительное напряжение сжатия.

Следовательно, в конструкции такого типа соединений необходимо:

1) предусмотреть, чтобы соединяемые детали не касались друг друга непосредственно, а упирались своими коническими поверхностями в шаровую поверхность линзы, т. е. чтобы был некоторый зазор c (см. рис. VIII. 23) между основаниями конических поверхностей;

2) обеспечить необходимое нажатие этих поверхностей на линзу.

В процессе проведения опытов были установлены следующие практические условия для надежной обтюрации с линзами.

1. Шаровая поверхность линзы и конические поверхности гнезд ее в соединяемых деталях должны быть правильной геометрической формы; на них не должно быть раковин, вмятин, волосовин, царапин, загрязнений или ржавчины.

2. Если в соединяемых деталях линза и гнездо ее недостаточно чисто обработаны, то перед сборкой их нужно слегка притереть друг к другу.

3. При сборке соединения точное совпадение центральных осей соединяемых деталей не обязательно. Можно допускать небольшое смещение осей, так как это не отражается на герметичности соединения, но может создавать дополнительный изгиб стягивающих болтов, если при этом наблюдается перекос фланцев.

4. Затяжка болтов должна быть равномерной. Нельзя допускать ударов по гаечному ключу.

5. Не рекомендуется при разборке и сборке соединения ставить линзу из одного гнезда в другое.

---

[1] Размеры подобных линзовых прокладок приводятся в нормали М80-64 Гипрогазтоппрома.

6. Необходимо изготовлять линзу из более мягкой стали.

7. Смазка линзы и гнезда для нее при сборке соединения создает герметичность при меньшем усилии затяжки болтов P_1. Очевидно, это объясняется тем, что микроскопические неровности хорошо заполняются смазывающим веществом.

Недостатком линзовых обтюраторов является сравнительно большая стоимость изготовления.

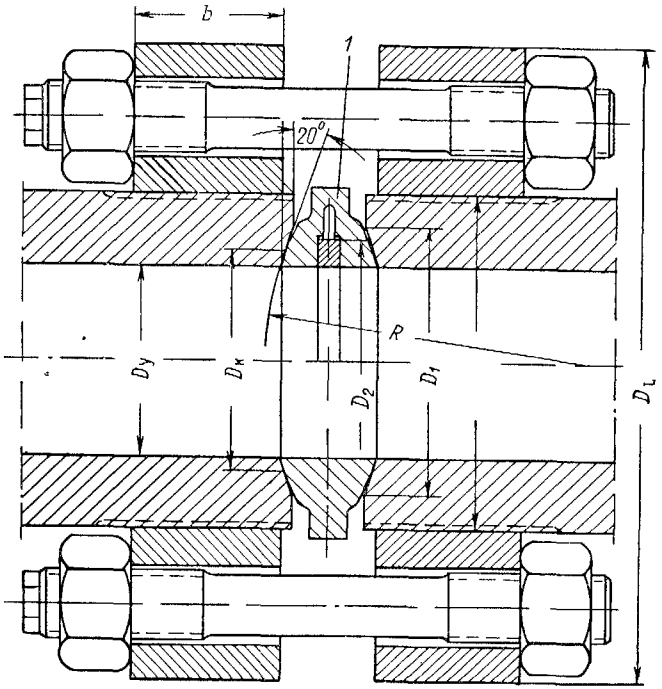


Рис. VIII. 24. Фланцевое соединение с линзовой прокладкой.

Вверху — с компенсирующей прокладкой, внизу — с жесткой прокладкой

По мере возрастания внутреннего давления происходит самозаклинивание линзы между ее гнездами вследствие некоторого увеличения диаметра линзы от упругой деформации, вызываемой внутренним давлением. Это создает большую надежность в эксплуатации.

При разборке соединения и новой сборке его не требуется новая линза, тогда как бывший в сборке плоский обтюратор типа «а» не дает надежного уплотнения при новой сборке. Для изготовления линзы не требуется дефицитный цветной металл.

Все это дает уплотнению с линзовыми обтюраторами некоторые преимущества по сравнению с плоскими обтюраторами на плоскости с рисками.

Кроме линзовых, так называемых жестких, прокладок со сплошным поперечным сечением, применяют для подобных фланцевых соединений в области температур > 400—$500°$ С и так называемые компенсирующие линзы с проточкой внутри, в которые помещается закладное кольцо с прорезью из того же материала так, что кольцевая полость в прокладке не разобщается с полостью труб. Эта полость способствует как увеличению гибкости линзы, так и ее способности к самоуплотнению. Внутреннее давление, разжимая подобную линзу, ведет к самоуплотнению ее, а увеличение гибкости линзы позволяет сохранить контакт между уплотняющими поверхностями даже при резких и значительных термических воздействиях трубопровода на фланцевое соединение.

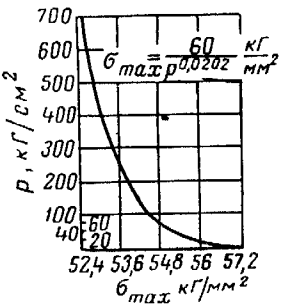


Рис. VIII. 25.

В настоящее время в целях упрощения технологии изготовления линзовых прокладок без ухудшения их качеств они выполняются с проточкой в средней полости, куда вставляется сгибаемое закладное кольцо с прорезью (рис. VIII. 24).

Определение болтовой нагрузки на такие соединения можно вести по следующей схеме[1]:

1) выбирают конструктивно величину $D_к$ — диаметра окружности касания соединяемых деталей и R — радиуса сферы;

2) определяют конечное напряжение сжатия σ_{max}, которое должно быть на пояске касания выступающей линзы с конической или плоской поверхностью упорного гнезда ее, для обеспечения герметичности при внутреннем давлении p по формуле:

$$\sigma_{max} = \frac{60}{p^{0,0202}} \; кГ/мм^2,$$

где p — в $кГ/см^2$.

Для упрощения работы можно σ_{max} определять по кривой, построенной по этому уравнению на рис. VIII. 25.

Определим необходимое усилие P в $кГ$, которое должно прижимать соединяемые детали, по уравнению [25]:

$$P = p\frac{\pi D_к^2}{400} + \frac{\sigma_{max}^2 D_к^2 \sin(\alpha + \varrho)}{0{,}112\, E \cos\varrho \sin\beta}, \qquad \text{(VIII. 32)}$$

где p — в $кГ/см^2$; σ_{max} — в $кГ/мм^2$; $D_к$ — диаметр упругого пояска касания линзы с конической поверхностью гнезда в $мм$; E — в $кГ/мм^2$.

Коэффициент сухого трения для стали можно принять, равным $f = 0{,}15$, чему соответствует угол трения $\varrho = 8°30'$; углы линзы α и β — см. рис. VI. 56.

[1] В практике применяется также метод расчета ЛенНИИ (ВНИИнефтехим) [70].

Для трубопроводов условных диаметров до D_y 200 для высоких давлений (320—700 *кГ/см*²) предлагается также следующий метод расчета фланцевых соединений.

Внутренний диаметр резьбы болтов или шпилек фланцевых соединений d и толщину фланцев b устанавливаем по расчетной нагрузке Q_p, действующей на болты в рабочем состоянии.

Считаем, что во фланцевом соединении действуют следующие усилия:

1) нагрузка на болты от давления среды;
2) сжимающее прокладку усилие в болтах;
3) нагрузка на трубопровод от собственного веса;
4) крутящий момент;
5) дополнительное растяжение или сжатие, возникающее от термических изменений по длине трубопровода.

Кроме того, следует принимать во внимание уменьшение напряжений в болтах вследствие релаксации болтов, фланцев и прокладки и действия ползучести.

Для практических целей достаточно определить расчетом только нагрузки на болты от давления среды Q_1 и силы Q_2, необходимой для сжатия прокладки, в целях обеспечения герметичности фланцевого соединения. Остальные из перечисленных выше нагрузок можно учитывать вводом коэффициента запаса прочности n.

Тогда расчетную нагрузку Q_p в *кГ* находим по формуле

$$Q_p = (Q_1 + Q_2)\, n. \qquad \text{(VIII. 33)}$$

Нагрузка от давления среды Q_1 в *кГ*, воспринимаемая болтами

$$Q_1 = \frac{\pi D_{cp}^2}{4} p, \qquad \text{(VIII. 34)}$$

где p — давление среды в *кГ/см*²; D_{cp} — средний диаметр прокладки в *см*, который для линзовых прокладок принимаем равным диаметру окружности соприкосновения линзы с торцом трубы, т. е. диаметру контакта $D_к$ (см. рис. VIII. 24).

Усилие, необходимое для сжатия прокладки Q_2 в *кГ*, равно

$$Q_2 = \pi D_к q, \qquad \text{(VIII. 35)}$$

где q — удельное давление на прокладку, при которой обеспечивается плотность фланцевого соединения, в *кГ/см*.

Установлено, что для фланцевых соединений с линзовой прокладкой рассматриваемого типа для избыточных давлений 320 и 700 *кГ/см*² при частоте обработки уплотняемых поверхностей до знака ▽8 удельные давления должны составлять:

для условных проходов $D_y = 6 \div 45$ *мм* — $q \approx 300$ *кГ/см*;

для условных проходов $D_y = 45 \div 200$ *мм* — $q \approx 300$—500 *кГ/см*,

т. е. по мере увеличения условного прохода удельное давление q должно увеличиваться от 300 до 500 *кГ/см*.

Необходимость увеличения удельного давления объясняется увеличением радиуса сферы линзы R (см. рис. VIII. 24).

Можно рекомендовать следующие запасы прочности n для фланцевых соединений в зависимости от температур:

при t до 200° С $n = 4$;

» t от 200 до 400° С $n = 4{,}5$;

» t от 400 до 500° С $n = 5{,}5$;

для компенсирующих линз *1* (см. рис. VIII. 24) во всех случаях $n = 4$.

Приняв за предельную нагрузку $Q_р$, определенное по формуле (VIII. 33), находим диаметр болтов в *см* по внутреннему диаметру резьбы

$$d = \sqrt{\frac{4Q_р}{\pi z \sigma_т}}, \qquad \text{(VIII. 36)}$$

где d — внутренний диаметр резьбы болтов в *см*; z — число болтов; $\sigma_т$ — предел текучести материала болтов при рабочей температуре в $кГ/см^2$.

Расчет толщины резьбовых фланцев ведем по формуле ЦКТИ для свободных фланцев, которая в применении к резьбовым фланцам имеет следующий вид:

$$b = 0{,}7\sqrt{\frac{Q_р}{\varphi k \sigma'_т}}, \qquad \text{(VIII. 37)}$$

где b — толщина фланца в *см*; $\sigma'_т$ — предел текучести материала фланцев при рабочей температуре в $кГ/см^2$.

$$\varphi = 1 - \frac{d_0}{0{,}5\,(D_н - D_р)}, \qquad \text{(VIII. 38)}$$

где d_0 — диаметр отверстия под болты в *см*.

$$k = 1 + \left[\left(\frac{D_н}{D_б} - 1\right) : \left(\frac{D_б}{D_р} - 1\right)\right], \qquad \text{(VIII. 39)}$$

где $D_н$ — наружный диаметр фланца в *см*; $D_б$ — диаметр болтовой окружности в *см*; $D_р$ — наружный диаметр резьбы фланца в *см*.

Сила затяжки болтов фланцевого соединения определяется реакцией прокладки.

Сила затяжки болтов $Q_з$ должна обеспечить смятие прокладки по узкому пояску касания конических поверхностей торцов труб и шаровых у прокладки.

Напряжение смятия для линзовых прокладок можно определить по формуле

$$\sigma_{см} = 0{,}418\sqrt{\frac{NE}{R}}\ кГ/см^2, \qquad \text{(VIII. 40)}$$

где E — модуль упругости, равный $2 \cdot 10^6$ *кГ/см*^{2}; R — радиус сферы линзы в *см*; N — сила давления в *кГ/см*, которую определяем по формуле

$$N = \frac{Q_в}{\pi D_к \cos \alpha}; \qquad \text{(VIII. 41)}$$

здесь $Q_в$ — усилие затяга болтов фланцевого соединения в *кГ*, составляющее часть общей нагрузки на болты, определяемой по формуле (VIII. 33); α — обычно принимаем 20°.

$$Q_в = (Q_1 + Q_2) n_п, \qquad \text{(VIII. 42)}$$

где $n_п$ — коэффициент запаса плотности, который в зависимости от максимальной рабочей температуры фланцевого соединения равен:

а) для жестких линз

при t до 200° С $n_п = 2$;

» t от 200 до 400° С $n_п = 2{,}4$;

» t от 400—500° С $n_п = 3$;

б) для компенсирующих линз

при t от 400 до 500° С $n_п = 2$.

Отсюда видно, насколько в области высоких температур (400—500° С) целесообразнее применять компенсирующие линзовые прокладки, чем жесткие.

Для обеспечения смятия по всей окружности соприкосновения линзы с трубой напряжение $\sigma_{см}$, определенное по формуле (VIII. 40), должно быть $\geqslant 2\sigma_т$, где $\sigma_т$ — предел текучести материала линзы при нормальной температуре в *кГ/см*^{2}.

Размеры D_2 — наружного диаметра (рис. VIII. 24) вставного кольца и D_1 — наружного диаметра конуса трубы около компенсирующей линзы определяем из условий

$$\frac{4Q_з}{\pi \left(D_1^2 - D_у^2\right)} \leqslant \sigma_т; \qquad \text{(VIII. 43)}$$

$$\frac{4Q_з}{\pi \left(D_2^2 - D_у^2\right)} \leqslant \sigma_т; \qquad \text{(VIII. 44)}$$

где $D_у$ — размер линзовых прокладок в *см*, значение которого видно из рис. VIII. 26.

В формулах (VIII. 43) и (VIII. 44) значение предела текучести $\sigma_т$ материала линзы или вставного кольца при расчете компенсирующей линзы можно принимать при нормальной температуре, а при расчете жестких линз — при рабочей температуре. Это объясняется тем, что в случае резкого снижения в горячем трубопроводе давления при жесткой линзе из-за ее осадки при последующем поднятии давления может произойти разуплотнение фланцевого соединения, в то время как при компенсирующей линзе этого не произойдет.

Проверка линзы на разрыв внутренним давлением производится только тогда, когда по каким-либо причинам напряжение в болтах

или шпильках упадет в такой степени, что фланцевое соединение окажется на границе разуплотнения.

В этом случае при недостаточной прочности линзы ее разрыв может произойти раньше, чем произойдет разуплотнение фланцевого соединения.

Усредненное напряжение на разрыв внутренним давлением для жестких и компенсирующих линз (см. рис. VIII. 26) определяем по формуле

$$\sigma = \frac{pF_1}{F_2}\ кГ/см^2, \qquad \text{(VIII. 45)}$$

где p — давление среды в $кГ/см^2$; F_1 — площадь действия давления среды, условно заштрихованная в клетку; F_2 — площадь сечения линзы, условно заштрихованная косыми линиями.

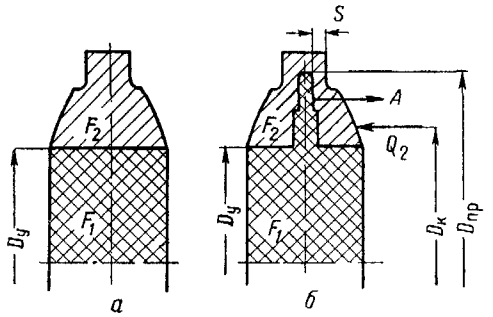


Рис. VIII. 26.

а — линза жесткая, *б* — линза компенсирующая (без вставного кольца).

Запас прочности по пределу текучести принимаем равным

$$\frac{\sigma_{т\,t}}{\sigma} \geqslant 1{,}2 \qquad \text{(VIII. 46)}$$

или

$$\sigma \leqslant \frac{\sigma_{т\,t}}{1{,}2}, \qquad \text{(VIII. 47)}$$

где $\sigma_{т\,t}$ — предел текучести материала линзы при рабочей температуре.

Работа фланцевого соединения с компенсирующей линзой в начальный период при нормальной затяжке не отличается от работы фланцевого соединения с жесткой линзой.

Если недостаточна величина силы затяжки болтов фланцевого соединения или она уменьшилась в результате действия высоких температур, то при жесткой линзе сила прижатия прокладки Q_2 может уменьшиться ниже допустимой с опасностью разуплотнения соединения, в то время как при компенсирующей линзе на сохранение минимально необходимой силы Q_2 влияет действие давления среды в проточке.

Исходя из этого, для определения наружного диаметра проточки (см. рис. VIII, 26, *б*) $D_{пр}$ можно написать следующее уравнение:

$$A = \frac{\pi}{4}\left(D_{пр}^2 - D_к^2\right)p \approx 2Q_2\ кГ, \qquad \text{(VIII. 48)}$$

где A — суммарная сила давления среды в проточке.

Зная силу сжатия прокладки Q_2 из формулы (VIII. 35) как минимально необходимую для обеспечения герметичности фланце-

вого соединения и давление среды p, можно определить диаметр проточки $D_{пр}$, а именно

$$D_{пр} = 2\sqrt{\frac{2}{\pi p} Q_2 + \frac{D_к^2}{4}} \text{ см}. \qquad \text{(VIII. 49)}$$

Толщину перемычки s рассчитываем на срез от действия силы, условно равной $A/2$.

Напряжение среза равно

$$\sigma_{ср} = \frac{A}{2\pi D_{пр} s} \text{ кГ/см}^2. \qquad \text{(VIII. 50)}$$

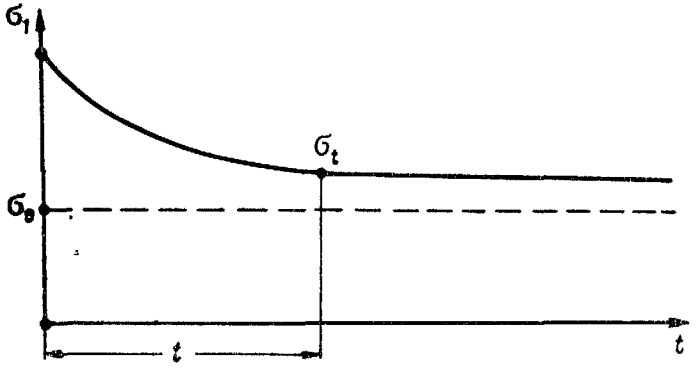


Рис. VIII. 27.

Подставляя в данное уравнение вместо $\sigma_{ср}$ допускаемое напряжение на срез $R_{ср}$, находим необходимую толщину перемычки s. При этом допускаемое напряжение на срез принимаем равным

$$R_{ср} \frac{0{,}6\,\sigma_т}{n_т} \approx 0{,}3\,\sigma_т, \qquad \text{(VIII. 51)}$$

где $\sigma_т$ — предел текучести материала линзы при рабочей температуре; $n_т$ — запас прочности по пределу текучести, принимаемый равным 2.

Для безотказной работы рассматриваемых фланцевых соединений весьма важно определить оптимальную затяжку болтов и контроль ее.

Фланцевое соединение должно быть затянуто с таким усилием, чтобы дополнительные внешние нагрузки, а также уменьшение напряжений в болтах с течением времени не вызвали разуплотнения фланцевого соединения.

Характер изменения напряжений в болтах или шпильках во времени показан на графике, изображенном на рис. VIII. 27. На оси ординат отложены σ_0 — значения напряжения в болтах в $кГ/см^2$, при котором наступает разуплотнение; σ_1 — напряжение в болтах в начальный период работы фланцевого соединения в $кГ/см^2$; σ_t —

напряжения в болтах по истечении некоторого времени t работы фланцевого соединения в $кГ/см^2$; на оси абсцисс отложено время.

Уменьшение напряжений в болтах зависит от температуры и происходит наиболее интенсивно в первый период работы фланцевого соединения, примерно в течение 100—500 *ч*.

Так, при испытании фланцевых соединений с жесткими линзами при температуре среды 400° С и длительности испытаний до 2000 *ч* уменьшение напряжения в шпильках в первый период работы фланцевых соединений в течение около 100 *ч* составляло ~25—30%. Затем падение этих напряжений замедлялось настолько, что практически их можно было считать постоянными.

Материал деталей фланцевых соединений следующий: для шпилек — сталь 40Х или 38ХА и 30ХМА, для фланцев, линз и патрубков — сталь ЭИ578 (стр. 581).

Для того, чтобы уменьшение напряжений в болтах, наблюдающееся с течением времени, а также возможность действия таких дополнительных нагрузок, как изгибающий момент и др., не могли вызвать разуплотнения фланцевого соединения, нужно, чтобы усилие затяжки превосходило минимальное суммарное усилие в болтах $(Q_1 + Q_2)$, обеспечивающее плотность фланцевого соединения. Для этого в формулу (VIII. 42) вводим коэффициент запаса $n_п$.

Контроль затяжки в крупных фланцевых соединениях целесообразно производить замером упругих удлинений болтов.

В табл. VIII. 12 приводим значения упругих деформаций шпилек фланцевых соединений при $p_р = 700$ $кГ/см^2$ с жесткими линзами, работающими при температурах среды от 200 до 400° С, и с компенсирующими линзами при температурах среды 400—500° С.

Таблица VIII. 12

Упругие деформации шпилек

Условный проход фланцевого соединения при $p_р$—700 $кГ/см^2$ $D_у$, *мм*	Рекомендуемая величина упругой деформации шпилек, *мм*
45	0,20—0,30
58	0,20—0,30
70	0,25—0,40
90	0,25—0,40
100	0,30—0,45
110	0,30—0,45
120	0,35—0,50
135	0,40—0,60
150	0,40—0,60
160	0,40—0,60

При контроле затяжки фланцевых соединений малых условных проходов целесообразно пользоваться тарированными ключами.

Значения $D_к$ для линзовых прокладок фланцевых соединений трубопроводов для давления 700 $кГ/см^2$ приведены в табл. VI. 44.

Соединения без прокладок

Существует ряд конструкций беспрокладочных герметичных соединений, в том числе соединение, состоящее из двух прилегающих друг к другу конических поверхностей одной и той же или разной конусности и т. п.

Беспрокладочные соединения, у которых обе (или одна) из соприкасающихся деталей имеют сферическую уплотнительную поверхность (рис. VIII. 28), применяются часто для штуцеров аппаратов, для арматуры высокого давления и т. п.

Такое соединение не отличается в принципе от линзовых соединений. Разница заключается лишь в конструктивном оформлении.

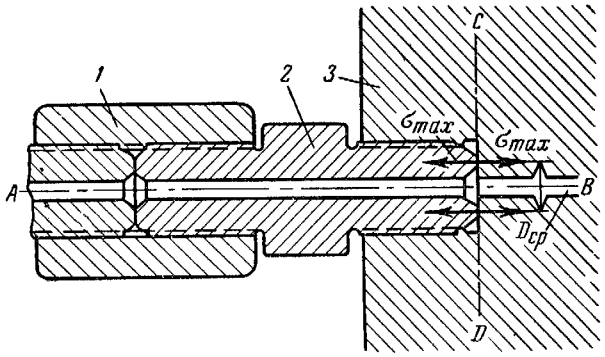


Рис. VIII. 28.

1 — соединительная гайка, *2* — ниппель, *3* — аппарат.

В линзовых соединениях уплотнительные сферические поверхности делаются в виде особой детали — линзы, в беспрокладочных — упорная сферическая поверхность выполнена как одно целое с соединяемой деталью.

Все выводы о линзовых соединениях в одинаковой мере относятся и к соединениям со сферическими поверхностями без обтюраторов.

Так как в этих соединениях сфера упирается не в наклонную плоскость, как у линз, а в плоскость, перпендикулярную к силе P_1, стягивающей детали этого соединения, то эта сила действует нормально на упругий поясок касания. В этих соединениях в отличие от линзовых оси соединяемых деталей должны быть строго перпендикулярны к плоскости касания. Перекос сейчас же нарушит герметичность. В табл. VIII. 13—VIII. 16 даны размеры деталей подобного типа соединений [35].

Расчет беспрокладочных соединений описанного типа (см. рис. VIII. 28) ведем так же, как и линзовых соединений, но величину P

Ниппель первого типа (рис. VIII. 29)

Материал: для $p_{изб} = 500$ *кГ/см²* — Ст.5, для 1000 *кГ/см²* — Сталь 15ХА

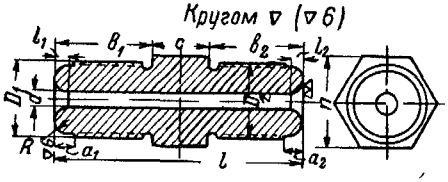


Рис. VIII. 29

Диаметр труб в дюймах		d	l	n	a_1	a_2	b_1	c	b_2	Вес одной детали, *кг*	l_1	l_2	R
D_1	D_2												
$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	3	55	17	3	3	20	15	20	0,066	1,5	1,5	2
$\frac{1}{4}$	$\frac{3}{8}$	3	55	22	3	3	20	15	20	0,08 0,01	1,5	1,5	2
$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$	3	60	24	3	3	20	15	25	0,14	1,5	1,5	2
$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{8}$	d^2	55	22	3	3	20	15	20	0,114	1,5	1,5	
$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{2}$	d	63	24	3	3	23	15	25	0,16	1,5	1,5	
$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$	d	65	24	3	3	25	15	25	0,185	1,5	1,5	
$\frac{1}{2}$	$\frac{5}{8}$	d	65	27	3	3	25	15	25	0,215	1,5	1,5	$R = \frac{D_{1тр} - d}{4}$, где $D_{1тр}$ — внутренний диаметр резьбы
$\frac{5}{8}$	$\frac{5}{8}$	d	65	27	3	3	25	15	25	0,229	1,5	1,5	
$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{4}$	d	80	30	4	4	30	20	30	0,355	2	2	
$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4}$	d	75	30	3	4	25	20	30	0,298	1,5	2	
1	$\frac{3}{4}$	d	90	36	4	4	35	25	30	0,548	2	2	
1	1	d	95	36	4	4	35	25	35	0,661	2	2	

Примечания. 1. Резьба может быть правой и левой.
2. d по потребности.
3. Материал указан для некоррозионных сред и температур до 250° С.

Таблица VIII. 14

Ниппели второго типа (рис. VIII. 30)

Размеры в *мм*

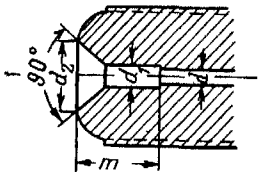


Рис. VIII. 30

Правый конец				Левый конец			
вес одной детали, *кг*	d_2	d_1	m	вес одной детали, *кг*	d_2	d_1	m
0,065	7	4	6	0,065	7	4	6
0,1				0,079			
0,079	8	4	6	0,1	7	4	6
0,14	10	6	10	0,14	7	4	6
0,14	8	4	6	0,113	8	4	6
0,16	10	6	10	0,16	10	4	6
0,185	10	6	10	0,185	10	6	10
0,213	10	6	10	0,213	10	6	10
0,227	10	6	10	0,227	10	6	10
0,353	12	8	12	0,353	12	8	12
0,546	12	8	12	0,296	10	6	10
0,658	14	8	12	0,658	14	8	12

Примечание. Ниппель второго типа изготовляют по размерам ниппеля первого типа (табл. VIII. 13), у которого по потребности правый или левый конец делают по размерам этой таблицы для присоединения ниппеля к конусу.

Таблица VIII. 15

Пробки (рис. VIII. 31)

Материал — Ст.5 (размеры в *мм*)

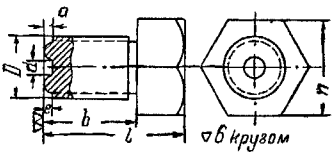


Рис. VIII. 31

D, дюймы	d	a	e	b	l	n	Вес одной детали, *кг*	D, дюймы	d	a	e	b	l	n	Вес одной детали, *кг*
$\frac{1}{4}$	3	3	1,5	20	35	17	0,048	$\frac{5}{8}$	4	3	1,5	25	40	27	0,155
$\frac{3}{8}$	4	3	1,5	20	35	22	0,084	$\frac{3}{4}$	6	3	1,5	30	50	30	0,247
$\frac{1}{2}$	4	3	1,5	25	40	24	0,125	1	8	4	2	35	60	36	0,458

Соединительная гайка* (рис. VIII. 32)
Материал — Ст.5 (размеры в *мм*)

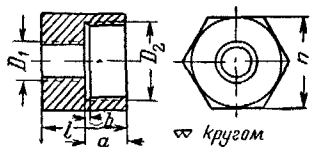


Рис. VIII. 32

Диаметр труб, дюймы		a	b	l	n	Вес одной детали, *кг*	Диаметр труб, дюймы		a	b	l	n	Вес одной детали, *кг*
D_1	D_2						D_1	D_2					
$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	14	2	26	17—19	0,036	$\frac{1}{2}$	$\frac{5}{8}$	22	3	42	32	0,170
$\frac{1}{4}$	$\frac{3}{8}$	16	2	28	22—24	0,073	$\frac{5}{8}$	$\frac{5}{8}$	22,5	3	42	32	0,180
$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{8}$	17	2	32	22—24	0,072	$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{4}$	27	4	50	36	0,232
$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$	20	3	33	30	0,142	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4}$	29	3	45	36	0,248
$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{2}$	20	3	35	30	0,135	$\frac{3}{4}$	1	31	4	55	46	0,505
$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$	21,5	3	40	30	0,136	1	1	32	4	60	46	0,570

* Резьба может быть правая и левая.

необходимого усилия сжатия соединяемых деталей следует определять по формуле

$$P = p\,\frac{\pi D_к^2}{400} + \frac{18\,\sigma_{max}^2 D_к R}{E}\ кГ.$$

Пример. Дано: ниппель $D_1 = 1''$ и $d = 8$ *мм* (табл. VIII. 13), присоединяющий подводящую трубку к аккумулятору компрессора. Максимальное давление в аккумуляторе $p = 100$ *кГ/см*^{2}. Определить P.

По размерам этого ниппеля находим

$$D_к = \frac{30+8}{2} = 19\ мм;\quad R = \frac{30-8}{4} = 5{,}5\ мм;$$

$$\sigma_{max} = 60\,p^{-0{,}202} = 60 \cdot 100^{-0{,}0202} = 54{,}5\ кГ/мм^2;$$

$$P = \frac{p\,\pi D_к^2}{400} + \frac{18\,D_к R\,\sigma_{max}^2}{E} = 284 + 254 = 538\ кГ.$$

ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУИРОВАНИЯ СВАРНОЙ НЕФТЕАППАРАТУРЫ

Нефтеаппаратура представляет собой в большинстве случаев листовые конструкции, которые должны быть выполнены в виде замкнутых оболочек и требуют для нормальной работы выполнения неразъемных, прочно-плотных соединений сравнительно большой общей длины. От правильной конструкции и качественного выполнения этих соединений в значительной степени зависит надежность работы аппаратуры. В настоящее время все неразъемные соединения частей сосудов и аппаратов выполняют сварными.

Из существующих видов сварки при изготовлении и монтаже нефтеаппаратуры наиболее распространены высокопроизводительная автоматическая электродуговая сварка под слоем флюса, полуавтоматическая и ручная электродуговая сварка.

Иногда для сварки тонких листов или деталей из сортового проката применяют газовую сварку и для крепления таких мелких деталей, как, например, планки, шпильки и др., — контактную сварку.

Сварку деталей со стенками толщиной свыше 60 *мм* рекомендуется производить при помощи так называемой электрошлаковой сварки при условии равнопрочности ее с электродуговой сваркой.

Проектируя сосуды или аппараты,конструктор должен решать:

а) какой способ сварки должен быть применен;

б) как выполнить расчет на прочность сварных соединений;

в) какого типа должен быть сварной шов;

г) как должна быть выполнена подготовка кромок свариваемых частей;

д) какова должна быть конструкция сварных швов, которые обеспечили бы качественное выполнение сварки с сохранением прочностных и антикоррозионных свойств металла проектируемой конструкции и самих швов.

При выборе способа сварки необходимо также учитывать качество материала свариваемых частей и геометрические размеры сосуда или аппарата, качество электродов, коэффициент прочности сварных швов и т. п.

Условные обозначения и конструктивные элементы сварных швов

Выбрав способ сварки, конструктор должен согласно ГОСТ 5263-58 проставить условные обозначения сварных швов в тех случаях, когда на чертежах не даны размеры всех конструктивных элементов этих швов. Классификацию основных типов сварных швов ручной электродуговой сварки, форму и размеры, а также конструктивные элементы подготовки кромок свариваемого металла устанавливает ГОСТ 5264-58.

Конструктивные элементы основных типов швов сварных соединений из углеродистых или низколегированных сталей при автоматической или полуавтоматической сварке под слоем флюса определены ГОСТ 8713-58.

О сварке нефтезаводской аппаратуры из двухслойных сталей

Для изготовления нефтезаводской аппаратуры применяют двухслойный прокат с облицовочным слоем из нержавеющей хромистой и аустенитных хромоникелевых сталей, поставляемых в соответствии с данными табл. VIII. 17.

Таблица VIII. 17

ЧМТУ	Марка стали		Суммарная толщина выпускаемого проката, *мм*
	облицовочного слоя	основного слоя	
ЧМТУ 3258-52	0Х13	16ГС	12—40
ЧМТУ 3258-52	0Х13	Ст. 3,15К, 20К 16ГС и 12МХ	
ЧМТУ 211-59	1Х18Н10Т,	Ст. 3, 20К	8—60
ЦНИИЧМ	Х17Н13М2Т	16ГС	8—60

Условия применения этих сталей даны в табл. VIII. 18.

Таблица VIII. 18

Марка двухслойной стали	Пределы применения для корпусов, днищ, патрубков, штуцеров и люков сосудов и аппаратов	
	рабочая температура, °С	рабочее давление, *кГ/см²*
16ГС+ЭИ496(0Х13)	—40+450° С	Неограниченное
Ст.3 + ЭИ496	—40 до +425	До 50
15К + ЭИ496	—40 до +475	Неограниченное
20К + ЭИ496	—40 до +475	»
12МХ + ЭИ496	—40 до +540	»
Ст.3 + Х18Н10Т	—40 до +400	До 50
20К + Х17Н13М2Т		Неограниченное

Все заготовительные операции для двухслойной стали холодной и горячей обработки выполняют в основном теми же способами и на том же оборудовании, что и для углеродистых сталей.

Механизированная правка двухслойной стали на листоправильных вальцах должна производиться с расположением облицовочного слоя сверху. Ручная правка этих листов может производиться только со стороны основного слоя металла. При этом облицовочный слой должен быть расположен на подкладках из алюминиевых или медных листов.

Резка двухслойной стали может производиться как огневым способом, так предпочтительно из-за большей точности и механическим.

Обработку кромок биметаллических листов под сварку можно выполнять любым механическим методом. При обработке кромок под ручную сварку можно применять газопламенный способ со стороны основного углеродистого слоя.

При холодной и горячей гибке заготовок из двухслойной стали предельные значения внутренних радиусов гибки не должны превышать значений, приведенных в табл. VIII. 19.

Таблица VIII. 19

Минимально допустимые радиусы гибки

Марка стали основного слоя	Направление гибки	Радиусы гибки при толщине стенки s	
		в холодном состоянии	в нагретом состоянии
Ст.3,10 и 15К	Плакирующим слоем внутрь	3,0 s	1,5 s
	Плакирующим слоем наружу	1,5 s	3,0 s
20К и 12МХ	Плакирующим слоем внутрь	4,0 s	2,5 s
	Плакирующим слоем наружу	3,0 s	3,5 s

При гибке в горячем состоянии заготовки должны быть нагреты до 1150—1200° С с окончанием обработки при температуре не ниже 900—850° С.

Так как при нагреве хромистой стали (0Х13) свыше 800° С она склонна к воздушной закалке, а у сталей Х18Н10Т и Х17Н13М2Т в интервале критических температур 450—800° С или при медленном охлаждении их от температур 900—1100° С резко снижается коррозионная стойкость и пластичность, то заготовки, обработанные способами горячих деформаций, должны быть подвергнуты обязательной последующей термической обработке (табл. VIII. 20).

При горячей штамповке необходимо строго соблюдать температурный режим заготовок в следующем интервале с проверкой, например, при помощи оптического пирометра:

а) при облицовке из стали 0Х13 и Х18Н10Т 1150—850° С;

б) при облицовке из стали Х17Н13М2Т 1180—900° С.

Соблюдение указанных температурных режимов облегчается предварительным подогревом деталей штампа на 150—200°.

Ручной выбивки выпуклых днищ из двухслойной стали не следует допускать.

Сведения об условиях ведения сварочных работ, режимах сварки, видах присадочных материалов и т. д. при изготовлении сосудов и аппаратов нефтеперерабатывающих заводов изложены в инструкции «Руководящие материалы по сварке нефтезаводской и химической аппаратуры из двухслойных сталей», выпущенной Волгоградским НИИТМАШем в 1960 г.

По степени механизации сварки продольных и кольцевых швов из двухслойных сталей различают три метода:

Марка стали облицовочного слоя	Вид термообработки		
	высокий отпуск	стабилизирующий отжиг	закалка
0Х13	Нагрев до 740—760° С, выдержка 1,5—2 *ч*, охлаждение на спокойном воздухе	—	—
1Х18Н9Т	—	Нагрев до 850—875° С, выдержка 1,5—2 *ч*, охлаждение на воздухе облицовочным слоем вверх	Нагрев до 1050—1100° С, охлаждение в воде или на воздухе облицовочным слоем вверх
Х18Н12М2Т	—	Нагрев до 900—950° С, выдержка 2—3 *ч*, охлаждение на воздухе облицовочным слоем вверх	Нагрев до 1070—1120° С, охлаждение в воде или на воздухе облицовочным слоем вверх

1) автоматическая сварка основного и облицовочного слоев;
2) автоматическая сварка основного и ручная сварка разделительного и облицовочного слоев;
3) ручная сварка основного и облицовочного слоев.

Первый метод автоматической сварки является наиболее производительным и эффективным и требует подготовки кромок (см. табл. VIII. 21).

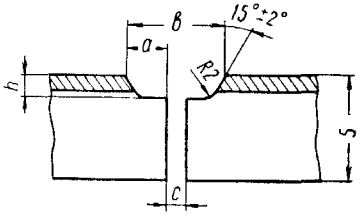


Рис. VIII. 33.

Как видим (рис. VIII. 33), облицовочный слой удаляется строжкой на глубину h и ширину a, величина которых зависит от толщины проката. Угол скоса составляет 15°. При этом глубина строжки h должна обеспечить полное удаление металла облицовочного слоя.

Если нет необходимости в отношении стойкости к межкристаллитной коррозии, то сварка облицовочного шва допускается в один проход и подготовка кромок осуществляется по первому варианту табл. VIII. 21. В противном случае подготовку кромок следует выполнять по второму варианту табл. VIII. 21.

Сварку ведут согласно схеме (рис. VIII. 34) в следующей последовательности:

Таблица VIII. 21

Форма и размеры кромок, подготавливаемых для автоматической сварки облицовочного и основного слоев
(см. рис. VIII. 33)

Толщина проката s, *мм*	Элементы подготовки кромок, *мм*			
	глубина разделки h	ширина удаления облицовочного слоя a	зазор между кромками c	общая ширина разделки b
I вариант (для сварки в один проход)				
8	$3^{+0,6}$	7 ± 1	1,0—1,5	16—17,5
10—14	3 ± 1	7 ± 1	1,5—2,0	16,5—18
16—20	$4\pm0,5$	$8\pm0,5$	2,0—3,0	17—20
22—26	$5\pm0,5$	$8\pm0,5$	3,0—4,0	18—21
28—32	$5\pm0,5$	8 ± 1	3,0—4,0	19—22
34—40	$6\pm0,5$	8 ± 1	4,0—5,0	20—23
II вариант (для сварки в два прохода)				
8	3 ± 1	$9\pm0,5$	1—2	18—21
10—14	$4\pm0,5$	$9\pm0,5$	2—3	19—22
16—20	$5\pm0,5$	$9\pm0,5$	2—3	19—22
22—26	$6\pm0,5$	$9\pm0,5$	3—4	20—23
28—32	$6\pm0,5$	$9\pm0,5$	3—4	20—23
34—40	$7\pm0,5$	$9\pm0,5$	4—5	21—24

а) автоматическая сварка основного углеродистого слоя с внутренней стороны на флюсовом поджиме;

б) автоматическая сварка основного углеродистого слоя с наружной стороны;

в) автоматическая сварка облицовочного слоя в один или два прохода.

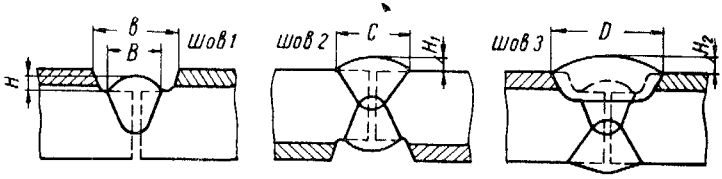
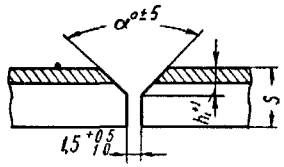
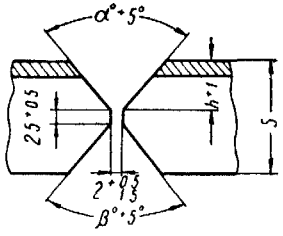


Рис. VIII. 34.

При автоматической и ручной сварке основного слоя в разделительном и облицовочном слоях размеры элементов разделки кромок в зависимости от толщины проката приведены в табл. VIII. 22. Для толщин листов от 8 до 20 *мм* применяют V-образную разделку кромок, а для бо́льших толщин X-образную разделку кромок.

Согласно схеме сварки, изображенной на рис. VIII. 35, операции выполняют в следующей последовательности:

Таблица VIII. 22

Толщина металла s, *мм*	8	10	12	14	16	18	20	20—26	28—33	34—40
										
h_1	4	5	6	7	8	9	10	12	14	16
α^0	90	90	80	80	70	70	60	60	60	60
β^0	—	—	—	—	—	—	—	60	50	50

ручная сварка разделительного шва малоуглеродистыми электродами со стороны облицовки до уровня границы между облицовочным и углеродистым слоями (рис. VIII. 35, *а*);

автоматическая сварка основного шва со стороны углеродистой стали с обеспечением надежного проплавления разделительного шва (рис. VIII. 35, *б*);

ручная сварка облицовочного шва (рис. VIII. 35, *в*).

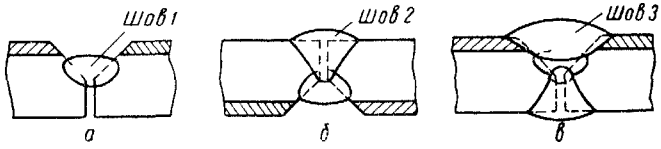


Рис VIII. 35

Углеродистый разделительный шов предназначен для предотвращения проплавления легированного металла облицовки при последующей автоматической сварке основного углеродистого слоя.

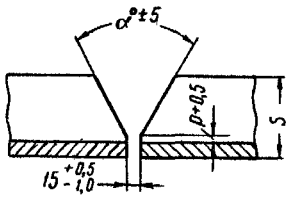
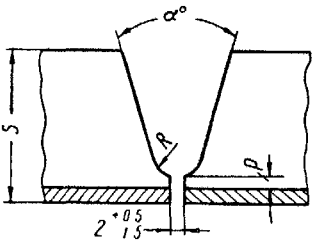
Ручная сварка двухслойной стали является наиболее трудоемкой и допускается к применению только в тех случаях, когда это вызывается необходимостью, как, например, при изготовлении или ремонте единичных изделий или сварке на монтажной площадке и т. д.

Разделку кромок при этом выполняют со стороны основного углеродистого слоя (см табл. VIII, 23).

По схеме на рис. VIII. 36 сварку выполняют в следующей последовательности:

ручная многослойная сварка основного углеродистого слоя (рис. VIII, 36, *а*);

Таблица VIII. 22

Толщина металла s, *мм*	8—10	12—14	16—20	20—26	28—32	34—40
						
P, *мм*	1	1	1,5	2	2,5	3
α^0	70	60	50	30	25	25

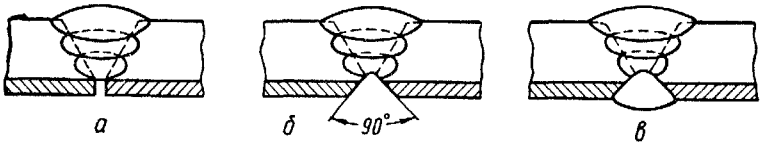


Рис. VIII. 36

вырубка корня основного шва со стороны облицовки до чистого металла (рис. VIII 36, *б*);

ручная сварка облицовочного слоя (рис VIII. 36, *в*).

Типы сварных соединений при газовой сварке

При газовой сварке наиболее распространенным типом соединения является стыковое. Нахлесточное и тавровое соединения из-за возможности появления в металле значительных остаточных напряжений являются нежелательными, а при сварке металла относительно большой толщины — недопустимыми.

При сварке стальных деталей толщиной до 2 *мм* наиболее широко применяют стыковое соединение, выполняемое без разделки кромок и без зазора между листами (рис. VIII. 37, *а*), и соединение с отбортовкой кромок (рис. VIII. 37, *б*), осуществляемое обычно без присадочного металла.

При толщине стальных деталей от 2 до 5 *мм* соединение в стык можно выполнить без разделки кромок, но с соответствующим зазором (рис. VIII. 37, *в*).

При толщине стали до 3 *мм* используют также соединения нахлесточное (рис. VIII. 37, *г*) и тавровое (рис. VIII. 37, *д*), а в некоторых случаях при толщине от 1 до 5 *мм* — торцовое (рис. VIII. 37, *е*) и угловое (рис. VIII. 37, *ж*).

Сталь толщиной более 5 *мм* сваривают только в стык с односторонней или двухсторонней разделкой кромок (рис. VIII. 37, *з*, *и*).

При проектировании, изготовлении, монтаже и приемке сварных труб трубопроводов нефтеперерабатывающих заводов из легированных сталей следует руководствоваться типовой инструкцией по

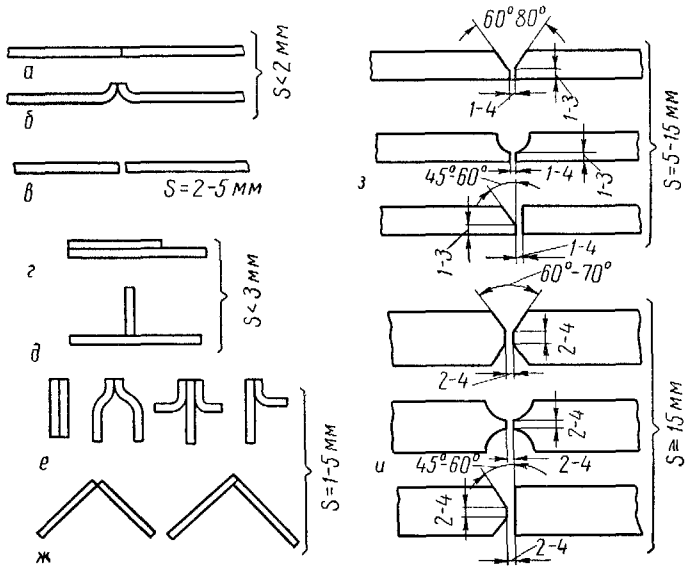


Рис. VIII. 37.

сварке и контролю сварных соединений трубопроводов из легированных сталей ВСН22-60 Минстроя РСФСР, а также Временной технологической инструкцией по сварке толстостенных труб больших диаметров из сталей Х5М, Х5ВФ и 1Х18Н9Т Гипронефтемаша, вып. 1959 г.

Термообработка

Термообработка производится либо для устранения внутренних напряжений в стенках аппарата, возникающих в процессе изготовления и сварки аппаратов, либо для преобразования структуры в сварном стыке и снятия внутренних напряжений. В зависимости от цели, преследуемой термообработкой, габаритов сварного изделия и типа металла аппарат подвергается термообработке либо полностью, либо только в зоне швов.

Правилами Госгортехнадзора предусмотрено, что сосуды, изготовленные из углеродистых сталей с применением сварки, штамповки или вальцовки (обечаек), подлежат обязательной термообработке в следующих случаях:

а) когда толщина стенки цилиндрической части или днища сосуда в месте сварного стыка более 35 *мм*;

б) когда толщина стенки цилиндрической части сосуда, изготовленной из листовой стали вальцовкой, превышает величину, вычисленную по формуле $\frac{D_в + 127}{120}$ *см*, где $D_в$ — внутренний диаметр сосуда в *см*;

в) при изготовлении днищ сосуда независимо от их толщины стенки холодной штамповкой или горячештампованных при температуре окончания штамповки ниже 700° С. Днища, изготовленные этими способами, могут подвергаться термообработке до приварки их к цилиндрической части сосуда. Термообработка сосуда может не производиться, если она не требуется в соответствии с пп. «а» или «б», изложенными выше.

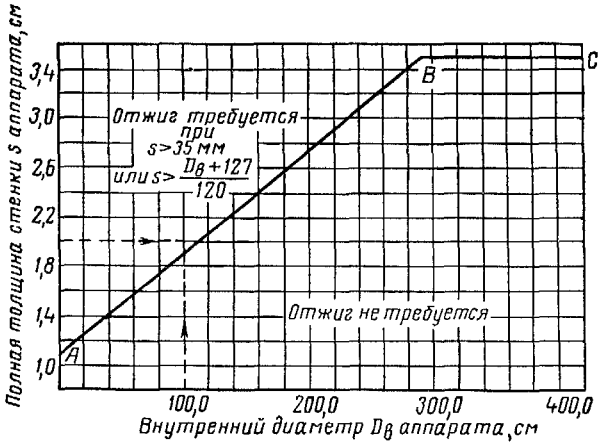


Рис. VIII. 38.

Термообработка сосудов и их элементов, изготовленных с применением сварки из углеродистой стали с содержанием углерода свыше 0,28% при толщине стенки, для которой термообработка не требуется, или из легированных сталей, а также из цветных металлов, устанавливается техническими условиями на изготовление изделия.

Допускается термическая обработка по частям с последующей окончательной местной термообработкой соединительного шва или швов в кольцевой печи или специальными нагревательными устройствами.

При местной термообработке должны быть обеспечены равномерный нагрев и охлаждение по всей длине шва и прилегающей к нему зоны основного металла на ширину, равную 2—3 ширинам шва в месте наибольшего раскрытия.

При термообработке в печах особое внимание должно быть обращено на равномерность нагрева изделия, на предохранение его от деформации под влиянием температуры и собственного веса.

Вопрос о необходимости отжига для ослабления внутренних напряжений можно решить легко с помощью графика рис. VIII. 38. При этом, если соотношение между толщиной стенки аппарата и его диаметром таково, что координаты этих величин пересекаются на ломаной линии ABC или выше, то отжиг требуется. Если же координаты пересекаются ниже ломаной линии ABC, то аппараты отжигать не нужно.

Пример. $s = 2{,}0$ *см*; $D_в = 100$ *см*.

Отжиг требуется, так как точка пересечения координат выше линии ABC.

Допуски

Допуски на изготовление сварных корпусов аппаратов. При вальцовке обечаек и их сборке отклонение от окружности (эллиптичность или овальность) в любом поперечном сечении, т. е. разность между наибольшим и наименьшим диаметрами, не должно превышать 1% от номинального диаметра и во всяком случае должно быть не более 20 *мм*.

Допуски на овальность при изготовлении корпусов теплообменных аппаратов установлены межотраслевыми техническими условиями на изготовление сосудов и аппаратов МН72-62.

В случае изготовления обечаек или корпуса из труб овальность не должна превышать величин, установленных стандартом на эти трубы.

Таблица VIII. 23

Толщина стенки обечайки, *мм*	Материал обечаек						
	углеродистая и легированная сталь		двухслойная сталь			нержавеющая сталь	
			допускаемое отклонение, *мм*				
	по длине окружности обечайки	смещение кромок продольного шва	по длине окружности обечайки при диаметре		смещение кромок продольного шва	по длине окружности обечайки	смещение кромок продольного шва
			до 2000 *мм*	свыше 2000 *мм*			
До 14	±3	10% от толщины стенки	±3	±5	10% от толщины стенки, но не более 3 *мм* и не должно превышать толщину легирующего слоя	±3	10% от толщины
16 и 18	±5						
20	±7		±4				2
22 и 24							
26 и 28	±9					±5	
30—34	±11		±6			±6	
36—38	±13						
40—52	±16	4	±8			±8	
Свыше 52	±18						

Примечание. Допуск на длину обечайки ±5 *мм*.

Допускаемая овальность для сосудов и аппаратов, работающих под вакуумом или под наружным давлением, должна находиться в пределах 0,5% от номинального диаметра и не должна превышать 20 *мм*.

Допуски и отклонения обечаек. Допуски на изготовление сварных обечаек не должны превышать величин, указанных в табл. VIII. 23.

Сборку отдельных обечаек под сварку и сборку днища с корпусом следует выполнять особо тщательно. Наибольшее смещение кромок в кольцевых швах не должно превышать величин, указанных в табл. VIII. 24.

Таблица VIII. 24

Материал изделия и толщина s, *мм*	Допускаемое смещение не более
Углеродистая и легированная сталь, $s \leqslant 22$	25% от толщины стенки
То же, $s \geqslant 24$	6 *мм*
Нержавеющая сталь аустенитного класса для всех толщин	25% от толщины стенки, но не более 3 *мм*
Двухслойная сталь для всех толщин	10% от толщины стенки, но не более 3 *мм* и не должно превышать толщину легирующего слоя

Допуски в толщине днищ. Толщина стенки отштампованного днища ни в каком месте не должна быть тоньше чем на 5% против полученной из расчета на прочность. Если при этом наблюдается превышение величины указанного отклонения, то следует для изготовления днищ принимать заготовку, учитывающую необходимую технологическую прибавку к толщине.

Допуски на изготовление нефтеаппаратуры и ее элементов регламентируются нормалью машиностроения МН72-62.

Электроды и присадочные материалы для сварки

Для электродуговой сварки применяют электроды, получаемые из электродной проволоки. Свойства электродов определяют составом и диаметром электродного стержня, составом и относительным весом покрытия.

Для газовой сварки используют присадочный материал в виде проволоки или литых прутков.

Применяемые при сварке стальных сосудов электроды и присадочные материалы должны обеспечивать механические свойства наплавленного металла не ниже приведенных в табл. VIII. 25.

Таблица VIII. 25

Механические свойства наплавленного металла

Свойства наплавленного металла	Для низколегированных сталей		Для углеродистых сталей	
	электродуговая сварка (электроды)	газовая сварка (присадочная проволока)	электродуговая сварка (электроды)	газовая сварка (присадочная проволока)
Предел прочности, $кГ/мм^2$	Не ниже нижнего предела прочности основного металла по ГОСТ или ТУ для соответствующей марки стали			
Относительное удлинение, %	$\geqslant 16$	$\geqslant 12$	$\geqslant 18$	$\geqslant 16$
Ударная вязкость, $кГ \cdot м/см^2$	$\geqslant 5$	$\geqslant 4$	$\geqslant 8$	$\geqslant 4$

Примечания. 1. Для легированных сталей содержание молибдена в наплавленном металле не должно быть ниже нижнего предела, установленного для свариваемой марки стали.

2. Присадочные материалы, обеспечивающие получение наплавленного металла, легированного одним молибденом, могут применяться только для сварки элементов с рабочей температурой пара не выше 510° С.

Размеры и общие требования, касающиеся металлических плавящихся электродов и покрытий для электродуговой сварки углеродистых и легированных конструкционных сталей, легированных теплоустойчивых сталей — высоколегированных сталей с особыми свойствами и для наплавки поверхностных слоев с особыми свойствами, приведены в ГОСТ 9466-60.

Диаметры 0,3—12 *мм* и характеристики различных видов проволоки, идущей для сварки и наплавки, определены ГОСТ 2246-60.

Типы электродов для сварки легированных сталей определены ГОСТ 9467-60.

Коэффициенты прочности сварных швов

При расчете на прочность цилиндрических обечаек, днищ и прочих элементов аппаратов, находящихся под давлением или под действием других внешних нагрузок, необходимо прежде всего определить вид возникающих напряжений. Влияние сварных швов учитывается вводом в расчетные формулы коэффициента прочности сварного шва φ, который характеризует прочность сварного шва по сравнению с прочностью основного листа, т. е. при расчете сварного шва это напряжение должно составлять

$$R_{z\,св} = \sigma_{доп}\varphi \leqslant \frac{\sigma_т}{n_т}\varphi$$

или

$$R_{z\,св} = \sigma_{доп}\varphi \leqslant \frac{\sigma_в}{n_в}\varphi.$$

В продольных и поперечных (круглых) сварных швах обечаек стальных сосудов и в меридиональных или хордовых швах днищ,

работающих под давлением, правила Госгортехнадзора рекомендуют применять только стыковые швы.

Допускается сварное соединение втавр для приварки плоских днищ, фланцев, трубных решеток, штуцеров и других аналогичных элементов; соединение внахлестку к цилиндрической обечайке допускается при толщине стенки отбортованной части днища не свыше 16 *мм*.

При расчете элементов сосудов и аппаратов, работающих под избыточным давлением свыше 0,7 *кГ/см*^{2} без учета гидростатического давления и имеющих сварные соединения, значения коэффициента прочности φ должны приниматься равными:

а) для стыковых швов с двухсторонним приваром, выполняемых автоматической дуговой электросваркой под слоем флюса, а также для соединений втавр с обеспечением двухстороннего сплошного провара допускается применение расчетного коэффициента $\varphi = 1$ при любом виде нагрузки;

б) для соединений втавр, выполняемых вручную с обеспечением двухстороннего сплошного провара, а также для всех видов стыковых швов, выполняемых вручную и подвариваемых со стороны вершины шва, допускается принимать $\varphi = 0{,}95$;

в) для стыковых швов, выполняемых вручную, доступных к сварке только с одной стороны и имеющих в процессе сварки подкладку со стороны вершины шва, прилегающую к основному металлу по всей длине шва, принимают $\varphi = 0{,}9$;

г) для соединений втавр, в которых не обеспечивается сплошной провар соединяемых элементов, а также для соединений внахлестку при наличии швов с двух сторон принимают $\varphi = 0{,}8$;

д) для стыковых швов, свариваемых только с одной стороны автоматической сваркой под слоем флюса, как, например, в трубах, баллонах и т. д., $\varphi = 0{,}8$;

е) для стыковых швов, доступных к сварке только с одной стороны и выполняемых вручную, $\varphi = 0{,}7$.

Если шов выполнен в основном автоматической сваркой под слоем флюса и площадь поперечного сечения слоя металла, наплавленного в этом шве ручной сваркой, не превышает 15% от площади поперечного сечения шва, то такой шов рассматривается как сваренный автоматической сваркой под слоем флюса.

В стыковых сварных соединениях для всех отбортованных элементов сосуда, работающих под давлением, за исключением днищ, предусмотренных ГОСТ 6533-53, расстояние l от оси сварного шва до начала закругления отбортованного элемента следует принимать по табл. VIII. 26.

Таблица VIII. 26

Толщина стенки отбортованного элемента s, *мм*	До 5	5—10	10—20	Более 20
Величина l, *мм*	$\geqslant 15$	$\geqslant 2s + 5$	$s + 15$	$\frac{s}{2} + 25$

При проектировании сварных стыковых соединений между элементами разной толщины необходимо предусмотреть плавный переход от одного элемента к другому путем постепенного утончения более толстого элемента на длине, равной не менее пятикратной разности толщин стыкуемых элементов.

Если разница в толщине соединяемых элементов составляет не более 30% от толщины тонкого элемента и не превышает 5 *мм*, то допускается применять сварные швы без предварительного утончения толстого элемента; причем швы должны обеспечивать плавный переход от толстого элемента к тонкому.

Продольные сварные швы в отдельных обечайках цилиндрической части сосуда, а также меридиональные или хордовые швы днищ, примыкающие к обечайкам, не должны быть продолжением один другого, а должны быть смещены по отношению друг к другу на величину трехкратной толщины наиболее толстого листа, но не менее чем на 100 *мм* (между осями).

Днища можно изготовлять как из одного листа, так и сварными из нескольких частей. Сварка отдельных элементов днища должна быть стыковой с двухсторонним проваром. Допускается изготовление сварных выпуклых днищ следующими способами:

а) штамповкой или обкаткой на специальных машинах из предварительно сваренных двух или трех листов с расположением сварных швов по хорде на расстоянии от центра не более чем $^1/_5$ от диаметра последнего;

б) сваркой штампованных элементов с расположением сварных швов только по меридиональному и круговому сечениям. Круговые швы днищ, за исключением днищ шаровой формы, должны находиться на расстоянии от центра днища не более чем $^1/_4$ диаметра последнего. Наименьшее расстояние между меридиональными швами должно быть более пятикратной толщины днища, но не менее 100 *мм* (между осями).

Расположение продольных сварных швов в горизонтальных сосудах должно быть вне пределов 140° нижней части корпуса сосуда, если нижняя часть малодоступна для осмотра.

Кольцевые (поперечные) сварные швы в горизонтальных сосудах следует располагать вне опор сосуда.

В случае приварки опор к корпусу или днищу сосуда расстояние между краем кольцевого шва сосуда и краем шва приварки опоры должно быть не менее толщины стенки сосуда.

Устанавливать люки на продольных сварных швах не разрешается. Разрешается устанавливать люки на кольцевых сварных швах при условии укрепления отверстий для них.

Сверлить в продольных сварных швах отверстия для приварных штуцеров в нефтеаппаратуре не рекомендуется.

При расчете сварных соединений с валиковыми швами на растяжение или сжатие швы рассчитываются как работающие на срез независимо от их расположения по отношению к направлению действующего усилия.

Никакое увеличение коэффициента прочности шва выше 1,0 недопустимо.

Расчет сварных соединений укрепляющих колец дан на стр. 548.

Расчет сварных швов на срез

Валиковые (фланговые и лобовые) швы (рис. VIII. 39). Проверяют прочность по наименьшей площади разрушения шва; последняя дается в формуле величиной $\sum m\,l$. Величина $\sum m\,l$ является вместе с тем площадью сварки $F_{св}$, вводимой в расчет.

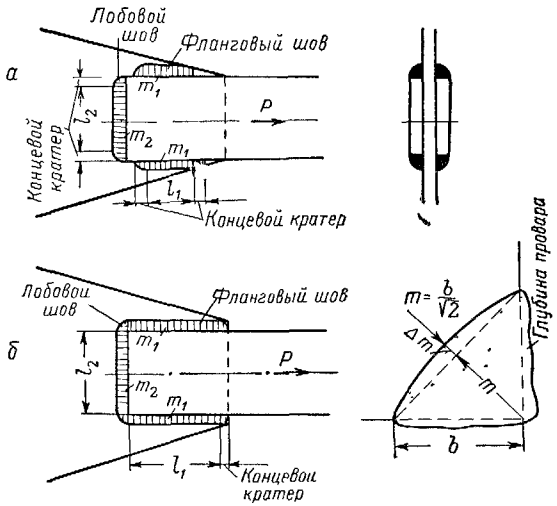


Рис. VIII. 39.

При определении толщины сварного шва m (см. рис. VIII. 39) глубину провара и усиление сварного шва Δm не учитывают; в расчет принимают лишь высоту вписанного равнобедренного треугольника, равную m. В длину полученного по расчету шва также не включают концы шва с кратерами (рис. VIII. 39, *а*), так как кратерные концы принимают лишь частичное участие или совсем не участвуют в работе шва. Действительная длина шва при этом будет равна l минус два концевых кратера.

Как общее правило, за длину концевого кратера принимают толщину сварного шва.

Итак, из рис. VIII. 39, *а* и *б* можем написать, что площадь сечения швов $F_{св}$ равна

$$F_{св} = \sum (ml) = 4m_1l_1 + 2m_2l_2;$$

напряжение

$$\sigma_{св} = \frac{P}{F_{св}}. \qquad \text{(VIII.52)}$$

Толщину сварных швов и длину лобовых швов l_2 чаще всего назначают конструктивно.

В лобовых швах, направление которых не совпадает с направлением действующих сил, может быть допущена следующая сила:

$$P' = 2m_2 l_2 \sigma_{св} \qquad \text{(VIII. 53)}$$

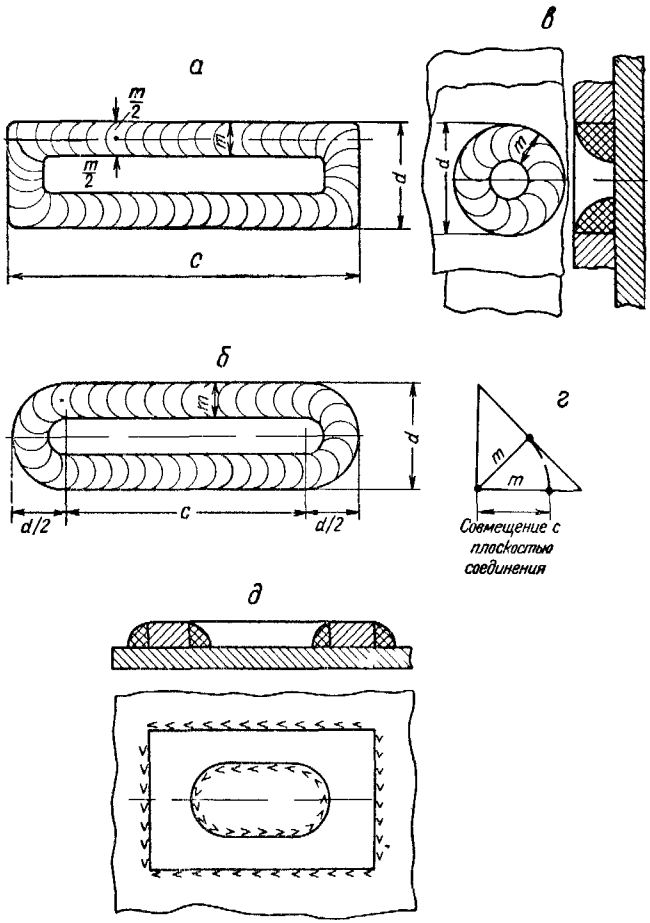


Рис. VIII. 40.

Вычитая силу P' из общей силы P, действующей на соединение, найдем часть силы, которая должна быть воспринята фланговыми швами.

Напряжение во фланговых швах, направление которых совпадает с направлением действующих сил, равно

$$\sigma_{св} = \frac{P - P'}{4m_1 l_1}, \qquad \text{(VIII. 54)}$$

а отсюда длина фланговых швов

$$l_1 = \frac{P - P_1}{4m_1 \sigma_{св}} = \frac{P - 2m_2 l_2 \sigma_{св}}{4m_1 \sigma_{св}}. \qquad \text{(VIII. 55)}$$

Если лобовые швы непосредственно соединены с фланговыми и углы стержня заварены (рис. VIII. 39, *б*), то концевые кратеры на углах из общей длины не вычитают.

Пробочные швы. На рис. VIII. 40 показаны пробочные швы (сварка впрорезь). Эти швы применяют в тех случаях, когда соединение при небольшой длине должно воспринимать значительные по величине усилия (рис. VIII. 40, *д*).

На рис. VIII. 40, *а* и *б* показано продольное отверстие прорези, а на рис. VIII. 40, *в* — круглое отверстие. При расчете пробочных швов считают, что толщина сварных швов m совмещается с плоскостью соединения (рис. VIII. 40, *г*); вводимую в расчет длину l, а также площадь сварки $F_{св}$ получают следующим образом.

Продольные прорези с углами (рис. VIII. 40, *а*)

$$l = 2(c + d - 2m);$$
$$F_{св} = \sum ml = 2m(c + d - 2m). \qquad \text{(VIII. 56)}$$

Продольная прорезь с закругленными концами (рис. VIII. 40, *б*)

$$l = 2c + (d - m)\pi;$$
$$F_{св} = \sum ml = 2mc + (d - m)m\pi. \qquad \text{(VIII. 57)}$$

Круглое прорезное отверстие (рис. VIII. 40, *в*):

$$l = (d - m)\pi;$$
$$F_{св} = \sum ml = (d - m)m\pi. \qquad \text{(VIII. 58)}$$

Закругленные пробочные швы дают лучшее распределение напряжений, чем пробочные швы с углами.

Расчет сварных швов на срез и изгиб

В сварных соединениях, где, кроме поперечной срезывающей силы Q, действует также и изгибающий момент $M = Ql$ (рис. VIII. 41), сварные швы испытывают нормальные и касательные напряжения.

Для вычисления площади сварки $F_{св}$ и момента сопротивления $W_{св}$ представим себе толщину m всех сварных швов совмещенной с плоскостью соединения (рис. VIII. 41, *а* и *б*). При несимметричной площади соединения необходимо сначала найти положение нулевой линии, т. е. линии $x—x$, проходящей через центр тяжести сечения, площадь сварки $F_{св}$, момент инерции $I_{св}$ и, наконец, наименьший момент сопротивления

$$W_{св} = I_{св} : l_{max}.$$

Максимальное напряжение окажется в той точке сварки, которая наиболее удалена от нулевой линии $x—x$

$$\sigma_{св} = \sqrt{\sigma_{1\,св}^2 + \sigma_{2\,св}^2} = \sqrt{\left(\frac{M}{W_{св}}\right)^2 + \left(\frac{Q}{F_{св}}\right)^2}, \quad \text{(VIII. 59)}$$

и не должно превышать допускаемого на срез.

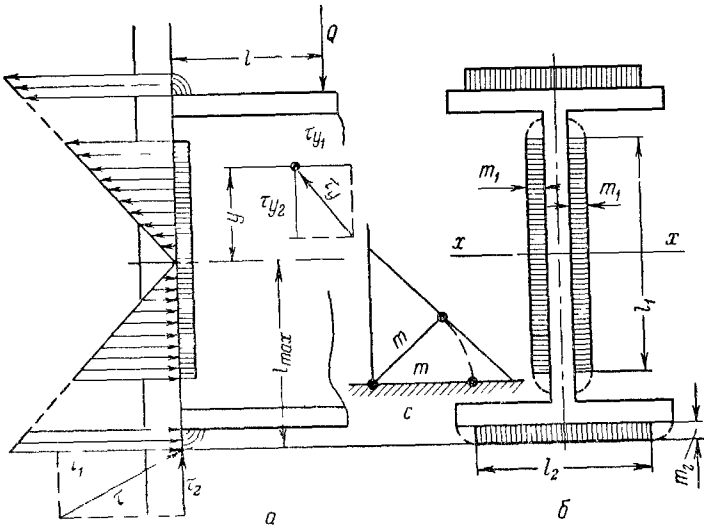


Рис. VIII. 41.

Напряжение удаленной на расстоянии y от нулевой линии $x—x$ точки равно

$$\sigma_{усв} = \sqrt{\sigma_{1\,св}^2 + \sigma_{2\,св}^2} = \sqrt{\left(\frac{My}{I_{св}}\right)^2 + \left(\frac{Q}{F_{св}}\right)^2}. \quad \text{(VIII. 60)}$$

ГЛАВА IX

РЕКТИФИКАЦИОННЫЕ И АБСОРБЦИОННЫЕ КОЛОННЫ

Ректификационные колонны нефтеперерабатывающих заводов представляют собой вертикальные цилиндрические аппараты, снабженные внутри ректификационными тарелками и другими вспомогательными устройствами в виде отбойников разных конструкций, маточников для ввода сырья и орошения и штуцеров для отбора фракций.

Ректификационные тарелки расположены горизонтально на определенном расстоянии друг от друга и служат для создания лучшего контакта между парами, идущими снизу вверх, и жидкостью, передвигающейся сверху вниз.

В результате теплообмена, массообмена и многократного испарения и конденсации компонентов движущейся среды пары по мере их продвижения вверх обогащаются низкокипящими компонентами, а жидкость, опускаясь вниз, насыщается постепенно высококипящими составными частями.

Отбойные устройства устанавливают в определенных местах по высоте ректификационных колонн для отделения от паров увлекаемых ими частиц жидкости.

Маточники представляют собой трубчатые устройства с отверстиями и служат для равномерного распределения по сечению колонны дополнительно подаваемых в случае необходимости паров или жидкости.

Абсорберы представляют собой также колонные аппараты, снабженные теми же тарелками, что и ректификационные колонны. Тарелки, активизирующие массообмен между паровой или газовой фазой, с одной стороны, и жидкой — с другой, способствуют лучшей работе этих аппаратов.

Ректификационные колонны и абсорберы на нефтезаводах устанавливают на открытом воздухе.

Расчет корпусов этих аппаратов на прочность, при необходимости на устойчивость формы, а также на ветровую нагрузку ведут методами, изложенными выше.

Ректификационные колонны могут работать под избыточным давлением или под вакуумом. Это является одним из признаков, по которому классифицируются рассматриваемые аппараты.

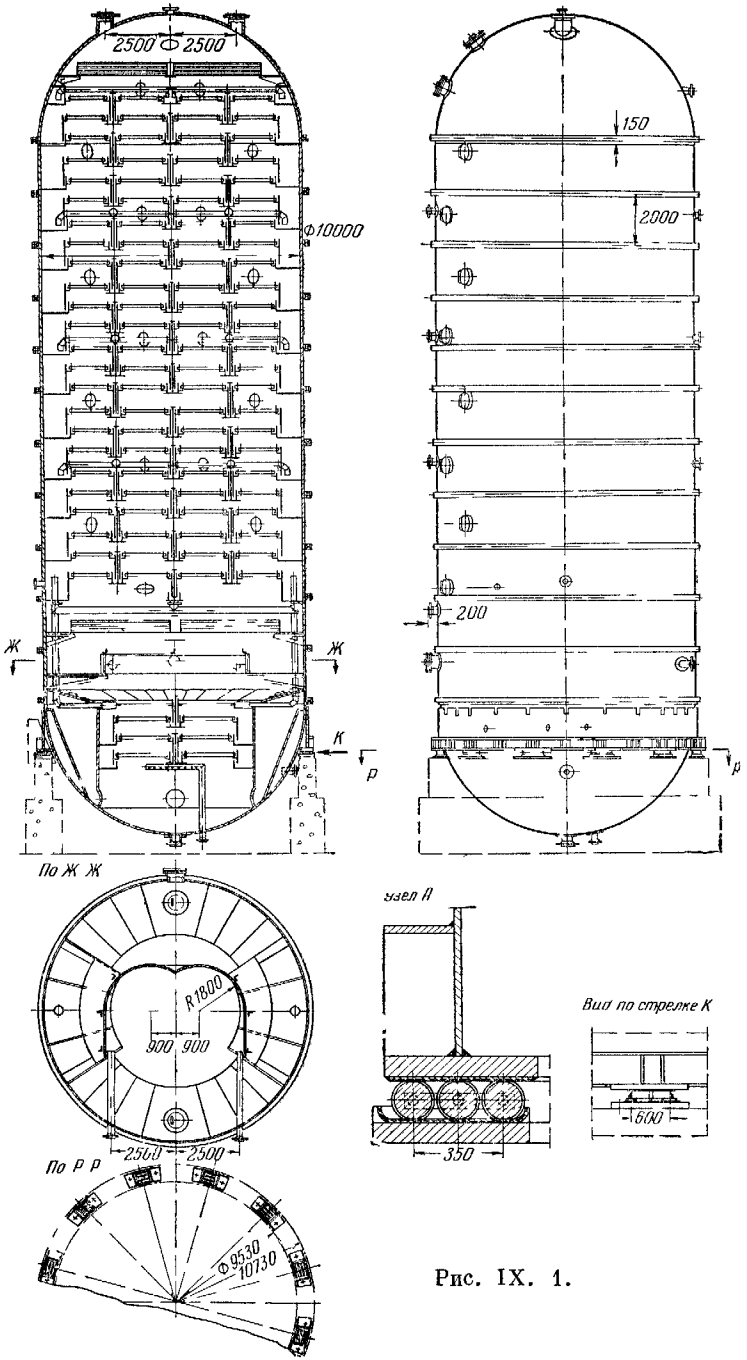

2500
2500
Ф10000
Ж
Ж
К
р
По Ж Ж
150
2000
200
р
R1800
900
900
2500
2500
По р р
Ф9530
10730
узел А
350
Вид по стрелке К
600

Рис. IX. 1.

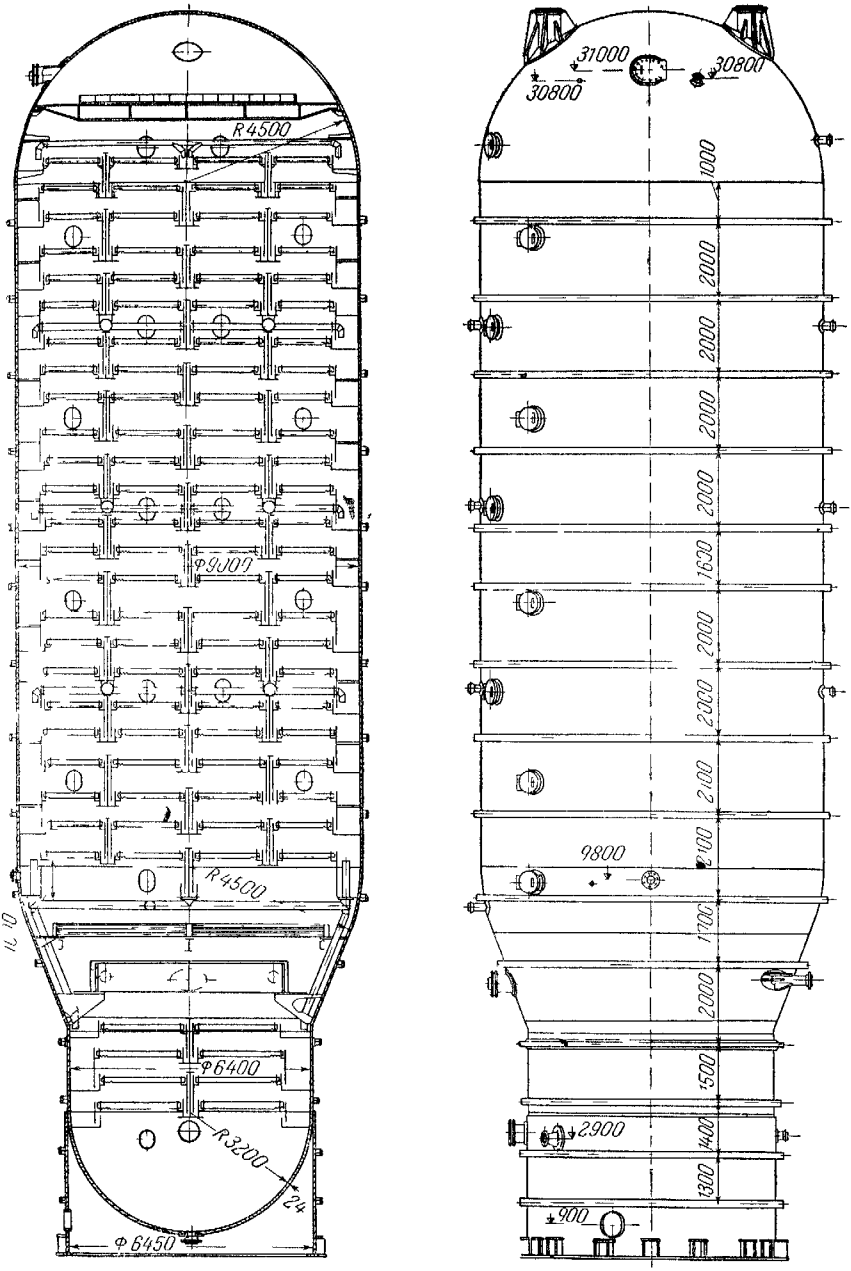

R4500
Ф9000
R4500
Ф6400
R3200
Ф6450
31000
30800
30800
1000
2000
2000
2000
2000
1630
2000
2000
2100
2100
9800
1700
2000
1500
400
1300
2900
900

Рис. IX. 2.

В атмосферных колоннах нефтеперерабатывающих установок избыточное давление является невысоким и составляет обычно 0,5—0,7 $кГ/см^2$. Диаметр ректификационных колонн, работающих под вакуумом, как правило, в 1,5—1,7 раза больше диаметра атмосферных колонн той же производительности.

При расчете на прочность корпуса колонны, работающей под низким избыточным давлением, получается толщина, которая может оказаться недостаточной для обеспечения устойчивости формы аппарата против действия ветровых и весовых нагрузок. Поэтому толщину корпуса после расчета на прочность определяют окончательно на основе проверки устойчивости формы от суммарного действия давления и перечисленных нагрузок.

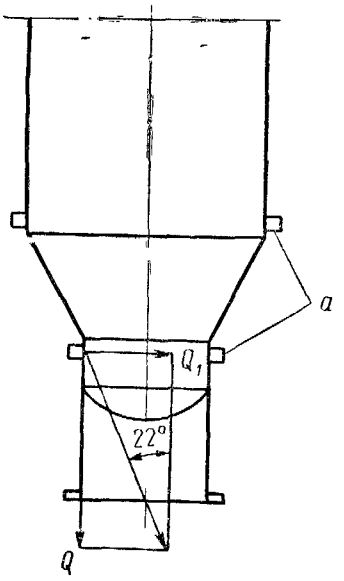


Рис. IX. 3.

Колонны, предназначенные для работы в районах с сейсмичностью более 6 баллов, необходимо проверять также на действие сейсмических сил.

Диаметр корпуса ректификационной колонны можно изменять по высоте в зависимости от размеров тарелок, определенных соответствующим расчетом.

Примером может быть вакуумная колонна с тарелками диаметром 10 *м* в верхней части и с четырьмя тарелками диаметром 6,4 *м* внизу, размещенными в корпусе аппарата одинакового диаметра по всей высоте, равного 10 *м*. Для четырех тарелок меньшего диаметра внизу предусмотрен внутри корпуса специальный цилиндр (рис. IX. 1).

Корпус вакуумной колонны с тарелками диаметром 9 *м* вверху и 6,4 *м* — внизу запроектирован разных диаметров с коническим переходом между двумя этими частями (рис. IX. 2).

В местах перехода от одного диаметра к другому колонны снабжаются коническими обечайками или сферическими днищами. Нужная надежность конструкции при необходимости обеспечивается предпочтительно приваркой колец жесткости *а* в местах сопряжения цилиндрических обечаек с коническим переходом аппарата (рис. IX. 3). Кольца жесткости *а* ставятся для восприятия действия составляющей силы Q_1.

В особую группу выделяют ректификационные колонны, которые из-за больших габаритных размеров нельзя целиком транспортировать по железной дороге. Такие колонны приходится сваривать и собирать на месте.

Каждый корпус ректификационной колонны, работающей под внутренним избыточным давлением или под вакуумом, может быть оборудован тарелками любых конструкций, удовлетворяющих тре-

бованиям ректификации данной среды. Этим обстоятельством пользуются, например, заменяя в действующих ректификационных колоннах старые, менее эффективные тарелки новыми, конструкции которых обеспечивают более высокую производительность и четкость ректификации, меньший расход металла и другие показатели. Замена в ректификационной колонне тарелок одной конструкции другой конструкцией, более совершенной, облегчается еще тем, что нормали тарелок разных конструкций построены по нормальному ряду ректификационных колонн, т. е. диаметры тарелок разных конструкций должны соответствовать диаметрам, установленным нормальным рядом.

Классификация ректификационных тарелок

Различают три основные группы ректификационных тарелок, принципиально отличающихся одна от другой способом контакта паров и жидкости и подачей жидкой фазы на тарелки.

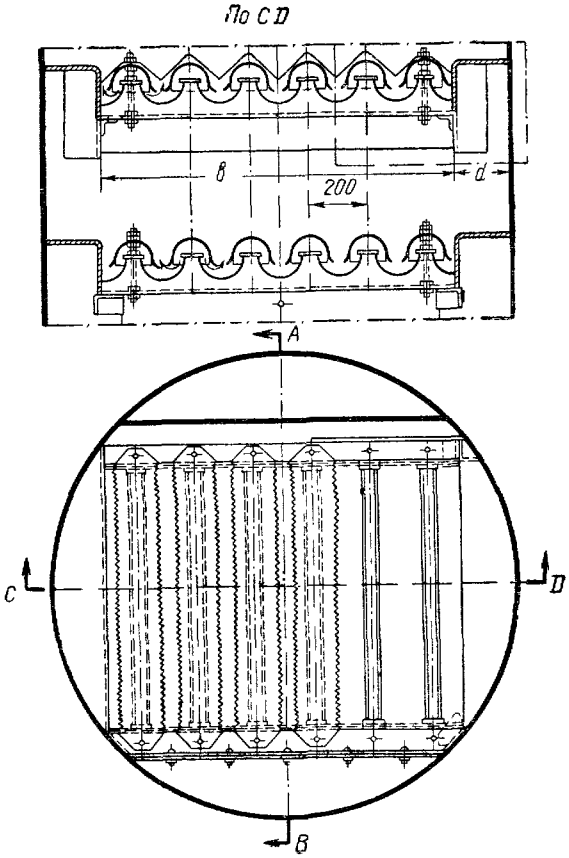
Первая группа — колпачковые тарелки (с круглыми колпачками, с желобчатыми, с S-образными элементами и др.).

Барботажные участки тарелок, т. е. участки, на которых происходит контакт паровой фазы рабочей среды с жидкой, занимают часть живого сечения колонны (рис. IX. 4). В остальной же части, составляющей примерно 0,2—0,38 поперечного сечения колонны, расположены переливные устройства. Во избежание проникновения паров в вышележащие тарелки через переливное устройство установлен гидравлический затвор (разрез по *AB*). Пары проходят вверх только через отверстия или щели в барботажной части тарелок и, проконтактировав со слоем жидкости, продолжают свое движение вверх (рис. IX. 5).

Примером тарелок улучшенной конструкции (с облегченным весом, упрощением монтажа и эксплуатации при некотором повышении производительности и четкости ректификации) могут служить тарелки с S-образными элементами (рис. IX. 32).

В собранном виде колпачковая часть с зубчатой кромкой одного элемента перекрывает желобчатую часть соседнего элемента. В образующиеся между ними промежутки снизу проходят пары. Движение паров и барботаж происходят, как в обычной колпачковой тарелке. В отличие от желобчатых тарелок, где жидкость течет вдоль желобов и колпачков, здесь жидкость движется поперек элементов и перебрасывается парами из желобчатой части одного элемента в такую же часть соседнего элемента. Это удлиняет путь флегмы и способствует лучшей ее обработке парами. Жидкость движется по тарелке как бы на паровой подушке и частично подталкивается паровым потоком в сторону слива.

Рекомендуется площадь прорезей на колпачковой части S-образных элементов принимать равной 12—14% от площади сечения колонны, т. е. как у колпачковых тарелок. Тарелка снабжена обычными переливными устройствами.



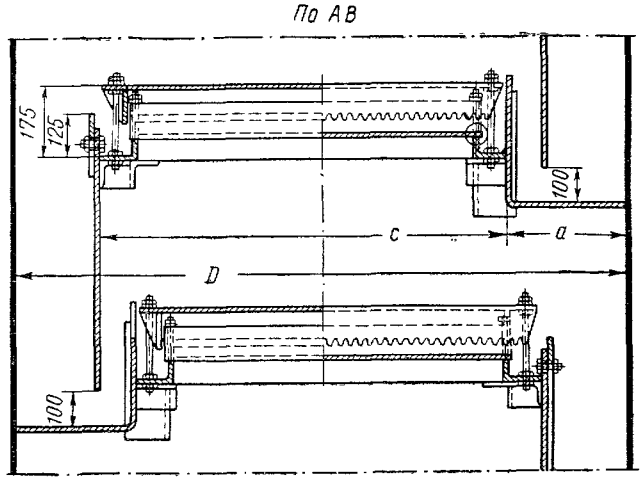


Рис. IX. 4.

Приводится случай, когда в изобутановой колонне установки алкилирования 60 тарелок с S-образными элементами выполняли работу 58 теоретических тарелок. При загрузке колонны на $^1/_3$ проектной средний к. п. д. был равен 48%, а при загрузке верхней части колонны на 90% и нижней на 36% к. п. д. достиг 96,5%.

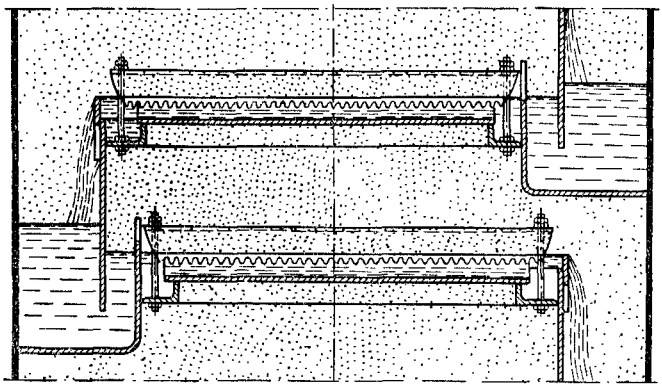


Рис. IX. 5.

Тарелки с S-образными элементами, установленные в атмосферной колонне диаметром 3200 *мм*, позволили повысить производительность ее по сравнению с той же колонной, снабженной желобчатыми колпачками, примерно на 20% и улучшить качество отбираемых продуктов.

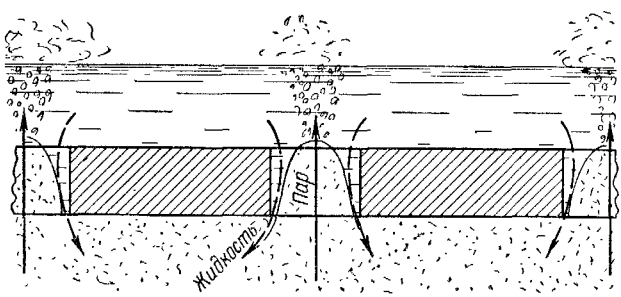


Рис. IX. 6. Участок решетчатой тарелки.

Вторая группа — тарелки «провального» типа, иногда снабженные переливными устройствами, например решетчатые тарелки с прямоугольными щелями (рис. IX. 6), ситчатые — с круглой перфорацией.

Барботаж паровой фазы через жидкую и, следовательно, контакт движущихся сред на тарелке происходят по всему поперечному

сечению колонны. Пары движутся вверх, а жидкость стекает вниз, как правило, через одни и те же отверстия или щели в тарелках (см. рис. IX. 6 и IX. 7). На тарелках удерживается слой жидкости, высота которого определяется перепадом давлений паров над и под тарелкой, т. е. подпором паров, идущих снизу. Излишняя жидкость, непрерывно поступающая с вышележащей тарелки, проваливается через отверстия или щели в тарелке. С увеличением расхода паров

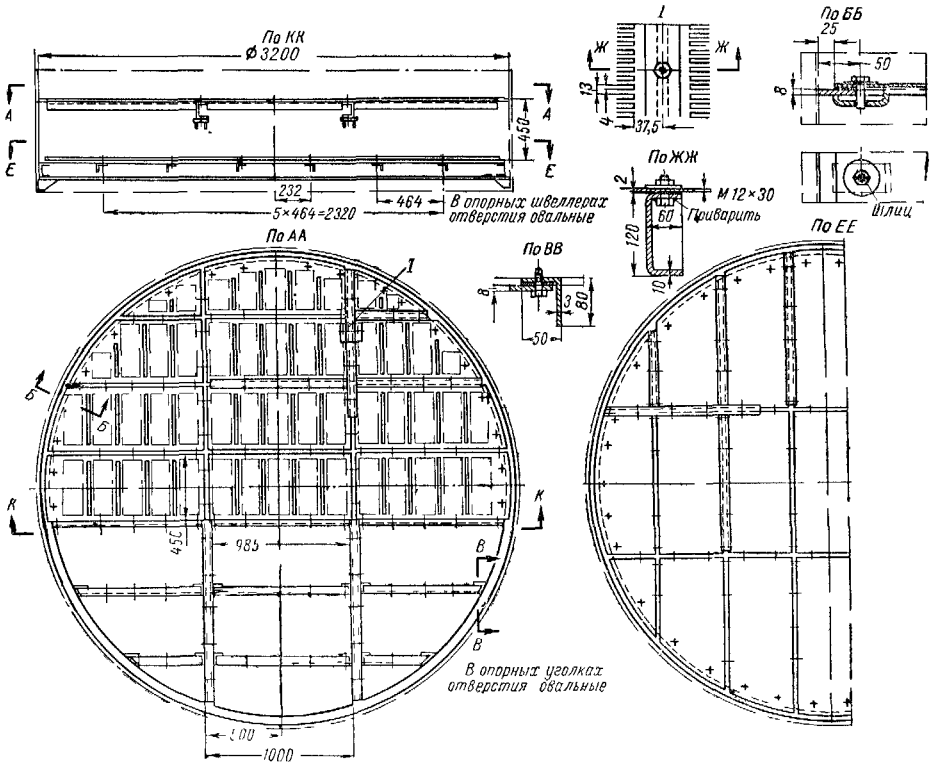


Рис. IX. 7. Решетчатая тарелка.

растет перепад давлений у тарелки и на ней удерживается слой жидкости большей высоты.

Если тарелки провальпого типа снабжены переливными устройствами, то в зависимости от установившегося гидродинамического режима бо́льшая или меньшая часть жидкости поступает на нижележащую тарелку через переливное устройство. При определенных условиях тарелки провального типа с переливными устройствами в результате действия подпора паров, поддерживающих на тарелке определенный слой жидкости, перестают быть провальными и по своей работе принципиально становятся аналогичными тарелкам первой группы.

Третья группа — струйно-направленные ректификационные тарелки.

В этой конструкции используется кинетическая энергия паров для направленного движения жидкости по тарелке, в результате чего улучшается контакт между жидкостью и парами.

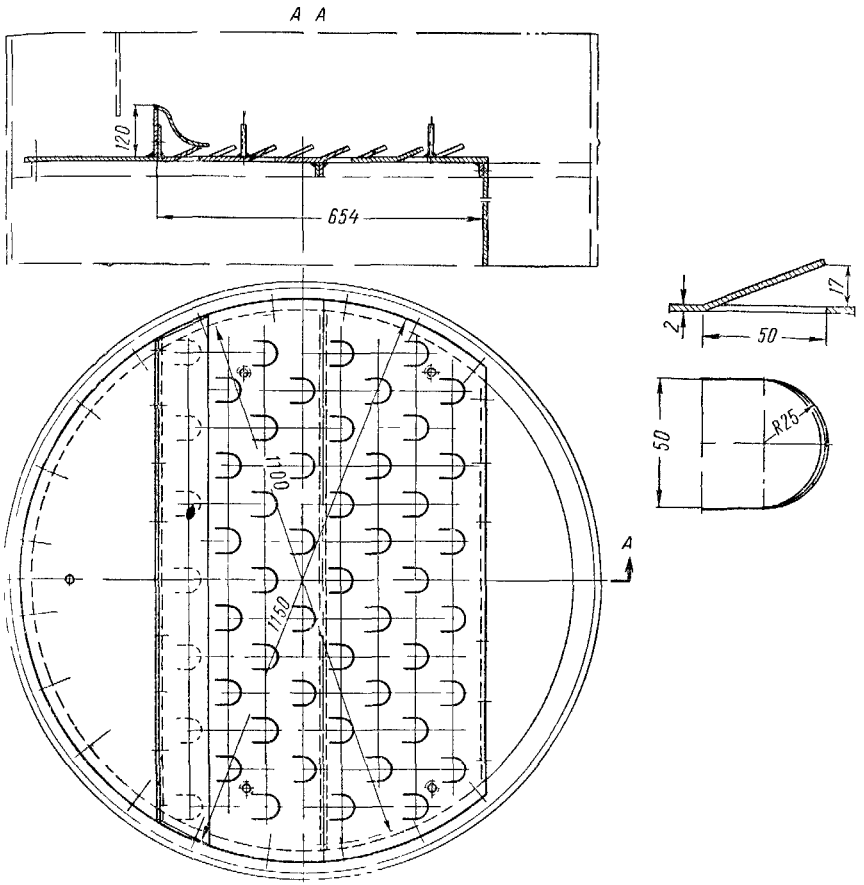


Рис. IX. 8.

К этой группе относятся, например, тарелки типа Ленгуэйт (рис. IX. 8), тарелка ситчатая с отбойными элементами конструкции Гипропефтемаша (рис. IX. 9), тарелки Коха-Бентури (рис. IX. 10).

Некоторые тарелки могут содержать в себе признаки, характерные для разных групп ректификационных тарелок. Так, например, тарелки с радиально-круговым потоком жидкости, отнесенные ко второй группе тарелок, снабжены переливными устройствами и при определенном режиме работают, как тарелки первой и третьей групп.

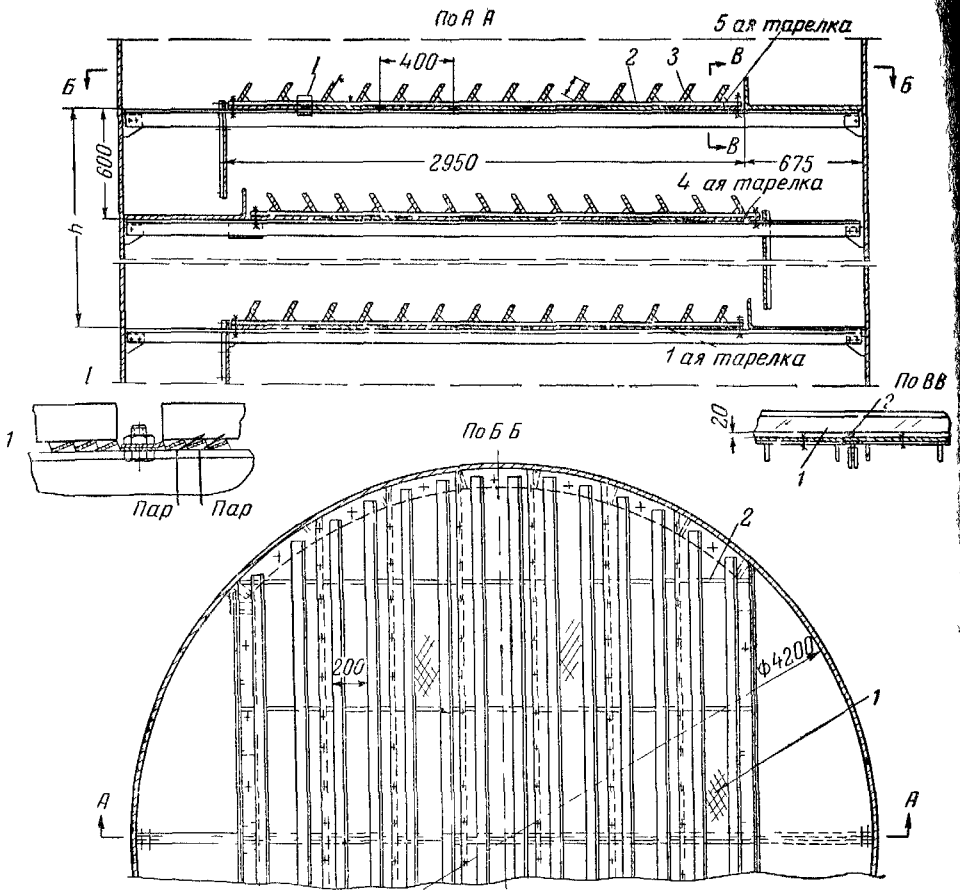


Рис. IX. 9.

1 — прессчно вытяжной лист δ = 1,8 (2,0) *мм*, *2* — полосы, *3* — отбойник

Схемы движения жидкости и паров на ректификационных тарелках

Схемы движения жидкости и паров для тарелок первой группы (рис. IX. 11):

а — поток жидкости на тарелках — поперек колонн, причем на смежных тарелках в противоположном направлении;

б и *в* — круговой и такой же каскадный поток жидкости в одном направлении на всех тарелках; теоретически при такой схеме движения достигается наиболее равномерная работа колонн, так как разность температур жидкости, находящейся на нижней и верхней тарелках, оказывается более или менее одинаковой во всех точках. Конструктивное оформление подобных тарелок для схемы *б* с кру-

говым потоком жидкости дано на рис. IX. 12; *а* для схемы *в* с каскадным потоком жидкости в одном направлении на всех тарелках — на рис. IX. 13; подобные тарелки с промежуточными перегородками и, следовательно, с несколькими промежуточными переливами обычно делаются для колонн сравнительно большего диаметра с целью уменьшения гидравлического градиента, т. е. разницы в уровне движущейся жидкости в начале и в конце потоков. Для

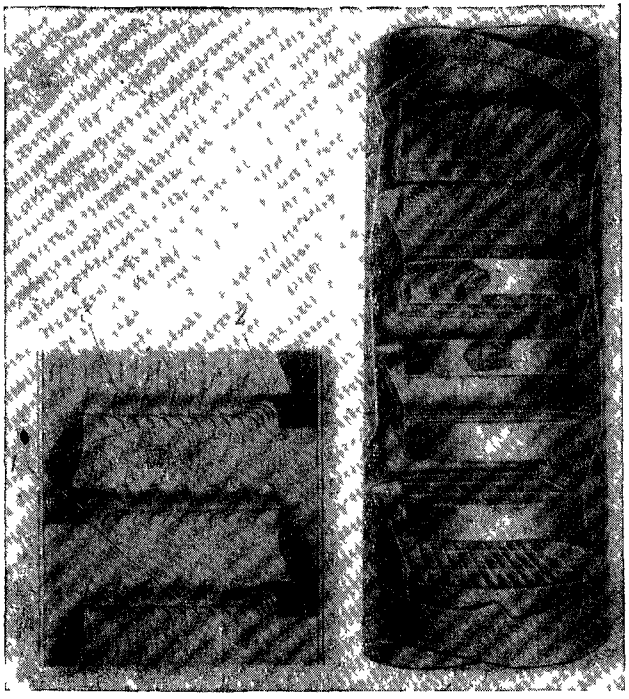


Рис. IX. 10. Общий вид и схема каскадной тарелки Коха-Вентури.

1 — изогнутые пластины; *2* — переливная перегородка, *3* — перфорированные пластины.

этого тарелки делят на несколько отсеков, расположенных на разной высоте. Из одного отсека в другой жидкость перетекает через сливные перегородки, высота которых обеспечивает необходимый уровень в каждом из отсеков;

г — однопоточные с промежуточными переливами тарелки (рис. IX. 11); поперечный поток жидкости на последовательных тарелках в противоположном направлении, например тарелки с круглыми, желобчатыми колпачками и т. д. (рис. IX. 14);

д — двухпоточные тарелки, т. е. с поперечным потоком, разделенным на каждой тарелке на два потока. На последовательных

тарелках потоки движутся в противоположном направлении. Иногда для тарелок больших диаметров каждый поток разбивают на три каскада (рис. IX. 15);

е и *ж* — трехпоточные и четырехпоточные тарелки, на которых жидкость на последовательных тарелках движется тремя (рис. IX. 16) или четырьмя (рис. IX. 17) потоками также в поперечных, но противоположных на смежных тарелках направлениях.

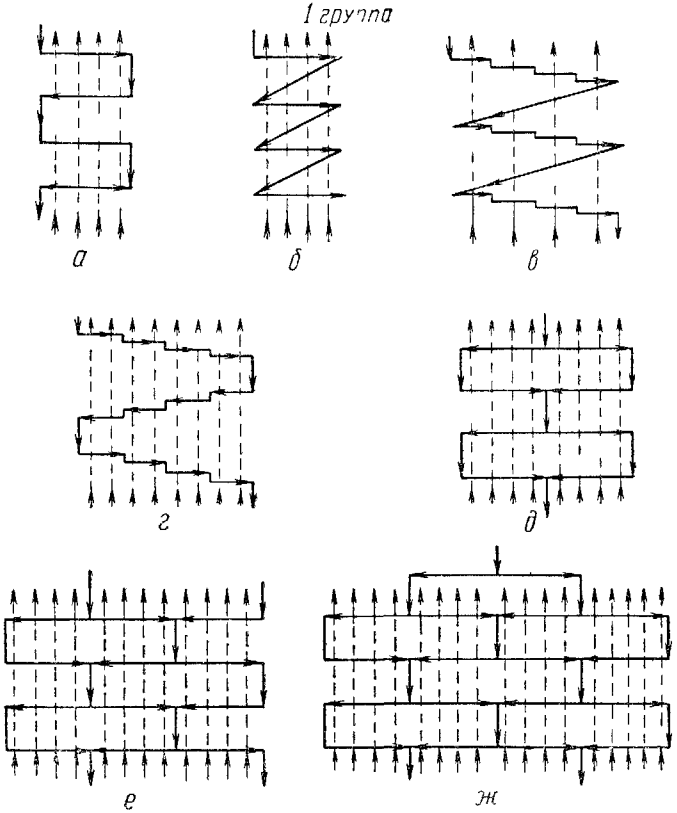


Рис IX. 11. Тарелки первой группы.

Тарелки типов *д*, *е*, и *ж* (см. рис. IX. 11) ставят в колоннах большого диаметра в целях уменьшения влияния гидравлического градиента и для пропуска больших потоков жидкости.

Схемы движения жидкости и паров для тарелок второй группы (рис. IX. 18):

з — тарелки решетчатые; жидкость проваливается через часть живого сечения щелеи тарелок; пары проходят вверх через те же щели (см. рис. IX. 18), к этому же типу относятся и ситчатые тарелки, в которых вместо щелей выполнена круглая перфорация.

В качестве комбинированной из описанных двух основных групп тарелок могут быть выделены провальные тарелки, оснащенные пе-

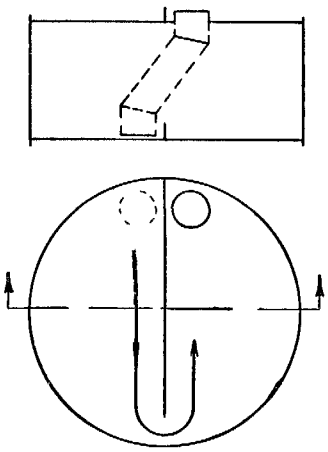


Рис. IX. 12.

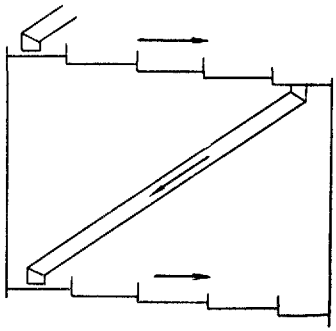


Рис IX. 13.

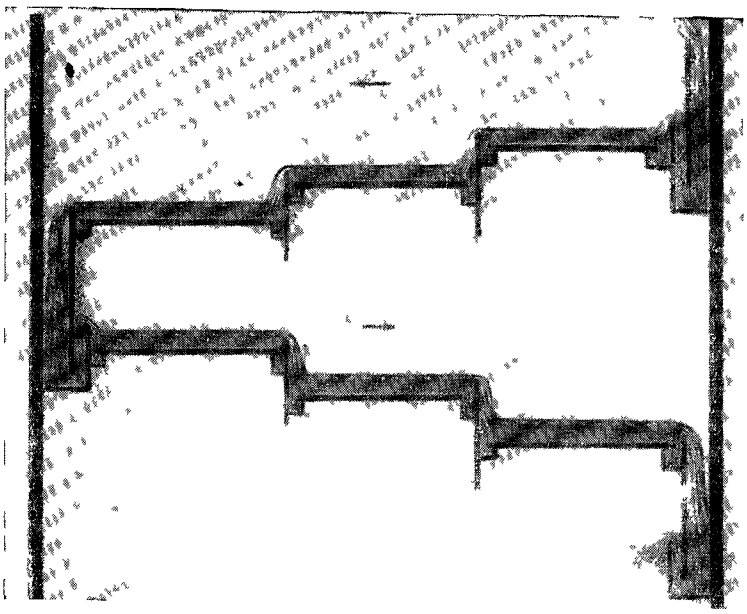


Рис. IX 14 Тарелка желобчатая с тремя каскадами (схема).

реливными устройствами, как, например, тип *и* (рис. IX. 18), которые при достаточном подпоре паров могут работать по типам *а* или *ж* (см. рис. IX. 11).

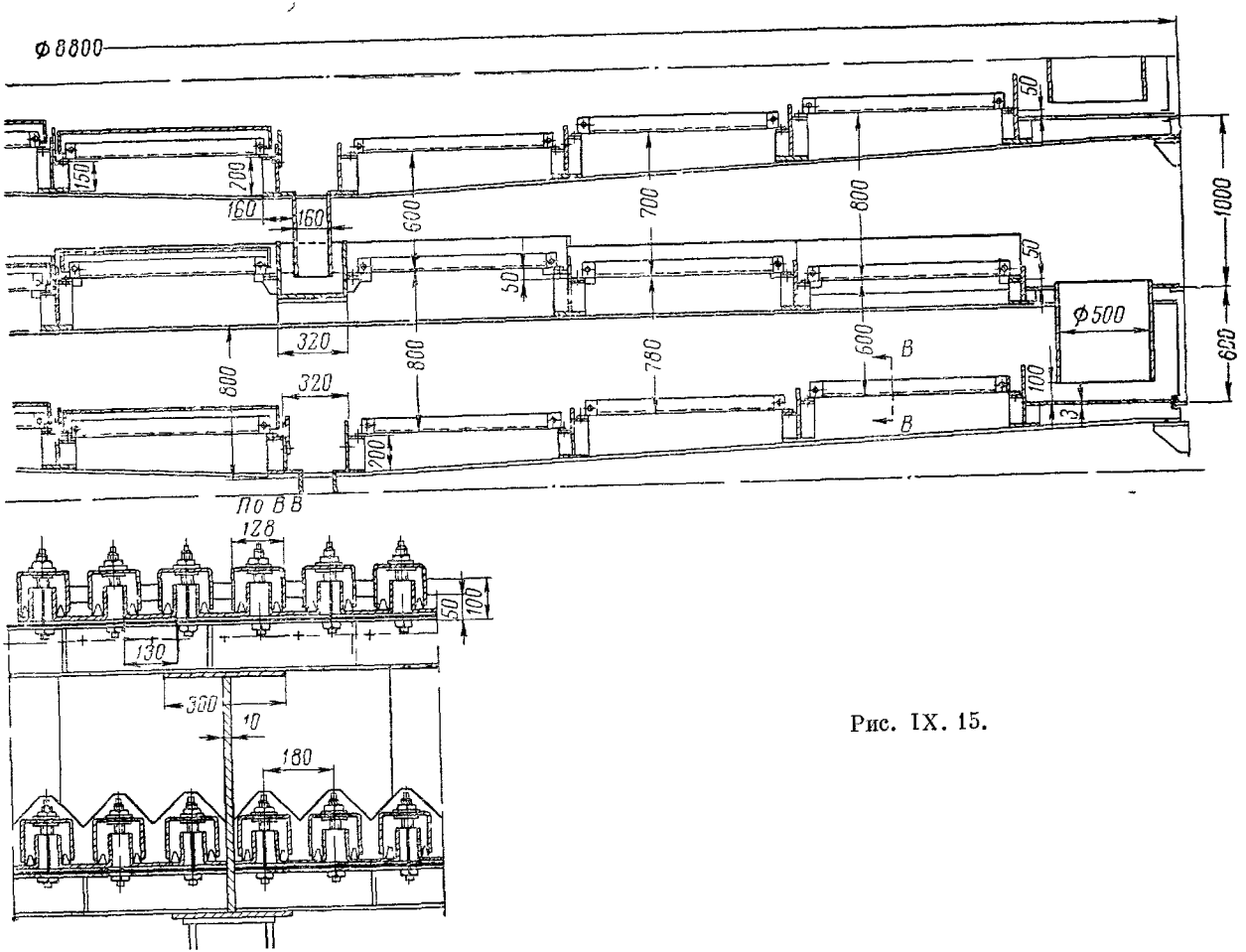

ф 8800
150
200
160
160
600
700
800
50
50
50
1000
ф 500
320
800
800
780
600
B
320
100
3
200
B
По В В
128
50
100
130
300
10
180

Рис. IX. 15.

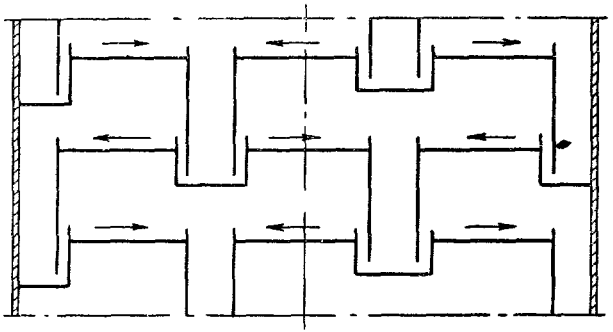


Рис. IX. 16.

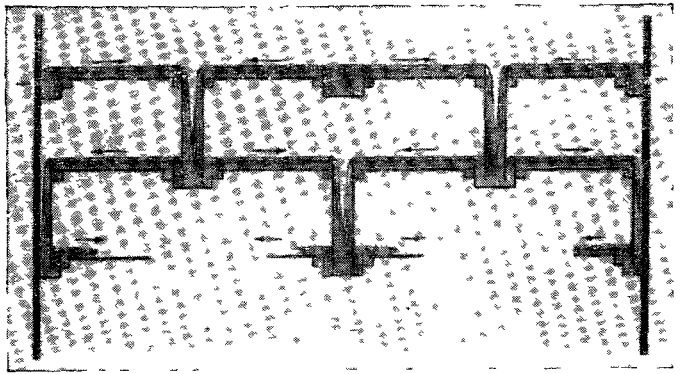
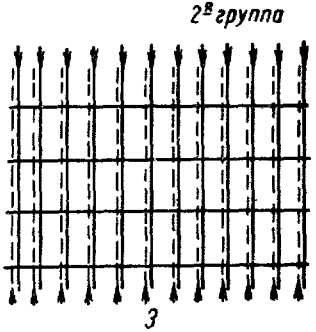


Рис. IX. 17. Тарелка желобчатая четырехпоточная (схема).



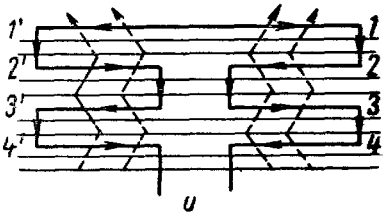


Рис. IX. 18. Тарелки второй группы.

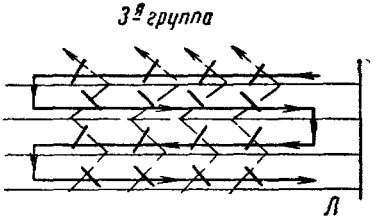


Рис. IX. 19. Тарелки третьей группы.

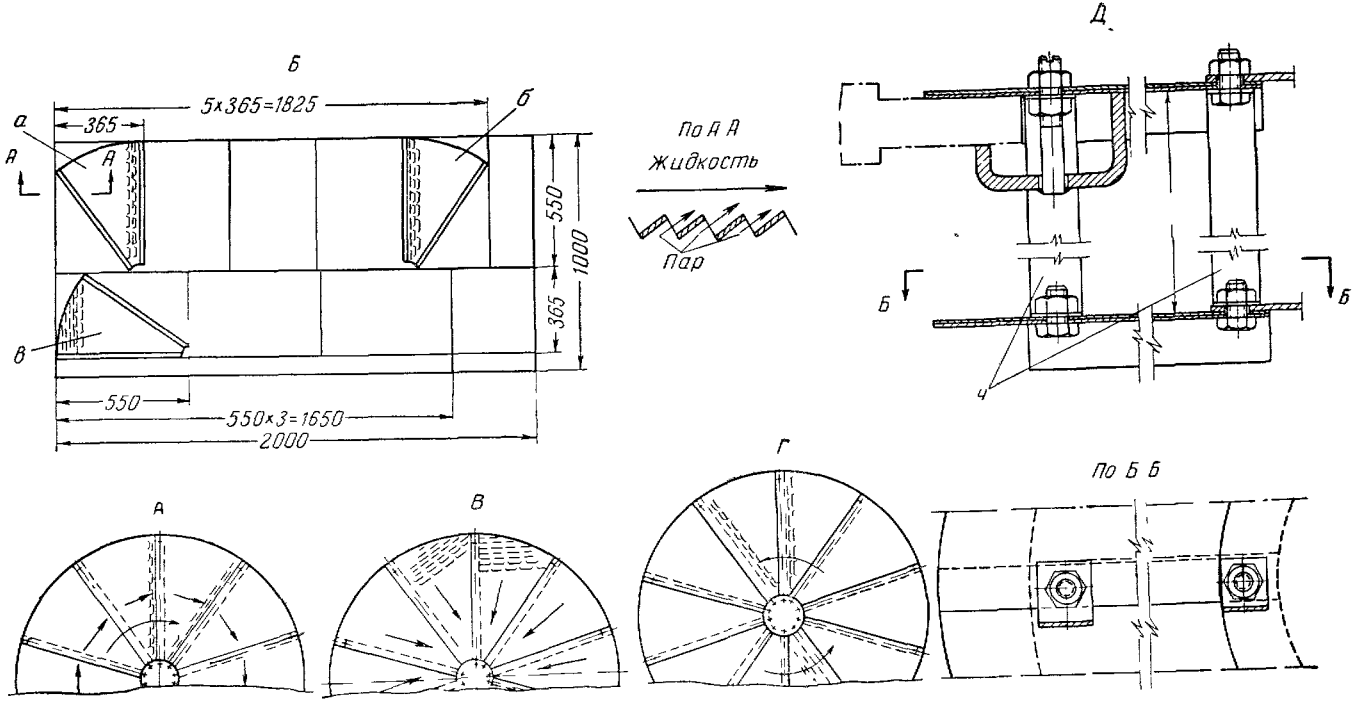


Рис. IX. 20.

Б — раскрой листов; *А* — схема направления потоков на нечетных тарелках; *В* — схема направления потоков на четных тарелках; *Г* — схема направления потоков на отбойниках; *Д* — узел крепления тарелок и отбойника.

Схемы движения жидкости и паров для тарелок третьей группы (рис. IX. 19).

л — ситчатые или щелевые тарелки с отогнутыми под углом кромками прорезей. Это заставляет жидкость на тарелках двигаться в нужном направлении. Применяют тарелки с радиально-круговыми потоками жидкости, где последняя движется, например, на всех нечетных тарелках по кругу, а на четных по радиусу (рис. IX. 20). Пары, направляясь вверх, при прохождении через прорези тарелок отклоняются их отогнутыми краями от вертикали. Горизонтальная составляющая скорости паров или газов гасится в слое жидкости и приводит последнюю на тарелке в движение. Располагая прорези с отогнутыми краями нужным образом, можно заставить жидкость двигаться на тарелке в любом направлении. Опытами установлено, что эти тарелки работают на провальном режиме (газ и жидкость движутся противотоком через одни и те же прорези) при небольших нагрузках. При увеличении нагрузки слив происходит на вращательных тарелках у периферии, а на радиальных у центра.

л — тарелки ситчатые по типу *и* с добавлением переливных устройств и отбойных пластин (рис. IX. 21). На последних имеются такие же щели с отогнутыми краями, как на тарелках типа *и*. При этом отогнутые края щелей расположены так, что пары направляются под углом 90° к поверхности отбойных пластин (рис. IX. 73). Жидкость, передвигаемая парами в том же направлении, при помощи отбойников отделяется от паров. Расстояние между отбойными пластинами должно быть выбрано так, чтобы пары не могли пройти мимо них.

ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТАРЕЛОК

Колпачковые тарелки

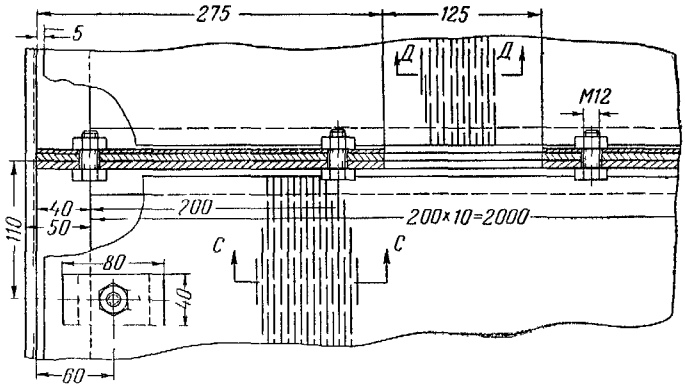
Суммарное сопротивление проходу паров равно сумме сопротивлений, оказываемых сухой тарелкой и жидкостью при барботаже через нее паров. Флегме приходится при движении преодолевать ряд сопротивлений. Например, при перетекании с верхней тарелки на нижележащую флегма должна преодолеть разность давлений $p_2 - p_1$, где p_2 — более высокое давление в нижнем межтарелочном пространстве, куда жидкость должна течь из верхнего пространства с более низким давлением p_1.

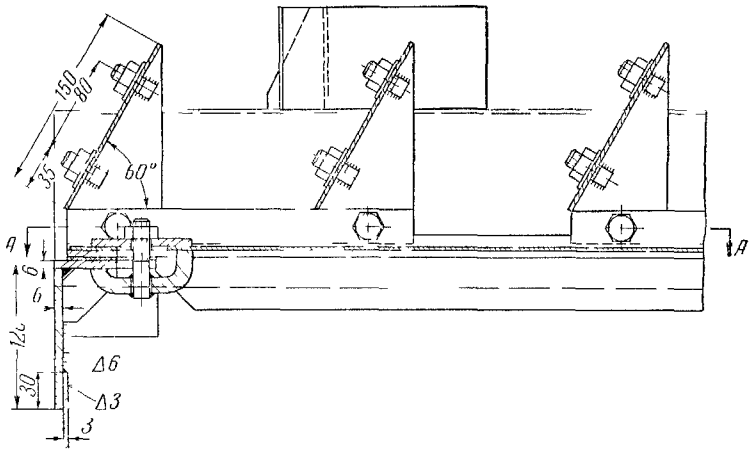
Преодолевание флегмой сопротивления при ее движении обеспечивается соответствующим уровнем (H_1) флегмы в сливной трубе или сливном сегменте, как показано на рис. IX. 22. Общая величина H_1 определяется суммой следующих сопротивлений [4].

$$H_1 = (p_2 - p_1) + h_{сл} + h_1 + \Delta + h_6 = \\ = (p_2 - p_1) + h_0 + \Delta + h_6. \qquad (IX.1)$$

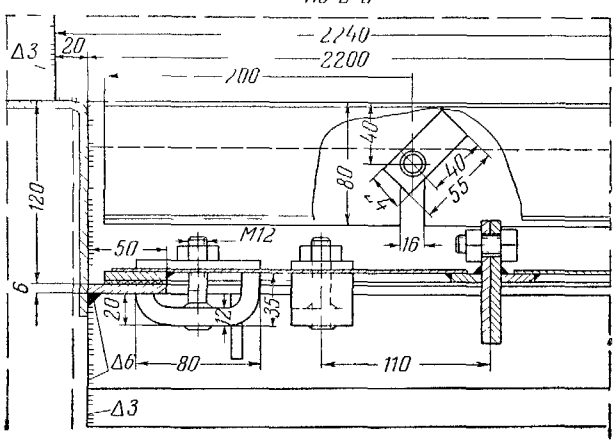
Здесь $h_{сл}$ — высота сливной перегородки, выбираемая в зависимости от конструкции тарелок. Так, у S-образных тарелок эта высота равна обычно высоте элемента, т. е. 80 *мм*. У тарелок с круглыми или желобчатыми колпачками она должна быть выше верхнего

По А А


275
125
5
Д
Д
М12
110
40
50
200
200×10=2000
С
С
80
40
60


150
80
35
60°
А
А
6
6
Δ6
30
Δ3
3

По Б Б


Δ3
20
2240
2200
100
40
80
40
55
120
М12
50
16
6
20
12
35
Δ6
80
110
Δ3

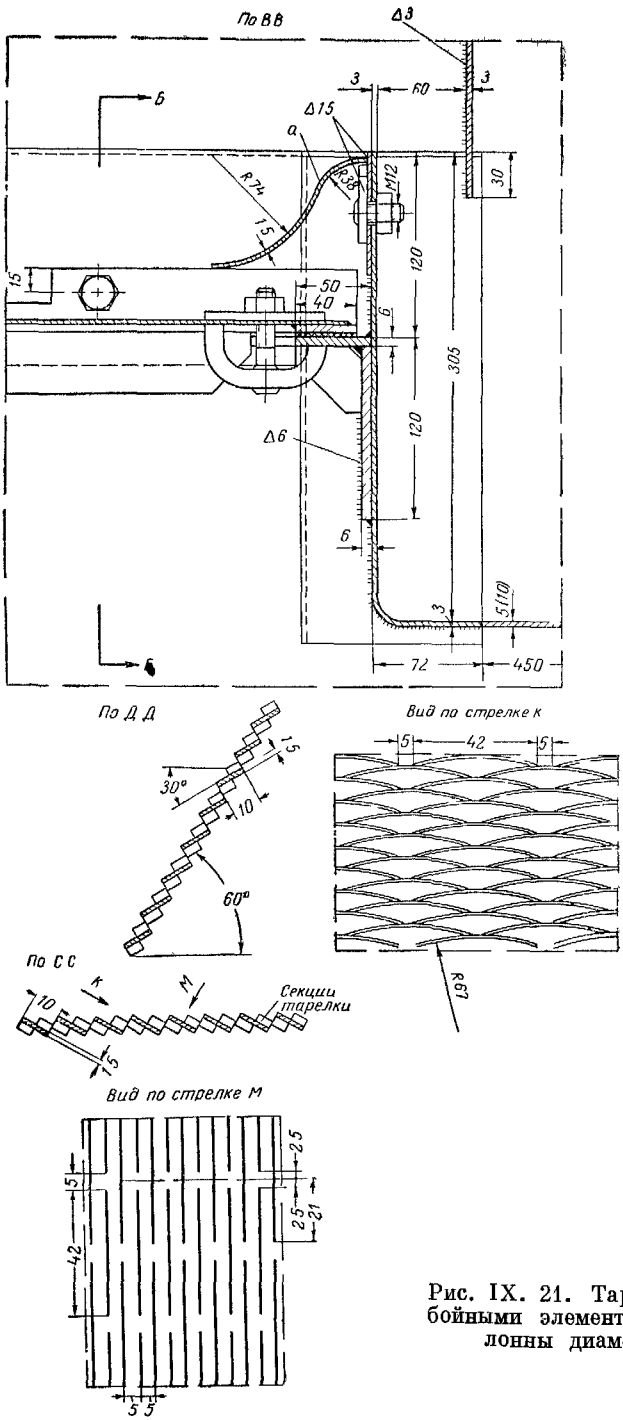


Рис. IX. 21. Тарелка ситчатая с отбойными элементами атмосферной колонны диаметром 3200 *мм*.

края прорезей колпачков и ниже уровня верхнего торца ниппелей. У перфорированных тарелок сливной перегородки можно не делать, тогда $h_{сл} = 0$; h_1 — высота движущейся флегмы над сливной перегородкой или так называемый подпор слива, величина которого

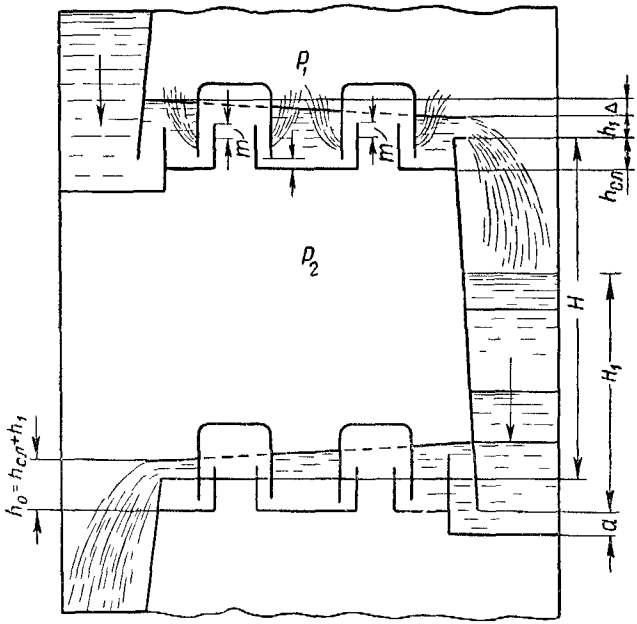


Рис. IX. 22.

зависит от количества протекающей жидкости и периметра слива, оптимальные значения подпора слива h_1 по опытным данным должны заключаться в пределах, обеспечивающих условия образования гидрозатвора h_2 (рис. IX. 23) над прорезями колпачков как минимум 15—40 *мм* высотой без учета пены; рациональнее работать при небольших значениях подпора h_1, так как при этом колебания уровня флегмы на тарелке при изменении количества орошения меньше.

Величина подпора h_1 в *м* может быть определена по обычной формуле водослива, по которой находится пропускная способность патрубков с незаполненным сечением

$$V = \frac{2}{3} \mu b h_1 w \ м^3/сек. \qquad (IX. 2)$$

Здесь $w = \sqrt{2gh_1}$ — скорость жидкости в *м/сек*; μ — коэффициент расхода; обычно $\mu = 0{,}6$.

В результате подстановки значений этих букв в формулу (IX. 2) получаем

$$V = 1{,}78\, b h_1^{3/2}\ м^3/сек \qquad (IX. 3)$$

или после решения уравнения (IX. 3) относительно подпора слива

$$h_1 = \sqrt[3]{\left(\frac{V}{1{,}78b}\right)^2}\ м, \qquad (IX.4)$$

где V — объем протекающей по тарелке жидкости в $м^3/сек$; b — периметр слива в $м$.

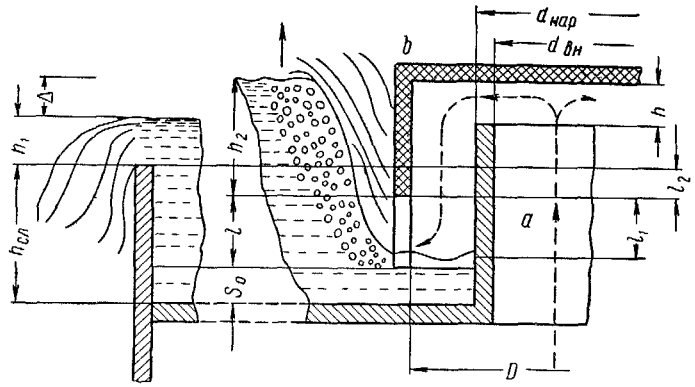


Рис. IX. 23.

Если принять V в $м^3/ч$, то

$$h_1 = \sqrt[3]{\left(\frac{V}{6400}\right)^2}\ м.$$

Очевидно, что по формулам (IX. 3) и (IX. 4) можно по заданному расходу V и периметру переточных труб b определять величину подпора слива h_1 и, наоборот, по назначенному подпору h_1 находить или проверять необходимый периметр сливных труб или перегородки сливного сегмента.

Необходимо иметь в виду, что формула (IX. 4) справедлива для круглых сливных труб только в том случае, когда их диаметр $d > 4h_1$.

Если же $2h_1 < d < 4h_1$, то расчет рекомендуется вести по формуле

$$V = 182{,}6d^{1{,}675}h_1^{0{,}825}. \qquad (IX.5)$$

Для диаметров $d < 2h_1$ рекомендуется формула

$$V = 644\ d^2h_1^{0{,}5}. \qquad (IX.6)$$

В формулах (IX. 5) и (IX. 6) d — в $м$.

В формуле (IX. 1) значение градиента Δ можно ввиду его практической незначительности и в целях упрощения расчета принимать равным 0,6—1,2 $см$.

Слагаемое h_6 в формуле (IX. 1) представляет собой потерю напора жидкостью при перетоке через сливную трубу. Значение h_6

определим, предположив, что при нормальных условиях сливная труба всегда на определенную высоту заполнена флегмой и ее действие может рассматриваться таким же, как у затопленной диафрагмы.

Соответствующая формула с коэффициентом расхода 0,5 дает следующую зависимость между расходом флегмы V и h_6:

$$V = 0{,}22\ A h_6^{0{,}5} \qquad \text{(IX. 7)}$$

или

$$h_6 = 20{,}65\ w^2, \qquad \text{(IX. 8)}$$

где h_6 — потеря напора в сливной трубе в *см*; A — сечение сливной трубы в $м^2$; V — количество перетекающей флегмы в $м^3/сек$; w — скорость в *м/сек*.

Правильное определение высоты H_1 (см. рис. IX. 22) имеет важное значение для установления расстояния между соседними тарелками.

Недостаточная высота сливной трубы ведет к захлебыванию тарелки, выражающемуся в том, что уровень жидкости в сливной трубе чрезмерно повышается, происходит затопление тарелки флегмой с прекращением функционирования части или всей колонны. Колонна должна проектироваться с учетом необходимого пространства для выделения паров из жидкости, поступающей в сливную трубу, для чего иногда сливные трубы в верхней части выполняются шире, чем в нижней. Кроме того, с этой целью обычно увеличивают расстояние между тарелками, удлиняя сливную трубу по высоте, или увеличивают диаметр тарелки.

Рекомендуется расстояние между тарелками H принимать по крайней мере вдвое бóльшим рассчитанного уровня поднятия флегмы H_1 в сливной трубе, т. е. соблюдать соотношение между H_1 и H в следующем виде:

$$H_1 \leqslant \frac{H + h_{сп}}{2}. \qquad \text{(IX. 9)}$$

В формуле (IX. 1) в правой части остался перассмотренным один член, а именно $(p_2 - p_1)$, который представляет собой разность давлений между нижним и верхним межтарелочным пространством, под влиянием которой пары могут преодолевать сопротивление каждой тарелки и двигаться вверх. Для газов и паров принято потерю напора выражать не в метрах, а в единицах давления $кГ/м^2$; однако в данном случае эти потери удобнее измерять в метрах столба жидкости, так как это дает возможность легче находить высоту поднятия уровня флегмы в сливной трубе.

Потеря напора при прохождении паров через тарелку складывается из следующих составных частей (см. рис. IX. 23):

$$p_2 - p_1 = h_2 + l_1 + h_3 + h_4 + h_{ст}. \qquad \text{(IX. 10)}$$

Здесь h_3 — потеря напора при движении парового потока через сухую тарелку в *м ст. жидк.*, которую, как и всякую другую потерю

напора при движении паров и жидкости через тарелку, удобно выражать в долях от динамического или скоростного напора, а именно

$$h_з = \xi \frac{w_0^2}{2g}\left(\frac{\gamma_п}{\gamma_ж}\right)\frac{1}{\varphi^2}\ м, \qquad (IX.11)$$

где $\varphi = 0{,}5$ — скоростной коэффициент; $\gamma_п$ — плотность паров в $кг/м^3$; $\gamma_ж$ — плотность жидкости в $кг/м^3$; ξ — коэффициент сопротивления сухой тарелки; согласно исследованиям Гипронефтемаша получены следующие значения этих коэффициентов: для тарелки с S-образными элементами $\xi = 4{,}5$, для тарелки с круглыми колпачками, сконструированными по нормали МНП [1], $\xi = 4{,}5$, для тарелки желобчатой по нормали МНП $\xi = 4{,}2$; при этом перечисленные значения ξ условно оправдывались не для сечений прорезей, которые во время работы

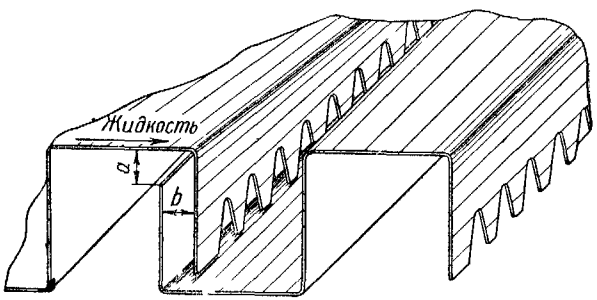


Рис. IX. 24.

тарелки могут меняться в широких пределах, а для наименьших сечений для прохода паров; у тарелок с S-образными элементами, например, такими сечениями являются a и b на рис. IX. 24; w_0 — скорость паров, условно принимаемая для наименьших сечений тарелок в $м/сек$; h_4 — потеря напора, затрачиваемая на преодоление сил поверхностного натяжения жидкости при прохождении паров через прорези колпачков

$$h_4 = 2\sigma\left(\frac{1}{l_1} + \frac{1}{a}\right)\frac{1}{\gamma_ж}, \qquad (IX.12)$$

где σ — поверхностное напряжение жидкости на границе с паром в $кГ/м$; при этом можно воспользоваться данными табл. IX. 1, имея в виду, что $1\ дн/см = 0{,}001\ кГ/м$; a — ширина прорези в $м$; в случае трапециевидных прорезей, как, например, у тарелок с S-образными элементами, $a = \frac{b+c}{2}$, где b и c — основания трапеции; l_1 — величина открытия прорезей в $м$, которую можно принимать равной

$$l_1 \approx \frac{2}{3} l, \qquad (IX.13)$$

[1] Министерство нефтяной промышленности.

Таблица IX. 1

Продукт	Поверхностное натяжение σ, *дн/см*
Газобензин	9—10
Крекинг-бензин	13—17
Керосин	20
Дизельное топливо . .	23—25
Масла	более 25

где l — полная высота прорезей в *м*; $h_{ст}$ — статический напор столба паров высотой, равной $H_1 - [h_{сл} + (h_1 + \Delta)]$ *м*; этой величиной, которая имеет значение лишь при расчете колонн, работающих под большим давлением, обычно из-за ее незначительности пренебрегают.

Согласно исследованиям Гипронефтемаша [1] для тарелок с S-образными элементами расстояние между тарелками H принимают равным

$$H \geqslant 2\,[h_{ст} - 1{,}5\,(h_{сл} + \Delta) + 2h_1 + h_3 + h_4 + h_5 - s_0], \quad \text{(IX. 14)}$$

где S_0 — высота до нижнего края прорезей; $S_0 \approx 10 \div 20$ *мм* (см. рис. IX. 23).

При конструировании колпачков, как правило, исходят из условия равенства площадей: для тарелок с круглыми колпачками — ниппелей, кольцевого пространства между колпачком и ниппелем и приблизительного равенства этого сечения сечению прорезей колпачка; для тарелок с S-образными элементами — площадей щелей a и b (см. рис. IX. 24) и прорезей колпачковой части элементов.

Кроме рационального выбора расстояния между тарелками H на основе обеспечения необходимой высоты подъема флегмы в сливных устройствах H_1 и правильного расчета величины перепада давлений $p_2 - p_1$, обусловливающих нормальный гидравлический режим работы тарелок, выражающийся в непрерывном движении паров вверх, а жидкости вниз, существенную роль играет установление оптимальной скорости движения паров в свободном сечении колонны, для чего должен быть правильно выбран диаметр колонны $D_{вн}$. Фактором, лимитирующим скорость паров, является явление уноса струями пара капелек жидкости с нижней тарелки на вышележащую.

Оптимальная скорость паров, при которой унос практически не имеет значения и при которой достигается максимальная эффективность тарелки, определяется по полуэмпирическому уравнению Броуна и Саудерса

$$G = 0{,}305\,C\sqrt{\gamma_п\,(\gamma_ж - \gamma_п)}, \quad \text{(IX. 15)}$$

где G — допустимая по условиям уноса массовая скорость паров в свободном сечении колонны, т. е. между тарелками, в *кГ/ч·м²*; $\gamma_ж$ и $\gamma_п$ имеют прежние значения, причем $\gamma_п$ принимают для давления и температуры колонны; C — постоянная, зависящая от расстояния между тарелками.

[1] В. А. Шейнман, И. А. Александров, М. А. Коган и др.

Значения коэффициента C можно находить с помощью графика (на рис. IX. 25), для чего необходимо задаваться расстоянием между тарелками, типом тарелок и условиями их работы.

Максимальной величины массовая скорость паров достигает чаще в верхней части колонн и поэтому определение коэффициента C следует вести для верхнего продукта в условиях верхней тарелки. Расстоянием между тарелками H следует сначала задаваться, а затем уточнять его.

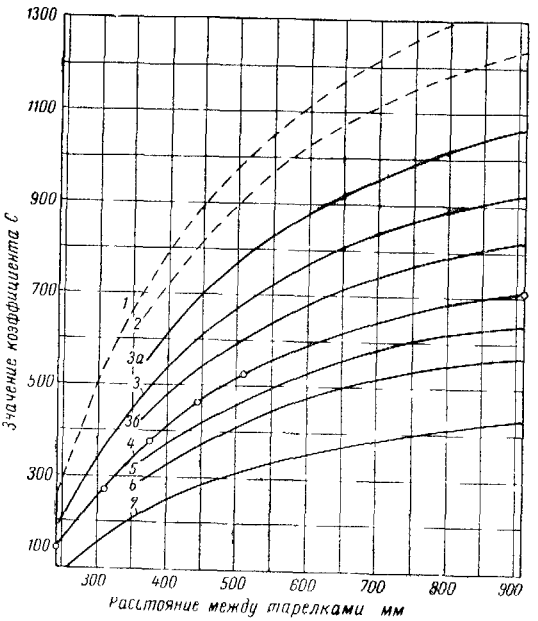


Рис. IX. 25.

1 — решетчатые, каскадные, перфорированные при максимальных нагрузках; *2* — решетчатые, каскадные перфорированные; *3* — колпачковые; *3а* — то же при малых нагрузках по жидкости; *3б* — то же при больших нагрузках по жидкости; *4* — по Броуну и Саудерсу; *5* — для вакуумных колонн; *6* — для абсорберов; *7* — для сильно пенистых сред.

Для пересчета массовой скорости G на рабочее сечение тарелки можно пользоваться формулой

$$G' = G\frac{F}{F_р}, \qquad \text{(IX. 16)}$$

где F — свободное сечение колонны в $м^2$; $F_р$ — рабочее сечение тарелки в $м^2$.

Зная из материального баланса ректификационной колонны максимальную паровую нагрузку ее G_1 $кГ/ч$ и разделив последнюю на G, вычисленную по формуле (IX. 15), можно определить поперечное сечение F аппарата в $м^2$

$$F = \frac{G_1}{G}. \qquad \text{(IX. 17)}$$

Отсюда диаметр колонны в $м$

$$D_{вн} = \sqrt{\frac{4F}{\pi}} \qquad \text{(IX. 18)}$$

и линейная скорость w парового потока в свободном сечении колонны в $м/сек$

$$w = \frac{G_1}{\gamma_п \cdot 3600F}. \qquad \text{(IX. 19)}$$

Нормалью Н939-61 на ректификационные тарелки с S-образными элементами допустимую скорость газов (паров) в свободном сечении колонны рекомендуется определять по формуле

$$w = \frac{0{,}305\,C}{3600}\sqrt{\frac{\gamma_ж - \gamma_п}{\gamma_п}}, \qquad \text{(IX. 20)}$$

где C_x — коэффициент, определяемый по кривой 3 рис. IX. 25, в зависимости от расстояния между тарелками; w — скорость газа (пара) в *м/сек*; $\gamma_п$ — удельный вес газа (пара) в рабочих условиях в *кГ/м*^{3}; $\gamma_ж$ — удельный вес жидкости в рабочих условиях в *кГ/м*^{3}.

При необходимости форсирования работы колонны скорость газа (пара), вычисленная по уравнению (IX. 20), может быть увеличена на 20%, что будет соответствовать максимальной производительности колонны.

Линейная скорость движения паров в колонне зависит от таких условий, как давление, температура, свойства разделяемых продуктов, конструкция тарелок, расстояние между ними, степень требуемой четкости ректификации и т. д. Допустимая скорость уменьшается с увеличением удельного веса и с уменьшением расстояния между тарелками. Поэтому в вакуумных колоннах скорость w бывает в 3—4 раза выше, чем в колоннах, работающих под атмосферным давлением; например, до настоящего времени принято считать нормальными для вакуумных колонн $w \approx 1{,}5 \div 3{,}5$ *м/сек*, а для атмосферных $w \approx 0{,}5 \div 1{,}2$ *м/сек*.

Определив $D_{вн}$ колонны, выбирают, как правило, ближайший больший диаметр по действующим нормалям и пригодную для заданного процесса ректификации конструкцию тарелки, после чего проводят поверочный и окончательный расчет элементов тарелки.

Кроме правильности гидравлического расчета, для нормальной работы тарелок необходимо выполнять следующие требования.

Чтобы верхние кромки сливных труб или сливных перегородок были в одной горизонтальной плоскости с отклонением в пределах ± 2 *мм* и чтобы они выступали над тарелкой на заданную высоту. Это дает возможность обеспечить необходимую расчетную высоту слоя жидкости на тарелке.

В ранее выполненных конструкциях колонн величина h_2 у круглых колпачков (рис. IX. 26) колеблется в среднем от 25 до 50 *мм*. В вакуумных колоннах h_2 приближается к меньшему значению, в колоннах атмосферных и под давлением — к большему.

На рис. IX. 26 видно, что

$$h_0 = S_0 + h_a + l + h_2. \qquad \text{(IX. 21)}$$

При применении обычного круглого колпачка величина $h_a = 1$ *см*, величина $l = 2{,}5$ *см* и величина S_0 обычно берется равной 1 *см*. Поэтому предыдущее уравнение можно переписать следующим образом:

$$h_0 = h_2 + 4{,}5 \text{ см}. \qquad \text{(IX. 22)}$$

Высоту выступающей над тарелкой части ниппеля H_2 (рис. IX. 26) обычно принимают равной

$$H_2 = h_{сл} + 1 \text{ см}. \qquad \text{(IX. 23)}$$

Общую высоту гидравлического затвора h_l принимают равной (см. рис. IX. 26 и IX. 23)

$$h_l = h_2 + \frac{2}{3} l. \qquad \text{(IX. 24)}$$

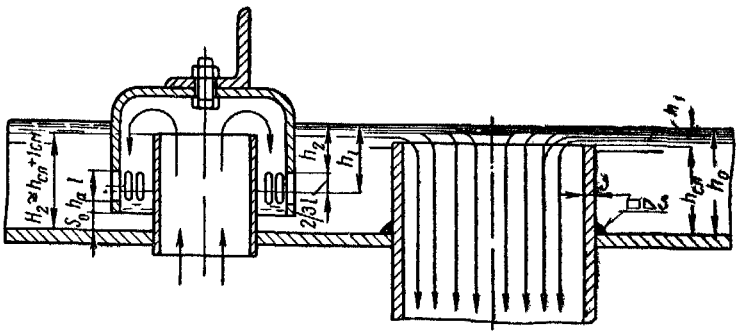


Рис. IX. 26.

Нижний конец сливной трубы или сливной перегородки должен быть погружен на тарелке в жидкость (рис. IX. 27) для создания гидравлического затвора, препятствующего прохождению паров через переточные трубы. Практически величину погружения $h_к$ принимают равной не менее 30 *мм*.

Если гидравлический затвор не будет создан, то пары смогут прорываться по переточным трубам и работа вышележащей тарелки будет нарушена. Если зазор между торцом сливной трубы и тарелкой будет меньше расчетного, то это может привести к недопустимым скоростям сливающейся жидкости в выходном сечении и в крайнем случае к «захлебыванию» вышележащей тарелки.

Можно считать, что зазор $h_с$ между нижним концом сливной трубы и тарелкой должен составлять

$$h_с = \frac{d}{4} \div \frac{d}{8},$$

где d — внутренний диаметр сливной трубы.

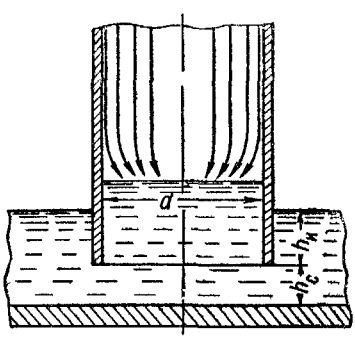
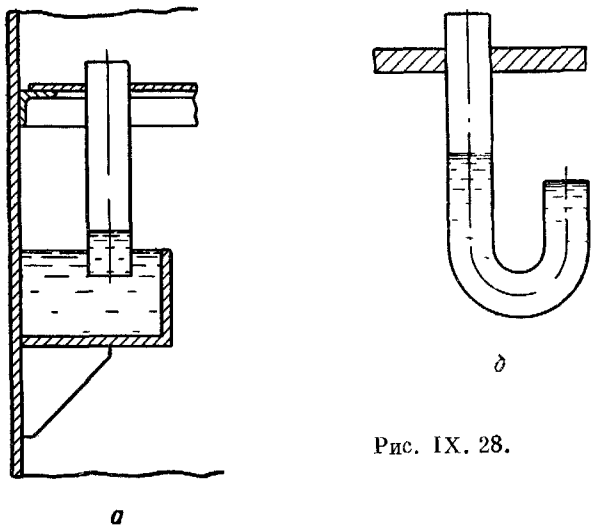


Рис. IX 27.

Для сливных труб или сливных перегородок самой нижней тарелки колонн делается специальный гидравлический затвор (рис. IX. 28, *а*), или же нижние концы труб могут быть загнуты на 180°, благодаря чему создается гидравлический затвор (рис. IX. 28, *б*).

Минимальную площадь поперечного сечения сливных труб или прямоугольных щелей при сливных перегородках можно проверять из условий, что скорость движения жидкости v в сливных трубах

или щелях колеблется в пределах от 0,12 до 0,20 *м/сек*. Такая скорость устанавливается в нижнем сечении сливной трубы или щелевом зазоре, где жидкость движется полным сечением.



а *б*

Рис. IX. 28.

Зная секундный расход жидкости через переточные трубы V *м*^{3} и приняв среднюю скорость $v = 0{,}15$ *м/сек*, можем написать, что диаметр переточной трубы в *м*

$$d = \sqrt{\frac{4V}{\pi\, 0{,}15\, n}} \approx 2{,}9\sqrt{\frac{V}{n}}, \qquad \text{(IX. 25)}$$

где n — число переточных труб.

Провальные решетчатые тарелки без переливных устройств

При конструировании тарелок, работающих на провальном режиме, особенно важно правильно выбрать отношение свободного сечения тарелки к полному сечению колонны для обеспечения нормальной работы тарелки при заданных условиях и расходах жидкой и паровой фаз.

Так, для провальных решетчатых тарелок жидкость движется вниз через какую-то часть отверстий, эту долю живого сечения щелей тарелки, с которой стекает жидкость, определяем по формуле

$$\tau = \frac{\left[\left(\frac{L_ч}{G_ч}\right)^2 \frac{\gamma_г}{\gamma_ж} \cdot \frac{\beta}{\delta\mu^2}\right]^{1/3}}{1+\left[\left(\frac{L_ч}{G_ч}\right)^2 \frac{\gamma_г}{\gamma_ж} \cdot \frac{\beta}{\delta\mu^2}\right]^{1/3}}, \qquad \text{(IX. 26)}$$

где $L_ч$ — количество стекающей флегмы в *кГ/ч*; $G_ч$ — количество поднимающихся паров в *кГ/ч*; β — коэффициент эмульгирования жидкости, т. е. соотношение между действительным средним весом столба газожидкостной смеси и весом столба чистой жидкости той же высоты; на основании опытных данных для углеводородных систем $\beta = 0{,}65$; δ — коэффициент сопротивления сухой тарелки, по опытным данным $\delta = 1{,}4$; μ — коэффициент истечения жидкости через щели тарелки; $\mu = 0{,}62 \div 0{,}65$; $\gamma_г$ — удельный вес газа в условиях колонны в *кГ/м*^{3}; $\gamma_ж$ — удельный вес жидкости, стекающей в колонне, в *кГ/м*^{3}.

Перепад давления у тарелки находится по формуле

$$\Delta p = \delta \frac{\gamma_г U_c^2}{2g\,(1-\beta)\,(1-\tau)^3} + \frac{2\sigma}{a\,(1-\beta)} \text{ мм вод. ст.}, \qquad \text{(IX. 27)}$$

где σ — поверхностное натяжение на границе раздела фаз газ—жидкость; для углеводородов принимается $\sigma = 10$—20 *дн/см* $=$ $= 0{,}001$ *кГ/м*; g — ускорение силы тяжести в *м/сек*^{2}; a — ширина щели тарелки в *м*; при обычных толщинах листов тарелок 2—3 *мм* ее чаще принимают равной 4 *мм* $= 0{,}004$ *м*; U_c — скорость паров в щелях тарелок в *м/сек*.

На основе опытов [1] установлено, что при повышении отношения $L_ч/G_ч$ величина фактического перепада давлений может оказаться в несколько раз больше расчетного; так, например, для $L_ч/G_ч > 8$ этот коэффициент увеличения доходит до 3—3,5.

Скорость паров U_c находится по следующей формуле:

$$U_c = \frac{G_ч}{\gamma_г \cdot 3600 \cdot 0{,}785\, D_{вн}^2 \cdot 0{,}01\, n} \text{ м/сек}, \qquad \text{(IX. 28)}$$

где $G_ч$ — часовой расход паров через данную тарелку в *кг/ч*, определяется обычно на основе материального и теплового баланса для каждой тарелки колонны; удельный вес паров

$$\gamma_г = \frac{Mp \cdot 273}{22{,}4\, p_0\,(273+t)} \text{ кГ/м}^3, \qquad \text{(IX. 29)}$$

здесь M — средний молекулярный вес паров; p — абсолютное давление в колонне в *кГ/см*^{2}; p_0 — атмосферное давление, принимаем равным 1 *кГ/см*^{2}; t — температура паров в ° С; $D_{вн}$ — внутренний диаметр колонны в *м*; n — свободное сечение тарелки в % от полного сечения колонны.

Разбив тарелки проектируемой колонны на группы, задаются для каждой из них числом n.

Так, например, для ректификационной колонны диаметром 3200 *мм* с 19 решетчатыми тарелками в концентрационной части колонны при производительности 3500 *т/сутки*, для установки

[1] Московский научно-исследовательский институт синтетических спиртов (НИИСС).

атмосферно-вакуумной трубчатки в условиях абсолютного давления 2 *кГ/см²*, температуры верха колонны $t \approx 140°$ С и среднем молекулярном весе $M \approx 120$ приняты следующие числа n для тарелок, считая сверху: от 1 до 10 $n = 15\%$; от 11 до 15 $n = 10\%$; от 16 до 19 $n = 8\%$. Высота слоя светлой невспененной жидкости на тарелке

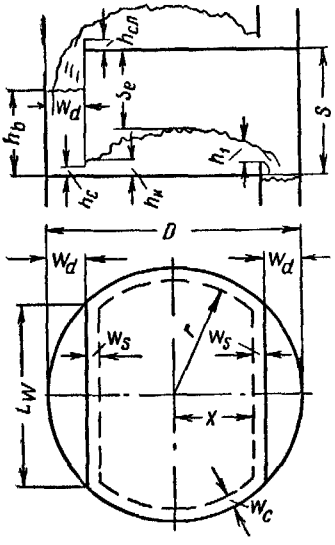


Рис. IX. 29.

$$h = \frac{\Delta p}{0{,}001\,\gamma_ж} - \Delta p' \ мм, \qquad (IX.30)$$

где

$$\Delta p' = \frac{U_c'^2\,\gamma_г \cdot 10}{C^2 \cdot 0{,}19\,\gamma_ж}, \qquad (IX.31)$$

здесь $\Delta p'$ — сопротивление сухой тарелки в *мм ст. жидк.*; U_c' — скорость паров в щелях; для решетчатых провальных тарелок скорость паров в чистом сечении, т. е. за вычетом доли τ

$$U_c' = \frac{U_c}{1-\tau}; \qquad (IX.32)$$

C — коэффициент истечения; $C \approx 0{,}8$; остальные буквы имеют те же значения. Уточненные данные по расчету см. [88, 89]

Для решетчатых провальных тарелок при установившихся оптимальных расстояниях между тарелками, равных 450 *мм*, для обеспечения нормальной их работы рекомендуемыми являются режимы, при которых значения h колеблются в пределах 30—70 *мм*.

В колоннах для переработки нефтепродуктов рекомендуется применять решетчатые тарелки диаметром до 3 *м* и при постоянных режимах работы.

Примером второй группы тарелок из рассмотренной выше классификации могут служить весьма простые по конструкции ситчатые тарелки с круглой перфорацией, снабженные сливными устройствами [81] (рис. IX. 29).

Тарелка, примененная в колонне диаметром 1600 *мм*, комплектуется из транспортабельных через люки перфорированных листов нержавеющей стали (рис. IX. 30) с толщиной, равной ~0,5 диаметра отверстия.

Рекомендуемыми диаметрами d отверстий по литературным источникам являются 3,5 и как максимум 6 *мм*. В практике проектирования известны $d = 12$ *мм*. При размещении отверстий по треугольнику расстояние t между ними определяется величиной $n = \frac{t}{d}$, где n следует принимать $2{,}5 \leqslant n \leqslant 4$, и в среднем $n = 3$.

По литературным данным [81] в тарелках без переливной стенки, у кармана (см. рис. IX. 29) свободное сечение отверстий, как пра-

вило, принимается равным приблизительно от 7 до 40% от площади части тарелки, занятой отверстиями. Тарелки снабжены перелив-

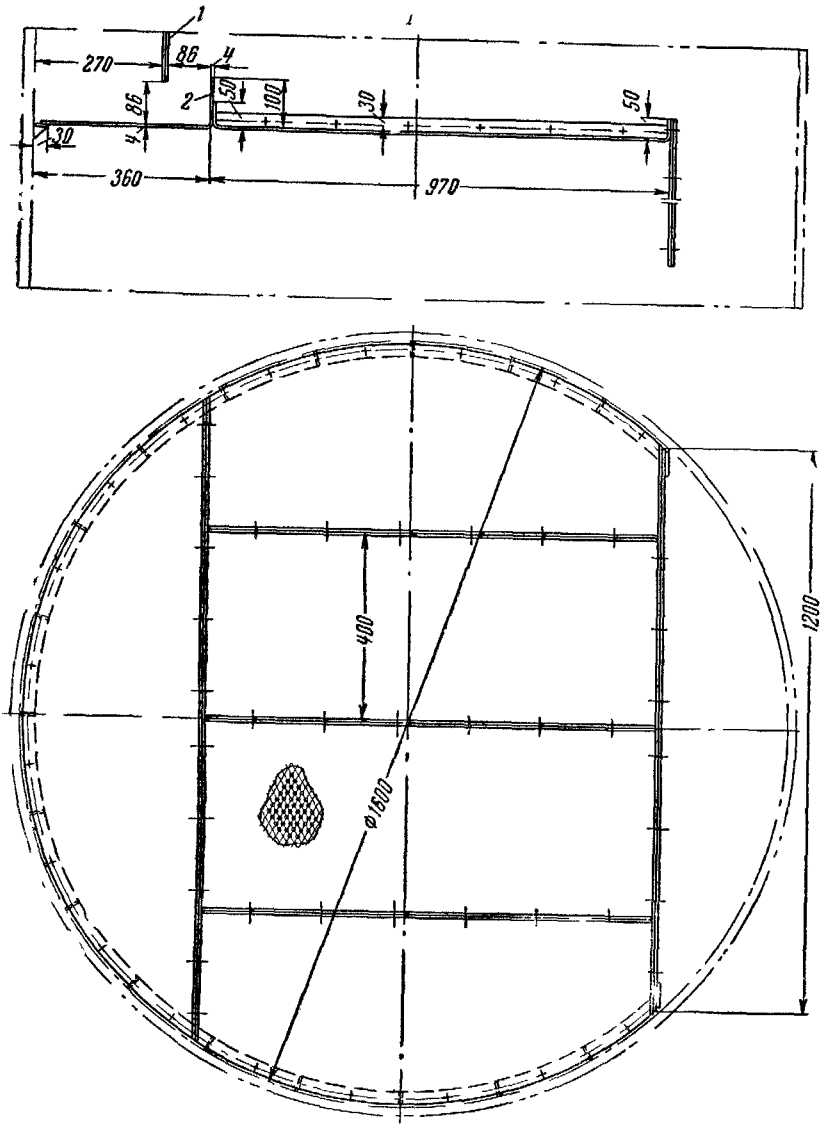


Рис. IX. 30.

ными устройствами сегментного сечения с длиной сливной перегородки, равной 0,55—0,85, в среднем 0,71—0,75 от диаметра колонны. Стрелка W_d сегмента переливного устройства составляет чаще от 0,1—0,18 D. Высота сливной перегородки над тарелкой $h_{сл}$ в *мм*

принимается равной $100-h_1 \geqslant h_{сл} > 50-h_1$, где h_1 — высота слоя жидкости над сливной перегородкой, определяемая по формуле (IX. 4).

При высоте жидкости на тарелке меньше 50 *мм* заметно ухудшается контактирование паров с жидкостью.

Значения h_1 находим в пределах $13 \leqslant h_1 < 100-h_{сл}$.

Высота чистой жидкости на тарелке в *мм*

$$h_0 = h_{сл} + h_1. \qquad \text{(IX. 33)}$$

Часть площади тарелки со стороны входа и выхода жидкости оставляется в виде двух неперфорированных полос, являющихся успокоительной зоной. Ширина этих полос a одинакова, для колонн с $D_{вн} < 1600$ *мм* $a = 75$ *мм* и с $D_{вн} \geqslant 1600$ *мм* $a = 100$ *мм*.

Наиболее устойчиво перфорированные тарелки работают при высоте слоя чистой жидкости на тарелке 50—100 *мм*.

Для двухсливных ситчатых тарелок с круглой перфорацией ширину центрального переливного устройства обычно принимают равной 200—250 *мм*.

Движущей силой для жидкости является гидравлический градиент. Поэтому уровень тарелок должен быть тщательно выверен. Отклонение от горизонтальности, т. е. разность между уровнями верхней и нижней точек перфорированных тарелок, не должно превышать 3 *мм* как от негоризонтальности тарелки, так и от прогиба частей ее под действием веса. Иногда эти тарелки специально устанавливают с небольшим уклоном (до 5°) в сторону сливной перегородки. Для нормальной работы тарелок с перфорацией необходимо их проверять при диаметре колонн до 1600 *мм* на пропускную способность $100 \pm 30\%$ от заданной производительности, а для колонн диаметром более 1600 *мм* на $100 \pm 15\%$.

Надо иметь в виду, что эти нагрузки для верхней и нижней тарелок и для тех из них, которые находятся выше и ниже точек отбора боковых погонов и подачи сырья, могут быть различными. При этом можно либо заглушать часть перфорации на тарелках при малых нагрузках по пару, либо при установке тарелок одинакового диаметра варьировать для разных секций колонны на диаметре отверстий, расстояниях между ними, длине и высоте слива и т. д. или изменять диаметр колонны. Верхний предел работы тарелок определяется «захлебыванием» из-за недостаточной пропускной способности переливного устройства. С увеличением высоты сливной перегородки растет перепад давлений у тарелок и повышается к. п. д. Минимальная высота сливного порога достигает 6,5—13,0 *мм* при плотности орошения, например, водой 2450 *кГ/м²* · *ч* и скорости воздуха 0,61 *м/сек*.

Для перфорированных (ситчатых) тарелок рекомендуется: а) высота сливной перегородки в вакуумных колоннах 13 *мм*, в атмосферных колоннах — 25 *мм*, при избыточном давлении 7 *кГ/см²*—38 *мм*, при 21 *кГ/см²* — 51 *мм* и как максимум 76 *мм*; б) минимальные величины гидравлического затвора при выходе на перфорированную

тарелку, т. е. разность $h_в - h_с$: при диаметре до 1800 *мм* — 13,0 *мм*, при диаметре до 3600 *мм* — 25,0 *мм* и при диаметре до 7200 *мм* — 38 *мм*.

Гипронефтемашем предложена конструкция рассматриваемой тарелки (см. рис. IX. 30), где введены карманы с переливной стенкой *2*; свободное сечение тарелки повышено до 30% и несколько увеличена высота сливной перегородки *1*.

Диаметр перфорации тарелки 5 *мм*; разбивка отверстий общим числом 8200 шт. по равностороннему треугольнику; шаг между отверстиями 14 *мм*; производительность по сырью: минимальная 27,5 *т/ч*, максимальная 60 *т/ч*; головной продукт: при минимальной производительности 2,2 *т/ч*, при максимальной производительности 4,8 *т/ч*; стабильный бензин: при минимальной производительности 25,3 *т/ч*, при максимальной 55,2 *т/ч*. Температура: в верху колонны 60° С, в низу колонны 150° С, поступающего сырья 110° С; рабочее давление 6 *кГ/см*^{2}.

Перепад давления в переточной трубе, теряемого на расширение и сжатие струи при прохождении через суженное сечение перетока (см. рис. IX. 29), не должен превышать 25 *мм вод. ст.*, его определяют по формуле [94]

$$h_п = 50\left[\frac{V'}{100F_п}\right]^2, \qquad \text{(IX. 34)}$$

где V' — расход жидкости в *м*^{3}*/мин*; $F_п$ — сечение наиболее узкого места перетока в *м*^{2}.

Как видно из рис. IX. 29, эти тарелки можно выполнять без переливной стенки и кармана так, что дно кармана окажется продолжением тарелки, и между нижней кромкой сливной перегородки и дном кармана оставляется щель высотой $h_с$, через которую жидкость перетекает прямо на тарелку.

Высоту щели $h_с$ принимают обычно равной

$$h_с = h_{сл} - (12 \text{ или } 6) \text{ мм}. \qquad \text{(IX. 35)}$$

Минимальную скорость паров, при которой жидкость удерживается на тарелке, установленную для систем вода — воздух, находят из уравнения [89]

$$0{,}88v\gamma_п^{0,5} = F - 0{,}74(25{,}4 - d), \qquad \text{(IX. 36)}$$

где v — скорость паров в отверстиях в *м/сек*; $\gamma_п$ — плотность паров в *кГ/м*^{3}; d — диаметр отверстий в *мм*.

Величину F определяют как функцию высоты слоя h_0 невспененной на тарелке жидкости.

Значения F в зависимости от h_0 приведены в табл. IX. 2.

Высота слоя пены при этом достигает критической, а затем убывает. При малых и средних скоростях жидкость представляет собой сплошную фазу, в которой диспергированы пары; при больших скоростях — наоборот, жидкость диспергирована в парах.

Таблица IX.2

Зависимости F от h_0

[см. формулу (IX.36)]

h_0, *мм*	12,7	25,4	38,1	50,8	76,2	101,6	127
F	22,2	23,6	24,2	24,6	25,2	25,6	25,7

Зависимость высоты слоя пены z от скорости паров v дана в табл. IX. 3 в виде функции от v, а именно

$$\frac{2{,}54}{h_0} + \lg\left(\frac{z}{25{,}4}\,\sigma^{1/3}\right) = f(v), \qquad \text{(IX 37)}$$

где z — высота слоя пены в *мм*; σ — поверхностное натяжение в *дин/см*; h_0 — высота слоя чистой невспененной жидкости на тарелке в *мм*.

Таблица IX.3

Зависимость выражения (IX.37) от v для определения z

v, *м/сек*	$\frac{2{,}54}{h_0} + \lg\left(\frac{z}{25{,}4}\,\sigma^{1/3}\right)$	v, *м/сек*	$\frac{2{,}54}{h_0} + \lg\left(\frac{z}{25{,}4}\,\sigma^{1/3}\right)$
3,25	1,26	11	1,50
4,58	1,32	12,66	1,52
5,49	1,36	13,73	1,53
6,56	1,40	16,45	1,55
7,47	1,43	18,62	1,56
8,54	1,46	21,35	1,57
10,22	1,49		

Далее по выбранному из табл. IX. 3 числу в зависимости от скорости v уравнение (IX. 37) решается относительно искомого значения z.

Потерю напора в «сухой» тарелке определяют по формуле

$$v^2 = 0{,}19\,\frac{\gamma_ж}{\gamma_п}\,h_т C_2^2, \qquad \text{(IX. 38)}$$

где v — скорость паров в отверстиях в *м/сек*; $h_т$ — перепад давления в *см ст. жидк.*; C_2 — безразмерный коэффициент расхода, зависящий от толщины тарелки; для тарелок с толщиной, равной диаметру отверстия: при $d = 3$ *мм* $C_2 \approx 0{,}71$, при $d = 5$ *мм* $C_2 \approx 0{,}79$, при $d = 6$ *мм* $C_2 \approx 0{,}82$; $\gamma_ж$ и $\gamma_п$ — удельный вес жидкости и паров в *кГ/м*^{3}.

Далее уравнение (IX. 38) решаем относительно искомого $h_т$.

Удельный вес пены примерно в 2—3 раза меньше, чем у чистой жидкости.

Для определения диаметра колонны можно пользоваться формулой (IX. 18).

В третью группу рассмотренной выше классификации выделены ректификационные струйно-направленные тарелки, в которых используется кинетическая энергия паров при прохождении их через тарелку с приведением в движение слоя жидкости. Такими, например, являются тарелки ситчатые с отогнутыми краями отверстий с отбойными перфорированными пластинами (см. рис. IX. 21). Как показали исследования Гипронефтемаша, в результате использования энергии пара для этих тарелок с отбойными пластинами массовую скорость можно повысить в 2 раза и более, сопротивление значительно падает по сравнению с другими видами тарелок и лимитирующей их высокопроизводительную работу является пропускная способность переливных устройств.

Изображенная на рис. IX. 10 каскадная тарелка Коха-Бентури, также относящаяся к третьей группе, обладает хорошими показателями, однако препятствием к ее распространению является относительная сложность ее конструкции.

Тарелка состоит из набора изогнутых пластин *1*. Каждые две смежные пластины образуют проход для паров с формой, близкой к изогнутой трубке Вентури. Жидкость, поступающая с изогнутой переливной стенки кармана *2*, подхватывается парами и направляется горизонтально поперек тарелки на перфорированные и установленные наклонно по отношению к потоку пара пластины *3*. Последние удерживают вспененную жидкость на тарелке и уменьшают унос жидкости парами с нижележащих тарелок на вышележащие. Для облегчения монтажа тарелки могут изготовляться из секций, как показано на рис. IX. 10 (справа).

К описанной группе тарелок относится и показанная на рис. IX. 8 тарелка типа Ленгуэйт. Она комплектуется из листов, на которые наносится насечка с формой, изображенной на рис. IX. 8 справа, затем края насечки отгибаются. Тарелка отличается простотой в изготовлении и сборке и обладает удовлетворительными показателями в работе.

В табл. IX. 4 дана характеристика некоторых типов тарелок, нашедших применение за последнее время, а в табл. IX. 5 приведены основные параметры ректификационных тарелок новых типов и рекомендации по ним Гипронефтемаша.

КОНСТРУКЦИИ РЕКТИФИКАЦИОННЫХ КОЛОНН И ОТДЕЛЬНЫХ ТИПОВ ТАРЕЛОК И ИХ УЗЛОВ

Ректификационные колонны с колпачковыми тарелками

Ректификационная колонна под давлением с тарелками из S-образных элементов. На рис. IX. 31 представлена ректификационная колонна диаметром 3200 *мм*, общей высотой ~23,7 *м* с 23 тарелками из S-образных элементов, из которых 19 размещены

Таблица IX.4

Характеристика ректификационных тарелок

Тип тарелки	По литературным данным					По данным Гипронефтемаша на основе сравнительного исследования тарелок на холодных стендах				
	производительность по отношению к колпачковым тарелкам, принятым за единицу	коэффициент полезного действия, %	потерп напора, *мм вод. ст*	расстояние между тарелками, *мм*	область применения	производительность (по отношению к колпачковым тарелкам, принятым за единицу)	потеря напора, *мм вод. ст*	диапазон или отношение максимальной нагрузки к минимальной	унос, %	рекомендуемая область применения, преимущества и недостатки
Из S-образных элементов	>1,2	70—80	30—50	>450	Перегонка нефти, отпарные колонны, газофракционировка	1	50	3—4		Атмосферная перегонка, стабилизация, абсорбция, ГФУ, отгон бутана от алкилата, вторичная перегонка (не рекомендуется для вакуумных колонн)
Решетчатая без переливных устройств	>1,4	—	20—60	—	—	1,1—1,4	20—50	1,5—2,0	—	При переработке нефтепродуктов в газофракционирующих колоннах диаметром до 3 *м* с небольшими колебаниями нагрузок
Решетчатая с переливными устройствами	—	—	—	—	—	1,4—живое сечение 25% / 0,9—живое сечение 13%	50 / Как для желобчатых	—	—	Перегонка бензина, абсорбция, отгон пропана

Ситчатая с круглой перфорацией с переливными устройствами	1,4—1,7		50—70	>450	Разделение легких углеводородов	—	—	—	—	—
Ситчатая с принудительным потоком жидкости на тарелке (типа Киттеля)	—	—	—	—	—	—	Максимальная 40—70	2	—	Рекомендация не дается При достаточно больших скоростях центр тарелки оголяется
Ситчатая с отбойными элементами	—	—	—	—	Вакуумная перегонка	1,5—2,0	Минимальная 18	~3	Минимальная	Вакуумная перегонка
Каскадная Бентури	1,3—1,5	90	Нормальная 50—70, минимальная 15	—	Вакуумная перегонка газофракционировка	—	30—70	Максимальный	—	Не рекомендуется из-за сложности конструкции
Тарелка с круглыми колпачками	—	—	—	—	—	1	10—140	5—6	—	Универсальная
Тарелка с желобчатыми колпачками	—	—	—	—	—	0,7	10—100	2—3	—	Рекомендуется заменять S-образными, клапанными и др.
Тарелка клапанная	—	—	—	—	—	1,1—1,25	50—100	4—5	—	

Изделие	Ректификационные колонны	
	модель	главный параметр — внутренний диаметр по размерному ряду
Ректификационные колонны — тарелки с желобчатыми колпачками:		
односливные	РК1-ЖТ	1000, 1200, 1400, 1600, 1800, 2000, 2200, 2400, 2600, 2800, 3000, 3200, 3400
двухсливные	РК2-ЖТ	2800, 3000, 3200, 3400, 3600, 3800, 4000, 4500, 5000, 5500, 6000, 6400, 7000, 8000
Ректификационные колонны — тарелки с круглыми колпачками	ТК-ТСК	400, 500, 600, 800, 1000, 1200, 1400, 1600, 1800, 2000, 2200, 2400, 2600, 2800, 3000, 3200, 3400, 3600
Ректификационные колонны — тарелки с S-образными элементами;		
односливные	РК1-Т	1000, 1200, 1400, 1600, 1800, 2000, 2200, 2400, 2600, 2800, 3000, 3200, 3400, 3600, 3800, 4000
двухсливные	РК2-Т	1600, 1800, 2000, 2200, 2400, 2600, 2800, 3000, 3200, 3400, 3600, 3800, 4000, 4500, 5000, 5500, 6000, 6400, 7000, 8000
Ректификационные колонны — тарелки решетчатые провальные	РК и РТ	400, 500, 600, 800, 1000, 1200, 1400, 1600, 1800, 2000 2200, 2400 до 3200 (для нефтепродуктов до 2400)
Ректификационные колонны — тарелки ситчатые с отбойниками	РК-СТО	1200, 1400, 1600, 1800, 2000, 2200, 2400, 2600, 2800, 3000, 3200, 3400, 3600, 3800, 4000, 4500, 5000, 5500, 6000, 6400, 7000, 8000, 9000

Примечание. Тарелки диаметром 400, 500, 600 и 800 *мм* модели ости. Тарелки из *s*-образных элементов отличаются большей производитель ами, более просты в сборке, легче их и могут быть изготовлены из проката.

концентрационной, а 4 в нижней отгонной части аппарата. Корпус олонны выполнен из биметалла Ст. 3 + ЭИ496 с толщиной основ ого слоя 12 *мм* и защитного антикоррозийного 2 *мм*. На рис. IX. 32 оказана тарелка этой колонны. Приварные части тарелок, а именно енки сегментного кармана *4*, сливная перегородка *3* и опорные олосы *5* выполнены из стали 0Х13 (ЭИ496). Съемные детали та елок предусмотрены из стали 0Х13 или 1Х18Н9Т.

Таблица IX. 5

кационных тарелок

и тарелки 1960—1965 гг.

вспомогательные параметры — средние относительные показатели по сравнению с желобчатой тарелкой, принятой за единицу				Область применения
рабочая барботажная площадь	свободное сечение для прохода паров	вес тарелки	допустимая паровая нагрузка (производительность)	
1	1	1	1	Для ремонтных целей
1,1	1,0	1,25	1,15—1,20	Универсальная
1,1	1,0	0,85	1,15—1,20	Для всех колонн, за исключением вакуумных
1,4	1,0—3,5	0,7	1,5 -1,8	Для колонн с небольшими колебаниями нагрузок, преимущественно при больших нагрузках по жидкости
1,1	2	0,7	2,0—2,6	Для колонн, работающих при низком давлении или под вакуумом, преимущественно при малых нагрузках по жидкости

ТК-ТСК и РК и РТ можно применять по нормалям химической промышленностью и более четкой ректификацией по сравнению с желобчатыми тарел. Поэтому эти тарелки можно применять взамен тарелок с круглыми колпачками.

Материалом для крепежных деталей (шпилек и гаек) служит сталь 2Х13. Аппарат запроектирован для эксплуатации на форсированных режимах в установках АТ и др. взамен таких же колонн с желобчатыми тарелками.

Изображенная на рис. IX. 33 аналогичная тарелка от колонны диаметром 1600 *мм* комплектуется из элементов S-образного сечения. Каждый элемент своими концами кладется на две опорные

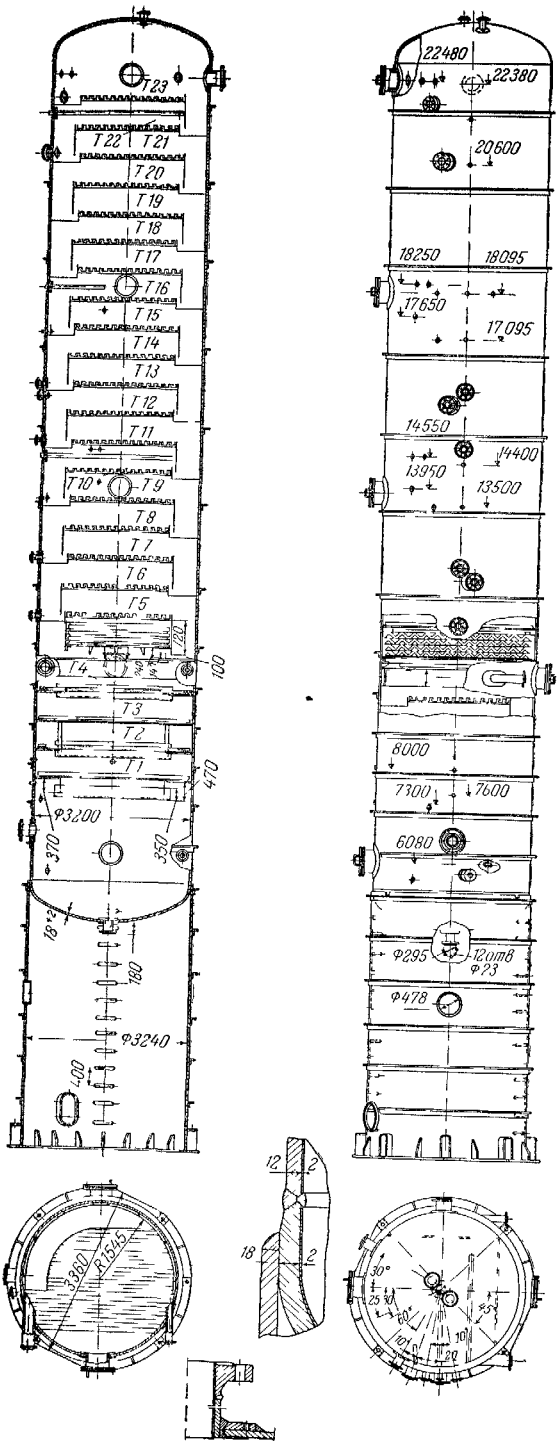

T23
T22
T21
T20
T19
T18
T17
T16
T15
T14
T13
T12
T11
T10
T9
T8
T7
T6
T5
T4
T3
T2
T1
220
100
470
Ф3200
370
350
18+2
180
Ф3240
400
22480
22380
20600
18250
18095
17650
17095
14550
14400
13950
13500
8000
7300
7600
6080
Ф295
12отв
Ф23
Ф478
12
2
18
2
R1545
1380
30°
25°
20°
45°
10
20

Рис. IX. 31.

полосы *2*, изогнутые по форме корпуса и приваренные к цилиндрической стенке аппарата.

Для крепления концов S-образных элементов к опорным полосам применяются струбцины в виде скоб (рис. IX. 34). Одним своим концом скоба *3* (см. рис. IX. 33) упирается снизу в опорную полосу,

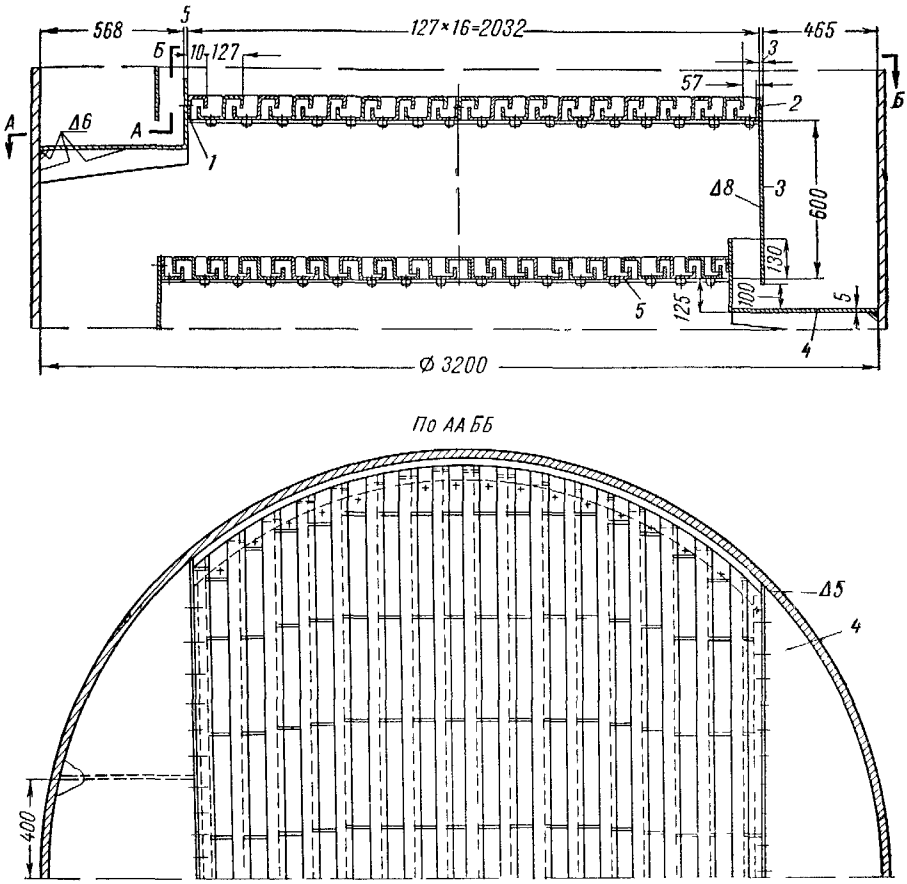
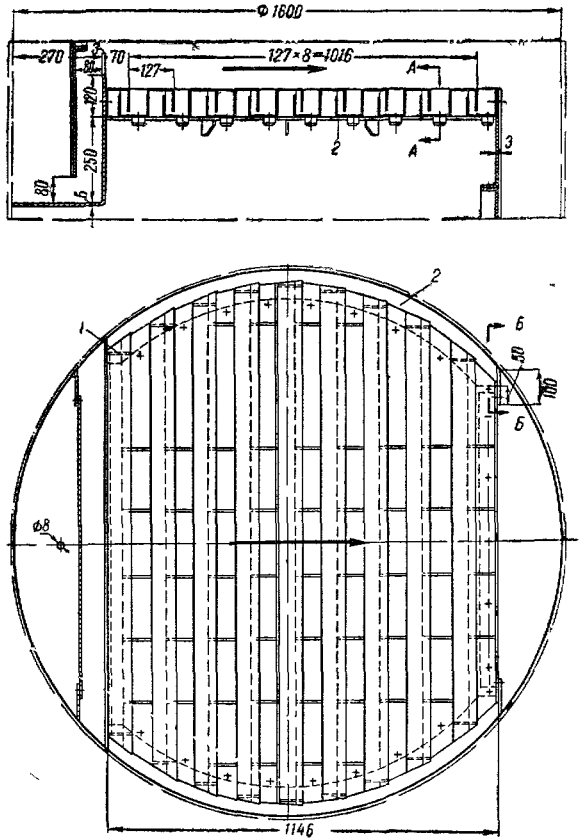


Рис. IX. 32.

а другим в нижнюю стенку желобчатой части S-образного элемента. К скобам приварены шпильки с нарезкой М12 × 1,75. Шпилька заведена в удлиненное отверстие 14 × 25 (см. рис. IX. 33) S-образного элемента, а на конец ее навернута гайка. Под гайку подкладывают удлиненную шайбу (рис. IX. 35), закрывающую отверстие под шпильку и предупреждающую утечку жикости. Для того чтобы прикрепить S-образный элемент к опорной полосе, необходимо скобу со шпилькой повернуть на 90° около вертикальной оси и пододвинуть конец скобы *3* (см. рис. IX. 33) под опорную полосу. Затем



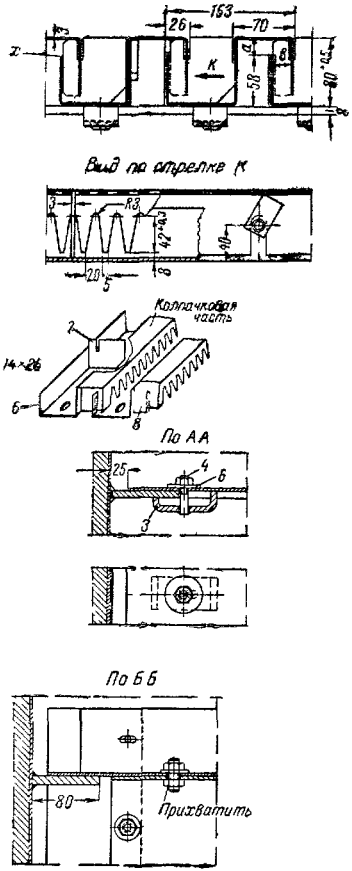
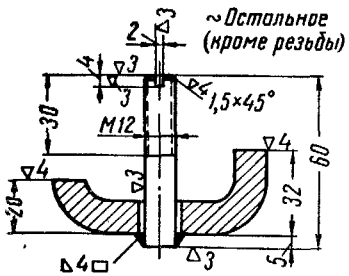


Рис. IX. 33. Тарелка с S-образными элементами диаметром 1600 *мм*. Площадь для прохода паров 0,24 *м*^{2}, это составляет 12% от площади поперечного сечения колонны; длина слива 2 *м*.

1 — паровая заглушка; *2* — опорная полоса; *3* — скоба; *4* — шлиц; *5* — S-образный элемент, *6* — удлиненная шайба; *7* — ребро жесткости; *8* — элемент, перекрывающий паровое пространство.

затягивают гайку. Снимают элемент с опорной полосы в обратном порядке, т. е. ослабляют гайку, шпильку со скобой поворачивают на 90° и отодвигают к тому концу овального отверстия, который расположен ближе к центру колонны. При этом крепежная скоба выходит за пределы опорной полосы и S-образный элемент снимают со своего места. Нанесенный на верхний конец шпильки шлиц *4* облегчает проворачивание отверткой крепежной скобы *1* (рис. IX. 36) на 90° и ориентирует о положении скобы относительно опорной полосы. Конец шпильки со шлицем рекомендуется расклепывать так, чтобы раз надетая на шпильку гайка не снималась. Это обеспечивает удобство монтажных работ у тарелки сверху без риска потери крепежных деталей.



Монтаж элементов начинается со стороны сливной перегородки. Кладут первый желоб *2* (см. рис. IX. 32), который по длине крепят болтами к сливной

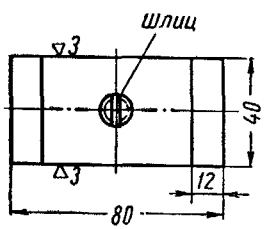


Рис. IX. 34. Струбцина.

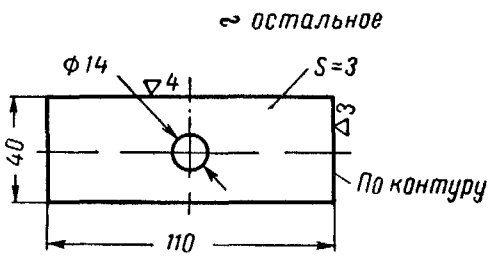


Рис. IX. 35.

перегородке (см. рис. IX. 37) и на концах через овальные отверстия к опорным полосам.

Далее кладут по очереди элементы на опорные полосы так, что колпачковая часть с зубчатой кромкой одного из них перекрывает желобчатую часть соседнего элемента. Самым последним кладут колпачок *1* (см. рис. IX. 32), который крепят по длине к вертикальной полке кармана специальными болтами с прямоугольной головкой (рис. IX. 38) и *6* (см. рис. IX. 33). Последняя при затяжке гаек со стороны кармана упирается в верхнюю стенку колпачка, не допуская при этом проворачивания болтов. Колпачок (рис. IX. 33) одевается на болты с прямоугольной головкой своими вырезами.

Во избежание утечки жидкости и прорыва паров у каждого конца колпачковой части элемента приварено по одной так называемой паровой заглушке *1* (рис. IX. 33) и рис. IX. 40, нижняя кромка которой *t* прижата к опорной полосе (см. рис. IX. 33), а боковая кромка *p* щели к вертикальной стенке *x* желобчатой части

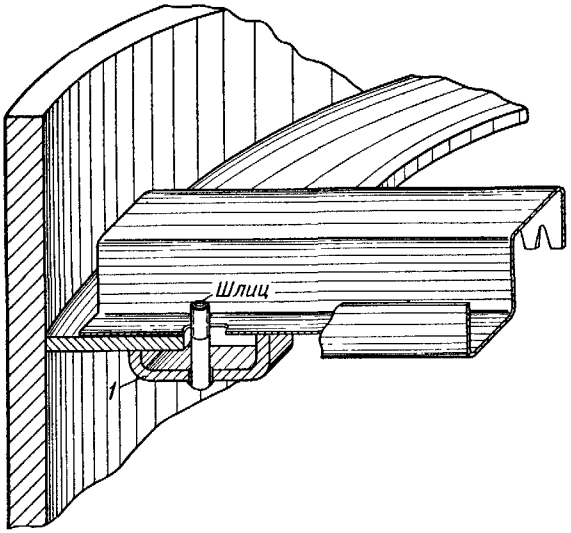
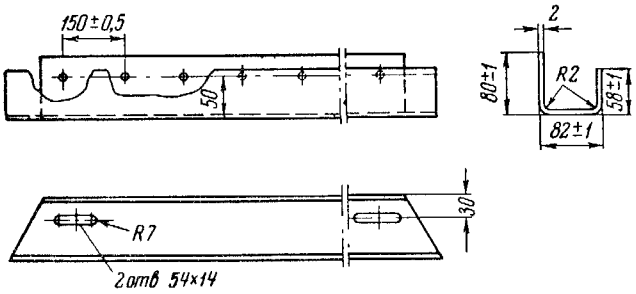
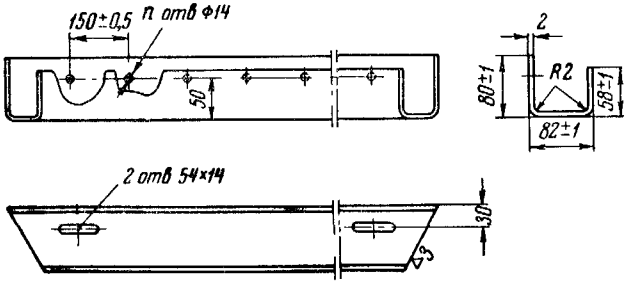


Рис. IX. 36.



а



б

Рис. IX. 37.

— желоб, примыкающий к сливной перегородке; *б* — желоб, примыкающий к сливному карману.

соседнего элемента. В результате получается удовлетворительная герметичность тарелки.

В целях лучшей герметизации крепления концов S-образных элементов на каждую опорную полосу рекомендуется класть паронитовую прокладку, к которой прижимается донышко желобчатой части каждого элемента с концевыми паровыми заглушками.

Для придания S-образным элементам большей жесткости в желобчатую часть каждого из них по длине вваривают поперечные ребра жесткости (рис. IX. 41). В щели каждого из ребер заходит своими прорезями колпачковая часть соседнего S-образного элемента.

Для ускорения монтажных и ремонтных работ средний S-образный элемент может быть выполнен разъемным. Он состоит из желоба и колпачка, которые скреплены по длине такими же болтами с прямоугольной головкой, как для крайних колпачков, расположенных у вертикальных полок карманов. Это дает возможность начинать монтажные работы сразу из двух мест: сборку тарелок от сливной перегородки и от середины, а разборку — от кармана и от середины.

У колонн бо́льших диаметров подобные разборные S-образные элементы для большего удобства монтажных работ можно ставить в нескольких местах тарелки.

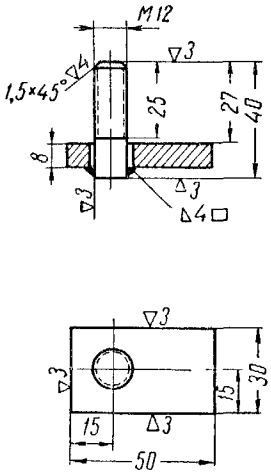


Рис. IX. 38. Фиксатор.

Элементы разной длины заполняют все сечение колонны и не доходят по концам до цилиндрической стенки ее приблизительно на 25 *мм* с каждой стороны. Вследствие этого здесь образуются две «дорожки» на опорных полках, делая все желобчатые части отдельных элементов сообщающимися между собой.

Тарелки с S-образными элементами делают из стали ОХ 13 и 1Х18Н9Т однопоточными для колонн диаметром 1000—4000 *мм* и двухпоточными для колонн диаметром 1600—8000 *мм*.

Есть три группы однопоточных тарелок в зависимости от числа промежуточных разъемных элементов. Например, в тарелках $d = 1000 \div 1800$ *м* нет в средней части сечения колонны ни одного разъемного элемента (см. рис. IX. 42), в тарелках $d = 2000 \div 3000$ *мм* для удобств монтажных работ предусмотрен посредине сечения колонны один разъемный элемент (см. рис. IX. 43) и в тарелках диаметром 3200—4000 *мм* — два разъемных элемента (см. рис. IX. 44).

Основные параметры этих тарелок помещены в табл. IX. 6.

Если необходим отбор жидкости с тарелки, то это достигается тем, что дно приемного сегмента углубляют соответственно диаметру штуцера так, как показано на рис. IX. 45.

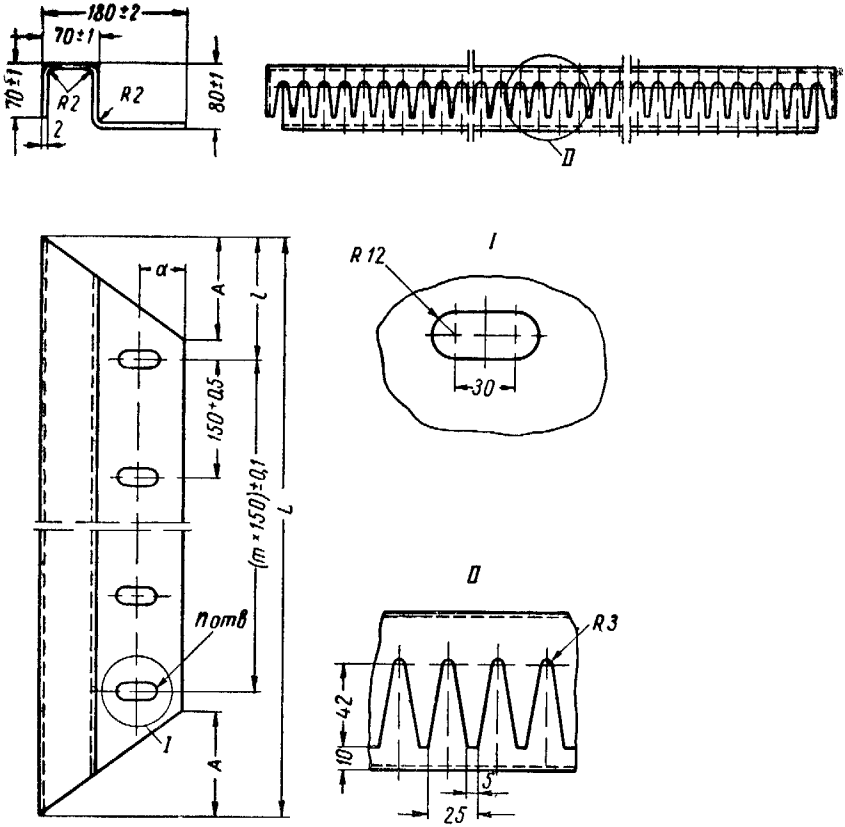


Рис. IX. 39. Колпачок.

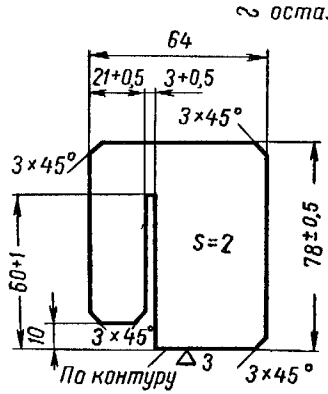


Рис. IX. 40. Заглушка паровая.

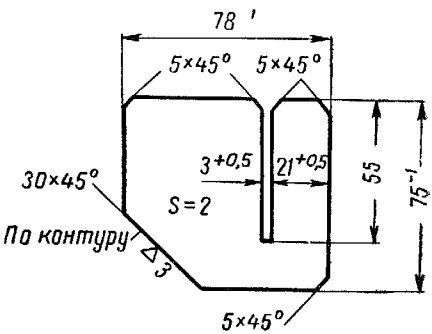


Рис. IX. 41. Ребро жесткости.

Таблица IX.6

Основные параметры однослив ных тарелок (S-образные элементы из стали 0Х13)

Показатели	Диаметр аппарата D, *мм*															
	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200	2400	2600	2800	3000	3200	3400	3600	3800	4000
Диаметр тарелки D, *мм*	970	1170	1370	1570	1770	1970	2140	2340	2540	2740	2920	3120	3320	3520	3720	3920
Количество элементов	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	18	19	20
Площадь прохода паров, $м^2$	0,084	0,14	0,176	0,234	0,3	0,39	0,405	0,498	0,585	0,695	0,77	0,845	0,97	1,17	1,39	1,45
Рабочая площадь тарелки, $м^2$	0,65	0,99	1,2	1,56	1,91	2,44	2,93	3,47	4,06	4,71	5,46	6,18	7,02	8,2	8,95	10,0
Периметр слива, *м* .	0,7	0,85	1,01	1,16	1,32	1,47	1,63	1,78	1,93	2,09	2,24	2,4	2,54	2,59	2,75	2,9
Щель a, *мм* . . .	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60
	75	80	80	90	90	90	90	100	100	100	110	110	110	120	120	120
l	149	187	225	258	296	333	371	404	442	480	513	550	588	559	597	635
						+25	+25	+30	+30	+30	+35	+35	+35	+40	+40	+40
L	622	746	870	994	1118	1244	1368	1492	1616	1740	1864	1990	2114	2362	2486	2610
Общий вес тарелки без кармана для отбора с приварными деталями, *кг*:																
из углеродистой стали	68,5	80,8	112,5	139,3	167,2	205,8	239,5	275,4	311,6	362,6	402,9	463,4	502,4	557,6	611,4	666,9
из нержавеющей стали	57,0	75,2	94,6	118,0	142,0	166,8	206,6	238,3	270 0	308,7	351,6	397,6	441,9	496,8	544,3	595,3
Общий вес тарелки с карманом для отбора с приварными деталями, *кг*:																
из углеродистой стали	78,0	104,2	129,5	161,0	193,5	237,0	275,2	317,4	359,6	417,3	465,1	521,2	578,4	633,0	695,0	758,6
из нержавеющей стали	61,8	81,8	103,0	128,7	155,0	182,2	224,0	258,5	292,8	335,7	382,3	431,0	479,3	534,0	585,5	640,5

Примечание Больший размер щели a принят с учетом компенсации плюсовых допусков по ширине при изготовлении S-образных элементов

На рис. IX. 37 показана конструкция элементов в виде желобов, с которых начинают разборку и сборку тарелок со стороны сливных перегородок или промежуточных разъемных или замковых S-образных элементов колонн.

На рис. IX. 46 помещена в виде примера конструкция и основные размеры двух одинаковых по длине S-образных элементов, а на рис. IX. 47 — колпачков разъемных S-образных элементов, предназначенных для двух разных половин сечения одной и той же тарелки колонны. Как видим, эти элементы отличаются направлением среза своих концов.

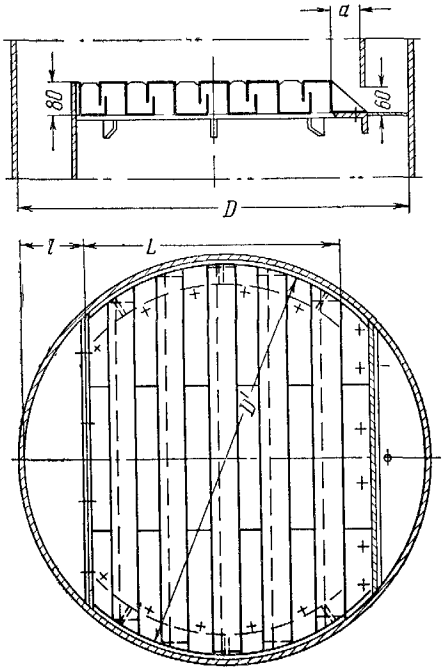


Рис. IX. 42. Общий вид тарелок диаметром от 1000 до 1800 *мм* (изображена тарелка диаметром 1000 *мм*).

На рис. IX. 48 показаны детали тарелок, которые приваривают к корпусу аппарата. У верхней тарелки имеется сегмент, а нижняя снабжена карманом. На уголок *1* с приваренными к ней шпильками *2* из стали 1Х13 кладут колпачок. Удлиненные отверстия в этом колпачке (см. рис. IX. 39) дают возможность, варьируя размерам *a* (см. рис. IX. 42, IX. 45), компенсировать неточности изготовления S-образных элементов по их ширине.

На рис. IX. 49 показан неравнобокий уголок 90 × 56 × 8 (ГОСТ 8510-57). На рис. IX. 50 показана более подробно установка колпачка на опорную балку из неравнобокого уголка. Как видно из этого рисунка, детали элементов ставят на паронитовых прокладках на опорные поверхности.

На рис. IX. 51 показана конструкция сегмента для тарелки с $d = 3200$ *мм*. Толщина сегмента из углеродистой стали $s = 6$ *мм*, из легированной стали $s = 3$ *мм*.

На рис. IX. 52 дана конструкция кармана, а на рис. IX. 53 конструкция сливной перегородки.

Приварные опорные полосы под S-образные элементы толщиной 10 *мм* и шириной 60 *мм* проектом нормали предусмотрены для колонн диаметром 1000—1800 *мм*, диаметром 2000—2800 *мм* и шириной 80 *мм*, диаметром 3000—4000 *мм* и шириной 100 *мм*.

Массовое применение тарелок с S-образными элементами становится особенно выгодным в связи с получением S-образного профиля из проката, а не в результате штамповки. Это

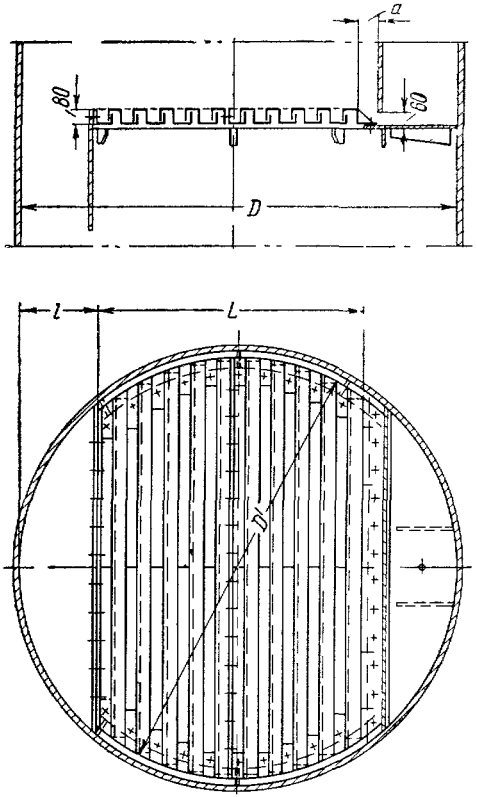


Рис. IX. 43. Общий вид тарелки диаметром 2000—3000 *мм*.

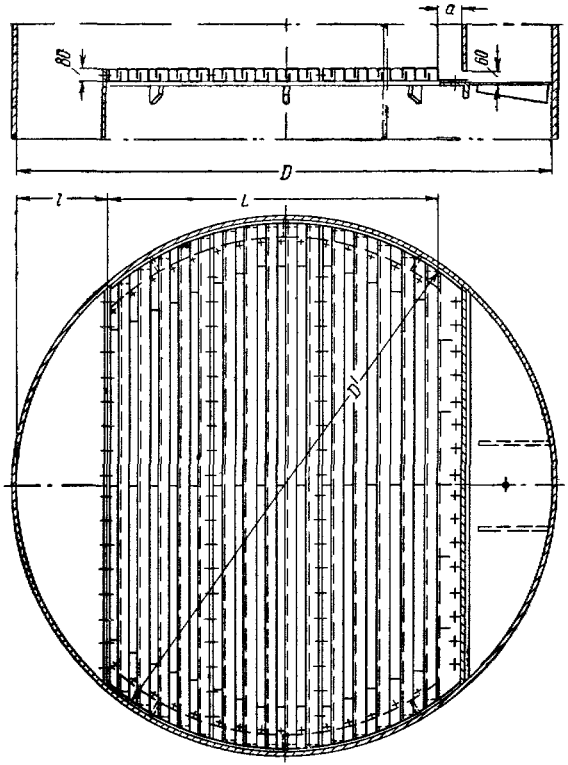


Рис. IX. 44. Общий вид тарелки диаметром 3200—4000 *мм*.

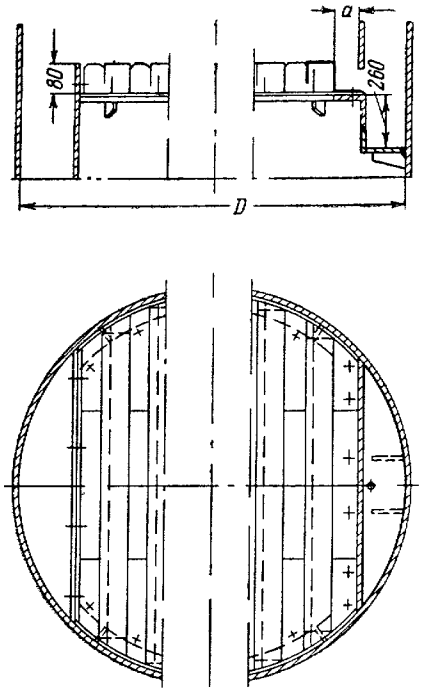


Рис. IX. 45. Общий вид тарелок диаметром от 1000 до 4000 *мм* с карманом для отбора жидкости.

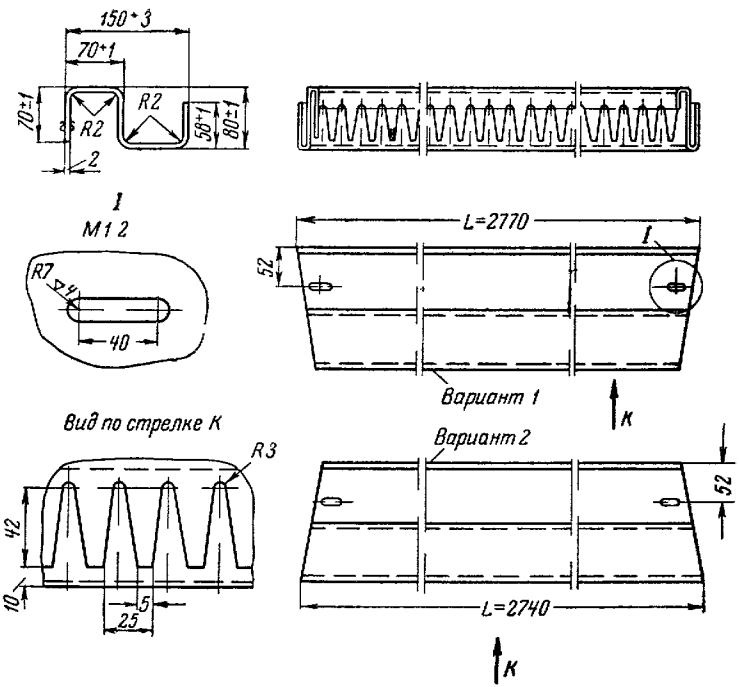


Рис. IX. 46. S-образный элемент.

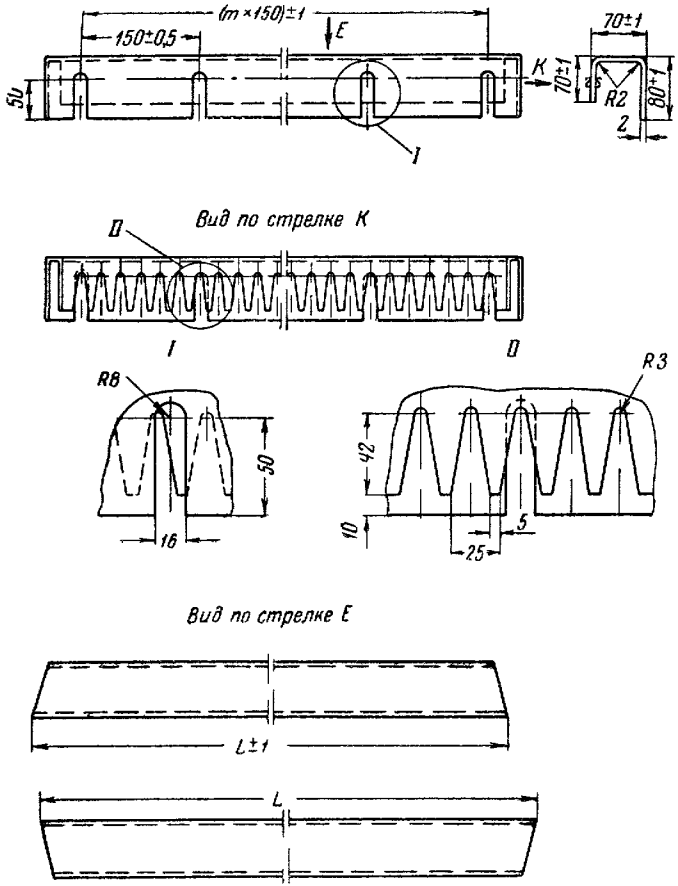


Рис. IX. 47. Колпачок замка

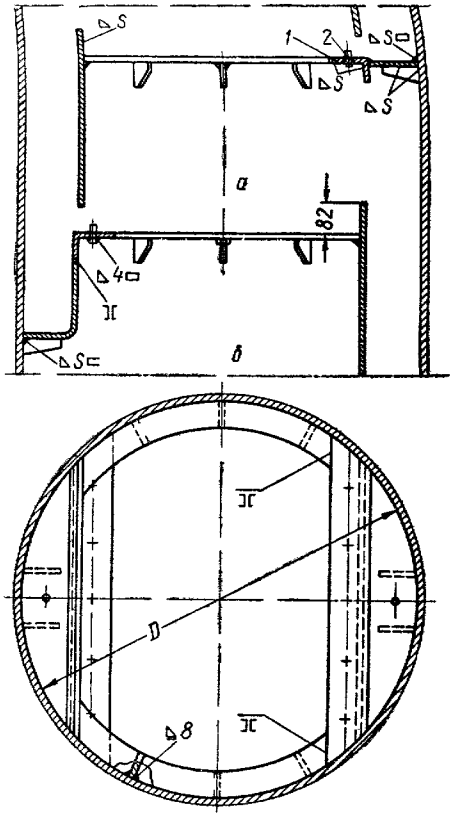


Рис IX. 48 Детали тарелки, привариваемые к корпусу аппарата.

а — тарелка без кармана для отбора жидкости, привариваемая к корпусу аппарата, б — тарелка с карманом для отбора жидкости, привариваемая к корпусу аппарата.

значительно изменяет технологию изготовления тарелок, упро стив ее.

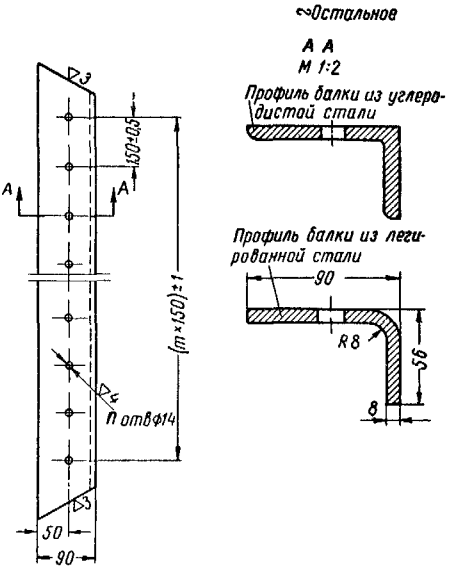


Рис. IX. 49.

Нормалью Н939-61 предусмотрены также S-образные тарелки для ректификационных колонн диаметром (1600—8000 *мм*). Эти тарелки приняты двухпоточными или, как они названы, двухслив-

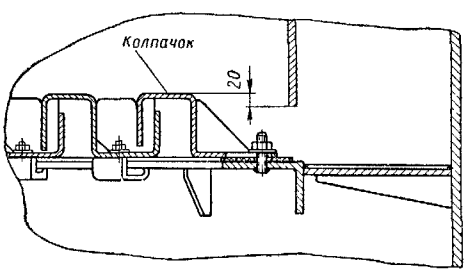


Рис. IX. 50.

ными (при большом расходе жидкости) для уменьшения пути движения флегмы в одном направлении.

Основные параметры этих тарелок приведены в табл. IX. 7 и на рис. IX. 54—IX. 56.

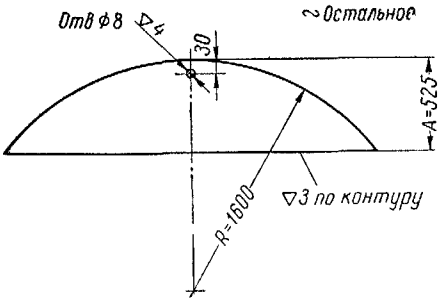


Рис. IX. 51.

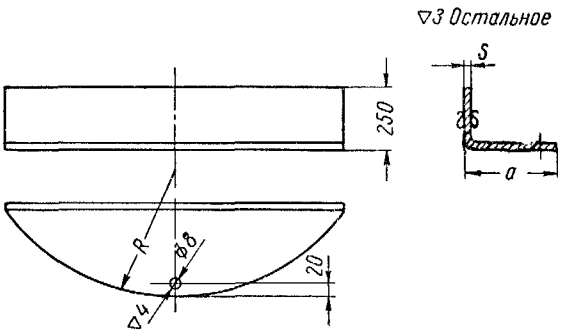


Рис. IX. 52. Карман.

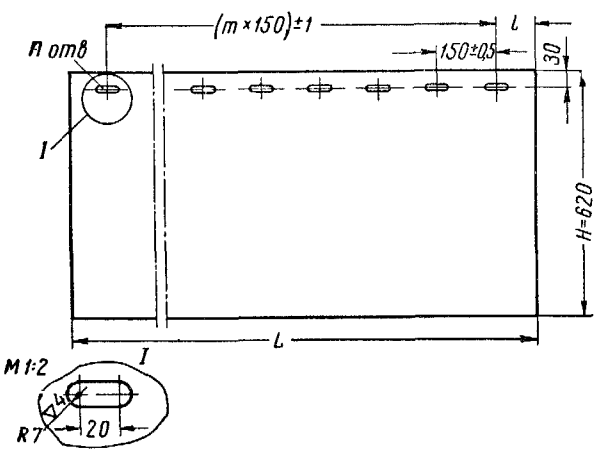
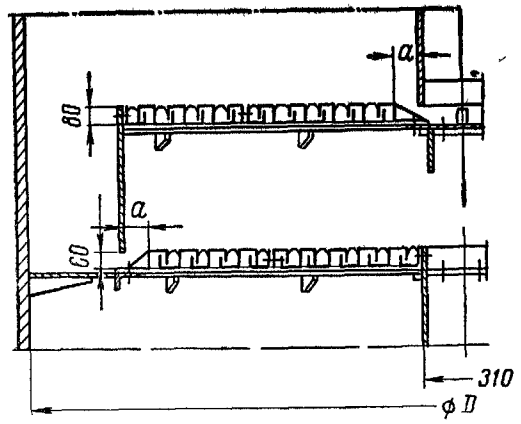


Рис. IX. 53 Перегородка сливная.

Таблица IX.7

Основные параметры двухсливных тарелок

Параметры	Для тарелки 3800 (рис IX 54)			Для тарелки 5500 (рис IX 55)			Для тарелки 8000 (рис IX 56)			
Диаметр аппарата D, *мм*	3600	3800	4000	4500	5000	5500	6000	6400	7000	8000
Диаметр тарелки D, *мм*	3520	3720	3920	4420	4920	5420	5920	6320	6920	7920
Количество элементов	14	16	16	20	24	26	28	30	34	38
Площадь прохода паров, $м^2$	1,1	1,3	1,4	1,7	2,3	2,8	3,3	3,8	4,7	6,0
Рабочая площадь тарелки, $м^2$	6,1	7,1	7,6	10,5	13,7	16,5	19,5	22,3	27,4	35,3
Периметр слива, *м*:										
тарелки с боковыми сливами	5,2	5,3	5,85	6,0	6,4	7,3	8,2	9,1	9,6	11,2
тарелки с центральным сливом	7,0	7,4	7,8	8,8	9,8	10,8	11,8	12,6	13,8	15,8
Щель a, *мм*	60—85	60—85	60—85	60—90	60—95	60—100	60—100	60—100	60—100	60—115
Общий вес тарелки (комплекта) без кармана для отбора с приварными деталями, *кг*:										
из углеродистой стали	1343,0	1467,0	1566,0	2299,0	2738,0	3126,0	3627,0	3973,0	4634,0	5694,0
из легированной стали	1222,0	1347,0	1432,0	2202,0	2633,0	2992,0	3457,0	3793,0	4418,0	5396,0
Общий вес тарелки (комплекта) с карманом для отбора с приварными деталями, *кг*:										
из углеродистой стали	1403,0	1527,0	1626,0	2332,0	2776,0	3170,0	3676,0	4026,0	4689,0	5762,0
из легированной стали	1252,0	1377,0	1462,0	2220,0	2652,0	3014,0	3481,0	3819,0	4446,0	5430,0



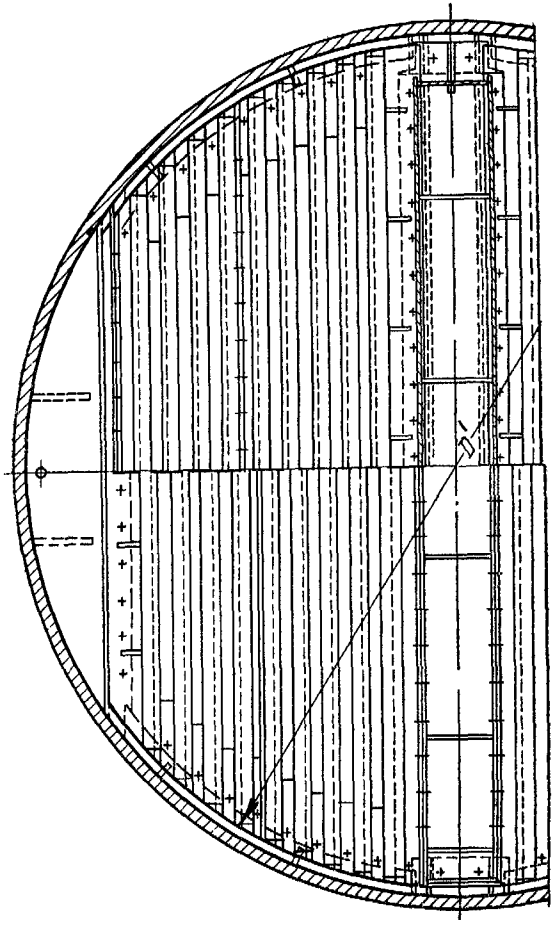


Рис. IX. 54.

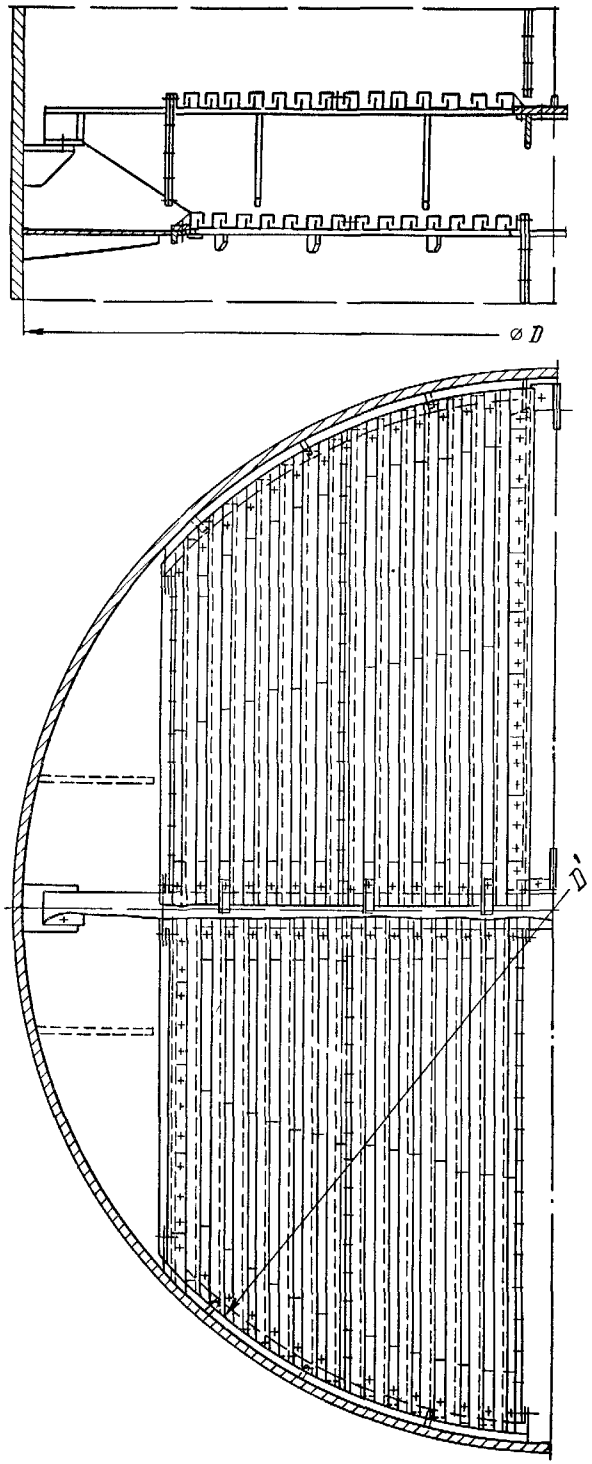
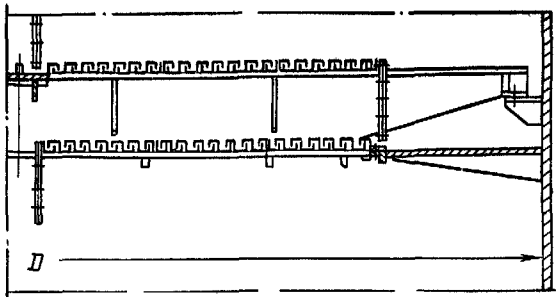


Рис. IX. 55.



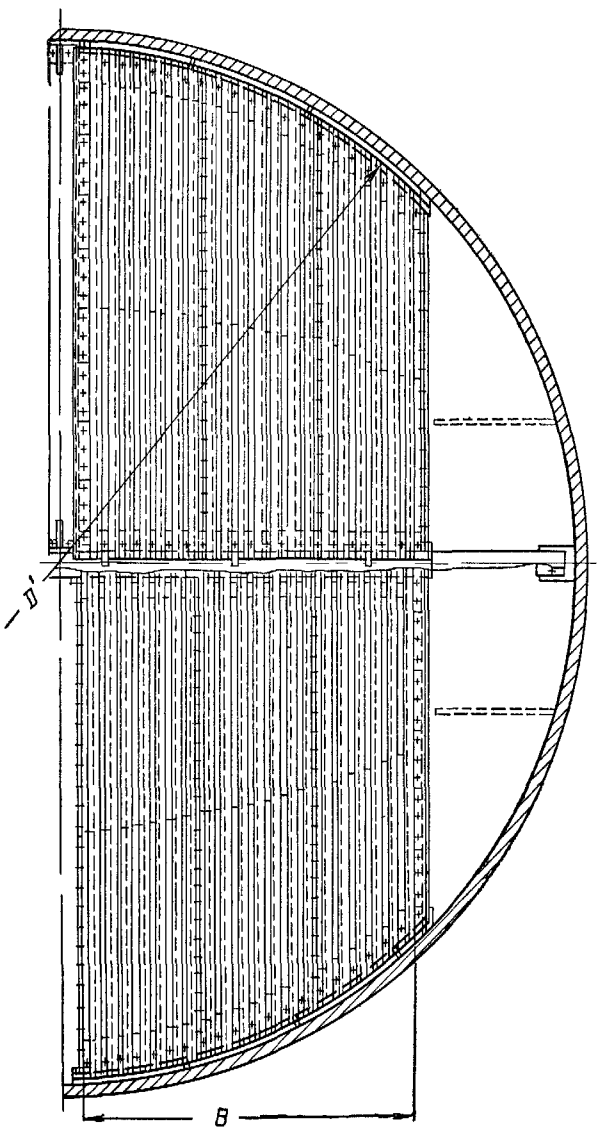


Рис. IX. 56.

Внутренний диаметр аппарата D, *мм*	6000
B, *мм*	1866^{+40}_{0}
Внутренний диаметр аппарата D, *мм*	6400
B, *мм*	1990^{+40}_{0}
Внутренний диаметр аппарата D, *мм*	7000
B, *мм*	2238^{+40}_{0}
Внутренний диаметр аппарата D, *мм*	8000
B, *мм*	2486^{+40}_{0}

Для колонн диаметром 4500 *мм* и более предусмотрена центральная балка и в целях облегчения веса балок, составляющих неотъемлемую часть самих тарелок, каждая пара смежных по высоте колонны тарелок опирается на одну общую диаметральную балку.

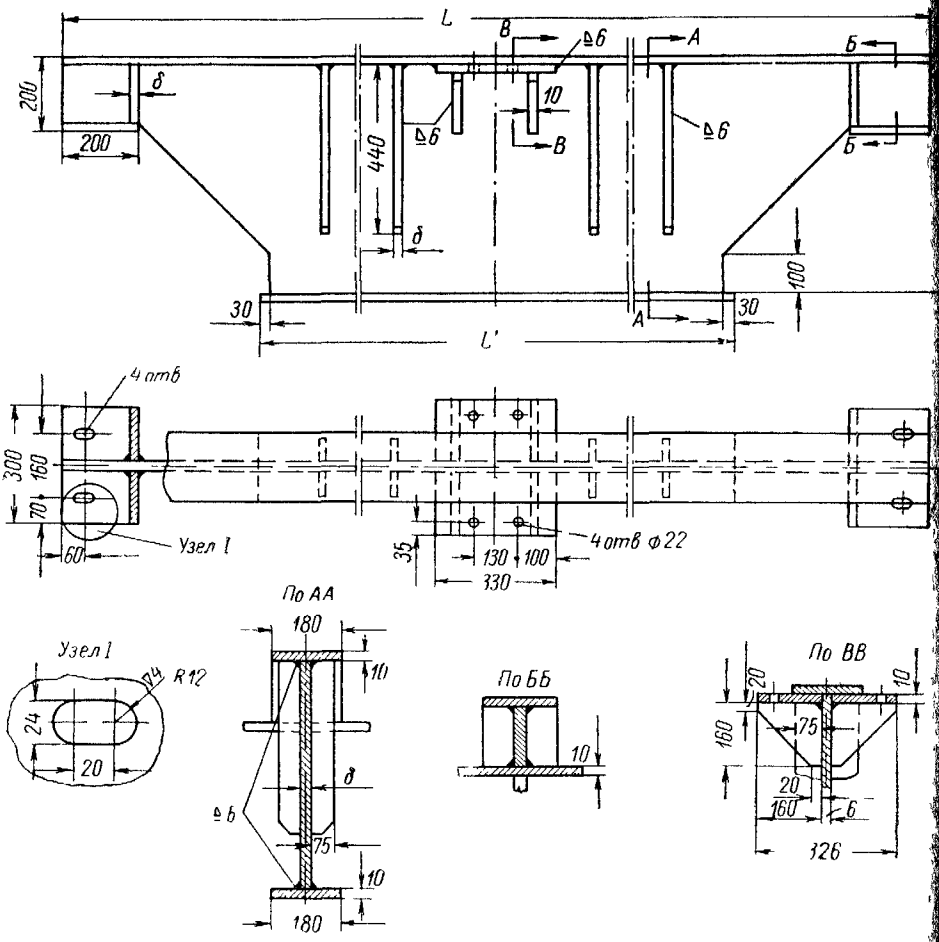


Рис. IX. 57.

δ = 8 — для деталей из углеродистой стали; δ = 6 — для деталей из легированной стали.

Данные об этих балках приведены на рис. IX. 57 и в табл. IX. 8.

Балки по концам устанавливают на столики, приваренные к корпусу, как показано на рис. IX. 58.

Концы S-образных элементов укладывают на полки балки так, как изображено на рис. IX. 59, и крепят к ним так же, как это показано на рис. IX. 36.

При этом между концами S-образных элементов образуется также дорожка *а* (рис. IX. 59).

Таблица IX. 8

Центральные балки

Наименование	Размеры, *мм*						
Внутренний диаметр аппарата, D	4500	5000	5500	6000	6400	7000	8000
L	4420	4920	5420	5920	6320	6920	7920
L'	308	3574	3822	4074	4320	4814	5314

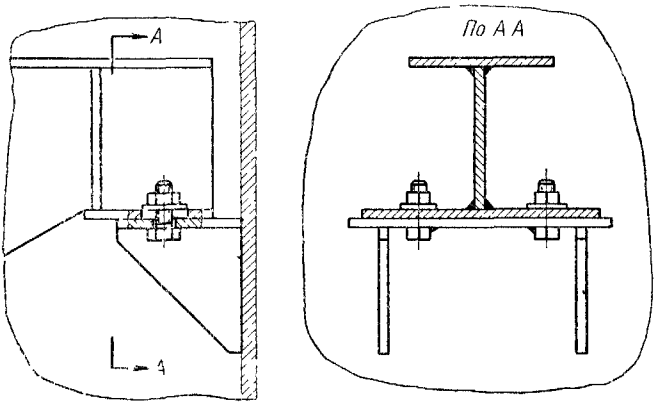


Рис. IX. 58.

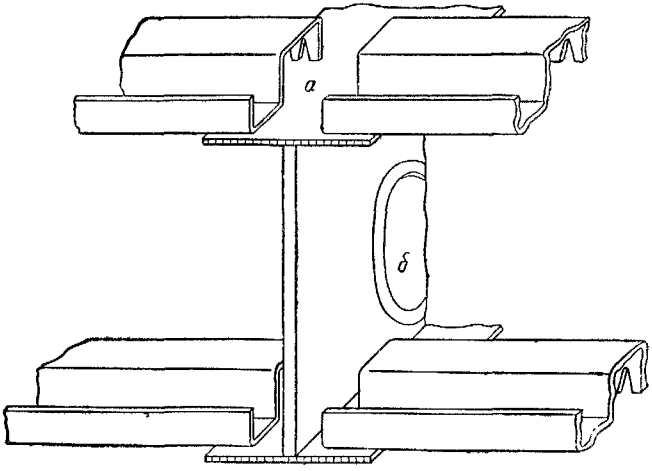


Рис. IX. 59.

Для перемешивания флегмы, движущейся в разных частях тарелки по S-образным элементам, расположенным на нижних полках опорных балок, в последних можно предусматривать по длине отверстия (см. *б* на рис. IX. 59) с укрепляющими кольцами, предназначенными для компенсации вырезов в стенках балок. Размеры укрепляющих колец проверяют расчетом.

Кроме описанных тарелок по нормали Н939-61, Гипронефтемашем разработаны конструкции тарелок с S-образными элементами для колонн, работающих в условиях больших расходов жидкости: двухсливные $d = 1600$, 1800, 2000, 2200, 2400, 2600, 2800, 3000, 3200 и 3400 *мм* и четырехсливные $d = 4000$, 4500 и 5000 *мм*.

Ректификационные колонны с тарелками провального типа

На рис. IX. 60 дан общий вид атмосферной ректификационной колонны установки АВТ диаметром 3200 *мм*, высотой ~23,7 *м*, оборудованной 23 тарелками, из которых 19 решетчатых провальных размещается в верхней концентрационной, четыре тарелки с S-образными элементами поставлены в нижней отгонной части колонны. Расстояние между решетчатыми тарелками принято равным 450 *мм*. В некоторых случаях для удобства чистки и ремонтов это расстояние можно увеличить. Каждая тарелка (рис. IX. 61 и IX. 62) комплектуется из отдельных транспортабельных через люки листов толщиной по 2 или 3 *мм* с просеченными в них щелями шириной 4 *мм* и шагом t между щелями, рассчитанными так, чтобы суммарное сечение щелей тарелки, через которые в противоположных направлениях движутся пары и жидкость, обеспечивало нормальное протекание процесса. Образец одной из подобных секций дан на рис. IX. 62. Минимальный шаг при ширине щели 4 *мм* равен 13 *мм*. Максимальное живое сечение щелей таких тарелок бывает обычно в верху колонны, где количество флегмы и паров достигает максимума, а минимальным это сечение оказывается у нижних тарелок. В колонне, кроме решетчатых тарелок, имеются и распределительные, которые в отличие от решетчатых имеют сегментные карманы и предусмотрены либо для приема через карман со штуцером орошения, подаваемого в колонну, либо для вывода отбираемой промежуточной фракции.

При помощи задвижек на линиях от штуцеров карманов распределительных тарелок количества отбираемых промежуточных фракций можно регулировать в широких пределах.

На распределительной тарелке *1* (см. рис. IX. 63) размещены ниппели, диаметр которых 76 × 3, с круглыми отбойниками высотой 100 *мм*, предназначенные для пропуска паров, идущих вверх. Часть ниппелей более низких с высотой 50 *мм* предусмотрена для спуска флегмы с равномерным распределением ее по всему сечению колонны на нижележащую решетчатую тарелку.

Распределительные тарелки могут быть и других конструкций; существует мнение, что можно обходиться и без них с использованием для этого обычных решетчатых тарелок. При этом отклонение

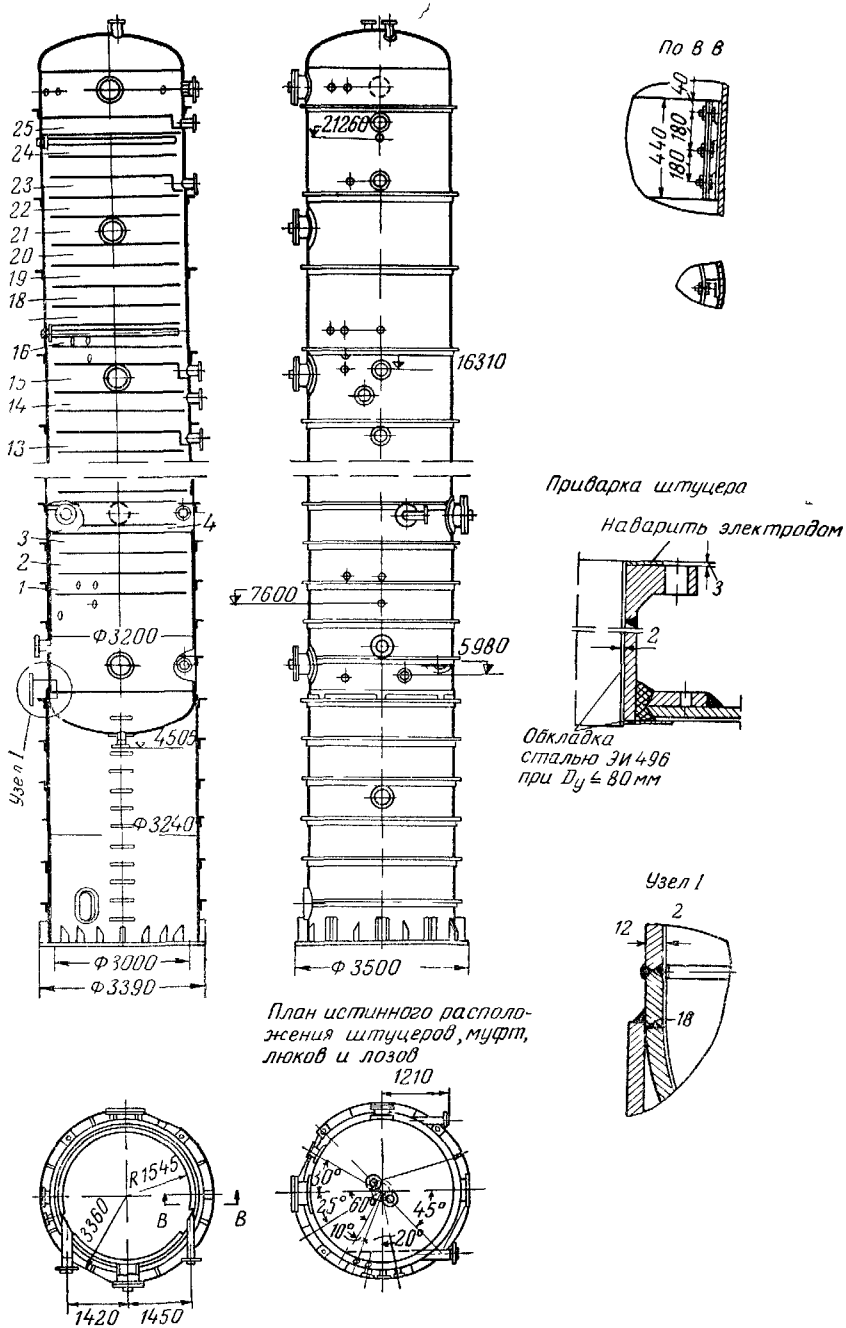
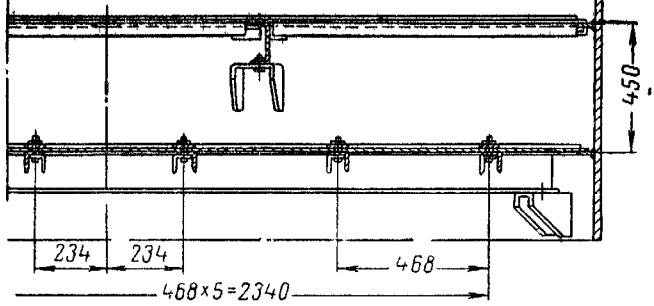

По В В
40
440
180 180
25
24
23
22
21
20
19
18
16
15
14
13
21266
16310
4
3
2
1
Ф3200
7600
5980
4505
Узел I
Ф3240
Ф3000
Ф3390
Ф 3500
Приварка штуцера
Наварить электродом
3
2
Обкладка
сталью Эи496
при Dу ≤ 80 мм
Узел I
2
12
18
План истинного расположения штуцеров, муфт, люков и лозов
1210
R1545
3360
В
В
1420
1450
60°
25°
60°
45°
10°
20°

Рис. IX. 60.



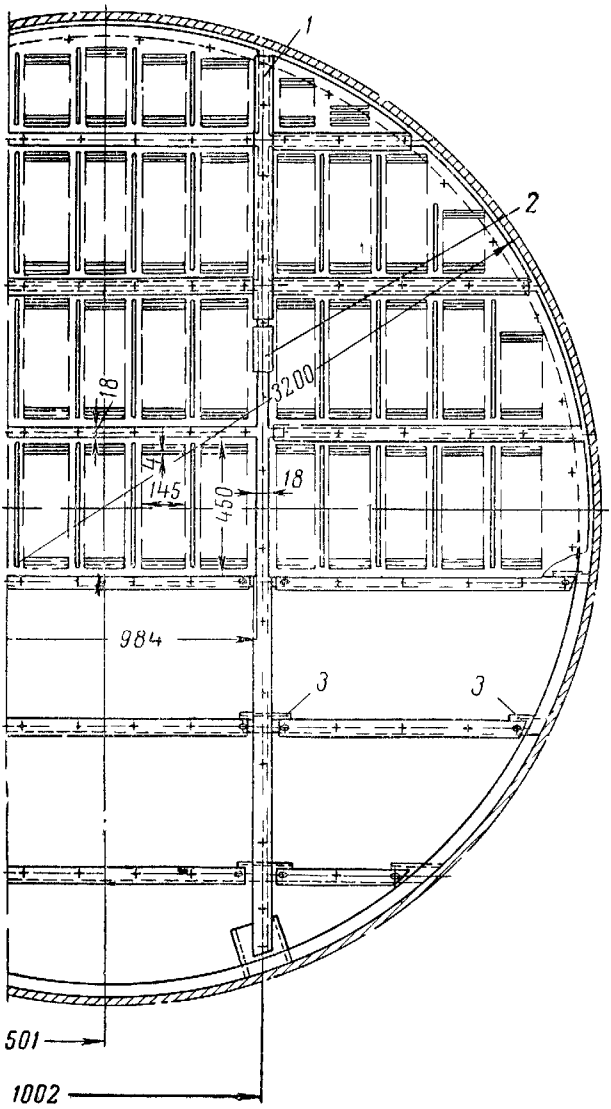


Рис. IX. 61. Прокладка (паронит) кладется на всю опорную поверхность балок, уголков и опорного кольца. Допускается изготовление прокладки из отдельных полос. Детали тарелки изготовляются из стали: съемные — Х18Н9Т; приварные ОХ13 (ЭИ496); электроды — ЭА2, ЭА1.

тарелок от горизонтальной плоскости не должно превышать $\frac{1}{1000}$ диаметра, и быть не более 3 *мм*. Распределительные тарелки, так же как и решетчатые, комплектуются из отдельных транспортабельных через люки секций.

Как видно из рис. IX. 61, секции тарелок укладывают на каркас, состоящий у рассматриваемой тарелки из двух хордальных балок *1* швеллерного сечения размерами 140 × 55 *мм*, толщиной 5 *мм*, опирающихся своими концами на столики, приваренные к корпусу колонны. К полкам швеллерных балок и к опорному кольцу по

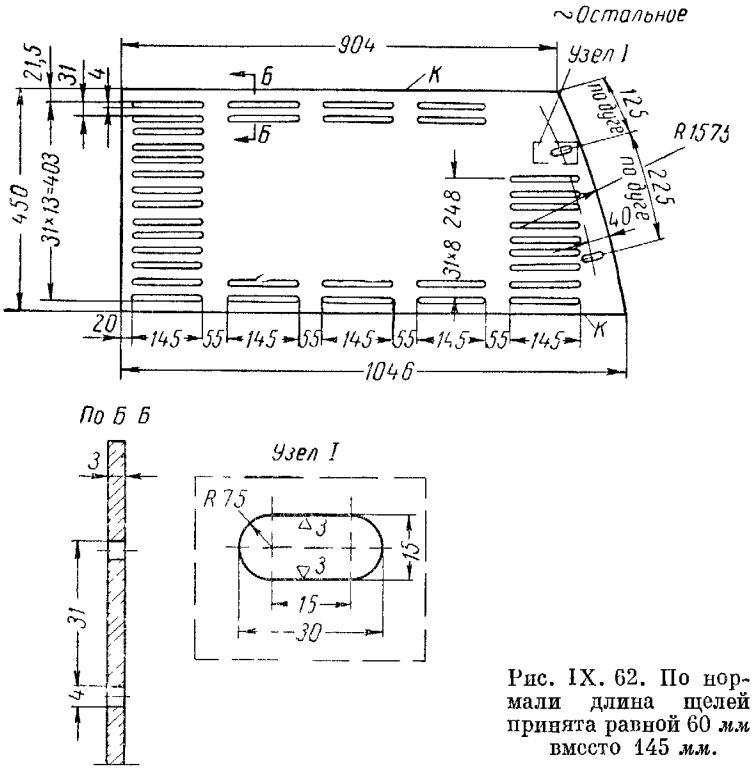


Рис. IX. 62. По нормали длина щелей принята равной 60 *мм* вместо 145 *мм*.

тарелку у стенки корпуса аппарата приварены уголковые корогыши *3*, на которые кладут промежуточные уголки опорного каркаса. Уложенные на свои места на паронитовой прокладке секции тарелок прижимают к полосам каркаса шайбами из полос 2 и гайками, навертываемыми на шпильки. К опорному кольцу у стенки корпуса секции тарелок прижимают такими же скобами со шпильками и со шлицами, как и у S-образных элементов. Учитывая возможность различного теплового расширения корпуса аппарата и швеллерных балок опорного каркаса, отверстия по концам балок для крепления к столикам — овальной формы. То же предусмотрено

и в остальных уголковых полосах опорного каркаса. Шпильки для крепления секций тарелок к опорному каркасу приварены к опорным полосам. Надетые на эти шпильки шайбы из полос *2* прижимают сразу две секции. Паронитовые прокладки необходимо класть между секциями тарелок и опорными частями во избежание подтекания флегмы с вышележащих тарелок на нижние, так как по данным научно-исследовательского института синтетических спиртов

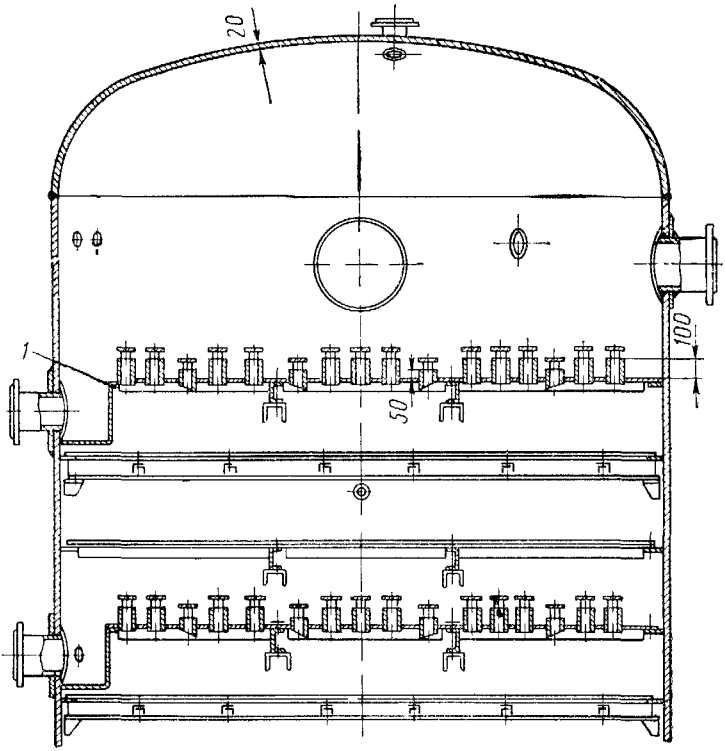


Рис. IX. 63.

(НИИСС) [1] в таких местах в отличие от щелей тарелок подпор паров перестает действовать и образуются течи.

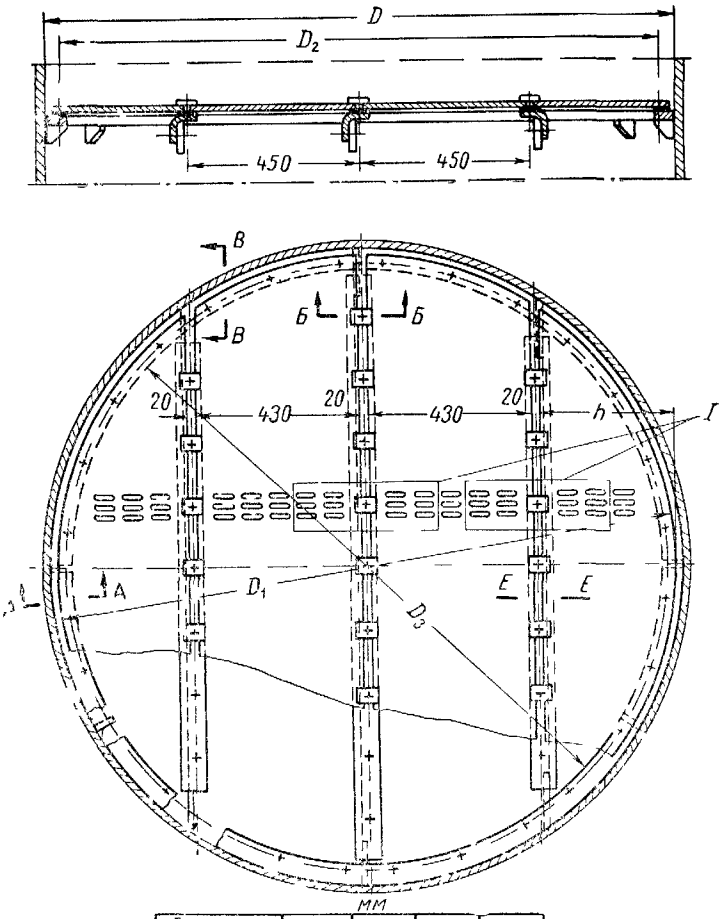
Необходимо помнить, что на смежных решетчатых тарелках щели рекомендуется располагать взаимно перпендикулярно, т. е. если на одной тарелке щели идут в одном направлении, то на следующей тарелке они должны быть не параллельны, а расположены под углом 90° к направлению первых.

Кроме того, на нижней поверхности тарелок должны быть ребра, не дающие возможности стекающей жидкости двигаться непрерывным потоком — из одного конца тарелки в другой.

[1] М. Э. Аэров.

Корпус колонны, изображенной на рис. IX. 60, выполнен из биметалла Ст. 3 + 0Х13 (ЭИ496) толщиной 12 + 2 *мм*.

Все внутренние несъемные детали решетчатых тарелок предусмотрены из стали 0Х13 (ЭИ496), эти детали приварены к внутреннему слою биметаллической стенки корпуса из стали ЭИ496.



Диаметр аппарата D	D_1	D_2	D_3	h
1600	1570	1540	1500	325
1900	1770	1740	1700	425

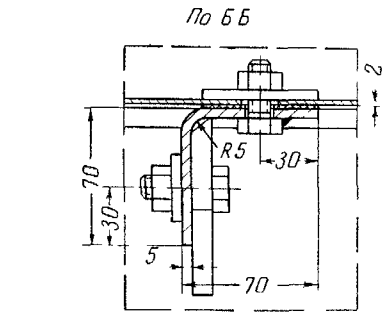
Рис. IX. 64.

На решетчатые ректификационные тарелки разработана отраслевая нормаль Н964-63, где предусмотрена возможность применения решетчатых тарелок диаметром от 1000 до 2400 *мм*. Иногда, при небольших колебаниях нагрузок и стабильном сырье можно применять ненормализованные решетчатые тарелки диаметром до 3200 *мм*. На рис. IX. 64 показана нормализованная решетчатая тарелка диа-

метром 1600 и 1800 *мм*, выполненная из легированной стали. Щели в секциях тарелки длиной ~60 *мм* должны быть расположены внутри окружности D_3. Узлы нормализованных тарелок из легированной стали показаны на рис. IX. 65, а из углеродистой стали на рис. IX. 66. Сечения по *АА* и *ВВ* для тарелок из тех и других сталей — одинаковы. Нормалью предусмотрена толщина листа секций из легированной стали 2 *мм*, а из углеродистой стали 4 *мм*, ширина щелей тарелок из легированной стали может быть 4 или 6 *мм*, тарелок из углеродистой стали только 6 *мм*.

Минимальный шаг щелей t при ширине последних 4 *мм* принят 8 *мм*, при ширине 6 *мм* — 10 *мм*. Шаг щелей изменяется через каждые 2 *мм* до 24 *мм* включительно, а от 24 до 36 *мм* через каждые 4 *мм*.

На рис. IX. 67 представлен общий вид ректификационной колонны диаметром 1600 *мм* для установки стабилизации



Крепление взаимнопересекающихся балок

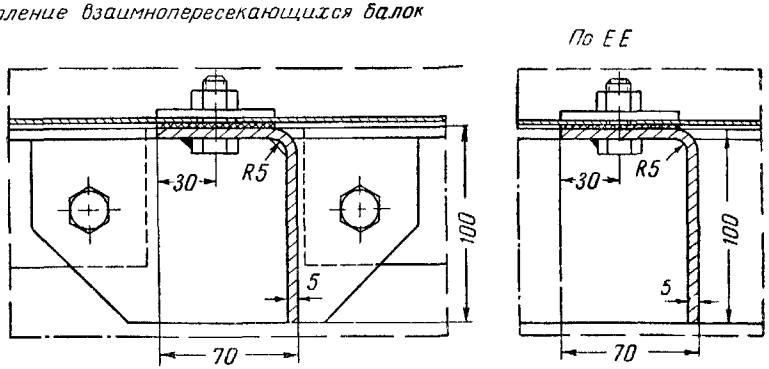


Рис. IX. 65.

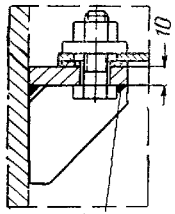
бензиновых головных фракций, снабженной тарелками с круглой перфорацией. Тарелки этой колонны, изображенные на рис. IX. 30, составлены из секций, по своей ширине транспортабельных через люки, и отличаются простотой конструкции. Около 8200 отверстий диаметром по 5 *мм* расположено по равностороннему треугольнику с шагом $t_2 = 14$ *мм*, составляя живое сечение тарелки $F = 0{,}16$ *м*^{2}.

Техническая характеристика колонны:

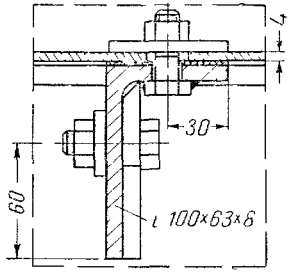
а) при минимальной загрузке — расход паров 0,55 *м*^{3}/*сек*, расход жидкости 86 *м*^{3}/*ч*; сопротивление сухой тарелки 21 *мм*; сопротивление орошаемой тарелки 126 *мм*;

б) при максимальной загрузке — расход паров 0,95 *м*^{3}/*сек*;

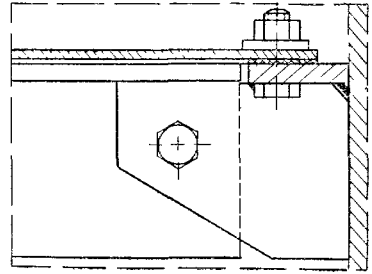
По АА



По ББ

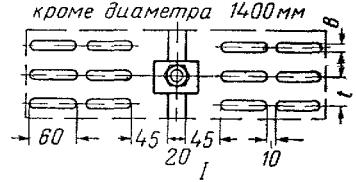


По ВВ



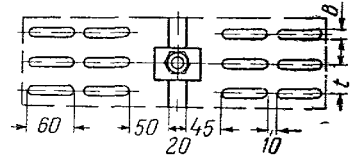
I

Для тарелок всех диаметров, кроме диаметра 1400мм

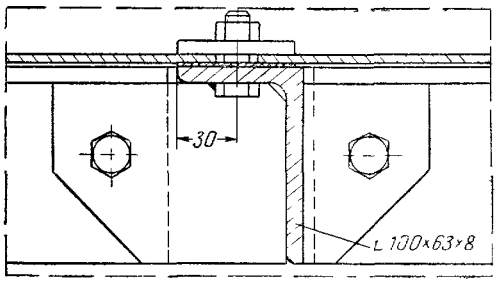


I

Для тарелки диаметром 1400мм



Крепление взаимнопересекающихся балок



По ЕЕ

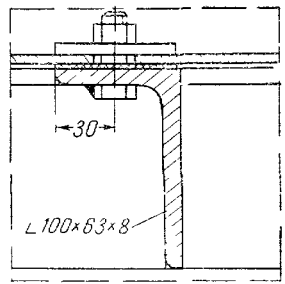


Рис. IX. 66.

расход жидкости 170 $м^3/ч$; сопротивление сухой тарелки 63 *мм*; сопротивление орошаемой тарелки 200 *мм*.

Детали тарелки толщиной 4 *мм* выполнены из стали Ст. 3. Части тарелок крепят между собой и к опорным полосам болтами из стали 2Х13 и гайками из стали 1Х13. Как видно из рис. IX. 30, сегментный карман тарелок имеет переливную перегородку.

Основные размеры тарелки показаны на рис. IX. 37.

Характерные параметры для нормализованных и ненормализованных решетчатых провальных тарелок приведены в табл. IX. 9.

Таблица IX. 9

Параметры решетчатых провальных тарелок

Параметры	Размеры тарелки, *мм*	
	с отбором	без отбора из карманов
Диаметр колонны D	1000—3200	
Ширина щелей	4	6
Толщина листов s тарелок	2, 3 и 4	2, 3 и 4
Шаг между щелями t	10—24	14—30

Живое сечение щелей в указанных тарелках колеблется ~ от 8 до 24% от полного сечения колонн, возрастая с уменьшением шага и увеличением ширины щели.

Вес решетчатых тарелок дан в табл. IX. 10.

Таблица IX. 10

Вес тарелок решетчатых со съемными секциями из стали 0Х13 (ЭИ496)

Диаметр D, *мм*	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200	2400	2600	2800	3000	3200
Общий вес тарелки, *кг*	47	62	76	102	121	187	216	257	276	336	376	409
Вес тарелки без секций, *кг*	27	31	36	49	54	106	123	139	148	174	184	195

На рис. IX. 68 показана для примера конструкция ненормализованных решетчатых тарелок для колонн $d = 2800$, 3000 и 3200 *мм*. Расположение щелей и сами щели здесь приняты несколько иными, чем это приводилось выше. Для всех диаметров колонн по аналогии с решетчатыми тарелками по нормами Н964—63 предусмотрена одна и та же длина щели, равная 60 *мм*, а шаг между щелями равен длине t (рис. IX. 66). Необходимое сечение щелей достигается варьированием величиной t и шириной щели b. Конструкция опорных частей

тарелки и крепления ее секций видны из рис. IX. 68. Каждая секция снабжена двумя скобами для удобства монтажа и транспортировки их. Секции предусмотрены из углеродистой стали, сталей 0Х13 или 1Х18Н9Т; крепеж — из стали 1Х13; прокладка — паронитовая из отдельных частей.

На рис. IX. 69 изображена та же тарелка без кармана для отбора промежуточной фракции.

Проектом нормали применение специальных тарелок для распределения флегмы не предусматривается.

На рис. IX. 70 приведена опытная вакуумная колонна диаметром 4200 *мм*, реконструированная пятью ситчатыми тарелками с отбойниками. Давление в этом эвапораторе 0,08 *кГ/см*^{2} и температура 350° С.

Техническая характеристика. Производительность по мазуту: максимальная — 75 *т/ч*, минимальная — 54 *т/ч*; максимальный выход вакуумного газойля 18 *т/ч*; циркулирующее орошение — 18 *т/ч*; горячее орошение — 40 *т/ч*; водяной пар — 1,5 *т/ч*; линейная скорость паров: при максимальной производительности — 2,82 *м/сек*, при минимальной — 1,97 *м/сек*.

У переливной стенки сегментного кармана должен ставиться ограничитель волнообразного профиля *а* (рис. IX. 21), предназначенный для плавной подачи стекающей на тарелку жидкости и захватывания ее парами во избежание провалов через щели тарелки, находящихся вблизи переливной стенки кармана.

Тарелка (см. рис. IX. 9) комплектуется из отдельных секций, которые по своим размерам позволяют проносить их через люки. При изготовлении тарелки на листы наносятся надрезы размерами, показанными на рис. IX. 71 или IX. 72. Затем кромки надрезов отгибают, как показано на тех же рисунках, под углом ~30°. Далее, на тарелку

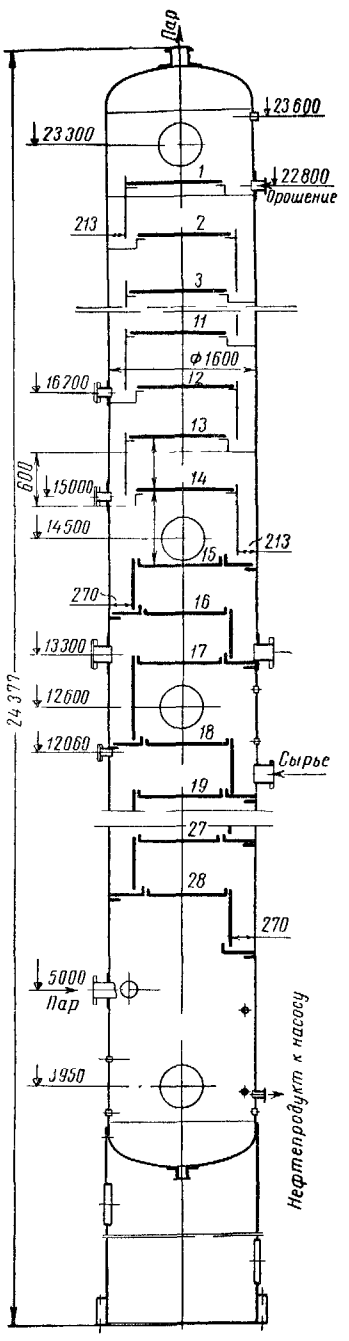


Рис. IX. 67.

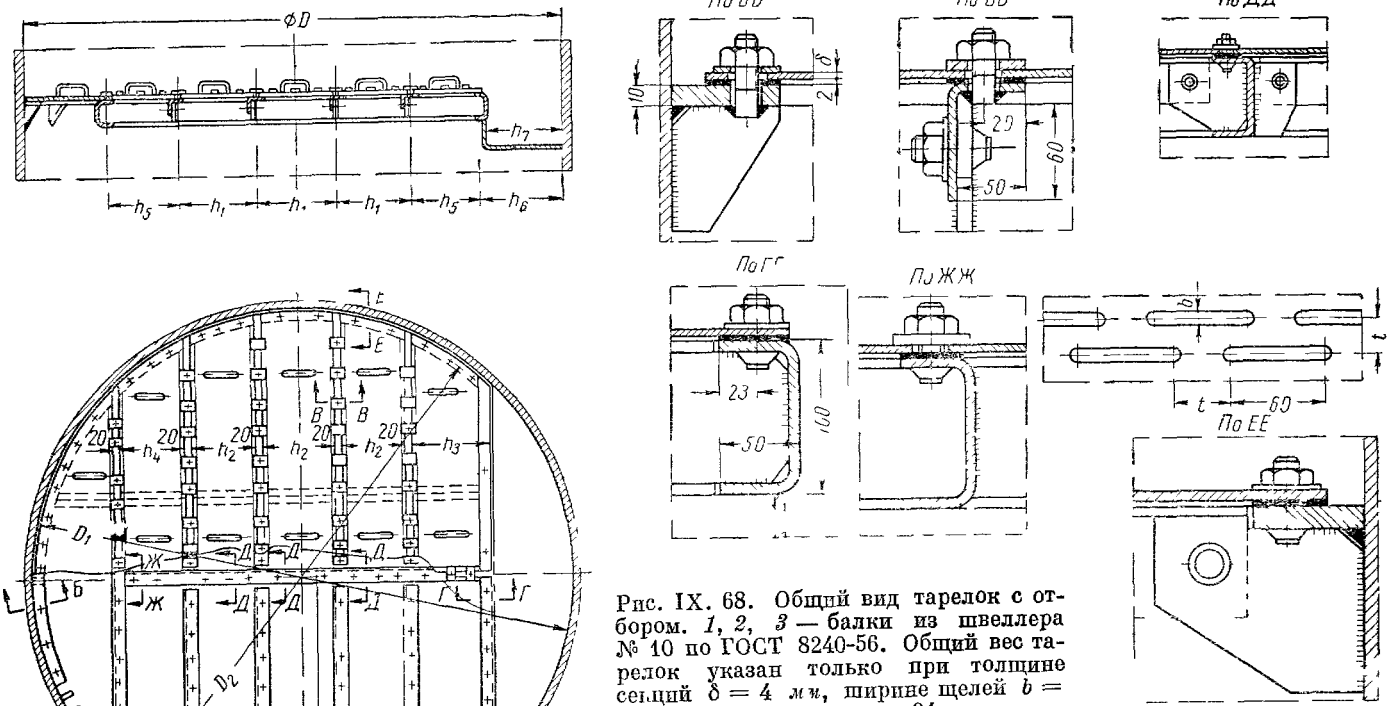


Рис. IX. 68. Общий вид тарелок с отбором. *1, 2, 3* — балки из швеллера № 10 по ГОСТ 8240-56. Общий вес тарелок указан только при толщине сеяций $\delta = 4$ *мм*, ширине щелей $b = 4$ *мм*, шаге $t = 24$ *мм*.

Внутренний диаметр аппарата	D_1	D_2	h_1	h_2	h_3	h_4	h_5	h_6	h_7
2800	2460	2720	390	370	405	375	395	400	400
3000	2960	2920	430	410	430	400	420	435	425
3200	3160	3120	460	440	440	420	440	470	460

в колонне кладут и крепят болтами полосы *2* (см. рис. IX. 9) на определенном расстоянии, на которые под углом 60° к тарелке ставят отбойники, представляющие собой также пластины с размерами и щелями с отогнутыми краями, изображенными на том же рисунке. Живое сечение тарелки в плоскости, перпендикулярной к направлению движения паров, составляет ~22%. У отбойных пластин эта площадь почти в два раза больше. Практически для упрощения изготовления этих тарелок отбойники делают из листов, имеющих такую же просечку, как и у тарелок.

Смесь паров с жидкостью ударяется о пластины под углом 90° (рис. IX. 73). Отогнутые книзу кромки щелей отбойников заставляют жидкость отделяться от паров и падать вниз, а пары при этом

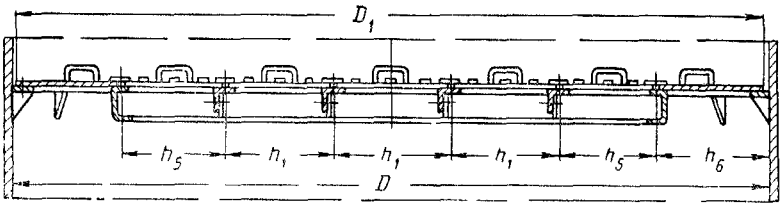


Рис. IX. 69. Общий вид тарелок диаметром 2800, 3000 и 3200 *мм*.

уходят вверх. Таким образом, движущиеся под углом через щели тарелки пары толкают жидкость в направлении к сливу, а отбойники отделяют жидкость от паров, способствуя лучшему массообмену между ними. В результате тарелка отличается минимум в два раза более низким сопротивлением движению жидкости и паров и наиболее высокими, также не менее чем в два раза, показателями по массовой скорости, т. е. производительности, вследствие минимального уноса жидкости парами в результате действия отбойников. Лимитирует возможность еще большего повышения производительности тарелки сравнительно ограниченная пропускная способность переливных устройств тарелок. Указанные тарелки эффективно могут быть использованы в различных процессах и в вакуумных колоннах.

На рис. IX. 73 изображен другой вид перфорации для подобных тарелок, который лучше приспособлен для работы на продуктах, отличающихся большими отложениями в щелях. Более круглые очертания щелей делают подобную перфорацию в условиях коксующихся сред более подходящей по сравнению с перфорацией, имеющей острые углы и показанной на рис. IX. 71.

Описанные типы тарелок позволяют разбирать и собирать их сверху с возможностью проникновения с вышележащих тарелок на нижние, что дает возможность ставить люки на корпус аппаратов также достаточно редко, как и в колоннах с желобчатыми колпачками.

К числу новых видов тарелок первой группы — колпачковых можно отнести клапанные тарелки, появлению которых способство-

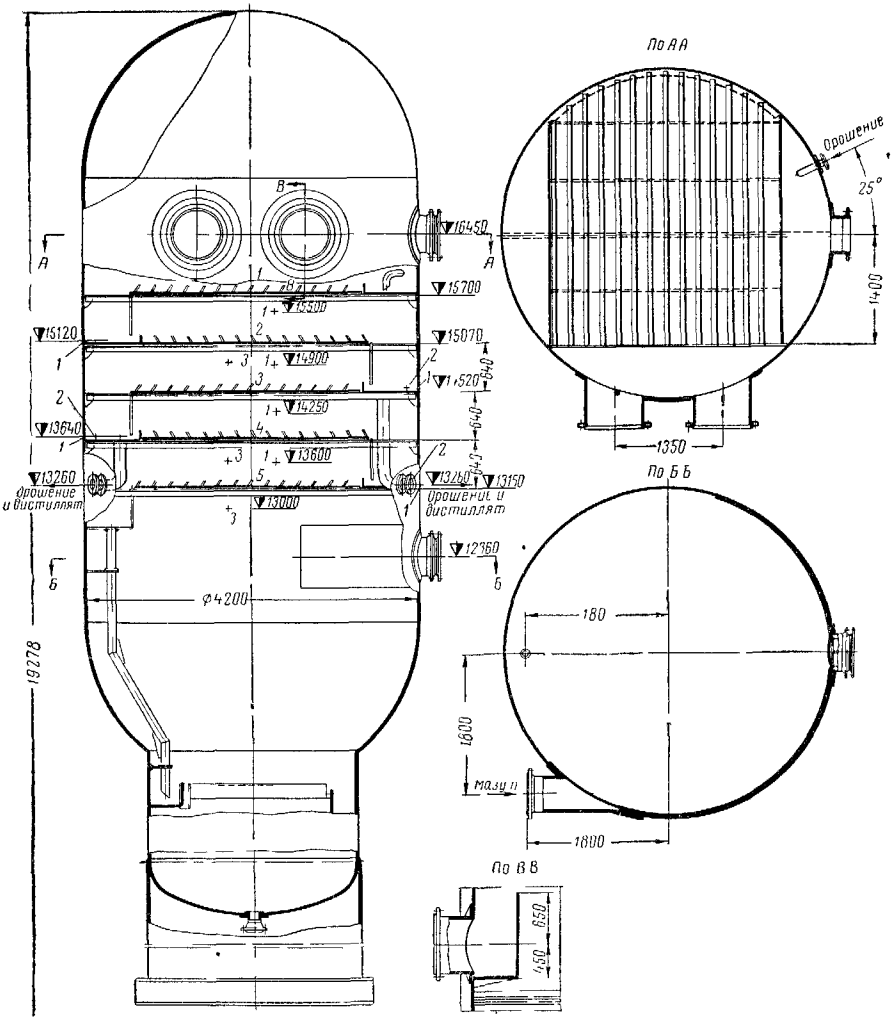


Рис. IX. 70. Опытная вакуумная колонна диаметром 4200 *мм*.

1 — муфты для термопар, *2* — муфты для отбора проб жидкости; *3* — муфта 15 для вакуумметра

вало стремление создать барботажную тарелку, которая могла бы работать в широком диапазоне нагрузок.

Подобных тарелок известно несколько конструкций, одна из них изображена на рис. IX. 74. Такая тарелка оснащена круглыми клапанами, каждый из которых изготовляется из листовой заготовки, представленной на том же рисунке. Заготовка содержит три длин-

ные лапки и три короткие. Отогнутые по пунктирным линиям перпендикулярно к плоскости заготовки три длинные лапки *1* с отведенными перпендикулярно к их плоскости тоже по пунктирным линиям своими концами заводятся в круглое отверстие перфорированного листа тарелки. Три короткие лапки *2* также должны быть отогнуты перпен-

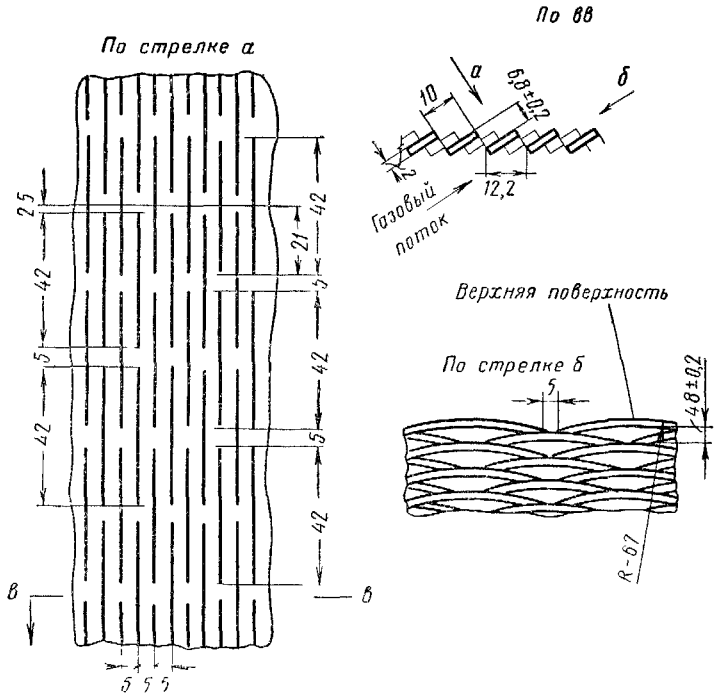


Рис. IX. 71. Тарелка.

дикулярно к плоскости заготовки. У вставленного в отверстие тарелки клапана затем концы длинных лапок отгибают в свое исходное состояние, после чего в двух крайних положениях клапана концы лапок не позволяют снять клапан с тарелки, а концы коротких лапок *2* не дают возможности сесть ему плотно на плоскость тарелки, постоянно обеспечивая наличие минимальной кольцевой щели. Крепление тарелки к корпусу показано таким, которое принято Гипронефтемашем для экспериментальной колонны, на которой можно устанавливать тарелки разных конструкций.

Отличительной особенностью таких тарелок является возможность устойчивой, эффективной и равномерной работы ее в широком диапазоне изменения нагрузок по пару. Достигается это тем, что при повышении паровой нагрузки клапаны приподнимаются больше, кольцевая щель между клапанами и тарелкой увеличивается, скорость паров остается постоянной, обеспечивая хорошее качество ректифи-

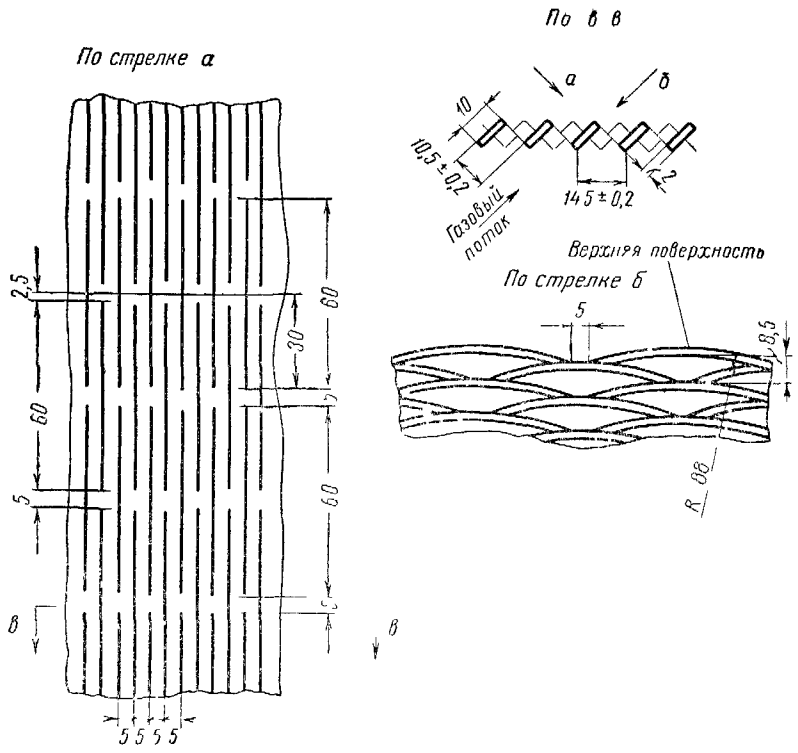


Рис. IX. 72. Отбойник.

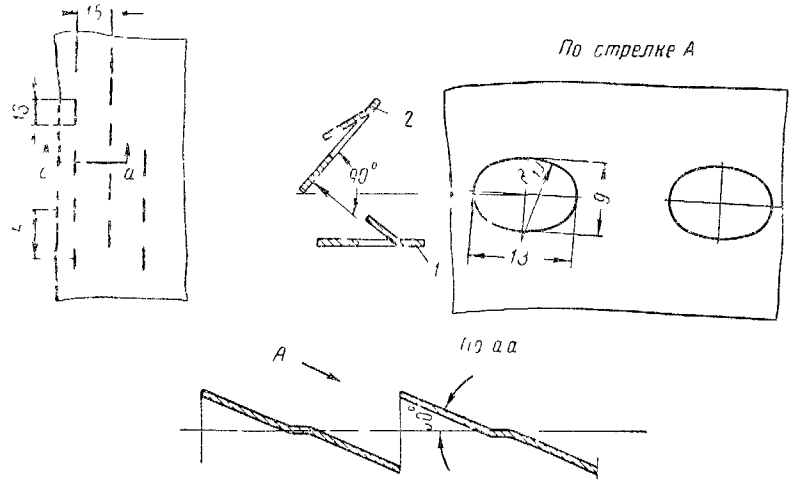


Рис. IX. 73. Живое сечение перфорации в плоскости, перпендикулярной к направлению стрелки A, может находиться в пределах 25%.
1 — тарелка, *2* — отбойник.

кации, а также установкой клапанов различного веса, например двух или трех различных весов. При этом самые легкие клапаны, расположенные ближе к сливу, открываются при 20—30% от расчетной нагрузки по пару, самые тяжелые — при нагрузке 50—70%. Равномерное распределение пара по тарелке достигается также незначительным сопротивлением течению жидкости вдоль тарелки.

Диаметр клапанов около 50 *мм*. Диаметр отверстий в тарелке ~35—40 *мм*; расположены отверстия в шахматном порядке по треугольнику. Шаг между отверстиями 75—150 *мм*. Максимальная высота подъема диска клапана примерно 7—10 *мм*.

Недостатком тарелки является возможность заедания диска клапана при работе на коксующихся продуктах. По литературным данным клапанные тарелки устанавливают в колоннах диаметром до 5,7 *м*. За рубежом в нефтеперерабатывающей и газовой промышленности работают ректификационные колонны с дисковыми клапанами тех или иных конструкций многих установок.

Колонны с тарелками с круглыми колпачками, работающие под внутренним избыточным давлением

В настоящее время на действующих установках работают колонны с широко применяющимися тарелками с круглыми и желобчатыми колпачками.

На рис. IX. 75 схематически показана колонна, тарелка же с круглыми колпачками, выполненная по схеме *а* (рис. IX. 11), дана на рис. IX. 76. Там же показаны также узел с одним из видов крепления в тарелке патрубков или ниппелей и сборка стального круглого колпачка.

Расстояние между тарелками подобной конструкции в колонне должно быть не менее 600 *мм*, так как иначе проникнуть в пространство между тарелками для монтажа колпачков станет невозможным (если сами тарелки не имеют люков). Тарелки из стали Ст. 0, толщиной 8—12 *мм* (при переработке неагрессивных нефтей). При диаметре до 3,4 *м* такие тарелки крепят к корпусу согласно рис. IX. 76 или аналогично. Подобное исполнение тарелок допускает возможность небольшой компенсации температурных деформаций.

Крепление диска тарелок непосредственно к корпусу жесткое, при высоких температурах в периферийном шве возможно возникновение чрезмерных напряжений. При этом более целесообразна конструкция, приведенная на рис. IX. 77, где тарелка свободно опирается на приваренное к корпусу опорное кольцо из полосовой стали. Зазор между тарелкой и корпусом заполнен специальной набивкой. К каждой плоской тарелке снизу приварены ребра жесткости.

Ребра приваривают к тарелке прерывистыми швами, на расстоянии друг от друга ~400—600 *мм*.

В тарелках сверлят отверстия под патрубки (ниппели) и вырезают отверстия под переточные или сливные трубы. Тарелки диаметром

более 2000 *мм* можно изготовлять сварными из двух половин.

Круглые колпачки либо подвешивают на уголках (или полосах) (см. рис. IX. 76), либо крепят непосредственно на ниппеле, упирая их в последний тремя ребрами (рис. IX. 78).

В первом случае установка колпачков является независимой, так как колпачки крепят отдельно от ниппелей группами; причем на одном уголке ставят сразу группу (гирлянду) колпачков. Во втором случае каждый колпачок крепят к своему ниппелю.

Патрубки (ниппели) обычно изготовляют из бесшовных труб наружным диаметром 76 *мм* с толщиной стенки от 3 *мм* и выше. Ниппели ввальцовывают в тарелку. При установке ниппелей надо следить за тем, чтобы верхние их торцы находились в одной горизонтальной плоскости. Это требование должно безусловно выполняться, особенно тогда, когда колпачки крепят непосредственно на самих ниппелях и установку их нельзя регулировать по высоте.

В этом случае неточность в установке ниппелей ведет к неточности установки колпачков, а следовательно, к нарушению равенства гидравлических сопротивлений колпачков, из-за чего в движении паров появляются потоки по линии наименьшего сопротивления с нарушением как следствие нормальной

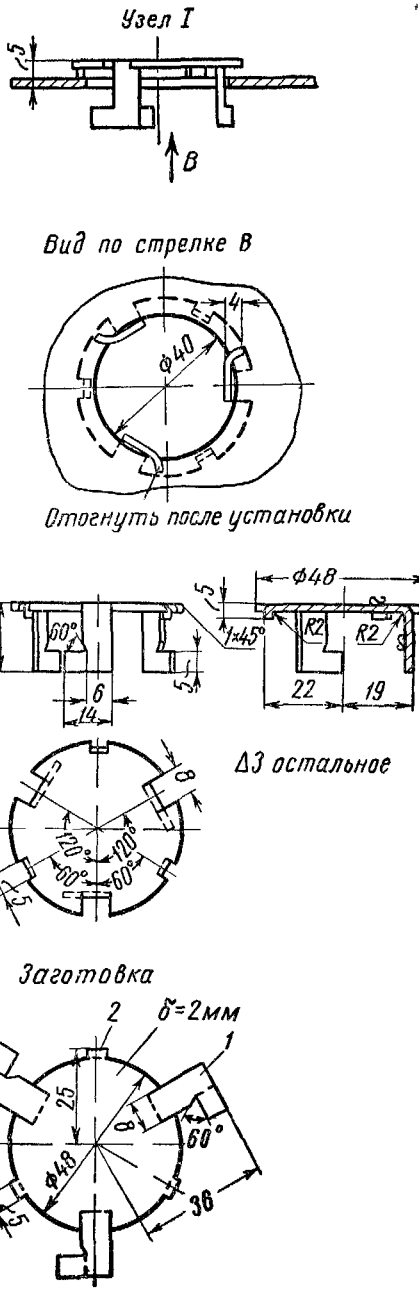
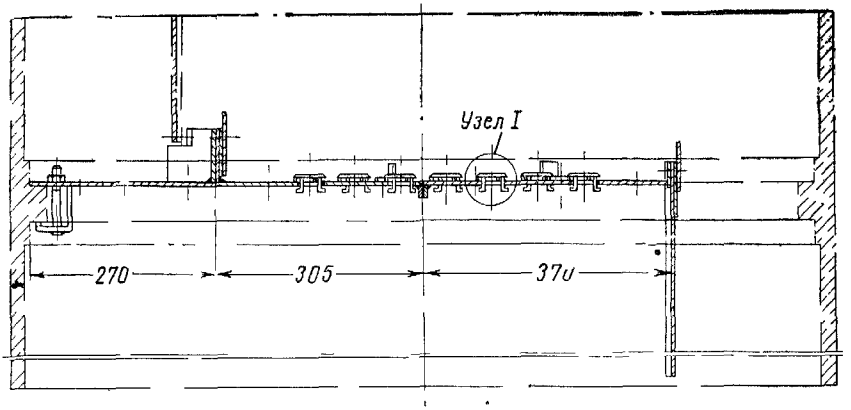
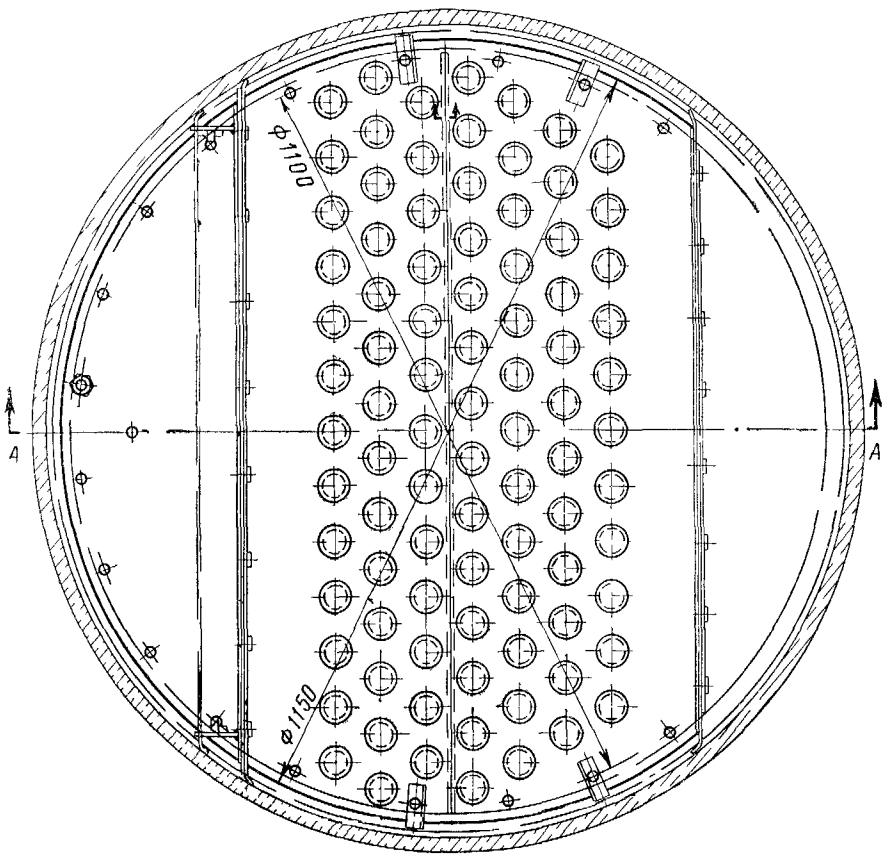


Рис. IX. 74.

По А А





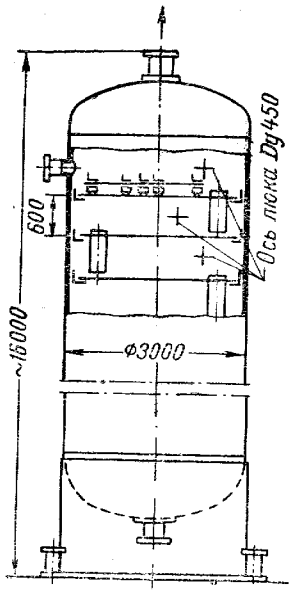


Рис. IX. 75.

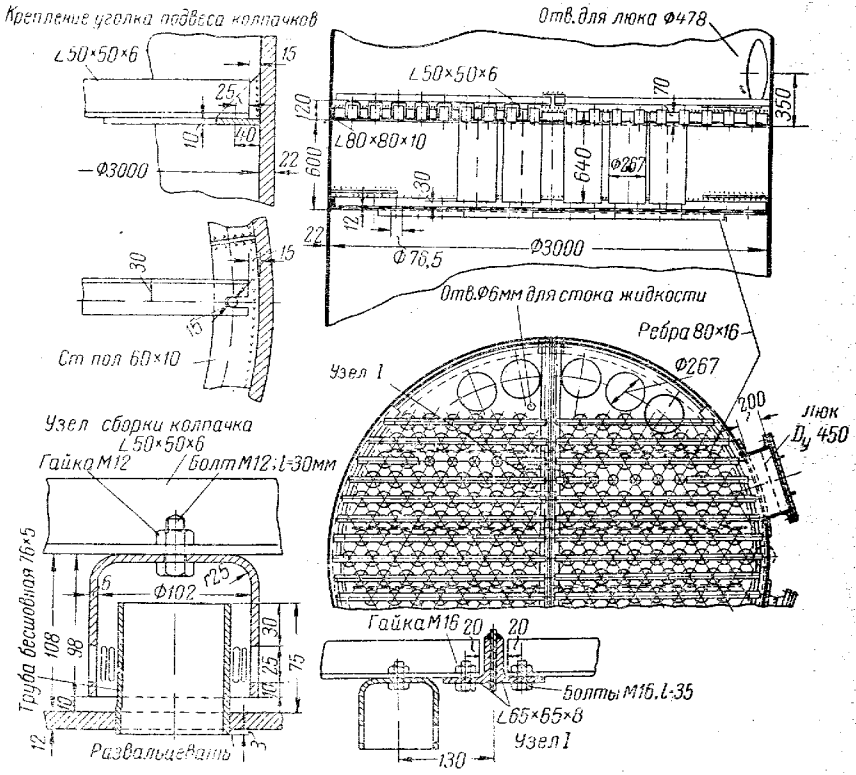


Рис. IX. 76.

работы тарелки. Допустимое в этом случае отклонение при наложении линейки с ватерпасом в высотах ниппелей ± 2 *мм*.

Если применяется групповое, т. е. независимое, крепление колпачков или индивидуальное, регулируемое, то в этих случаях отклонение в высотах ниппелей допускается в пределах $\pm 3 \div 4$ *мм*, так как

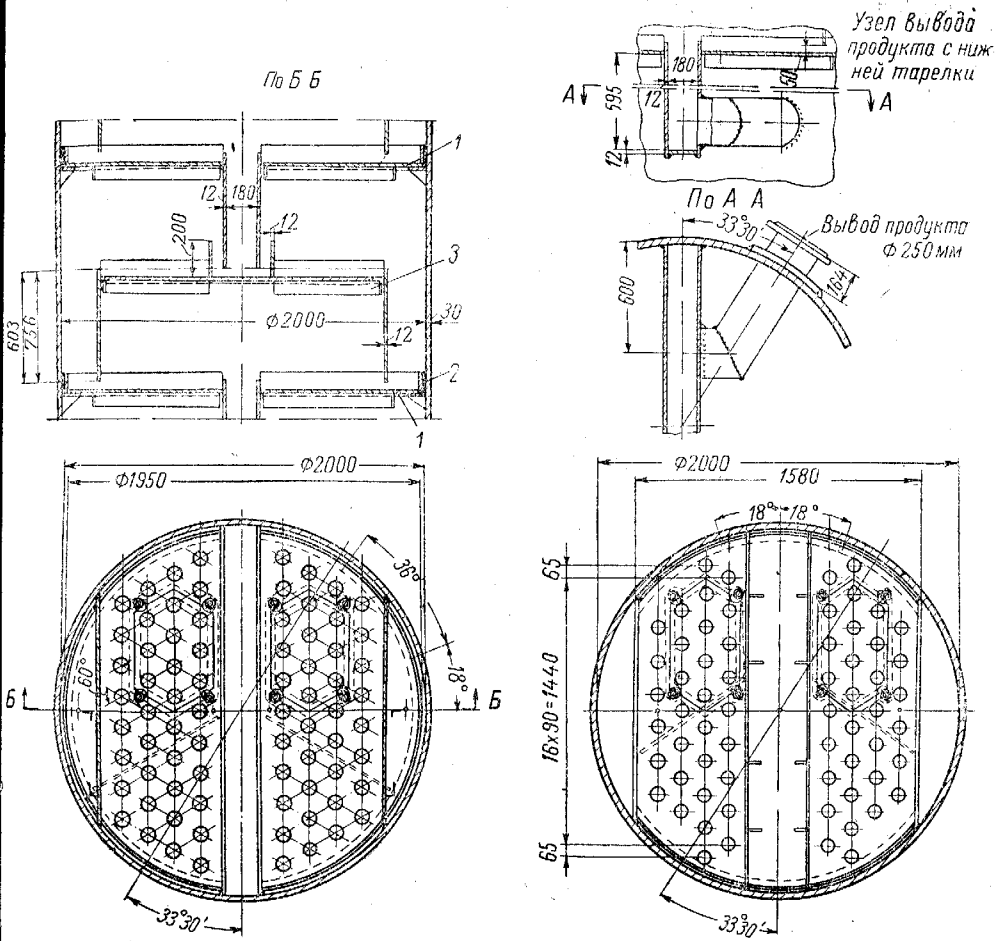


Рис. IX. 77.

1 — нечетная тарелка; *2* — уплотняющее кольцо $d = 12$ *мм*; *3* — четная тарелка.

оно мало сказывается на нормальной работе тарелки. Надо также следить за тем, чтобы расстояние между верхним торцом ниппеля и колпачком обеспечивало свободный проход паров, дабы не создавалось излишних сопротивлений.

Чем лучше раздроблен данный объем паров на мелкие струйки при барботаже, тем лучше идет процесс ректификации. С этой точки

зрения круглые колпачки небольшого диаметра имеют известные преимущества перед колпачками большого диаметра или прямоугольными колпачками, так как периметр барботажных щелей у небольших колпачков в сумме получается относительно большим. Расстояние между круглыми колпачками при ниппелях диаметром 76 *мм* обычно принимают в пределах 145—180 *мм*. При меньшем шаге (145 *мм*) удается осуществлять более совершенное смешение паров с жидкостью; однако при большем количестве колпачков падает скорость в щелях и интенсивность бурления жидкости на тарелке уменьшается. Существует наиболее выгодный шаг между колпач-

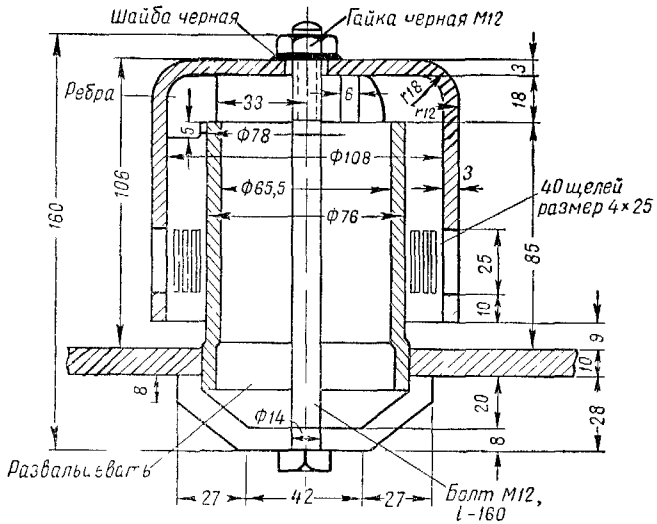


Рис. IX. 78.

ками, который лучше всего может быть определен, конечно, опытным путем. Считается, что наиболее рациональным при ниппелях диаметром 76 × 4 *мм* является расстояние между колпачками, равное ~150 *мм*, т. е. $t \sim 2d$.

Базой для определения правильности положения щелей в колпачке должна служить горизонтальная плоскость, проведенная через донышко колпачка с соблюдением в размерах допусков. Чугунные колпачки должны быть очищены пескоструйным аппаратом до получения чистой поверхности снаружи, изнутри и в щелях.

Так как при остановке на ремонт или осмотрах колонн желательно перед пропариванием освобождать аппараты от излишней жидкости, то на каждой тарелке делается спускное отверстие (обычно диаметром 8 *мм*) для полного слива.

Отверстия в тарелках для полного спуска жидкости следует делать в непосредственной близости от сливных труб.

Тарелки с круглыми штампованными колпачками из легированной стали можно изготовлять аналогично конструкции, показанной на рис. IX. 79 и IX. 80.

Из этих рисунков видно, что листы тарелок уплотнены по опорному периметру асбестовой лентой. Поскольку эта лента недостаточно стойка в высоко нагретом бензине, то выбирать прокладочный материал следует в зависимости от среды и условий ее обработки.

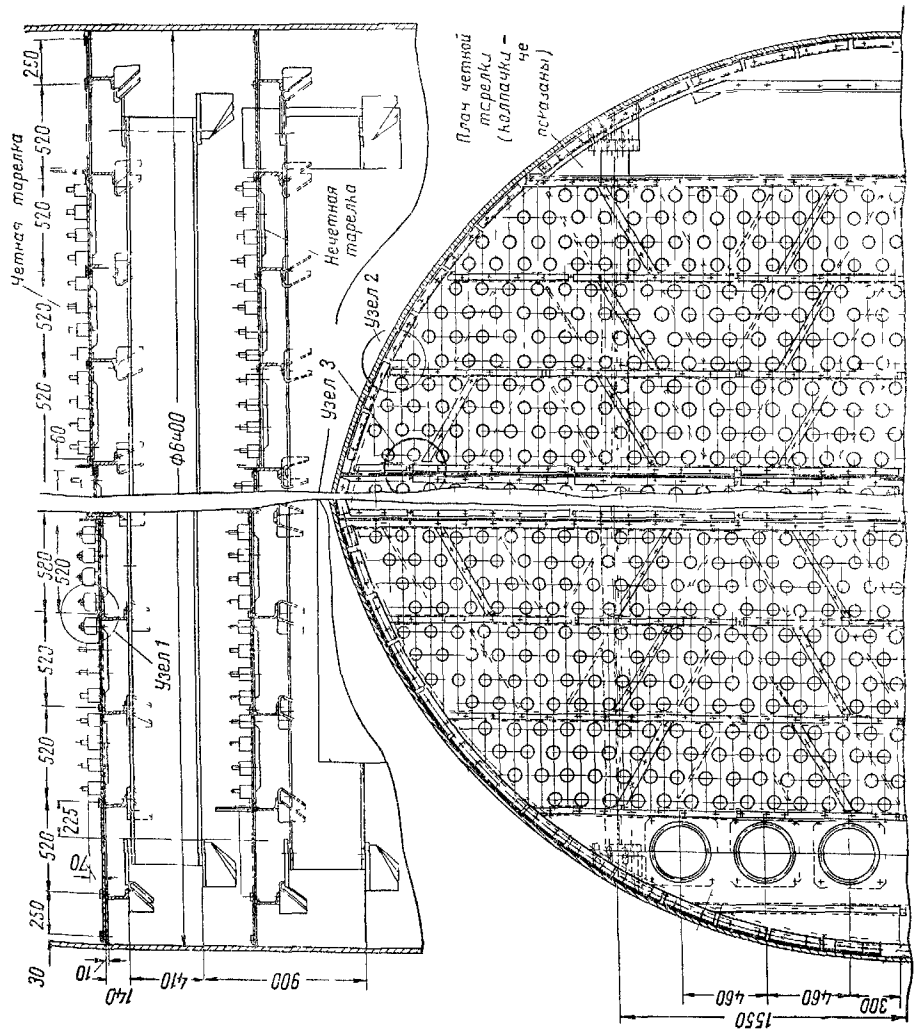


Рис. IX. 79.

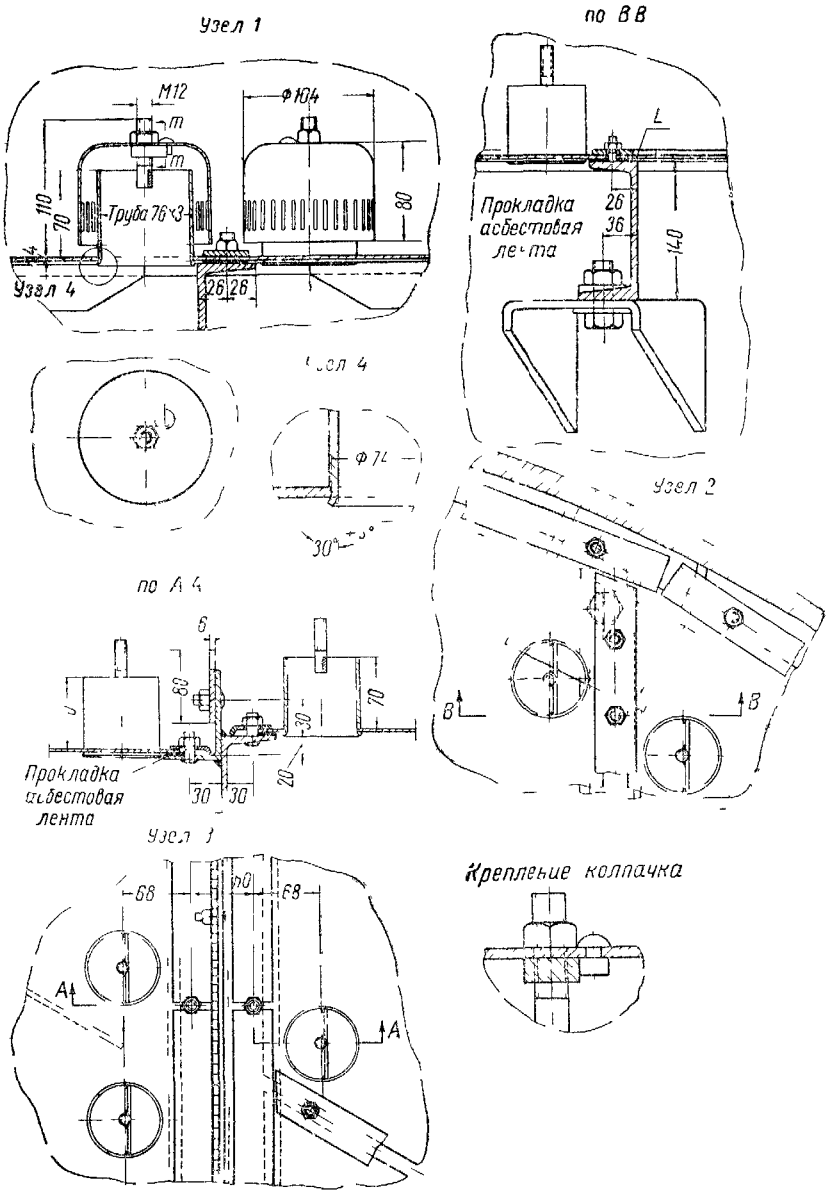

Узел 1
M12
m
m
Ф104
110
70
Труба 76×3
80
Узел 4
26
26
по В В
L
Прокладка асбестовая лента
26
36
140
Узел 4
Ф74
30°
Узел 2
по А 4
6
80
70
30
20
30
30
Прокладка асбестовая лента
Узел 1
68
Ф0
68
А
А
Крепление колпачка

Рис IX. 80.

Колонны с желобчатыми колпачками

Общий вид атмосферной колонны с желобчатыми колпачками диаметром 3200 *мм*, высотой 23 492 *мм* представлен на рис. IX. 81.

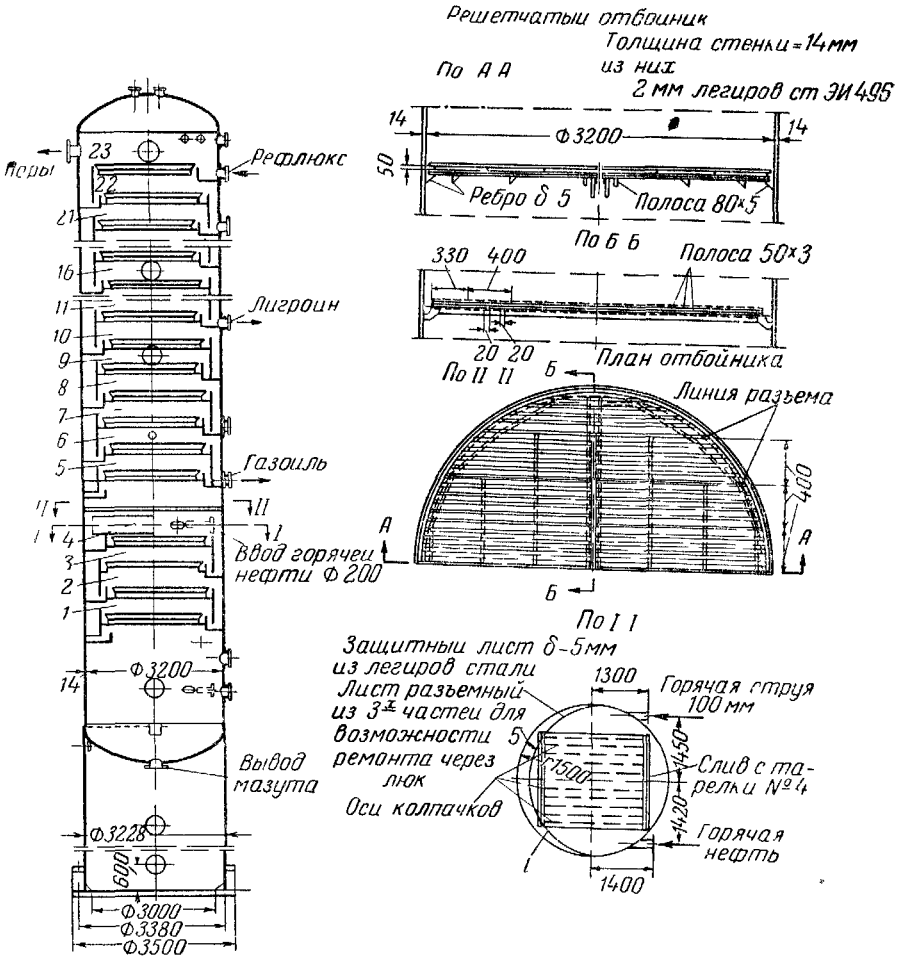


Рис. IX. 81.

Колонна имеет двадцать три тарелки, из которых четыре располагаются в нижней, отпаривающей (отгонной), части колонны, ниже ввода горячей нефти, а девятнадцать — в верхней, концентрационной, части. Ввод горячего продукта (см. разрез I—I) предусмотрен через два тангенциальных штуцера. При помощи отбойных пластин горячий продукт получает круговое направление, что создает условия для свободного испарения на большой площади. Отбойные

пластины l предохраняют также стенки корпуса от износа. Испарившийся продукт поднимается через решетчатый (пластинчатый) отбойник (см. разрез II—II), где отделяются увлеченные с парами капли более тяжелого продукта, и затем проходит через тарелки

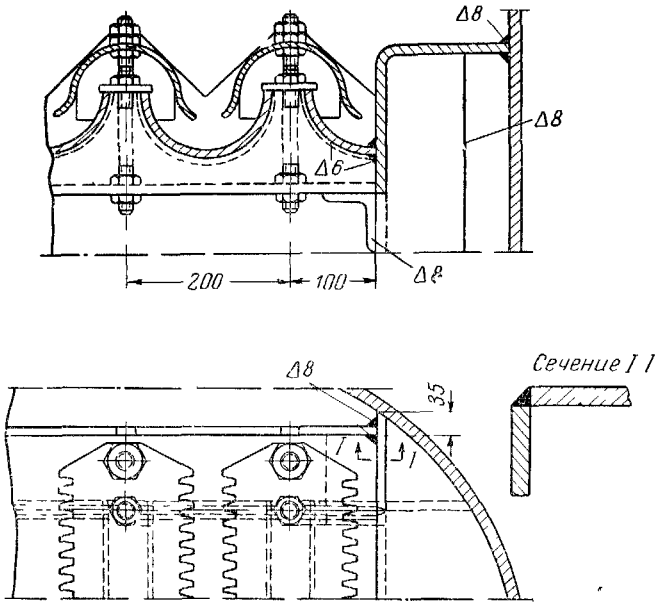


Рис. IX. 82.

концентрационной части. Неиспарившийся продукт сливается на тарелки отгонной части. Общий вид, основные размеры тарелок и перечень деталей даны на рис. IX. 4, IX. 5 и IX. 82 и в табл. IX. 11 и IX. 12.

Таблица IX. 11

Тарелки желобчатого типа по нормали Н439-58

(размеры даны в *мм*) рис. IV. 4

Наименование	Размеры тарелок диаметром, *мм*												
	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200	2400	2600	2800	3000	3200	3400
a	235	187	245	305	265	320	380	440	397	455	515	472	530
b	800	800	1000	1200	1200	1400	1600	1800	1800	2000	2200	2200	2400
c	620	915	1000	1080	1360	1450	1530	1610	1895	1980	2060	2345	2430
d	100	200	200	200	300	300	300	300	400	400	400	500	500

Тарелки желобчатого типа нормализованы для аппаратов диаметрами от 1000 до 3400 *мм*. Колонны с этими тарелками диаметром менее 1000 *мм* не изготовляют из-за трудностей монтажа.

Таблица IX. 12

Вес желобчатых тарелок

Диаметр аппарата D, *мм*	Вес одной тарелки, *кг*	
	из углеродистой стали Ст. 3	из легированной стали ОХ13 и крепеж — IX13
1000	136,7	72,6
1200	151,6	94,1
1400	224,5	119,0
1600	277,3	145,7
1800	342,3	170,0
2000	418,5	218,0
2200	538,6	254,9
2400	614,2	294,0
2600	749,0	334,6
2800	849,9	380,5
3000	954,3	429,8
3200	1097,2	513,0
3400	1211,6	569,4

Колпачки и желоба на тарелке располагают в центральной ее части, на площади прямоугольника. Чем больше периметр колпачков, тем лучше условия для работы тарелки. Поэтому следует так выбирать размеры этого прямоугольника, чтобы площадь последнего получилась наибольшей, т. е. стремилась к площади квадрата, вписанного в окружность.

Тарелка работает следующим образом.

Жидкий продукт с вышележащей тарелки стекает в сегментный карман, заполняя его, и через впадины зубчатой стенки (см. рис. IX. 5) распределяется по желобам тарелки. Каждая впадина в зубчатой стенке сегмента размещена против желоба тарелки (см. рис. IX. 82). Высота уровня жидкости на тарелке определяется уравнительной планкой (гребенкой), положение которой по вертикали можно регулировать. Затем продукт сливается через уравнительную планку и сливную перегородку в сегментный карман нижележащей тарелки и т. д.

Пары из пространства под тарелкой проходят в зазоры между желобами и барботируют через погруженные в жидкость зубцы колпачка.

Погружение колпачков можно регулировать гайками на шпильке. Желоб свободно ложится в полукольцевые гнезда опорного уголка.

Уплотнение в гнездах достигается при помощи асбестового шнура, закладываемого в пазы гнезд (см. рис. IX. 82). Желоб ложится на шнур и сверху прижимается прямоугольной шайбой и шпилькой.

Шпильку ставят в соответствующие пазы опорного уголка и приваривают к нему.

Особенностью тарелки этого типа является то, что конструкция центральной колпачковой части разъемная, так что колпачки и желоба можно в любой момент вынуть из колонны. Благодаря такому устройству тарелки люковые отверстия для монтажа и периодиче-

ского осмотра колонны можно делать не у каждой тарелки, как это обычно бывает при жестких конструкциях тарелок, а для группы их, т. е. для каждых 4—7 тарелок. При этом расстояния между люками желательны не более 3—6 *мм*. Таким образом, повышается герметичность аппарата, что приобретает особенное значение в вакуумных колоннах, где необходимо получать глубокий вакуум, а также и в колоннах высокого давления.

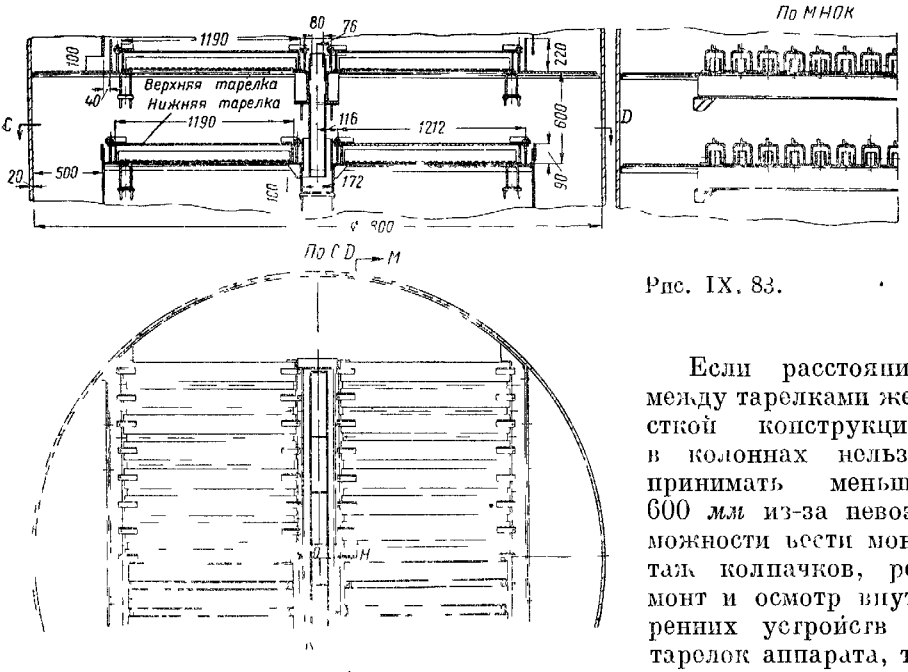


Рис. IX. 83.

Если расстояние между тарелками жесткой конструкции в колоннах нельзя принимать меньше 600 *мм* из-за невозможности вести монтаж колпачков, ремонт и осмотр внутренних устройств и тарелок аппарата, то между тарелками желобчатого типа расстояние можно принимать равным 450 *мм*, если нет опасения уноса жидкости на вышележащую тарелку. Монтируют каждую тарелку через свободное колпачковое пространство вышележащей тарелки. Расстояние между тарелками в месте установки люков $\geqslant$ 600 *мм*.

В колоннах с неразъемными тарелками сварочные работы приходится вести в узком пространстве между тарелками, в неудобном положении и в тяжелой атмосфере сварочных газов.

В колоннах же с тарелками со съемными колпачками и желобами необходимо приваривать только боковые детали, что делает условия выполнения сварочных работ значительно более удобными.

У желобчатой тарелки имеется возможность смены наиболее быстро подвергающихся коррозии деталей — желобов и колпачков.

Вместе с тем вес этой тарелки несколько больше веса тарелок с круглыми колпачками.

На рис. IX. 83 приведена конструкция желобчатой разборной тарелки со стальными штампованными желобами и колпачками пря-

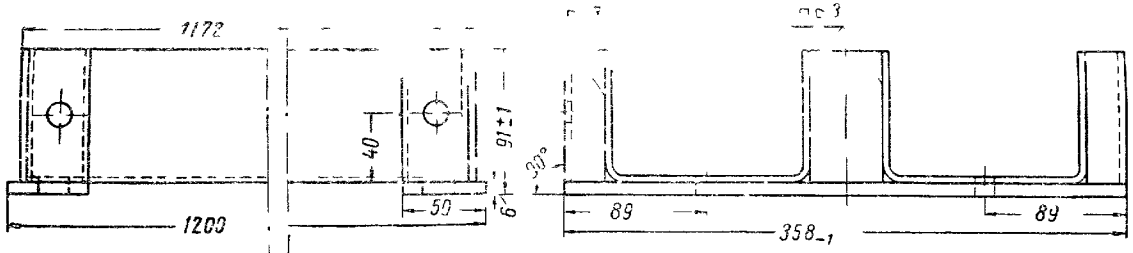
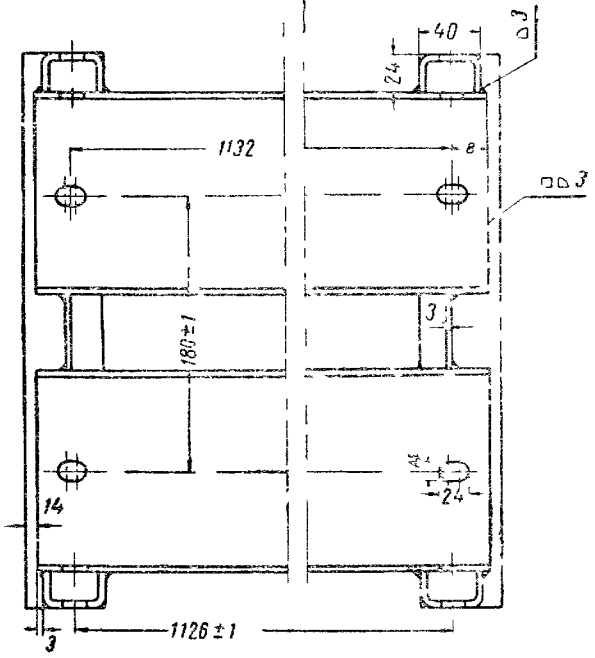


Рис. IX. 84.



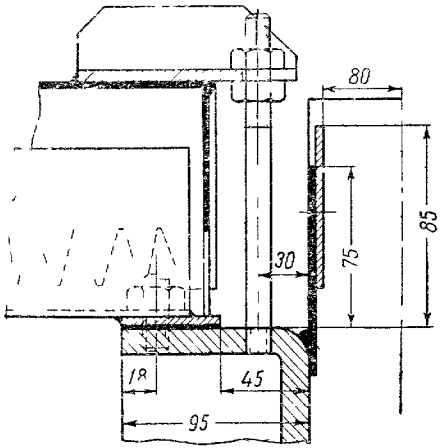


Рис. IX. 85.

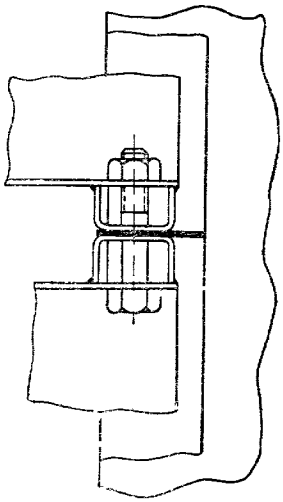


Рис. IX. 86.

моугольной формы. Движение жидкости на тарелке осуществляется по схеме *д* (см. рис. IX. 11).

Основание (каркас тарелки) состоит из четырех балок, крепящихся к приваренным к стенке корпуса опорным столикам.

Тарелка закрыта глухими сегментами, а в центральной ее части монтируются колпачки и желоба.

Каждые два желоба сваривают в секцию (рис. IX. 84). Изготовленные таким образом секции устанавливают на основание и крепят болтами на прокладке (рис. IX. 85 и IX. 83). Секции собирают между собой, как изображено на рис. IX. 86. К колпачку приварены

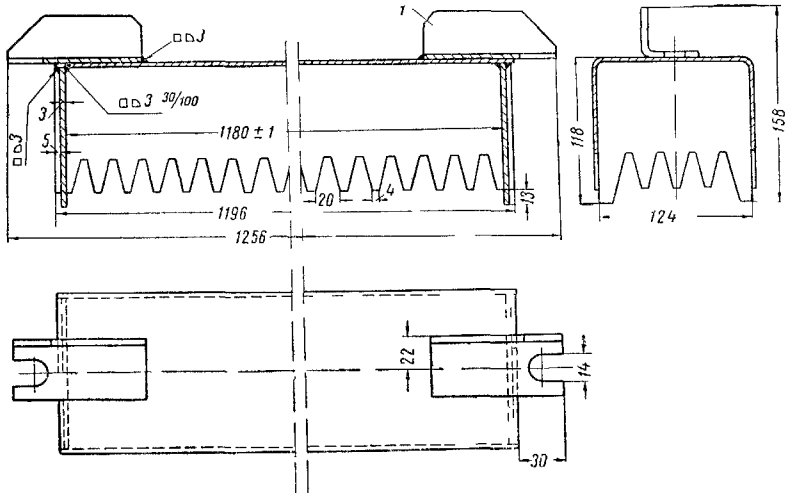


Рис IX. 87.

лапки *1* (рис. IX. 87), при помощи которых его крепят на шпильках к основанию тарелки. Положение колпачков по высоте можно отрегулировать при помощи двух гаек (см. рис. IX. 85).

Колпачки и желоба изготовляют минимальной толщины, что особенно важно при выполнении тарелок из легированной стали. Достигается это в результате применения желобов и колпачков П-образного тонкостенного профиля, форма которого вместе с тем обеспечивает и достаточную жесткость этих деталей. Желоба и колпачки этой тарелки изготовляют в одном штампе.

Вес тарелки приведенной конструкции меньше веса тарелки с желобами и колпачками полукруглой формы. При такой конструкции тарелок несколько лучше также протекает и процесс ректификации.

Тарелки под насадку из керамических колец

Насадочные ректификационные колонны делают в настоящее время сравнительно редко.

В ректификационных колпачковых колоннах иногда делают

в верхней части или над вводом сырья одну тарелку, играющую роль отбойной, с насадкой из керамических колец.

Тарелка диаметром 3776 *мм*, выполненная из стали 1Х18Н9Т, показана на рис. IX. 88, а узлы к этому рисунку — на рис. IX. 89.

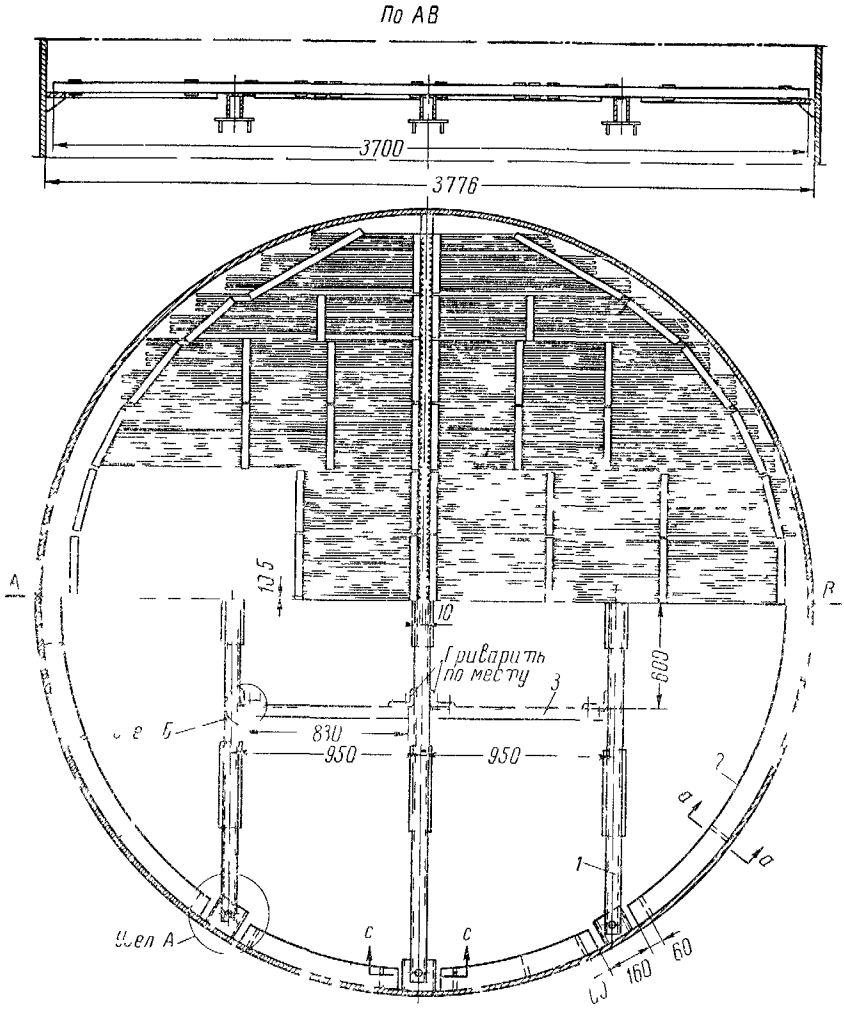


Рис IX. 88

Тарелка колосникового типа опирается на металлический каркас, состоящий из опорного кольца *2* (см. сечение по *аа*), приваренного к корпусу колонны, трех главных балок *1*, опирающихся на приваренные к корпусу столики (см. разрез по *сс* и узел *А* рис. IX. 89), и четырех второстепенных балок *3*, крепящихся болтами к лапам, приваренным к главным балкам (см. вид по стрелке *К* и узел *Б*).

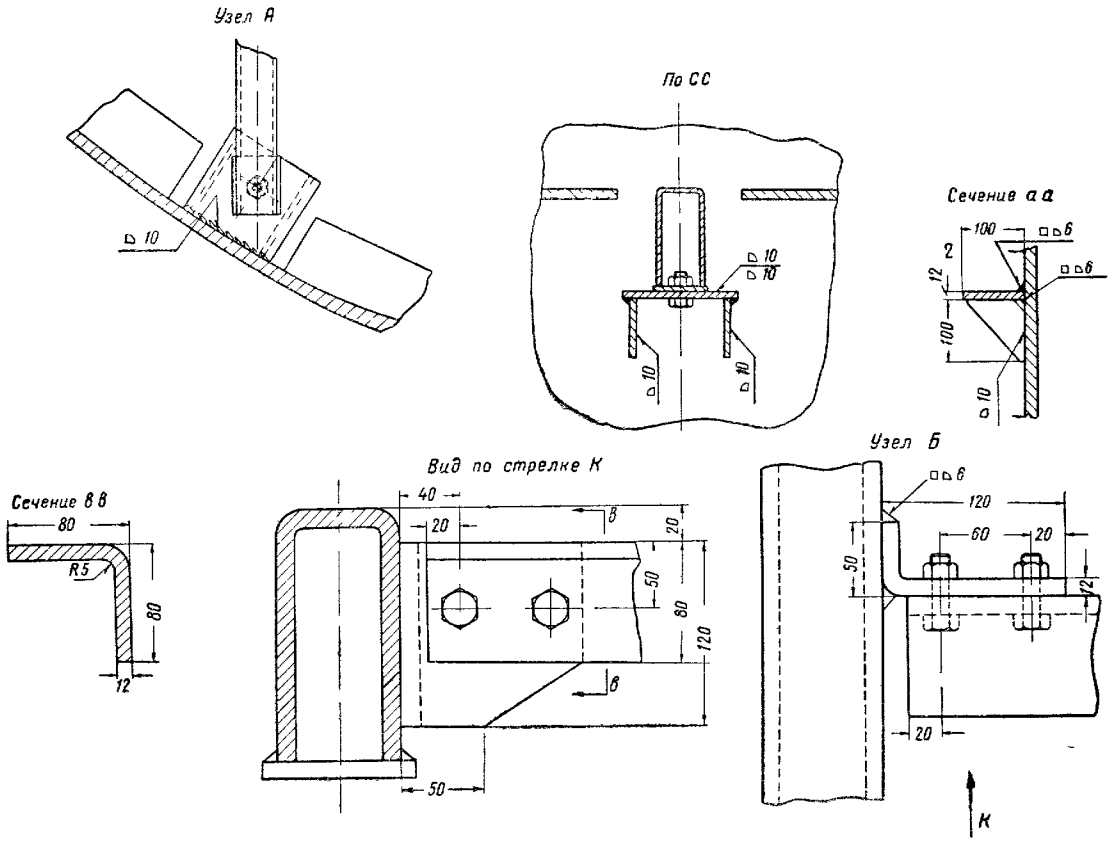

Узел А
△ 10
По СС
△ 10
△ 10
△ 10
△ 10
Сечение а а
100
▷ б
2
12
▷ б
100
△ 10
Узел Б
▷ б
120
60
20
50
12
20
К
Вид по стрелке К
40
20
20
В
50
80
120
В
50
Сечение в в
80
R5
80
12

Рис. IX. 89.

На каркасе смонтирована тарелка, состоящая из отдельных, свободно лежащих секций. Каждая секция состоит из стальных полос, поставленных на ребро (одна из таких секций показана на рис. IX. 90). В этом положении полосы удерживаются планками, приваренными к полосам сверху и снизу (см. разрез по *AB* на рис. IX. 90).

Таким образом, получается жесткая секция, которую можно отдельно транспортировать на площадку и там смонтировать в колонне. Каждая из секций должна пройти в люк.

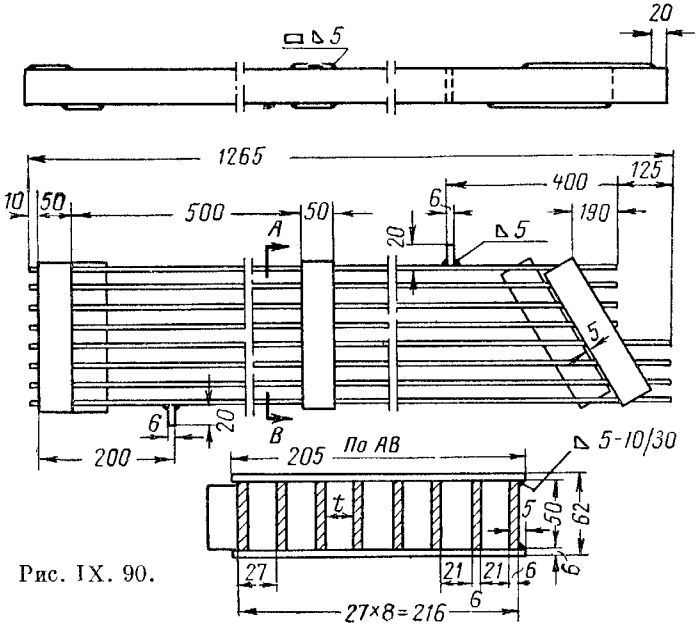


Рис. IX. 90.

Расстояние между полосами t должно быть меньше диаметра и высоты керамического кольца по крайней мере на 25%, чтобы гарантировать невозможность просыпания колец через колосники. Каждую секцию следует стремиться сделать из ребер одной длины или в крайнем случае двух длин (см. рис. IX. 90). Балки каркаса должны быть рассчитаны на нагрузку от собственного веса, веса тарелки и слоя насадки. Секции рассчитывают на прочность на изгиб от собственного веса и веса насадки. Для расчета выбирают центральную секцию с ребрами наибольшей длины.

Ректификационные вакуумные колонны

Вакуумные колонны работают при глубоком вакууме (~720 *мм рт. ст.*), температурах до 425° С и отличаются большими размерами — диаметром до 12 *м* при высоте 15—30 *м*. Вакуумные колонны,

изоляции. Опорная часть изготовлена из углеродистой стали Ст. 3 обыкновенного качества и принята высотой около 7 *м*, имея в виду необходимость обеспечения надлежащего подпора остатка (гудрона) при откачке последнего из колонны.

Сырье вводят в колонну через тангенциальный штуцер на отметке 12 800 *мм*. В этом месте корпус колонны защищен предохранительной пластиной из стали 0Х13.

Над вводом расположены два пластинчатых отбойника, опирающихся на специальные штампованные балочки коробчатого профиля и на опорное кольцо, приваренное к корпусу колонны. Следует обратить внимание на то, что указанные балочки не приварены непосредственно к корпусу, а крепятся на приваренных к стенке корпуса опорных столиках болтами через овальные отверстия (разрез по *жз*), что позволяет избежать температурных напряжений вследствие возможной разности температур корпуса и балочек. В нижней, отпаривающей, части установлены четыре тарелки для отгона при помощи водяного пара более легких фракций из тяжелого остатка. Тарелки выполнены из легированной стали 0Х13 и детали их по своей конструкции и размерам соответствуют нормалям на тарелки желобчатой формы из углеродистой стали, за исключением толщины стенок, которая уменьшена до 3 *мм*. Опорный уголок с гнездами под желоба выполнен штамповкой также из листовой стали толщиной 3 *мм* с приваркой с обеих сторон вертикальной полки — полос толщиной 3 *мм* с целью создания большей жесткости и образования канавки для закладки асбестового шнура в местах гнезд под желоба.

В разрезе *ДЕ* (см. рис. IX. 91) показаны паровой маточник и конструкция его крепления к корпусу колонны. Маточник состоит из центрального коллектора диаметром 168 × 5 *мм* с вваренными в него муфтами, в которых закрепляются на резьбе боковые перфорированные трубы диаметром 48 × 4 с заглушенными концами. Резьбовое соединение этих труб позволяет во время ремонта их чистить, а в случае надобности и заменять.

На рис. IX. 92 и IX. 93 показан общий вид вакуумной колонны диаметром 6400 *мм*, высотой 23 070 *мм* для переработки слабокоррозионного сырья. Тарелки в середине концентрационной части колонны условно не показаны. Остаточное давление в колонне 40 *мм рт. ст.* Температура в низу аппарата 420° С, в верху аппарата 60° С. Общий вес колонны около 200 *т*. Корпус колонны выполнен из углеродистой листовой стали Ст. 3 толщиной 20 *мм* и укреплен наружными сварными кольцами двутаврового сечения, являющимися одновременно и опорными кольцами для изоляции. Днища корпуса — полушаровые. Сырье вводится через тангенциальный штуцер диаметром 400 *мм* на отметке 3000 *мм*, имея в виду, что за ±0,0 принят стык корпуса с нижним полушаровым днищем.

В кольцевом эвапорационном свободном пространстве происходит интенсивное испарение сырья, пары которого через секционный отбойник, показанный на рис. IX. 94, поднимаются вверх — в концентрационную часть колонны.

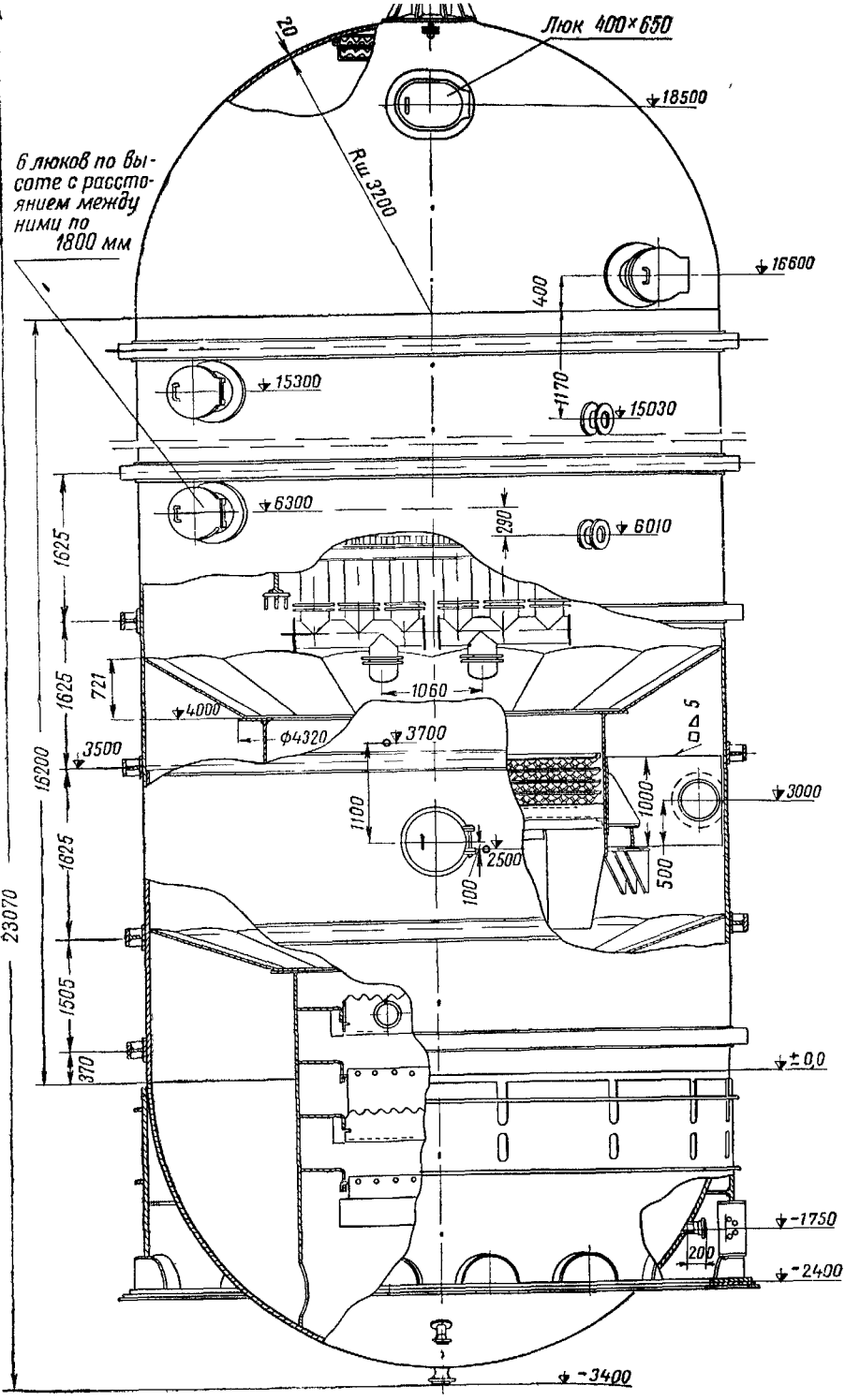

20
Люк 400×650
18500
6 люков по высоте с расстоянием между ними по 1800 мм
Rш 3200
16600
400
1170
15300
15030
6300
290
6010
1625
1625
721
1060
4000
ф4320
3700
3500
16200
1100
2500
100
1000
500
3000
1625
23070
1505
370
±0,0
-1750
200
-2400
-3400

Рис. IX. 92.

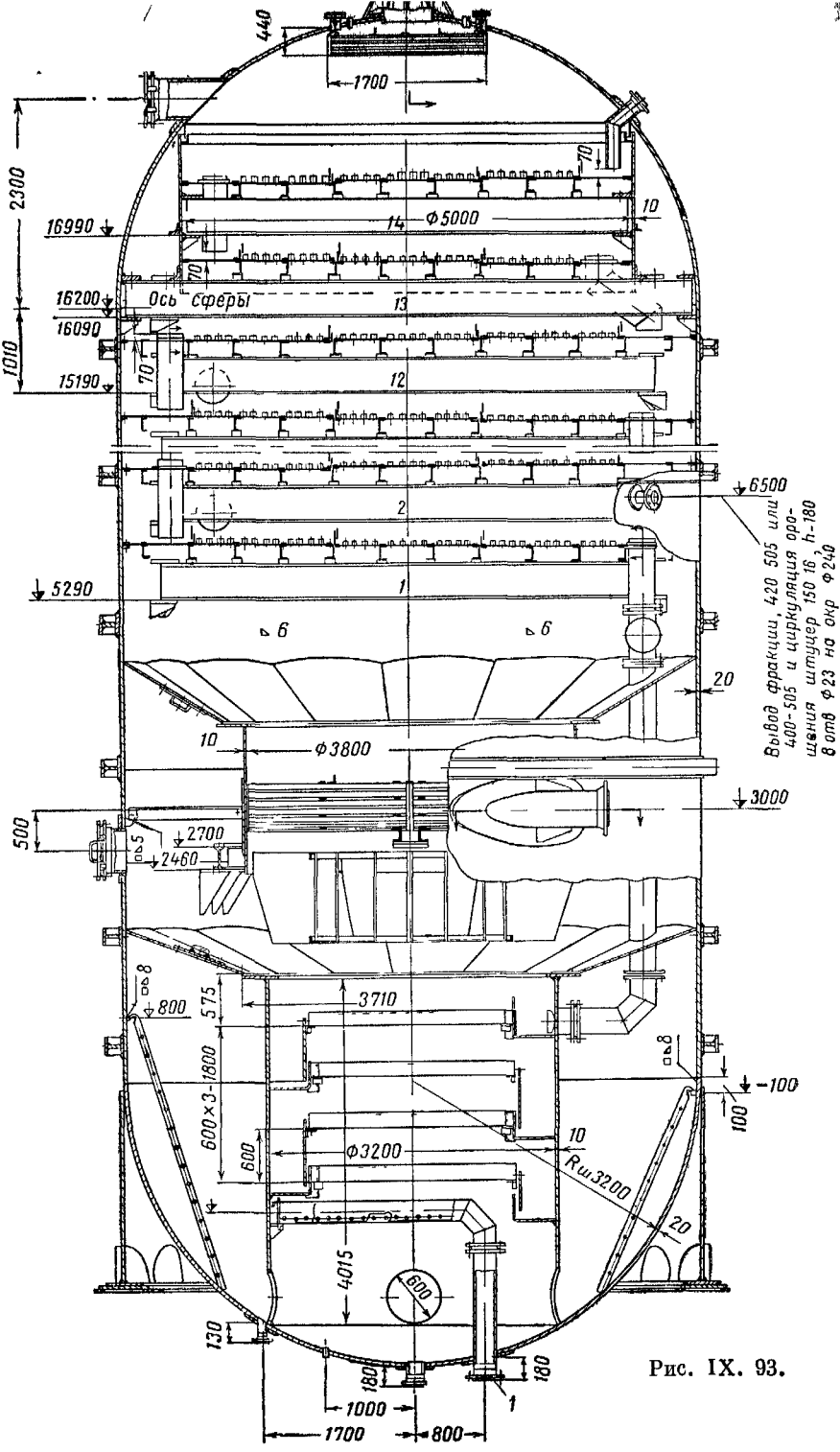

440
1700
2300
1010
16990
16200
16090
15190
70
10
14
ф5000
Ось сферы
13
12
2
1
6500
5290
Вывод фракции, 420-505 или 400-505 и циркуляция орошения штуцер 150-16, h-180 8 отв ф23 на окр ф240
6
20
10
ф3800
3000
500
2700
2460
5
8
800
575
3710
600×3=1800
600
ф3200
Rш3200
-100
100
4015
600
130
180
1000
1700
800
1

Рис. IX. 93.

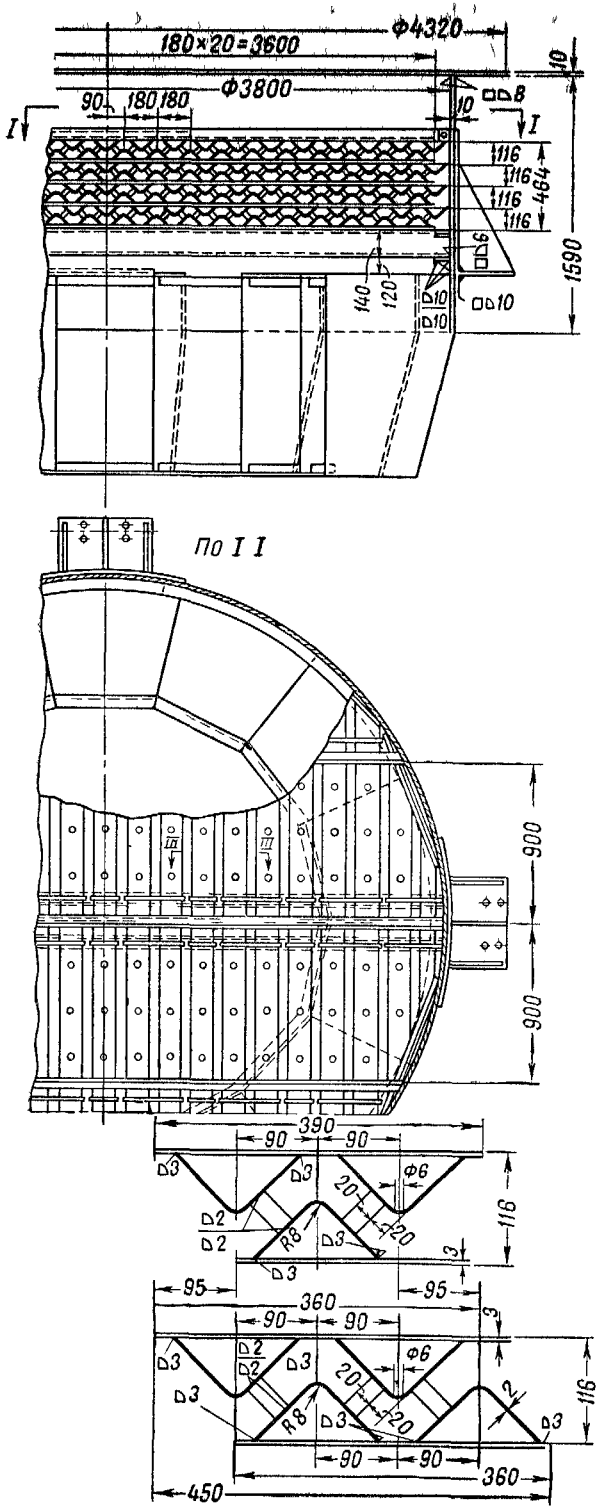
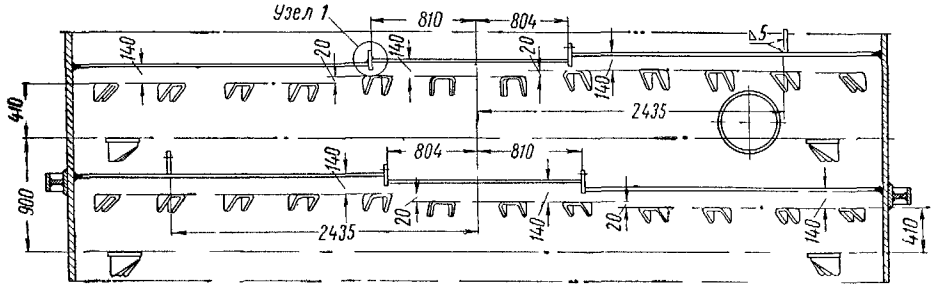

Ф4320
180×20=3600
Ф3800
10
90
180
180
I
I
10
В
116
116
116
116
464
1590
9
140
120
10
10
10
По I I
900
900
390
90
90
3
Ф6
20
20
116
2
R8
95
95
360
90
90
360
90
90
450

Рис. IX. 94.

Отбойник составлен из отдельных секций, которые выполнены из штампованных уголков толщиной 2 *мм*, соединенных между собой распорными планками и накладками.

Более тяжелая часть сырья отпаривается на нижних четырех тарелках с помощью водяного перегретого пара, который вводится через штуцер *1* (рис. IX. 93), вваренный в нижнее днище. В концентрационной части расположено двенадцать тарелок диаметром 6400 *мм* и две тарелки диаметром 5000 *мм* (см. рис. IX. 93). Общий вид части тарелки диаметром 6400 *мм* показан на рис. IX. 79 и



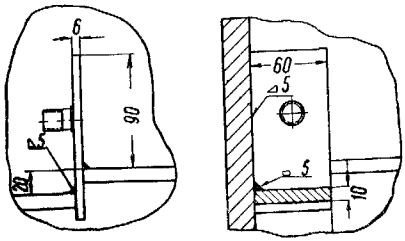


Рис. IX. 95.

IX. 80. Тарелка опирается на металлический каркас, а по своему периметру на опорное ступенчатое кольцо 60 × 60, приваренное к корпусу (рис. IX. 95).

Металлический каркас состоит из двух главных двутавровых балок № 40 *I* и *II* (рис. IX. 96), крепящихся на болтах к опорным, приваренным к корпусу столикам, и двенадцати второстепенных поперечных балок *1—12* из швеллеров № 14.

Поперечные балки в средней части поддерживаются главными балками, а по концам, так же как и главные балки, они опираются на приваренные к корпусу столики, к которым крепятся на болтах. Поперечные балки расположены тремя уступами.

Движение жидкости на тарелке осуществляется по схеме *г* рис. IX. 11 и дано схематично на рис. IX. 97, из которого видно, что жидкость сливается с верхней тарелки по переточным трубам *d*, которые погружены нижним своим концом в слои жидкости, находящейся в отсеке *1* тарелки.

Уровни жидкости в отсеках *1*, *2* и *3* определяются высотой перегородок *a*, *b*, и *c*, а в отсеке *4* высотой выступающей части сливных труб, а также соответствующей высотой подпора h_1 жидкости при перетоке через перегородки и сливные трубы.

Установка поперечных перегородок *a* и *b* в данном случае, при больших размерах тарелки, целесообразна, так как позволяет уменьшить в три раза разность уровней на тарелке, наблюдаемую вследствие гидравлического уклона, по сравнению с разностью уровней при отсутствии перегородок, а также понизить неблагоприятное влияние прогиба опорных балок под тарелку.

Таким образом, при одинаковом гидравлическом затворе у всех колпачков достигается равномерный барботаж по всей площади тарелки.

Расчет каркаса заключается в определении прочных размеров поперечных балок, нагруженных равномерно распределенной нагрузкой от собственного веса балки, веса соответствующей части тарелки с колпачками и веса жидкости, и в расчете главных балок (на действие сосредоточенных нагрузок). Балки выбирают одного профиля, поэтому рассчитывают

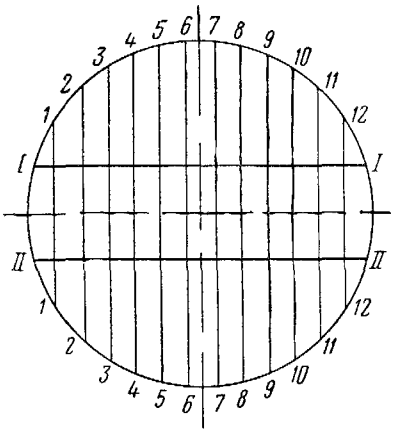


Рис. IX. 96.

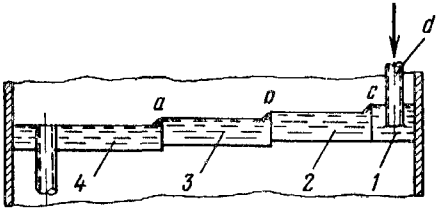


Рис. IX. 97.

обычно одну из поперечных балок с наибольшим пролетом, расположенных в центре колонны. Эту балку считают как многоопорную при равномерном загружении. При расчете необходимо принимать во внимание температурные условия, а также влияние коррозии. Следует определять прогибы балок.

Прогибы во всяком случае не должны превышать 1/2000 пролета, учитывая, что при недостаточной жесткости балок гидравлические затворы у колпачков, расположенных ближе к центру, больше, чем у периферии, что может привести к нарушению равномерности барботажа.

Тарелка сделана из отдельных секций листовой углеродистой стали толщиной 4 *мм* и шириной ~500 *мм*.

Секция тарелки по своим длинным сторонам опирается на поперечные балки каркаса. Стык секций по длинным сторонам показан в узле *1* рис. IX. 80. По коротким сторонам стык секций показан на рис. IX. 98, *а*.

Секция тарелки по периметру ложится на прокладку из паронитовой ленты, а сверху прижимается через накладку толщиной 5 *мм*

приварными шпильками диаметром 12 *мм* к уголкам или швеллерным балкам каркаса. Расстояние между шпильками — 150 *мм*. По окружности секции опираются на кольцо, как указано на рис. IX. 98, *б*.

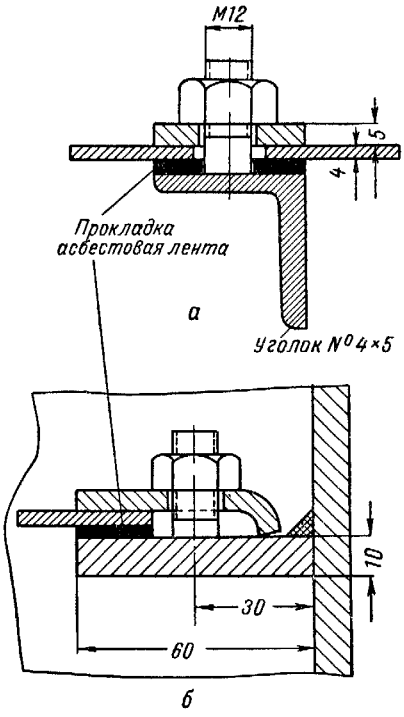


Рис. IX. 98.

Таким образом, тарелка достаточно герметична и вместе с тем имеет возможность свободного теплового расширения. В случае необходимости легко сменять секции. Ниппели сделаны из бесшовных стальных труб диаметром 76 × 3 марки 10. В нижней части ниппелей — заточка диаметром 74 *мм* (см. узел *4* на рис. IX. 80), которой они упираются в тарелку.

Ниппель по нижней кромке разбортовывается, чем достигаются его надежное крепление в тарелке и достаточная герметичность. Колпачки штампованные толщиной 2 *мм* (см. узел *1* на рис. IX. 80) крепят на приваренной к траверсе шпильке диаметром 12 *мм*; траверсу же в свою очередь приваривают к стенкам ниппеля. Положение колпачка регулируют по высоте вращением его, причем вместе с колпачком перемещается специальная гайка под ним; верхняя гайка служит контргайкой.

Проволочные отбойные устройства

В ректификационных колоннах типовых атмосферно-вакуумных установок по перегонке нефти широко применяются пластинчатые и уголковые отбойники, предназначенные для сепарации капель жидкости, уносимых потоком паров. От эффективности работы отбойников в значительной степени зависит качество отбираемых из колонны дистиллятов и, в частности, содержание в них смолистых веществ (коксуемость), а также в ряде случаев и производительность установки.

Несмотря на большое распространение и значимость таких отбойников, эффективность их работы явно недостаточна.

Пластинчатый отбойник промышленных колонн, состоящий из отдельных секций, которые выполнены из перекрывающих одна другую пластин (см. рис. IX. 81), имеет площадь около 0,285 от свободного сечения колонны.

Отбойник из штампованных уголков (см. рис. IX. 94) характеризуется площадью свободного сечения 0,33.

Для переработки коррозионного сырья отбойники изготовляются из стали 0Х13, хотя вследствие значительной металлоемкости они дороги. Так, например, стоимость двух отбойных устройств из штампованных уголков в вакуумной колонне диаметром 8 *м* и составляет ~15% от общей стоимости колонны.

Сравнительно низкая эффективность работы этих отбойных устройств при сепарации капель жидкости от паров и газов объясняется в основном тем, что в результате значительного уменьшения доли свободного сечения колонн скорость проходящих через них паров и газов сильно возрастает и эффективность их работы резко сокращается.

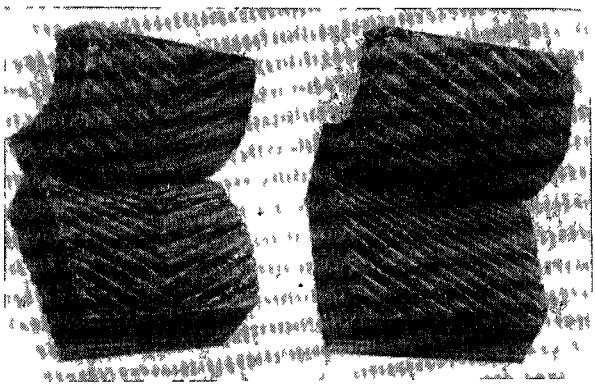


Рис. IX. 99.

В этом отношении представляют большой интерес сетчатые отбойники с гофрами, изображенные на рис. IX. 99. Отбойники состоят из сеток, которые вяжутся из коррозионноустойчивой тонкой проволоки 1Х18Н9Т диаметром 0,22—0,25 *мм*. На листы гладкой связанной сетки затем наносят гофры с высотой волны ~10 *мм* (рис. IX. 100). В колонну гофрированные листы закладываются обычно пакетами по 10—15 слоев. При этом каждые два смежных гофрированных листа кладут друг на друга таким образом, что гофры одного из них ложатся перпендикулярно к гофрам другого.

Благодаря такому складыванию листов проволочных отбойников получается пространственный пакет при 10 слоях толщиной ~ 100 *мм*. При этом свободное сечение такого сетчатого пакета составляет 0,99.

Наблюдения за работой подобных отбойников показали, что при ячейках в сетке меньше 3 *мм* значительно проявляется действие сил поверхностного натяжения и жидкость удерживается даже на гофрированных листах сеток. Увеличение размера ячеек больше 5 *мм* приводит к уменьшению эффективности сепарации. Наиболее приемлемым можно считать размер ячеек 4—5 *мм*.

Исследования в Гипронефтемаше дали возможность выявить, что при скорости воздуха на испытательном стенде до 4 *м/сек* и уносах жидкости до отбойников в пределах 70%, последние работали без накопления в них жидкости и хорошо сепарировали последнюю от воздуха. Все это показывает, что проволочные отбойники в колоннах позволяют значительно поднять производительность.

Для сохранения гофр на сетке [1] из стали 1Х18Н9Т она должна быть достаточно жесткой. Жесткость сеток достигается в результате медленного нагрева до 925° С и постепенного последующего охлаждения на воздухе.

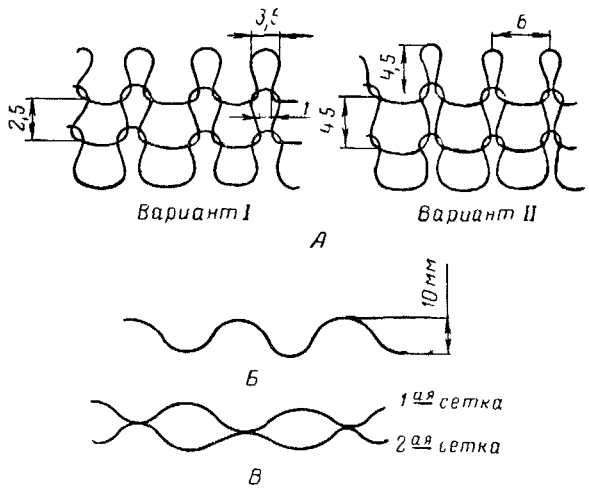


Рис. IX. 100.

А — способ вязки, *Б* — после вязки — правка сетки; после правки — термообработка и гофрирование; высота гофр ~10 *мм*, *В* — сборка всего отбойника, число сеток — 10, по 5 в одном направлении по гофрам

Конструкция опорной решетки под сетку должна отличаться легкостью и минимальным снижением живого сечения колонны. На рис. IX. 101 показан смонтированный в колонне отбойник; там же приведена одна из конструкций опорной решетки под описанные проволочные отбойные устройства для ректификационной колонны диаметром 1600 *мм*, выполненной из съемных деталей из стали 1Х18Н9Т и приварных ко внутренней стенке колонны — из стали 0Х13. Решетка имеет живое сечение ~0,09 сечения колонны.

Каркас решетки состоит из сварных секций шириной не более 320 *мм* для протаскивания их через люки. Секции сварены из полос сечением 35 × 5 *мм*. К стенкам корпуса колонны, сегментного кар-

[1] Подобные сетки для отбойников изготовляет завод им. Лепсе в г. Солнечногорске (близ Москвы).

мана и сливной перегородки приварены опорные уголки 20 × 20 × × 4.

Секции каркаса крепят к полкам опорного уголка болтами с гайками и нижними шайбами, надвигаемыми во время работы на полки опорных уголков, как показано на рис. IX. 101.

Кроме высоких качеств по сепарации жидких капель от паров и газов по сравнению, например, с отбойниками из уголков, отбойные проволочные устройства отличаются примерно минимум в 10 раз меньшим расходом металла.

Применением отбойных проволочных устройств не только в новых колоннах с новыми типами тарелок, но и в старых действующих ректификационных колоннах можно добиться в результате уменьшения уноса повышения производительности с потерей при этом напора не более 5—10 *мм вод. ст.* для каждого отбойника. Дооборудование старых действующих колонн с желобчатыми и круглыми колпачками сетчатыми отбойниками в целях повышения их производительности может быть осуществлено в соответствии с конструкцией, изображенной на рис. IX. 101.

При этом имеется в виду, что установка подобных отбойных устройств может быть осуществлена не только в месте ввода нефтепродуктов в ректификационную колонну, но и в нескольких местах, как показано, например, на рис. IX. 102.

Установленные на опорную решетку секции сетчатых отбойников привязывают к ней проволокой или кренят другими способами.

Как показывает опыт, вес 1 $м^2$ пакета сетчатых отбойников с опорной каркасной решеткой составляет не более 20 *кг*, а вес 1 $м^2$ самой сетки ~0,34 *кг*.

Принятый ряд нормализованных диаметров для нефтеаппаратуры и в том числе для ректификационных колонн приведен в табл. IX. 5.

Необходимо отметить, что для укрупненных нефтеперерабатывающих установок в течение ближайших лет могут потребоваться ректификационные колонны диаметром до 12 *м*.

К настоящему времени у нас уже накоплен известный опыт в проектировании ректификационных колонн диаметром до 12 *м*.

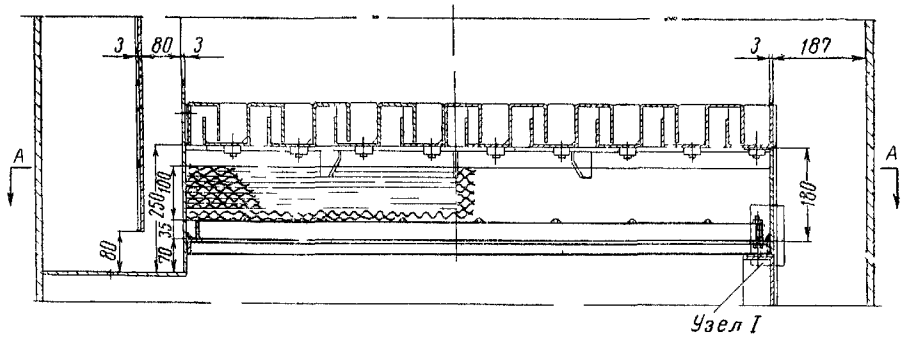
Так, на рис. IX. 2 изображена вакуумная колонна диаметром 9 *м* и общей высотой ~32,6 *м*, запроектированная для укрупненной АВТ и состоящая из двух частей — верхней концентрационной с 24 тарелками и нижней отпарной с четырьмя тарелками.

В целях экономии металла нижняя часть корпуса колонны выполнена диаметром 6,4 *м*. Обе части аппарата соединяются между собой коническим переходом.

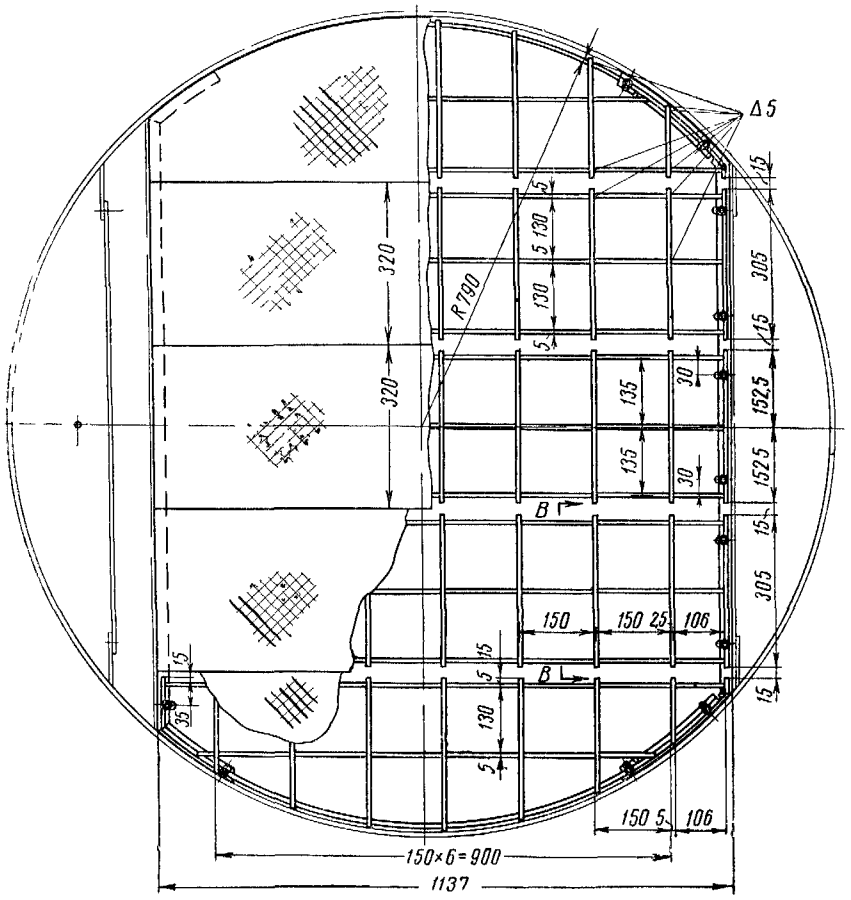
Тарелки в колонне были приняты желобчатой конструкции для сокращения времени монтажа и простоев аппарата в периоды ремонтов укрупненной установки.

Размеры желобов и колпачков выбраны с таким расчетом, чтобы достигалось наилучшее использование живого сечения колонны.

Благодаря опиранию каждых двух тарелок на одну общую балку и в результате применения легких коррозионноустойчивых профилей


3
80
3
3
187
A
A
180
250
100
35
70
80
Узел I

По А А


Δ5
15
305
115
1525
1525
15
305
15
320
320
R790
5
130
5
130
5
135
135
30
30
B
B
150
150
25
106
15
15
5
130
5
35
150
5
106
150×6=900
1137

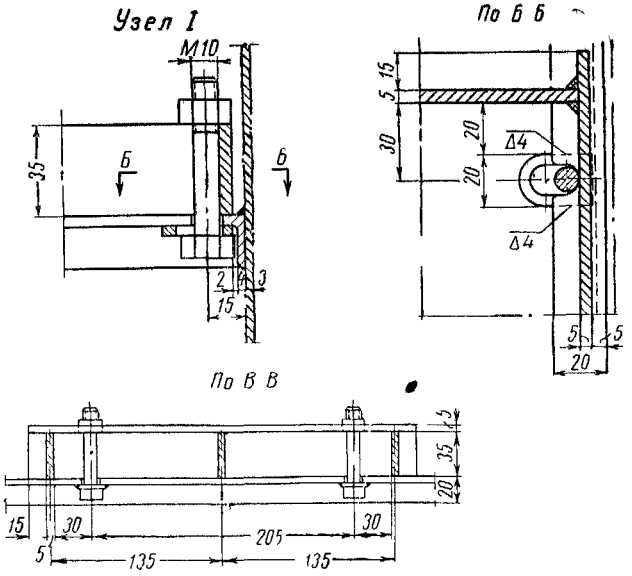


Рис. IX. 101.

из стали 0Х13, рассчитанных на прочность и устойчивость по уточненным современным методам, удалось добиться экономичного расходования металла.

Корпус колонны, рассчитанный на действие вакуума, ветровых и весовых нагрузок, сварен из следующих частей: верхней цилиндрической $d = 9$ *м*, толщиной 26 *мм*, переходной конической толщиной 28 *мм* и нижней цилиндрической $d = 6{,}4$ *м* с верхним полушаровым днищем $d = 9$ *м* и толщиной 26 *мм* и нижним полушаровым днищем $d = 6{,}4$ *м* и толщиной 24 *мм*. Корпус снабжен кольцами жесткости, из которых наиболее мощное в соответствии с расчетом предусмотрено в месте перехода от конической к нижней цилиндрической части $d = 6{,}4$ *м*.

К днищу колонны приварена цилиндрическая опора с нижним фундаментным кольцом толщиной 65 *мм*.

Аппарат опирается на 16 антифрикционных плит (рис. IX. 103), положенных на кольцо, покрывающее верх фундамента. Четыре плиты из антифрикционного металла, расположенные крестообразно, сделаны со шпоночными выступами, допускающими диаметральное температурное расширение колонны, но фиксирующими положение вертикальной оси аппарата. Двенадцать плит изготовлены с гладкими опорными поверхностями и вырезами для фиксации положения колонны при помощи 12 фундаментных болтов диаметром 27 *мм*. Гайки последних не затянуты до отказа для возможности радиальных температурных расширений колонны. Тарелки расположены по высоте на расстоянии 750 *мм* друг от друга. Люки-лазы $d =$

= 450 *мм* помещены через каждые три тарелки. В местах, где расположены люки, расстояние между тарелками равно 950 *мм*. Два люкалаза над отбойными устройствами предусмотрены размерами 400 × × 650 *мм* для возможности монтажа крупногабаритных частей. На рис. IX. 104 показано расположение четырехпоточных тарелок с же-

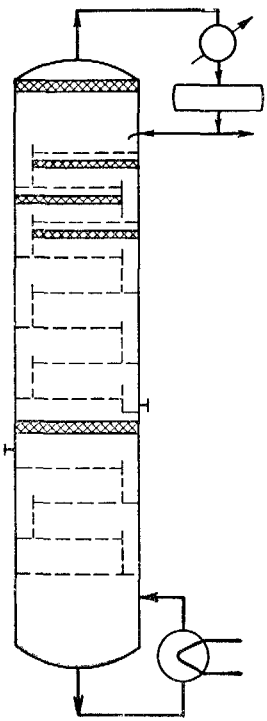


Рис. IX. 102. Отбойные устройства, выполненные из проволочных сеток. (Chemical Engineering Progress, October, 1956, p. 4).

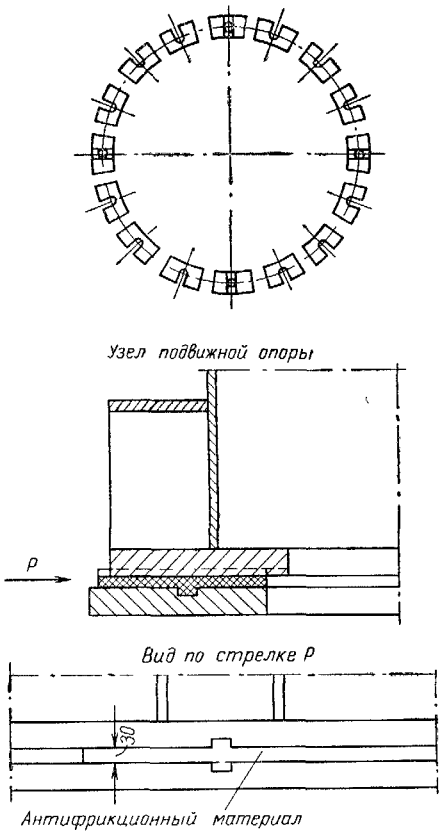


Рис. IX. 103. План расположения опорных антифрикционных плит.

Примечания. Опорную поверхность фундамента покрыть стальным кольцом размером 7100×6000×50; гайки фундаментных болтов не затягивать.

лобчатыми колпачками. Площадь для прохода паров — 8,07 $м^2$, длина слива — 24,8 *м*; рабочие условия: вакуум — 700 *мм рт. ст.*; испытание — водой наливом, воздухом при давлении 1,1 $кГ/см^2$; вес металла колонны — 355 *т*, вес воды в колонне — 1710 *т*; общий вес колонны с водой — 2065 *т*; горизонтальная нагрузка от колонны на фундамент — 30 *Т*.

Ввод сырья осуществляется через два штуцера, подведенных через корпус к отбойному внутреннему устройству, придающему вращательное движение входящему в колонну сырью. В низу аппа-

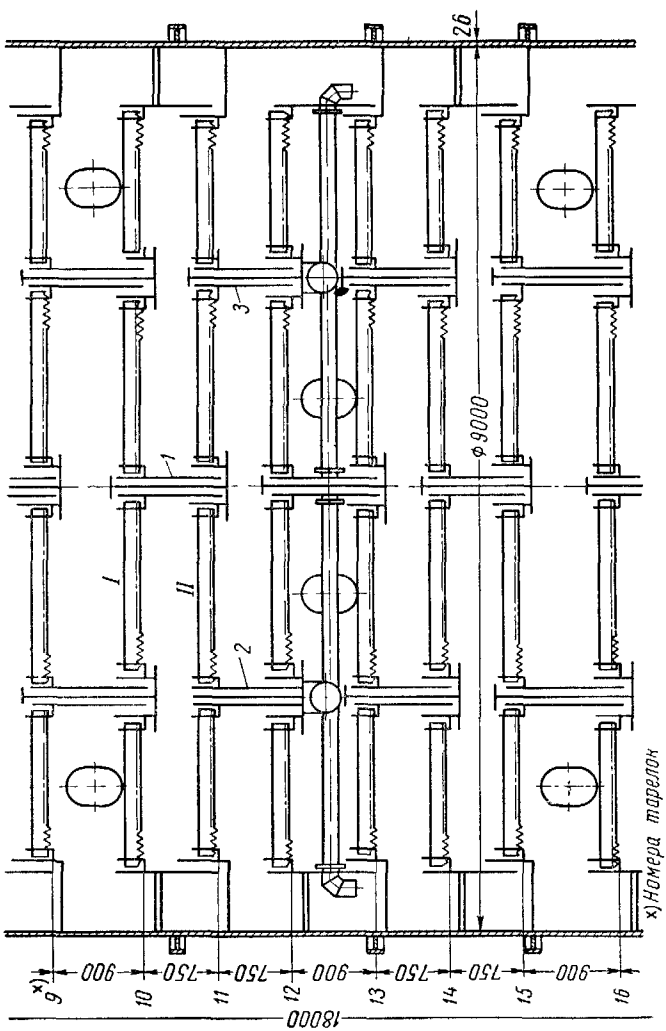


Рис. IX. 104.

рата предусмотрены штуцера для двух регуляторов уровня и по высоте муфты для термопар и вакуумметров.

Аппарат снабжен двумя штуцерами для ввода сырья диаметром каждый по 300 *мм* и двумя штуцерами для вывода паров с верха колонны диаметром по 600 *мм*.

Над вводом сырья и перед выводом паров сверху предусмотрены отбойные уголковые устройства.

На рис. IX. 1 изображена вакуумная колонна диаметром 10 *м* и общей высотой 31,8 *м*, запроектированная для укрупненной АВТ и состоящая из двух частей — верхней концентрационной с 24 тарелками и нижней отпарной с четырьмя тарелками.

У вакуумной колонны диаметром 9 *м* (рис. IX. 2) низ с четырьмя тарелками выполнен диаметром 6,4 *м*. Обе части аппарата соединены коническим переходом. Это дало возможность сэкономить металл. Однако появляются и известные неудобства, связанные с необходимостью изготовления конического перехода и двух полушаровых днищ разных диаметров. У вакуумной колонны $d = 10$ *м* по всей высоте сохранен один и тот же диаметр.

Для размещения нижних тарелок меньшего диаметра внутрь помещен цилиндр. Такое решение задачи неизбежно связано с некоторым перерасходом металла.

Обращает на себя внимание то, что в целях экономии металла в обеих колоннах тарелки размещены попарно на одной балке. Это дает возможность значительно сэкономить металл по сравнению с вариантом использования для каждой тарелки своей опорной балки.

Рассмотрим ниже пример рационального конструирования и расчета опорных балок под тарелки у колонн больших диаметров, имея в виду, что таким путем в ректификационных колоннах укрупненных установок может быть достигнута экономия в весе тарелок, отнесенном к 1 $м^2$ сечения аппаратов, по сравнению с тем же весом тарелок колонн малых диаметров.

И действительно, как показывает опыт расчета и конструирования опорных балок под тарелки укрупненных установок, переход от балок, отдельных для каждой тарелки, к балкам, поддерживающим по две тарелки, дал возможность снизить более чем вдвое расход металла на опорный каркас тарелок.

Ниже приведен пример расчета балок для укрупненных колонн.

Пример. Рассчитать опорные балки под тарелки вакуумной колонны диаметром 9 *м*.

Провести расчет на прочность и устойчивость от поперечного изгиба балки, составленной из тонких профилей, с применением теории расчета тонкостенных стержней, поскольку к ним относятся рассматриваемые в примере балки с отношением ширины стенок к толщине $\frac{b}{\delta} > 10$.

Расчет ведем в следующем порядке:

1) выбор принципиальной схемы тарелок и их балок и назначение профиля балок;

2) составление перечня нагрузок от собственного веса металла тарелок и рабочей среды и распределение нагрузок;

3) проверка прогиба балки;

4) расчет балки как тонкостенного стержня на устойчивость от поперечного изгиба.

Тарелки диаметром 9 *м*

Конструкция опорных балок тарелок предусмотрена таким образом, что одна балка воспринимает вес двух смежных тарелок.

При четырехпоточных тарелках, принятых в колонне, каждые две тарелки (I и II см. на рис. IX. 104) опираются на три балки *1*, *2* и *3*.

Балки изготовлены сварными из тонкостенных коррозионно-устойчивых элементов из стали ОХ13.

При расстоянии между тарелками 750 и 900 *мм* в тех местах, где предусмотрены люки, высота балок соответственно 1100 и 1250 *мм*. Остальные размеры поперечного сечения балок одинаковы.

Расчет балки на прогиб и на нормальные и касательные напряжения ведем для балки высотой 1100 *мм*.

Проверку на устойчивость от поперечного изгиба ведем для балки высотой 1250 *мм*.

Вес элементов тарелки для расчета балок (схема расчета)

На одну балку от одной тарелки:

1) общий вес колпачков (длиной $L = 1960$; $s = 2$ *мм*); $Q \approx 300$ *кг*; (рис. IX. 105) $n = 40$ шт., $q = 7{,}6$ *кГ* на одну балку;

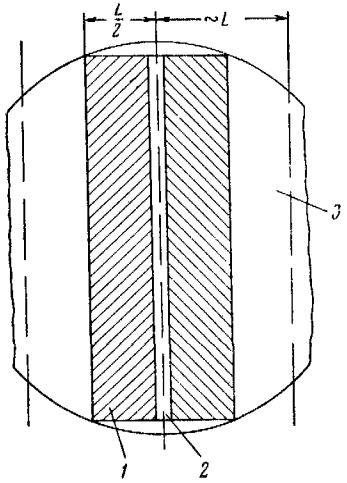


Рис. IX. 105.

1 — полоса загружения тарелок на одну балку, *2* — балка, *3* — 40 колпачков и 40 желобов

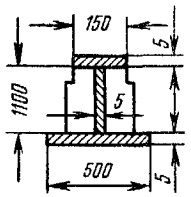


Рис. IX. 106.

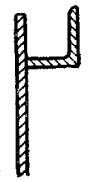


Рис IX. 107.

2) общий вес желобов (длиной $L = 1756$, $s = 3$ *мм*); $Q \approx 420$ *кг*; $n = 40$ шт., $q = 10{,}5$ *кГ* на одну балку;

3) вес балки (рис. IX. 106) длиной $L = 7600$ *мм*

$$Q_1 = (15 + 50 + 110)\,760 \cdot 0{,}5 \cdot 7{,}85 = 520\ кГ,$$

вес ребер $Q_2 = 16 \cdot 110 \cdot 0{,}5 \cdot 7{,}85 \cdot 15 = 100$ *кг*;

4) вес кронштейнов балки

$$\left.\begin{aligned} Q_3 &= 60 \cdot 40 \cdot 2 \cdot 1 \cdot 7{,}85 = 38\ кг; \\ Q_3 &= 60 \cdot 15 \cdot 2 \cdot 1 \cdot 7{,}85 = 14\ кг; \end{aligned}\right\} 52 \cdot 2 = 104\ кг;$$

5) опорные уголки и сливные перегородки (рис. IX. 107), $q = 3{,}7\ кГ/м$; $l = 7{,}6\ м$;

$$Q_1 = 4 \cdot 7{,}6 \cdot 3{,}7 = 112\ кг;$$

$$Q_2 = 2 \cdot 85{,}5 \cdot 760 \cdot 0{,}3 \cdot 7{,}85 = 306\ кг;$$

$$Q_3 = 2 \cdot 27{,}5 \cdot 760 \cdot 0{,}3 \cdot 7{,}85 = 96\ кг;$$

Всего . . . 514 *кг*;

6) метизы и ребра сливных перегородок — 100 *кг*;
7) регулирующая планка — $Q = 16 \cdot 760 \cdot 0{,}3 \cdot 2 \cdot 7{,}85 = 57\ кг$;
8) флегма на заштрихованной части тарелки (рис. IX. 108).

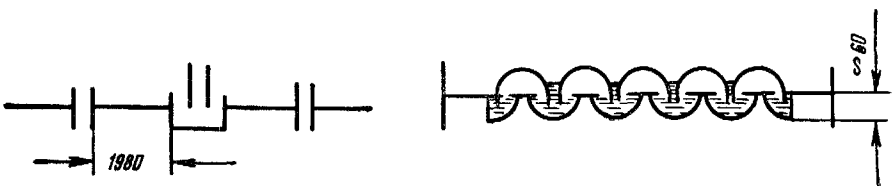


Рис. IX. 108.

Принимаем высоту флегмы $H = 60\ мм$.

$$1000 \cdot 1{,}98 \cdot 7{,}6 \cdot 0{,}06 = 800\ кг;$$

9) флегма в кармане (рис. IX. 109).

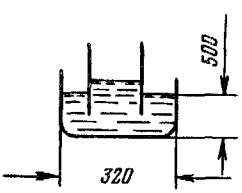


Рис. IX. 109.

$$0{,}32 \cdot 0{,}5 \cdot 7{,}6 \cdot 1000 = 1200\ кг.$$

Нагрузка на балку состоит из веса заштрихованной части двух тарелок и флегмы (рис. IX. 110):

1) вес колпачков $Q_1 = 600\ кг$;
2) вес желобов $Q_2 = 840\ кг$;
3) вес балки со сливными перегородками, уголками и сливным карманом — 1240 *кг*;
4) остальное (метизы, ребра и т. д.) — 160 *кг*;
5) вес флегмы в кармане — 1200 *кг*

Всего . . 6440 *кг*,

из которых 3820 *кг* приходится на балку на уровне AA (рис. IX. 110) и 2620 *кг* на уровне BB.

Удельная нагрузка на балку равна

$$q = \frac{P}{b} = \frac{6440}{760} = 8{,}5 \text{ кГ/см}.$$

Сечение балки

Размеры поперечного сечения балки принимаем конструктивно (рис. IX. 111):

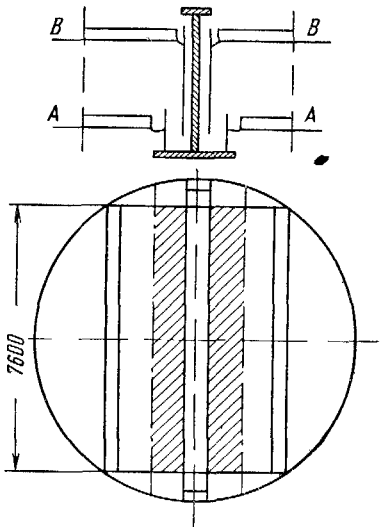


Рис. IX. 110.

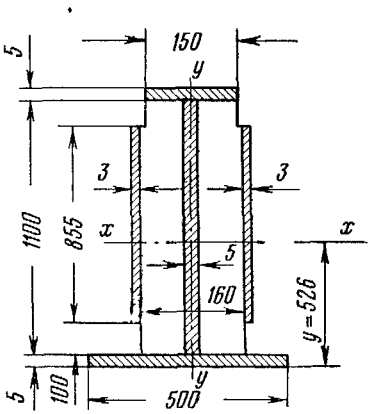


Рис. IX. 111.

координата центра тяжести

$$y = \frac{\int y\,dF}{F} = \frac{0{,}5\,(15 \cdot 110{,}7 + 50 \cdot 0{,}25) + 0{,}5 \cdot 110 \cdot 55{,}5 + 0{,}3 \cdot 2 \cdot 52{,}7 \cdot 85{,}5}{0{,}5\,(15 + 50 + 110) + 0{,}3 \cdot 2 \cdot 85{,}5} =$$

$$= 52{,}6 \text{ см}.$$

Момент инерции относительно оси $x - x$

$$J_x \approx \frac{0{,}5 \cdot 110^3}{12} + \frac{2 \cdot 0{,}3 \cdot 85{,}5^3}{12} + 0{,}5 \cdot 15 \cdot 58{,}1^2 + 0{,}5 \cdot 50 \cdot 52^2 +$$

$$+ 0{,}5 \cdot 110 \cdot 2{,}9^2 \approx 180\,000 \text{ см}^4,$$

т. е. $J_x = 1{,}8 \cdot 10^5$ *см*^{4}.

Определение прогиба ведем для центральной балки, имеющей наибольший пролет.

Центральная балка (рис. IX. 112).

Центральная балка длиной b имеет два приварных концевых кронштейна длиной l_1 каждый, при помощи которых она опирается на столики.

Прогиб такой балки равен

$$y = y_б + y_{кр},$$

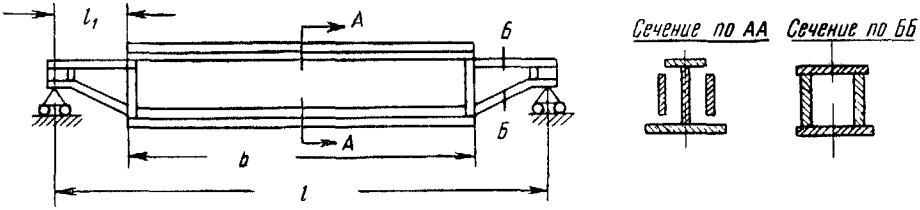


Рис. IX. 112.

где $y_б$ — прогиб балки без кронштейнов при следующей схеме распределения нагрузок (рис. IX. 113)

$$y_б = \frac{5qb^4}{384EJ} = \frac{5 \cdot 8{,}5 \cdot 760^4}{384 \cdot 2{,}1 \cdot 10^6 \cdot 0{,}87 \cdot 1{,}8 \cdot 10^5} = 0{,}113 \text{ см};$$

$y_{кр}$ — прогиб кронштейна.

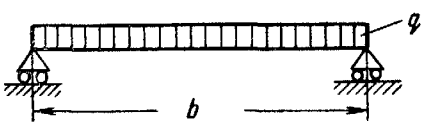


Рис. IX. 113.

Для нахождения $y_{кр}$ определяем прогиб балки с пролетом l на расстоянии l_1 от опоры при схеме распределения нагрузок, приведенной на рис. IX. 114.

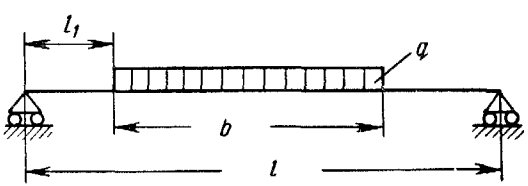


Рис. IX. 114.

Основные размеры:

$l_1 = 60$ *см*; $b = 760$ *см*; $l = 880$ *см*.

Вводим дополнительные взаимно уничтожающие друг друга нагрузки (рис. IX. 115).

Изгибающие моменты для трех сечений балки соответственно равны:

$$M'_x = Ax;$$

$$M''_x = Ax - \frac{q(x-l_1)^2}{2};$$

$$M'''_x = Ax - \frac{q(x-l_1)^2}{2} + \frac{q(x-l_2)^2}{2}.$$

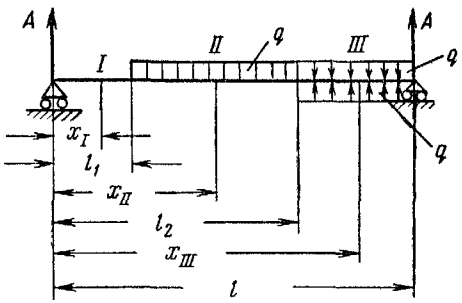


Рис. IX. 115.

Дифференциальное уравнение упругой линии балки

$$EJ\frac{d^2y}{dx^2} = -M_x.$$

Подставляя в последнее уравнение выражения изгибающих моментов и решая их относительно x, а также определив постоянные интегрирования, находим прогибы соответствующих частей балки.

Прогиб балки в сечении J (см. рис. IX. 115) равен

$$EJ_y = -\frac{Ax^3}{6} - \frac{q(l-l_1)^4}{24l}x + \frac{q(l-l_2)^4}{24l}x + \frac{Al^2}{6}x;$$

прогиб балки на расстоянии l_1 от края балки равен при $x = l_1$

$$EJy = -\frac{Al_1^3}{6} - \frac{q(l-l_1)^4 l_1}{24l} + \frac{q(l-l_2)^4 l_1}{24l} + \frac{Al^2 l_1}{6};$$

$$y = \frac{q}{24EJ}\left[-4\frac{b}{l}\left(l_1 + \frac{1}{2}b\right) \times l_1^3 - (l_1+b)^4\frac{l_1}{l} + \frac{l_1^5}{l} + 4b \times \left(l_1 + \frac{1}{2}b\right)ll_1\right].$$

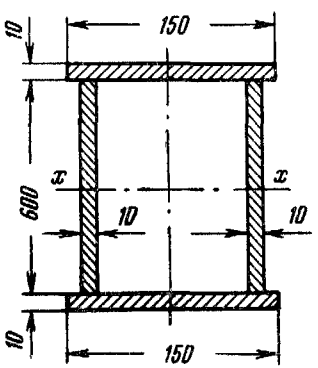


Рис. IX. 116.

Момент инерции поперечного сечения балки (т. е. кронштейна) на расстоянии l_1 от края равен (рис. IX. 116)

$$J \approx 2\frac{1\cdot 60^3}{12} + 2\frac{1^3\cdot 15}{12} + 2\cdot 1\cdot 15\cdot 30{,}5^2 = 63\,000\ см^4;$$

$$y = \frac{8{,}5}{24\cdot 2{,}1\cdot 10^6\cdot 0{,}87\cdot 6{,}3\cdot 10^4} \times \left[-\frac{4\cdot 760\,(60+\frac{1}{2}760)\,60^3}{880} - \frac{(60+760)^4\,60}{880} + \frac{60^5}{880} + 4\cdot 760\left(60+\frac{1}{2}\,760\right)880\cdot 60\right] = 0{,}135\ см.$$

Таким образом, прогиб балки равен

$$y = 0{,}113 + 0{,}135 = 0{,}248 \text{ см}$$

или

$$\frac{y}{l} = \frac{0{,}248}{880} = \frac{1}{3500},$$

что меньше допустимого прогиба

$$y = \frac{l}{2000}.$$

Нормальные и касательные напряжения от изгиба балки

Нормальные напряжения в балке от изгиба определяют по формуле[1]

$$M \leqslant mRW,$$

откуда напряжение

$$\sigma = \frac{M_{\text{расч}}}{W_{\text{раб}}} \leqslant mR_{\text{изг}},$$

где $R_{\text{изг}} = 870 \cdot 1{,}05 \approx 900$ $\kappa\Gamma/см^2$ — допускаемое напряжение изгиба для стали ОХ13 при $t = 425°$ С; $W_{\text{раб}}$ — момент сопротивления рабочего сечения балки в $см^3$ (см. рис. IX. 111).

$$W = \frac{J}{z} = \frac{180\,000}{111 - 52{,}6} = 3100 \text{ см}^3;$$

$M_{\text{расч}}$ — расчетный изгибающий момент в $\kappa\Gamma \cdot см$; наибольший изгибающий момент в средней части пролета при действии на балку равномерно распределенной нагрузки $q = 8{,}5$ $\kappa\Gamma/см$ и сосредоточенной силы $P = 200$ $кг$ (вес двух человек) — см. рис. IX. 117; $m = 0{,}9$ — коэффициент условий работы[2].

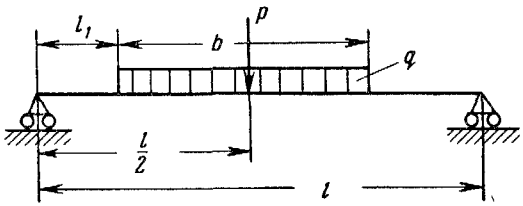


Рис. IX. 117.

Изгибающий момент от действия равномерно распределенной нагрузки

$$M' = Ax - \frac{q(x-l_1)^2}{2} = q\frac{b}{l}\left(l_1 + \frac{1}{2}b\right)x - q\frac{(x-l_1)^2}{2};$$

$$M'_{x=l/2} = \frac{qb}{2}\left(l_1 + \frac{1}{2}b\right) - \frac{qb^2}{8} = \frac{qbl_1}{2} + \frac{qb^2}{4} - \frac{qb^2}{8} = \frac{qbl_1}{2} + \frac{qb^2}{8};$$

$$M' = \frac{qb}{2}\left(l_1 + \frac{b}{4}\right).$$

[1] НиТУ 121-55, формула 12 (4.5).
[2] НиТУ 121-55, стр. 23.

Изгибающий момент от действия сосредоточенной силы P

$$M'' = \frac{Pl}{4}.$$

Расчетный изгибающий момент

$$M_{\text{расч}} = \frac{qb}{2}\left(l_1 + \frac{b}{4}\right) + \frac{Pl}{2} = \frac{8{,}5 \cdot 760}{2}\left(60 + \frac{760}{4}\right) + \frac{200 \cdot 880}{4} =$$

$$= 8{,}50 \cdot 10^5 \ кГ \cdot см;$$

$$\sigma = \frac{8{,}5 \cdot 10^5}{3100} = 270 \ кГ/см^2 < 0{,}9 \cdot 900 = 810 \ \ Г/см^2.$$

Касательные напряжения среза[1] из формулы $Q \leqslant mR_{\text{ср}} \frac{J\delta_{\text{ст}}}{S}$

$$\tau = \frac{QS}{\delta_{\text{ст}} J} \leqslant mR_{\text{ср}},$$

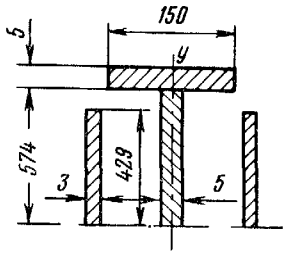


Рис. IX. 118.

где $R_{\text{ср}} = 0{,}4 \ R_{\text{изг}} = 0{,}4 \cdot 900 = 360 \ кГ/см^2$ — допустимое напряжение на срез; $m = 0{,}9$ — коэффициент условий работы; $\delta_{\text{ст}} = 0{,}5 \ см$ — толщина стенки; $J = 180\,000 \ см^4$ — момент инерции поперечного сечения балки; S — статический момент части сечения балки выше нейтральной оси ее относительно этой оси в $см^3$ (рис. IX. 118); $S = 0{,}5 \ (15 \cdot 57{,}65 + 57{,}4 \cdot 28{,}7) + 0{,}3 \cdot 2 \cdot 42{,}9 \cdot 21 \cdot 45 \approx 1797 \ см^3 \approx 1800 \ см^3$; Q — расчетная поперечная сила в $кг$.

$$Q = \frac{M_{\text{расч}}}{l/2} = \frac{8{,}5 \cdot 10^5}{440} = 1930 \ кг;$$

$$\tau = \frac{QS}{\delta J} = \frac{1930 \cdot 1800}{0{,}5 \cdot 180\,000} = 39 \ кГ/см^2 < 0{,}9 \cdot 360 = 324 \ кГ/см^2.$$

Проверка балки на устойчивость [8]

Определяем геометрические характеристики сечения балки (основные размеры балки даны на рис. IX. 119).

Координата центра тяжести составного сечения (рис. IX. 120)

$$y_1 = \frac{\int y \, dF}{F} = \frac{0{,}5 \ (15 \cdot 125{,}7 + 50 \cdot 0{,}25) + 0{,}5 \cdot 125 \cdot 62{,}5 + 0{,}3 \cdot 2 \cdot 100 \cdot 60}{0{,}5 \ (15 + 50 + 125) + 0{,}3 \cdot 2 \cdot 100} =$$

$$= 54{,}5 \ см.$$

Момент инерции относительно оси $x - x$

$$J_x = \frac{0{,}5 \cdot 125^3}{12} + \frac{2 \cdot 0{,}3 \cdot 100^3}{12} + 0{,}5 \cdot 15 \cdot 71^2 + 0{,}5 \cdot 50 \cdot 54^2 +$$

$$+ 0{,}5 \cdot 125 \cdot 8^2 + 2 \cdot 0{,}3 \cdot 100 \cdot 5{,}5^2 \approx 2{,}43 \cdot 10^5 \ см^4.$$

[1] НиТУ 121-55, формула 13 (4.6).

Момент инерции относительно оси $y-y$

$$J_y = \frac{0{,}5 \cdot 15^3}{12} + \frac{0{,}5 \cdot 50^3}{12} + 2 \cdot 8^2 \cdot 0{,}3 \cdot 100 = 9180 \text{ см}^4.$$

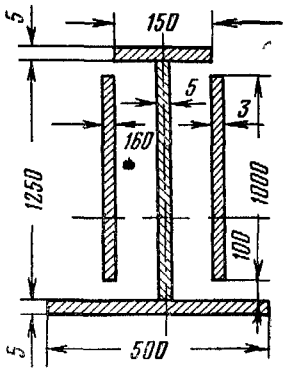


Рис. IX. 119.

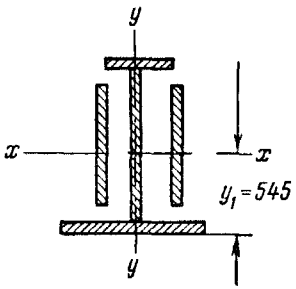


Рис. IX. 120.

Определяем координату центра изгиба составного сечения. Обозначим: J_w — секторальный момент инерции составного сечения в $см^6$; J_{1w}, J_{2w}, J_{3w}, J_{4w} — секторальные моменты инерции отдельных элементов сечения относительно собственных центров изгиба

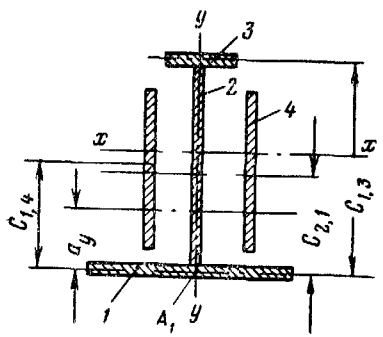


Рис. IX. 121.

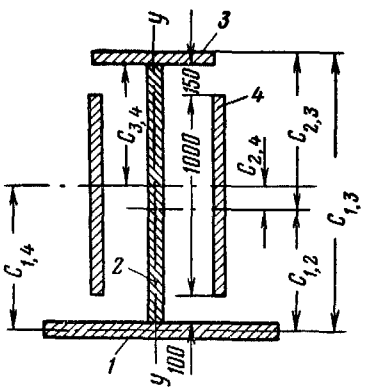


Рис. IX. 122.

в $см^6$; J_{1y}, J_{2y}, J_{3y}, J_{4y} — осевые моменты инерции каждого из элементов составного сечения относительно оси $y-y$ в $см^4$; J_y — общий момент инерции всего сечения относительно той же оси в $см^4$; $C_{1,2}$, $C_{1,3}$, $C_{2,3}$, $C_{1,4}$, $C_{2,4}$, $C_{3,4}$ — расстояния между центрами изгиба соответствующих элементов *1* и *2*, *1* и *3* и т. д. в *см* (рис. IX. 121);

a_y — координата центра изгиба, лежащая на оси симметрии, отсчитанная от центра изгиба A_1, элемента *1* в *см*

$$a_y = \frac{J_{2y}C_{2,1} + J_{3y}C_{3,1} + J_{4y}C_{4,1}}{J_y}.$$

Так как $J_{2y} = 0$, то, подставляя остальные величины, получаем

$$a_y = \frac{\frac{0{,}5 \cdot 15^3}{12} 125{,}5 + 2 \cdot 8^2 \cdot 0{,}3 \cdot 100 \cdot 60}{9180} = 27 \text{ см}.$$

Секторальный момент инерции J_w сечения (см. рис. IX.122)

$$J_w = J_{1,w} + J_{2,w} + J_{3,w} + J_{4,w} +$$

$$+ \frac{J_{1,y}J_{2,y}C^2_{1,2} + J_{1,4}J_{3,y}C^2_{1,3} + J_{1,y}J_{4,y}C^2_{1,4}}{I_y} +$$

$$+ \frac{J_{2,y}J_{3,y}C^2_{2,3} + J_{2,y}J_{4,y}C^2_{2,4} + J_{3,y}J_{4,y}C^2_{3,4}}{I_y};$$

$$J_{1,w} = J_{2,w} = J_{3,w} = J_{4,w} = 0;$$

$$J_{1,y} = \frac{0{,}5 \cdot 50^3}{12} = 5200 \text{ см}^4; \quad J_{2,y} = 0; \quad J_{3,y} = \frac{0{,}5 \cdot 15^3}{12} = 142 \text{ см}^4;$$

$$J_{4,y} = 2 \cdot 0{,}3 \cdot 100 \cdot 8^2 = 3840 \text{ см}^4; \quad C_{1,3} = 125{,}5 \text{ см};$$

$$C_{1,4} = 60 \text{ см}; \quad C_{3,4} = 65 \text{ см};$$

$$J_w = \frac{5200 \cdot 142 \cdot 125{,}5^2 + 5200 \cdot 3840 \cdot 60^2 + 142 \cdot 3840 \cdot 65^2}{9180} = 9{,}4 \cdot 10^6 \text{ см}^6.$$

Момент инерции сечения при кручении

$$J_k = \eta \frac{1}{3} \sum h \delta^3 = \frac{1{,}12}{3} [0{,}3^3 \cdot 100 + 0{,}5^3 (15 + 50 + 125)] = 9{,}3 \text{ см}^4,$$

где η — коэффициент, равный 1,12; δ — толщина элементов сечения в *см*; h — ширина соответствующих элементов в *см*.

Ордината центра изгиба (рис. IX.123)

$$y_D = 54{,}5 - 27 = 27{,}5 \text{ см};$$

$$U_x = \int (x^2 + y^2)\, y\, dF = 71^3 \cdot 0{,}5 \cdot 15 + 54^3 \cdot 0{,}5 \cdot 50 + 8^3 \cdot 0{,}5 \cdot 125 +$$

$$+ 2 (8^2 + 5{,}5^2) 5{,}5 \cdot 0{,}3 \cdot 100 = 6{,}41 \cdot 10^6 \text{ см}^5;$$

$$Y'_s = \frac{U_x}{2I_x} - y_D = \frac{6{,}41 \cdot 10^6}{2 \cdot 2{,}43 \cdot 10^5} - 27{,}5 = -14{,}3 \text{ см}.$$

Равномерно распределенная нагрузка приложена на высоте 17 *см* под центром изгиба и на высоте 77 *см* над центром изгиба.

Сосредоточенная сила приложена к верхней полке на высоте 99 *см* над центром изгиба (рис. IX. 124)

$$y'_q = 17;\ y''_q = -77;\ y'_p = -99\ см.$$

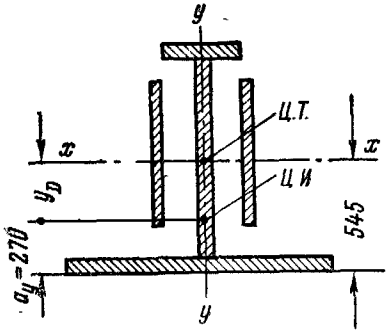


Рис. IX. 123.

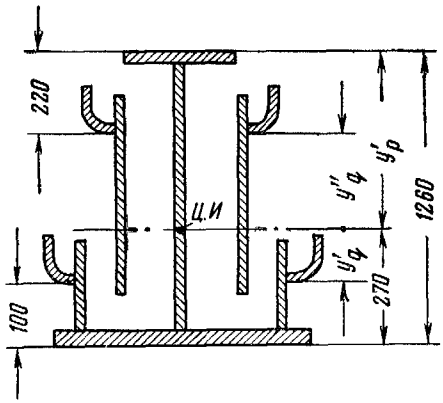


Рис. IX. 124.

Для каждого случая приложения нагрузки по высоте сечения балки определяем критическую силу $P_{кр}$.

Для равномерно распределенной нагрузки (рис. IX. 125)

$$P = \frac{1}{l^3}\sqrt{J_y\,(8000EJ_w + 810l^2GJ_k)};$$

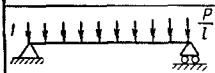
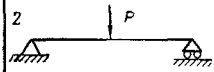
Схема загружения и опор	Критическая нагрузка при профиле с двумя осями симметрии *)	Уравнение для критической нагрузки стержня с одной осью симметрии (y) *)
1 	$P_1=\frac{1}{l^3}\sqrt{EJ_y\,(8000\,EJ_\omega+810\,l^2GJ_k)}$	$P_{кр}^2-(82{,}1y'_p+94{,}0y'_s)\frac{EJ_y}{l^3}P_{кр}-P_1^2=0$
2 	$P_2=\frac{1}{l^3}\sqrt{EJ_y\,(2910\,EJ_\omega+295\,l^2GJ_k)}$	$P_{кр}^2-(59{,}7y'_p+43{,}8y'_s)\frac{EJ_y}{l^3}P_{кр}-P_2^2=0$
*) Нагрузка на уровне оси балки		*) Нагрузка не на уровне оси

Рис. IX. 125.

где $l = 760$ *см* — пролет балки, подвергающийся кручению при поперечном изгибе; $E = 0{,}87 \cdot 2{,}1 \cdot 10^6 = 1 \cdot 83 \cdot 10^6$ *кГ/см*^{2}; $G = 0{,}87 \cdot 0{,}8 \cdot 10^6 = 0{,}695 \cdot 10^6$ *кГ/см*^{2}; $J_y = 9{,}18 \cdot 10^3$ *см*^{4}; $J_w = 9{,}4 \cdot 10^6$ *см*^{6}; $J_k = 9{,}3$ *см*^{4}; $l = 760$ *см*. $P_1^2 = \frac{1}{760^6}$ [$1 \cdot 83 \cdot 10^6 \times 9{,}18 \cdot 10^3\,(8000 \cdot 1{,}83 \cdot 10^6 \cdot 9{,}4 \cdot 10^6 + 810 \cdot 760^2 \cdot 0{,}695 \cdot 10^6 \times 9{,}3)$] $= 1{,}21 \cdot 10^{10}$ *кг*.

Составляем квадратное уравнение

$$P_{кр}^2 - (82{,}1\, y_q' + 94\, y_s')\frac{E\dot{J}_y}{l^3} P_{кр} - P_1^2 = 0;$$

$$P_{кр}^2 - [82{,}1\,(17) + 94\,(-14{,}3)]\frac{1{,}83\cdot 10^6 \cdot 9{,}18\cdot 10^3}{760^3} P_{кр} - 1{,}21\cdot 10^{10} = 0,$$

(здесь $y_p' = y_q'$ по рис. IX.124)
или

$$P_{кр}^2 + 0{,}19\cdot 10^4 P_{кр} - 1{,}21\cdot 10^{10} = 0.$$

Решая уравнение, находим

$$P_{кр} = -\frac{0{,}19\cdot 10^4}{2} \pm \sqrt{\frac{(0{,}19\cdot 10^4)}{2} + 1{,}21\cdot 10^{10}} = 1{,}10\cdot 10^5 \text{ кг}.$$

Второй, отрицательный, корень дает значение критической силы, направленной вверх.

Далее

$$P_{кр}^2 - (82{,}1\, y''q + 94\, y's)\frac{E\dot{J}_y}{l^3} P_{кр} - P_1^2 = 0,$$

$$P_{кр}^2 - [82{,}1\,(-77) + 94\,(-14{,}3)]\frac{1{,}83\cdot 10^6 \cdot 9{,}18\cdot 10^3}{760} P_{кр} - 1{,}21\cdot 10^{10} = 0$$

(здесь $y_p' = y_q'$ по рис. IX.124)
или

$$P_{кр}^2 + 2{,}9\cdot 10^5 P_{кр} - 1{,}21\cdot 10^{10} = 0.$$

Решая уравнение, получаем

$$P_{кр} = -1{,}47\cdot 10^5 \pm \sqrt{(1{,}47\cdot 10^5)^2 + 1{,}21\cdot 10^{10}} = 0{,}35\cdot 10^5 \text{ кг}.$$

Рассматриваем второй вариант загружения балки сосредоточенной нагрузкой

$$P_2 = \frac{1}{l^3}\sqrt{E\dot{J}_y\,(2910\,E\dot{J}_w + 295\,l^2 G\dot{J}_к)};$$

$$P_2^2 = \frac{E\dot{J}_y\,[2910\,E\dot{J}_w + 295\,(l^2 G\dot{J}_к)]}{l^6} =$$

$$= \frac{1{,}83\cdot 10^6 \cdot 9{,}18\cdot 10^3\,(2910\cdot 1{,}83\cdot 10^6 \cdot 9{,}4\cdot 10^6 + 295\cdot 760^2 \cdot 0{,}695\cdot 10^6 \cdot 9{,}3)}{760^6} =$$

$$= 0{,}53\cdot 10^{10}.$$

Для определения $P_{кр}$ составляем квадратное уравнение

$$P_{кр}^2 - (59{,}7\, y_p' + 43{,}8\, y_s')\frac{E\dot{J}_y}{l^3} P_{кр} - P_2^2 = 0,$$

$$P_{кр}^2 - [59{,}7\,(-99) + 43{,}8\,(-14{,}3)]\frac{1{,}83\cdot 10^6 \cdot 9{,}18\cdot 10^3}{760^3} P_{кр} -$$

$$-0{,}53\cdot 10^{10} = 0$$

или

$$P_{кр}^2 + 2{,}5\cdot 10^5 P_{кр} - 0{,}53\cdot 10^{10} = 0.$$

Решая уравнение, находим

$$P_{кр} = -1{,}25 \cdot 10^5 \pm \sqrt{(1{,}25 \cdot 10^5)^2 + 0{,}53 \cdot 10^{10}} = 0{,}20 \cdot 10^5 \ кг.$$

Определяем соответствующий каждому случаю загружения наибольший изгибающий момент $M_{кр}$, а затем и напряжения $\sigma_{кр}$.

$$q'_{кр} = \frac{110\,000}{760} = 140 \ кГ/см;$$

$$M'_{кр} = \frac{q'_{кр} l^2}{8} = \frac{140 \cdot 760^2}{8} = 10{,}2 \cdot 10^6 \ кГ \cdot см;$$

$$\sigma'_{кр} = \frac{M'_{кр}}{W'} = \frac{10{,}2 \cdot 10^6}{4{,}45 \cdot 10^3} = 2300 \ кГ/см^2;$$

где

$$W' = \frac{J_x}{y'_1} = \frac{2{,}43 \cdot 10^5}{54{,}5} = 4450 \ см^3;$$

$$q''_{кр} = \frac{35\,000}{760} = 46 \ кГ/см;$$

$$M''_{кр} = \frac{q''_{кр} l^2}{8} = \frac{46 \cdot 760^2}{8} = 33{,}6 \cdot 10^5 \ кГ \cdot см;$$

$$\sigma''_{кр} = \frac{M''_{кр}}{W''} = \frac{33{,}6 \cdot 10^5}{3{,}4 \cdot 10^3} = 990 \ кГ/см^2,$$

где

$$W'' = \frac{J_x}{y_1} = \frac{2{,}43 \cdot 10^5}{71{,}5} = 3400 \ см^3, \qquad (\text{здесь } 126 - 54{,}5 = 71{,}5);$$

$$M'_{кр} = \frac{P''_{кр} l}{4} = \frac{20\,000 \cdot 760}{4} = 38 \cdot 10^5 \ кГ \cdot см;$$

$$\sigma_{кр} = \frac{M'_{кр}}{W''} = \frac{38 \cdot 10^5}{3{,}4 \cdot 10^3} = 1120 \ кГ/см^2.$$

Коэффициенты ослабления сечения балки, соответствующие каждому случаю загружения балки, равны

$$\delta = \frac{\sigma_{кр}}{\sigma_т},$$

где $\sigma_т \approx 1800 \ кГ/см^2$ — предел текучести для стали ЭИ496 при $t = 425°$ С.

$$\varphi_{\delta_1} = \frac{2300}{1800} = 1{,}28;$$

$$\varphi_{\delta_2} = \frac{990}{1800} = 0{,}55;$$

$$\varphi_{\delta_3} = \frac{1120}{1800} = 0{,}62.$$

Определяем действительные изгибающие моменты, соответствующие каждому случаю загружения от равномерно распределенной нагрузки.

На расстоянии 17 *см* под центром изгиба

$$P_1 = 3820 \text{ кг}; \quad q_1 = \frac{3820}{760} = 5{,}03 \text{ кГ/см};$$

$$M_1 = \frac{q_1 b}{2}\left(l_1 + \frac{b}{4}\right) = 5{,}03\,\frac{760}{2}\left(60 + \frac{760}{4}\right) = 4{,}78 \cdot 10^5 \text{ кГ} \cdot \text{см},$$

так как здесь $l = b = 760$ *см*.

На расстоянии 77 *см* над центром изгиба

$$P_2 = 2620 \text{ кг}; \quad q_2 = \frac{2620}{760} = 3{,}45 \text{ кГ/см};$$

$$M_2 = q_2\, 9{,}5 \cdot 10^4 = 3{,}45 \cdot 9{,}5 \cdot 10^4 = 3{,}28 \cdot 10^5 \text{ кГ} \cdot \text{см}.$$

От сосредоточенной силы

$$M_3 = \frac{P_3 l}{4} = \frac{200\,(760 + 120)}{4} = 0{,}44 \cdot 10^5 \text{ кГ} \cdot \text{см}.$$

Суммарное напряжение в балке от кручения при поперечном изгибе

$$\sigma_1 = \frac{M_1}{\varphi_{\delta_1} W'} = \frac{4{,}78 \cdot 10^5}{1{,}28 \cdot 4{,}45 \cdot 10^3} = 84 \text{ кГ/см}^2;$$

$$\sigma_2 = \frac{M_2}{\varphi_{\delta_2} W''} = \frac{3{,}28 \cdot 10^5}{0{,}55 \cdot 3{,}4 \cdot 1} = 175 \text{ кГ/см}^2;$$

$$\sigma_3 = \frac{M_3}{\varphi_{\delta_3} W''} = \frac{0{,}44 \cdot 10^5}{0{,}62 \cdot 3{,}4 \cdot 10^3} = 21 \text{ кГ/см}^2;$$

$$\sigma_{\text{сум}} = \sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3 = 84 + 175 + 21 = 280 \text{ кГ/см}^2,$$

что меньше допустимого: $0{,}9 \cdot 900 = 810$ *кГ/см*^{2}.

Как известно, опирание на балку двух тарелок по высоте вместо одной дает заметный выигрыш в весе балки.

Вместе с тем необходимо отметить, что эффект снижения веса опорных балок для тарелок, особенно в колоннах большого диаметра, может быть увеличен, если применять вместо балок стержневые фермы.

ГЛАВА X

ТЕПЛООБМЕННАЯ ТРУБЧАТАЯ АППАРАТУРА

На каждой установке нефтеперерабатывающего завода имеются теплообменные аппараты различных конструкции. Экономичность работы технологических установок в значительной степени определяется эксплуатационными качествами теплообменной аппаратуры.

В связи со значительным ростом мощности отдельных нефтеперерабатывающих установок расчет и производительность теплообменных аппаратов — увеличивается их поверхность, интенсифицируется теплообмен путем оребрения, применения трубок меньшего диаметра, увеличения скоростей, уменьшения вредных зазоров и др., снижается удельный расход металла на изготовление теплообменников вследствие применения сталей повышенной прочности, а также увеличения длины труб. Повышается долговечность работы в результате применения более стойких материалов. В конструкциях теплообменной аппаратуры предусматриваются устройства, позволяющие более удобно вести монтаж и демонтаж трубных пучков и отдельных деталей.

Теплообменные аппараты составляют особенно многочисленную группу оборудования на нефтеперерабатывающих заводах. Они служат для предварительного подогрева поступающих на переработку нефтепродуктов путем использования тепла отходящих сред или водяного пара, для конденсации и охлаждения нефтепродуктов в процессе или после их переработки.

Из известных конструкций теплообменных аппаратов наиболее применимы следующие.

1. Теплообменники кожухотрубчатые, горизонтальные или вертикальные, одноходовые или многоходовые.

На стальные кожухотрубчатые теплообменники установлен ГОСТ 9929-61, регламентирующий типы, основные параметры и размеры их со сроком введения с 1/I 1963 г. Стандарт предусмотрен для теплообменников с поверхностью теплообмена до 2000 $м^2$, предназначенных для химической, нефтехимической, нефтеперерабатывающей и пищевой промышленности.

Различают следующие типы этих теплообменников: ТН — с жестким кожухом и неподвижными трубными решетками (рис. X. 1), ТЛ — с линзовыми компенсаторами на кожухе и жестко закреплен-

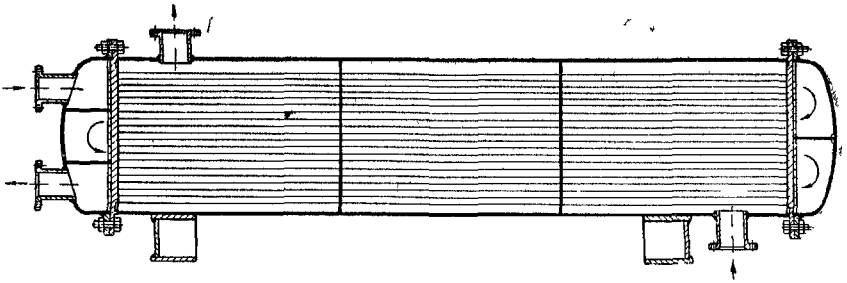


Рис X. 1

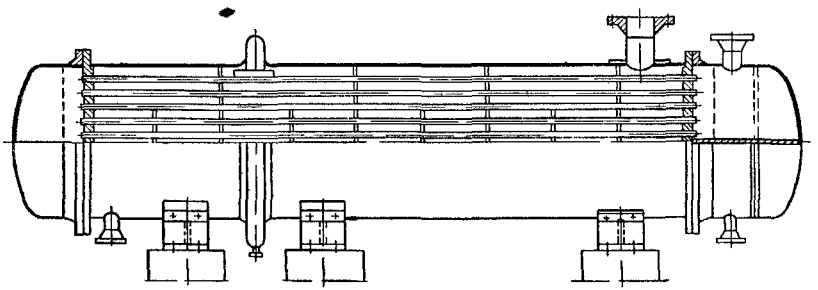


Рис. X. 2.

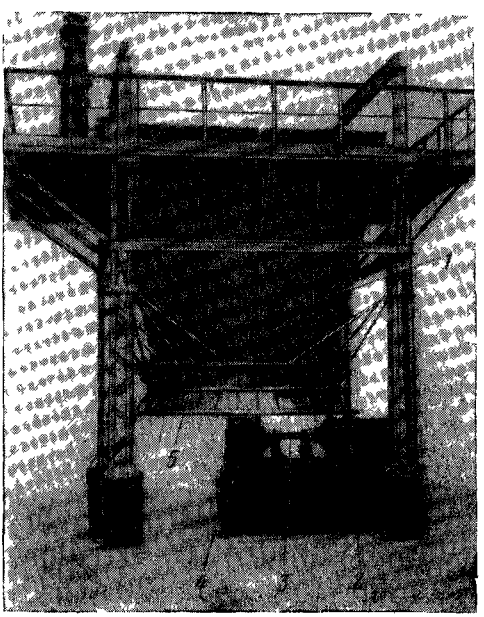


Рис. X. 3. Конденсатор воздушного охлаждения.

1 — диффузор, 2 — электродвигатель, 3 — промежуточный вал, 4 — вертикальный редуктор, 5 — приемный коллектор для воздуха.

ными трубными решетками (рис. X. 2), ТП — с жестким кожухом и плавающей головкой, ТУ — с жестким кожухом и с U-образными трубами.

2. Кожухотрубчатые конденсаторы горизонтальные и вертикальные.

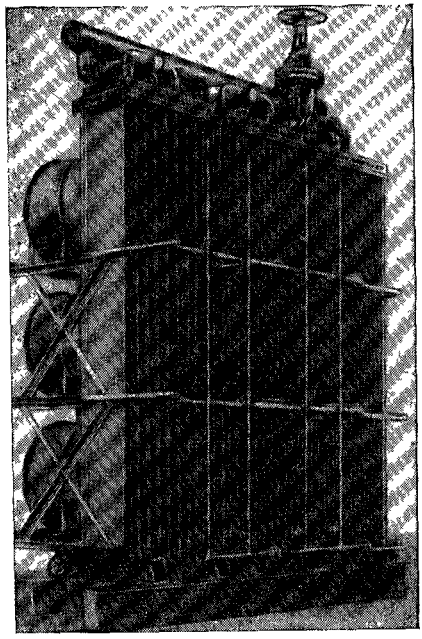


Рис. X. 4. Конденсатор воздушного охлаждения вертикального типа КВО-500 × 3-В.

3. Теплообменники типа труба в трубе, на которые предусмотрен ГОСТ 9930-61.

4. Теплообменники в виде подогревателей с паровым пространством (рибойлеры).

5. Конденсаторы и холодильники воздушного охлаждения (рис. X. 3 и X. 4).

6. Пластинчатые теплообменники (рис. X. 5), которые в нефтехимической промышленности в последнее время находят некоторое применение [59]. На них предусмотрена нормаль машиностроения МН2791-61, МН2792-61.

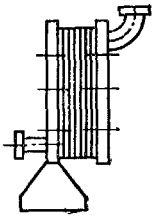


Рис. X. 5.

ОБЩИЕ КОНСТРУКТИВНЫЕ ДАННЫЕ

Распространенным методом закрепления труб в трубных решетках является развальцовка.

Обычно в решетках теплообменных аппаратов для нефтепродуктов отверстия — гнезда под трубы делаются с двумя канавками.

При развальцовке металл труб «течет» и заполняет канавки, благодаря чему не только увеличивается сопротивление вырыванию, но и значительно повышается герметичность соединения. На рис. X. 6, *А* даны конструктивные размеры такого отверстия с двумя

канавками. При повышенных давлениях и температурах применяют и большее число канавок. Иногда отверстия выполняют с рядом концентрических рисок и труба после развальцовки обваривается. Такие соединения были проверены в реакторах каталитического крекинга со стационарным катализатором и показали высокую герметичность.

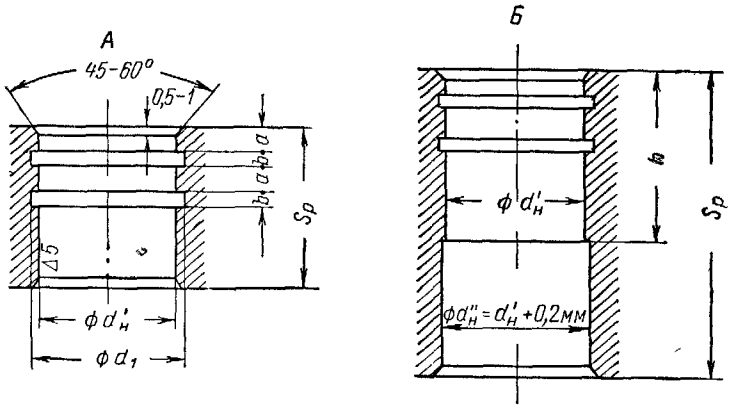


Рис. X. 6. Геометрические размеры отверстий под развальцовку.

$a = 1{,}5\ s_т$, где $s_т$ — толщина стенки трубы (a — не менее 5 *мм* и не более 10 *мм*); $b = s_т + 1$ *мм*; $d'_н = (1{,}02 - 1{,}016)\ d_н$ при наружном диаметре труб соответственно $d_н = (20 \div 40)$ *мм*; $d'_н = (1{,}016 \div 1{,}01)\ d_н$ при наружном диаметре труб соответственно $d_н = (40 \div 100)$ *мм*. Диаметр канавки: $d_1 = d'_н + 0{,}2\ s_т + 0{,}5$ *мм* при $d_н = (20 - 40)$ *мм*; $d_1 = d'_н + 0{,}2\ s_т + 0{,}8$ *мм* при $d_н = (41 \div 100)$ *мм*. $s_р$ — толщина трубных решеток. Глубина пояса развальцовки $h = 1{,}5\ d_н$ при толщине $s_р$ трубных решеток больше $1{,}5\ d_н$.

В решетках большой толщины отверстия под трубы с задней стороны решетки иногда можно делать несколько большего диаметра на определенную глубину (см. рис. X. 6, *Б*), имея в виду, что развальцовка будет происходить на части толщины решетки, а также что при этом достигается некоторое облегчение при сборке пучка.

Для труб диаметром 20—40 *мм* ширина вальцовочного пояса h должна быть не менее толщины трубной решетки (см. рис. X. 6, *Б*), если последняя меньше полутора диаметров труб, т. е. при

$$s_р \leqslant 1{,}5\ d_н;$$

при толщине решетки более чем $1{,}5\ d_н$, т. е. при

$$s_р > 1{,}5\ d_н,$$

ширина (глубина) вальцовочного пояса может ограничиваться величиной

$$h = 1{,}5\ d_н.$$

Трубы должны выступать над поверхностью решетки на величину от $s_т$ до $s_т + 2$ *мм*, где $s_т$ — толщина стенки трубы.

Разбортовка выпущенного конца трубы имеет большое значение для прочности против вырывания. Разбортованный конец трубы должен иметь длину, равную приблизительно толщине трубы, но не менее 4 *мм*.

Правильная разбортовка конца трубы повышает прочность и плотность соединения.

Положительное влияние разбортовки сказывается только тогда, когда бортовочный колокольчик начинается у самой кромки гнезда или даже уходит в глубь его при наличии фаски на 1—2 *мм*, а иногда и больше, так как в противном случае (т. е. когда отбортовка начинается выше кромки отверстия), сопротивление колокольчика вырыванию не будет суммироваться с сопротивлением развальцованной части трубы. Поэтому бортовка должна производиться одновременно с развальцовкой. Наличие концентрических канавок в стенке гнезда значительно увеличивает сопротивление вырыванию трубы.

Влияние состояния поверхностей соприкосновения трубы и гнезда на качество вальцовочного соединения очень велико. Чем грубее обработка поверхностей, тем больше прочность соединения благодаря повышенным коэффициентам трения и тем ниже плотность соединения вследствие трудности заполнения металлом трубы неровностей грубо обработанных поверхностей.

Прочность соединения при наличии бортовки и канавок обычно намного превосходит величину вырывающего усилия, возникающего при рабочем давлении, плотность же соединения достигается вообще гораздо труднее. Поэтому можно сделать практический вывод, что грубая обработка, дающая наилучшие показатели прочности соединения, неприменима, так как при оптимальной степени развальцовки не создает надежной плотности соединения. Так же неприменима и тщательная обработка поверхностей (шлифовкой), дающая обратные результаты.

Средние показатели как в отношении прочности, так и плотности соединения дает чисто расточенное гнездо при соединении $\nabla 4$ с хорошо зачищенным концом трубы.

Отверстия для труб должны быть строго цилиндрическими, стенки гнезд не должны иметь продольных рисок и должны быть чистыми (без ржавчины, стружек, масла и т. п.). Концы труб должны быть перед вальцовкой очищены до чистого металла.

При сверлении перегородок и особенно решеток необходимо соблюдать достаточную точность. Поэтому при изготовлении, например, нормализованных теплообменников в серийном порядке наилучших результатов можно добиться при сверлении решеток и перегородок на специальных многошпиндельных станках или с применением кондукторов, благодаря чему исключается возможность смещения отверстий.

Материал трубных решеток должен обладать большей твердостью, для того чтобы во время развальцовки гнезда сохраняли свою форму.

При одной и той же толщине решеток, изготовленных из материалов, обладающих отличными друг от друга пределами текучести, большее сопротивление вырыванию труб дает материал с бо́льшим пределом текучести. Зазор между наружной поверхностью трубы и внутренней поверхностью гнезда должен быть тем меньше, чем тоньше стенка трубы и чем мягче металл стенки решетки.

Согласно опытным данным пределом периферического растяжения материала трубы до полного прилегания к поверхности гнезда можно принять как максимум увеличение ее диаметра на 1,5%.

При малых диаметрах труб, например при $d_н = 25$ *мм*, практика показала хорошие результаты развальцовки при диаметре гнезда 25,4 *мм*.

Можно отметить, что чем толще стенка трубы, тем больший зазор может быть допущен между ней и гнездом.

В практических условиях выполнения вальцовочных соединений приходится считаться с отступлениями в размерах как самих труб, так и гнезд в пределах установленных для них допусков. С этой точки зрения особенное значение имеет определение влияния на качество вальцовочного соединения величины зазора между трубой и стенками гнезда

Установлено, что с увеличением зазора резко снижается прочность соединения. Причиной этого является приобретаемый в процессе развальцовки наклеп, сопровождаемый повышением упругих свойств материала трубы и, следовательно, стремлением трубы к отставанию от стенок гнезда.

Другой отрицательной стороной больших зазоров являются трудность центровки трубы в гнезда, и, как следствие этого, перекосы и однобокость вальцовки.

Отсюда можно сделать вывод, что зазор между трубой и стенками гнезда должен быть минимальным и определяться из условия возможности заведения в гнездо трубы с учетом ее кривизны.

Степень развальцовки определяется как величина дополнительного расширения трубы:

$$\delta = d'_в - (d_в + s_0), \qquad (X.1)$$

где $d'_в$ — внутренний диаметр трубы после развальцовки; $d_в$ — внутренний диаметр трубы до развальцовки; s_0 — зазор между трубой и стенками отверстия:

$$s_0 = d'_н - d_н, \qquad (X.2)$$

где $d'_н$ — диаметр отверстия в решетке; $d_н$ — наружный диаметр трубы.

При характеристике степени развальцовки указанная величина δ выражается часто не в абсолютных единицах (в *мм*), а в процентах по отношению к начальному диаметру гнезда или толщине стенки.

Многочисленные опыты, проведенные с целью выявления влияния степени развальцовки на качество вальцовочного соединения, пока-

зали, что по мере увеличения степени развальцовки прочность и плотность соединения возрастают до некоторого предела, а затем снова понижаются.

Иначе говоря, для вальцовочного соединения существует оптимум степени развальцовки, при повышении которого качественные показатели начинают понижаться, т. е. возникает так называемая перевальцовка.

Оптимум степени развальцовки δ находится в пределах от 15 до 20% толщины стенки вальцуемой трубы для нормального давления и соответственно приблизительно от 25 до 30% для высокого давления, причем бо́льшие величины отвечают бо́льшим диаметрам трубы и более пластичному металлу труб и менее пластичному металлу тела гнезда.

При вальцовке печных труб принято, например, увеличивать внутренний диаметр трубы после развальцовки (табл. X. 1) при условии, что предельный зазор между стенкой трубы и отверстием для нее (в двойнике) равен 0,75 *мм*.

Таблица X. 1

При трубах с толщиной стенки, *мм*	Увеличение внутреннего диаметра в месте развальцовки, *мм*
5—6,5	3,0—3,5
6,6—10 6	3,3—4,2
10,1—12,7	4,0—4,5
12,8—14,5	4,2—4,8

В каждом теплообменном аппарате проверяется надежность вальцовочного соединения против вырывания.

Условно принимается, что на каждую трубу передается одинаковое усилие от внутреннего давления, на площадку, заключенную между четырьмя соседними трубами и равную при расположении труб по вершинам равносторонних треугольников (рис. X. 7, *а* и *б*)

$$f = 0{,}866\, t^2 - \frac{\pi d_н^2}{4} \qquad (X.3)$$

или

$$f_1 = 0{,}866\, t^2 - \frac{\pi d_в^2}{4}. \qquad (X.4)$$

При расположении трубок по вершинам квадратов (рис. X. 7, a_1 и $б_1$)

$$f = t^2 - \frac{\pi d_н^2}{4} \qquad (X.5)$$

или

$$f_1 = t^2 - \frac{\pi d_в^2}{4}, \qquad (X.6)$$

При этом формулами (X. 3) и (X. 5) пользуются, когда проверку ведут с учетом давления в межтрубном пространстве, а формулами (X. 4) и (X. 6) — при проверке на давление в трубном пространстве.

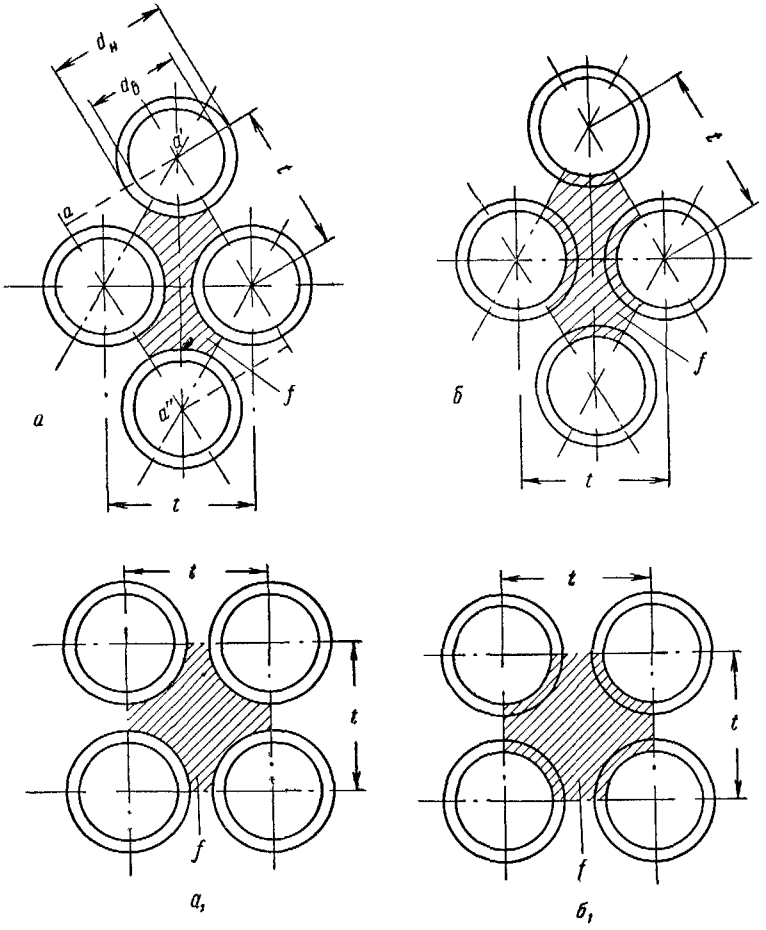


Рис. X. 7. Схема распределения усилий на площадку f, в зависимости от расположения труб.

a и a_1 — заштрихована площадка f в случае давления в межтрубном пространстве, $б$ и $б_1$ — заштрихована площадка f в случае давления в трубном пространстве.

На каждый сантиметр длины внешней окружности трубы приходится удельная нагрузка

$$\sigma = \frac{pf}{\pi d_н} кГ/см \text{ или } \sigma = \frac{pf_1}{\pi d_н}, \qquad (X.7)$$

где p — большее из давлений в трубном или межтрубном пространствах.

Величина σ не должна превышать следующих максимальных значений при условии, что не учитывается неравномерность нагрузки на трубы из-за деформации трубной решетки, труб и корпуса и температурные напряжения: $\sigma_{max} = 40$ *кГ/см* для концов труб, развальцованных в цилиндрических гладких отверстиях и $\sigma_{max} = 70$ *кГ/см*

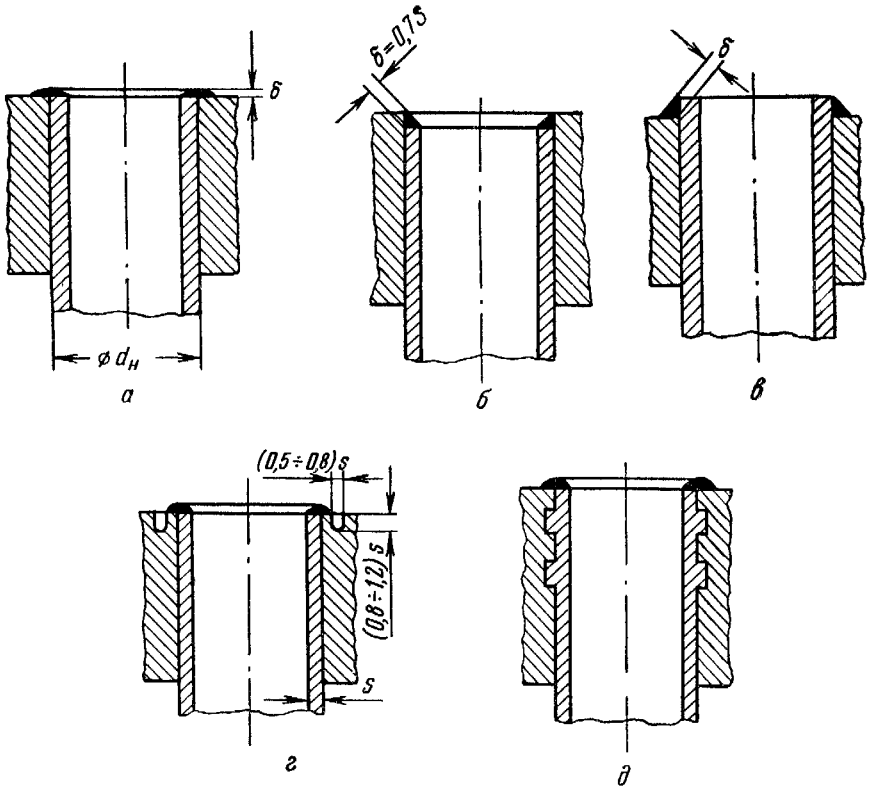


Рис. X. 8.

для труб, у которых оба конца развальцованы с отбортовкой; можно считать допустимым это же значение σ_{max}, как показывает опыт, и для труб, развальцованных в отверстиях с канавками.

Если σ получается выше указанного здесь предела, то рекомендуется ставить специальные анкерные трубы.

При учете термических усилий или неравномерности усилий, возникающей вследствие деформации трубной решетки, труб и корпуса, приведенные нормы допускаемых нагрузок могут быть повышены в 1,3—1,5 раза. Для теплообменников жесткой конструкции материал трубных решеток следует выбирать с учетом возможности сварки их с корпусом (рис. X. 8 и X. 15) и с трубками для закрепления которых в гнездах может быть применена сварка.

При этом сварные швы на рис. X. 8, *а*, *б*, *в*, *г* должны быть прочными и плотными, шов на рис. X. 8, *д* должен обеспечить плотность, а прочность создается в основном вальцовочным соединением. Последнюю конструкцию можно применять для повышенных давлений и температур.

Для приближения соединения к сварке равных толщин, т. е. для улучшения условий сварки, иногда делаются вокруг каждой трубы концентрические канавки глубиной $(0{,}8 \div 1{,}2)s$ и шириной $(0{,}5 \div 0{,}8)s$ (рис. X. 8, *г*).

Соединение трубок с трубной решеткой при помощи сварки в среде, не разрушающей сварной шов, является прогрессивным решением, и создание специальных машин и приспособлений как для сварки, так и для демонтажа изношенных или дефектных труб позволит широко внедрить этот метод.

Для теплообменных аппаратов с плавающей головкой, где материалом для трубных решеток является сталь с повышенным содержанием углерода или хромомолибденовые стали, применение сварки ограничивается пониженной свариваемостью этих сталей.

Сварной шов рассчитывается на срез, т. е. если известно усилие $q_т$, приходящееся на одну трубу (см. рис. X. 8, *а* и *в*), то

$$q_т = \pi d_н (\delta - c) \varphi \sigma \qquad (X.8)$$

или

$$\sigma = \frac{q_т}{\pi d_н (\delta - c) \varphi}. \qquad (X.9)$$

Напряжение σ не должно превышать $0{,}8 R_{z_t}$, где R_{z_t} — допускаемое напряжение на растяжение при данной температуре в $кГ/см^2$; c — прибавка на коррозию в *см*; φ — коэффициент прочности сварного шва; $\varphi = 0{,}9$.

При конструировании теплообменников или трубчатых реакторов всегда желательно в данном объеме корпуса аппарата или на данной площади трубной решетки разместить максимальное количество труб, поскольку при этом снижается расход металла на единицу поверхности теплообмена и повышается удельная и общая эффективность работы аппарата.

Максимальное количество труб, очевидно, можно будет расположить, приняв минимальное значение шага между трубами t_{min}.

При выборе шага t необходимо обращать внимание на ширину простенка-мостика между соседними трубами.

При слишком малом простенке геометрическая форма отверстия во время развальцовки может нарушиться, вследствие чего надежное и герметичное закрепление труб в решетках окажется невозможным.

Сечение мостика q (см. рис. X. 9) между трубами определяется произведением:

$$q = (t - d'_н)\, s'_р \ мм^2, \qquad (X.10)$$

где $d'_н$ — диаметр отверстия под трубу в решетке в *мм*; $s'_р$ — толщина решетки без двухсторонней прибавки на коррозию в *мм*.

Минимальное сечение q_{min} мостика, при котором принято считать возможным обеспечение надежной развальцовки, определяется из соотношения $q_{min} = 180$ *мм*^{2} при диаметре труб $d_н = 38$ *мм* и

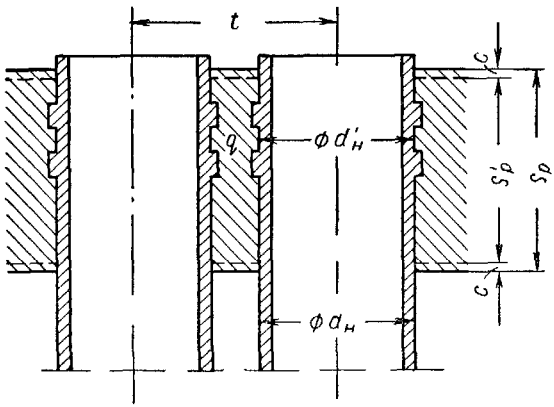


Рис. X. 9. К определению сечения мостика q между трубами.

c — прибавка на коррозию, $s'_р$ — толщина трубной решетки без двухсторонней прибавки на коррозию, q — сечение просгенка-мостика, *мм*^{2}

$q_{min} = 450$ *мм*^{2} при диаметре труб $d_н = 100$ *мм*, т. е. q_{min} изменяется от $q_{min} = 4{,}75\ d_н$ *мм*^{2} при $d_н = 38$ *мм* (X. 11)

до $q_{min} = 4{,}5\ d_н$ *мм*^{2} при $d_н = 100$ *мм*. (X. 12)

Экстраполируя, найдем для трубок диаметром $d_н = 20$ *мм*, $q_{min} = 4{,}82\ d_н$ *мм*^{2}. (X. 13)

Значение q_{min} находят по графику (рис. X. 10).

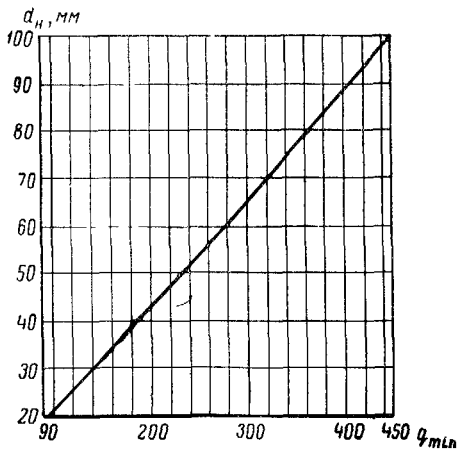


Рис. X. 10.

Минимальное значение шага на основании формулы (X. 10) получается равным

$$t_{min} = \frac{q_{min}}{s'_р} + d'_н. \qquad (X.\ 14)$$

Отсюда

$$s'_р = \frac{q_{min}}{t_{min} - d'_н}. \qquad (X.\ 15)$$

Из соотношений (X. 10—X. 13) и рис. X. 10 видно, что минимальное сечение q_{min} однозначно связано с диаметром трубки и для каждого диаметра последней является определенной постоянной величиной; поэтому из формулы (X. 14) следует, что, увели-

чивая толщину решетки $s'_р$, можно получить значение $q_{min}/s'_р$, т. е. ширину простенка-мостика, весьма малой.

Так, например, при трубах наружным диаметром $d_н = 25$ *мм* минимальное сечение мостика q_{min} в соответствии с рис. X. 10 равно 121 *мм*^{2}.

Если решетка делается толщиной 50 *мм*, то по формуле (X. 14) минимальный шаг $t_{min} = \frac{q_{min}}{s'_р} + d'_н = \frac{121}{50} + 25{,}4 = 27{,}8$ *мм*, а ширина мостика-простенка $q_{min}/s'_р$ получается всего лишь 2,4 *мм*.

Однако при такой малой ширине простенка уже имеется опасность деформации отверстий при развальцовке. Таким образом, формула (X. 14) справедлива только для решеток толщиной не более 18 *мм* при трубах диаметром $d_н = 20$ *мм* и толщиной не более 24 *мм* при трубах диаметром $d_н = 100$ *мм*.

При более толстых решетках эта формула дает уменьшенные значения шага t_{min}.

Для определения минимальных значений допускаемых расстояний между центрами трубок t_{min} для решеток толщиной свыше 18—24 *мм* был использован опыт ряда таких организаций, как Гипронефтемаш, НИИхиммаш, ЛМЗ, Гипрокаучук, Гипронефтезавод и др.

В результате анализа этих данных составлены формулы и табл. X. 2 для определения минимального шага.

Таблица X. 2

Наружный диаметр трубы, *мм*	Минимальный шаг t_{min}, *мм*	Отношение $\frac{t_{min}}{d_н}$	Номинальная ширина мостика m, *мм*
19	25	1,31	6
20	26	1,30	6
25	32	1,28	7
32	40	1,25	8
51	64	1,25	13
57	70	1,23	13
70	85,5	1,22	15,5
89	108	1 21	19

В таблице приводятся выборочные значения t_{min} и отношений $t_{min}/d_н$.

Из табл. X. 2 видно, что отношение $t_{min}/d_н$ не остается постоянным, а уменьшается с увеличением диаметра трубок. Такую закономерность следует признать рациональной, так как, хотя отношение $t_{min}/d_н$ и уменьшается, но номинальная ширина m простенка-мостика увеличивается, например, как видно из таблицы: при $d_н =$ $= 19$ *мм* $m = 6$ *мм*, а при $d_н = 89$ *мм* $m = 19$ *мм*.

Как показал расчет и графическое построение (см. рис. X. 11), кривая, выполненная в осях координат $d_н$, t_{min}, наиболее близко отвечает следующим четырем уравнениям (где t_{min} и $d_н$ в *мм*):

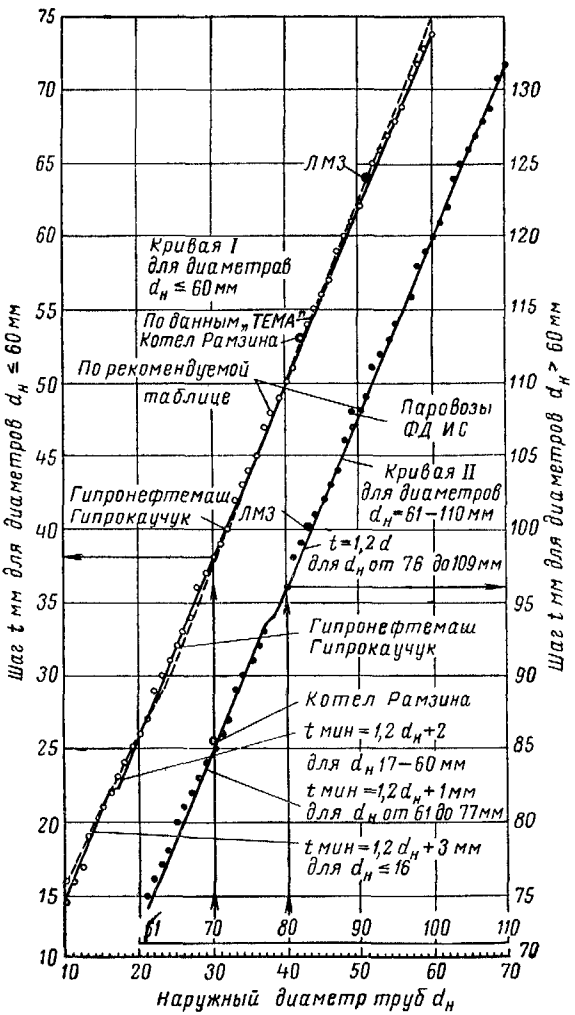


Рис. X. 11. График зависимости минимального допускаемого расстояния между центрами трубок t_{min} от наружного диаметра трубок в трубных решетках теплообменных аппаратов.

а) для труб наружным диаметром $d_н \leqslant 16$ *мм*

$$t_{min} = 1{,}2\, d_н + 3 \text{ мм}; \qquad \text{(X. 16)}$$

б) для труб наружным диаметром $60 \geqslant d_н \geqslant 17$ *мм*

$$t_{min} = 1{,}2\, d_н + 2 \text{ мм}; \qquad \text{(X. 17)}$$

Минимально допустимый шаг t_{min} между центрами труб в трубных решетках теплообменных аппаратов

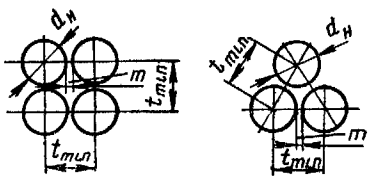


Рис. X. 12

$d_н$	t_{min}	m	$d_н$	t_{min}	m	$d_н$	t_{min}	m
10	15	5	43	54	11	76	92	16
11	16	5	44	55	11	77	93	16
12	17	5	45	56	11	78	94	16
13	19	6	46	57	11	79	95	16
14	20	6	47	58	11	80	96	16
15	21	6	48	60	12	81	97	16
16	22	6	49	61	12	82	98	16
17	23	6	50	62	12	83	100	17
18	24	6	51	63	12	84	101	17
19	25	6	52	64	12	85	102	17
20	26	6	53	66	13	86	103	17
21	27	6	54	67	13	87	104	17
22	29	7	55	68	13	88	106	18
						89	107	18
23	30	7	56	69	13	90	108	18
24	31	7	57	70	13	91	109	18
25	32	7	58	72	14	92	111	19
26	33	7	59	73	14	93	112	19
27	34	7	60	74	14	94	113	19
28	36	8	61	75	14	95	114	19
29	37	8	62	76	14	96	115	19
30	38	8	63	77	14	97	116	19
31	39	8	64	78	14	98	118	20
32	40	8	65	79	14	99	119	20
33	42	9	66	80	14	100	120	20
34	43	9	67	81	14	101	121	20
35	44	9	68	83	15	102	122	20
36	45	9	69	84	15	103	124	21
						104	125	21
37	46	9	70	85	15	105	126	21
38	48	10	71	86	15	106	127	21
39	49	10	72	87	15	107	128	21
40	50	10	73	89	16	108	129	21
41	51	10	74	90	16	109	131	22
42	52	10	75	91	16			

Примечание. Минимальное сечение мостика $q_{min} = (t_{min} - d'_н)\, s'_р$ во всех случаях должно быть не менее величины, определяемой по рис. X. 10.

в) для труб наружным диаметром $77 \geqslant d_н \geqslant 61$ *мм*

$$t_{min} = 1{,}2\, d_н + 1 \text{ мм}; \qquad \text{(X. 18)}$$

г) для труб наружным диаметром $109 \geqslant d_н \geqslant 78$ *мм*

$$t_{min} = 1{,}2\ d_н \text{ мм}. \qquad \text{(X. 19)}$$

Для облегчения расчетов в соответствии с этими данными составлена табл. X. 3.

Из табл. X. 3 видно, что номинальная ширина мостика непрерывно, закономерно увеличивается от $m = 5$ *мм* при диаметре трубы $d_н = 10$ *мм* до $m = 22$ *мм* при диаметре трубы 109 *мм*. При этом постоянный ряд в значительном числе точек совпадает с данными успешно работающих конструкций.

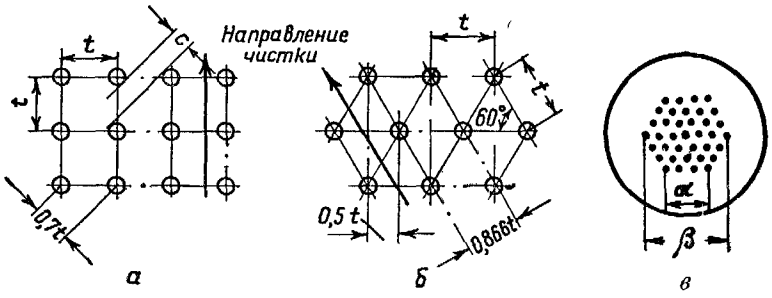


Рис. X. 13.

Для сопоставления на графике рис. X. 11 приведены данные из стандарта «ГЕМА» (Tubular exchanger manufacturers association) — ассоциации американских фирм — Kallog, griscom — Russel Lummus, Alco и др., производящих теплообменные аппараты.

При толстых решетках, обладающих твердостью, значительно превышающей твердость труб, можно уменьшить простенок m против данных, рекомендуемых табл. X. 3, приблизительно на 10%.

При данном шаге t трубы обычно располагают по вершинам квадратов или равносторонних треугольников (см. рис. X. 13).

В теплообменниках жесткого типа, а также с компенсатором на корпусе, где механическая чистка труб с наружной стороны невозможна, предпочтительно расположение труб по вершинам равносторонних треугольников рис. X. 13, *б*, так как при этом на данной площади трубной решетки удается разместить в среднем на 10% больше, чем при расположении труб по вершинам квадратов.

Увеличение числа труб позволяет несколько повысить скорость среды в межтрубном пространстве, снизить расход металла на 1 $м^2$ поверхности теплообмена, повысить эффективность работы теплообменного аппарата.

В теплообменниках с подвижной решеткой можно чистить трубы с наружной стороны; поэтому, если возможны отложения на внешней поверхности труб, то принимают их расположение по вершинам

квадратов, для удобства чистки (см. рис. X. 13, *а*). Однако в ряде случаев, когда теплообменники с подвижной решеткой работают в условиях чистой среды, целесообразно располагать трубы также по вершинам равносторонних треугольников.

При расположении труб по вершинам равносторонних треугольников или шестиугольников согласно рис. X. 13, *б* существует следующая зависимость.

Если a — число труб, помещающихся по одной стороне шестиугольника (рис. X. 13, *в*), β — число труб, расположенных на одной диагонали шестиугольника, и $\sum$ — сумма всех труб в шестиугольном пучке, то $\beta = 2a - 1$; $\sum = 3a\,(a-1) + 1$ и $\sum = \frac{3\beta^2 + 1}{4}$.

В табл. X. 4 приведены значения a, β и $\sum$ при условии, что на одной стороне шестиугольного пучка располагается от 1 до 42 трубок.

Таблица X. 4

a	β	Σ	a	β	Σ	a	β	Σ
2	3	7	16	31	721	30	59	2611
3	5	19	17	33	817	31	61	2791
4	7	37	18	35	919	32	63	2977
5	9	61	19	37	1027	33	65	3169
6	11	91	20	39	1141	34	67	3367
7	13	127	21	41	1261	35	69	3571
8	15	169	22	43	1387	36	71	3781
9	17	217	23	45	1519	37	73	3997
10	19	271	24	47	1657	38	75	4219
11	21	331	25	49	1801	39	77	4447
12	23	397	26	51	1951	40	79	4681
13	25	469	27	53	2107	41	81	4921
14	27	547	28	55	2269	42	83	5167
15	29	631	29	57	2437			

При разметке трубной решетки трубки обычно выходят за пределы правильного шестиугольника, так как возникает необходимость располагать их в пространстве между внутренней окружностью корпуса и сторонами правильного шестиугольника. Поэтому определить число трубок при расположении их по вершинам равносторонних треугольников или шестиугольников можно следующим образом: если площадь трубной плиты, занятая одной трубой, равна 0,866 t^2 *см*^{2} при условии, что t составляет шаг трубок (в *см*), то число их, умещающее на 1 *м*^{2} площади трубной плиты, равно $\frac{10\,000}{0{,}866t^2} = \frac{11\,540}{t^2}$. Вычисленные на основании этой зависимости данные помещены в табл. X. 5.

Однако полное количество трубок, приведенное в табл. X. 5, практически обычно разместить не удается, так как часть площади

Таблица X.

Число труб на 1 $м^2$ плиты

(t — шаг труб в *мм*; f — площадь трубной плиты на 1 трубку в $см^2$; m — число трубок на 1 $м^2$ площади трубной доски)

t	f	m	t	f	m
25	5,42	1849	30	7,79	1284
26	5,85	1710	31	8,32	1204
27	6,31	1586	32	8,87	1128
28	6,78	1474	33	9,43	1060
29	7,28	1373	34	10,01	999

трубной решетки занята перегородками, установленными в распределительных коробках теплообменных аппаратов для изменения направления движения продуктов, т. е. для увеличения скорости жидкости в трубах и для создания так называемых ходов, а также потому, что между крайними трубками и корпусом должен оставляться зазор.

В результате реальное количество трубок, которое удается разместить на 1 $м^2$ решетки, выражается формулой

$$m_1 = ym, \qquad \text{(X. 20)}$$

где y — коэффициент заполнения, равный приблизительно 0,7—0,85.

Меньшее значение коэффициента y соответствует многоходовым теплообменникам малого диаметра.

Количество трубок, которое можно разместить на площади трубной решетки теплообменника с внутренним диаметром корпуса $D_в$, в среднем приближенно равно:

при расположении по рис. X. 13, *б*

$$n_\triangle = 0{,}9\frac{\pi D_в^2}{4t^2}; \qquad \text{(X. 21)}$$

при расположении по рис. X. 13, *а*

$$n_\square = 0{,}8\frac{\pi D_в^2}{4t^2}. \qquad \text{(X. 22)}$$

Точное количество трубок определяется расчерчиванием $^1/_4$ или $^1/_2$ площади трубной решетки. При этом зазор между внутренним диаметром корпуса и крайними трубками принимают обычно для теплообменников жесткой конструкции не менее 10 *мм*, а для теплообменников с плавающей головкой расположение наружных трубок ограничивается внутренним диаметром прокладки днища плавающей головки. В последнем случае зазор между трубкой и внутренней окружностью прокладки не должен быть меньше 3 *мм*.

Диаметры труб кожухотрубчатых теплообменных аппаратов принимают обычно 20; 25 и 38 *мм* с толщиной стенки соответственно

от 2 до 3,5 *мм*. Следует иметь в виду, что при применении труб меньшего диаметра (20 *мм*) удается разместить в данном корпусе наибольшую поверхность. Вместе с тем условия чистки при трубах меньшего диаметра усложняются. Поэтому трубы диаметром 20 *мм* применяются обычно для теплообменных аппаратов, работающих в сравнительно чистой, не дающей больших отложений на стенках, среде.

Длину труб принимают обычно 6 или 9 *м*. Уменьшение длины труб всегда связано с повышенным расходом металла на 1 $м^2$ поверхности теплообмена. Так, например, для теплообменников с трубами длиной 3 *м* расход металла на 1 $м^2$ поверхности возрастает по сравнению с расходом его для теплообменников с длиной труб 6 *м* на 25—50%.

Поэтому при наличии малых поверхностей не рекомендуется делать укороченные теплообменики, а целесообразно переходить к теплообменникам с меньшим диаметром корпуса, но с трубами длиной не менее 6 *м*.

Для различных поверхностей теплообмена, условно определяющихся по наружной поверхности труб, приняты следующие диаметры (внутренние) корпусов: 200, 250, 320, 400, 500, 600, 700[1], 800, 900*, 1000, 1200, 1400, 1600, 1800, 2000, 2200, 2400, 2600, 2800, 3000.

Собирать пучок трубок в теплообменниках с жестко закрепленными решетками можно в следующем порядке.

Для теплообменников с корпусом диаметром до 600 мм. Концевую решетку и перегородки устанавливают в приспособлении вне корпуса аппарата для фиксации их взаимного расположения. Затем через отверстия решетки и перегородок продвигают несколько контрольных трубок, которыми достигается совпадение отверстий относительно осей трубок. Далее в таком же порядке сначала в центре, а затем на периферии продвигают в отверстия решетки и перегородок все остальные трубки.

В таком виде пучок вставляют в корпус. Затем концы трубок поочередно заводят в отверстия второй концевой решетки. Предпоследней является приварка концевых решеток к корпусу аппарата и далее развальцовка или приварка трубок в решетках.

Для теплообменников с корпусом диаметром более 600 мм. Концы трубок вставляют в концевую решетку и заводят в отверстия первой от этой решетки перегородки, приваренной внутри корпуса аппарата. При этом до приварки решетку устанавливают правильно по шести предварительно заведенным в ее отверстия трубкам. Далее в таком же порядке приваривают вторую перегородку внутри корпуса и концы всех трубок поочередно также вставляют в отверстия. Таким же образом последовательно приваривают внутри корпуса остальные решетки, через отверстия которых заводят концы трубок. После того как трубки вставлены в отверстия второй концевой решетки,

[1] Не рекомендуется.

приваривают обе решетки к корпусу и затем развальцовывают или приваривают трубки в решетках.

Следует иметь в виду, что чем выше давление, тем меньшим нужно выбирать диаметр корпуса, чтобы получить приемлемые толщины деталей теплообменника.

Нормализованные теплообменные аппараты рассчитывают, как правило, на давления 3, 6, 10, 16, 25, 40 и 64 *кГ/см*^{2}.

В нефтеперерабатывающей промышленности расчетное давление (*при нормальной* температуре) принимают обычно не ниже 10 *кГ/см*^{2}. При повышенной температуре рабочее давление принимают меньше расчетного, пропорционально падению механических свойств материала, из которого изготовляется данный теплообменный аппарат, или, следовательно, пропорционально изменению допускаемых напряжений с повышением температуры. Для теплообменников из углеродистых сталей приняты пределы применения, указанные в табл. X. 6.

Таблица X. 6

Пределы применения или рабочие давления в зависимости от температуры для теплообменных аппаратов

Температурные ступени	Температура среды, °С	Наибольшее рабочее давление, *кГ/см*2	Пробное давление при гидравлическом испытании, *кГ/см*2
Для p_y 16			
p_{20}	⩽200	16	20
p_{25}	⩽250	15	
p_{30}	⩽300	13	
p_{35}	⩽350	12	
Для p_y 25			
p_{20}	⩽200	25	32
p_{25}	⩽250	23	
p_{30}	⩽300	20	
p_{35}	⩽350	18	
Для p_y 40			
p_{20}	⩽200	40	50
p_{25}	⩽250	37	
p_{30}	⩽300	33	
p_{35}	⩽350	30	
Для p_y 64			
p_{20}	⩽200	64	80
p_{25}	⩽250	56	
p_{30}	⩽300	50	
p_{35}	⩽350	45	

Основные параметры и размеры кожухотрубчатых теплообменников по ГОСТ 9929-61 приведены в табл. X. 7.

Применение труб, калиброванных по внутреннему диаметру, для изготовления кожухов теплообменников является предпочтительным.

Таблица X.7

Основные параметры и размеры	Теплообменники типа	
	ТН и ТЛ	ТП и ТУ
Поверхность теплообмена, $м^2$	1—2000	20—1250
Расчетное рабочее давление в трубном или межтрубном пространстве при $t = 20°$ С, $кГ/см^2$	3; 6; 10; 16; 25*; 40*	10; 16; 25; 40; 64
Диаметр кожуха, *мм*:		
наружный при изготовлении кожуха из труб	159; 273; 325; 426; 530; 630	325; 530; 630
внутренний при изготовлении кожуха из труб, калиброванных по внутреннему диаметру	200; 250; 320; 400; 500; 600; 800; 1000	500; 600; 800; 1000
внутренний при изготовлении кожуха из листовой стали	400; 500; 600; 800; 1000; 1200; 1400; 1600; 1800; 2000; 2200; 2400; 2600; 3000	500; 600; 800; 1000; 1200; 1400
Наружный диаметр и толщина стенки теплообменных труб (диаметр × толщину стенки), *мм*	20×2; 20×2,5; 25×2; 25×2,5; 25×3; 38×2; 57×2,5	20×2; 20×2,5; 25×2; 25×2,5; 25×3
Схема и шаг размещения теплообменных труб в трубных решетках, *мм*	По вершинам равносторонних треугольников: 26 для труб $d = 20$ *мм* 32 для труб $d = 25$ *мм* 48 для труб $d = 38$ *мм* 70 для труб $d = 57$ *мм*	По вершинам квадратов или равносторонних треугольников: 26 для труб $d = 20$ *мм* 32 » » $d = 25$ »

* Только для теплообменников типа ТН.

Шаг размещения оребренных труб ГОСТ не предусматривает.

В обоснованных случаях допускается в теплообменниках ТН и ТЛ принимать шаг равным 38 *мм* для труб диаметром 25 *мм* и 52 *мм* для труб диаметром 38 *мм*.

Поверхности теплообмена по наружному диаметру труб должны соответствовать следующему ряду (в $м^2$): 1; 1,6; 2,5; 4; 6,3; 10; 12,5; 16; 20; 25; 31,5; 40; 50; 63; (71); 80; (90); 100; (112); 125; (140); 160; (180); 200; (224); 250; (280); 315; (355); 400; (450); 500; (560); 630; (710); 800; (900); 1000; (1120); 1250; (1400); 1600; (1800); 2000.

Значения в скобках допускаются в отдельных случаях.

ТЕПЛООБМЕННИКИ ЖЕСТКОГО ТИПА

Конструкция и определение напряжений от внутреннего давления (приближенный метод)

Теплообменниками жесткого типа называются такие, у которых обе трубные решетки неподвижно соединены с жестким корпусом, а прямые трубы жестко закреплены в трубных решетках.

Теплообменники жесткого типа отличаются простотой конструкции и сравнительно малым весом на единицу поверхности нагрева; при одном и том же диаметре корпуса толщина трубных решеток меньше, поэтому трубок можно разместить больше, чем в теплообмен-

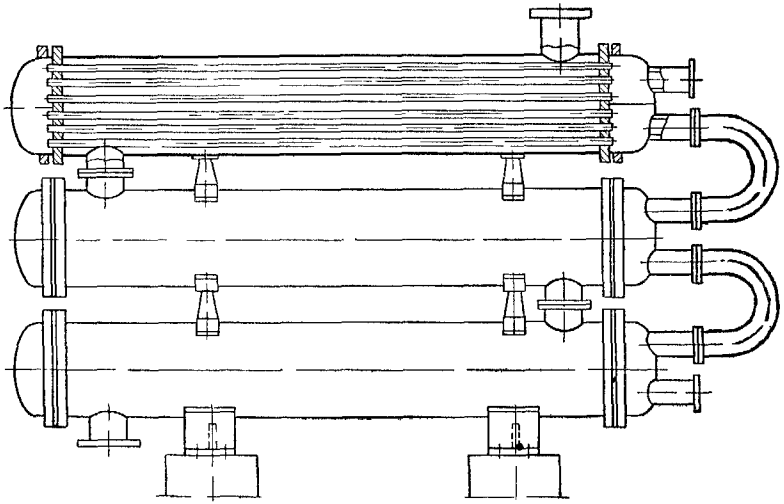


Рис. X. 14.

никах с плавающей головкой. Вместе с тем, теплообменники этого типа обладают определенными недостатками. В эксплуатационных условиях в корпусе и трубах от разности температур возникают термические напряжения, которые с напряжениями от внутреннего давления могут вызвать нарушение герметичности в местах соединения труб с трубной решеткой.

Механическая чистка наружной поверхности труб этих теплообменников невозможна, поэтому работать они должны либо в чистой среде, либо когда возможна промывка корпуса горячей водой или химическими реагентами.

Теплообменники жесткого типа по корпусу обычно бывают одноходовыми (см. рис. X. 14). При этом в корпусе при длине трубок более 1500 *мм* делают несколько поперечных перегородок, способствующих интенсификации теплообмена.

По количеству ходов в трубах теплообменники бывают одно-, двух-, четырех- и многоходовыми.

На рис. X. 14 показан батарейный двухходовой по трубам и одноходовой по корпусу теплообменник. Такая компоновка применяется с целью экономии места.

Количество труб по ходам обычно выдерживается приблизительно одинаковым.

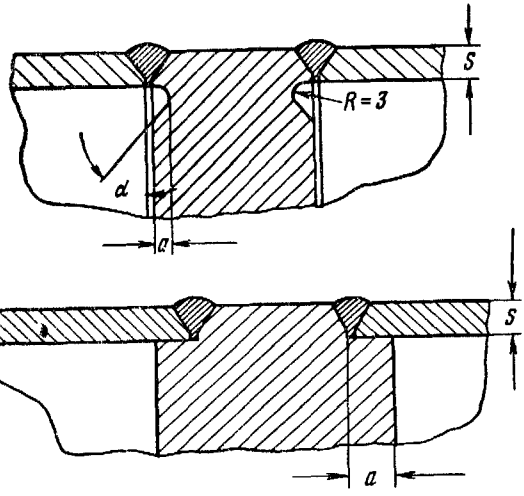


Рис. X. 15. Соединение трубных решеток с корпусом.
$a \approx (0{,}5-0{,}6)\,s$, но не менее 6 *мм*; $\alpha = 45-60°$.

Соединение трубных решеток с корпусом приведено на рис. X. 15 и X. 16.

Отверстие в решетке диаметром 6 *мм* может быть использовано как воздушник.

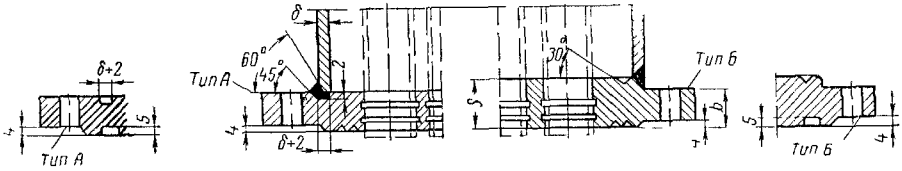


Рис. X. 16. Соединение трубных решеток с корпусом.

Такое же отверстие, сделанное в нижней трубной решетке, может служить для окончательного спуска жидкости из межтрубного пространства во время остановки аппарата.

Поперечные перегородки различной формы делают обычно в небольшом количестве, учитывая трудность изготовления.

При значительной длине труб теплообменников необходимо ставить поперечные перегородки не только для улучшения эффективности теплообмена, но и для придания системе труб большей устой-

чивости и сохранения прямолинейности. Особенно важно это учитывать, когда в трубах возникают усилия сжатия и имеется опасность их продольного изгиба.

Если принять, что удельная нагрузка на 1 *см* длины окружности трубы достигает ~ 70 *кГ/см*, то максимальное напряжение сжатия в поперечном сечении трубы равно

$$\sigma_d = \frac{\sigma}{1 s'_т} \text{ кГ/см}^2.$$

Принимая, что минимальная толщина стенки трубы без прибавки на коррозию $s'_т = 1{,}2$ *мм*, получаем

$$\sigma_d = \frac{70}{0{,}12} = 580 \text{ кГ/см}^2.$$

Если принять основное допускаемое напряжение равным 1500 *кГ/см*^{2}, то коэффициент φ_1 уменьшения основного допускаемого напряжения должен быть не меньше, чем

$$\varphi_1 = \frac{580}{1500} = 0{,}385.$$

При таком значении коэффициента φ_1 гибкость λ трубы должна быть не более $\lambda \leqslant 135$.

Пользуясь формулой (IV. 94), находим радиус инерции. Определяем расстояние между перегородками l в *см*.

$$r_{\min} = \sqrt{\frac{J_{\min}}{F}} = \sqrt{\frac{\pi (d_н^4 - d_в^4) 4}{64\pi (d_н^2 - d_в^2)}} = \frac{1}{4}\sqrt{d_н^2 + d_в^2}, \quad \text{(X. 23)}$$

где $d_н$ и $d_в$ — наружный и внутренний диаметры труб.

Принимая, что без прибавки на коррозию $d_в \approx 0{,}9\, d_н$, получаем $r_{\min} \approx 0{,}34 d_н$.

Из формулы (IV. 93) получаем

$$l = \frac{0{,}34\, d_н \lambda}{\mu} = 46 d_н.$$

Обычно, в случае, если есть опасность сжатия труб, расстояние между перегородками принимают

$$l \leqslant 50 d_н. \quad \text{(X. 24)}$$

Если трубы работают на растяжение, то значение гибкости может быть повышено до $\lambda = 200$ и тогда максимальное расстояние между перегородками может быть принято

$$l_{\max} = \frac{0{,}34\, d_н \lambda}{\mu} = \frac{0{,}34\, d_н \cdot 200}{1} \approx 68 d_н,$$

округленно

$$l_{\max} \leqslant 70 d_н. \quad \text{(X. 25)}$$

Усилия, возникающие в корпусе и трубах от действия внутреннего давления, показаны на рис. X. 17.

В корпусе теплообменника жесткого типа от внутреннего давления всегда возникают напряжения растяжения.

Если не принимать во внимание деформации изгиба трубной решетки, считая ее достаточно жесткой, то и трубы также подвержены напряжению растяжения.

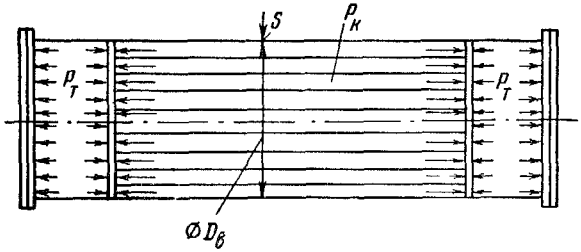


Рис. X. 17.

Усилие Q в $кГ$, разрывающее корпус и трубы

$$Q = p_к \frac{\pi}{4}(D_в^2 - nd_н^2) + p_т \frac{\pi}{4} D_в^2 - \frac{p_т \pi}{4}(D_в^2 - nd_в^2) =$$

$$= p_к \frac{\pi}{4}(D_в^2 - nd_н^2) + p_т \frac{\pi}{4} nd_в^2, \qquad (X.26)$$

где $p_к$ — давление в корпусе в $кГ/см^2$; $p_т$ — давление в трубах в $кГ/см^2$; $D_в$ — внутренний диаметр корпуса в $см$; $d_в$ — внутренний диаметр трубы в $см$; $d_н$ — наружный диаметр трубы в $см$; n — число труб.

Напряжение растяжения, возникающее в корпусе и трубах

$$\sigma_к = \sigma_т = \frac{Q}{F_т + F_к}, \qquad (X.27)$$

где $F_т$ — площадь поперечного сечения металла труб в $см^2$

$$F_т = n \frac{\pi}{4}(d_н^2 - d_в^2); \qquad (X.28)$$

$F_к$ — площадь поперечного сечения стенки корпуса в $см^2$

$$F_к = \pi (D_в + s) s. \qquad (X.29)$$

При наличии коррозии последняя должна быть учтена, т. е. вместо s следует брать $s' = s - c$, где c — прибавка на коррозию; вместо $d_н$ и $d_в$ также следует брать соответствующие их значения.

Усилие, растягивающее одну трубу при условии равномерного распределения нагрузки:

$$q_т = f_т \sigma_т, \qquad (X.30)$$

где $f_т$ — площадь поперечного сечения одной трубы в *см*²

$$f_т = \frac{\pi}{4}(d_н^2 - d_в^2). \qquad (X.31)$$

Удельная нагрузка на вырывание трубы в *кГ/см*

$$\sigma_1 = \frac{q_т}{\pi d_н}. \qquad (X.32)$$

При этом значение σ_1, по предыдущему, не должно превышать 40 *кГ/см* при развальцовке труб в гладких отверстиях и 70 *кГ/см* при развальцовке труб с отбортовкой или в отверстиях с канавками.

Пример. Определить усилия, возникающие в корпусе и трубах теплообменника жесткого типа от внутреннего давления. Внутренний диаметр корпуса $D_в = 1000$ *мм*, труб $d_в = 20$ *мм*; наружный диаметр труб $d_н = 25$ *мм*; количество труб $n = 630$ шт.; площадь поперечного сечения одной трубы

$$f_т = \frac{\pi}{4}(d_н^2 - d_в^2) = 1{,}76 \text{ см}^2;$$

площадь поперечного сечения всех труб

$$F_т = nf_т = 630 \cdot 1{,}76 = 1110 \text{ см}^2;$$

площадь поперечного сечения корпуса

$$F_к = \pi (D_в + s)\, s = \pi (100 + 0{,}6)\, 0{,}6 = 190 \text{ см}^2;$$

толщина корпуса

$$s = 0{,}6 \text{ см};$$

внутреннее давление в корпусе $p_к = 12$; в трубах $p_т = 6$ *кГ/см*².

Определяем по формуле (X. 26) усилие Q, разрывающее корпус и трубы

$$Q = p_к \frac{\pi}{4}(D_в^2 - nd_н^2) + p_т \frac{\pi}{4} d_в^2 n = 12 \frac{\pi}{4}(100^2 - 630 \cdot 2{,}5^2) + 6 \frac{\pi}{4} 2^2 \cdot 630 = 68\,900 \text{ кГ}.$$

Напряжение растяжения в корпусе и трубах по формуле (X. 27)

$$\sigma_к = \sigma_т = \frac{Q}{F_т + F_к} = \frac{68\,900}{1110 + 190} = 53 \text{ кГ/см}^2.$$

Удельная нагрузка на вырывание по формуле (X. 32)

$$\sigma_1 = \frac{q_т}{\pi d_н} = \frac{f_т \sigma_т}{\pi d_н} = \frac{1{,}76 \cdot 53}{\pi \cdot 2{,}5} = 11{,}9 \text{ кГ/см}^2,$$

т. е. меньше 70 *кГ/см*.

При проверке по формуле (X.7) удельная нагрузка на выры-вание оказывается равной

$$\sigma = \frac{pf}{\pi d_н} = \frac{12 \cdot 0{,}866 \cdot 3{,}2^2}{\pi \cdot 2{,}5} = 13{,}5 \ кГ/см,$$

т. е. также значительно меньше допускаемой.

В данном случае значение удельной нагрузки по формуле (X. 32) меньше, чем по формуле (X. 7). Однако может быть и наоборот; поэтому расчет необходимо проверять по этим формулам.

Температурные усилия в корпусе и трубах

Если корпус и трубы нагреты не одинаково и изготовлены из материала с различными коэффициентами линейного теплового расширения и разными модулями упругости, то термические усилия определяются по следующим формулам.

Термическое усилие в трубах

$$Q_{тт} = \frac{E_к F_к (\alpha_к t_к - \alpha_т t_т)}{1 + \frac{E_к}{E_т} \frac{F_к}{F_т}}, \qquad (X.33)$$

где $E_к$ и $E_т$ — модули упругости материала корпуса и трубок соответственно в $кГ/см^2$; $\alpha_к$ и $\alpha_т$ — коэффициент линейного термического расширения металла корпуса и труб; $t_к$ и $t_т$ — температура корпуса и труб во время эксплуатации соответственно в °С.

При положительных значениях $Q_{тт}$, т. е. если $\alpha_к t_к > \alpha_т t_т$, в трубах действуют усилия растяжения, и наоборот, если $Q_{тт}$ отрицательно, то это значит, что трубы сжаты.

Термическое усилие $Q_{кт}$ в корпусе численно равно термическому усилию в трубах, но обратно по знаку:

$$Q_{кт} = -Q_{тт}. \qquad (X.34)$$

Таким образом, если трубы сжаты от термических усилий, то на корпус действует растягивающее усилие той же величины, и наоборот.

Термическое напряжение в трубах

$$\sigma_{тт} = \frac{Q_{тт}}{F_т}. \qquad (X.35)$$

Термическое напряжение в корпусе

$$\sigma_{кт} = \frac{Q_{кт}}{F_к}. \qquad (X.36)$$

Термическое усилие в одной трубе

$$q_{тт} = \sigma_{тт} f_т, \qquad (X.37)$$

где $f_т$ — площадь поперечного сечения металла одной трубы.

Суммарное напряжение в трубах от действия внутреннего давления и термических усилий

$$\sigma_{ст} = \sigma_т + \sigma_{тт} \qquad (X.37)$$

[см. формулы (X. 27) и (X. 35)].

Суммарное напряжение в корпусе от действия внутреннего давления и термических усилий

$$\sigma_{ск} = \sigma_к + \sigma_{кт} \qquad (X.38)$$

[см. формулы (X. 27) и (X. 36)].

Следует иметь в виду, что в формулах (X. 37) и (X. 38) правая часть представляет собой алгебраическую сумму, т. е. что $\sigma_т$ и $\sigma_к$ имеют положительное значение, так как $\sigma_т$ и $\sigma_к$ — всегда напряжения растяжения; в то же время значения $\sigma_{тт}$ и $\sigma_{кт}$ могут быть и положительными и отрицательными, т. е. термические напряжения в зависимости от значений $\alpha_т$, $\alpha_к$, $t_к$ и $t_т$ могут быть напряжениями растяжения или сжатия.

Если корпус и трубы выполнены из одинакового материала, т. е. $\alpha_к = \alpha_т = \alpha$ и $E_к = E_т = E$, то формула (X. 33) приобретает вид

$$Q_{тт} = \frac{EF_к \alpha (t_к - t_т)}{1 + \frac{F_к}{F_т}} . \qquad (X.39)$$

При выводе формул (X. 33)—(X. 39) принято, что трубная решетка является жесткой — не прогибается и трубы остаются прямыми.

После определения суммарных напряжений в трубах от действия внутреннего давления и термических усилий по формуле (X. 37) следует проверить суммарную удельную нагрузку на развальцовку по формуле

$$\sigma_{сум} = \frac{q_{тс}}{\pi d_н} , \qquad (X.40)$$

где $q_{тс}$ — суммарная нагрузка на одну трубу от действия внутреннего давления и термических усилий

$$q_{тс} = f_т \cdot \sigma_{ст}. \qquad (X.41)$$

При определении термических напряжений по формуле (X. 33) необходимо выбирать наиболее невыгодное соотношение температур, которое может оказаться во время эксплуатации.

Так, например, если в трубах протекает более нагретая среда, то максимальная разность температур между трубами и корпусом может возникнуть, когда менее нагретая среда в корпус еще не поступила.

Если в процессе эксплуатации такой случай нельзя предотвратить, то расчет следует вести, принимая во внимание именно это обстоятельство.

При многоходовых теплообменниках возможно возникновение различной разности температур труб и корпуса по ходам. Поэтому здесь также следует принимать это во внимание.

При расположении теплообменных аппаратов на открытом воздухе, в зимних условиях, при пуске также могут возникнуть более значительные температурные разности, чем в обычных эксплуатационных условиях.

Это также необходимо иметь в виду при оценке возможных соотношений температур.

Пример. Определить термические усилия в трубах и корпусе теплообменника, если температура труб во время эксплуатации $t_т = 100°$ С, температура корпуса $t_к = 60°$ С, коэффициент термического расширения корпуса $\alpha_к = 0{,}000\,012$. Коэффициент термического расширения труб $\alpha_т = 0{,}000\,016$; внутренний диаметр корпуса $D_в = 1000$ *мм*; внутренний диаметр труб $d_в = 20$ *мм*; наружный диаметр труб $d_н = 25$ *мм*; количество труб $n = 630$ шт.; площадь поперечного сечения одной трубы $f_т = 1{,}76$ *см*^{2}; площадь поперечного сечения всех труб $F_т = 1110$ *см*^{2}; площадь поперечного сечения корпуса $F_к = 190$ *см*^{2}; модуль упругости материала корпуса $E_к = 2{,}1 \cdot 10^6$ *кГ/см*^{2}; модуль упругости материала труб $E_т = 2{,}2 \times 10^6$ *кГ/см*^{2}.

Термическое усилие в трубах по формуле (X. 33)

$$Q_{тт} = \frac{E_к F_к (\alpha_к t_к - \alpha_т t_т)}{1 + \frac{E_к}{E_т}\frac{F_к}{F_т}} =$$

$$= \frac{2{,}1 \cdot 10^6 \cdot 190\,(0{,}000012 \cdot 60 - 0{,}000016 \cdot 100)}{1 + \frac{2{,}1 \cdot 10^6}{2{,}2 \cdot 10^6} \cdot \frac{190}{1110}} = -302\,000 \text{ кГ};$$

знак минус показывает, что трубы сжаты.

Термическое напряжение в трубах, по формуле (X. 35)

$$\sigma_{тт} = \frac{Q_{тт}}{F_т} = \frac{-302\,000}{1110} = -272 \text{ кГ/см}^2.$$

Суммарное напряжение в трубах от действия внутреннего давления и термических усилий по формуле (X. 37). См. пример на стр. 760.

$$\sigma_{ст} = \sigma_т + \sigma_{тт} = 53 + (-272) = -219 \text{ кГ/см}^2.$$

Суммарная нагрузка на одну трубу по формуле (X. 41)

$$q_{ст} = f_т \sigma_{ст} = 1{,}76 \cdot 219 = 386 \text{ кГ}.$$

Удельная нагрузка на развальцовку по формуле (X. 40)

$$\sigma_{сум} = \frac{q_{тс}}{\pi d_н} = \frac{386}{\pi \cdot 2{,}5} = 49{,}2 \text{ кГ/см},$$

т. е. меньше допускаемой.

Расчет трубных решеток

(приближенный метод)

Обычный метод расчета трубных решеток теплообменников жесткого типа строится на основе предположения, что трубные решетки не деформируются, оставаясь плоскими, и что трубы равномерно нагружены и препятствуют прогибу трубных решеток, т. е. работают как связи.

При этом толщина трубной решетки определяется из условия возможности надежного закрепления труб при помощи развальцовки или сварки.

Определяем минимальную толщину трубной решетки $s_р$ в *мм*

$$s_p = \frac{q_{min}}{t_{min} - d'_н} + 2c, \qquad (X.42)$$

где q_{min} — минимальное сечение простенка-мостика между трубами (принимаем по рис. X. 10) в *мм*^{2}; t_{min} — по табл. X. 3; $d'_н$ — диаметр отверстия под трубку в *мм* (по рис. X. 6); $2c$ — двухсторонняя прибавка на коррозию в *мм*.

Так например, при трубах наружным диаметром 25 *мм* шаг t_{min} — 32 *мм* (табл. X. 3); $d'_н$ — 25,4 *мм*; при прибавке на коррозию $c = 3$ *мм*

$$s_p = \frac{121}{32 - 25{,}4} + 2 \cdot 3 = 24{,}4 \text{ мм};$$

принимаем толщину решетки 26 *мм*.

Затем по формулам (X. 7), (X. 32) и (X. 40) проверяем удельную нагрузку на вырывание труб и сравниваем с нормами, приведенными на стр. 744. Если удельная нагрузка не превышает указанных норм или напряжение в сварном шве в случае применения сварного соединения не больше допускаемого значения, то решетка считается надежно укрепленной.

Толщину решетки обычно проверяем также на напряжения изгиба, возникающие в участке решетки, заключенном между четырьмя трубами. При этом выбираем участок, имеющий наибольшую площадь.

Обыкновенно величина площади f (см. рис. X. 7) так мала, что проверка на изгиб дает незначительные напряжения. Для проверки на изгиб можно пользоваться формулой

$$R_{изг} = \frac{p}{3{,}6\left(1 - 0{,}7\,\frac{d_н}{\varepsilon}\right)\left(\frac{s'_р}{\varepsilon}\right)^2}, \qquad (X.43)$$

где ε — сторона квадратного поля, образованного четырьмя трубами, или среднее арифметическое из сторон прямоугольника, определяемых этими четырьмя трубами (рис. X. 7, *а*).

$$\varepsilon = \frac{\overline{aa'} + \overline{aa''}}{2};$$

p — рабочее давление в *кГ/см*^{2}; $R_{изг}$ — напряжение на изгиб материала трубной решетки, которое должно быть не более 1,1 $[\sigma]$, где $[\sigma]$ допускаемое напряжение на растяжение, зависящее от материала и температуры. Если напряжение на изгиб $R_{изг}$ получается больше допускаемого, то необходимо установить анкерные тяги или связные трубы; s' — толщина решетки без прибавки на коррозию в *см*.

В тех случаях, когда давление $p_к$ в корпусе больше давления $p_т$ в трубном пространстве или давление в трубном пространстве отсутствует, трубные решетки стремятся под действием внутреннего давления выпучиться наружу и трубы работают как связи.

В тех случаях когда давление $p_т > p_к$, то при относительно тонких решетках в результате прогиба трубных решеток под действием давления $p_т$ в трубах может возникнуть напряжение сжатия, т. е. часть труб, расположенных ближе к центру, может работать на продольный изгиб.

В этих случаях следует предусматривать установку перегородок, центрирующих трубы, на расстоянии не более 50 $d_н$ друг от друга.

Если такие поперечные перегородки не установлены, а также если в результате двустороннего коррозионного износа трубчатый пучок быстро выходит из строя, то очевидно, что при расчете трубных решеток либо не следует совершенно принимать во внимание поддерживающее влияние труб, либо вводить в расчет поперечное сечение труб с учетом коррозионного износа.

Толщину трубной решетки $s_р$ теплообменника жесткой конструкции, когда поддерживающее влияние труб не учитывается, определяем по формуле

$$s_р = D_в \sqrt{\frac{0{,}3\, p_п}{R_{изг}\, \varphi}} + 2c, \qquad (X.44)$$

где $D_в$ — внутренний диаметр корпуса теплообменника в *см*; $p_п$ — приведенное внутреннее давление, действующее со стороны корпуса или трубного пространства (принимаем большую величину) в *кГ/см*^{2}; при $p_к > p_т$

$$p_п = \frac{p_к \frac{\pi}{4}(D_в^2 - n d_н^2)}{\frac{\pi}{4} D_в^2} = p_к \left(1 - \frac{n d_н^2}{D_в^2}\right), \qquad (X.45)$$

при $p_т > p_к$

$$p_п = p_т \left(1 - \frac{n d_{вн}^2}{D_в^2}\right); \qquad (X.46)$$

$R_{изг}$ — допускаемое напряжение на изгиб в *кГ/см*^{2}, которое принимают равным для данного случая по формуле (III. 14) с $\beta = 1{,}1$ и значением $\sigma_{доп}$, выбираемым по табл. III. 1, т. е.

$$R_{из} = 1{,}1\ \sigma_{доп};$$

φ — коэффициент прочности трубной решетки, который определяем по формуле (X. 72).

Пример. Определить толщину трубной решетки теплообменника жесткого типа диаметром $D_в = 1000$ *мм*. Давление $p_к = 12$ *кГ/см*^{2}, $p_т = 6$ *кГ/см*^{2} (без учета поддерживающего влияния трубного пучка). Число труб $n = 630$.

Толщина трубной решетки по формуле (X. 44)

$$s_р = D_в \sqrt{\frac{0{,}3\, p_п}{R_{изг}\, \varphi}} + 2c.$$

Коэффициент прочности $\varphi = 0{,}238$.

Допускаемое напряжение для трубной решетки из стали 16ГС(3Н)

$$R_{изг} = 1{,}1\, \sigma_{н\,t} = 1{,}1 \cdot 1600 = 1760 \ \ кГ/см^2.$$

Приведенное давление по формуле (X. 45)

$$p_п = p_к \left(1 - \frac{n d_н^2}{D_в^2}\right) = 12 \left(1 - \frac{630 \cdot 2{,}5^2}{100^2}\right) = 7{,}27 \ \ кГ/см^2.$$

Прибавка на коррозию $c = 0{,}4$ *см*; тогда

$$s_р = 100 \sqrt{\frac{0{,}3 \cdot 7{,}27}{1760 \cdot 0{,}238}} + 2 \cdot 0{,}4 = 7{,}8 \ \ см.$$

Уточненный метод определения усилий в корпусе и трубах

Выше был приведен приближенный расчет усилий в корпусе и трубах теплообменника жесткого типа. Иногда необходимо определить более точно усилия, возникающие от действия внутреннего давления. В этих случаях необходимо учесть деформации трубной решетки, труб и корпуса. Рассмотрим такой метод расчета для наиболее распространенных условий — при давлении в корпусе. В этом случае на решетку приходится нагрузка (рис. X. 18)

$$Q_1 = p_к \frac{\pi}{4} (D_в^2 - n d_н^2) \ кГ. \qquad (X.47)$$

Нагрузка, воспринимаемая корпусом от внутреннего давления

$$Q_к = \frac{Q_1 F_к}{F_т + F_к (1 + \psi)}. \qquad (X.48)$$

Нагрузка, воспринимаемая трубами

$$Q_т = \frac{Q_1 (F_т + \psi F_к)}{F_т + F_к (1 + \psi)}. \qquad (X.49)$$

Нагрузка $Q_т$, воспринимаемая трубами, при учете прогиба решеток, всегда больше, чем нагрузка, воспринимаемая трубами, когда прогиб решеток не принимается во внимание.

Усилия в трубах от действия внутреннего давления $p_к$ различны — в центре вследствие прогиба решеток деформация труб больше, чем по периферии и, следовательно, наиболее нагруженными будут центральные трубы.

Деформация растяжения корпуса

$$\delta_к = \frac{Q_1 L}{E\,[F_т + F_к\,(1+\psi)]}\,. \qquad (X.50)$$

Если не учитывать влияние прогиба решеток, то деформация растяжения корпуса $\delta'_к$ была бы больше, чем $\delta_к$, и равна

$$\delta'_к = \frac{Q_1 L}{E\,(F_т + F_к)}\,. \qquad (X.51)$$

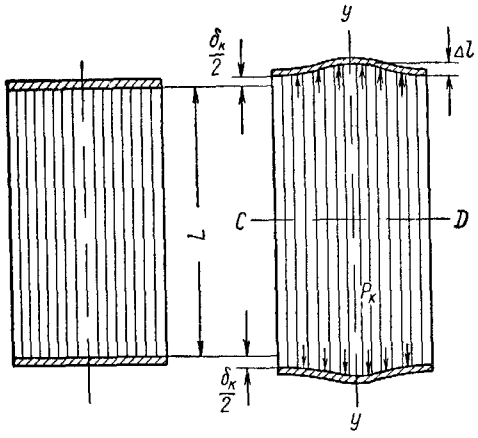


Рис. X. 18.

Очевидно, пользование формулой (X. 51) вместо формулы (X. 50) допустимо в случае, когда коэффициент ψ мал, т. е. когда длина труб L и толщина трубной решетки велики, а радиус a последней и площадь $F_т$ труб сравнительно малы, т. е. когда значение $\psi F_к$ мало по сравнению с $F_т + F_к$.

Нагрузка, воспринимаемая одной периферийной трубой (рис. X.19)

$$q_{тп} = \frac{Q_1 F_т}{n\,[F_т + F_к\,(1+\psi)]}\,. \qquad (X.52)$$

Нагрузка, воспринимаемая одной центральной трубой

$$q_{тц} = \frac{Q_1\,(F_т + 3F_к\,\psi)}{n\,[F_т + F_к\,(1+\psi)]}\,, \qquad (X.53)$$

или

$$q_{тц} = q_{тп}\left(1 + 3\,\frac{F_к}{F_т}\,\psi\right). \qquad (X.54)$$

Зная нагрузку на одну центральную трубу, можно определить удельную нагрузку на 1 *см* длины окружности трубы в месте ее закрепления в трубной решетке, т. е.

$$\sigma_1 = \frac{q_{тц}}{\pi\, d_н}\ кГ/см; \qquad (X.55)$$

удельная нагрузка σ_1 не должна быть выше норм, приведенных на стр. 744.

Правильность значений $q_{тп}$ и $q_{тц}$ проверяем по формуле

$$Q_т = n\left(q_{тп} + \frac{q_{тц} - q_{тп}}{3}\right), \qquad (X.56)$$

где $Q_т$ — см. формулу (X. 49); $D_в$ — внутренний диаметр корпуса в *см*; n — число труб; $d_н$ — наружный диаметр труб в *см*; ψ — коэффициент нагружения, равный

$$\psi = \frac{(m^2-1)\,a^2 F_т}{8\pi\, m^2 s_р^3\, \beta\, L}, \qquad (X.57)$$

где m — величина, обратная коэффициенту Пуассона; для стали $m = \frac{10}{3}$, $s_р$ — толщина трубной решетки в *см*; β — коэффициент

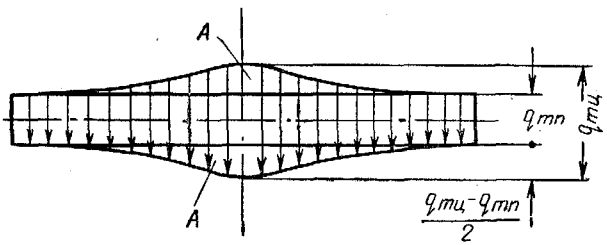


Рис. X. 19. Эпюра усилий, возникающих в трубах от действия внутреннего давления $p_к$.

$q_{тп}$ — нагрузка на одну периферийную трубу; $q_{тц}$ — нагрузка на одну центральную трубу; если n — число всех труб, то площадь 2A соответствует суммарной нагрузке на трубы вследствие прогиба двух решеток под действием внутреннего давления $p_к$ и равна $\frac{1}{3}(q_{тс} - q_{тп})n$.

жесткости трубной решетки; a — радиус трубной решетки в *см*; $F_к$ — площадь поперечного сечения корпуса; $F_к = \pi\,(D_в + s')\,s'$, где s' — толщина стенки без прибавки на коррозию.

Коэффициент жесткости трубной решетки $\beta < 1$ при изгибе может быть определен по формуле

$$\beta = \beta_0\left(1 + 0{,}1\,\frac{d'_н}{s_р}\right); \qquad (X.58)$$

где $d'_н$ — диаметр отверстия под трубу в *см*; $s_р$ — толщина трубной решетки в *см*.

Если развальцовка выполнена на полную толщину трубной решетки, то величину β_0 определяем по формуле

$$\beta_0 = \alpha^2 \sqrt[3]{\alpha}. \qquad (X.59)$$

Если развальцовка выполнена не на полную глубину решетки или отверстия в решетке имеют ступенчатую форму, то величину β_0 определяем по формуле

$$\beta_0 = \alpha_р \sqrt[3]{\alpha_р}; \qquad (X.60)$$

α — коэффициент перфорации, равный

$$\alpha = \frac{\pi a^2 - n\frac{\pi d_{вн}^2}{4}}{\pi a^2} = 1 - \frac{n}{4}\cdot\left(\frac{d_{вн}}{a}\right)^2, \qquad (X.61)$$

n — число отверстий в трубной решетке.

При расположении отверстий по вершинам квадратов

$$n \approx \frac{\pi a^2}{t^2}\,0{,}85;$$

$$\alpha = 1 - \frac{\pi a^2 \cdot 0{,}85\, d_{вн}^2}{t^2 \cdot 4a^2} = 1 - 0{,}67\,\frac{d_{вн}^2}{t^2};$$

$$\text{при}\quad \frac{d_{вн}}{t} \approx 0{,}64; \qquad \frac{d_{вн}^2}{t^2} \approx 0{,}41;$$

здесь $d_{вн}$ — внутренний диаметр труб в *см*; t — шаг между трубами в *см*; тогда

$$\alpha = 1 - 0{,}67 \cdot 0{,}41 \approx 0{,}72;$$

$$\beta_0 = 0{,}72^2\sqrt[3]{0{,}72} \approx 0{,}47.$$

При $\frac{d'_н}{s_р} \approx 0{,}6$ по формуле (X.58)

$$\beta = 0{,}47\,(1 + 0{,}1 \cdot 0{,}6) \approx 0{,}5.$$

Таким образом, при обычных соотношениях $d_{вн}/t$, расположении труб по квадрату и соотношении $\frac{d'_н}{s_р} \geqslant 0{,}6$ коэффициент жесткости трубной решетки при изгибе равен $\beta = 0{,}48 - 0{,}52$.

На основании формул (X. 58), (X. 59) и (X. 61) величина β может быть в каждом отдельном случае уточнена с принятием во внимание действительного числа труб и их внутреннего диаметра с учетом коррозионного износа.

Если развальцовка ведется на длине $h < s_р$ в отверстиях диаметром $d'_н$, то коэффициент перфорации $\alpha_р$ определяется по формуле

$$\alpha_р = \alpha\frac{h}{s_р} + \alpha'\left(1 - \frac{h}{s_р}\right), \qquad (X.62)$$

где α — см. формулу (X. 61);

$$\alpha' = 1 - \frac{n}{4}\left(\frac{d'_н}{a}\right)^2; \qquad (X.63)$$

если отверстие в решетке выполнено ступенчатым (см. рис. X. 6, *б*), то

$$\alpha' = 1 - \frac{n}{4}\left(\frac{d''_н}{a}\right)^2; \qquad (X.64)$$

a — радиус решетки, равный внутреннему радиусу корпуса в *см*. Если D — диаметр решетки, то $D = 2a$ (*см*); n — число трубок на решетке.

Площадь поперечного сечения стенки одной трубы

$$f_т = \frac{\pi}{4}(d_н^2 - d_{вн}^2)\ см^2; \qquad (X.65)$$

где $d_н$ — наружный диаметр трубы в *см*; $d_{вн}$ — внутренний диаметр трубы в *см*.

Площадь поперечного сечения стенок всех труб в $см^2$ равна $F_т = n f_т$.

Пример. Определить усилия в корпусе и трубах от внутреннего давления $p_к$ с учетом прогиба трубной решетки (основные параметры теплообменника — см. пример на стр. 760).

Толщину трубной решетки из расчета возможности надежной развальцовки труб определяем по формуле (X. 15)

$$s_р = \frac{q_{min}}{t_{min} - d_н} + 2c = \frac{121}{32 - 25{,}4} + 2 \cdot 0{,}0 = 18{,}3\ мм,$$

где q_{min} находим по рис. X. 10.

Примем предварительно толщину трубной решетки равной 2 *см*.

Определим коэффициент нагружения ψ по формуле (X. 57)

$$\psi = \frac{(m^2-1)\,a^2 F_т}{8\pi\, m^2 s_р^3\, \beta\, L} = \frac{\left[\left(\frac{10}{3}\right)^2 - 1\right] 50^2 \cdot 1110}{8\pi \cdot \left(\frac{10}{3}\right)^2 \cdot 2^3 \cdot 0{,}574 \cdot 600},$$

где

$$m = \frac{10}{3};$$

$$\frac{m^2-1}{m^2} = \frac{91 \cdot 9}{9 \cdot 100} = 0{,}91;$$

$$\frac{m^2-1}{8\pi\, m^2} = \frac{1}{27{,}6}.$$

Коэффициент жесткости трубной решетки по формуле (X. 58)

$$\beta = \beta_0 \left(1 + 0{,}1\ \frac{d'_н}{s_р}\right),$$

где по формуле (X. 59)

$$\beta_0 = \alpha^2 \sqrt[3]{\alpha};$$

$$\alpha = 1 - \frac{n}{4}\left(\frac{d_{вн}}{a}\right) = 1 - \frac{630}{4}\left(\frac{2}{50}\right)^2 = 0{,}75;$$

следовательно

$$\beta_0 = 0{,}75^2 \sqrt[3]{0{,}75} = 0{,}51$$

и

$$\beta = 0{,}51\left(1 + 0{,}1\ \frac{2{,}54}{2}\right) = 0{,}574,$$

$$\psi = \frac{50^2 \cdot 1110}{27{,}6 \cdot 8 \cdot 0{,}574 \cdot 600} \approx 36.$$

Нагрузка Q_1 на трубную решетку по формуле (X. 47)

$$Q_1 = p_к \frac{\pi}{4}(D_в^2 - nd_н^2) = 12\frac{\pi}{4}(100^2 - 630 \cdot 2{,}5^2) = 57\,000 \text{ кГ}.$$

Нагрузка, воспринимаемая корпусом от внутреннего давления $p_к$, по формуле (X. 48)

$$Q_к = \frac{Q_1 F_к}{F_т + F_к(1+\psi)} = \frac{57\,000 \cdot 190}{1110 + 190(1+36)} = 1330 \text{ кГ}.$$

Нагрузка, воспринимаемая трубами, по формуле (X. 49)

$$Q_т = \frac{Q_1(F_т + \psi F_к)}{F_т + F_к(1+\psi)} = \frac{57\,000(1110 + 36 \cdot 190)}{1110 + 190(1+36)} = 55\,670 \text{ кГ}.$$

При проверке получаем

$$Q_т = Q_1 - Q_к = 57\,000 - 1330 = 55\,670 \text{ кГ}.$$

Без учета прогиба решеток и длины труб нагрузка от давления $p_к$ равна:

а) воспринимаемая корпусом

$$Q_{ка} = \frac{Q_1 F_к}{F_т + F_к} = \frac{57\,000 \cdot 190}{1110 + 190} = 8320 \text{ кГ}.$$

б) воспринимаемая трубами

$$Q_{та} = \frac{Q_1 F_т}{F_т + F_к} = \frac{57\,000 \cdot 1110}{1110 + 190} = 48\,680 \text{ кГ}.$$

Определим нагрузку, воспринимаемую одной периферийной трубой от внутреннего давления $p_к$, по формуле (X. 52)

$$q_{тп} = \frac{Q_1 F_т}{n[F_т + F_к(1+\psi)]} = \frac{57\,000 \cdot 1110}{630[1110 + 190(1+36)]} \approx 11{,}8 \text{ кГ}.$$

Нагрузка, воспринимаемая одной центральной трубой, по формуле (X. 53)

$$q_{тц} = \frac{Q_1(F_т + 3F_к\psi)}{n[F_т + F_к(1+\psi)]} = \frac{57\,000(1110 + 3 \cdot 190 \cdot 36)}{630[1110 + 190(1+36)]} \approx 242 \text{ кГ}.$$

Проверяем по формуле (X. 54)

$$q_{тц} = q_{тп}\left(1 + 3\frac{F_к}{F_т}\psi\right) = 11{,}8\left(1 + 3\frac{190}{1110}36\right) \approx 242 \text{ кГ}.$$

Если не учитывать влияние прогиба решетки, то усредненная нагрузка на одну трубу равна

$$q_т = \frac{Q_1 F_т}{n(F_т + F_к)} = \frac{57\,000 \cdot 1110}{630(1110 + 190)} = 77 \text{ кГ}.$$

Проверяем правильность найденных значений $q_{тп}$ и $q_{тц}$ по формуле (X. 56)

$$Q_т = n\left(q_{тп} + \frac{q_{тц} - q_{тп}}{3}\right) = 630\left(11{,}8 + \frac{242 - 11{,}8}{3}\right) \approx 55\,670 \text{ кГ}.$$

Следовательно, значения $q_{тп}$ и $q_{тц}$ определены правильно.

Нагрузка на 1 *см* длины окружности наиболее нагруженной от давления $p_к$ трубы в центре решетки по формуле (X. 55)

$$\sigma_1 = \frac{q_{тц}}{\pi d_н} = \frac{242}{\pi \cdot 2{,}5} = 30{,}8 \ кГ/см,$$

т. е. не превышает допустимой величины.

Если бы трубная решетка была принята толщиной 4 *см*, то по аналогии с предыдущим коэффициент $\psi = 4{,}74$ по формуле (X. 57).

Нагрузка, воспринимаемая корпусом от внутреннего давления $p_к$, по формуле (X. 48) $Q_к = 4920$ *кГ*.

Нагрузка, воспринимаемая трубами, по формуле (X. 49) $Q_т = 52\,080$ *кГ*.

Нагрузка, воспринимаемая одной периферийной трубой от внутреннего давления $p_к$, по формуле (X. 52) $q_{1п} = 45{,}7$ *кГ*.

Нагрузка, воспринимаемая одной центральной трубой, по формуле (X. 53) или (X. 54) $q_{тц} = 156$ *кГ*, т. е. в данном случае при толщине решетки, равной 4 *см*, усилия в центральных и периферийных трубах распределяются более равномерно, однако и при решетке толщиной 2 *см* получаются значения удельных нагрузок на вырывание, не превышающие допускаемых. Поэтому следует с этой точки зрения в данном случае отдать предпочтение решетке толщиной 2 *см*.

Уточненный метод расчета трубных решеток

Учитываем прогиб решеток и поддерживающее влияние труб.

Максимальный прогиб в центре заделанной по периметру плоской круглой плиты с равномерно распределенной нагрузкой

$$\Delta l = \frac{3Q_N(m^2-1)\,a^2}{16 \cdot \pi E m^2 s_р^3}. \qquad (X.66)$$

Напряжение в центре круглой плиты

$$\sigma_R = \sigma_т = \frac{3Q_N\,(m+1)}{8\pi\, m s_р^2}. \qquad (X.67)$$

Формулу (X. 66) можно представить в виде

$$\Delta l = \frac{3Q_N\,(m+1)}{8\pi\, m s_р^2} \cdot \frac{(m-1)\,a^2}{2Em s_р} = \sigma_R \frac{(m-1)\,a^2}{2Em s_р}. \qquad (X.68)$$

Отсюда напряжение в центре решетки

$$\sigma_R = \sigma_т = \frac{\Delta l \cdot 2Em s_р'}{(m-1)\,a^2}. \qquad (X.69)$$

При $m = \frac{10}{3}$

$$\frac{m}{m-1} = \frac{\frac{10}{3}}{\frac{10}{3}-1} = 1{,}43;$$

тогда напряжение в центре трубной решетки

$$\sigma_R = \sigma_т = 2{,}86\ \frac{\Delta l E s'_р}{a^2 \varphi}, \qquad (X.70)$$

где прогиб решетки определяется по формуле

$$\Delta l = \frac{1{,}5 Q_1 F_к \psi L}{E F_т [F_т + F_к (1+\psi)]}; \qquad (X.71)$$

$s'_р$ — толщина трубной решетки без прибавки на коррозию в *см*; $a = \frac{D_в}{2}$; $D_в$ — внутренний диаметр корпуса в *см*; E — модуль упругости при данной температуре в *кГ/см*^{2}; L — длина труб в *см*; φ — коэффициент прочности трубной решетки, равный

$$\varphi = \frac{D_в - n' d'_н}{D_в}, \qquad (X.72)$$

где $D_в$ — внутренний диаметр корпуса в *см*; n' — число отверстий под трубы по диаметру или вблизи от него; $d'_н$ — диаметр отверстия под трубу в *см*.

В том случае, когда по формулам (X. 52), (X. 53) и (X. 54) определены усилия $q_{тп}$ в периферийной и $q_{тц}$ в центральной трубах, напряжение σ_R в трубной решетке может быть найдено на основании следующих соображений.

Прогиб трубной решетки

$$\Delta l = \frac{q_{тц} - q_{тп}}{2} \cdot \frac{L}{E f_т}. \qquad (X.73)$$

На основании формулы (X. 69) получаем

$$\sigma_R = \frac{q_{тц} - q_{тп}}{2} \cdot \frac{L \cdot 2 E m s'_р}{E f_т (m-1) a^2 \varphi} = \frac{10}{7} \cdot \frac{(q_{тц} - q_{тп}) L s'_р}{f_т a^2 \varphi}. \qquad (X.74)$$

Необходимо отметить, что в этом методе расчета учитывается поперечное сечение труб $F_т$ и поперечное сечение корпуса $F_к$. Эти сечения должны быть приняты с учетом коррозионных явлений.

Пример. Определить напряжение в трубной решетке теплообменника, параметры которого даны в примере на стр. 760 и 770.

Проверяем напряжения для решетки толщиной 4 *см* и 2 *см*.

Напряжение изгиба, возникающее в центре трубной решетки, по формуле (X. 70)

$$\sigma_R = \sigma_т = 2{,}86\ \frac{\Delta l E s'_р}{a^2 \varphi}.$$

По формуле (X. 71)

$$\Delta l E = 1{,}5\ \frac{Q_1 F_к \psi L}{F_т [F_т + F_к (1+\psi)]} = 1{,}5\ \frac{57\,000 \cdot 190 \cdot 4{,}74 \cdot 600}{1110 [1110 + 190 (1+4{,}74)]} = 18\,900;$$

по формуле (X. 72)

$$\varphi = \frac{D_в - n' d'_н}{D_в} = \frac{100 - 30 \cdot 2{,}54}{100} = 0{,}238;$$

$$\sigma_R = \sigma_т = 2{,}86 \frac{18\,900 \cdot 4}{50^2 \cdot 0{,}238} = 362 \ кГ/см^2.$$

Проверка по формуле (X. 74) дает

$$\sigma_R = \sigma_т = \frac{10}{7} \cdot \frac{(q_{тп} - q_{тп}) L s'_р}{f_т a^2 \varphi} = \frac{10}{7} \cdot \frac{(156 - 45{,}7)\,600 \cdot 4}{1{,}76 \cdot 50^2 \cdot 0{,}238} = 362 \ кГ/см^2.$$

Если принять трубную решетку толщиной 2 *см* из условия возможности надежной развальцовки, то при прочих равных условиях получаем.

Напряжение изгиба в центре трубной решетки по формуле (X. 70)

$$\sigma_R = \sigma_т = \frac{2{,}86 \cdot \Delta l E s'_р}{a^2 \varphi};$$

по формуле (X. 71)

$$\Delta l E = \frac{3}{2} \cdot \frac{Q_1 F_к \psi L}{F_т [F_т + F_к (1 + \psi)]} = \frac{3}{2} \cdot \frac{57\,000 \cdot 190 \cdot 36 \cdot 600}{1110\,(1110 + 190 \cdot 37)} \approx 39\,000,$$

$$\sigma_R = \sigma_т = 2{,}86 \frac{39\,000 \cdot 2}{50^2 \cdot 0{,}238} = 376 \ кГ/см^2.$$

Проверка по формуле (X. 74) дает

$$\sigma_R = \sigma_т = \frac{10}{7} \cdot \frac{(q_{тп} - q_{тп}) L s'_р}{f_т a^2 \varphi} = \frac{10\,(242 - 11{,}8)\,600 \cdot 2}{7 \cdot 1{,}76 \cdot 50^2 \cdot 0{,}238} = 376 \ кГ/см^2.$$

Нагрузка на 1 *см* длины окружности трубы в центре решетки от давления $p_к$

$$\sigma_1 = \frac{q_{тп}}{\pi d_н} = \frac{242}{\pi \cdot 2{,}5} = 30{,}8 \ кГ/см,$$

т. е. напряжение в решетке и удельная нагрузка на вырывание от давления $p_к$ получаются ниже допускаемых. Поэтому действие внутреннего давления $p_к$ не вызывает опасных напряжений ни в трубной решетке, ни в местах развальцовки и при решетке толщиной 2 *см*.

ТЕПЛООБМЕННИКИ ЖЕСТКОГО ТИПА С КОМПЕНСАТОРОМ НА КОРПУСЕ

При больших значениях Δt (температур труб $t_т$ и корпуса $t_к$), т. е. когда $\Delta t = t_т - t_к > \pm 40°$ С, в трубах могут возникнуть чрезмерные термические напряжения, которые могут привести к нарушению герметичности в соединениях труб с решетками. Поэтому, когда в межтрубном пространстве циркулирует чистая среда и не требуется механической чистки наружных поверхностей труб и разность температур $\Delta t > \pm 40°$ С, прибегают к устройству на корпусе одно- или многолинзовых компенсаторов.

Линзовые компенсаторы обладают сравнительно небольшой жесткостью, способностью к деформации и при них нагрузка на трубы от различия термических расширений в трубах и корпусе значительно снижается.

Применяя компенсаторы с небольшой высотой волны, можно уменьшить неравномерность нагрузки на трубы от действия внутреннего давления и снизить толщину трубных решеток.

Вместе с тем при большом диаметре корпуса и повышенном давлении устройство обычных линзовых компенсаторов затрудняется, так как в этих случаях стенки компенсаторов получаются слишком толстыми и деформационная способность их резко падает. Поэтому обычно линзовые компенсаторы не применяют, если произведение их давления p ($кГ/см^2$) на наружный диаметр компенсатора D ($см$) больше 1500. Однако так называемые волнистые компенсаторы со стяжными кольцами очевидно можно применять в ряде случаев и на давление до 40 $кГ/см^2$ в пределах диаметров по нормальному ряду таких компенсаторов, т. е. до $D = 1000$ $мм$.

В теплообменниках с компенсатором на корпусе осевые усилия от давления на трубные решетки и от некомпенсированной нагрузки на крышки распределительных коробок практически воспринимают только трубы, так как усилием, воспринимаемым корпусом, вследствие малой жесткости компенсатора, можно пренебречь.

Поэтому теплообменники с компенсатором на корпусе можно применять в условиях, когда трубы практически не подвергаются коррозионному износу за эксплуатационный срок службы с тем, чтобы трубный пучок постоянно надежно противостоял действию осевых нагрузок от внутреннего давления.

Расчет термических напряжений как в теплообменниках с компенсатором на корпусе, так и в теплообменниках жесткого типа выполняется, имея в виду абсолютную разность температур $\Delta t = t_т - t_к$. Поэтому должна быть исключена возможность направления среды только в трубное пространство, так как при этом может возникнуть более значительная разность температур труб в корпусе ($\Delta t°$), чем это принимается для нормальных условий эксплуатации.

Расчет линзовых компенсаторов теплообменных аппаратов

Допустим, что температура труб $t_т$ меньше температуры корпуса $t_к$; в этом случае трубы расширяются меньше, чем корпус. Так как компенсатор обладает определенной жесткостью, то в трубах возникает температурное усилие растяжения Q_1, а в компенсаторе и, следовательно, в корпусе температурное усилие сжатия $Q_к$; при этом компенсатор получит деформацию сжатия $\Delta l_к$.

При деформации компенсатора под действием усилия $Q_к$ в компенсаторе возникает напряжение σ. Зависимость напряжения σ ($кГ/см^2$) от усилия $Q_к$ ($кГ$) определяется по формуле

$$Q_к = \frac{1{,}25\, s^2}{1-\beta_1}\, \pi\sigma, \qquad (X.75)$$

где

$$\beta_1 = \frac{d}{D}. \qquad (X.76)$$

Здесь d — внутренний диаметр (прохода) компенсатора в *см*; D — большой наружный диаметр компенсатора в *см* (см. рис. X. 20).

Максимально допустимое значение $Q_к$ получается при

$$\sigma = \frac{\sigma_т}{k}, \qquad (X.77)$$

где $\sigma_т$ — предел текучести в $кГ/см^2$; k — коэффициент запаса прочности к пределу текучести. При пробном давлении принимается $k = 1{,}1$; s — толщина стенки компенсатора в *см*.

Величина деформации компенсатора

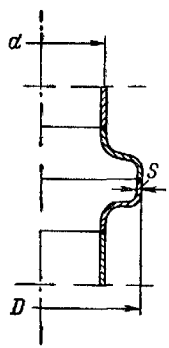


Рис. X. 20.

$$\Delta l_к = \frac{3\sigma}{40E} \cdot \frac{d^2}{s} \alpha_1 \; см, \qquad (X.78)$$

где E — модуль упругости металла компенсаторов в $кГ/см^2$.

Максимальное допустимое значение $\Delta l_к$ получается при

$$\sigma = \frac{\sigma_т}{k}.$$

По формулам (X. 75) и (X. 78) можно определить величину растяжения (сжатия) Δl однолинзового компенсатора, состоящего из двух полулинз под действием температурного усилия $Q_к$

$$\Delta l_к = \frac{0{,}06\,\alpha_1 (1-\beta_1) Q_к d^2}{\pi E s^3} \; см, \qquad (X.79)$$

где α_1 — коэффициент, равный

$$\alpha_1 = 6{,}9 \left(\frac{1-\beta_1^2}{\beta_1^2} - \frac{4 \ln^2 \beta_1}{1-\beta_1^2} \right) \frac{1}{1-\beta_1}. \qquad (X.80)$$

Величина растяжения (сжатия) $\Delta l_п$ компенсатора, состоящего из n_1 линз, под действием усилия $Q_к$ соответственно равна

$$\Delta l_n = n_1 \Delta l_к = n_1 \frac{0{,}06\,\alpha_1 (1-\beta_1) Q_к d^2}{\pi E s^3}. \qquad (X.81)$$

Значения α можно определить по табл. X. 8.

Таблица X. 8

β_1	α_1	λ	β_1	α_1	λ
0,48	7,17	0,250	0,72	0,81	0,094
0,52	5,07	0,214	0,76	0,51	0,076
0,56	3,60	0,184	0,80	0,31	0,061
0,60	2,52	0,157	0,84	0,172	0,047
0,64	1,76	0,134	0,86	0,114	0,040
0,68	1,20	0,112			

Промежуточные значения α_1 определяют интерполяцией.

Напряжение в компенсаторе при его растяжении (сжатии) под действием силы $Q_к$ можно определить по формуле (X. 75) с учетом коррозионного износа стенки компенсатора

$$\sigma_к = 0{,}8\,\frac{Q_к\,(1-\beta_1)}{\pi\,(s-c)^2}\ кГ/см^2, \qquad (X.\,82)$$

где c — прибавка на коррозию в *см*.

Толщина стенки компенсатора определяется по формуле

$$s = 0{,}21\,(D-d)\sqrt{\frac{1{,}25\,p_{проб}}{\sigma_т}} + c. \qquad (X.\,83)$$

Толщина стенки компенсатора должна быть также не меньше, чем определенная по формуле

$$s = \lambda\,d\sqrt{\frac{1{,}1\,p_{проб}}{\sigma_т}} + c, \qquad (X.\,84)$$

где λ определяют по табл. X. 8; $p_{проб}$ — пробное давление при гидравлическом испытании в $кГ/см^2$; $\sigma_т$ — предел текучести в $кГ/см^2$.

После выбора параметров компенсатора по формуле (X. 76) и табл. X. 8 и определения толщины стенки компенсатора по формулам (X. 83) и (X. 84) расчет ведем в следующем порядке.

Температурные усилия $Q_п$ в корпусе (компенсаторе) и в трубах теплообменника

$$Q_б = Q_п = \frac{\alpha\Delta t L E}{\dfrac{L}{F_к} + \dfrac{L}{F_т} + \dfrac{n_1\,0{,}06\,\alpha_1\,(1-\beta_1)\,d^2}{\pi\,s^3} + \dfrac{a^2}{27{,}6 s_р^3 \beta}}, \qquad (X.\,85)$$

где α — коэффициент линейного термического расширения, для стали $\alpha = 0{,}000\,012$; Δt — разность в температурах труб и корпуса в °С; L — длина труб в *см*; $F_к$ и $F_т$ — площади поперечных сечений металла корпуса и всех труб соответственно; β — коэффициент жесткости трубной решетки [см. формулу (X. 58)].

Напряжение в компенсаторе от действия температурного усилия найдем по формуле (X. 82), заменяя в последней значение $Q_к$ на $Q_п = Q_б$.

Следует иметь в виду, что, если температура труб окажется выше температуры корпуса, то температурное усилие $Q_п$ будет усилием растяжения, в противном случае — усилием сжатия. Таким образом, и температурное напряжение в компенсаторе может быть напряжением сжатия или растяжения.

Усилие в компенсаторе от действия внутреннего давления $p_к$ в корпусе и $p_т$ в трубном пространстве определим по формуле

$$Q_с = Q_{1к} + Q_{2к}, \qquad (X.\,86)$$

где $Q_{1к}$ — по формуле (X. 114); $Q_{2к}$ — по формуле (X. 121).

Следует иметь в виду, что сумма в правой части формулы (X. 86) алгебраическая; $Q_{2к}$ — всегда усилие растяжения, а $Q_{1к}$ может быть и усилием растяжения и усилием сжатия.

Напряжение в компенсаторе от действия внутреннего давления определяем по формуле (X. 82), заменяя в последней $Q_к$ на $Q_с$.

Если температурное усилие $Q_п$ и усилие $Q_с$ одного знака, т. е. если трубы нагреты больше чем корпус, то следует определить суммарное напряжение в компенсаторе, подставляя в формулу (X. 82) вместо $Q_к$ сумму $Q_п + Q_с$.

Усилие в одной трубе явится максимальным для периферийной трубы.

Температурное усилие в трубе

$$q_б = \frac{Q_б}{n}\left(1 + \frac{a^2 F_т}{27{,}6 \cdot s_р^3 \beta \cdot L}\right) кГ, \qquad (X.\,87)$$

где $Q_б$ определяем по формуле (X. 106); n — число труб.

Усилие растяжения от внутреннего давления

$$q_{max} = \frac{\delta_1 E f_т}{L} + \frac{Q - Q_з}{n}, \qquad (X.\,88)$$

где δ_1 определяем по формуле (X. 120), а Q и $Q_з$ по формулам (X. 108) и (X. 113) соответственно.

Суммарное усилие в одной трубе вычисляют при условии, что температурное усилие $q_б$ является усилием растяжения, т. е. при условии, что корпус нагрет больше, чем трубы; тогда

$$q_{сум} = q_б + q_{max}. \qquad (X.\,89)$$

Удельная нагрузка на 1 *см* длины окружности трубы

$$\sigma = \frac{q}{\pi d_н} кГ/см, \qquad (X.\,90)$$

где вместо q подставляются значения $q_б$, q_{max} или $q_{сум}$ по формулам (X. 87); (X. 88); (X. 89), чтобы найти наибольшую удельную нагрузку (стр. 744).

Толщину трубной решетки из расчета на прочность под действием внутреннего давления определяем по формуле

$$s_р = \sqrt{\frac{0{,}26\, Q_{сум}}{\sigma_{изг}\varphi}} + 2c, \qquad (X.\,91)$$

где $s_р$ — толщина трубной решетки в *см*; $Q_{сум}$ определяем по формуле (X. 115); $\sigma_{изг} = 1{,}1\, R_z$, где R_z — допустимое напряжение на растяжение в $кГ/см^2$; φ определяем по формуле (X. 72); $2c$ — прибавка на коррозию в *см*.

Если температура труб во время эксплуатации меньше температуры корпуса, то в формулу (X. 91) вместо $Q_{сум}$ вводим

$$Q''_{сум} = Q_{сум} + Q_п, \qquad (X.\,92)$$

где $Q_п$ определяем по формуле (X. 106).

Если компенсатор был предварительно сжат, то вместо $Q_{\text{сум}}$ в формулу (X. 91) следует вводить

$$Q''_{\text{сум}} = Q_{\text{сум}} + Q'_{\text{к}}, \qquad \text{(X. 92а)}$$

где $Q'_{\text{к}}$ определяем по формуле (X. 92). .

Если компенсатор был предварительно сжат (растянут) на величину $0{,}5\ \alpha\Delta\ tL$, то усилие $Q'_{\text{к}}$ в компенсаторе холодного теплообменника

$$Q'_{\text{к}} = \frac{0{,}5\ \alpha\ \Delta t\ LE}{A}, \qquad \text{(X. 92б)}$$

где

$$A = \frac{L}{F_{\text{к}}} + \frac{L}{F_{\text{т}}} + n_1 \frac{0{,}06\ \alpha_1\ (1-\beta_1)\ d^2}{\pi\ s^3} + \frac{a^2}{33 s_{\text{р}}^3\ \beta}. \qquad \text{(X. 93)}$$

Напряжение в компенсаторе, соответствующее усилию $Q'_{\text{к}}$, определяем по формуле (X. 82), заменяя в последней $Q_{\text{к}}$ на $Q'_{\text{к}}$.

В трубах при предварительно сжатом компенсаторе возникает усилие растяжения

$$Q'_{\text{т}} = Q'_{\text{к}}. \qquad \text{(X. 94)}$$

Усилие растяжения в предварительно сжатом компенсаторе во время эксплуатации, если температура труб больше, чем температура корпуса (без учета внутреннего давления),

$$Q''_{\text{к}} = Q'_{\text{к}} + \frac{\delta'_{\text{т}} E}{A}, \qquad \text{(X. 95)}$$

где

$$\delta'_{\text{т}} E = \frac{Q'_{\text{к}} L}{F_{\text{т}}} + \frac{Q'_{\text{к}} a^2}{33 s_{\text{р}}^3\ \beta}; \qquad \text{(X. 96)}$$

A — по формуле (X. 93).

Напряжение в компенсаторе, соответствующее усилию $Q''_{\text{к}}$, определяем по формуле (X. 82), заменяя в последней $Q_{\text{к}}$ на $Q''_{\text{к}}$.

В трубах в этом случае возникает усилие сжатия $Q''_{\text{т}} = Q''_{\text{к}}$ (X. 95).

Усилие сжатия в периферийной трубе теплообменника с предварительно сжатым компенсатором, после нагрева труб до температуры, бо́льшей, чем температура корпуса (внутреннее давление отсутствует)

$$q'_a = \frac{Q''_{\text{т}}}{n} + \frac{Q''_{\text{т}} a^2 f_{\text{т}}}{33 s_{\text{р}}^3\ \beta\ L}, \qquad \text{(X. 97)}$$

где $Q''_{\text{т}} = Q''_{\text{к}}$ — см. формулу (X. 95); n — число труб; $s_{\text{р}}$ — толщина трубной решетки в *см*.

Удельная нагрузка q'_a не должна превышать значений, указанных на стр. 744.

Усилие растяжения в предварительно сжатом компенсаторе, возникающее в результате действия внутреннего давления и более высокой температуры труб,

$$Q_р = Q_с + Q''_к, \qquad (X.98)$$

где $Q_с$ определяем по формуле (X. 86), а $Q''_к$ — по формуле (X. 95).

Напряжение растяжения в компенсаторе, соответствующее нагрузке $Q_р$, определяем по формуле (X. 82), заменяя в последней $Q_к$ на $Q_р$.

Пример. Рассчитать компенсатор теплообменника с поверхностью нагрева 130 $м^2$. Наружный диаметр корпуса 720 *мм*. Рабочее давление в корпусе $p_к = 10$ $кГ/см^2$. Рабочее давление $p_т$ в трубном пространстве — 3 $кГ/см^2$. Температура труб выше температуры корпуса на $\Delta t = 100°$ С; толщина стенок корпуса 6 *мм*. Внутренний диаметр линзы компенсатора $d = 708$ *мм*; наружный большой диаметр линзы $D = 940$ *мм*. Трубы размером 25 × 2,5 *мм*; длина труб $L = 6000$ *мм*; число труб $n = 300$.

Площадь поперечного сечения металла труб

$$F_т = n\frac{\pi}{4}\left(d^2_н - d^2_{вн}\right) = 300\frac{\pi}{4}\left(2{,}5^2 - 2^2\right) = 530 \text{ } см^2.$$

Площадь поперечного сечения металла корпуса

$$F_к = \pi D_{ср} s = \pi \cdot 71{,}4 \cdot 0{,}6 = 135 \text{ } см^2.$$

Отношение по формуле (X. 76)

$$\frac{d}{D} = \beta_1 = \frac{708}{940} = 0{,}753,$$

коэффициент $\alpha_1 = 0{,}56$ из табл. X. 8; коэффициент $\lambda = 0{,}079$ из табл. X. 8.

Толщина стенки компенсатора из стали 16ГС, считая, что прибавка на коррозию $c = 0$, по формуле (X. 83)

$$s = 0{,}21\,(D - d)\sqrt{\frac{1{,}25\,p_{проб}}{\sigma_т}} =$$

$$= 0{,}21\,(94 - 70{,}8)\sqrt{\frac{1{,}25 \cdot 13}{3000}} \approx 0{,}36 \text{ } см.$$

Толщина стенки компенсатора должна быть не меньше чем определенная по формуле (X. 84)

$$s = \lambda d\sqrt{\frac{1{,}1\,p_{проб}}{\sigma_т}} + c = 0{,}079 \cdot 70{,}8\sqrt{\frac{1{,}1 \cdot 13}{3000}} =$$

$$= 0{,}079 \cdot \frac{70{,}8 \cdot 3{,}78}{55} = 0{,}385 \text{ } см.$$

Принимаем толщину стенки компенсатора $s = 4$ *мм*.

Определяем усилие, возникающее в трубах (корпусе) теплообменника вследствие разности температур.

Принимаем, что компенсатор состоит из двух линз (или четырех полулинз). По формуле (X. 85)

$$Q_б = Q_п = \frac{\alpha\Delta t LE}{\frac{L}{F_к}+\frac{L}{F_т}+n_1\frac{0{,}06\cdot(1-\beta_1)\,a_1\,d^2}{\pi s^3}+\frac{a^2}{27{,}6\,s_р^3\,\beta}} =$$

$$= \frac{0{,}000012\cdot 100\cdot 600\cdot 2{,}1\cdot 10^6}{\frac{600}{135}+\frac{600}{530}+2\frac{0{,}06\,(1-0{,}753)\,0{,}56\cdot 70{,}8^2}{\pi\cdot 0{,}4^3}+\frac{35{,}4^2}{27{,}6\cdot 4^3\cdot 0{,}57}} = 3600\ кГ.$$

Коэффициент жесткости трубной решетки β по формуле (X. 58)

$$\beta = \beta_0\left(1+0{,}1\,\frac{d'_н}{s_р}\right).$$

По формуле (X. 59)

$$\beta_0 = \alpha^2\sqrt[3]{\alpha};$$

$$\alpha = 1-\frac{n}{4}\left(\frac{d_{вн}}{a}\right)^2 = 1-\frac{300}{4}\left(\frac{2}{35{,}4}\right)^2 = 0{,}76;$$

следовательно

$$\beta_0 = 0{,}76^2\sqrt[3]{0{,}76} = 0{,}54$$

и

$$\beta = 0{,}54\left(1+0{,}1\,\frac{2{,}54}{4{,}0}\right)\approx 0{,}57;$$

$s_р$ — толщина трубной решетки, равная 4 *см*.

Напряжение в компенсаторе при его растяжении вследствие разности температур труб и корпуса по формуле (X. 82)

$$\sigma_к = 0{,}8\,\frac{Q_п\,(1-\beta_1)}{\pi\,(s-c)^2} = 0{,}8\,\frac{3600\,(1-0{,}753)}{\pi\cdot 0{,}4^2} = 1420\ кГ/см^2.$$

Запас к пределу текучести

$$n_т = \frac{\sigma_т}{\sigma} = \frac{3000}{1420} = 2{,}1,$$

что превышает минимально необходимый для компенсатора запас прочности; в данном случае $n_т = 1{,}1\,\frac{p_{проб}}{p_{раб}} = 1{,}1\frac{13}{10}\approx 1{,}43$.

Усилие в компенсаторе от действия внутреннего давления $p_к$ и $p_т$ по формуле

$$Q_с = Q_{1к} + Q_{2к},$$

здесь

$$Q_{1к} = \frac{Q-Q_з}{\frac{F_т}{F_к}+1+\frac{n_1\,0{,}06\,a_1\,(1-\beta_1)\,d^2F_т}{\pi\,s^3L}}\ кГ,$$

где

$$Q = p_к\,\frac{\pi}{4}\left(d^2-nd_н^2\right),$$

т. е.

$$Q = 10\,\frac{\pi}{4}\,(70{,}8^2 - 300 \cdot 2{,}5^2) = 24\,300\ кГ;$$

$$Q_3 = p_т\,\frac{\pi}{4}\,(d^2 - n d_{вн}^2),$$

т. е.

$$Q_3 = 3\,\frac{\pi}{4}\,(70{,}8^2 - 300 \cdot 2^2) = 8800\ кГ;$$

$$Q_{1к} = \frac{24\,300 - 8800}{\frac{530}{135} + 1 + \frac{2 \cdot 0{,}06 \cdot 0{,}56\,(1 - 0{,}753)\,70{,}8^2 \cdot 530}{\pi \cdot 0{,}4^3 \cdot 600}} = 42\ кГ.$$

По формуле (X. 121)

$$Q_{2к} = \frac{\delta_1 \pi E s^3}{n_1\,0{,}06\,\alpha_1\,(1 - \beta_1)\,d^2};$$

по формуле (X. 120)

$$\delta_1 E = \frac{Q_{сум} L}{F_т} + \frac{Q_{сум} a^2}{3\,3 s_р'^3\,\beta};$$

$$Q_{сум} = Q_1 + Q_2.$$

Определяем Q_1

$$Q_1 = p_к\,\frac{\pi}{4}\,[(D - 2s)^2 - d^2] = \frac{10 \cdot \pi}{4}\,(93{,}2^2 - 70{,}8^2) = 29\,000\ кГ.$$

Определяем Q_2

$$Q_2 = p_т\,\frac{\pi}{4}\,d^2 = 3\,\frac{\pi}{4}\,70{,}8^2 = 11\,800\ кГ;$$

$$Q_{сум} = 29\,000 + 11\,800 = 40\,800\ кГ;$$

$$\delta_1 E = \frac{40\,800 \cdot 600}{530} + \frac{40\,800 \cdot 35{,}4^2}{33 \cdot 4^3 \cdot 0{,}57} = 88\,000.$$

Тогда

$$Q_{2к} = \frac{88\,000 \cdot \pi \cdot 0{,}4^3}{2 \cdot 0{,}06 \cdot 0{,}56\,(1 - 0{,}753)\,70{,}8^2} = 213\ кГ;$$

$$Q_с = 42 + 213 = 255\ кГ.$$

Напряжение в компенсаторе от действия внутреннего давления $p_к$ и $p_т$ по формуле (X. 82)

$$\sigma_к = \frac{0{,}8\,Q_с\,(1 - \beta_1)}{\pi\,(s - c)^2} = \frac{0{,}8 \cdot 255\,(1 - 0{,}753)}{\pi \cdot 0{,}4^2} = 100\ кГ/см^2;$$

так как в данном случае температурное усилие $Q_п$ в компенсаторе является усилием растяжения, как и $Q_с$, то суммарное напряжение в компенсаторе от действия внутреннего давления $p_к$ и $p_т$ и от действия температурной разности будет

$$\sigma = \sigma_к + \sigma_р = 1420 + 100 = 1520\ кГ/см^2.$$

Запас прочности по отношению к пределу текучести

$$n_т = \frac{\sigma_т}{\sigma} = \frac{3000}{1520} = 1{,}97.$$

Температурное усилие в периферийной трубе по формуле (X. 107)

$$q_б = \frac{Q_б}{n}\left(1 + \frac{a^2 F_т}{27{,}6\, s_р^3\, \beta\, L}\right);$$

$$q_б = \frac{3600}{300}\left(1 + \frac{35{,}4^2 \cdot 530}{27{,}6 \cdot 4^3 \cdot 0{,}57 \cdot 600}\right) = 25 \ кГ.$$

$Q_б$ — см. стр. 781.

Так как температура труб выше температуры корпуса, то в данном случае $q_б$ — усилие сжатия.

Усилие растяжения в периферийной трубе от внутреннего давления по формуле (X.123)

$$q_{max} = \frac{\delta_1 E f_т}{L} + \frac{Q - Q_з}{n};$$

по предыдущему

$$\delta_1 E = 88\,000; \quad Q = 24\,300 \ кГ; \quad Q_з = 8800 \ кГ;$$

тогда

$$q_{max} = \frac{88\,000 \cdot 1{,}76}{600} + \frac{24\,300 - 8800}{300} = 310 \ кГ.$$

Удельная нагрузка по формуле (X. 90)

$$\sigma = \frac{q_{max}}{\pi \cdot d_н} = \frac{310}{\pi \cdot 2{,}5} = 39 \ кГ/см,$$

т. е. ниже допускаемой.

Толщина трубной решетки из расчета на прочность под действием внутреннего давления по формуле (X. 91)

$$s_р = \sqrt{\frac{0{,}26\, Q_{сум}}{\sigma_{изг} \beta \varphi}} + c,$$

где $Q_{сум} = 40\,800 \ кГ$; $\sigma_{изг} = \eta R_z = 1{,}1 \cdot 1600 = 1760 \ кГ/см^2$; по формуле (X. 72)

$$\varphi = \frac{D_в - n' d'_н}{D_в} = \frac{2a - n' d'_н}{2a} = \frac{70{,}8 - 18 \cdot 2{,}54}{70{,}8} = 0{,}35;$$

$$s_р = \sqrt{\frac{0{,}26 \cdot 40\,800}{1760 \cdot 0{,}35}} + c \approx 4 \ см.$$

Определяем усилие в корпусе, трубах и компенсаторе от действия температуры и внутреннего давления.

Если корпус и трубы теплообменника имеют различную температуру, определяемую абсолютной разностью Δt°, т. е.

$$\Delta t = t_к - t_т,$$

причем $t_к > t_т$, то если бы корпус не был связан с трубами, он расширился бы на величину $\delta = \alpha \Delta t L$ (см. рис. X. 21). L — длина труб в *см*.

Так как трубы препятствуют расширению корпуса, то в корпусе и компенсаторе возникает деформация сжатия

$$\delta_к = \delta'_к + \Delta l_к, \qquad (X.\,99)$$

где $\delta'_к$ — деформация сжатия корпуса, а $\Delta\, l_к$ — деформация сжатия компенсатора; в трубах возникает деформация растяжения; причем вследствие гибкости решетки деформация труб различна по периферии и в центре, а именно по периферии трубы растянутся на величину δ_m, а в центре на величину $\delta_m - 2\Delta\, l$.

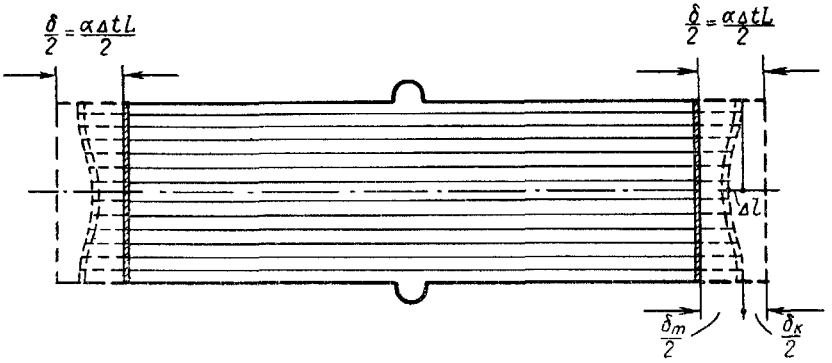


Рис. X. 21.

В корпусе возникает усилие сжатия $Q_п$, а в трубах усилие растяжения $Q_б$, причем $Q_п = Q_б$. Под действием усилия $Q_п = Q_б$ компенсатор, состоящий из n_1 линз (2 n_1 полулинз), сжимается на величину

$$\Delta l_к = \frac{n_1 \cdot 0{,}06\, \alpha_1 (1 - \beta_1)\, Q_б d^2}{\pi E s^3}; \qquad (X.\,100)$$

корпус сжимается на величину

$$\delta'_к = \frac{Q_б L}{E F_к}. \qquad (X.\,101)$$

Из рис. X. 21 можно заключить, что

$$\delta = \delta_к + \delta_m, \qquad (X.\,102)$$

или, имея в виду уравнение (X. 99)

$$\delta = \delta'_к + \Delta l_к + \delta_m. \qquad (X.\,103)$$

Из рис. X. 21 видно, что

$$Q_б = \frac{\delta_m E F_т}{L} - \frac{2}{3} \cdot \frac{\Delta l E F_т}{L}, \qquad (X.\,104)$$

где величина $\frac{2}{3} \cdot \frac{\Delta l E F_т}{L}$ представляет собой усилие в трубах, соответствующее прогибу каждой из двух решеток на Δl.

Из уравнения (X. 104) получаем

$$\delta_т = \frac{Q_б L}{EF_т} + \frac{2}{3}\Delta l; \qquad \text{(X. 105)}$$

так как прогиб решетки

$$\Delta l = \frac{3Q_б a^2}{2 \cdot 27{,}6\, Es_р^3 \beta},$$

где $s_р$ — толщина решетки в *см*; β — см. стр. 768—769, то из уравнения (X. 105) получаем

$$\delta_т = \frac{Q_б L}{EF_т} + \frac{Q_б a^2}{27{,}6\, Es_р^3 \beta}. \qquad \text{(X. 105)}$$

Тогда из уравнений (X. 99), (X. 100), (X. 101), (X. 102) и (X. 105) получаем

$$\alpha \Delta t L = \frac{Q_б L}{EF_к} + \frac{n_1 0{,}06\, \alpha_1 (1-\beta_1)\, Q_б d^2}{\pi Es^3} + \frac{Q_б L}{EF_т} + \frac{Q_б a^2}{27{,}6\, Es_р^3 \beta};$$

$$Q_б = Q_п = \frac{\alpha\, \Delta t\, LE}{\frac{L}{F_к} + \frac{L}{F_т} + \frac{n_1 0{,}06\, \alpha_1 (1-\beta_1)\, d^2}{\pi s^3} + \frac{a^2}{27{,}6\, s_р^3 \beta}}. \qquad \text{(X. 106)}$$

Максимальное температурное усилие в трубе из формулы (X. 105)

$$q_б = \frac{\delta_т EF_т}{nL} = \frac{Q_б}{n} + \frac{Q_б}{n} \cdot \frac{a^2 \cdot F_т}{27{,}6\, s_р^3 \beta L} = \frac{Q_б}{n}\left(1 + \frac{a^2 F_т}{27{,}6\, s_р^3 \beta L}\right). \qquad \text{(X. 107)}$$

Усилие $q_б$ — усилие сжатия, если трубы нагреты больше, чем корпус.

Под действием внутреннего давления $p_к$ на площадь трубной решетки в трубах, компенсаторе и корпусе возникают напряжения растяжения.

Усилие растяжения

$$Q = p_к \frac{\pi}{4}\left(d^2 - nd_н^2\right), \qquad \text{(X. 108)}$$

где n — число труб; $d_н$ — наружный диаметр трубы в *см*; $p_к$ — внутреннее давление в корпусе в $кГ/см^2$.

Под действием усилия Q в трубах возникает деформация растяжения на некоторую величину

$$\lambda_к = \frac{Q_т L}{EF_т}, \qquad \text{(X. 109)}$$

где Q_1 — усилие, возникающее в трубах при их растяжении на величину $\lambda_к$.

Корпус и компенсатор также удлиняются на величину

$$\lambda_к = \frac{Q_к}{E}\left[\frac{L}{F_к} + n_1 \frac{0{,}06\, \alpha_1 (1-\beta_1)\, d^2}{\pi s^3}\right], \qquad \text{(X. 110)}$$

где $Q_к$ — усилие, возникающее под действием внутреннего давления в корпусе и компенсаторе при растяжении их на величину $\lambda_к$.

Из уравнений (X. 109) и (X. 110), а также имея в виду, что

$$Q_т + Q_к = Q, \qquad (X. 111)$$

получаем значение $Q_к$

$$Q_к = \frac{QL}{F_т\left[\frac{L}{F_к} + \frac{L}{F_т} + n_1\frac{0{,}06\,\alpha_1(1-\beta_1)\,d^2}{\pi s^3}\right]}$$

или

$$Q_к = \frac{Q}{\frac{F_т}{F_к} + 1 + n_1\frac{0{,}06\,\alpha_1(1-\beta_1)\,d^2F_т}{\pi s^3 L}}. \qquad (X. 112)$$

Усилие, создаваемое внутренним давлением, приходящимся на площадь решетки диаметром d, воспринимается трубами пучка и лишь в незначительной степени, как это видно из уравнения (X. 112), компенсатором.

Усилия в компенсаторе и в трубах, возникают под суммарным действием внутреннего давления $p_т$ в трубном пространстве и $p_к$ в корпусе.

Усилие, приходящееся на площадь трубной решетки диаметром d от действия внутреннего давления $p_т$ в трубном пространстве

$$Q_з = p_т\frac{\pi}{4}\left(d^2 - nd_{вн}^2\right), \qquad (X. 113)$$

где $d_{вн}$ — внутренний диаметр трубы.

Усилие, возникающее в компенсаторе от суммарного действия нагрузок Q и $Q_з$ (где Q см. формулу X. 108), на основании формулы (X. 112)

$$Q_{1к} = \frac{Q - Q_з}{\frac{F_т}{F_к} + 1 + n_1\frac{0{,}06\,\alpha_1(1-\beta_1)\,d^2F_т}{\pi s^3 L}}. \qquad (X. 114)$$

При $Q > Q_з$ усилие $Q_{1к}$ является усилием растяжения, при $Q < Q_з$ — усилием сжатия.

Растяжение труб под суммарным действием нагрузки Q_1 от внутреннего давления $p_к$, приходящегося на площадь кольца компенсатора, и нагрузки Q_2 от внутреннего давления $p_т$, приходящегося на крышку распределительной коробки

$$Q_{сум} = Q_1 + Q_2, \qquad (X. 115)$$

где

$$Q_1 = p_к\frac{\pi}{4}[(D - 2s)^2 - d^2]; \qquad (X. 116)$$

$$Q_2 = p_т\frac{\pi d^2}{4}. \qquad (X. 117)$$

Из рис. X. 22 можно заключить

$$Q_{сум} = \frac{\delta_1 EF_т}{L} - \frac{2}{3}\cdot\frac{\Delta l_1 EF_т}{L}. \qquad (X. 118)$$

Пунктиром показано положение решетки после деформации.

Второе слагаемое в правой части формулы (X. 118) показывает, насколько уменьшается в данном случае нагрузка на трубы вследствие прогиба решетки на величину Δl_1 (двух решеток на величину $2\Delta l_1$).

Величина Δl_1 может быть принята равной

$$\Delta l_1 \cong \frac{3}{2} \cdot \frac{Q_{\text{сум}} a^2}{33 E s_{\text{р}}^3 \beta}. \qquad \text{(X. 119)}$$

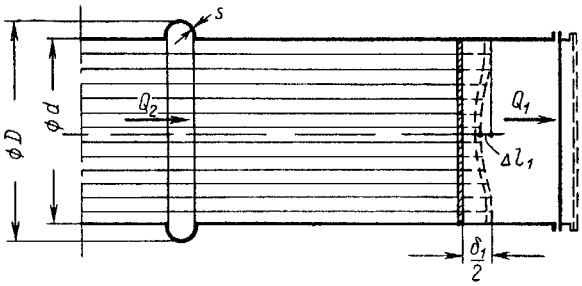


Рис. X. 22.

Тогда δ_1 из уравнения (X. 119)

$$\delta_1 = \frac{Q_{\text{сум}} L}{E F_{\text{т}}} + \frac{Q_{\text{сум}} a^2}{33 s_{\text{р}}'^3 \beta E}, \qquad \text{(X. 120)}$$

где $a^2 = \left(\frac{d}{2}\right)^2$; $s_{\text{р}}'$ — толщина решетки без прибавки на коррозию; β — коэффициент жесткости решетки; $Q_{\text{сум}}$ — см. формулу (X. 115).

Усилие растяжения в компенсаторе, возникающее под действием нагрузки $Q_{\text{сум}}$.

На основании формулы (X. 81) получим

$$Q_{2\,\text{к}} = \frac{\delta_1 \pi E s^3}{n_1 \cdot 0{,}06\, \alpha_1 (1 - \beta_1) d^2}, \qquad \text{(X. 121)}$$

где δ_1 определяем по формуле (X. 120).

Полное усилие в компенсаторе от действия нагрузок Q, Q_1, Q_2 и Q_3

$$Q_{\text{с}} = Q_{1\,\text{к}} + Q_{2\,\text{к}}. \qquad \text{(X. 122)}$$

Здесь следует иметь в виду, что $Q_{2\text{к}}$ всегда усилие растяжения, а $Q_{1\,\text{к}}$ может быть и усилием растяжения и усилием сжатия; поэтому необходимо при сложении учитывать знаки усилий.

Максимальное усилие в трубе от действия внутреннего давления $p_{\text{к}}$ и $p_{\text{т}}$

$$q_{\max} = \frac{\delta_1 E f_{\text{т}}}{L} + \frac{Q - Q_3}{n}. \qquad \text{(X. 123)}$$

Минимальное усилие в трубе в центре трубной решетки

$$q_{\min} = q_{\max} - \frac{2\Delta l_1 E f_т}{L}, \qquad (X.\,124)$$

где Δl_1 определяем по формуле (X. 119).

Если трубы за эксплуатационный срок службы подвергаются износу и стенки их утоняются, это должно учитываться в формулах (X. 114), (X. 118), (X. 120), (X. 123) подстановкой вместо $F_т$ меньшей величины $F'_т$ и вместо $f_т$ величины $f'_т$.

Напряжение в центре трубной решетки под действием внутреннего давления и разности температур труб и корпуса определяем по формуле (X. 70).

В формулу (X. 70) подставляем значение Δl (X. 119), принимая, что $\beta = 0{,}5$

$$\sigma_R = 2{,}86 \frac{Es'_р}{a^2} \cdot \frac{Q_{сум} a^2}{11 E s'^3_р \cdot \varphi} = 0{,}26 \frac{Q_{сум}}{s'^2_р \varphi}; \qquad (X.\,125)$$

отсюда толщина решетки

$$s_р = \sqrt{\frac{0{,}26\, Q_{сум}}{\sigma_R \varphi}} + c, \qquad (X.\,126)$$

где $Q_{сум}$ определяем по формуле (X. 115); $R_R = 1{,}1\, R_z$.

Если температура труб во время эксплуатации меньше температуры корпуса, то в этих условиях вместо $Q_{сум}$ в формулу (X. 126) следует вводить

$$Q'_{сум} = Q_{сум} + Q_п, \qquad (X.\,127)$$

где $Q_п$ определяем по формуле (X. 106).

Если компенсатор предварительно сжат, то вместо $Q_{сум}$ в формулу (X. 126) следует подставить

$$Q''_{сум} = Q_{сум} + Q'_к, \qquad (X.\,128)$$

где $Q'_к$ по формуле (X. 138).

Расчет компенсатора на корпусе теплообменника при предварительном сжатии (растяжении)

Если заранее известно, что теплообменник должен быть применен в условиях, когда компенсатор на корпусе в работе должен быть только растянут (или только сжат) и другие случаи условий по температуре в течение эксплуатационного срока службы исключены, следует предварительно при изготовлении теплообменника компенсатор сжать (если в рабочих условиях компенсатор сжат, то его следует предварительно растянуть) на величину

$$\Delta l_п = \frac{\delta}{2} = \frac{\alpha \Delta t L}{2}. \qquad (X.\,129)$$

После закрепления трубок в решетках и снятия сжимающих (растягивающих) компенсатор приспособлений в трубах вследствие жесткости компенсатора возникает напряжение растяжения (сжатия), а в компенсаторе и корпусе остаются напряжения сжатия (растяжения).

Рассмотрим вариант, когда компенсатор предварительно сжат. При этом в трубах возникает деформация растяжения по периферии $\delta'_т$, а в центре решетки эта деформация меньше на величину Δl_2.

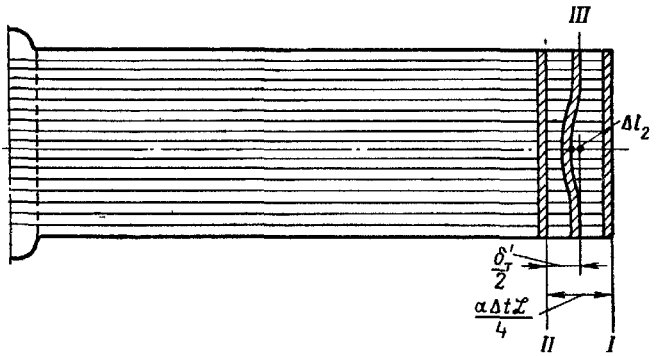


Рис. X. 23.

I — начальное положение корпуса и трубной решетки (в холодном состоянии); *II* — компенсатор предварительно сжат на величину $\frac{\alpha \Delta t L}{2}$, после чего трубы жестко соединены с решеткой; *III* — положение корпуса и решетки после снятия сжимающих приспособлений.

Усилие сжатия в корпусе обозначим $Q'_к$, усилие растяжения в трубах — $Q'_т$. При этом соблюдается равенство

$$Q'_к = Q'_t \cdot \qquad (X.130)$$

Под действием усилия $Q'_к$ корпус и компенсатор остаются сжатыми на величину

$$\frac{Q'_к L}{EF_к} + n_1 \frac{0{,}06\,\alpha_1 (1-\beta_1) Q'_к d^2}{\pi E s^3}.$$

Из рис. X. 23 можно заключить, что

$$\frac{Q'_к L}{EF_к} + n_1 \frac{0{,}06\,\alpha_1 (1-\beta_1) Q'_к d^2}{\pi E s^3} = 0{,}5\,\alpha \Delta t L - \delta'_т. \qquad (X.131)$$

Усилие в трубах равно

$$Q'_т = \frac{\delta'_т E F_т}{L} - \frac{2}{3} \cdot \frac{\Delta l_2 E F_т}{L}, \qquad (X.132)$$

откуда

$$\delta_т = \frac{Q'_т L}{EF_т} + \frac{2}{3}\Delta l_2. \qquad (X.133)$$

Прогиб решетки

$$\Delta l_2 = \frac{3}{2}\cdot\frac{Q'_т a^2}{33Es^3_р\beta}. \qquad (X.134)$$

Тогда

$$\delta'_т = \frac{Q'_т L}{EF_т} + \frac{Q'_т a^2}{33Es^3_р\beta}, \qquad (X.135)$$

Подставляя значение $\delta'_т$ из уравнения (X.135) в (X.131), получаем

$$0{,}5\,\alpha\Delta tL = \frac{Q'_к L}{EF_к} + \frac{Q'_т L}{EF_т} + n_1\frac{0{,}06\,\alpha_1(1-\beta_1)Q'_к d^2}{\pi Es^3} + \frac{Q'_т a^2}{33Es^3_р\beta}.$$

Отсюда усилия в корпусе, компенсаторе и трубах холодного теплообменника с предварительно сжатым (растянутым) компенсатором

$$Q'_к = Q'_т = \frac{0{,}5\,\alpha\Delta tLE}{\frac{L}{F_к} + \frac{L}{F_т} + n_1\frac{0{,}06\,\alpha_1(1-\beta_1)d^2}{\pi s^3} + \frac{a^2}{33\cdot s^3_р\beta}}. \qquad (X.136)$$

Если обозначить знаменатель в формуле (X.136) через A, т. е.

$$A = \frac{L}{F_к} + \frac{L}{F_т} + n_1\frac{0{,}06\,\alpha_1(1-\beta_1)d^2}{\pi s^3} + \frac{a^2}{33s^3_р\beta}, \qquad (X.137)$$

то формула (X.136) примет вид

$$Q'_к = Q'_т = \frac{0{,}5\,\alpha\Delta tLE}{A}. \qquad (X.138)$$

Усилия в корпусе, трубах и компенсаторе во время эксплуатации теплообменника с предварительно сжатым компенсатором

Рассмотрим вариант, когда трубы нагреты больше, чем корпус. Трубы, расширяясь при нагреве из положения III (рис. X. 24), вначале займут исходное положение I, при котором нет напряжений ни в корпусе, ни в трубах.

При дальнейшем нагреве трубы, если бы они не были связаны с корпусом, должны занять положение IV, расширившись из положения III на величину $\alpha\Delta tL$.

Вследствие известной жесткости компенсатора трубы должны сжаться по периферии на величину $\delta''_т$, а в центре на величину $\delta''_т - \Delta l_3$.

При этом в корпусе и компенсаторе возникает усилие растяжения $Q''_к$, а в трубках усилие сжатия $Q''_т$, причем

$$Q''_к = Q''_т. \qquad (X.\,139)$$

Под действием усилия $Q''_к$ корпус и компенсатор растянутся на величину:

$$\frac{Q''_к L}{EF_к} + n_1 \frac{0{,}06\,\alpha_1 (1-\beta_1)\, Q''_к\, a^2}{\pi\, E s^3}. \qquad (X.\,140)$$

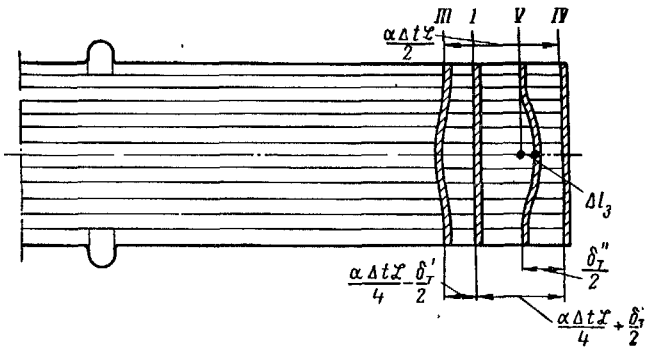


Рис. X. 24.

I; III — соответствуют положениям труб и трубной решетки рис. X. 23; IV — положение труб и трубной решетки при условии, что последняя не связана с корпусом; V — окончательное положение трубной решетки и труб в эксплуатационных условиях — трубы нагреты больше, чем корпус, компенсатор предварительно сжат.

Из рис. X. 23 и X. 24 видно, что

$$\frac{Q''_к L}{EF_к} + n_1 \frac{0{,}06\,\alpha_1 (1-\beta_1)\, Q''_к\, a^2}{\pi\, E s^3} = \frac{\alpha \Delta t L}{2} + \delta'_т - \delta''_т. \qquad (X.\,141)$$

Усилие в трубах равно

$$Q''_т = \frac{\delta''_т E F_т}{L} - \frac{2}{3} \cdot \frac{\Delta l_3 E F_т}{L}.$$

Откуда

$$\delta''_т = \frac{Q''_т L}{EF_т} + \frac{2}{3} \Delta l_3.$$

Прогиб решетки

$$\Delta l_3 = \frac{3}{2} \cdot \frac{Q''_т a^2}{33 E s_р^3 \beta}.$$

Тогда

$$\delta''_т = \frac{Q''_т L}{EF_т} + \frac{Q''_т a^2}{33 E s_р^3 \cdot \beta}. \qquad (X.\,142)$$

Подставляя $\delta_т''$ из уравнения (X. 142) в (X. 141) и на основании формул (X. 136) и (X. 137), получаем

$$Q_к'' = Q_т'' = Q_т' + \frac{\delta_т' E}{\frac{L}{F_к} + \frac{L}{F_т} + n\frac{0{,}06\,\alpha_1(1-\beta_1)\,d^2}{\pi s^3} + \frac{a^2}{33\,s_p^3\,\beta}}$$

или

$$Q_к'' = Q_т'' = Q_т' + \frac{\delta_т' E}{A}, \qquad \text{(X. 143)}$$

где $\delta_т'$ определяем по формуле (X. 135) и $Q_т'$ — по формуле (X. 136).

Усилие сжатия в периферийной трубе теплообменника с предварительно сжатым компенсатором, после нагрева труб до температуры более высокой, чем температура корпуса (внутреннее давление отсутствует)

$$q_a' = \frac{\delta_т'' E f_т}{L}. \qquad \text{(X. 144)}$$

Подставляем в формулу (X. 144) значение $\delta_т''$, найденное по формуле (X. 142)

$$q_a' = \frac{Q_т''}{n} + \frac{Q_т'' a^2 f_т}{33 s_p^3\,\beta\,L}, \qquad \text{(X. 145)}$$

где $Q_т'' = Q_к''$ определяем по формуле (X. 143); n — число труб.

Удельная нагрузка q_a' не должна превосходить значений, указанных на стр. 744.

Усилие сжатия в центральной трубе теплообменника с предварительно сжатым компенсатором, после нагрева труб до температуры более высокой, чем температура корпуса (внутреннее давление отсутствует)

$$q_a'' = q_a' - \frac{\Delta l_3 E f_т}{L} = q_a' - \frac{3}{2}\cdot\frac{Q_т'' a^2 f_т}{33 s_p^3\,\beta\,L}. \qquad \text{(X. 146)}$$

Теплообменники с подвижной решеткой
Конструктивные особенности

Теплообменники с подвижной решеткой или, как их иначе называют, с плавающей головкой (рис. X. 25) в нефтеперерабатывающей промышленности нашли наиболее широкое применение по сравнению с теплообменниками жесткой конструкции как без компенсатора, так и с компенсатором на корпусе, поскольку они имеют ряд преимуществ.

Наличие подвижной решетки дает возможность трубчатому пучку свободно расширяться независимо от корпуса при изменениях температур. В результате этого в корпусе отсутствуют температурные

напряжения, а в трубчатом пучке они создаются в двух- и многоходовых теплообменных аппаратах лишь в результате разности температур труб по ходам.

Для многоходовых теплообменников диаметром свыше 700 *мм* и больших разностях в температурах среды при входе и выходе из трубчатого пучка подвижные решетки можно делать разрезными по диаметру, например из двух частей (рис. X. 26), с целью снижения температурных напряжений в трубах.

Трубчатый пучок в теплообменниках с плавающей головкой можно легко удалять и при износе заменять новым.

Трубы с наружной стороны оказываются доступными для чистки механическим путем, когда пучок вынут из корпуса.

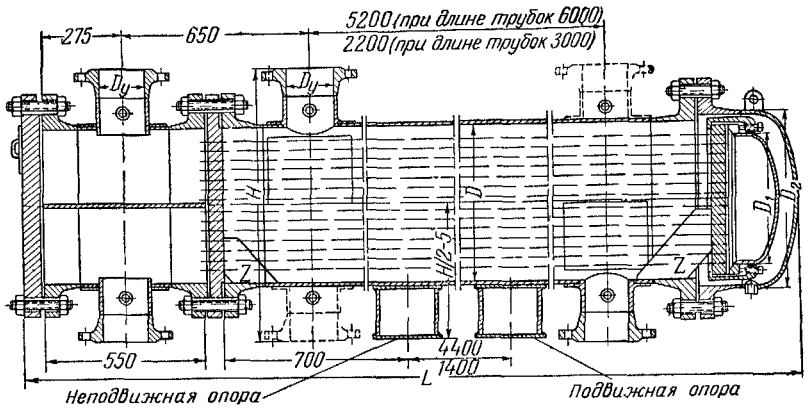


Рис. X. 25.

Пучок может быть снабжен большим количеством перегородок, так как собирают его вне корпуса.

Вместе с тем необходимо отметить, что теплообменники с плавающей головкой имеют относительно сложную конструкцию; узел подвижной решетки во время эксплуатации недоступен для осмотра и поэтому нельзя визуально проконтролировать во время эксплуатации герметичность этого узла; вес металла, приходящийся на единицу поверхности нагрева, больше, чем вес металла в теплообменниках жесткой конструкции. Стоимость, отнесенная к 1 $м^2$ поверхности нагрева, — выше.

Количество ходов по трубам принимается обычно для теплообменников с диаметром корпуса до $D_y = 500$ *мм*, равным двум. При бо́льших диаметрах корпусов эти теплообменники по трубам часто делаются многоходовыми (четыре и больше ходов) Однако при больших расходах жидкости, когда возможно создать скорости порядка 0,8—2 *м/сек*, применяют теплообменники одноходовые по трубам.

На рис. X. 27 показана конструкция подобного теплообменного аппарата. Через штуцер и трубу *5* жидкость вводится в пространство

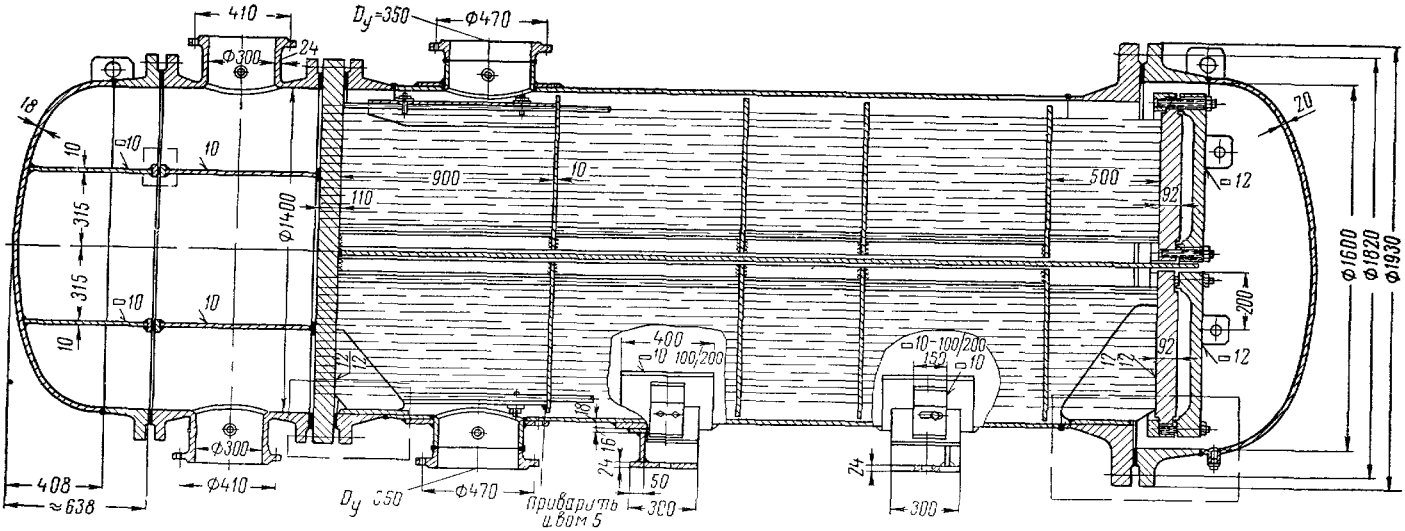

410
Ф300
24
Dy=350
Ф470
18
10
10
10
10
315
315
10
10
10
Ф1400
110
900
10
500
92
12
20
Ф1600
Ф1820
Ф1930
200
92
12
400
10 100/200
10-100/200
152
10
12
12
15
24 16
50
24
408
≈638
Ф300
Ф410
Dy 350
Ф470
приварить
и вам 5
300
300

Рис. X. 26.

B под крышку подвижной головки, откуда поток направляется по трубам *2* в распределительную коробку *3* и через штуцер *4* выводится из аппарата.

К неподвижной и подвижной трубным решеткам приварена труба *1*, которая соединяет пространства *B* и *D* и дает возможность ввести через внутреннюю трубу *5* в пространство *B* поток жидкости. Между

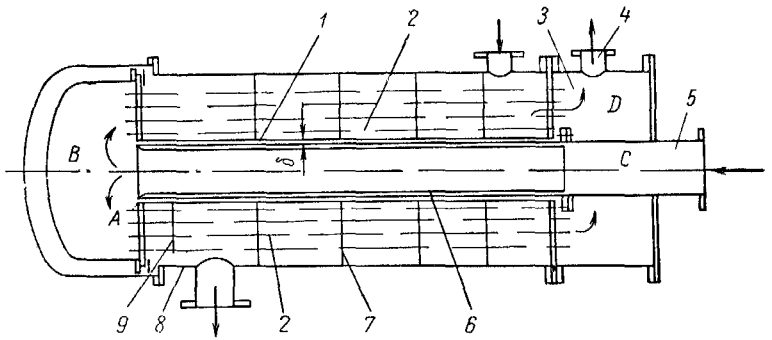


Рис. X. 27.

стенками наружной трубы *1* и внутренней трубы *5* через кольцевой зазор δ часть потока также направляется из пространства *B* в пространство *D*; при этом теплообмен со средой межтрубного пространства осуществляется через стенку трубы *1*.

Зазор δ делается небольшим — чтобы сечение кольцевой щели составляло 5—8% от сечения внутренней трубы *5*. Обычно этот зазор делается в пределах 3—6 *мм*, т. е. внутренний диаметр наружной трубы *1* выбирают* на 6—12 *мм* больше паружного диаметра внутренней трубы *5*. К внутренней трубе *5* приваривается в точке *A* защитная труба *6*, назначением которой является создание слоя неподвижной жидкости между трубой *5* и трубой *6* с тем, чтобы обеспечить тепловое сопротивление для теплообмена между жидкостью, протекающей по кольцевому зазору δ, и той же жидкостью, протекающей в трубе *5*. Для повышения эффективности работы теплообменника применяются также поперечные перегородки *7* сегментного типа (см. рис. X. 28, *а* и *б*), привариваемые к трубе *1* (см. рис. X. 27). Между

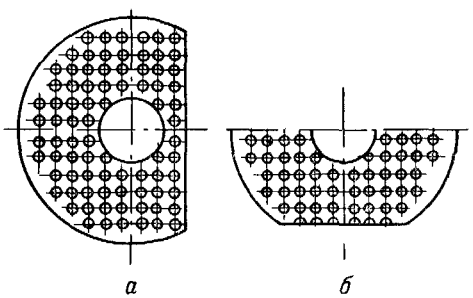
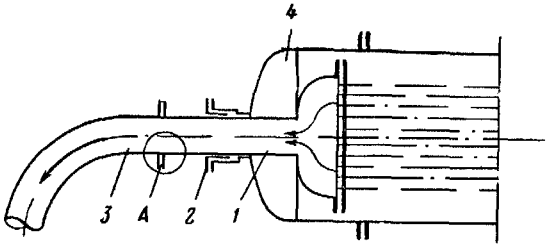


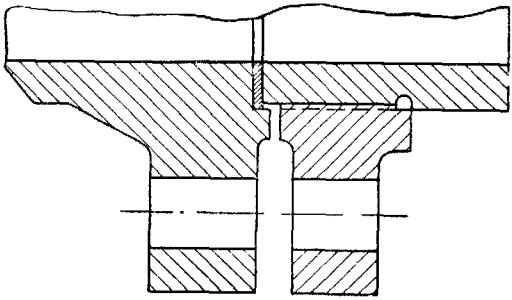
Рис. X. 28.

* Рекомендуется $\delta = \frac{d_в}{4}$. При этом отношение площади поперечного сечения кольцевой щели к длине окружности трубы *1* остается таким же, как и для труб *2*.

стенкой корпуса *8* и перегородками *7* делается минимальный зазор. Концевая опорная полуперегородка *9* делается формы, указанной



Узел А (I вариант)



Узел А (II вариант)

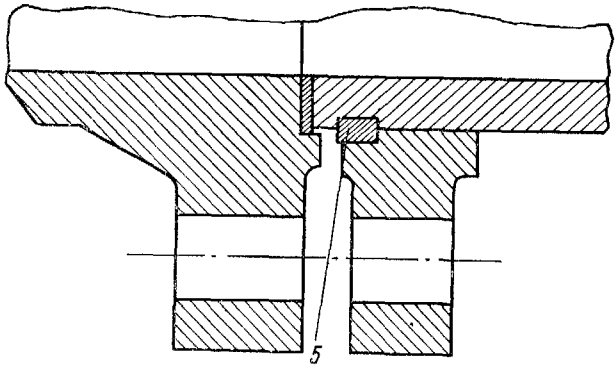


Рис. X. 29.

на рис. X. 28, *б*. Штуцеры в корпусе обычно делают одинакового диаметра.

Одноходовые по трубам теплообменные аппараты делаются также с применением компенсаторов или сальниковых устройств.

На рис. X. 29 показана конструкция такого теплообменника со стороны плавающей головки. Труба *1*, по которой продукт выводится из трубного пространства, проходит через сальник *2*. Труба *1* заканчивается в соединении *A* фланцем на резьбе (см. узел *A*) для возможности демонтажа колпака *4*.

Вместо колена *3* можно установить компенсатор, как изображено на рис. X. 30, для компенсации температурных деформаций трубчатого пучка.

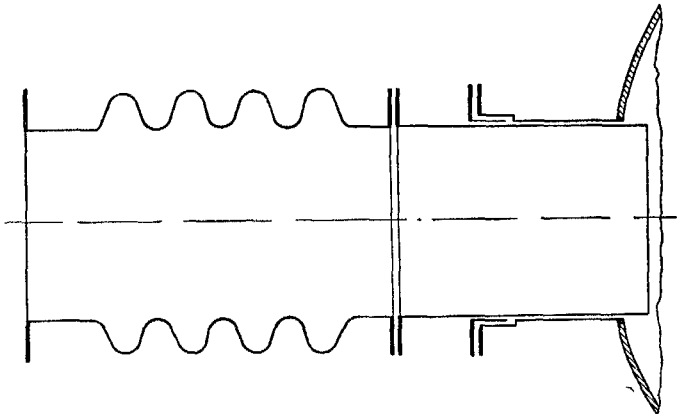


Рис. X. 30.

Иногда одноходовые по трубам теплообменники с подвижной решеткой делаются с внутренним компенсатором, который устанавливается между крышкой плавающей головки и колпаком корпуса.

Важным преимуществом одноходовых теплообменников по трубам и корпусу является возможность создания полного противотока между средами, протекающими в трубном и межтрубном пространствах, и достижение благодаря этому высоких значений коэффициента теплопередачи.

По межтрубному пространству теплообменники с плавающей головкой наиболее часто выполняют одноходовыми.

Создание в корпусе двух ходов затруднительно из-за сравнительной сложности и не всегда достаточной надежности уплотнения применяющейся в этом случае продольной перегородки, имея в виду, что ее нужно вынимать одновременно с пучком. Один из возможных в этом случае способов уплотнения краев перегородки в корпусе показан на рис. X. 31.

К кромкам *2* продольной перегородки теплообменника *12* приварены полосы *1* и *4*, которые образуют коробки для помещения в них распирающего приспособления и паронита или асбестового

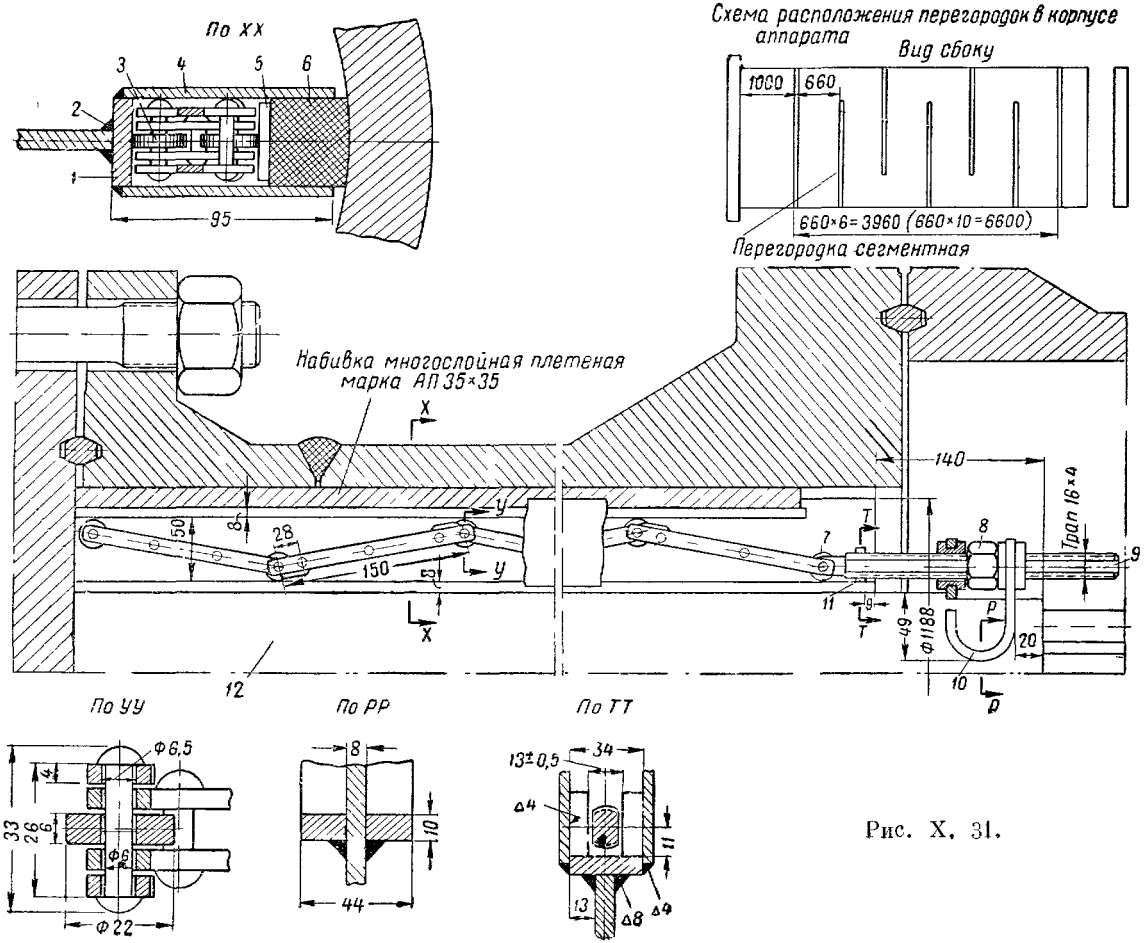

По XX
3
4
5
6
2
1
95
Схема расположения перегородок в корпусе аппарата
Вид сбоку
1000
660
660×6=3960 (660×10=6600)
Перегородка сегментная
Набивка многослойная плетеная марка АП 35×35
X
y
140
Трап 16×4
50
δ
28
150
7
8
9
11
T
Φ188
Φ69
20
10
12
P
По УУ
По РР
По ТТ
Φ6,5
33
26
6
Φ6
Φ22
8
10
44
13±0,5
34
Δ4
11
13
Δ8
Δ9

Рис. X. 31.

шнура *6*, предусмотренного для уплотнения зазора между продольными кромками перегородки и внутренней поверхностью корпуса аппарата.

На этом же рисунке дано поперечное сечение распирающего приспособления, которое состоит из отдельных звеньев длиной 150 *мм*, соединенных по концам между собою шарнирно и снабженных прижимными роликами *3*.

Прижим роликов к полосе *5* достигается поворачиванием гайки *8*. При вращении гайки, помещенной между двумя упорами, расположенными в приваренной к перегородке скобе *10* шпиндель с нарезкой *9* совершает поступательное движение благодаря направляющей втулке *11*, нажимая при этом на конец *7* прижимного устройства. В результате сближения концов звеньев прижимного устройства они упираются роликами *3* в полосы *1* и *5* и создают необходимое уплотнение между продольной перегородкой и внутренней поверхностью теплообменника.

Поперечные перегородки

Для более эффективной работы теплообменников как жесткой конструкции, так и с подвижной решеткой широко применяются внутренние поперечные перегородки. Эти перегородки служат также в качестве промежуточных опор для трубчатых пучков.

Отверстия под трубки в поперечных перегородках выполняются в жидкостных теплообменниках бо́льшими на 1 *мм* против номинального размера наружного диаметра трубы.

Толщину поперечных перегородок в теплообменниках принимают обычно не менее 5 *мм*. В теплообменниках с плавающей головкой расстояние между перегородками принимают в пределах 200 *мм* до $50\,d_н$, где $d_н$ — наружный диаметр трубы.

Для теплообменников с диаметром корпуса до 1400 *мм* число перегородок выбирают по табл. X. 9.

Таблица X. 9

Диаметры теплообменников с плавающей головкой и число поперечных перегородок в трубчатых пучках длиной 6000 *мм*

Диаметр корпуса, *мм*	300	450	500	600	700	800	1000
Число перегородок	24	20	16	16	12	10	$\geqslant 8$

Для лучшей работы теплообменников необходимо, чтобы зазоры между перегородками и стенками корпуса были минимальными.

В корпусах теплообменников из бесшовных труб при обычном методе изготовления приходится считаться с возможными отклонениями внутреннего диаметра труб от номинального размера. Наружный диаметр перегородок приходится назначать, рассчитывая на возможный минимальный внутренний диаметр корпуса и предусматри-

вая в то же время известный гарантированный зазор на разность диаметров в пределах от 3 до 5 *мм*. При этом зазор в 1,5 *мм* на сторону принимают для корпусов с диаметром $D_у = 300$ *мм*, и в 2,5 *мм* для корпусов с $D_у = 700$ *мм*.

Конструктивное оформление поперечных перегородок теплообменников и их взаимное расположение может быть различным.

Принимают перегородки с удаленной четвертью, как то показано на рис. X. 32, *б*. Здесь отверстия под трубки условно не показаны. Эти перегородки ставят таким образом, чтобы вырез четверти поочередно располагался то с правой, то с левой стороны, как это изображено на рис. X. 33. Заштрихованной на рис. X. 33 представлена установленная по оси продольная перегородка с толщиной 5—8 *мм* и длиной, равной всему расстоянию, занимаемому поперечными перегородками. Последние приваривают легким швом к продольной перегородке.

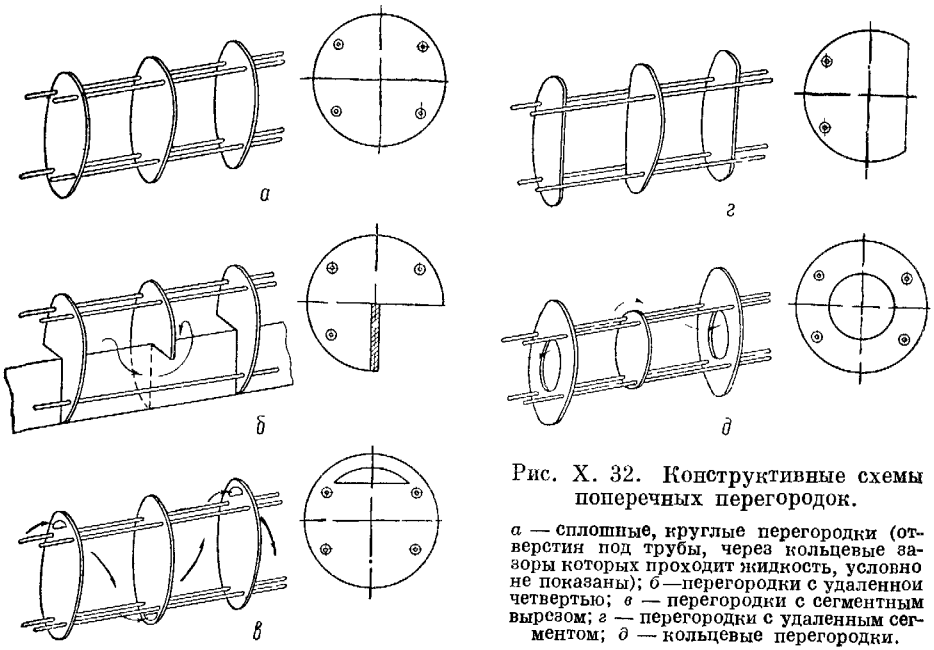


Рис. X. 32. Конструктивные схемы поперечных перегородок.

а — сплошные, круглые перегородки (отверстия под трубы, через кольцевые зазоры которых проходит жидкость, условно не показаны); *б*—перегородки с удаленной четвертью; *в* — перегородки с сегментным вырезом; *г* — перегородки с удаленным сегментом; *д* — кольцевые перегородки.

Подобное расположение перегородок дает возможность осуществлять в межтрубном пространстве принудительное движение жидкости, которая направляется через вырезанную четверть одной перегородки (см. рис. X. 32), а затем делает поворот на 270° и следует в удаленную четверть следующей перегородки и т. д. Этим достигается вращательное движение потока поперек трубок пучка поочередно по часовой или против часовой стрелки на дуге длиной 270°.

Продольную перегородку можно рассматривать также как опору для поперечных перегородок и для всего пучка в целом.

Фиксация взаимного расположения поперечных перегородок достигается установкой между ними нескольких тяг и распорных трубок. Расстояние между двумя соседними перегородками составляет длину каждой распорной трубки.

На рис. X. 34 изображена конструкция трубного пучка, собранного с решетками и перегородками, где условно трубки не показаны.

На обоих концах пучка здесь введены распределительные кожухи *4*, которые вынуждают поток жидкости проходить через вырезы *H*. Это дает возможность избегать так называемых мешков, т. е. неподвижных участков потока на концах трубчатого пучка, так как последний омывается жидкостью во всех своих частях.

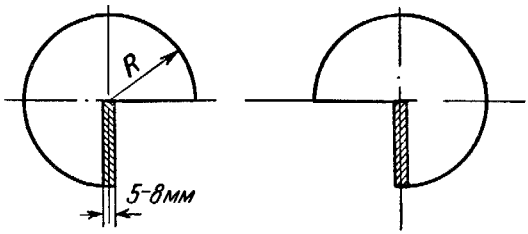


Рис. X. 33.

На рис. X. 35 видно, как жидкость через штуцер *3* попадает в кольцевое пространство *4* между корпусом и кожухом, ограниченное по длине с одной стороны неподвижной решеткой, а с другой — первой концевой поперечной перегородкой *1* (рис. X. 36).

Разрез по *AB* рис. X. 34 показывает, что эти концевые перегородки не имеют вырезов, и жидкость, попадая через окна *H* внутрь кожуха *4*, выходит затем через кольцевые зазоры между трубками и отверстиями в концевой перегородке.

Так, например, для трубок с наружным диаметром 25 *мм* отверстия в концевых перегородках выполняют диаметром 27 *мм*. Далее поток движется, как уже было описано выше (см. рис. X. 32, *б* и X. 34).

В жидкостях с повышенной вязкостью или при значительных осадках в концевой перегородке *1* делается также вырез, как изображено на рис. X. 36, располагаемый относительно выреза следующей перегородки в соответствии с рис. X. 33.

Широко применяют также круглые перегородки с удаленными участками в форме сегментов (см. рис. X. 32, *г* и X. 37).

Когда жидкие продукты не вызывают в межтрубном пространстве отложений или коррозии, применяют также сплошные поперечные «пульсирующие» перегородки, в которых жидкость проходит

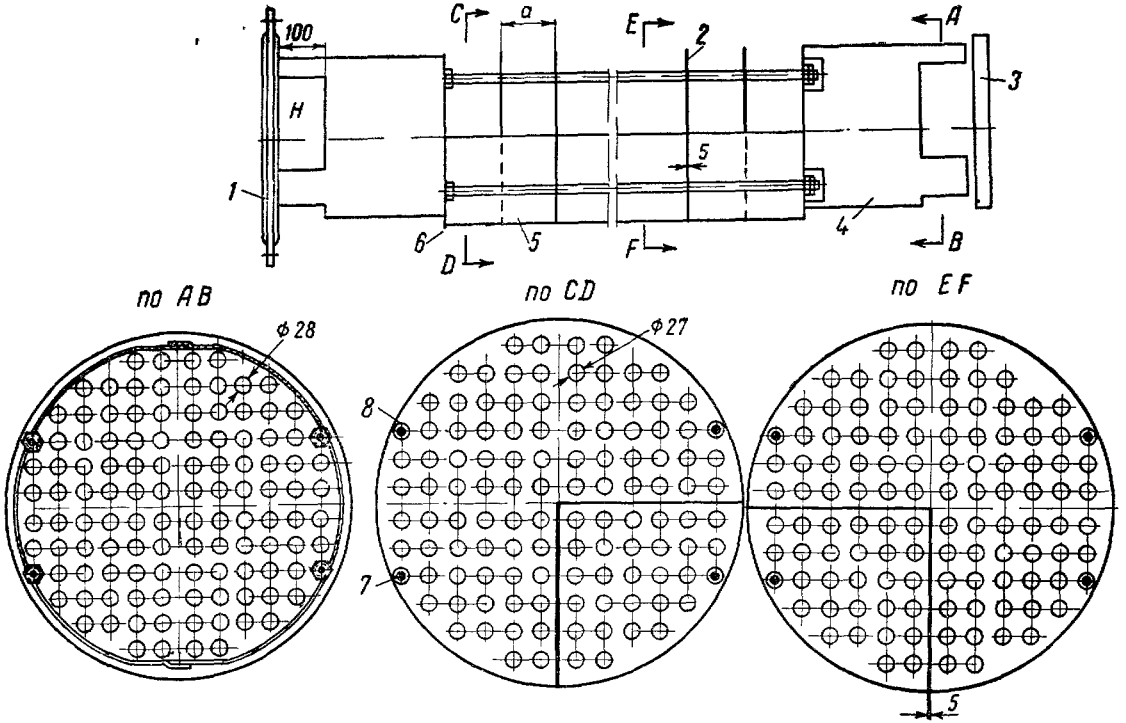


Рис. X. 34. Конструкция трубного пучка.

1 — неподвижная решетка; *2* — перегородка поперечная; *3* — подвижная решетка; *4* — распределительный кожух; *5* — перегородка продольная; *6* — перегородка концевая; *7* — тяга *d*16; *8* — труба *d*25.

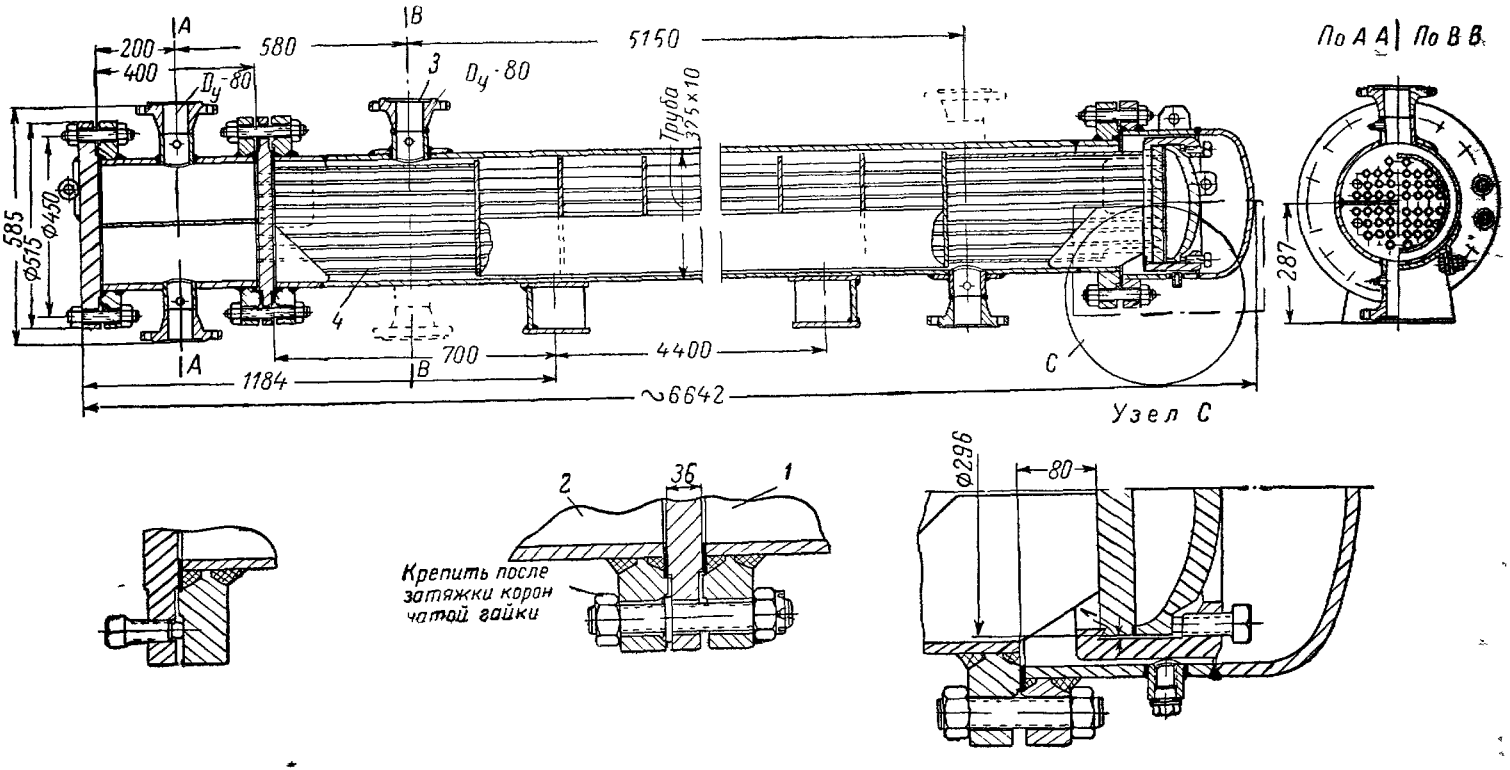


Рис. X. 35. Теплообменник $p_y = 40$ *кГ/см²*. $F = 21$ *м²*;

1 — корпус; *2* — распределительная коробка; вес металла аппарата 1600 *кг* вес аппарата наполненного водой, 1900 *кг*

через кольцевые зазоры между наружным диаметром трубы и отверстием под трубу в перегородке по схеме, изображенной на рис. X. 38.

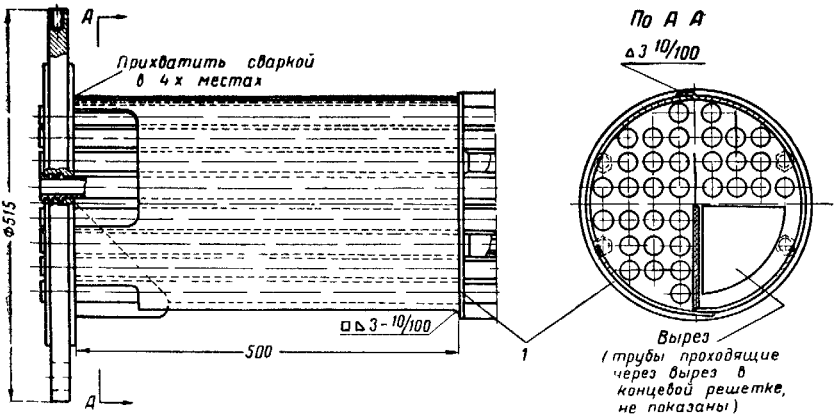


Рис. X. 36.

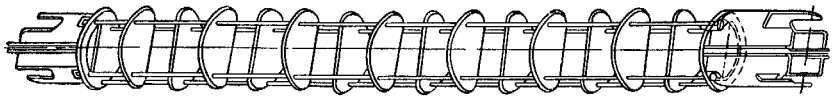


Рис. X. 37.

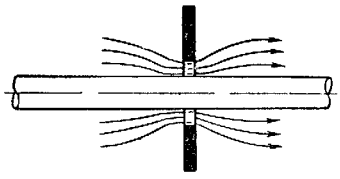


Рис. X. 38.

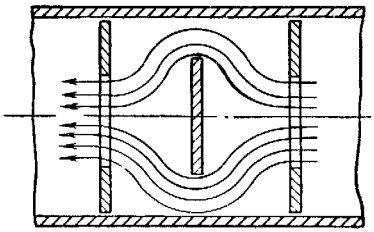


Рис. X. 39.

Так, для труб с наружным диаметром 25 *мм* диаметр отверстий 27 *мм*. Известны также схемы расположения перегородок согласно рис. X. 39, X. 32 и другие.

Расчет трубных решеток и усилий в трубах в теплообменниках с плавающей головкой (см. рис. X. 25)

Расчет решеток и усилий в трубах следует вести на бо́льшее из давлений $p_к$ в межтрубном или $p_т$ в трубном пространствах, так как расчет на разность давлений $p_к$ и $p_т$ обусловливает необходимость одновременного создания или сброса давления в трубном

и межтрубном пространствах в течение всего эксплуатационного срока службы аппарата.

Обеспечить такие условия работы теплообменников обычно не представляется возможным. По условиям гидравлического испытания теплообменников этого типа необходимо проводить раздельное испытание трубного и межтрубного пространств; поэтому теплообменники, рассчитанные по разности давлений, могут оказаться недостаточно прочными в условиях гидравлического испытания (особенно на нефтеперерабатывающих заводах), когда контроль за соблюдением особых требований к методу испытания не может быть эффективным.

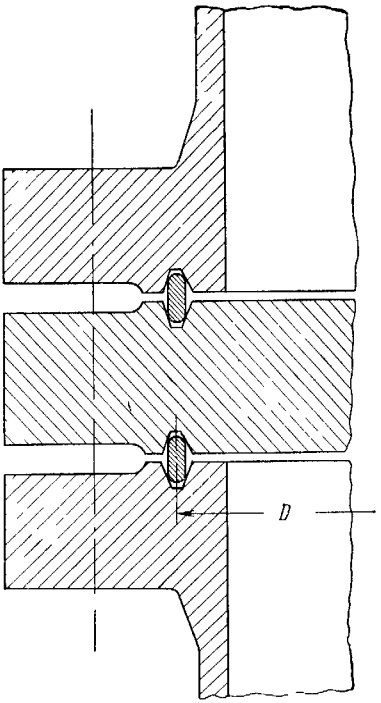


Рис. X. 40.

В тех случаях, когда технологическим процессом и обвязкой трубопроводами (без запорных устройств) обеспечивается одновременность возникновения давлений в трубном и межтрубном пространствах таким образом, что во все время работы теплообменника сохраняется определенный перепад давлений, толщину трубной решетки можно определить по разности давлений. При этом следует иметь в виду, что при гидравлическом испытании корпус и распределительная коробка должны быть испытаны не на разность давлений, а как минимум на $1{,}25p_{раб}$. Поэтому для того, чтобы не подвергать трубные решетки, рассчитанные на разность давлений, чрезмерным напряжениям, трубные пучки в ряде случаев приходится удалять из теплообменника на время испытания корпуса и распределительной коробки.

Расчет трубных решеток теплообменника с плавающей головкой ведем по формуле

$$s = \frac{D}{3{,}1}\sqrt{\frac{p}{R_в \varphi}} + c, \qquad \text{(X. 147)}$$

где s — толщина решетки в *см*; D — расчетный диаметр, который в данном случае может быть принят равным внутреннему диаметру прокладки, в *см*. При плоских прокладках обычно диаметр D совпадает с внутренним диаметром корпуса.

При применении прокладок овального или восьмиугольного сечений за расчетный принимается средний диаметр прокладки (рис. X. 40); p — внутреннее давление в $кГ/см^2$, как правило, принимаем большее из давлений в трубном или межтрубном простран-

ствах; $R_в$ — допускаемое напряжение на изгиб, выбираем по табл. III. 1. При этом

$$R_в = 1{,}1\,R_z = 1{,}1\,\sigma_{доп}; \qquad (X.148)$$

c — прибавка на двустороннюю коррозию в *см*; обычно принимаем $c = 0{,}4 \div 0{,}8$ *см*; φ — коэффициент прочности неподвижной решетки.

При

$$D \leqslant (n_1 + 5)\,t \qquad (X.149)$$

$$\varphi = \frac{D - n_1\,d'_н}{D}; \qquad (X.150)$$

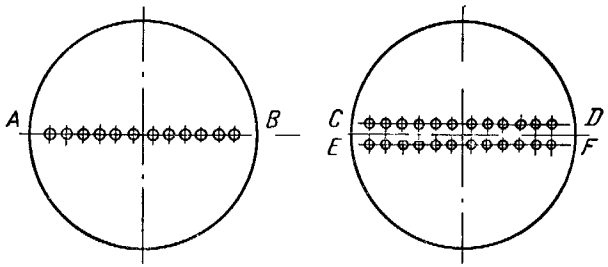


Рис. X. 41.

при

$$D > (n_1 + 5)\,t \qquad (X.151)$$

$$\varphi = \frac{(n_1+5)\,t - n_1\,d'_н}{(n_1+5)\,t}. \qquad (X.152)$$

Здесь n_1 — количество отверстий под трубы по диаметральному сечению A—B (рис. X. 41) или по хордам CD или EF, расположенным вблизи от диаметрального сечения; t — шаг между трубами в *см*; $d_н$ — диаметр отверстия под трубу в *мм*. При наружном диаметре труб $d_н = 20 \div 32$ *мм*

$$d'_н = d_н\,(1 + 0{,}016) \qquad (X.153)$$

до

$$d'_н = d_н\,(1 + 0{,}02). \qquad (X.154)$$

Если ведем расчет и подвижной решетки, то коэффициент прочности φ определяем по формуле (X. 150), но при этом за расчетный диаметр D принимаем наружный диаметр решетки.

Если давление $p_к > p_т$, то расчет прочности следует вести, принимая во внимание давление $p_к$.

В этом случае на плавающую головку с внешней стороны днища приходится нагрузка (рис. X. 42)

$$Q' = p_к \frac{\pi D_1^2}{4}. \qquad (X.155)$$

Нагрузка Q' сжимает трубы.

На трубную решетку плавающей головки от давления $p_к$ приходится нагрузка

$$Q'' = \frac{p_к \pi D_1^2}{4} - p_к \frac{\pi d_н^2}{4} n, \qquad (X.156)$$

где $d_н$ — наружный диаметр трубы; n — число труб.

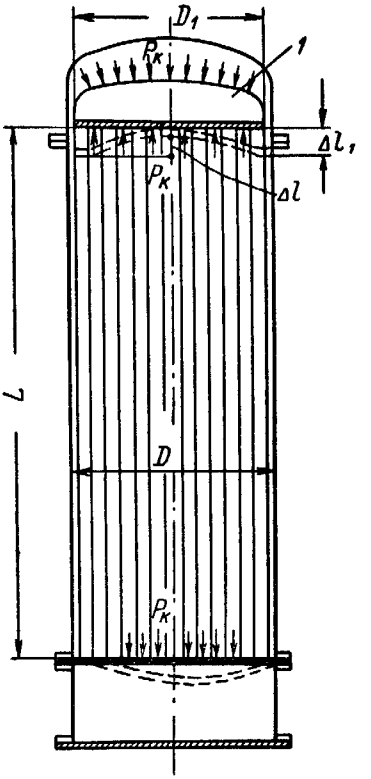


Рис. X. 42.

Нагрузка Q'' создает усилия растяжения в трубах.

Результирующее усилие на плавающую головку от давления в корпусе $p_к$ сжимает трубы и равно

$$Q_1 = Q' - Q'' = \frac{p_к \pi D^2}{4} - \left(\frac{p_к \pi D^2}{4} - \frac{p_к \pi d_н^2}{4} n\right) = p_к \frac{\pi d_н^2}{4} n. \qquad (X.157)$$

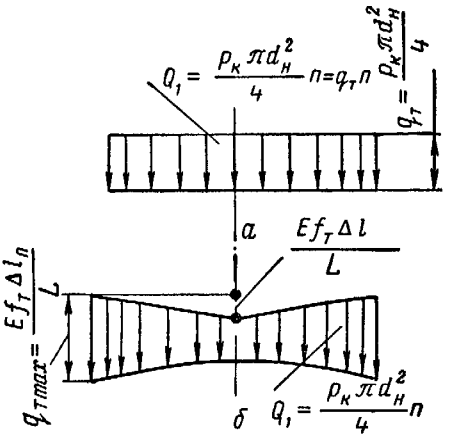


Рис. X. 43. Эпюры нагрузок на трубы:
а — при равномерном распределении; *б* — при прогибе трубных решеток.

Усилие Q_1 передается трубами на неподвижную решетку, на которую также действует усилие Q_2 от давлений $p_к$ на площадь решетки, не занятую трубами

$$Q_2 = \frac{p_к \pi D^2}{4} - \frac{p_к \pi d_н^2}{4} n. \qquad (X.158)$$

Суммарная нагрузка на неподвижную решетку

$$Q = Q_1 + Q_2 = p_к \frac{\pi d_н^2}{4} n + \frac{p_к \pi D^2}{4} - \frac{p_к \pi d_н^2}{4} n = \frac{p_к \pi D^2}{4}. \qquad (X.159)$$

Если трубы нагружены усилием Q_1 равномерно, то нагрузка на одну трубу равна (рис. X. 43, *а*)

$$q_т = \frac{Q_1}{n} = \frac{p_к \pi d_н^2}{4}. \qquad (X.160)$$

Однако из-за прогиба решеток нагрузка на трубы различна. Трубы, расположенные по периферии решетки, нагружены больше, чем трубы, находящиеся в центре (рис. X. 43, *б*).

Обозначим деформацию сжатия периферийной трубы через $\Delta l_п$ и деформацию прогиба решетки через Δl. Тогда (см. рис. X. 42)

$$Q_1 = \frac{EF_т \Delta l_п}{L} - \frac{2}{3} \cdot \frac{EF_т \Delta l}{L}. \qquad (X.161)$$

Величина $\frac{2}{3} \cdot \frac{EF_т \Delta l}{L}$ в уравнении (X. 161) представляет собой усилие, возникающее в трубах при прогибе каждой из двух трубных решеток на Δl.

Здесь E — модуль упругости в *кГ/см*^{2}; $F_т$ — площадь поперечного сечения металла всех трубок в *см*^{2}; L — длина трубок в *см*.

Отсюда

$$\Delta l_п = \frac{Q_1 L}{EF_т} + \frac{2}{3} \Delta l,$$

где

$$\Delta l = \frac{3}{2} \cdot \frac{a^2 Q}{33 E s_р^3 \beta}; \qquad (X.162)$$

$$\Delta l_п = \frac{Q_1 L}{EF_т} + \frac{2}{3} \cdot \frac{3}{2} \cdot \frac{a^2 Q}{33 E s_р^3 \beta} = \frac{Q_1 L}{EF_т} + \frac{a^2 Q}{33 E s_р^3 \beta}. \qquad (X.163)$$

Тогда максимальная сжимающая нагрузка на одну периферийную трубу в *кГ*

$$q_{т\,max} = \frac{Ef_т \Delta l_п}{L} = \frac{Ef_т Q_1 L}{LEF_т} + \frac{Ef_т a^2 Q}{L \cdot 33 \cdot E s_р^3 \beta};$$

или считая, что $Q = p_к \pi a^2$

$$q_{т\,max} = \frac{p_к \pi d_н^2}{4} + \frac{f_т a^2 \pi a^2 p_к}{L \cdot 33 \cdot s_р^3 \beta};$$

или

$$q_{т\,max} = \frac{p_к \pi d_н^2}{4} \left(1 + 0{,}12 \frac{a^4 f_т}{s_р^3 \beta L d_н^2}\right). \qquad (X.164)$$

Максимальная удельная нагрузка на 1 *см* длины окружности периферийной трубы в месте развальцовки или сварки

$$q = \frac{p_к d_н}{4} \left(1 + 0{,}12 \frac{a^4 f_т}{s_р^3 \beta L d_н^2}\right) кГ/см$$

или в общей форме

$$q = \frac{p_к d_н}{4} (1 + \psi_1), \qquad (X.165)$$

где

$$\psi_1 = 0{,}12\,\frac{a^4 \cdot f_т}{s_р^3\,\beta\,L d_н^2}\,. \qquad (X.\,166)$$

Когда $p_к \geqslant p_т$, то величину q следует определять по формуле (X. 165).

Если $p_т > p_к$, то нагрузку q на 1 *см* длины следует определять по формуле

$$q = \frac{p_т d_в^2}{4 d_н}\left(1 + 0{,}12\,\frac{a^4 f_т}{s_р^3\,\beta\,L d_в^2}\right). \qquad (X.\,167)$$

Когда величина $\frac{0{,}12\,a^4 f_т}{s_р^3\,\beta\,L d_н^2} > 0{,}5$, значение q_{max} получается с некоторым запасом. β — коэффициент жесткости перфорированной плиты для обычных условий расположения труб в нормализованных теплообменниках, может быть принят равным $\beta \approx 0{,}5 \div 0{,}6$. Коэффициент β может быть подсчитан по формуле (X. 58).

Здесь a — радиус решетки в *см*; $f_т$ — площадь поперечного сечения металла одной трубы в *см*^{2}.

$$f_т = \frac{\pi}{4}\left(d_н^2 - d_в^2\right),$$

где $s_р$ — толщина решетки в *см*; β — см. стр. 768; L — длина труб в *см*; p и $d_н$ — см. стр. 805.

Удельная нагрузка q не должна превышать при наличии двух канавок в гнездах под развальцовку величины

$$q \leqslant 90 \div 100\ кГ/см. \qquad (X.\,170)$$

Пример. Определить усилие в трубах и рассчитать толщину решеток теплообменника с плавающей головкой. Внутренний диаметр корпуса теплообменника $D = 1000$ *мм*, диаметр и толщина труб $d_н \times s = 25 \times 2{,}5$ *мм*; длина труб $L = 6000$ *мм*. Давление $p = 16\ кГ/см^2$.

Решетка выполнена из стали 16ГС с временным сопротивлением $\sigma_в = 4800\ кГ/см^2$ и пределом текучести $\sigma_т = 3000\ кГ/см^2$. Число труб по хорде, ближайшей к диаметру, $n_1 = 28$; шаг труб $t = 32$ *мм*, диаметр отверстий под трубы $d'_н = 25{,}4$ *мм*. Прибавка на двустороннюю коррозию $c = 6$ *мм*.

По формуле (X. 147) определяем толщину неподвижной решетки

$$s = \frac{D}{3{,}1}\sqrt{\frac{p}{R_в \cdot \varphi}} + c.$$

Здесь

$$R_в = 1{,}1\,R_z = 1{,}1 \cdot 1600 = 1760\ кГ/см^2.$$

Так как $(n_1 + 5)\,t = (28 + 5)\,32 = 1056\ мм$, и $D < (n_1 + 5)\,t$, т. е. $1000 < 1056$, то по формуле (X. 150) коэффициент прочности решетки

$$\varphi = \frac{D - n_1 d'_н}{100} = \frac{100 - 28 \cdot 2{,}54}{100} = 0{,}29.$$

Толщина решетки

$$s = \frac{100}{3{,}1}\sqrt{\frac{16}{1760 \cdot 0{,}29}} + 0{,}6 = 6{,}3\ см,$$

принимаем толщину решетки равной 64 *мм*.

Максимальная удельная нагрузка на 1 *см* длины окружности трубы в месте развальцовки

$$q = \frac{p d_н}{4}(1 + \psi_1);$$

$$\psi_1 = 0{,}12\,\frac{a^4 f_т}{s'^3_р\,\beta\,L d^2_н} = 0{,}12\,\frac{50^4 \cdot 1{,}76}{5{,}8^3 \cdot 0{,}6 \cdot 600 \cdot 2{,}5^2} \approx 3$$

$$f_т\,\frac{\pi}{4}\left(d^2_н - d^2_в\right) = \frac{\pi}{4}\left(2{,}5^2 - 2^2\right) = 1{,}76\ см^2;$$

$$q = \frac{p d_н}{4}(1 + 3) = \frac{16 \cdot 2{,}5}{4}\,4 = 40\ кГ/см,$$

что допустимо.

Теория расчета трубных решеток

Предположим, что давление $p_к$ в корпусе больше давления $p_т$ в трубах. На неподвижную решетку приходится нагрузка Q_2 (X.158) от давления $p_к$ на площадь, не занятую трубами, и нагрузка Q_1 (X. 157), передаваемая решетке через трубы вследствие некомпенсированной нагрузки от давления $p_к$ на плавающую головку.

При этом нагрузка Q_2 распределена равномерно, а нагрузка Q_1 распределяется таким образом, что по периферии интенсивность ее достигает максимального значения, а в центре минимального.

Эпюра распределения нагрузок Q_1 и Q_2 может быть принята такой, как показано на рис. X. 44.

Заменим нагрузку Q_1 равномерно распределенной нагрузкой $Q_р$, вызывающей тот же прогиб в центре, что и нагрузка Q_1.

Прогиб решетки под действием нагрузки Q_1 (см. стр. 812—813)

$$\Delta l = \frac{3a^2 Q_1}{2 \cdot 43 E s^3_р\,\beta}. \qquad (X.171)$$

Равномерно распределенная нагрузка $Q_р$, эквивалентная по вызываемому ею прогибу нагрузке Q_1, может быть определена из уравнения

$$\Delta l = \frac{3a^2 Q_р}{2 \cdot 27{,}6\, E s_р^3 \beta}. \qquad (X.172)$$

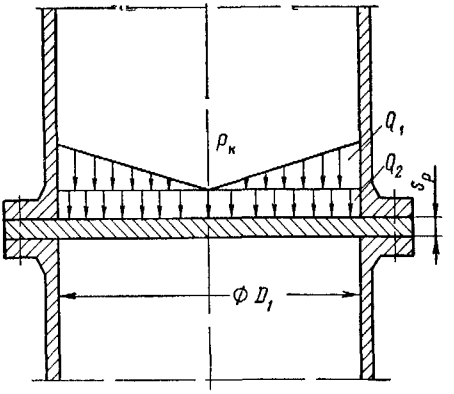


Рис. X. 44.

Приравнивая правые части уравнений (X. 171) и (X. 172), находим

$$Q_р = 0{,}64\, Q_1. \qquad (X.173)$$

Следовательно, суммарная эквивалентная нагрузка на трубную решетку

$$Q_э = Q_р + Q_2 = 0{,}64 Q_1 + Q_2. \qquad (X.174)$$

Интенсивность эквивалентного равномерно распределенного давления

$$p_э = \frac{Q_э}{\frac{\pi D_1^2}{4}} = \frac{0{,}64\, Q_1 + Q_2}{\frac{\pi d_1^2}{4}} =$$

$$= \frac{0{,}64 \frac{p_к \pi d_н^2}{4} n + \frac{p_к \pi D_1^2}{4} - \frac{p_к \pi d_н^2}{4} n}{\frac{\pi D_1^2}{4}} =$$

$$= \frac{\frac{p_к \pi D_1^2}{4} - 0{,}36 \frac{p_к \pi d_н^2}{4} n}{\frac{\pi D_1^2}{4}}.$$

Имея в виду, что

$$\frac{\pi d_н^2}{4} n \approx 0{,}42 \frac{\pi D_1^2}{4}, \qquad (X.175)$$

получаем

$$p_э = p_к - 0{,}36 \cdot 0{,}42\, p_к = 0{,}85\, p_к. \qquad (X.176)$$

Прогиб плиты под действием эквивалентной нагрузки $Q_э$

$$\Delta l = \frac{3a^2 Q_э}{2 \cdot 27{,}6\, E s_р^3\, \beta}. \qquad (X.177)$$

Так как в данном случае $Q_э = 0{,}85\, Q$, то

$$\Delta l = \frac{3a^2 Q}{2 \cdot 33 E s_р^3\, \beta}. \qquad (X.178)$$

Толщину решетки определяем как толщину опертой защемленной круглой плиты, нагруженной равномерно распределенным давлением

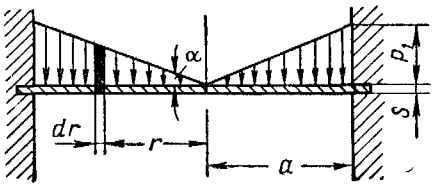


Рис. X. 45.

$$s_р = \sqrt{\frac{3p\,(m+1)}{8\pi\, m R_в\, \varphi}} + c = \sqrt{\frac{0{,}155\, P}{R_в \cdot \varphi}} + c.$$

Так как $P = \frac{p\,\pi\, D^2}{4}$, то

$$s_р = D\sqrt{\frac{0{,}122\, p}{R_в\, \varphi}} + c. \qquad (X.179)$$

При расчете трубных решеток теплообменника с плавающей головкой следует ввести в формулу (X. 179) значение эквивалентного давления

$$p_э = 0{,}85\, p;$$

тогда получаем

$$s = D\sqrt{\frac{0{,}122 \cdot 0{,}85\, p}{R_в\, \varphi}} + c,$$

или окончательно

$$s = \frac{D}{3{,}1}\sqrt{\frac{p}{R_в\, \varphi}} + c. \qquad (X.180)$$

Прогиб защемленной плиты, на которую действует нагрузка, распределенная по треугольнику (см. рис. X. 45), определяют при условии, что в центре плиты нагрузка равна пулю.

Интенсивность нагрузки по периферии плиты равна P_1 *кГ/см²*.

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{p_1}{a}. \qquad (X.181)$$

Общая нагрузка на плиту

$$Q_1 = \frac{2}{3}\pi\, a^2 p_1. \qquad (X.182)$$

Элементарная сила, действующая на кольцо шириной dr

$$dQ_1 = 2\pi\, r\, dr\, r \operatorname{tg} \alpha = 2\pi \operatorname{tg} \alpha\, r^2\, dr. \qquad (X.183)$$

Прогиб в центре плиты под действием нагрузки по концентричной окружности радиуса r

$$dl = \frac{3dQ_1(m^2-1)}{2\pi Em^2s^3}\left[\frac{1}{2}(a^2-r^2) - r^2\ln\frac{a}{r}\right].$$

Обозначая величину

$$\frac{3(m^2-1)}{Em^2s^3} = \lambda \qquad \text{(X. 184)}$$

и подставляя вместо dQ_1 соответствующее значение из формулы (X. 183), получим

$$dl = \lambda \operatorname{tg}\alpha\, r^2\left[\frac{1}{2}(a^2-r^2) - r^2\ln\frac{a}{r}\right]dr.$$

Прогиб Δl в центре плиты

$$\Delta l_1 = \lambda \operatorname{tg}\alpha\left[\frac{1}{2}a^2\int_0^a r^2\,dr - \frac{1}{2}\int_0^a r^4\,dr - \ln a\int_0^a r^4\,dr + \int_0^a r^4\ln r\,dr\right]^*$$

$$\Delta l_1 = \lambda \operatorname{tg}\alpha\left[\frac{a^2}{2}\frac{a^3}{3} - \frac{a^5}{2\cdot 5} - \frac{\ln a\, a^5}{5} + a^5\left(\frac{\ln a}{5} - \frac{1}{5^2}\right)\right] =$$

$$= \lambda \operatorname{tg}\alpha\frac{4}{150}a^5.$$

На основании (X. 181) и (X. 184), получим

$$\Delta l_1 = \frac{3(m^2-1)\cdot 4p_1a^5}{Em^2s^3\cdot 150a} = \frac{12(m^2-1)a^4p_1}{150Em^2s^3}.$$

Подставляя значение p_1 из (X. 182), получаем

$$\Delta l_1 = \frac{12(m^2-1)a^4\cdot 3\cdot Q_1}{150Em^2s^3\,2\pi\,a^2} = \frac{3}{2}\cdot\frac{2(m^2-1)a^2Q_1}{25Em^2s^3\cdot\pi};$$

при $m = \frac{10}{3}$; $\quad\frac{(m^2-1)}{m^2} = \frac{\left(\frac{10^2}{3^2}-1\right)}{\frac{10^2}{3^2}} = 0{,}91.$

После соответствующих преобразований формула принимает вид:

$$\Delta l_1 = \frac{3}{2}\cdot\frac{a^2Q_1}{43Es^3}.$$

Если коэффициент жесткости перфорированной плиты обозначить через β, причем $\beta < 1$, то в этом случае прогиб в центре плиты

$$\Delta l = \frac{3}{2}\cdot\frac{a^2Q_1}{43Es^3\beta}. \qquad \text{(X. 185)}$$

Конструкция теплообменников с плавающей головкой по нормали Н458-53

До последнего времени теплообменники с плавающей головкой из углеродистой стали применяли согласно нормали нефтяной промышленности Н458-53 по нормальному ряду, приведенному в табл. X. 10.

Таблица X. 10

Теплообменники кожухотрубчатые с плавающей головкой из углеродистой стали

Нормальный вид

Наружный диаметр корпуса теплообменника, *мм*	Условное давление в корпусе и пучке теплообменника p_y, *кГ/см²*	Длина пучка				Число ходов	
		3 *м*		6 *м*			
		поверхность нагрева, *м²*	вес, *кг*	поверхность нагрева, *м²*	вес, *кг*	в корпусе	в трубном пучке
325	16	—	—	21	1170	1	2
	40				1630		
478	16	—	—	53	2550	1	2
	40				3500		
529	16	35 *	2150	70	3150	1	2
	25		2700		3700	2 **	4
630	25	50 *	3650	100	4950	1	2
						2 **	4
720 ***	16	65 *	4050	130	5815	1	2
						2 **	4

* Теплообменники с длиной труб 3 *м* не рекомендуются из-за повышенного расхода металла на 1 *м²* поверхности нагрева

** Как правило, в корпусе делается один ход

*** По ГОСТ 9929—61 диаметр 720 не предусмотрен

Конструкция этих теплообменников приведена на рис. X. 25, а их основные размеры даны в табл X. 10

Расположение труб здесь принято только по вершинам квадратов, для более удобной чистки межтрубного пространства Трубы приняты с наружным диаметром 25 *мм* при толщине стенки 2,5 *мм*. Следует, однако, отметить, что для сравнительно чистых сред более экономичным является расположение труб диаметром 20 *мм* по вершинам равносторонних треугольников. Число ходов для корпуса и труб дано также в табл. X. 10.

В табл. X. 11 приведены пределы применения теплообменников.

Таблица X. 11

Пределы применения теплообменников с диаметром корпуса 325—720 *мм* с плавающей головкой

(по нормали Н458 53)

Давление условное p_y, *кГ/см²*	Давление пробное $p_{пр}$, *кГ/см²*	Давление рабочее наибольшее $p_{раб}$ в *кГ/см²* при температурах °С			
		0—200	до 250	до 300	до 350
16	25	16	15	13	12
25	40	25	23	20	18
40	60	40	37	33	30

Конструкция подвижной головки помещена на рис. X. 46. Подвижная решетка закрыта выпуклым нормализованным днищем при помощи фланцевой скобы *1*, составленной из двух частей, и нажимных болтов. Несмотря на некоторую сложность, эта конструкция более компактна по сравнению с другими.

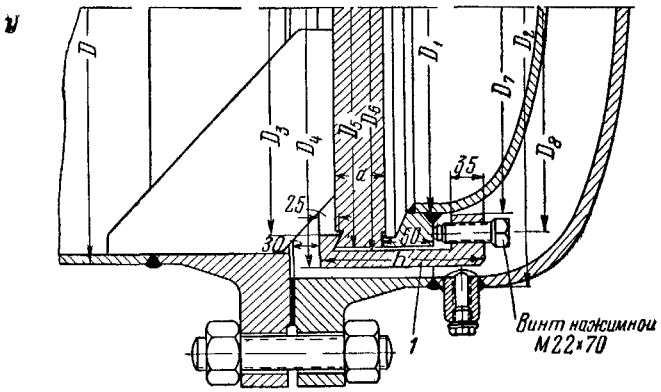


Рис. X. 46.

Расчет фланцевой скобы (рис. X. 47) ведем по формуле, дающей возможность определить напряжение в сечении AB подковообразного выступа, а именно

$$\sigma_{изг} = \frac{q_0}{f} + \frac{M_{изг}}{fr} + \frac{M_{изг}}{\alpha fr} \cdot \frac{l}{r+l} \; кГ/см^2, \qquad (X.186)$$

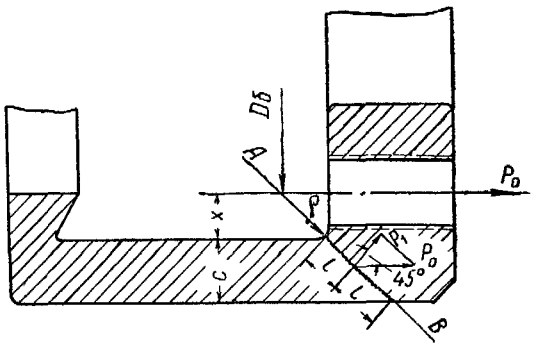


Рис. X. 47.

где $\sigma_{изг}$ — нормальное напряжение, вызываемое силой q_0 и $M_{изг}$ в расстоянии l (см. рис. X. 47) от главной оси сечения, в $кГ/см^2$; q_0 — сила, нормальная к сечению AB и отнесенная к единице длины окружности диаметра $D_б$ в центре тяжести O сечения, положительная или отрицательная в зависимости от того, вызывает она растя-

жение или сжатие; эта сила положительная, так как вызывает растяжение; по величине она равна

$$q_0 = P_1 = P_0 \cos 45^\circ = \frac{Q_{\text{бф}}^{(-)} \cos 45^\circ}{\pi D_\text{б}} \quad кГ/см; \qquad \text{(X. 187)}$$

здесь f — площадь поперечного сечения; при этом $f = 1 \times 2l$ $см^2$; $D_\text{б}$ в $см$ (см. рис. X. 47); $Q_{\text{бф}}$ — нагрузка в $кГ$ на все болты фланцевой скобы;

$$P_0 = \frac{Q_{\text{бф}}}{\pi D_\text{б}}; \qquad \text{(X. 188)}$$

l — расстояние наиболее деформированного волокна от главной оси сечения; имеет положительное значение, если при измерении расстояния от O (см. рис. X. 47) мы удаляемся от центра кривизны и отрицательное в обратном случае; в рассматриваемом случае l отрицательно, так как измеряется в направлении к центру кривизны; при этом

$$l = \frac{c}{2 \cos 45^\circ} \quad см. \qquad \text{(X. 189)}$$

$M_{\text{изг}}$ — изгибающий момент в сечении AB на участке длиной 1 $см$

$$M_{\text{изг}} = P_0 \left(x + \frac{c}{2} \right) кГ \cdot см. \qquad \text{(X. 190)}$$

Изгибающий момент в сечении AB положительный, если он увеличивает кривизну, и отрицательный, если он уменьшает кривизну; в данном случае он отрицателен, так как вызывает уменьшение кривизны; r — радиус кривизны в точке O (см. рис. X. 47) перед наступлением деформации в $см$; определяется по формуле

$$r = l \sqrt{0{,}01 + \left(\frac{\varrho_0}{l} \right)^2} + 1 \quad см \qquad \text{(X. 191)}$$

или

$$r = \sqrt{0{,}01\, l^2 + \varrho_0^2} + l \quad см; \qquad \text{(X. 192)}$$

ϱ_0 — радиус закругления в углу, где имеет место концентрация напряжений, в $см$ (см. рис. X. 47); α — коэффициент, зависящий для прямоугольных поперечных сечений от отношения l/r (табл. X. 12).

Таблица X. 12

l/r	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	0,95
α	0,003354	0,01366	0,0317	0,0591	0,0986	0,1552	0,2390	0,3733	0,6358	0,9282

При промежуточных значениях отношения l/r коэффициент α находят интерполированием.

В нашем частном случае формула (X. 186) приобретает следующий вид:

$$\sigma = \frac{P_1}{f} - \frac{M_{изг}}{fr} + \frac{M_{изг}}{\alpha fr} \cdot \frac{l}{r-l} \quad кГ/см^2. \qquad (X.193)$$

Величины напряжений σ не должны превосходить значений $1{,}2\,\sigma_{доп}$, приведенных в табл. III. 1.

Необходимо отметить, что по мере приближения величины радиуса закругления ρ к нулю значения σ сильно возрастают.

Расчет фланцевой скобы (см. рис. X. 47) при отношении $\frac{\rho}{c} \geqslant 0{,}2$ можно вести по формуле

$$\sigma = 1{,}85 \frac{M_{изг}}{W} + \frac{P_0}{c}, \qquad (X.194)$$

где $M_{изг}$ определяется по формуле (X. 190); P_0 — по формуле (X. 188); $W = \frac{c^2}{6}$; коэффициент 1,85 в первом члене формулы (X. 194) указывает на концентрацию напряжений в месте перехода, описанном радиусом ρ. Величина σ не должна превышать $\sigma_{mt}/1{,}6$.

Конструкция и основные размеры этих теплообменников приведены на рис. X. 25 и в нормали нефтяной промышленности Н458-53.

Размеры отдельных элементов плавающих головок, изображенных на рис. X. 46, приведены также в нормали Н458-53.

К подвижной и неподвижной решеткам привариваются поддерживающие ребра z, как показано на рис. X. 25. Длина опорной стороны ребра подвижной решетки должна быть больше диаметра нижнего штуцера, чтобы ребро не проваливалось в него. Однако более рациональным решением опирания трубного пучка является устройство концевых опорных перегородок, как указано, например, на рис. X. 28, *б*.

Сдвоенные теплообменники приведены на рис. X. 48. Теплообменники можно устанавливать также и вертикально.

Как видно из рис. X. 25, неподвижная решетка зажата между двумя фланцами при помощи шпилек со сплошной резьбой. Для того чтобы в случае необходимости можно было снять распределительную коробку (камеру) без опасности повреждения прокладки между неподвижной решеткой и фланцем корпуса, две шпильки в этом соединении предусмотрены такими, какими они показаны на рис. X. 49. Благодаря выступающим выточкам шпилек решетка удерживается на месте при снятой распределительной коробке. Для этой цели неподвижная решетка имеет форму, показанную на рис. X. 49.

Разметка трубных решеток дана на рис. X. 50 и X. 51.

Данные к разметке решеток приведены в табл. X. 12, *а*.

Для изготовления теплообменников с корпусами диаметром 325—720 *мм* предусмотрены следующие конструкционные материалы.

Таблица X. 12а

№ рис	Диаметр подвижной решетки, *мм*	Число отверстий	К теплообменнику диаметром, *мм*
X. 51, *а*	296	44	325
X. 50, *а*	440	112	478
X. 50, *б*	492	140	529
X. 50, *в*	595	208	630
X. 51, *б*	684	276	720

Для корпусов теплообменников диаметром 325 *мм* — трубы из стали 10 или 20 по ГОСТ 301-60; для корпусов диаметром 478 и 529 *мм* (для избыточных давлений до 16 *кГ/см*^{2} и 200° С) из труб по

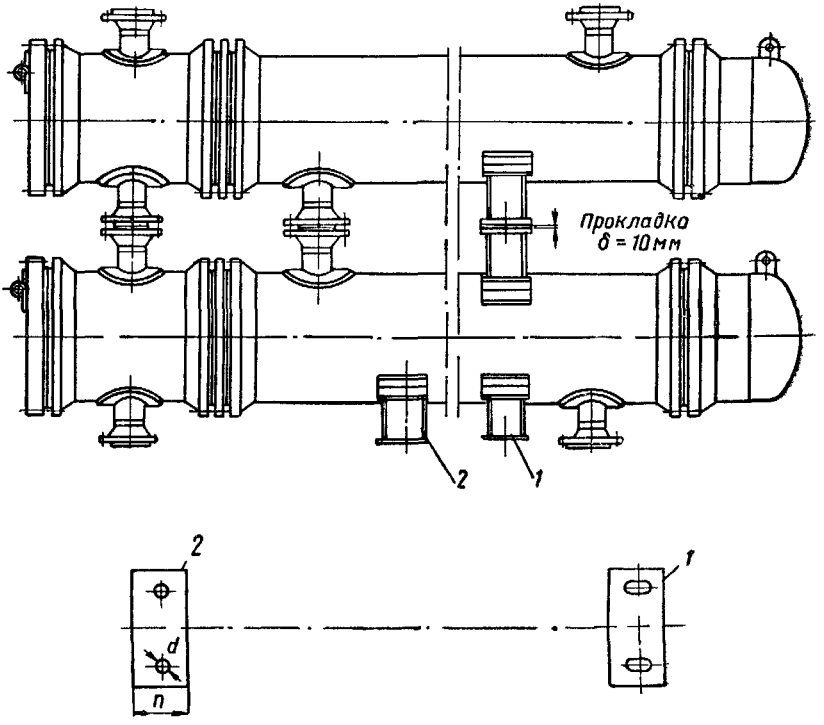


Рис. X. 48.

ГОСТ 4015-58 и для более высоких давлений и температур — те же трубы, но с дополнительными специальными требованиями; для корпусов диаметром 630 и 720 *мм* — трубы из стали Ст. 3 и Ст. 4 по группе А ГОСТ 380-60 также с дополнительными специальными требованиями.

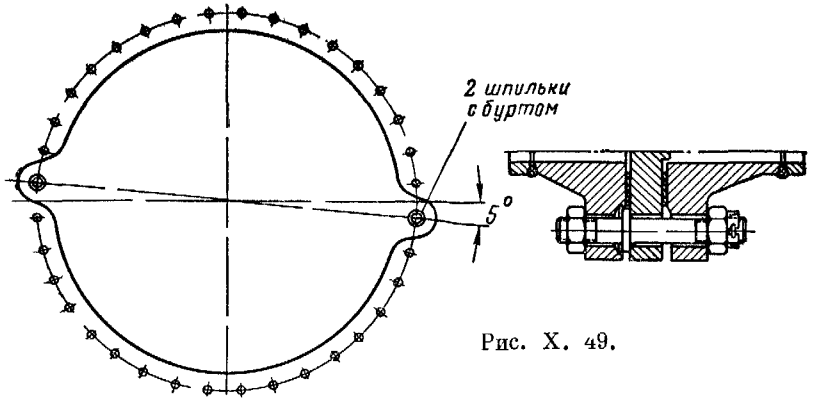
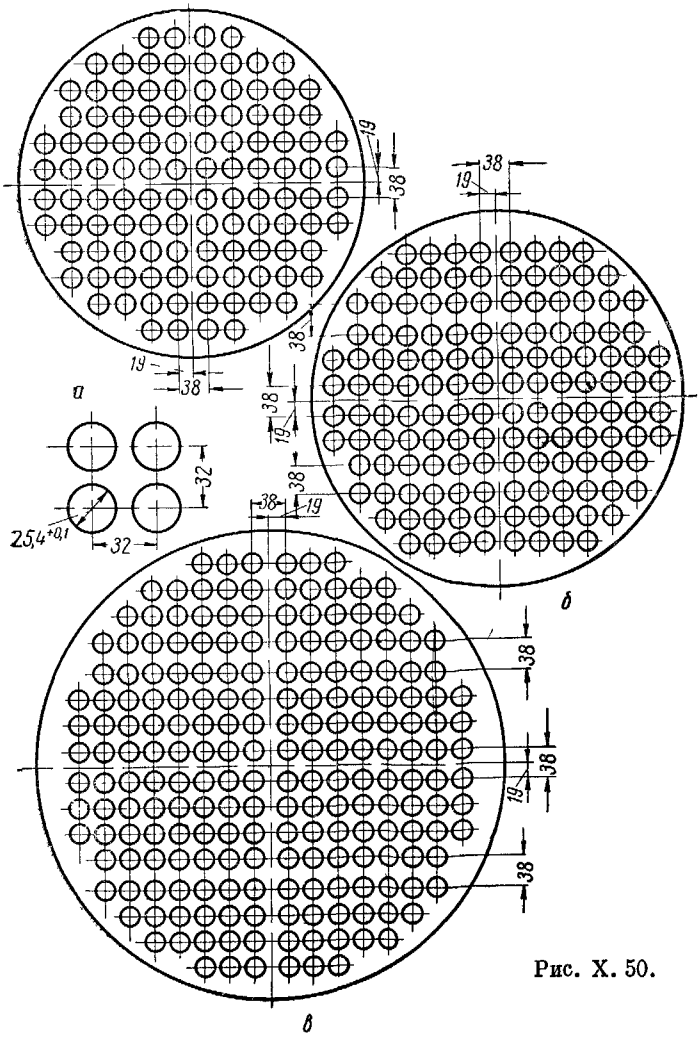


Рис. X. 49.


19
38
38
19
38
19
38
38
19
38
38
19
38

Трубные решетки и крышка распределительной коробки выполняются из листовой стали в соответствии с техническими условиями по ГОСТ 500-58, стали Ст. 5 по ГОСТ 380-60, или стали 30, 35 по ГОСТ 1050-60. В последнее время решетки предусматриваются из стали 16ГС или 09Г2С.

Трубный пучок изготовляют из труб бесшовных размером 25 × × 2,5 стали 10 по ГОСТ 301-60.

Фланцы, прокладки, шпильки и гайки должны соответствовать требованиям действующих нормалей нефтяной промышленности на фланцевые соединения арматуры, трубопроводов и соединительных частей.

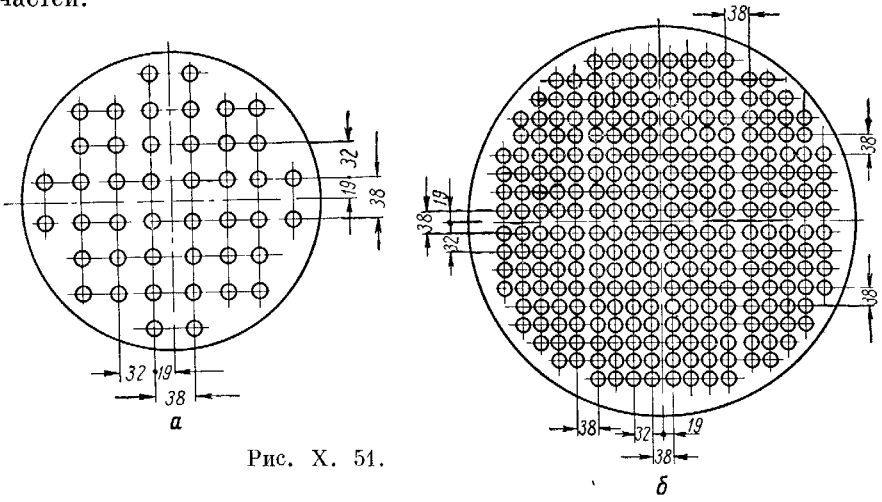


Рис. X. 51.

Разъемные соединительные кольца плавающей головки изготовляют из стали Ст. 5 по ГОСТ 380-60 для теплообменников с корпусом диаметром 478, 529 и 720 *мм* на $p_у$ 16 и 25 *кГ/см*^{2} и для теплообменников $D_у$ 630 на $p_у$ 25 *кГ/см*^{2} и $D_у$ 478 па $p_у$ 40 *кГ/см*^{2} — из стали 20Х по ГОСТ 4543-61 в термообработанном виде.

Нажимные болты соединительных колец стали 38ХА, 30ХГСА, 35Х по ГОСТ 4543-61 выполняют в термообработанном виде.

Прокладки фланцевых соединений: плоские из паронита по ГОСТ 481-58; гофрированные или плоские — из алюминиевой оболочки с асбестовым сердечником.

Прокладка между крышкой и трубной решеткой плавающей головки должна быть из листового мягкого алюминия или тонкого паронита.

При сочетании большого диаметра корпуса теплообменника со сравнительно незначительными расходами жидкости аппарат становится малоэффективным из-за низких скоростей движения жидкости. В этом отношении становится целесообразным применять теплообменник с корпусом диаметром 300 *мм* и поверхностью нагрева 21 *м*^{2} при длине труб 6 *м*.

(см. рис. X. 53)

Таблица X. 13

Диаметр аппарата, D_B, *мм*	Давление p, *кГ/см²*	l	A	L	c	D_y	B	K	E	F
300	16	3 000	3 700	1 500	2 400	100	400	306	1 100	288
		6 000	6 700	3 000	5 400					
	25	3 000	3 775	1 500	2 400		400	308	1 100	288
		6 000	6 775	3 000	5 400					
	40	3 000	3 800	1 500	2 400		400	308	1 100	288
		6 000	6 800	3 000	5 400					
400	16	3 000	3 895	1 500	2 300	150	450	388	1 100	348
		6 000	6 895	3 000	5 300					
	25	3 000	3 890	1 500	2 300		450	390	1 100	348
		6 000	6 890	3 000	5 300					
	40	3 000	3 940	1 500	2 300		450	392	1 100	348
		6 000	6 940	3 000	5 300					
	64	3 000	3 945	1 500	2 200		500	416	1 100	348
		6 000	6 945	3 000	5 200					
500	16	3 000	3 960	1 500	2 300	150	450	438	1 100	440
		6 000	6 960	3 000	5 300					
	25	3 000	3 970	1 500	2 300		500	440	1 100	440
		6 000	6 970	3 000	5 300					
	40	3 000	4 020	1 500	2 300		500	442	1 100	440
		6 000	7 020	3 000	5 300					
	64	3 000	4 030	1 500	2 200		550	518	1 100	440
		6 000	7 030	3 000	5 200					
600	16	6 000	7 050	3 000	5 200	200	550	488	1 100	490
		9 000	10 050	6 000	8 200					
	25	6 000	7 080	3 000	5 200		550	492	1 100	490
		9 000	10 080	6 000	8 200					
	40	6 000	7 070	3 000	5 200		600	496	1 100	490
		9 000	10 070	6 000	8 200					
	64	6 000	7 145	3 000	5 000		650	592	900	490
		9 000	10 145	6 000	8 000					
800	16	6 000	7 340	3 000	5 100	250	700	590	1 100	622
		9 000	10 340	6 000	8 100					
	25	6 000	7 015	3 000	5 100		700	594	950	622
		9 000	10 015	6 000	8 100					
	40	6 000	7 400	3 000	5 000		750	600	950	622
		9 000	10 400	6 000	8 000					
	64	6 000	7 505	3 000	4 800		850	736	800	822
		9 000	10 505	6 000	7 800					
1000	16	6 000	7 490	3 000	5 000	300	750	712	750	724
		9 000	10 490	6 000	8 000					
	25	6 000	7 450	3 000	5 000		750	718	950	724
		9 000	10 450	6 000	8 000					
	40	6 000	7 555	3 000	4 900		800	722	750	724
		9 000	10 555	6 000	7 900					
1200	16	6 000	7 520	3 000	4 800	350	800	814	800	826
		9 000	10 520	6 000	7 800					
	25	6 000	7 595	3 000	4 800		850	820	800	826
		9 000	10 595	6 000	7 800					
1400	16	6 000	7 770	3 000	4 700	400	900	916	850	930
		9 000	10 770	6 000	7 700					
	25	6 000	7 810	3 000	4 700		900	922	850	930
		9 000	10 810	6 000	7 700					

Нормалью Н420-53 предусмотрен ряд, типы и размеры теплообменников с плавающей головкой из легированных сталей Х5М и 1Х18Н9Т, а также из латуни с корпусом диаметром 478 *мм* и поверхностью нагрева 50 $м^2$ для условных давлений $p_у = 16$ и 40 $кГ/см^2$ и с корпусом диаметром 529 *мм* и поверхностью нагрева 70 $м^2$ для $p_у = 25$ $кГ/см^2$.

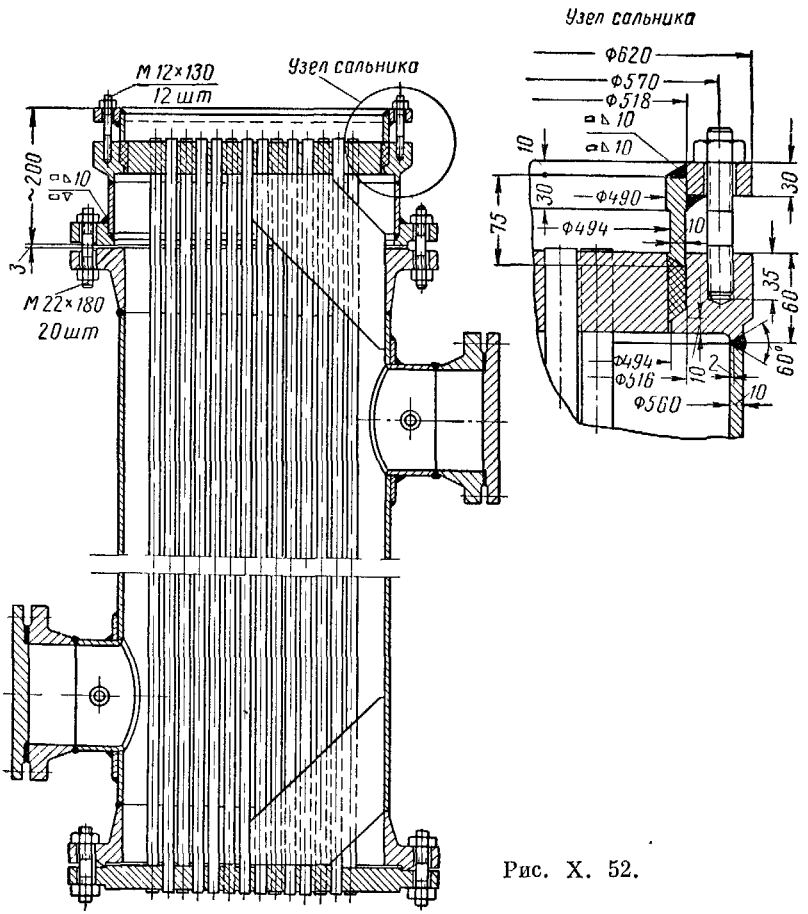


Рис. X. 52.

Возможность тщательной проверки герметичности мест развальцовки труб в решетках является обязательной, и для этой цели предусмотрено приспособление, конструкция которого показана на рис. X. 52.

Трубный пучок вставляется в корпус аппарата и со стороны подвижной решетки уплотняется специальным сальниковым устройством. Внутрь корпуса подается вода под давлением, и в удобных условиях ведется осмотр мест развальцовки.

За последние годы в нефтеперерабатывающей промышленности разработаны конструкции интенсифицированных теплообменников, включая аппараты с увеличенной поверхностью теплообмена. Это нашло свое отражение в ГОСТ 9929-61 на кожухотрубчатые теплообменные аппараты, в соответствии с которым намечен проект размерного ряда этих аппаратов с плавающей головкой, приведенной на рис. X. 53 и в табл. X. 13 и X. 14.

Таблица X. 14

Внутренний диаметр аппарата $D_в$, *мм*	Число ходов по трубам	Диаметр труб, d, *мм*	Общее количество труб по вершинам квадратов	Количество труб на 1 ход в зависимости от номера хода				Поверхность теплообмена аппарата * в $м^2$ при длине труб, *мм*		
				1	2	3	4	3000	6000	9000
300	2	20	62	31	31	—	—	12,5	25	—
		25	40	20	20	—	—	10	20	—
400	2	20	136	68	68	—	—	25	50	—
		25	90	45	45	—	—	20	40	
500	2	20	222	111	111	—	—	40	80	
		25	136	68	68	—	—	31,5	63	—
600	2	20	324	162	162	—	—	—	125	180
	4		296	77	74	74	77	—	112	160
	2	25	210	105	105	—	—	—	100	140
	4		190	49	46	46	49	—	90	140
800	2	20	578	301	277	—	—	—	224	315
	4		540	147	135	135	123	—	200	315
	2	25	376	197	179	—	—	—	180	250
	4		348	90	93	93	72	—	160	250
1000	2	20	950	482	468	—	—	—	400	630
	4		894	230	224	224	216	—	400	450
	2	25	624	319	305	—	—	—	315	500
	4		588	141	160	160	127	—	315	450
1200	2	20	1386	698	688	—	—	—	630	900
	4		1332	344	327	327	334	—	560	900
	2	25	892	449	443	—	—	—	500	710
	4		846	212	214	214	206	—	450	710
1400	2	20	1941	976	965	—	—	—	800	1250
	4		1877	457	487	487	446	—	800	1250
	2	25	1257	634	623	—	—	—	710	1000
	4		1205	301	307	307	290	—	630	1000

* Поверхность теплообмена указана номинальной по ГОСТ 9929-61. Фактическая поверхность может отличаться от номинальной на величину, указанную в ГОСТ.

В табл. X. 13 приведены примеры данные о размерах отдельных теплообменников с плавающей головкой увеличенной поверхности.

На рис. X. 53 показан общий вид подобного теплообменника с плавающей головкой.

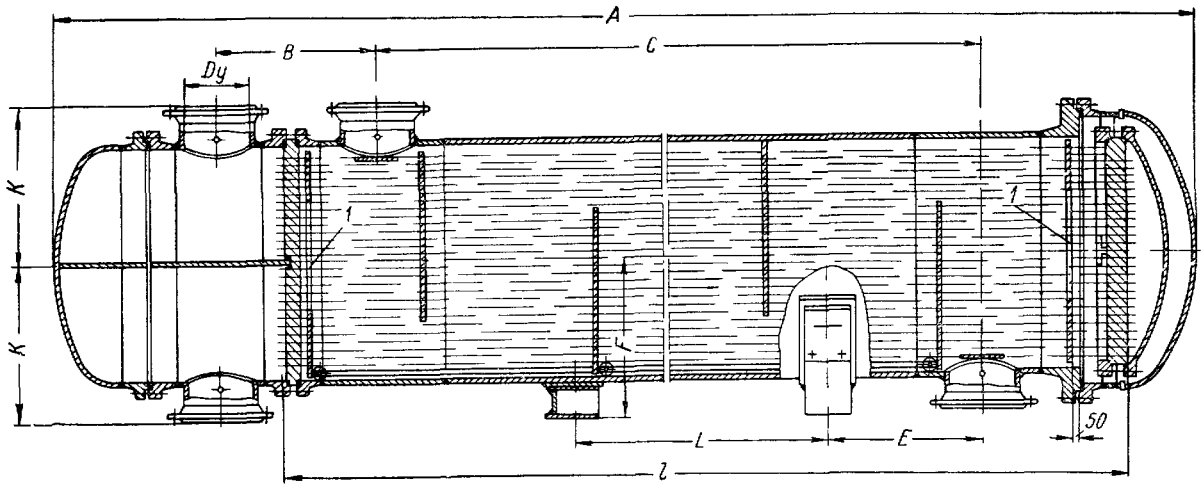


Рис. X. 53.

В зависимости от наружного диаметра теплообменных труб, который может быть равен 25 или 20 *мм*, длины труб, принятой равной 6 или 9 *м*, расположения труб по квадрату или треугольнику и характера наружной поверхности труб, которая может быть гладкой или накатанной, но при одном и том же диаметре корпуса, тех же распределительных коробках, фланцах, днищах и других деталях, существует ряд модификаций теплообменников (табл. X. 14), отличающихся только трубными пучками с различной теплопередающей поверхностью, рассчитываемой по наружной гладкой поверхности труб.

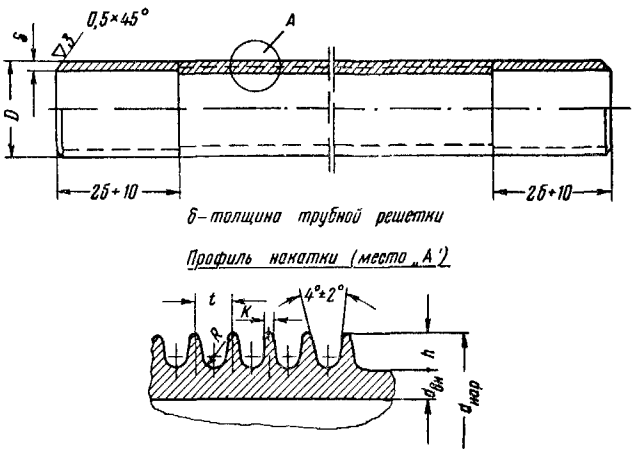


Рис. X. 54.

Крышки распределительных коробок часто делают плоскими, что сокращает габариты теплообменника, упрощает конструкцию и в ряде случаев оказывается экономически выгодным. Вместо обычно применяемых опорных ребер для поддержания решеток здесь применены опорные перегородки *1* (рис. X. 53). Следует учесть, что у теплообменников, наружные поверхности труб которых оснащены накаткой в виде поперечных ребер (см. рис. X. 54), коэффициент увеличения поверхности равен $\sim 2 \div 2{,}5$. Такое увеличение поверхности в ряде случаев позволяет повысить эффективность теплообмена на 15—30%. Геометрическая характеристика накатанных труб приведена в табл. X. 15.

Наносимые на поверхность труб накаткой поперечные ребра в виде нарезки имеют профиль, изображенный на рис. X. 54. Наружный диаметр гребней накатки равен наружному диаметру трубы. Накатанными ребрами покрывается вся поверхность трубы, исключая концы, у которых накатка не доводится до тыльной стороны решеток примерно на толщину решетки.

В конструкции плавающей головки (рис. X. 55) вместо скоб (см. *1* на рис. X. 46) используются в ряде случаев закладываемые

Таблица X. 15

Материал труб	Исходная заготовка $D \times s$	$d_{нар}$	$d_{вн}$	t	R	K	h	$F_{нар}$	$F_{исх}$	$\varepsilon \frac{F_{нар}}{F_{исх}}$
Алюминиевый сплав	25×2,5	25±0,3	18±0,5	2	0,7	0,3	2±0,1	0,1850	0,0785	2,4
Латунь	25×2,5	25±0,3	18±0,7	2	0,7	0,37	1,5±0,1	0,1560	0,0785	2,0
Сталь	25×2,5	25±0,3	18±0,8	2	0,7	0,45	1,8±0,1	0,1855	0,0785	2,3
Латунь	25×2	25±0,3	18±0,7	1,5	0,5	0,35	1,2±0,1	0,1670	0,0787	2,1
Алюминиевый сплав	20×2	20±0,3	14,5±0,5	1,5	0,6	0,3	1,6±0,1	0,1580	0,0627	2,5
Латунь	20×2	20±0,3	14,5±0,6	1,5	0,5	0,35	1,2±0,1	0,1372	0,0627	2,2
Сталь	20×2	20±0,3	14,5±0,5	1,5	0,6	0,3	1,3±0,1	0,1425	0,0627	2,3

Примечание. $F_{нар}$ — наружная ребристая поверхность в $м^2/м$. $F_{исх}$ — наружная поверхность исходной заготовки (гладкой трубы) в $м^2/м$.

в пазы решетки полукольца *а* (рис. X. 55) прямоугольного сечения, на которые опирается накидной фланец для крепления закрывающей подвижную решетку крышки.

Необходимо соблюдать минимальный зазор между соприкасающимися внутренней цилиндрической поверхностью накидного фланца и наружной поверхностью подвижной решетки.

Рассчитывать подобные закладные кольца на прочность можно следующим образом.

Проверка кольца на изгиб. Нагрузка на 1 *см* длины кольца

$$q = \frac{Q_{бф}}{\pi D_{ср}} \; кГ/см, \qquad (X.195)$$

где $D_{ср}$ равно $d_{нар}$ трубной решетки плюс l_1; $Q_{оф}$ — нагрузка на шпильки фланцевого соединения неподвижной решетки, определяемая по методу, изложенному на стр. 437; напряжение изгиба

$$\sigma_{изг} = \frac{M_{изг}}{W} \; кГ/см^2, \qquad (X.196)$$

где W — момент сопротивления 1 *см* поперечного сечения кольца, равный

$$W = \frac{1i^2}{6} \; см^3; \qquad (X.197)$$

здесь i — высота кольца в *см* (см. рис. X. 55);

$$M_{изг} = \frac{ql_0}{2}, \qquad (X.198)$$

где l_0 (см. рис. X. 55) в *см*; l_0 — плечо изгиба — расстояние между серединами опорных поверхностей.

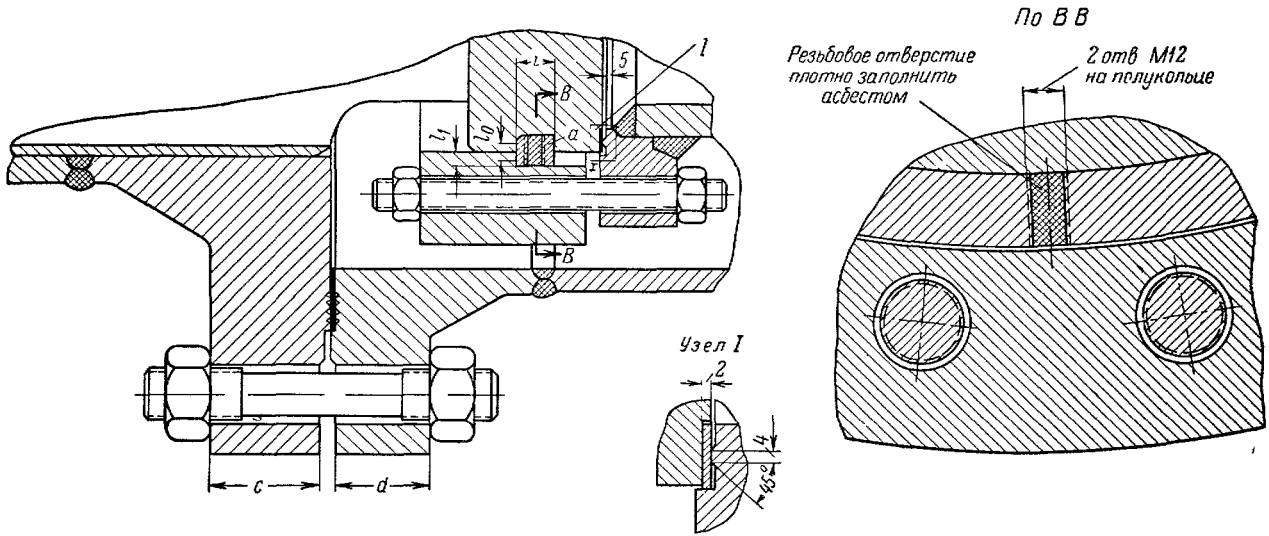

По В В
Резьбовое отверстие плотно заполнить асбестом
2 отв М12 на полукольце
Узел I
1
2
4
5
45°
a
B
c
d

Рис. X. 55.

Проверка кольца на срез

$$\sigma_{ср} = \frac{Q_{бф}}{F} \approx \frac{Q_{бф}}{\pi D_i} \; кГ/см^2; \qquad (X.199)$$

здесь D — диаметр кольца, состоящего из двух полуколец в *см*.

Суммарное напряжение

$$\sigma_{сум} = \sqrt{\sigma^2_{изг} + \sigma^2_{ср}} \; кГ/см^2; \qquad (X.200)$$

$\sigma_{сум}$ не должно превышать $0{,}8\,\sigma_{доп}$ (табл. III. 1) для металла кольца при рабочей температуре.

Проверка кольца на смятие

$$\sigma_{см} = \frac{q}{F_2} \; кГ/см^2, \qquad (X.201)$$

где $F_2 = 1l_1$ *см*^{2} (см. рис. X. 55); $\sigma_{см}$ не должно превышать $1{,}5\,\sigma_{доп}$.

Конструктивно высота кольца i должна быть в пределах 0,3—0,35 толщины решетки.

На сечении по *ВВ* (см. рис. X. 55) показано, что в целях защиты от воздействия коррозии на резьбу отверстия упорных полуколец для отжимных винтов в рабочих условиях должны быть тщательно заполнены асбестом с графитом.

Для облегчения втаскивания и удаления трубного пучка в пределах корпуса теплообменника предусмотрены две пары роликов по длине пучка, конструкция которых видна на рис. X. 56. Крепятся ролики на балке швеллерного сечения № 16а. Последняя проходит через вырезы *1* в нижних поперечных перегородках, к которым она и приварена.

На рис. X. 57 показан вариант конструкции крышки плавающей головки при двух ходах по трубному пространству, а на рис. X. 58 — вариант конструкции крышки плавающей головки при шести ходах. Отбойник около штуцера, защищающий трубы от эрозионного действия потока, показан на рис. X. 59. Способ крепления отбойника к трубам дан на рис. X. 60.

На рис. X. 61 представлена конструкция уплотнения между перегородками крышки и распределительной коробки (см. рис. X. 53).

На рис. X. 62 показана установка сдвоенного теплообменника с диаметром корпуса 1200 *мм*. Здесь у подвижной опоры с овальными отверстиями, аналогично изображенным на рис. X. 53, гайки болтов не затягиваются на 1 *мм* и закрепляются контргайками. Штуцера *1* и *3* расположены близко друг от друга, как показано на рис. X. 62, поэтому влияние температурных деформаций корпуса сведено к минимуму.

На рис. X. 26 дана конструкция теплообменника с разрезной плавающей головкой, состоящей из двух половин (рис. X. 63). Этот теплообменник с корпусом диаметром 1400 *мм* является четырехходовым по трубному пространству и двухходовым по корпусу, так как в последнем продольная перегородка приварена к стенкам корпуса (рис. X. 64).

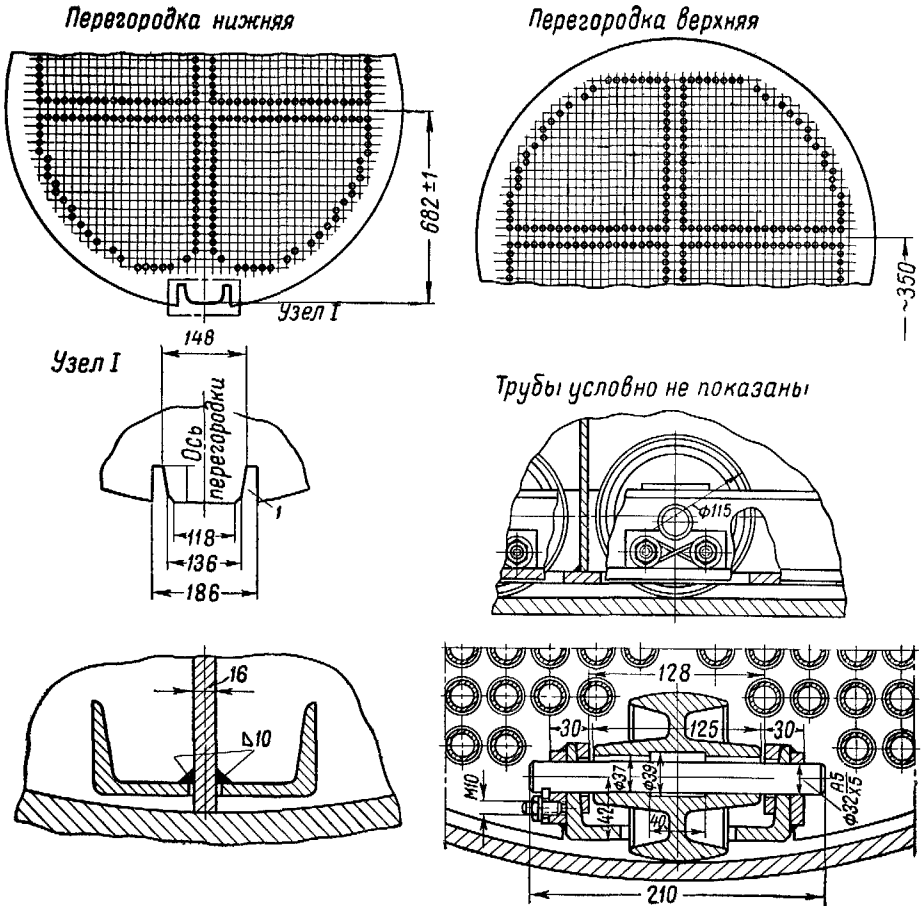


Рис. X. 56.

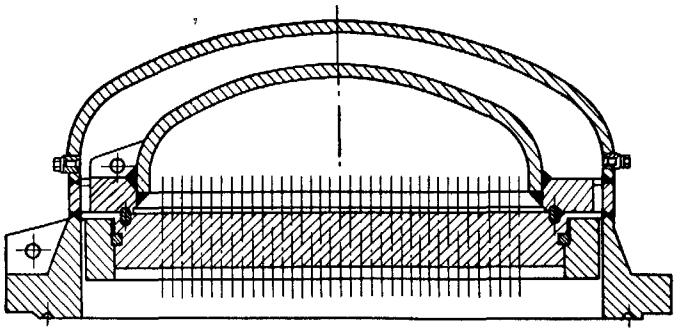


Рис. X. 57.

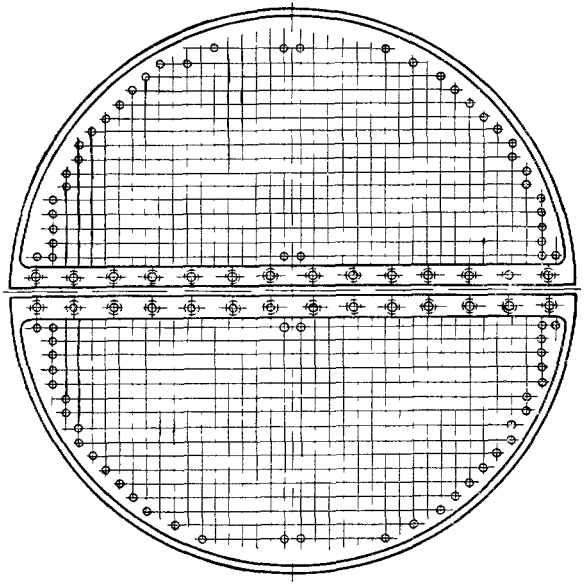
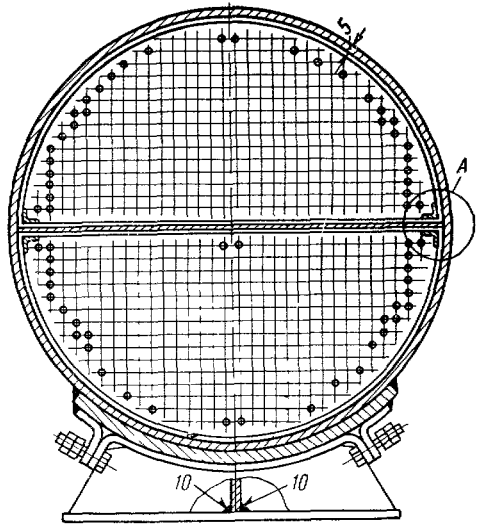


Рис. X 63.



Узел А

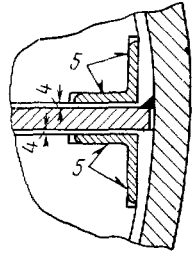


Рис. X. 64.

На рис. X. 65 показаны приспособления, которые крепятся на болтах к двум половинам разрезной головки при снятых крышках и предусмотрены для облегчения монтажа.

Верхняя половина трубного пучка при монтаже передвигается над продольной перегородкой. Крышки подвижной решетки крепятся так, как показано на рис. X. 66.

На рис. X. 67 показана схема расположения поперечных перегородок рассматриваемого теплообменника.

По компактности соединения, отличающегося меньшим количеством деталей и большей простотой изготовления, следует признать конструкцию плавающей головки, представленной на рис. X. 68. Крышка предусмотрена литой. Прокладка плоская металлическая. Расчет на прочность кольца из двух полуколец (рис. X. 69), упирающегося в наклонный заплечик, ведем следующим образом.

Пусть усилие $q_б$, приходящееся на один болт

$$q_б = \frac{Q_{бф}}{n},$$

где $Q_{бф}$ — усилие на болты фланцевого соединения в $кГ$, определяемое, как указано на стр. 437; n — число болтов.

Изгибающий момент относительно опасного сечения AB полуколец

$$M_{изг} = q_б l_2 + \frac{q_б l h_2}{l_1 \cdot 2} + q_б \operatorname{tg}(90° - \alpha)\frac{h_2}{2},$$

где $(90° - \alpha)$ — угол наклона опорного заплечика; обычно $(90° - \alpha) = 12—15°$; значения l, l_1, l_2, h_1 и h_2 в $см$ видны из рис. X. 69; при этом h_1 — высота опасного сечения, а остальные размеры показаны от середины опорного заплечика.

Момент сопротивления опасного сечения на длине одного шага между болтами

$$W = \frac{t h_1^2}{6},$$

где $t = \frac{\pi D}{n}$ $см$; D — см. рис. X. 68, X. 69.

Напряжение от изгиба в опасном сечении

$$\sigma_{изг} = \frac{6 q_б}{t h_1^2}\left[l_2 + \frac{l}{l_1}\frac{h_2}{2} + \operatorname{tg}(90° - \alpha)\frac{h_2}{2}\right] кГ/см^2;$$

напряжение растяжения в опасном сечении

$$\sigma_р = \left[\frac{q_б l}{l_1} + q_б \operatorname{tg}(90° - \alpha)\right]\frac{1}{t h_1} кГ/см^2;$$

напряжение от изгиба и растяжения

$$\sigma = \sigma_{изг} + \sigma_р;$$

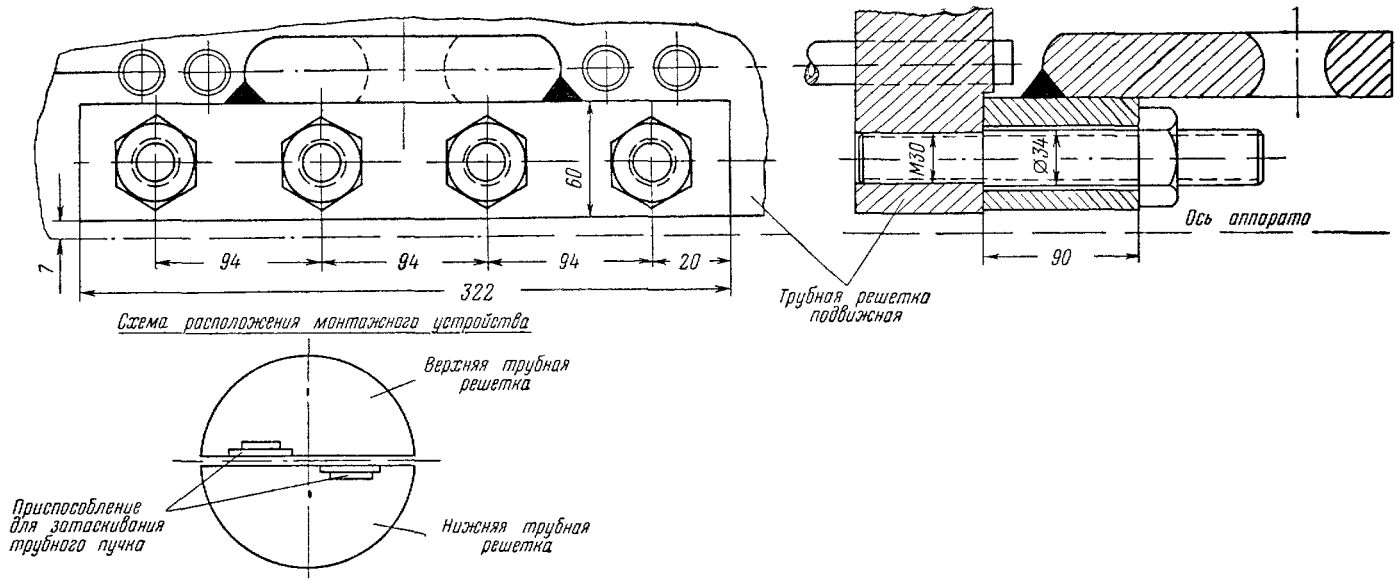


Рис. X. 65. Монтажное устройство для затаскивания трубного пучка в корпус теплообменника.

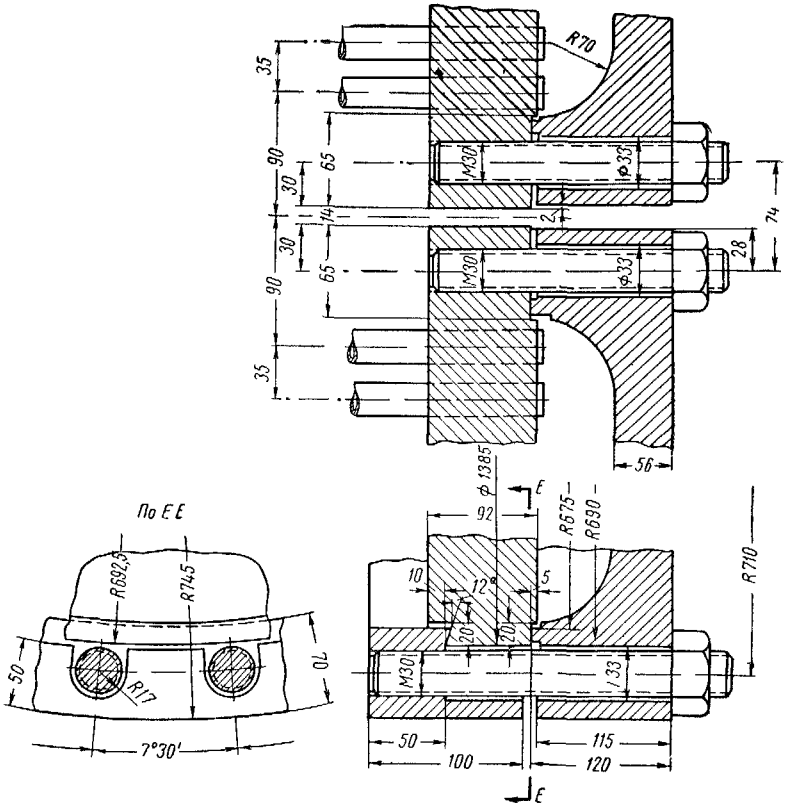


Рис. X. 66.

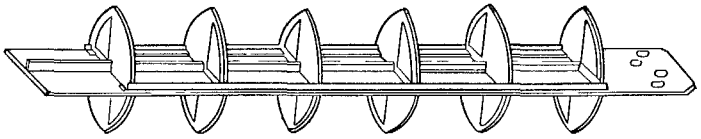


Рис. X. 67. Схема расположения перегородок в корпусе теплообменника.

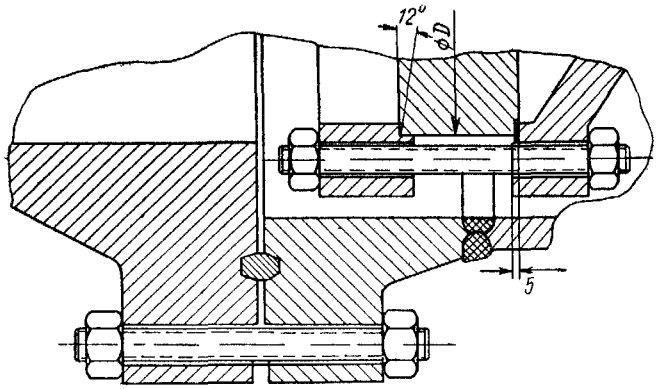


Рис X. 68 Плавающая головка теплообменника D 1200 для установок риформинга

Рабочие условия

Параметры	В трубах	В кожухе
Давление максимальное, кГ/см²	48	53
Температура максимальная, °С	530	450
Среда	Смесь паров бензина и газа с содержанием H_2 — 77% объемн H_2S 0,006% объемн	Смесь паров бензина и газа с содержанием H_2 — 78% объемн и H_2S — 0,003% объемн

Материалы — полукольца и трубные решетки Х5М-У, термообработка закалка в масле с 1000° С, отпуск с 700° С Крышка плавающей головки Х5М-Л
Трубы, трубные перегородки

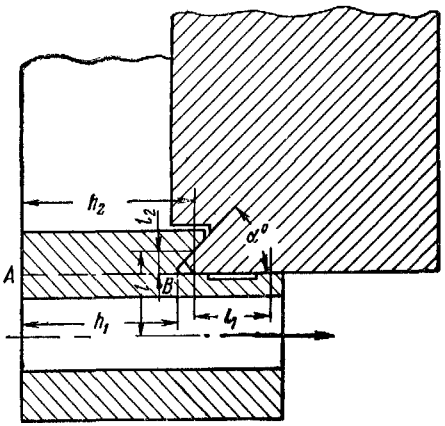


Рис. X 69.

напряжение среза в опасном сечении

$$\sigma_{ср} = \frac{q_б}{th_1} \ кГ/см^2,$$

суммарное напряжение

$$\sigma_{сум} = \sqrt{\sigma^2 + \sigma_{ср}^2}.$$

В частном случае при $(90° - \alpha) = 12°$, $\operatorname{tg}(90° - \alpha) = 0{,}2$. Плечо l_1 можно принять постоянным и равным 2 *см*. Плечо l находится в пределах 2,0 — 3,0 *см*. Таким образом, отношение l/l_1 как максимум $\frac{l}{l_1} = \frac{3{,}0}{2{,}0} = 1{,}5$. При угле $(90° - \alpha) = 12°$ величина h_2 отличается от h_1 на 1,2—1,5 *мм* и таким образом практически можно h_2 считать равным h_1; тогда

$$\sigma_{изг} = \frac{6q_б}{th_1^2}\left(l_2 + 1{,}5\,\frac{h_1}{2} + 0{,}2\,\frac{h_1}{2}\right) = \frac{6q_б}{th_1^2}\left(l_2 + 1{,}7\,\frac{h_1}{2}\right).$$

Плечо l_2 с некоторым запасом можно принять равным 1,0 *см*; тогда

$$\sigma_{изг} = \frac{6q_б}{th_1^2}\left(1{,}0 + 1{,}7\,\frac{h_1}{2}\right);$$

учитывая, что значения h_1 для наиболее часто встречающихся на практике условий колеблются в пределах 3—10 *см*, упрощаем это выражение и получаем

$$\sigma_{изг} = \frac{6q_б}{th_1^2} \cdot \frac{2h_1}{2} = \frac{6q_б}{th_1}.$$

Соответственно

$$\sigma_р = \left(1{,}5q_б + 0{,}2q_б\right)\frac{1}{th_1} = \frac{1{,}7q_б}{th_1}$$

и

$$\sigma = \sigma_{изг} + \sigma_р = \frac{7{,}7q_б}{th_1}$$

Суммарное напряжение

$$\sigma_{сум} = \sqrt{\left(\frac{7{,}7 \cdot q_б}{th_1}\right)^2 + \left(\frac{q_б}{th_1}\right)^2} \approx \frac{8q_б}{th_1}.$$

Отсюда высоту h_1 опасного сечения можно находить из равенства

$$h_1 = \frac{8q_б}{t\,\sigma_{доп}} + 2c,$$

где $\sigma_{доп}$ — допускаемое напряжение, которое выбираем по табл. III. 1; c — прибавка на коррозию в *см*.

Теплообменники в зависимости от условий их работы выполняют из стали различных марок, из цветных сплавов или из биметалла. В соответствии с применяемыми материалами теплообменники делятся на группы, как это указано в табл. X. 16.

Таблица X. 16

Диаметр аппарата	Расчетное давление, *кГ/см²*	Группа материального оформления					Диаметр аппарата	Расчетное давление, *кГ/см²*	Группа материального оформления				
		М1 М4	М2	М3	Б1	Б2 Б3			М1 М4	М2	М3	Б1	Б2 Б3
300	16	+	+	+	—	—	800	16	+	+	+	+	+
	25	+	+	+	—	—		25	+	—	+	+	+
	40	+	—	+	—	—		40	+	—	+	+	+
400	16	+	+	+	—	—		64	+	—	—	+	—
	25	+	+	+	—	—	1000	16	+	—	+	+	+
	40	+	—	+	—	—		25	+	—	+	+	+
	64	+	—	—	—	—		40	+	—	+	+	+
500	16	+	+	+	—	—	1200	16	+	—	+	+	+
	25	+	+	+	—	—		25	+	—	+	+	+
	40	+	—	+	—	—	1400	16	+	—	+	+	+
	64	+	—	—	—	—		25	+	—	+	+	+
600	16	+	+	+	—	—							
	25	+	—	+	—	—							
	40	+	—	+	—	—							
	64	+	—	—	—	—							

В табл. X. 17 приведены материалы основных деталей теплообменников в зависимости от группы материального оформления. Пределы применения при высоких температурах теплообменников приведены в табл. X. 18.

Каждый теплообменный аппарат обозначается шифром, в числителе которого величина диаметра кожуха в *мм*, обозначение типа аппарата — ТП (теплообменник с плавающей головкой), величина расчетного давления в *кГ/см²* и шифр группы материального оформления.

В знаменателе: диаметр труб в *мм*, состояние поставки наружной поверхности труб — Г (гладкая), Н (накатанная), длина труб в *м*, расположение труб в решетке — К (по вершинам квадратов), Т (по вершинам треугольников) и число ходов по трубам.

Таблица X. 17

Группа материального оформления	Материал								
	кожуха, распределительной камеры и крышек к ним	труб	трубных решеток	перегородок	крышек к трубным решеткам	полуколец к трубным решеткам	прокладок асбометаллического кожуха и распределительной камеры	прокладок асбометаллических плавающей головки	шпилек плавающей головки
М1	Углеродистая сталь	Сталь 10 20	Сталь 16ГС	Сталь В Ст. 3	Стали 16ГС или 20Л	Сталь 16ГС	Асбест + + алюминий	Асбест + + алюминий	Сталь 35Х
М2	То же	Сплав АМг	Сплав АМг 5В	Сплав АМг	Стали 16ГС или 20Л	Сталь 16ГС	То же	Асбест + + алюмиииий	Сталь 35Х
М3	»	Латунь ЛО70-1	Биметалл 16ГС + + ЛО62-1	Латунь Л68	Стали 16ГС или 20Л	Сталь 16ГС	»	Асбест + + латунь	Сталь 35Х
М4	»	Х5М; Х8	Х5МУ	Х5М	Х5МУ; Х5МЛ	Х5МУ	»	Асбест + + сталь 0Х13	Сталь 25Х2МФА
Б1	Биметалл с плакирующим слоем из стали 0Х13	Сталь 0Х13	Сталь 1Х13	Сталь 1Х13	Сталь Х5МЛ Х5МУ	Сталь Х5МУ	Асбест + + сталь 0Х13	Асбест + + сталь 0Х13	Сталь 25Х2МФА
Б2	Биметалл с плакирующим слоем из стали Х18Н10Т (1Х18Н9Т)	Сталь Х18Н10Т (1Х18Н9Т)	Сталь Х18Н10Т (1Х18Н9Т)	Сталь Х18Н10Т (1Х18Н9Т)	Сталь Х18Н10Т (1Х18Н9Т)	Сталь Х18Н10Т (1Х18Н9Т)	Асбест 2 сталь 0Х18Н10Т	Асбест + + сталь 0Х18Н10Т	Сталь 4Х18Н8Г8МФБ
Б3	Биметалл с плакирующим слоем из стали Х17Н13М2Т	Х17Н13М2Т	Х17Н13М2Т	Х17Н13М2Т	Х17Н13М2Т	Х17Н13М2Т	Асбест + + сталь Х17Н13М2Т	Асбест + + сталь Х17Н13М2Т	Сталь 4Х18Н8Г8МФБ

Таблица X. 18

1. Для аппаратов с кожухом из углеродистых и двухслойных сталей и стальными трубными решетками

2. Для аппаратов категорий А, I и II с кожухом из углеродистых и двухслойных сталей и трубными решетками из латуни ЛЖМц59-1-1 и алюминиево-магниевого сплава АМг5В

3. Для аппаратов категорий Б с кожухом из углеродистых и двухслойных сталей с трубными решетками из латуни ЛЖМц59-1-1 и алюминиево-магниевого сплава АМг5В

Давление расчетное p_y, кГ/см²	Категория аппарата	Давления рабочие наибольшие в кГ/см² при температурах среды, °С: до 100	200	250	300	350	400	Давление расчетное p_y, кГ/см²	Материал решетки	Давления рабочие наибольшие в кГ/см² при температурах среды, °С: до 75	100	125	150	175	200	Давление расчетное p_y, кГ/см²	Материал решетки	Давления рабочие наибольшие в кГ/см² при температурах среды, °С: до 75	100	125	150	175	200
16	АиI	16	15	14	13	12	10																		
	Б	14	14	14	13	12	10																		
	II	16	16	15	13	12	10																		
25	АиI	25	23	22	20	18	15		Латунь					10,0	3,7		Латунь							10,0	3,7
	Б	22	22	22	20	18	15	16	Алюминиевый сплав	16	15	14	13	10,5	8,5	16	Алюминиевый сплав	14	14	14	13	10,5	8,5
	II	25	25	24	20	18	15																		
40	АиI	40	37	36	32	28	24		Латунь					15,5	5,7		Латунь							15,5	5,7
	Б	35	35	35	32	28	24	25	Алюминиевый сплав	25	24	22	20	16	13	25	Алюминиевый сплав	22	22	22	20	16	13
	II	40	40	37	33	30	26																		
64	АиI	64	59	57	51	45	39		Латунь					25	9,2		Латунь							25	9,2
	Б	55	55	55	51	45	39	40	Алюминиевый сплав	40	38	36	32	26	21	40	Алюминиевый сплав	35	35	35	32	26	21
	II	64	64	59	52	47	41																		

Примечания. Категория А — аппараты для нагрева или охлаждения гудронов, полугудронов, масел и других продуктов с аналогичными физико-химическими свойствами и аппараты для теплообмена между другими средами (кроме нефтепродуктов) в условиях нефтеперерабатывающей нефтехимической и газовой промышленности.

Категория Б — аппараты для нагрева и охлаждения нефтепродуктов, кроме аппаратов категории А.

Категория I — аппараты химической промышленности для теплообмена между средами, когда одна из них или обе являются взрыво- и пожароопасным продуктом или продуктом с высокой токсичностью.

Категория II — аппараты химической промышленности, предназначенные для теплообмена между прочими средами. Аппараты с латунными алюминиево-магниевыми трубами применять до температуры 200° С.

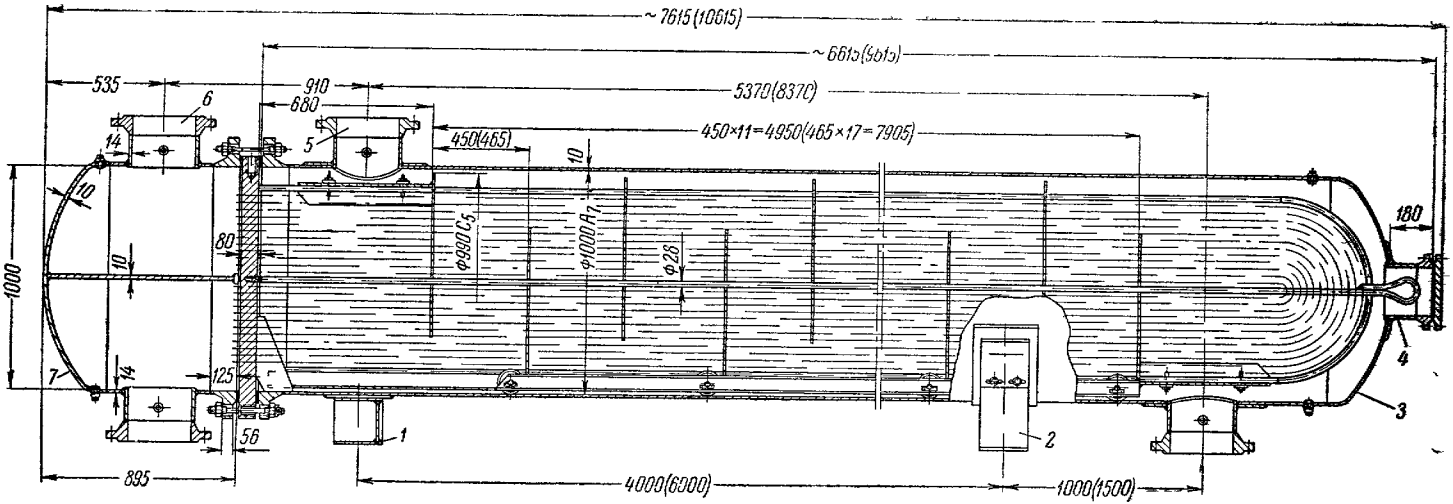


Рис. X. 70.

1 — опора неподвижная, *2* — опора подвижная, *3*, *7* — днище 1000 × 10, *4* — штуцер p_y 16, D_y 200, *5*, *6* — штуцер p_y 16, D_y 300.

Пример. Условное обозначение теплообменника с плавающей головкой с диаметром кожуха 1000 *мм*, на расчетное (условное) давление 16 *кГ/см*^{2} с материальным оформлением по группе М1 с трубами диаметром 25 *мм*, гладкими, длиной 6 *м*, расположены в решетке по вершинам квадрата, двухходового по трубам.

$$\frac{1000\ \text{ТП-16-М1}}{25\text{Г6К2}}$$

ТЕПЛООБМЕННИКИ С U-ОБРАЗНЫМИ ТРУБАМИ

Теплообменники с U-образными трубами могут применяться вместо теплообменников с плавающей головкой в условиях, когда не требуется чистка внутренней поверхности труб от различных отложений.

Здесь чистить трубы можно только при помощи промывки.

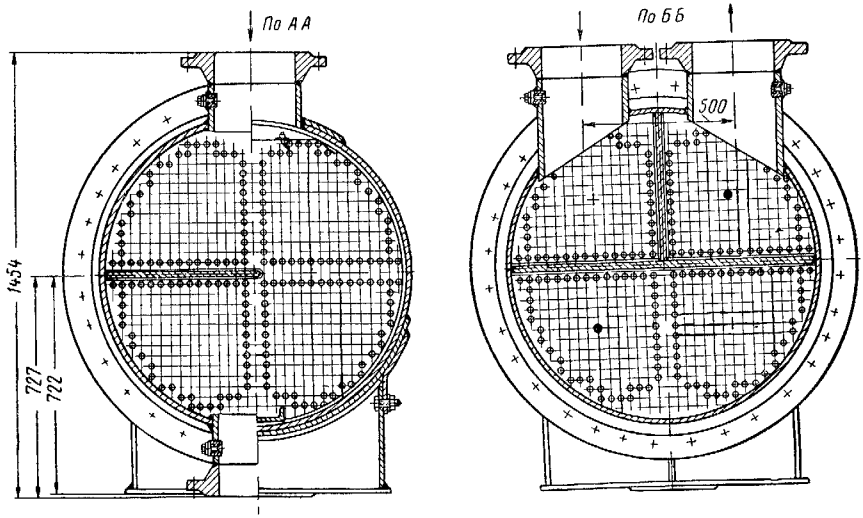


Рис. X. 71.

Расчет решетки этих теплообменников можно вести так же, как расчет теплообменников с подвижной решеткой.

Общий вид теплообменника с U-образными трубками с корпусом диаметром 1000 *мм* на условное давление $p_y = 16$ *кГ/см*^{2} приведен на рис. X. 70.

Как видим, здесь конструкция корпуса упрощена в связи с отсутствием необходимости в съемной крышке на фланцевых соединениях. Вместо этого имеется штуцер D_y 200 с плоской заглушкой, используемый при затаскивании трубного пучка при помощи стального троса, заводимого в проушину тяги. Для облегчения условий монтажа здесь также предусмотрена балка швеллерного сечения с роликами, которые были описаны ранее (рис. X. 56).

На рис. X. 71,*а* дано сечение по *АА* (см. рис. X. 53) при двух ходах в трубном пространстве и сечение по *ББ*, сечение *А—А* при четырех ходах. Значком + показано движение удаляющегося от распределительной коробки продукта, а значком • движение приближающегося к ней.

КОЖУХОТРУБЧАТЫЕ КОНДЕНСАТОРЫ

За последнее время кожухотрубчатые конденсаторы получают все большее распространение благодаря своей компактности, высокой эффективности и значительно меньшему расходу металла по сравнению с конденсаторами погруженного типа.

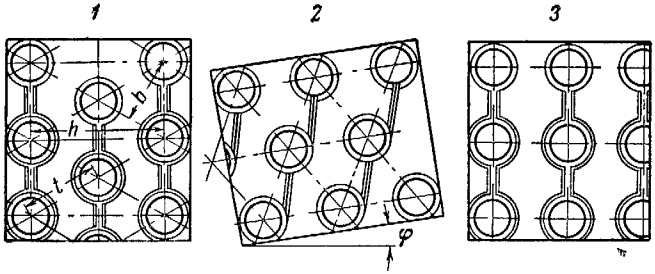


Рис. X. 72.

1 — расположение труб по вершинам равносторонних треугольников, *2* — то же, но линии центров каждого ряда труб располагаются под углом φ к горизонту, *3* — расположение труб по квадрату.

Применение кожухотрубчатых конденсаторов обусловлено также высокой надежностью современных водяных систем охлаждения, использованием квалифицированных коррозионностойких металлов и сплавов и принятием ряда мер, снижающих коррозионную активность теплообменивающихся сред.

Для кожухотрубчатых конденсаторов обычно используют такие же аппараты, как и для кожухотрубчатых жидкостных теплообменников.

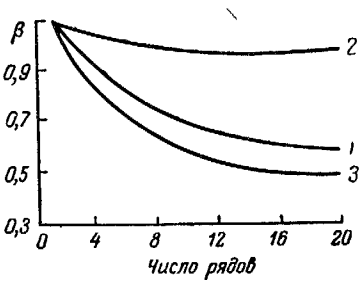


Рис. X. 73.

1, *2* и *3* — кривые, соответствующие расположению труб.

Как правило, расположение труб в конденсаторах принимается по вершинам равносторонних треугольников, при этом наилучшие результаты достигаются при расположении труб, как показано на рис. X. 72. Трубный пучок устанавливается в горизонтальном корпусе таким образом, что линии центров каждого ряда труб располагаются под некоторым углом φ к горизонту. Благодаря этому конденсат, стекая на нижележащие трубы, омывает их лишь по $^1/_4$ окруж-

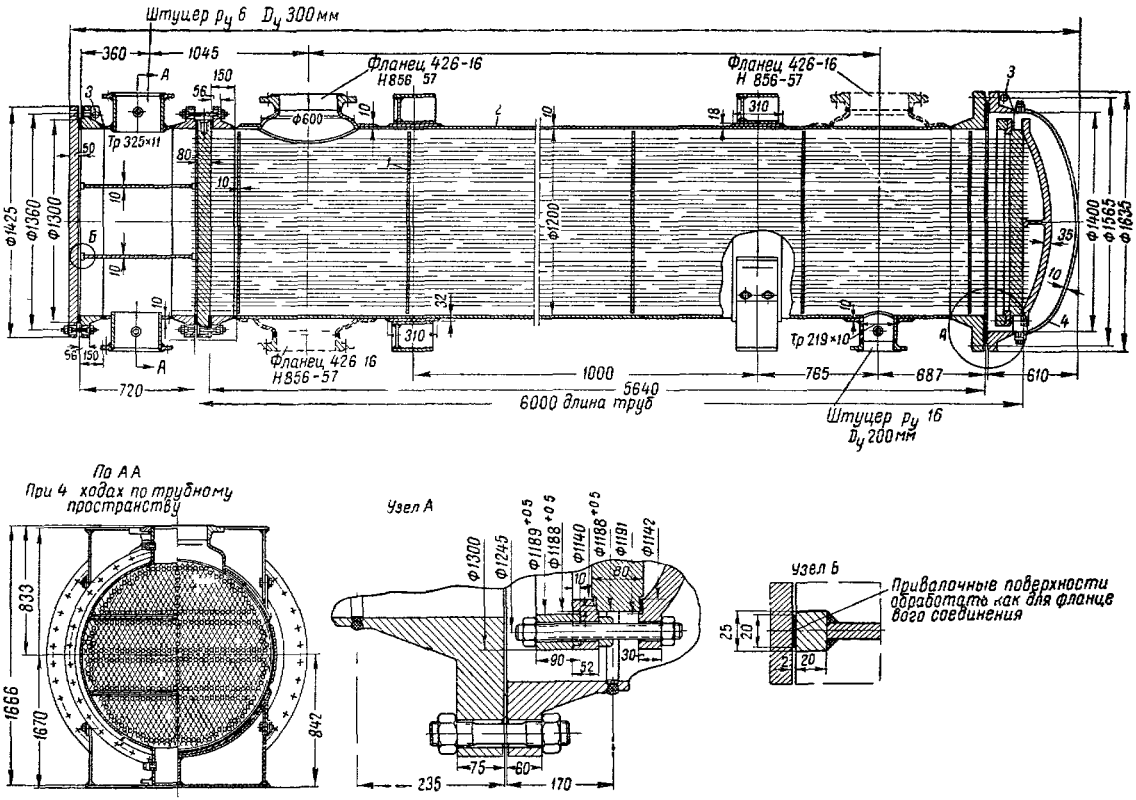


Рис. X. 74. Конденсатор $D_у$ 1200 с плавающей головкой. Давление в корпусе $p_у$ = = 16 *кГ/см²*, трубах $p_у$ = 6 *кГ/см²* при t = 175° С. Среда в корпусе — пары нефтепродуктов, в трубах — вода. Гидравлическое испытание: в корпусе 13 *кГ/см²*, в трубах 9 *кГ/см²*.

У подвижной опоры болты не затягивать с зазором 1—2 *мм*, а законтрить второй гайкой.

Ушки *3* на узлах предназначены для монтажа и демонтажа распределительной коробки и днища, но не для перемещения аппарата.

В чертеже конденсатора указаны максимальные диаметры штуцеров на корпусе и распределительной коробке.

На рисунке приведен нижний аппарат сдвоенного конденсатора. Аппарат верхний или одинарный со штуцерами, обозначенными пунктиром.

Материал перегородок в трубном пучке латунь ЛО-62-1 для труб из латуней ЛО-70-1 и ЛА-77-2 Толщина перегородок 5 *мм*. Корпус и колпак изготовляются из стали Ст 3 с облицовкой монель-металлом НМЖМЦ-28-2,5-1,5 по инструкции Гипронефтемаша № 0-1844.

ности. В результате коэффициент теплоотдачи на остальных $^3/_4$ окружности остается таким же, как и в трубах самого верхнего ряда. Это подтверждается сравнительной оценкой трех способов расположения труб на трубной решетке (по Яновскому рис. X. 73). Кривые представляют собой поправки к коэффициенту теплоотдачи при конденсации паров на поверхности горизонтальных труб [16а].

Если по каким-либо условиям окажется предпочтительным расположение труб по квадрату, то и в этом случае целесообразно также располагать линии центров труб под определенным углом φ к горизонту подобно рис. X. 72, *2*.

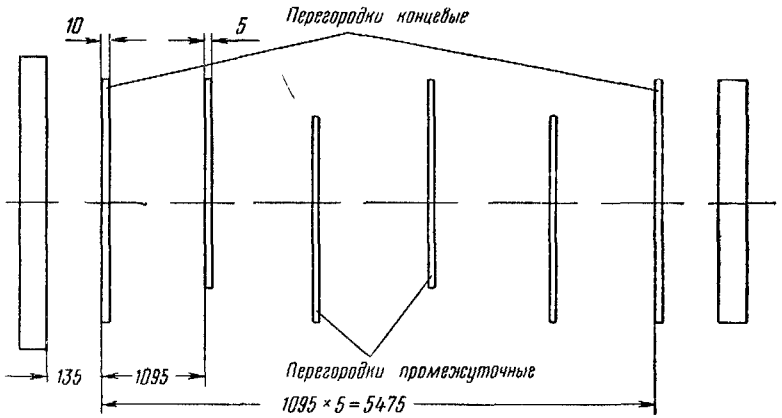


Рис. X. 75. Схема расположения перегородок в пучке аппарата.

Количество перегородок обычно принимают небольшим, так как в условиях парового конденсирующегося потока влияние перегородок и зазоров между перегородками и корпусом и между трубами и отверстиями в перегородках снижается по сравнению с жидкостными теплообменниками.

Перегородки *1* устанавливаются на расстоянии (30—70) $d_н$ друг от друга, где $d_н$ — наружный диаметр труб (рис. X. 74, X. 75), при этом большие расстояния принимаются для вертикальных конденсаторов. Форма промежуточных перегородок круглая с удаленными сегментами (рис. X. 76); при этом ширина перегородки делается примерно равной 0,75 D, а линия среза по хорде AB у конденсаторов горизонтального типа располагается вертикально. Кольцевые опорные перегородки принимают такой же формы, но при этом линия AB среза сегмента должна располагаться горизонтально вверху (рис. X. 77). В нижней части перегородки есть полукруглое отверстие диаметром $\sim$0,01 D (где D — диаметр корпуса конденсатора) для облегчения удаления конденсата. Толщина перегородок и их крепление принимаются такими же как и для теплообменников, но обычно промежуточные перегородки делаются толщиной (0,008—0,01) D, а концевые опорные (0,01 $\div$ 0,015) D. Концевые перегородки

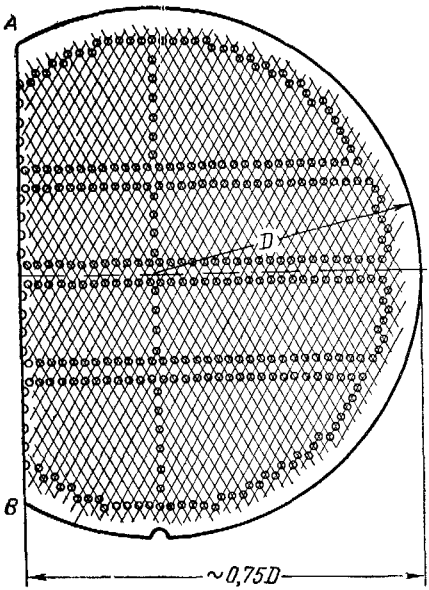


Рис. X. 76. Промежуточная перегородка.

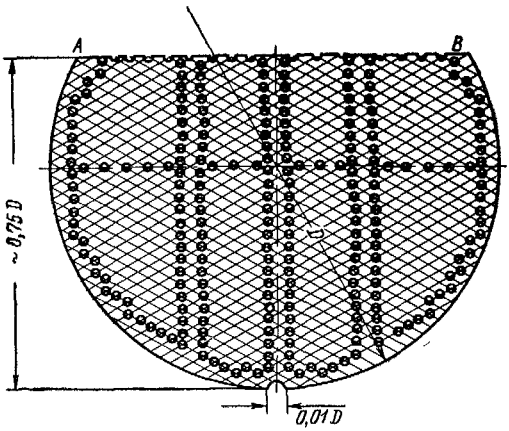


Рис. X. 77. Концевая перегородка.

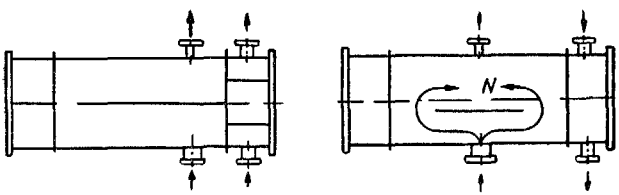


Рис. X. 78.

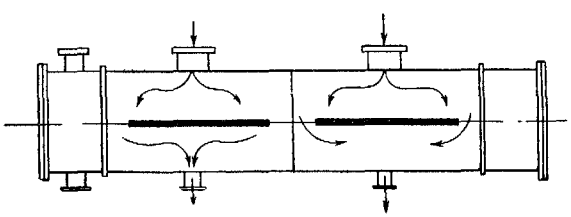


Рис. X. 79.

располагают на расстоянии 100—200 *мм* от трубных решеток. Отверстия $d_п$ под трубы в перегородках делаются равными $d_п = (1{,}06 \div 1{,}07)\, d_н$, где $d_н$ — наружный диаметр труб.

В корпусе можно делать также продольные перегородки без поперечных или в сочетании с ними. На рис. X. 78 и X. 79 показаны схемы таких аппаратов. Аналогичное устройство имеют аппараты, где ведется нагрев среды в трубах от конденсирующегося в межтрубном пространстве водяного пара. Разновидностью таких аппаратов являются так называемые пародистиллятные теплообменники, где от тепла конденсирующихся в межтрубном пространстве паров дистиллятов нагревается среда, протекающая в трубном пространстве. На рис. X. 80 показан горизонтальный подогреватель нефти 1ПН-1200, применяемый на установках по обессоливанию нефти для подогрева последней при помощи водяного пара, который подается в середину аппарата через штуцер $D_у$ 300. Аппарат по межтрубному пространству разделен одной поперечной и двумя продольными перегородками для образования ходов. Учитывая довольно значительную разность температур, на корпусе сделан компенсатор.

Техническая характеристика этого аппарата дана в табл. X. 19.

Таблица X. 19

Показатели	В корпусе	В трубках
Давление, *кГ/см²*	10	16
Температура, °С	180	70
Среда	Конденсирующийся пар	Нефть сырая
Поверхность нагрева, *м²*	415	
Вес аппарата, отнесенный к 1 *м²* поверхности нагрева, *кг*	36,2	
Гидравлическое испытание при давлении, *кГ/см²*	13	20

Штуцера для ввода паров в корпус расположены, как правило, сверху над поверхностью охлаждения. Для снижения эрозионного действия потока паров на трубы целесообразно снижать их скорость в 2—3 раза путем применения уширяющегося книзу перехода (см. рис. X. 74). Штуцер для отвода конденсата, устраиваемый в низу корпуса, делают обычно в 3—5 раз меньше по площади поперечного сечения по сравнению с входным штуцером. Вывод конденсата из аппаратов вертикального типа показан на рис. X. 81. Вертикальный конденсатор жесткого типа показан также на рис. X. 82. В верхней трубной решетке сделано сверление (см. узел I) для воздушника. Такое же сверление может быть сделано в нижней трубной решетке для окончательного спуска жидкости из межтрубного пространства.

На рис. X. 83 показан сдвоенный конденсатор 1200 КП-10. Техническая характеристика этого аппарата приведена в табл. X. 20.

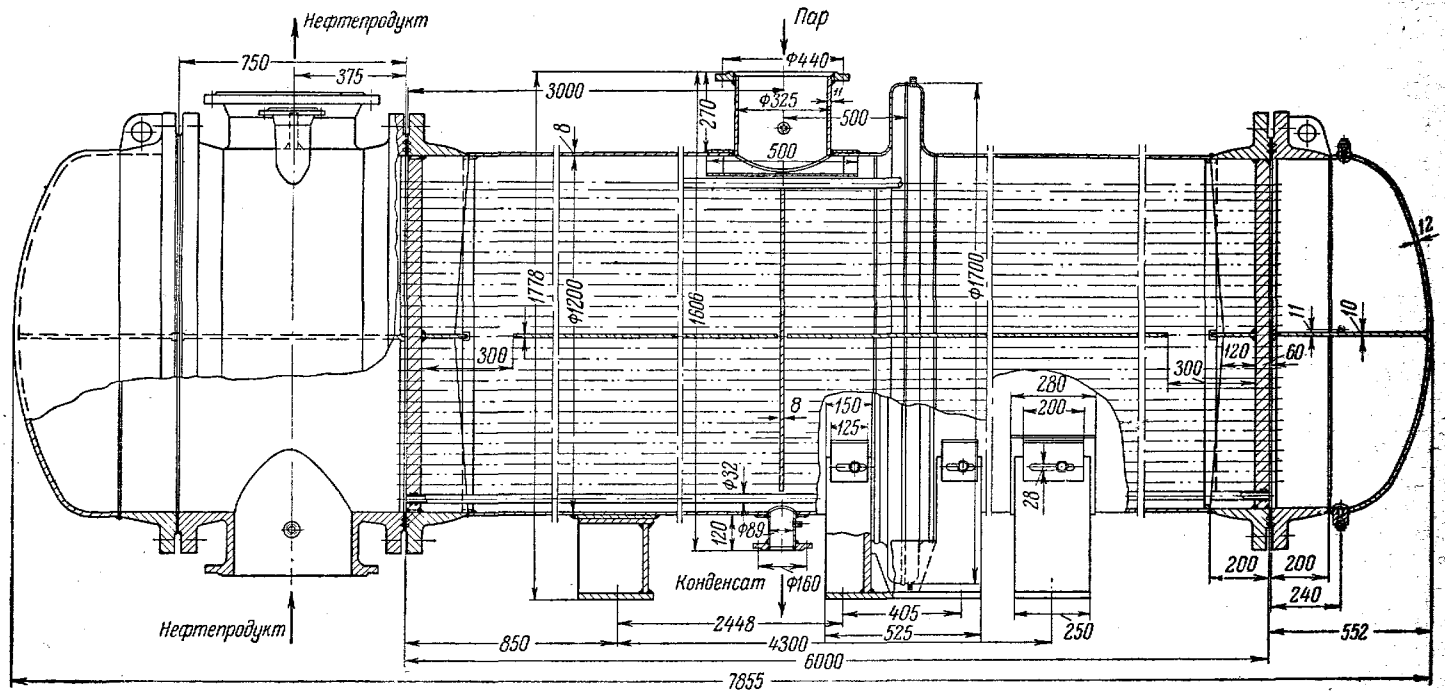

Нефтепродукт
Пар
750
375
3000
Ф440
Ф325
270
500
500
8
1778
Ф1200
1606
Ф1700
300
300
8
150
125
280
200
Ф32
120
Ф89
28
Конденсат
Ф160
Нефтепродукт
2448
405
525
850
4300
250
6000
7855
120
60
11
10
12
200
200
240
552

Рис. X. 80.

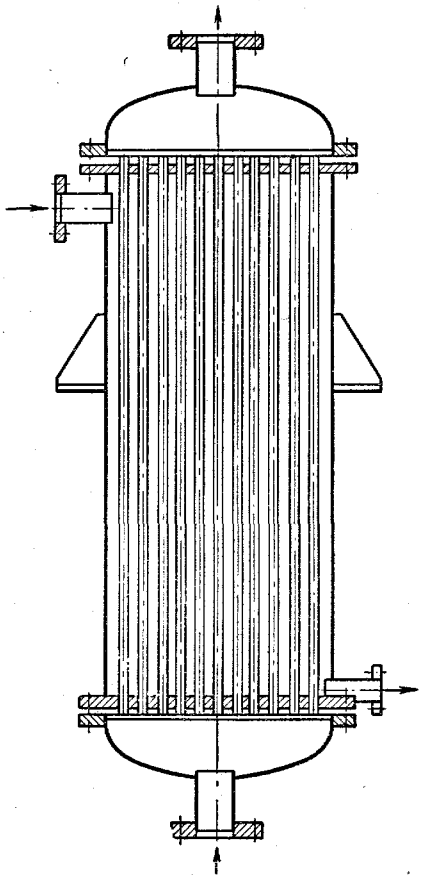


Рис. X. 81.

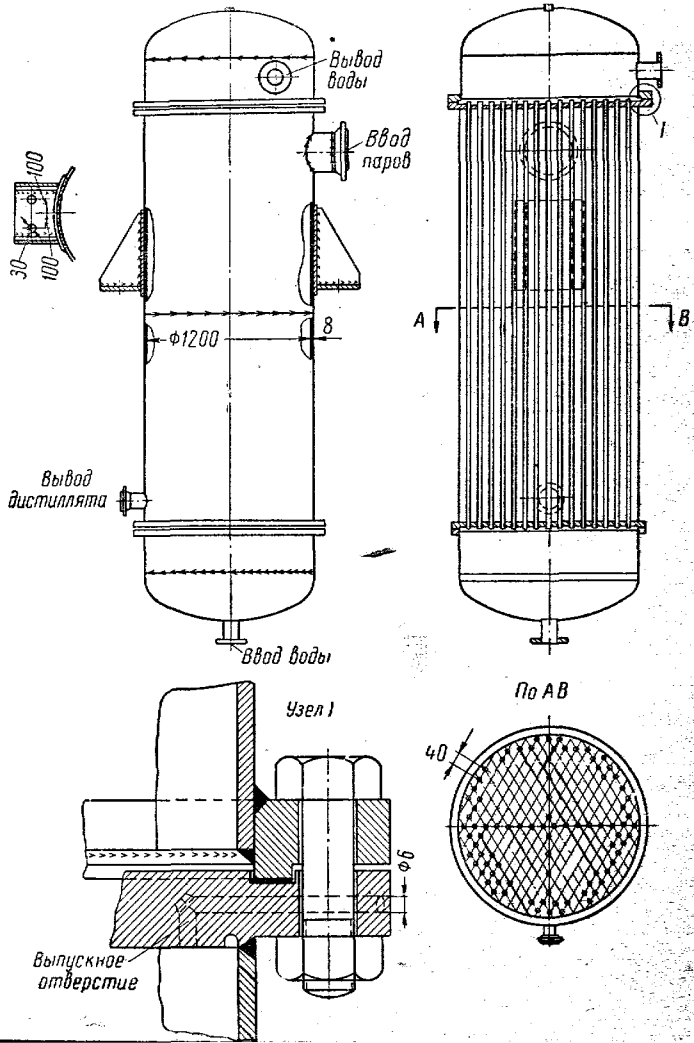


Рис. X. 82.

Таблица X. 20

Шифр	Вес, *кг*			Трубы	
	аппарата	пучка	корпуса	размер	количество
1200 КП-10-3-25-ЛО	14900×2	8800×2	2700×2	25×2,0	980×2
1200 КП-10-3-20-ЛО	16600×2	10455×2	2700×2	20×2,0	1542×2
1200 КП-10-3-25-ЛА	14900×2	8800×2	2700×2	25×2,0	980×2
1200 КП-10-3-20-ЛА	16600×2	10455×2	2700×2	20×2,0	1542×2

Прод. табл. X. 20

Шифр	Трубы	Номинальная наружная поверхность теплообмена, *м²*	Давление в корпусе (max), (в *кГ/см²*) при температуре в корпусе, °С			
	материал ГОСТ		50	100	175	200
1200 КП-10-3-25-ЛО	Латунь ЛО-70-1 ГОСТ 494-52	450×2	10	9	7	4,5
1200 КП-10-3-20-ЛО	То же	560×2	10	9	7	4,5
1200 КП-10-3-25-ЛА	Латунь ЛА 77-2 стабилизированная мышьяком ВТУЦМО-7 577-60 дополнение 22/II-61 г.	450×2	10	9	7	4,5
1200 КП-10-3-20-ЛА	То же	560×2	10	9	7	4,5

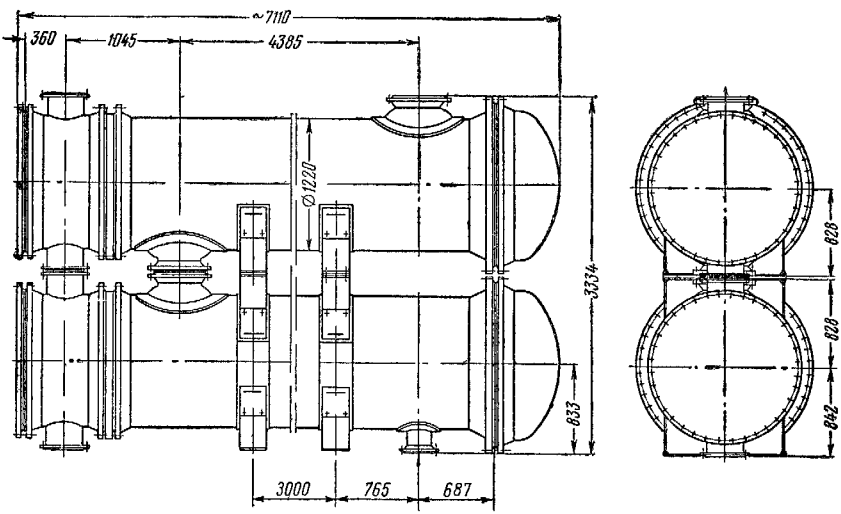


Рис. X. 83.

Конденсаторы работают обычно в более тяжелых в отношении коррозии условиях, чем теплообменные аппараты. Коррозия может возникать как с внутренней стороны труб, в которых может протекать оборотная пресная вода, имеющая в своем составе ионы коррозионноактивных веществ, или на предприятиях, расположенных на побережье, охлаждающая морская вода, так и со стороны межтрубного пространства, например в условиях атмосферной перегонки в результате действия сероводорода и хлористого водорода и конденсации в межтрубном пространстве, одновременно с парами нефтепродуктов, некоторого количества водяных паров. Поэтому помимо применения, в условиях, когда это возможно, обычных углеродистых сталей, в конденсаторах широко используются, при охлаждении пресной водой, трубы из латуни ЛО-70-1 по ГОСТ 494-52 с наплавкой стальных решеток со стороны трубного пространства латунью ЛО-62-1. При охлаждении морской водой применяют трубы из латуни ЛА-77-2, стабилизированные мышьяком[1]. В особо тяжелых условиях, когда необходимо обеспечить надежную работу конденсаторов в течение продолжительного срока, применяют трубы из никель-медного сплава — монеля (НМЖМЦ-28-2,5-1,5), корпус из биметалла — углеродистая сталь + монель.

В ряде случаев используются алюминиевые сплавы АМг для труб и АМг-6 для трубных решеток.

ТЕПЛООБМЕННИКИ ТРУБА В ТРУБЕ

Теплообменники труба в трубе широко применяются, так как они лучше обеспечивают в трубном и межтрубном пространствах полный противоток при более значительных скоростях, чем обычные кожухотрубчатые теплообменники.

Это особенно важно при малых расходах, когда в кожухотрубчатых теплообменниках создаются слишком низкие скорости.

Противоток и более высокие скорости способствуют достижению более высокого общего коэффициента теплопередачи, чем при работе кожухотрубчатых теплообменников, что дает возможность в ряде случаев уменьшить расход металла на единицу передаваемого в час тепла.

Падение эффективности или даже выход из строя теплообменников труба в трубе вследствие значительных отложений на стенках труб кокса или других образований и продуктов коррозии в значительной степени сокращается благодаря большим скоростям и турбулентному движению жидкости. Вместе с тем по отдельным показателям теплообменники труба в трубе уступают кожухотрубчатым, так как в 1 $м^3$ занимаемого теплообменником труба в трубе пространства размещается меньшая поверхность нагрева, чем в кожухотрубчатом теплообменнике, т. е. при равных поверхностях нагрева габариты теплообменников труба в трубе большие. Затрачивается

[1] По техническим условиям ВТУЦМО-7-577-60, дополнение от 22/II 1961 г.

также больше металла на 1 $м^2$ поверхности нагрева теплообменника труба в трубе, чем в кожухотрубчатых теплообменниках.

Однако недостатки теплообменников труба в трубе в большинстве своем перекрываются более высокой эффективностью, отнесенной к единице поверхности нагрева.

Теплообменники труба в трубе по сравнению с кожухотрубчатыми теплообменниками характеризуются большим диаметром труб

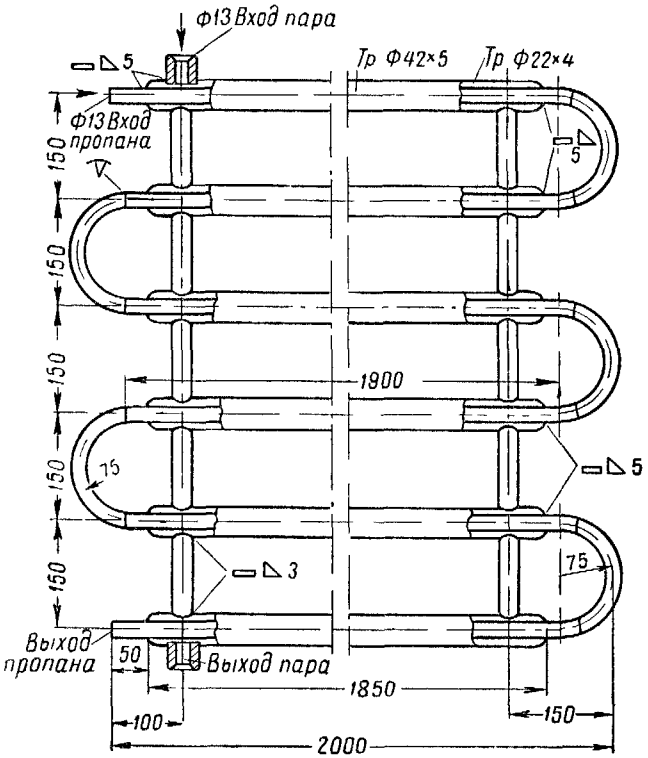


Рис. X. 84.

с облегченными условиями чистки и увеличенным сроком эксплуатации (при коррозионных средах).

Теплообменники труба в трубе могут быть также весьма просты по конструкции. Так, на рис. X. 84 представлена одна из таких жестких конструкций теплообменника змеевикового типа труба в трубе. Следует, однако, учесть, что подобный теплообменник может быть рекомендован к работе при разности между температурами наружной и внутренней труб в пределах не более 70° С. В результате жесткой заделки труб при большей разности температур между ними из-за неодинакового температурного расширения по длине могут возникнуть напряжения, превышающие допускаемые.

К недостаткам этих теплообменников относится также невозможность чистки их труб механическими способами. Чистить трубы можно только горячей водой и растворителями. Замена гнутых концов труб таких змеевиков съемными двойниками дает возможность чистить внутренние трубы (рис. X. 85).

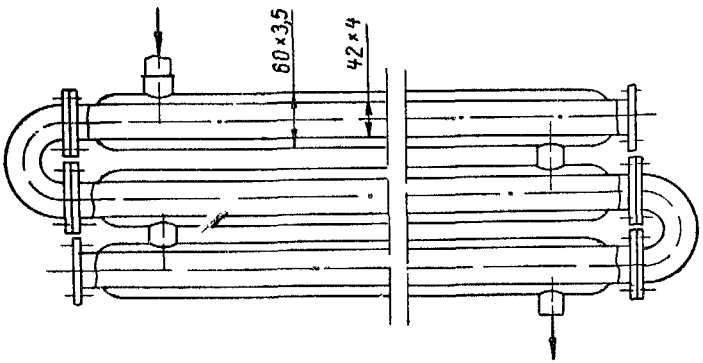


Рис. X. 85.

Наружный змеевик при такой конструкции образуется благодаря горловинам, привариваемым друг к другу. Концы этого змеевика отогнуты внутрь и приварены к внутренним трубам, из которых создается змеевик при помощи присоединяемых на фланцах концевых двойников (калачей).

Для труб теплообменников (см. рис. X. 85 и X. 86) температурные напряжения можно определять по формулам, приведенным для кожухотрубчатых теплообменников жесткой конструкции (см. стр.), с той лишь разницей, что вместо значений поперечных сечений корпуса труб здесь следует соответственно вводить в формулы значение поперечных сечений наружной («корпус») и внутренней трубы.

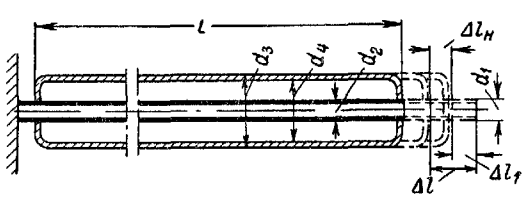


Рис. X. 86.

Схема тепловых удлинений труб представлена на рис. X. 86, где Δl — разница температурных удлинений наружной и внутренней труб, при условии свободного их расширения.

Если обозначить через $t_в$ температуру внутренней трубы и через $t_н$ температуру наружной трубы, то в условиях, когда $t_в > t_н$,

$$\Delta l = \alpha (t_в - t_н) L.$$

В действительности же во внутренней трубе из-за жесткости системы возникают напряжения сжатия, сокращающие эту трубу на

длину Δl_1. С другой стороны, эти же условия заставляют наружную трубу вытянуться дополнительно на длину

$$\Delta l_н = \Delta l - \Delta l_1.$$

Все остальные рассуждения далее остаются теми же.

Вместо $F_к$ и $F_т$ в формулах (X. 33), (X. 35) и (X. 36) следует подставить площади поперечных сечений наружной и внутренней труб (см. рис. X. 86), которые равны соответственно

$$F_н = \frac{\pi}{4}(d_3^2 - d_4^2) \; см^2, \qquad (X.\,203)$$

$$F_в = \frac{\pi}{4}(d_1^2 - d_2^2) \; см. \qquad (X.\,204)$$

На основании формул (X. 34), (X. 35) и (X. 36), можно написать, что во внутренней трубе напряжение обычно больше, так как

$$\sigma_в = \sigma_н \frac{F_н}{F_в}, \qquad (X.\,205)$$

где $\frac{F_н}{F_в} > 1$; $\sigma_в$ и $\sigma_н$ — напряжения соответственно во внутренней и наружной трубах.

При разности температур внутренней и наружной трубы в 1° С можем написать по аналогии с формулами (X. 34) и (X. 39)

$$\sigma_в = \frac{\alpha E F_н}{F_в + F_н}. \qquad (X.\,206)$$

Пусть $\alpha = 0{,}000012$ и $E = 2{,}1 \cdot 10^6$; тогда

$$\sigma_в = \frac{25{,}2\, F_н}{F_в + F_н} = \frac{25{,}2}{\frac{F_в}{F_н} + 1}, \; кГ/см^2.$$

Отсюда не трудно установить, что при существующих соотношениях между $F_в$ и $F_н$ разность температур в наружной и внутренней трубе, равная, например, $\Delta t = (t_в - t_н) = 70°$ С, создает напряжение во внутренних трубах, находящееся в пределах 1000—1400 $кГ/см^2$, а в сварных швах напряжение среза может быть еще выше.

В результате этого при значительных разностях температур потоков применяют теплообменники труба в трубе таких конструкций, в которых расширение наружной и внутренней труб происходит независимо друг от друга.

В конструкции, изображенной на рис. X. 87, неудобно чистить как межтрубное, так и трубное пространство. Поэтому, когда в этом возникает необходимость, теплообменники труба в трубе змеевикового типа можно изготовлять так, как показано на рис. X. 88 и X. 89.

Эффективность теплообменников труба в трубе, внутренняя труба которых на наружной поверхности оснащена ребрами, в отдельных

случаях (когда продукт в межтрубном пространстве с большой вязкостью чем во внутренних трубах), как показывают обследования, увеличивается на ~50—80% по сравнению с эффективностью таких же теплообменников, но снабженных гладкими трубами. Ребра в виде штампованного корыта можно крепить контактной шовной сваркой (рис. X. 90), а в виде полос устанавливать в канавках, полученных протяжкой. Такие ребра закрепляют обжатием кромок канавок и плотного таким образом их защемления (см. рис. X. 91).

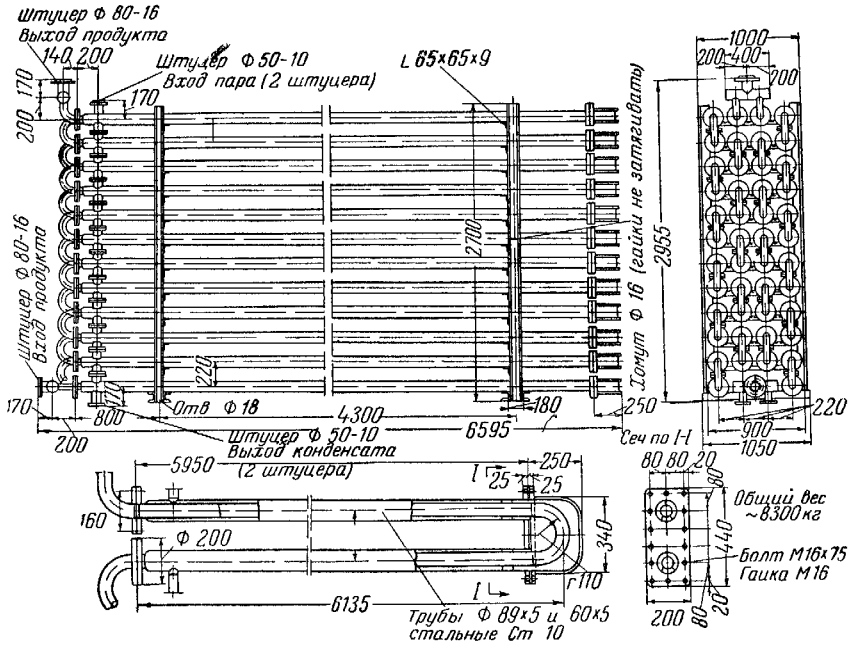


Рис. X. 87.

По нормали Н382-56 теплообменники труба в трубе комплектуются из секций поверхностью нагрева гладких труб по 15 $м^2$ каждая. Общий вид и конструкция узлов секции представлены на рис. X. 92.

Каждая секция состоит из 14 труб *5* (см. рис. X. 89) диаметром 89 × 5 *мм* и 14 внутренних труб *4* диаметром 48 × 4 *мм*. Наружные трубы завальцованы в передней *3* и задней *6* решетках, внутренние трубы проходят через решетку *1* распределительной коробки, а с задней стороны соединяются между собой гнутыми двойниками. Уплотнения внутренних труб в отверстиях и в соединениях с двойниками (см. рис. X. 92) являются беспрокладочными, герметичность достигается в результате упругой деформации соприкасающихся шаровой и конической стальных поверхностей.

Подобный теплообменник может быть использован для рекуперации тепла горячего крекинг-остатка, направляемого во внутрен-

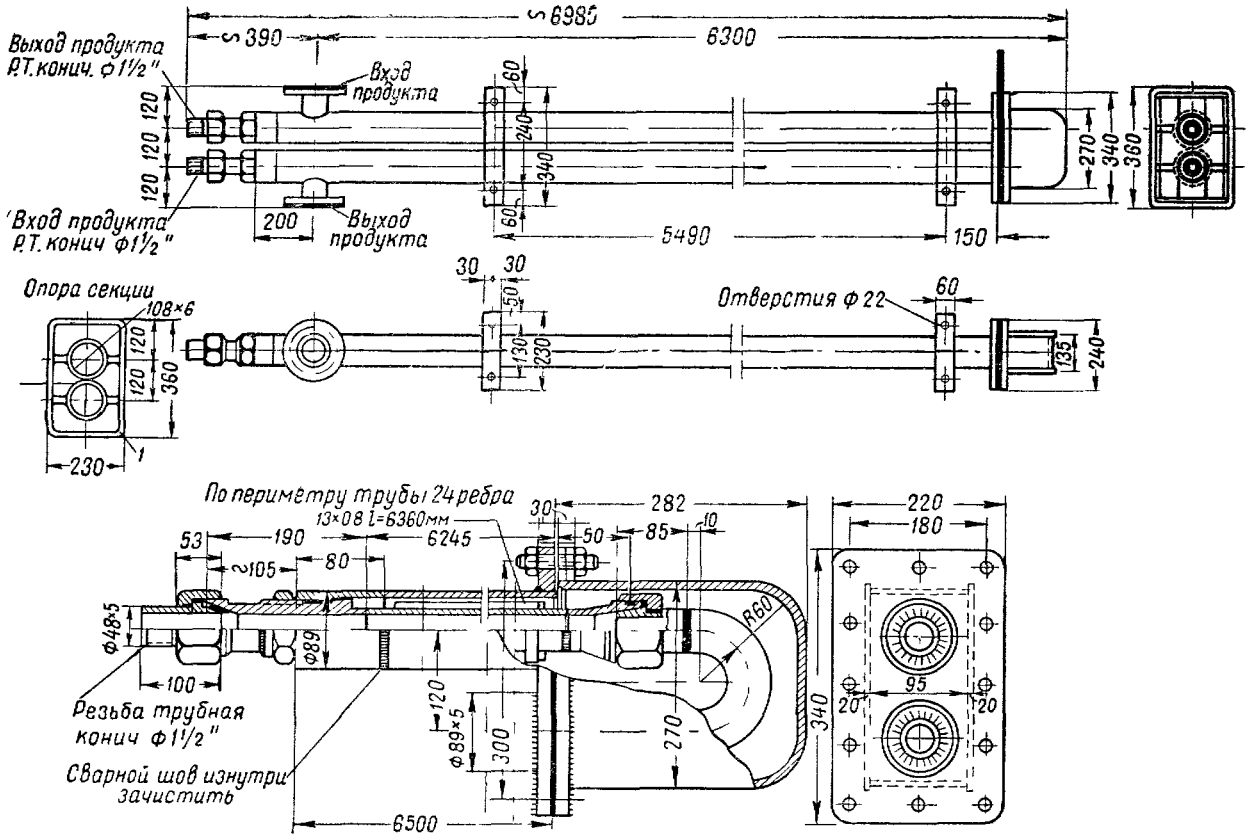

Выход продукта
Р.Т.конич. ф1½"
Вход продукта
Вход продукта
Р.Т.конич ф1½"
Выход продукта
Опора секции
Отверстия ф 22
По периметру трубы 24 ребра
13×0 8 l=6360мм
Резьба трубная
конич ф1½"
Сварной шов изнутри
зачистить

Рис. X. 88.

ние трубы, при нагреве нефти или газойля, пропускаемых по межтрубному пространству. Направляемый через штуцер *9* (рис. X. 89) крышки распределительной коробки крекинг-остаток попадает затем во внутренние трубы и выходит через штуцер *8*. Сырье для подогрева движется через штуцер *7* и, проходя по межтрубному пространству, удаляется через штуцер *2*. В результате возникает полный противоток. При остановке аппарата на чистку снимают переднюю и заднюю крышки, после чего внутренние трубы можно удалить из теплообмен-

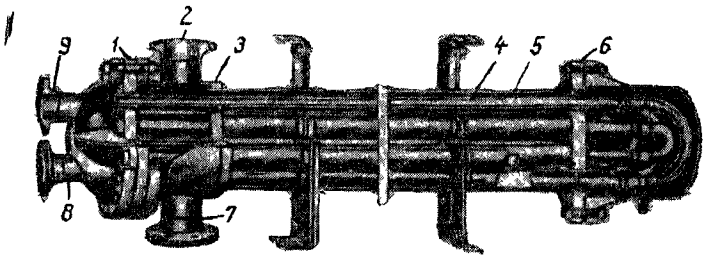


Рис. X. 89.

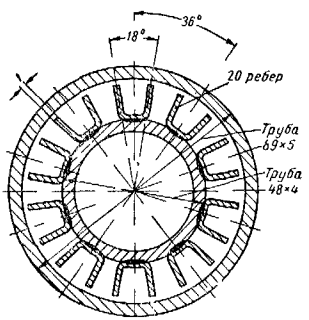


Рис. X. 90. Посадка ребер на трубы шовно-контактной сваркой.

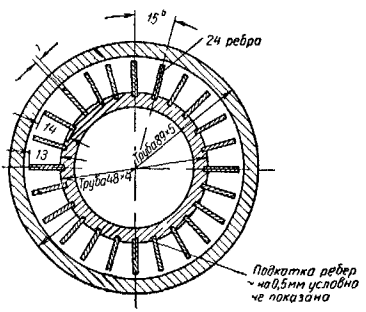


Рис. X. 91. Посадка ребер на трубы закаткой.

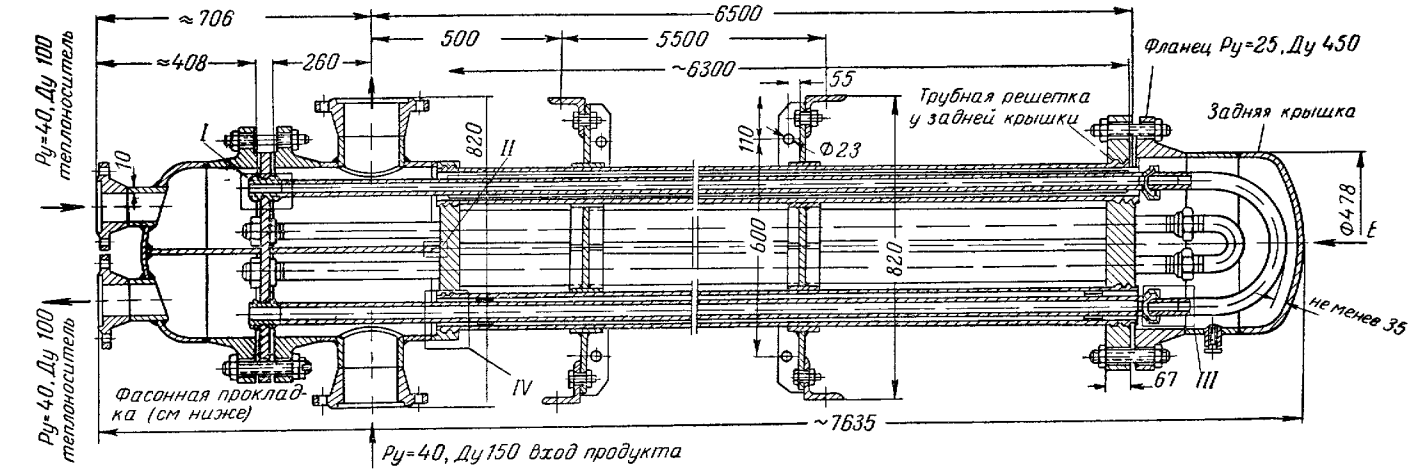
ника и при разборке беспрокладочных соединений внутренних труб можно легко чистить внутренние и наружные поверхности внутренних труб, а также внутренние поверхности наружных труб.

Теплообменник предусмотрен для условного давления в трубном и межтрубном пространствах $p_у = 25$ *кГ/см*^{2} при $t \leqslant 200°$ С.

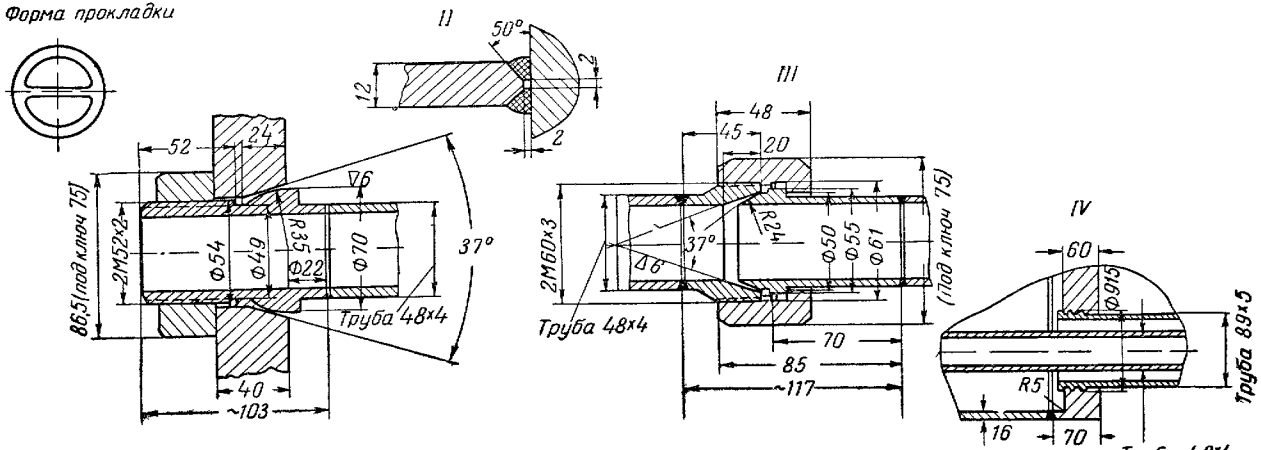
Давление это может быть снижено в зависимости от температуры (табл. X. 21).

Таблица X. 21

Температура, °С	250	300	350	400	425	500
Условное давление, *кГ/см*^{2}	23	20	18	16	14	11



Форма прокладки



Теплообменник согласно нормали может быть скомпонован также из двух и трех секций с металлоконструкциями.

Общий вид с габаритными размерами одно-, двух- и трехсекционного теплообменника с металлоконструкциями по нормали Н382-56 [1] представлен на рис. X. 93.

На рис. X. 94 — X. 97 помещена конструкция элементного теплообменника.

Одна общая труба размером 219 × 6 *мм* включает в себя семь внутренних труб 48 × 4 *мм*. При этом площадь поперечного сечения межтрубиого пространства сохраняется, что позволяет уменьшить расход металла на единицу поверхности нагрева.

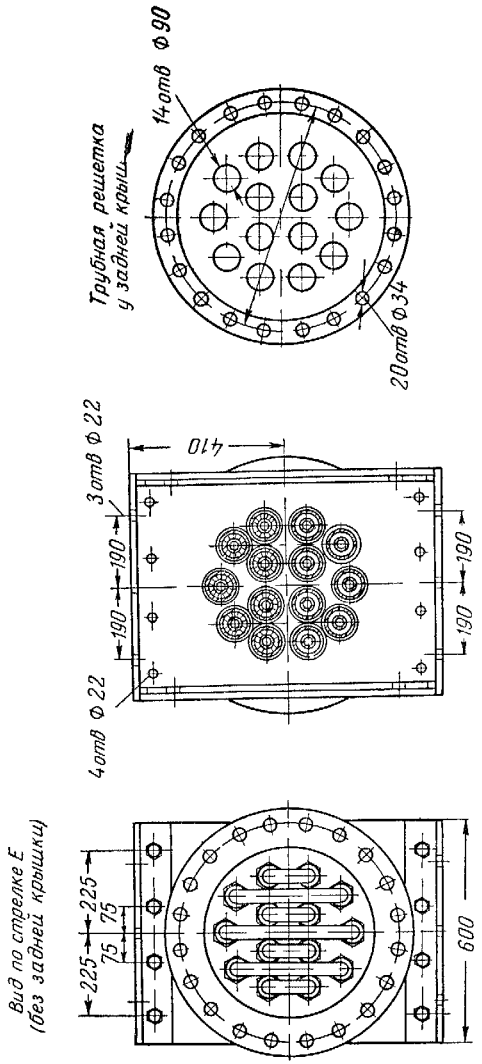


Рис. X. 92.

Секции в целом получаются также компактнее, что исключает необходимость устройства площадок и лестниц для обслуживания аппарата. Необходимо, однако, отметить несколько большую сложность монтажа внутренних труб у этого теплообменника по сравнению с приведенным на рис. X. 89.

На рис. X. 98 дана конструкция теплообменника труба в трубе, предназначенного для работы при давлении 100 *кГ/см*^{2} и температуре 260° С.

Поверхность нагрева аппарата составляет 2 *м*^{2}. При этом следует иметь в виду, что благодаря оснащению внутренних труб ребрами поверхность нагрева можно увеличить, т. е. коэффициент оребрения может быть равен 4,3. Общий вес теплообменника — 410 *кг*.

[1] В нормали дается метод теплового расчета приведенных оребренных теплообменников типа труба в трубе.

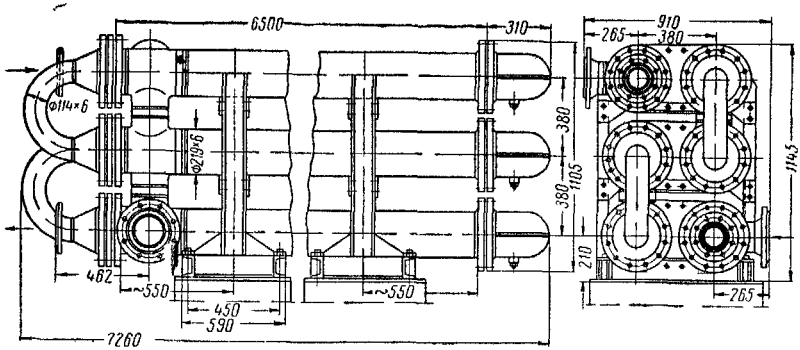


Рис. X. 94.

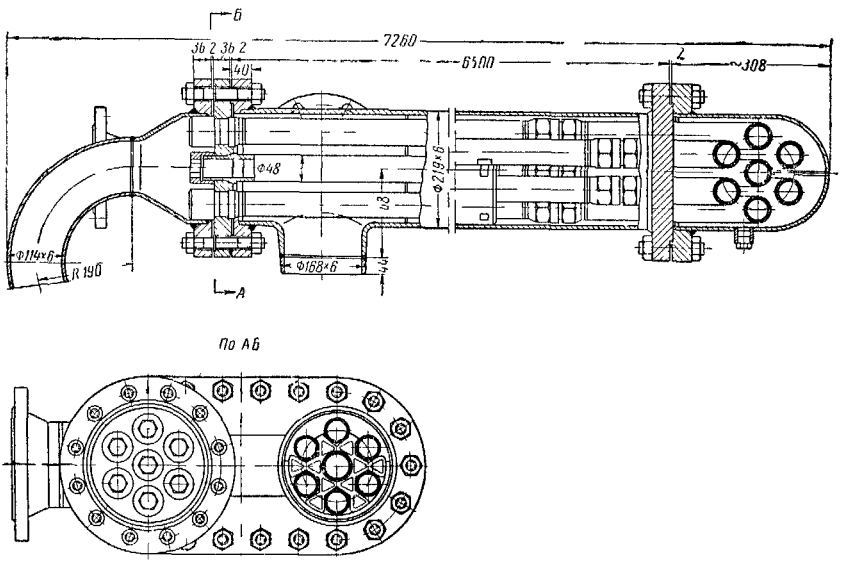


Рис. X. 95.

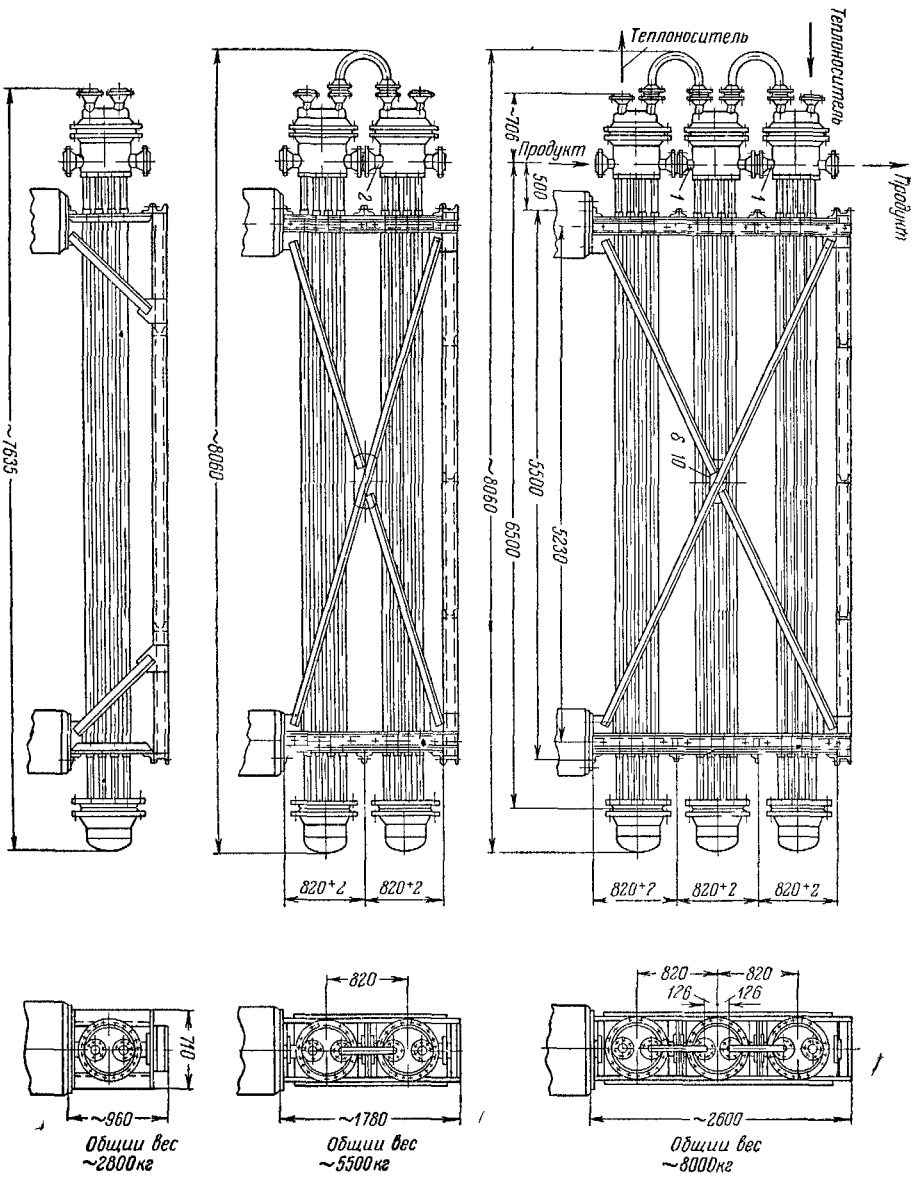

Теплоноситель
Теплоноситель
Продукт
Продукт
~7635
~8060
~8060
6500
5500
5230
820+2
820+2
820+2
820+2
820+2
820
820
126
126
710
960
1780
2600
Общий вес ~2800кг
Общий вес ~5500кг
Общий вес ~8000кг

Рис. X. 93.

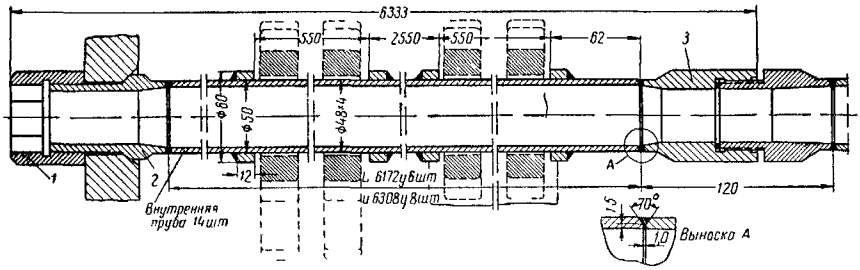


Рис. X. 96.

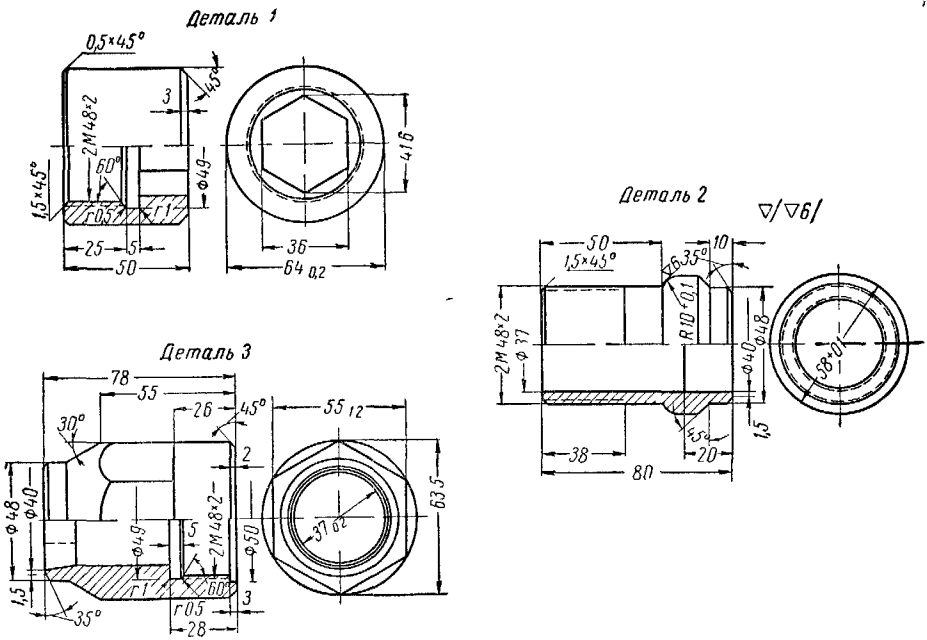


Рис. X. 97.

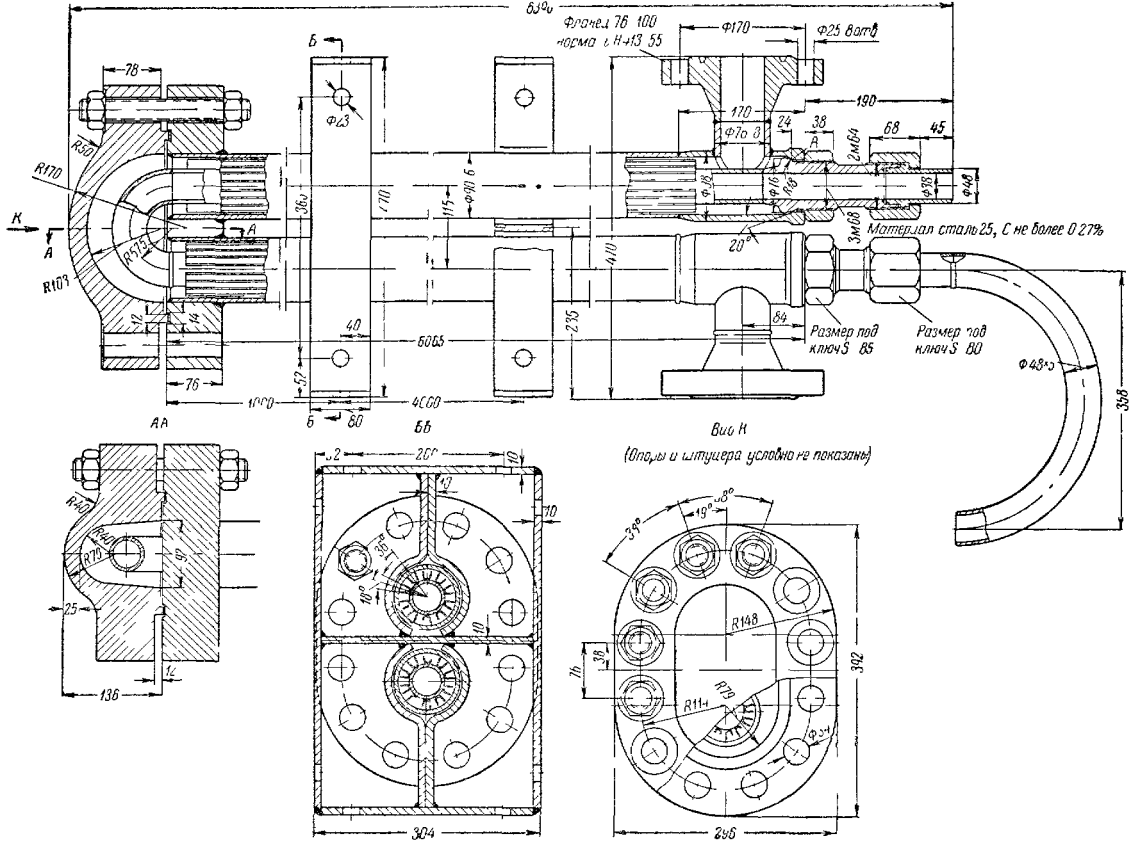

Фланец 76 100
норма с Н-13 55
Ф170
Ф25 болт 8
190
170
Ф70 D
24
38
68
45
2м64
78
R500
R170
R173
R107
Ф63
Ф90 Б
Ф98
Ф110
Ф118
Ф128
Ф148
3м68
Материал сталь 25, С не более 0,27%
20°
84
Размер под ключ S 85
Размер под ключ S 80
Ф48*3
358
360
1710
115
410
235
40
5065
72
76
1000
80
4060
А-А
Б-Б
Вид К
(Отверы и штуцера условно не показаны)
R40
R70
25
136
32
26
10
17
10
10
10
10°
8 отв
304
38°
19°
37°
R148
R114
R79
38
392
296

Рис. X. 98.

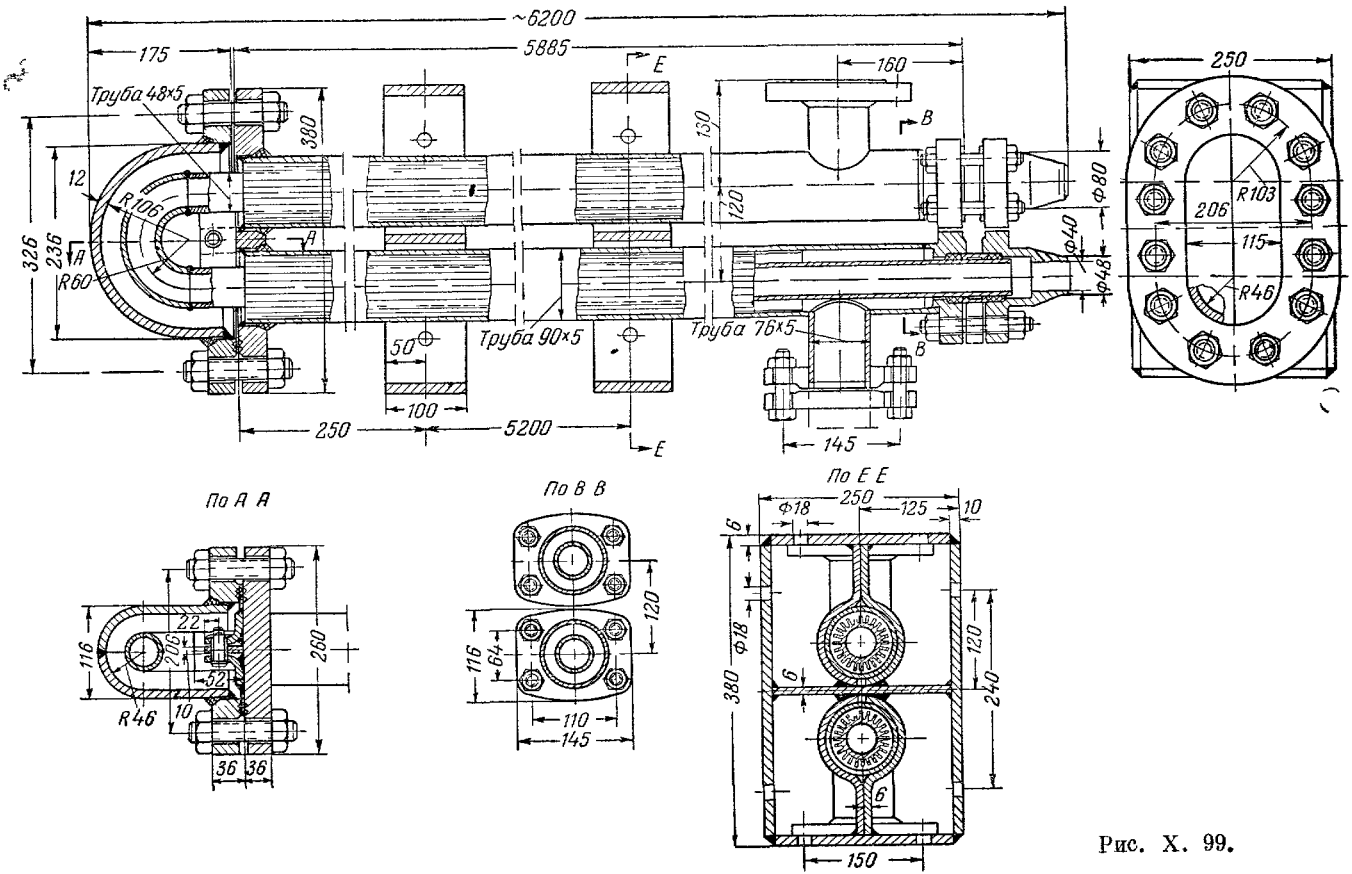
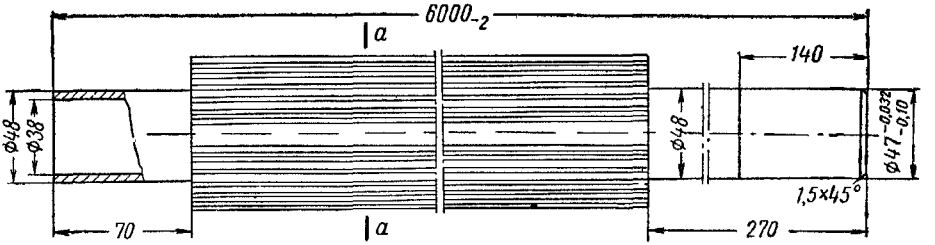

~6200
5885
175
160
250
Труба 48×5
380
130
12
R106
120
Ф80
Ф40
Ф48
326
236
A
R60
R103
206
115
R46
50
Труба 90×5
Труба 76×5
B
E
100
250
5200
145
По А А
По В В
По Е Е
Ф18
250
125
10
6
22
206
32
116
260
R46
10
36
36
64
120
110
145
380
240
150

Рис. X. 99.

Все сварные детали корпуса аппарата выполнены в основном из углеродистой стали 20; опоры — из стали Ст.3; овальная крышка литая из стали 20Л; прокладки толщиной 2 *мм* — алюминиевые; шпильки М30 — из стали 35Х; гайки М30 из стали 30; гайки накидные и зажимные (рис. X. 98) — из стали 25. Внутренние трубы теплообменника сварены с коленом и в таком виде вставляются в аппарат; при помощи приварных утолщенных наконечников у наружных труб и гаек получается теплообменник разборной конструкции.



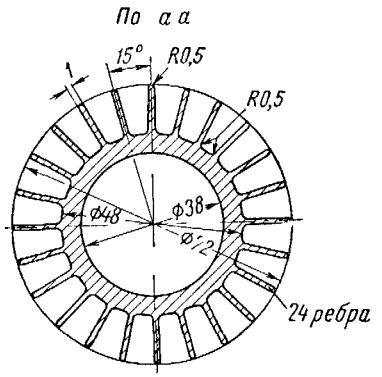


Рис. X. 100.

Уплотнение между шаровой и конической поверхностями достигается посредством затяга гайки.

На рис. X. 99 показан секционный теплообменник труба в трубе, у которого все детали, соприкасающиеся со средой, проходящей по межтрубному пространству, выполнены из алюминиево-магниевых сплавов. Так, для наружных и внутренних труб предусмотрен сплав АМгМ, а для фланцев и решеток АМг-6Т. Аппарат по оребренной поверхности внутренних труб имеет поверхность нагрева 8,7 $м^2$, подлежит ведению Госгортехнадзора и рассчитан на работу при давлении 16 $кГ/см^2$ и температуре 150° С.

Общий вид внутренней оребренной трубы дан на рис. X. 100. Продольные ребра получаются путем протяжки заготовки. К левой решетке (см. рис. X. 99) приварены 2 уголка (см. рис. X. 101) для фиксации в аппарате положения внутренних труб при помощи зашплинтованного валика диаметром 16 *мм* из стали 35. Наружные фланцы (рис. X. 99), закладная втулка, гайки и ряд других деталей выполнены из углеродистой стали; шпильки из стали 35; гайки — из стали 25. Поковки разрезаны по диаметральному сечению и затем сварены так, как показано на рис. X. 102. В остальном конструкция ясна из рис. X. 99.

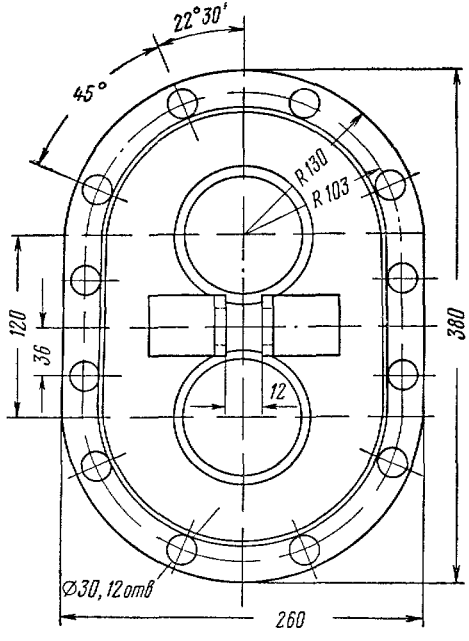


Рис. X. 101.

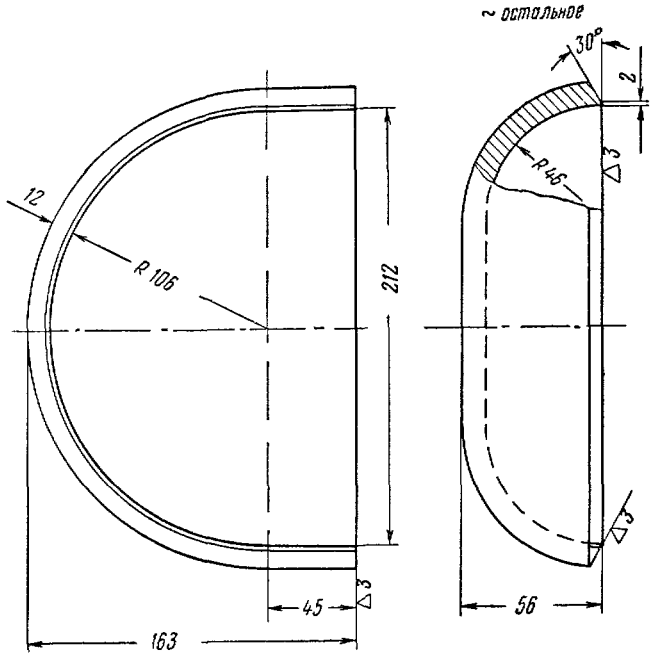


Рис. X. 102.

ПОДОГРЕВАТЕЛИ С ПАРОВЫМ ПРОСТРАНСТВОМ

Подогреватели с паровым пространством служат обычно для отпаривания нефтепродуктов, как, например, остатков низа ректификационных колонн, или для нагрева жидких нефтепродуктов.

Основной частью подогревателя является один или несколько трубных пучков, подобных тем, которые были рассмотрены в главе о кожухотрубчатых теплообменниках с плавающей головкой или с U-образными трубами. Пучок (один, два или три), монтируют внутри цилиндрического корпуса (см. рис. X. 103 — X. 105).

Как правило, нефтепродукт, подаваемый в корпус аппарата, нагревается водяным паром, пропускаемым через трубные пучки. В результате нагрева в подогревателе с низа ректификационной колонны происходит испарение более легких фракций. Пары последних возвращаются в ректификационную колонну, а тяжелый остаток удаляется непрерывно из корпуса подогревателя через штуцер *11* (см. рис. X. 103). Типовая схема установки подогревателя с паровым пространством дана на рис. X. 106.

Для наиболее рационального устройства подогревателя пучок необходимо располагать возможно ближе к низу аппарата. Различают две конструкции устройства подогревателей: с передним полуконическим днищем (рис. X. 107, *а*) и со сферическим днищем (рис. X. 107, *б*).

Конструкция аппарата по схеме рис. X. 107, *а* представлена на рис. X. 108.

Основные технические данные аппарата: в корпусе и в трубном пучке подогревателя — $p_у = 16$ и $t_{max} = 350°$ С. Вес аппарата 7340 *кг*; поверхность нагрева 100 $м^2$ по гладким трубам и 200 $м^2$ по накатным трубам. Материал обечайки и днища корпуса — сталь 16ГС; решетки — сталь 40Г; трубы — сталь 20; фланцы приварные в стык — литье 20ЛII; фланцы плоские — сталь 20; шпильки — сталь 35Х; гайки — сталь 35; крепежные детали внутренние — 1Х13, 2Х13; — опоры — сталь Ст.3.

Аппараты по схеме рис. X. 107, *а* являются более эффективными и компактными и поэтому применение их предпочтительно.

На практике довольно часто применяется конструкция подогревателей по схеме рис. X. 107, *б*, более простая, но вместе с тем и более громоздкая.

Учитывая необходимость возможно более низкого расположения трубных пучков в аппаратах, следует в то же время помнить и о том, что минимальный промежуток от шва горловины днища до начала переходной части с малыми радиусами у эллиптического днища, или до переходной дуги у коробовых днищ, описываемой малым радиусом r, не должен быть менее 30—50 *мм* (рис. X. 109). Обычно толщина стенки горловины должна быть повышенная, поэтому при расчете необходимо учитывать не только прочность стенки горловины против действия внутреннего давления, но и использовать излишнюю ее толщину и как элемент укрепления выреза в днище под горловину.

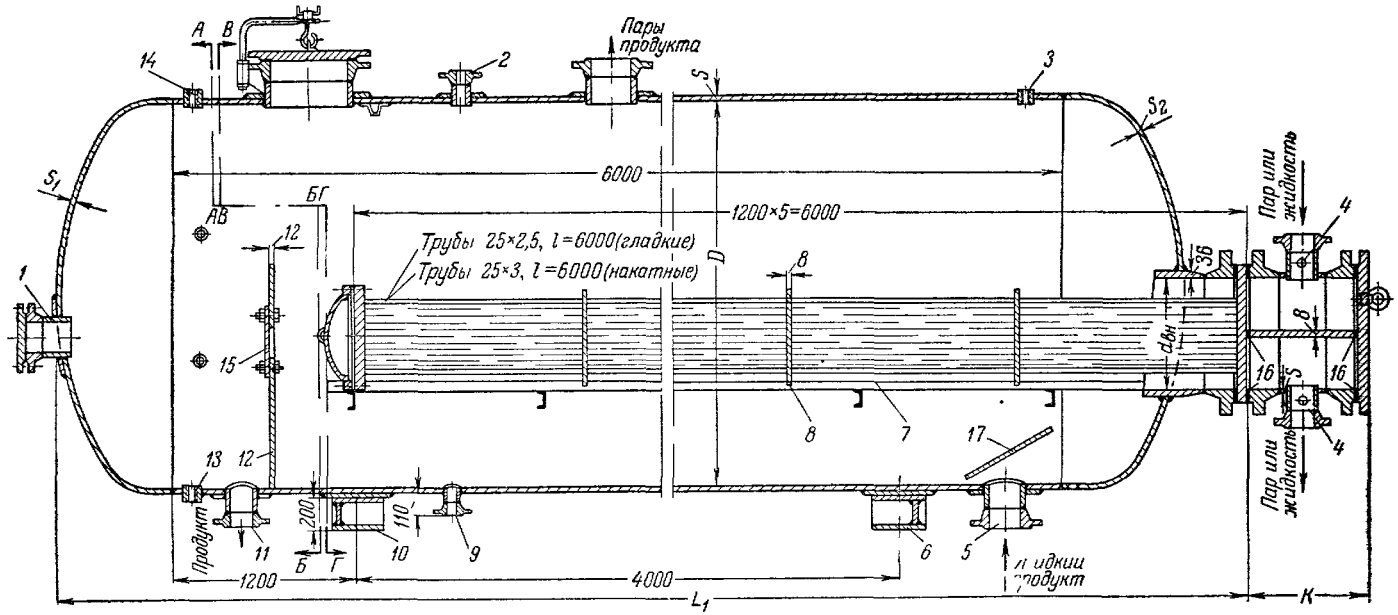


Рис. X. 103. Подогреватели типа П с плавающей головкой.

1 — штуцер для тягового троса, *2* — штуцер $D_у$ 80 для предохранительного клапана, *3* — муфта 15 для манометра, *4* — муфта 15 воздушник, *5* — штуцер для входа жидкого продукта, *6* — неподвижная опора, *7* — направляющие уголки, *8* — промежуточная перегородка; *9* — штуцер $D_у$ 50 для дренажа, *10* — подвижная опора, *11* — штуцер для выхода остатка продукта, *12* — сливная перегородка, *13, 14* — муфты 40 для регулятора уровня, *15* — лючок для тягового троса, *16* — фасонные прокладки *17* — отбойник.

Примечания 1 На чертеже изображена распределительная коробка с плоской крышкой Могут быть также конструкции неразъемной распределительной коробки с эллиптической крышкой Профиль накатки труб приведен на рис X 54

2 Люки, штуцера, муфты и укрепляющие кольца ставят в соответствии с ведомственными и отраслевыми нормалями.

3. Внутри подогревателей $D_у$ 2400 и 3000 около люка $D_у$ 450 устанавливают стремянку

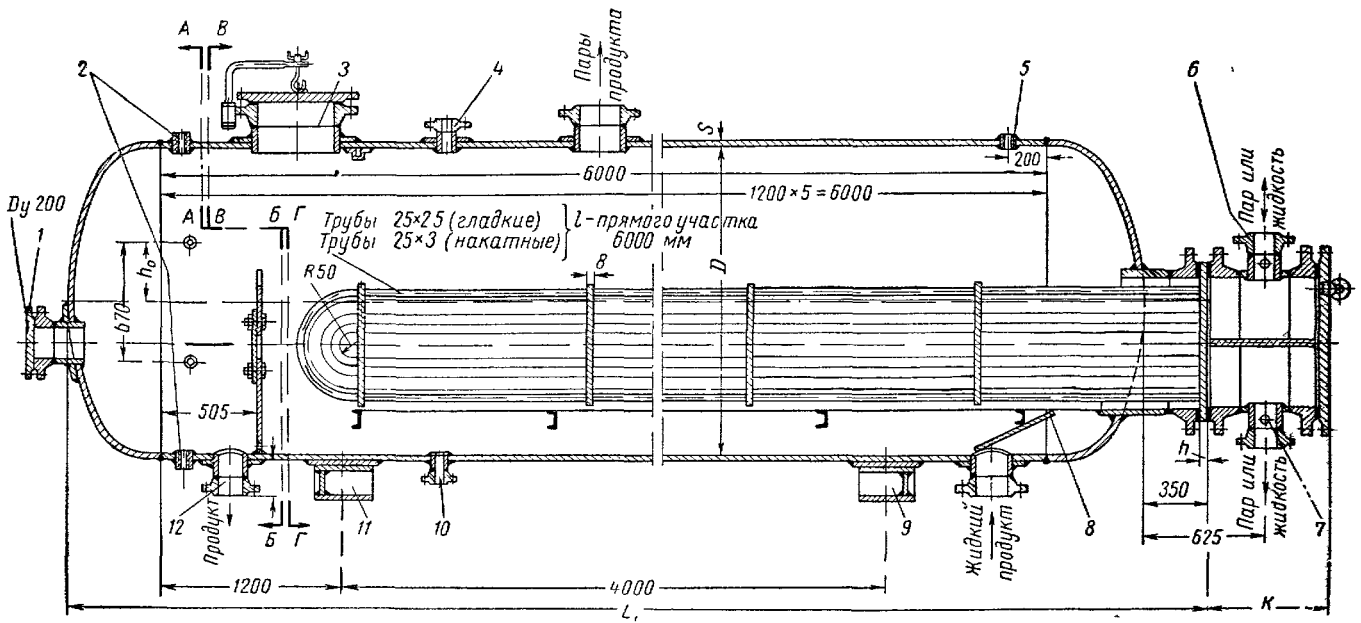


Рис. X. 104. Подогреватели типа U — с U-образными трубами.

1 — штуцер D_y 200 для тягового троса, *2* — муфты 40 для регулятора уровня, *3* — люк d_y 450, *4* — штуцер D_y 80 для предохранительного клапана, *5* — муфта 15 для манометра, *6*, *7* — муфты 15 воздушник, *8* — отбойник, *9* — неподвижная опора, *10* — штуцер D_y 50 для дренажа; *11* — подвижная опора, *12* — штуцер для выхода остатка продукта.

Из-за невозможности размещения укрепляющего кольца в наиболее напряженной зоне днища с малым радиусом компенсировать снижение прочности днища при устройстве отверстия под горловину приходится увеличением толщины горловины и днища.

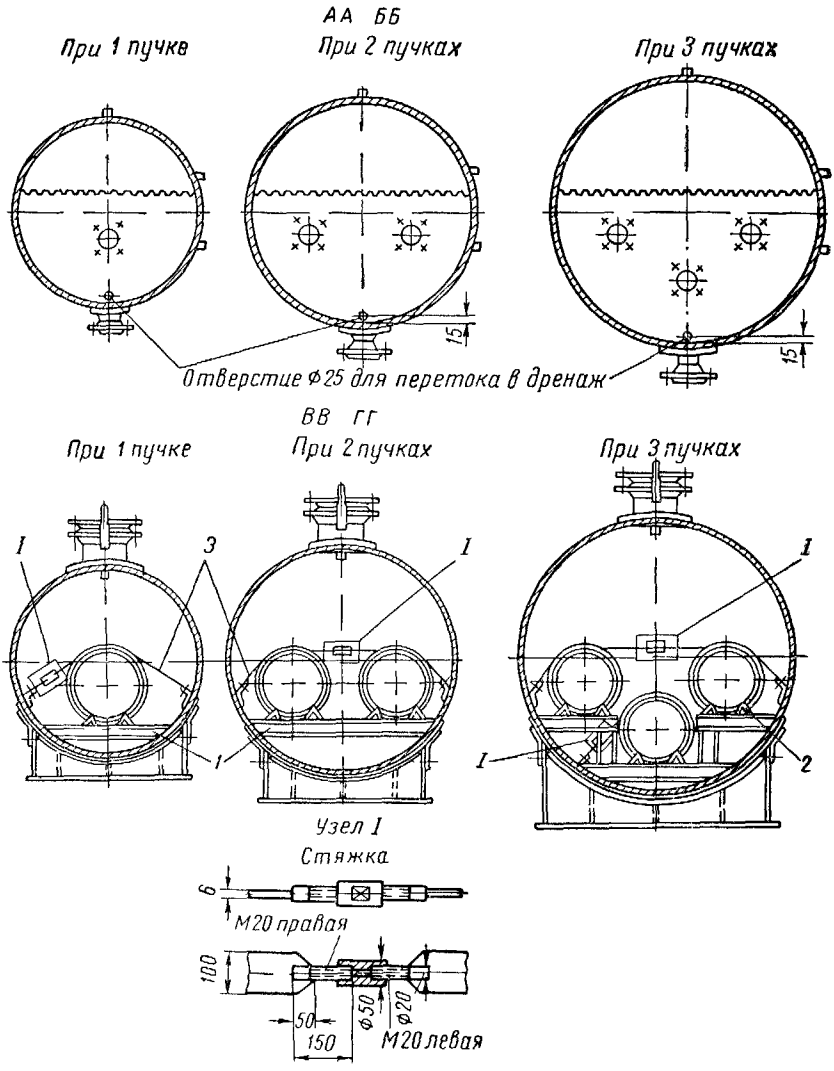


Рис. X. 105.

Для достижения достаточной поверхности зеркала испарения и правильной работы подогревателя следует расстояние h (рис. X. 110) от уровня жидкости до верха корпуса аппарата принимать равным не менее $0{,}35\ D_в$.

Используя для подогревателей нормальные трубные пучки теплообменников с плавающей головкой или с U-образными трубками (когда теплоносителем должен служить конденсирующийся водяной пар), количество труб распределяют по ходам неравномерно так, что в последующих ходах многоходовых трубных пучков число труб принимают меньшим, чем в первом ходу.

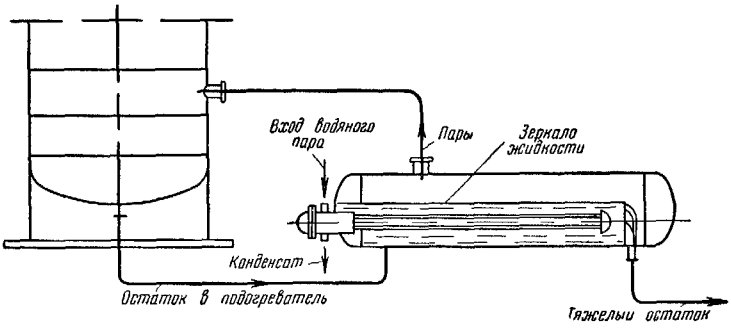


Рис. X. 106.

Верхние трубы пучка внутри корпуса подогревателя всегда должны быть покрыты слоем жидкости высотой не менее 100 *мм*, для чего уровень жидкости в корпусе аппарата поддерживается сливной перегородкой *12* с верхней зубчатой кромкой (см. рис. X. 103), обеспечивающей при такой конструкции равномерный слив жидкости по всему поперечному сечению (см. разрез по ААББ рис. X. 105).

При этом верхний зубчатый край перегородки следует устанавливать строго горизонтально.

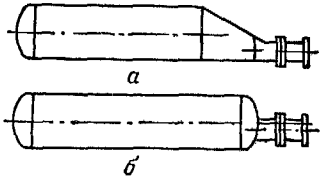


Рис. X. 107.

За перегородкой автоматическое поддержание уровня жидкости в корпусе подогревателя достигается регулятором уровня, без чего может быть нарушена нормальная работа насоса в результате попадания в него из подогревателя паров. Недопустимо чрезмерное поднятие уровня жидкости в подогревателе, так как это также нарушает нормальную работу аппарата.

В заднем днище и в перегородке аппарата обычно предусматривают штуцер *1* (см. рис. X. 103) и лючок *15*, через которые вводится тяговый трос, присоединяемый к подвижной решетке пучка при монтаже последнего.

У штуцера *5*, служащего для подачи нефтепродукта, внутри корпуса аппарата устанавливают отбойник *17*, способствующий более рациональному обтеканию жидкости вокруг пучка. В некоторых случаях для этой же цели ставят дырчатую горизонтальную перегородку,

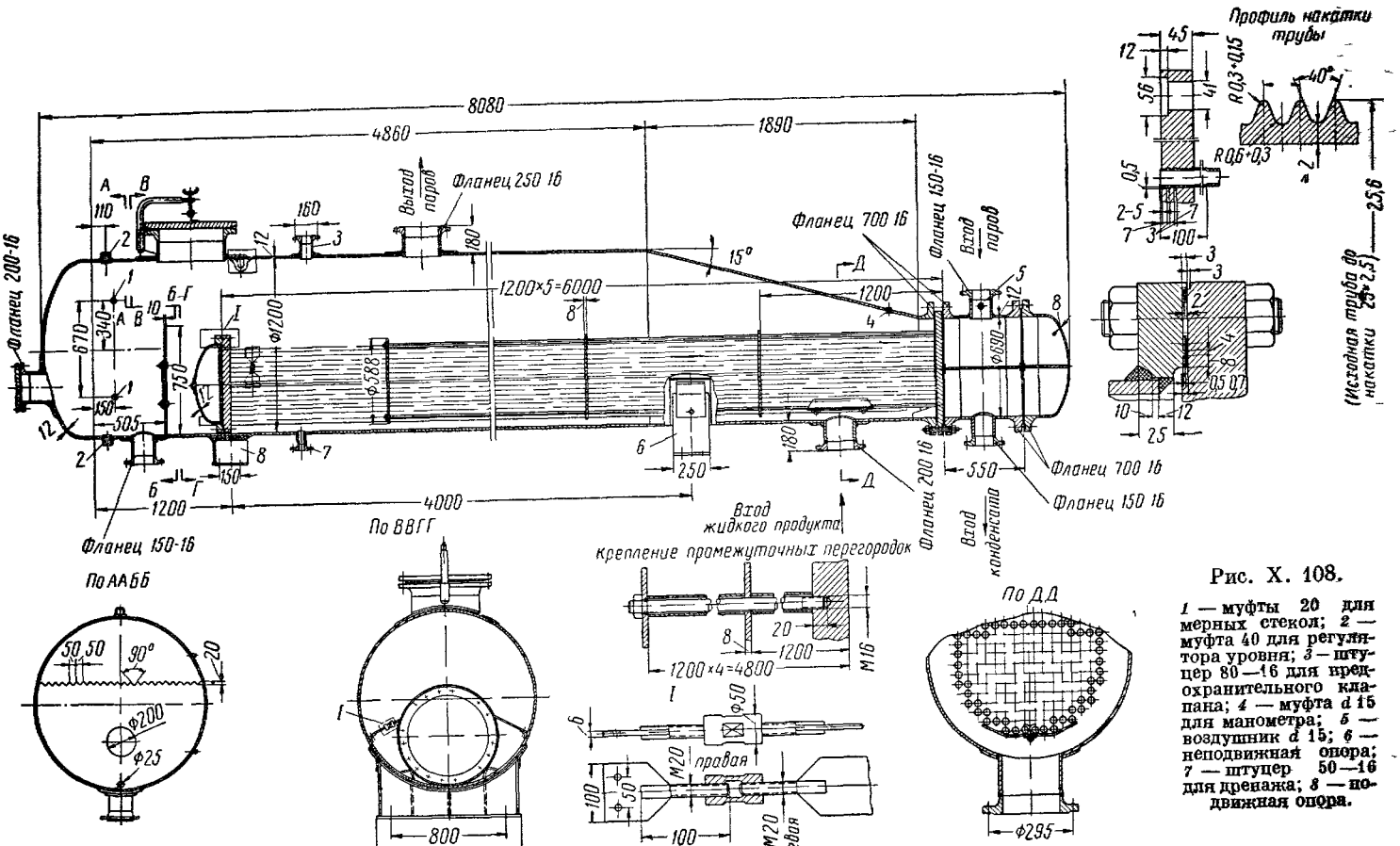


Рис. X. 108.

1 — муфты 20 для мерных стекол; *2* — муфта 40 для регулятора уровня; *3* — штуцер 80—16 для предохранительного клапана; *4* — муфта *d* 15 для манометра; *5* — воздушник *d* 15; *6* — неподвижная опора; *7* — штуцер 50—16 для дренажа; *8* — подвижная опора.

которая вместе с тем защищает близлежащие от штуцера 5 трубы от эрозии.

Чтобы придать трубному пучку жесткость, устраивают поперечные перегородки толщиной ~10 *мм*.

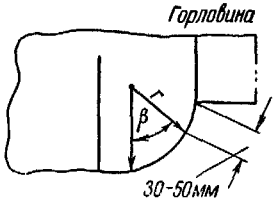


Рис. X. 109.

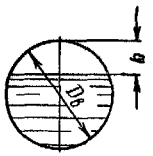


Рис. X. 110.

Перегородки устанавливают друг от друга на равном расстоянии и закрепляют четырьмя тягами 2 (рис. X. 111), ввернутыми в неподвижную решетку и снабженными дистанционными распорными трубками 1.

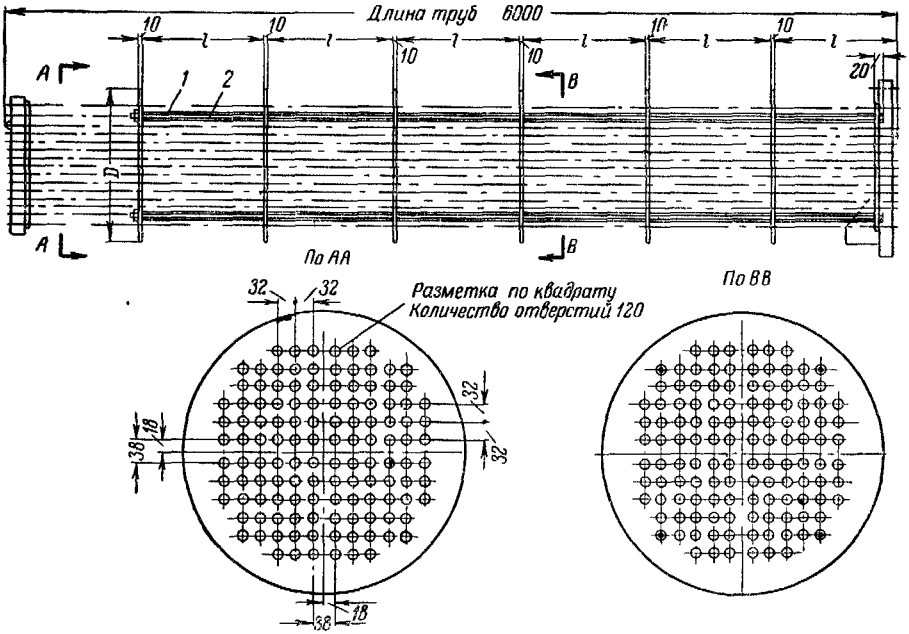


Рис. X. 111. Расположение перегородок жесткости у одного из трубных пучков подогревателей.

Расстояние между перегородками в целях обеспечения необходимой жесткости принимается равным 30—50 $d_н$. Для изображенного на рис. X. 111 пучка выбранное расстояние соответствует отношению $\frac{l}{d_н} = \frac{85}{2{,}5} = 34$.

Подогреватели с паровым пространством по нормали нефтяной промышленности Н442-60

(см. рис X. 103 — тип П)

Шифр подогревателя с плавающей головкой	Давление в корпусе p, *кГ/см²*	Диаметр корпуса (внутренний) D	Толщина стенки корпуса s, *мм*	Трубный пучок: давление p_y, *кГ/см²*	Трубный пучок: количество пучков	Трубный пучок: поверхность нагрева, *м²*: одного пучка	Трубный пучок: поверхность нагрева, *м²*: общая	Число трубок в одном пучке n	Длина корпуса с неподвижной решеткой L_1	Длина распределительной коробки с плоской крышкой K	Общий вес, *кг*
ПП-1400-50 $\frac{16}{16}$	16	1400	12	16	1	50	50	112	7400	600	5500
ПП/Н-1400-85 $\frac{16}{16}$						85	85	112			5650
ПП-1400-50 $\frac{25}{40}$	25		18	40		50	50	112	7425	627	7500
ПП/П-1400-85 $\frac{25}{40}$						85	85	112			7650
ПП-1400-70 $\frac{16}{25}$	16		12	25		70	70	140	7400	614	5950
ПП/Н-1400-120 $\frac{16}{25}$						120	120	140			6150
ПП-1600-100 $\frac{16}{25}$	16	1600	14			100	100	208	7505	622	7500
ПП/Н-1600-170 $\frac{16}{25}$						170	170	208			7800
ПП-2000-140 $\frac{16}{25}$	16	2000	16		2	70	140	140	7720	614	11600
ПП/Н-2000-240 $\frac{16}{25}$						120	240	140			12000
ПП-2400-200 $\frac{8}{25}$	8	2400	12	25	2	100	200	208	7895	622	12850
ПП/Н-2400-340 $\frac{8}{25}$						170	340	208			13450

Продолжение табл. X. 22

Шифр подогревателя с плавающей головкой	Давление в корпусе p, $кГ/см^2$	Диаметр корпуса (внутренний) D	Толщина стенки корпуса s, $мм$	Трубный пучок: давление $p_у$, $кГ/см^2$	Трубный пучок: количество пучков	Трубный пучок: поверхность нагрева, $м^2$: одного пучка	Трубный пучок: поверхность нагрева, $м^2$: общая	Число трубок в одном пучке n	Длина корпуса с неподвижной решеткой L_1	Длина распределительной коробки с плоской крышкой K	Общий вес, $кг$
ПП-2400-260 $\frac{8}{16}$	8	2400	12	16	2	130	260	276	7895	614	14500
ПП/Н-2400-440 $\frac{8}{16}$						220	440	276			15300
ПП-3000-390 $\frac{8}{16}$	8	3000	14	16	3	130	390	276	7895	614	22050
ПП/Н-3000-660 $\frac{8}{16}$						220	660	276			23250

Примеры обозначения:

1. Подогреватель с внутренним диаметром корпуса 1400 *мм* с плавающей головкой (тип П), поверхностью нагрева пучка 50 $м^2$ при условном давлении: в корпусе 25 $кГ/см^2$; в пучке 40 $кГ/см^2$ — ПП-1400-50 $\frac{25}{40}$.

2. То же для подогревателя с накатными трубками, поверхностью нагрева 85 $м^2$ (по наружной поверхности накатных труб), — ПП/Н-1400-85 $\frac{25}{40}$.

При наличии тяг с распорными трубами между промежуточными перегородками число труб уменьшается на 4 против указанного в таблице.

На подогреватели с паровым пространством установлена нормаль нефтяной промышленности Н442-60.

Согласно нормали трубные пучки подогревателей могут быть с плавающей головкой или с U-образными трубами. У тех и у других трубы предусмотрены как с гладкой, так и с накатанной поверхностью (см. рис. X. 54).

Для поддержания трубного пучка в корпусе устанавливаются металлические балочки *1* (см. рис. X. 105), на которые положены прогоны из уголков *2*. При втаскивании пучка и демонтаже его он скользит по этим прогонам. Закрепляют пучок в аппарате при помощи хомута *3*, выполняемого из полосовой стали 100 × 6 *мм* и предохраняющего пучок от смещения с места во время транспортирования аппарата.

В трубных пучках подогревателей с подвижной решеткой трубы размещены по квадрату так же, как у решеток плавающих головок

Таблица X.23

Подогреватели с паровым пространством по нормали нефтяной промышленности Н442-60

(см. рис. X.104 тип U)

№ п/п	Шифр подогревателя с U-образными трубками	Давление в корпусе p, кГ/см²	Диаметр корпуса (внутренний) D	Толщина стенки корпуса s, мм	Трубный пучок: давление p_y, кГ/см²	Трубный пучок: количество пучков	Трубный пучок: поверхность нагрева, см²: одного пучка	Трубный пучок: поверхность нагрева, см²: общая	Число трубок в одном пучке n	Длина корпуса с неподвижной решеткой L_1	Длина распределительной коробки с плоской крышкой K	Общий вес, кг
1	ПУ-1400-80 $\frac{16}{16}$	16	1400	12	16	1	80	80	166	7400	600	5950
2	ПУ/Н-1400-135 $\frac{16}{16}$						135	135	166			6200
3	ПУ-1400-80 $\frac{25}{40}$	25		18	40		80	80	166	7425	627	7950
4	ПУ/Н-1400-135 $\frac{25}{40}$						135	135	166			8440
5	ПУ-1400-100 $\frac{16}{25}$	16		12	25		100	100	200	7400	614	6450
6	ПУ/Н-1400-170 $\frac{16}{25}$						170	170	200			6750
7	ПУ-1600-135 $\frac{16}{25}$	16	1600	14			135	135	282	7505	622	8150
8	ПУ/Н-1600-230 $\frac{16}{25}$						230	230	282			8550
9	ПУ-2000-200 $\frac{16}{25}$	16	2000	16		2	100	200	200	7720	614	12600
10	ПУ/Н-2000-340 $\frac{16}{25}$						170	340	200			13150
11	ПУ-2400-270 $\frac{8}{25}$	8	2400	12			135	270	282	7895	622	14100
12	ПУ/Н-2400-460 $\frac{8}{25}$						230	460	282			14900

Продолжение табл. X. 23

№ п/п	Шифр подогревателя с U-образными трубками	Давление в корпусе p, кГ/см²	Диаметр корпуса (внутренний) D	Толщина стенки корпуса s, мм	Трубный пучок: давление p_y, кГ/см²	Трубный пучок: количество пучков	Трубный пучок: поверхность нагрева, см²: одного пучка	Трубный пучок: поверхность нагрева, см²: общая	Число трубок в одном пучке n	Длина корпуса с неподвижной решеткой L_1	Длина распределительной коробки с плоской крышкой K	Общий вес, кг
13	ПУ-2400-360 8/16	8	2400	12	16	2	180	360	370		614	16050
14	ПУ/Н-2400-610 8/16						305	710	370			17150
15	ПУ-3000-540 8/16	8	3000	14		3	180	540	370	7895	614	24400
16	ПУ/Н 3000-915 8/16						305	915	370			26000

кожухотрубчатых теплообменников (см. рис. X. 50 и X. 51), только диаметр решеток несколько больше. Объясняется это другой конструкцией фланцевых соединений пучков подогревателей.

Данные о подогревателях с плавающей головкой (типа П) приведены в нормали нефтяной промышленности Н442-60 (табл. X. 22 и X. 23).

Прокладка плавающей головки выполнена таким образом, чтобы устранить изгиб решетки при затяжке болтов. Предельные рабочие

Таблица X. 24

Наименование	Наибольшее рабочее давление в кГ/см² при температуре рабочей среды, °С				Пробное давление, кГ/см²
	до 200	250	300	350	
Для корпусов	8	8	6	—	11
	16	16	14	—	20
	25	23*	20*	—	32
Для трубных пучков	16	15	13	12	20
	25	23*	20*	18	32
	40	37	33	30	50

* При установке люков и штуцеров на p_y=40 кГ/см² разрешается увеличивать рабочее давление при температуре 250° С до 25 кГ/см², при 300° С до 22 кГ/см².

давления для корпусов и трубных пучков в зависимости от температуры приведены в табл. X. 24.

Условные давления для штуцеров и люков корпусов и распределительных коробок аппаратов приведены в табл. X. 25.

Таблица X. 25

Наименование узла	Порядковый номер подогревателя по табл. X. 23	Условное давление, для штуцеров и люков, *кГ/см²*
Штуцера корпуса	1; 2; 5; 6	16
	3 и 4	40
Штуцера распределительной коробки для пара и жидкости	1; 2; 5—16	16
	3—12	40
Люки и штуцер предохранительного клапана	1; 2; 5—16	16
	3 и 4	25

На штуцерах $p_y = 40$ *кГ/см²* фланцы устанавливают со впадиной.

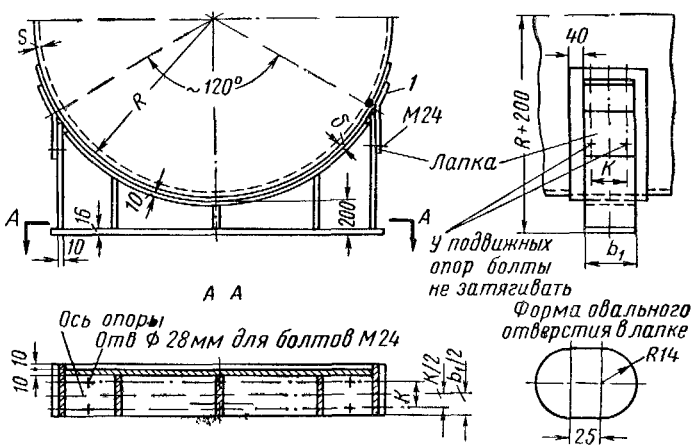


Рис. X. 112.

Устанавливают подогреватели на две опоры. Для того, чтобы подогреватель в нагретом состоянии мог одним своим концом свободно перемещаться, отверстия в лапках для крепления его болтами к одной, так называемой подвижной опоре выполняются оваль-

ными. Так как к другой опоре подогреватель крепят неподвижно, то для лапок *1* (см. рис. X. 112) в этом случае отверстия выполняют круглыми.

Подогреватели с паровым пространством изготовляют с корпусом из низколегированной стали повышенной прочности 16ГС (3Н) и с трубными пучками либо из углеродистой стали 10 или 20 по ГОСТ 1050-60, либо из стали Х5М по ГОСТ 550-58 или из стали Х8 по ЧМТУ 5464-56. Для неподвижных и подвижных трубных решеток пучков предусмотрена сталь Ст. 5, сталь 40 или 16ГС.

Опоры и внутренние устройства (сливные перегородки, поперечные перегородки, направляющие уголки, опорные швеллера, опорные ребра пучков) могут быть изготовлены из кипящей стали Ст.3, отбойники — из стали 08Х13, стяжные муфты — из стали 3Х13, а стяжки — из стали 1Х13 по ГОСТ 5632-61.

ПОГРУЖЕННЫЕ КОНДЕНСАТОРЫ-ХОЛОДИЛЬНИКИ

Нефтепродукты перед поступлением в товарные емкости подвергаются конденсации или охлаждению. Если технико-экономический анализ не показывает преимуществ утилизации тепла этих продуктов при конденсации или охлаждении, например в теплообменниках труба в трубе или других, то для этой цели хорошо используют так называемые погруженные конденсаторы-холодильники. Последние состоят из прямоугольного стального резервуара и трубчатой поверхности охлаждения в виде змеевиков той или иной конструкции, помещенной внутрь резервуара (см. рис. X. 113). В качестве охлаждающего агента предусмотрена проточная вода, заполняющая резервуар.

Несмотря на простоту конструкции, большую надежность эксплуатации с возможностью использования там, где это необходимо, морской воды, и сравнительно продолжительный срок службы благодаря возможности применения относительно толстостенных труб из чугунов дешевых марок, погруженные конденсаторы-холодильники обладают рядом существенных недостатков. Они громоздки, на их изготовление требуется много металла; использование такого типа аппаратов связано с невозможностью рекуперации теплоты конденсации и охлаждения; охлаждающая вода загрязняется нефтепродуктами, а вместе с этим и речные и прочие водоемы, куда сточные воды попадают через канализацию; и, наконец, их наружные поверхности покрываются слоем различных отложений, сильно снижающих коэффициент теплопередачи и требующих тщательной постоянной чистки.

КОНДЕНСАТОРЫ-ХОЛОДИЛЬНИКИ ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ

Недостатки погруженных конденсаторов-холодильников в определенной степени распространяются и на другие конструкции аппаратов с водяным охлаждением. При этом также надо иметь в виду,

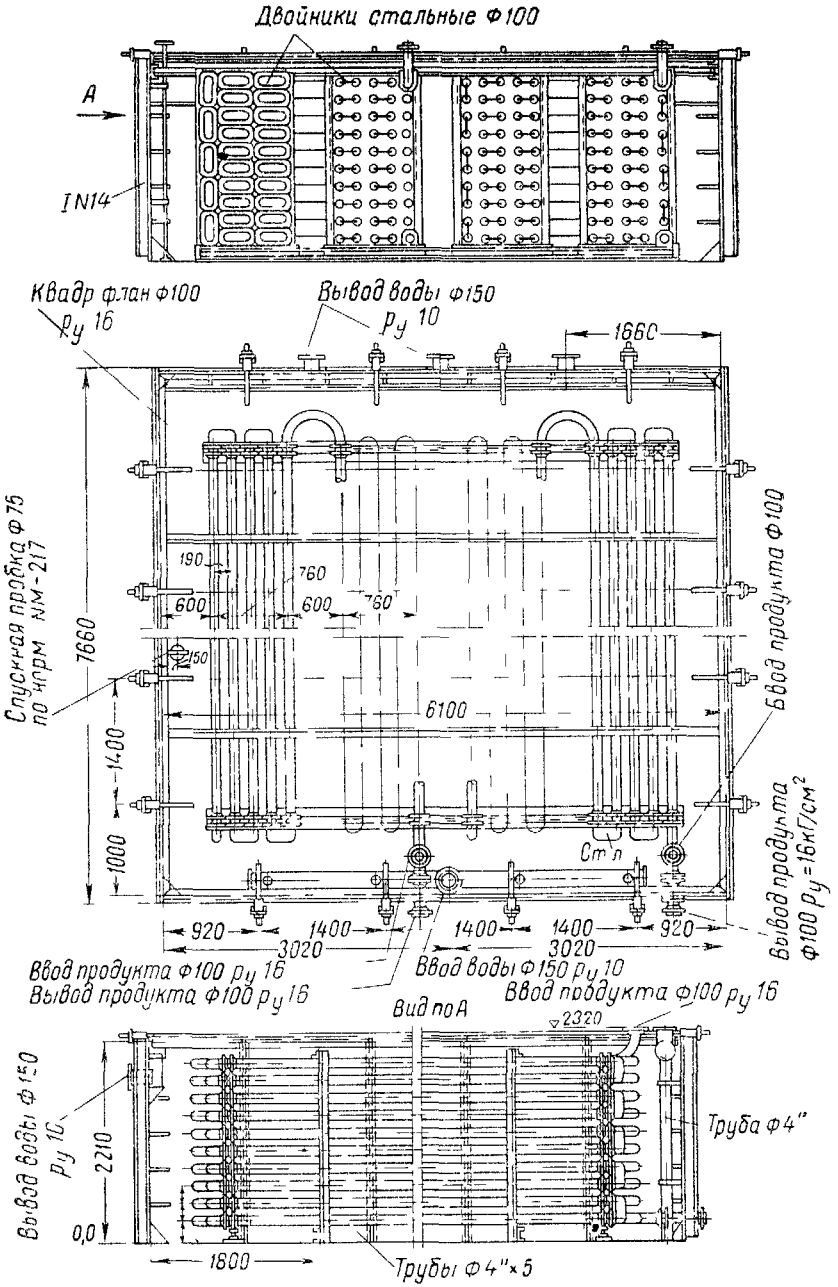

Двойники стальные Ф100
A
I N14
Квадр флан Ф100 Ру 16
Вывод воды Ф150 Ру 10
1660
Спускная пробка Ф75 по норм НМ-217
7660
190
760
600
600
760
150
6100
1400
1000
Ввод продукта Ф100
Вывод продукта Ф100 Ру=16кГ/см²
Ст'л
920
1400
1400
1400
920
3020
3020
Ввод продукта Ф100 Ру 16
Вывод продукта Ф100 Ру 16
Ввод воды Ф150 Ру 10
Ввод продукта Ф100 Ру 16
Вид по А
2320
Вывод воды Ф150 Ру 16
2210
0,0
1800
Труба Ф4"
Трубы Ф4"×5

Рис. X. 1 13.

что при водяном охлаждении требуется сооружение градирен, водяных насосных и очистных установок. В последнее время создали принципиально новую конструкцию аппарата, где в качестве охлаждающего агента используется принудительно подаваемый поток воздуха.

Общий вид одного из конденсаторов воздушного охлаждения типа КВО-1300Г конструкции Гипронефтемаша представлен на рис. X. 114. В верхней части аппарата расположены три горизонтальные трубчатые секции *4* (рис. X. 114, *А* и *Г*), обдуваемые потоком воздуха, нагнетаемого осевым вентилятором *11*, *12*, *13* и *14*, установленным на самостоятельном фундаменте.

Каждая секция *4* состоит в данном случае из шести рядов оребренных труб (рис. X. 114, *Г*). Трубное пространство здесь выполнено двухходовым. Для свободного теплового удлинения труб секции крепятся к опорам только с одного конца. С боков секции ограждены дефлекторами *5*, которые препятствуют утечке воздуха, подаваемого вентилятором, и полностью обеспечивают прохождение воздуха с большой скоростью через ребристые пучки.

Секции монтируют на металлоконструкции *3*, устанавливаемой на бетонные опоры. Монтаж секций можно вести и на железобетонных конструкциях. Для обслуживания секций, трубопроводов и арматуры предусмотрены площадки и лестница.

Запорная арматура установлена так, что можно отключать и присоединять каждую секцию самостоятельно.

Воздух, засасываемый вентилятором через коллектор *10* (рис. X. 114, *А*), поступает через диффузор *8* на ребристую поверхность труб, конденсируя и охлаждая продукт, протекающий через них.

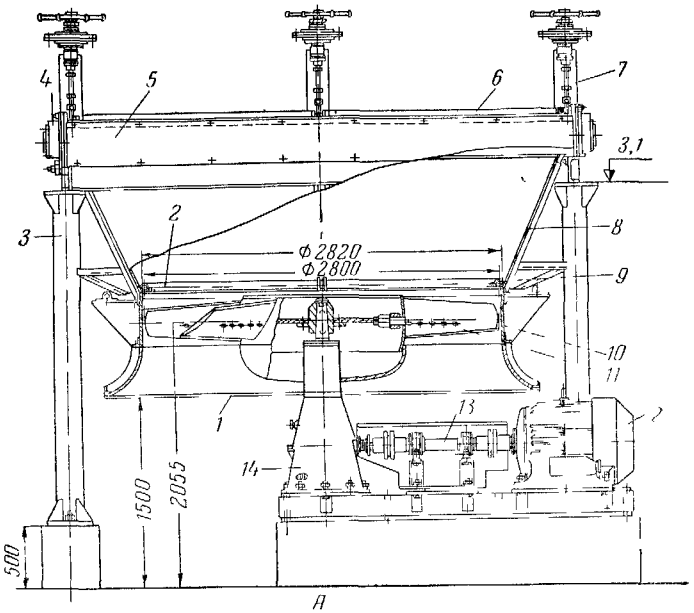
Колесо вентилятора *11* диаметром 2800 *мм* — восьмилопастное, выполнено из алюминия. Угол установки лопастей может быть изменен, что обеспечивает необходимую переменную характеристику вентилятора. Электродвигатель применен двухскоростной типа АО-94-12/6, рассчитанный на напряжение 380 *в*, мощностью 25 *кв* при 485 *об/мин* и мощностью 40 *кв* при 975 *об/мин*.

Таким образом достигается экономная работа агрегата при изменении температуры окружающего воздуха в течение года. Характеристика работы вентилятора показана в табл. X. 26. При особо низкой температуре воздуха во избежание нежелательного чрезмерного понижения температуры конденсата предусматривается возможность реверсирования электродвигателя. При этом прокачивают воздух в обратном направлении. Нагретый при прохождении верхних рядов труб секций воздух препятствует переохлаждению конденсата в нижних рядах труб конденсатора.

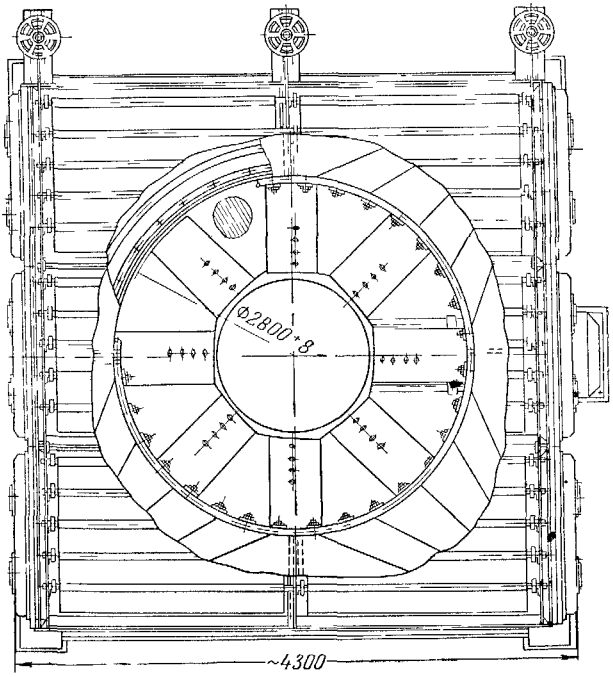
Постоянную температуру на выходе конденсата можно поддерживать автоматически.

Управление приводом вентилятора — дистанционное.

Вращение колесу от электродвигателя *12* через промежуточный вал *13* передается при помощи вертикального вала углового редуктора *14*, являющегося одновременно и опорой колеса.


4
5
6
7
3,1
2
3
8
Ф2820
Ф2800
9
10
11
1
13
14
1500
2055
500

А


Ф2800+8
~4300

Б

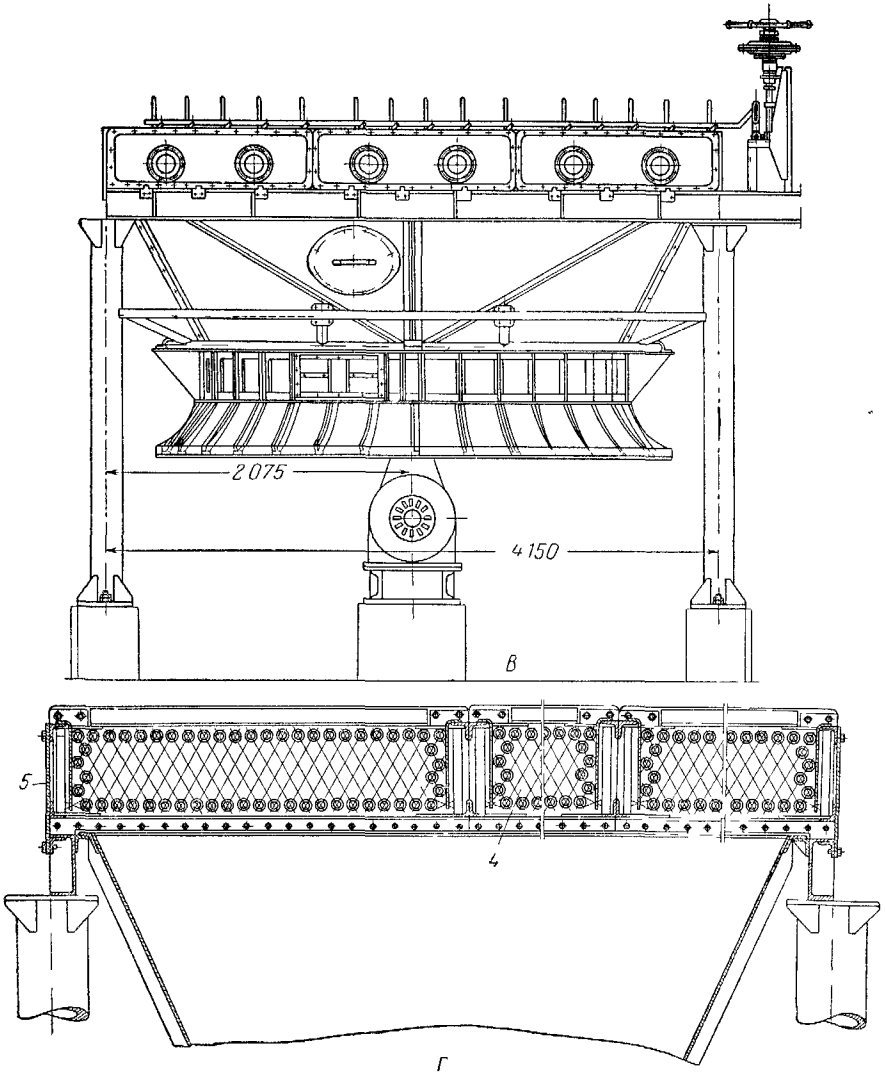


Рис. X. 114. Конденсатор воздушного охлаждения КВО-1300Г.

Таблица X. 26

Наименование	При температуре входящего воздуха, °С						
	+25	+20	+10	0	−10	−20	−25
Подача воздуха вентилятором, тыс. *м³/ч*	200	200	200	200	100	75	150
Скорость вращения вала электродвигателя, *об/мин* . . .	975	975	975	975	485	485	975
Угол установки лопаток вентилятора, *град*	20	20	20	20	20	10	10
Мощность, потребляемая электродвигателем, *квт*	35	35	35	35	8	2	12

Примечание. При низких температурах входящего воздуха возможно отключение или реверсирование электродвигателя. Конденсация и охлаждение продукта, протекающего в трубах, происходит в результате естественной конвекции.

Конструкция редуктора показана на рис. X. 115. Редуктор имеет зубчатые шестерни *2*, при помощи которых число оборотов снижается в 2,27 раза.

Вертикальный вал внизу имеет упорный конический роликоподшипник *1*, а в верхней части радиальный шарикоподшипник *3*. На конической части вала *4* монтируется лопастное колесо вентилятора; корпус редуктора *5* — чугунный.

В конденсаторе в нижней части диффузора предусмотрено 32 водяных распылителя, расположенных на подводящей кольцевой трубе *2* (рис. X. 114 *А*) и автоматически включающихся при повышенной температуре воздуха в летнее время для снижения температуры подаваемого воздуха примерно на 2—10° С.

Конструкция распыливающей форсунки, состоящей из штуцера *2* и завихрителя *1*, представлена на рис. X. 116, *а*.

Из четырех частей *3*, соединяемых между собой при помощи резиновых патрубков *4* и зажимов *5*, собирают увлажнитель воздуха (рис. X. 116, *б*), как показано на рис. X. 116, *в*.

Для отдельных секций и комплектуемых из них охлаждающих поверхностей конденсаторов воздушного охлаждения в целом принят ряд поверхностей теплообмена с учетом оребрения, приведенный в табл. X. 27.

Как видно из табл. X. 27, каждый аппарат можно комплектовать из 1, 2 и 3 секций. Общее число ходов, т. е. изменений направления движения потоков внутри труб секций, может быть равно 1, 2, 3, 4, 6 и 8.

Аппаратам, изготовленным из биметаллических труб, присвоены шифры с буквой Б, а из монометаллических труб — с буквой М.

В сводном виде шифры, присвоенные типам аппаратов в зависимости от материалов, из которых изготовляются основные элементы их секций, даны в табл. X. 28.

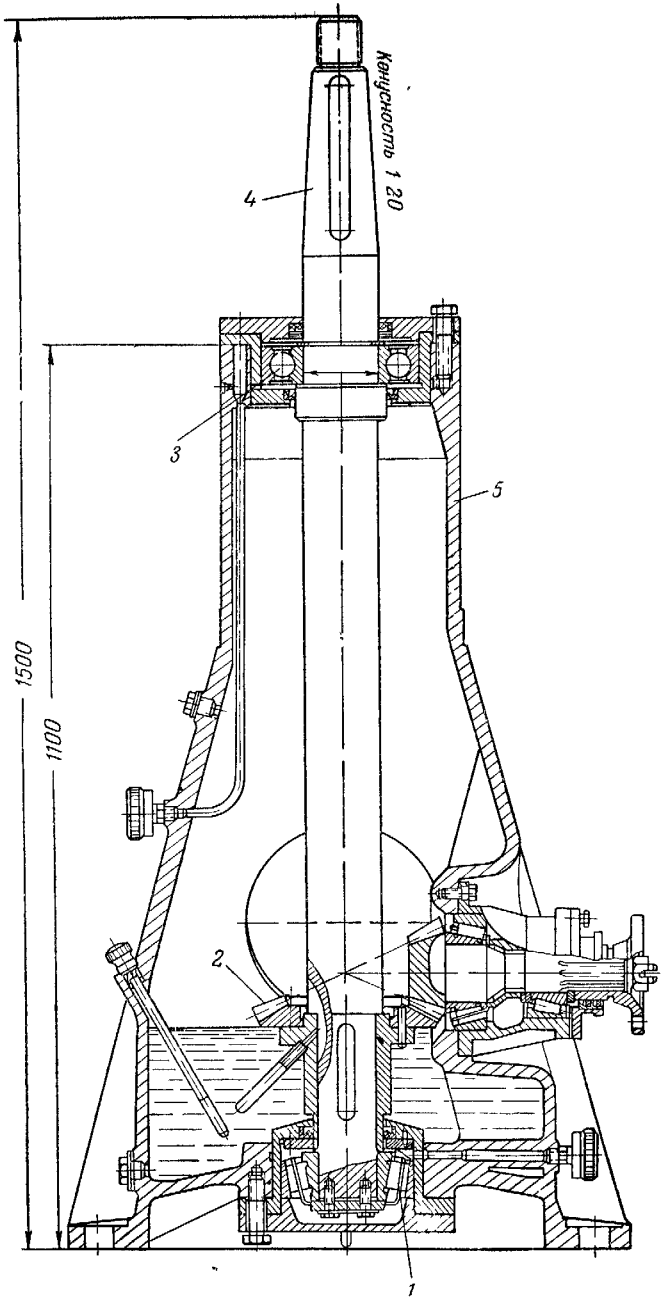


Рис. X. 115. Редуктор.

Таблица X. 27

Ряд поверхностей с учетом оребрения, принятый для отдельных секций и комплектуемых из них конденсаторов воздушного охлаждения в целом

Номинальная поверхность одной секции (оребренной), $м^2$	Краткая характеристика секций		Число секций при номинальных (расчетных) поверхностях конденсации или охлаждения аппаратов в $м^2$							
	длина труб, м	число рядов труб в секции	300	425	600	850	1250	1800	2500	3550
300	4	4	1	—	2	3	—	—	—	—
450		6	—	1	—	2	3	—	—	—
600		8	—	—	1	—	2	3	—	—
600	8	4	—	—	1	—	2	3	—	—
850		6	—	—	—	1	—	2	3	—
1250		8	—	—	—	—	1	—	2	3

Аппараты разделены на категории в зависимости от их применения, с учетом свойств конденсируемой или охлаждаемой среды. Указания об этом делении аппаратов приведены в табл. X. 29.

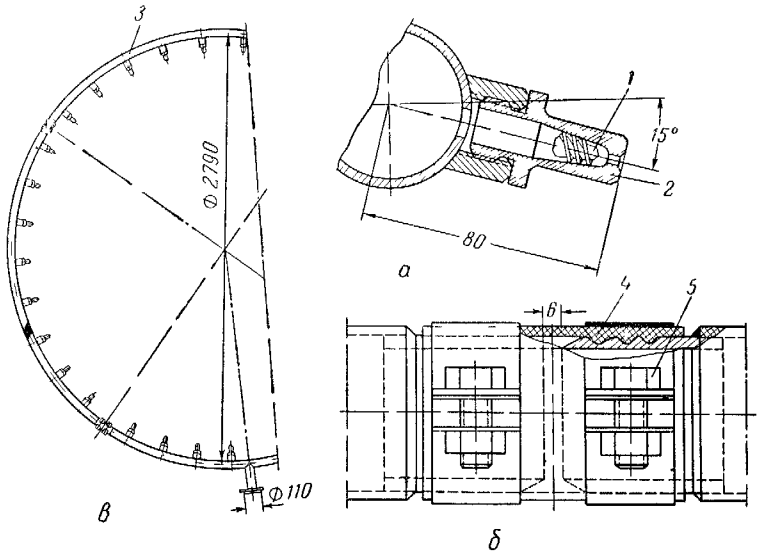


Рис. X. 116.

В основу деления аппаратов на категории (табл. X. 29) положены данные о допускаемых напряжениях, принятых при расчете на прочность сосудов и аппаратов в нефтеперерабатывающей, нефтехимической, газовой и химической отраслях промышленности.

Таблица X. 28

Конструктивные материалы для основных элементов секций аппаратов

Шифр типа аппарата в зависимости от конструкционных материалов	Материал			
	труб внутренних	решеток трубных (рис X 119, деталь 3)	крышек (рис X 119, деталь 4)	прокладок асбометаллических (с металлической оболочкой)
$Б_1$	Сталь 10; 20	Сталь 16ГС *	Чугун Сч (18 ÷ 36) для p_y (6 ÷ 10); сталь 20Л (сталь ВСт. 3) для p_y (6 ÷ 64)	Асбест + алюминий
$Б_2$	Сталь Х8, Х5	Сталь Х5МУ	Чугун Сч (18 ÷ 36) для p_y (6 ÷ 10); сталь Х5ТЛ (Х5МЛ) для p_y (6 ÷ 64)	Асбест + 0Х13
$Б_3$	Сталь Х18Н9Т	Сталь Х18П9Т	Чугун Сч (18 ÷ 36) для p_y (6 ÷ 10); сталь Х18Н9ТЛ для p_y (6 ÷ 64)	Асбест + сталь 0Х18N0Т
$Б_4$	Сталь Х17Н13М2Т	Сталь Х18Н9Т	То же	Асбест + сталь Х17Н13М2Т
$Б_5$	Латунь Л0-70-1	Биметалл: сталь 16ГС *, плакированная латунью Л062-1	Чугун ** Сч (18 ÷ 36) для p_y (6 ÷ 10); сталь 20Л ** (ВСт. 3) для p_y (6 ÷ 64)	Асбест + латунь
МІА	Монометаллический алюминиево-магниевый сплав АМг	Сплавы АМг5В; АМг6	Чугун Сч (18 ÷ 36) для p_y (6 ÷ 10); сталь 20Л (ВСт. 3) для p_y (6 ÷ 25)	Асбест + алюминий
		Сталь 16ГС *	Чугун Сч (18 ÷ 36) для p_y (6 ÷ 10); сталь 20Л (ВСт. 3) для p_y (6 ÷ 64)	

* Поверхность решеток со стороны воздуха покрывают латунью
** Внутреннюю поверхность крышек покрывают латунью Внутренние поверхности всех крышек покрывают бакелитом.

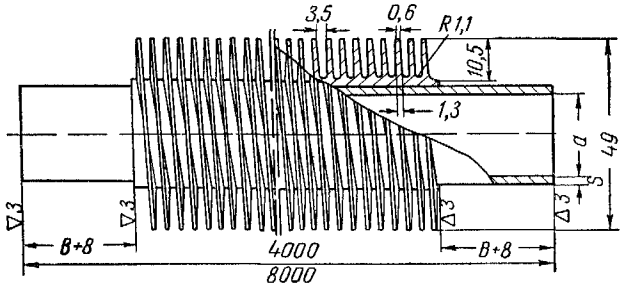
Таблица X. 29

Категории конденсаторов воздушного охлаждения в зависимости от области их применения по продуктам или отраслям промышленности

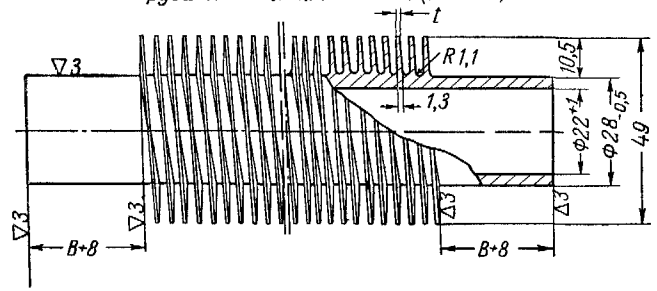
Категория аппарата	Область применения аппаратов
А	Для охлаждения гудронов, полугудронов, масел и других продуктов с аналогичными физико-химическими свойствами, а также других сред (кроме нефтепродуктов) в условиях нефтеперерабатывающей, нефтехимической и газовой промышленности

Категория аппарата	Область применения аппаратов
Б	Для охлаждения нефтепродуктов, кроме аппаратов категории А, в условиях нефтеперерабатывающей, нефтехимической и газовой промышленности
I	Для охлаждения взрыво- и пожароопасных продуктов и продуктов высокой токсичности в условиях химической промышленности
II	Для охлаждения прочих сред, кроме аппаратов категории I, в условиях химической промышленности

Труба биметаллическая (типы Б1, Б2, Б3, Б4, Б5)



Труба монометаллическая (тип М1)



B-толщина трубной решетки

Рис. X. 117.

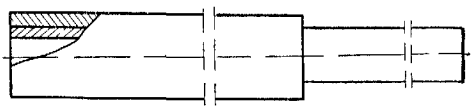


Рис. X. 118.

Пределы применения при различных температурах конденсаторов воздушного охлаждения в зависимости от их категории приведены в табл. X. 30.

Пределы применения при разных температурах различных категорий аппаратов

а) Для конденсаторов воздушного охлаждения со стальными трубными решетками. Аппараты с чугунными крышками можно применять при температуре до 250° С, с алюминиевыми трубами — до 200° С.

Давление условное p_y, кГ/см²	Категория аппарата	Давления рабочие (наибольшие) в кГ/см² при температурах среды, °С					
		до 100	200	250	300	350	400
6	А и I	6	5,5	5,5	5	4,5	4
	Б	5,5	5,5	5,5	5	4,5	4
	II	6	6	5,5	5	4,5	4
10	А и I	10	9,5	9	8	7,5	6,5
	Б	9	9	9	8	7,5	6,5
	II	10	10	9,5	8	7,5	6,5
16	А и I	16	15	14	13	12	10
	Б	14	14	14	13	12	10
	II	16	16	15	13	12	10
25	А и I	25	23	22	20	18	15
	Б	22	22	22	20	18	15
	II	25	25	24	20	18	15
40	А и I	40	37	36	32	28	24
	Б	35	35	35	32	28	24
	II	40	40	37	33	30	26
64	А и I	64	59	57	51	45	32
	Б	55	55	55	51	45	39
	II	64	64	59	52	47	41

б) Для конденсаторов воздушного охлаждения с трубными решетками из алюминиево-магниевых сплавов АМг5В и АМг6.

Давление условное p_y, кГ/см²	Категория аппарата	Давления рабочие (наибольшие) в кГ/см² при температурах среды, °С					
		до 75	100	125	150	175	200
6	А, I, II	6	5,8	5,5	5	4	3,2
	Б	5,5	5,5	5,5	5	4	3,2
10	А, I, II	10	9,5	9	8	6,5	5,3
	Б	9	9	9	8	6,5	5,3
16	А, I, II	16	15	14	13	10,5	8,5
	Б	14	14	14	13	10,5	8,5
25	А, I, II	25	24	22	20	16	13
	Б	22	22	22	20	16	13

Сведения о трубах секций аппаратов в зависимости от их материала, согласно табл. X. 28 помещены в табл. X. 31.

Таблица X. 31

Сведения о трубах для секций конденсаторов воздушного охлаждения (рис. X. 118)

Тип труб в зависимости от их материала	Заготовка для наружной трубы			Заготовка для внутренней трубы		
	наружный диаметр, *мм*	толщина, *мм*	ГОСТ	наружный диаметр, *мм*	толщина, *мм*	ГОСТ
$Б_1$	38	6	1947-56	25	2	8734-58
$Б_2$	38	6	1947-56	25	2	ЧМТУ 5464-56; ГОСТ 550-58
$Б_3$	38	6	1947-56	25	2	9941-62
$Б_4$	38	6	1947-56	25	2	9941-62
$Б_5$	38	6	1947-56	25	2	494-52
$М_1$	38	8	1947-56	—	—	—

Для большей эффективности и компактности аппарата теплопередающая поверхность его сильно развита, так как трубы пучков *4* рис. X. 114, *Г* выполнены оребренными. Оребрение выполняют из алюминиевых труб АД1М при применении биметаллических труб или труб из алюминиево-магниевого сплава АМг при применении монометаллических труб. АД1М и АМг обладают высокой коррозионной стойкостью в среде промышленной атмосферы нефтеперерабатывающих и химических производств, содержащей примеси углекислого и сернистого газов, сероводорода, влаги и углеводородов.

Конструкция биметаллических и монометаллических оребренных труб показана на рис. X. 117. Поверхность 1 *м* трубы, считая по оребрению, равна 0,79 $м^2$, что в 12 раз больше соответствующей внутренней поверхности гладкой трубы, т. е. коэффициент оребрения по отношению к внутренней поверхности гладкой трубы равен 12.

Перед сборкой биметаллических труб наружную поверхность трубы-сердечника и внутренней алюминиевой трубы тщательно зачищают от жира и грязи и ставят их в положение, показанное на рис. X. 118.

Далее на специальном станке при помощи обжимных роликов накатывают поперечные винтовые ребра на наружной поверхности алюминиевой трубы с профилем ребер, изображенных на рис. X. 117. Во время накатки ребер алюминиевая труба плотно обжимает внутреннюю трубу-сердечник и в то же время, вытягиваясь, удлиняется при одновременном увеличении диаметра гребней ребер до 49 *мм*. После отрезки переднего конца алюминиевой трубы изготовленная биметаллическая труба имеет вид, изображенный на рис. X. 117.

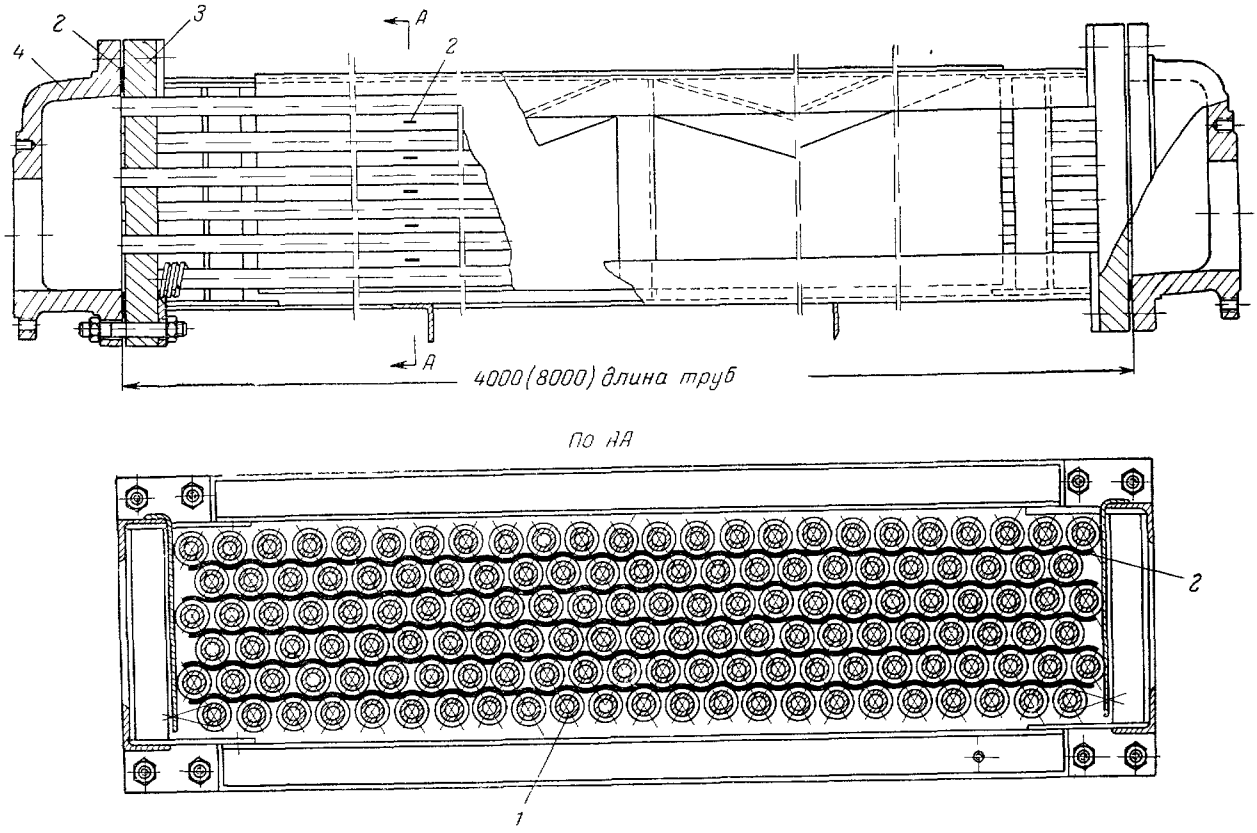


Рис. X. 119

При накатке достигается плотное напряженное соприкосновение внутренней и наружной труб.

Поверхность стальных (Ст. 3) решеток, обращенную к крышкам секций, а также внутреннюю поверхность крышек в случаях, когда внутренний слой биметаллических труб выполнен из латуни, следует покрывать слоем латуни (см. рис. X. 120, *в*).

Конструкция трубчатой оребренной шестирядной секции, данные о поверхностях которых приведены в табл. X. 27, показана на рис. X. 119. Оребренные трубы *1* расположены в шахматном порядке

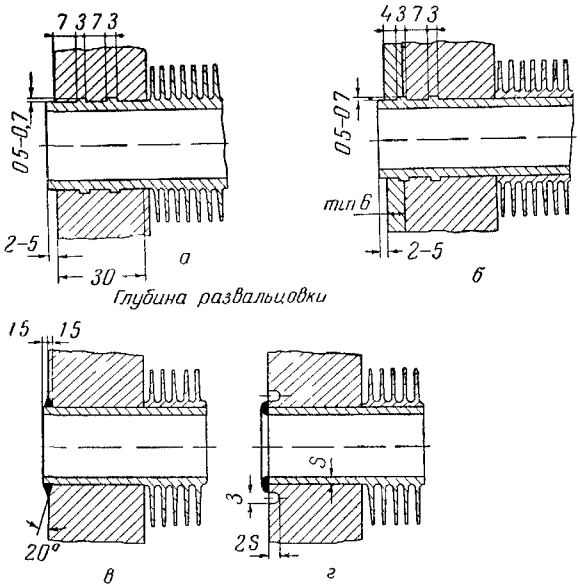


Рис X 120

по вершинам равносторонних треугольников Расстояние между трубами по вертикали фиксируется металлическими полосами *2*. Примеры закрепления труб в трубных решетках даны на рис. X. 120. При этом на рис. X. 120, *а* и *б* показано закрепление труб развальцовкой, а на рис. X. 120, *в* и *г* — сваркой На рис. X. 120, *а* показано соединение монометаллической, например алюминиевой, трубы с монометаллическои решеткой из алюминиево-магниевого сплава. На рис. X. 120, *б* показан пример соединения биметаллической решетки (например сталь + латунь) с биметаллической трубой (латунь + алюминий). На рис. X. 120, *в* и *г* показано соединение биметаллических труб с решетками. Секции можно изготовлять из труб длиной 4 или 8 *м*. Данные о материале труб *1* (рис. X. 119) крышек *4*, прокладок *2* и трубных решеток *3* приведены в табл X 28.

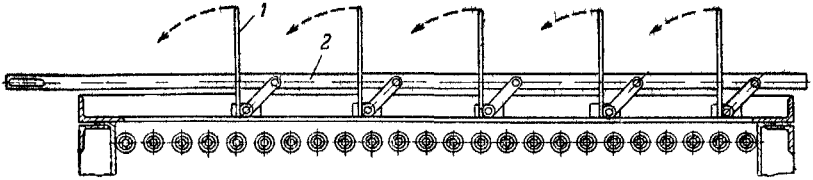


Рис. X. 121.

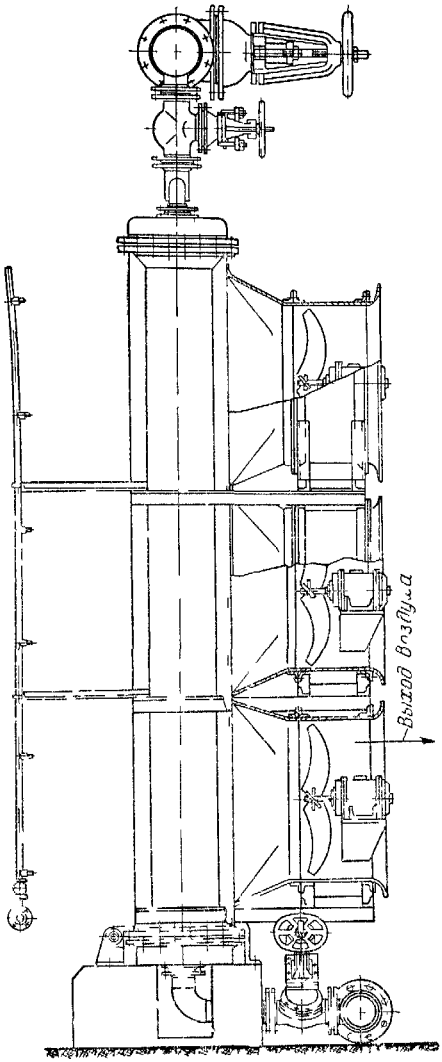


Рис. X. 122.

В верхней части трубчатых секций могут быть установлены жалюзи *1* (рис. X. 121), которые при помощи приводного механизма *2* и *7* (см. рис. X. 114, *А*), можно прикрывать, регулируя тем самым интенсивность воздушного потока и, следовательно, процесс охлаждения или конденсации.

В нижней части коллектора поставлена предохранительная сетка *1* (см. рис. X. 114, *А*) плетеная, одинарная с квадратными ячейками 20 *мм* по ГОСТ 2715-44.

Кроме конденсаторов с горизонтально расположенными секциями, применяют также и аппараты с вертикально (рис. X. 122), наклонно и зигзагообразно расположенными секциями, что позволяет получать аппараты с более компактным использованием площади.

ПРИМЕРЫ ПЕРЕВОДНЫХ МНОЖИТЕЛЕЙ ДЛЯ ЕДИНИЦ ИЗМЕРЕНИЯ В МЕЖДУНАРОДНУЮ СИСТЕМУ ЕДИНИЦ (СИ)

Метрические (внесистемные) и английские единицы	Перевод в единицы СИ или кратные и дольные их значения
Единицы длины	
Километр	10^3 *м*
Дециметр	10^{-1} *м*
Сантиметр	10^{-2} *м*
Миллиметр	10^{-3} *м*
Микрон	10^{-6} *м*
Дюйм (inch; in)	$25{,}4 \cdot 10^{-3}$ *м* = 25,4 *мм*
Фут (foot; ft)	0,3048 *м* = 30,48 *см*
Миля (mile statutory; mi)	1609,344 *м* ≈ 1,609 *км*
Миля морская (mile nautical; n. mile)	1852 *м* = 1,852 *км*
Единицы площади	
Квадратный миллиметр ($мм^2$)	$1 \cdot 10^{-6}$ $м^2$
Квадратный сантиметр ($см^2$)	$1 \cdot 10^{-4}$ $м^2$
Квадратный дециметр ($дм^2$)	$1 \cdot 10^{-2}$ $м^2$
Ар (*а*)	100 $м^2$
Гектар (*га*)	$1 \cdot 10^4$ $м^2$
Квадратный дюйм (square inch; in^2)	$6{,}4516 \cdot 10^{-4}$ $м^2 = 6{,}4516$ $см^2$
Квадратный фут (square foot; ft^2)	0,092903 $м^2$
Квадратная миля (square mile; mi^2)	$2{,}58999 \cdot 10^6$ $м^2$
Единицы объема	
Кубический миллиметр ($мм^3$)	$1 \cdot 10^{-9}$ $м^3$
Кубический сантиметр ($см^3$)	$1 \cdot 10^{-6}$ $м^3$
Кубический дециметр ($дм^3$)	$1 \cdot 10^{-3}$ $м^3$
Микролитр (*мкл*)	$1{,}000028 \cdot 10^{-9}$ $м^3$
Литр (*л*)	$1{,}000028 \cdot 10^{-3}$ $м^3 = 1{,}000028$ $дм^3$
Килолитр (*кл*)	1,000028 $м^3$
Галлон: американский [gal (us)]	$3{,}78543 \cdot 10^{-3}$ $м^3$
английский [gal (uk)]	$4{,}54609 \cdot 10^{-3}$ $м^3$
Бушель: американский [bu (us)]	$35{,}2393 \cdot 10^{-3}$ $м^3$
английский [bu (uk)]	$36{,}3687 \cdot 10^{-3}$ $м^3$
Баррель нефтяной	$158{,}988 \cdot 10^{-3}$ $м^3$
Единицы массы	
Тонна (*т*)	10^3 *кг*
Центнер (*ц*)	100 *кг*

Метрические (внесистемные) и английские единицы	Перевод в единицы СИ или кратные и дольные их значения
Единицы плотности	
1 *т/м*³ 1 *кг/дм*³ 1 *г/см*³	1000 *кг/м*³
Единицы удельного объема	
1 *м*³/*т* 1 *дм*³/*кг* 1 *см*³/*г*	10^{-3} *м*³/*кг*
Единицы силы (в часгности, веса, т. е. силы тяжести)	
1 *кГ* (*кгс*)	9,8065 *н* (ньютон)
1 *Т* (*тс*)	9806,65 *н*
1 lb (фунт-сила)	4,44822 *н*
Дина (*дин*)	10^{-5} *н*
Единицы давления (механического напряжения)	
1 *бар*	10^5 *н/м*²
1 *ат* (атмосфера техническая)	98066,5 *н/м*² = 98,0665 *кн/м*² (килоньютон) ≈ 0,1 *Мн/м*² (меганьютон)
1 *кГ/см*² (*кг/см*²)	≈1 *бар*
1 *атм* (атмосфера физическая)	101325 *н/м*² = 1,01325 *бар*
1 *кГ/м*² = 1 *мм вод. ст.*	9,80665 *н/м*²
1 *кГ/мм*²	9,80665 · 10^6 *н/м*² = = 98,0665 *Мн/м*² (мегапьютон)
1 *мм рт. ст.*	133,322 *н/м*²
Пьеза (pz)	10^3 *н/м*²
1 lbf/in²	6894,76 *н/м*²
Единицы удельной силы тяжести (удельного веса)	
1 *кГ/м*³ (*кгс/м*³)	9,80665 *н/м*³
1 *Г/см*³ (*гс/см*³)	9,80665 · 10^3 *н/м*³ = = 9,80665 *кн/м*³ (килоньютон)
1 *кГ/дм*³ (*кгс/дм*³)	
1 *Т/м*³ (*тс/м*³)	
1 *дин/см*³	10 *н/м*³
Единицы момента сил	
1 *Т* · *м* (*тс* · *м*)	9806,65 *н* · *м*
1 *кГ* · *м* (*кгс* · *м*)	9,80665 *н* · *м*
1 *кГ* · *см* (*кгс* · *см*)	9,80665 · 10^{-2} *н* · *м*
Единицы измерения температуры	
1° C	1° K (Кельвина)
1° F	5/9° C = 5/9° K
t_C, °C	$T_K = t_C + 273{,}15$
T_K, °K	$t_C = T_K - 273{,}15$
$t_Г$, °F	$t_C = 5/9\,(t_Г - 32)$
Единицы частоты	
Обороты в минуту (*об/мин*)	1/60 *гц* (герц)
Период в секунду	1 *гц*
Колебание в секунду	
Обороты в секунду (*об/сек*)	
Килогерц (*кгц*)	1000 *гц*
Мегагерц (*Мгц*)	10^6 *гц*

ЛИТЕРАТУРА

1. Александров И. А., Молоканов Ю. К., Скобло А. И. Современные конструкции ректификационных тарелок. Новости нефтяной техники. Нефтепереработка, № 5. ГОСИНТИ, 1959.

2. Александров И. А., Скобло А. И. Исследование работы отбойных устройств для сепарации капель жидкости и потока газа. Изв. Высш. учебн. заведений. Нефть и газ, № 4, 1960.

3. Бабицкий И. Ф., Вихман Ю. Л. Расчет и конструирование деталей типовой химической аппаратуры. Машгиз, 1940, стр. 130.

4. Багатуров С. А. Курс теории перегонки и ректификации. Гостоптехиздат, 1954.

5. Багатуров С. А. Расчет перегонки и ректификации. Гостоптехиздат, 1961.

6. Баркан Д. Д. Динамика оснований и фундаментов. Стройвоенмориздат, 1948, стр. 122.

7. Барштейн М. Ф. Динамический расчет высоких сооружений цилиндрической формы. Госстройиздат, 1957.

8. Беляев Н. М. Сопротивление материалов, гл. XXX, 1954.

9. Вихман Ю. Л., Бабицкий И. Ф., Вольфсон С. И. Расчет и конструирование нефтезаводской аппаратуры. Гостоптехиздат, 1953.

10. Волошин А. А. Расчет фланцевых соединений трубопроводов и сосудов. Судпромгиз, 1959.

11. Вольфсон С. И., Дьяков В. Г. и Абрамова З. А. Вестник машиностроения, № 6, 1955, стр. 65—67.

12. Вольмир А. С. Гибкие пластины и оболочки. Гостехиздат, 1956.

13. Галеркин В. Г. Устойчивость опертого трубопровода, заполненного водой. Прикл. матем. и механ. Новая серия, т. VII, вып. 5, 1943.

14. Гольденблат И. И., Сизов А. М. Справочник по расчету строительных конструкций на устоичивость и колебания. Гос. изд. лит. по строит. и архитект., 1952.

15. Вредные вещества, т. II. Госхимиздат, 1954, стр. 19—85.

16. Гуляев А. П., Митрофанов А. А., Волкова И. А. Сталь, № 8, 1960, стр. 741.

16а. Гуревич И. Л. Технология нефти. ч. I, Гостоптехиздат, 1952.

17. Гуревич Д. Ф. Основы расчета трубопроводной арматуры. Машгиз, 1956.

18. Гусев Б. М. Расчет тонкостенных цилиндрических аппаратов на устойчивость при осевом сжатии и изгибе. Химическое машиностроение, № 3, 1961.

19. Дай Цзя Ци. Номограммы для расчета на устойчивость цилиндрических аппаратов и труб при изгибе (Китай). Нефтепереработка, № 1, 1958.

20. Динник А. Н. Избранные труды. Изд. АН УССР, т. III, § 56, 1956.

21. Домашнев А. Д. Конструирование и расчет химических аппаратов. Машгиз, 1961.

22. Дополнения к нормам расчета элементов паровых котлов на прочность, принятые ЦКТИ в 1958 г.; информационное письмо № 215, 1958.

23. Дьяков В. Г., Абрамова З. А. Сталь, № 11, 1961, стр. 1023—1025.
24. Залесская Е. Б., Вольфсон С. И. Среднелегированные стали. Сталь, № 10, 1963, стр. 935.
25. Захаренко С. Е. Обтюрация в аппаратах высокого давления. Химическое машиностроение, № 4, стр. 2—11; № 5 стр. 2—13; 1935; там же статья Е. И. Бомштейна.
26. Захаров А. А. Расчет фланцевых соединений трубопроводов и цилиндрических сосудов. ЦКТИ. Машгиз, 1958.
27. Инструкция по определению расчетной сейсмической нагрузки для зданий и сооружений. Машгиз, 1962.
28. Канторович З. Б. Основы расчета химических машин и аппаратов. Машгиз, 1952.
29. Канторович З. Б. Основы расчета химических машин и аппаратов. Машгиз, 1960, стр. 310.
30. Кевеш Л. Д., Котов Б. И., Котрин В. И. Энергетическое машиностроение, № 10, 1959, стр. 34—37.
31. Кларк К. Жаропрочные сплавы. Госметаллургиздат, 1957, стр. 107.
32. Кобе К. А. и Мак-Кета Лж. Дж. Новейшие достижения нефтепереработки и нефтехимии. Гостоптехиздат, 1961, стр. 262.
33. Ковальский Б. С., Мариничев Р. Б. Жесткость трубных решеток теплообменных аппаратов. Химическое машиностроение, № 2, 1959.
34. Корндорф Б. А. Техника высоких давлений в химии. Госхимиздат, 1952.
35. Кузмак Е. М. Основы технологии нефтяного аппаратостроения. Гостоптехиздат, 1958.
36. Лессиг Е. Н. Столбовые опоры наземных горизонтальных резервуаров нефтебаз. Нефт. хоз., № 7, 1954.
37. Лессиг Е. Н. Двухопорные горизонтальные цилиндрические аппараты большой емкости нефтеперерабатывающих заводов. Нефт. хоз., № 6, 1955.
38. Лессиг Е. Н., Лилеев А. Ф., Соколов А. Г. Стальные листовые конструкции. Гос. изд. лит. по строит. и архитект., 1956.
39. Лессиг Е. Н., Лилеев А. Ф., Соколов А. Г. Стальные листовые конструкции, 1956, стр. 112.
40. Лессиг Е. Н. Конструкция и расчет опорных диафрагм горизонтальных резервуаров большой емкости. Химическое машиностроение № 1, 1961.
41. Либерман Л. Я. и Пейсихас М. И. Справочник по свойствам сталей, применяемых в котлотурбостроении. Машгиз, 1958, стр. 93—95.
42. Методика расчета фланцевых соединений с линзовой прокладкой для трубопроводов. Гипронефтемаш. Иркутский филиал, 1960.
43. Молоканов Ю. К., Скоблo А. И. Механический унос жидкости газом в тарельчатых колоннах. Нефть и газ, № 1, 1959.
44. Монтаж тяжеловесной аппаратуры нефтеперерабатывающих заводов (сост. Харас З. Б.). Главнефтемонтаж Министерства строительства РСФСР. Гостоптехиздат, 1960, стр. 50.
45. Новожилов В. В. Теория тонких оболочек. Судпромгиз, 1951.
46. Нормы и технические условия проектирования стальных конструкций. НиТУ 121—55, стр. 52
47. Нормы и технические условия проектирования стальных конструкций НиТУ 121—55, табл. 4 (26), стр. 62.
48. Нормы расчета элементов паровых котлов на прочность. Госгортехнадзор, разработаны ЦКТИ. Госэнергоиздат, 1957.
49. Патон Е. О., Шеверницкий В. В. Неотбортованные сферические днища сварных сосудов. Химическое машиностроение, № 4, 1936.
50. Перцев Л. И. Расчет фланцевых соединений сосудов и аппаратов на герметичность. Химическое машиностроение, № 4, 1961.
51. Пономарев С. Д., Бидерман В. Л., Лихарев К. К.,

Макушин В. М., Малинин Н. Н., Федосьев В. И. Расчеты на прочность в машиностроении, т. I, II, III. Машгиз, 1958.
52. Работнов Ю. Н. Локальная устойчивость оболочек. Докл. АН СССР, т. 52, № 2, 1946.
53. Расчет сооружений на сейсмические воздействия. Под ред. Корчинского. Госстройиздат, 1960.
54. Расчеты на прочность в машиностроении. Машгиз, т. III, гл. XVII, 1959.
55. Ратнер А. В., Залкинд Е. М. К расчету на прочность цилиндрических элементов сосудов и труб высокого давления. Вестник машиностроения, № 8, 1951, стр. 5.
56. Ройзен И. С. О мембранах для защиты сосудов, работающих под давлением. Безопасность труда в промышленности, № 8, 1958, стр. 18.
57. Ромм В. М. О расчете сосудов па наружное давление. Химическая наука и промышленность, № 4, 1944.
58. Ромэн А., Краппе Дж. Справочник по бутан-пропану. Гостоптехиздат, 1949.
59. Рац И. И. Конструкции, исследования и расчет пластинчатых теплообменных аппаратов. ЦИНТИМАШ, 1962.
60. Рыжов П. Я., Митрофанова А. А., Беда Н. И. и Лившиц Г. Л. Сталь, № 7, 1958.
61. Рябцев Н. И., Вигдорчик Д. Я. О предохранительных клапанах для резервуаров сжиженных углеводородных газов. Газ. пром., № 8, 1958, стр. 37.
62. Самоль Г. И., Гольдблат И. И. Газобаллонные автомобили. Машгиз, 1953, стр. 25.
63. МП 72-62. Сосуды и аппараты сварные стальные. Технические требования. Стандартгиз, 1963.
64. Скоблo А. И., Трегубова И. А., Егоров П. Н. Процессы и аппараты нефтеперерабатывающей и нефтехимической промышленности. Гостоптехиздат, 1962.
65. Сосуды и аппараты высокого давления. Материалы. Нормы и методы расчета на прочность, 2-я редакция. Иркутский филиал. НИИХИММАШ, 1962.
66. Справочник машиностроителя, т. 3, стр. 420, 426, 482. Машгиз, 1955.
67. Справочник по сварке. Под ред, инж. Е. В. Соколова, т. 2. Машгиз, 1961.
68. Стрелецкий Н. С., Гениев А. Н., Балдин В. А. Беленя Б. П., Лессиг Е. Н. Стальные конструкции. Гос. изд. лит. по строит. и архитект., 1952.
69. Строительные нормы и правила. Стальные конструкции. Нормы проектирования. СНиП, П-В, 3-62, 1962.
70. РТМ 42-62. Сосуды и аппараты. Всесоюзные нормы и методы расчета на прочность узлов и деталей. НИИХИММАШ, 1962.
70а. Телятников Л. П. Расчет анкерных болтов. Нефт. хоз., № 11, 1934.
71. Техно-экономические показатели нефтехимической промышленности за рубежом. ЦНИИТЭНефть, 1956.
72. Гипронефтезавод. Техническая записка, № УШ-301.
73. Тимошенко С. П. и Лессельс Дж. Прикладная теория упругости. Гос. научно-техн. изд., 1930, стр. 118.
74. Тимошенко С. П. Курс сопротивления материалов, 2-е изд. Гос. научно-техн. изд., 1933, стр. 553.
75. Тимошенко С. П. Сопротивление материалов, т. II. Гостехиздат, 1946, стр. 158.
76. Тимошенко С. П. Устойчивость упругих систем. Гостехиздат, 1946, стр. 403.
77. Тимошенко С. П. Устойчивость упругих систем. Гостехиздат, 1946, стр. 421.
78. Уилсон Дж., Воннер В. А., Вархем Х. Д. и Скей И. Т. Проникновение водорода в сталь. IV Международный нефтяной конгресс.

79. Филонов П. А. Об устойчивости тонкостенных труб при изгибе. Нефт. хоз., № 8 и 9, 1931.
80. Фланцевые соединения. Гипронефтемаш. Гостоптехиздат, 1956.
81. Хуанг и Ходсон. Перфорированные тарелки. Пер. Разумова И. М. ГОСИНТИ, 1959.
82. Энциклопедический справочник «Машиностроение», т. I, кн. 2. Машгиз, 1947.
83. Энциклопедический справочник «Машиностроение», т. I, кн. 2, стр. 264. Машгиз, 1947.
84. Энциклопедический справочник «Машиностроение», т. I, кн. 2, стр. 220. Машгиз, 1947.
85. Энциклопедический справочник «Машиностроение», т. I, кн. 2, стр. 55—57. Машгиз, 1947.
86. Энциклопедический справочник «Машиностроение», т. I, кн. 2, стр. 291. Машгиз, 1947.
87. Юнгер С. В., Ратин Ф. А. Сварка нефтезаводской и химической аппаратуры из двухслойных сталей. ВНИИТМАШ. Под ред. Просвирова Н. Т. Волгоград, 1962.
88. Сум-Шик Л. Е., Аэров М. Э., Быстрова Т. А. О гидродинамическом расчете колонн с беспереливными тарелками. Химическая промышленность № 7, 1962.
89. Сум-Шик Л. Е., Аэров М. Э., Быстрова Т. А. Исследование уноса и гидродинамический расчет колонн с беспереливными тарелками. Химическая промышленность № 1, 1963.
90. Правила устроиства и безопасной эксплуатации сосудов, работающих под давлением. Госгортехнадзор СССР. Госгортехиздат, 1961.
91. Юнгер С. В., Ратин Ф. А. Сварка нефтезаводской и химической аппаратуры из двухслойных сталей. ВНИИТМАШ Волгоград, 1962.
92. Совет экономической взаимопомощи (СЭВ). Секция № 12. Химическое машиностроение. Сосуды и аппараты. Единые нормы и методы расчета. 1-я редакция, 1964.
93. Brit. Chem. Eng. vol. 3, No. 1, p. 14. Конструирование сигчатых тарелок.
94. L. H. Donnell, Trans. Am. Soc. Mach. Eng. vol. 56, 1934.
95. Petroleum Refiner. No. 2, 1958, p. 104—118.
96. Unfired pressure vessels ASME. Boiler and Pressure Vessel Code. Sect. VIII, 1959 и 1962.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Стр.

Предисловие 3

Введение 5

Глава I. **Общие вопросы** 7

Классификация нефтезаводской аппаратуры и вспомогательного оборудования 7
Узаконенные правила и нормы для расчетов, конструирования и изготовления аппаратуры 9
Гидравлическое и пневматическое испытания аппаратов 10
Габаритность аппаратов. Наибольшие диаметры и длина. Особенности негабаритных аппаратов 13
Предохранительные клапаны 30
Выбор конструкционных материалов 49

Глава II. **Конструкционные материалы** 56

Углеродистые стали 56
а) Сфероидизация и графитизация стали 59
б) Повреждения в углеродистых и низколегированных сталях, вызываемые действием водорода 60
в) Механические характеристики углеродистой стали при пониженных и повышенных температурах 63
г) Особенности стали конверторного производства 65
Низколегированные стали 67
Среднелегированные стали 73
Высоколегированные стали 79
Двухслойный листовой прокат 89
Стальные отливки 92
Отливки из чугуна 97
Цветные металлы 105
Неметаллические материалы 115

Глава III. **Расчет цилиндров** 118

Расчет по предельным нагрузкам или состояниям и по допускаемым напряжениям 118
Напряжения при гидравлическом испытании 123
Запасы прочности и допускаемые напряжения 125
Расчет тонкостенных цилиндров, работающих под внутренним давлением 136
Расчет толстостенных цилиндров, работающих под внутренним давлением 144
Температурные напряжения в толстостенных цилиндрических сосудах 152
Расчет цилиндров, работающих под внешним давлением или под вакуумом 155
Расчет толщины биметаллической стенки с учетом защитного слоя . . . 174

Стр.

Определение напряжений в цилиндрической стенке от совместного действия нагретой футеровки и внутреннего давления 175
Расчет вертикальных аппаратов на ветровую нагрузку и проверка на резонанс 180
Определение ветровой нагрузки на аппарат 181
а) Общая формула 181
б) Определение периода собственных колебаний для отдельно стоящего аппарата 185
Определение изгибающего момента от действия ветровой нагрузки 192
Определение периода собственных колебаний для групповых аппаратов 194
Проверка на резонанс и определение динамического изгибающего момента с учетом резонансных колебаний 195
Определение ветрового момента при минимальном весе аппарата . 202
Определение сейсмической нагрузки вертикальных аппаратов колонного типа 205
Примеры определения изгибающего момента от действия ветровой и сейсмической нагрузок 210
Расчет вертикальных тонкостенных цилиндрических аппаратов круглого сечения на устойчивость формы 237
Расчет дымовых труб на ветровую нагрузку 247
Расчет оттяжек 250

Глава IV. **Опоры** 263

Расчет опорных частей вертикальных аппаратов на устойчивость 263
Катковые опоры 284
Опорные лапы 294
Опоры горизонтальных аппаратов 300
Определение напряжений в цилиндрических стенках горизонтальных аппаратов или сосудов 300
Расчет устойчивости цилиндрического горизонтального аппарата в местах опор 306
Штуцеры-опоры 313
Расчет устойчивости тонкостенных сосудов и аппаратов при действии весовых и изгибающих нагрузок при наличии колец жесткости . . . 315

Глава V. **Днища и крышки нефтеаппаратуры**

Расчет выпуклых днищ при внутреннем избыточном давлении 326
Расчет выпуклых днищ при наружном избыточном давлении 344
Конические днища и переходы 348
Расчет цилиндрических днищ 371
Расчет плоских и тарельчатых круглых крышек 374
Плоские днища, укрепленные ребрами 384
Расчет пластинок 384
Плоские стенки, укрепленные связями 389
Плоские стенки из чугунного литья и штампованные плоские днища 391
Днища плоские для сосудов под налив 392

Глава VI. **Фланцевые соединения** 398

Фланцевые соединения арматуры, соединительных частей и труб 402
Фланцы для корпусов сосудов и аппаратов 422
Расчет фланцевых соединений по методу допускаемых напряжений . . 429
Расчет фланцевых соединений по методу предельных нагрузок 474
Упрощенные методы расчета фланцев 488
Температурные напряжения в болтах фланцевых соединений 493
Расчет болтов фланцев прямоугольной или эллиптической формы . . . 495
Прокладки 496

Стр.

Глава VII. **Фитинги, люки и укрепления вырезов** 505

Фитинги 505
Смотровые окна и фонари 522
Люки, лазы и их конструкции 526
Укрепление вырезов в стенках аппаратов 534
Расчет одиночных укреплений 538
Расчет укрепления групповых отверстий 544
Расчет сварных швов укрепляющих колец 548
Конструктивные размеры укрепляющих колец и примеры расчетов 549

Глава VIII. **Особенности расчета элементов аппаратов высокого давления и сварной нефтеаппаратуры** 557

Элементы сосудов и аппаратов 557
Затворы с использованием силы внутреннего давления 558
Расчет цилиндрической стенки 571
Расчет горловин 571
Расчет шпилек 574
Расчет фланцев 574
Расчет крышек 577
Расчет плоских приварных днищ 579
Расчет укрепления отверстий 579
Материал для сосудов высокого давления 580
Соединения с линзовыми обтюраторами 584
Соединения без прокладок 593
Особенности конструирования сварной нефтеаппаратуры 597
Условные обозначения и конструктивные элементы сварных швов 597
О сварке нефтезаводской аппаратуры из двухслойных сталей . . . 598
Типы сварных соединений при газовой сварке 603
Термообработка 604
Допуски 606
Электроды и присадочные материалы для сварки 607
Коэффициенты прочности сварных швов 608
Расчет сварных швов на срез 611
Расчет сварных швов на срез и изгиб 613

Глава IX. **Ректификационные и абсорбционные колонны** 615

Классификация ректификационных тарелок 619
Схемы движения жидкости и паров на ректификационных тарелках 624
Гидравлический расчет тарелок 631
Колпачковые тарелки 631
Провальные решетчатые тарелки без переливных устройств . . . 642
Конструкции ректификационных колонн и отдельных типов тарелок и их узлов 649
Ректификационные колонны с колпачковыми тарелками 649
Ректификационные колонны с тарелками провального типа . . . 674
Колонны с тарелками с круглыми колпачками, работающие под внутренним избыточным давлением 689
Колонны с желобчатыми колпачками 697
Тарелки под насадку из керамических колец 702
Ректификационные вакуумные колонны 705
Проволочные отбойные устройства 714

Глава X. **Теплообменная трубчатая аппаратура** 736

Общие конструктивные данные 738
Теплообменники жесткого типа 756
Конструкция и определение напряжений от внутреннего давления (приближенный метод) 756

Стр.

Температурные усилия в корпусе и трубах 761
Расчет трубных решеток (приближенный метод) 764
Уточненный метод определения усилий в корпусе и трубах . . . 766
Уточненный метод расчета трубных решеток 772
Теплообменники жесткого типа с компенсатором на корпусе 774
Расчет линзовых компенсаторов теплообменных аппаратов . . . 775
Усилия в корпусе, трубах и компенсаторе во время эксплуатации с теплообменника с предварительно сжатым компенсатором . . . 790
Теплообменники с подвижной решеткой 792
Конструктивные особенности 792
Расчет трубных решеток и усилий в трубах и теплообменниках с плавающей головкой 804
Теория расчета трубных решеток 810
Конструкция теплообменников с плавающей головкой по нормали Н458-53 813
Теплообменники с U-образными трубами 812
Кожухотрубчатые конденсаторы 843
Теплообменники труба в трубе 851
Подогреватели с паровым пространством 867
Погруженные конденсаторы-холодильники 879
Конденсаторы-холодильники воздушного охлаждения 879
Примеры переводных множителей для единиц измерения в международную систему единиц (СИ) 895

Бабицкий Илья Филиппович, Вихман Георгий Львович, Вольфсон Самуил Иосифович

РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ АППАРАТУРЫ НЕФТЕПЕРЕРАБАТЫВАЮЩИХ ЗАВОДОВ
(2-е переработанное издание)

Ведущий редактов *Е. П. Корсун* Технический редактор *М. А. Кондратьева*
Корректор *Т. М. Столярова*

Сдано в набор 2/IX 1964 г. Подписано к печати 14/I 1965 г.
Формат 60×90¹/₁₆. Печ. л. 56,5. Уч.-изд. л. 55,17. Т-00519. Тираж 7750 экз.
Зак. № 2162/570. Цена 2 р. 91 к.

Объявлено в тематич. плане б. Гостоптехиздата 1964 г. № 57
Издательство «Недра». Москва, К-12, Третьяковский проезд, 1/19.
Ленинградская типография № 14 «Красный Печатник» Главполиграфпрома
Государственного комитета Совета Министров СССР по печати.
Московский проспект, 91.

ОПЕЧАТКИ

Стр.	Строка	Напечатано	Следует читать
28	13 снизу	объем до v_0	объем v_0
56	22 снизу	[35]	—
57	Табл. II. 1, колонка 5, 13 снизу	—10	+10
58	2 снизу	[51]	[90]
59	13 сверху	[51]	[90]
59	18 снизу	[51; 95]	[63, 90]
60	2 снизу	[88]	
62	1 сверху	[88, 91]	—
67	Табл. II. 5, 1 колонка справа 9—10 снизу	водосодержащими	водородосодержащими
68	Табл. II. 6, колонка 7 слева, 1 снизу	40	0,4
69	18 снизу	2,5	3,5
77	1 снизу	[22]	—
125	12 снизу	[20]	[41]
490	1 снизу	СЧ15 32	СЧ15-32; $P = \frac{P}{n}$ где n — число болтов
492	Табл. VI. 39, колонка 5 слева, 1 сверху	—	C
492	Табл. VI. 39, колонка 6 слева, 1 сверху	—	E
532	1 снизу	411	383
647	10 снизу	0,88	0,83
647	11 снизу	[89]	[93]

Заказ 2162