

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
УКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ ХІМІКО-ТЕХНОЛОГІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

для практичних занять з курсу
„Розрахунок і конструювання машин і апаратів”
на тему „Розрахунок апаратів високого тиску”
для студентів IV-V курсу заочної та денної форми навчання
спеціальності 7.090220 – „Обладнання хімічних
підприємств та підприємств будівельних
матеріалів”

Затверджено
на засіданні кафедри обладнання
хімічних виробництв (ОХВ)
Протокол №__ від ”__” _____ 2002 р.

ДНІПРОПЕТРОВСЬК
2003

Методичні вказівки для виконання розрахунку СВД по курсу „Розрахунок та конструювання машин і апаратів” для студентів IV-V курсу заочної та денної форми навчання спеціальності 7.090220 – „Обладнання хімічних підприємств та підприємств будівельних матеріалів” /Упор.: Івець О.П., Ведь В.В.. – Дніпропетровськ: УДХТУ, 2003 р. – 61 стор.

Упорядники: О.П. Івець, ст. викл.
В.В. Ведь, магістр, асистент

Відповідальний за випуск В.Л. Юшко, д.т.н.

НАВЧАЛЬНЕ ВИДАННЯ

Методичні вказівки
для виконання розрахунку СВД
по курсу „Розрахунок і конструювання машин і апаратів”
для студентів IV-V курсу заочної та денної форми навчання
спеціальності 7.090220 – „Обладнання хімічних підприємств
та підприємств будівельних матеріалів”

Упорядники: Івець Олександр Петрович
Ведь Віктор Вікторович

Редактори: Л.М. Тонкошкур
О.Л. Кіжло
Коректор: Л.Я. Гоцуцова

Підписано до друку 29.09.2002. Формат 60X84 1/16. Папір друк. №2.
Друк. Офсетний. Умов.-друк.арк. 0,51 Облік.-вид.арк. 0,54. Тираж 1 прим.
Зам. №25. Свідоцтво ДК 303 від 27.12.2002 р.

УДХТУ, 49005, Дніпропетровськ, 5, пр. ім. Гагаріна, 8

Дільниця оперативної поліграфії Інкомцентру

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	4
1. Расчетные параметры	7
2. Расчет на прочность цилиндрических обечаек СВД	11
3. Расчет цельного корпуса СВД с учетом температурных напряжений	16
4. Исследование напряженного состояния концевых частей СВД	19
5. Уплотнения неподвижные металлические. Расчет на прочность и плотность	24
6. Расчет шпилек	31
7. Фланцы	
8. Расчет крышек	
9. Примеры расчета РСВД	
Литература	
Приложение 1	
Приложение 2	
Приложение 3	
Приложение 4	

ВВЕДЕНИЕ.

С точки зрения прочности конструкция многослойных рулонированных сосудов имеет специфические особенности по сравнению с другими конструкциями сосудов высокого давления. Вопросы прочности монолитных толстостенных цилиндров, нагруженных внутренним давлением, достаточно полно решены теориями сопротивления материалов, упругости и пластичности.

Еще в начале XIX в. Мариоттом была сделана попытка рассчитать прочность пушечного ствола, исходя из предположения о равномерном распределении напряжений в стенке, по формуле

$$p = \sigma_B \cdot (\beta - 1), \quad (1)$$

где p — максимальное внутреннее давление, МПа;

σ_B — предел прочности металла, из которого изготовлен ствол, МПа;

$\beta = R/r = D/d$ — отношение наружного радиуса (диаметра) к внутреннему радиусу (диаметру).

Однако практика показала, что эта формула дает завышенные результаты. Поэтому Ляме предложил свое решение задачи о распределении напряжений при упругих деформациях в стенке бесконечно длинной трубы, подвергнутой внутреннему давлению.

Ляме вычислил все напряжения, определяющие объемное напряженное состояние в толстостенной трубе, а именно:

радиальное

$$\sigma_r = p \frac{r^2}{R^2 - r^2} \left(1 - \frac{R^2}{\rho^2} \right), \quad (2)$$

кольцевое

$$\sigma_t = p \frac{r^2}{R^2 - r^2} \left(1 + \frac{R^2}{\rho^2} \right), \quad (3)$$

осевое

$$\sigma_z = p \frac{r^2}{R^2 - r^2}, \quad (4)$$

где r, R, ρ — соответственно внутренний, наружный и текущий радиусы цилиндра, мм.

Немного позже русским ученым А. В. Гадолиным решение Ляме было обобщено для многослойной трубы, что позволило производить расчеты скрепленных пушечных стволов.

Однако уже в конце прошлого века, когда в артиллерии вместо хрупкого чугуна начали применять пластичную сталь, формула Ляме перестала быть универсальной. Дело в том, что для пластичной стали в основу расчета закладывалось понятие не о пределе прочности, а о пределе упругого сопротивления толстостенного цилиндра. Предел упругого сопротивления соответствует достижению предела текучести в наиболее напряженном месте цилиндра - его внутренней поверхности.

Для вычисления давления, соответствующего пределу упругого сопротив-

ления, рядом авторов были предложены формулы, основывающиеся на решении Ляме и различных теориях прочности.

Так, по III и IV теориям прочности, дающим наиболее удовлетворительные результаты для пластичных материалов, критерии прочности (эквивалентные напряжения на внутренней поверхности) имеют вид

$$\sigma_{\text{ЭКВ}}^{\text{III}} = \frac{2 \cdot p \cdot R^2}{R^2 - r^2}; \quad (5)$$

$$\sigma_{\text{ЭКВ}}^{\text{IV}} = \frac{1,73 \cdot p \cdot R^2}{R^2 - r^2}. \quad (6)$$

Однако эти формулы, определяя запас прочности в наиболее нагруженной области, не характеризуют прочность сосуда в целом, т. е. не могут предсказать величину предельной нагрузки — давление разрушения сосуда.

В инженерной практике для оценки несущей способности цилиндрических сосудов, работающих под давлением, используют приближенные решения. Наиболее распространенной для определения разрушающего давления является формула Фаупеля, которая исходит из теории пластичности, основанной на IV теории прочности (энергии формоизменения)

$$p_B = \frac{2 \cdot \sigma_T}{\sqrt{3}} \left(2 - \frac{\sigma_T}{\sigma_B} \right) \ln \beta, \quad (7)$$

и формула Ван-Итерсона, основанная на теории малых упругопластических деформаций при использовании III теории прочности (максимальных касательных напряжений)

$$p_B = \sigma_B \ln \beta. \quad (8)$$

В приведенных формулах σ_T и σ_B — предел текучести и предел прочности материала сосуда, МПа.

Метод расчета по предельным нагрузкам, как наиболее прогрессивный и экономичный, положен в основу нормативно-технической документации по расчету сосудов под давлением, при этом для сосудов высокого давления предельное разрушающее давление определяется по формуле Ван-Итерсона (8).

По исследованию напряженного состояния многослойных оболочек различных конструкций имеется большое число работ. Однако напряженно-деформированное состояние рулонированных сосудов высокого давления практически не исследовалось.

Специфичность конструкции, зависимость напряженного состояния от многочисленных конструктивных и технологических факторов потребовали проведения комплекса научно-исследовательских работ по прочности.

Теоретические и экспериментальные исследования по оценке прочности рулонированной обечайки построены на основе учета деформационной способности ее элементов, исходя из фактических поверхностей контакта между слоями при реальных значениях коэффициентов трения.

Рекомендации проверялись на опытных обечайках и экспериментальных сосудах с доведением их до разрушения.

Экспериментальные исследования показали, что характер распределения

напряжений по толщине стенки имеет свои особенности и существенно зависит от плотности прилегания слоев.

Для сосудов с достаточно плотной навивкой характер распределения напряжений по толщине стенки близок к таковому для однослойных сосудов.

Кольцевые напряжения, замеренные по толщине стенки, убывают от внутренних слоев - к наружным (рис. 1), и по величине приближаются к напряжениям, рассчитанным по зависимости Ляме (3).

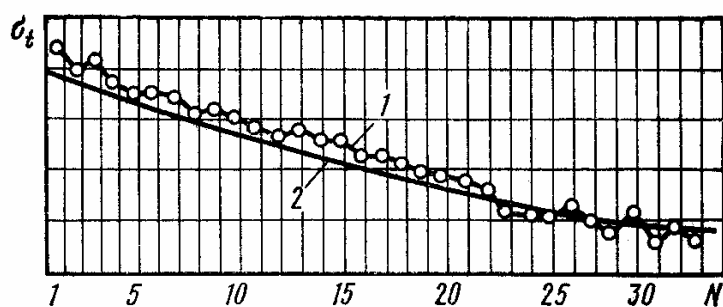


Рис. 1. Распределение напряжений по толщине стенки рулонированной обечайки с плотным прилеганием слоев: 1 — экспериментальные значения; 2 — расчетные значения (для однослойной стенки, по Ляме)

Испытания подтвердили, что при выполнении установленных требований к плотности слоев рулонированной обечайки ее несущая способность близка к несущей способности однослойной обечайки с таким же коэффициентом толстостенности.

При этом в отличие от однослойных сосудов, сосуды рулонированной конструкции более безопасны, имеют повышенную деформационную способность и вязкий характер разрушения.

Это послужило основанием взять за основу при разработке норм расчета на прочность рулонированных сосудов классическую методику расчета однослойных сосудов высокого давления по предельным нагрузкам (ОСТ 26-1046—74).

1. РАСЧЕТНЫЕ ПАРАМЕТРЫ.

Расчетная температура (ГОСТ 14249—80) используется для определения физико-механических характеристик материала и допускаемых напряжений. Ее определяют на основании тепловых расчетов или результатов испытаний. При положительных температурах за расчетную принимают наибольшую рабочую температуру стенки элемента, сосуда или аппарата. При отрицательной рабочей температуре за расчетную при определении допускаемых напряжений принимают температуру 20 °С.

При невозможности проведения расчетов или испытаний и в тех случаях, когда во время эксплуатации температура стенки повышается до температуры среды, соприкасающейся со стенкой, за расчетную принимают максимальную температуру среды, но не менее 20 °С.

Рабочее, расчетное, пробное и технологическое давление. Под рабочим давлением $p_{раб}$ в сосуде или аппарате следует понимать максимальное внутреннее избыточное или наружное давление при нормальном протекании рабочего процесса без учета гидростатического давления среды и без учета допустимого кратковременного повышения давления во время действия предохранительных устройств.

Под расчетным давлением в рабочих условиях для элементов сосудов и аппаратов следует понимать давление, на которое производится их расчет на прочность.

Расчетное давление для элемента сосуда или аппарата принимают, как правило, равным рабочему давлению или выше.

При повышении давления в сосуде или аппарате во время действия предохранительных устройств более чем на 10% по сравнению с рабочим, элементы аппарата следует рассчитывать на давление, равное 90 % давления при полном открытии клапана или предохранительного устройства, но не меньше, чем рабочее.

Для элементов, которые разделяют пространства с разными давлениями, за расчетное давление принимают либо каждое давление в отдельности, либо то, которое требует большей толщины стенки рассчитываемого элемента.

Если гарантируется только одновременное действие давлений, то допускается производить расчет на разность давлений (ГОСТ 14249—80).

Изготовленные сосуды или аппараты подвергают гидравлическому испытанию пробным давлением $p_{пр}$, вычисляемым по формуле

$$p_{пр} = 1,25 \cdot p \cdot \left(\frac{\sigma_{доп}^{20}}{\sigma_{доп}^t} \right), \quad (9)$$

где p — расчетное давление, МПа,

$\sigma_{доп}^{20}$ — допускаемое напряжение для материала сосуда и его элементов при температуре стенки 20 °С, МПа;

$\sigma_{доп}^t$ — допускаемое напряжение для материала сосуда и его элементов при расчетной температуре, МПа.

Отношение $\sigma_{доп}^{20} / \sigma_{доп}^t$ должно приниматься для материала, применяемого в сосуде, для которого оно является наименьшим (обечайки, днища, фланцы, крепежные детали, патрубки и т. д.).

Значение пробного гидравлического давления для сосудов, работающих при отрицательных температурах, принимают таким же, как при $t=20^\circ\text{C}$.

Значение пробного давления гидроиспытания должно быть подтверждено, расчетом на прочность по элементам сосудов.

Расчет прочности деталей на пробное давление необходимо проводить, подставляя в расчетные формулы значение пробного давления $p_{пр}$ вместо расчетного давления p , при этом коэффициент запаса прочности по пределу текучести для пробного гидравлического давления должен быть не менее 1,1.

Гидравлические испытания следует проводить при температуре стенки сосуда, исключая возможность хрупкого разрушения.

При изготовлении рулонированных сосудов используется технологическая операция опрессовки повышенным гидравлическим давлением $p_{опр}$ - технологическое давление.

На основании исследований упругопластической работы рулонированных сосудов выбрано оптимальное давление опрессовки, которое создает пластическую деформацию внутренней части стенки, сохраняя упругие свойства её наружной части. При этом остаточная деформация внутреннего диаметра сосуда после опрессовки не должна превышать 0,6%.

В результате опрессовки технологическим давлением обеспечивается более плотное прилегание слоев рулонированной обечайки, существенно снижается уровень остаточных сварочных напряжений в толстостенных кольцевых швах. Кроме того, при повышенном давлении улучшаются упругие характеристики сосуда, в частности, понижаются пики локальных изгибных напряжений в зоне кольцевых швов.

Исследования на промышленных сосудах показали, что при нагружении рулонированных сосудов внутренним давлением в зоне сварных швов имеют место локальные всплески напряжений в кольцевом и осевом направлениях как на внутренней, так и на наружной поверхностях. Это объясняется действием дополнительных изгибающих моментов, возникающих на стыке жесткого кольцевого шва и более податливой многослойной обечайки.

Опрессовкой сосудов при повышенном давлении пики изгибных локальных напряжений значительно снижаются за счет их перераспределения вследствие местного упругопластического деформирования металла и уплотнения навивки в зоне, где имеют место максимальные неплотности между слоями.

Величина технологического давления определяется в зависимости от типа сосуда.

Для сосудов первой группы давление опрессовки определяют по формуле

$$P_{ОПР} = \frac{2,0 \cdot s}{D_{И} \cdot \sigma_{Т.СР}^{20}}, \quad (10)$$

где s — общая толщина стенки сосуда, мм;

D_H — наружный диаметр сосуда, мм;

$\sigma_{T.CP}^{20}$ — средний нормативный предел текучести материала стенки при 20 °С, МПа.

Средний предел текучести определяют по формуле

$$\sigma_{T.CP}^{20} = \frac{\sigma_T^{Ц.О.} \cdot s_{Ц.О.} + \sigma_T^H \cdot s_H + \sigma_T^K \cdot s_K}{s}; \quad (11)$$

где $\sigma_T^{Ц.О.}$, σ_T^H , σ_T^K — нормативные пределы текучести материалов центральной обечайки, навивки и наружного кожуха, МПа;

$s_{Ц.О.}$, s_H , s_K — толщины их стенок, мм.

Для сосудов второй группы давление опрессовки определяют по формуле:

$$p_{ОПР} = 1,1 \cdot p_{ПР}, \quad (12)$$

где $p_{ПР}$ — пробное давление гидроиспытаний, определяемое по формуле (9).

При технологической опрессовке рулонированных сосудов повышенным гидравлическим давлением $p_{опр}$ для всех элементов сосуда, кроме рулонированной обечайки, необходимо производить проверку прочности, подставляя в расчетные формулы $p_{опр}$ вместо p . При этом коэффициент запаса прочности по пределу текучести должен быть не менее 1,1.

Допускаемые напряжения (ОСТ 26-1046—74) при расчете сосуда или аппарата по предельным нагрузкам для углеродистых, низколегированных и среднелегированных сталей определяют по формуле (для всех деталей, кроме шпилек)

$$\sigma_{ДОП}^t = \min \left\{ \frac{\sigma_B^t}{n_B}; \frac{\sigma_T^t}{n_T} \right\}. \quad (13)$$

Для шпилек

$$\sigma_{ДОП}^t = \frac{\sigma_T^t}{n_T}. \quad (14)$$

Коэффициенты запаса прочности принимают равными: для рабочих условий $n_B = 2,4$; $n_T = 1,5$; для условий гидравлического испытания $n_T = 1,1$.

В формуле (14) σ_B^t и σ_T^t — минимальные значения пределов прочности и текучести материала при расчетной температуре, МПа.

Коэффициент прочности сварных соединений. При расчете на прочность элементов сосудов и аппаратов, имеющих сварные соединения (ОСТ 26-1046—74), в расчетные формулы необходимо вводить коэффициент φ , учитывающий снижение прочности сварного шва по сравнению с основным металлом.

Для продольных сварных швов цилиндрических обечаек и днищ коэффициент φ принимают: для углеродистой низколегированной марганцовистой, хромомолибденовой и аустенитной сталей $\varphi=1,0$; для хромомолибденованадиевой и высокохромистой стали $\varphi=0,8$; для рулонированных сосудов при чис-

ле слоев, равном или большем семи, $\varphi=1,0$.

Для кольцевых сварных швов, соединяющих цилиндрические обечайки между собой или с фланцами, горловинами, эллиптическими и слабовыпуклыми днищами, принимают $\varphi=1,0$ независимо от соотношения прочности сварного соединения и основного материала.

Прибавки к расчетным толщинам конструктивных элементов сосуда и аппарата принимают по ГОСТ 14249—80.

Величину этой прибавки определяют по формуле

$$c = c_1 + c_2 + c_3, \quad (15)$$

где c_1 — прибавка для компенсации коррозии, мм;

c_2 -прибавка для компенсации минусового допуска, мм;

c_3 — технологическая прибавка, учитывающая утонение стенки элемента вследствие технологических операций; задается предприятием-изготовителем при разработке рабочих чертежей (в зависимости от принятой технологии).

При двустороннем контакте с коррозионной и (или) эрозионной средой прибавка c_1 соответственно увеличивается. Прибавки c_2 и c_3 учитывают в тех случаях, когда их суммарная величина превышает 5% номинальной толщины листа.

2. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ МНОГОСЛОЙНЫХ ОБЕЧАЕК.

Расчет распространяется на цилиндрические многослойные обечайки, изготовленные из листов со спиральным расположением слоев (ОСТ 26-1046-74).

Для рулонированного сосуда в расчете используют среднее допустимое напряжение, определяемое по формуле

$$\sigma_{\text{доп.ср}} = \frac{\sigma_{\text{доп1}} \cdot s_{\text{ц.о.}} + \sigma_{\text{доп2}} \cdot s_{\text{н}} + \sigma_{\text{доп3}} \cdot s_{\text{к}}}{s_{\text{ц.о.}} + s_{\text{н}} + s_{\text{к}}}; \quad (16)$$

где $\sigma_{\text{доп1}}$, $\sigma_{\text{доп2}}$, $\sigma_{\text{доп3}}$ — допустимые напряжения для материалов центральной обечайки, навивки и наружного кожуха, МПа.

Толщину цилиндрической многослойной обечайки, работающей под внутренним давлением, следует рассчитывать по формулам

$$s_{\text{MP}} = 0,5 \cdot D \cdot (\beta_p - 1), \quad (17)$$

$$s_{\text{M}} \geq s_{\text{MP}} + s_{\text{СЛ}} + c, \quad (18)$$

где s_{MP} — расчетная толщина многослойной обечайки, мм;

D — внутренний диаметр сосуда, мм;

s_{M} — исполнительная толщина многослойной обечайки, мм;

$s_{\text{СЛ}}$ — толщина слоя, мм;

β_p — расчетный коэффициент толстостенности определяемый по формуле

$$\beta_p = \exp\left(\frac{p}{\sigma_{\text{доп.ср}} \cdot \varphi}\right), \quad (19)$$

Значение β_p принимают по табл. 1.

Таблица 1.

Расчетный коэффициент толстостенности

$\frac{p}{\sigma_{\text{доп}\varphi}}$	β_p	$\frac{p}{\sigma_{\text{доп}\varphi}}$	β_p	$\frac{p}{\sigma_{\text{доп}\varphi}}$	β_p	$\frac{p}{\sigma_{\text{доп}\varphi}}$	β_p
0,05	1,051	0,22	1,246	0,39	1,477	0,56	1,750
0,06	1,062	0,23	1,259	0,40	1,492	0,57	1,768
0,07	1,072	0,24	1,271	0,41	1,507	0,58	1,786
0,08	1,083	0,25	1,284	0,42	1,522	0,59	1,804
0,09	1,094	0,26	1,297	0,43	1,537	0,60	1,822
0,10	1,105	0,27	1,310	0,44	1,553	0,61	1,840
0,11	1,116	0,28	1,323	0,45	1,568	0,62	1,859
0,12	1,128	0,29	1,336	0,46	1,584	0,63	1,878
0,13	1,139	0,30	1,350	0,47	1,600	0,64	1,896
0,14	1,150	0,31	1,363	0,48	1,616	0,65	1,916
0,15	1,162	0,32	1,377	0,49	1,632	0,66	1,935
0,16	1,174	0,33	1,391	0,50	1,649	0,67	1,954
0,17	1,185	0,34	1,405	0,51	1,665	0,68	1,974
0,18	1,197	0,35	1,419	0,52	1,682	0,69	1,994
0,19	1,209	0,36	1,433	0,53	1,699	0,7	2,014
0,20	1,221	0,37	1,448	0,54	1,716		
0,21	1,234	0,38	1,462	0,55	1,733		

Для получения правильной концентрической формы рулонированной обечайки при спиральной навивке клиновые вставки в начале и в конце навивки

должны быть расположены одна под другой. При этом к общей толщине стенки прибавляется толщина одного слоя $s_{сл}$. Допускаемое рабочее давление $p_{доп}$ следует рассчитывать по формуле

$$p_{доп} = \sigma_{доп.ср} \cdot \varphi \cdot \ln \beta, \quad (20)$$

$$\beta = \frac{D + 2 \cdot (s_M - c)}{D}. \quad (21)$$

где φ — коэффициент прочности сварного соединения;

β — коэффициент толстостенности.

В многослойных сосудах, имеющих центральную трубу из материала с коэффициентом линейного расширения большим, чем у материала слоев, и работающих при расчетной температуре свыше 200°C , центральная труба при определении толщины стенки или допускаемого рабочего давления не учитывается.

Для многослойных сосудов, работающих при положительном перепаде температур и без теплоизоляции, проводится поверочный расчет напряжений на наружной поверхности по номограммам, приведенным на рис. 35—39.

Предполагается, что сосуд снаружи не теплоизолирован. На наружной поверхности сосуда, находящегося в вертикальном положении, осуществляется свободная теплоотдача в окружающий воздух, температура которого 20°C .

Расчет проводится в следующем порядке: при заданных величинах внутреннего диаметра D , толстостенности β , внутреннего давления p , температуры внутренней

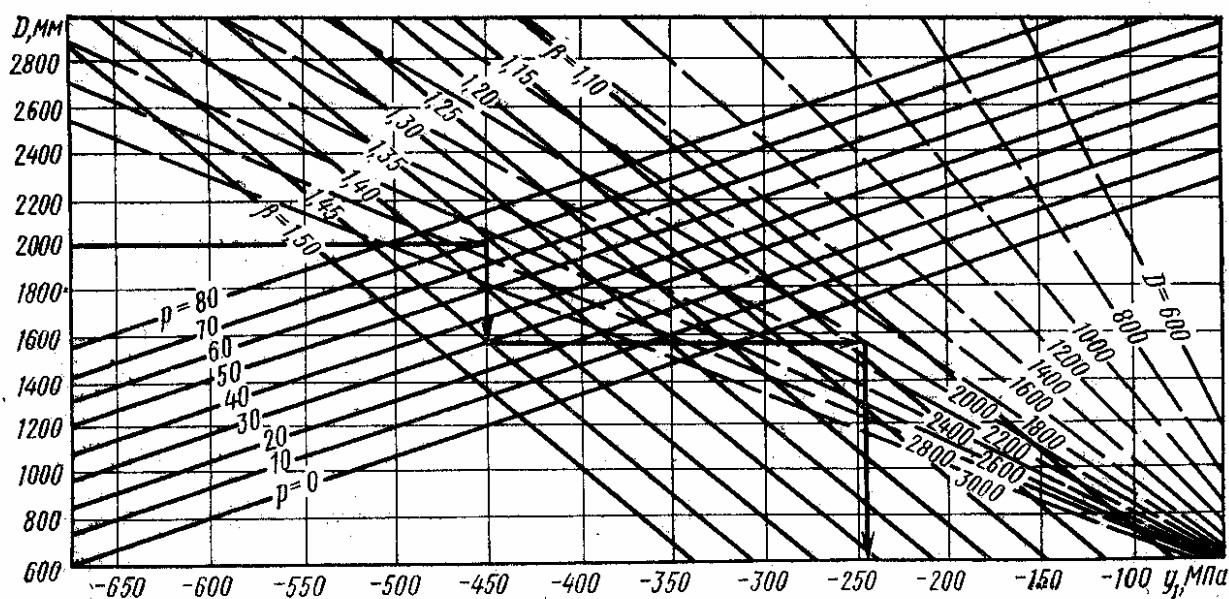


Рис. 2. Номограмма для определения β .

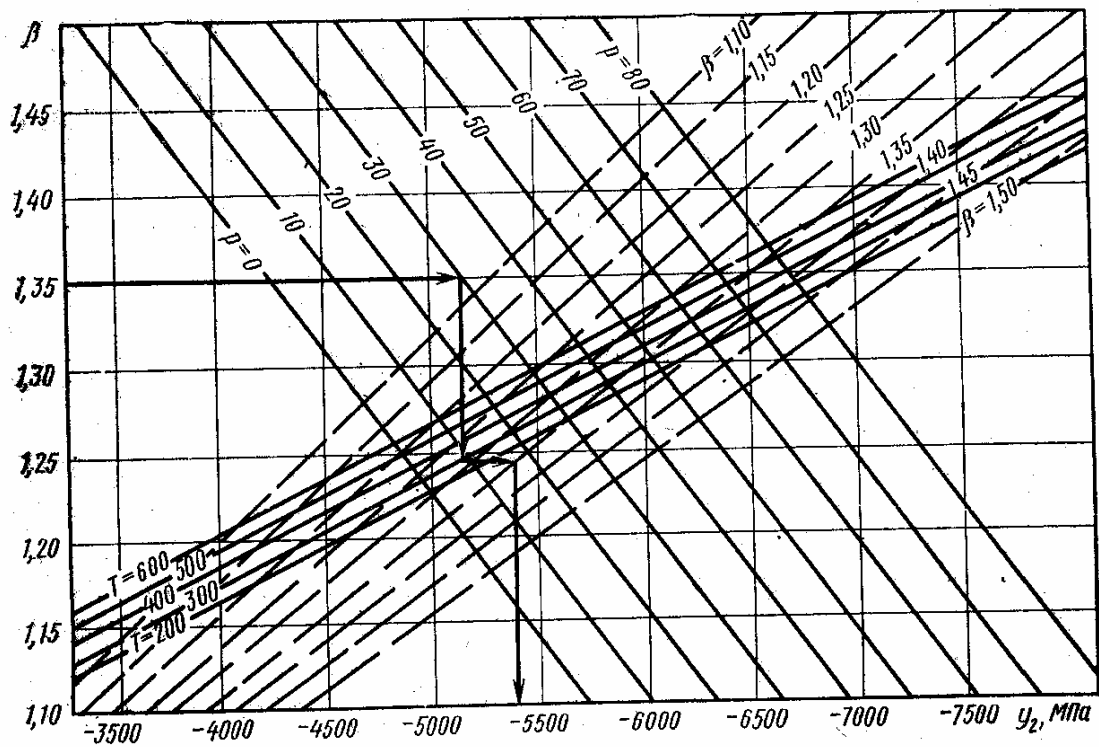


Рис. 3. Номограмма для определения y_2 .

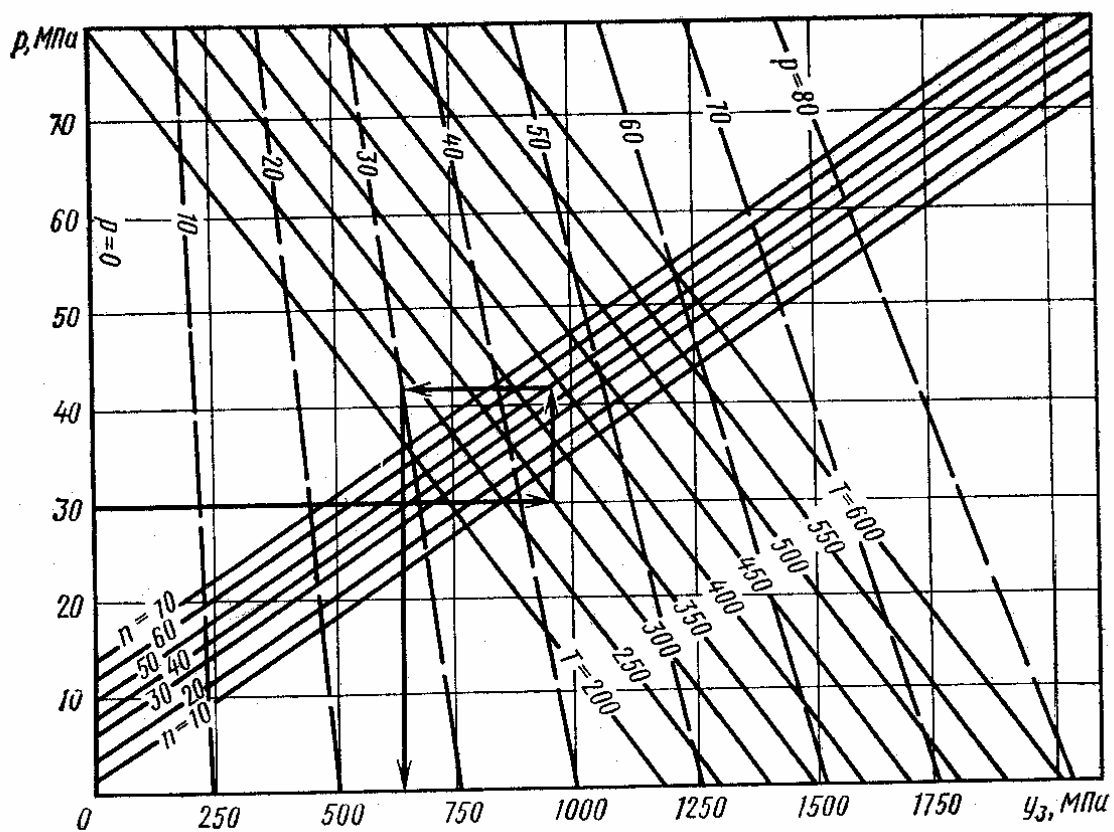


Рис. 4. Номограмма для определения y_3 .

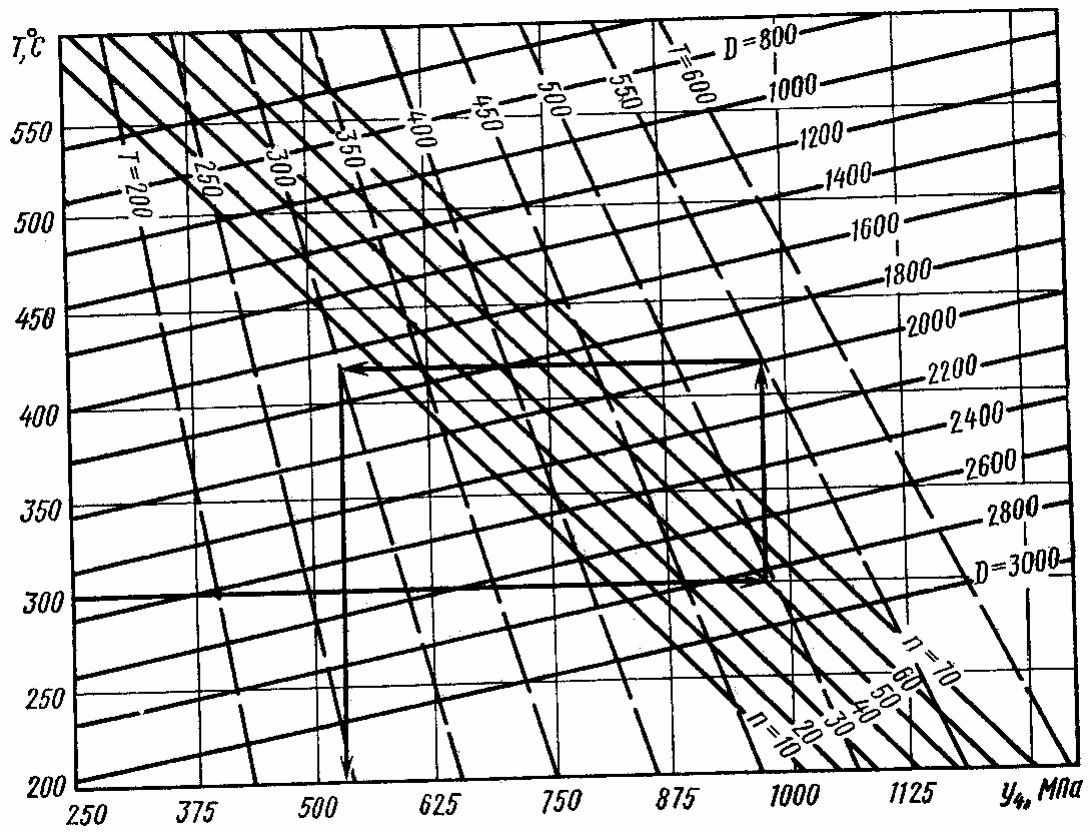


Рис. 5. Номограмма для определения y_4 .

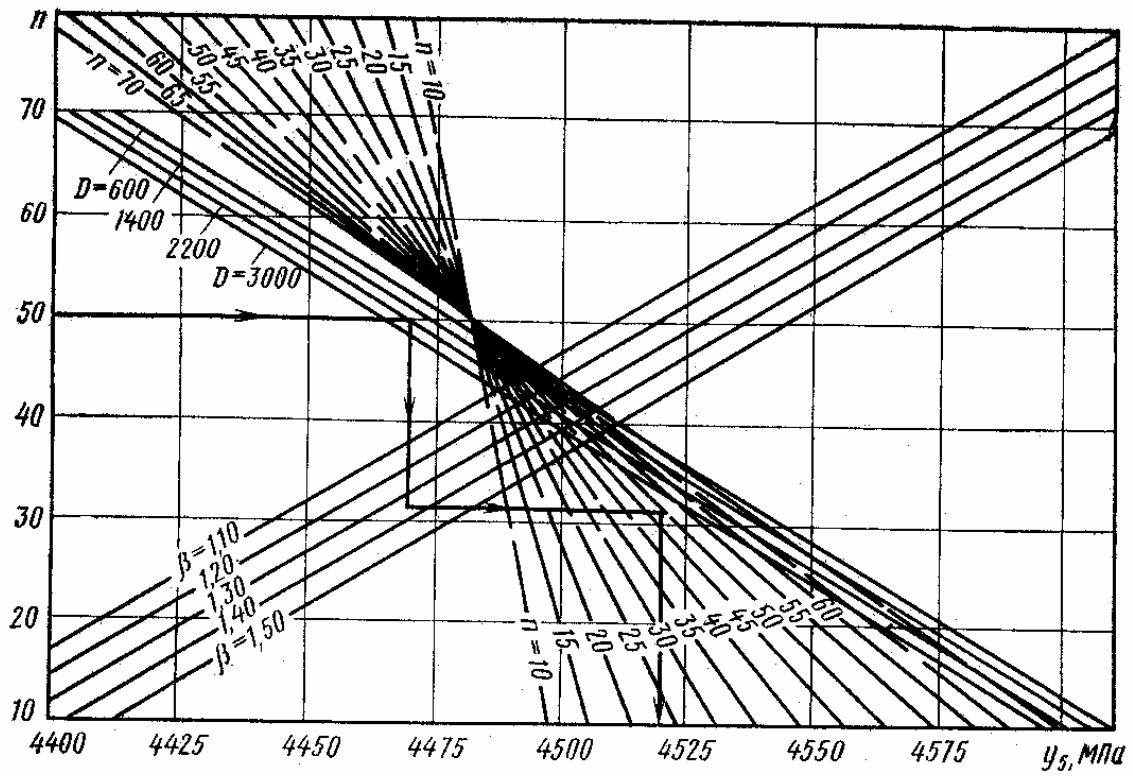


Рис. 6. Номограмма для определения y_5 .

поверхности T_{BH} и числе слоев n определяют значения y_1, y_2, y_3, y_4, y_5 по номограммам (см. рис. 2-6). Сумма этих значений, взятых со своими знаками, дает величину эквивалентного напряжения на наружной поверхности сосуда, МПа

$$\sigma_{ЭKB} = y_1 + y_2 + y_3 + y_4 + y_5. \quad (22)$$

На номограммах приводится пример расчета эквивалентного напряжения на наружной поверхности для сосуда с параметрами $D=200$ мм; $p=30$ МПа, $T_{BH}=300^\circ\text{C}$, $\beta=1,35$ и $n=50$.

Из номограмм получаем: $y_1=-245$ МПа, $y_2=-5400$ МПа, $y_3=640$ МПа, $y_4=535$ МПа, $y_5=4520$ МПа;

$$\sigma_{ЭKB} = -245 - 5400 + 640 + 535 + 4520 = 50 \text{ МПа}.$$

При этом должно выполняться условие

$$\sigma_{ЭKB} \leq \frac{\sigma_{TM}}{1,1}, \quad (23)$$

где σ_{TM} — предел текучести t -го слоя при расчетной температуре, МПа.

В многослойных сосудах при расчетной температуре свыше 200°C с центральной трубой, изготовленной из материала, у которого коэффициент линейного расширения больше, чем у материала слоев, производится расчет контактного давления между центральной трубой и многослойной частью сосуда по формуле

$$p_k = \frac{p + \frac{2 \cdot s_{ц.о.}}{D} A}{1 + \frac{2 \cdot s_{ц.о.}}{D} B}, \quad (24)$$

$$B = \frac{\beta^2 + 1}{\beta^2 - 1}, \quad (25)$$

$$A = \frac{(\alpha_{ц.о.} - \alpha) \cdot E^{t_B}}{1 - \mu}; \quad (26)$$

где α — коэффициент линейного расширения материала обечайки, $1/^\circ\text{C}$;

$\alpha_{ц.о.}$ — коэффициент линейного расширения материала центральной обечайки (футеровки), $1/^\circ\text{C}$;

E^{t_B} — модуль упругости при расчетной температуре, МПа.

В этом случае при поверочном расчете по номограммам на рис. 2—6 в качестве внутреннего давления принимают контактное давление p_k .

Применение многослойных сосудов при отрицательном перепаде температур $t_{BH} < t_H$ не допускается, t_{BH} и t_H — соответственно температура внутренней и наружной поверхности обечайки.

3. РАСЧЕТ ЦЕЛЬНОГО КОРПУСА СВД С УЧЕТОМ ТЕМПЕРАТУРНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ

По ОСТ толщину элементов СВД рассчитывают по предельным нагрузкам, соответствующим предельным состояниям – вязкому разрушению или пластической деформации по сечению элемента, возникновению макротрещин при циклическом нагружении.

Толщина стенки СВД определяется по формуле

$$s = 0,5 \cdot D \cdot (\beta - 1) + c, \quad (3.1)$$

где β – коэффициент толстостенности.

Однако метод предельных нагрузок оказывается недостаточным для оценки прочности деталей, имеющих зоны возможной локализации пластических деформаций и значительные по размерам области повышенных напряжений. Для оценки статической прочности при сложном напряженно - деформированном состоянии (НДС) используют критерии прочности, позволяющие перенести результаты испытаний образцов при одноосном напряженном состоянии на случай сложного напряженного состояния. Соответствие между сложным напряженным состоянием и одноосным растяжением устанавливают с помощью эквивалентных напряжений $\sigma_{ЭКВ}$.

Для однослойного цилиндра СВД, нагруженного внутренним давлением напряжения σ_t и σ_r максимальны на внутренней поверхности. Напряжения определенные с помощью уравнения Ляме (3), $\sigma_t > \sigma_m > \sigma_r$.

Тогда, применяя четвертую теорию прочности условие прочности через эквивалентное напряжение

$$\sigma_{ЭКВ} = \sqrt{0,5 \cdot [(\sigma_t^{\max} - \sigma_m)^2 + (\sigma_t^{\max} - \sigma_r^{\max})^2 + (\sigma_m - \sigma_r^{\max})^2]} \leq [\sigma]. \quad (3.2)$$

Откуда

$$\beta = \frac{R_H}{R_B} = \sqrt{\frac{[\sigma]}{[\sigma] - p \cdot \sqrt{3}}}. \quad (3.3)$$

В соответствии с третьей теорией прочности (критерий максимальных касательных напряжений) условие прочности

$$\sigma_{ЭКВ} = \sigma_t^{\max} - \sigma_r^{\max} \leq [\sigma]. \quad (3.4)$$

Откуда

$$\beta = \frac{R_H}{R_B} = \sqrt{\frac{[\sigma]}{[\sigma] - 2 \cdot p}}. \quad (3.5)$$

При $t_B > t_H$ когда $\Delta t > 0$ максимальные эквивалентные напряжения на наружной поверхности обечайки

$$\sigma_{ЭКВ} = \frac{1}{\beta^2 - 1} \cdot \sqrt{3 \cdot p^2 + 3 \cdot p \cdot K_1 \cdot \Delta t + K_1^2 \cdot \Delta t^2}, \quad (3.6)$$

где

$$K_1 = \frac{\alpha \cdot E}{1 - \mu} \cdot \left(\frac{\beta^2 - 1}{2 \cdot \ln \beta} - 1 \right); \quad (3.7)$$

E – модуль упругости при расчетной температуре, МПа;

p – внутреннее давление, МПа.

При отрицательном температурном перепаде ($t_B < t_H$); $\Delta t < 0$ эквивалентные напряжения

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \frac{\beta^2}{\beta^2 - 1} \sqrt{3 \cdot p^2 + 3 \cdot p \cdot K_2 \cdot \Delta t + K_2^2 \cdot \Delta t^2}, \quad (3.8)$$

где

$$K_1 = \frac{\alpha \cdot E}{1 - \mu} \cdot \left(\frac{\beta^2 - 1}{2 \cdot \beta^2 \cdot \ln \beta} - 1 \right). \quad (3.9)$$

Условие прочности определяется из соотношения

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} \leq \frac{\sigma_T}{1,1}. \quad (3.10)$$

Контактное давление p_K между футеровкой и обечайкой при расчетной температуре стенки $t > 200$ °С для сосудов имеющих футеровку из материала с коэффициентом линейного расширения α_ϕ , большим чем у материала обечайки ($\alpha_\phi > \alpha$)

$$p_K = \frac{p + 2 \cdot s_\phi \cdot A}{1 + \left(\frac{2 \cdot s_\phi}{D} \right) \cdot B}, \quad (3.11)$$

где

$$A = (\alpha_\phi - \alpha) \cdot E \cdot t_B / (1 - \mu); \quad (3.12)$$

$$B = (\beta^2 + 1) / (\beta^2 - 1); \quad (3.13)$$

D – внутренний диаметр сосуда, м;

s_ϕ – толщина футеровки или центральной трубы, м.

В данном случае при проверочном расчете в качестве внутреннего принимается контактное давление ($p = p_K$).

Для однослойных цилиндров СВД из малопластичных материалов (чугун, бронза, керамика, бетон и др.) можно принимать первую теорию прочности, в соответствии с которой

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \sigma_t^{\text{max}} \leq [\sigma]; \quad (3.14)$$

откуда

$$\beta = \frac{R_H}{R_B} = \sqrt{\frac{[\sigma] + p}{[\sigma] - p}}. \quad (3.15)$$

Толщину цельной стенки толстостенного цилиндрического корпуса из хрупких и малопластичных материалов, нагруженного внутренним избыточным давлением можно определить по зависимости

$$s = R_B \cdot \left(\sqrt{\frac{\varphi \cdot [\sigma] + p}{\varphi \cdot [\sigma] - p}} - 1 \right) + c, \text{ мм} \quad (3.16)$$

где R_B – внутренний радиус, м;

$[\sigma]$ – допускаемое напряжение для материала, МПа;

p – внутреннее расчетное давление, МПа;

c – прибавка на коррозию, мм;

φ - коэффициент прочности сварного шва (при отсутствии сварного шва $\varphi = 1$).

При проведении процессов с определенным температурным режимом и наличии по толщине стенки однослойного толстостенного сосуда температурного перепада Δt в стенке возникают температурные напряжения $\sigma_m^{\Delta t}$, $\sigma_r^{\Delta t}$, $\sigma_t^{\Delta t}$.

При логарифмическом законе изменения температуры по толщине стенки

$$\Delta t^* = \left(\frac{\Delta t}{\ln \beta} \right) \cdot \ln \left(\frac{R_H}{R_B} \right), \quad (3.17)$$

для определения температурных напряжений можно использовать формулы Лоренца:

$$\sigma_r^{\Delta t} = - \frac{E \cdot \alpha \cdot \Delta t}{2 \cdot (1 - \mu) \cdot \ln \left(\frac{R_H}{R_B} \right)} \cdot \left[\ln \left(\frac{R_H}{R_B} \right) + \frac{R_B^2}{R_H^2 - R_B^2} \cdot \left(1 - \frac{R_H^2}{r^2} \right) \cdot \ln \left(\frac{R_H}{R_B} \right) \right]; \quad (3.18)$$

$$\sigma_t^{\Delta t} = \frac{E \cdot \alpha \cdot \Delta t}{2 \cdot (1 - \mu) \cdot \ln \left(\frac{R_H}{R_B} \right)} \cdot \left[1 - \ln \left(\frac{R_H}{r} \right) - \frac{R_B^2}{R_H^2 - R_B^2} \cdot \left(1 + \frac{R_H^2}{r^2} \right) \cdot \ln \left(\frac{R_H}{R_B} \right) \right]; \quad (3.19)$$

$$\sigma_m^{\Delta t} = \frac{E \cdot \alpha \cdot \Delta t}{2 \cdot (1 - \mu) \cdot \ln \left(\frac{R_H}{R_B} \right)} \cdot \left[1 - 2 \cdot \ln \left(\frac{R_H}{r} \right) - \frac{2 \cdot R_B^2}{R_H^2 - r^2} \cdot \ln \left(\frac{R_H}{R_B} \right) \right]; \quad (3.20)$$

где $\Delta t = (t_H - t_B)$ – разность температур между наружной и внутренней стенками, °С;

α - коэффициент линейного расширения материала стенки, $1/^\circ\text{C}$;

r - текущий радиус по толщине стенки, м;

$\mu = 0,3$ – коэффициент Пуассона.

При совместном действии давления и температуры суммарные нормативные напряжения

$$\sigma_m^\Sigma = \sigma_m + \sigma_m^{\Delta t}; \quad (3.21)$$

$$\sigma_r^\Sigma = \sigma_r + \sigma_r^{\Delta t}; \quad (3.22)$$

$$\sigma_t^\Sigma = \sigma_t + \sigma_t^{\Delta t}. \quad (3.23)$$

Эквивалентные напряжения в этом случае рассчитываются по четвертой теории прочности

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \sqrt{0,5 \cdot [(\sigma_m^\Sigma - \sigma_r^\Sigma)^2 + (\sigma_r^\Sigma - \sigma_t^\Sigma)^2 + (\sigma_t^\Sigma - \sigma_m^\Sigma)^2]}, \quad (3.24)$$

и сравниваются с допускаемыми напряжениями.

Проверочный расчет с учетом температурных напряжений производится при наличии температурного перепада по толщине стенки [].

4. ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ КОНЦЕВЫХ ЧАСТЕЙ СВД.

Создание крупногабаритных сосудов высокого давления в рулонированном исполнении потребовало разработки принципиально новой конструкции сочетания обечаек с монолитными элементами. Напряженно-деформированное состояние днищ, фланцев и горловин крупногабаритных РСВД значительно отличается от аналогичных показателей в монолитных сосудах (особенно в местах соединения этих деталей с элементами цилиндрического корпуса) из-за существенного различия в перемещениях многослойного и монолитного цилиндров.

Были проведены теоретические и экспериментальные исследования выпуклых крышек, днищ, фланцев и горловин, сопряженных с рулонированным цилиндром с помощью цилиндрической вставки и без нее.

Расчет напряженного состояния рулонированных обечаек и монолитных элементов сосуда под действием внутреннего давления производился из условия совместности деформаций сочленяемых элементов.

По разработанным программам на ЭВМ были просчитаны разнообразные варианты конструктивного исполнения узлов сочленения рулонированной обечайки с концевыми частями сосуда. Расчеты проводились при различных конструктивных параметрах (внутренний диаметр, угол сферического сегмента, высота эллиптического днища, длина монолитной цилиндрической вставки).

Полученные данные проверяли экспериментально на моделях, опытных и промышленных сосудах.

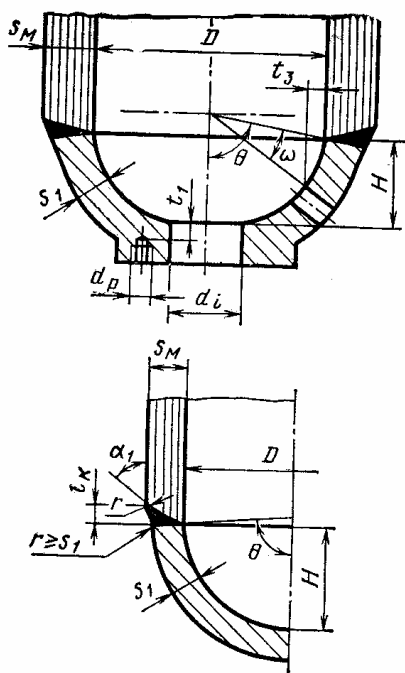


Рис. 7. Варианты конструктивного оформления сферических днищ с углом $87^\circ \leq \Theta \leq 90^\circ$, сопряженных с многослойной обечайкой без вставки.

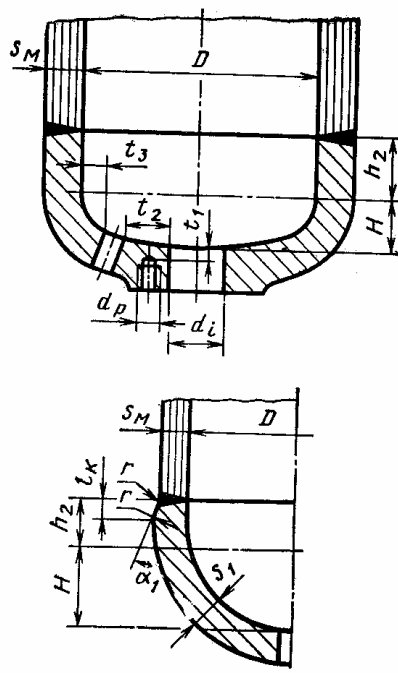


Рис. 8. Варианты конструктивного оформления эллиптических днищ, сопряженных с многослойной обечайкой без вставки.

Исследования показали, что для выпуклых эллиптических днищ и днищ в виде сферического сегмента, сопряженных с рулонированным цилиндром, максимальные напряжения возникают на внутренней поверхности многослойного цилиндра в зоне стыка с днищем.

На основе результатов исследований разработаны расчетные зависимости и рекомендации (ОСТ 26-1046— 74) по конструктивному оформлению концевых частей РСВД.

Расчет выпуклых днищ, сопряженных с многослойными рулонированными обечайками. Расчет применим для выпуклых (сферических и эллиптических) днищ (рис. 7 и 8) при соблюдении следующих соотношений и выполнении следующих условий по конструктивному оформлению: расстояние t_2 между кромками двух соседних отверстий, измеряемое по проекции, должно быть не менее диаметра меньшего отверстия; расстояние от края отверстия до внутренней цилиндрической поверхности, измеряемое по проекции, $t_3 \geq 0,1D$; величина отбортовки эллиптического днища (см. рис. 8)

$$h_2 \geq s_p;$$

угол сферического сегмента $75^\circ < \Theta < 90^\circ$ (см. рис. 7); расстояние $t_1 \geq d_p + c$; , где d_p — наружный диаметр резьбы гнезда под крепежную шпильку; угол ω (см. рис. 8) от кромки днища до кромки отверстия должен быть не менее 35° .

Для эллиптических днищ толщина эллиптической части днища должна быть не менее расчетной толщины цилиндрической отбортованной части, определяемой по формулам

$$s_p = 0,5D(\beta_p - 1); \beta_p = \exp\left(\frac{P}{\sigma_{д.доп}\phi}\right), \quad (27)$$

где D — внутренний диаметр днища, мм;

$\sigma_{д.доп}$ — допускаемое напряжение для материала днища, сопряженного с многослойной обечайкой, при расчетной температуре, МПа.

Коэффициент β_p принимаем по табл. 1.

Толщина эллиптической части днища, полученная при штамповке, должна быть не менее расчетной.

При выборе материала выпуклых днищ, сопряженных с многослойной обечайкой, для всех днищ (кроме сферических) должно соблюдаться условие

$$\frac{\sigma_{д.доп}}{\sigma_{м.доп}} \geq 0,75.$$

При использовании материала днища с соотношением $(\sigma_{д.доп} / \sigma_{м.доп}) < 0,75$ толщину рулонированной обечайки в месте стыка следует увеличить до величины, рассчитанной по формуле (17, 18) по условному допускаемому напряжению $\sigma_{в.доп} = \sigma_{д.доп} / 0,75$ путем дополнительной намотки слоев на длине не менее $0,4\sqrt{Ds_{MP}}$.

Днища сферические с углом сегмента $87^\circ < \Theta < 90^\circ$ соединяются с рулонированной обечайкой непосредственно (см. рис. 8) Толщину днища рассчитыва-

ют по формулам

$$s_{1P} = \frac{p \cdot D}{4 \cdot \sigma_{д.доп}^t \cdot \varphi - p} \cdot \frac{D}{2 \cdot H}, \quad (28)$$

$$s_1 > s_{1P} + c,$$

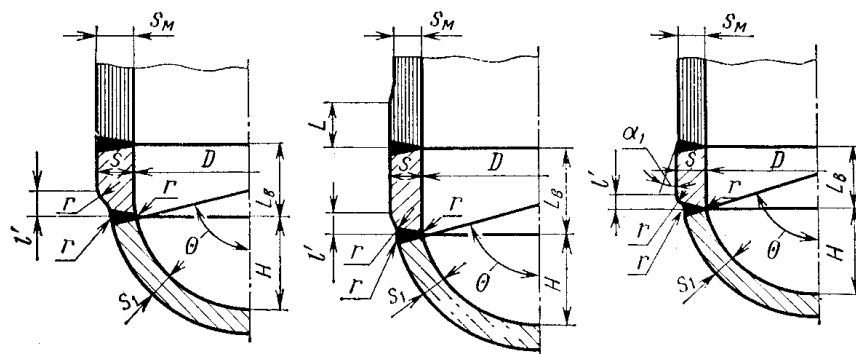


Рис 9. Варианты конструктивного оформления сферических днищ с углом $75^\circ \leq \Theta < 87^\circ$, сопряженных с многослойной обечайкой посредством вставки.

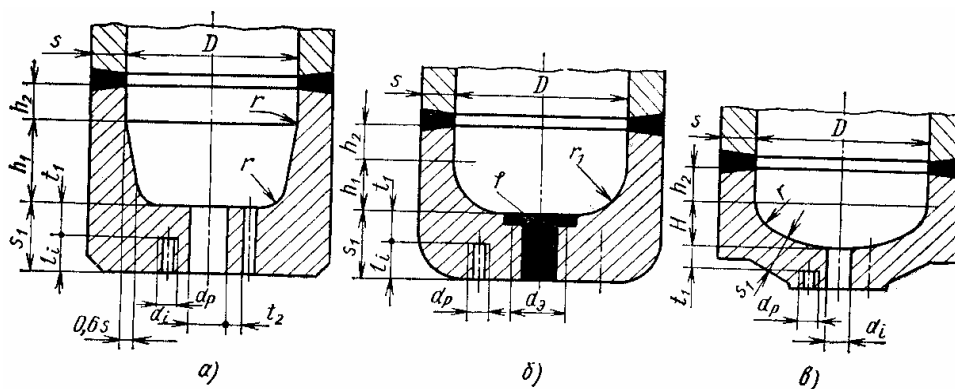


Рис. 10. Варианты оформления конструкции кованых плоских (а), слабовыпуклых (в) днищ и горловин (б).

где s_{1P} - исполнительная толщина днища, мм;

H — внутренняя высота выпуклой части днища, мм.

Допускаемые напряжения для материала днища, сопряженного с рулонированной обечайкой, принимают равными

$$\sigma_{д.доп}^t = 0,9 \cdot \sigma_{доп}^t,$$

где $\sigma_{доп}^t$ — допускаемые напряжения материала днища при расчетной температуре, определяемые по формуле (13).

Принятая толщина днища должна быть не менее $0,8s_M$.

Конструктивное оформление зоны перехода рекомендуется выполнять по одному из вариантов, показанных на рис. 8.

При этом $l_K \leq 0,2 \cdot \sqrt{D \cdot s_{MP}}$.

Днища сферические с углом сегмента $75^\circ < \Theta < 87^\circ$ соединяются с рулонированной обечайкой посредством однослойной цилиндрической вставки (рис. 9).

Расчет толщины днища производится по формуле (28), при этом $\sigma_{д.доп}^t = \sigma_{доп}^t$.

Расчетная толщина однослойной цилиндрической вставки для днищ в виде сферического сегмента с углом $75^\circ \leq \Theta < 87^\circ$ определяется по формуле (27) и принимается не менее s_M . Длина однослойной цилиндрической вставки (рис. 9, а)

$$L_B = 0,3 \cdot \sqrt{D \cdot s_p}, \quad (29)$$

где s_p — расчетная толщина однослойной цилиндрической обечайки, мм.

Длина конического перехода от однослойной цилиндрической вставки к днищу

$$l' = (0,2 \div 0,3) \cdot \sqrt{D \cdot s_p}, \quad (30)$$

Если толщина однослойной вставки s больше s_M (рис. 9, б), то s_M увеличивается до величины s дополнительными слоями на длине

$$L \geq 0,4 \cdot \sqrt{D \cdot s_p}, \quad (31)$$

При $s/s_M < 1,2$ разрешается дополнительные слои не вводить. При этом делается скос однослойной вставки (в соединении с рулонированной обечайкой) под углом $\alpha_1 < 45^\circ$ (рис. 9, в).

Днища эллиптические. Конструктивное оформление эллиптического днища, сопряженного с рулонированной обечайкой, выполняют согласно рис. 8.

Днище рассчитывают по формуле (27), принимая

$$\sigma_{д.доп}^t = \sigma_{доп}^t.$$

Расчет кованных плоских отбортованных и слабовыпуклых днищ и горловин. Расчет применим для кованных плоских отбортованных днищ (рис. 10, а), горловин (рис. 10, б) и слабовыпуклых днищ (рис. 10, в) при соблюдении следующих условий: $r \geq s_p; r_1 \geq 1,8 \cdot s_p; h_1 \geq 1,8 \cdot s_p; h_2 \geq s_p$.

Принятые обозначения см. на рис. 10.

Расстояние t_2 между кромками двух соседних отверстий, измеряемое по проекции, должно быть не менее диаметра меньшего отверстия. Величина t_1 должна быть не менее $(d_p + c)$, где t_1 - расстояние от внутренней поверхности днища до гнезда под шпильку, мм.

Расчетную толщину днища или горловины определяют по формуле

$$s_{1P} = 0,45 \cdot D \cdot \sqrt{\frac{P}{\sigma_{доп}^t \cdot \psi}}. \quad (32)$$

Исполнительная толщина днища s_1 должна удовлетворять условию

$$s_1 \geq s_{1P} + c. \quad (33)$$

Допускаемое рабочее давление определяют по формуле

$$P_{доп} = \frac{5 \cdot (s_1 - c)^2}{D^2} \sigma_{доп}^t \cdot \psi; \quad (34)$$

здесь ψ — коэффициент ослабления днища отверстиями, определяемый по

формуле

$$\psi = 1 - \frac{\sum_{i=1}^n d_i}{D}, \quad (35)$$

где $\sum_{i=1}^n d_i$ — сумма диаметров отверстий для наиболее ослабленного диаметрального сечения, мм.

В случае одиночного центрального отверстия

$$\psi = \frac{1}{1 + \frac{d}{D} + \left(\frac{d}{D}\right)^2}, \quad (36)$$

где d — диаметр одиночного отверстия, мм.

Диаметры отверстий под шпильки для присоединяемых к днищу элементов входят в величину $\sum_{i=1}^n d_i$ умноженными на коэффициент $2l_i/s_1$, где l_i — глубина 1-го отверстия (см. рис. 10). При $l_i > s_1/2$ величину $2l_i/s_1$ принимают равной 1,0.

В случае ступенчатого отверстия в формулу (35) в качестве d подставляется эквивалентный внутренний диаметр $d_э$, определяемый из условия равенства площади фасонного сечения f , вырезанной из стенки днища (см. рис. 10), площади сечения $d_э s_1$ т. е. $d_э = f/s_1$.

5. УПЛОТНЕНИЯ НЕПОДВИЖНЫЕ МЕТАЛЛИЧЕСКИЕ. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ И ПЛОТНОСТЬ.

Рабочее, расчетное, пробное и технологическое давления определяют по расчетным параметрам, приведенным в начале главы.

Выбор размеров элементов уплотнений и материалов для них с оптимальными физико-механическими характеристиками производится в соответствии с действующей нормативно-технической документацией (ОСТ 26-01-86—78).

Уплотнение с двухконусным кольцом (двухконусный затвор). Геометрические размеры уплотнения приведены на рис. 11.

Расчетное усилие Q , действующее на шпильки (ОСТ 26-01-87—78), определяют по формуле

$$Q = Q_D + Q_B, \quad (37)$$

где Q_D — равнодействующая внутреннего давления на крышку,

$$Q_D = \frac{\pi}{4} \cdot D_{CP}^2 \cdot p, \quad (38)$$

Q_B — осевая составляющая равнодействующей внутреннего давления на уплотнительное кольцо,

$$Q_B = K_1 \cdot \frac{\pi}{2} \cdot D_{CP} \cdot h_{CP} \cdot p \cdot \operatorname{tg} \gamma; \gamma = 30^\circ. \quad (39)$$

Разрешается приближенно принимать $Q_B = 0,06 \cdot K_1 \cdot Q_D$. Коэффициент K_1 , учитывающий влияние предварительной затяжки на величину расчетного усилия для

$$p < 29,4 \text{ МПа}, K_1 = 4 - 0,102 \cdot p;$$

$$p \geq 29,4 \text{ МПа}, K_1 = 1,0.$$

Средний диаметр уплотнительной поверхности определяют по формуле

$$D_{CP} = D' + \frac{h_1 - h_2}{2} \operatorname{tg} \gamma, \quad (40)$$

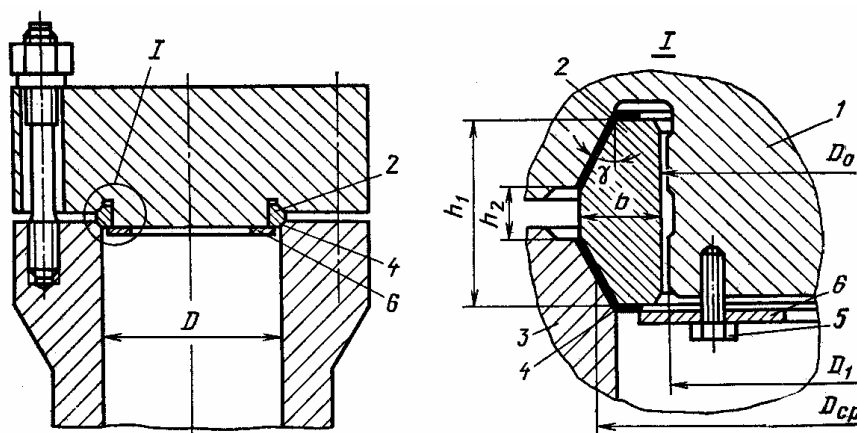


Рис. 11. Уплотнение с двухконусным кольцом: 1 — элемент уплотнения крышки; 2 — уплотнительное кольцо; 3 — элемент уплотнения корпуса; 4 — прокладка; 5 — болт; 6 — прижимное кольцо.

где $D' = D + (2 \div 8)$ мм;

h_1, h_2 — осевые размеры уплотнительного кольца, мм;

γ — угол конусности уплотнительной поверхности, заключенный между осью вращения детали и образующей уплотнительной поверхности, градус;

h_{CP} — высота кольца по средней линии уплотнительной поверхности, мм

$$h_{CP} = \frac{(h_1 + h_2)}{2}. \quad (41)$$

При пробном гидравлическом давлении $p_{ПР}$ усилие на шпильки $Q_{ПР}$ определяется по формуле (37), при этом в расчетные формулы (38) и (39) подставляют значение $p_{ПР}$ вместо p .

При технологической опрессовке сосуда с многослойным цилиндрическим корпусом гидравлическим давлением $p_{ОПР}$ усилие на шпильки $Q_{ОПР}$ определяют по формуле (37), при этом в расчетные формулы (38) и (39) подставляют значение $p_{ОПР}$ вместо p .

Усилие затяжки шпилек Q_3 перед гидравлическими испытаниями пробным давлением $p_{ПР}$, давлением опрессовки $p_{ОПР}$ и перед эксплуатацией в рабочих условиях определяют по формуле

$$Q_3 = \frac{\sigma_{CM}^{20} \cdot \pi \cdot D_{CP} \cdot l_P \cdot \sin(\gamma + \rho)}{\cos \rho}, \quad (42)$$

где σ_{CM}^{20} — напряжение смятия прокладки, принимают в зависимости от материала: для алюминия $\sigma_{CM}^{20} = 68,6 \text{ МПа}$, для меди $\sigma_{CM}^{20} = 98,1 \text{ МПа}$;

l_P — расчетная ширина уплотнительной поверхности, мм;

$$l_P = \frac{h_1 - h_2}{2}; \quad (43)$$

ρ — угол трения на уплотнительных поверхностях, принимают $\rho = 15^\circ$.

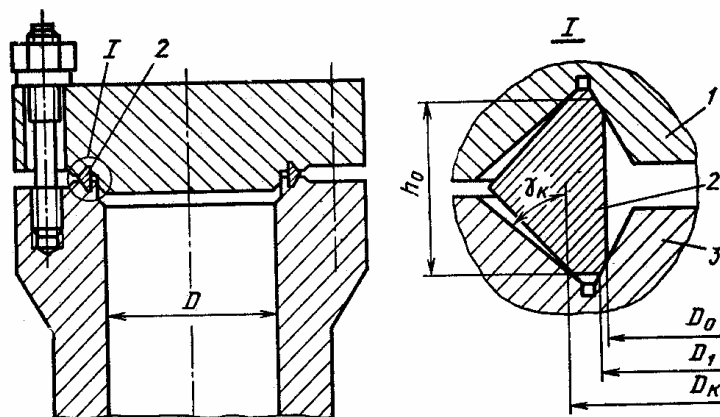


Рис. 12. Уплотнение с кольцом треугольного сечения:
1 — элемент уплотнения крышки; 2 — уплотнительное кольцо;
3 — элемент уплотнения корпуса.

В случае изготовления уплотнительного кольца из материала, имеющего предел текучести $\sigma_T^{20} < 343$ МПа, определяют его диаметральные размеры. Осевые размеры элементов уплотнения не рассчитывают и принимают по действующей нормативно-технической документации (ОСТ 26-01-86—78) для соответствующего диаметра. Толщину кольца определяют по формуле

$$b = \frac{(0,63D_{cp} + a)(h_1 - h_2)}{6,92D_{cp}h_1} \left[2,42 \frac{\sigma_{CM}^{20}}{\sigma_T^{20}} D_{cp} + (h_1 - h_2) \right], \quad (44)$$

где $a = 160$ мм.

Внутренний диаметр кольца определяют по формуле

$$D_0 = D' + (h_1 - h_2) \operatorname{tg} \gamma - 2b. \quad (45)$$

Диаметральный зазор δ между уплотнительным и упорным кольцом крышки равен

$$\delta = \frac{D_0 \cdot \sigma_T^{20}}{1,1 \cdot E^{20}}. \quad (46)$$

Диаметр упорного кольца крышки D_1 определяют по формуле,

$$D_1 = D_0 - \delta. \quad (47)$$

Уплотнение с кольцом треугольного сечения (дельта-затвор). Геометрические размеры уплотнения приведены на рис. 12.

Расчетное усилие, действующее на шпильки (ОСТ 26-01-87—78), определяют по формуле (37), где

$$Q_D = \frac{\pi}{4} \cdot D_K^2 \cdot p, \quad (48)$$

$$Q_B = K_1 \cdot \frac{\pi}{2} \cdot D_K \cdot h_0 \cdot p \cdot \operatorname{tg} \gamma_K; \gamma_K = 47^\circ. \quad (49)$$

здесь D_K — диаметр уплотнительной поверхности, мм;

h_0 — высота обтюратора, мм.

Разрешается приближенно принимать

$$Q_B = 0,05 \cdot Q_D.$$

При пробном гидравлическом давлении $p_{пр}$ усилие на шпильки $Q_{пр}$ определяется по формуле (37) после подстановки в формулы (48) и (49) давления $p_{пр}$ вместо p .

При технологической опрессовке сосуда с многослойным цилиндрическим корпусом давлением $p_{опр}$ усилие на шпильки $Q_{опр}$ определяется по формуле (37) после подстановки в формулы (48) и (49) давления $p_{опр}$ вместо p .

Усилие затяжки шпилек Q_3 перед гидравлическими испытаниями пробным давлением $p_{пр}$, давлением опрессовки $p_{опр}$ и перед эксплуатацией в рабочих условиях определяют по формуле

$$Q_3 = \pi \cdot D_K \cdot q_3, \quad (50)$$

где $q_3 = 588$ Н/мм — герметизирующее усилие на единицу длины периметра уплотнения.

Необходимые геометрические размеры уплотнительного кольца и канавок под него выбирают в соответствии с ОСТ 26-01-86—78 для соответствующего диаметра сосуда или горловины.

Уплотнение с кольцом восьмиугольного сечения. Геометрические размеры уплотнения приведены на рис. 13. Расчетное усилие Q , действующее на шпильки

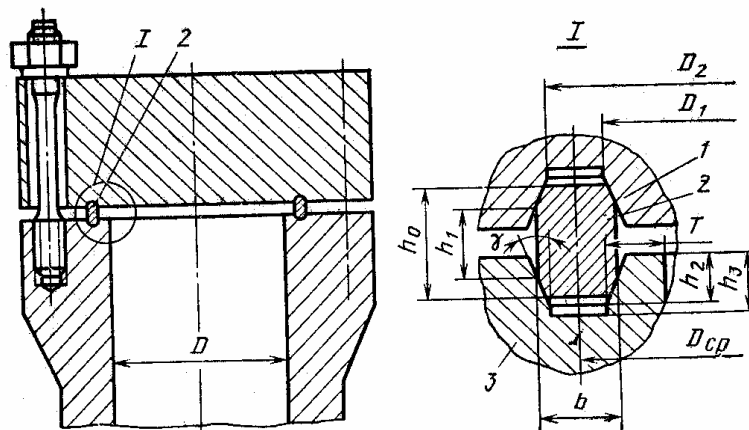


Рис. 13. Уплотнение с кольцом восьмиугольного сечения:
1 — элемент уплотнения крышки; 2 — уплотнительное кольцо;
3 — элемент уплотнения корпуса.

(ОСТ 26-01-87—78), определяют по формуле (37), где равнодействующую внутреннего давления Q_d вычисляют по формуле (38), а осевую составляющую реакции уплотнительного кольца Q_b — по формуле

$$Q_b = \pi \cdot D_{cp} \cdot \sigma_{cm}^{20} \cdot l_{пп} \frac{\sin(\gamma + \rho)}{\cos \rho}; \gamma = 23^\circ. \quad (51)$$

где σ_{cm}^{20} - герметизирующее напряжение смятия уплотнительного кольца в условиях эксплуатации, МПа; принимают $\sigma_{cm}^{20} = 1,2\sigma_T^{20}$;

σ_T^{20} - предел текучести материала уплотнительного кольца при 20 °С, МПа;

$l_{пп}$ - ширина уплотнительной поверхности кольца, мм

$$l_{пп} = 0,155 \cdot D_{cp} \frac{p}{\sigma_T^{20}}; \quad (52)$$

ρ — угол трения на уплотнительных поверхностях, °; принимают $\rho = 11^\circ 40'$.

При пробном гидравлическом давлении $p_{пп}$ усилие на шпильки $Q_{пп}$ определяют по формуле (37), при этом в расчетную формулу (38) подставляют значения $p_{пп}$ вместо p , а в формулу (51) — напряжение смятия $\sigma_{cm}^{20} = 0,8\sigma_T^{20}$.

При технологической опрессовке сосуда с многослойным корпусом давлением $p_{опр}$ усилие на шпильки $Q_{опр}$ определяют по формуле (37), при этом в расчетную формулу (38) подставляют значение $p_{опр}$ вместо p , а в формулу (51) — напряжение смятия $\sigma_{cm}^{20} = 0,8\sigma_T^{20}$.

Усилие затяжки Q_3 принимают:

перед технологической опрессовкой давлением p_{OPP}

$$Q_{3.OPP} = \frac{\pi \cdot D_{CP}^2}{4} \left(p_{OPP} + 0,5 \frac{\sin(\gamma + \rho)}{\cos \rho} p \right); \quad (53)$$

перед гидроиспытаниями пробным давлением p_{IP} и последующей эксплуатацией при расчетном давлении p

$$Q_{3.IP} = \frac{\pi \cdot D_{CP}^2}{4} \cdot p \cdot \left(1,25 \frac{\sigma_T^{20}}{\sigma_T^t} + 0,5 \frac{\sin(\gamma + \rho)}{\cos \rho} \right); \quad (54)$$

перед эксплуатацией при расчетном давлении p (без гидроиспытаний)

$$Q_3 = \frac{\pi \cdot D_{CP}^2}{4} \cdot p \cdot \left(1 + 0,75 \frac{\sin(\gamma + \rho)}{\cos \rho} \right); \quad (55)$$

В формуле (54) σ_T^t — предел текучести материала уплотнительного кольца при расчетной температуре, МПа.

Ширину перемычки T в корпусе сосуда под уплотнительное кольцо выбирают из условия

$$T \geq 0,515 \cdot D_{CP} \frac{p}{\sigma_T^{20}}. \quad (56)$$

Средний диаметр уплотнения D_{CP} определяют по формуле

$$D_{CP} \geq \frac{D}{1 - 1,16 \frac{p}{\sigma_T^{20}}}. \quad (57)$$

Высоту цилиндрической части уплотнительного кольца h_1 , принимают в зависимости от внутреннего диаметра D_1 (см. рис. 13): при $D=400 \div 800$ мм $h_1=6 \div 8$ мм; $D=800 \div 1000$ мм $h_1=8 \div 10$ мм; $D=1000 \div 1200$ мм $h_1=10 \div 12$ мм.

Полную высоту уплотнительного кольца h_0 определяют по формуле

$$h_0 = h_1 + 2 \cdot l_{IP} \cdot \cos \gamma. \quad (58)$$

Толщину уплотнительного кольца b определяют по формуле

$$b = 0,25 \frac{D_{CP}}{\sigma_T^{20}} p. \quad (59)$$

Глубину конической части канавки под уплотнительное кольцо определяют по формуле

$$h_2 = \frac{h_0 - h_1}{2} + 0,005 \cdot D \cdot \cos \gamma + h_1', \quad (60)$$

где $h_1' = 1 \div 1,5$ мм для $D \leq 600$ мм; $h_1' = 1,5 \div 2,5$ мм для $D > 600$ мм.

Полная глубина канавки под уплотнительное кольцо равна

$$h_3 = h_2 + h_2', \quad (61)$$

где $h_2' = 0,005 \cdot D$, но не менее 3 мм.

Внутренний диаметр проточки D_1 определяют по формуле

$$D_1 = D_{CP} - b + 2 \cdot (h_2 - h_1') \cdot \operatorname{tg} \gamma. \quad (62)$$

Наружный диаметр проточки D_2 равен

$$D_2 = D_{CP} + b - 2 \cdot (h_2 - h_1') \cdot \operatorname{tg} \gamma. \quad (63)$$

Уплотнение с плоской прокладкой. Геометрические размеры уплотнения приведены на рис. 14. Расчетное усилие Q , действующее на шпильки (ОСТ 26-01-87—78), определяют по формуле

$$Q = Q_D + R_{II}, \quad (64)$$

где равнодействующую внутреннего давления на крышку Q_D определяют по формуле (38). Реакция прокладки R_{II} в рабочих условиях равна

$$R_{II} = \pi \cdot D_{CP} \cdot b \cdot \sigma_{CM}^{20}. \quad (65)$$

Расчетную ширину плоской металлической прокладки b_p принимают большей из двух величин, определяемых по формулам

$$b_p = 0,25 p D_1 / (\sigma_{\text{доп.к}}^t - \sigma_{CM}^{20} - 0,25 p); \quad (66)$$

$$b_p = 0,25 p_{\text{пр}} D_1 / (\sigma_{\text{доп.к}}^t - \sigma_{CM}^{20} - 0,25 p_{\text{пр}}); \quad (67)$$

Исполнительная ширина прокладки b должна быть больше или равна расчетной ширине b_p .

Наименьший диаметр уплотнительной поверхности D_1 следует принимать конструктивно.

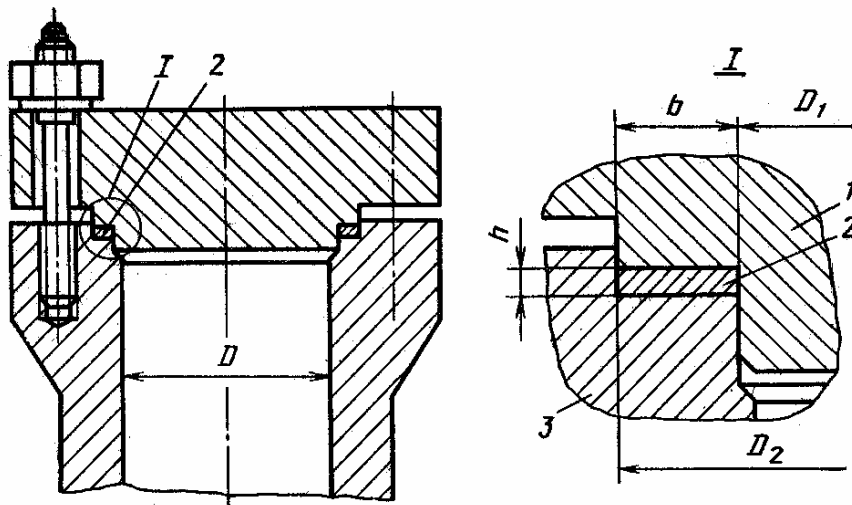


Рис. 14. Уплотнение с плоской прокладкой:
1 - элемент уплотнения крышки; 2 — плоская прокладка;
3 — элемент уплотнения корпуса.

Наибольший диаметр уплотнительной поверхности определяют по формуле

$$D_2 = D_1 + 2 \cdot b. \quad (68)$$

Средний диаметр уплотнительной поверхности D_{CP} равен

$$D_{CP} = \frac{D_1 + D_2}{2}. \quad (69)$$

Допускаемые контактные напряжения на уплотнительных поверхностях

$\sigma_{\text{доп.к}}^t$ и $\sigma_{\text{доп.к}}^{20}$ принимают по меньшему из значений предела текучести материалов корпуса или крышки

$$\sigma_{\text{доп.к}}^t = 0,3 \cdot \sigma_{\text{ТК}}^t + 176,6 \text{ МПа}. \quad (70)$$

$\sigma_{\text{доп.к}}^{20}$ вычисляют по формуле (70) при подстановке $\sigma_{\text{ТК}}^{20}$ вместо $\sigma_{\text{ТК}}^t$.

Герметизирующее давление смятия прокладки принимают: для алюминия $\sigma_{\text{СМ}}^{20} = 68,6$ МПа; для меди $\sigma_{\text{СМ}}^{20} = 98,1$ МПа; для стали 10 и 08Х18Н10Т $\sigma_{\text{СМ}}^{20} = 176,6$ МПа.

При пробном гидравлическом давлении $p_{\text{пр}}$ усилие на шпильки $Q_{\text{пр}}$ определяют по формуле (64), при этом в расчетную формулу (38) подставляют значение $p_{\text{пр}}$ вместо p , а в формулу (65) — напряжение смятия $\sigma_{\text{СМ.пр}}^{20} = 0,5 \sigma_{\text{СМ}}^{20}$.

При технологической опрессовке сосуда давлением $p_{\text{опр}}$ усилие на шпильки $Q_{\text{опр}}$ определяют по формуле (64), при этом в расчетную формулу (38) подставляют значение $p_{\text{опр}}$ вместо p , а в формулу (65) — напряжение смятия $\sigma_{\text{СМ.опр}}^{20} = 0,5 \sigma_{\text{СМ}}^{20}$.

Усилие затяжки шпилек Q_3 , для условий эксплуатации без гидроиспытаний пробным давлением принимают равным расчетному усилию Q , определенному по формуле (64).

Усилие затяжки шпилек $Q_{3.пр}$ перед гидроиспытанием пробным давлением $p_{\text{пр}}$ принимают равным $Q_{\text{пр}}$, определенному по формуле (64) при $p = p_{\text{пр}}$.

Усилие затяжки шпилек $Q_{3.пр}$ для гидроиспытаний пробным давлением $p_{\text{пр}}$ с последующей эксплуатацией без демонтажа уплотнения принимают большим из величин Q или $Q_{\text{пр}}$, определяемых по формуле (64) соответственно при расчетном и пробном давлениях.

Усилие затяжки шпилек $Q_{3.опр}$ перед технологической опрессовкой давлением $p_{\text{опр}}$ принимают равным $Q_{\text{опр}}$, определенному по формуле (64) при $p = p_{\text{опр}}$.

6. РАСЧЕТ ШПИЛЕК.

Расчет диаметра стержня шпильки. Расчетный диаметр стержня шпильки (ОСТ 26-1046—74) определяют по формуле

$$d_{CP} = \sqrt{\frac{4 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot Q}{\pi \cdot z \cdot \sigma_{\text{ДОП.Ш}}} + d_M^2}, \quad (71)$$

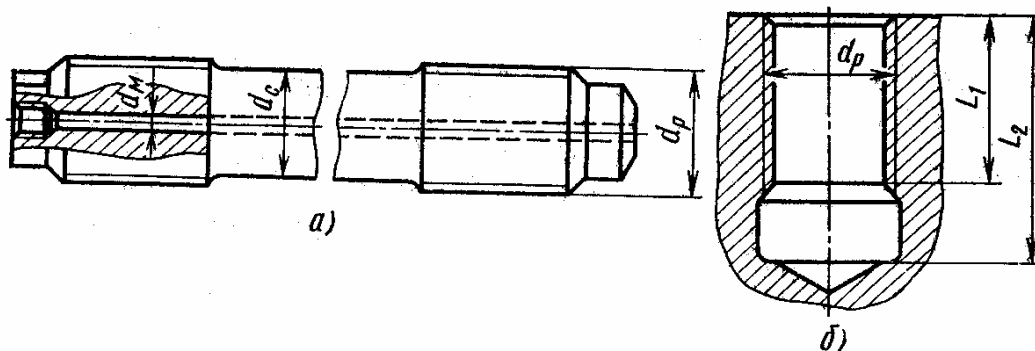


Рис. 15. Шпилька (а) и гнездо под шпильку (б)

где z — число шпилек;

d_k — диаметр центрального отверстия в шпильке, мм.

Исполнительную величину d_c (рис. 15, а) принимают из условия $d_c > d_{CP}$ и выбирают из ряда диаметров, приведенных в табл. 2.

Расчетное усилие Q определяют по соответствующим формулам раздела «Уплотнения неподвижные металлические». Коэффициент K_2 , учитывающий тангенциальные напряжения, возникающие в шпильке при затяжке, принима

Таблица 2.

Основные размеры шпилек и резьбовых гнезд

Номинальный диаметр резьбы, мм	Шаг резьбы, мм	Глубина резьбового гнезда корпуса, мм	Длина резьбы гнезда, мм	Номинальный диаметр резьбы, мм	Шаг резьбы, мм	Глубина резьбового гнезда корпуса, мм	Длина резьбы гнезда, мм
56	5,5	105	77	110	6	200	150
60		110	82	115		205	155
64		120	90	120		210	160
68		125	95	125		220	170
72		130	100	130		225	175
76		135	105	140		235	185
80		160	110	150		250	200
85		170	120	160		260	210
90	6	175	125	170		275	225
95		180	130	180		285	235
100		185	135	190		300	250
105		195	145	200		310	260

Длина резьбы гнезда установлена из условия отношения временного сопротивления материала шпильки к временному сопротивлению материала фланца (при расчетной температуре) $\sigma_{ВШ}^t / \sigma_{ВФ}^t \leq 1,7$.

ют; для затвора с двухконусным и дельта - образным обтюраторами $K_2=1,0$; для затвора с плоской металлической прокладкой $K_2=1,2$.

В случае затяжки шпилек способами, исключая возникновение крутящих моментов, коэффициент $K_2=1,0$. Коэффициент K_3 , учитывающий неравномерность распределения нагрузки между шпильками, принимают равным: для контролируемой затяжки $K_3=1,3$; для неконтролируемой затяжки $K_3=1,5$.

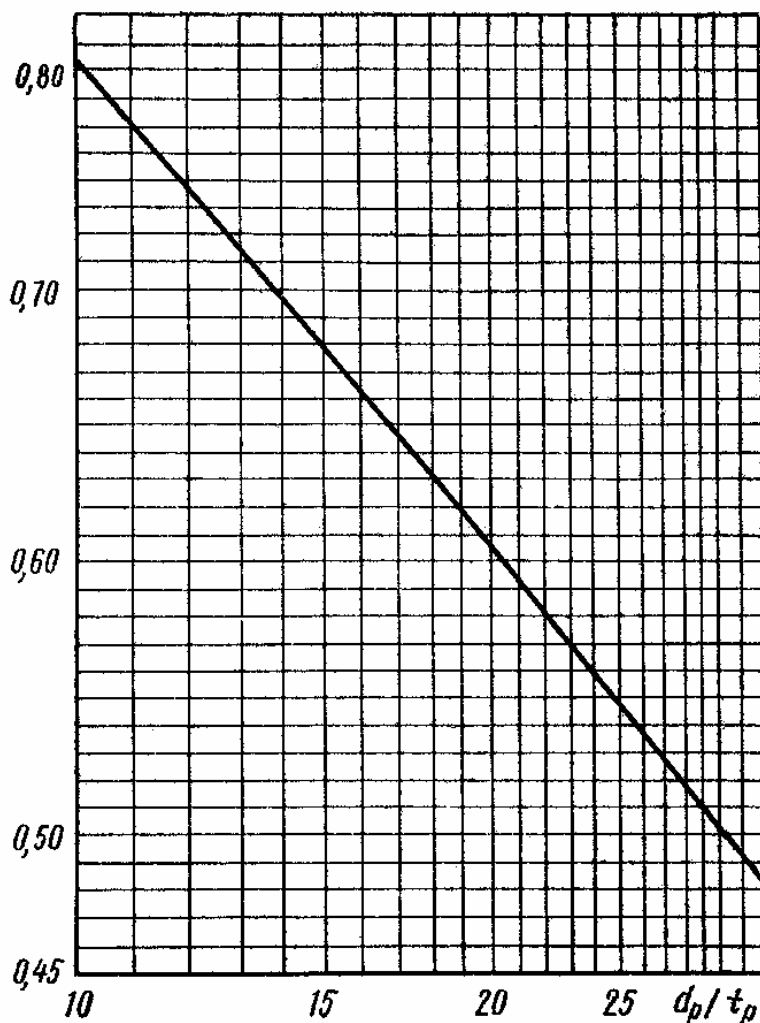


Рис. 16. График для определения коэффициента K_4 .

Для затворов с двухконусным и дельта – обтюратором затяжка считается контролируемой, если в процессе затяжки производится контроль усилий вытяжки шпилек (например, при использовании гидродомкратов) или крутящих моментов. Для затвора с плоской прокладкой затяжка считается контролируемой, если измеряется фактическое напряжение и деформация шпилек после их затяжки.

При проверке прочности шпилек на давление опрессовки коэффициенты K_2 и K_3 принимают равными $K_2=1,0$; $K_3=1,3$.

Расчет длины резьбы гнезда корпуса сосуда. При отношении предела

прочности материала шпильки к пределу прочности материала корпуса $\sigma_{ВШ} / \sigma_{БК} < 2$ исполнительную длину резьбы гнезда корпуса L_1 (рис. 15, б) принимают по табл. 10.

Для диаметров резьб, не вошедших, в табл. 2, $L_1 = 1,5d_p$. При $\sigma_{ВШ} / \sigma_{БК} > 2$ расчетную длину резьбы гнезда определяют по формуле

$$L_{1P} = \frac{d_C^2 - d_M^2}{2,1 \cdot K_4 \cdot d_p} \cdot \frac{\sigma_{ВШ}}{\sigma_{БК}}, \quad (72)$$

где d_p - диаметр резьбы шпильки, мм;

K_4 — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения, нагрузки по виткам резьбы, определяют по графику (рис. 16).

Исполнительную длину резьбы L_1 определяют по формуле

$$L_1 = L_{1P} + 4 \cdot t_p, \quad (73)$$

где t_p — шаг резьбы, мм.

Глубину гнезда L_2 (см. рис. 15, б) в зависимости от исполнения принимают по табл. 2. Для диаметров резьб, не вошедших в таблицу, глубину гнезда L_2 принимают конструктивно.

7. ФЛАНЦЫ.

Определение размеров фланца. Расчет распространяется на кованные фланцы (рис. 17, а и б), соединенные посредством сварки с многослойной цилиндрической обечайкой.

Диаметр окружности центров шпилек определяют по формуле

$$D_B \geq \max \left\{ D + d_p + 2 \cdot m; t / \sin \frac{180}{z} \right\}, \quad (74)$$

где m — расстояние от внутренней поверхности фланца до края отверстия под шпильку, мм;

t — шаг шпилек, мм.

Для затворов с плоской металлической прокладкой должно также соблюдаться условие

$$D_B \geq 1,05 \cdot D_2 + d_p, \quad (75)$$

t — принимают из условия $t \geq 2,2 \cdot d_p$, $m \geq 0,5 \cdot d_p$.

Наружный диаметр фланца определяют по формуле

$$D_\phi \geq D_B + 2 \cdot d_p. \quad (76)$$

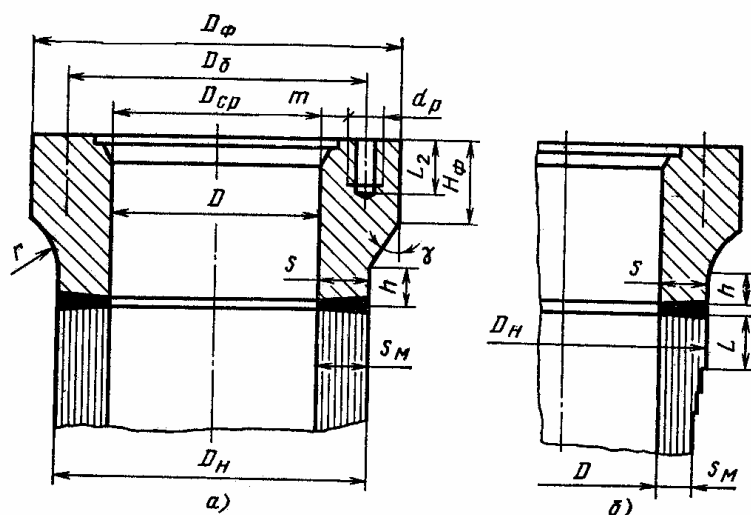


Рис. 17. Варианты конструктивного оформления кованных фланцев, сопряженных с многослойной обечайкой.

Кроме того, для фланцев, стыкуемых с рулонированной обечайкой, необходимо выполнение условия $(D_B - D) / (D_\phi - D) \leq 0,6$.

Рекомендуемый угол наклона образующей конической части фланца $\gamma \leq 30^\circ$, допускается принимать $30^\circ < \gamma \leq 45^\circ$. Величины H_ϕ и h (см. рис. 17) определяют из условий:

$$\begin{aligned} \text{при } 30^\circ < \gamma \leq 45^\circ \quad H_\phi &\geq L_2 + 0,75 \cdot d_p; h \geq s_p; \\ \text{при } \gamma \leq 30^\circ \quad H_\phi &\geq L_2 + 0,25 \cdot d_p; h \geq 0,7 \cdot s_p; \end{aligned} \quad (77)$$

L_2 — см. рис. 15, б.

Кроме того, должно соблюдаться условие

$$H_{\phi} \geq \frac{0,85 \cdot (D_{\phi} - D)}{2}, \quad (78)$$

Расчетную толщину s_p цилиндрической части фланца, стыкуемой с обечайкой, определяют по формуле (27).

Исполнительная толщина s должна быть не менее s_p и толщины стыкуемой с фланцем обечайки.

При $s > s_M$ (см. рис. 17, б) толщину обечайки в месте стыка с фланцем следует увеличить до толщины s путем дополнительной намотки слоев на длине L (см. формулу 31).

При $s/s_M < 1,2$ разрешается дополнительные слои не вводить. В этом случае в месте стыка фланца с многослойной обечайкой на фланце делается скос под углом $\alpha \leq 45^\circ$ по аналогии с сопряжением днище — обечайка (см. рис. 9, в). Радиус скругления принимают $r \geq 0,8 \cdot s_p$.

Проверка прочности фланца. Прочность фланца (ОСТ 26-1046—74) при пробном давлении проверяют по формулам:

для двухконусного и дельта-затвора

$$\sigma_{\max} = p_{\text{ПР}} \frac{D_{\phi}^2 + D^2}{D_{\phi}^2 - D^2} + \frac{Q_D^* \cdot (D_B - D - s) + Q_B^* \cdot (D_B - D_{\text{СР}})}{h_1^2 \cdot D \cdot \ln(D_{\phi} / D)}, \quad (79)$$

где Q_D^* и Q_B^* — соответствующие Q_D и Q_B (см. расчет уплотнений) величины, вычисленные при значении $p_{\text{нр}}$ вместо p ;

для затвора с плоской металлической прокладкой

$$\sigma_{\max} = p_{\text{ПР}} \frac{D_{\phi}^2 + D^2}{D_{\phi}^2 - D^2} + \frac{Q^* \cdot (D_B - D - s) + 0,1 \cdot Q^* \cdot (D_B - D_{\text{СР}})}{h_1^2 \cdot D \cdot \ln(D_{\phi} / D)}, \quad (80)$$

$$h_{\phi} = H_{\phi} + \frac{(D_{\phi} - D)^2 - 4 \cdot s^2}{4 \cdot (D_{\phi} - D) \cdot \text{tg} \gamma}, Q^* = \frac{Q_{\text{ПР}}}{1,1}. \quad (81)$$

При опрессовке сосуда давлением $p_{\text{онр}}$, в формулы следует подставлять $p_{\text{онр}}$ вместо p , а также Q_D^* , Q_B^* , Q^* , вычисленные при $p_{\text{онр}}$ вместо $p_{\text{нр}}$. В обоих случаях должно выполняться условие $\sigma_{\max} \leq \sigma_T^{20} / 1,1$. При несоблюдении этого условия необходимо увеличить высоту H_{ϕ} или наружный диаметр D_{ϕ} фланцев, после чего произвести повторный расчет.

8. РАСЧЕТ КРЫШЕК.

Плоские крышки. Расчет не распространяется на плоские крышки с приварными патрубками.

Расстояние между краями соседних отверстий в крышке должно быть не менее диаметра меньшего отверстия.

Расчетную толщину крышки (ОСТ 26-1046—74) определяют по формуле

$$H_p = 0,45 \sqrt{\frac{3,8 \cdot Q \cdot (D_B - D_{CP}) + p \cdot D_{CP}^3}{\left(D_A - 2 \cdot d_{ОШ} - \sum_{i=1}^n d_i \right) \cdot \sigma_{ДОП}}}. \quad (82)$$

Исполнительная толщина должна удовлетворять условию $H_{KP} \geq H_p + c$.

В формуле (3.77) Q — расчетное усилие, определяемое в зависимости от выбранного затвора. Наружный диаметр крышки D_A назначают конструктивно из условия $D_A \geq D_B + 2 \cdot d_p$. Диаметр отверстия под крепежную шпильку $d_{ОШ}$ допускается принимать в расчете равным d_p .

Диаметры отверстий под шпильки для крепления присоединяемых к крышке элементов (рис. 51) входят в величину $\sum_{i=1}^n d_i$ умноженными на коэффициент

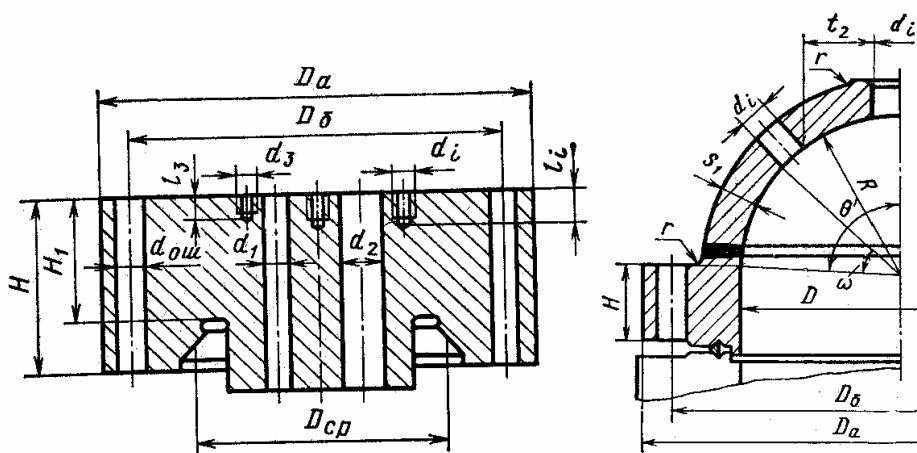


Рис. 18. Плоская крышка
Рис. 19. Сферическая крышка

$2 \cdot l_i / H_{KP}$, где l_i — глубина i -го отверстия.

При $l_i > H_{KP} / 2$ величину $2 \cdot l_i / H_{KP}$ принимают равной 1,0. Минимальную толщину крышки в месте расположения паза под уплотнение (в случае применения затвора с двухконусным обтюратором) определяют по формуле

$$H_{1P} = 0,45 \sqrt{\frac{3,8 \cdot Q \cdot (D_B - D_{CP}) + p \cdot D_{CP}^3 \frac{1,5 \cdot p}{\sigma_{ДОП}}}{D_{CP} \cdot \sigma_{ДОП}} + 6 \cdot H_{KP}^2 \frac{D_A - D_{CP} - 2 \cdot d_{ОШ}}{D_{CP}}}. \quad (83)$$

Исполнительная толщина крышки в месте уплотнения должна удовлетворять условию $H_1 \geq H_{1P} + c$.

Если подкоренное выражение меньше нуля, то H_{1P} не проверяют.

Выпуклые сферические крышки. Конструктивное оформление крышек рекомендуется выполнять согласно рис. 19. При этом должны соблюдаться следующие условия: 1) угол ω от кромки сферической части крышки до кромки отверстия должен быть не менее 35° , расстояние t_2 между двумя соседними отверстиями, измеряемое по проекции, должно быть не менее диаметра меньшего отверстия; 2) радиус скруглений $r \geq 0,8 \cdot s_{1P}$.

Расчет применим для выпуклых сферических крышек том случае, когда используют затворы с двухконусным или дельтаобразным обтюраторами.

Расчет применим для крышек при температуре стенки до 200°C без теплоизоляции, а также для крышек при температуре стенки свыше 200°C при наличии теплоизоляции всей наружной поверхности крышки

Расчетную толщину стенки сферической части крышки (ОСТ 26-1046-74) предварительно определяют по формуле

$$s_{1P} = \frac{2,5 \cdot p \cdot R}{4 \cdot \sigma'_{\text{доп}} \cdot \varphi - p}, \quad (84)$$

при этом $\sigma'_{\text{доп}}$ принимают наименьшим из двух значений: допускаемого напряжения материала сферической части и допускаемого напряжения материала фланца крышки при расчетной температуре. Коэффициент толстостенности сферической части крышки предварительно определяют по формуле

$$\beta' = \frac{R + s'_{1P}}{R}. \quad (85)$$

Коэффициент толстостенности сферической части крышки расчетный β'_p принимают вместо β' - ближайший больший из следующего ряда значений: 1,10; 1,12; 1,14; 1,16; 1,18; 1,20.

Расчетную толщину стенки сферической части крышки определяют по формуле

$$s_{1P} = (\beta'_p - 1)R. \quad (86)$$

Исполнительная толщина s_{1P} должна удовлетворять условию $s_1 \geq s_{1P} + c$. Наружный диаметр фланца крышки D_A определяют конструктивно с учетом размещения крепежных шпилек, толщины, сферической части крышки s_1 и радиуса скругления r .

Высоту фланца крышки определяют следующим образом: вычисляют коэффициент толстостенности фланца крышки $\beta_\phi = D_\phi / D$.

Для пользования номограммами (рис. 53—56) вместо β_ϕ принимают условный коэффициент толстостенности фланца крышки $\beta_{\phi y}$ — ближайший больший из следующего ряда: 1,4; 1,45; 1,5; 1,55; 1,6; 1,65; 1,7; 1,75; 1,8.

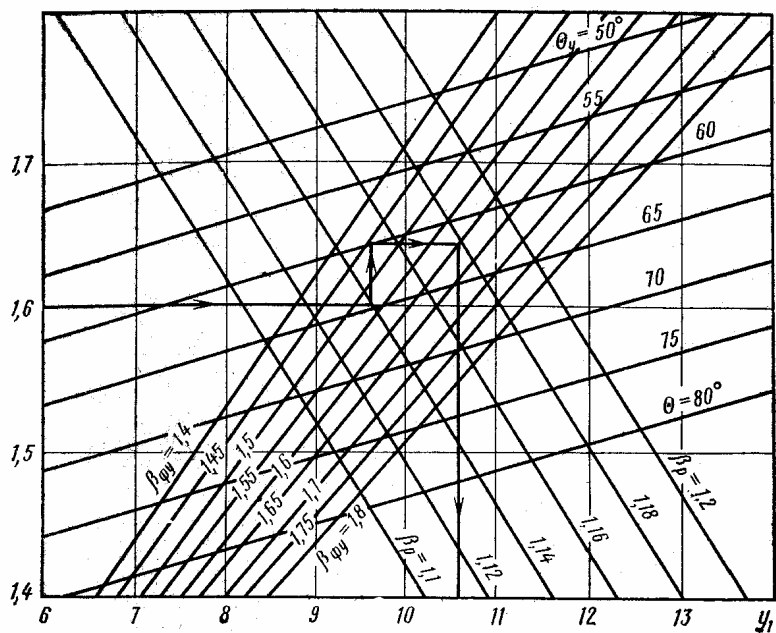


Рис. 20. Номограмма для определения U_1 .

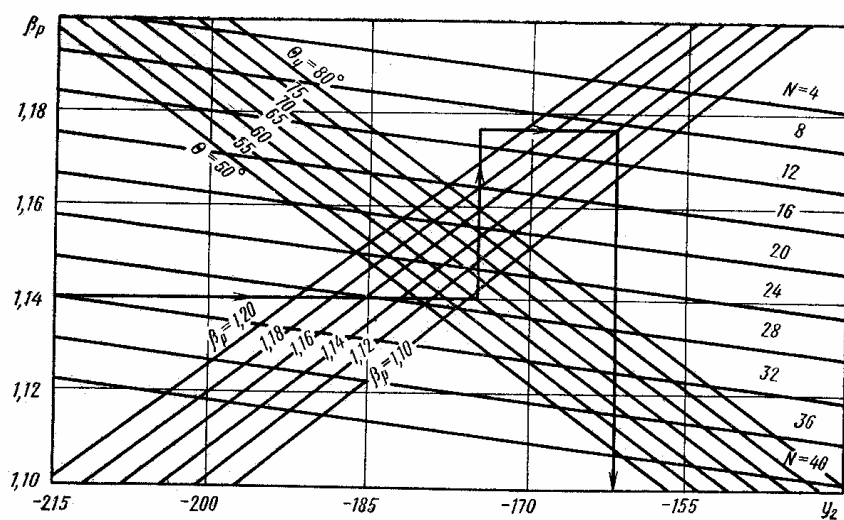


Рис. 21. Номограмма для определения U_2 .

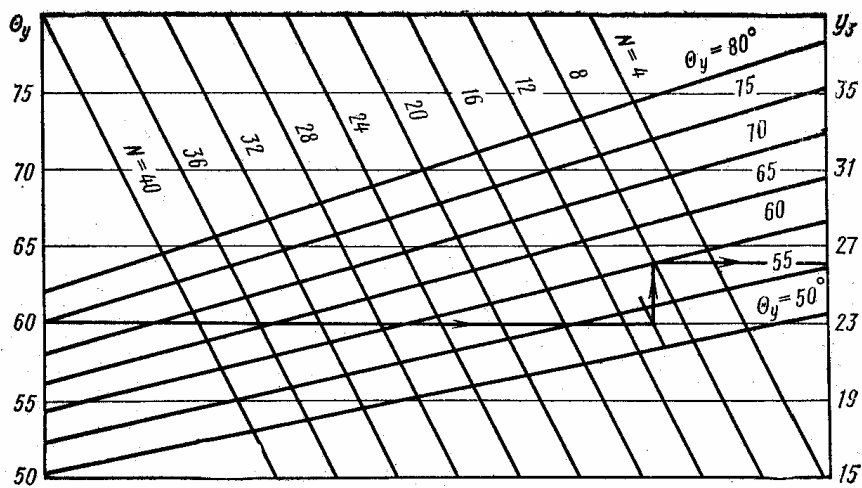


Рис. 22. Номограмма для определения U_3 .

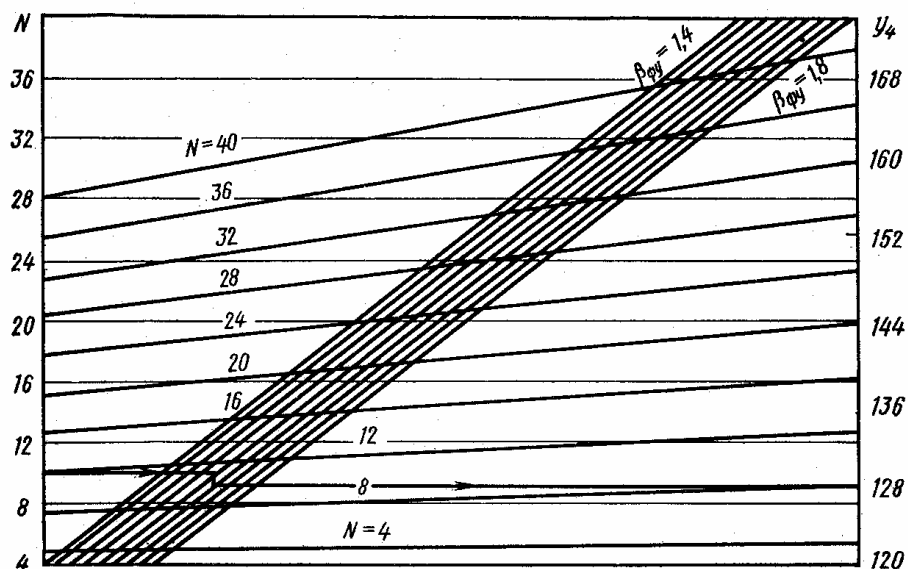


Рис. 23. Номограмма для определения y_4 .

Угол сферического сегмента определяется по формуле

$$\theta = \arcsin \frac{D + (s_1 / \sin \theta')}{2 \cdot R + s_1}. \quad (87)$$

Для пользования номограммой вместо θ принимается условный угол сферического сегмента θ_y , ближайший больший из следующего ряда: 50° , 55° , 60° , 65° , 70° , 75° , 80° .

Допускаемое эквивалентное напряжение определяют по формуле

$$\sigma_{\text{экр. доп}} = \frac{\sigma_T^t}{1,1}, \quad (88)$$

при этом σ_T^t принимают равным меньшему из двух значений; предела текучести материала сферической части и предела текучести материала фланца крышки при расчетной температуре.

Определяется коэффициент N - отношение допускаемого эквивалентного напряжения к расчетному давлению:

$$N = \frac{\sigma_{\text{экр. доп}}}{p}. \quad (89)$$

Отношение высоты фланца крышки к толщине сферической части определяют по номограммам, приведенным на рис. 20 - 23, в зависимости от коэффициентов β_p и β_{ϕ_y} для найденного N и угла сферического сегмента θ_y .

Расчет проводят в следующем порядке: при заданных значениях условного коэффициента толстостенности фланца крышки β_{ϕ_y} , расчетного коэффициента толстостенности сферической части крышки β_p , условного угла сферического сегмента θ_y , отношения N , допускаемого эквивалентного напряжения к величине расчетного давления определяют значения y_1 , y_2 , y_3 , y_4 по номограммам.

Сумма этих значений, взятых со своими знаками, дает величину отношения высоты фланца крышки к толщине сферической части: $K = y_1 + y_2 + y_3 + y_4$.

На номограммах приведен пример, расчета K для крышки с параметрами: $\beta_{\phi y} = 1,6$; $\beta_p = 1,14$; $\theta_y = 60^\circ$; $N = 10$.

Из номограмм получаем: $y_1 = 10,56$; $y_2 = -161,6$; $y_3 = 26,2$; $y_4 = 127,8$. Тогда $K = 10,56 - 161,6 + 26,2 + 127,8 = 2,96$.

Расчетную высоту фланца крышки определяют по формуле

$$H_p = K \cdot s_1, \quad (90)$$

при этом исполнительная высота фланца крышки должна удовлетворять условию

$$H_\phi \geq H_p + c. \quad (91)$$

9. ПРИМЕР РАСЧЕТА РСВД

9.1. Задание на проектирование.

Рассчитать на прочность корпус колонны синтеза аммиака с обжатой горловиной агрегата по производству аммиака мощностью 450 тыс. тонн в год (см. рис. 32).

Техническая характеристика агрегата

Давление, МПа:	
Рабочее	31,36
Расчетное	31,36
Расчетная температура корпуса колонны	300°C
Среда азотоводородоаммиачная смесь, метан, аргон	взрывоопасная, пожароопасная, токсичная

Применяемые материалы указаны в таблице:

Деталь	Марка стали	ГОСТ или ТУ	t, °C	Механические свойства, МПа	
				σ_B	σ_T
Спиральные Слои	08Г2СФБ	ТУ 14-1-2551—78	20 300	560 530	410 350
Центральная Обечайка	09Г2С+ +12Х18Н10Т	ГОСТ 10885—75	20 300	461 343	304 196
Наружная обечайка	09Г2С	ГОСТ 19282—73	20 300	471 353	324 196
Днища сферические	22Х3М	ТУ 24-3-15-724—74	20 300	589 471	441 343
Шпильки бокового лаза	25Х1МФ	ГОСТ 20072—71	20 300	785 700	667 600
Горловина, обечайка кованая корпуса колонны	22Х3М	ТУ 24-3-15-724—74	20	589	441
Боковая и нижняя крышка колонны		ОСТ 2001-135—81	300	471	343
Шпильки горловины колонны	34ХНЗМ	ГОСТ 4543—71	20 300	933 800	785 700

В расчете приняты обозначения: σ_B и σ_T — пределы прочности и текучести при $t = 20^\circ\text{C}$; σ'_B и σ'_T — пределы прочности и текучести при расчетной температуре.

По ОСТ 26-01-221-80 аппарат относится ко второй группе РСВД — сосуды и аппараты цилиндрические со встроенными неподвижными внутренними устройствами, не имеющие доступа к внутренней поверхности корпуса. Конструктивное исполнение — сферические днища и крышки и неподвижные внутренние устройства.

9.2. Расчет рулонированной обечайки корпуса колонны.

Расчетную толщину рулонированной обечайки определяют по формуле

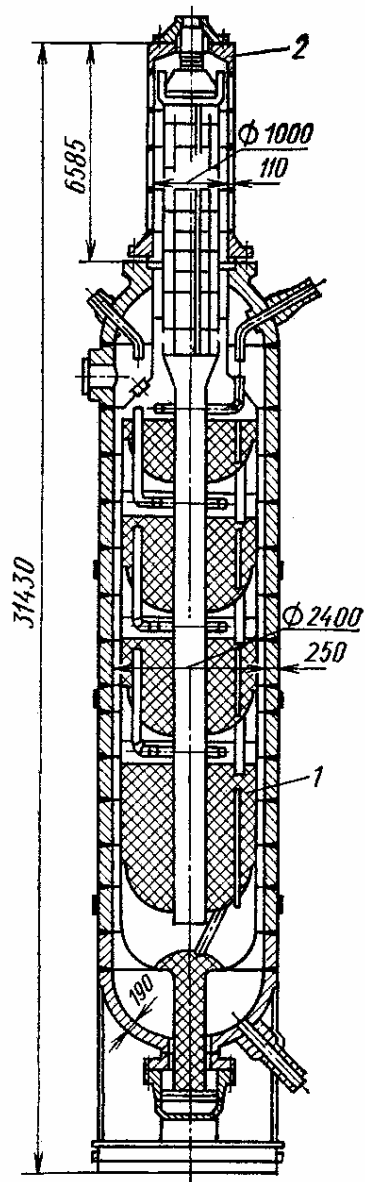


Рис. Колонна синтеза аммиака с обжатой горловиной:

1 — насадка; 2 - теплообменник

$$s_{MP} = 0,5 \cdot D \cdot (\beta_p - 1),$$

где D — внутренний диаметр обечайки, $D = 2410 \text{ мм}$;

β_p — расчетный коэффициент толстостенности

$$\beta_p = \exp \frac{p}{\sigma_{\text{доп.ср}}^t \cdot \varphi},$$

p - расчетное давление в аппарате; $p = 31,36 \text{ МПа}$,

φ - коэффициент прочности сварного шва; $\varphi = 1$;

$\sigma_{\text{доп.ср}}^t$ - среднее допускаемое напряжение для рулонированной обечайки, МПа.

$$\sigma_{\text{доп.ср}}^t = \frac{\sigma_{\text{доп1}}^t \cdot s_{\text{ц.о.}} + \sigma_{\text{доп2}}^t \cdot s_H + \sigma_{\text{доп3}}^t \cdot s_K}{s_{\text{ц.о.}} + s_H + s_K};$$

где $\sigma_{\text{доп1}}^t, \sigma_{\text{доп2}}^t, \sigma_{\text{доп3}}^t$ - допускаемые напряжения материала центральной обечайки, навивки и наружного кожуха.

Для центральной обечайки имеем

$$\sigma_{\text{доп1}}^t = \min \left\{ \frac{\sigma_B^t}{n_B}; \frac{\sigma_T^t}{n_T} \right\};$$

$$\sigma_{\text{доп1}}^t = \min \left\{ \frac{343}{2,4} = 142,9; \frac{196}{1,5} = 130,6 \right\} = 130,6 \text{ МПа}.$$

Принимаем $\sigma_{\text{доп1}}^t = 130,6 \text{ МПа}$.

Для спиральных слоев

$$\sigma_{\text{доп2}}^t = \min \left\{ \frac{530}{2,4} = 220,8; \frac{350}{1,5} = 233,3 \right\} = 220,8 \text{ МПа}.$$

Для наружной обечайки

$$\sigma_{\text{доп3}}^t = \min \left\{ \frac{353}{2,4} = 147; \frac{196}{1,5} = 130,6 \right\} = 130,6 \text{ МПа}.$$

$s_{\text{ц.о.}} = 25 \text{ мм}$ — толщина центральной обечайки;

$s_H = 210 \text{ мм}$ — общая толщина навиваемых слоев;

В данном расчете значение s_H принято конструктивно, однако это значение легко определяется расчетным путем, принимая толщину навиваемых слоев за общую толщину обечайки, тогда

$$s_H' = 0,5 \cdot D \cdot (\beta_p' - 1),$$

$$\beta_p' = \exp \frac{p}{\sigma_{\text{доп2}}^t \cdot \varphi},$$

получим следующие значения:

$$\beta_p' = \exp \frac{31,36}{220,8 \cdot 1} = 1,1526,$$

$$s_H' = 0,5 \cdot 2410 \cdot (1,1526 - 1) = 183,883 \text{ мм}.$$

Как видим, данное значение меньше конструктивно принятого, что говорит о допустимости принятия последнего.

$s_K = 10 \text{ мм}$ — толщина наружного кожуха;

$$\sigma_{\text{доп.ср}}^t = \frac{130,6 \cdot 25 + 220,8 \cdot 210 + 130,6 \cdot 10}{25 + 210 + 10} = 208 \text{ МПа}.$$

$$\ln \beta_p = \frac{31,36}{208 \cdot 1} = 0,15077; \quad \beta_p = 1,163;$$

$$s_{MP} = 0,5 \cdot 2410 \cdot (1,163 - 1) = 196,4 \text{ мм.}$$

Необходимое число слоев

$$n = \frac{s_{MP} - s_{ц.о.} - s_K}{s_{СЛ}} + 1 = \frac{196,4 - 25 - 10}{5} + 1 = 33,3$$

$s_{СЛ} = 5 \text{ мм}$ — толщина спирального слоя.

Принимаем $n = 42$.

Исполнительная толщина рулонированной обечайки

$$s_M \geq s_{MP} + s_{СЛ} + c,$$

$c = 5 \text{ мм}$ — прибавка на коррозию (толщина плакирующего слоя);

$$s_M \geq 196,3 + 5 + 5 = 206,4 \text{ мм.}$$

Принятая толщина рулонированной обечайки

$$s_M = s_{ц.о.} + n \cdot s_{СЛ} + s_K + c = 25 + 42 \cdot 5 + 10 + 5 = 250 \text{ мм.}$$

9.3. Расчет технологического давления опрессовки.

Для данного сосуда технологическое давление опрессовки определяют по формуле

$$p_{\text{ТЕХН}} = 1,1 \cdot p_{\text{ПР}},$$

$p_{\text{ПР}}$ — пробное давление гидроиспытания

$$p_{\text{ПР}} = \frac{1,25 \cdot p \cdot \sigma_{\text{ДОП}}^{20}}{\sigma_{\text{ДОП}}^t},$$

где $p = 31,36 \text{ МПа}$ — расчетное давление;

$\sigma_{\text{ДОП}}^{20}$ - допускаемое напряжение для материала рулонированной обечайки при 20°C , МПа;

$\sigma_{\text{ДОП}}^t$ - допускаемое напряжение для рулонированной обечайки при расчетной температуре, МПа,

$$\sigma_{\text{ДОП}}^t = \sigma_{\text{ДОП.СР}}^t = 208 \text{ МПа.}$$

Определим допускаемое напряжение для материала рулонированной обечайки при $t = 20^\circ\text{C}$:

$$\sigma_{\text{ДОП.СР}}^{20} = \frac{\sigma_{\text{ДОП1}}^{20} \cdot s_{ц.о.} + \sigma_{\text{ДОП2}}^{20} \cdot s_H + \sigma_{\text{ДОП3}}^{20} \cdot s_K}{s_{ц.о.} + s_H + s_K};$$

$$\sigma_{\text{ДОП1}}^{20} = \min \left\{ \frac{461}{2,4} = 192; \frac{304}{1,5} = 202,6 \right\} = 192 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_{\text{ДОП2}}^{20} = \min \left\{ \frac{560}{2,4} = 233,3; \frac{410}{1,5} = 273,3 \right\} = 233,3 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_{\text{ДОП3}}^{20} = \min \left\{ \frac{471}{2,4} = 196,2; \frac{324}{1,5} = 216,0 \right\} = 196,2 \text{ МПа.}$$

Подставляем полученные значения в формулы

$$\sigma_{\text{ДОП.СР}}^{20} = \frac{192 \cdot 25 + 233,3 \cdot 210 + 196,2 \cdot 10}{25 + 210 + 10} = 227,6 \text{ МПа;}$$

$$P_{\text{ПР}} = \frac{1,25 \cdot 31 \cdot 227,6}{208} \approx 43 \text{ МПа};$$

$$P_{\text{ОПР}} = 1,1 \cdot 43 = 47,3 \text{ МПа}.$$

С учетом допускаемой погрешности измерения давления по манометру принимаем $P_{\text{ОПР}} = 50,47 \text{ МПа}$.

9.4. Расчет затвора горловины $D = 1240_{\text{мм}}$ с двухконусным obtюратором.

Размеры obtюратора показаны на рис. 44.

Расчетное усилие Q , действующее на шпильки, определяют по формуле

$$Q = Q_{\text{Д}} + Q_{\text{В}},$$

где $Q_{\text{Д}}$ — равнодействующая внутреннего давления,

$$Q_{\text{Д}} = \frac{\pi \cdot D_{\text{СР}}^2}{4} \cdot p;$$

$D_{\text{СР}}$ — средний диаметр уплотнительной поверхности, мм,

$$D_{\text{СР}} = D' + (h_1 - h_2) \cdot 0,5 \cdot \text{tg} \gamma,$$

где $D' = D + 4 = 1240 + 4 = 1244_{\text{мм}}$ ($D = 1240_{\text{мм}}$ - внутренний диаметр горловины);

$h_1 = 80_{\text{мм}}$ — высота obtюратора;

$h_2 = 44_{\text{мм}}$ — высота наружной цилиндрической поверхности obtюратора;

$\gamma = 30^\circ$ — угол конусности уплотнительной поверхности;

$$D_{\text{СР}} = 1244 + (80 - 44) \cdot 0,5 \cdot 0,57735 = 1254_{\text{мм}},$$

$$Q_{\text{Д}} = 3,14 \cdot 1254^2 \cdot 0,25 \cdot 31,36 = 38711570 \text{ Н},$$

$Q_{\text{В}}$ - осевая составляющая равнодействующей внутреннего давления на obtюраторное кольцо,

$$Q_{\text{В}} = 0,5 \cdot \pi \cdot K_1 \cdot D_{\text{СР}} \cdot h_{\text{СР}} \cdot p \cdot \text{tg} \gamma,$$

K_1 - коэффициент, учитывающий влияние предварительной затяжки на величину расчетного усилия; для $p \geq 29,4 \text{ МПа}$ $K_1 = 1$;

$h_{\text{СР}}$ - высота кольца по средней линии уплотнительной поверхности,

$$h_{\text{СР}} = \frac{h_1 + h_2}{2} = \frac{80 + 44}{2} = 62_{\text{мм}};$$

$$Q_{\text{В}} = 0,5 \cdot 3,14 \cdot 1 \cdot 1254 \cdot 62 \cdot 31,36 \cdot 0,57735 = 2210060 \text{ Н}.$$

Расчетное усилие

$$Q = 38711570 + 2210060 = 40921630 \text{ Н}.$$

Расчетное усилие в условиях технологической опрессовки

$$Q_{\text{ОПР}} = \frac{\pi \cdot D_{\text{СР}}^2}{4} \cdot P_{\text{ОПР}} + 0,5 \cdot \pi \cdot K_1 \cdot D_{\text{СР}} \cdot h_{\text{СР}} \cdot P_{\text{ОПР}} \cdot \text{tg} \gamma,$$

$P_{\text{ОПР}} = 50,47 \text{ МПа}$ - давление опрессовки;

$$Q_{\text{ОПР}} = \frac{3,14 \cdot 1254^2}{4} \cdot 50,47 + 0,5 \cdot 3,14 \cdot 1 \cdot 1254 \cdot 62 \cdot 50,47 \cdot 0,57735 = 65858250 \text{ Н}.$$

9.4.1. Расчет шпилек.

Проверка прочности шпилек в рабочих условиях. Расчетный диаметр

стержня шпильки (см. рис. 48) определяют по формуле

$$d_{CP} = \sqrt{\frac{4 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot Q}{\pi \cdot z \cdot \sigma'_{\text{доп.ш.}}} + d_M^2},$$

где $K_2 = 1,0$ - коэффициент, учитывающий тангенциальные напряжения, возникающие в шпильке при затяжке;

K_3 - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между шпильками; при контролируемой затяжке (затяжка гидродомкратами) $K_3 = 1,3$;

$Q = 40921630H$ - расчетное усилие на шпильки в рабочих условиях;

z - число шпилек, $z = 20$;

$\sigma'_{\text{доп.ш.}}$ - допускаемое напряжение материала шпилек при расчетной температуре, определяемое по формуле

$$\sigma'_{\text{доп.ш.}} = \frac{\sigma_T}{n_T} = \frac{700}{1,5} = 467 \text{ МПа},$$

$d_M = 18 \text{ мм}$ - диаметр центрального отверстия в шпильке;

$$d_{CP} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1 \cdot 1,3 \cdot 40921630}{3,14 \cdot 20 \cdot 467} + 18^2} = 87 \text{ мм}.$$

Принимаем шпильки М120Х6 с диаметром стержня $d_C = 113,5 \text{ мм}$,

$d_{C.P.} = 87,0 \text{ мм} < d_C = 113,5 \text{ мм}$ - условие прочности удовлетворяется-

Проверка прочности шпильки в условиях опрессовки

$$d'_{CP} = \sqrt{\frac{4 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot Q_{\text{опр}}}{\pi \cdot z \cdot \sigma^*_{\text{доп.ш.}}} + d_M^2},$$

где $Q_{\text{опр}} = 65858250H$ - расчетное усилие на шпильки в условиях опрессовки;

$\sigma^*_{\text{доп.ш.}}$ - допускаемые напряжения материала шпилек для условий опрессовки, МПа;

$$\sigma^*_{\text{доп.ш.}} = \frac{\sigma_{T.ш.}^{20}}{1,1} = \frac{785}{1,1} = 713,6 \text{ МПа};$$

$$d'_{CP} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1 \cdot 1,3 \cdot 65858250}{3,14 \cdot 20 \cdot 713,6} + 18^2} = 89,2 \text{ мм},$$

$$d'_{CP} = 89,2 \text{ мм} < d_C = 113,5 \text{ мм}.$$

Условие прочности удовлетворяется.

9.5. Расчет затвора лаза диаметром $d = 450 \text{ мм}$ с восьмигранной прокладкой.

Геометрические размеры уплотнения приведены на рис. 46.

Определение расчетного усилия, действующего на шпильки, для рабочих условий

$$Q = Q_D + Q_B,$$

где $Q_D = (\pi/4) \cdot D_{CP}^2 \cdot p = 0,785 \cdot 570^2 \cdot 31,36 = 7998260H$,

$D_{CP} = 570 \text{ мм}$ - средний диаметр уплотнительной поверхности;

$$Q_B = \frac{\pi \cdot D_{CP} \cdot \sigma_{CM}^{20} \cdot l_{ПП} \cdot \sin(\gamma + \rho)}{\cos \rho},$$

σ_{CM}^{20} - герметизирующее напряжение смятия уплотнительного кольца в условиях эксплуатации, МПа. Принимается

$$\sigma_{CM}^{20} = 1,2 \cdot \sigma_T^{20} = 1,2 \cdot 450 = 540 \text{ МПа};$$

$\sigma_T^{20} = 450 \text{ МПа}$ - предел текучести материала кольца;

$\rho = 11^\circ 40'$ - угол трения на уплотнительных поверхностях;

$\gamma = 23^\circ$ - угол конусности уплотнительных поверхностей;

$l_{ПП}$ - ширина уплотнительной поверхности кольца, мм,

$$l_{ПП} = \frac{0,155 \cdot D_{CP} \cdot p}{\sigma_T^{20}} = \frac{0,155 \cdot 570 \cdot 31,36}{450} = 6,2 \text{ мм},$$

$$Q_B = 3,14 \cdot 570 \cdot 540 \cdot 6,2 \cdot 0,5688 / 0,9733 = 3501890 \text{ Н}.$$

Расчетное усилие

$$Q = 7998260 + 3501890 = 11500150 \text{ Н}.$$

Определение расчетного усилия при давлении технологической опрессовки

$$Q_{ОПР} = Q_D^* + Q_B^*,$$

где $Q_D^* = (\pi/4) \cdot D_{CP}^2 \cdot p_{ОПР} = 0,785 \cdot 570^2 \cdot 50,47 = 12872200 \text{ Н}$,

$$Q_B = \pi \cdot D_{CP} \cdot \sigma_{CM}^{20} \cdot l_{ПП} \cdot \sin(\gamma + \rho) / \cos \rho;$$

$$\sigma_{CM,ОПР}^{20} = 0,8 \cdot \sigma_T^{20} = 0,8 \cdot 450 = 360 \text{ МПа}.$$

$$Q_B^* = 3,14 \cdot 570 \cdot 360 \cdot 6,2 \cdot 0,5688 / 0,9733 = 2334595 \text{ Н};$$

$$Q_{ОПР} = 12872200 + 2334595 = 15206795 \text{ Н}.$$

9.5.1. Расчет шпилек.

Проверка прочности шпилек для рабочих условий

Расчетный диаметр стержня шпильки

$$d_{CP} = \sqrt{\frac{4 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot Q}{\pi \cdot z \cdot \sigma_{ДОП.Ш}^t} + d_M^2},$$

где z - число шпилек, $z = 16$;

$d_M = 12 \text{ мм}$ - диаметр центрального отверстия в шпильке,

$$\sigma_{ДОП.Ш}^t = \frac{\sigma_T^t}{n_T} = \frac{600}{1,5} = 400 \text{ МПа},$$

$K_2 = 1; K_3 = 1,3$ (затяжка производится гидродомкратами)

$$d_{CP} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1 \cdot 1,3 \cdot 11500150}{3,14 \cdot 16 \cdot 400} + 12^2} = 55,8 \text{ мм}.$$

Принимаем шпильки М72Х6 с диаметром стержня $d_C = 65,5 \text{ мм}$. Условие прочности $d_{C.P.} = 55,8 \text{ мм} < d_C = 65,5 \text{ мм}$ выполняется.

Проверка прочности шпилек для условий опрессовки

$$d_{CP}^* = \sqrt{\frac{4 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot Q_{ОПР}}{\pi \cdot z \cdot \sigma_{ДОП.Ш}^*} + d_M^2},$$

$Q_{ОПР} = 15206795H$ - расчетное усилие при давлении технологической опрессовки,

$$\sigma_{CP}^* = \frac{\sigma_T^t}{1,1} = \frac{667}{1,1} = 606,3 \text{ МПа},$$

$$d_{CP}^* = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,1 \cdot 3 \cdot 15206795}{3,14 \cdot 16 \cdot 606,3} + 12^2} = 52,3 \text{ мм}.$$

Условие прочности $d_{CP}^* = 52,3 \text{ мм} < d_C = 65,5 \text{ мм}$ выполняется.

9.6. Расчет плоской крышки лаза.

Проверка прочности крышки для рабочих условий.

Расчетную толщину крышки (см. рис. 51) определяют по формуле

$$H_p = 0,45 \sqrt{\frac{3,8 \cdot Q \cdot (D_B - D_{CP}) + p \cdot D_{CP}^3}{(D_a - 2 \cdot d_{ОШ} - \sum d_i) \cdot \sigma_{ДОП}^t}},$$

где $D_B = 750 \text{ мм}$ - диаметр расположения центров шпилек; принят конструктивно с учетом затяжки шпилек гидроключами;

$d_{ОШ} = 76 \text{ мм}$ - диаметр отверстия под крепежную шпильку;

$D_a = 900 \text{ мм}$ - наружный диаметр крышки;

$Q = 11500150H$ - расчетное усилие;

$\sum d_i$ - сумма диаметров отверстий в крышке, мм;

$D_{CP} = 570 \text{ мм}$ - средний диаметр уплотнительной поверхности;

$\sigma_{ДОП}^t$ - допускаемое напряжение материала крышки при расчетной температуре, МПа,

$$\sigma_{ДОП}^t = \min \left\{ \frac{471}{2,4} = 196,3; \frac{343}{1,5} = 228,6 \right\} = 196,3 \text{ МПа}.$$

$$H_p = 0,45 \sqrt{\frac{3,8 \cdot 11500150 \cdot (750 - 570) + 31,36 \cdot 570^3}{(900 - 2 \cdot 76) \cdot 196,3}} = 137 \text{ мм}.$$

Исполнительная толщина крышки

$$H \geq H_p + c = 137 + 3 = 140 \text{ мм},$$

где $c = c_1 = 3 \text{ мм}$ - прибавка на коррозию.

Принята толщина крышки $H = 140 \text{ мм}$.

Проверка прочности крышки для условий опрессовки

$$H_p^* = 0,45 \sqrt{\frac{3,8 \cdot Q_{ОПР} \cdot (D_B - D_{CP}) + p_{ОПР} \cdot D_{CP}^3}{(D_a - 2 \cdot d_{ОШ} - \sum d_i) \cdot \sigma_{ДОП}^t}},$$

$$\sigma_{ДОП}^* = \frac{\sigma_T^{20}}{1,1} = \frac{441}{1,1} = 400 \text{ МПа},$$

$Q = 11500150H$ - расчетное усилие при давлении технологической опрессовки;

$$H_p^* = 0,45 \sqrt{\frac{3,8 \cdot 15206795 \cdot (750 - 570) + 50,47 \cdot 570^3}{(900 - 2 \cdot 76) \cdot 400}} = 115,6 \text{ мм}.$$

$$H_p^* = 115,6 \text{ мм} < H = 140 \text{ мм}.$$

9.7. Расчет сферического днища на прочность.

Проверка прочности днища для рабочих условий. Расчетная толщина днища

$$s_{1P} = \frac{p \cdot D}{4 \cdot \sigma_{д.доп}^t \cdot \varphi - p} \cdot \frac{D}{2 \cdot H},$$

где $p = 31,36 \text{ МПа}$ - расчетное давление;

$D = 2400 \text{ мм}$ - внутренний диаметр днища;

$H = 1200 \text{ мм}$ - высота выпуклой части днища;

$\varphi = 1$ - коэффициент прочности сварного шва;

$\sigma_{д.доп}^t$ - допускаемое напряжение для материала днища при расчетной температуре, МПа,

$$\sigma_{д.доп}^t = 0,9 \cdot \sigma_{доп}^t;$$

$$\sigma_{доп}^t = \min \left\{ \frac{\sigma_B^t}{n_B}; \frac{\sigma_T^t}{n_T} \right\} = \min \left\{ \frac{471}{2,4} = 196,3; \frac{343}{1,5} = 228,6 \right\} = 196,3;$$

$$\sigma_{д.доп}^t = 0,9 \cdot 196,3 = 176,7 \text{ МПа};$$

$$s_{1P} = \frac{31,36 \cdot 2400}{4 \cdot 176,7 \cdot 1 - 31,36} \cdot \frac{2400}{2 \cdot 1200} = 111,4 \text{ мм}.$$

Исполнительная толщина днища

$$s_1 \geq s_{1P} + c_D = 111,4 + 31,5 \approx 142,9 \text{ мм},$$

где c_D - прибавка к расчетной толщине днища, мм,

$$c_D = c_1 + c_2 = 3 + 28,5 = 31,5 \text{ мм},$$

$c_1 = 3 \text{ мм}$ - прибавка на коррозию;

c_2 - прибавка на утонение при штамповке (15% исходной толщины заготовки), $c_2 = 0,15 \cdot 190 = 28,5 \text{ мм}$.

Принятая толщина днища должна быть не менее $0,8 \cdot s_M = 0,8 \cdot 225 = 180 \text{ мм}$.

Принимаем $s_1 = 190 \text{ мм}$.

Приведенные выше формулы применимы при соблюдении следующих соотношений:

$$H / D \geq 0,25; 1200 / 2400 = 0,5 \geq 0,25,$$

$$(s_1 - c) / D \leq 0,15; (190 - 31,5) / 2400 = 0,07 \leq 0,15.$$

Условия удовлетворяются.

Проверка прочности днища для условий опрессовки. Расчетная толщина днища

$$s_{1P}^* = \frac{p_{опр} \cdot D}{4 \cdot \sigma_{доп}^* \cdot \varphi - p_{опр}} \cdot \frac{D}{2 \cdot H},$$

где $p_{опр} = 50,47 \text{ МПа}$ - технологическое давление опрессовки;

$\sigma_{доп}^*$ - допускаемое напряжение материала днища для условий опрессовки, МПа,

$$\sigma_{доп}^* = \frac{\sigma_T^{20}}{1,1} = \frac{441}{1,1} = 400 \text{ МПа};$$

$$s_{1P}^* = \frac{50,47 \cdot 2400}{4 \cdot 400 \cdot 1 - 50,47} \cdot \frac{2400}{2 \cdot 1200} = 78,2 \text{ мм.}$$

$$s_1^* \geq s_{1P}^* + c_2 = 78,2 + 28,5 = 106,7 \text{ мм} < 190 \text{ мм.}$$

Условие прочности днища для опрессовки удовлетворяется.

ЛИТЕРАТУРА

- 1.
2. ОСТ 26-373-78. Сосуды и аппараты.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Материалы для изготовления СТпВД и их механические свойства при 20°C.

Изделие	Вид заготовки	Марка стали	Толщина заготовки, мм, не более	Термическая обработка (температура, °С)	$\sigma_{0,2}$	σ_B	δ_5	ϕ	KCU , Дж/с м ²	НВ	Стандарт
					МПа		%				
Цельнокованные корпуса, обечайки, фланцы, днища, крышки, горловины, штуцера		20X2МА	До 270	H(900...920) O(650...680)	450	600	16	45	70	197..237	ОСТ2601-135-81
			Св. 270 до 550	З(900...920)	400	550	16	45			
			Св.550 до 700	O(650...680)	350	500	10	40			
Цельнокованные корпуса, обечайки, днища, горловины, корпуса		22X3М	До 550	H(890...920) O(650...720)	450	600	16	50	60	197..235	ТУ108-838-79
			Св. 550 до 700	З(890...910) O(650...720)	400	550	16	45		174..217	
Крышки, фланцы, днища, горловины		15X2МФА	До 400	3(1000) O(650...690)	440	600	14	50	35	187..229	ТУ108-131-86 ОСТ2601-135-81
					540	650	13			207..225	
Цельнокованные корпуса, обечайки, днища горловины, крышки, штуцера		18X2МФА	450	600	440	580	14	60	187..229		
					540	650	13	35	207..225		
Крышки		25X3МФА	300	H(880...910) O(630...670)	500	650	15	32	60	212..248	ТУ66-82 ОСТ2601-135-81
Цельнокованные корпуса, крышки,		25X3НМ	300	H(880...910) O(630...670)	350	420	20	35	60	-	ТУ24-3-15-612-73 ОСТ2601-135-81
			700	З(880...910) O(630...670)							
Обечайки, фланцы, горловины, днища, крышки, штуцера		08ГДНФ	550	H(880...910) O(630...670)	370	500	20	35	60	-	ТУ24-3-15-612-73 ОСТ2601-135-81
			До 500	З(880...910) O(630...670)							
Обечайки, фланцы, днища горловины, штуцера		22К	200	H(880...910) O(630...670)	220	440	20	48	50	123..179	ТУ24-3-15-865-75 ОСТ26-01-135-81
			201...500	З(880...910) O(630...670)							
Крышки, фланцы, горловины, днища											

Изделие	Вид заготовки	Марка стали	Толщина заготовки, мм, не более	Термическая обработка (температура, °С)	$\sigma_{0,2}$	σ_B	δ_5	ϕ	КСУ, Дж/см ²	НВ	Стандарт
					МПа		%				
Штамповарные крышки, днища, горловины	Кованые плиты	22К	400	3(880...910) О(630...670)	220	440	20	48	50	123..179	ТУ24-3-15-865-75 ОСТ26-01-135-81
Крышки, фланцы, днища, горловины	Поковки	14ХГС	550 (масса 3 т)	3(910...930) О(540...560)	320	500	17	-	60	149..207	ГОСТ19282-73 ГОСТ1050-74 ГОСТ8479-70 ОСТ261-135-81
		09Г2С	500 (масса 3 т)	3(910...930) О(640...660)	300	460	24	45	60	120..179	
		20	301...500 501...800	Н(890...900) О(650...680)	170 170	340 340	15 14	34 30	40 35	103..148 100..145	
Патрубки		15Х5М	200	Н(840...860)	220	400	13	50	30	217	ГОСТ20072-74
Уплотнительные кольца треугольного сечения		10	100	Н(880...920)	205	330	33	60	-	110..143	ОСТ261-135-81 ГОСТ1050-74
		20	100		245	410	25	55	-	111..163	
		25	100		275	450	23	50	-	170	
		15ХМ	50	3(880...900) О(690...710)	280	450	21	55	-	156..197	ГОСТ4543-71
		08Х13	50	3(1000...1050) О(700...780)	400	550	14	35	-	187..229	ГОСТ25054-81
		12Х13	50								
Уплотнительные кольца двухконусные	30ХМА	200	3(880...900) О(700...780)	400	600	16	40	60	173..241	ГОСТ4543-71	
	20Х2МА	200	Н(900...920) О(630...650)	450			45		197..237	ОСТ2601-135-81	
	22Х3М	200	Н(890...920) О(650...720)				50		ТУ108-838-79		
	18Х3МВ	200	3(950...970) О(660...690)	450	600	16	45	179..241	ГОСТ20072-74		
	20Х3МВФ	200	3(1000) О(660...690)			14	40			50	
	30Х13	200	3(1000...1050) О(660...770)	600	750	14	40	30	235..271	ГОСТ25054-81	

Изделие	Вид заготовки	Марка стали	Толщина заготовки, мм, не более	Термическая обработка (температура, °С)	$\sigma_{0,2}$	σ_B	δ_5	ϕ	КСУ, Дж/см ²	НВ	Стандарт		
					МПа		%						
Уплотнительные кольца восьмиугольного сечения	Покковки	15ХМ	50...100	З(880...900) О(690...710)	280	450	21	55	-	156..187	ГОСТ4543-71		
		09Г2С	50...100	З(910...930) О(640...660)	300	470	24	45	60	120..179			
		08Х13	50...100	З(1000...1050) О(600...770)	600	750	14	40	30	235..271	ГОСТ25054-81		
		12Х12	50...100										
Уплотнение с плоской прокладкой	Тонкий лист	Алюминиевые сплавы: АД0, АД1, А5, А6, А7	1.5	От	-	60	20	-	-	-	ГОСТ21631-76		
		Медь: М1, М2, М1Р, М2Р		-	95	200	30	-	-	50	ГОСТ495-77		
Наружные кожухи и центральные обечайки	Лист	10Г2С1	10..20	Н	335	480	-	-	-	-	156..190	ГОСТ19282-73	
		09Г2С			325	470					21		120..179
		16ГС			315	480					148..197		
		20К			245	402					25	123..179	ГОСТ5520-79
		09Г2С	21..32		235	402	23	120..179			ГОСТ19282-73		
		10Г2С1			305	460	21	156..180					
		16ГС			325	470	21	148..197					
		295			470								
Центральные обечайки с защитным слоем	Двухслойный лист	20К+ 08Х18Н10Т	12..22	-	245	402	25	-	59	-	ГОСТ10885-85 ГОСТ19282-73		
		20К+ 12Х18Н10Т	23..32		235	402	21						
		20К+ 08Х17Н15М3Т	12..22		325	470							
		09Г2С+ 08Х18Н10Т					23..32					306	460
		09Г2С+ 12Х18Н10Т											
		09Г2С+ 08Х17Н15М3Т											

Изделие	Вид заготовки	Марка стали	Толщина заготовки, мм, не более	Термическая обработка (температура, °С)	$\sigma_{0,2}$	σ_B	δ_5	ϕ	КСУ, Дж/см ²	НВ	Стандарт			
					МПа		%							
Центральные обечайки с защитным слоем	Двух-слойный лист	16ГС+08Х18Н10Т	12..22	-	315	480	21	-	59	-				
		16ГС+08Х17Н15М3Т												
		12ХМ+08Х18Н10Т	12..40		245	440	22					-	-	ГОСТ10885-85
		12ХМ+12Х18Н10Т												
		12ХМ+08Х18Н10Т			221	420	24					-	-	
		12ХМ+12Х18Н10Т												
		10Х2М1+08Х18Н10Т	До 60		235	440	19		-	-				
Спиральные слои, наружные кожухи, клинообразные вставки	Рулонная полоса	08Г2СФБ	5	Н(920) О(720)	450	600	21	-	50	-	ТУ14-1-3609-83			
		12ХГНМ	4		500	700	17	-	-	-	ТУ14-1-3226-81			
		12ХГНМФ												
		15ХГНМФТ	5		450	650	17	-	-	-	ТУ14-105-450-81			
Футеровка днищ, крышек, фланцев, горловин	Лист	08Х18Н10Т	До 20	З(1030..1080) (в воду или на воздухе)	206	509	43	-	-	-	ГОСТ7350-77			
		12Х18Н10Т			236	530	38	-	-	-				
		08Х17Н13М3Т			196	509	40	-	-	-				
		10Х17Н13М3Т			236	530	37	-	-	-				
		08Х17Н14М3ВО			196	490	30	-	-	-	ТУ14-1-1154-74			
Штамповые крышки, днища, горловины	Лист	09Г2С	33..60	Нормализация штамповочного нагрева	285	450	21	-	59	120..179	ГОСТ19282-73			
			61..80		275	440								
			81..160		165	430								
		10Г2С1	33..60		325	450								
			61..100		295	430								
			16ГС		33..60	285						460		
61..100	275	450												
									160..190 163	ГОСТ19282-73 ГОСТ5520-79				

Изделие	Вид заготовки	Марка стали	Толщина заготовки, мм, не более	Термическая обработка (температура, °С)	$\sigma_{0,2}$	σ_B	δ_5	ϕ	КСУ, Дж/см ²	НВ	Стандарт
					МПа		%				
Шпильки	Поковки, сортовой прокат	35Х 38ХА	До 100	З(860) О(500..550)	588	735	14	-	59	235..277	ГОСТ4543-71 ОСТ2601-144-81
		40Х		З(860) О(500)							
		40ХФА		З(880) О(650)							
		30ХМА	До 80	З(880) О(540)	637	784	13	-	49	241..293	
		35ХМ	80..200	З(850) О(560)	539	686	12	-	59	212..248	
		38ХН3МФА 34ХН3М	До 200	З(850) О(590..600)	784	933	12	-	59	293..339	
		25Х1МФ	200	З(860) О(620..660)	667	784	12	-	59	241..311	ГОСТ20072-74 ОСТ2601-144-81
		12Х18Н10Т		З(1020..1100)	196	508	40	-	-	179	
Шайбы	35; 40; 35Х; 38ХА; 40Х; 30ХМА; 35ХМ	40	-	-	-	-	-	-	212..248	ГОСТ4543-	
Гайки	35	240	Н(870)	275	529	20	-	44	156..187		
	40			294	549	18	-	39	163..187		
Гайки	35Х 38ХА	240	З(860) О(500..550)	491	657	16	-	59	212..248	ОСТ2601-144-81	
	40Х; 30ХМА; 35ХМ										З(830..870) О(500..560)
	25Х1МФ	З(950) О(660)	667	734	16	-	59	241..285	ГОСТ20072-74 ОСТ2601-144-81		

Н – нормализация, О – отпуск, З – закалка, От - отжиг

Расчетные прочностные характеристики сталей при нормальной и повышенной температурах.

Марка стали	Вид заготовки или детали	Стандарт на заготовку или деталь	Нормативные прочностные характеристики при 20 °С		$\sigma_{0,2}$, МПа, при t, °С								σ_B , МПа, при t, °С							
			$\sigma_{0,2}$ МПа	σ_B МПа	100	150	200	250	300	350	400	450	100	150	200	250	300	350	400	450
20	Поковки	ОСТ 26 01-135-81	170	340	170	165	160	150	140	130	110	-	340	335	320	310	300	290	280	-
22К			220	440	220	210	200	195	190	185	170	-	440	420	400	390	380	380	370	-
09Г2С			300	460	285	275	260	240	210	200	190	-	450	445	440	420	390	385	380	-
14ХГС			320	500	300	290	280	270	260	255	-	-	475	465	450	440	430	420	-	-
20Х2М			450	600	425	415	400	380	350	330	300	275	580	565	550	530	500	480	450	425
			400	550	385	370	355	340	310	295	265	230	530	520	510	485	460	440	410	390
22Х3М			450	600	425	415	400	380	350	330	300	275	580	565	550	530	500	480	450	420
			400	550	380	365	350	325	300	275	250	225	535	520	500	475	450	425	400	375
18Х3МВ			450	600	435	425	400	390	380	370	350	310	575	560	550	535	525	510	500	470
15Х2МФА 25Х2МФА			440	580	430	425	420	410	405	400	375	350	550	540	530	520	510	500	480	450
15Х2МФА 25Х2МФА			540	650	530	525	520	510	505	500	460	430	630	610	600	580	570	560	530	500
20Х3МВФ			680	800	660	645	630	610	600	590	580	540	760	745	730	700	690	670	650	620
10Г2С1	Листовая сталь	ГОСТ 19282-73 ГОСТ5520-79	340	490	310	290	275	255	235	205	185	-	490	480	470	455	425	415	400	-
			330	480	300	285	265	250	220	200	180	-	480	470	460	440	420	405	390	-
			330	460	-	-	-	-	-	-	-	-	460	460	450	430	410	400	380	-
16ГС			300	440	275	260	245	225	200	180	165	-	440	430	420	400	390	380	370	-
			320	420	300	290	275	255	220	200	175	-	480	470	460	450	420	410	400	-
			300	480	280	270	260	240	205	185	165	-	470	460	450	440	415	400	390	-
			290	470	270	260	250	230	200	180	160	-	450	440	430	420	410	390	380	-
280	460	260	250	240	220	190	175	155	-	440	430	420	410	390	380	370	-			

Марка стали	Вид заготовки или детали	Стандарт на заготовку или деталь	Нормативные прочностные характеристики при 20 °С		$\sigma_{0,2}$, МПа, при t, °С								σ_B , МПа, при t, °С							
			$\sigma_{0,2}$ МПа	σ_B МПа	100	150	200	250	300	350	400	450	100	150	200	250	300	350	400	450
			12ХМ	листовая сталь	ГОСТ5520-79	250	450	250	240	240	230	220	210	200	190	-	-	430	-	420
12МХ	220	420	220			215	215	215	210	205	190	180	-	-	410	-	410	380	-	-
12Х1МФ	300	450	270			265	260	250	240	230	220	210	440	435	430	430	420	400	380	350
10Х2М1	240	430	240			235	230	230	220	210	200	190	-	-	420	-	405	400	-	-
20К	250	400	245		240	240	215	195	175	150	-	420	415	410	400	380	370	360	340	
	240	410	235		230	230	210	190	165	145	-									
09Г2С	ГОСТ5520-79 ГОСТ19282-73	330	480		305	290	275	260	225	205	180	-	480	470	460	450	425	400	390	-
		310	470		285	275	260	245	215	190	170	-	465	450	435	420	400	390	380	-
		290	460		265	255	240	230	200	180	160	-	440	430	420	410	400	390	380	-
		280	450		260	245	235	220	195	175	155	-	430	420	410	400	390	380	370	-
270	440	250	235	225	215	185	170	150	-	420	410	400	390	380	370	360	-			
15ГС	Поковки	ОСТ2601-135-81	300	500	300	290	280	250	230	200	170	-	460	460	450	440	420	410	400	-
16ГС			280	460	280	270	260	250	230	200	170	-	460	460	450	440	420	410	400	-
08Г2СФБ 12ХГНМ 12ХГНМФ	Рулонная сталь	ОСТ2601-221-86	450	600	420	400	385	370	350	320	-	-	585	575	570	560	550	480	-	-
15ХГНМФТ			500	700	490	485	475	465	450	450	390	350	685	680	670	660	650	650	630	600
15Х5М	Поковки	ГОСТ20072-74	220	400	210	200	190	185	180	175	170	165	380	355	330	325	320	315	310	290
08Х13 12Х13		ОСТ2601-135-81	350	550	350	340	330	325	320	310	290	280	550	530	510	505	500	480	460	410
20Х13			450	600	430	420	410	400	370	370	370	350	600	560	540	520	500	485	470	440
30Х13			600	720	550	540	530	520	510	470	450	430	680	670	670	655	640	610	580	560
08Х17Н13М2Т 08Х17Н15М3Т 10Х17Н13М2Т 10Х17Н13М3Т			200	500	190	180	175	170	160	155	150	145	-	-	-	-	-	-	-	-

Марка стали	Вид заготовки или детали	Стандарт на заготовку или деталь	Нормативные прочностные характеристики при 20 °С		$\sigma_{0,2}$, МПа, при t, °С							σ_B , МПа, при t, °С								
			$\sigma_{0,2}$ МПа	σ_B МПа	100	150	200	250	300	350	400	450	100	150	200	250	300	350	400	450
35	Поковки или сортовой прокат	ОСТ2601-144-81 ОСТ2601-135-81	280	540	270	260	250	230	220	200	180	160	540	540	540	530	520	490	450	410
40			300	560	290	275	260	250	230	220	200	170	550	550	550	540	530	500	460	420
35Х 38ХА			600	750	575	555	540	530	520	500	480	460	735	725	720	700	680	620	560	500
40Х 40ХФА			500	670	465	440	420	400	380	375	370	360	645	620	610	600	580	560	500	-
30ХМА			650	800	620	610	600	570	550	510	480	440	790	785	780	770	740	710	660	600
			500	670	480	470	460	440	420	390	370	340	660	655	650	645	620	595	550	500
25Х1МФ			400	600	380	380	370	350	340	340	330	300	580	560	540	520	500	490	470	420
			680	800	650	635	620	600	570	540	500	460	790	785	780	770	740	710	660	600
38ХН3МФА			650	800	630	610	590	580	575	570	560	550	750	735	720	710	700	680	620	-
			800	950	775	750	720	715	710	700	690	675	890	875	860	855	840	770	770	735
12Х18Н10Т	200	500	190	180	175	170	160	155	150	145	-	-	-	-	-	-	-	-		

Модуль упругости E сталей

Сталь	Значения E, ГПа, при температуре, °С								
	20	100	200	300	400	500	550	600	650
Углеродистая с содержанием С:									
Менее 0,25% ^{*1}	200	195	190	180	170	160	-	-	-
Более 0,25% ^{*2}	210	205	195	185	175	160	-	-	-
Низколегированная с содержанием С:									
Менее 0,25% ^{*3}	210	205	200	195	185	175	170	165	-
Более 0,25% ^{*4}	215	210	205	200	190	180	175	170	-
Высокохромистая ^{*5}	220	215	210	200	190	180	175	170	160
Аустенитная хромоникелевая ^{*6}	205	200	190	180	170	165	-	160	155

*1 Стали 10; 15; 20; 25; 15К; 20К.
*2 Стали 30; 35; 40; 50.
*3 Стали 09Г2С; 10Г2С1; 08Г2ФСБ; 16ГС; 16Г2АФ; 15Х; 12ХГНМ; 12ХГНМФ; 15ХГНМФТ; 12МХ; 12Х1МФ.
*4 Стали 30Х; 38Х; 40Х; 35ХМА; 45Х; 38ХМЮА; 25Х1МФ; 25Х2М1Ф; 35ХМФА; 20Х1М1ФТР; 22Х3М; 20Х2М; 20Х3МВФ.
*5 Стали 10Х13; 20Х13; 30Х13; 40Х13; 15ХНМФ; 1Х12Н2ВМФ.
*6 Стали 12Х18Н9; 12Х18Н10Т; 12Х18Н12Т; 20Х23Н18; 0Х18Н12Б; 1Х16Н9М2; 08Х16Н13М2Б; 03Х16Н15М3Б; 03Х17Н14М3; 08Х17Н13М2Т; 10Х17Н13М3Т; Х18Н22В2Т

Температурный коэффициент линейного расширения

Сталь	Средние значения $\alpha \cdot 10^{-6}$, 1/°С, в интервале температур от 20 до t, °С													
	50	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550	600	650	700
Углеродистая и низколегированная	11,5	11,9	12,2	12,5	12,8	13,1	13,4	13,6	13,8	14,0	14,2	14,4	-	-
Хромистая коррозионно-стойкая	10,0	10,3	10,6	10,8	11,0	11,2	11,4	11,5	11,7	11,8	11,9	12,0	-	-
Аустенитная хромоникелевая	16,4	16,6	16,8	17,0	17,2	17,4	17,6	17,8	18,0	18,2	18,4	18,5	18,7	18,8

