

С.В. Лапшина

КОНСТРУИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ЭЛЕМЕНТОВ ОБОРУДОВАНИЯ

Волжский

2023

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РФ
ВОЛЖСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ (ФИЛИАЛ)
ФЕДЕРАЛЬНОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО БЮДЖЕТНОГО ОБРАЗОВАТЕЛЬНОГО
УЧРЕЖДЕНИЯ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ВОЛГОГРАДСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

С.В. Лапшина

КОНСТРУИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ЭЛЕМЕНТОВ ОБОРУДОВАНИЯ

Электронное учебное пособие



2023

УДК 66.02(07)
ББК 35я73
Л 248

Рецензенты:
инженер-конструктор ООО «КОМЕД»
Харитонов В.Н.,
Руководитель проекта ООО «ВолжскПроект»
Афанасьева Е.Е.

Печатается по решению редакционно-издательского совета
Волгоградского государственного технического университета

Лапшина, С.В.

Конструирование и расчет элементов оборудования [Электронный ресурс] : учебное пособие / С.В. Лапшина ; Министерство науки и высшего образования Российской Федерации, ВПИ (филиал) ФГБОУ ВО ВолгГТУ. – Электрон. текстовые дан. (1 файл: 312 КБ). – Волжский, 2023. – Режим доступа: <http://lib.volpi.ru>. – Загл. с титул. экрана.

ISBN 978-5-9948-4752-7

В учебном пособии рассматриваются основы конструирования и расчета элементов массообменного оборудования. Учебное пособие предназначено для студентов, обучающихся по направлению 18.03.02 «Энерго- и ресурсосберегающие процессы в химической технологии, нефтехимии и биотехнологии».

Илл. 22. табл. 2, библиограф.: 8 назв.

ISBN 978-5-9948-4752-7

© Волгоградский государственный
технический университет, 2023
© Волжский политехнический
институт, 2023

Введение

Проектирование химических производств предполагает ведение авторского надзора за строительством и монтажом спроектированных производств, составление заказных спецификаций на типовое оборудование, разработку и согласование чертежей нетипового оборудования с машиностроительными заводами, участие в монтаже и пуске химических производств.

При проектировании химического оборудования должно быть обеспечено выполнение следующих основных требований к объектам проектирования:

механическая прочность – способность элемента оборудования выдерживать рабочие нагрузки; обеспечивается соблюдением при проектировании соответствующих расчётных нормативов (см. ГОСТ Р 52857.1–2007...ГОСТ Р 52857.12–2007 и др.); сохранение прочности объектов проектирования является основным условием безопасной эксплуатации сосудов, аппаратов и машин;

устойчивость – способность аппаратов сохранять в рабочем состоянии свою первоначальную форму; достигается учётом силовых факторов, способствующих потери проектируемым объектом устойчивости (опрокидывающий момент от ветровой нагрузки для вертикальных аппаратов; внешнее давление для аппаратов, работающих под разряжением, а также для аппаратов с рубашкой и др.);

герметичность – способность сосуда, аппарата или машины не пропускать находящуюся в них под давлением рабочую среду; утечка рабочей среды в условиях химического производства может привести к аварии и (или) отравлению обслуживающего персонала; герметичность оборудования

достигается использованием цельносварных конструкций или установкой уплотнений в разъёмных соединениях (подвижных и неподвижных);

долговечность – способность компонентов проектируемого объекта выполнять свои функции в течение определённого времени (расчётный срок службы); при проектировании срок службы принимают равным 10–15 годам (в часах примерно 100000–150000); долговечность – основное условие безаварийной эксплуатации подвижных соединений (трибосопряжений) деталей машин, а также элементов аппаратов, подверженных старению (элементы, работающие при высокой температуре под нагрузкой). Кроме названных основных требований проектируемое оборудование должно быть: высокопроизводительным; простым по устройству, обслуживанию и ремонту; надёжным и безопасным при эксплуатации; технологичным (достижение оптимальных затрат при производстве, техническом обслуживании и ремонте); транспортабельным (возможность транспортирования к месту монтажа по железной дороге); экологичным (дружественным к окружающей среде).

Общий порядок расчета и конструирования

1. Изучить основные технические требования, предъявляемые к оборудованию и условия его эксплуатации:

а) назначение и среда;

б) технические характеристики оборудования (производительность, поверхность теплообмена, мощность и т.д.);

в) параметры технологических процессов (давление, температура).

2. Выбрать основной конструктивный материал.

3. Составить расчетную схему рассматриваемого элемента, определить габаритные размеры, произвести расчет по главным критериям работоспособности:

а) расчет на механическую прочность производят по внутреннему избыточному или наружному давлению, данному расчету должны подвергаться все основные узлы и детали машин и аппаратов.

Давление, как нагрузка, воспринимаемая аппаратом, в прочностных расчетах принимается **статической** (медленно возрастает с 0 до максимального значения, а затем не меняется).

б) расчет на устойчивость производят для аппаратов, испытывающих действие избыточного наружного давления, а так же осевых и поперечных нагрузок;

в) расчет на усталость необходимо производить только в том случае, если число циклов нагружения за весь срок эксплуатации оборудования будет >1000 и колебания нагрузок превышают 15%;

г) проверяется прочность в зонах краевого эффекта (переход от днища, лаз).

Выбор основных расчетных параметров

1. Давление

Давление – величина, характеризующая интенсивность сил, действующих на какую-нибудь часть поверхности тела по направлениям, перпендикулярным к этой поверхности. Давление равно отношению силы, равномерно распределённой по нормальной к ней поверхности, к площади этой поверхности.

Следует различать абсолютное и т.н. избыточное или приборное давление (его ещё называют «действующим» или «манометрическим»).

Абсолютное давление $P_{\text{абс}}$ – это сумма атмосферного $P_{\text{а}}$ и избыточного $P_{\text{изб}}$ давлений.

В технических расчётах, говоря о давлении, имеют в виду именно избыточное давление. При этом следует помнить, что:

- избыточное давление измеряется относительно атмосферного;
- ноль избыточного давления равен атмосферному давлению;
- абсолютный вакуум равен «минус одной атмосфере» избыточного давления и при этом равен нулю абсолютного давления.

Единица давления СИ – паскаль, $1\text{Па} = 1\text{ Н/м}^2$.

а) рабочее давление (P)

– максимальное внутреннее избыточное или наружное давление, возникающее при нормальном протекании процесса без учета гидростатического давления среды и без учета кратковременного повышения давления во время работы предохранительных клапанов или других предохранительных устройств.

б) расчетное давление (P_p)

– это то давление, по которому производят расчет на прочность.

Если в аппарате нет среды, то $P_p = P$;

Если в аппарате есть рабочая среда, то

$$P_p = P + P_{\Gamma} \quad \text{если} \quad \frac{P_{\Gamma}}{P} \cdot 100\% \geq 5\% \quad , \quad \text{иначе} \quad P_p = P \quad ,$$

где P_{Γ} – гидростатическое давление.

$$P_{\Gamma} = \rho \cdot g \cdot h \quad , \quad (\text{для сфер } h = d).$$

в) **пробное давление** – это то давление, на котором испытывают аппарат после его изготовления, а также периодически во время эксплуатации.

Таблица 1 – Пробное давление рассчитывается в зависимости от расчетного

Сосуды	Расчетное давление, P_p , МПа	Пробное давление, P_n , МПа
Все, кроме литых	< 0.5	$\max \left\{ \begin{array}{l} 1.5 \cdot P_p \cdot \frac{[\sigma]_{20}}{[\sigma]} \\ 0.2 \end{array} \right\}$
	> 0.5	$\max \left\{ \begin{array}{l} 1.25 \cdot P_p \cdot \frac{[\sigma]_{20}}{[\sigma]} \\ P_p + 0.3 \end{array} \right\}$
Литые	Не зависимо от давления	$\max \left\{ \begin{array}{l} 1.5 \cdot P_p \cdot \frac{[\sigma]_{20}}{[\sigma]} \\ 0.3 \end{array} \right\}$

$[\sigma]_{20}$ – допускаемое напряжение материала рассчитываемого элемента при температуре 20°C .

$[\sigma]$ – допускаемое напряжение материала рассчитываемого элемента при расчетной температуре.

г) **условное давление** – понимают избыточное рабочее давление среды при температуре 20°C (без учета гидростатического давления).

Условное (номинальное) давление P_u – наибольшее избыточное рабочее давление при расчётной температуре 20°C , при котором обеспечивается длительная работа сосудов и аппаратов, их сборочных единиц и деталей,

имеющих определённые размеры, обеспеченные расчётом на прочность при выбранных материалах и характеристиках прочности их при температуре 20°C. Для стандартизации металлических аппаратов и их узлов ГОСТ 9493–80 устанавливает следующий ряд значений $p_{р}$ в МПа: 0,1; 0,16; 0,25; 0,3; 0,4; 0,6; 0,8; 1,0; 1,25; 1,6; 2; 2,5; 3,2; 4; 5; 6,3; 8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100.

Опираясь на значения рабочего давления $P_{раб}$ и рабочей температуры $t_{раб}$ выбирают условное давление P_u для стандартного аппарата. В таблицах П1 и П2 указаны эти данные для теплообменных аппаратов и аппаратных фланцев.

Давление пробное для арматуры $P_{пр.арм}$ (ГОСТ 356–80) – избыточное давление, при котором должно проводиться гидравлическое испытание арматуры и деталей трубопровода на прочность и плотность водой при температуре не менее 278 К (5°C) и не более 343 К (70°C), если в нормативно-технической документации не указано конкретное значение этой температуры. Пример обозначение пробного давления для арматуры 6 МПа (60 кгс/см²) – $P_{пр.арм}$ 60.

2. Температура

Температура – один из основных параметров технологического процесса в аппарате. В России, как и в большинстве индустриальных стран, наиболее употребительными являются температурные шкалы: Кельвина (единица – кельвин, К), Цельсия (единица – градус Цельсия, °C), Фаренгейта (единица – градус Фаренгейта, °F).

Различают:

а) **рабочая температура** – при которой протекает рабочий процесс (температура среды) t ;

б) **расчетная температура** – за расчетную температуру принимают (t_p):

- при положительных температурах внутри аппарата – наибольшее значение температуры стенки;
- при отрицательных температурах внутри аппарата или 0°C – за расчетную принимают температуру равную 20°C ;
- при наружном обогреве стенки аппарата открытым пламенем с температурой 250°C и больше (или электронагревателем), то за расчетную принимают температуру равную температуре среды, соприкасающейся со стенкой, увеличенной на 50°C (но не менее 250°C).

3. Допускаемое напряжение

Различают:

а) допускаемое напряжение при расчетной температуре ($[\sigma]$)

$$[\sigma] = \eta \cdot \sigma^*$$

где σ^* – нормативно допускаемые напряжения при расчетной температуре;

η – коэффициент, учитывающий вид заготовки.

Для листового проката $\eta = 1$.

Для отливок, подвергшихся индивидуальному контролю, неразрушающим методом $\eta = 0,8$.

Для всех остальных отливок $\eta = 0,7$.

б) допускаемое напряжение при температуре 20°C ($[\sigma]_{20}$)

$$[\sigma]_{20} = \eta \cdot \sigma_{20}^*$$

где σ_{20}^* – нормативно допускаемые напряжения при температуре 20⁰С.

σ^* , σ_{20}^* – выбираются из таблиц методом интерполяции.

в) допускаемое напряжение при испытаниях ($[\sigma]_{п}$)

$$[\sigma]_{п} = \eta \cdot \frac{\sigma_{Т20}}{n_{Т}} = \eta \cdot \frac{\sigma_{Т20}}{1.1},$$

где $n_{Т} = 1.1$ – коэффициент запаса по пределу текучести при испытаниях;

$\sigma_{Т20}$ – предел текучести материала при температуре 20⁰С (из табл.).

4. Конструктивная прибавка к расчетным утолщениям стенки

δ_p – расчетная толщина стенки;

δ – исполнительная толщина стенки;

c – конструктивная прибавка.

$$\delta = \delta_p + c$$

$$c = c_1 + c_2 + c_3,$$

где c_1 – прибавка на коррозию и эрозию металла;

c_2 – прибавка на округление толщины стенки до стандартного размера;

c_3 – при штамповке, вытяжке (специальных технических операциях) учитывает отрицательные допуски.

$$c_1 = \tau \cdot \pi,$$

где τ – срок службы аппарата;

π – проницаемость среды.

5. Коэффициент прочности сварных соединений

При расчете на прочность сварных элементов сосудов и аппаратов, для повышения надежности аппарата в расчетные формулы вводится коэффициент прочности сварных соединений, который изменяется $0.65 \leq \varphi \leq 1.0$. Выбирается в зависимости от вида сварного шва и контроля его качества.

6. Другие параметры

- модуль продольной упругости (модуль Юнга) – E ;
- коэффициент Пуассона – μ ;
- коэффициент температурного расширения материала – α ;

Выбираются из справочников в зависимости от расчетной температуры и материала методом интерполяции.

Конструкционные материалы

Для конструкционных материалов, используемых при изготовлении химической аппаратуры, помимо прочности, основным эксплуатационным свойством является коррозионная стойкость при рабочей температуре.

Коррозионная стойкость материалов характеризуется десятибалльной шкалой, основанной на значениях скорости коррозии $[П] = [\text{мм/год}]$.

Таблица 2 – Десятибалльная шкала коррозионной стойкости металлов

Группа	П	Балл
Совершенно стойкие	до 0,001	1
Весьма стойкие	0,001...0,01	2; 3

Стойкие	0,01...0,1	4; 5
Пониженно стойкие	0,1...1,0	6; 7
Малостойкие	1,0...10,0	8; 9
Нестойкие	более 10	10

Для изготовления химической аппаратуры рекомендуется применять материалы, скорость коррозии которых не превышает 0,1 мм/год (баллы 1...5).

При выборе материалов для аппаратов, работающих под давлением при низких и высоких температурах, необходимо учитывать, что механические свойства материалов существенно изменяются в зависимости от рабочей температуры в аппарате. Повышению рабочей температуры приводит к снижению прочности конструкционных материалов. При отрицательных температурах может наблюдаться охрупчивание материалов.

Рабочая температура материала должна быть выше порога хладноломкости. При статическом приложении нагрузки прочность материала характеризуется следующими показателями: предел текучести (физический σ_T или условный $\sigma_{0,2}$) и предел прочности σ_B . Деформационные и упругие свойства материалов характеризуются значениями модуля упругости E и коэффициентом Пуассона μ . Характеристики механических свойств σ_T , σ_B , E , μ являются основными при расчётах на прочность деталей химической аппаратуры, работающей под давлением при низких (от -254 до -40°C), средних (от -40° до $+200^\circ\text{C}$) и высоких (выше $+200^\circ\text{C}$) температурах. При

температурах $t_{раб} > 0,3 \cdot t_{пл}$ в нагруженных деталях развивается явление ползучести.

Ползучесть – медленное нарастание пластической деформации детали под действием напряжений, меньших предела текучести. В этом случае следует учитывать жаропрочность конструкционного материала, которая характеризуется пределом ползучести и пределом длительной прочности.

Предел ползучести σ_{ε}^t

– напряжение, под действием которого материал деформируется на определённую величину за определённое время при заданной температуре.

Пример: напряжение 100 МПа, которое при температуре $t = 550^\circ\text{C}$ за время $\tau = 100000$ часов вызывает деформацию материала $\varepsilon = 1\%$.

Предел длительной прочности σ_{τ}^t

– напряжение, которое вызывает разрушение материала при заданной температуре за определённое время.

Пример: напряжение 130 МПа, которое при температуре 600°C вызывает разрушение материала за 10000 часов.

Рабочие температуры, при которых следует учитывать явление ползучести, у разных материалов различны. Для углеродистых сталей обыкновенного качества (Ст3сп, Ст4сп и др.) ползучесть наблюдается уже при температурах выше 375°C , для низколегированных сталей (09Г2С, 17ГС и др.) – выше 525°C , для жаропрочных сталей (12Х18Н10Т, 20Х18Н18 и др.) – при ещё более высокой температуре. Для химической аппаратуры допускаемая скорость ползучести принимается $\leq 10^{-7}$ мм/мм·ч (10^{-5} % в год), для крепёжных деталей – $\leq 10^{-9}$ мм/мм·ч (10^{-7} % в год).

При выборе металла для работы при низких температурах следует исходить не только из величины ударной вязкости, но также учитывать

- величину и характер приложенной нагрузки (статическая, динамическая, пульсирующая);
- наличие и характер концентраторов напряжений;
- чувствительность металла к надрезам;
- начальные напряжения в конструкции;
- способ охлаждения металла (за счёт содержащегося в аппарате хладоносителя или за счёт окружающей среды).

При статическом приложении нагрузки в ряде случаев допускается изготовление аппаратов из металлов, приобретающих хрупкость при пониженных рабочих температурах, но не имеющих дефектов, нарушающих однородность структуры и способствующих концентрации напряжений.

Технология изготовления аппаратов из таких материалов должна исключать возможность возникновения высоких начальных напряжений в конструкции.

К таким аппаратам можно отнести свободно опирающиеся ёмкости для жидких и газообразных продуктов, содержащихся в них под небольшим избыточным давлением, металлоконструкции неответственного назначения.

При динамическом приложении нагрузки, кроме указанных выше характеристик механических свойств, необходимо учитывать также и величину ударной вязкости КСУ конструкционного материала. Для многих углеродистых и легированных сталей ударная вязкость при низких температурах (ниже -40°C) резко понижается, что исключает применение этих материалов в таких условиях. КСУ для большинства цветных металлов и сплавов (медь и её

сплавы, алюминий и его сплавы, титан и его сплавы), а также хромоникелевых сталей аустенитного класса при низких температурах, как правило, уменьшается незначительно, что и позволяет применять их при рабочих температурах вплоть до -254°C .

Для оборудования, подверженного ударным или пульсирующим нагрузкам и предназначенного для работы при низких температурах, следует применять металлы и сплавы с ударной вязкостью не ниже 20 Дж/см^2 ($2 \text{ кгс}\cdot\text{м/см}^2$) при рабочих температурах. Для деталей, имеющих концентраторы напряжений (болты, шпильки и др.), рекомендуются материалы, у которых при рабочей температуре величина ударной вязкости не менее 40 Дж/см^2 ($4 \text{ кгс}\cdot\text{м/см}^2$).

Согласно нормам Ростехнадзора, для работы при низких температурах следует выбирать металлы, у которых порог хладноломкости лежит ниже заданной рабочей температуры. Однако в химической промышленности на протяжении многих лет безаварийно эксплуатируются при температуре до -40°C большое количество аппаратов, трубопроводов, арматуры, насосов и другого оборудования, изготовленных из углеродистой стали, из серого и ковкого чугуна, т.е. из материалов, имеющих ударную вязкость КСЧ при указанной температуре менее 20 Дж/см^2 ($2 \text{ кгс}\cdot\text{м/см}^2$).

Аппараты в химической промышленности в большинстве своём являются сварными. Поэтому свариваемость является основным технологическим свойством для конструкционного материала для сварных аппаратов.

Свариваемостью стали называется способность металла образовывать сварные соединения. Свариваемость качественно оценивается степенью соответствия свойств сварного соединения аналогичным свойствам основного металла, а также наличием сварочных дефектов в виде трещин, пор,

неметаллических включений и т.п. По свариваемости стали подразделяются на группы:

- хорошо сваривающиеся (обычная технология сварки – без подогрева до сварки и в процессе сварки и без последующей термообработки);
- удовлетворительно сваривающиеся (в нормальных производственных условиях трещин не образуется или для предупреждения образования трещин необходим предварительный нагрев, а также предварительная и последующая термообработка);
- ограниченно сваривающиеся (в обычных условиях сварки склонны к образованию трещин – обязательный подогрев и термическая обработка до и после сварки);
- плохо сваривающиеся (для сварных конструкций не применяются, обязательны подогрев и термообработка до и после сварки).

Повышение содержания углерода и легирующих элементов увеличивает опасность появления в околошовной зоне сварного соединения закалочных структур, хрупких холодных трещин и трещин задержанного хрупкого разрушения. Обобщенно влияние содержания углерода, легирующих элементов и примесей на качество сварного соединения характеризуется так называемым **углеродным эквивалентом СЕ**. Согласно ГОСТ 27772–88 углеродный эквивалент предложено определять по формуле

$$CE = C + Mn/6 + Si/24 + Cr/5 + Mo/4 + Ni/40 + Cu/13 + V/14 + P/2, \%$$

здесь символы элементов выражают массовые доли этих элементов в стали; множители при символах представляют собой коэффициенты активности данных элементов.

Углеродный эквивалент следующим образом характеризует свариваемость сталей:

- $CE < 0,35$ – сварка не вызывает затруднений;
- $CE = 0,35 \dots 0,6$ – сварка проводится с соблюдением мер предосторожности;
- $CE > 0,6$ – вероятность образования трещин возрастает и необходимы специальные меры предосторожности.

Предварительный подогрев при сварке является важным элементом технологического процесса получения сварного соединения, поскольку подогрев позволяет уменьшить скорость охлаждения металла шва и тем самым избежать образования закалочных структур и, следовательно, холодных трещин. Д. Сефериан предложил методику расчетного определения температуры ТП подогрева при сварке, учитывающую химический состав стали и толщину свариваемых листов. Методика Сефериана основана на использовании эквивалента углерода как меры закаливаемости стали с поправкой на толщину листов s и введении ряда поправочных коэффициентов.

В химическом аппаратостроении находят применение горячекатаные двухслойные коррозионностойкие листы с основным слоем из углеродистой или низколегированной стали и плакирующим слоем из коррозионностойких сталей и сплавов и монель-металла по ГОСТ 10885–85.

При изготовлении химической аппаратуры часто возникает необходимость сварки разнородных сталей (лапы из углеродистой стали и корпус аппарата из высоколегированной стали). В этом случае возможно изменение структуры наплавленного металла и снижение коррозионной стойкости металла шва. Для устранения такого явления между соединяемыми элементами устанавливают промежуточную деталь из высоколегированной стали. При таком конструктивном решении сварка разнородных сталей происходит между промежуточной деталью и деталью из углеродистой стали и сварной шов с пониженной коррозионной стойкостью отодвигается от зоны влияния коррозионной среды.

Помимо сталей, широкое распространение в химическом машиностроении получил чугун. Чугун – сплав железа с углеродом (более 2,14%), обладает высокими литейными свойствами, как правило, хорошо обрабатывается резанием, образуя поверхность с рельефом, благоприятным для деталей трибосопряжений с граничным режимом трения.

Высокопрочный чугун с шаровидным графитом обладает прочностью, сопоставимой с прочностью стального литья и даже ковальной стали.

Серый чугун (марки СЧ15...СЧ45) применяется для литых деталей машин (станины, фланцы, поршни, цилиндры и др.) при давлении до 1 МПа и температуре от –15 до +250°C. Недостатком серого чугуна является хрупкость, препятствующая его применению для изготовления деталей машин, подвергающихся ударным нагрузкам. Отливки из высокопрочного чугуна (марки ВЧ35...ВЧ100) используются для изготовления корпусных и других элементов машин, подверженных значительным нагрузкам. Ковкий чугун (марки КЧ 36–6...КЧ 63–2) используют для изготовления арматуры и фланцев.

Легированный чугун используют для изготовления литых деталей, работающих в коррозионных средах и при повышенных температурах в коррозионных средах. Химическая стойкость чугунов резко увеличивается при содержании кремния Si около 15%. Сплавы ЧС15 и ЧС17, называемые ферросилиды, стойки в азотной HNO₃, фосфорной H₃PO₄, уксусной C₂H₃O₂, серной H₂SO₄ кислотах при любых концентрациях и температуре, а также в смеси азотной и серной кислот. Ферросилиды стойки также в растворах солей, но легко корродируют под воздействием соляной HCl кислоты, крепких щелочей и фтористых соединений. Для повышения стойкости в HCl ферросилиды легируют до 4% Mo. Образуемые при этом сплавы (ЧС15М4, ЧС17М3) получили название антихлоры. Они устойчивы в большинстве агрессивных сред любых концентраций при всех температурах. Недостатком антихлоров и ферросилидов является хрупкость и низкая технологичность

(плохая обрабатываемость резанием), поэтому их применяют для деталей не подверженных ударным нагрузкам.

Цветные металлы и сплавы в химическом машино- и аппаратостроении применяют для изготовления элементов оборудования, контактирующих с агрессивными средами и работающих при низких температурах.

Алюминий Al (марки АД00, АД0, АД1, А8, А85) и его сплавы (марки АМцС, АМг2, АМг3, АМг5, АМг6) используют преимущественно в виде листов, фасонного проката, труб, проволоки, а также в виде фасонных отливок для изготовления резервуаров, колонн и элементов аппаратов, работающих при давлении до 0,6 МПа в интервале температур от -196 до $+150^{\circ}\text{C}$ в производстве разбавленной серной H_2SO_4 , азотной HNO_3 , фосфорной H_3PO_4 , уксусной $\text{C}_2\text{H}_3\text{O}_2$ и др. органических кислот.

Медь Cu химически устойчива во многих средах (холодная 10...40% H_2SO_4 , 10...20% соляная кислота HCl, бензол C_6H_6 , метиловый CH_3OH и этиловый $\text{C}_2\text{H}_5\text{OH}$ спирт и др.), плохо сопротивляется воздействию аммиака NH_3 и щелочных растворов, а также хлоридов. В окислительных средах (HNO_3 , горячая концентрированная H_2SO_4 , растворы KMnO_4 , $\text{K}_2\text{Cr}_2\text{O}_7$) медь неустойчива. Наибольшее распространение получила технически чистая медь марок М2 и М3. Её используют для изготовления ёмкостей варочной аппаратуры (пищевая промышленность), различных испарительных и трубчатых теплообменников, работающих под давлением до 0,6 МПа в интервале температур от -254 до $+250^{\circ}\text{C}$.

Из сплавов меди чаще всего используют *латуни* (сплавы на основе Cu+Zn) (марки Л63, ЛС 59-1, ЛО 62-1, ЛЖМц 59-1-1 и др.), а также бронзы безоловянные (БрБ2, БрАЖ9-4, БрХ1, БрС30 и др.) и оловянные (марки БрОФ6,5-0,15, БрОЦ4-3, БрОЦС4-4-2,5 и др.). Их применяют для изготовления мембран, сифонов, пружинной проволоки, деталей контрольно-

измерительных приборов, антифрикционных элементов и других элементов и других деталей машин, а также в криогенной технике.

Для латуней характерны два вида коррозионного повреждения – обесцинкование и коррозионное растрескивание. Склонность к обоим видам повреждений увеличивается с повышением содержания цинка в сплаве. Явление обесцинкования заключается в избирательной коррозии в связи со значительно более высокой электрохимической активности атомов Zn по сравнению с атомами Cu. Для снижения склонности к обесцинкованию применяют легирование латуни небольшими количествами фосфора P, сурьмы Sb, мышьяка As, причём наличие P и Sb в маркировке не отражается. Пример мышьяковистой латуни ЛОМш 70-1-0,04. Наиболее широкое распространение в морских условиях получили так называемая адмиралтейская латунь ЛО 70-1 и алюминиевая латунь ЛА 75-2.

Коррозионное растрескивание проявляется при наличии в полуфабрикате внутренних или внешних растягивающих напряжений. Скорость развития коррозионного растрескивания усиливается при наличии в атмосфере аммиака NH₃ и сернистого ангидрида SO₂. Коррозионное растрескивание, обусловленное наличием внутренних напряжений, предупреждается отжигом изделий при 250...300°C.

Свинец используют преимущественно для внутреннего покрытия (футеровки) стальных аппаратов с целью защиты от воздействия сильно агрессивных сред (нагретая 80% H₂SO₄, HCl). Свинец не стоек в органических кислотах, в частности в муравьиной C₂H₂O₂ и уксусной C₂H₃O₂.

Титан (марки ВТ1-0, ВТ1-00) и титановые сплавы (марки АТЗ, ОТ4-0 и др.) широко применяют для изготовления деталей фильтров, центрифуг, сушилок, ёмкостей в производствах HNO₃, HCl, мочевины (карбамида) (NH₂)₂CO, хлора и его соединений, синтетических волокон. Для титана и его

сплавов характерна малая склонность к контактной, питтинговой и щелевой коррозии. Титан применяется в виде листового проката, труб, а также фасонных отливок.

В химическом машино- и аппаратостроении всё более широкое применение находят неметаллические конструкционные и футеровочные материалы – керамика, пластмассы, стекло, резины и др. Их применение позволяет экономить дефицитные и дорогостоящие высоколегированные стали и цветные сплавы.

Минералы и материалы на их основе. Естественные природные минералы (асбест, графит и пр.) и продукты их переработки (керамика, каменной литьё, огнеупоры и др.) характеризуются высокой сопротивляемостью внешним воздействиям – атмосферной коррозии, абразивному изнашиванию, действию технологических сред (кислот, щелочей и др. химически активных соединений).

Асбест и асбестовые изделия в виде картона, сальниковой набивки, тканей, лент используют для теплоизоляции (при температуре $-40\dots+500^{\circ}\text{C}$) и уплотнения соединений элементов машин, аппаратов и коммуникаций.

Паронит – композиционный прокладочный материал из асбеста, каучука и наполнителей можно использовать при давлении до 10 МПа и температуре от -50 до $+100^{\circ}\text{C}$.

Вяжущие минеральные материалы (гипс, жидкое стекло, известь, цемент) представляют собой порошкообразные вещества, образующие с водой пластичные пасты, способные затвердевать и схватываться с другими телами с образованием монолитного камневидного изделия. Из различных типов цемента наиболее распространены портландцемент и шлакопортландцемент общестроительного назначения; цемент гипсоглиноземистый расширяющийся, предназначенный для получения расширяющихся, безусадочных,

водонепроницаемых растворов, используемых для замоноличивания стыков конструкций и фундаментных болтов, уплотнения соединений труб и т.д.

Углеродистые материалы изготавливают из графита (углерода технического или сажи), пропитанного синтетической смолой, или графитопласта АТМ-1, АТМ-2. Они обладают высокой коррозионной стойкостью, тепло- и электропроводностью, имеют низкий коэффициент трения скольжения, хорошо обрабатываются резанием. Используют для изготовления теплообменников, колонных аппаратов, деталей ц/б насосов, труб, трубопроводной арматуры, облицовочных плит, работающих в агрессивных средах при температурах от -18 до 150°C .

Каменитые изделия (бруски, плиты, трубы, желоба и др.) получают литьём расплава шихты горных пород и соответствующих добавок к ним. Изделия из каменного литья находят применение для футеровки бункеров, течек, корпуса флотационных машин и т.д. Плитки из каменного литья заменяют металл, их используют для полов в цехах с агрессивными средами.

Огнеупоры (формованные изделия и неформованные материалы) – стойкие к высоким температурам материалы, используемые для изготовления элементов высокотемпературного оборудования (печи и др.). Огнеупоры служат для защиты основных материалов тепловых агрегатов и окружающей среды от температурного воздействия. Доломитовый кирпич ($32\text{...}36\% \text{MgO}$, $50\text{...}56\% \text{CaO}$), шамотный кирпич ($50\text{...}60\% \text{SiO}_2$ и $30\text{...}42\% \text{Al}_2\text{O}_3$) огнеупорность до 1700°C .

Керамика – изделия и материалы, получаемые спеканием глин и их смесей с минеральными добавками, а также оксидов и др. неорганических соединений. Отличаются термо- и кислотостойкостью. Керамика практически не пропускает жидкости и не поддаётся истиранию, что важно при получении

чистых продуктов. Из грубой керамики изготавливают строительный и шамотный кирпич, черепицу, из тонкой – фарфоровые и фаянсовые изделия.

Пластмассы представляют собой материалы на основе полимеров, т.е. высокомолекулярных соединений, состоящих из большого числа звеньев (мономеров). Наиболее применимыми видами пластмасс являются: полиэтилен, полипропилен, полистирол, фторопласт, винипласт, а также фаолит, текстолит и др.

Полиэтилен – твёрдый продукт полимеризации этилена. Хорошо обрабатывается различными способами (прессованием, литьём под давлением), легко сваривается и склеивается. При нормальной температуре он стоек к действию большей части минеральных кислот, щелочей и растворов солей. Его применяют также в качестве футеровочного материала химической аппаратуры, работающей в интервале температур от -60 до $+60^{\circ}\text{C}$ и давлении до 1 МПа со средами средней и повышенной агрессивности.

Полипропилен – твёрдый продукт полимеризации пропилена. Обладает хорошими механическими свойствами, которые сохраняются вплоть до температуры размягчения. Он хорошо сваривается, обладает высокой стойкостью к воздействию минеральных кислот и щелочей. Применяется для футеровки сварной химической аппаратуры в интервале температур -10 до $+100^{\circ}\text{C}$ и давлении до 0,07 МПа со средами средней и повышенной агрессивности.

Полистирол – твёрдый продукт полимеризации стирола. Он поддаётся различным методам переработки (прессованию, литью под давлением), удовлетворительно сваривается, хорошо склеивается специальным клеем. Стойкий во многих агрессивных средах. Используется как футеровочный материал для стальных аппаратов, работающих в интервале температур 0 до

+75°C и давлении до 0,07 МПа со средами средней и повышенной агрессивности.

Фторопласт – наиболее ценный конструкционный неметаллический материал. Обладает коррозионной стойкостью почти во всех кислотах, теплостоек до 400°C. В настоящее время выпускают несколько марок: фторопласт-3, фторопласт-4 и т.д.

Фторопласт-3 (политрифторхлорэтилен) – твёрдый продукт полимеризации трифторхлорэтилена. При комнатной температуре не растворяется и очень мало набухает в органических растворителях. Применяется главным образом для получения антикоррозионных покрытий труб, насосов и др.

Фторопласт-4 (политетрафторэтилен) – твёрдый продукт полимеризации тетрафторэтилена. Не поглощает воду; негорюч; не растворяется и не набухает в растворителях; абсолютно стоек к кислотам, окислителям и растворам щелочей. Применяется для производства тонкостенных труб, деталей трибосопряжений, для получения пропиток и покрытий.

Винипласт (поливинилхлорид) – твёрдый продукт полимеризации винилхлорида. Обладает высокой устойчивостью почти во всех кислотах, щелочах и растворах солей любых концентраций за исключением сильных окислителей (HNO₃, олеум). Винипласт легко обрабатывается резанием и давлением, хорошо сваривается и клеивается. Поставляется в виде листов, труб, профильных изделий. Из винипласта изготавливают обечайки, днища, штуцера и другие детали сварной или клееной химической аппаратуры, работающей при температуре от –0 до +40°C и давлении до 0,6 МПа.

Органическое стекло (полиметилметакрилат) – твердый продукт полимеризации метилметакрилата. Используется для получения бесосколочного стекла (триплексов), которое служит для изготовления

смотровых окон в аппаратах, работающих при умеренных температурах и повышенных давлениях.

Фаолит – кислотостойкая пластмасса, которую получают на основе терморезактивной фенолформальдегидной смолы и кислотостойкого наполнителя. Он стоек в соляной HCl, серной H₂SO₄, фосфорной H₃PO₄, уксусной C₂H₃O₂ и других кислотах, хлорированных углеводородах и минеральных маслах. Особую ценность представляет стойкость фаолита к воздействию HCl любой концентрации. В щелочных средах фаолит не стоек. Фаолит хорошо обрабатывается резанием, прессуется, склеивается фаолитовой замазкой и арзамитом. Применяют фаолит для изготовления колонной, ёмкостной и теплообменной аппаратуры, труб и трубной арматуры, работающих при температуре от 0 до +140°С и давлении до 0,06 МПа.

Материалы на основе каучука. Резину и эбонит используют для гуммирования химической аппаратуры из углеродистых сталей, чугуна, работающей со средами средней и высокой агрессивности.

Искусственные силикатные материалы. Стекло, эмаль являются перспективными материалами для химической аппаратуры. Из кварцевого стекла изготавливают ёмкостную колонную, теплообменную и реакционную аппаратуру для получения органических кислот, трубопроводы и различную аппаратуру для получения особо чистых продуктов в пищевой и фармацевтической промышленности.

Эмаль – прочное стеклообразное покрытие, наносимое на поверхность изделия электрохимическим способом. Эмалевое покрытие обладает хорошей адгезией к металлам. Применение эмалирования позволяет использовать углеродистую сталь и чугун для изготовления химической аппаратуры. Эмалированные аппараты используют для работы при давлении до 0,6 МПа и

температуре от -15 до $+200^{\circ}\text{C}$ (чугунные аппараты) и от -0 до $+250^{\circ}\text{C}$ (стальные аппараты).

Общий порядок расчета и конструирования

1. Изучаются основные технические требования, предъявляемые к оборудованию, и условия его эксплуатации:

- а) назначение и среда;
- б) технические характеристики оборудования (производительность, поверхность теплообмена, мощность и т.д.);
- в) параметры технологических процессов (давление, температура).

2. Выбор основного конструктивного материала.

3. Составляется расчетная схема рассматриваемого элемента, определяются габаритные размеры, производится расчет по главным критериям работоспособности:

а) расчет на механическую прочность производят по внутреннему избыточному или наружному давлению, данному расчету должны подвергаться все основные узлы и детали машин и аппаратов.

Давление, как нагрузка, воспринимаемая аппаратом, в прочностных расчетах принимается **статической** (медленно возрастает с 0 до максимального значения, а затем не меняется).

б) расчет на устойчивость производят для аппаратов, испытывающих действие избыточного наружного давления, а также осевых и поперечных нагрузок;

в) расчет на усталость необходимо производить только в том случае, если число циклов нагружения за весь срок эксплуатации оборудования будет >1000 и колебания нагрузок превышают 15%;

г) проверяется прочность в зонах краевого эффекта (переход от днища, лаз).

Расчет цилиндрических тонкостенных оболочек, работающих под внутренним давлением

Тонкостенная оболочка – это оболочка у которой толщина стенки не превышает 10% от внутреннего диаметра.

Проектировочный расчет

Цель расчета: определить размер поперечного сечения: толщину стенки.

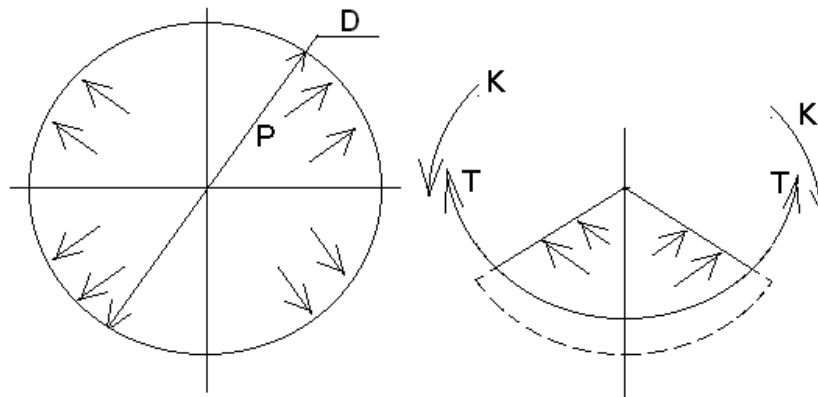


Рисунок 1. Схема распределения сил для тонкостенной оболочки

Наиболее опасные напряжения: кольцевое, меридиональное, радиальное (σ_k ; σ_m ; σ_r).

$$\sigma_1 - \sigma_3 \leq [\sigma]$$

$$\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$$

Кольцевое напряжение в направлении кольцевой растягивающей силы T определяем из уравнения Лапласа.

$$\frac{\sigma_m}{\rho_m} + \frac{\sigma_k}{\rho_k} = \frac{P}{\delta_p}$$

$$\rho_m = \infty; \quad \rho_k = R$$

$$\frac{\sigma_k}{R} = \frac{P}{\delta_p} \Rightarrow \sigma_k = \frac{P \cdot R}{\delta_p} \approx \sigma_m \quad (1)$$

Возникающее кольцевое напряжение искажает цилиндр и относительную его деформацию можно рассчитать исходя из закона Гука.

$$\sigma = E \cdot \varepsilon \quad (2)$$

С учетом (1) и (2):

$$\varepsilon = \frac{\sigma_k}{E} = \frac{P \cdot R}{\delta_p \cdot E} \quad (3)$$

Изменение самой кривизны:

$$\frac{1}{R} - \frac{1}{R + \varepsilon \cdot R} = \frac{\varepsilon}{R + \varepsilon \cdot R} = \frac{R \cdot P}{\delta_p \cdot E \cdot R} = \frac{P}{\delta_p \cdot E}$$

Слагаемым $\varepsilon \cdot R$ пренебрегаем, т.к. $\varepsilon \cdot R \ll R$.

$$\frac{1}{R} - \frac{1}{R + \varepsilon \cdot R} = \frac{P}{\delta_p \cdot E} \quad (4)$$

Величина изгибающего момента в поперечном сечении определяется произведением жесткости сечения ($E \cdot I_z$) на кривизну радиуса:

$$\begin{aligned} K &= \frac{P}{\delta_p \cdot E} \cdot E \cdot I_z = \frac{P \cdot I_z}{\delta_p} \\ \sigma_k &= \frac{K}{W_z}; \quad W_z = \frac{2 \cdot I_z}{\delta_p}; \quad \sigma_k = \sigma_T = \frac{P \cdot R}{\delta_p} \\ \sigma_k &= \sigma_{\text{и}} = \frac{P}{2} \end{aligned} \quad (5)$$

Т.к. значения изгибающих напряжений в выражении (5) от действия кольцевого момента K много меньше, чем значения растягивающего напряжения от растягивающей силы в выражении (1), то в суммарном значении кольцевого напряжения величиной изгибающих напряжений пренебрегают. Поэтому для проведения проекторочного расчета в качестве исходного кольцевого напряжения достаточно выражения (1).

$$\sigma_k = \frac{P \cdot R}{\delta_p}$$

Меридиональное напряжение стенки цилиндра σ_m можно определить из условия равенства нагрузки на днище аппарата от внутреннего давления и усилия в кольцевом сечении стенки аппарата.

$$\pi \cdot R^2 \cdot P = 2 \cdot \pi \cdot R \cdot \delta_p \cdot \sigma_m \Rightarrow \sigma_m = \frac{R \cdot P}{2 \cdot \delta_p}$$

Радиальное напряжение (σ_r) очень мало и приблизительно считают равным внутреннему давлению с обратным знаком:

$$\sigma_r = -P$$

Окончательно условием прочности будет:

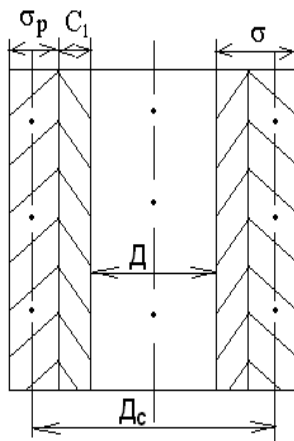


Рисунок 2. Исполнительная толщина стенки аппарата

$$\frac{P \cdot R}{\delta_p} + P \leq [\sigma]$$

$$\sigma_r = -P \ll \sigma_k; \quad \frac{P \cdot R}{\delta_p} \leq [\sigma] \Rightarrow \delta_p \geq \frac{P \cdot R_c}{[\sigma]}$$

Т.к. большинство аппаратов химического производства сварные, то для повышения надежности аппарата в вычислении расчетной толщины вводят коэффициент прочности сварного шва ϕ .

Окончательно расчетная толщина стенки:

$$\delta_p \geq \frac{D \cdot P}{2 \cdot \phi \cdot [\sigma] - P}$$

Полученная толщина стенки должна обеспечивать прочность аппарата, как при рабочих условиях, так и при испытаниях. Поэтому для вычисления исполнительной толщины стенки расчетная толщина выбирается как максимальная, вычисленная при рабочих условиях и при испытаниях.

$$\delta = \delta_p + c$$

$$\text{Для цилиндра: } \delta_p = \max \left\{ \frac{D \cdot P_p}{2 \cdot \varphi \cdot [\sigma] - P_p}, \frac{D \cdot P_{и}}{2 \cdot \varphi \cdot [\sigma]_{и} - P_{и}} \right\}$$

$$\text{Для сферы: } \delta_p = \max \left\{ \frac{D \cdot P_p}{4 \cdot \varphi \cdot [\sigma] - P_p}, \frac{D \cdot P_{и}}{4 \cdot \varphi \cdot [\sigma]_{и} - P_{и}} \right\}$$

$$\text{Для конических: } \delta_p = \max \left\{ \frac{D \cdot P_p}{[2 \cdot \varphi \cdot [\sigma] - P_p] \cdot \cos(\alpha)}, \frac{D \cdot P_{и}}{[2 \cdot \varphi \cdot [\sigma]_{и} - P_{и}] \cdot \cos(\alpha)} \right\}$$

$$\text{Для эллиптических: } \delta_p = \max \left\{ \frac{D \cdot P_p}{2 \cdot \varphi \cdot [\sigma] - 0.5 \cdot P_p}, \frac{D \cdot P_{и}}{2 \cdot \varphi \cdot [\sigma]_{и} - 0.5 \cdot P_{и}} \right\}$$

Проверочный расчет

Цель расчета: проверить выполняемость условий прочности от внутреннего давления с полученной величиной стенки.

$$\text{Независимо от вида оболочки: } \begin{aligned} P_p &\leq [P] \\ P_{и} &\leq [P]_{и} \end{aligned}$$

Для цилиндрических оболочек допускаемое давление рассчитывается:

$$[P] = \frac{2 \cdot \varphi \cdot [\sigma] \cdot (\delta - c_1)}{D + \delta - c_1}$$

$$[P]_{и} = \frac{2 \cdot \varphi \cdot [\sigma]_{и} \cdot (\delta - c_1)}{D + \delta - c_1}$$

$$[P] = \frac{4 \cdot \varphi \cdot [\sigma] \cdot (\delta - c_1)}{D + \delta - c_1}$$

Для сферы:

$$[P]_{\text{и}} = \frac{4 \cdot \varphi \cdot [\sigma]_{\text{и}} \cdot (\delta - c_1)}{D + \delta - c_1}$$

$$[P] = \frac{2 \cdot \varphi \cdot [\sigma] \cdot (\delta - c_1) \cdot \cos(\alpha)}{D + (\delta - c_1) \cdot \cos(\alpha)}$$

Для конуса:

$$[P]_{\text{и}} = \frac{2 \cdot \varphi \cdot [\sigma]_{\text{и}} \cdot (\delta - c_1) \cdot \cos(\alpha)}{D + (\delta - c_1) \cdot \cos(\alpha)}$$

$$[P] = \frac{0.5 \cdot \varphi \cdot [\sigma] \cdot (\delta - c_1)}{D + \delta - c_1}$$

Для эллиптических:

$$[P]_{\text{и}} = \frac{0.5 \cdot \varphi \cdot [\sigma]_{\text{и}} \cdot (\delta - c_1)}{D + \delta - c_1}$$

Оптимальные размеры корпуса аппарата, работающего под внутренним давлением

Большинство сосудов химической промышленности, работающих под внутренним избыточным давлением или под наливом, изготавливают с точки зрения наибольшей экономичности (речь идет о затрате материалов и габаритных размерах аппарата).

Габаритные размеры аппарата зависят от требуемой вместимости рабочей среды.

Экономичность сосудов и аппаратов зависит от цели, поставленной в процессе их изготовления: а) оптимизация по металлу; б) обеспечение минимальной боковой поверхности (для сосудов и аппаратов, подлежащих футеровке, теплоизоляции, эмалированию).

Рассмотрим, как решаются эти две задачи.

1. Оптимизация по металлу

Как правило, известно:

- объем аппарата;
- внутреннее давление;

- рабочая температура среды;
- проницаемость коррозионных сред в материалы.

Для решения этой задачи представляют массу корпуса как функцию от внутреннего диаметра: $m_k = f(D)$.

$$m_k = \rho(A_{\text{ц}} \cdot \delta_{\text{ц}} + A_{\text{д}} \cdot \delta_{\text{д}} + A_{\text{к}} \cdot \delta_{\text{к}}),$$

где ρ – плотность материала, кг/м³;

$A_{\text{ц}}$, $A_{\text{д}}$, $A_{\text{к}}$ – боковая площадь поверхности цилиндрической части корпуса, днища и крышки;

$\delta_{\text{ц}}$, $\delta_{\text{д}}$, $\delta_{\text{к}}$ – исполнительные толщины стенок цилиндрической части, днища и крышки.

Для того чтобы масса корпуса являлась функцией внутреннего диаметра и при этом имела минимальное значение, необходимо соблюдение условий:

$$\frac{dm_k}{dD} = 0; \quad \frac{d^2 m_k}{(dD)^2} > 0$$

Для упрощения решения задачи в справочных данных построены номограммы, по которым определяется оптимальный внутренний диаметр рассчитываемого аппарата (из условия минимальных затрат материала).

$$P_{\text{п}} = \frac{P_p}{10 \cdot [\sigma] \cdot c_1},$$

где P_p – расчетное давление;

$[\sigma]$ – нормативно допускаемое напряжение при расчетной температуре;

c_1 – прибавка на коррозию.

2. Обеспечение минимальной боковой поверхности

При оптимизации размеров корпуса по критерию минимальной боковой поверхности задача упрощается, т.к. не учитывается толщина стенки.

В этом случае необходимо суммарную боковую поверхность сосуда представить как функцию внутреннего диаметра и решить уравнение:

$$\frac{d(\sum A)}{dD} = 0$$

Краевая задача цилиндрических тонкостенных оболочек, работающих под внутренним давлением

При расчете тонкостенных аппаратов, работающих под внутренним давлением, их края рассматривают как свободные и для практики с достаточной степенью точности (проектировочного и проверочного расчета) можно толщину стенки рассчитывать по безмоментной теории.

В действительности же край оболочки нагружен равномерно распределенными краевыми силами и краевыми моментами.

Целью решения краевой задачи является вычисление неизвестных краевых нагрузок M и Q_0 , напряжений, как следствие от этих нагрузок и проверка прочности по краю сопряжения.

Идея которого следующая: в узле сопряжения не должно быть никаких отличительных перемещений сопрягаемых деталей.

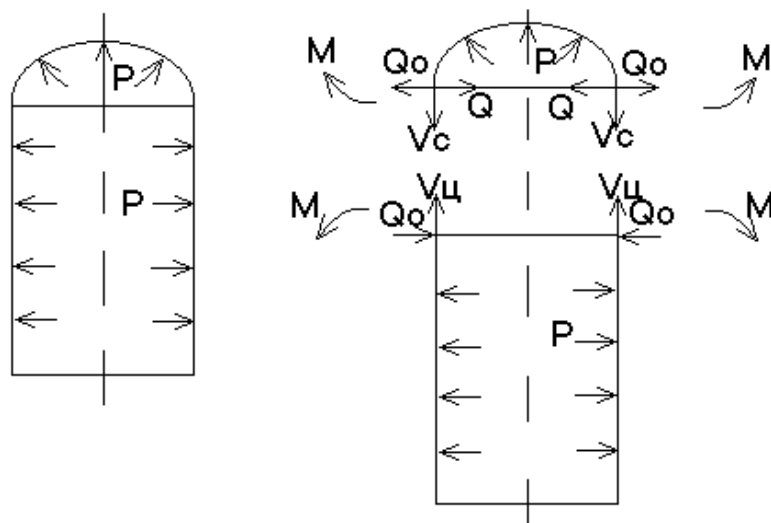


Рисунок 3. Схема действия краевых сил на тонкостенную оболочку

$V_c, V_{\text{ц}}$ – меридиональные усилия сферической крышки и цилиндра;

Q – распорное усилие крышки;

Q_0, M – неизвестные крайевая сила и крайевой момент.

Для вычисления крайевых нагрузок составляется уравнение совместности деформаций.

Правило знаков деформации

Для линейных (или радиальных) Δ .

Δ – "+" – если от рассматриваемой нагрузки сечение стремится сместиться от оси.

А угловые Q – "-" – если от рассматриваемой нагрузки сечение стремится повернуться по часовой стрелки.

$$\Delta_p^u - \Delta_{Q_0}^u + \Delta_M^u = \Delta_p^c + \Delta_M^c + \Delta_{(Q_0-Q)}^c$$

$$\theta_p^u - \theta_{Q_0}^u + \theta_M^u = \theta_p^c + \theta_M^c + \theta_{(Q_0-Q)}^c$$

В том случае, если цилиндрический корпус жестко защемленный в недеформируемой детали, уравнения совместности деформаций примут вид:

$$\Delta_p^u - \Delta_{Q_0}^u + \Delta_M^u = 0$$

$$\theta_p^u - \theta_{Q_0}^u + \theta_M^u = 0$$

Если корпус цилиндрического соединения с недеформируемой деталью (например, прокладочное соединение), в этом случае крайевой момент и угловые перемещения $\theta = 0$.

$$\Delta_p^u - \Delta_{Q_0}^u = 0$$

После составления уравнений совместности деформаций формулы для вычисления перемещений, как линейных максимальных и угловых (Δ, θ), выбираются по справочнику в зависимости от вида аппарата и сопряжения (Михалев, таб. 1.26, стр. 58 – 61).

После вычисления деформаций для проведения проектировочного расчета необходимо вычислить напряжения в поперечном сечении от действия крайевой силы и момента. Возникают кольцевое и меридиональное напряжения.

$$\sigma_m = \sigma_m^p + \sigma_m^{M_0} + \sigma_m^{(Q_0-Q)}$$

$$\sigma_k = \sigma_k^p + \sigma_k^{M_0} + \sigma_k^{(Q_0-Q)}$$

где σ_m , σ_k – меридиональное и кольцевое напряжение;

p – от внутреннего давления;

M_0 – краевой момент;

$Q_0 - Q$ – краевое распорное усилие.

$$\sigma_{\max} = \max\{\sigma_m, \sigma_k\}$$

Выбирается максимальное значение, для которого и составляется условие прочности.

$$\sigma_{\max} \leq \varphi \cdot [\sigma]_{\text{кр}},$$

где φ – коэффициент прочности сварного соединения;

$[\sigma]_{\text{кр}}$ – допускаемое напряжение по краю оболочки.

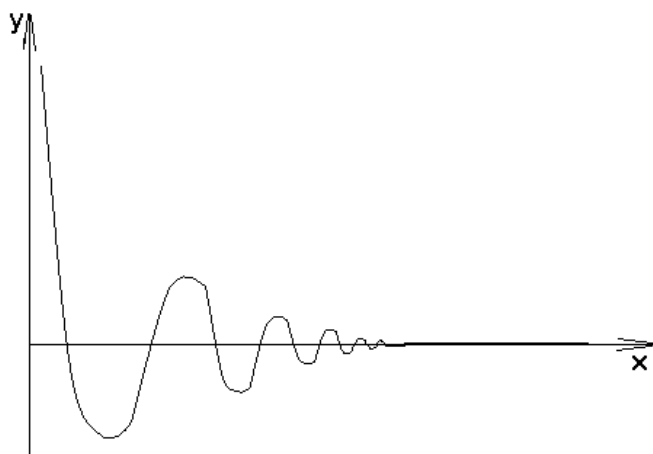
Допускаемое напряжение по краю оболочки для хрупких материалов приравнивается к допускаемому напряжению расчетной оболочки при данной температуре (чугуны).

$$[\sigma]_{\text{кр}} = [\sigma]$$

Для пластичных материалов можно увеличить в 1,3 (стали).

$$[\sigma]_{\text{кр}} = 1.3 \cdot [\sigma]$$

Напряжения, возникающие по краю, действуют в небольшой зоне и быстро затухают по мере удаления от края.



Кривая затухания напряжения носит волнообразный знакопеременный характер и определяется уравнением:

$$y = A \cdot e^{-k \cdot x} \cdot [\sin(k \cdot x) + \cos(k \cdot x)]$$
, где A – учитывает нагрузку;

Рисунок 4. Кривая затухания напряжений

k – характер скорости затухания;

x – определяется расстоянием от края до рассматриваемого сечения.

Для цилиндров краевые силы и краевые моменты оказываются существенными только в пределах зоны протяженностью:

$$2.5 \cdot \sqrt{R \cdot \delta},$$

где R – внутренний радиус оболочки;

δ – исполнительная толщина стенки.

Если длина цилиндра меньше указанной зоны $L < 2.5 \cdot \sqrt{R \cdot \delta}$, то краевые нагрузки, возникающие на одном крае цилиндра, оказывают влияние на деформацию на другом крае. Поэтому для проведения точного расчета учитывать напряжение по краю необходимо.

Для длинных цилиндров, у которых $L \geq 2.5 \cdot \sqrt{R \cdot \delta}$, учет краевого эффекта необязателен.

Замечание

1. Величина краевых нагрузок зависит от узла сопряжения и свойств материала.
2. В жестких соединениях возникают большие краевые напряжения.

3. Пластичные материалы более податливы к деформациям, поэтому краевой эффект проявляется в меньшей степени.
4. При расчете стальных оболочек с плавным переходом можно пользоваться безмоментной теорией расчета.
5. Увеличение толщины стенки должно иметь характер усиления зоны действия краевых напряжений.

Расчет тонкостенных аппаратов от действия наружного давления

От действия сжимающих нагрузок (продольной силы, осевой сжимающей силы (F), давления (P) и изгибающих моментов (M)) тонкостенные оболочки необходимо рассчитывать на прочность и устойчивость.

Под действием сжимающих нагрузок оболочки сплющиваются и выпучиваются продольными и поперечными волнами.

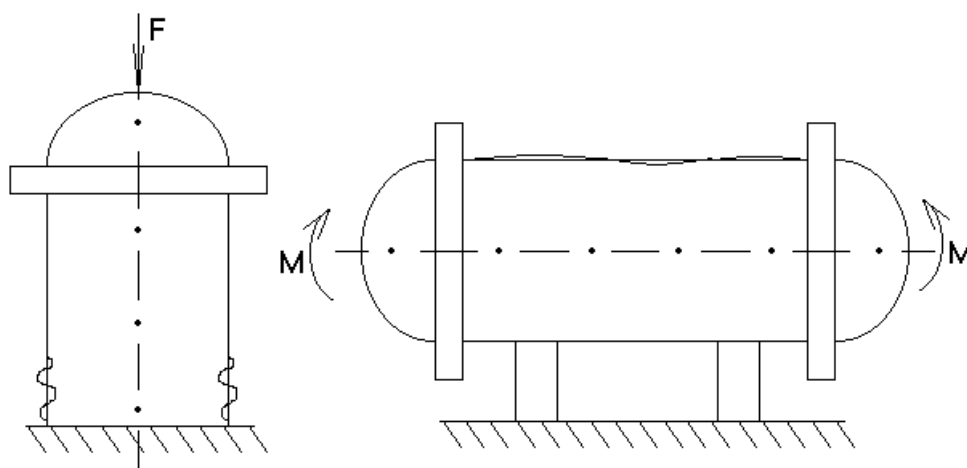


Рисунок 5. Потеря устойчивости тонкостенными аппаратами

Если давление внутри аппарата больше 5 МПа, то толщина стенки, полученная из расчета на прочность от внутреннего давления, достаточна, дальнейшая проверка на устойчивость не требуется.

Потеря устойчивости происходит тогда, когда расчетные напряжения материала стенки аппарата меньше нормативно допускаемого их предела текучести. В этом случае внутреннее давление достигает критического

значения, величина которого зависит от формы, габаритных размеров и физико-механических свойств конструкционного материала из которого изготовлен аппарат.

Исследование устойчивости заключается в проверке выполняемости условия устойчивости:

$$\frac{P_p}{[P]} + \frac{F}{[F]} + \frac{M}{[M]} \leq 1 \quad (1)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} P_p \leq [P] \\ P_u \leq [P]_u \end{array} \right\} \quad (2)$$

В числителе условия (1) и в левой части условия (2) расчетное давление и действующие силы. В знаменателе условия (1) и в правой части условия (2) – их допускаемые значения.

Значения допускаемых нагрузок:

$$[P] = \frac{[P]_{\sigma}}{\sqrt{1 + \left(\frac{[P]_{\sigma}}{[P]_E}\right)^2}}; \quad [F] = \frac{[F]_{\sigma}}{\sqrt{1 + \left(\frac{[F]_{\sigma}}{[F]_E}\right)^2}}; \quad [M] = \frac{[M]_{\sigma}}{\sqrt{1 + \left(\frac{[M]_{\sigma}}{[M]_E}\right)^2}},$$

где $[P]_{\sigma}$, $[F]_{\sigma}$, $[M]_{\sigma}$ – допускаемая нагрузка из условия прочности;

$[P]_E$, $[F]_E$, $[M]_E$ – допускаемая нагрузка из условия устойчивости.

Выбор основных расчетных параметров для аппаратов, работающих под наружным давлением

1. Расчетная температура (t_p).

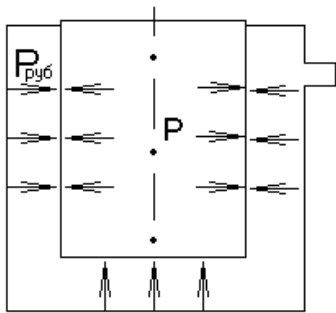
За расчетную принимают максимальную температуру среды, соприкасающейся со стенкой аппарата.

Если температура внутри аппарата ≤ 0 , то за расчетную принимают температуру равную 20°C .

2. Давление.

2.1. Расчетное давление (P_p).

2.1.1. Если аппарат с рубашкой:



$$P_p = P_{руб.}$$

Если в аппарате есть рабочая среда, то

$$P_p = P_{руб} + P_{г.руб} \text{ если } \frac{P_{г.руб}}{P_{руб}} \cdot 100\% \geq 5\% .$$

Рисунок 6. Схема нагружения аппарата с рубашкой

2.1.2. Если аппарат работает под атмосферным давлением,

$P_p = P_{атм} - P_{ост}$, где $P_{ост}$ – остаточное давление в аппарате.

$$P_{атм} = 0.1 \text{ МПа}$$

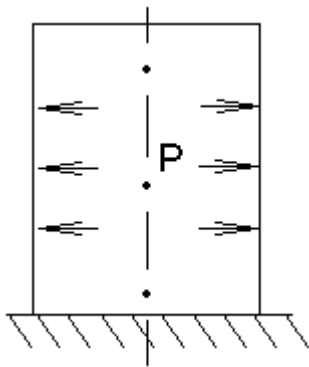


Рисунок 7. Схема нагружения аппарата работающего под внутренним давлением

2.2. Пробное давление ($P_{и}$).

а) если $P_p \geq 0.5 \text{ МПа}$

$$P_{и} = 1.25 \cdot P_p \cdot \frac{[\sigma]_{20}}{[\sigma]} .$$

б) если $P_p < 0.5 \text{ МПа}$

$$P_{и} = 1.5 \cdot P_p \cdot \frac{[\sigma]_{20}}{[\sigma]}$$

3. Расчетная длина оболочки.

Оболочки от действия сжимающих нагрузок теряют устойчивость по-разному.

Длинные оболочки сплющиваются и выпучиваются с образованием двух полуволн. У коротких – число полуволн больше двух.

Критическая длина, делящая оболочки на длинные и короткие, рассчитывается

$$L_0 = 8.15 \cdot D \cdot \sqrt{\frac{D}{100 \cdot (\delta - c_1)}}.$$

Если расчетная длина оболочки

$l_p \leq L_0$ – такая оболочка называется **короткой**,

если $l_p > L_0$ – то оболочка называется **длинной**.

При этом за l_p принято считать:

а) для аппаратов с цилиндрическим, эллиптическим и сферическим днищем:

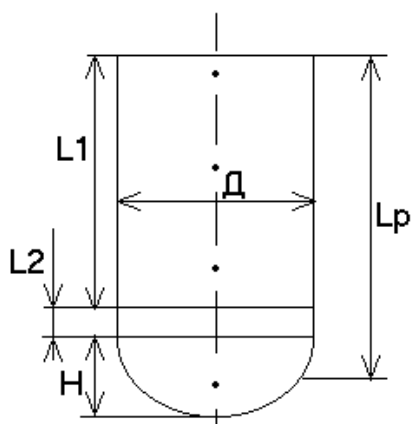


Рисунок 8. Определения критической длины

$$l_p = l_1 + l_2 + \frac{H}{3},$$

где $H = 0.25 \cdot D$ – внутренняя высота выпуклой части днища;

l_1 – высота цилиндрической части;

l_2 – высота отбортовки.

б) для аппаратов с коническим днищем:

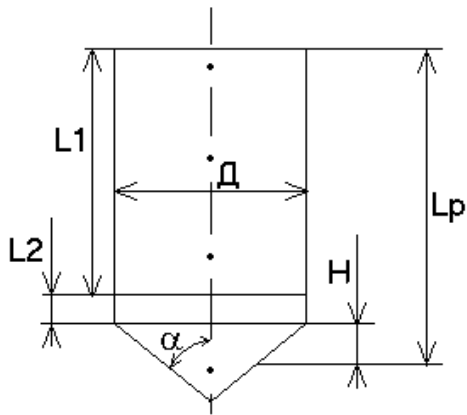
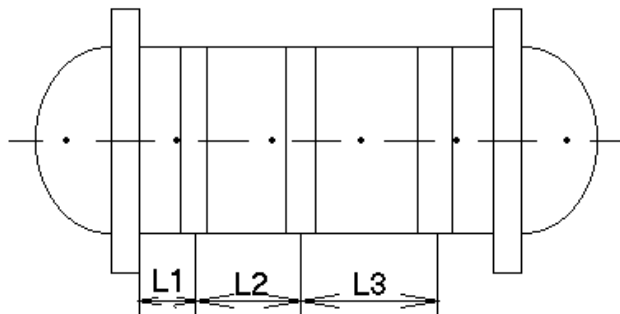


Рисунок 9. Определения критической длины аппарата с коническим дном

$$l_p = l_1 + l_2 + H,$$

$$\text{где } H = \frac{D}{3 \cdot \operatorname{tg}(\alpha)}$$

в) если оболочка подкреплена ребрами жесткости, то за расчетную длину принимают максимальное расстояние между кольцами:



если $l_3 > l_2 > l_1$,

то $l_p = l_3$

Рисунок 10. Ребра жесткости горизонтальных аппаратов

4. Конструктивная прибавка, коэффициент прочности сварного соединения, модули, характеризующие упругость материала, выбираются по той же схеме, что и аппараты, работающие под внутренним давлением.

Расчет тонкостенных аппаратов, работающих под наружным давлением

Проектировочный расчет

Цель: рассчитать толщину стенки аппарата.

Производится по инженерной методике с использованием номограмм.

$$\delta = \delta_p + c.$$

$$\delta_p = \max \left\{ \begin{array}{l} K_2 \cdot D \cdot 10^{-2} \\ \frac{1.1 \cdot P_p \cdot D}{2 \cdot [\sigma]} \end{array} \right\},$$

$$\text{где } K_1 = \frac{n_y \cdot P_p}{2.4 \cdot E \cdot 10^{-6}}; \quad K_3 = \frac{l_p}{D}.$$

K_2 является функцией от K_1 и K_3 и определяется по номограмме.

$$K_2 = f(K_1, K_3)$$

$n_y = 2,4$ – коэффициент запаса на устойчивость.

Проверочный расчет

Для аппаратов с цилиндрическим днищем.

Цель: проверить выполняемость условий устойчивости (1) или (2) с полученной толщиной стенки.

$$\frac{P_p}{[P]} + \frac{F}{[F]} + \frac{M}{[M]} \leq 1$$

1. Допускаемое давление.

$$[P] = \frac{[P]_{\sigma}}{\sqrt{1 + \left(\frac{[P]_{\sigma}}{[P]_E} \right)^2}}$$

$$[P]_{\sigma} = \frac{2 \cdot [\sigma] \cdot (\delta - c_1)}{D + (\delta - c_1)} \text{ – допускаемое давление из условия прочности.}$$

Если $l_p \leq L_0$

$$[P]_E = \frac{18 \cdot 10^{-6} \cdot E}{n_y} \cdot \frac{D}{l_p} \cdot \left[\frac{100 \cdot (\delta - c_1)}{D} \right]^2 \cdot \sqrt{\frac{100 \cdot (\delta - c_1)}{D}}.$$

По второму условию $P_{и} \leq [P]_{и}$:

$$[P]_{и} = \frac{[P_{и}]_{\sigma}}{\sqrt{1 + \left(\frac{[P_{и}]_{\sigma}}{[P_{и}]_E} \right)^2}}$$

$$[P_{и}]_{\sigma} = \frac{2 \cdot [\sigma]_{и} \cdot (\delta - c_1)}{D + (\delta - c_1)}$$

$$[P_{и}]_E = \frac{18 \cdot 10^{-6} \cdot E_{20}}{n_y} \cdot \frac{D}{l_p} \cdot \left[\frac{100 \cdot (\delta - c_1)}{D} \right]^2 \cdot \sqrt{\frac{100 \cdot (\delta - c_1)}{D}}, \text{ где } n_y = 1.8.$$

Если $l_p > L_0$:

$$[P]_E = \frac{2,21 \cdot 10^{-6} \cdot E}{n_y} \cdot \left[\frac{100 \cdot (\delta - c_1)}{D} \right]^3$$

$$[P_{и}]_E = \frac{2,21 \cdot 10^{-6} \cdot E_{20}}{n_y} \cdot \left[\frac{100 \cdot (\delta - c_1)}{D} \right]^3, \text{ где } n_y = 1.8.$$

2. Допускаемая сила.

$$[F] = \frac{[F]_{\sigma}}{\sqrt{1 + \left(\frac{[F]_{\sigma}}{[F]_E} \right)^2}}.$$

Осевая нагрузка: $[F]_{\sigma} = \pi \cdot [D + (\delta - c_1)] \cdot (\delta - c_1) \cdot [\sigma]$.

Если отношение $\frac{l_p}{D} \geq 10$, то допускаемая нагрузка из условия устойчивости

выбирается как минимальная из рассчитываемых при двух условиях:

$$[F]_E = \min \left\{ \begin{array}{l} [F]_{E1} \\ [F]_{E2} \end{array} \right\},$$

где $[F]_{E1}$ – допускаемая нагрузка из условия местной устойчивости;

$[F]_{E2}$ – допускаемая нагрузка из условия общей устойчивости.

$$[F]_{E1} = \frac{310 \cdot 10^{-6} \cdot E}{n_y} \cdot D^2 \cdot \left[\frac{100 \cdot (\delta - c_1)}{D} \right]^2 \cdot \sqrt{\frac{100 \cdot (\delta - c_1)}{D}}$$

$$[F]_{E2} = \frac{\pi \cdot D + (\delta - c_1) \cdot E}{n_y} \cdot \left(\frac{\pi}{\lambda_r} \right)^2,$$

где λ_r – приведенная гибкость.

$$\lambda_r = \frac{2.83 \cdot l_p}{D + (\delta - c_1)}$$

Если отношение $\frac{l_p}{D} < 10$, то допускаемая нагрузка из условия устойчивости

рассчитывается только по местной устойчивости $[F]_{E1}$.

3. Допускаемый момент.

$$[M] = \frac{[M]_{\sigma}}{\sqrt{1 + \left(\frac{[M]_{\sigma}}{[M]_{E}} \right)^2}}$$

$$[M]_{\sigma} = 0.25 \cdot D \cdot [F]_{\sigma};$$

$$[M]_{E} = \frac{D}{3.5} \cdot [F]_{E1}.$$

Расчет на устойчивость аппаратов с коническим днищем (проверочный)

Расчет для конических аппаратов проводят по тем же формулам что и для цилиндрических, только во всех расчетных формулах, где встречается l_p , она заменяется эффективной длиной, а диаметр – эффективным внутренним диаметром.

$$l_p \rightarrow l_3$$

$$D_p \rightarrow D_3$$

$$l_3 = \frac{D - D_0}{2 \cdot \sin(\alpha)}$$

$$D_3 = \max \left\{ \begin{array}{l} \frac{D + D_0}{2 \cdot \sin(\alpha)} \\ \frac{D}{\sin(\alpha)} - 0.3 \cdot (D - D_0) \cdot \sqrt{\frac{D + D_0}{100 \cdot (\delta - c_1)} \cdot \operatorname{tg}(\alpha)} \end{array} \right\}.$$

Расчетные формулы, которые отличаются от цилиндрических аппаратов.

Допускаемое давление из условия прочности:
$$[P]_{\sigma} = \frac{2 \cdot [\sigma] \cdot (\delta - c_1)}{\frac{D}{\cos(\alpha)} + (\delta - c_1)}.$$

Допускаемая нагрузка из условия прочности:

$$[F]_{\sigma} = \pi \cdot D_F \cdot (\delta - c_1) \cdot \cos(\alpha) \cdot [\sigma],$$

где $D_F = \frac{0.9 \cdot D + 0.1 \cdot D_0}{\cos(\alpha)}$ – эффективный диаметр при осевом сжатии.

Допускаемая осевая нагрузка из условия местной устойчивости:

$$[F]_{E1} = \frac{310 \cdot 10^{-6} \cdot E}{n_y} \cdot D_F^2 \cdot \left[\frac{100 \cdot (\delta - c_1)}{D_F} \right]^2 \cdot \sqrt{\frac{100 \cdot (\delta - c_1)}{D_F}};$$

Допускаемый момент из условия прочности:

$$[M]_{\sigma} = 0.25 \cdot D_F \cdot [F]_{\sigma};$$

$$[M]_E = 0.285 \cdot D_3 \cdot [F]_{E1}.$$

Расчет на устойчивость выпуклых днищ и крышек (эллиптических и сферических)

Проектировочный расчет

$$\delta = \delta_p + c.$$

$$\delta_p = \max \left\{ \frac{K_3 \cdot D}{510} \cdot \sqrt{\frac{n_y \cdot P_p}{10^{-6} \cdot E}}, \frac{P_p \cdot D}{2 \cdot [\sigma]} \right\},$$

где K_3 – коэффициент выпуклости.

Для сферических $K_3 = 1$.

Для эллиптических $K_3 = 0.9$.

Проверочный расчет

Проверяют крышки и днища только по внутреннему давлению. Осевая нагрузка и изгибающий момент не учитываются.

$$\left\{ \begin{array}{l} P_p \leq [P] \\ P_{и} \leq [P]_{и} \end{array} \right\}.$$

$$[P] = \frac{[P]_{\sigma}}{\sqrt{1 + \left(\frac{[P]_{\sigma}}{[P]_{E}}\right)^2}}; \quad [P]_{и} = \frac{[P]_{и\sigma}}{\sqrt{1 + \left(\frac{[P]_{и\sigma}}{[P]_{иE}}\right)^2}}.$$

Допускаемое давление из условия прочности:

$$[P]_{\sigma} = \frac{2 \cdot [\sigma] \cdot (\delta - c_1)}{2 + 0.5 \cdot (\delta - c_1)}; \quad [P]_{и\sigma} = \frac{2 \cdot [\sigma]_{и} \cdot (\delta - c_1)}{2 + 0.5 \cdot (\delta - c_1)};$$

Допускаемое давление из условия устойчивости:

$$[P]_{E} = \frac{1 + (2.4 + 8 \cdot x) \cdot x}{1 + (3 + 10 \cdot x) \cdot x},$$

где $x = 15 \cdot \frac{8 - c_1}{D}$ – расстояние от оси до опасного сечения.

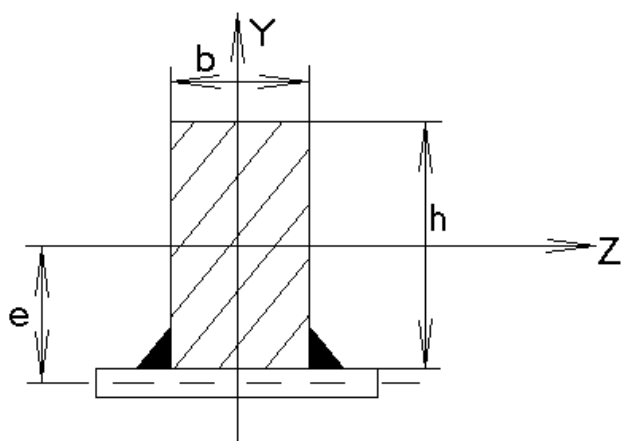
Ребра жесткости и расчет ребер жесткости

В том случае, если не выполняются условия устойчивости (1) или (2) во избежание выпучивания тонкостенных оболочек можно:

1. Увеличить толщину стенки;

2. Укрепить оболочку кольцами (ребрами) жесткости.

По форме поперечного сечения кольца жесткости могут быть:



а) прямоугольной

$$h = (4 \div 5) \cdot b$$

$$I_z = \frac{h^3 \cdot b}{12} = I_k$$

h, b – размеры кольца.

e – экстрантиситет – расстояние от центра тяжести до серединой поверхности.

Рисунок 11. Размеры ребра жесткости

$$e = \frac{h}{2} + \frac{\delta}{2}$$

I_k – из двух (I_z, I_y) больший.

б) швеллер

h, b, I_z, I_y – по справочнику (в зависимости от номера швеллера).

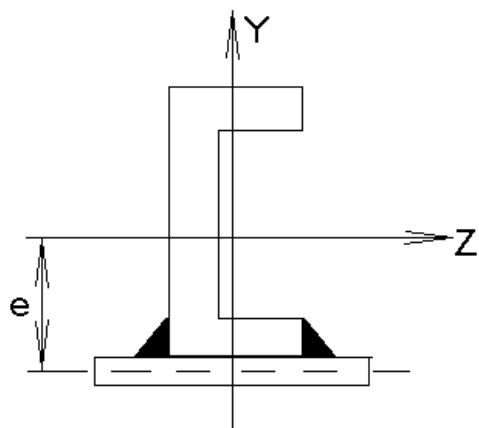


Рисунок 12. Ребро жесткости изготовленное из швеллера

в) тавровые сечения.

При установке ребер жесткости особое внимание уделяется сварным швам: сварной шов должен быть с каждой стороны ребра, чтобы общая длина каждого шва составляла не менее половины наружной окружности кольца.

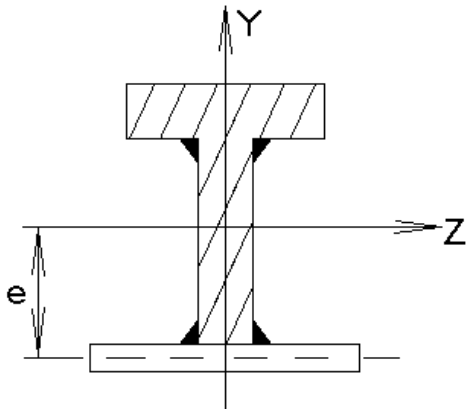


Рисунок 13. Ребро жесткости изготовленное из двутавра

Проектировочный расчет

Цель: рассчитать размеры поперечного сечения кольца.

1. Форма поперечного сечения и материал из которого изготавливают кольцо выбираются конструктивно.
2. В первом приближении рассчитывают расстояния между кольцами жесткости.

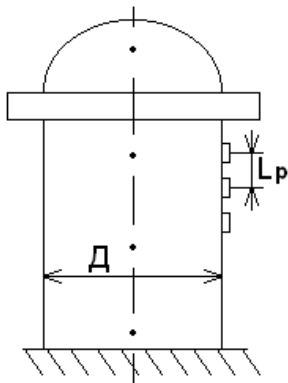


Рисунок 14. Расчетная схема

$$L_p < \frac{18 \cdot 10^{-6} \cdot E}{n_y \cdot P_p} \cdot D \cdot \left[\frac{100 \cdot (\delta - c_1)}{D} \right]^2 \cdot \sqrt{\frac{100 \cdot (\delta - c_1)}{D}}$$

E – модуль Юнга, выбирается в зависимости от материала корпуса и расчетной температуры из справочника;

$n_y = 2.4$ – коэффициент запаса на устойчивость.

3. Рассчитывается число колец жесткости:

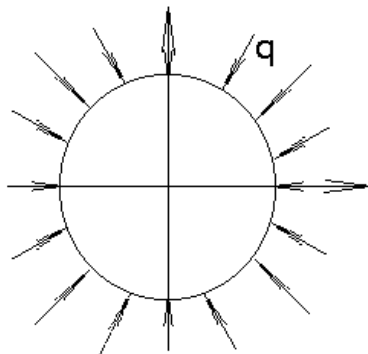
$$z \geq \frac{l_p}{L_p} - 1,$$

где l_p – расчетная длина всей оболочки.

4. Уточняется расстояние между кольцами:

$$L_p = \frac{l_p}{z + 1}.$$

5. Проверяется кольцо на податливость:



Кольцо считается податливым (т.е. воспринимает только часть нагрузки), если:

$$L_p > 3.1 \cdot \sqrt{R \cdot \delta};$$

$$R = \frac{D}{2}$$

R – внутренний радиус оболочки.

Рисунок 15. Расчетная схема распределения нагрузки

У такого кольца принимают коэффициент запаса на устойчивость: $n_{y.k} = 5$,
а $q = 1.56 \cdot P_p \cdot \sqrt{R \cdot \delta}$.

Если $L_p \leq 3.1 \cdot \sqrt{R \cdot \delta}$, то кольцо считается жестким (т.е. воспринимает нагрузку полностью).

У такого кольца принимают коэффициент запаса на устойчивость: $n_{y.k} = 3$,
а $q = P_p \cdot L_p$.

6. Рассчитывают размер кольца:

$$I_{\min} = \frac{n_{y.k} \cdot q \cdot R_{cp}^3}{3 \cdot E_k},$$

где R_{cp} – срединный радиус для кольца, выбирается конструктивно.

E_k – модуль Юнга для материала кольца (для расчетной температуры корпуса).

б. Проверяем размеры поперечного сечения кольца на прочность:

$$A_k > A_{\min};$$

$$A_{\min} = \frac{q \cdot R_{\text{ср}}}{[\sigma]_k}.$$

Проверочный расчет для обечайки, подкрепленной ребрами жесткости

$$\frac{P_p}{[P]} + \frac{F}{[F]} + \frac{M}{[M]} \leq 1 \quad (1)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} P_p \leq [P] \\ P_{\text{и}} \leq [P]_{\text{и}} \end{array} \right\} \quad (2)$$

допускаемое давление в условиях прочности выбирается минимальное из двух: $[P] = \min\{[P]_1; [P]_2\}$,

где $[P]_1$ – допускаемое давление для корпуса в промежутках между кольцами.

Это давление рассчитывается

$$[P]_1 = \frac{[P_{\sigma}]_1}{\sqrt{1 + \left(\frac{[P_{\sigma}]_1}{[P_E]_1}\right)^2}}.$$

Причем допускаемое давление из условия прочности $[P_{\sigma}]_1$ рассчитывается точно так же, как для обечайки без колец жесткости.

Допускаемое давление из условия устойчивости $[P_E]_1$ – так же, как для обечаек без колец жесткости, но меняется l_p на расстояние между кольцами L_p .

$[P]_2$ – допускаемое давление для корпуса обечайки вместе с кольцами.

$$[P]_2 = \frac{[P_\sigma]_2}{\sqrt{1 + \left(\frac{[P_\sigma]_2}{[P_E]_2}\right)^2}};$$

$$[P_\sigma]_2 = \frac{2 \cdot [\sigma] \cdot (\delta - c_1) + [\sigma]_k \cdot \frac{A_k}{L_p}}{D + (\delta - c_1)},$$

где A_k – площадь кольца.

Допускаемое давление из условия устойчивости ($[P_E]_2$) рассчитывается в зависимости от длины обечайки.

Если обечайка короткая:

$$l_p \leq 8.15 \cdot D \cdot \sqrt{\frac{D}{100 \cdot k \cdot (\delta - c_1)}},$$

где k – коэффициент жесткости кольца.

Для жесткого кольца $k = 1$.

$$\text{Для податливого кольца: } k = \sqrt{\frac{10.9 \cdot I_{\text{эф}}}{L_p \cdot (\delta - c_1)^3}}$$

$I_{\text{эф}}$ – эффективный момент инерции кольца.

$$I_{\text{эф}} = I_k + \frac{L_p \cdot (\delta - c_1)^3}{10.9} + \frac{e^2 \cdot A_k \cdot l_{\text{эф}} \cdot (\delta - c_1)}{A_k + l_{\text{эф}} \cdot (\delta - c_1)},$$

где e – эксцентриситет;

$l_{\text{эф}}$ – эффективная длина кольца и участка обечайки, участвующая в укреплении;

I_k – осевой момент кольца.

$A_k = h \cdot b$ – площадь поперечного сечения кольца.

$$l_{\text{эф}} = \min \left\{ L_p; b + 1.1 \cdot \sqrt{D \cdot (\delta - c_1)} \right\},$$

b – ширина поперечного сечения кольца.

$$\text{Тогда } [P_E]_1 = \frac{18 \cdot 10^{-6} \cdot E \cdot D}{n_y \cdot k \cdot l_p} \cdot \left[\frac{100 \cdot k \cdot (\delta - c_1)}{D} \right]^2 \cdot \sqrt{\frac{100 \cdot k \cdot (\delta - c_1)}{D}}.$$

Если $l_p > 8.15 \cdot D \cdot \sqrt{\frac{D}{100 \cdot k \cdot (\delta - c_1)}}$, то обечайка длинная, и тогда:

$$[P_E]_2 = \frac{2.21 \cdot 10^{-6} \cdot E}{n_y \cdot k} \cdot \left[\frac{100 \cdot k \cdot (\delta - c_1)}{D} \right]^3.$$

Укрепление отверстий в стенках аппарата

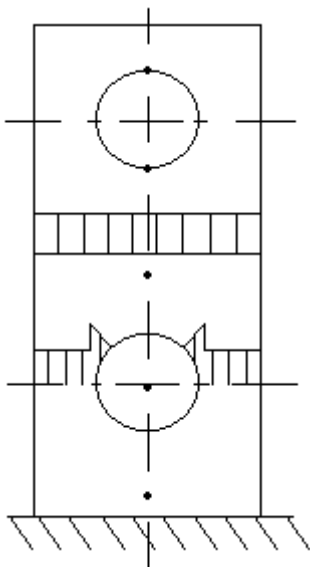


Рисунок 16. Расчетная схема укрепления отверстий

Назначение отверстий:

1. для установки штуцеров с целью подключения к технологическим линиям, диаметр таких отверстий 200 – 250 мм;
2. смотровые окна, для наблюдения за технологическим процессом;
3. лазы, люки (400 – 700 мм.) для установки внутреннего оборудования, ремонта.

$$\sigma = \frac{P}{A}.$$

Отверстия надо укреплять. Наличие отверстий приводит к возрастанию напряжений, что может привести к нарушению прочности аппарата вследствие

появления краевого эффекта – возрастания напряжения непосредственно по краю отверстий.

Способы укрепления:

1. увеличить толщину стенки (самый нерациональный);
2. усилить отверстие накладными кольцами;
3. усилить отверстие по средствам введения добавочного материала (штуцер или торообразные вставки);
4. комбинированный (и штуцер, и накладные кольца).

Порядок расчета укрепления одиночного отверстия

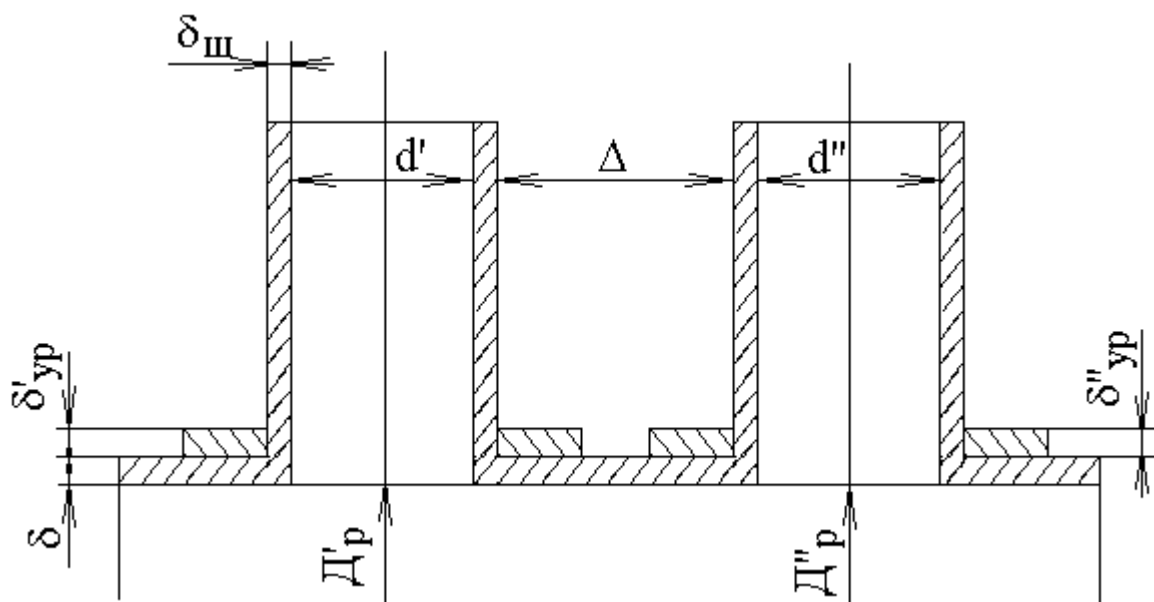


Рисунок 17. Расчетная схема укрепления одиночного отверстия

$$\Delta \geq \sqrt{D_p' \cdot (\delta'_{у.р.} + \delta - c_1)} + \sqrt{D_p'' \cdot (\delta''_{у.р.} + \delta - c_1)} \quad (1)$$

d', d'' – диаметры штуцеров;

δ – исполнительная толщина;

$\delta_{у.р.}$ – исполнительная толщина усиливающего оболочку элемента (кольца);

$\delta_{ш}$ – исполнительная толщина штуцера;

Δ – расстояние между наружными поверхностями штуцеров;

D_p', D_p'' – внутренний расчетный диаметр укрепляемой оболочки в месте расположения штуцера.

Отверстие считается **одиночным**, если близлежащее к нему отверстие не оказывает на него влияния и при этом выполняется условие (1).

В том случае, если $D_p' = D_p'' = D_p$; $d = d' = d''$; $\delta_{у.р.}' = \delta_{у.р.}'' = \delta$, то условие (1) определяется удвоенным произведением корня:

$$\Delta \geq 2 \cdot \sqrt{D_p \cdot (\delta_{у.р.} + \delta - c_1)}.$$

Порядок выполнения расчета

1. Определяется одиночное отверстие или нет.
2. Рассчитывается наибольший диаметр, не требующий дополнительного укрепления

$$d_0 = 2 \cdot \left\{ \left[\frac{\delta - c_1}{\delta_p} - 0.8 \right] \cdot \sqrt{D_p \cdot (\delta - c_1)} - c_{1ш} \right\} \quad (2),$$

где $c_{1ш}$ – прибавка на коррозию материала штуцера.

3. Сравнивается d_0 с диаметром под штуцер.

Если $d \leq d_0$ – укреплять не требуется.

Если $d > d_0$ – требуется укрепление.

В формуле (2):

D_p – внутренний расчетный диаметр оболочки, который для цилиндрических и сферических оболочек равен: $D_p = D$.

Если коническое днище, то $D_p = \frac{D}{\cos(\alpha)}$,

где α – угол при вершине конуса.

Если днище эллиптическое, то $D_p = 2 \cdot D \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{r}{D}\right)^2}$,

где $r > 0.4 \cdot D - 0.5 \cdot (d + 2 \cdot \delta_{ш})$ – расстояние от центра отверстия до оси эллиптического днища.

Идея укрепления заключается в том, чтобы площадь поперечного сечения, удаленная вырезом, компенсировалась за счет дополнительной площади добавочных элементов.

Условие укрепления:

$$(A_{1н} + A_{1в}) \cdot \chi_1 + A_2 \cdot \chi_2 + A_0 \geq A,$$

где $A_{н}, A_{в}$ – площади продольных поверхностей, внутренняя и наружная штуцера, участвующие в укреплении оболочки;

A_2 – площадь продольной поверхности усиливающего элемента (накладного кольца) в зоне укрепления;

A_0 – продольная площадь сечения оболочки, участвующие в укреплении;

A – площадь, удаленная вырезом;

χ – отношения допускаемых напряжений.

$$\chi_1 = \frac{[\sigma]_{ш}}{[\sigma]}; \quad \chi_2 = \frac{[\sigma]_y}{[\sigma]}.$$

$$\left[(l_{1р} + \delta_{у.р.} + \delta - \delta_p - c_1) \cdot (\delta_{ш} - \delta_{ш.р.} - c_{1ш}) + l_{2р} \cdot (\delta_{ш} - 2 \cdot c_{1ш}) \right] \cdot \chi_1 + \sqrt{D_p} \cdot (\delta_{у.р.} + \delta - c_1) \cdot (\chi_2 \cdot \delta_{у.р.} + \delta - \delta_p - c_1) \geq 0.5 \cdot (d_p - d_{o.p}) \cdot \delta_p \quad (3)$$

где $l_{1р}$ – расчетная длина наружной поверхности штуцера, участвующая в укреплении оболочки.

$$l_{1р} = \min \left\{ l_1, 1.25 \cdot \sqrt{(d + 2 \cdot c_{1ш}) \cdot (\delta_{ш} - c_{1ш})} \right\}$$

l_1 – действительная наружная длина;

$\delta_{у.р.}$ – расчетная толщина стенки, усиливающего оболочку кольца;

δ – исполнительная толщина стенки оболочки;

$\delta_{ш}$ – исполнительная толщина стенки штуцера;

$\delta_{ш.р.}$ – расчетная толщина стенки штуцера;

δ_p – расчетная толщина стенки.

$$\delta_{ш} = (0.7 \div 1) \cdot \delta.$$

$$\delta_{ш.р.} = \max \left\{ \begin{array}{l} \frac{P_p \cdot d}{2 \cdot \varphi \cdot [\sigma] - P_p} \\ \frac{P_{и} \cdot d}{2 \cdot \varphi \cdot [\sigma]_{и} - P_{и}} \end{array} \right\}$$

l_{2p} – внутренняя длина штуцера, участвующая в укреплении оболочки.

$$l_{2p} = \min \left\{ \begin{array}{l} l_2 \\ 0.5 \cdot \sqrt{(d + 2 \cdot c_{1ш}) \cdot (\delta_{ш} - 2 \cdot c_{1ш})} \end{array} \right\}$$

если $2 \cdot c_{1ш} > \delta_{ш}$, тогда $l_{2p} = 0$. В этом случае внутренняя поверхность в укреплении не участвует.

d_p – расчетный диаметр отверстия под штуцер.

$$d_p = d + 2 \cdot c_{1ш}.$$

$d_{о.р.}$ – наибольший расчетный диаметр отверстия, не требующий дополнительного укрепления при отсутствии избыточной толщины стенки укрепляющего элемента (например, отбортовка).

$$d_{о.р.} = 0.4 \cdot \sqrt{D_p \cdot (\delta - c_1)}$$

Фланцевое соединение

Фланцевое соединение – наиболее распространенный вид разъемных соединений для составных корпусов и арматур.

Преимущества:

1. простота изготовления и сборки;
2. герметичность и прочность соединения.

Основные детали: фланец, крепежные детали и прокладки.

Прокладки и требования предъявляемые к ним

1. Прокладка должна обеспечивать герметичность, а именно заполнять все микронеровности сопрягаемых поверхностей при сжатии самым минимальным давлением.

2. Должна обладать упругостью, чтобы обеспечивать герметичность при упругих перемещениях соединения.

3. Сохранять герметичность от действия коррозионных сред при высоких и низких температурах.

4. Материал прокладки должен быть дешевым и недефицитным.

Материалы прокладок

- Металлические (мягкие металлы: свинец, медь, алюминий);
- Полимерные прокладки (полиэтилен, фторопласт, парамид, резина, асбест и т.д.);
- Комбинированные прокладки (асбест в металлической обкладке), как правило, делаются гофрированными.

Крепежные детали

В качестве крепежных деталей применяют болты и шпильки.

Если температура фланцевого соединения не превышает 300°C , а внутреннее давление до 4 МПа, применяются болты. Если температура выше 300°C , но не превышает 600°C , а давление больше 4 МПа, то применяют шпильки. Если температура превышает 600°C , то рекомендуется ставить под шпильку гайку.

Температурное напряжение фланцевых соединений

Рассмотрим соединение фланец – болт.

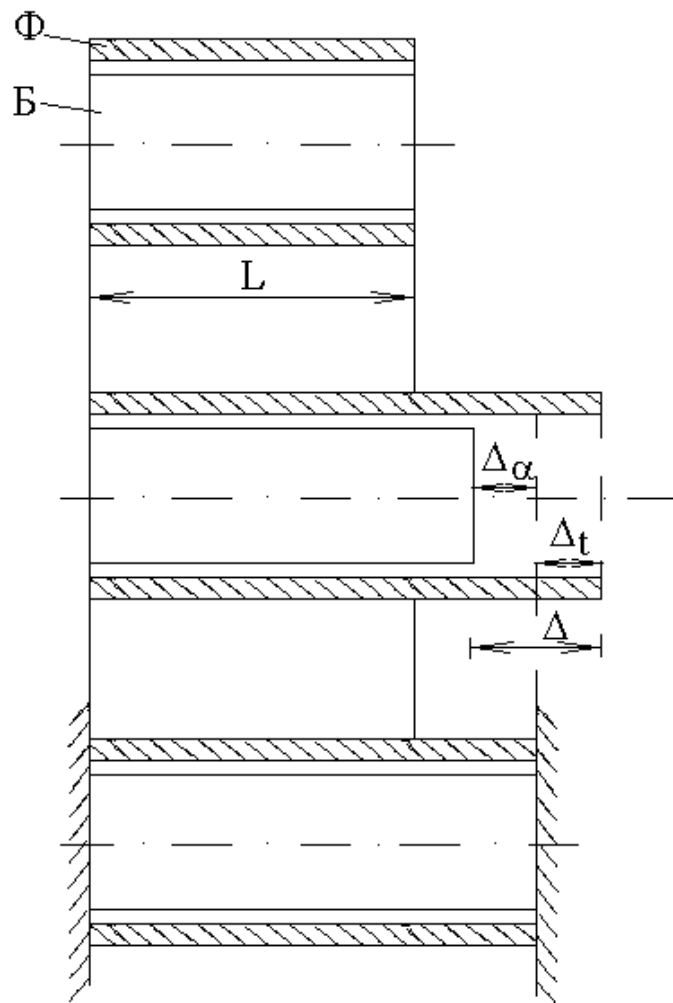


Рисунок 18. Расчетная схема температурных напряжений

t_{ϕ} , t_{δ} – температура;

α_{ϕ} , α_{δ} – коэффициент температурного расширения;

E_{ϕ} , E_{δ} – модуль упругости;

A_{ϕ} , A_{δ} – площадь.

Предположим, что $t_{\phi}, \alpha_{\phi} \gg t_{\delta}, \alpha_{\delta}$. Предположим, что эти детали между собой не связаны, тогда при нагреве фланец удлинится больше, чем болт. Удлинение зависит от разных коэффициентов расширения и разности температур.

$$\Delta = \Delta_{\alpha} + \Delta_t \quad (1)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \Delta_{\alpha} = (\alpha_{\phi} - \alpha_{\sigma}) \cdot L \cdot t_{\sigma} \\ \Delta_t = (t_{\phi} - t_{\sigma}) \cdot L \cdot \alpha_{\phi} \end{array} \right\} \quad (2)$$

Подставим (2) в (1).

$$\Delta = (t_{\phi} \cdot \alpha_{\phi} - t_{\sigma} \cdot \alpha_{\sigma}) \cdot L \quad (3)$$

В действительности соединение жесткое. И если нагревать и рассматривать как жесткое соединение, тогда болт оказывается растянут, а фланец сжат.

$$\Delta = \Delta_{\sigma} + \Delta_{\phi} \quad (4)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \Delta_{\sigma} = \frac{F_{\sigma} \cdot L}{E_{\sigma} \cdot A_{\sigma}} \\ \Delta_{\phi} = \frac{F_{\phi} \cdot L}{E_{\phi} \cdot A_{\phi}} \end{array} \right\} \quad (5)$$

$$F_{\phi} = F_{\sigma} = F_t$$

Подставим в (4) слева (3), а справа (5).

$$(t_{\phi} \cdot \alpha_{\phi} - t_{\sigma} \cdot \alpha_{\sigma}) \cdot L = \frac{F_{\sigma} \cdot L}{E_{\sigma} \cdot A_{\sigma}} + \frac{F_{\phi} \cdot L}{E_{\phi} \cdot A_{\phi}}$$

после преобразований получим температурное усилие:

$$F_t = \frac{(t_{\phi} \cdot \alpha_{\phi} - t_{\sigma} \cdot \alpha_{\sigma}) \cdot E_{\sigma} \cdot A_{\sigma} \cdot E_{\phi} \cdot A_{\phi}}{E_{\phi} \cdot A_{\phi} + E_{\sigma} \cdot A_{\sigma}} \quad (6)$$

Т.к. площадь поперечного сечения болта много меньше площади поперечного сечения фланца, то можно принять, что отношение жесткости сечения фланца к сумме жесткости сечения фланца и болта равно 1.

$$\frac{E_{\phi} \cdot A_{\phi}}{E_{\phi} \cdot A_{\phi} + E_{\sigma} \cdot A_{\sigma}} = 1 \quad (7)$$

Площадь поперечного сечения фланца: $A_{\sigma} = n_a \cdot \frac{\pi}{4} \cdot [(d - 0.5 \cdot h_{\sigma}) - d_a]^2$,

где n_b – число болтов;

d – диаметр кольцевой окружности;

d_b – диаметр болта;

h_f – толщина фланца.

С учетом выражения (7) температурные усилия будут:

$$F_t = (t_f \cdot \alpha_f - t_b \cdot \alpha_b) \cdot E_b \cdot A_b$$

болт имеет две площади поперечного сечения. Одну по внутреннему диаметру резьбы, вторая площадь – диаметр на участке без резьбы.


$$\frac{A}{A_0} \approx 1.3 \approx \psi.$$

$$\text{Тогда: } F_t = (t_f \cdot \alpha_f - t_b \cdot \alpha_b) \cdot E_b \cdot A_b \cdot \psi \cdot \gamma,$$

где γ – коэффициент учитывающий податливость соединения, в том числе и прокладки. Его принимают равным (0.1 ÷ 0.3) в зависимости от фланца: приварен в стык или входит в соединение.

$$\sigma_t = \frac{F_t}{A},$$

A – площадь поперечного сечения соединения.

У шпильки $\psi = 1$, т.к. резьба либо по всей поверхности, либо имеется специальная проточка, также по всей поверхности. 

t_b, t_f (табл. 1.37, с. 92)

α_f, α_b (табл. XI, с. 286)

A_b – с. 98

Порядок расчета фланцевого соединения

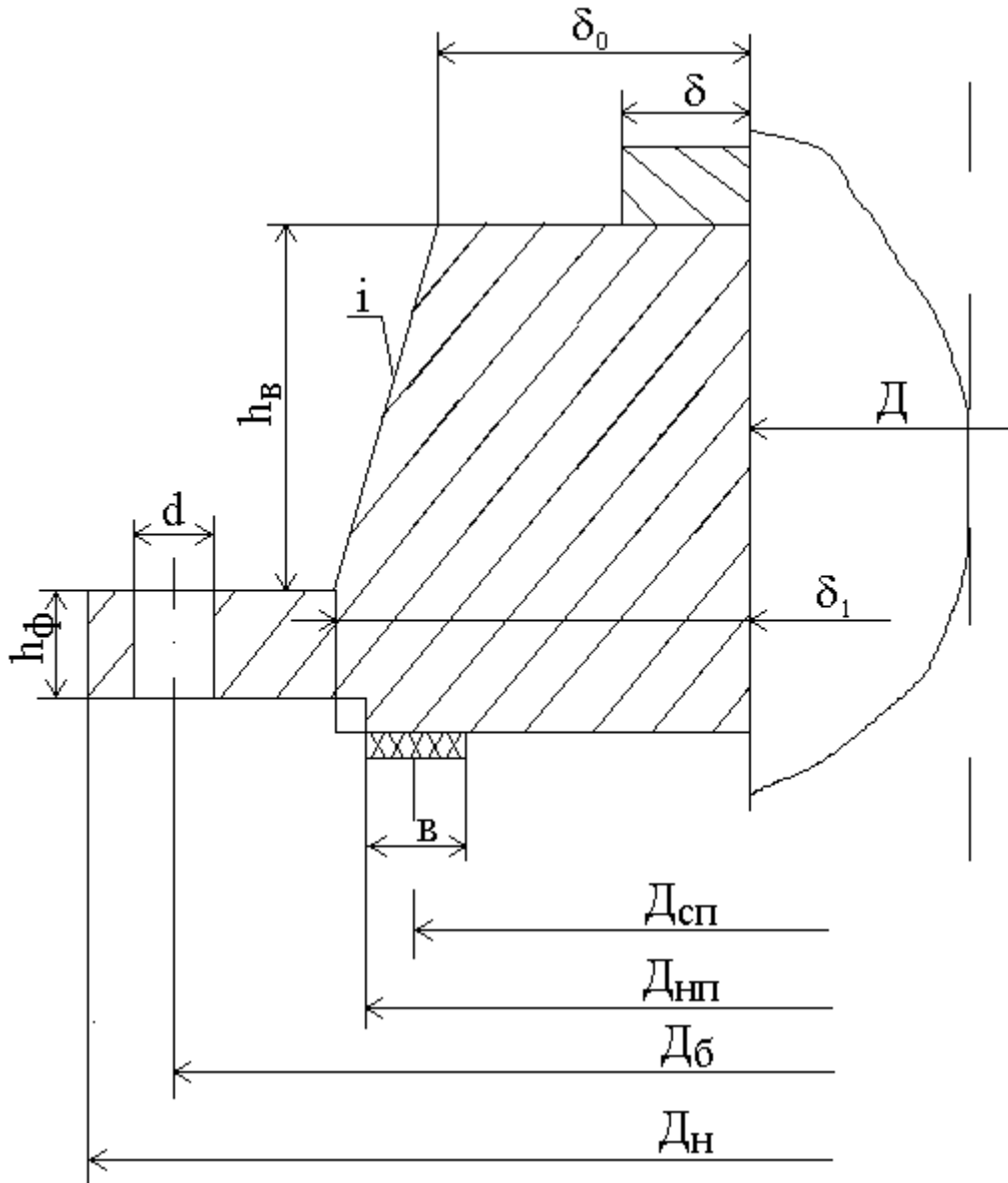


Рисунок 19. Расчетная схема фланцевого соединения

1. Задают конструкционный материал фланцев и болтов.
2. Выбирают шаг фланцевого соединения в зависимости от внутреннего давления и внутреннего диаметра.
3. Находят толщину втулки фланца. Должна быть больше толщины обечайки стенки.

$$\delta \leq \delta_0 < 1.3\delta$$

При этом разность между $\delta_0 - \delta \leq 5\text{мм}$.

4. Толщину стенки фланца в сечении втором δ_1

$$\delta_1 = \delta_0 \cdot \beta_1,$$

где β_1 – выбирается в зависимости от расчетного давления и $\frac{D}{\delta_0}$.

5. Рассчитывают высоту втулки фланца: $h_B = 3 \cdot (\delta_1 - \delta_0)$.

6. Рассчитывают диаметр болтовой окружности фланца

$$D_\delta \geq D + 2 \cdot (\delta_1 + d_\delta + u),$$

где d_δ – диаметр под болт (табл. 1.40, с. 94);

u – конструктивная прибавка, учитывает зазор между гайкой и втулкой ($u = (4 \div 6)$ мм).

7. Рассчитывают наружный диаметр фланца: $D_H \geq D_\delta + a$

a – конструктивная прибавка для размещения гаек по диаметру фланца.

Принимается в зависимости от d_δ .

8. Выбирают конструкцию и материал прокладки в зависимости от давления и расчетной температуры, а так же ширину прокладки.

9. Наружный диаметр прокладки:

$$D_{н.п.} = D_\delta - e,$$

где e – нормативный параметр, зависящий от типа прокладки;

10. Средний диаметр прокладки:

$$D_{с.п.} = D_{н.п.} - b, b - \text{ширина прокладки};$$

11. Количество болтов, необходимых для обеспечения герметичности соединения:

$$n_\delta = \frac{\pi \cdot D_\delta}{t_\Pi}, \text{ (округляется в большую сторону до числа кратного 4),}$$

где t_Π – рекомендуемый шаг расположения болтов (выбирается в зависимости от давления, табл. 1.43).

12. Ориентировочная толщина фланца:

$$h_{\phi} \geq \lambda_{\phi} \cdot \sqrt{D \cdot \delta_{\text{эк}}},$$

где $\lambda_{\phi}, \delta_{\text{эк}}$ – параметры, которые рассчитываются.

Расчет на прочность фланцевого соединения

На прочность должны быть рассчитаны все элементы фланцевого соединения:

$$\frac{F_{\delta_1}}{n_{\phi} \cdot A_{\phi}} \leq [\sigma]_{\phi 20}, \quad \frac{F_{\delta_2}}{n_{\phi} \cdot A_{\phi}} \leq [\sigma]_{\phi},$$

где F_{δ_1} – усилие при монтаже (без подачи внутреннего давления);

F_{δ_2} – усилие в рабочих условиях (с подачей внутреннего давления);

A_{ϕ} – площадь поперечного сечения на участке без резьбы;

$[\sigma]_{\phi 20}$ – нормативно допускаемые напряжения при температуре 20⁰С;

$[\sigma]_{\phi}$ – нормативно допускаемые напряжения при рабочей температуре.

Прокладки

$$\frac{F_{\delta_{\text{max}}}}{\pi \cdot D_{\text{сп}} \cdot b} \leq [P_{\text{пр}}],$$

$[P_{\text{пр}}]$ – допускаемое давление прижатия прокладки.

$$F_{\delta_{\text{max}}} = \max \{ F_{\delta_1}, F_{\delta_2} \}$$

Втулка фланца

Прочность должна быть проверена по двум сечениям.

В сечении δ_1 .

$$\sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_{\text{к}}^2} - \sigma_1 \cdot \sigma_{\text{к}} \leq [\sigma]_1$$

σ_1 – напряжение в сечении δ_1 от изгибающего момента;

$\sigma_{\text{к}}$ – тангенсальное максимальное напряжение в кольце фланца;

$[\sigma]_1$ – допускаемое напряжение для сечения δ_1 .

При расчетах допускается брать равным пределу текучести материала фланца.

$$[\sigma]_I = \sigma_T.$$

В сечении δ_0 .

$$\sqrt{(\sigma_0 + \sigma_m)^2 + \sigma_t^2} - (\sigma_0 + \sigma_m) \cdot \sigma_t \leq [\sigma]_0 \cdot \varphi,$$

где σ_0 – напряжение в сечении δ_0 от изгибающего момента;

σ_t, σ_m – тангенсальное и меридиональное напряжение в сечении δ_0 ;

φ – коэффициент прочности сварного соединения;

$[\sigma]_0$ – допускаемое напряжение, которое учитывает возможность появления упругопластических деформаций:

$$[\sigma]_0 = 0.003 \cdot E \quad P_p < 4 \text{ МПа}$$

$$[\sigma]_0 = 0.002 \cdot E \quad P_p \geq 4 \text{ МПа}$$

Аппараты высокого давления

Назначение. Общие сведения. Классификация и материалы

Работают под внутренним давлением от 10 МПа и выше. Аппараты АД характеризуются коэффициентом толстостенности β .

$$\beta = \frac{D_H}{D}$$

$$\frac{D_H}{D} \geq 1.2; \quad \frac{\delta}{D} > 0.1 \text{ – аппараты с толстой стенкой.}$$

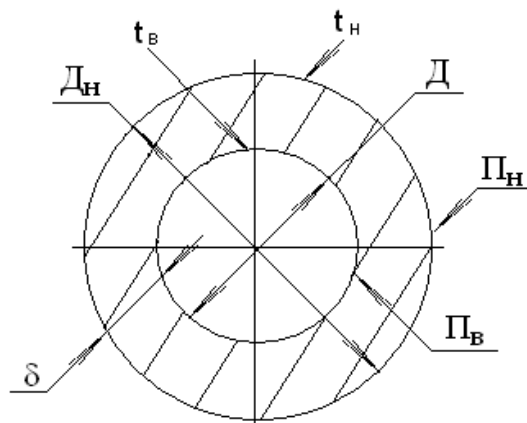


Рисунок 20. Схема толстостенного аппарата

АВД применяются для органического синтеза, гидрогенизации топлива, синтеза аммиака и мочевины и характеризуются следующими видами коррозии:

- водородная;
- азотно-водородная;
- окисью углерода;
- сероводородная;
- раствором и плавом мочевины.

АВД состоят из корпуса (обечайка и днище), крышки, прокладочного соединения и внутреннего устройства.

Ответственным узлом у АВД является уплотнение крышки (затвор).

Для уменьшения периметра уплотнения в большинстве случаев АВД изготавливают в виде колонн большой длины и малого диаметра.

Наиболее употребляемое соотношение между диаметром и длиной:

$$\frac{D}{H} = 1:10; \quad \frac{D}{H} = 1:15.$$

Классификация

Классифицируются в зависимости от способа изготовления. Способ зависит от габаритных размеров аппарата, прочностных возможностей, экономических соображений.

1. Литые – самые простые. "–" – прочностные характеристики на 40% ниже, чем у кованных.
2. Кованные – "–" – такие аппараты до 1,5 м внутреннего диаметра.
3. Ковано-сварные – свариваются по средствам электрошлаковой сварки, длина больше, чем у кованных.
4. Штампованные – на прессах получают корыта. Внутренний диаметр до 1 м.
5. Витые – на центральную гильзу навивается лента специального профиля.

6. Многослойные – на центральную гильзу навиваются отдельные слои. Диаметр до 5 м.

"+" Преимущества витых и многослойных: экономия металла (из высоколегированного – только центральная гильза), прочностные свойства выше.

"–" Зазоры между отдельными листами вызывают высокие температурные напряжения.

Материалы

Материалы, применяемые для изготовления АД, зависят от температуры.

Если максимальная температура стенки до 20⁰С (холодные аппараты), то применяются слаболегированные стали и углеродистые (35Г2, 20Х2МА, 22Х3М).

Если температура свыше 200⁰С (горячие аппараты) – применяют высоколегированные стали, в частности, легированные хромом, никелем, молибденом, вольфрамом.

Замечание: не рекомендуется корпус ослаблять отверстиями, т.к. работают под высоким давлением и температуре. Присоединение трубопроводов и контрольно-измерительных приборов рекомендуется делать через отверстия днища или крышки.

Выбор основных расчетных параметров для аппаратов высокого давления

Давление

1. Рабочее давление Р.

Максимальное избыточное внутреннее давление при нормальном протекании процесса.

2. Расчетное давление Р_р.

Давление, на котором производят расчет на прочность.

$P_p = P$ – если во время работы предохранительных клапанов рабочее давление повышается более, чем на 10%, это давление критическое $P_{кр}$, то в качестве расчетного давления принимают:

$$P_p = 0.9 \cdot P_{кр}, \quad \text{при этом} \quad 0.9 \cdot P_{кр} \geq P.$$

3. Пробное давление P_n .

Зависит от расчетного и выбирается так же, как для аппаратов с тонкой стенкой.

$$P_n = 1.25 \cdot P_p \cdot \frac{[\sigma]_{20}}{[\sigma]}.$$

Напряжение

1. Нормативно допускаемые напряжения:

$$[\sigma] = \eta \cdot \sigma^*$$

η – коэффициент, который учитывает условия эксплуатации аппарата.

Если среда не токсична и не опасна, то $\eta = 1$.

Если нет сведений о среде, то $\eta = 0.9$.

σ^* – нормативно допускаемое напряжение выбираются из справочника

$$\sigma^* = \min \left\{ \frac{\sigma_B}{n_B}, \frac{\sigma_T}{n_T} \right\},$$

при этом $n_B = 2.6$, $n_T = 1.5$.

2. Допускаемые напряжения для многослойных аппаратов:

$$[\sigma] = \frac{\sum \delta_i \cdot [\sigma]_i}{\sum \delta_i},$$

где δ_i – исполнительная толщина стенки слоя;

$[\sigma]_i$ – допускаемое напряжение слоя.

Температура

1. Расчетная температура.

За расчетную всегда принимается наибольшая температура стенки.

$$t_p = \max\{t_B, t_H\}.$$

В качестве расчетного параметра рассматривается перепад температур:

$$\Delta t = t_B - t_H,$$

Δt – может быть положительным и отрицательным. Знак имеет значение.

Коэффициент прочности сварного соединения

Характеризует прочность сварного шва по сравнению с прочностью основного материала.

Принимают для

- углеродистых, низколегированных, марганцовистых и хромомолибденовых, аустенитных сталей $\varphi = 0.1$
- высоколегированных, высокохромированных $\varphi = 0.8$
- для многослойных рассчитываются $\varphi = \frac{\sum \delta_i \cdot \varphi_i + \sum \delta_j}{\delta}$,

где δ_i, φ_i – толщина стенки и коэффициент прочности сварного соединения для слоев, у которых швы расположены в меридиональной плоскости:

δ_j – толщина остальных слоев.

$\delta = \sum \delta_i + \sum \delta_j$ – общая толщина.

Конструктивная прибавка к расчетной толщине

$$c = c_1 + c_2,$$

где c_1 – прибавка на коррозию;

c_2 – округление до стандарта;

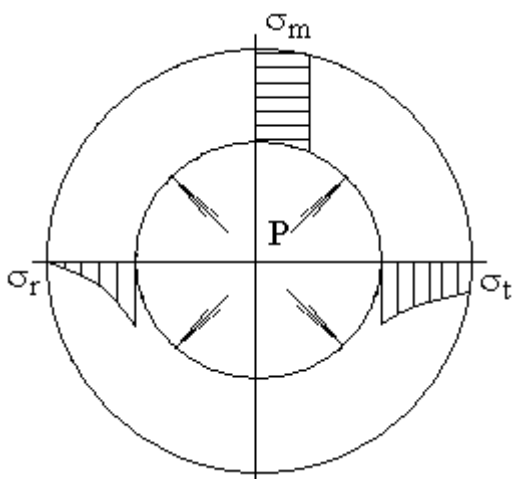
τ_B – срок службы;

Π_B, Π_H – проницаемость внутренней и наружной стороны стенки:

$$c_1 = (\Pi_B + \Pi_H) \cdot \tau_B.$$

Расчет аппаратов высокого давления от действия внутреннего давления

В АД внутреннее давление в поперечном сечении стенки вызывает следующие виды напряжений: меридиональное, растягивающее напряжение, которое равномерно распределяется по всей толщине стенки; тангенсальное напряжение – напряжение, которое по толщине стенки изменяется по закону



квадратной параболы от максимального значения на внутренней до минимального на внешней стороне стенки; и радиальное напряжение – по закону квадратной параболы от максимального значения на внутренней поверхности до 0 на внешней стороне стенки.

Рисунок 21. Схема распределения главных напряжений от действия внутреннего давления

Для внутренней поверхности:

$$\sigma_m^{\max} = \frac{P}{\beta^2 - 1}; \quad \sigma_r^{\max} = -P; \quad \sigma_t^{\max} = \frac{P \cdot (\beta^2 + 1)}{\beta^2 - 1}.$$

Таким образом, напряжения от действия давления в АД распределяются неравномерно. Максимальное значение от внутренней поверхности стенки к наружной уменьшается тем быстрее, чем больше коэффициент толстостенности.

При одинаковой несущей способности аппаратов, характеризуемой отношением разрушающего давления к рабочему, коэффициент запаса прочности аппарата зависит от коэффициента толстостенности.

Как правило, АД рассчитывают по предельному состоянию, под которым понимают состояние, когда эквивалентные напряжения по всей толщине достигнут предела текучести материала.

Т.к. в поперечном сечении стенки АД не равны нулю три напряжения, то расчет проводят по четвертой теории прочности.

Условием прочности является следующее: эквивалентные напряжения не должны превышать нормальные допускаемые напряжения.

$$\sigma_{\text{эквIV}} \leq [\sigma] \quad (1)$$

Только для этого расчета допускаемые напряжения не должны превышать предела текучести. Поэтому рассчитывают:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{1.1}$$

$$\sigma_{\text{IV}} = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2]}$$

Главными называются экстремальные напряжения ($\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$):

$$\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3; \quad \sigma_t > \sigma_m > \sigma_r$$

$$\sigma_{\text{IVэкв}} = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot [(\sigma_t - \sigma_m)^2 + (\sigma_m - \sigma_r)^2 + (\sigma_t - \sigma_r)^2]}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{IVэкв}} &= \sqrt{\frac{1}{2} \cdot \left[\left(\frac{P \cdot (\beta^2 + 1)}{\beta^2 - 1} - \frac{P}{\beta^2 - 1} \right)^2 + \left(\frac{P}{\beta^2 - 1} + P \right)^2 + \left(\frac{P \cdot (\beta^2 + 1)}{\beta^2 - 1} + P \right)^2 \right]} = \\ &= \frac{\beta^2 \cdot P}{\beta^2 - 1} \cdot \sqrt{3} \leq [\sigma] \quad (2) \end{aligned}$$

Расчет АД от действия температурных напряжений

Если внутри цилиндра находится нагретая среда, то температура внутренней поверхности выше температуры нагревающей поверхности, поэтому внутренние слои металла, стремясь расшириться, создают растягивающие напряжения на наружной поверхности. А сами внутренние слои в силу противодействия наружным находятся в состоянии сжатия.

Если температура наружной поверхности стенки выше, чем внутренней, то наблюдается обратная картина.

Таким образом, при наличии внутреннего давления для АД более опасным является наружный обогрев, т.к. в этом случае к растягивающим напряжениям от давления на внутренней поверхности добавляются еще и температурные напряжения.

Вычислить температурные напряжения в АД возможно по обобщенному закону Гука, устанавливающему пропорциональную зависимость между деформацией и напряжениями. В этом случае к обобщенному закону Гука добавляется температурное расширение материала $\alpha \cdot \Delta t$, α – коэффициент температурного расширения, Δt – изменение температуры от внутренней поверхности к внешней. В расчете величину $\alpha \cdot \Delta t$ считают постоянной.

Обобщенный закон Гука: $\sigma = \varepsilon \cdot E$,

где ε – относительная продольная деформация,

$$\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3; \quad \varepsilon_1 > \varepsilon_2 > \varepsilon_3.$$

$$\varepsilon_1 = \frac{1}{E} \cdot [\sigma_1 - \mu \cdot (\sigma_2 + \sigma_3)]$$

$$\varepsilon_2 = \frac{1}{E} \cdot [\sigma_2 - \mu \cdot (\sigma_1 + \sigma_3)]$$

$$\varepsilon_3 = \frac{1}{E} \cdot [\sigma_3 - \mu \cdot (\sigma_2 + \sigma_1)].$$

Обобщенный закон Гука применительно к аппаратам АД с учетом температурных напряжений:

$$\varepsilon_t^t = \frac{1}{E} \cdot [\sigma_t^t - \mu \cdot \sigma_m^t - \mu \cdot \sigma_r^t] + \alpha \cdot \Delta t$$

$$\varepsilon_m^t = \frac{1}{E} \cdot [\sigma_m^t - \mu \cdot \sigma_t^t - \mu \cdot \sigma_r^t] + \alpha \cdot \Delta t$$

$$\varepsilon_r^t = \frac{1}{E} \cdot [\sigma_r^t - \mu \cdot \sigma_t^t - \mu \cdot \sigma_m^t] + \alpha \cdot \Delta t$$

Значения искоемых температурных напряжений выводятся из этого закона:

$$\sigma_t^t = \frac{E}{(1 + \mu) \cdot (1 - 2 \cdot \mu)} \cdot [(1 - \mu) \cdot \varepsilon_t^t + \mu \cdot \varepsilon_m^t + \mu \cdot \varepsilon_r^t - (1 + \mu) \cdot \alpha \cdot \Delta t]$$

$$\sigma_m^t = \frac{E}{(1+\mu) \cdot (1-2 \cdot \mu)} \cdot [(1-\mu) \cdot \varepsilon_m^t + \mu \cdot \varepsilon_t^t + \mu \cdot \varepsilon_r^t - (1+\mu) \cdot \alpha \cdot \Delta t]$$

$$\sigma_r^t = \frac{E}{(1+\mu) \cdot (1-2 \cdot \mu)} \cdot [(1-\mu) \cdot \varepsilon_r^t + \mu \cdot \varepsilon_t^t + \mu \cdot \varepsilon_m^t - (1+\mu) \cdot \alpha \cdot \Delta t].$$

Это выражение определяет значения тангенсальных, меридиональных и радиальных напряжений, возникающих от неравномерности распределения температуры по толщине стенки.

Если прочность АД необходимо рассчитать с учетом внутреннего давления и температурных напряжений, то в вычислении эквивалентного напряжения по IV теории прочности значения тангенсальных, меридиональных и радиальных напряжений берется суммарным:

$$\sigma_{IV\text{экв}}^{Pt} = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot [(\sigma_t^\Sigma - \sigma_m^\Sigma)^2 + (\sigma_m^\Sigma - \sigma_r^\Sigma)^2 + (\sigma_t^\Sigma - \sigma_r^\Sigma)^2]}$$

$$\sigma_t^\Sigma = \sigma_t^P + \sigma_t^t; \quad \sigma_m^\Sigma = \sigma_m^P + \sigma_m^t; \quad \sigma_r^\Sigma = \sigma_r^P + \sigma_r^t$$

$$\sigma_{\text{эквIV}} \leq [\sigma].$$

Проектировочный расчет

Расчетная толщина стенки: $\delta_p \geq 0.5 \cdot D \cdot (\beta_p - 1),$

где β_p – расчетное значение коэффициента толстостенности

$$\ln(\beta_p) = \frac{P_p}{[\sigma] \cdot \varphi}.$$

Исполнительная толщина стенки: $\delta = \delta_p + c.$

Полученная толщина стенки проверяется на прочность от действия только внутреннего давления:

$$P \leq [P],$$

где P – рабочее давление аппарата;

[P] – нормативно допускаемое давление.

$$[P] = [\sigma] \cdot \varphi \cdot \ln(\beta),$$

β – действительное значение коэффициента толстостенности:

$$\beta = \frac{D + 2 \cdot \delta}{D + 2 \cdot c}$$

Проверочный расчет

С учетом внутреннего давления и температурных напряжений:

$$\sigma_{\text{эквIV}} \leq [\sigma].$$

$$\Delta t = t_{\text{в}} - t_{\text{н}} :$$

если $\Delta t > 0$, то

$$\sigma_{\text{эквIV}} = \frac{1}{\beta^2 - 1} \cdot \sqrt{3 \cdot P_p^2 + 3 \cdot P_p \cdot k_1 \cdot \Delta t + k_1^2 \cdot \Delta t^2}$$

$$k_1 = \frac{\alpha \cdot E}{1 - \mu} \cdot \left(\frac{\beta^2 - 1}{2 \cdot \ln(\beta)} - 1 \right);$$

если $\Delta t < 0$, то

$$\sigma_{\text{эквIV}} = \frac{\beta^2}{\beta^2 - 1} \cdot \sqrt{3 \cdot P_p^2 + 3 \cdot P_p \cdot k_2 \cdot \Delta t + k_2^2 \cdot \Delta t^2}$$

$$k_2 = \frac{\alpha \cdot E}{1 - \mu} \cdot \left(\frac{\beta^2 - 1}{2 \cdot \beta^2 \cdot \ln(\beta)} - 1 \right),$$

где k_1, k_2 – коэффициенты, учитывающие температурные напряжения в поперечном сечении стенки аппарата;

$\mu = 0.25 \div 0.3$ – коэффициент Пуассона.

Крышки и днища АВД

Крышки и днища АВД разделены на плоские, слабовыпуклые, выпуклые и эллиптические. Реже применяются сферические.

Критерием, делящим по классам крышки и днища, является отношение внутренней высоты выпуклой части рассчитываемого элемента к внутреннему

диаметру $\frac{H_{\text{д}}}{D}$.

Если $\frac{H_{\text{д}}}{D} < 0.25$ – то данные элементы являются плоскими.

Если $\frac{H_d}{D} \geq 0.25$ – то выпуклые.

Плоские днища

Проектировочный расчет

Расчетная толщина стенки: $\delta_p = 0.45 \cdot D \cdot \sqrt{\frac{P_p}{[\sigma] \cdot \psi_0}}$,

где ψ_0 – коэффициент ослабления днища отверстиями.

$$\psi_0 = \frac{1 - \sum \frac{d_i}{D}}{1 - \sum \left(\frac{d_i}{D}\right)^3},$$

где d_i – диаметр отверстия ослабляющего днище.

Если $\sum \frac{d_i}{D} > 0.6$, то коэффициент ослабления принято брать $\psi_0 = 0.4$.

Если днище ослаблено одним отверстием, то коэффициент ослабления рассчитывается:

$$\psi_0 = \frac{1}{1 + \frac{d}{D} + \left(\frac{d}{D}\right)^2}.$$

Исполнительная толщина стенки: $\delta = \delta_p + c$.

Проверочный расчет

$$P \leq [P]$$

$$[P] = 5 \cdot (\delta - c_1)^2 \cdot [\sigma] \cdot \frac{\psi_0}{D^2}.$$

Плоские крышки

Проектировочный расчет

Расчетная толщина стенки: $\delta = 0.45 \cdot \sqrt{\frac{3.8 \cdot F \cdot (D_6 - D_{cp}) + P_p \cdot D_{cp}^3}{(D_a - 2 \cdot d_{ош} - \sum d_i) \cdot [\sigma]}}$,

где F – осевое усилие от действия на крышку нагрузки;

D_6 – диаметр окружности центров шпилек;

D_{cp} – средний диаметр уплотнительной поверхности;

D_a – наружный диаметр крышки:

$$D_a \geq D_6 + 2 \cdot d_p;$$

d_p – диаметр резьбы шпильки;

$d_{ош}$ – диаметр под крепежную шпильку $d_p = d_{ош}$;

$\sum d_i$ – максимальная сумма длин хорд отверстий в наиболее ослабленном диаметральном сечении крышки.

Исполнительная толщина стенки: $\delta = \delta_p + c$.

Проверочный расчет

$$P \leq [P]$$

$$[P] = 5 \cdot (\delta - c_1)^2 \cdot [\sigma] \cdot \frac{\Psi_0}{D^2}.$$

Выпуклые днища

Проектировочный расчет

$$\text{Расчетная толщина стенки: } \delta_p = \frac{P_p \cdot D}{4 \cdot [\sigma] - P_p} \cdot \frac{D}{2 \cdot H_d}.$$

Исполнительная толщина стенки: $\delta = \delta_p + c$.

Проверочный расчет

$$P \leq [P]$$

$$[P] = \frac{4 \cdot [\sigma] \cdot \varphi}{\frac{D}{\delta - c_1} \cdot \frac{D}{2 \cdot H_d} + 1}.$$

Выпуклые крышки

Наибольшее применение получили сферические выпуклые крышки, которые состоят из сферической части и приваренного плоского фланца.

В проектировочном расчете рассчитывается толщина стенки сферической части крышки и максимальная толщина H_ϕ фланцев.

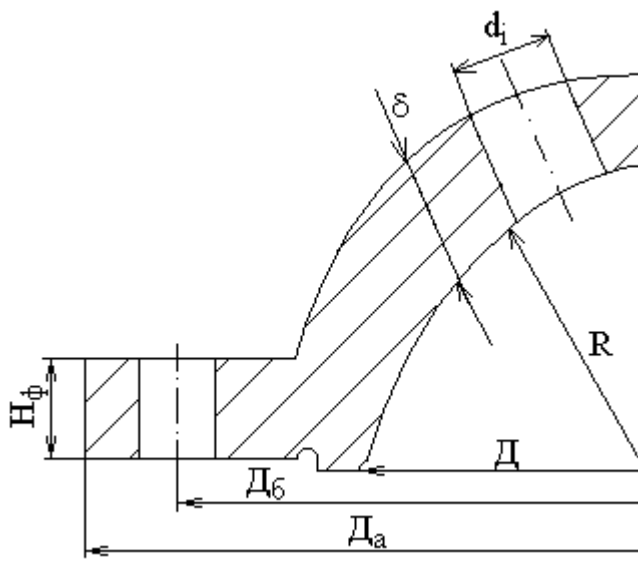


Рисунок 22. Расчетная схема выпуклой крышки

Проектировочный расчет

1. Рассчитывают сначала в первом приближении: $\delta_p^* = \frac{2.5 \cdot P_p \cdot R}{4 \cdot [\sigma] \cdot \phi - P_p}$,

где R – внутренний радиус сферической части.

Если фланец и сфера изготовлены из разных материалов:

$$[\sigma] = \min\{[\sigma]_{сф}, [\sigma]_\phi\}.$$

$$2. \beta_p \geq \frac{R + \delta_p^*}{R}$$

Принимается равным ближайшему значению из следующего ряда:

1.06, 1.09, 1.12, 1.15, 1.18, 1.21.

3. Окончательно уточняется расчетная толщина стенки: $\delta_p \geq (\beta_p - 1) \cdot R$.

4. Исполнительная толщина стенки: $\delta = \delta_p + c$.

5. Максимальная толщина фланца: $H_\phi = \delta \cdot h_c + c_\phi$,

где h_c – отношение высоты фланца крышки к толщине стенки сферической части. Определяется по графику в зависимости от расчетного

значения коэффициента толстостенности, отношения наружного диаметра к внутреннему диаметру и отношения предела текучести к $1.1 \cdot P_p$

$$\left(\frac{D_a}{D}, \frac{\sigma_T}{1.1 \cdot P_p} \right).$$

СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Лашинский А.А. Конструирование сварных химических аппаратов: 2-е изд., перепечатка с 1981 г, Москва: Альянс, 2008
2. Лашинский А.А., Толчинский А.Р. Основы конструирования и расчета химической аппаратуры: 3-е изд., стереот., Москва: Альянс, 2008
3. Виноградов С.Н. Конструирование и расчет элементов. Кн. 1, Пенза: Пензовский государственный университет, 2005
4. Виноградов С.Н. Конструирование и расчет элементов. Кн. 2, Пенза: Пензовский государственный университет, 2005
5. Поникаров И.И., Поникаров С.И. Расчеты машин и аппаратов химических производств и нефтегазопереработки (примеры и задачи), Москва: Альфа-М, 2008
6. Ким В.С., Самойлов В.А. Конструирование и расчет механизмов и деталей машин химических и нефтеперерабатывающих производств, Москва: КолосС, 2007
7. Калекин В.С. Конструирование и расчет элементов оборудования отрасли. Учебное пособие, Омск: Ом ГТУ, 2007
8. Виноградов С.Н., Таранцев К.В. Конструирование и расчет элементов аппаратов с перемешивающими устройствами, Пенза: Пенз. гос. ун-та, 2005

Содержание

Введение	3
Общий порядок расчета и конструирования	4
Выбор основных расчетных параметров	5
Конструкционные материалы	11
Общий порядок расчета и конструирования	26
Расчет цилиндрических тонкостенных оболочек, работающих под внутренним давлением.	27
Оптимальные размеры корпуса аппарата, работающего под внутренним давлением.	31
Краевая задача цилиндрических тонкостенных оболочек, работающих под внутренним давлением.	33
Расчет тонкостенных аппаратов от действия наружного давления.	37
Выбор основных расчетных параметров для аппаратов, работающих под наружным давлением.	38
Расчет тонкостенных аппаратов, работающих под наружным давлением.	42
Расчет на устойчивость аппаратов с коническим днищем (проверочный).	44
Расчет на устойчивость выпуклых днищ и крышек (эллиптических и сферических).	45
Ребра жесткости и расчет ребер жесткости.	46
Укрепление отверстий в стенках аппарата	52
Порядок расчета укрепления одиночного отверстия.	53
Фланцевое соединение	56
Температурное напряжение фланцевых соединений	57
Порядок расчета фланцевого соединения.	61
Аппараты высокого давления Назначение. Общие сведения. Классификация и материалы	64
Расчет аппаратов высокого давления от действия внутреннего давления	69
Расчет АД от действия температурных напряжений	70
Крышки и днища АД	73
Список рекомендуемой литературы	78

Электронное учебное издание

Светлана Владимировна Лапшина

Конструирование и расчет элементов оборудования

Учебное пособие

Электронное издание сетевого распространения

Редактор Матвеева Н.И.

Темплан 2023 г. Поз. № 40.

Подписано к использованию 27.10.2023. Формат 60x84 1/16.

Гарнитура Times. Усл. печ. л. 5,0.

Волгоградский государственный технический университет.

400005, г. Волгоград, пр. Ленина, 28, корп. 1.

ВПИ (филиал) ВолгГТУ.

404121, г. Волжский, ул. Энгельса, 42а.