

МИНОБРНАУКИ РОССИИ

ФБГОУ ВПО «УРАЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ЛЕСОТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра технической механики и оборудования
целлюлозно-бумажного производства

В.П. Сиваков

В.И. Музыкантова

ТЕОРИЯ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ МАШИН, ОБОРУДОВАНИЯ И УСТАНОВОК ЦЕЛЛЮЛОЗНОГО ПРОИЗВОДСТВА

Методические указания для выполнения практических и лабораторных работ по дисциплине «Теория и конструкция технологических машин и оборудования» и «Проектирование и модернизация оборудования ЦБП» для студентов очной и заочной форм обучения направления 15.03.02

Печатается по решению кафедры ТМОЦБП
протокол № 5 от 27.01.2016 г.

Авторская правка

Подписано в печать		Поз.
Печать плоская	Формат 60x84 1/16	Тираж экз.
Заказ	Печ.л. 3,18	Цена руб.

Редакционно-издательский отдел УГЛТУ

Отдел оперативной полиграфии УГЛТУ

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	4
1. Основы теории расчета тонкостенных оболочек на прочность	5
1.1. Вывод основных уравнений	5
1.2. Частные случаи расчета напряжений для тонкостенных оболочек	8
1.3. Расчет участков перехода от конических днищ к цилиндрическим или сферическим оболочкам	12
1.4. Расчет выпуклых днищ	14
2. Расчет корпуса варочного котла периодического действия	17
2.1. Описание конструкции корпуса	17
2.2. Расчет внутреннего объема корпуса котла	19
2.3. Расчет корпуса котла на прочность	20
3. Расчет корпусов аппаратов, нагруженных наружным давлением	25
3.1. Устойчивость формы оболочек	25
3.2. Расчет оболочек, нагруженных наружным давлением	28
3.3. Расчет оболочек с кольцами жесткости, нагруженных наружным давлением	29
3.4. Расчет эллиптических и полусферических оболочек, нагруженных давлением	32
4. Фланцевые соединения	34
4.1. Расчет диска фланца	34
4.2. Расчет литых и кованных фланцев	37
4.3. Расчет плоских приварных фланцев	38
4.4. Приближенный расчет свободных фланцев	39
5. Расчет укрепления отверстий в стенках аппаратов	41
5.1. Область применения расчетных формул	43
5.2. Определение основных расчетных размеров и коэффициентов	45
5.3. Расчет укреплений одиночных отверстий	47
5.4. Расчет укреплений взаимовлияющих отверстий	49
5.5. Расчет укреплений в аппаратах, работающих под наружным давлением	50
Библиографический список	51

ВВЕДЕНИЕ

В современном целлюлозном производстве при переработке древесного сырья в целлюлозу эксплуатируется сложное и разное образное оборудование. Различие машин и оборудования целлюлозного производства обусловлено разнообразием способов производства целлюлозы, видов вырабатываемых полуфабрикатов, характером протекания технологических процессов и особенностями конструктивного исполнения.

Оборудования для производства целлюлозы имеет много общих, близких по значениям характеристик: технологических (температура, давление, концентрация обрабатываемого сырья), конструктивных (вертикальные и горизонтальные сосуды, трубопроводы, насосы, запорная арматура, крышки и т.д.). Это дает возможность использовать для расчета отдельных групп оборудования общие методы.

В предлагаемой работе рассмотрены основы теории расчета конструктивных элементов оборудования целлюлозного производства [1], приведены примеры расчетов, даны необходимые сведения по выбору материалов для защиты оборудования от коррозии.

1. ОСНОВЫ ТЕОРИИ РАСЧЕТА ТОНКОСТЕННЫХ ОБОЛОЧЕК НА ПРОЧНОСТЬ

Оболочки, скомбинированные из цилиндров, конусов и шаров, широко применяются в целлюлозном производстве. Оболочки разделяют на тонкостенные и толстостенные. Критерием такого деления является отношение толщины стенки к диаметру [2].

К тонкостенным относятся оболочки, удовлетворяющие условиям табл. 1.1.

Таблица 1.1.

Условия тонкостенности оболочек

Форма оболочки	Расчетная формула	Условия применения расчетной формулы
Цилиндрическая	$\frac{s - c}{D} \leq 0,1$ $\frac{s - c}{D} \leq 0,3$	Для оболочек и труб при $D \geq 200$ мм; для труб при $D < 200$ мм
Эллиптическая	$0,002 \leq \frac{s_1 - c}{D} \leq 0,1$	$0,2 \leq \frac{H}{D} \leq 0,5$
Торосферическая	$0,002 \leq \frac{s_1 - c}{D} \leq 0,1$	-
Плоская круглая	$0,002 \leq \frac{s_1 - c}{D} \leq 0,1$	-
Коническая	$0,001 \leq \frac{s_1 \cos \alpha_1}{D} \leq 0,5$	$\alpha_1 \leq 60^0$
<p>s – толщина стенки цилиндрической оболочки, мм; D – внутренний диаметр оболочки, мм; c – суммарная прибавка к расчетной толщине оболочки, мм; s_1 – исполнительная толщина стенки днища (крышки) или переходной части конической оболочки, мм; H – высота выпуклой части днища без учета цилиндрической части, мм; α_1 – половина угла при вершине конической оболочки, град.</p> <p>Буквенные обозначения расчетных величин, приведенных в табл. 1.1, в последующих примерах конкретизированы.</p>		

1.1. Вывод основных уравнений

Расчет аппаратов, имеющих форму поверхностей вращения и нагруженных внутренним давлением, рассмотрены на примере осесимметричной части оболочки (рис. 1.1). При составлении расчетной схемы предпо-

лагаем, что модель имеет идеальную геометрическую форму; материал оболочки однородный, изотропный, сплошь заполняет объем стенки; внешние нагрузки – давление и краевые усилия (силы и моменты) – симметричны относительно оси вращения; весом оболочки пренебрегаем.

В стенке оболочки под действием давления главные нормальные напряжения: кольцевое σ_κ , меридиональное σ_m и радиальное σ_r , а также напряжения, обусловленные краевыми усилиями. Особенностью напряжений от краевых усилий является локальный характер, они быстро убывают по мере удаления их от места приложения краевых усилий и на расстоянии $\ell = 1,8\sqrt{Dc}$ практически не отличаются от напряжений по всей оболочке. Расчет без учета влияния краевых сил и моментов производится по безмоментной теории.

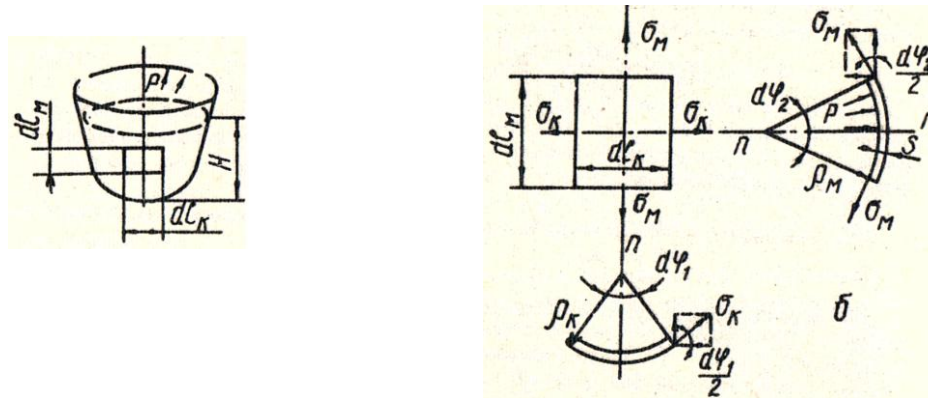


Рис. 1.1. Расчетная схема осесимметричной части оболочки:
а – модели; б – элементарного участка

Главные нормальные напряжения меняются с изменением толщины стенки. Однако для тонкостенных сосудов эти изменения незначительны, их учет не повышает требуемую точность расчета, напряжение по толщине стенки можно считать постоянным, что значительно упрощает расчеты.

В тонкостенных сосудах можно пренебречь величиной радиального напряжения σ_r , так как она мала по сравнению с величинами кольцевого σ_κ меридионального σ_m напряжений.

С учетом принятых допущений рассмотрим элементарный участок $dl_\kappa \times dl_m$ симметричной части оболочки (рис. 1.1), радиусы кривизны ρ_κ и ρ_m принимаем постоянными. Нагрузка на элементарный участок от внутреннего давления p нормальна к поверхности.

Взаимодействие элемента с оставшейся частью сосуда заменим внутренними напряжениями σ_κ и σ_m .

Составим уравнение равновесия элемента. Для этого спроектируем все силы, действующие на элемент, по направлению нормали $n - n$ к поверхности элемента:

$$F_H = F_K + F_M, \quad (1.1)$$

где F_H – проекция внешних сил, Н;

F_K – проекция внутренних сил, действующих по граням $d\ell_K$, Н;

F_M – то же по граням $d\ell_M$, Н.

Заменив проекции сил их значениями, уравнение (1.1) запишем в виде

$$\sum F_{n-n} = p d\ell_K d\ell_M - 2\sigma_K \sin \frac{d\varphi_1}{2} d\ell_M s - 2\sigma_M \sin \frac{d\varphi_2}{2} d\ell_K s = 0.$$

В виду малости размеров элемента $\sin \frac{d\varphi_1}{2} \approx \frac{d\varphi_1}{2}$ и $\sin \frac{d\varphi_2}{2} \approx \frac{d\varphi_2}{2}$

$$\sum F_{n-n} = p d\ell_K d\ell_M - 2\sigma_K d\varphi_1 d\ell_M s - 2\sigma_M d\varphi_2 d\ell_K s = 0;$$

$$d\varphi_1 = d\ell_K / \rho_K; \quad d\varphi_2 = d\ell_M / \rho_M.$$

Произведя сокращения получаем следующее уравнение Лапласа:

$$\frac{\sigma_K}{\rho_K} + \frac{\sigma_M}{\rho_M} = \frac{p}{s}. \quad (1.2)$$

В уравнении (1.2) два неизвестных σ_K и σ_M . Определим σ_M из равновесия сил нижней обечайки высотой H (рис. 1.2).

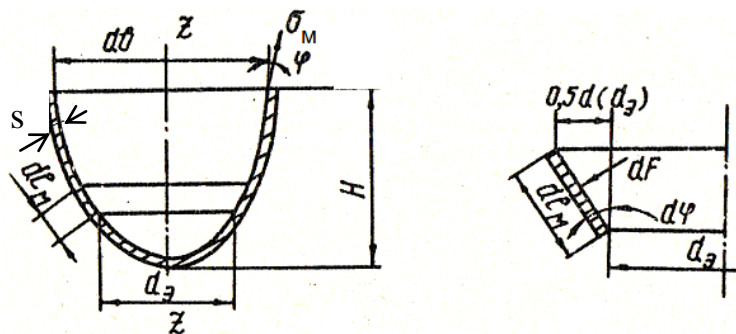


Рис. 1.2. Расчетная схема к определению меридиональных напряжений:
а – оболочки; б – элементарного участка

Проекция на вертикальную ось Z сил, заменяющих действие верхней оболочки

$$F_z \approx \sigma_M \cos \varphi \pi d_2 s, \quad (1.3)$$

где d_2 – диаметр кольцевого сечения на высоте H ;

φ – угол наклона касательной к меридиану в месте определения напряжений.

Для определения силы F_z вырежем из нижней обечайки элементарное кольцо шириной $d\ell_M$. Силу давления на это кольцо найдем из уравнения

$$dF = p \pi d \cdot d\ell_m.$$

Вертикальная проекция этой силы

$$dF_z \approx p \pi d_3 d\ell_m \sin d\varphi,$$

где $d\varphi$ – угол наклона касательной к меридиану на уровне элементарного кольца.

Имея в виду, что $\sin \varphi = \frac{1}{2} \frac{d(d_3)}{d\ell_m}$, получим $dF_z = \frac{1}{2} p \pi d_3 d(d_3)$.

Суммируя эти элементарные силы для нижней оболочки высотой H , определим

$$F_z = \pi \int_0^{d_b} p d_3 d(d_3). \quad (1.4)$$

Меридиональное напряжение в кольцевом сечении на высоте H , исходя из формул (1.3) и (1.4) запишем в виде:

$$\sigma_m = \int_0^{d_b} p d_3 d(d_3) / d_s \cos \varphi. \quad (1.5)$$

Напряжения σ_k и σ_m можно определить по формулам (1.2) и (1.5), которые являются приближенными, но с достаточной степенью точности удовлетворяют инженерным расчетам.

1.2. Частные случаи расчета напряжений для тонкостенных оболочек

Шаровая оболочка. Рассмотрим шаровой тонкостенный сосуд с внутренним диаметром D и толщиной стенки s , находящийся под действие внутреннего давления p газа или пара. Для шара $\rho_k = \rho_m = D/2$, следовательно $\sigma_k = \sigma_m = \sigma$. Уравнение (1.2) примет вид $4\sigma/D = p/s$, откуда получаем $\sigma = pD/4s$.

Расчетная толщина сферической оболочки

$$s_{cR} = pD/4 \cdot \varphi_R,$$

где φ_R – расчетный коэффициент прочности сварного шва.

Исполнительная толщина сферической оболочки

$$s_c \geq s_{cR} + c.$$

Цилиндрическая оболочка. Рассмотрим цилиндрическую часть оболочки (рис. 1.3), находящейся под действие внутреннего давления газа или пара. Для определения меридиональных напряжений рассечем её плоскостью, перпендикулярно оси, и рассмотрим равновесие внешних и внутренних сил одной из частей:

$$F_M = \sigma_M \pi D s, \quad (1.6)$$

где F_M – сила давления на днище сосуда,

$$F_M = \pi D^2 / 4, \quad (1.7)$$

тогда из уравнений (1.6) и (1.7) $\sigma_M = pD/4s$.

Величину кольцевых напряжений определим из уравнения (1.2). При условии, что $\rho_k = D/2$, $\rho_m \rightarrow \infty$, имеем $\sigma = pD/2s$. Заметим, что кольцевые напряжения в два раза больше меридиональных.

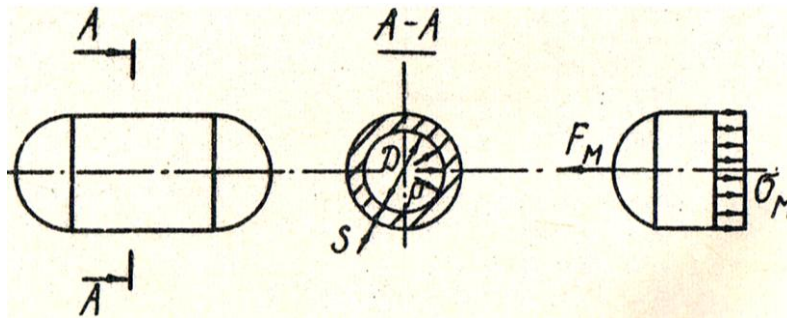


Рис. 1.3. Схема к расчету напряжений в цилиндрической части оболочек

Учитывая принятые ранее допущения для тонкостенных оболочек, можно считать, что напряженное состояние в элементах цилиндрической оболочки представляет собой общий случай плоского напряженного состояния. Расчет на прочность нужно вести так же, как для сложного напряженного состояния по теориям прочности, имея в виду, что главные напряжения имеют значения $\sigma_1 = \sigma_k$, $\sigma_2 = \sigma_m$, $\sigma_3 = 0$. Например, по теории наибольших касательных напряжений (третья теория прочности) условие прочности цилиндрической оболочки имеет вид:

$$\sigma_3 = \max [\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3] \quad \text{или} \quad \sigma_3 = pD/2s \leq [\sigma].$$

где σ_3 – эквивалентное напряжение.

Для расчета эквивалентных напряжений необходимо уровень кольцевого сечения, где кольцевые и меридиональные напряжения имеют наибольшее значение.

На основании условий прочности производится расчет толщины стенки сосуда [2]:

$$s_R = \frac{pD}{2[\sigma] - p}; \quad (1.8)$$

$$s \geq s_R + c, \quad (1.9)$$

где s_R – расчетная толщина стенки;

s – исполнительная толщина стенки;

φ_p – расчетный коэффициент прочности сварного шва;
 c – суммарная прибавка к расчетной толщине стенки.

При проверочном расчете цилиндрической оболочки определяют внутреннее избыточное давление [2]:

$$p = \frac{2 \varphi_p (s - c)}{D + (s - c)}.$$

Величины $[\sigma]$, φ_p и c принимают по ГОСТ 14249-89.

Коническая оболочка. Рассмотрим коническую часть сосуда, нагруженную внутренним избыточным давлением (рис. 1.4).

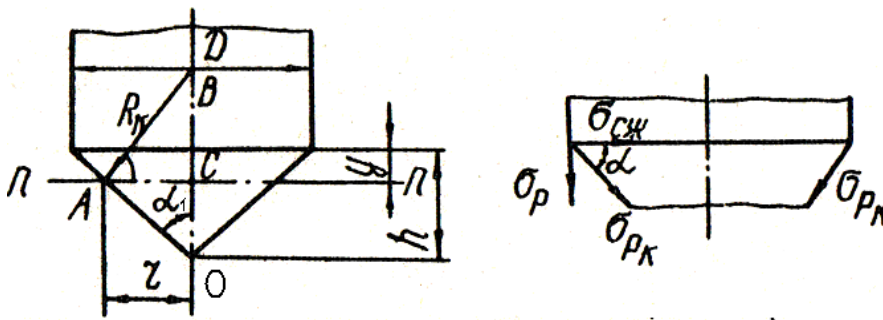


Рис. 1.4. Схема к расчету напряжений:

а – в конической части оболочки; б – в месте перехода от конуса к цилиндру

Определим меридиональные напряжения из уравнения (1.2) при $R_m \rightarrow \infty$:

$$\sigma_k = \frac{p R_k}{s_1}, \quad (1.10)$$

где s_1 – толщина стенки конической оболочки.

Величину кольцевого радиуса R_k определим из $\triangle ABC$

$$R_k = \frac{(h - y) \operatorname{tg} \alpha_1}{\cos \alpha_1}.$$

Подставив в уравнение (1.10) значение R_k , получим

$$\sigma_k = \frac{p(h - y) \operatorname{tg} \alpha_1}{s_1 \cos \alpha_1}.$$

Очевидно, что σ_{kmax} будет при $y = 0$, т.е. в месте сопряжения конуса с цилиндром

$$\sigma_{kmax} = \frac{p h \operatorname{tg} \alpha_1}{s_1 \cos \alpha_1}.$$

Заменим $\operatorname{tg} \alpha_1$ его значением из рис. (1.4): $\operatorname{tg} \alpha_1 = D/2h$, тогда

$$\sigma_{\kappa max} = \frac{pD}{2s_1 \cos \alpha_1}. \quad (1.11)$$

Меридиональные напряжения определим из условия, что вертикальная составляющая σ_m в любом сечении $n-n$ уравнивает нагрузку F_z , приходящуюся на оболочку ниже сечения $n-n$:

$$F_z = 2\pi r s_1 \sigma_m \cos \alpha_1,$$

где вертикальная нагрузка от действия избыточного давления $F_z = \pi r^2 p$.

Тогда

$$\sigma_m = \frac{pr}{2s_1 \cos \alpha_1}.$$

Заменив r его значением из ΔABO , получим $\sigma_m = \frac{(h-y) \operatorname{tg} \alpha_1 p}{2s_1 \cos \alpha_1}$. При

$y = 0$ меридиональные напряжения, как и кольцевые, достигают максимальной величины

$$\sigma_{m max} = \frac{pD}{4s_1 \cos \alpha_1}. \quad (1.12)$$

Из сравнения уравнений (1.11) и (1.12) следует, что кольцевые напряжения в два раза превышают меридиональные.

Условие прочности по теории наибольших касательных напряжений имеет вид

$$\begin{aligned} \sigma_3 &= \frac{pD}{2s_1 \cos \alpha_1} \leq [\sigma]. \\ S_{\kappa R} &= \frac{pD_{\kappa}}{2 \sqrt{\varphi_p - p} \cos \alpha_1} - \frac{1}{\cos \alpha_1}. \\ S_{\kappa} &\geq S_{\kappa R} + c, \end{aligned} \quad (1.13)$$

где D_{κ} – расчетный диаметр гладкой конической оболочки;

$s_{\kappa R}$ – расчетная толщина стенки конической оболочки;

s_R – исполнительная толщина стенки конической оболочки;

α_1 – половина угла при вершине конической оболочки.

Допускаемое внутреннее избыточное давление определяют по формуле

$$[p] = \frac{2 \sqrt{\varphi_p} (s_{\kappa} - c)}{D_{\kappa} / \cos \alpha_1 + s_{\kappa} - c}$$

Параметры D_{κ} , φ_p , $[\sigma]$ и c определяют по ГОСТ 14249-89. Расчетный диаметр гладкой конической оболочки D_{κ} определяется в зависимости от модели узлов. В аппаратах целлюлозного производства широко распро-

странены узлы конических оболочек, схемы которых представлены на рис. (1.5).

Для конической оболочки без тороидального перехода (рис. 1.5,а)

$$D_k = D - 1,4 a_1 \sin \alpha_1.$$

Для конической оболочки с тороидальным переходом (рис. 1.5,б)

$$D_k = D - 2 [r(1 - \cos \alpha_1) + 0,7 a_1 \sin \alpha_1]. \quad (1.14)$$

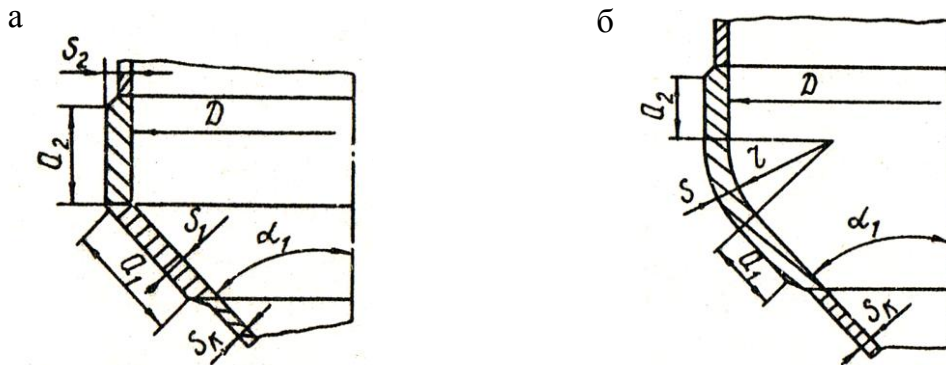


Рис. 1.5. Расчетные модели узлов конических оболочек:
а – соединение конической и цилиндрической оболочек без тороидального перехода; б – то же с тороидальным переходом

Применение оболочки с тороидальным переходом является предпочтительным по условиям прочности корпуса.

1.3. Расчет участков перехода от конических днищ к цилиндрическим или сферическим оболочкам

Теория тонкостенных оболочек полностью применима для ёмкостей с постоянным или монотонно изменяющимися главными радиусами кривизны ρ_k и ρ_m , имеющих форму шара, конуса, цилиндра. В аппаратах широко применяются емкости в виде сочетаний оболочек этих форм. В местах перехода от конических днищ к цилиндрическим (рис. 1.5,а) или сферическим элементам форма сосуда такова, что меридиональное сечение имеет излом. В месте перехода от конуса к цилиндру радиус кривизны ρ_m обращается в нуль или близок к нулю (рис. 1.5,б).

Уравнение (1.2) приобретает вид

$$\frac{\sigma_k}{\rho_k} + \frac{\sigma_m}{0} = \frac{p}{s}.$$

Если при этом σ_m не обращается в нуль, то $\sigma_k \rightarrow \infty$. Это показывает, что для обеспечения равновесия внешних и внутренних сил в месте соединения оболочек различных форм необходимо в меридиональном сечении применить укрепляющие кольца. Снижению местных напряжений способствует также плавный торосферический переход от конуса к цилиндру.

При расчете укрепляющего кольца предполагают, что стенки оболочки работают только на растяжение (рис.1.4,б). Растягивающие напряжения σ_{pk} , возникающие в днище под действием избыточного внутреннего давления, наклонены у цилиндрического у цилиндрического кольца под углом α и могут быть расположены на горизонтальную и вертикальную составляющие. Вертикальная составляющая напряжения воспринимается укрепляющим кольцом цилиндрической части. Горизонтальные составляющие вызовут сжатие укрепляющего кольца. На единицу укрепляющего кольца приходится давление

$$p = \sigma_{pk} s_1 \cos \alpha_1,$$

где s_1 – толщина укрепляющего кольца.

Укрепляющие кольца выполняют в виде утолщенной цилиндрической или конической оболочек [1] в месте перехода от цилиндра к конусу.

Расчет длин переходных частей оболочек [2]

Расчетные длины переходных частей оболочек (рис.1.5,а) определяются по формулам:

$$a_1 = 0,7 \sqrt{\frac{D}{\cos \alpha_1} (s_1 - c)};$$

$$a_2 = 0,7 \sqrt{D(s_2 - c)}.$$

Расчетная длина тороидального перехода (рис.1.5,б)

$$a_1 = a_2 = \sqrt{D(s_T - c)},$$

где s_T – исполнительная толщина стенки тороидального перехода от конической оболочки к цилиндрической.

Расчет стенок переходных частей оболочек [2]

Для соединения оболочек без тороидального перехода расчетные формулы применимы при условиях $\alpha_1 \leq 60^\circ$, $(s_1 - c) \geq (s_2 - c)$. Толщину стенки определяют по формулам:

$$s_{2R} = \frac{p D \beta_1}{2[\sigma]_2 \varphi_R - p}; \quad s_2 \geq c_{2R} + c,$$

где β_1 – коэффициент, определяется по [2];

$[\sigma]_2$ – допускаемое напряжение участка перехода;

φ_R – расчетный коэффициент прочности сварного шва.

Расчет толщины стенки элемента s_1 перехода определяется из отношения толщин стенок $(s_1 - c)/(s_2 - c)$:

$$s_1 \geq \left\{ \frac{s_1 - c}{s_2 - c} \right\} s_{2R} + c.$$

Допускаемое внутреннее избыточное или наружное давления определяют по формуле

$$[p] = \frac{2 [\sigma]_2 \varphi_R (s_2 - c)}{D \beta_1 / \cos \alpha_2 + (s_2 - c)}.$$

Для соединения оболочек с тороидальным переходом расчетные формулы применимы при выполнении условий: $\alpha_1 \leq 70^\circ$,

$$(s_1 - c) \geq (s_2 - c).$$

$$s_R = \frac{p D \beta_3}{2 [\sigma]_2 \varphi_R - p}; \quad s_1 \geq s_R + c,$$

где β_3 – коэффициент формы $\beta_3 = \max \{0,5; \beta; \beta_T\}$; коэффициенты β и β_T определяются по [2].

Допускаемое внутренне избыточное или наружное давление из условия прочности переходной части рассчитывают по формуле

$$[p] = \frac{2 [\sigma]_2 \varphi_R (s_T - c)}{D \beta_3 + (s_T - c)}.$$

1.4. Расчет выпуклых днищ

Выпуклые днища (рис. 1.6) применяются в оболочках варочных котлов установок непрерывной варки, в конструкциях варочных труб многотрубных варочных аппаратов, в вакуум-выпарных аппаратах и других аппаратах целлюлозного производства.

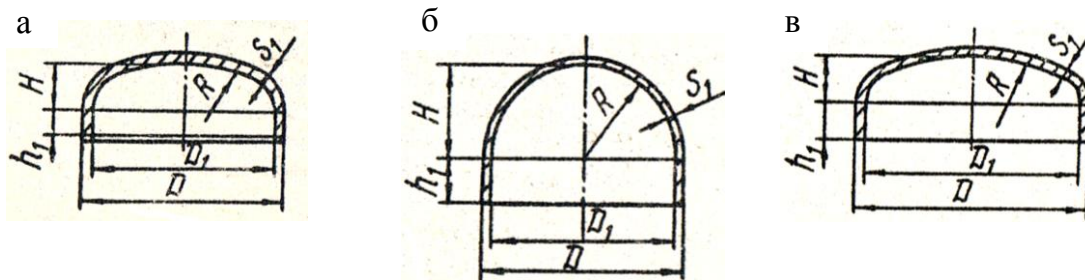


Рис. 1.6. Выпуклые днища:
а – эллиптическое; б – полусферическое; в – торосферическое

В зависимости от соотношения параметров R , D и r приняты следующие типы торосферических днищ:

тип А – $R \approx D_1$; $r_1 \geq 0,095 D$;

тип В – $R \approx 0,9 D_1$; $r_1 \geq 0,170 D$;

тип С – $R \approx 0,8 D_1$; $r_1 \geq 0,150 D$.

Эллиптические и полусферические днища, нагруженные внутренним избыточным давлением

Толщина стенки

$$s_{1R} = \frac{pR}{2\varphi[\sigma] - 0,5p}; \quad s_1 \geq s_{1R} + c.$$

Допускаемое внутренне избыточное давление

$$[p] = \frac{2\sigma_1 - c}{R + 0,5\sigma_1 - c} \varphi \left[\frac{R}{\sigma_1} \right].$$

Радиус кривизны в вершине днища $R = D^2/4H$, где $R \approx D$ для эллиптических днищ с $H = 0,25 D$.

Если длина цилиндрической отбортованной части днища

$h_1 > 0,8 \sqrt{D(\sigma_1 - c)}$ (для эллиптического днища) или

$h_1 > 0,3 \sqrt{D(\sigma_1 - c)}$ (для полусферического днища), то толщина днища должна быть не меньше толщины сферической оболочки, рассчитанной при $\varphi_p = 1$.

Торосферические днища, нагруженные внутренним избыточным давлением

Толщина стенки в краевой зоне

$$s_{1R} = \frac{pD_1\beta_1}{2\varphi[\sigma]}; \quad s_1 \geq s_{1R} + c.$$

Для сварных днищ дополнительно проверяют толщину стенки в центральной зоне

$$s_{1R} = \frac{pR}{2\varphi \left[\frac{R}{\sigma_1} \right] + p}; \quad s_1 \geq s_{1R} + c.$$

Допускаемое внутренне избыточное давление из условия прочности

$$[p] = \frac{2\sigma_1 - c}{D_1\beta_2} \varphi \left[\frac{R}{\sigma_1} \right]. \quad (1.15)$$

Для сварных днищ дополнительно проверяют допустимое избыточное давление из условия прочности центральной зоны

$$[p] = \frac{2 \left[\sigma_1 - c \right] \left[\frac{R}{R + \sigma_1 - c} \right]}{R + \sigma_1 - c} \quad (1.16)$$

За допускаемой принимается меньшее из давлений, определяемых по формулам (1.15) и (1.16).

Коэффициенты β_1 и β_2 определяют в соответствии с рис. 1.7 и рис. 1.8.

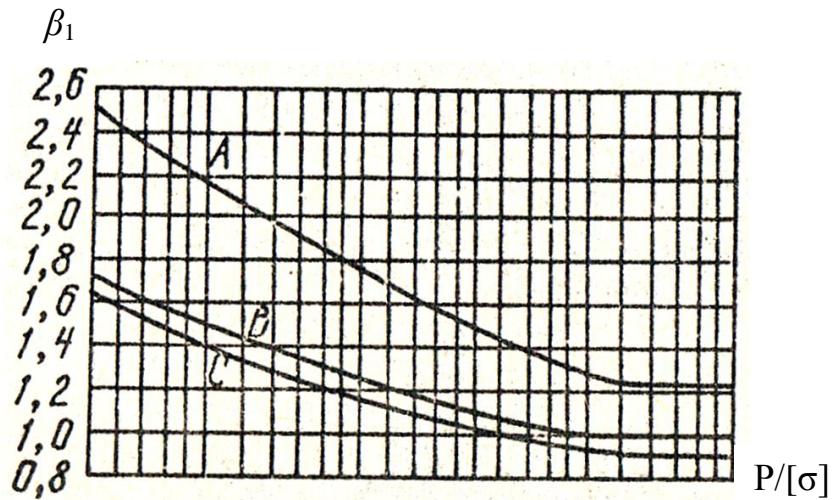


Рис. 1.7. Графики для определения коэффициента β_1

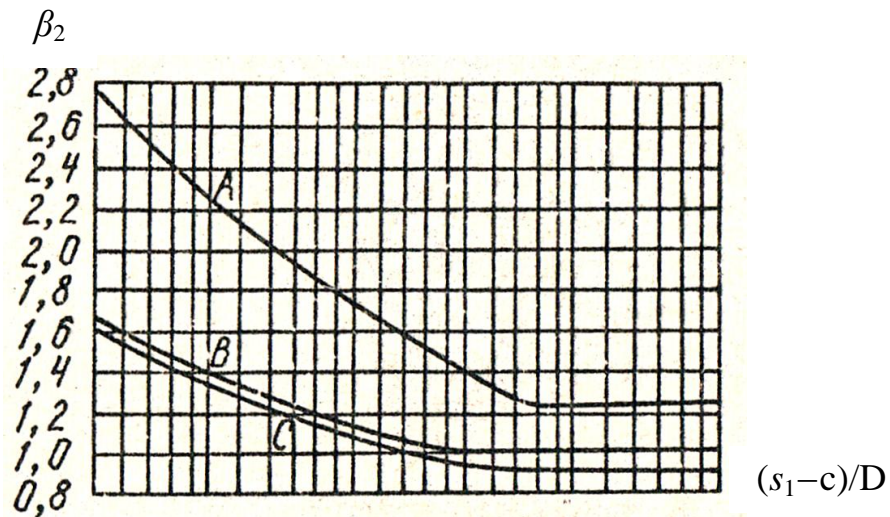


Рис. 1.8. Графики для определения коэффициента β_2

2. РАСЧЕТ КОРПУСА ВАРОЧНОГО КОТЛА ПЕРИОДИЧЕСКОГО ДЕЙСТВИЯ

2.1. Описание конструкции корпуса котла

Варочные котлы периодического действия являются основными аппаратами целлюлозного производства. Современный варочный котел периодического действия представляет собой тонкостенный вертикальный сосуд сварной конструкции, установленный на четырех опорах. Корпус варочного котла (рис. 2.1) состоит из цилиндрической части с верхним и нижним коническими днищами. Между цилиндрической частью и коническими днищами имеются тороидальные переходы. Большие радиусы тороидальных переходов равны внутреннему радиусу цилиндрической части котла. Переменный радиус тороидального перехода от цилиндрической части к верхнему коническому днищу описывает в меридиональном сечении угол 45° , к нижнему коническому днищу – 30° . верхнее коническое днище имеет при вершине угол 90° , нижнее – 60° . верхнее и нижнее коническое днище заканчивается горловинами. Принцип действия и устройство варочных котлов подробно изложены в [3]. Основные размеры, параметры и типы современных варочных котлов периодического действия регламентированы [4]. В соответствии с ним варочные котлы бывают двух типов КВСа и КВСи.

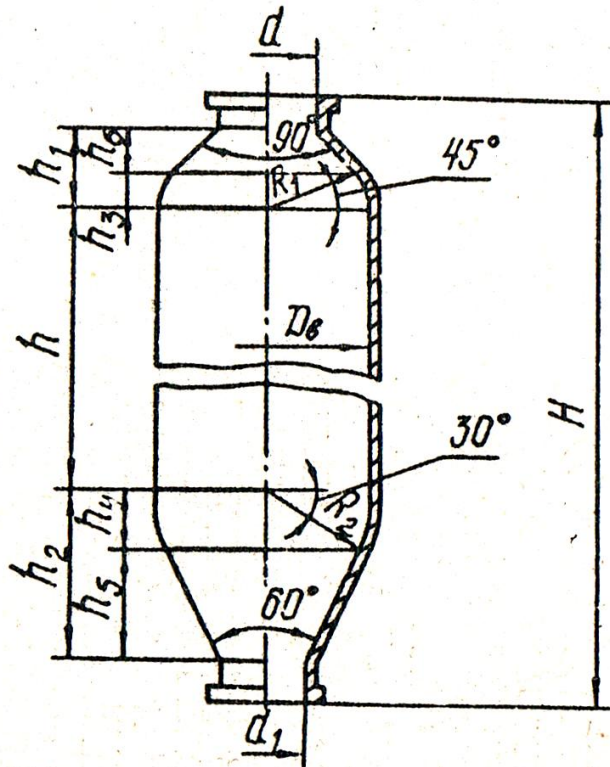


Рис. 2.1. Форма корпуса варочного котла

КВСа – котлы, предназначенные для сульфатного ($p_y = 1,0$ МПа) и сульфатного с предгидролизом ($p_y = 1,25$ МПа) способов производства целлюлозы. Основные размеры котлов типа КВСа представлены в табл. 2.1. и КВСи.

Таблица 2.1

Котлы варочные для сульфатного и сульфатного с предгидролизом способов производства целлюлозы

Номинальная емкость, м ³	Размеры, мм							
	D_6	d	d_1	H	h	h_1	h_2	R
100	3600	-	-	13300	7160	2140	3000	1800
140	4000	800	700	15000	8070	2430	3400	2000
200	4500	-	-	16900	9220	2780	3900	2250

В технической документации используются следующие условные обозначения варочных котлов:

КВСа-140-I – для сульфатного способа производства целлюлозы ёмкостью 140 м³;

КВСа-140-II – для сульфатного с предгидролизом способа производства целлюлозы ёмкостью 140 м³.

КВСа-140-I изготавливаются из углеродистой стали, исполнения II – из двухслойной стали с внутренним коррозионно-стойким слоем.

Основные размеры котлов типа КВСи представлены в табл. 2.2.

Таблица 2.2

Котлы варочные для сульфитного способа производства целлюлозы

Номинальная емкость, м ³	Размеры, мм							
	D_6	d	d_1	H	h	h_1	h_2	R
160	5000	800	800	12900	4360	3140	4300	2500
200				14900	6360	-	-	-
250				15700	6300	3490	4810	2750
320	6000	1000		17000	6750	3750	5300	3000
400	6400			18500	7520	4030	5800	3200

Примеры условного обозначения:

КВСи-200-1,0 – для сульфатного способа производства целлюлозы ёмкостью 200 м³ на $p_y = 1,0$ МПа;

КВСи-200-1,25 – для сульфатного способа производства целлюлозы ёмкостью 200 м³ на $p_y = 1,25$ МПа.

Материал корпуса котла типа КВСи – двухслойная сталь. Основной слой изготавливается из углеродистой стали, внутренний слой - коррозионно-стойкой стали.

В технически обоснованных случаях (при замене варочных котлов на действующих предприятиях) допускается применять не предусмотренные стандартом ёмкости котлов всех типов по [4] с отклонением $\pm 25\%$ за счет изменения высоты цилиндрической части котла и изготовления верхнего дна сферическим.

2.2. Расчет внутреннего объема корпуса

Расчет заключается в определении объемов составных частей котла: верхнего и нижнего тороидальных переходов, верхнего и нижнего конических днищ и цилиндрической части.

Объем вертикального тороидального перехода (шарового пояса)

$$V_v = \frac{1}{6} \pi h_3 (R^2 + 3r_v^2 + h_3^2), \quad (2.1.)$$

где R – большой радиус сечения тороидального перехода;

r_v – меньший радиус сечения тороидального перехода;

h – высота верхнего тороидального перехода.

В соответствии с ОСТ 26-08-328-79 $R = 0,5D_v$, $r_v = R \cos 45^\circ$,

$$h_3 = R \sin 45^\circ.$$

Объем нижнего тороидального перехода

$$V_n = \frac{1}{6} \pi h_4 (R^2 + 3r_n^2 + h_4^2), \quad (2.2)$$

где по [4] $R = 0,5D_v$, $r_n = R \cos 30^\circ$, $h_4 = R \sin 30^\circ$.

Объем нижней конической оболочки

$$V_{н.н} = \frac{1}{3} \pi h_5 (R_1^2 + r_1^2 + R_1 r_1), \quad (2.3)$$

где h_5 – высота нижней конической оболочки;

R_1 – большой радиус нижней конической оболочки;

r_1 – меньший радиус нижней конической оболочки.

В соответствии с [4] $h_5 = h_2 - h_4$, $r_1 = 0,5d_1$, $R_1 = R \cos 30^\circ$.

Объем верхней конической оболочки

$$V_{в.н} = \frac{1}{3} \pi h_6 (R_2^2 + r^2 + R_2 r), \quad (2.40)$$

где h_6 – высота верхней конической оболочки;

R_2 – большой радиус верхней конической оболочки;

r – меньший радиус верхней конической оболочки.

Для варочных котлов по [4] $h_6 = h_1 - h_3$, $r = 0,5d$, $R_2 = R \cos 45^\circ$,
 Объем цилиндрической части корпуса котла

$$V_{ц} = \frac{\pi D_в^2}{3} h,$$

где h – высота котла.

Объем котла без учета объемов верхней и нижней горловин

$$V_{к} = V_{ц} + V_{в} + V_{н} + V_{в.н} + V_{н.н}.$$

2.3. Расчет корпуса варочного котла на прочность

Обоснование применения расчетных формул

Расчет на прочность отдельных элементов корпуса котла производится в соответствии с [2,4] на основании технологических характеристик процесса варки (температуры, давления, агрессивности среды, режима Работы) и определения геометрических размеров котла. Все элементы варочных котлов удовлетворяют условиям тонкостенности (см. табл. 1.1).

Расчетная температура аппарата определяются на основании тепловых расчетов и результатов испытаний [2]. При положительных температурах за расчетную температуру стенки элемента сосуда следует принимать наибольшее значение температуры стенки.

Для сульфатного и сульфитного способов производства целлюлозы и полуцеллюлозы максимальная температура в варочных котлах не превышает 200°C [5]. Расчетные температуры варочных котлов не достигают значения, при которых возникает ползучесть материалов. Допускаемые напряжения материалов котлов можно определять по пределу прочности или по текучести, а расчет на прочность производить по расчетным формулам (1.6)–(1.16).

Если у аппаратов целлюлозного производства отсутствуют точные данные о температурном режиме их работы, то формулы (1.6)–(1.16) применяют при условии, что расчетная температура стенки оболочки из углеродистой стали не превышает 380°C , из низколегированной – 420°C и аустенитной – 525°C .

Рабочее, расчетное и пробное давления

За рабочее давление сосуда и аппарата принимается максимальное внутреннее избыточное или наружное давление, возникающее при нормальном протекании рабочего процесса, без учета гидростатического давления среды и допустимого кратковременного повышения давления во время действия предохранительного клапана или других предохранительных устройств.

За расчетное давление понимается максимальное избыточное давление среды в аппарате, допускаемое при эксплуатации без учета гидростатического давления от столба жидкости при температуре стенок аппарата 20°C . Для рабочих температур стенок корпуса аппарата условные давления снижают пропорционально снижению допускаемых напряжений при этих температурах для каждой марки металла.

При повышении давления в аппарате ввремя действия предохранительных устройств более, чем на 10 % по сравнению с рабочим элементом, аппарата должны рассчитываться на давление, равное 90 % давления, возникающего при полном открытии клапана или предохранительного устройства.

Для элементов, разделяющих пространство с разными давлениями (например, в аппаратах с обогревающими рубашками), за расчетное давление принимается либо каждое в отдельности, либо давление, которое требует большей толщины стенки рассчитываемого элемента. Если обеспечивается одновременное действие давлений, то допускается производить расчет на разность давлений.

Если на элемент аппарата действует гидростатическое давление, составляющее более 5 % от рабочего, то расчетное давление этого элемента должно быть повышено на эту же величину.

За пробное давление в аппарате принимается давление, в котором производится испытание аппарата. Испытание производится с целью проверки оболочки на прочность. Под воздействием пробного давления могут наблюдаться пластическая деформация металла и значительное выравнивание напряжения металла по толщине стенки оболочки в местах концентрации напряжения и в зоне краевых участков.

В целлюлозном производстве варочное оборудование проверяют на пробное давление при гидравлических испытаниях. По нормам Госгортехнадзора [6] при рабочем давлении в аппарате $p \leq 0,5 \text{ МПа}$ пробное давление $p_{nd} \leq 1,5p$, а при $p > 0,5 \text{ МПа}$ ($p + 0,3 \text{ МПа}$) $> p_{nd} \geq 1,5p$.

Допускаемое напряжение, коэффициенты запаса прочности и устойчивости

Допускаемое напряжение $[\sigma]$ при расчете по предельным нагрузкам сосудов или аппаратов, работающих при статических однократных нагрузках, определяется по формулам:

- для углеродистых и низколегированных сталей

$$[\sigma] = \eta_{\min} \left(\frac{\sigma_T}{n_T} \text{ или } \frac{\sigma_{0,2}^{20}}{n_T}; \frac{\sigma_B}{n_B}; \frac{\sigma_{д10^5}}{n_д}; \frac{\sigma_{1\%10^5}}{n_n} \right); \quad (2.4)$$

- для аустенитных сталей

$$[\sigma] = \eta_{\min} \left(\frac{\sigma_{1,0}}{n_r}; \frac{\sigma_B}{n_B}; \frac{\sigma_{д10^5}}{n_d}; \frac{\sigma_{1\%10^5}}{n_n} \right),$$

где η_{\min} – поправочный коэффициент к допускаемым напряжениям;

σ_r – минимальное значение предела текучести при расчетной температуре, МПа;

$\sigma_{0,2}^{20}$ – минимальное значение условного предела текучести при температуре 20⁰ С, МПа;

σ_B – минимальное значение временного сопротивления (предела текучести при расчетной температуре, МПа;

$\sigma_{д10^5}$ – среднее значение предела длительной прочности за 10⁵ часа при расчетной температуре, МПа;

$\sigma_{1\%10^5}$ – средний 1 %-й предел ползучести за 10⁵ часа при расчетной температуре, МПа;

$\sigma_{1,0}$ – минимальное значение условного предела текучести при расчетной температуре (напряжение при котором остаточное удлинение составляет 1 %), МПа;

n_r, n_B, n_d, n_n – коэффициенты запаса прочности.

К сосудам или аппаратам, работающим при однократных статических нагрузках, условно относят также сосуды и аппараты, работающие при многократных статических нагрузках, где количество циклов нагружения давлением, температурных деформаций и других воздействий не превышает 10³. Такая нагрузка в расчетах на прочность считается однократной. При определении числа циклов нагружения не учитывается колебание нагрузки в пределах 15 % от расчетной.

Варочное оборудование периодической варки работает в условиях многократных статических нагрузок. Количество циклов нагружения от давления, температурных деформаций и других воздействий за расчетный срок эксплуатации в 20 лет превышает $2 \cdot 10^4$, что больше значений, при которых нагрузка условно считается однократной [2]. Однако колебания нагрузки для варочного оборудования не превышает 15 % от расчетной. Поэтому допускаемые напряжения при расчете варочного оборудования по предельным нагрузкам можно определять так же, как для аппаратов, работающих при статических однократных нагрузках.

Для условий испытания допускаемое напряжение определяется по формуле

$$[\sigma] = \frac{\sigma_r^{20}}{n_r} \text{ или } \frac{\sigma_{0,2}^{20}}{n_r}.$$

Коэффициенты запаса прочности в зависимости от условий нагружения приведены в табл.2.3.

Таблица 2.3

Коэффициенты запаса прочности

Условия нагружения	n_r	n_b ,	n_d	n_n
Рабочие условия	1,5	2,4	1,5	1,0
Условия испытания:				
гидравлические	1,1	-	-	-
пневматические	1,2	-	-	-

Поправочный коэффициент к допускаемым напряжениям $\eta = 1,0$ за исключением стальных отливок: $\eta = 0,8$ – для отливок, подвергающихся индивидуальному контролю неразрушающимися методами; $\eta = 0,7$ – для остальных отливок.

Для сталей, используемых в химическом машиностроении, для рабочих условий допускаемые напряжения, определенные по формуле (2.4) при $\eta = 1,0$, должны соответствовать [2].

Коэффициент запаса устойчивости n_y при расчете сосудов и аппаратов на устойчивость по нижним критическим напряжениям в пределах упругости принимают: $n_y = 2,4$ для рабочих условий; $n_y = 1,8$ для условий испытания и монтажа.

Коэффициенты прочности сварных швов

При расчете на прочность сварных элементов сосуда или аппарата в формулы вводят коэффициенты прочности сварных соединений:

φ_p – продольного шва цилиндрической или конической оболочек;

φ_T – кольцевого шва цилиндрической или конической оболочек;

φ_k – сварных швов кольца жесткости;

φ_a – поперечного шва для укрепляющего кольца;

$\varphi, \varphi_A, \varphi_B$ – швов выпуклых и плоских днищ и крышек;

Значения коэффициентов прочности сварных швов в зависимости от длины контролируемых швов (1 – 100 % от общей длины шва; 2 – от 10 до 50 %) приведены в табл. 2.4.

Прибавки к расчетным толщинам конструктивных элементов

Исполнительная толщина стенок элемента сосуда определяется по формулам, приведенным в разделе 1.2 с учетом прибавки c к расчетным толщинам элементов сосуда, которая определяется по формуле

$$c \geq c_1 + c_2 + c_3,$$

где c_1 – прибавка для компенсации коррозии и эрозии;

c_2 – прибавка для компенсации минусового допуска;

c_3 – прибавка технологическая.

Обоснование всех прибавок к расчетным толщинам приводится в технической документации. При двухстороннем контакте с коррозионной и (или) эрозионной средой прибавка c_1 для компенсации коррозии и (или) эрозии должна соответственно увеличиваться.

Технологическая прибавка c_3 предусматривает компенсацию утонения стенки элемента сосуда или аппарата при технологических операциях (вытяжке, штамповке, гибке труб и т.д.). В зависимости от принятой технологии эту прибавку учитывает предприятие-изготовитель при разработке рабочих чертежей.

Прибавки c_2 и c_3 учитывают в тех случаях, когда их суммарная величина превышает 5 % номинальной толщины листа. Технологическая прибавка c_3 не включает в себя округление расчетной толщины до стандартной толщины листа.

Проверка на усталостную прочность

Для сосудов и аппаратов, работающих при многократных нагрузках с количеством циклов нагружения давлением, температурных деформаций или других воздействий более 10^3 за срок эксплуатации, кроме расчета на прочность по [2], следует выполнять проверку на усталостную прочность.

Если колебания нагрузки не превышают 15 % от расчетной, то проверку на усталостную прочность не рассчитывают.

Таблица 2.4

Коэффициенты прочности сварных швов

Вид сварного шва	1	2
1. Стыковой или тавровый с двухсторонним сплошным проваром, выполняемый автоматической или полуавтоматической сваркой.	1,0	0,9
2. Стыковой с подваркой корня шва или тавровый с двухсторонним сплошным проваром, выполняемый вручную.	1,0	0,9
3. Стыковой, доступный сварке только с одной стороны, имеющий в процессе сварки металлическую подкладку со стороны корня шва, прилегающую по своей длине шва к основному металлу.	0,9	0,8
4. Тавровый с конструктивным зазором свариваемых деталей.	0,8	0,65
5. Стыковой, выполняемый автоматической или полуавтоматической сваркой с одной стороны с флюсовой или керамической подкладкой	0,9	0,8
6. Стыковой, выполняемый вручную с одной стороны	0,8	0,65

3. РАСЧЕТ КОРПУСОВ АППАРАТОВ, НАГРУЖЕННЫХ НАРУЖНЫМ ДАВЛЕНИЕМ

3.1. Устойчивость формы оболочек

Наружным давлением при эксплуатации оборудования нагружены оболочки выпарных аппаратов, варочных котлов периодического действия при выдувке целлюлозной массы, внутренних поглотительных колонок башен линии отбелки и другого оборудования. Под воздействием наружного давления в стенках оболочки возникают напряжения сжатия. Если напряжения сжатия превышают допустимые по условиям прочности, может произойти разрушение аппарата. Тонкостенные аппараты, нагруженные наружным давлением, при определенных условиях могут потерять устойчивость, т.е. потерять свою первоначальную форму, изменить размеры, что сделает невозможной их эксплуатацию.

Потеря устойчивости оболочки происходит при напряжениях значительно более низких, чем при разрушении. Под воздействием некоторого давления, называемого критическим, поперечное сечение первоначально круглой оболочки, начинает искажаться, приобретая волнообразную форму (рис. 3.1).

Число волн может быть любым. На длинных высоких аппаратах или трубопроводах без укрепляющих элементов под действием наружного давления в поперечном сечении образуются две волны, т.е. происходит сплющивание. Потеря первоначальной формы оболочек под действием внешнего давления, величина которого превышает критическое значение, не является результатом отклонения поперечного сечения оболочки от правильной цилиндрической формы. Смятие произойдет даже при идеальной цилиндрической форме аппарата, и отклонение от неё только понизит величину критического давления.

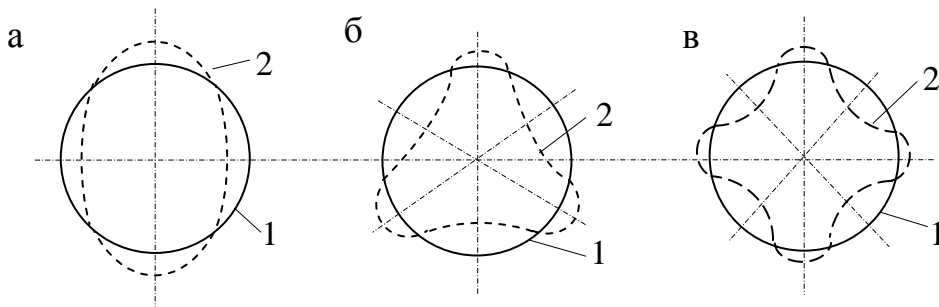


Рис. 3.1. Искажение формы поперечного сечения оболочки под действием наружного давления:
а – деформация оболочки с двумя волнами; б – то же с тремя волнами;
в – то же с четырьмя волнами

Критическим считают наружное давление, при достижении которого оболочки теряют устойчивость и не восстанавливают первоначальной формы после снятия наружного давления. Если на аппарат действует давление, величина которого ниже критического значения, то после снятия давления первоначальная форма аппарата восстанавливается. Потеря устойчивости формы аппаратов напоминает потерю устойчивости балок, нагруженных аксиальными силами и работающих на продольный изгиб.

Критическое давление зависит от толщины стенки s , длины оболочки L , диаметра оболочки D , модуля упругости E и коэффициента Пуассона μ материала. Большое значение имеют отношения s/D и L/D [6].

Если отношение $L/D = \kappa \sqrt{D/s}$, то критическое давление не зависит от длины цилиндра [7]:

$$L_{кр} = \kappa D \sqrt{D/s},$$

где $L_{кр}$ – критическая длина оболочки.

Если отношение находится в интервале $0,0097 \leq D/s \leq 0,0146$, то $\kappa = 1,73$.

Оболочки, у которых $L > L_{кр}$, называются длинными; короткими, если $L \leq L_{кр}$. Условия закрепления краев оболочки влияют на критическое давление. Если оболочка длинная краевые силы и моменты практически не влияют на её части, удаленные от краев.

Для коротких оболочек условия на краях влияют на величину критического давления, которое зависит от отношений s/D и L/D . На коротких оболочках может образоваться не две, а несколько волн. Разному числу волн соответствуют разные критические давления.

Допускаемое наружное рабочее давление принимают при расчетах значительно ниже критического

$$[p] \leq p_{кр} / m,$$

где m – коэффициент запаса устойчивости; принимается от 4 до 7,5.

Меньшие значения коэффициента устойчивости допускаются для конструкций точно изготовленных и расположенных вертикально. По нормам Ростехнадзора для длинных вертикальных оболочек $m = 4$; для коротких вертикальных цилиндров $6 < m < 7$; для длинных горизонтальных цилиндров $m = 5$; для коротких горизонтальных оболочек $6,5 < m < 7,5$. Для горизонтально расположенных аппаратов первоначальная овальность возрастает из-за действия веса, загружаемой массы, поэтому для них принимают большие значения m .

Расчетной длиной аппаратов, подверженных наружному давлению, является расстояние между смежными заделками (фланцами, трубными досками, кольцами жесткости) [8]. Эллиптические, полусферические и тороидальные днища также являются заделками, но благодаря гибкости

края жестким сечения крышки условно считают сечение, находящееся на расстоянии $1/3$ высоты крышки. Если разные элементы жесткости делят оболочку по длине на неравные части, то за расчетную длину оболочки считают наибольшее расстояние между элементами жесткости, т.е. кольцом жесткости и началом переходной кривой днища плюс $1/3$ высоты днища.

С уменьшением расчетной длины аппаратов жесткость оболочки увеличивается, по этому для увеличения жесткости во многих случаях экономически целесообразно не увеличивать толщину стенки аппарата, а устанавливать специальные кольца жесткости. Некоторые конструктивные формы колец жесткости приведены на рис. 3.2. кольца жесткости крепятся к оболочке посредством сварки, реже – клепки. Общая длина сплошного или прерывистого шва должна быть меньше половины периметра аппарата. В этом случае соединение обеспечивает совместную работу колец и стенки оболочки. Кольца жесткости не должны иметь разрывов и ослаблений. Наружные кольца рекомендуется делать цельными. В кольцах, установленных внутри аппаратов, иногда делают отверстия (например, для стока жидкости в горизонтальных аппаратах). Ослабление в кольцах необходимо компенсировать таким образом, чтобы момент инерции в любом радиальном сечении был постоянным.

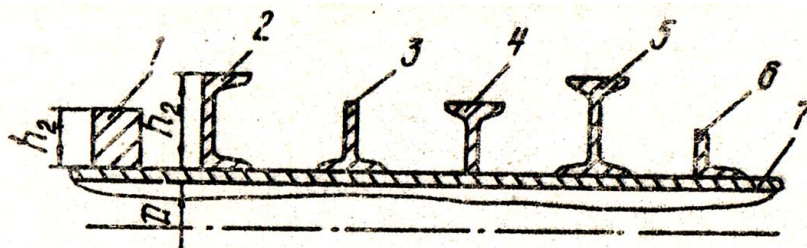


Рис. 3.2. Конструктивные формы колец жесткости:
1 – из полосовой стали; 2 – из швеллера; 3,4 – из тавра;
6 – из уголка; 7 – оболочка аппарата

Кольца жесткости аппаратов, изготовленных из дорогих высоколегированных сталей и цветных металлов, в целях экономии следует изготавливать из углеродистых сталей, а для того, чтобы они не подвергались коррозии, устанавливать их снаружи оболочек. При конструировании аппаратов, усиленных кольцами жесткости, аппарат разбивают по длине на несколько коротких участков. Длины участков принимают такими, чтобы оболочки работали на сжатие. Момент инерции колец жесткости принимается таким, чтобы кольцо сохранило устойчивость при действии по его периметру силы, равной произведению наружного давления на боковую поверхность оболочки, находящуюся между соседними кольцами:

$$q = \frac{p_{кр} A}{\pi D} = \frac{p m \ell_1}{\pi D},$$

где q – сила, равномерно расположенная по периметру кольца, Н/м;

p – наружное рабочее давление, Па;

ℓ_1 – расстояние между соседними кольцами, м.

Необходимый момент инерции кольца J , м⁴, по условиям устойчивости [7]

$$J = \left(\frac{D_k}{2}\right)^3 \frac{p_{кр} \ell_1}{3E_n} = \left(\frac{D_k}{2}\right)^3 \frac{p m \ell_1}{3E_n},$$

где D_k – диаметр нейтральной линии кольца, м;

E_n – модуль упругости материала, Н/м².

Расстояние между кольцами жесткости определяют из уравнения для расчета толщины стенок коротких оболочек

$$\ell \leq \frac{2,59 E_n D}{p m \sqrt{3}^{2,5}}.$$

Наименьшая толщина стенок оболочек при укреплении их кольцами сжатия определяется из расчета на сжатие по [2].

Усиление оболочек кольцами жесткости приводит к появлению значительных изгибных меридиональных напряжений из-за разной жесткости оболочки и кольца. Кольца жесткости устанавливают только на аппаратах, изготовленных из пластичных материалов (стали, меди и т.п.). Поскольку изгибные меридиональные напряжения являются краевыми, имеют местный характер, и пластические деформации в зоне колец жесткости существенно не снижают несущей способности оболочки, местные изгибные напряжения в расчет могут не приниматься.

Что касается оболочек из хрупких материалов, то установка колец жесткости только ухудшит их работу.

Расчетные характеристики оболочек, нагруженных наружным давлением, утверждены стандартом [2].

3.2. Расчет оболочек, нагруженных наружным давлением

Толщину стенки определяют по формулам:

$$s_R = \max \left\{ k_2 D \cdot 10^{-2}; \frac{1,1 p D}{2[\sigma]} \right\}; \quad (3.1)$$

$$s \geq s_R + c, \quad (3.2)$$

где k_2 – коэффициент, определяемый по номограмме из [1];

c – сумма прибавок к расчетной величине,

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

c_1 – прибавка для компенсации коррозии;

c_2 – прибавка для компенсации минусового допуска по толщине листа;

c_3 – технологическая прибавка, учитывающая утонение листа при штамповке.

Допускаемое наружное давление

$$[p] = \frac{[p]_p}{\sqrt{1 + ([p]_p/[p]_E)^2}}, \quad (3.3)$$

где $[p]_p$ – допускаемое давление из условия прочности,

$$[p]_p = \frac{2[\sigma](s - c)}{D + (s + c)}; \quad (3.4)$$

$[p]_E$ – допускаемое давление из условия устойчивости в пределах упругости,

$$[p]_E = \frac{18 \cdot 10^6 E D}{n_y \beta_1 L} \left[\frac{100(s - c)}{D} \right]^2 \sqrt{\frac{100(s - c)}{D}}, \quad (3.5)$$

где E – модуль продольной упругости при расчетной температуре, МПа;

L – расчетная длина оболочки, мм;

n_y – коэффициент запаса устойчивости;

β_1 – безразмерный коэффициент;

$$\beta_1 = \min \left\{ 1,0; 8,15 \frac{D}{L} \sqrt{\frac{100(s - c)}{D}} \right\}. \quad (3.6)$$

При определении расчетной длины оболочки L длина примыкающего элемента ℓ_3 равна:

$\ell_3 = H/3$ – для выпуклых днищ;

$\ell_3 = p/3 \operatorname{tg} \alpha$ – для конических оболочек без отбортовки.

$\ell_3 = \max \left[\frac{p}{3} \sin \alpha; D/3 \operatorname{tg} \alpha \right]$ – для конических оболочек с отбортовкой.

3.3. Расчет оболочек с кольцами жесткости, нагруженных наружным давлением

Для оболочек с кольцами жесткости дополнительно к общим требованиям к толстостенным оболочкам должны применяться следующие ограничения [2]:

- отношение высоты сечения кольца жесткости к диаметру $h_2/D \leq 0,2$ (рис. 3.3);

- расчетные формулы применяют при условии равномерного расположения колец жесткости;

- при неравномерной установке колец жесткости значения b и ℓ_1 подставляют для участка, на котором расстояние между двумя соседними кольцами жесткости максимальное;
- если $\ell_2 > \ell_1$, то за расчетную длину ℓ принимают ℓ_2 .

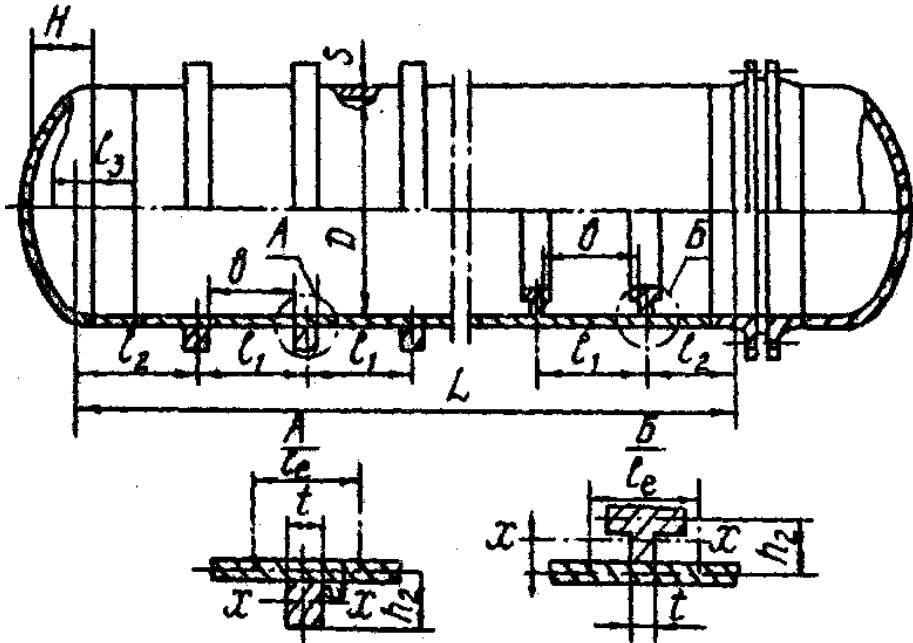


Рис. 3.3. Оболочка, подкреплённая наружным (А) и внутренним (Б) кольцами жесткости

Эффективная длина стенки оболочки, учитываемая при определении эффективного момента инерции, определяется из условия

$$\ell_e = \min \left\{ \ell_1; t + 1,1\sqrt{D(s-c)} \right\}, \quad (3.7)$$

где ℓ_1 – расстояние между двумя кольцами жесткости по осям, проходящим через центр тяжести поперечного сечения колец жесткости, мм.

$$J = J_k + \frac{\ell_1(s-c)^3}{10,9} + \frac{e^2 A_k \ell_e (s-c)}{A_k + \ell_e (s-c)}, \quad (3.8)$$

где J_k – момент инерции поперечного сечения кольца жесткости относительно оси, проходящей через центр тяжести поперечного сечения кольца (относительно оси $x-x$ на рис. 1.4), м^4 ;

A_k – площадь поперечного сечения кольца жесткости, м^2 ;

e – расстояние между центром тяжести поперечного сечения кольца и срединной поверхностью оболочки, мм.

При определении момента инерции кольца жесткости J_k следует учитывать прибавку c_1 для компенсации коррозии. Коэффициент жесткости оболочки, подкреплённой кольцами жесткости

$$K = \sqrt{\frac{10,9 J}{\ell_1 (s - c)^3}}. \quad (3.9)$$

Допускаемое наружное давление определяют по формуле

$$[p] = \min \{ [p]_1; [p]_2 \}, \quad (3.10)$$

где $[p]_1$ – допускаемое наружное давление, определяемое из условия устойчивости оболочки, МПа;

$[p]_2$ – допускаемое наружное давление, определяемое из условия устойчивости оболочки между двумя соседними кольцами жесткости, МПа,

$$[p]_1 = \frac{[p]_{1p}}{\sqrt{1 + ([p]_{1p}/[p]_{1E})^2}}, \quad (3.11)$$

где $[p]_{1p}$ – допускаемое наружное давление, определяемое из условия прочности оболочки при $\varphi_p = 1,0$ и $\varphi_k = 1,0$;

$$[p]_{1p} = \frac{2[\sigma]\varphi_p(s - c) + 2A_k/\ell_1 [\sigma]_k \varphi_k}{D + (s - c)}, \quad (3.12)$$

где $[\sigma]_k$ – допускаемое напряжение для кольца жесткости при расчетной температуре, МПа;

$[p]_{1E}$ – допускаемое наружное давление из условий устойчивости в пределах упругости, МПа;

$$[p]_{1E} = \frac{18 \cdot 10^6 E p}{K \beta_2 \eta_y} \frac{D}{L} \left[\frac{100 K (s - c)}{D} \right]^2 \sqrt{\frac{100 K (s - c)}{D}}, \quad (3.13)$$

где L – общая расчетная длина цилиндрической оболочки, укрепленной кольцами жесткости, мм;

β_2 – безразмерный коэффициент;

$$\beta_2 = \min \left\{ 1,0; 8,15 \frac{D}{L} \sqrt{\frac{D}{100 K (s - c)}} \right\}. \quad (3.14)$$

Допускаемое наружное давление $[p]_2$, определяемое из условий устойчивости оболочки между кольцами жесткости при $\ell_1 = b$ должно соответствовать давлению $[p]$, определенному по формуле (3.3). Вместо $[p]_p$, рассчитанного по формуле (3.4), допускается принимать $[p]_2$ при значении коэффициента $\varphi_T = 1,0$ по формуле

$$[p]_2 = \frac{2[\sigma]\varphi_T(s-c)}{D+(s-c)} \frac{2+\lambda_n^2}{1+\varphi_T \lambda_n^2/\varphi_p}, \quad (3.15)$$

где $\lambda_n^2 = \frac{b^2}{D(s-c)}$;

b – расстояние между двумя смежными кольцами жесткости, мм.

После определения размеров оболочки и кольца по конструктивным соображениям производят проверку оболочки на допускаемое наружное давление, которое определяют по формуле (3.10).

Толщину стенки s и расстояние между кольцами жесткости для заданного расчетного давления p определяют с помощью номограмм [1], принимая $\ell_1 = b$.

Расчетный эффективный момент инерции кольца жесткости

$$J_p = \frac{0,1 p D^3 \ell_1 n_y}{E} k_5, \quad (3.16)$$

где k_5 – коэффициент, определяется по графику [1].

Далее методом последовательных приближений выбирают профиль кольца жесткости с моментом инерции J_k , обеспечивающего выполнение условия $J \geq J_p$, где J – эффективный момент расчетного поперечного сечения кольца жесткости, определенного по формуле (3.8).

3.4. Расчет эллиптических и полусферических днищ, нагруженных наружным давлением

Толщина стенки (рис. 1.4) приближенно определяется по формулам:

$$s_{TR} = \max \left\{ \frac{k_3 R}{510} \sqrt{\frac{n_y p}{E \cdot 10^{-6}}}; \frac{p R}{2 [\sigma]} \right\}; \quad (3.17)$$

$$s_1 \geq s_{R1} + c. \quad (3.18)$$

Для предварительного расчета для эллиптических днищ $k_3 = 0,9$, для полусферических $k_3 = 1,0$.

Допускаемое наружное давление рассчитывают по формуле (3.3), в которой допускаемое из условия прочности

$$[p]_p = \frac{2[\sigma]\varphi_T(s_1-c)}{R+(s_1-c)}, \quad (3.19)$$

а допускаемое давление из условия устойчивости в пределах упругости

$$[p]_E = \frac{26 \cdot 10^{-6} E}{n_y} \left[\frac{100(s_1-c)}{k_3 R} \right]^2. \quad (3.20)$$

Коэффициент k_3 определяют по графикам (рис. 3.4) или, в зависимости от отношений H/D и $D/(s_1 - c)$, по формуле

$$k_3 = \frac{1 + (2,4 + 8x)x}{1 + (3,0 + 10x)x}, \quad (3.21)$$

где $x = \frac{10(s_1 - c)}{D} \left(\frac{D}{2H} - \frac{2H}{D} \right)$.

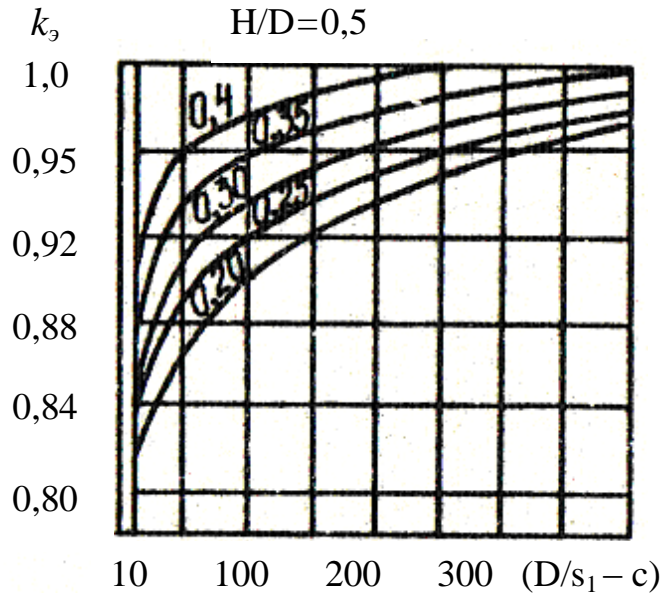


Рис. 3.4. График для определения коэффициента k_3

Торосферические днища, нагруженные наружным давлением рассчитывают по формулам (3.17)–(3.20) при $k_3 = 1$. Внешнее давление не должно превышать давление, определенное по формуле (1.15).

4. ФЛАНЦЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Для плотного соединения составных частей трубопроводов между собой и со штуцерами аппаратов для установок заглушек и крышек на люки и горловины применяют фланцевые соединения [9,10]. Фланцы различаются по конструкции и способу соединения с трубой или аппаратом, по внешней форме (круглые, квадратные, овальные, овальные с отверстиями), по форме привалочной поверхности (рис. 4.1).

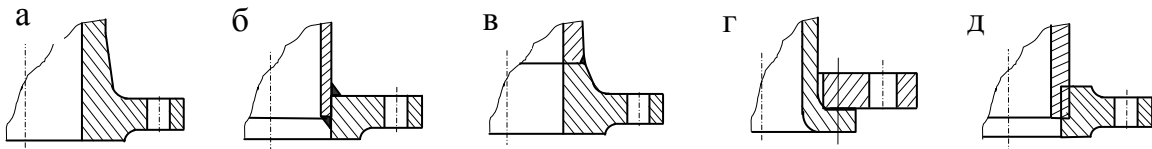


Рис. 4.1. Конструкции фланцев

а – литые, кованные (цельные); б – плоские приварные; в – приварные с шейкой;
г - свободные на отбортовке (или на приварном бурте);
д – свободные на резьбе

4.1. Расчет диска фланца

Расчет фланцевых соединений является сложной задачей, не нашедшей окончательного решения. Рассмотрим расчет диска свободного фланца по методу С.П. Тимошенко.

Свободный фланец в виде прямоугольного сечения нагружен равномерно распределенными по окружности крутящими моментами (рис. 4.2). Применяются следующие допущения.

Под действием момента деформация происходит в виде поворота поперечного сечения на угол ϑ без искажения формы поперечного сечения. Обозначим r – произвольный радиус элементарного кольца между наружным R_n и внутренним радиусами R_g кольца.

Относительное удлинение ε вследствие поворота сечения на угол ϑ и соответствующее этому удлинению напряжение σ равны:

$$\varepsilon = \vartheta/r; \quad \sigma = \frac{E \vartheta y}{r}. \quad (4.1)$$

По условию равновесия половины кольца сумма нормальных сил, действующих на его поперечное сечение равно нулю, а момент этих сил относительно оси x будет равен

$$M = M_t \rho,$$

где M_t – крутящий момент, приходящийся на единицу длины осевой линии;
 ρ – радиус осевой линии (y_0).

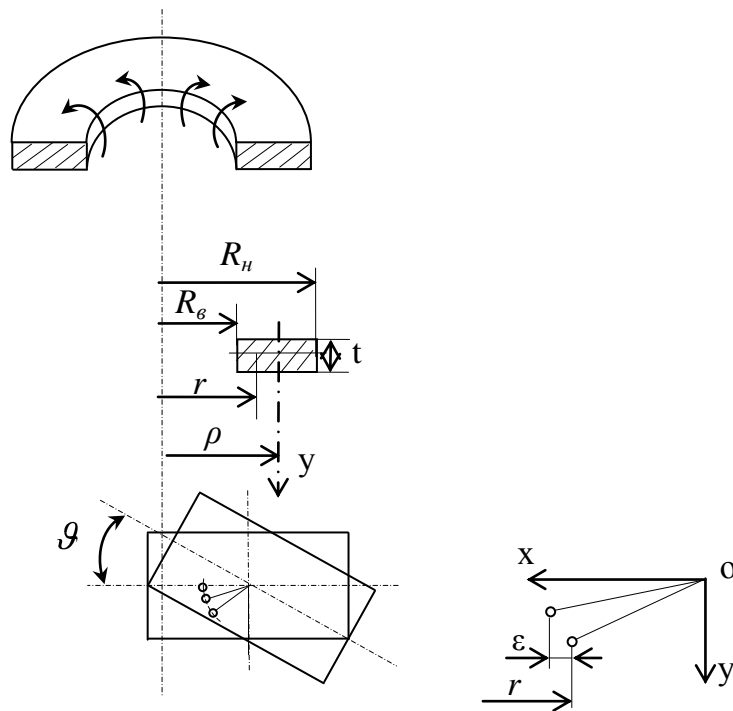


Рис. 4.2. Схемы к расчету диска свободного фланца

Для кольца любого поперечного сечения условие равновесия:

$$\begin{cases} \int \frac{E \vartheta y}{\rho} dA = 0 \\ \int \frac{E \vartheta y^2}{\rho} dA = M \end{cases} ; \quad (4.2)$$

Интегрирование производят по всей площади A поперечного сечения кольца. Для кольца прямоугольного поперечного сечения условие равновесия:

$$\begin{cases} \int_{-t/2}^{t/2} \int_{R_6}^{R_H} \frac{E \vartheta y}{r} dr dy = 0 \\ \int_{-t/2}^{t/2} \int_{R_6}^{R_H} \frac{E \vartheta y^2}{r} dr dy = M \end{cases} \quad (4.3)$$

Произведя интегрирование уравнения (4.3), получим:

$$\frac{E \vartheta t^3}{12} \ln \frac{R_H}{R_6} = M ,$$

откуда
$$\vartheta = \frac{12 M}{E t^3 \ln \frac{R_H}{R_g}} = \frac{12 M_t \rho}{E t^3 \ln \frac{R_H}{R_g}} . \quad (4.4)$$

Подставив в уравнение (4.1) значение угла ϑ , получим

$$\sigma = \frac{12 M_y}{t^3 r \ln \frac{R_H}{R_g}} . \quad (4.5)$$

Максимальные напряжения возникнут у внутренних углов сечения кольца при $r = R_g$ и $y = \pm t/2$

$$\sigma_{max} = \frac{6 M}{t^2 R_g \ln \frac{R_H}{R_g}} = \frac{6 M_t \rho}{t^2 R_g \ln \frac{R_H}{R_g}} . \quad (4.6)$$

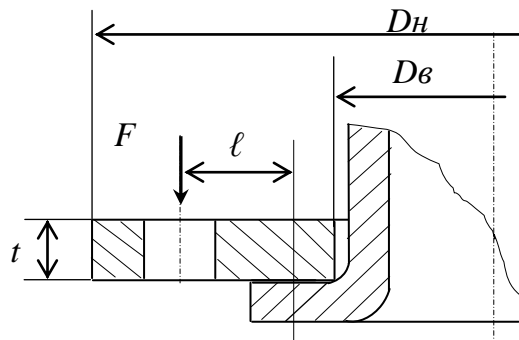


Рис. 4.3. Расчетная схема свободного (накидного) фланца

Из формулы (4.6) определяем напряжение и толщину свободного фланца:

$$\sigma = \frac{6 F \ell}{\pi t^2 D_g \ln \frac{D_H}{D_g}} = \frac{1,66 F \ell}{t^2 D_g \lg \frac{D_H}{D_g}} ; \quad (4.7)$$

$$t = 1,29 \sqrt{\frac{F \ell}{\sigma D_g \lg \frac{D_H}{D_g}}} , \quad (4.8)$$

где F – сила, действующая на болты фланцевого соединения;
 ℓ – плечо действия силы.

4.2. Расчет литых и кованых фланцев

Расчет сводится к определению напряжений во фланце (рис.4.4):

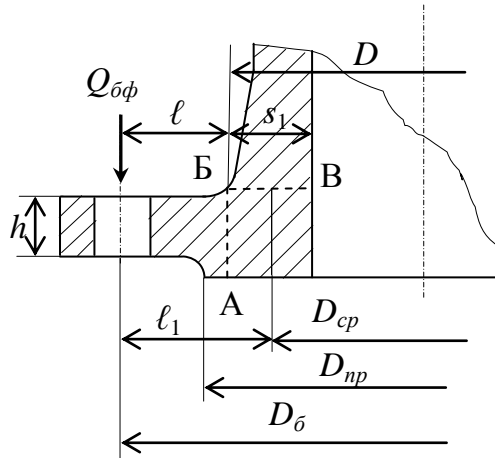


Рис 4.4. Схема к расчету напряжений в литых и кованых фланцах

Напряжение во фланце в переходном утолщении по ББ

$$\sigma = M_u / W_u, \quad (4.9)$$

где M_u – момент

W_u – момент сопротивления фланца.

Плечо изгиба

$$\ell_1 = (D_{\text{б}} - D_{\text{сп}}) / 2,$$

где $D_{\text{б}}$ – диаметр по центру болтов:

$D_{\text{сп}}$ – средний диаметр.

$$M'_u = 0,4 Q_{\text{бф}} \ell_1,$$

где 0,4 – коэффициент, учитывающий жесткость фланца;

$Q_{\text{бф}}$ – нагрузка на болтовые соединения,

$$Q_{\text{бф}} = Q_1 + Q_2,$$

Q_1 – нагрузка от внутреннего давления в сосуде;

Q_2 – нагрузка на прокладку, необходимая для создания герметичности.

$$Q_{\text{бф}} = \pi/4 D_{\text{сп}}^2 \rho + m b \pi D_{\text{нр}} \rho \leq [Q], \quad (4.10)$$

где m – приведенный коэффициент;

b – расчетная ширина уплотнения;

$[Q]$ – допускаемая нагрузка на болты;

$$[Q] = F_{\text{б}} n [\sigma_p], \quad (4.11)$$

$F_{\text{б}}$ – площадь поперечного сечения одного болта по d_1 ;

n – количество болтов;

$[\sigma_p]$ – допускаемое напряжение материала болтов.

Момент сопротивления переходного утолщения

$$W'_u = \frac{\pi D_{cp} s_1^2}{6}.$$

Напряжение от изгиба

$$\sigma' = M'_u / W'_u \leq [\sigma'_u].$$

Напряжение во фланце по сечению АБ

Плечо изгиба

$$\ell = \left[\frac{D_{\phi} - D}{2} \right];$$

Момент сопротивления фланца

$$W''_u = \frac{\pi D h^2}{6}.$$

$$M''_u = Q_{\phi} \ell$$

$$\sigma' = \frac{M'_u}{W'_u} / W' \leq [\sigma'_u]. \quad (4.13)$$

$$\sigma''_u = \frac{M''_u}{W''_u} = \frac{6 Q_{\phi} \ell}{\pi D h^2} \leq [\sigma'_u] \eta, \quad (4.15)$$

где $\eta = 0,75$ – коэффициент.

4.3. Расчет плоских приварных фланцев

Плоские приваренные фланцы (рис. 4.5) применяются при температуре до $T = 300^{\circ}\text{C}$ и давлении $p \leq 2,5$ МПа.

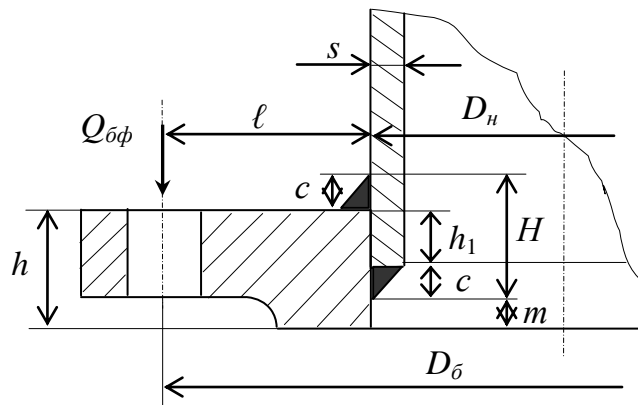


Рис. 4.5. Схема к расчету плоских приварных фланцев

Напряжение от изгиба во фланце

$$M_u'' = Q_{\phi} \ell,$$

где $\ell = \sqrt{D_{\phi} - D_n} \cdot 2$ – плечо изгиба.

Условный момент сопротивления изгибу

$$\sigma_u = \frac{M}{W_u} = \frac{3 Q_{\phi} (D_{\phi} - D_n)}{\pi D_n h^2} \leq [\sigma_u]; \quad (4.16)$$

$$W_u = \frac{\pi D_n h^2}{6}.$$

При расчете фланцев по этому методу допускаемое напряжение принимают с пяти кратным запасом $[\sigma_u] = 0,2 \sigma_{\phi}$.

Напряжение в сварке от изгиба

$$\sigma_1 = \frac{M_u}{W_1} = \frac{3 H Q_{\phi} \ell}{\pi D_n (H^3 - h_1^3)}, \quad (4.17)$$

где $W_u = \frac{\pi D_n (H^3 - h_1^3)}{6 H}$ – момент сопротивления сварных швов изгибу.

Напряжение в сварке от среза

$$\tau_{cp} = \frac{Q_{\phi}}{1,4 \pi D_n c}. \quad (4.18)$$

Приведенное напряжение в сварном шве

$$\sigma_{np} = \sqrt{\sigma_1^2 + \tau_{cp}^2} \leq [\sigma]'$$

Рекомендуется, чтобы труба имела толщину $s \geq h/4$.

4.4. Приближенный расчет свободных (накидных) фланцев

Схема к расчету свободных фланцев показана на рис. 4.6.

Толщина фланца

$$h = \sqrt{\frac{3 Q_{\phi} x}{\pi (R_1 - R_{вн} - d_o) [\sigma_u]}}, \quad (4.19)$$

где x – расстояние от центров болтов до средней линии опорной кольцевой поверхности накладного фланца,

$$x = R - R_c;$$

R – радиус окружности центров болтов;

R_1 – радиус наружной окружности фланца;

$R_{вн}$ – радиус внутренней окружности фланца;

$$R_c = (R_{вн} + R_n)/2;$$

h – высота фланца, зависит от конструктивных размеров R_1 , R_n , $R_{вн}$, R_c , d_o .

При определении высоты h фланец рассматривается, как тело, излом которого происходит по диаметральному сечению через отверстия для болтов.

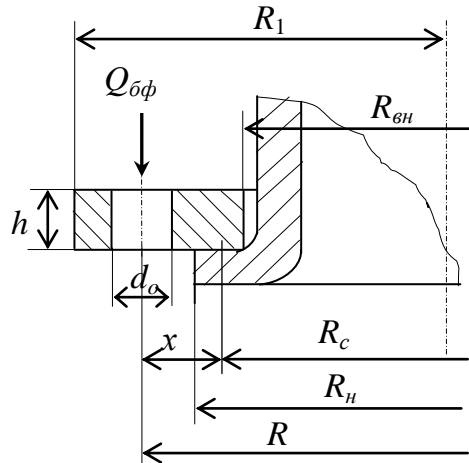


Рис 4.6. Схема к расчету свободных фланцев

При проектировании стремятся к $x = x_{min}$, углы кольца закругляют.

Значение допускаемого напряжения на изгиб при $T > 400^0$ С $[\sigma_u] \leq \sigma_{T.t} / 2,25$, где $\sigma_{T.t}$ – предел текучести металла фланцев для рабочей температуры.

Для сосудов и труб малых диаметров

$$Q_{б.ф} = (0,8 \dots 1,0) n F_{б} \sigma_T,$$

где n – количество болтовых отверстий;

$F_{б}$ – площадь поперечного сечения болта по $d_{вн}$;

σ_T – предел текучести болта.

Фланцы на резьбе также можно рассчитывать по формуле (4.19).

5. РАСЧЕТ УКРЕПЛЕНИЯ ОТВЕРСТИЙ В СТЕНКАХ АППАРАТОВ

Отверстия, вырезаемые в стенках, переходах и днищах сосудов и аппаратов для штуцеров и горловин, снижают сопротивляемость стенок и днищ. Вблизи отверстий создается значительная концентрация напряжений. Они носят местный характер и, по мере удаления от края отверстия на расстояние, не превышающее его диаметр, снижаются до напряжений, характерных для целой оболочки. Местные напряжения распределяются вдоль края отверстия неравномерно. Наибольших значений они достигают в окружном и меридиональном сечениях, проходящих через центр отверстия [7].

Для обеспечения прочности обечаек производят укрепление краев отверстий. Края отверстий утолщают за счет укрепляющих колец, штуцеров, торообразных вставок или отбортовки края отверстия (рис. 5.1...5.6).

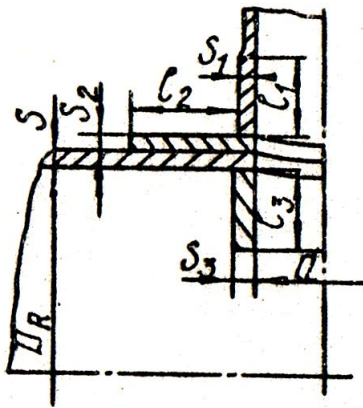


Рис. 5.1. Основная расчетная схема соединения штуцера со стенкой сосуда

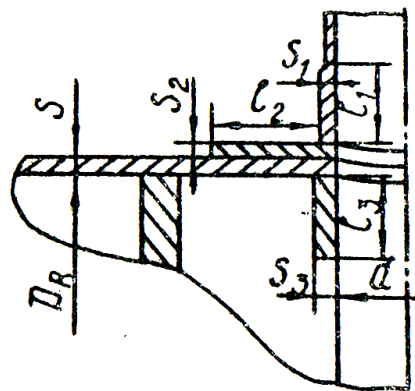


Рис. 5.2. Укрепление отверстий при наличии близко расположенных конструктивных элементов

Влияние местных напряжений на края стенок возле отверстий на прочность оболочек зависит от соотношения диаметров отверстия и аппарата, расположения отверстий в оболочке, взаимного влияния отверстий и других конструктивных факторов. Нормы и методы расчета [11] применимы для определения размеров укрепляющих элементов, а также допускаемых давлений для цилиндрических и конических оболочек, выпуклых и конических днищ с круглыми и овальными отверстиями.

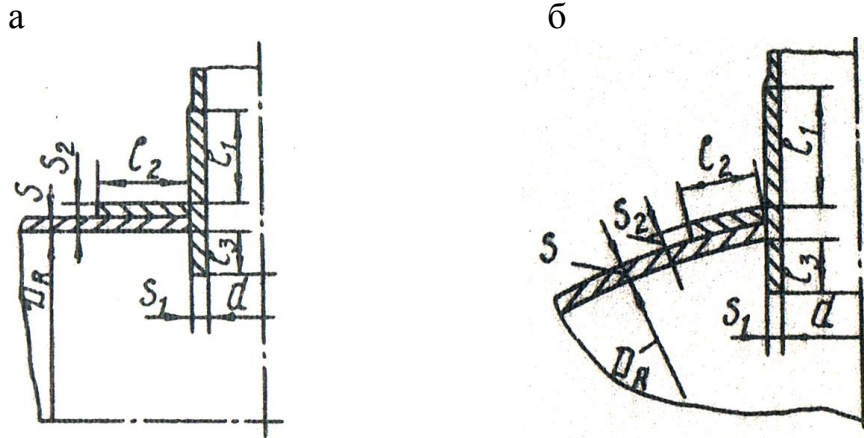


Рис. 5.3. Укрепление отверстий при наличии штуцера:
а – в цилиндрической оболочке; б – в сферической оболочке

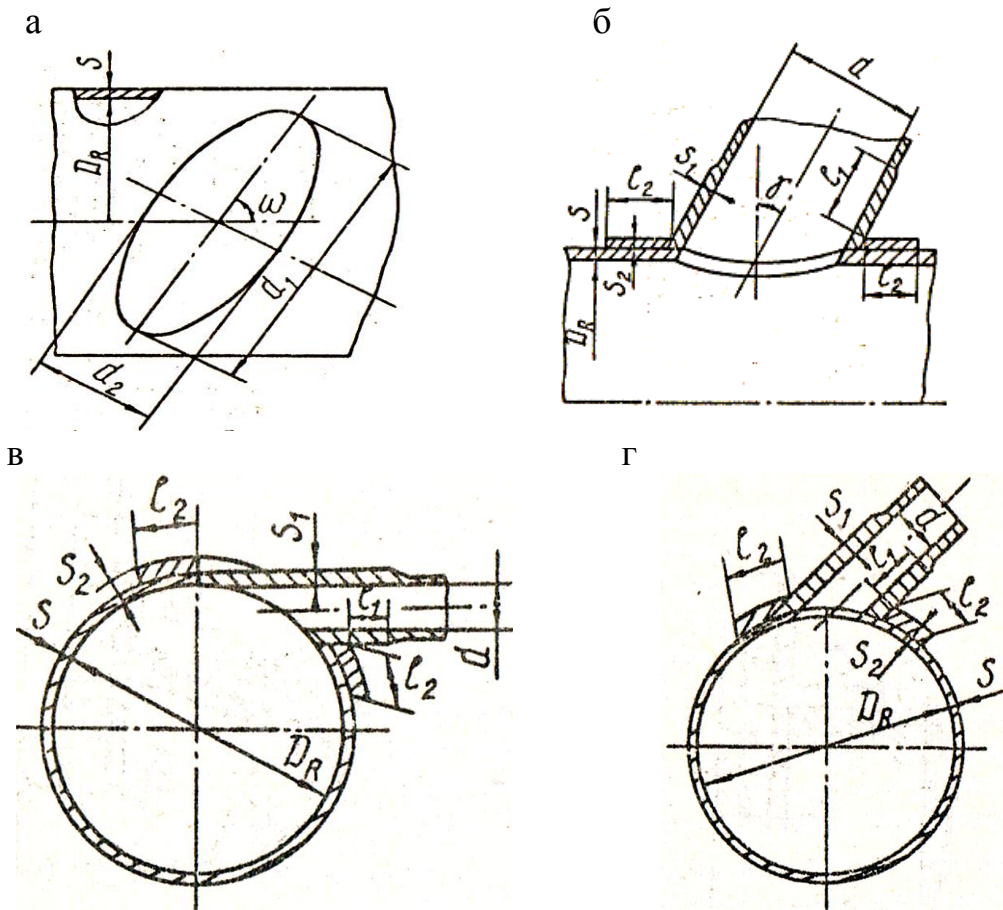


Рис. 5.4. Наклонные штуцеры на оболочках:
а – относительно продольной оси; б – относительно оси, перпендикулярной к образующей; в – тангенциальный, касательный к направляющей окружности;
г – тангенциальный, не касательный к направляющей окружности в сферической оболочке

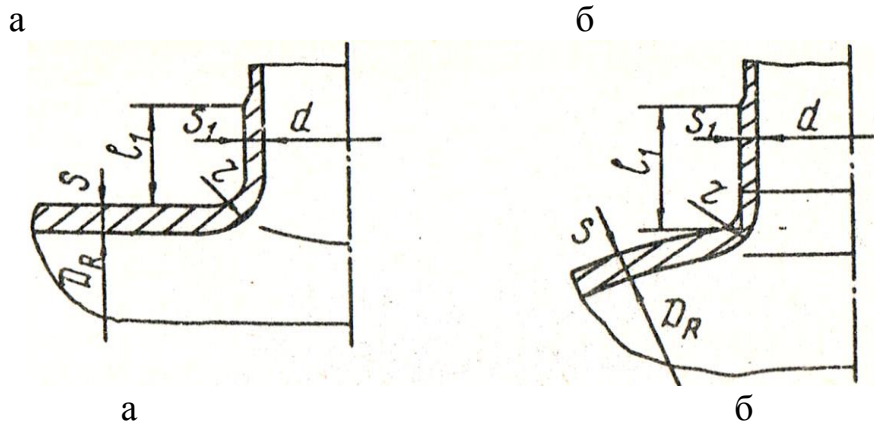


Рис. 5.5. Укрепление отверстий отбортовкой:
а – в цилиндрической оболочке; б – в сферической оболочке

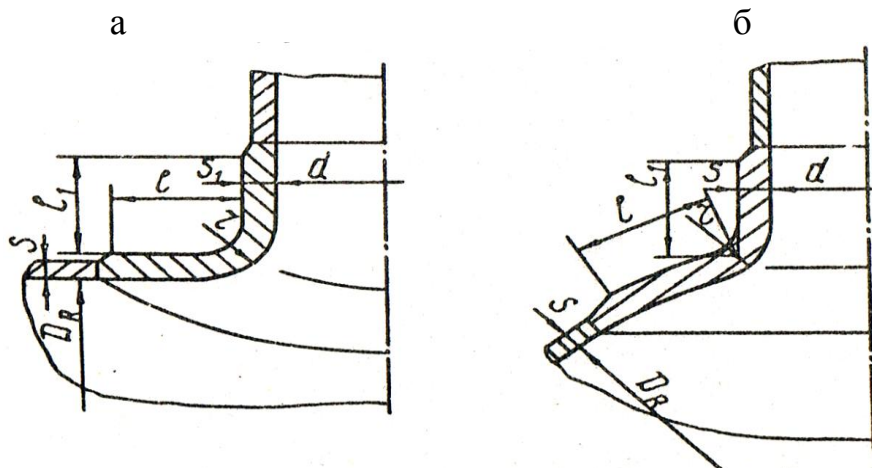


Рис. 5.6. Укрепление отверстий торообразной вставкой:
а – в цилиндрической оболочке; б – в сферической оболочке

5.1. Область применения расчетных формул

Условия применения расчетных формул [11] приведены в табл. 5.1. Имеются ограничения на установку наклонных штуцеров. Наклонные штуцера рассчитывают по [10], если угол γ (рис. 5.4,б) не превышает 45° , а отношение осей d_1 и d_2 овального отверстия (рис. 5.4,а) удовлетворяют условию:

$$\frac{d_1}{d_2} \leq 1 + 2 \frac{\sqrt{D(s-c)}}{d_2}.$$

Эти ограничения не распространяются на тангенциальные (рис. 5.4, в) и наклонные штуцера, оси которых лежат в плоскости поперечного сечения оболочки (рис. 5.4,г). Для смещенных (нецентральных) штуцеров на эллиптических днищах угол γ (рис. 5.7) не должен превышать 60° .

Таблица 5.1

Элемент аппарата	Отношение диаметров	Отношение толщины стенки оболочки или днища к диаметру
Оболочки: цилиндрические конические	$d R/D \leq 0,1$	$s/D \leq 0,1$ $s/D \leq 0,1/\cos\alpha$
Днища: эллиптические сферические торосферические	$d R/D \leq 0,1$	$s/D \leq 0,1$

Размещать отверстия в краевой зоне оболочек и выпуклых днищ (кроме эллиптических) не допускается. Здесь расстояние от оси штуцера до края цилиндрической или конической оболочек, измеряемое по образующей, должно быть не менее $0,5(L_0 + d)$, расстояние от оси штуцера до края сферического и торического днищ, измеряемое по проекции образующей на плоскость основания днища, должно быть не менее

$$L_0 = \max \{0,10(D + 2s); (0,03D + s)\} + 0,5d.$$

В краевой зоне эллиптических днищ допускается размещение отверстий без ограничений.

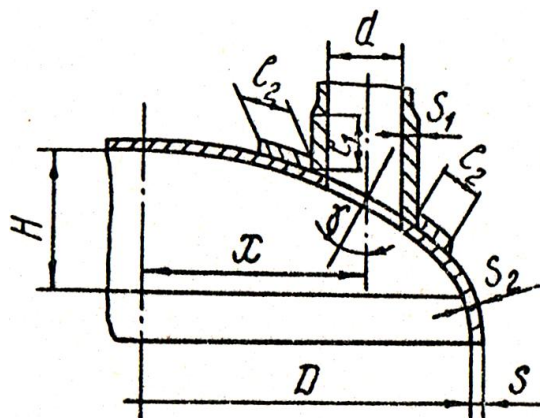


Рис. 5.7. Смещенный штуцер на эллиптическом днище

Отверстия в краевой зоне выпуклых днищ допустимы без специальных расчетных или экспериментальных обоснований, если выполняется условие

$$d_R \leq \max \left\{ \frac{1}{4}(s - c); 0,2\sqrt{D(s - c)} \right\}.$$

5.2. Определение основных расчетных размеров и коэффициентов

Расчетные диаметры укрепленных элементов определяются по следующим формулам:

- для цилиндрической оболочки $D_R = D$;

- конической оболочки (перехода или днища) $D_R = D_k / \cos \alpha$;

- эллиптических днищ $D_R = \frac{D^2}{2H} \sqrt{1 - 4 \frac{(D^2 - 4H^2)}{D^2} x^2}$;

- эллиптических днищ при $H = 0,25D$ $D_R = 2D \sqrt{1 - 3(x/D)^2}$;

- для сферических, а также торосферических днищ вне зоны отбортовки $D = 2R$ (для торосферических днищ R определяют по [1]).

Расчетный диаметр отверстия в стенке обечайки, перехода или днища при наличии штуцера с круговым поперечным сечением, ось которого совпадает с нормалью к поверхности в центре отверстия, а также расчетный диаметр отверстия для штуцера, ось которого лежит в плоскости поперечного сечения цилиндрической или конической обечайки (см. рис. 5.4, в, г)

$$d_R = d + 2c_s, \quad (5.1)$$

где c_s – сумма прибавок к расчетной толщине штуцера.

Расчетный диаметр отверстия смещенного штуцера на эллиптическом днище (см. рис. 5.7) определяется по формуле

$$d_R = \frac{d + 2c_s}{\sqrt{1 - (x/D_R)^2}}.$$

При наличии наклонного штуцера с круговым поперечным сечением, когда большая ось овального сечения составляет угол ω с образующей оболочки (см. рис. 5.4,а), расчетный диаметр отверстия равен

$$d_R = (d + 2c_s)(1 + \operatorname{tg} \gamma^2 \cos \omega^2).$$

Расчетный диаметр отверстий в цилиндрических или конических оболочках, когда ось штуцера лежит в плоскости продольного сечения оболочки ($\omega = 0$), и во всех отверстиях в сферических и торосферических днищах, определяется по формуле

$$d_R = \frac{d + 2c_s}{\cos \gamma^2}.$$

Расчетный диаметр овального отверстия определяют по формуле

$$d_R = (d_2 + 2c_s) \left[\sin^2 \omega + \left(\frac{d_1 + 2c_s}{d_2 + 2c_s} \right)^2 \cos^2 \omega \right],$$

где для выпуклых днищ $\omega = 0$.

Расчетный диаметр отверстия для штуцера с круговым поперечным сечением, ось которого совпадает с нормалью к поверхности в центре отверстия, при наличии отбортовки к торообразной вставке

$$d_R = d + 1,5(r - s_r) + 2c_s.$$

Если ось сварного соединения удалена от наружной поверхности штуцера на расстояние, превышающее три толщины укрепляемого элемента ($3s$), то при расчете укреплений отверстий коэффициент прочности этого сварного соединения принимают $\varphi = 1$. Когда сварной шов пересекает отверстие или удален от наружной поверхности штуцера на расстояние менее $3s$, принимают $\varphi \leq 1$ в зависимости от вида и качества сварного шва.

Если плоскость, проходящая через продольный шов и ось штуцера, образует угол с плоскостью поперечного сечения цилиндрической или конической оболочки не более 30° , то принимают $\varphi_1 = 1$. В остальных случаях принимают $\varphi_1 \leq 1$ в зависимости от вида и качества сварного шва.

Расчетные толщины стенок укрепляемых элементов определяют в соответствии с [2]; для эллиптических днищ, работающих под внутренним давлением

$$s_R = \frac{pD_R}{4\varphi[\delta] - p}.$$

Расчетную толщину стенки штуцера, нагруженного как внутренним, так наружным давлением, определяют по формуле

$$s_{1R} = \frac{p(d + 2c_s)}{2\varphi_1[\sigma]_1 - p}. \quad (5.2)$$

Расчетные длины внешней и внутренней частей штуцера, участвующие в укреплении отверстия и учитываемые при расчете (см. рис. 5.1), находят по формуле

$$\begin{aligned} \ell_{1R} &= \min \left\{ \frac{1}{2}d; 1,25\sqrt{(d + 2c_s)(s_1 - c_s)} \right\}; \\ \ell_{3R} &= \min \left\{ \frac{1}{2}d; 0,5\sqrt{(d + 2c_s)(s_3 - 2c_s)} \right\}. \end{aligned} \quad (5.3)$$

В случае проходящего штуцера (см. рис. 5.3) принимают $s_3 = s_1$.

Ширина зоны укрепления отверстия в оболочках, переходах и днищах

$$L_0 = \sqrt{D_R(s - c)}.$$

Расчетная ширина зоны укрепления в стенке обечайки, перехода или днища в окрестности штуцера

$$\ell_R = \min \left\{ \frac{1}{2}d; \sqrt{D_R(s - c)} \right\}. \quad (5.4)$$

Расчетную ширину накладного кольца определяют по формуле

$$\ell_R = \min \left\{ \frac{1}{2}d; \sqrt{D_R(s_2 + c - c_1)} \right\}.$$

Отношения допускаемых напряжений:

– для внешней части штуцера $x_1 = \min \left\{ 0; [\sigma]_1 / [\sigma] \right\}$;

– для накладного кольца $x_2 = \min \left\{ 0; [\sigma]_2 / [\sigma] \right\}$;

– для внутренней части штуцера $x_3 = \min \left\{ 0; [\sigma]_3 / [\sigma] \right\}$,

где $[\sigma]_1, [\sigma]_3$ – допускаемые напряжения для материала внешней и внутренней частей штуцера при расчетной температуре, $[\sigma]_2$ – допускаемое напряжение для материала накладного кольца при расчетной температуре; $[\sigma]$ – то же, для материала оболочки.

Расчетный диаметр отверстия, не требующего укрепления, при отсутствии избыточной толщины стенки сосуда

$$d_{OR} = \sqrt{0,4 D_R (s - c)}.$$

5.3. Расчет укреплений одиночных отверстий

Отверстие считают D'_k одиночным, если ближайшее к нему отверстие D''_k не оказывает на него влияние. В этом случае расстояние между наружными поверхностями соответствующих штуцеров (рис.5.8) удовлетворяет условию

$$b \geq \sqrt{D'_R \left(\frac{D'_R}{2} + s - c \right)} + \sqrt{D''_R \left(\frac{D''_R}{2} + s - c \right)}. \quad (5.5)$$

Расчетный диаметр одиночного отверстия, не требующего дополнительного укрепления, при наличии избыточной толщины стенки сосуда вычисляют по формуле

$$d_0 = 2 \left(\frac{s - c}{s_R} - 0,8 \right) \sqrt{D_R (s - c)}. \quad (5.6)$$

Если расчетный диаметр одиночного отверстия удовлетворяет условию $d_R \leq d_0$, то дальнейших расчетов укрепления отверстий не требуется.

При укреплении отверстия утолщением стенки сосуда или штуцера, накладным кольцом, торообразной вставкой или отбортовкой должно выполняться условие

$$\begin{aligned} \ell_{1R} (s_1 - s_{1R} - c_5) x_1 + \ell_{2R} s_2 x_2 + \ell_{3R} (s_3 - 2c_5) x_3 + \ell_R (s - s_R - c) \geq \\ \geq 0,5 (d_R - d_{OR}) s_R \end{aligned} \quad (5.7)$$

Допускается укреплять отверстие без использования накладного кольца. В этом случае расчет укрепления производят по формуле (5.7), в которой принимают $s_2 = 0$. При этом длину внешней части штуцера ℓ_1 отсчитывают от наружной части аппарата.

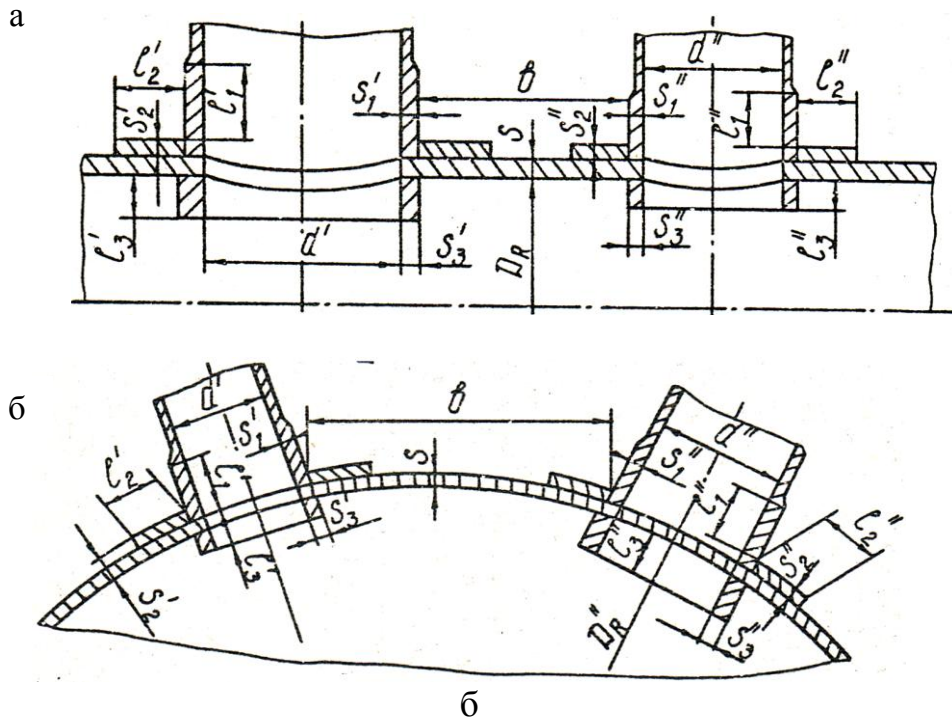


Рис. 5.8. Укрепление взаимодействующих отверстий:
а – в меридиальном сечении; б – в кольцевом сечении

Если при укреплении отверстия накладным кольцом и утолщением стенки сосуда штуцер отсутствует, в расчете принимают $l_{1R} = l_{3R} = 0$. При этом исполнительную ширину накладного кольца l_2 отсчитывают от края отверстия.

Для отверстий, удаленных от других конструктивных элементов на расстояние $b < L_0$ (см. рис. 5.2), расчетную ширину l_R определяют следующим образом: для зоны соединения конической оболочки с кольцом жидкости, плоским днищем, трубной решеткой - по формуле (5.4); для зоны соединения конической оболочки с другой оболочкой и оболочки любой формы с коническим или выпуклым днищем, а также седловой опорой сосуда, нагруженного внутренним избыточным давлением – по формулам $l_R = b$; $l_{2R} = \min \{l_2; b\}$; для зоны соединения оболочки с фланцем или седловой опорой сосуда, нагруженного наружным давлением, - по формулам $l_R = 0$; $l_{2R} = \min \{l_2; b\}$.

В [10] приводятся также расчеты укрепления одиночных отверстий штуцером произвольной формы, без использования накладного кольца и без внутренней части штуцера.

При проверочных расчетах допускаемое давление для укрепленного отверстия определяют по формуле

$$[p] = \frac{2k_1(s-c)\varphi[\sigma]}{D_R + s - c} V, \quad (5.8)$$

где k_1 – коэффициент; $k_1 = 1$ для цилиндрических и конических оболочек;
 k_2 – коэффициент; $k_1 = 2$ для выпуклых днищ,

$$V = \min \left\{ 1, 0; \frac{1 + \frac{c_{1R}(s_1 - c_5)x_1 + \ell_{2R}s_2x_2 + \ell_{3R}(s_3 - 2c_5)x_3}{\ell_R(s-c)}}{1, 0 + 0,5 \frac{d_R - d_{0R}}{\ell_R} + k_1 \frac{d + 2c_5}{D_R} \frac{\varphi}{\varphi_1} \frac{\ell_{1R}}{\ell_R}} \right\}$$

5.4. Расчет укреплений взаимовлияющих отверстий

Если не выполнено условие формулы (5.5), то расчет взаимовлияющих отверстий (см. рис. 5.8 и 5.9) выполняют следующим образом: сначала рассчитывают укрепления для каждого из этих отверстий отдельно в соответствии с разделом 5.3, затем проверяют достаточность укрепления перемычки между отверстиями. Для этого определяют допустимое давление для перемычки $[p]$ по формуле

$$[p] = \frac{2k_1(s-c)\varphi[\sigma]}{0,5 \overbrace{D'_R + D''_R}^{\text{с}} + s - c} V_1, \quad (5.9)$$

где V_1 определяют по [11].

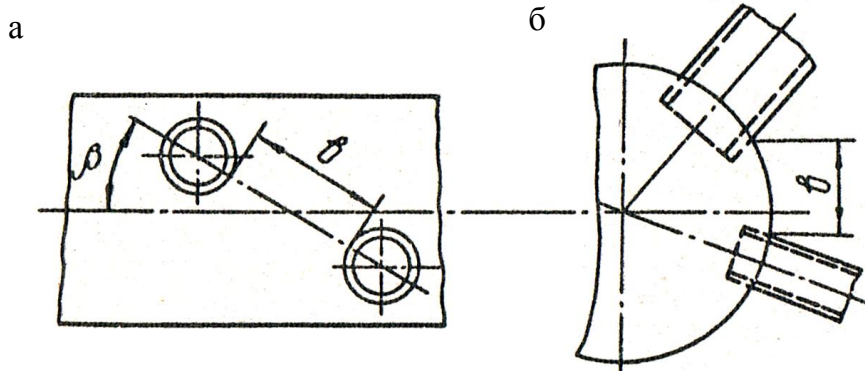


Рис. 5.9. Общий случай расположения взаимовлияющих отверстий:
 а – в разных кольцевых сечениях; б – в одном кольцевом сечении

Если ось сварного соединения оболочки удалена от наружных поверхностей обоих штуцеров более чем на три толщины стенки укрепляемого элемента ($3s$) и не пересекает перемычку, то коэффициент прочности этого сварного шва в формулах (5.8) и (5.9) принимают $\varphi = 1$.

В остальных случаях принимают $\varphi \leq 1$ в зависимости от вида и качества этого сварного шва.

Коэффициенты прочности продольных сварных швов штуцеров $\varphi_1' = \varphi_1'' = 1$, если соответствующие сварные швы составляют на окружности штуцеров с линией, соединяющей оси штуцеров, угол менее 60° . В остальных случаях $\varphi_1' \leq 1$ и $\varphi_1'' = 1$, в зависимости от вида и качества соответствующего сварного шва.

Коэффициент k_3 для цилиндрических и конических оболочек определяют по формуле

$$k_3 = \frac{1 + \cos \beta^2}{2}, \quad (5.10)$$

где β определяют по рис. 5.9.

Для выпуклых днищ $k_3 = 1$.

При укреплении двух близко расположенных отверстий другими способами нужно, чтобы половина площади, необходимой для укрепления в продольном сечении (см. рис. 5.8), размещалась между этими отверстиями.

5.5. Расчет укреплений в аппаратах, работающих под наружным давлением

Допускаемое наружное давление $[p]$ определяют по формуле (3.3), в которой $[p]_p$ – допускаемое наружное давление в пределах пластичности, определяемое по формуле (5.8) как допускаемое внутреннее избыточное давление. При наличии взаимного влияния отверстий $[p]_p$ определяют аналогично $[p]$ (разделы 5.3 и 5.4) для каждого отверстия в отдельности и для перемычки, а затем из полученных значений принимают меньшее, $[p]_E$ – допускаемое наружное давление в пределах упругости, определяемое по [2] для соответствующих оболочек и днища без отверстий.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Сиваков В.П. Основы расчета конструктивных элементов оборудования целлюлозного производства : учеб. пособие. – Екатеринбург. УЛТИ, 1989. – 95 с.
2. ГОСТ 14249-89. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. – М. : Изд-во стандартов, 1989.
3. Тордуа Г.А. Машины и аппараты целлюлозно-бумажного производства : учеб. для вузов. / Г.А. Тордуа. – М.: Лесная промышленность, 1986. – 440 с.
4. ОСТ 26-08-328-79. Котлы варочные. Типы и основные параметры и размеры. – М. : Изд-во стандартов, 1979.
5. Шумков, П.А. Тепловые процессы в целлюлозно-бумажном производстве : учебник для вузов. – М.: Лесная промышленность, 1978. – 406 с.
6. Справочник по объектам котлонадзора /Под ред. И.А. Мокманова. –М. : Энергия, 1974.
7. Конторович, З.Б. Машины химической промышленности : учеб. пособие для вузов.– М.: Машиностроение, 1965. – 415 с.
8. Домашнев А.Д. Конструирование и расчет химических аппаратов. – М. : Машгиз, 1961. – 624 с.
9. ОСТ 26-373-78. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность фланцевых соединений. – М. : Изд-во стандартов, 1978.
10. Лощинский Н.А., Толчинский А.Р. Основы конструирования и расчета химической аппаратуры. – М. :Машиностроение, 1960.
11. ГОСТ 24755-81. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность укрепления отверстий. – М. : Изд-во стандартов, 1981.