

Министерство образования и науки  
Российской Федерации  
ФГБОУ ВО «Российский химико-технологический  
университет им. Д.И.Менделеева»

Новомосковский институт (филиал)

*Сафонов Б.П.*

# **РАСЧЕТ ЭЛЕМЕНТОВ ХИМИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ**

**Часть 2**

Учебное пособие по КРЭО

Изд. 3-е, переработанное и дополненное

Новомосковск  
2017

**УДК 66.02(075.8)**  
**ББК 35.11:35.514**  
**С 217**

Рецензенты:

доктор технических наук, профессор Подколзин А.А.  
(ФГБОУ ВО РХТУ им. Д.И.Менделеева, Новомосковский институт (ф))  
кандидат технических наук Трещев С.Г.  
(ОАО НИАП, г. Новомосковск)

*Сафонов Б.П.*

С 217 Расчет на прочность элементов химического оборудования. Часть 2. Учебное пособие по КРЭО. Изд. 3-е, переработанное и дополненное / ФГБОУ ВО РХТУ им. Д.И.Менделеева, Новомосковский институт (филиал); Новомосковск, 2017. – 118 с.

ISBN 978-5-7337-0807-5

Учебное пособие посвящено вопросам расчета и конструирования элементов кожухотрубчатых теплообменных аппаратов типа ТН и ТК, выбора и расчёта аппаратных фланцев, компоновке аппаратов, выбора опор и строповых устройств аппаратов, расчёта крышек и люков, расчёта элементов аппаратов с рубашками.

Пособие содержит основные определения, расчётные формулы и примеры расчёта по всем рассматриваемым в пособии темам, а также контрольные задачи. В приложении представлена информация, необходимая для решения контрольных задач.

В пособии рассмотрено 46 примеров расчёта элементов аппаратов. Пособие содержит 43 контрольных задачи, каждая из которых имеет 20 вариантов исходных данных. В Приложениях представлены справочные таблицы, использование которых позволяет решать задачи, не привлекая дополнительную учебную литературу, что делает пособие удобным для использования на занятиях в аудитории.

Учебное пособие предназначено для бакалавров профиля «Машины и аппараты химических производств», а также бакалавров других технических профилей, изучающих дисциплины проектно-конструкторского цикла всех форм обучения.

Рис. 27, табл.83, библиогр. список 10 назв.

УДК 66.02(075.8)  
ББК 35.11:35.514

ISBN 978-5-7337-0807-5

© Сафонов Б.П.  
© ФГБОУ ВО РХТУ им. Д.И.Менделеева,  
Новомосковский институт (филиал); Ново-  
московск, 2017

## Условные обозначения, используемые в тексте

### Латинские символы

- $a$  – число труб на большой стороне шестиугольника труб  
 $b$  – число труб на большой диагонали шестиугольника труб  
 $b_{\Pi}$  – ширина прокладки фланца, м (мм)  
 $b_0$  – расчётная ширина прокладки фланца, м (мм)  
 $b_{\phi}$  – расстояние от опорной поверхности болта (гайки) до привалочной поверхности фланца, м (мм)  
 $c$  – конструктивная прибавка к толщине стенки, мм  
 $c_r, c_m$  – конструктивная прибавка к расчётной толщине трубной решётки со стороны трубного и межтрубного пространства, соответственно, мм  
 $d_{н}, d_{в}$  – наружный и внутренний диаметр теплообменных труб, м (мм)  
 $d_p$  – расчётный диаметр труб, м; мм  
 $d_{y.ш}$  – условный проход штуцера, м (мм)  
 $D$  – диаметр размещения периферийных труб на трубной решётке, м; мм  
 $D_{\phi}$  – внутренний диаметр фланца (обязательный размер), м (мм)  
 $D_{1\phi}$  – наружный диаметр фланца (габаритный размер), м (мм)  
 $D_{2л}$  – наружный диаметр линзы, м; мм  
 $D_{2\phi}$  – диаметр установки болтов ( $D_{2\phi}$  или  $D_6$ ), м (мм)  
 $D_{3\phi}$  – диаметр впадины (для фланца исполнения 1), м (мм)  
 $D_{5\phi}$  – диаметр выступа (для фланца исполнения 2), м (мм)  
 $D_{6\phi}$  – наружный диаметр втулки фланца в верхнем сечении, м (мм)  
 $D_{7\phi}$  – наружный диаметр втулки фланца в основании (на уровне кольца фланца), м (мм)  
 $D_B$  – внутренний диаметр аппарата, м; мм  
 $D_y$  – условный диаметр, м (мм)  
 $D_{ср.п}$  – средний диаметр прокладки фланца, м (мм)  
 $E_r, E_K, E_L$  – модуль упругости материала труб, кожуха, линзы, МПа ( $\text{кгс/см}^2$ )  
 $E_{пр}$  – модуль упругости материала прокладки, МПа ( $\text{кгс/см}^2$ )  
 $F$  – площадь поверхности теплообмена КТГ,  $\text{м}^2$   
 $F_T, F_K$  – суммарная площадь сечения труб, площадь сечения стенки кожуха,  $\text{м}^2, \text{мм}^2$   
 $f_6$  – площадь сечения болта (шпильки) по внутреннему диаметру резьбы,  $\text{мм}^2$   
 $f_{тр}$  – площадь трубной решётки, приходящаяся на одну трубу,  $\text{м}^2 (\text{мм}^2)$   
 $G_M, G_{г.и}$  – сила тяжести аппарата монтажная и при гидравлическом испытании, МН  
 $G_{оп}, G_{с.у}$  – расчётная нагрузка, воспринимаемая опорой и строповым устройством, МН  
 $G_{т.ср}$  – расход теплоносителя в трубном пространстве,  $\text{кг/час}$   
 $h$  – высота борта эллиптического днища, м (мм)  
 $h_b$  – внутренняя высота выпуклой части эллиптического днища, м (мм)  
 $h_l$  – высота линзы, м (мм)  
 $H_{\phi}$  – общая высота фланца, м (мм)

$i_{\phi}$  – коэффициент формы втулки фланца  
 $j$  – относительная толщина кольца фланца  
 $k_1$  – коэффициент заполнения трубной решётки трубами  
 $l_1, l_3$  – длина кожуха, распределительной камеры, м (мм)  
 $l_{л}$  – длина линзового компенсатора, мм  
 $l_p$  – глубина развальцовки, м; мм  
 $l_T$  – длина труб, м (мм)  
 $l_{\phi}$  – длина втулки фланца, м (мм)  
 $l_{ш}$  – вылет штуцера, м (мм)  
 $\Delta l_T$  – температурное удлинение труб, мм  
 $M_0$  – приведённый изгибающий момент кольца фланца, МН·м  
 $M_m, M_{г.и}$  – масса аппарата монтажная и при гидравлическом испытании, кг  
 $m$  – прокладочный коэффициент  
 $m_1, m_2, m_3, m_{\phi(i)}, m_p, m_T$  – масса кожуха, днища, распределительной камеры, фланца (исполнение  $i$ ), трубной решётки, труб, кг  
 $m_{л}$  – податливость линзы,  $m^{-1}$   
 $m_{п.л}, m_{п.т}$  – погонная масса листового проката ( $кг/м^2$ ) и труб ( $кг/м$ )  
 $n_6$  – число болтов фланцевого соединения  
 $n_{оп}, n_{с.у}$  – число опор и строповых устройств  
 $n_{max}$  – максимальное число труб шахматного пучка  
 $n_{tz=2}, n_{tz=3}, n_{tz=6}$  – число труб в 2-х, 3-х и 6-и ходовом теплообменнике  
 $n_T$  – число труб в теплообменнике  
 $n_0$  – число труб одного хода в трубном пространстве  
 $n_{тф}$  – число труб, рассчитанное через площадь  $f_{тф}$   
 $R_{61}, R_{62}$  – нагрузка, действующая на болты (шпильки) в условиях монтажа и рабочих условиях, МН  
 $r_p$  – расчётное давление в аппарате, МПа  
 $r_{рт}$  – расчётное давление на трубную решётку, МПа  
 $R_{тp}$  – усилие, приходящееся на одну трубу, МН  
 $r_y$  – условное давление, МПа  
 $Q_1, Q_2, Q_3, Q_4$  – составляющие усилий от давления в КТТ, МН  
 $Q_{л}$  – равнодействующая внутреннего давления для фланцевого соединения, МН  
 $Q_p$  – суммарная нагрузка на трубную решётку, МН  
 $Q_T^t, Q_K^t$  – температурное усилие в трубах и кожухе теплообменника, МН  
 $[q]$  – допускаемая нагрузка на трубу при развальцовке, МПа  
 $[q]_{пр}$  – допускаемое давление на прокладку фланца, МПа  
 $q_{пр}$  – давление на прокладку фланца при обжатии, МПа  
 $q_p$  – расчётное давление на прокладку фланца, МПа  
 $r$  – радиус тороидального перехода компенсатора, мм  
 $R_{п}$  – реакция прокладки фланца, МН  
 $s_1, s_2, s_3, s_n$  – толщина стенки кожуха, днища, распределительной камеры, патрубка штуцера, м (мм)

$S_{0ф}, S_{1ф}, S_{эф}$  – толщина втулки фланца в верхнем сечении, нижнем сечении, эквивалентная  $m$  (мм)

$S_{л}$  – исполнительная толщина стенки линзы,  $m$  (мм)

$S_{р.р}, S_p$  – расчётная и исполнительная толщина стенки трубной решётки,  $m$  (мм)

$S_T$  – толщина стенки трубы,  $mm$

$t$  – шаг размещения труб на трубной решётке,  $m$  (мм)

$t_{вх}, t_{вых}$  – температура среды в трубах на входе и выходе, град С

$\Delta t, \Delta t_T, \Delta t_K$  – температурный напор в аппарате, трубах, кожухе, град

$t_c$  – температура внутренней среды, град С

$V_1, V_2, V_3, V_{ф}$  – объём полости кожуха, днища, распределительной камеры, фланца,  $m^3$

$V_{в.п}$  – объём внутренних полостей аппарата,  $m^3$

$w_{т.ср}$  – скорость теплоносителя в трубах,  $m/c$

$z$  – число ходов среды по трубному пространству

$z_{л}$  – число линз в компенсаторе

### Греческие символы

$\alpha_{нт}$  – коэффициент неравномерности нагружения труб

$\alpha_{в}, \alpha_{н}$  – коэффициент теплоотдачи внутри и снаружи трубы,  $Вт/(m^2 \cdot K)$

$\alpha_{ф}$  – коэффициент жёсткости фланцевого соединения

$\alpha_{т}, \alpha_{тк}, \alpha_{тл}$  – коэффициент линейного расширения материала труб, кожуха, линзы, град<sup>-1</sup>

$\alpha_{1л}$  – эмпирический коэффициент для расчёта линзы

$\beta_{л}$  – конструктивный параметр линзы

$\delta_{л}$  – деформация линзы,  $mm$

$\delta_{лmax}$  – компенсационная способность линзы,  $mm$

$\rho_{н.с}$  – плотность испытательной среды,  $кг/м^3$

$[\sigma]$  – допускаемое напряжение материала,  $МПа$  ( $кгс/см^2$ )

$[\sigma]_б^{20}, [\sigma]_б^t$  – допускаемое напряжение материала болта в условиях монтажа и рабочих условиях,  $МПа$  ( $кгс/см^2$ )

$\sigma_K$  – окружное напряжение в кольце фланца,  $МПа$  ( $кгс/см^2$ )

$\sigma_{л}$  – расчётное напряжение в линзе,  $МПа$  ( $кгс/см^2$ )

$\sigma_p$  – растягивающее напряжение болтов,  $МПа$  ( $кгс/см^2$ )

$\sigma_1^t, \sigma_K^t$  – температурное напряжение в трубах и кожухе,  $МПа$ ;  $кгс/см^2$

$\epsilon_{ф}$  – температурный коэффициент для фланцевого соединения

$\lambda_1$  – коэффициент, зависящий от  $\beta_{л}$  для линзы

$\lambda$  – коэффициент толщины кольца фланца

$\varphi_1, \varphi_2$  – расчётные коэффициенты фланца

$\varphi_p$  – коэффициент прочности трубной решётки

$\chi$  – коэффициент толщины втулки фланца

$\theta$  – угол поворота кольца фланца, рад

$[\theta]$  – допускаемый угол поворота кольца фланца, рад

$\omega$  – безразмерный параметр фланца

## 1. Расчёт и конструирование трубного пучка теплообменника

### 1.1. Основные определения и расчётные формулы

В химической промышленности теплообменные аппараты составляют более 20 % технологического оборудования. При этом 80 % теплообменников представляют собой кожухотрубчатые теплообменные аппараты (КТТ), в которых теплообмен между средами осуществляется через стенку теплообменных труб (рис. 1.1).

Стальные кожухотрубчатые теплообменники изготавливают следующих типов: ТН – с неподвижными трубными решётками; ТК – с температурным компенсатором на кожухе; ТП – с плавающей головкой; ТУ – с U-образными трубами; ТПК – с плавающей головкой и компенсатором на ней. Использование стальных КТТ различных типов в химических производствах характеризуется следующими данными: ТП – 75 %; ТК – 15 %; ТУ – 3 %; ТН и ТПК – остальное.

Для обеспечения многоходовости по трубному пространству кожухотрубчатый теплообменник имеет распределительные камеры (позиция 2 на рис. 1.1), в которых устанавливаются ходовые перегородки, обеспечивающие разделение потока среды по ходам трубного пространства. На рис. 1.2 представлены схемы радиального размещения перегородок в распределительных камерах кожухотрубчатых теплообменников, многоходовых по трубному пространству. Схемы на рисунке 1.2 б и 1.2 в используются при решении учебных задач. На практике используются также другие схемы размещения ходовых перегородок в распределительных камерах. В частности продольно-поперечное, когда перегородки располагаются параллельно и перпендикулярно нулевому ряду отверстий (рис. 1.3). При чётном значении ходов среды по трубам штуцеры входа и выхода среды в трубное пространство размещены в одной распределительной камере (рис. 1.2 а, 1.2 в, 1.3 б, 1.3 г), при нечётном – в разных (рис. 1.2 б, 1.3 а, 1.3 в). Двухходовой теплообменник имеет одну распределительную камеру.

Теплообменные трубы устанавливаются в трубных решётках, которые конструктивно представляют собой перфорированные круглые пластины соответствующего диаметра и толщины, соединённые с корпусом теплообменника. При размещении труб в трубных решётках необходимо обеспечить максимальную компактность, надёжное крепление труб, удобство разметки трубных решеток и монтажа трубного пучка.

Для кожухотрубчатых теплообменных аппаратов жёсткой конструкции принято треугольное (рис. 1.4 а) и квадратное (рис. 1.4 б) размещение отверстий. На схемах пунктиром показан большой шестиугольник и большой квадрат отверстий.

Возможно два способа определения числа труб теплообменника: метод последовательных приближений и метод расчёта площади трубной решётки, приходящейся на одну трубу.

*Метод последовательных приближений.*

В этом случае известны две величины: внутренний диаметр  $D_B$  аппарата и наружный диаметр  $d_H$  труб. Диаметр отверстий под трубы  $d_{отв}$  принимается конструктивно  $\rightarrow d_{отв} = d_H + 0,4$  мм.

Рассмотрим камеральную разметку отверстий под трубы. С этой целью на поверхности трубной решётки следует сформировать сетку в системе координат  $XOY$  (см. рис. 1.4). Начало координат сетки находится на окружности диаметром  $D$  (после уточнения в процессе расчёта на  $D'$ )

$$D = D_B - (d_H + 14), \text{ мм} \quad (1)$$

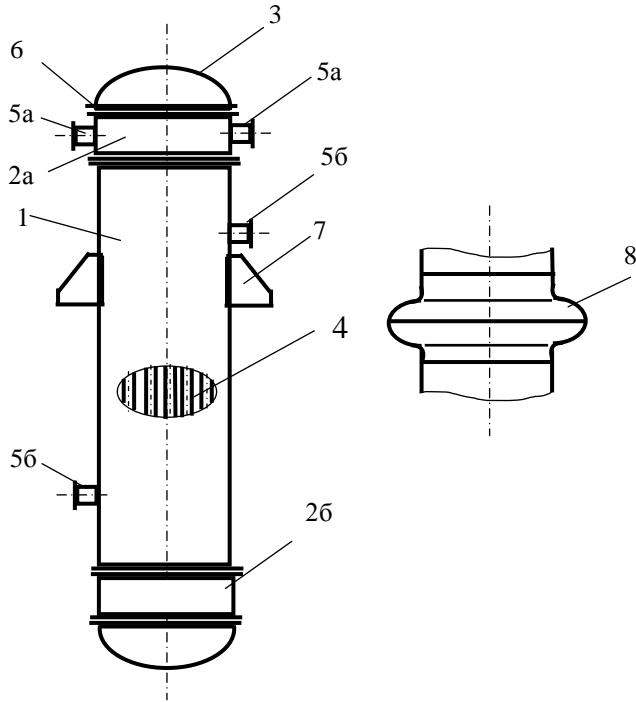


Рис. 1.1. Конструктивная схема кожухотрубчатого теплообменника, многоходового по трубному пространству: 1 – кожух; 2а, 2б – распределительные камеры; 3 – днище; 4 – теплообменные трубы; 5а – штуцер трубного пространства; 5б – штуцер межтрубного пространства; 6 – аппаратный фланец; 7 – опора; 8 – линзовый компенсатор

В таблице 1.1 приведены параметры сетки размещения отверстий  $t_x, t_y$ , величина которых определяется шагом размещения трубных отверстий  $t_{отв}$ , который по ГОСТ Р 53677-2009 должен быть согласован с наружным диаметром теплообменных труб.

Таблица 1.1- Параметры сетки размещения центров отверстий под трубы, мм

Наружный диаметр труб $d_{\text{П}}$ , мм	16	20	25	38	57
Шаг размещения трубных отверстий $t_{\text{отв}}^*$	21	26	32	48	70
Треугольное размещение $t_x$	10,5	13	16	24	35
Треугольное размещение $t_y$	18,2	22,5	27,7	41,6	60,6
Квадратное размещение $t_x, t_y$	14,85	18,38	22,63	33,94	49,5

\* в соответствии с ГОСТ Р 53677-2009

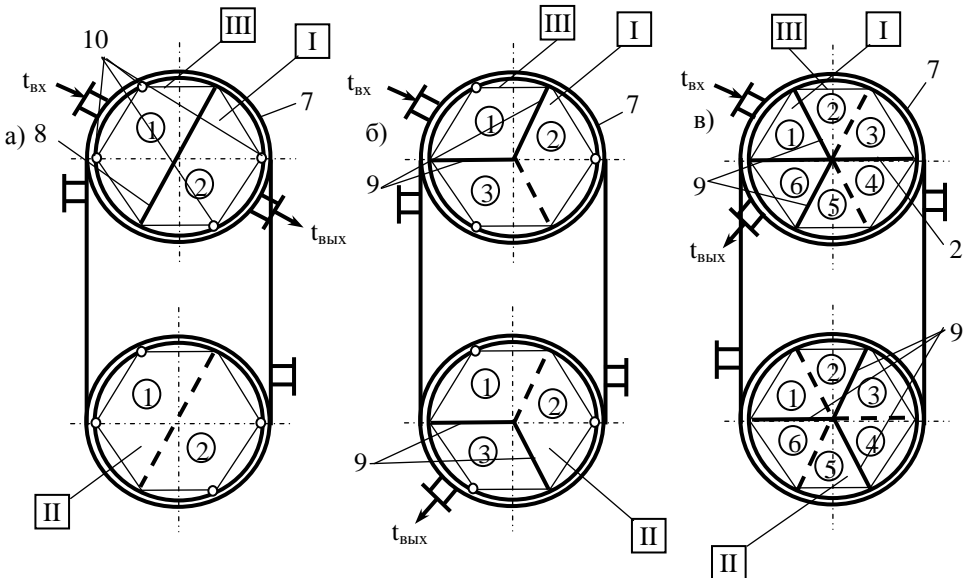


Рис. 1.2. Схемы радиального размещения перегородок в распределительных камерах КТТ: а) двухходовой; б) трёхходовой; в) шестиходовой. Обозначения: I – верхняя трубная решётка; II – нижняя трубная решётка; III – шестиугольник на трубной решётке, занимаемый трубами; 1 ... 6 – номера ходов среды по трубному пространству;  $t_{\text{вх}}$ ,  $t_{\text{вых}}$  – температура среды на входе и выходе из трубного пространства; 7 – корпус распределительной камеры; 8 – диаметрральная перегородка; 9 – радиальная перегородка (пунктиром показаны перегородки, присутствующие в противоположной распределительной камере); 10 – теплообменная труба

Число отверстий на большой диагонали шестиугольника (см. рис. 1.1 а)

$$b = D/t_{\text{отв}} + 1 \quad (1.2 \text{ а})$$

Число отверстий на большой диагонали квадрата (см. рис. 1.1 б)

$$b = D/(2 \cdot t_x) + 1 \quad (1.2 \text{ б})$$



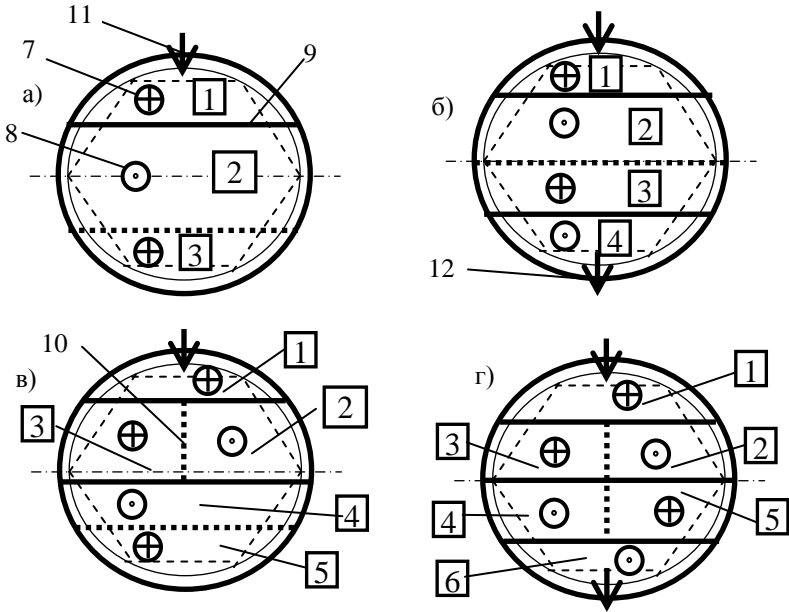


Рис. 1.3. Схемы продольно-поперечного размещения перегородок в распределительных камерах многоходовых КТТ (показан вид на трубную решётку из распределительной камеры): а) трёхходовой; б) четырёхходовой; в) пятиходовой; г) шестиходовой. Обозначения: 1...6 – номера ходов среды по трубам; 7 – движение среды от наблюдателя; 8 – то же к наблюдателю; 9 – продольная перегородка; 10 – поперечная перегородка; 11 – вход среды в трубное пространство; 12 – выход среды из трубного пространства

Для квадратного размещения принимаем «b» целым (в меньшую сторону)  
 $b \rightarrow b'$

Число отверстий на большой стороне шестиугольника отверстий

$$a = (b + 1)/2 \quad (1.3)$$

Для треугольного размещения принимаем «a» целым (в меньшую сторону)  
 $a \rightarrow a'$

После уточнения «a» для треугольного размещения отверстий, уточняем «b»:

$$b' = 2 \cdot a' - 1 \quad (1.4)$$

Уточняем величину  $D \rightarrow D'$ :

$$\text{треугольное размещение } D' = t_{\text{отв}} \cdot (b' - 1) \quad (1.5)$$

$$\text{квадратное размещение } D' = 2 \cdot t_{\text{х}} \cdot (b' - 1) \quad (1.6)$$

Трубная решётка обозначается символом – « $D' \times d_{\text{т}}$  мм».

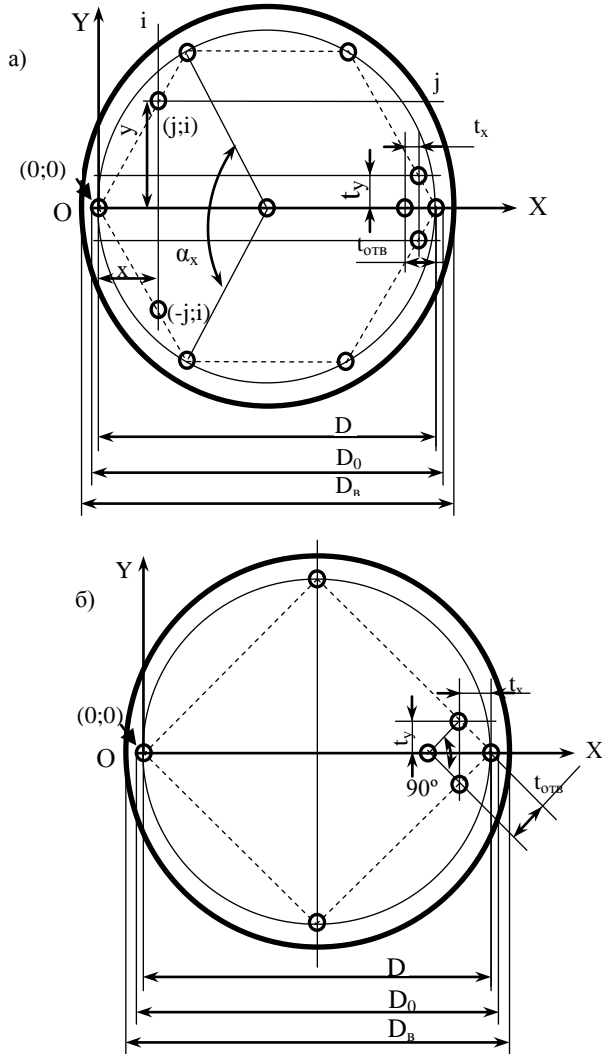


Рис. 1.4. Схемы размещения отверстий в трубных решётках кожухотрубчатых теплообменников по треугольнику (а) и квадрату (б):  $D_B$  - внутренний диаметр аппарата;  $D_0$  - диаметр предельной окружности, за которой располагают отверстия под трубы;  $D$  - диаметр, размещения центров периферийных отверстий  $t_{отв}$ , - шаг размещения трубных отверстий;  $t_x, t_y$  - шаг сетки в поперечном и продольном направлениях;

Максимальное число отверстий в трубной решётке при размещении по треугольнику (при условии, что центры отверстий не выходят за габарит большого шестиугольника отверстий) определяется по формулам

$$n_{\max} = 0,25 \cdot (3 \cdot b'^2 + 1) \quad (1.7 \text{ а})$$

$$\text{или } n_{\max} = 3 \cdot a' \cdot (a' - 1) + 1 \quad (1.7 \text{ б})$$

Максимальное число отверстий в трубной решётке для квадратного размещения (при условии, что центры отверстий не выходят за габарит большого квадрата отверстий) определяется по формуле

$$n_{\max} = b'^2 \quad (1.8)$$

Для трубных решёток с треугольным размещением отверстий  $b'$  всегда нечётное, поэтому они всегда имеют центральное отверстие. Трубные решётки с квадратным размещением отверстий могут иметь как чётное, так и нечётное  $b'$ .

В многоходовых по трубному пространству КТТ число труб будет меньше по сравнению со значением, определённым по формуле 1.7. Уменьшение числа труб в этом случае связано с размещением в распределительных камерах перегородок, которые перекрывают часть труб (см. рис. 1.2, 1.3). В зависимости от числа ходов по трубному пространству в теплообменнике с радиальным размещением перегородок число теплообменных труб будет составлять

$$n_{z=2} = n_{\max} - b; \quad n_{z=3} = n_{\max} - 1,5 \cdot b; \quad n_{z=6} = n_{\max} - 3 \cdot b \quad (1.9)$$

*Метод, основанный на площади трубной решётки, приходящейся на одну трубу (рис. 1.5).*

Компактность размещения отверстий в трубной решётке характеризуется величиной площади трубной решётки  $f_{\text{тр}}$ , приходящейся на одну трубу

$$\text{треугольное размещение } f_{\text{тр}} = 0,866 \cdot t_{\text{отв}}^2 \quad (1.10 \text{ а})$$

$$\text{квадратное размещение } f_{\text{тр}} = t_{\text{отв}}^2 \quad (1.10 \text{ б})$$

Из формул (1.10 а, 1.10 б) видно, что из соображений компактности трубного пучка треугольное размещение отверстий в трубной решётке следует предпочитать квадратному.

Зная величину  $f_{\text{тр}}$ , можно определить номинальное количество отверстий  $n_{\text{отв}}$ , размещаемых в трубной решётке внутри круга диаметром  $D_0'$

$$n_{\text{отв}} = k_1 \cdot 0,785 \cdot (D_0')^2 / f_{\text{тр}}, \quad (1.11)$$

здесь  $k_1 = 0,7 \dots 0,85$  – коэффициент заполнения трубной решётки трубами;  $D_0' = D + d_H$  – уточнённое значение диаметра предельной окружности, за которой располагают отверстия под трубы  $D_0$

Если известна величина поверхности теплообмена  $F_{\text{т.о}}$ , расчётный диаметр труб  $d_p$  и длина труб  $l$ , то число труб определится

$$n = F_{\text{т.о}} / (\pi \cdot d_p \cdot l) \quad (1.12)$$

Расчётный диаметр труб  $d_p$  принимают из анализа соотношения коэффициентов теплоотдачи снаружи  $\alpha_H$  и изнутри  $\alpha_B$  трубы: при  $\alpha_B \gg \alpha_H$ ,  $d_p = d_H$ ; при  $\alpha_B \approx \alpha_H$ ,  $d_p = 0,5 \cdot (d_B + d_H)$ ; при  $\alpha_B \ll \alpha_H$ ,  $d_p = d_B$ .

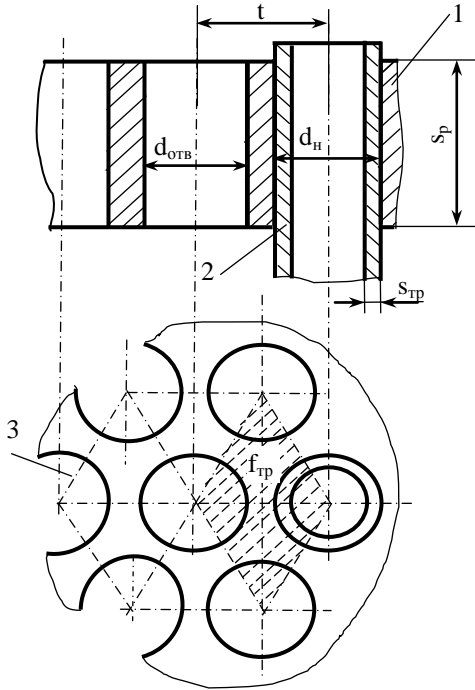


Рис. 1.5. Схема для определения  $f_{тр}$  (выделена штриховкой): 1 – трубная решётка; 2 – труба; 3 – отверстие для трубы

Число труб одного хода в трубном пространстве вычисляют по результатам теплового расчёта теплообменника по формуле

$$n_0 = 3,54 \cdot 10^{-4} \cdot G_{тр} / (d_B^2 \cdot \rho \cdot w_{тр}), \quad (1.13)$$

здесь  $G_{тр}$  – расход теплоносителя в трубном пространстве, кг/ч;  $d_B$  – внутренний диаметр теплообменных труб, м;  $\rho$  – плотность теплоносителя, кг/м<sup>3</sup>;  $w_{тр}$  – скорость теплоносителя в трубах, м/с

Число ходов  $z$  в трубном пространстве находят из зависимости

$$n_T = n_0 \cdot z \quad (1.14)$$

## 1.2. Примеры расчёта

### Пример 1.1.

Методом последовательных приближений определить число труб одноходового теплообменника с треугольным размещением труб. Определить

диаметр размещения периферийных труб. Исходные данные:  $D_B = 600$  мм,  $d_H = 20$  мм

### Решение

Расчётные формулы см. в 1.1.

Диаметр размещения периферийных отверстий

$$D = D_B - (d_H + 14) = 600 - (20 + 14) = 566 \text{ мм}$$

Шаг размещения отверстий (см. таблицу 1.1)

$$t_{\text{отв}} = 26 \text{ мм}$$

Число отверстий на большой диагонали шестиугольника отверстий

$$b = (D/t_{\text{отв}}) + 1 = (566/26) + 1 = 22,8$$

Число отверстий на большой стороне шестиугольника отверстий

$$a = 0,5 \cdot (b + 1) = 0,5 \cdot (22,8 + 1) = 11,9$$

Уточняем значение  $a \rightarrow a' = 11$

Уточняем значение  $b \rightarrow b' = 2 \cdot a' - 1 = 2 \cdot 11 - 1 = 21$

Уточняем величину  $D \rightarrow D' = t_{\text{отв}} \cdot (b' - 1) = 26 \cdot (21 - 1) = 520$  мм

Число труб для одноходового теплообменника

$$n_{\text{тmax}} = n_{\text{тз=1}} = 3 \cdot a' \cdot (a' - 1) + 1 = 3 \cdot 11 \cdot (11 - 1) + 1 = 331 \text{ или}$$

$$n_{\text{тmax}} = n_{\text{тз=1}} = 0,25 \cdot (3 \cdot b'^2 + 1) = 0,25 \cdot (3 \cdot 21^2 + 1) = 331$$

**Ответ:**  $n_{\text{тз=1}} = 331$

### Пример 1.2.

Методом последовательных приближений определить число труб одноходового теплообменника с квадратным размещением труб. Определить диаметр размещения периферийных труб. Исходные данные:  $D_B = 600$  мм,  $d_H = 20$  мм

### Решение

Расчётные формулы см. в 1.1.

Диаметр размещения периферийных отверстий

$$D = D_B - (d_H + 14) = 600 - (20 + 14) = 566 \text{ мм}$$

Шаг размещения отверстий (см. таблицу 1.1)

$$t_{\text{отв}} = 26 \text{ мм}; t_x = 18,36 \text{ мм}$$

Число отверстий на большой диагонали квадрата отверстий

$$b = (D/2 \cdot t_x) + 1 = (566/2 \cdot 18,36) + 1 = 16,4$$

Уточняем значение  $b \rightarrow b' = 16$

Уточняем величину  $D \rightarrow D' = 2 \cdot t_x \cdot (b' - 1) = 2 \cdot 18,36 \cdot (16 - 1) = 550,8$  мм

Число труб для одноходового теплообменника

$$n_{\text{тmax}} = n_{\text{тз=1}} = b'^2 = 16^2 + 1 = 256$$

**Ответ:**  $n_{\text{тз=1}} = 256$

### Пример 1.3.

Методом последовательных приближений определить число труб многоходового теплообменника с треугольным размещением труб. Исходные

данные:  $b = 21$ ;  $n_{TZ=1} = 331$ ; число ходов по трубному пространству а)  $z = 2$ ; б)  $z = 3$ ; в)  $z = 6$

### Решение

а)  $n_{TZ=2} = n_{TZ=1} - b = 331 - 21 = 310$ ;

б)  $n_{TZ=3} = n_{TZ=1} - 1,5 \cdot b = 331 - 1,5 \cdot 21 = 299,5$ ; принимаем  $n_{TZ=3} = 299$ ;

в)  $n_{TZ=6} = n_{TZ=1} - 3 \cdot b = 331 - 3 \cdot 21 = 268$

**Ответ:**  $n_{TZ=2} = 310$ ;  $n_{TZ=3} = 299$ ;  $n_{TZ=6} = 268$

### Пример 1.4.

Определить площадь поверхности теплообмена КТТ для разных условий теплоотдачи. Исходные данные:  $n = 331$ ;  $l = 3$  м; трубы  $20 \times 2$  мм; а)  $\alpha_b \gg \alpha_n$ ; б)  $\alpha_b \approx \alpha_n$ ; в)  $\alpha_b \ll \alpha_n$ . Пояснения:  $\alpha_b$ ,  $\alpha_n$  – коэффициенты теплоотдачи на внешней и внутренней поверхности труб, соответственно.

### Решение

Решение задачи сводится к определению расчётного диаметра  $d_p$  труб для разных условий теплоотдачи на их поверхности и последующего вычисления поверхности теплообмена. Расчётные формулы см. в 1.1.

Размеры труб:  $d_H = 20$  мм;  $s_{TP} = 2$  мм;  $d_B = d_H - 2 \cdot s_{TP} = 20 - 2 \cdot 2 = 16$  мм

а) При  $\alpha_b \gg \alpha_n$ ;  $d_p = d_H = 0,02$  м;  $F = \pi \cdot d_p \cdot l \cdot n = 3,1416 \cdot 0,02 \cdot 3 \cdot 331 = 62,4$  м<sup>2</sup>

б) При  $\alpha_b \approx \alpha_n$ ;  $d_p = 0,5 \cdot (d_H + d_B) = 0,5 \cdot (0,02 + 0,016) = 0,018$  м;  $F = \pi \cdot d_p \cdot l \cdot n = 3,1416 \cdot 0,018 \cdot 3 \cdot 331 = 56,2$  м<sup>2</sup>

в) При  $\alpha_b \ll \alpha_n$ ;  $d_p = d_B = 0,016$  м;  $F = \pi \cdot d_p \cdot l \cdot n = 3,1416 \cdot 0,016 \cdot 3 \cdot 331 = 49,9$  м<sup>2</sup>

Ответ: а)  $F = 62,4$  м<sup>2</sup>; б)  $F = 56,2$  м<sup>2</sup>; в)  $F = 49,9$  м<sup>2</sup>

### Пример 1.5.

Определить число труб одноходового КТТ с треугольным размещением труб через площадь трубной решётки, приходящейся на одну трубу. Исходные данные:  $D = 520$  мм,  $d_H = 20$  мм

### Решение

Расчётные формулы см. в 1.1.

Диаметр предельной окружности за которой размещаются трубы

$$D_0 = D + d_H = 520 + 20 = 540 \text{ мм}$$

Шаг размещения труб (см. таблицу 1.1)  $t_{отв} = 26$  мм

Площадь трубной решётки, приходящаяся на одну трубу, для треугольного размещения труб

$$f_{TP} = 0,866 \cdot t_{отв}^2 = 0,866 \cdot 0,026^2 = 5,85 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

Число труб, размещаемых внутри круга диаметром  $D_0$

$$n_{TF} = 0,785 \cdot D_0^2 / f_{TP} = 0,785 \cdot 0,54^2 / 5,85 \cdot 10^{-4} = 390,8 \text{ принимаем } n_{TF} = 390$$

Сравнение результатов расчёта числа труб в примерах 1.1 ( $n = 331$ ) и 1.5 ( $n_T = 363$ ): расчёт числа труб через  $f_{TP}$  показывает увеличение числа труб на  $390/331 = 1,18$  или  $(390 - 331)/331 = 0,18 = 18 \%$ .

**Ответ:**  $n_{TF} = 390$

## 2. Расчёт элементов теплообменного аппарата

### 2.1. Основные определения и расчётные формулы

При работе теплообменных аппаратов в них возникают температурные усилия  $Q^t$  и усилия от давления в аппарате  $Q^p$ .

Температурное усилие в кожухе  $Q_K^t$  и трубах  $Q_T^t$  теплообменника ТН определяются по формулам

$$Q^t = Q_K^t = Q_T^t \quad (2.1)$$

$$Q^t = \frac{(\alpha_{tT} \cdot \Delta t_T - \alpha_{tK} \cdot \Delta t_K) \cdot E_K \cdot F_K \cdot E_T \cdot F_T}{E_K \cdot F_K + E_T \cdot F_T}, \quad (2.2)$$

где  $F_T, F_K$  – суммарная площадь сечения труб, площадь сечения стенки кожуха, соответственно,  $m^2$ ;  $\alpha_{tT}, \alpha_{tK}$  – коэффициенты линейного расширения материала труб и кожуха, соответственно, град $^{-1}$ ;  $\Delta t_T, \Delta t_K$  – температурный напор для труб и кожуха, соответственно, град;  $E_T, E_K$  – модуль упругости материала труб и кожуха, соответственно, МПа

Если трубы и кожух выполнены из одного материала (например, из углеродистой или низколегированной стали др.), то  $\alpha_{tT} = \alpha_{tK} = \alpha_t, E_T = E_K = E$ .  $\Delta t_T - \Delta t_K = \Delta t$  – температурный напор в теплообменнике.

Температурные напряжения в трубах  $\sigma_T^t$  и кожухе  $\sigma_K^t$  теплообменника ТН определяются

$$\sigma_T^t = \frac{Q^t}{F_T} = \frac{\alpha_t \cdot \Delta t \cdot E \cdot F_K}{F_K + F_T} \quad (2.3)$$

$$\sigma_K^t = \frac{Q^t}{F_K} = \frac{\alpha_t \cdot \Delta t \cdot E \cdot F_T}{F_K + F_T}, \quad (2.4)$$

Следует помнить, что температурные напряжения в кожухе  $\sigma_K^t$  являются растягивающими, а в трубах  $\sigma_T^t$  – сжимающими. Обратите внимание, что температурные напряжения в элементах аппарата ТК не зависят от длины труб.

Из (2.3, 2.4) следует, что температурные напряжения в трубах и кожухе обратно пропорциональны площадям поперечного сечения металла труб и кожуха, т. е.

$$\frac{\sigma_T^t}{\sigma_K^t} = \frac{F_K}{F_T} \quad (2.6)$$

На рисунке 2.1 показана расчётная схема теплообменника ТН. При подаче в теплообменник технологической среды в межтрубное ( $p_M$ ) и трубное ( $p_T$ ) пространства в аппарате возникает осевое усилие  $Q^p$  от давления в аппарате, растягивающее кожух и трубы

$$Q^p = Q_1 - Q_2 + Q_3, \quad (2.6)$$

здесь  $Q_1$  – усилие на днище от давления в трубном пространстве (см. рис. 2.1)

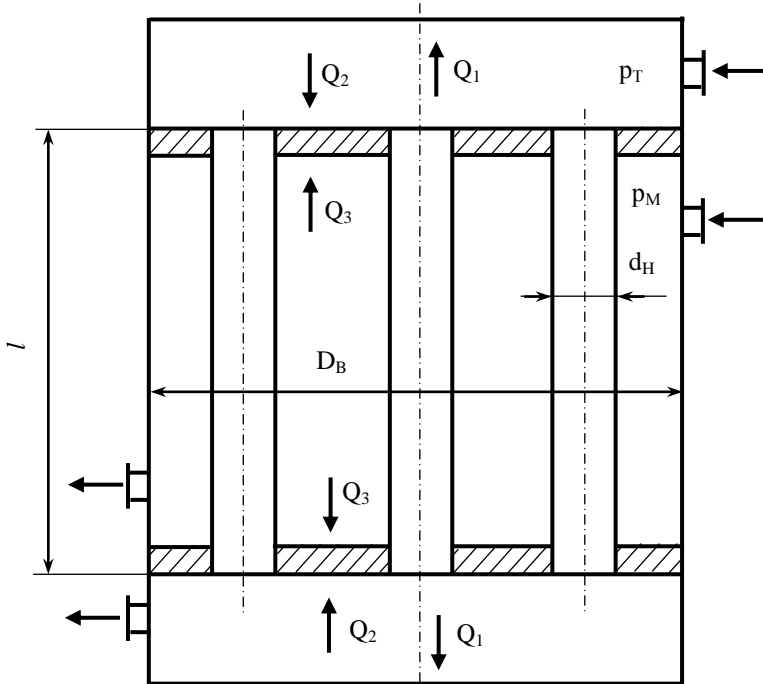


Рис. 2.1. Расчётная схема аппарата ТН:  $p_T$  – давление в трубном пространстве;  $p_M$  – давление в межтрубном пространстве;  $Q_1$  – усилие на днище от давления в трубном пространстве;  $Q_2$  – усилие на трубную решётку от давления в трубном пространстве;  $Q_3$  – усилие на трубную решётку от давления в межтрубном пространстве

$$Q_1 = 0,785 \cdot p_T \cdot D_B^2 \quad (2.7)$$

$Q_2$  – усилие на трубную решётку от давления в трубном пространстве (см. рис. 2.1)

$$Q_2 = 0,785 \cdot p_T \cdot (D_B^2 - n_T \cdot d_H^2) \quad (2.8)$$

$Q_3$  – усилие на трубную решётку от давления в межтрубном пространстве (см. рис. 2.1)

$$Q_3 = 0,785 \cdot p_M \cdot (D_B^2 - n_T \cdot d_H^2) \quad (2.9)$$

Формулу для  $Q^P$  с учётом (2.6-2.8) перепишем

$$Q^P = 0,785 \cdot [p_M \cdot (D_B^2 - n_T \cdot d_H^2) + p_T \cdot n_T \cdot d_H^2], \quad (2.10)$$

здесь  $p_M$ ,  $p_T$  – давление среды в межтрубном и трубном пространстве, соответственно, МПа;  $n_T$  – число труб в трубном пучке;  $d_H$ ,  $d_B$  – наружный и внутренний диаметр труб, соответственно, м;  $Q^P$  – МН.

Усилие от давления среды в КТТ распределено между кожухом и трубами



$$Q^P = Q_K^P + Q_T^P, \quad (2.11)$$

здесь  $Q_K^P$  – усилие от давления, воспринимаемое кожухом;  $Q_T^P$  – то же трубами

После решения уравнений совместности деформаций кожуха и труб  $Q_K^P$  и  $Q_T^P$  определяются

$$Q_K^P = Q^P \cdot \frac{E_K \cdot F_K}{E_K \cdot F_K + E_T \cdot F_T} \quad (2.12)$$

$$Q_T^P = Q^P \cdot \frac{E_T \cdot F_T}{E_K \cdot F_K + E_T \cdot F_T} \quad (2.13)$$

Если кожух и трубы выполнены из одинакового материала, имеем  $E_K = E_T = E$ . Тогда формулы (2.12, 2.13) перепишем

$$Q_K^P = Q^P \cdot \frac{F_K}{F_K + F_T} \quad (2.14)$$

$$Q_T^P = Q^P \cdot \frac{F_T}{F_K + F_T} \quad (2.15)$$

Таким образом, в случае, когда кожух и трубы изготовлены из одинакового материала, напряжения от давления в кожухе  $\sigma_K^P$  и трубах  $\sigma_T^P$  будут равны и определяются

$$\sigma_K^P = \sigma_T^P = \frac{Q^P}{F_K + F_T} \quad (2.16)$$

Результирующие напряжения в кожухе  $\sigma_K$  и трубах  $\sigma_T$  аппарата ТН определяются как сумма температурных напряжений и напряжений от давления. При этом следует учитывать, что напряжения от давления в кожухе и трубах являются растягивающими, а температурные напряжения для кожуха – растягивающие, для труб – сжимающие.

$$\sigma_K = \sigma_K^P + \sigma_K^t \quad (2.17)$$

$$\sigma_T = \sigma_T^P - \sigma_T^t \quad (2.18)$$

При температурном напоре в аппарате  $\Delta t > 50^\circ$  используются кожухотрубчатые теплообменники с линзовым компенсатором на кожухе (рис. 2.2). Компенсирующая способность линзового компенсатора примерно пропорциональна числу линз. Компенсирующая способность одной линзы можно принимать в пределах  $\delta_{л \max} = 2,5 \dots 3$  мм.

Деформация  $\delta_{л}$  компенсатора (см. рис. 2.2) пропорциональна нагрузке на компенсатор, которая в рассматриваемом случае равна  $Q_K = Q_T$ , т.е.

$$\delta_{л} = \frac{m_{л} \cdot Q_K}{E} = \frac{m_{л} \cdot Q_T}{E}, \quad (2.19)$$

где  $m_{л}$  – податливость линзы,  $m^{-1}$ ;  $E$  – модуль упругости материала линзы, Па;  $Q$  – нагрузка на компенсатор, Н.

$$m_{л} = z_{л} \cdot \frac{0,06 \cdot \alpha_{1л} \cdot (1 - \beta) \cdot D_B^2}{\pi \cdot s_{л}^3}, \quad (2.20)$$

здесь  $z_{л}$  – число линз в компенсаторе;  $\beta_{л} = D_{1л}/D_{2л}$  – конструктивный параметр линзы;  $\alpha_{1л}$  – эмпирический коэффициент для расчёта линзы (таблица П1);  $s_{л}$  – толщина стенки линзы компенсатора, м.

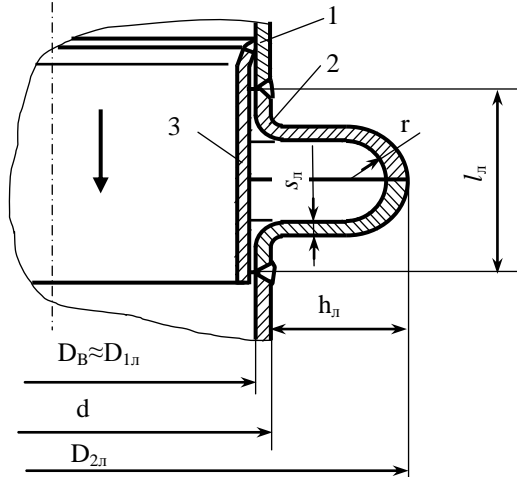


Рис. 2.2. Схема размещения линзового компенсатора на кожухе аппарата ТК (стрелкой показано направление движения среды в аппарате): 1 – кожух; 2 – полулинза; 3 – обтекатель. На схеме обозначено:  $D_B$  – внутренний диаметр аппарата (примерно равен внутреннему диаметру линзы  $D_{1л}$ );  $d$  – расчётный диаметр впадины компенсатора;  $D_{2л}$  – наружный диаметр линзы;  $h_{л}$  – высота компенсатора;  $s_{л}$  – исполнительная толщина стенки линзы;  $l_{л}$  – длина компенсатора;  $r$  – радиус тороидального перехода

Если трубы, кожух и линза изготовлены из одинакового материала, имеем  $\alpha_{т} = \alpha_{к} = \alpha_{л} = \alpha$  и  $E_{т} = E_{к} = E_{л} = E$ . Для этого случая температурное усилие в теплообменнике ТК определяется из выражения

$$Q^t = \frac{\alpha_t \cdot \Delta t \cdot l_T \cdot E}{\frac{l_T}{F_T} + \frac{l_T}{F_K} + m_{л}}, \quad (2.21)$$

где  $\Delta t$  – температурный напор в аппарате, град;  $l_T$  – длина труб, м  
Усилие от давления в ТК содержит дополнительное слагаемое  $Q_4$

$$Q^p = Q_1 - Q_2 + Q_3 + Q_4, \quad (2.22)$$

здесь  $Q_1, Q_2, Q_3$  – см. пояснения к формулам (2.7, 2.8, 2.9);

$Q_4$  – усилие в линзе

$$Q_4 = 0,785 \cdot p_M \cdot (D_{2n}^2 - D_B^2) \quad (2.23)$$

Усилие от давления в аппарате ТК определяется по формуле, полученной после объединения (2.10 и 2.23)

$$Q^P = 0,785 \cdot [p_M \cdot (D_{2n}^2 - n_T \cdot d_H^2) + p_T \cdot n_T \cdot d_B^2], \quad (2.24)$$

С достаточной точностью можно считать, что в аппаратах ТК усилие от давления  $Q^P$  воспринимается только трубным пучком. Тогда напряжения в трубах  $\sigma_T$  и кожухе  $\sigma_K$  аппарата ТК определяются

$$\sigma_T = \frac{Q^P - Q^I}{F_T} \quad (2.25)$$

$$\sigma_K = \frac{Q^I}{F_K} \quad (2.26)$$

*Трубная решётка* – перфорированный диск, в отверстиях которого закреплены теплообменные трубы. Трубная решётка аппаратов ТН и ТК соединена сваркой с аппаратным фланцем (рис. 2.3), она вместе с трубами служит для разделения трубного и межтрубного пространств аппарата. Трубные решётки изготавливают из стали 20, 09Г2С, 16ГС и др.

Крепление труб в трубной решётке регламентировано ОСТ 26-02-1015-85. Наиболее распространён способ крепления *развальцовкой* (рис. 2.4) с последующей обваркой. Диаметр отверстия в трубной решётке на 0,4 мм больше наружного диаметра трубы, концы трубы выступают над плоскостью решётки на толщину стенки трубы. Отверстия в трубных решётках выполняют гладкими или с канавками, они имеют фаски как показано на рис. 2.4.

Исполнительная толщина трубной решётки определяется аналогично расчёту плоской круглой зашлепленной плиты

$$s_p = \frac{D_B}{4,7} \cdot \sqrt{\frac{p_{pT}}{[\sigma] \cdot \varphi_p}} + c, \quad (2.27)$$

где  $D_B$  – внутренний диаметр аппарата, м;  $\varphi_p = (t - d_H)/t$  – коэффициент прочности трубной решётки;  $p_{pT}$  – расчётное давление на трубную решётку, МПа;  $[\sigma]$  – допускаемое напряжение материала решётки, МПа;  $c$  – конструктивная прибавка к расчётной толщине трубной решётки, м.

Расчётное давление на трубную решётку  $p_{pT}$  определяется

$$p_{pT} = 1,273 \cdot Q_P / D_B^2, \quad (2.28)$$

здесь  $Q_P$  – суммарная нагрузка на трубную решётку.

$Q_P$  определяется в зависимости от типа аппарата по формулам

$$\text{ТН: } Q_P = 0,785 \cdot p_T \cdot D_B^2 + Q^I \quad (2.29)$$

$$Q^I = \frac{\alpha_t \cdot \Delta t \cdot E \cdot F_K \cdot F_T}{F_K + F_T}, \quad (\text{см. 2.2})$$

здесь  $Q^t$  – температурное усилие на решётку для случая, когда трубы и кожух изготовлены из одинакового материала (см. пояснения к формулам 2.1, 2.2).

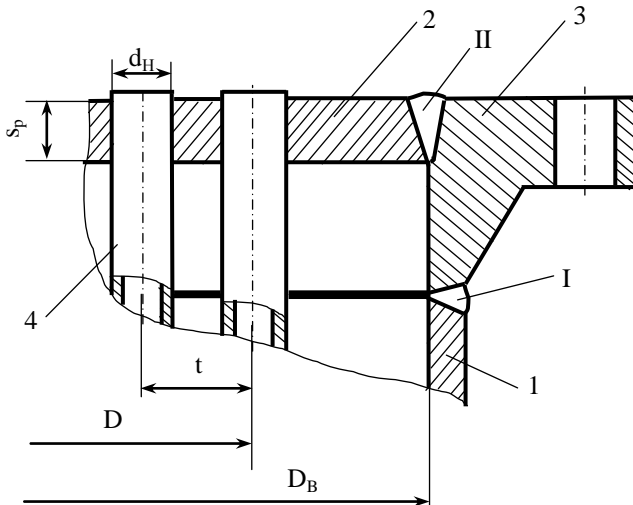


Рис. 2.3. Схема установки трубной решётки в кожухе теплообменников ТН и ТК: 1 – кожух; 2 – трубная решётка; 3 – аппаратный фланец; 4 – теплообменная труба. На схеме обозначено:  $D_B$  – внутренний диаметр аппарата;  $D$  – диаметр размещения периферийных труб;  $d_H$  – наружный диаметр трубы;  $t$  – шаг размещения труб;  $s_p$  – исполнительная толщина трубной решётки; I – стыковой сварной шов между фланцем и кожухом; II – угловой сварной шов между трубной решёткой и фланцем

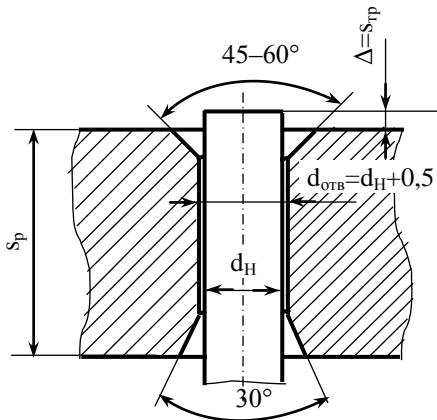


Рис. 2.4. Фрагмент трубной решётки с трубой перед развальцовкой

$$\text{TK: } Q_P = 0,785 \cdot [p_M \cdot (D_2^2 - D_B^2) + p_T \cdot D_B^2] + Q^t \quad (2.30)$$

$$Q^t = \frac{\alpha_t \cdot \Delta t \cdot E \cdot l_T}{\frac{l_T}{F_T} + \frac{l_T}{F_K} + m_n} \quad (\text{см. 2.21})$$

Конструктивная прибавка «с» к расчетной толщине трубной решётки назначается следующим образом

$$c = c_T + c_M \quad (2.31)$$

здесь  $c_T$ ,  $c_M$  – конструктивная прибавка к толщине трубной решётки со стороны трубного и межтрубного пространства, соответственно.

Для многоходовых по трубному пространству аппаратов на трубной решётке со стороны распределительной камеры выполняются канавки для установки перегородок. Поэтому  $c_T$  принимается равной толщине перегородки (таблица П 2). Конструктивная прибавка  $c_M$  составляет: для низколегированных и углеродистых сталей –  $c_M = 2 \dots 3$  мм, для высоколегированных сталей и цветных сплавов –  $c_M = 0$  мм. Для решёток без канавок величину «с» выбирают с учётом двухсторонней коррозии, т.е. в этом случае  $c = 2 \cdot c_M$ .

Расчёт прочности крепления труб в трубной решётке состоит в определении необходимой глубины развальцовки  $l_p$ , которая должна быть меньше или равна толщине трубной решётки  $s_p$ .

Глубина развальцовки определяется из выражения

$$l_p = \frac{P_{TP}}{d_H \cdot [q]} \quad , \quad (2.32)$$

где  $P_{TP}$  – усилие, приходящееся на одну трубу, МН;  $d_H$  – наружный диаметр труб, м;  $[q]$  – допускаемая нагрузка на трубы (для стальных труб и стальной решётки при развальцовке в гладких отверстиях  $[q] = 15$  МПа; в отверстиях с проточками  $[q] = 30$  МПа; при развальцовке с отбортовкой труб  $[q] = 40$  МПа).

Усилие, приходящееся на одну трубу, определяется из выражения

$$P_{TP} = \frac{p_{pT} \cdot 0,785 \cdot D_B^2 \cdot \alpha_{HT}}{n_T} \quad , \quad (2.33)$$

здесь  $p_{pT}$  – расчётное давление на трубную решётку (см. 2.28), МПа;  $D_B$  – внутренний диаметр аппарата, м;  $n_T$  – число труб в трубном пучке;  $\alpha_{HT}$  – коэффициент неравномерности нагружения труб ( $\alpha_{HT} = 1, 1 \dots 1,5$ ).

Полученное значение глубины развальцовки  $l_p$  следует сопоставить с исполнительной толщиной трубной решётки  $s_p$

$$s_p \geq l_p \quad (2.34)$$

Толщина стенки  $s_{л}$  линзы аппарата ТК определяется по формуле С.Н. Соколова

$$s_{л} = \lambda_1 \cdot D_{1л} \cdot \sqrt{\frac{1,1 \cdot p_{np}}{\sigma_T}} + c, \quad (2.35)$$

где  $D_{1л} \approx D_B$  – внутренний диаметр линзы (см. рис. 2.2), мм;  $\lambda_1$  – коэффициент, зависящий от  $\beta_{л} = D_{1л}/D_{2л}$  ( $\beta_{л}$  – таблица П 2;  $D_{2л}$  – таблица П 3);  $p_{np}$  – пробное давление в межтрубном пространстве (таблица П 4), МПа;  $\sigma_T$  – предел текучести материала линзы при рабочей температуре (таблица П 5), МПа;  $c$  – конструктивная прибавка к толщине линзы, мм.

Если размеры линзового компенсатора выбраны конструктивно, то условие прочности линзы имеет вид

$$\sigma_{л} = 0,8 \cdot \frac{(1 - \beta) \cdot Q_K}{\pi \cdot (s_{л} - c)^2} \leq [\sigma], \quad (2.36)$$

где  $Q_K$  – усилие в кожухе аппарата ТК (см. 2.30 с учётом 2.21);  $[\sigma]$  – допускаемое напряжение материала линзы (таблица П 6)

Компенсирующая способность линзового компенсатора примерно пропорциональна числу  $z_{л}$  линз. Компенсирующую способность одной линзы можно принимать в пределах  $\delta_{л} = 2,5 \dots 3$  мм.

Зная температурное удлинение труб аппарата  $\Delta l_T$ , число линз определяем

$$z_{л} = \Delta l_T / \delta_{л} \quad (2.37)$$

## 2.2. Примеры расчёта

### Пример 2.1.

Определить величину температурных напряжений в теплообменнике ТН. Кожух и трубы изготовлены из одинакового материала. Исходные данные:  $\alpha_t = 12,3 \cdot 10^{-6}$  град $^{-1}$ ;  $E = 2,1 \cdot 10^5$  МПа;  $D_B = 600$  мм;  $s_K = 7$  мм;  $\Delta t = 30^\circ$ ;  $d_H \times s_T = 20 \times 2$  мм;  $n_T = 331$

### Решение

Расчётные формулы см. в 2.1.

Площадь сечения стенки кожуха:  $F_K = \pi \cdot (D_B + s_K) \cdot s_K = \pi \cdot (0,6 + 0,007) \cdot 0,007 = 0,013$  м $^2$

Суммарная площадь сечения труб:  $F_T = 0,785 \cdot n_T \cdot (d_H^2 - d_B^2)$ .  $d_B = d_H - 2 \cdot s_T = 0,02 - 2 \cdot 0,002 = 0,016$  м.  $F_T = 0,785 \cdot 331 \cdot (0,02^2 - 0,016^2) = 0,037$  м $^2$

Температурные напряжения в трубах

$$\sigma_T^t = \frac{\alpha_t \cdot \Delta t \cdot E \cdot F_K}{F_K + F_T} = \frac{12,3 \cdot 10^{-6} \cdot 30 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 0,013}{0,013 + 0,037} = 20,1 \text{ МПа}$$

$$\sigma_K^t = \frac{\alpha_t \cdot \Delta t \cdot E \cdot F_T}{F_K + F_T} = \frac{12,3 \cdot 10^{-6} \cdot 30 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 0,037}{0,013 + 0,037} = 57,3 \text{ МПа}$$

**Ответ:**  $\sigma_T^t = 20,1 \text{ МПа}$ ;  $\sigma_K^t = 57,3 \text{ МПа}$

### Пример 2.2.

Определить величину напряжений в кожухе и трубах ТН, вызванных давлением в аппарате. Исходные данные:  $D_B = 600 \text{ мм}$ ;  $s_K = 7 \text{ мм}$ ;  $d_H = 20 \text{ мм}$ ;  $d_B = 16 \text{ мм}$ ;  $n_T = 331$ ;  $p_M = 1,2 \text{ МПа}$ ;  $p_T = 2,3 \text{ МПа}$

#### Решение

Расчётные формулы см. в 2.1.

Площадь сечения стенки кожуха:  $F_K = \pi \cdot (D_B + s_K) \cdot s_K = \pi \cdot (0,6 + 0,007) \cdot 0,007 = 0,013 \text{ м}^2$

Суммарная площадь сечения труб:  $F_T = 0,785 \cdot n \cdot (d_H^2 - d_B^2) = 0,785 \cdot 331 \cdot (0,02^2 - 0,016^2) = 0,037 \text{ м}^2$

Осевое усилие от давления в аппарате

$Q^P = 0,785 \cdot [p_M \cdot (D_B^2 - n_T \cdot d_H^2) + p_T \cdot n_T \cdot d_B^2] = 0,785 \cdot [1,2 \cdot (0,6^2 - 331 \cdot 0,02^2) + 2,3 \cdot 331 \cdot 0,016^2] = 0,367 \text{ МН}$

Напряжения в кожухе и трубах, вызванные давлением в аппарате

$$\sigma_K^P = \sigma_T^P = \frac{Q^P}{F_K + F_T} = \frac{0,367}{0,013 + 0,037} = 7,34 \text{ МПа}$$

**Ответ:**  $\sigma_K^P = \sigma_T^P = 7,34 \text{ МПа}$

### Пример 2.3.

Определить результирующее напряжение в кожухе  $\sigma_K$  и трубах  $\sigma_T$  аппарата ТН. Исходные данные:  $\sigma_K^t = 57,3 \text{ МПа}$ ;  $\sigma_K^P = 7,35 \text{ МПа}$ ;  $\sigma_T^t = 20,1 \text{ МПа}$ ;  $\sigma_T^P = 7,35 \text{ МПа}$

#### Решение

Расчётные формулы см. в 2.1.

$\sigma_K = \sigma_K^P + \sigma_K^t = 7,34 + 57,3 = 64,64 \text{ МПа}$

$\sigma_T = \sigma_T^P - \sigma_T^t = 7,34 - 20,1 = -12,76 \text{ МПа}$

**Ответ:**  $\sigma_K = 64,64 \text{ МПа}$ ;  $\sigma_T = -12,76 \text{ МПа}$

### Пример 2.4.

Определить толщину линзы аппарата ТК. Материал линзы – сталь 09Г2С. Исходные данные:  $D_B = 600 \text{ мм}$ ;  $t_K = 30^\circ\text{C}$ ;  $p_M = 1,2 \text{ МПа}$ ;  $c = 1 \text{ мм}$ .

#### Решение

Расчётные формулы см. в 2.1.

Пробное давление (таблица П 4)

Из таблицы П 6 имеем, что  $[\sigma]_{20} \approx [\sigma]_{30}$ , тогда

$$p_{np} = 1,25 \cdot p_M \cdot \frac{[\sigma]_{20}}{[\sigma]_{30}} = 1,25 \cdot p_M = 1,25 \cdot 1,2 = 1,5 \text{ МПа}$$

Размеры компенсатора и значения величин в расчётной формуле  $s_L$  (см. 2.35)

$$\sigma_{T20} = 300 \text{ МПа (таблица П 5)}$$

$$D_{2л} = D_B + 8 + 150 = 600 + 8 + 150 = 758 \text{ мм (таблица ПЗ, } p_y = p_M)$$

$$\beta_L = D_B/D_{2л} = 600/758 = 0,792$$

Линейной интерполяцией находим значение  $\lambda_1$  (таблица П 1:  $\beta_{1л} = 0,75$ ;  $\lambda_{1(1)} = 0,08$ ;  $\beta_{2л} = 0,80$ ;  $\lambda_{1(2)} = 0,061$ ;  $\beta_{хл} = 0,792$ ;  $\lambda_{1(x)} = ?$ )

$$\lambda_1 = \lambda_{1(1)} - \frac{\lambda_{1(1)} - \lambda_{1(2)}}{\beta_{2л} - \beta_{1л}} \cdot (\beta_{хл} - \beta_{1л})$$

$$\lambda_1 = 0,080 - \frac{0,080 - 0,061}{0,8 - 0,75} \cdot (0,792 - 0,75) = 0,064$$

$$s_L = \lambda_1 \cdot D_{1л} \cdot \sqrt{\frac{1,1 \cdot p_{np}}{\sigma_T}} + c = 0,064 \cdot 600 \cdot \sqrt{\frac{1,1 \cdot 1,5}{300}} + 1 = 3,8 \text{ мм}$$

По ГОСТ 19903–74 принимаем  $s_L = 4$  мм (таблица П 7)

**Ответ:**  $s_L = 4$  мм

### Пример 2.5.

Определить число  $z$  линз компенсатора аппарата ТК. Исходные данные:  $\alpha_t = 12,3 \cdot 10^{-6} \text{ град}^{-1}$ ;  $l_T = 6$  м;  $\Delta t = 50$  град;  $\delta_L = 2,5$  мм

#### Решение

Расчётные формулы см. в 2.1.

Температурное удлинение труб теплообменника

$$\Delta l_T = \alpha_t \cdot l_T \cdot \Delta t = 12,3 \cdot 10^{-6} \cdot 6000 \cdot 50 = 3,69 \text{ мм}$$

Число линз компенсатора  $z_L = \Delta l / \delta_L = 3,69 / 2,5 = 1,5$

Принимаем  $z_L = 2$

**Ответ:**  $z = 2$

### Пример 2.6.

Определить податливость  $m_L$  линзового компенсатора аппарата ТК. Исходные данные:  $z_L = 2$ ;  $\beta_L = 0,792$ ;  $D_B = 600$  мм;  $s_L = 4$  мм.

#### Решение

Расчётные формулы см. в 2.1.

Линейной интерполяцией находим значение  $\alpha_1$  (таблица П 1:  $\beta_1 = 0,75$ ;  $\alpha_{1(1)} = 0,58$ ;  $\beta_2 = 0,80$ ;  $\alpha_{1(2)} = 0,32$ ;  $\beta_x = 0,792$ ;  $\alpha_{1(x)} = ?$ )



$$\alpha_{1(x)} = \alpha_{1(1)} - \frac{\alpha_{1(1)} - \alpha_{1(2)}}{\beta_2 - \beta_1} \cdot (\beta_x - \beta_1) =$$

$$= 0,58 - \frac{0,58 - 0,32}{0,8 - 0,75} \cdot (0,792 - 0,75) = 0,362$$

$$m_{\lambda} = z \cdot \frac{0,06 \cdot \alpha_1 \cdot (1 - \beta) \cdot D_B^2}{\pi \cdot s_{\lambda}^3} = 2 \cdot \frac{0,06 \cdot 0,362 \cdot (1 - 0,792) \cdot 600^2}{\pi \cdot 4^3} =$$

$$= 16,2 \text{ мм}^{-1}$$

**Ответ:**  $m_{\lambda} = 16,2 \text{ мм}^{-1}$

### Пример 2.7.

Определить температурное усилие  $Q^t$  в аппарате ТК. Трубы и кожух выполнены из одинакового материала. Исходные данные:  $\alpha = 12,3 \cdot 10^{-6} \text{ град}^{-1}$ ;  $\Delta t = 50 \text{ град}$ ;  $l_T = 6 \text{ м}$ ;  $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ ;  $F_T = 0,037 \text{ м}^2$ ;  $F_K = 0,013 \text{ м}^2$ ;  $m_{\lambda} = 16200 \text{ м}^{-1}$ .

### Решение

Расчётные формулы см. в 2.1.

$$Q^t = \frac{\alpha_t \cdot \Delta t \cdot E \cdot l_T}{\frac{l_T}{F_T} + \frac{l_T}{F_K} + m_{\lambda}} = \frac{12,3 \cdot 10^{-6} \cdot 50 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 6}{\frac{6}{0,037} + \frac{6}{0,013} + 16200} = 0,046 \text{ МН}$$

**Ответ:**  $Q^t = 0,046 \text{ МН}$

### Пример 2.8.

Определить усилие от давления  $Q^p$  в аппарате ТК. Исходные данные:  $p_M = 1,2 \text{ МПа}$ ;  $p_T = 2,3 \text{ МПа}$ ;  $d_H \times s_T = 20 \times 2 \text{ мм}$ ;  $n = 331$ ;  $D_{2л} = 758 \text{ мм}$

### Решение

Расчётные формулы см. в 2.1.

Внутренний диаметр труб  $d_B = d_H - 2 \cdot s_T = 20 - 2 \cdot 2 = 16 \text{ мм}$

$$Q^p = 0,785 \cdot [p_M \cdot (D_{2л}^2 - n_T \cdot d_H^2) + p_T \cdot n_T \cdot d_B^2] = 0,785 \cdot [1,2 \cdot (0,758^2 - 331 \cdot 0,02^2) + 2,3 \cdot 331 \cdot 0,016^2] = 0,57 \text{ МН}$$

**Ответ:**  $Q^p = 0,57 \text{ МН}$

### Пример 2.9.

Определить результирующее напряжение в кожухе  $\sigma_K$  и трубах  $\sigma_T$  аппарата ТК. Исходные данные:  $Q^t = 0,046 \text{ МН}$ ;  $Q^p = 0,57 \text{ МН}$ ;  $F_K = 0,013 \text{ м}^2$ ;  $F_T = 0,037 \text{ м}^2$

**Решение**

Расчётные формулы см. в 2.1.

Напряжение в кожухе аппарата ТК

$$\sigma_K = \frac{Q^t}{F_K} = \frac{0,046}{0,013} = 3,54 \text{ МПа}$$

$$\sigma_T = \frac{Q^p - Q^t}{F_T} = \frac{0,57 - 0,046}{0,037} = 14,16 \text{ МПа}$$

**Ответ:**  $\sigma_K = 3,54 \text{ МПа}$ ;  $\sigma_T = 14,16 \text{ МПа}$

**Пример 2.10.**

Определить расчётную толщину трубной решётки аппарата ТН. Материал трубной решётки – сталь 16ГС. Исходные данные:  $D_B = 600 \text{ мм}$ ;  $p_M = 1,2 \text{ МПа}$ ;  $p_T = 2,3 \text{ МПа}$ ;  $d_H = 20 \text{ мм}$ ;  $t = 26 \text{ мм}$ ;  $Q^t = 0,745 \text{ МН}$

**Решение**

Расчётные формулы см. в 2.1.

Суммарная нагрузка на трубную решётку аппарата ТН

$$Q_P = 0,785 \cdot p_T \cdot D_B^2 + Q^t = 0,785 \cdot 2,3 \cdot 0,6^2 + 0,745 = 1,395 \text{ МН}$$

Коэффициент прочности трубной решётки

$$\varphi_P = (t - d_H)/t = (26 - 20)/26 = 0,23$$

Расчётное давление на трубную решётку

$$p_{TP} = 1,273 \cdot Q_P / D_B^2 = 1,273 \cdot 1,395 / 0,6^2 = 4,93 \text{ МПа}$$

Допускаемое напряжение стали 16ГС для  $t_{раб} = 20^\circ\text{C}$   $[\sigma] = 170 \text{ МПа}$

(таблица П 6).

Расчётная толщина трубной решётки

$$s_{p,p} = \frac{D_B}{4,7} \cdot \sqrt{\frac{P_{mp}}{[\sigma] \cdot \varphi_p}} = \frac{0,6}{4,7} \cdot \sqrt{\frac{4,93}{170 \cdot 0,23}} = 0,045 \text{ м} = 45 \text{ мм}$$

**Ответ:**  $s_{p,p} = 45 \text{ мм}$

**Пример 2.11.**

Определить расчётную толщину трубной решётки аппарата ТК. Материал трубной решётки – сталь 16ГС. Исходные данные:  $D_B = 600 \text{ мм}$ ;  $D_{2л} = 758 \text{ мм}$ ;  $p_M = 1,2 \text{ МПа}$ ;  $p_T = 2,3 \text{ МПа}$ ;  $d_H = 20 \text{ мм}$ ;  $t = 26 \text{ мм}$ ;  $Q^t = 0,065 \text{ МН}$

**Решение**

Расчётные формулы см. в 2.1.

Суммарная нагрузка на трубную решётку аппарата ТК

$$Q_P = 0,785 \cdot [p_M \cdot (D_{2л}^2 - D_B^2) + p_T \cdot D_B^2] + Q^t = 0,785 \cdot [1,2 \cdot (0,758^2 - 0,6^2) + 2,3 \cdot 0,6^2] + 0,065 = 0,917 \text{ МН}$$

Коэффициент прочности трубной решётки

$$\varphi_P = (t - d_H)/t = (26 - 20)/26 = 0,23$$

Расчётное давление на трубную решётку

$$p_{\text{тр}} = 1,273 \cdot Q_p / D_B^2 = 1,273 \cdot 0,917 / 0,6^2 = 3,24 \text{ МПа}$$

Допускаемое напряжение стали 16ГС для  $t_{\text{раб}} = 20^\circ\text{C}$   $[\sigma] = 170 \text{ МПа}$  (таблица П 6).

Расчётная толщина трубной решётки

$$s_{p,p} = \frac{D_B}{4,7} \cdot \sqrt{\frac{P_{mp}}{[\sigma] \cdot \varphi_p}} = \frac{0,6}{4,7} \cdot \sqrt{\frac{3,24}{170 \cdot 0,23}} = 0,037 \text{ м} = 37 \text{ мм}$$

**Ответ:**  $s_{p,p} = 37 \text{ мм}$

### Пример 2.12.

Определить исполнительную толщину трубной решётки кожухотрубчатого теплообменника. Материал решётки – сталь 16ГС. Исходные данные:  $D_B = 600 \text{ мм}$ ;  $s_{p,p} = 45 \text{ мм}$ . Толщину трубной решётки определить для случая: а) одноходовой по трубному пространству аппарат; б) многоходовой по трубному пространству аппарат.

#### Решение

Расчётные формулы см. в 2.1.

а) Одноходовой аппарат не имеет перегородок в трубном пространстве, поэтому  $c_T = c_M = 2 \text{ мм}$

$$s_p = s_{p,p} + c_T + c_M = 45 + 2 + 2 = 49 \text{ мм}$$

По ГОСТ 19903–74 принимаем  $s_p = 50 \text{ мм}$

б) Многоходовой аппарат имеет радиальные перегородки в трубном пространстве, поэтому  $c_T = s_{\text{п}}$ ,  $s_{\text{п}}$  – толщина перегородки. По таблице П 2  $s_{\text{п}} = 6 \text{ мм}$ .  $c_M = 2 \text{ мм}$ .

$$s_p = s_{p,p} + c_T + c_M = 45 + 10 + 2 = 57 \text{ мм}$$

По ГОСТ 19903–74 принимаем  $s_p = 60 \text{ мм}$

**Ответ:** а)  $s_p = 50 \text{ мм}$ ; б)  $s_p = 60 \text{ мм}$ .

### Пример 2.13.

Проверить прочность закрепления труб в трубной решётке теплообменного аппарата. Отверстия в трубной решётке гладкие. Исходные данные:  $D_B = 600 \text{ мм}$ ;  $d_H = 20 \text{ мм}$ ;  $n = 331$ ;  $s_p = 55 \text{ мм}$ ;  $Q_p = 1,395 \text{ МН}$ ;  $\alpha_{\text{нт}} = 1,25$ ;  $[q] = 15 \text{ МПа}$ .

#### Решение

Расчётные формулы см. в 2.1.

Расчётное давление на трубную решётку

$$p_{\text{тр}} = 1,273 \cdot Q_p / D_B^2 = 1,273 \cdot 1,395 / 0,6^2 = 4,93 \text{ МПа}$$

Усилие, приходящееся на одну трубу

$$P_{\text{тр}} = \frac{P_{mp} \cdot 0,785 \cdot D_B^2 \cdot \alpha_{\text{нт}}}{n} = \frac{4,93 \cdot 0,785 \cdot 0,6^2 \cdot 1,25}{331} = 0,00526 \text{ МН}$$

Расчётная глубина развальцовки труб в гладкие отверстия

$$l_p = \frac{P_{TP}}{d_H \cdot [q]} = \frac{0,00526}{0,02 \cdot 15} = 0,0175 \text{ м} = 17,5 \text{ мм}$$

Проверка прочности развальцовки. Прочность развальцовки обеспечена, т.к.  $l_p = 17,5 \text{ мм} < s_p = 55 \text{ мм}$

**Ответ:**  $l_p = 17,5 \text{ мм} < s_p = 55 \text{ мм}$

### 3. Выбор и расчёт аппаратных фланцев

#### 3.1. Основные определения и расчётные формулы

*Фланец* – соединительная часть аппаратов, труб, арматуры, валов и т.д., представляющая собой обычно плоское кольцо или диск с равномерно расположенными отверстиями для прохода крепёжных деталей (болты или шпильки).

*Фланцевое соединение* – неподвижное разъёмное соединение, герметичность которого достигается путём сжатия уплотнительных (привалочных) поверхностей друг с другом крепёжными деталями. Эти соединения обеспечивают герметичность, прочность, быструю разборку и сборку, технологичность изготовления. Их применяют для присоединения к аппаратам и машинам трубопроводов, запорных устройств, КИП, а также для соединения отдельных частей машин и аппаратов.

Фланцевое соединение состоит из двух симметрично расположенных фланцев, уплотнительного устройства и крепёжных элементов (болтов или шпилек, гаек, шайб). По форме кольца различают (рис. 3.1) круглые, квадратные и овальные фланцы. Наиболее распространены фланцы с круглым кольцом из-за простоты их изготовления.

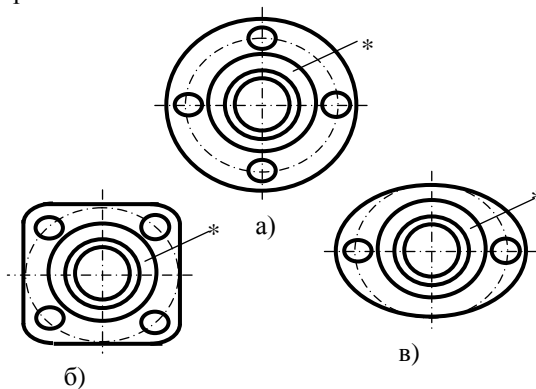


Рис.3.1. Форма кольца фланцев: а) круглая; б) квадратная; в) овальная (\* – привалочная поверхность)

По конструкции и способу соединения с трубой или обечайкой различают (рис. 3.2): фланцы литые или кованные заодно с трубой или корпусом аппарата, плоские приварные фланцы, фланцы с втулкой, приварные встык, фланцы свободные на отбортовке или приварном кольце.

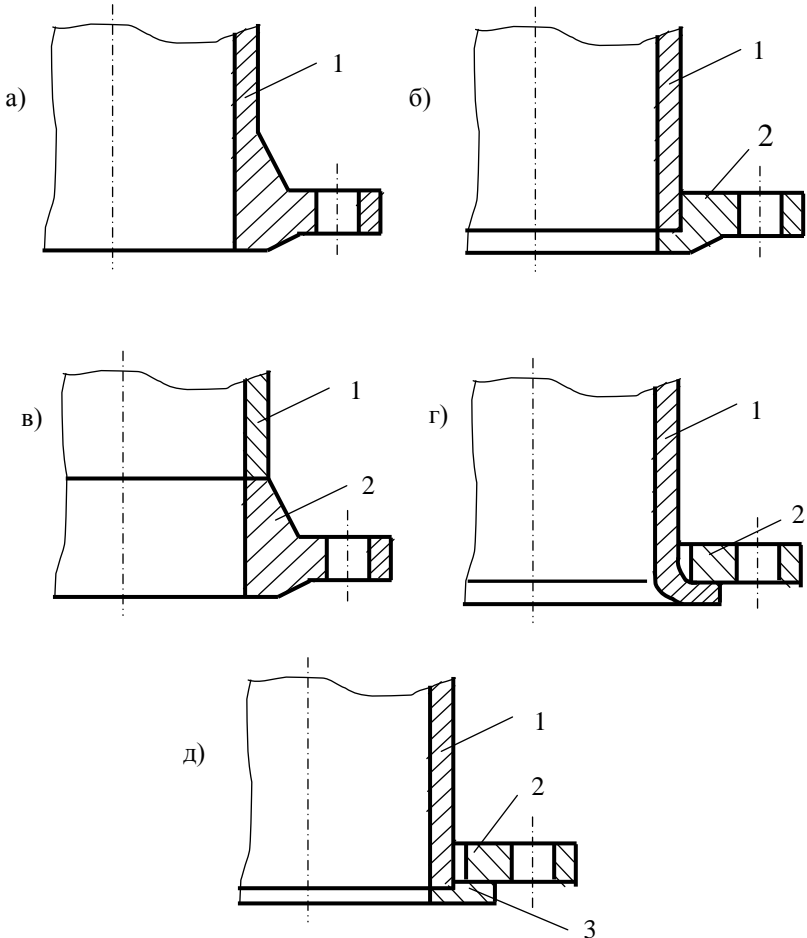


Рис. 3.2. Конструктивное исполнение фланцев: а) литые или кованные заодно с трубой или элементом аппарата; б) плоские приварные; в) с втулкой приварные встык; г) свободные на отбортовке; д) свободные на приварном кольце. На схемах обозначено: 1 – элемент аппарата; 2 – фланец; 3 – приварное кольцо

По конструкции привалочной (уплотнительной или присоединительной) поверхности различают фланцы с привалочной поверхностью (рис. 3.3):

гладкой (с соединительным выступом), типа «выступ – впадина», типа «шип – паз», под шлифованное кольцо овального сечения, конической под линзовое уплотнение.

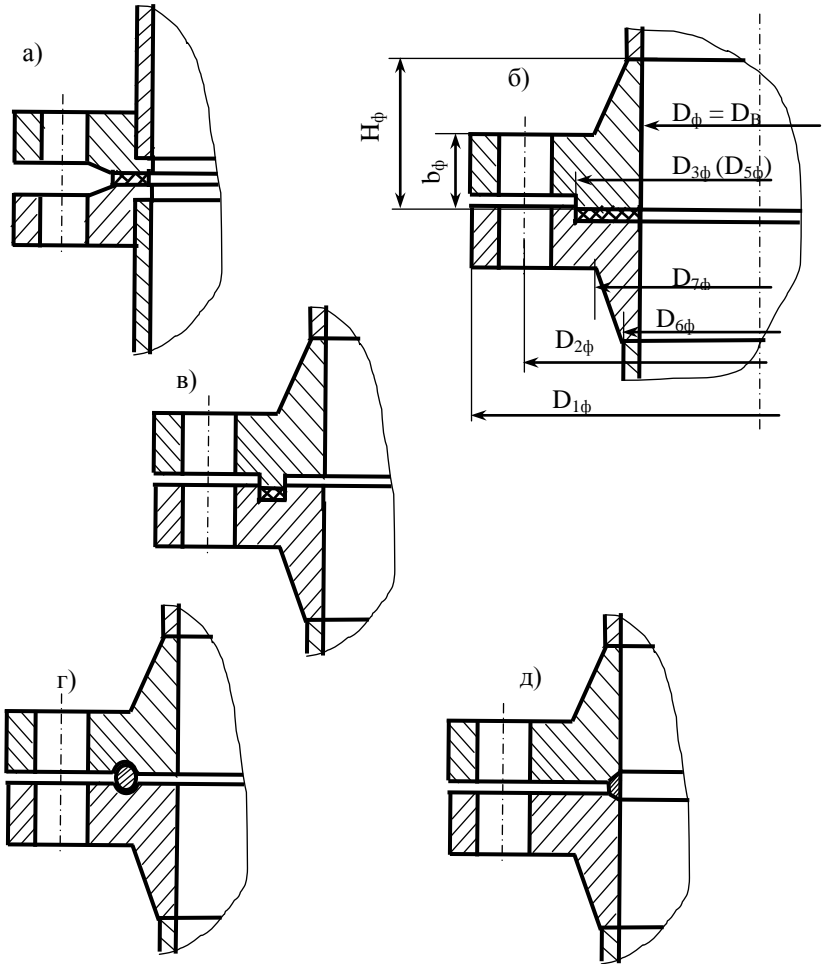


Рис. 3.3. Форма привалочной поверхности фланцев: а) гладкая (с соединительным выступом); б) выступ-впадина; в) шип-паз; г) под шлифованное кольцо овального сечения; д) коническая под линзовое уплотнение

В зависимости от назначения по месту установки различают фланцы аппаратные и фланцы арматуры.

### Типы аппаратных фланцев:

- стальные плоские приварные по ГОСТ 28759.2–90  $D_B = 400 \dots 4000$  мм;  $p_y = 0,3 \dots 1,6$  МПа;  $t = -70 \dots +300^\circ\text{C}$ ;
- стальные с втулкой приварные встык по ГОСТ 28759.3–90  $D_B = 400 \dots 4000$  мм;  $p_y = 0,6 \dots 6,3$  МПа;  $t = -70 \dots +600^\circ\text{C}$ ;
- стальные приварные под прокладку восьмиугольного сечения по ГОСТ 28759.4–90  $D_B = 400 \dots 1600$  мм;  $p_y = 6,3 \dots 16$  МПа;  $t = -70 \dots +600^\circ\text{C}$ .

### Типы фланцев арматуры:

- литые из серого чугуна по ГОСТ 12817–80  $D_y = 15 \dots 3000$  мм,  $p_y = 0,1 \dots 1,6$  МПа;
- литые из ковкого чугуна по ГОСТ 12818–80  $D_y = 15 \dots 80$  мм,  $p_y = 1,6 \dots 4,0$  МПа;
- литые стальные по ГОСТ 12819–80  $D_y = 15 \dots 1600$  мм,  $p_y = 1,6 \dots 20$  МПа;
- стальные плоские приварные по ГОСТ 12820–80  $D_y = 10 \dots 2400$  мм,  $p_y = 0,1 \dots 2,5$  МПа;
- стальные с втулкой приварные встык по ГОСТ 12821–80  $D_y = 10 \dots 1200$  мм,  $p_y = 0,1 \dots 20$  МПа;
- стальные свободные на приварном кольце по ГОСТ 12822–80  $D_y = 10 \dots 500$  мм,  $p_y = 0,1 \dots 2,5$  МПа.

Фланцы аппаратные облегчённые, для одних и тех же рабочих параметров они имеют меньшие размеры и металлоёмкость, чем фланцы арматуры.

В соответствии с ГОСТ 28759.3–90 на рисунке 3.3 б обозначены следующие размеры фланцев (нижний индекс «ф» проставлен для идентификации размера, относящегося к фланцам):  $D_\phi$  – внутренний диаметр ( $D_\phi = D_B$ ), обязательный размер;  $D_{1\phi}$  – наружный диаметр (габаритный размер);  $D_{2\phi} = D_{6\phi}$  – диаметр установки болтов;  $D_{3\phi}$  – диаметр впадины (для фланца исполнения 1);  $D_{5\phi}$  – диаметр выступа (для фланца исполнения 2);  $D_{6\phi}$  – наружный диаметр втулки фланца в верхнем сечении;  $D_{7\phi}$  – наружный диаметр втулки фланца в основании (на уровне кольца фланца);  $b_\phi$  – расстояния от опорной поверхности болта (гайки) до привалочной поверхности фланца;  $H_\phi$  – общая высота фланца.

ГОСТ 28759.3–90 устанавливает конструкции фланцев 12 исполнений (таблица П 9) в зависимости от формы привалочной поверхности (см. рис. 3.3) и материала (монометаллические, облицованные коррозионностойкой сталью, наплавленные коррозионностойкой сталью). Наиболее употребительны монометаллические фланцы исполнений: 1 – с впадиной; 2 – с выступом; 3 – с пазом; 4 – с шипом.

Фланцы соединяют болтами (шпильками) гайками и шайбами. Болты разрешается применять при условном давлении до 2,5 МПа и температуре до  $300^\circ\text{C}$ . Шпильки обычно применяют при условном давлении свыше 1,6 МПа.

Используют стандартные шпильки двух типов: А – с резьбой на всей длине; Б – с резьбовыми концами одинаковой длины и средней (шейка) гладкой частью.

В соответствии с правилами Ростехнадзора крепёжные детали для соединения фланцев из аустенитной стали следует изготавливать из сталей того же класса. Установка крепёжных деталей из аустенитных сталей на фланцах из углеродистой стали, а также иное сочетание допускаются лишь в случаях работы соединений при постоянной температуре.

Гайки и шпильки (болты) следует изготавливать из сталей разных марок; при изготовлении их из стали одной марки нужно использовать материалы с разными механическими свойствами (твёрдостью). Материал крепёжных элементов можно выбирать по таблице 3.1.

Таблица 3.1-Фланцевые соединения. Материалы соединительных деталей

Марка стали	Шпильки		Гайки	
	t, град С	p <sub>v</sub> , МПа	t, град С	p <sub>v</sub> , МПа
25	– 40...+ 425	до 10	– 30...+ 425	до 10
30, 35, 40				до 20
35Х, 38ХА		не огран.	– 40...+ 510	
30ХМА	– 40...+ 450	не огран.	– 40...+ 510	не огран.

Пояснения: p<sub>v</sub> – условное давление см. ГОСТ 28759.1–90

В зависимости от рабочего давления, температуры и вида рабочей среды применяют прокладочное и беспрокладочное уплотнение (обтюрацию) фланцевых соединений. Наиболее распространено прокладочное уплотнение (обтюрация); герметичность соединения достигается за счёт деформации прокладки (обтюратора), уложенной между привалочными поверхностями фланцев и сжатой ими при затяжке болтов (шпилек).

По форме прокладки (обтюраторы) бывают плоские (прямоугольного или квадратного сечения), круглого сечения, гофрированные, профильные, линзовые, овального или восьмиугольного сечения. В таблице 3.2 указаны типы, материалы, области применения и характеристики некоторых видов прокладок (обтюраторов).

Таблица 3.2-Фланцевые соединения. Основные типы прокладок

Материал	Применение			Характеристики			
	D <sub>v</sub> , мм	p <sub>c</sub> , МПа	t <sub>c</sub> , °С	m	q <sub>пр</sub>	[q] <sub>пр</sub>	E <sub>пр</sub>
Прямоугольная форма сечения							
Резина, картон	до 3000	до 0,6	от – 30 до +100	0,5	2	18	3·(1+b <sub>п</sub> /s <sub>п</sub> )
Картон асбестовый		до 1,6	до +500	2,25	20+p <sub>p</sub>	130	2000



Материал	Применение			Характеристики			
	$D_y$ , мм	$p_c$ , МПа	$t_c$ , °C	$m$	$q_{пр}$	$[q]_{пр}$	$E_{пр}$
Паронит*		до 10,0	от -200 до +400	2,5	20		
Фторопласт	до 1000	вакуум; до 10,0	от -200 до +250	2,75	10	40	
Al	от 50 до 800	10...40	от -200 до +300	4,00	60	—	—
Сu, Л63				4,75	90		
05кп				5,50	125		
Монель**				6,00	150		
08X13				6,50	180		
Линзовая форма сечения							
05кп	до 300	6,4...250	от -200 до +540	5,5	125	—	—
Монель				6,00	150		
08X13				6,5	180		
Овальная форма сечения							
05кп	до 400	6,4...20	от -200 до +540	5,5	125	—	—
Монель				6,00	150		
08X13				6,5	180		
Восьмиугольная форма сечения							
05кп	400... 1600	4.0...6.4	от -200 до +540	5,5	125	—	—
Монель				6,00	150		
08X13				6,5	180		
*Для сред с высокой проникающей способностью (водород, гелий, лёгкие нефтепродукты, сжиженные газы и т.п.)							
**Монель – медно-никелевый сплав НМЖМц 28-2,5-1,5							
<b>Пояснения:</b> $D_y$ – условный проход фланца; $p_c$ – давление внутренней среды; $t_c$ – температура внутренней среды; $m$ – прокладочный коэффициент; $q_{пр}$ – давление на прокладку при обжатии, МПа; $[q]_{пр}$ – допускаемое давление на прокладку, МПа; $E_{пр}$ – модуль упругости материала прокладки, МПа.							

На практике выбирают и применяют стандартные или нормализованные фланцы. Тип фланца выбирают по рабочим параметрам ( $D_y$ ,  $p_y$ ,  $t$ ) в соответствии с рекомендациями соответствующих ГОСТов. Условное давление для фланцев  $p_y$  выбирают по ГОСТ 28759.1–90 (таблица П 8). Зная внутренний диаметр аппарата  $D_B$ , выбирают фланец, имеющий  $D_y = D_B$ . По значениям  $D_y$ ,  $p_y$  определяют размеры фланца выбранного типа и исполнения (таблицы П 9, П 10).

Проверочный расчёт фланцевого соединения состоит в расчёте на прочность крепёжных деталей, прокладки и герметичности фланцевого соединения.

Проверка прочности болтов (шпилек) проводится для условий монтажа при 20°C и для рабочих условий при  $t = t_{\text{раб}}$

$$\sigma_p = \frac{P_{\delta 1}}{n_{\delta} \cdot f_{\delta}} \leq [\sigma]_{\delta}^{20} \quad (3.1)$$

$$\sigma_p = \frac{P_{\delta 2}}{n_{\delta} \cdot f_{\delta}} \leq [\sigma]_{\delta}^t, \quad (3.2)$$

где  $P_{\delta 1}$ ,  $P_{\delta 2}$  – нагрузка, действующая на болты (шпильки) в условиях монтажа (большее из значений, определённых по формулам (3.3 а и 3.3 б) и рабочих условиях, соответственно, МН;  $n_{\delta}$  – число болтов (принимается конструктивно см. таблицу П 10);  $f_{\delta}$  – площадь сечения болта по внутреннему диаметру резьбы ( см. таблицу П 11);  $[\sigma]_{\delta}^{20}$ ,  $[\sigma]_{\delta}^t$  – допускаемое напряжение материала болта (см. таблицу П 12).

$$P_{\delta 1} = \varepsilon_{\phi} \cdot (\alpha_{\phi} \cdot Q_{\text{д}} + R_{\text{п}}) + \frac{4 \cdot M}{D_{\text{ср.п}}}, \quad (3.3 \text{ а})$$

$$P_{\delta 1} = \pi \cdot b_0 \cdot D_{\text{ср.п}} \cdot q_{\text{нр}} \quad (3.3 \text{ б})$$

$$P_{\delta 2} = Q_{\text{д}} + R_{\text{п}} + Q_t + \frac{4 \cdot M}{D_{\text{ср.п}}} \quad (3.4)$$

здесь  $\varepsilon_{\phi}$  – температурный коэффициент (при  $t_{\text{раб}} < 100^{\circ}\text{C}$   $\varepsilon_{\phi} \approx 1$ );  $\alpha_{\phi}$  – коэффициент жёсткости фланцевого соединения (при плоской резиновой прокладке  $\alpha_{\phi} = 0,8$ ; при плоской прокладке неметаллической, металлической и неметаллической в металлической оболочке  $\alpha_{\phi} = 1,45$ ; при металлической прокладке овального и восьмиугольного сечения  $\alpha_{\phi} = 1,1$ );  $Q_{\text{д}}$  – равнодействующая внутреннего давления, МН;  $R_{\text{п}}$  – реакция прокладки, МН;  $Q_t$  – усилие, возникающее от температурных деформаций (при  $t_{\text{раб}} \leq 100^{\circ}\text{C}$  не учитывается);  $M$  – изгибающий момент от действия внешних нагрузок (при укреплении на фланцах частей аппаратов, ветровой нагрузки, воспринимаемой фланцевым соединением и др.);  $D_{\text{ср.п}}$  – средний диаметр прокладки (см. рис. 3.4), м;  $q_{\text{нр}}$  – удельное давление на прокладку при обжатии (см. таблицу 3.2), МПа.

$$Q_{\text{д}} = 0,785 \cdot D_{\text{ср.п}}^2 \cdot p_p, \quad (3.5)$$

здесь  $p_p$  – расчётное давление в аппарате, МПа.

$$R_{\text{п}} = \pi \cdot D_{\text{ср.п}} \cdot b_0 \cdot m \cdot p_p, \quad (3.6)$$

здесь  $m$  – прокладочный коэффициент (см. таблицу 3.2);  $b_0$  – расчётная ширина прокладки (для плоских прокладок: при  $b_{\text{п}} \leq 15$  мм  $b_0 = 0,5 \cdot b_{\text{п}}$ ; при  $b_{\text{п}} > 15$  мм  $b_0 = 1,9 \cdot \sqrt{b_{\text{п}}}$ ), м.

Прочность плоских неметаллических прокладок проверяют по формуле

$$q = \frac{P_{\delta 1}}{\pi \cdot D_{cp.n} \cdot b_0} \leq [q]_{пр}, \quad (3.7)$$

где  $q$  – расчётное давление на прокладку, МПа;  $[q]_{пр}$  – допускаемое давление на прокладку (см. таблицу 3.2), МПа.

Приведённый изгибающий момент  $M_0$  кольца фланца принимают для фланцев плоских и приварных встык как большее из двух значений

$$M_{01} = 0,5 \cdot P_{\delta 1} \cdot (D_{2\phi} - D_{cp.n}) \quad (3.8)$$

$$M_{02} = 0,5 \cdot [P_{\delta 2} \cdot (D_{2\phi} - D_{cp.n}) + Q_{д} \cdot (D_{cp.n} - D_{\phi} - s_{эф})] \cdot \frac{[\sigma]^{20}}{[\sigma]^t}, \quad (3.9)$$

где  $s_{эф} = \chi \cdot s_{0\phi}$  – эквивалентная толщина втулки ( $\chi$  – коэффициент, принимаемый по таблице П 13 в зависимости от конструкции фланца).

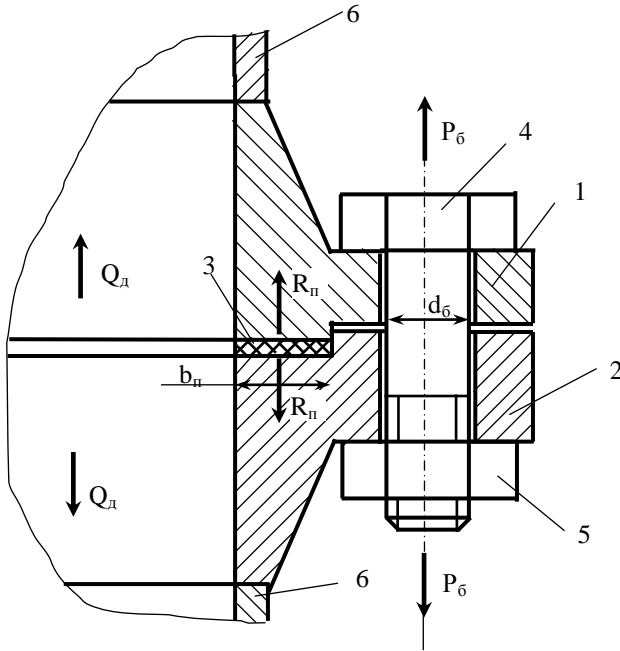


Рис. 3.4. Расчётная схема фланцевого соединения:  $Q_{д}$  – равнодействующая внутреннего давления;  $P_{б}$  – нагрузка на болт;  $R_{п}$  – реакция прокладки. На схеме указано: 1 – фланец (исполнение 2 по ГОСТ 28759.3 – 90); 2 – фланец (исполнение 1 по ГОСТ 28759.3 – 90); 3 – прокладка; 4 – болт; 5 – гайка; 6 – корпус аппарата. На схеме обозначено:  $b_{п}$  – ширина прокладки;  $d_{б}$  – диаметр болта

Окружное напряжение в кольце фланца

$$\sigma_{\kappa} = \frac{M_0 \cdot [1 - \omega \cdot (1 + 0,9 \cdot \lambda)] \cdot \psi_2}{D_{\phi} \cdot b_{\phi}^2}, \quad (3.10)$$

$$\text{где } \lambda = \frac{b_{\phi}}{\sqrt{D_{\phi} \cdot s_{\text{эф}}}}; \quad \omega = \frac{1}{1 + 0,9 \cdot \lambda \cdot (1 + \psi_1 \cdot j^2)}; \quad j = b_{\phi}/s_{\text{эф}}$$

здесь коэффициенты  $\psi_1$  и  $\psi_2$  определяются по таблице П 14 и П 15, соответственно.

Проверка фланцевого соединения на герметичность проводится по углу  $\theta$  поворота кольца фланца

$$\theta = \frac{\sigma_{\kappa}}{E^{20}} \cdot \frac{D_{\phi}}{b_{\phi}} \leq [\theta], \quad (3.11)$$

где  $\theta$  – расчётное значение угла поворота фланца, рад;  $E^{20}$  – модуль упругости материала фланца при 20°C (таблица П 16), МПа;  $[\theta]$  – допустимое значение угла поворота фланца (для плоских фланцев  $[\theta] = 0,013$ ; для фланцев с втулкой приварных встык,  $[\theta] = 0,009$  при  $D \leq 2000$  мм и  $[\theta] = 0,013$  при  $D > 2000$  мм).

### 3.2. Примеры расчёта

#### Пример 3.1.

Определить суммарную нагрузку, действующую на болты фланцевого соединения в условиях монтажа  $P_{61}$  и эксплуатации  $P_{62}$ . Фланцы с втулкой, приварные встык по ГОСТ 28759.3–90. Исходные данные:  $D_B = 1000$  мм;  $p_p = 1,6$  МПа;  $t_p = 60^\circ\text{C}$ ; прокладка – паронит:  $s_{\text{пр}} = 1$  мм;

#### Решение

Расчётные формулы см. в разделе 3.1.

Предварительные расчёты:

Для фланца имеем:  $D_y = D_B = 1$  м;  $p_p = p_y = 1,6$  МПа;

По ГОСТ 28759.3–90 выбираем «Фланец 1–1000–1,6 – 09Г2С ГОСТ 28759.3–90». Необходимые для расчёта данные фланцев:  $D_{\phi} = D_B = 1$  м;  $D_{3\phi} = 1,066$  м (см. рис. 3.3 и таблицу П 10). Свойства прокладки:  $m = 2,5$ ;  $q_{\text{пр}} = 20$  МПа;  $[q]_{\text{пр}} = 130$  МПа (таблица 3.2).

Средний диаметр прокладки

$$D_{\text{ср.п}} = 0,5 \cdot (D_{3\phi} + D_{\phi}) = 0,5 \cdot (1,066 + 1) = 1,033 \text{ м}$$

Равнодействующая внутреннего давления

$$Q_{\text{д}} = 0,785 \cdot D_{\text{ср.п}}^2 \cdot p_p = 0,785 \cdot 1,033^2 \cdot 1,6 = 1,34 \text{ МН}$$

Ширина прокладки  $b_{\text{п}} = 0,5 \cdot (D_{3\phi} - D_{\phi}) = 0,5 \cdot (1,033 - 1) = 0,033$  м = 33 мм

Расчётная ширина прокладки  $b_0 = 1,9 \cdot \sqrt{b_{\text{п}}} = 1,9 \cdot \sqrt{33} = 10,9$  мм

Реакция прокладки

$$R_{II} = \pi \cdot b_0 \cdot D_{cp.n} \cdot m \cdot p_p = \pi \cdot 0,0109 \cdot 1,033 \cdot 2,5 \cdot 1,6 = 0,141 \text{ МН}$$

Нагрузка на болты для условий монтажа ( $\varepsilon_\phi = 1$ ;  $\alpha_\phi = 1,45$  см. формулу 3.3)

$$P_{\phi 1} = \varepsilon_\phi \cdot (\alpha_\phi \cdot Q_d + R_{II}) + \frac{4 \cdot M}{D_{cp.n}} = 1 \cdot (1,45 \cdot 1,34 + 0,141) = 2,084 \text{ МН}$$

$$P_{\phi 1} = \pi \cdot b_0 \cdot D_{cp.n} \cdot q_{np} = \pi \cdot 0,0109 \cdot 1,033 \cdot 20 = 0,707 \text{ МН}$$

Для дальнейших расчётов принимаем  $P_{\phi 1} = 2,084$  МН

Нагрузка на болты для условий эксплуатации

$$P_{\phi 2} = Q_d + R_{II} + Q_t + \frac{4 \cdot M}{D_{cp.n}} = 1,34 + 0,141 = 1,481 \text{ МН}$$

**Ответ:**  $P_{\phi 1} = 2,084$  МН;  $P_{\phi 2} = 1,481$  МН

### Пример 3.2.

Определить расчётные напряжения в болтах и проверить прочность болтов фланцевого соединения в условиях монтажа и эксплуатации. Фланцы с втулкой, приварные встык по ГОСТ 28759.3–90. Исходные данные:  $D_B = 1000$  мм;  $p_p = 1,6$  МПа;  $P_{\phi 1} = 2,084$  МН;  $P_{\phi 2} = 1,481$  МН; материал болтов сталь 35Х;  $t_{раб} = 60^\circ\text{C}$ ;  $t_{монт} = 20^\circ\text{C}$ . Данные из ГОСТ 28759.3–90 (см. рис. 4; таблицы П 10, П 11):  $D_\phi = D_B = 1$  м; болты М20;  $n_\phi = 44$ ;  $f_\phi = 235$  мм<sup>2</sup>. Допускаемое напряжение материала болтов  $[\sigma]^{20} = [\sigma]^{60} = 230$  МПа (см. таблицу П 12).

### Решение

Расчётные формулы см. в разделе 3.1.

Расчётные напряжения в болтах

$$\sigma_p = \frac{P_{\phi 1}}{n_\phi \cdot f_\phi} = \frac{2,084 \cdot 10^6}{44 \cdot 235} = 202 \text{ Н/мм}^2 = 202 \text{ МПа} \leq [\sigma]_\phi^{20} = 230 \text{ МПа}$$

$$\sigma_p = \frac{P_{\phi 2}}{n_\phi \cdot f_\phi} = \frac{1,481 \cdot 10^6}{44 \cdot 235} = 143 \text{ Н/мм}^2 \leq [\sigma]_\phi^{60} = 230 \text{ МПа}$$

Вывод: в условиях монтажа и эксплуатации прочность болтов фланцевого соединения обеспечена.

**Ответ:** в условиях монтажа  $\sigma_p = 202$  МПа; в условиях эксплуатации  $\sigma_p = 143$  МПа.

### Пример 3.3.

Определить напряжения в прокладке и проверить прочность прокладки фланцевого соединения. Материал прокладки – паронит. Фланцы с втулкой, приварные встык по ГОСТ 28759.3–90. Исходные данные:  $P_{\phi 1} = 2,084$  МН;  $D_{cp.n} = 1,033$  м;  $b_0 = 10,9$  мм;  $[q]_{np} = 130$  МПа.

### Решение

Расчётные формулы см. в разделе 3.1.

$$q = \frac{P_{\delta 1}}{\pi \cdot D_{cp.n} \cdot b_0} = \frac{2,084}{\pi \cdot 1,033 \cdot 0,0109} = 58,9 \text{ МПа} \leq [q]_{np} = 130 \text{ МПа}$$

Вывод: прочность прокладки фланцевого соединения обеспечена.

**Ответ:**  $q = 58,9 \text{ МПа}$ .

### Пример 3.4.

Определить приведённый изгибающий момент кольца фланца  $M_0$ . Фланцы с втулкой, приварные встык по ГОСТ 28759.3–90. Материал фланца – сталь 09Г2С. Исходные данные:  $D_B = 1000 \text{ мм}$ ;  $p_p = 1,6 \text{ МПа}$ ;  $P_{\delta 1} = 2,084 \text{ МН}$ ;  $P_{\delta 2} = 1,481 \text{ МН}$ ;  $Q_D = 1,34 \text{ МН}$ ;  $t_{раб} = 60^\circ\text{С}$ . Данные из ГОСТ 28759.3–90 (см. рис. 4; таблицы П 10):  $D_\phi = D_B = 1 \text{ м}$ ;  $D_{2\phi} = 1,105 \text{ м}$ ;  $D_{6\phi} = 1,024 \text{ м}$ ;  $D_{7\phi} = 1,05 \text{ м}$ ;  $b_\phi = 0,055 \text{ м}$ ;  $H_\phi = 0,095 \text{ м}$ . Дополнительные данные:  $D_{cp.n} = 1,033 \text{ м}$ .

### Решение

Расчётные формулы см. в разделе 3.1.

Предварительные расчёты:

$$\text{Толщина втулки фланца в верхнем сечении (уровень } D_{6\phi}) \quad s_{0\phi} = 0,5 \cdot (D_{6\phi} - D_\phi) = 0,5 \cdot (1,024 - 1) = 0,012 \text{ м}$$

$$\text{Толщина втулки фланца в нижнем сечении (уровень } D_{7\phi}) \quad s_{1\phi} = 0,5 \cdot (D_{7\phi} - D) = 0,5 \cdot (1,050 - 1) = 0,025 \text{ м}$$

$$\text{Длина втулки фланца } l_\phi = H_\phi - b_\phi = 0,095 - 0,055 = 0,04 \text{ м}$$

$$\text{Коэффициент толщины втулки фланца } \beta = s_{1\phi}/s_{0\phi} = 0,025/0,012 = 2,08$$

$$\text{Коэффициент формы втулки фланца } i_\phi = (s_{1\phi} - s_{0\phi})/l_\phi = (0,025 - 0,012)/0,04 = 0,325$$

Вспомогательный коэффициент для определения эквивалентной толщины втулки  $\chi = 1,3$  (по таблице П 13: для относительной толщины втулки  $s_{0\phi}/D_\phi = 0,012/1 = 0,012$ ; при  $\beta = 2,0$  сплошная линия  $i = 0,325$ ).

$$\text{Эквивалентная толщина втулки } s_{\text{эф}} = \chi \cdot s_{0\phi} = 1,3 \cdot 0,012 = 0,016 \text{ м.}$$

$$\text{Допускаемые напряжения материала кольца фланца (см. таблицу П 6): } [\sigma]^{20} = 170 \text{ МПа}; [\sigma]^{200} = 148 \text{ МПа}$$

Допускаемое напряжение для условий эксплуатации  $t_{раб} = 60^\circ\text{С}$  определяем интерполяцией для убывающей функции

$$[\sigma]^{60} = 170 - \frac{170 - 148}{200 - 20} \cdot (60 - 20) = 165 \text{ МПа}$$

$$M_{01} = 0,5 \cdot P_{\delta 1} \cdot (D_{2\phi} - D_{cp.n}) = 0,5 \cdot 2,084 \cdot (1,105 - 1,033) = 0,075 \text{ МН} \cdot \text{м}$$

$$M_{02} = 0,5 \cdot [P_{\delta 2} \cdot (D_{2\phi} - D_{cp.n}) + Q_D \cdot (D_{cp.n} - D_\phi - s_{\text{эф}})] \cdot \frac{[\sigma]^{20}}{[\sigma]^{60}} =$$

$$= 0,5 \cdot [1,481 \cdot (1,105 - 1,033) + 1,34 \cdot (1,033 - 1 - 0,016)] \cdot \frac{170}{165} = 0,067 \text{ МН} \cdot \text{м}$$

Для дальнейших расчётов принимаем  $M_0 = M_{01} = 0,075 \text{ МН} \cdot \text{м}$

**Ответ:**  $M_0 = 0,075 \text{ МН} \cdot \text{м}$

**Пример 3.5.**

Определить окружное напряжение  $\sigma_k$  в кольце фланца. Фланцы с втулкой, приварные встык по ГОСТ 28759.3–90. Исходные данные:  $M_0 = 0,075$  МН·м;  $D_B = 1000$  м;  $p_p = 1,6$  МПа. Данные из ГОСТ 28759.3–90 (см. рис. 4; таблицы П 10):  $D_\phi = D_B = 1$  м;  $D_{1\phi} = 1,145$  м;  $b_\phi = 0,055$  м. Дополнительные данные:  $s_{\phi\phi} = 0,016$  м.

**Решение**

Расчётные формулы см. в разделе 3.1.

Предварительные расчёты:

$$\lambda = \frac{b_\phi}{\sqrt{D_\phi \cdot s_{\phi\phi}}} = \frac{0,055}{\sqrt{1 \cdot 0,016}} = 0,435$$

$$k = D_{1\phi}/D_\phi = 1,145/1 = 1,145$$

$$\psi_1 = 0,07 \text{ (таблица П 14: для } k = 1,145)$$

$$j = b_\phi/s_{\phi\phi} = 0,055/0,016 = 3,44$$

$$\omega = \frac{1}{1 + 0,9 \cdot \lambda \cdot (1 + \psi_1 \cdot j^2)} = \frac{1}{1 + 0,9 \cdot 0,435 \cdot (1 + 0,07 \cdot 3,44^2)} = 0,583$$

$$\psi_2 = 16 \text{ (таблица П 15: для } k = 1,145)$$

$$\sigma_k = \frac{M_0 \cdot [1 - \omega \cdot (1 + 0,9 \cdot \lambda)] \cdot \psi_2}{D_\phi \cdot b_\phi^2} = \frac{0,075 \cdot [1 - 0,583 \cdot (1 + 0,9 \cdot 0,435)] \cdot 16}{1 \cdot 0,055^2} =$$

$$= 74,88 \text{ МПа}$$

**Ответ:**  $\sigma_k = 74,88$  МПа

**Пример 3.6.**

Определить угол поворота кольца фланца и проверить герметичность фланцевого соединения. Фланцы с втулкой, приварные встык по ГОСТ 28759.3–90. Материал фланца – сталь 09Г2С. Исходные данные:  $D_B = 1000$  мм;  $p_p = 1,6$  МПа;  $\sigma_k = 74,88$  МПа;  $[\theta] = 0,009$  рад. Данные из ГОСТ 28759.3–90 (см. рис. 4; таблица П 10):  $D_\phi = D_B = 1$  м;  $b_\phi = 0,055$  м.

**Решение**

Расчётные формулы см. в разделе 3.1.

Предварительные расчёты:

Модуль упругости  $E^{20} = 1,99 \cdot 10^5$  МПа (см. таблицу П 16).

$$\theta = \frac{\sigma_k}{E^{20}} \cdot \frac{D_\phi}{b_\phi} = \frac{74,88}{1,99 \cdot 10^5} \cdot \frac{1}{0,055} = 0,0068 \text{ рад}$$

Вывод: условие герметичности фланцевого соединения выполняется, т.к.  $\theta = 0,0068 < [\theta] = 0,009$  рад

**Ответ:**  $\theta = 0,0068$  рад

## 4. Компоновка аппарата. Выбор опор и строповых устройств

### 4.1. Основные определения и расчётные формулы

*Компоновка* – конструктивная схема аппарата, на которой показано взаимное расположение элементов аппарата, обеспечивающее его функциональность. Компоновка выполняется в виде эскиза аппарата с соблюдением основных требований про устройству и безопасной эксплуатации сосудов, работающих под давлением.

На рисунке 4.1 показана компоновка теплообменных аппаратов ТНВ (а, б) и ТНГ (в). Теплообменники с компенсатором на кожухе (ТКВ и ТКГ) имеют аналогичную компоновку. Кожух, днище, распределительная камера соединяются с помощью фланцев (фланцы стальные с втулкой приварные встык по ГОСТ 28759.3–90). Фланцевые соединения на компоновке не показаны. Некоторые фланцевые соединения в аппаратах могут быть заменены сварными.

*Кожух* ( $D_B, s_1, l_1$ ) является внешней границей межтрубного пространства теплообменного аппарата. Внутри кожуха размещается *трубный пучок*. Для аппаратов малого диаметра (до 600 мм) кожух изготавливается из труб, в противном случае его вальцуют из листовой стали.

Масса  $m_1$  вальцованного кожуха определяется через погонную массу листовой стали соответствующей толщины

$$m_1 = \pi \cdot D_{1cp} \cdot l_1 \cdot m_{п.л}, \quad (4.1)$$

здесь  $D_{1cp} = D_B + s_1$  – средний диаметр кожуха, м;  $s_1$  – толщина стенки кожуха, м;  $s_1$  – толщина стенки кожуха (получена расчётом на прочность);  $l_1$  – длина кожуха принимается конструктивно, при известной длине труб  $l_T$   $l_1 = l_T$ , м;  $m_{п.л}$  – погонная масса листа (привязана к толщине листа, таблица П 7), кг/м<sup>2</sup>.

Объём полости кожуха определяется  $V_1 = 0,785 \cdot D_B^2 \cdot l_1$  (4.2)

*Штуцера* ( $d_{y.ш}, s_{ш}, l_{ш}$ ) – служат для присоединения трубопроводов ввода среды в трубное и межтрубное пространство аппарата. Штуцер состоит из патрубка (короткий отрезок трубы) и приваренного к нему фланца.

Ориентировочное значение условного прохода (м) штуцера определяется по формуле

$$d_{y.ш} = 0,3 \cdot D_B^{0,86}, \quad (4.3)$$

где  $D_B$  – внутренний диаметр кожуха аппарата, м.

Патрубок штуцера изготавливается из горячедеформированной трубы по ГОСТ 8732–78 (таблица П 17). Расстояние  $l_{ш}$  от привалочной поверхности фланца до поверхности соответствующего элемента аппарата называется вылетом штуцера. Штуцер должен иметь достаточный вылет для удобства сборки и разборки фланцевого соединения. Фланцы штуцеров приварные встык выполняются по ГОСТ 12821–80. Штуцера нормализованные, поэтому конструктивные размеры выбирают по соответствующим нормам в зависимости от материала и условного прохода фланца (таблица П 19).



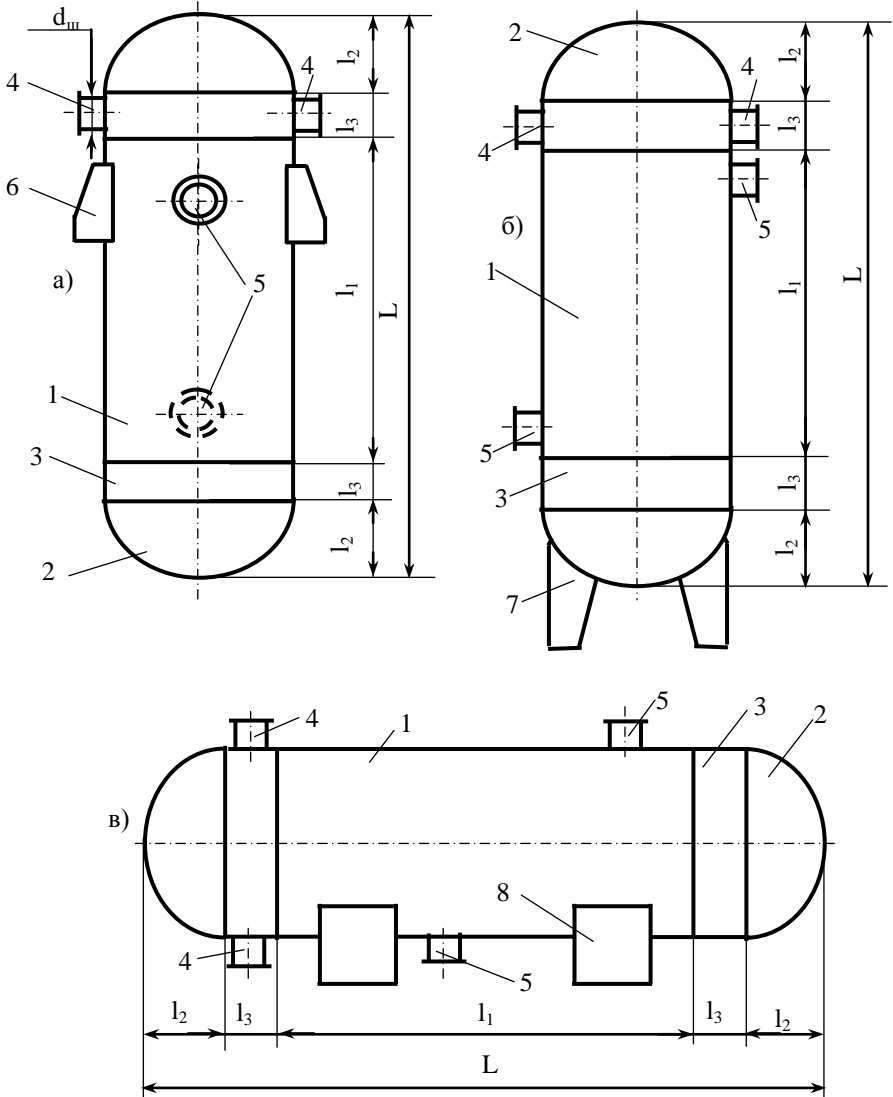


Рис.4.1. Компонка теплообменных аппаратов: а) вертикальный на опорах-лапах; б) вертикальный на опорах-стойках; в) горизонтальный на седловых опорах; обозначения: 1 – кожух; 2 – днище; 3 – распределительная камера; 4 – штуцер подачи среды в трубное пространство; 5 – штуцер подачи среды в межтрубное пространство; 6, 7, 8 – опора-лапа, -стойка, седловая, соответственно.

*Распределительная камера* ( $D_B, s_3, l_3$ ) предназначена для распределения потока рабочей среды по теплообменным трубам.

Одноходовой по трубному пространству теплообменник не имеет распределительных камер. Двухходовой теплообменник имеет одну распределительную камеру, в которую врезаны штуцера ввода среды в трубное пространство (см. рис. 1.2). Теплообменники с числом ходов по трубам более 2-х имеют по две распределительные камеры. У теплообменников с чётным числом ходов (2, 4, 6 и т.д.) патрубки ввода среды в трубное пространство находятся в одной распределительной камере, что, несомненно, является их конструктивным преимуществом. У теплообменников с нечётным числом ходов по трубам (3, 5 и т.д.) – в разных.

Конструктивно распределительная камера представляет собой короткую обечайку, снабжённую по краям фланцами, одним из которых она присоединена к фланцу кожуха с вваренной трубной решёткой (см. рис. 2.3), а другим – к фланцу эллиптического днища. Длина камеры  $l_3$  принимается конструктивно

$$l_3 = l_{3ц.} + 2 \cdot H_{\phi}, \text{ мм}, \quad (4.4)$$

здесь  $l_{3ц.} = (d_{н.п} + 200)$  – длина цилиндрической части камеры, мм;  $d_{н.п}$  – наружный диаметр патрубка штуцера, мм;  $H_{\phi}$  – общая высота соединительного фланца (см. рис. 3.3 и таблицу П 10), мм.

Масса  $m_3$  распределительной камеры складывается из массы цилиндрической части  $m_{3ц.}$  и массы соединительного фланца  $m_{\phi}$

$$m_3 = m_{3ц.} + 2 \cdot m_{\phi}, \quad (4.5)$$

здесь  $m_{3ц.} = \pi \cdot D_{ср} \cdot l_{3ц.} \cdot m_{п.л.}$ ;  $m_{\phi}$  – см. таблицу П 21.

Объём полости распределительной камеры определяется

$$V_3 = 0,785 \cdot D_B^2 \cdot l_3 \quad (4.6)$$

*Эллиптическое днище* ( $D_B, s_2, l_2$ ). Эллиптические днища получили наибольшее распространение благодаря рациональной форме и надёжности в работе при использовании для сосудов и аппаратов, работающих под наливом при давлении до 10 МПа или под вакуумом. В соответствии с ГОСТ 6533–68 изготавливают днища эллиптические отбортованные стальные с внутренним базовым диаметром от 400 до 4000 мм с толщиной стенки  $s_2 = 4 \div 60$  мм. Основные справочные данные по эллиптическим стальным днищам приведены в таблице П 20.

Компоновочный размер  $l_2$  днища складывается из высоты борта ( $h$ ), высоты выпуклой части ( $h_B$ ) и общей высоты фланца ( $H_{\phi}$ )

$$l_2 = h + h_B + H_{\phi}, \quad (4.7)$$

здесь  $h, h_B$  – см. таблицу П 20;  $H_{\phi}$  – см. таблицу П 10.

Объём полости днища складывается из полости собственно днища  $V_{дн}$  и объёма полости фланца  $V_{\phi}$

$$V_2 = V_{дн} + V_{\phi}, \quad (4.8)$$

здесь  $V_{дн}$  – см. таблицу П 20;  $V_{\phi} = 0,785 \cdot D_B^2 \cdot H$ .

Масса днища  $m_2$  складывается из массы собственно днища  $m_{\text{дн}}$  и массы соединительного фланца  $m_{\text{ф}}$

$$m_2 = m_{\text{дн}} + m_{\text{ф}}, \quad (4.9)$$

здесь  $m_{\text{дн}}$  – см. таблицу П 20;  $m_{\text{ф}}$  – см. таблицу П 21.

*Трубная решётка* ( $D_B, s_p$ ) теплообменников ТН и ТК соединена сваркой с кожухом аппарата, как показано на рисунке 2.3.

Масса  $m_p$  трубной решётки определяется через погонную массу  $m_{\text{п.л}}$  ( $\text{кг}/\text{м}^2$ ) листовой стали с учётом наличия в решётке отверстий для размещения теплообменных труб

$$m_p = 0,785 \cdot (D_B^2 - d_H^2 \cdot n_T) \cdot m_{\text{п.л}}, \quad (4.10)$$

здесь  $d_H$  – наружный диаметр труб;  $n_T$  – число труб в пучке.

*Трубный пучок* ( $d_H, s_T, l_T, n_T$ ) для теплообменников собирают из цельнотянутых бесшовных труб по ГОСТ 8734–75.

Масса  $m_T$  труб в трубном пучке определяется через погонную массу  $m_{\text{п.т}}$  ( $\text{кг}/\text{м}$ ) труб соответствующего диаметра и толщины

$$m_T = n_T \cdot l_T \cdot m_{\text{п.т}}, \quad (4.11)$$

здесь  $l_T$  – длина труб, м;  $m_{\text{п.т}}$  – см. таблицу П 18.

*Монтажная масса*  $M_M$  – масса аппарата без среды и теплоизоляции. Монтажная масса складывается из массы корпуса (для теплообменника – это кожух, распределительные камеры, днища) и массы внутренних устройств (для теплообменника – это трубные решётки и трубный пучок).

$$M_M = m_1 + 2 \cdot m_2 + 2 \cdot m_3 + 2 \cdot m_p + m_T, \quad (4.12)$$

Формула (4.12) справедлива для многоходовых теплообменников с числом ходов по трубному пространству более трёх. В одноходовом теплообменнике нет распределительных камер, в двухходовом – имеется одна распределительная камера.

*Масса при гидроиспытании*  $M_{\text{г.и}}$  – масса аппарата, заполненного средой при гидроиспытании.  $M_{\text{г.и}}$  складывается из монтажной массы  $M_M$  и массы  $M_{\text{и.с}}$  испытательной среды в аппарате.

$$M_{\text{г.и}} = M_M + M_{\text{и.с}} \quad (4.13)$$

Для определения массы испытательной среды необходимо знать объём  $V_{\text{в.п}}$  внутренней полости аппарата и плотность  $\rho_{\text{и.с}}$  испытательной среды

$$M_{\text{и.с}} = V_{\text{в.п}} \cdot \rho_{\text{и.с}} \quad (4.14)$$

Объём внутренней полости аппарата определяется суммированием объёмов  $V_{\text{в.п.і}}$  внутренних полостей элементов аппарата

$$V_{\text{в.п}} = \sum V_{\text{в.п.і}}, \quad (4.15)$$

здесь  $V_{\text{в.п.і}}$  см. формулы 4.2, 4.6, 4.8.

Для установки аппаратов на фундаменты или несущие конструкции предусматривают специальные конструктивные элементы – *опоры*. Конструкция опор зависит от вида, рабочего положения и массы аппарата, а также способа и места его монтажа.

Вертикальные аппараты обычно устанавливают или на стойках (рис. 4.2 б), когда их размещают внизу в помещении, или на подвесных лапах (рис.

4.2 а), когда аппарат размещают между перекрытиями или на специальных металлоконструкциях.

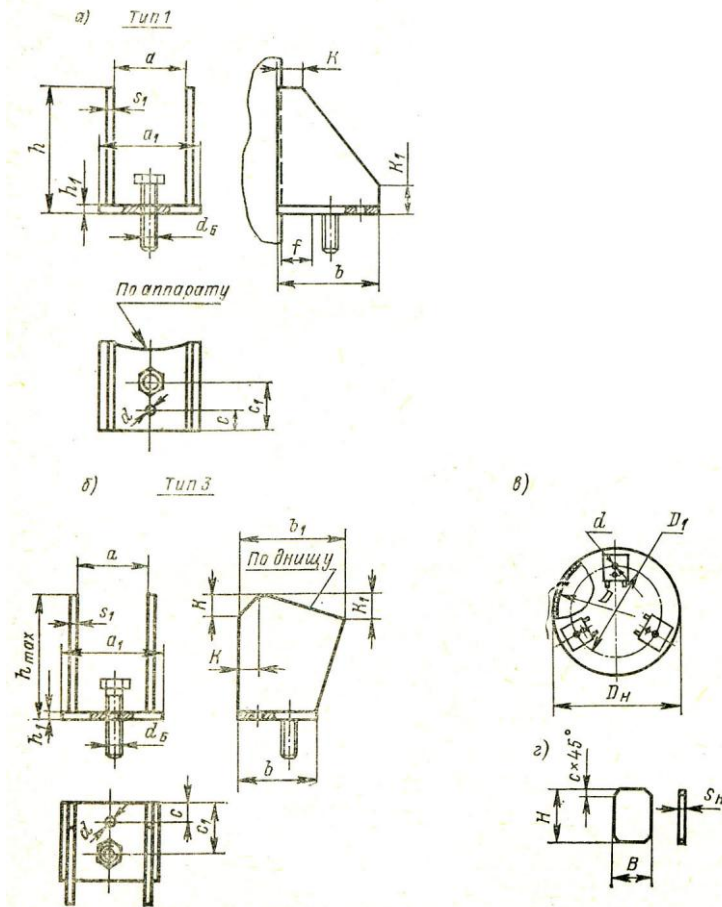


Рис. 4.2. Опоры вертикальных аппаратов: а) тип 1 лапы; б) тип 3 стойки; в) схема расположения стоек на днище аппарата; г) накладной лист

Горизонтальные аппараты независимо от их размещения (в помещении или на открытой площадке) устанавливают на седловых опорах (рис. 4.3, 4.4).

Вертикальные аппараты колонного типа (отношение высоты к диаметру больше пяти), размещаемые на открытой площадке, устанавливают на так называемых юбочных (цилиндрических и конических) опорах (в данном учебном пособии не рассматриваются).

Все указанные опоры для стальных сварных аппаратов стандартизованы. Основные характеристики стандартных опор для вертикальных аппаратов приведены в таблицах П 22...П 25. В зависимости от толщины стенки корпуса аппарата лапы привариваются или непосредственно к корпусу, или к накладному листу.

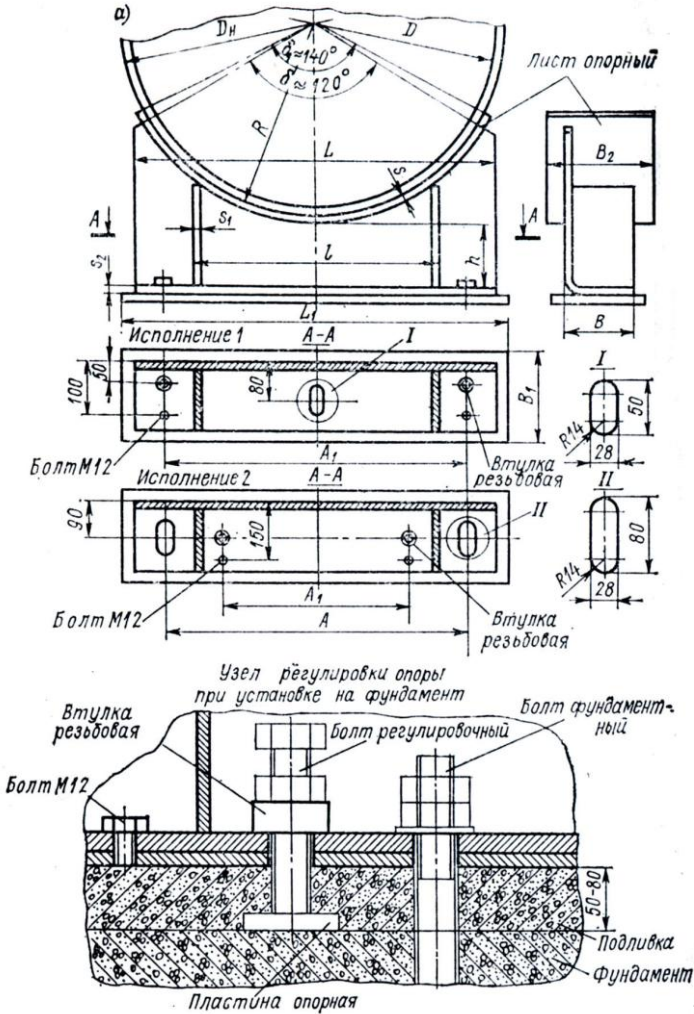


Рис. 4.3. Седловая опора типа 1 (для аппаратов с наружным диаметром  $D_n = 159 \div 630$  мм)

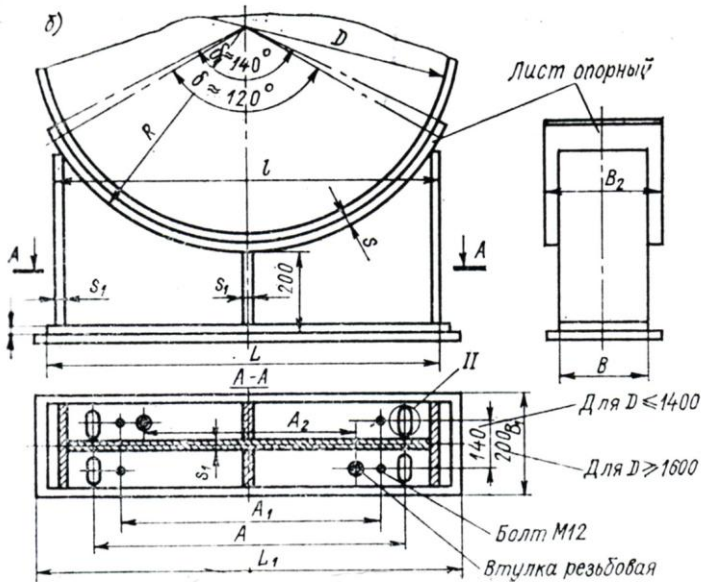


Рис. 4.4. Седловая опора тип 2 (для аппаратов с внутренним диаметром  $D_B = 800 \div 2000$  мм)

Число опор определяется расчётом по допустимой нагрузке на одну опору  $G$  (см. таблицы П 22, П 24) и конструктивными соображениями: лап должно быть не менее двух, стоек – трёх. Число седловых опор, располагаемых вдоль аппарата, определяется расчётом в зависимости от длины и массы аппарата и может быть равно двум и более. При этом одна опора должна быть неподвижной, остальные подвижными. Расстояние между неподвижной и подвижной опорами выбирается так, чтобы температурные удлинения аппарата между смежными опорами не превышали 35 мм.

Расчётная нагрузка  $G_{оп}$ , воспринимаемая опорой аппарата, определяется по максимальной силе тяжести его  $G_{г.н}$  в условиях гидравлического испытания (или эксплуатации) и предполагаемому числу опор  $n_{оп}$

$$G_{г.н} = M_{г.н} \cdot g, \quad (4.16)$$

здесь  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$  – ускорение свободного падения.

$$G_{оп} = G_{г.н} / n_{оп} \quad (4.17)$$

Расчётную нагрузку  $G_{оп}$  необходимо согласовать с допустимой нагрузке на стандартную опору (таблицы П 22...П 27).

*Строповые устройства* – устройства для обеспечения надёжности и безопасности строповки аппаратов канатами, цепями и др. при подъёме и перемещении их при монтаже и демонтаже, а также ремонте. В качестве строповых устройств вертикальных аппаратов используют крюки, цапфы и монтажные штуцера, размещаемые на боковых стенках, в также ушки, размещаемые на крышках аппаратов (рис. 5). Крюки, цапфы и монтажные штуцера устанавливаются по два на вертикальном аппарате, ушков должно быть два, три и иногда четыре на одном аппарате.

Подъём и перемещение горизонтальных аппаратов осуществляется обычно с помощью строповки их канатами или цепями, непосредственно охватывающими корпус. В отдельных случаях на горизонтальных аппаратах предусматривают два ушка или четыре цапфы. Основные характеристики строповых устройств приведены в таблицах П 29...П 31.

Строповые устройства не проверяются, а выбираются стандартные на ближайшую грузоподъёмность. При этом следует учитывать динамическое воздействие (вертикальное) равное 10% от силы тяжести поднимаемого груза.

Расчётная нагрузка  $G_{c,y}$ , воспринимаемая строповым устройством аппарата, определяется по монтажной силе тяжести его  $G_M$  и предполагаемому числу строповых устройств  $n_{c,y}$  с учетом динамичности приложения нагрузки

$$G_M = M_M \cdot g \quad (4.18)$$

$$G_{c,y} = 1,1 \cdot G_M / n_{c,y} \quad (4.19)$$

Расчётную нагрузку  $G_{c,y}$  необходимо согласовать с допустимой нагрузкой на стандартное строповое устройство (таблицы П 29...П 31).

## 4.2. Примеры расчёта

### Пример 4.1.

Определить длину  $l_3$  распределительной камеры теплообменного аппарата. Исходные данные:  $D_B = 1000$  мм;  $p_T = 1$  МПа;  $s_3 = 6$  мм. Недостающие данные принять самостоятельно.

### Решение

Расчётные формулы см. в разделе 4.1.

В распределительную камеру вварен штуцер ввода среды в межтрубное пространство. Условный проход штуцера  $d_{y,шт} = 0,3 \cdot D_B^{0,86} = 0,3 \cdot 1^{0,86} = 0,3$  м.

Патрубок изготовлен из трубы. Принимаем  $s_{п} = s_3$ . Тогда  $d_{н,п} = d_{y,шт} + 2 \cdot s_{п} = 300 + 2 \cdot 6 = 312$  мм. По ГОСТ 8732–78 выбираем трубу для патрубка 324×7,5 мм (см. таблицу П17)

Длина цилиндрической части камеры  $l_{3ц} = d_{н,п} + 200 = 324 + 200 = 524$  мм.

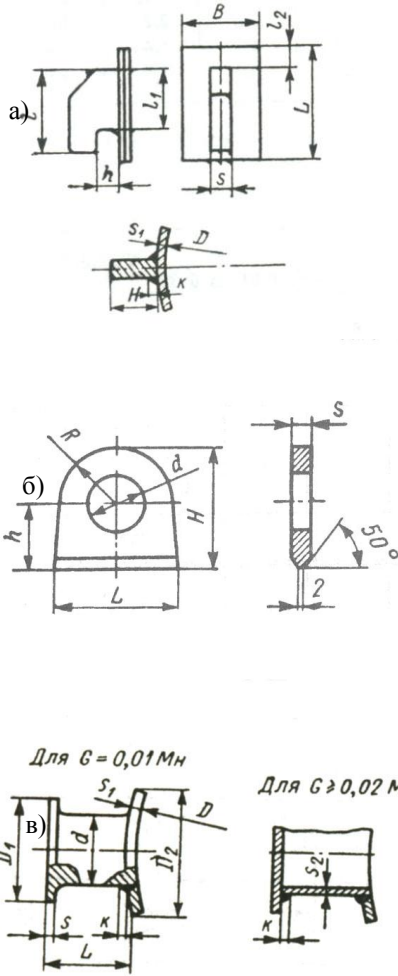


Рис. 4.5. Строповые устройства аппаратов: а) крюк сварной; б) ушко приварное; в) цапфа приварная



По  $D_B = 1000$  мм и  $p_T = 1$  МПа выбираем фланцы распределительной камеры ( $p_T = p_y$ ): Фланец 1–1000–1,0–09Г2С ГОСТ 28759.3–90  $H = 0,085$  м = 85 мм (см. таблицу П 10).

$$l_3 = l_{3ц.} + 2 \cdot H = 524 + 2 \cdot 85 = 694 \text{ мм.}$$

**Ответ:**  $l_3 = 694$  мм

#### Пример 4.2.

Определить массу  $m_1$  кожуха теплообменного аппарата. Исходные данные:  $D_B = 1000$  мм;  $l_1 = 6000$  мм;  $s_1 = 6$  мм. Недостающие данные принять самостоятельно.

#### Решение

Расчётные формулы см. в разделе 4.1.

Погонная масса листовой стали  $m_{п.л} = 47,1$  кг/м<sup>2</sup> (для  $s_1 = 6$  мм см. таблицу П 7).

$$m_1 = \pi \cdot D_{1ср.} \cdot l_1 \cdot m_{п.л} = \pi \cdot (D_B + s_1) \cdot l_1 \cdot m_{п.л} = \pi \cdot (1 + 0,006) \cdot 6 \cdot 47,1 = 893 \text{ кг}$$

**Ответ:**  $m_1 = 893$  кг

#### Пример 4.3.

Определить массу  $m_3$  распределительной камеры теплообменного аппарата. Исходные данные:  $D_B = 1000$  мм;  $l_{3ц.} = 524$  мм;  $s_3 = 6$  мм;  $p_T = 1$  МПа. Недостающие данные принять самостоятельно.

#### Решение

Расчётные формулы см. в разделе 4.1.

По  $D_B = 1000$  мм и  $p_T = 1$  МПа выбираем фланцы распределительной камеры ( $p_T = p_y$ ): Фланец 1–1000–1,0–09Г2С ГОСТ 28759.3–90  $m_\phi = 95,7$  кг (см. таблицу П 21).

Погонная масса листовой стали  $m_{п.л} = 47,1$  кг/м<sup>2</sup> (для  $s_1 = 6$  мм см. таблицу П 7).

Масса цилиндрической части

$$m_{3ц.} = \pi \cdot D_{3ср.} \cdot l_{3ц.} \cdot m_{п.л} = \pi \cdot (D_B + s_3) \cdot l_{3ц.} \cdot m_{п.л} = \pi \cdot (1 + 0,006) \cdot 0,524 \cdot 47,1 = 78 \text{ кг}$$

Масса распределительной камеры

$$m_3 = m_{3ц.} + 2 \cdot m_\phi = 78 + 2 \cdot 95,7 = 269,4 \text{ кг}$$

**Ответ:**  $m_3 = 269,4$  кг

#### Пример 4.4.

Определить массу  $m_p$  трубной решётки теплообменного аппарата. Исходные данные:  $D_B = 1000$  мм. трубы:  $d_H = 20$  мм,  $n_T = 919$ ; трубная решётка  $s_p = 60$  мм. Недостающие данные принять самостоятельно.

#### Решение

Расчётные формулы см. в разделе 4.1.

Погонная масса листовой стали  $m_{п.л} = 471$  кг/м<sup>2</sup> (для  $s_1 = 60$  мм см. таблицу П 7).

Масса трубной решётки с учётом наличия в ней отверстий под трубы

$$m_p = 0,785 \cdot (D_B^2 - d_H^2 \cdot n_T) \cdot m_{п.л} = 0,785 \cdot (1^2 - 0,02^2 \cdot 919) \cdot 471 = 234 \text{ кг}$$

**Ответ:**  $m_p = 234 \text{ кг}$

#### Пример 4.5.

Определить массу  $m_T$  трубного пучка. Исходные данные:  $d_H \times s_T = 20 \times 2$  мм,  $n_T = 919$ ,  $l_T = 6000$  мм. Недостающие данные принять самостоятельно.

#### Решение

Расчётные формулы см. в разделе 4.1.

Погонная масса труб  $m_{п.т} = 0,888$  кг/м (для труб  $d_H \times s_T = 20 \times 2$  мм см. таблицу П 18).

Масса трубного пучка

$$m_T = n_T \cdot l_T \cdot m_{п.т} = 919 \cdot 6 \cdot 0,888 = 4896 \text{ кг}$$

**Ответ:**  $m_T = 4896 \text{ кг}$

#### Пример 4.6.

Определить массу  $m_2$  днища теплообменного аппарата (днище эллиптическое). Исходные данные:  $D_B = 1000$  мм;  $p_T = 1$  МПа;  $s_2 = 6$  мм. Недостающие данные принять самостоятельно.

#### Решение

Расчётные формулы см. в разделе 4.1.

По  $D_B = 1000$  мм и  $p_T = 1$  МПа выбираем фланец днища ( $p_T = p_y$ ): Фланец 1–1000–1,0–09Г2С ГОСТ 28759.3–90  $m_\phi = 95,7$  кг (см. таблицу П 21).

Масса эллиптического днища  $m_{дн} = 55,5$  кг (для  $D_B = 1$  м и  $s_2 = 6$  мм по таблице П 20).

$$m_2 = m_{дн} + m_\phi = 55,5 + 95,7 = 151,2 \text{ кг}$$

**Ответ:**  $m_2 = 151,2 \text{ кг}$

#### Пример 4.7.

Определить вместимость  $V_2$  днища (днище эллиптическое) теплообменного аппарата. Исходные данные:  $D_B = 1000$  мм;  $p_T = 1$  МПа; высота борта  $h = 25$  мм;  $p_T = 1$  МПа;  $s_2 = 6$  мм. Недостающие данные принять самостоятельно.

#### Решение

Расчётные формулы см. в разделе 4.1.

По  $D_B = 1000$  мм и  $p_T = 1$  МПа выбираем фланец днища ( $p_T = p_y$ ): Фланец 1–1000–1,0–09Г2С ГОСТ 28759.3–90  $H = 0,085$  м (см. таблицу П 10).

По  $D_B = 1$  м,  $h = 25$  мм определяем объём полости эллиптического днища  $V_{дн} = 0,151 \text{ м}^3$  (см. таблицу П 20).

Объём полости фланца  $V_\phi = 0,785 \cdot D_B^2 \cdot H_\phi = 0,785 \cdot 1^2 \cdot 0,085 = 0,067 \text{ м}^3$ .

Вместимость днища теплообменного аппарата

$$V_2 = V_{дн} + V_\phi = 0,151 + 0,067 = 0,218 \text{ м}^3$$

**Ответ:**  $V_2 = 0,218 \text{ м}^3$

**Пример 4.8.**

Определить монтажную массу  $M_M$  одноходового теплообменного аппарата ТН. Компоновка теплообменника (см. рис 4.1) и исходные данные для расчёта:

- кожух ( $m_1 = 893$  кг);
- два эллиптических днища (Днище  $1000 \times 6-25-09Г2С$  ГОСТ 6533-68);
- две трубные решётки ( $m_p = 234$  кг);
- трубный пучок ( $m_T = 4900$  кг);
- четыре аппаратных фланца: исполнение 1 – 2 шт. «Фланец 1-1000-1,0-09Г2С ГОСТ 28759.3-90»; исполнение 2 – 2 шт. «Фланец 2-1000-1,0-09Г2С ГОСТ 28759.3-90».

Недостающие данные принять самостоятельно.

**Решение**

Расчётные формулы см. в разделе 4.1.

Масса эллиптического днища  $m_{дн} = 55,5$  кг (см. таблицу П 20).

Масса фланцев: исполнение 1  $m_{ф(1)} = 95,7$  кг, исполнение 2  $m_{ф(2)} = 96,1$  кг (см. таблицу П 21).

$$M_M = m_1 + 2 \cdot m_{дн} + 2 \cdot m_p + m_T + 2 \cdot m_{ф(1)} + 2 \cdot m_{ф(2)} = 893 + 2 \cdot 55,5 + 2 \cdot 234 + 4900 + 2 \cdot 95,7 + 2 \cdot 96,1 = 5952,6 \text{ кг}$$

**Ответ:**  $M_M = 5952,6$  кг

**Пример 4.9.**

Определить монтажную массу трёхходового теплообменного аппарата ТН. Компоновка теплообменника (см. рис 4.1) и исходные данные для расчёта:

- кожух ( $m_1 = 893$  кг);
- два эллиптических днища (Днище  $1000 \times 6-25-09Г2С$  ГОСТ 6533-68);
- две распределительных камеры (масса цилиндрической части  $m_{3ц} = 78$  кг);
- две трубные решётки ( $m_p = 242$  кг);
- трубный пучок ( $m_T = 4614$  кг);
- восемь аппаратных фланцев: исполнение 1 – 4 шт. «Фланец 1-1000-1,0-09Г2С ГОСТ 28759.3-90»; исполнение 2 – 4 шт. «Фланец 2-1000-1,0-09Г2С ГОСТ 28759.3-90».

Недостающие данные принять самостоятельно.

**Решение**

Расчётные формулы см. в разделе 4.1.

Масса эллиптического днища  $m_{дн} = 55,5$  кг (см. таблицу П 20).

Масса фланцев: исполнение 1  $m_{ф(1)} = 95,7$  кг, исполнение 2  $m_{ф(2)} = 96,1$  кг (см. таблицу П 21).

$$M_M = m_1 + 2 \cdot m_{\text{дн}} + 2 \cdot m_{3\text{ц}} + 2 \cdot m_p + m_r + 4 \cdot m_{\text{ф}(1)} + 4 \cdot m_{\text{ф}(2)} = 893 + 2 \cdot 55,5 + 2 \cdot 78 + 2 \cdot 242 + 4614 + 4 \cdot 95,7 + 4 \cdot 96,1 = 7025,2 \text{ кг}$$

**Ответ:**  $M_M = 7025,2 \text{ кг}$

#### Пример 4.10.

Определить массу трёхходового теплообменного аппарата ТН при гидравлическом испытании. Компоновка теплообменника и исходные данные для расчёта:

- кожух ( $D_B = 1000 \text{ мм}$ ;  $V_1 = 4,71 \text{ м}^3$ );
- два эллиптических днища (Днище  $1000 \times 6-25-09\text{Г}2\text{С}$  ГОСТ 6533-68);
- две распределительные камеры (длина цилиндрической части  $l_{3\text{ц}} = 524 \text{ мм}$ );
- восемь аппаратных фланцев: исполнение 1 – 4 шт. «Фланец 1-1000-1,0-09Г2С ГОСТ 28759.3-90»; исполнение 2 – 4 шт. «Фланец 2-1000-1,0-09Г2С ГОСТ 28759.3-90».
- монтажная масса аппарата  $M_M = 7025 \text{ кг}$ ;
- плотность среды для гидроиспытания  $\rho_{\text{и.с}} = 1000 \text{ кг/м}^3$ .

Недостающие данные принять самостоятельно.

#### Решение

Расчётные формулы см. в разделе 4.1.

Для заданных фланцев имеем  $H_{\text{ф}} = 0,085 \text{ м}$  (см. таблицу П 10).

По  $D_B = 1 \text{ м}$ ,  $h = 25 \text{ мм}$  определяем объём полости эллиптического днища  $V_{\text{дн}} = 0,151 \text{ м}^3$  (см. таблицу П 20).

Объём полости фланца  $V_{\text{ф}} = 0,785 \cdot D_B^2 \cdot H_{\text{ф}} = 0,785 \cdot 1^2 \cdot 0,085 = 0,067 \text{ м}^3$ .

Вместимость днища аппарата

$$V_2 = V_{\text{дн}} + V_{\text{ф}} = 0,151 + 0,067 = 0,218 \text{ м}^3$$

Высота распределительной камеры  $l_3 = l_{3\text{ц}} + 2 \cdot H = 524 + 2 \cdot 85 = 694 \text{ мм}$

Объём распределительной камеры  $V_3$  аппарата

$$V_3 = 0,785 \cdot D_B^2 \cdot l_3 = 0,785 \cdot 1^2 \cdot 0,694 = 0,545 \text{ м}^3$$

Объём  $V_{\text{в.п}}$  внутренней полости аппарата

$$V_{\text{в.п}} = V_1 + 2 \cdot V_2 + 2 \cdot V_3 = 4,71 + 2 \cdot 0,218 + 2 \cdot 0,545 = 6,236 \text{ м}^3$$

Масса среды в аппарате при гидравлическом испытании

$$M_{\text{и.с}} = V_{\text{в.п}} \cdot \rho_{\text{и.с}} = 6,236 \cdot 1000 = 6236 \text{ кг}$$

Масса аппарата при гидравлическом испытании

$$M_{\text{г.и}} = M_M + M_{\text{и.с}} = 7025 + 6236 = 13261 \text{ кг}$$

**Ответ:**  $M_{\text{г.и}} = 13261 \text{ кг}$

#### Пример 4.11.

Выбрать опоры для вертикального аппарата, размещённого между перекрытиями. Исходные данные: масса аппарата при гидравлическом испытании  $M_{\text{г.и}} = 13261 \text{ кг}$ .

#### Решение

Расчётные формулы см. в разделе 4.1.

Сила тяжести при гидравлическом испытании аппарата

$$G_{г.и} = M_{г.и} \cdot g = 13261 \cdot 9,81 = 130090 \text{ Н} = 130,09 \text{ кН.}$$

При размещении аппарата между перекрытиями применяются опоры лапы ( $n_{\min} = 2$ ). Для аппарата без теплоизоляции опоры-лапы тип 1.

Принимает число опор  $n_{\text{оп}} = 2$ .

$$\text{Нагрузка на опору } G_{\text{оп}} = G_{г.и} / n_{\text{оп}} = 130,09 / 2 = 65,045 \text{ кН}$$

По ОСТ 26-665-79 выбираем опору лапу типа 1 с допускаемой нагрузкой  $Q = 100 \text{ кН}$  «Опора 1-10000 ОСТ 26-665-79» (см. таблицу П 22).

По ОСТ 26-665-79 выбираем накладной лист с допустимой нагрузкой  $Q = 100 \text{ кН}$  и толщиной 10 мм «Накладной лист 1-10000-10 ОСТ 26-665-79» (см. таблицу П 23).

**Ответ:** опора-лапа «Опора 1-10000 ОСТ 26-665-79; Накладной лист 1-10000-10 ОСТ 26-665-79»

#### Пример 4.12.

Выбрать опоры для вертикального аппарата, размещённого внизу в помещении. Исходные данные: масса аппарата при гидравлическом испытании  $M_{г.и} = 13261 \text{ кг}$ .

#### Решение

Расчётные формулы см. в разделе 4.1.

Сила тяжести при гидравлическом испытании аппарата

$$G_{г.и} = M_{г.и} \cdot g = 13261 \cdot 9,81 = 130090 \text{ Н} = 130,09 \text{ кН.}$$

При размещении аппарата внизу в помещении применяются опоры-стойки ( $n_{\min} = 3$ ). Опоры-стойки тип 3.

Принимает число опор  $n_{\text{оп}} = 3$ .

$$\text{Нагрузка на опору } G_{\text{оп}} = G_{г.и} / n_{\text{оп}} = 130,09 / 3 = 43,4 \text{ кН}$$

По ОСТ 26-665-79 выбираем опору типа 3 (стойку) с допускаемой нагрузкой  $Q = 63 \text{ кН}$  «Опора 3-6300 ОСТ 26-665-79» (см. таблицу П 24).

**Ответ:** опора-стойка «Опора 3-6300 ОСТ 26-665-79»

#### Пример 4.13.

Выбрать опоры для горизонтального аппарата. Исходные данные: масса аппарата при гидравлическом испытании  $M_{г.и} = 13261 \text{ кг}$ ; объём внутренней полости аппарата  $V_{в.п} = 6,3 \text{ м}^3$ ; внутренний диаметр кожуха аппарата  $D_B = 1000 \text{ мм}$ ; толщина стенки кожуха  $s_1 = 6 \text{ мм}$ .

#### Решение

Расчётные формулы см. в разделе 4.1.

Сила тяжести при гидравлическом испытании аппарата

$$G_{г.и} = M_{г.и} \cdot g = 13261 \cdot 9,81 = 130090 \text{ Н} = 130,09 \text{ кН.}$$

Для установки горизонтальных аппаратов используются седловые опоры по ОСТ 26-1265-75 ( $n_{\min} = 2$ ).

Исполнение опоры по материалу 1 – сталь Ст3кп2 (см. таблицу П 28).

Выбираем опорный лист толщиной 8 мм, радиусом  $R = 514$  мм «Лист опорный 8-514-ОСТ 26-1265–75» (см. таблицу П 27).

Нагрузка на опору  $G_{оп} = G_{г.и}/n_{оп} = 130,09/2 = 65,045$  кН

Выбираем седловую опору типа 2 ( $D_B = 800-2000$  мм) исполнения 1 (допускаемая нагрузка на опору  $Q = 80-250$  кН) для  $D_B = 1000$  мм,  $Q = 125$  кН с опорным листом «Опора 125-514-1-II ОСТ 26-1265–75» (см. таблицу 27).

**Ответ:** седловая опора «Опора 125-514-1-II ОСТ 26-1265–75»; опорный лист «Лист опорный 8-514-ОСТ 26-1265–75».

#### Пример 4.14.

Выбрать строповые устройства для вертикального аппарата. Исходные данные: монтажная масса аппарата  $M_M = 7025$  кг; внутренний диаметр кожуха аппарата  $D_B = 1000$  мм.

#### Решение

Расчётные формулы см. в разделе 4.1.

Монтажная сила тяжести аппарата

$$G_M = M_M \cdot g = 7025 \cdot 9,81 = 68915 \text{ Н} = 0,068915 \text{ МН.}$$

Для вертикальных аппаратов в качестве строповых устройств используются сварные крюки (строповое устройство тип 1 по ГОСТ 13716–68). Вертикальный аппарат снабжают двумя крюками ( $n_{с.у} = 2$ ).

Сила тяжести, приходящаяся на строповое устройство

$$G_{с.у} = 1,1 \cdot G_M / n_{с.у} = 1,1 \cdot 0,068915 / 2 = 0,0379 \text{ МН} (3,79 \text{ тс})$$

Выбираем крюк грузоподъёмностью  $G = 0,04$  МН (4 тс) для аппарата с  $D_B = 1000$  мм «Крюк 1–4–1000 ГОСТ 13716–68» (см. таблицу П 29).

**Ответ:** Крюк 1–4–1000 ГОСТ 13716–68.

#### Пример 4.15.

Выбрать строповые устройства для горизонтального аппарата. Исходные данные: монтажная масса аппарата  $M_M = 7025$  кг.

#### Решение

Расчётные формулы см. в разделе 4.1.

Монтажная сила тяжести аппарата

$$G_M = M_M \cdot g = 7025 \cdot 9,81 = 68915 \text{ Н} = 0,068915 \text{ МН.}$$

Для горизонтальных аппаратов в качестве строповых устройств используются ушки (строповое устройство тип 3 по ГОСТ 13716–68). Горизонтальный аппарат снабжают двумя ушками ( $n_{с.у} = 2$ ).

Сила тяжести, приходящаяся на строповое устройство

$$G_{с.у} = 1,1 \cdot G_M / n_{с.у} = 1,1 \cdot 0,068915 / 2 = 0,0379 \text{ МН} (3,79 \text{ тс})$$

Выбираем ушко грузоподъёмностью  $G = 0,04$  МН (4 тс) «Ушко 3–4 ГОСТ 13716–68» (см. таблицу П 30).

**Ответ:** Ушко 3–4 ГОСТ 13716–68

## 5. Расчёт крышек и люков аппаратов

### 5.1. Основные определения и расчётные формулы

В отличие от днищ, неразъёмно соединяемых с обечайкой корпуса, *крышки* являются отъёмными узлами и деталями аппаратов, закрывающими (в подавляющем большинстве случаев герметично) корпус аппарата, *люк* и т.п. Крышки и люки в аппарате предусматриваются для удобства сборки, возможности загрузки и выгрузки аппарата в процессе эксплуатации, для осмотра, ремонта и т.д.

Расположение крышек и люков может быть сверху, снизу, с боков, что определяется функциональным назначением данных элементов аппарата. По форме они бывают круглые, прямоугольные и фасонные (рис. 5.1). Наибольшее распространение имеют круглые крышки и люки, как более технологичные при изготовлении.

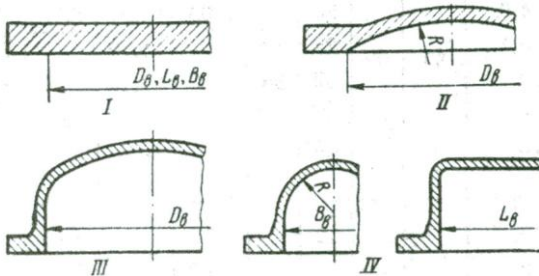


Рис. 5.1. Основные типовые конструктивные формы крышек, применяемых в химических аппаратах: I – плоская (круглая, прямоугольная, фасонная); II – сферическая (круглая); III – эллиптическая (круглая); IV – цилиндрическая (прямоугольная)

По способу присоединения к аппарату крышки бывают: фланцевые (прижатие крышки к фланцу аппарата или люка осуществляется болтами) (рис. 5.2), бигельные (прижатие к горловине люка осуществляется нажимным винтом или болтом с помощью *бигеля* – скобы) (рис. 5.3) и байонетные (прижатие осуществляется относительным поворотом частей байонетного соединения с зубьями вокруг их общей оси) (рис. 5.4, 5.5). Крышки массой более 20 кг должны быть снабжены подъемно-поворотными или другими устройствами для их открывания и закрывания (рис. 5.6).

Многие аппараты по условиям их эксплуатации можно выполнять без крышек, цельносварными. Такие аппараты обычно снабжаются люками. При проектировании цельносварных аппаратов люки выбирают из ряда стандартных (ОСТы 26-2001-83, 26-2002-83 и др.). После выбора люка выполняют проверочный расчёт на прочность его элементов (патрубка, фланца, крышки и крепёжных деталей). Пределы применения нормализованных стальных люков в зависимости от температуры среды представлены в таблице ПЗ2.

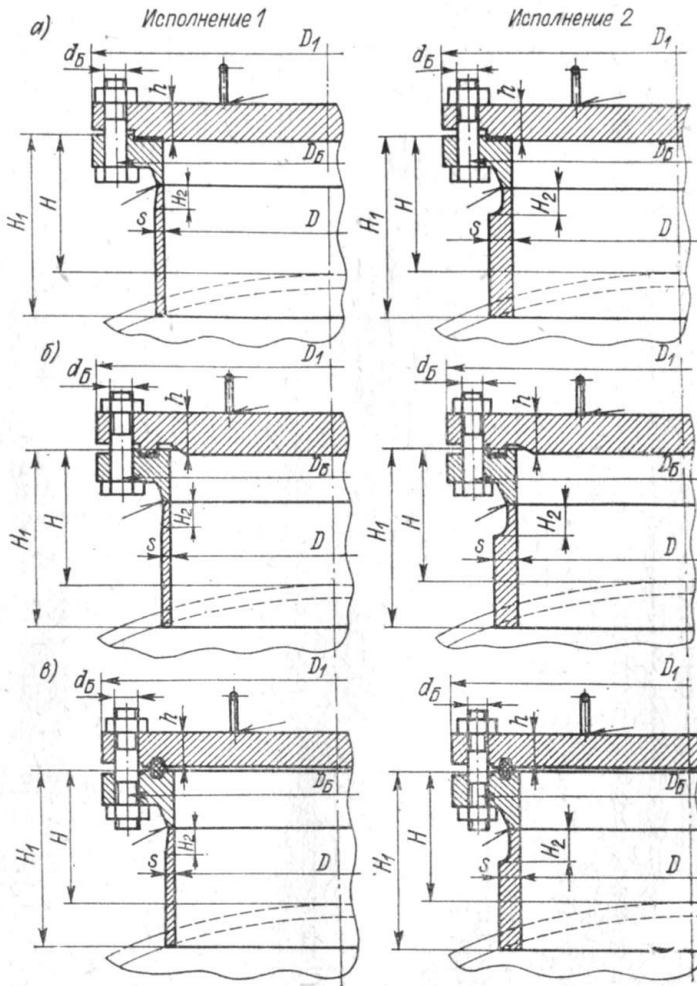


Рис. 5.2. Конструкции люков с плоскими крышками и фланцами, приварными встык: а – уплотнение выступ-впадина, ГОСТ 26-2005-77; б – уплотнение шип-паз, ГОСТ 26-2006-77; в – с уплотнением под прокладку восьмиугольно-го сечения, ГОСТ 26-2007-77 (исполнение 1 – с толщиной стенки патрубка до 34 мм; исполнение 2 – с толщиной стенки патрубка свыше 34 мм)



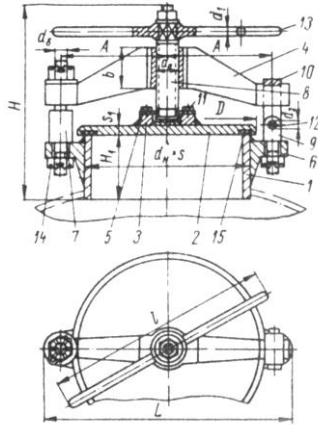


Рис. 5.3. Конструкция люков с круглой крышкой и бигельным прижимом для стальных аппаратов на  $p_y$  до 0,6 МПа, ОН 26-01-35-67: 1 – обечайка; 2 – крышка; 3 – бобышка; 4 – бигель; 5 – полушайбы; 6 – ухо; 7 – стойка; 8 – винт (нажимной); 9 – вилка; 10 – серьга; 11 – болт; 12 – ось; 13 – рукоятка; 14 – гайки; 15 – прокладка

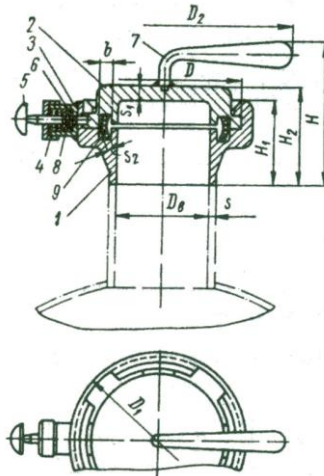


Рис. 5.4. Конструкция круглых люков с байонетным затвором для стальных аппаратов на  $p_y = 1,6$  МПа, ОН 26-01-35-67: 1 – корпус; 2 – крышка; 3 – стакан; 4 – крышка стакана; 5 – фиксатор; 6 – штифт; 7 – рукоятка; 8 – пружина; 9 – прокладка

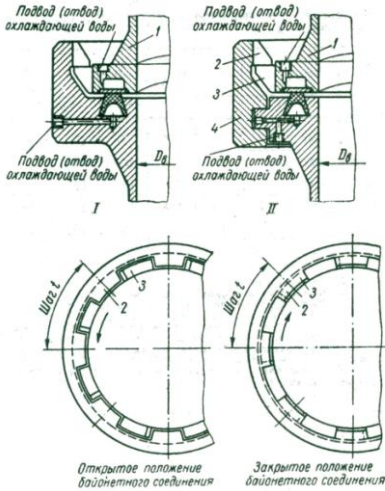


Рис. 5.5. Основные типовые конструкции байонетных соединений, применяемых в химических аппаратах: I – с поворотом крышки; II – с поворотом байонетного кольца; 1 – крышка; 2 – внутренний зуб; 3 – наружный зуб; 4 – байонетное кольцо (из двух половин)

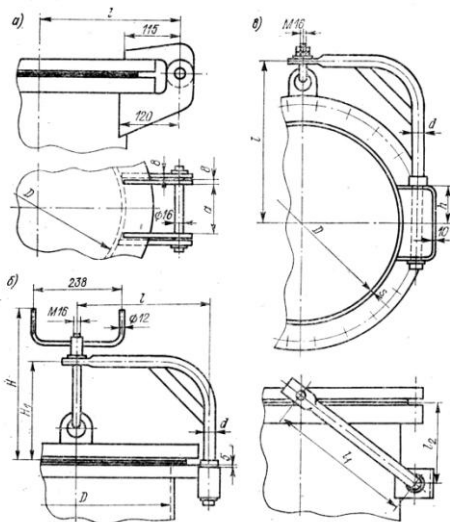


Рис. 5.6. Конструкции шарнирных, подъёмно-поворотных и поворотных устройств для крышек люков: а – тип 1, шарнирные с плоскими (исполнение 1) и сферическими (исполнение 2) крышками, ОСТ 26-2012–77; б – тип 2, подъёмно-поворотные для вертикальных люков с плоскими (исполнение 1) и сферическими (исполнение 2) крышками, ОСТ 26-2013–77; в – тип 3, поворотные для горизонтальных люков с плоскими крышками, ОСТ 26-2014–77

Расчёт фланцевых крышек (рис. 5.7). Расчётную  $s_{1p}$  толщину и допускаемое  $[p]$  давление плоских фланцевых крышек определяют по формулам

$$s_{1p} = \frac{k_1}{k_0} \cdot D_p \cdot \sqrt{\frac{P_p}{[\sigma]}} \quad (5.1)$$

$$[p] = \left[ \frac{k_0}{k_1} \cdot \frac{(s_1 - c)}{D_p} \right]^2 \cdot [\sigma], \quad (5.2)$$

здесь  $k_1$  – вспомогательный коэффициент определяется графически (см. таблицу ПЗ3) в зависимости от геометрических размеров  $D_6/D_{cp.п}$  крышки и силового соотношения  $\psi = P_6/Q_d$  (определение величин  $P_6$ ,  $Q_d$  см. формулы 3.4, 3.5, 3.6; при определении  $[p]$  предлагается принимать  $k_1 = 0,5$  с последующим уточнением его значения);  $k_0$  – коэффициент ослабления (зависит от наличия в крышке технологических отверстий); для крышки с одним центральным отверстием диаметром  $d$  значение  $k_0$  определяется по формулам

$$\text{при } d/D_p \leq 0,35 \rightarrow k_0 = 1 - 0,43 \cdot d/D_p \quad (5.3)$$

$$\text{при } 0,35 < d/D_p \leq 0,75 \rightarrow k_0 = 0,85; \quad (5.4)$$

для крышек, имеющих одно нецентральное или несколько произвольно расположенных отверстий диаметром  $d_i$   $k_0$  определяется по формуле

$$k_0 = (1 - \sum d_i/D_p)^{0,5} \quad (5.5)$$

$D_p$  – расчётный конструктивный размер крышки: для крышек типа 11  $D_p = D_6$ ; типа 12  $D_p = D_{cp.п}$  (см. таблицу 5.1)

$[\sigma]$  – допускаемое напряжение материала крышки (см. таблицу П6).

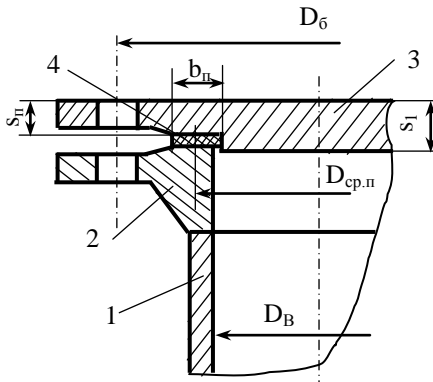
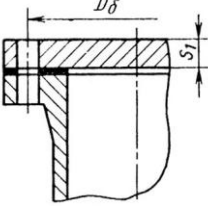
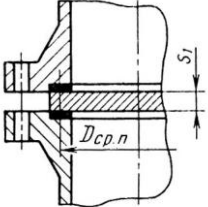


Рис. 5.7. Плоская фланцевая крышка аппарата или люка (схема): 1 – обечайка (патрубок люка); 2 – аппаратный фланец (фланец люка); 3 – крышка; 4 – прокладка

Патрубок люка изготовлен из бесшовной трубы по ГОСТ 8732–78 с номинальным диаметром, равным наружному диаметру трубы. При извест-

ных давлении в аппарате  $p_p$  и толщине стенки трубы  $s_T$  главные напряжения в стенке патрубка определяются по формулам

Таблица 5.1-Значения коэффициента  $k$  для расчёта на прочность плоских крышек

Схема	Тип*	$D_p^{**}$	Значение $k$
	Тип 11	$D_б$	0,4
	Тип 12	$D_{ср.п}$	0,41

\*см. ГОСТ Р 52857.2–2007

\*\* конструктивный расчётный размер крышки

**Пояснения:** тип 11 – крышка, прижатая болтами; тип 12 – крышка, зажата между фланцами

$$\sigma_1 = \sigma_k = (d_B \cdot p_p) / (2 \cdot s) \quad (5.6)$$

$$\sigma_2 = \sigma_m = (d_B \cdot p_p) / (4 \cdot s) \quad (5.7)$$

$$\sigma_3 = \sigma_r = 0, \quad (5.8)$$

здесь  $\sigma_k$  – окружное напряжение (направлено перпендикулярно образующей цилиндра по касательной к окружности);  $\sigma_m$  – меридиональное напряжение (направлено параллельно образующей цилиндра);  $\sigma_r$  – радиальное напряжение направлено перпендикулярно образующей цилиндра по касательной к окружности (направлено перпендикулярно образующей цилиндра по радиусу к его оси).

Расчётные напряжения в стенке патрубка по III теории прочности

$$\sigma_{расч}^{III} = \sigma_1 - \sigma_3 \quad (5.9)$$

Проверка прочности крепёжных деталей фланцевых крышек проводится по формулам для расчёта фланцевых соединений (см. раздел 3.1).

Расчёт круглых плоских бигельных крышек (рис. 5.3) состоит в определении их толщине в месте уплотнения  $s'_n$  и посередине  $s'$  крышки.

Формулы для определения расчётных значений толщины крышки

$$s'_{п.р} = 0,409 \cdot [(2 - \beta^2) \cdot P_6 / [\sigma]]^{0,5} \quad (5.10)$$

$$s'_p = 0,565 \cdot [(1,5 - 0,262 \cdot \beta^2 - 1,95 \cdot \ln \beta) \cdot P_6 / [\sigma]]^{0,5}, \quad (5.11)$$

здесь  $\beta = D_{ср.п} / d_v$  – вспомогательный коэффициент;  $D_{п}$  – средний диаметр уплотнительной поверхности:  $D_{ср.п} = d_n - s_T$  ( $d_n$  – наружный диаметр патрубка люка;  $s_T$  – толщине стенки патрубка).

## 5.2. Примеры расчёта

### Пример 5.1.

Определить основные размеры плоской круглой фланцевой крышки аппарата. Исходные данные: внутренний диаметр аппарата  $D_B = 400$  мм; расчётное давление в аппарате  $p_p = 1$  МПа; рабочая температура  $t_p = 60^\circ\text{C}$ ; материал крышки – сталь 09Г2С. Крышка уплотнена паронитовой прокладкой прямоугольного сечения. Расчёт выполнить для двух случаев: а) крышка без отверстий; б) крышка с центральным отверстием  $d = 80$  мм. Недостающие данные принять самостоятельно.

### Решение

Расчётные формулы см. в разделах 3.1, 5.1.

*Дополнительные данные.* Крышка крепится к аппаратному фланцу. Выбираем фланец монометаллический с уплотнительной поверхностью – впадина (исполнение 1) с втулкой приварной встык по ГОСТ 28759.3–90. Обозначение: Фланец 1–1000–1,0–09Г2С ГОСТ 28759.3–90.

Размеры крышки, согласованные с размерами аппаратного фланца (см. таблицу П10):  $D_B = 400$  мм – внутренний диаметр аппарата (условный проход);  $D_6 = 495$  мм – диаметр установки болтов;  $D_3 = 458$  мм – внутренний диаметр впадины (для фланцев исполнения 1);  $d_6 = 23$  мм – диаметр отверстий для болтов;  $d_6 = M20$  – обозначение резьбы болтов;  $n_6 = 20$  – количество болтов.

Для паронитовой прокладки (см. таблицу 3.2):  $m = 2,5$  – прокладочный коэффициент;  $q_{пр} = 20$  МПа – давление на прокладку при обжатии;  $[q]_{пр} = 130$  МПа – допустимое давление на прокладку.

Допускаемое напряжение стали 09Г2С при рабочей температуре в аппарате определяем методом линейной интерполяции (см. таблицу П6).

$$[\sigma]_{60} = [\sigma]_{20} - ([\sigma]_{20} - [\sigma]_{200}) \cdot (60 - 20) / (200 - 20) = 170 - (170 - 148) \cdot (60 - 20) / (200 - 20) = 165 \text{ МПа}$$

*Предварительные расчёты.*

$$\text{Средний диаметр прокладки } D_{ср.п} = 0,5 \cdot (D_3 + D_B) = 0,5 \cdot (458 + 400) = 429 \text{ мм} = 0,429 \text{ м.}$$

$$\text{Ширина прокладки } b_{п} = 0,5 \cdot (D_3 - D_B) = 0,5 \cdot (458 - 400) = 29 \text{ мм}$$

$$\text{Расчётная ширина прокладки } b_0 = 1,9 \cdot \sqrt{b}_{п} = 1,9 \cdot \sqrt{29} = 10,2 \text{ мм} = 0,0102 \text{ м.}$$

Равнодействующая внутреннего давления

$$Q_d = 0,785 \cdot D_{ср.п}^2 \cdot p_p = 0,785 \cdot 0,429^2 \cdot 1 = 0,144 \text{ МН}$$

Реакция прокладки

$$R_{\Pi} = \pi \cdot b_0 \cdot D_{\text{ср.п}} \cdot m \cdot p_p = \pi \cdot 0,0102 \cdot 0,429 \cdot 2,5 \cdot 1 = 0,0344 \text{ МН}$$

Расчётное предельное болтовое усилие

$$P_6 = Q_{\text{д}} + R_{\Pi} = 0,144 + 0,0344 = 0,1784 \text{ МН}$$

*Основные расчёты.*

а) крышка без отверстия

Коэффициент ослабления  $k_0 = 1$

Вспомогательный коэффициент  $k_1 = 0,5$  (см. таблицу ПЗЗ для  $D_6/D_{\text{ср.п}} = 0,495/0,429 = 1,15$  при  $\psi = P_6/Q_{\text{д}} = 0,1784/0,144 = 1,23$ )

Расчётная толщина крышки

$$s'_{1p} = \frac{k_1}{k_0} \cdot D_{\text{ср.п}} \cdot \sqrt{\frac{P_p}{[\sigma]}} = \frac{0,5}{1} \cdot 0,429 \cdot \sqrt{\frac{1}{165}} = 0,017 \text{ м} = 17 \text{ мм}$$

Вспомогательный коэффициент

$$k_2 = 0,8 \cdot (D_6/D_{\text{ср.п}} - 1)^{0,5} = 0,8 \cdot (495/429 - 1)^{0,5} = 0,314$$

Расчётная толщина крышки над уплотнительной поверхностью

$$s'_{n.p} = k_2 \cdot \sqrt{\frac{P_6}{[\sigma]}} = 0,314 \cdot \sqrt{\frac{0,1784}{165}} = 0,010 \text{ м} = 10 \text{ мм}$$

б) крышка с центральным отверстием  $d = 80 \text{ мм}$

Коэффициент ослабления  $k_0 = (1 - d/D_6)^{0,5} = (1 - 80/495)^{0,5} = 0,916$

Расчётная толщина крышки

$$s'_{1p} = \frac{k_1}{k_0} \cdot D_{\text{ср.п}} \cdot \sqrt{\frac{P_p}{[\sigma]}} = \frac{0,5}{0,916} \cdot 0,429 \cdot \sqrt{\frac{1}{165}} = 0,018 \text{ м} = 18 \text{ мм}$$

Расчётная толщина крышки над уплотнительной поверхностью

$$s'_{n.p} = k_2 \cdot \sqrt{\frac{P_6}{[\sigma]}} = 0,314 \cdot \sqrt{\frac{0,1784}{165}} = 0,010 \text{ м} = 10 \text{ мм}$$

**Ответ:** а) крышка без отверстия  $s'_{1p} = 17 \text{ мм}$ ;  $s'_{n.p} = 10 \text{ мм}$ ; б) крышка с отверстием  $s'_{1p} = 18 \text{ мм}$ ;  $s'_{n.p} = 10 \text{ мм}$ .

### Пример 5.2.

Определить допускаемое давление  $[p]$  для аппарата с плоской фланцевой круглой крышкой. Исходные данные: внутренний диаметр аппарата  $D_B = 400 \text{ мм}$ ; рабочая температура  $t_p = 60^\circ\text{C}$ ; исполнительная толщина крышки  $s_1 = 20 \text{ мм}$ ; конструктивная прибавка  $s = 1 \text{ мм}$ ; материал крышки – сталь 09Г2С. Расчёт выполнить для двух случаев: а) крышка без отверстий; б) крышка с центральным отверстием  $d = 80 \text{ мм}$ . Недостающие данные принять самостоятельно.

## Решение

Расчётные формулы см. в разделах 3.1, 5.1.

*Дополнительные данные.* Крышка крепится к аппаратному фланцу. Выбираем фланец монометаллический с уплотнительной поверхностью – впадина (исполнение 1) с втулкой приварной встык по ГОСТ 28759.3–90. Обозначение: Фланец 1–1000–1,0–09Г2С ГОСТ 28759.3–90.

Размеры крышки, согласованные с размерами аппаратного фланца (см. таблицу П10):  $D_B = 400$  мм – внутренний диаметр аппарата (условный проход);  $D_6 = 495$  мм – диаметр установки болтов;  $D_3 = 458$  мм – внутренний диаметр впадины (для фланцев исполнения 1).

Допускаемое напряжение стали 09Г2С при рабочей температуре в аппарате  $[\sigma] = 165$  МПа (см. пример 5.1).

*Предварительные расчёты.*

Средний диаметр прокладки  $D_{cp.n} = 0,5 \cdot (D_3 + D_B) = 0,5 \cdot (458 + 400) = 429$  мм = 0,429 м.

*Основные расчёты.*

а) крышка без отверстия

Коэффициент ослабления  $k_0 = 1$

Вспомогательный коэффициент  $k_1 = 0,5$

Допускаемое давление в аппарате

$$[p] = \left[ \frac{k_0 \cdot (s_1 - c)}{k_1 \cdot D_{cp.n}} \right]^2 \cdot [\sigma] = \left[ \frac{1}{0,5} \cdot \frac{(20-1)}{429} \right]^2 \cdot 165 = 1,29 \text{ МПа}$$

Уточняем  $k_1$  (используем результаты, полученные в примере 5.1).

$D_{cp.n} = 0,429$  м;  $b_0 = 0,0102$  м;  $Q_D = 0,785 \cdot D_{cp.n}^2 \cdot [p] = 0,785 \cdot 0,429^2 \cdot 1,29 = 0,186$  МН;  $R_{II} = \pi \cdot b_0 \cdot D_{cp.n} \cdot m \cdot [p] = \pi \cdot 0,0102 \cdot 0,429 \cdot 2,5 \cdot 1,29 = 0,0443$  МН;  $P_6 = Q_D + R_{II} = 0,186 + 0,0443 = 0,230$  МН;  $D_6/D_{cp.n} = 0,495/0,429 = 1,15$ ;  $\psi = P_6/Q_D = 0,230/0,186 = 1,24$ . По таблице П33  $k_1 = 0,5$ .

б) крышка с центральным отверстием  $d = 80$  мм

Коэффициент ослабления  $k_0 = (1 - d/D_6)^{0,5} = (1 - 80/495)^{0,5} = 0,916$

Вспомогательный коэффициент  $k_1 = 0,5$

Допускаемое давление в аппарате

$$[p] = \left[ \frac{k_0 \cdot (s_1 - c)}{k_1 \cdot D_{cp.n}} \right]^2 \cdot [\sigma] = \left[ \frac{0,92}{0,5} \cdot \frac{(20-1)}{429} \right]^2 \cdot 170 = 1,10 \text{ МПа}$$

Уточняем  $k_1$  (используем результаты, полученные в примере 5.1).

$D_{cp.n} = 0,429$  м;  $b_0 = 0,0102$  м;  $Q_D = 0,785 \cdot D_{cp.n}^2 \cdot [p] = 0,785 \cdot 0,429^2 \cdot 1,1 = 0,159$  МН;  $R_{II} = \pi \cdot b_0 \cdot D_{cp.n} \cdot m \cdot [p] = \pi \cdot 0,0102 \cdot 0,429 \cdot 2,5 \cdot 1,1 = 0,0378$  МН;  $P_6 = Q_D + R_{II} = 0,159 + 0,0378 = 0,1968$  МН;  $D_6/D_{cp.n} = 0,495/0,429 = 1,15$ ;  $\psi = P_6/Q_D = 0,1968/0,159 = 1,24$ . По таблице П33  $k_1 = 0,5$ .

**Ответ:** а) крышка без отверстия  $[p] = 1,29$  МПа; б) крышка с отверстием  $[p] = 1,10$  МПа.

### Пример 5.3.

Для аппарата, установленного в помещении, сконструировать люк с фланцевой крышкой и проверить на прочность патрубков люка и фланцевое соединение крышки и патрубка. Исходные данные: расчётное давление в аппарате  $p_p = 1$  МПа; рабочая температура  $t_p = 60^\circ\text{C}$ ; материал люка – сталь 09Г2С. Крышка люка уплотнена паронитовой прокладкой прямоугольного сечения. Крепёжные болты из стали 38ХА. Недостающие данные принять самостоятельно.

### Решение

Расчётные формулы см. в разделах 3.1, 5.1.

*Дополнительные данные.*

Допускаемое напряжение стали 09Г2С  $[\sigma] = 165$  МПа (см. пример 5.1).

Допускаемое напряжение крепёжных болтов из стали 38ХА  $[\sigma] = 230$  МПа (см. таблицу П12).

Для аппарата, размещённого внутри помещения назначаем диаметр круглого люка  $d_{\text{вл}} = 400$  мм.

Патрубок люка изготавливаем из бесшовной горячедеформированной трубы  $d_{\text{н}} \times s = 426 \times 9$  мм по ГОСТ 8732–78.

Крышка люка крепится к аппаратному фланцу. Выбираем фланец монометаллический с уплотнительной поверхностью – впадина (исполнение 1) с втулкой приварной встык по ГОСТ 28759.3–90. Обозначение: Фланец 1–1000–1,0–09Г2С ГОСТ 28759.3–90.

Размеры крышки, согласованные с размерами аппаратного фланца (см. таблицу П10):  $D_{\text{в}} = 400$  мм – внутренний диаметр аппарата (условный проход);  $D_{\text{б}} = 495$  мм – диаметр установки болтов;  $D_3 = 458$  мм – внутренний диаметр впадины (для фланцев исполнения 1).

*Проверка на прочность патрубка люка.*

Патрубок представляет собой тонкостенную трубу,  $s/d_{\text{в}} = 9/408 = 0,022$ .

Проверку прочности патрубка люка выполняем по III теории прочности.

Главные напряжения в стенке патрубка

$$\sigma_1 = \sigma_k = (d_{\text{в}} \cdot p_p) / (2 \cdot s) = (0,408 \cdot 1) / (2 \cdot 0,009) = 22,67 \text{ МПа}$$

$$\sigma_2 = \sigma_m = (d_{\text{в}} \cdot p_p) / (4 \cdot s) = (0,408 \cdot 1) / (4 \cdot 0,009) = 11,33 \text{ МПа}$$

$$\sigma_3 = \sigma_r = 0,$$

Расчётные напряжения

$$\sigma_{\text{расч}}^{\text{III}} = \sigma_1 - \sigma_3 = 22,67 - 0 = 22,67 < [\sigma] = 165 \text{ МПа}$$

Прочность патрубка обеспечена.

Проверка на прочность фланцевого соединения крышки люка.

$$\text{Средний диаметр прокладки } D_{\text{ср.п}} = 0,5 \cdot (D_3 + D_{\text{в}}) = 0,5 \cdot (458 + 400) = 429 \text{ мм} = 0,429 \text{ м.}$$

$$\text{Ширина прокладки } b_{\text{п}} = 0,5 \cdot (D_3 - D_{\text{в}}) = 0,5 \cdot (458 - 400) = 29 \text{ мм}$$



Расчётная ширина прокладки  $b_0 = 1,9 \cdot \sqrt{b_{II}} = 1,9 \cdot \sqrt{29} = 10,2 \text{ мм} = 0,0102 \text{ м}$ .

Равнодействующая внутреннего давления

$$Q_D = 0,785 \cdot D_{cp.n}^2 \cdot p_p = 0,785 \cdot 0,429^2 \cdot 1 = 0,144 \text{ МН}$$

Реакция прокладки

$$R_{II} = \pi \cdot b_0 \cdot D_{cp.n} \cdot m \cdot p_p = \pi \cdot 0,0102 \cdot 0,429 \cdot 2,5 \cdot 1 = 0,0344 \text{ МН}$$

Расчётное предельное болтовое усилие

$$P_6 = Q_D + R_{II} = 0,144 + 0,0344 = 0,1784 \text{ МН}$$

Проверка прочности болтов. Количество болтов  $n_6 = 20$ . Для болтов М20 площадь сечения по внутреннему диаметру резьбы  $f_6 = 235 \text{ мм}^2$  (см. таблицу П11).

$$\sigma_p = \frac{P_6}{n_6 \cdot f_6} = \frac{1784 \cdot 10^2}{20 \cdot 235} = 38 \text{ Н/мм}^2 = 38 \text{ МПа}$$

$$\sigma_p = 38 < [\sigma] = 230 \text{ МПа}$$

Проверка прочности прокладки

$$q = \frac{P_6}{\pi \cdot D_{cp.n} \cdot b_0} = \frac{1784 \cdot 10^2}{\pi \cdot 429 \cdot 10,2} = 13 \text{ МПа}$$

$$q = 13 < [q]_{np} = 130 \text{ МПа.}$$

**Ответ:** Конструктивные элементы люка: патрубок – Труба 426×9 ГОСТ 8732–78; фланец – Фланец 1–1000–1,0–09Г2С ГОСТ 28759.3–90.

### Пример 5.4.

Определить основные размеры плоской круглой крышки люка с бигельным прижимом. Исходные данные: давление в аппарате:  $p_p = 0,6 \text{ МПа}$ , внутренний диаметр патрубка люка  $d_{вп} = 250 \text{ мм}$ , рабочая температура  $t_p = 60^\circ\text{С}$ . Крышка люка уплотнена резиновой прокладкой. Материал люка: сталь СтЗсп. Недостающие данные принять самостоятельно.

### Решение

Расчётные формулы см. в разделах 3.1, 5.1.

Дополнительные данные.

Для резиновой прокладки (см. таблицу 3.2):  $m = 0,5$  – прокладочный коэффициент;  $q_{np} = 2 \text{ МПа}$  – давление на прокладку при обжати;  $[q] = 18 \text{ МПа}$  – допускаемое давление на прокладку.

Допускаемое напряжение стали СтЗсп при рабочей температуре в аппарате определяем методом линейной интерполяции (см. таблицу П6).

$s = 1 \text{ мм}$  – конструктивная прибавка к толщине стенки.

$\varphi = 1$  – коэффициент прочности сварного шва (патрубок люка изготовлен из безшовной трубы).

$$[\sigma]_{60} = [\sigma]_{20} - ([\sigma]_{20} - [\sigma]_{200}) \cdot (60 - 20) / (200 - 20) = 140 - (140 - 126) \cdot (60 - 20) / (200 - 20) = 136 \text{ МПа}$$

Предварительные расчёты.

Исполнительная толщина стенки патрубка люка

$$s_{\Pi} = [p_p \cdot d_{\text{вп}} / (2 \cdot \varphi \cdot [\sigma]_{60} - p_p) + c = [0,6 \cdot 0,25 / (2 \cdot 1 \cdot 136 - 0,6) + 1 = 0,0016 \text{ м} = 1,6 \text{ мм}$$

Патрубок люка изготовлен из горячекатаной стальной трубы  $d_{\text{н}} \times s_{\text{T}} = 273 \times 7 \text{ мм}$ .

Равнодействующая внутреннего давления

$$Q_{\text{д}} = 0,785 \cdot D_{\text{ср.п}}^2 \cdot p_p = 0,785 \cdot 0,266^2 \cdot 0,6 = 0,033 \text{ МН}$$

Средний диаметр уплотнительной поверхности крышки люка с бигельным прижимом  $D_{\text{ср.п}} = d_{\text{н}} - s_{\text{T}} = 273 - 7 = 266 \text{ мм} = 0,266 \text{ м}$

Реакция прокладки

$$R_{\Pi} = \pi \cdot b_0 \cdot D_{\text{ср.п}} \cdot m \cdot p_p = \pi \cdot 0,0035 \cdot 0,266 \cdot 0,5 \cdot 0,6 = 0,00088 \text{ МН}$$

Расчётная ширина прокладки  $b_0 = 0,5 \cdot s_{\text{T}} = 0,5 \cdot 7 = 3,5 \text{ мм} = 0,0035 \text{ м}$

Расчётное предельное болтовое усилие на крышку

$$P_{\text{б}} = Q_{\text{д}} + R_{\Pi} = 0,033 + 0,00088 = 0,03388 \text{ МН}$$

Основные расчёты.

Вспомогательный коэффициент  $\beta = D_{\text{ср.п}} / d_{\text{в}} = 266 / (266 - 7) = 1,027$

Расчётная толщина крышки в месте уплотнения

$$s'_{\text{п.п}} = 0,409 \cdot [(2 - \beta^2) \cdot P_{\text{б}} / [\sigma]]^{0,5} = 0,409 \cdot [(2 - 1,027^2) \cdot 0,03388 / 136]^{0,5} = 0,0063 \text{ м} = 6,3 \text{ мм}$$

Расчётная толщина крышки посередине

$$s'_{\text{п}} = 0,565 \cdot [(1,5 - 0,262 \cdot \beta^2 - 1,95 \cdot \ln \beta) \cdot P_{\text{б}} / [\sigma]]^{0,5} = 0,565 \cdot [(1,5 - 0,262 \cdot 1,027^2 - 1,95 \cdot \ln 1,027) \cdot 0,03388 / 136]^{0,5} = 0,0097 \text{ м} = 9,7 \text{ мм}$$

**Ответ:**  $s'_{\text{п.п}} = 6,3 \text{ мм}$ ;  $s'_{\text{п}} = 9,7 \text{ мм}$ .

## 6. Расчёт аппаратов с рубашками

### 6.1. Основные определения и расчётные формулы

*Рубашки* в химических аппаратах предназначаются для наружного нагревания или охлаждения обрабатываемых или хранящихся в аппарате главным образом жидких продуктов. Наибольшее применение имеют рубашки на вертикальных цилиндрических аппаратах.

По конструкции рубашки бывают неразъёмными (приварные к корпусу аппарата) и отъёмные. Более простыми и надёжными в работе являются неразъёмные рубашки, которые стандартизованы для сварной аппаратуры. Отъёмные рубашки применяются в тех случаях, когда по условиям эксплуатации требуется периодическая чистка корпуса, закрытого рубашкой с обязательным вскрытием его.

На рис. 6.1 приведены конструкции стандартных неразъёмных рубашек для вертикальных стальных сварных аппаратов. Рабочие параметры аппаратов с рубашками приведены в таблице 6.1.

Таблица 6.1 – Рабочие параметры стальных сварных аппаратов с рубашками

Тип рубашки (рис. 6.1)	Давление, МПа	Температура, град С
1, 2, 3	до 0,6	до 350
1, 2, 3	1 – 1,6	до 300
4	до 0,6	менее 350
4	1,0 – 6,4	менее 280
5	2,5 – 4,0	до 250

На рисунке 6.2 приведена конструкция соединительных элементов неразъёмных рубашек с корпусом аппарата. При температуре стенки аппарата до 100°С допускается приварка рубашки из углеродистой или низколегированной стали к корпусу аппарата из высоколегированной стали (без использования промежуточной детали из высоколегированной стали).

При расчёте аппаратов с рубашками определяют толщину стенок обечаяк и рубашек.

Рубашки типов 1, 2, 3 (рис. 6.1, а, б) рассчитываются по формулам для определения толщины стенки тонкостенных цилиндрических и конических обечаяк

$$s_{p,ц} = (p_p \cdot D_B) / (2 \cdot \varphi \cdot [\sigma] - p_p) \quad (6.1)$$

$$s_{p,к} = (p_p \cdot D_B) / [(2 \cdot \varphi \cdot [\sigma] - p_p) \cdot \cos \alpha] \quad (6.2)$$

$$s_{p,эл} = (p_p \cdot D_B) / (2 \cdot \varphi \cdot [\sigma] - 0,5 \cdot p_p) , \quad (6.3)$$

Здесь  $s_{p,ц}$ ,  $s_{p,к}$ ,  $s_{p,эл}$  – расчётная толщина стенки цилиндрического, конического, эллиптического элемента (обечайка и днище корпуса, рубашка) аппарата, м;  $p_p$  – расчётное давление в рассматриваемой полости аппарата (в корпусе, рубашке), МПа;

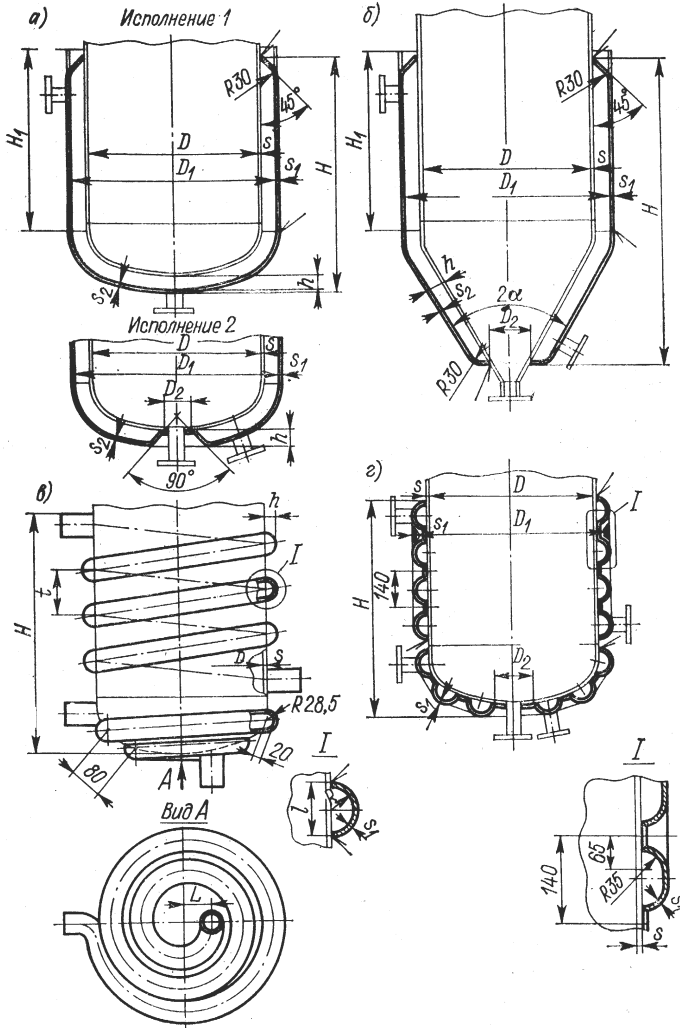


Рис. 6.1. Конструкции стандартных неразъёмных рубашек для вертикальных стальных сварных аппаратов: а – тип 1, с эллиптическим дном и верхним (исполнение 1) и нижним (исполнение 2) выпуском продукта; б – тип 2, с коническим дном с углом при вершине конуса  $2\alpha = 90^\circ$  и тип 3, с коническим дном  $2\alpha = 60^\circ$ ; в – тип 4, рубашки из полутруб; г – тип 5, рубашки с вмятинами

$D_B$  – внутренний диаметр для рассматриваемого элемента (см. рис. 6.1), м;  $\varphi$  – коэффициент прочности сварного шва (см. таблицу П33);  $[\sigma]$  – допускаемое напряжение материала рассматриваемого элемента при рабочей температуре (см. таблицу П6), МПа;  $\alpha$  – угол конуса рассматриваемого элемента (рекомендуется  $\alpha = 30^\circ$ ).

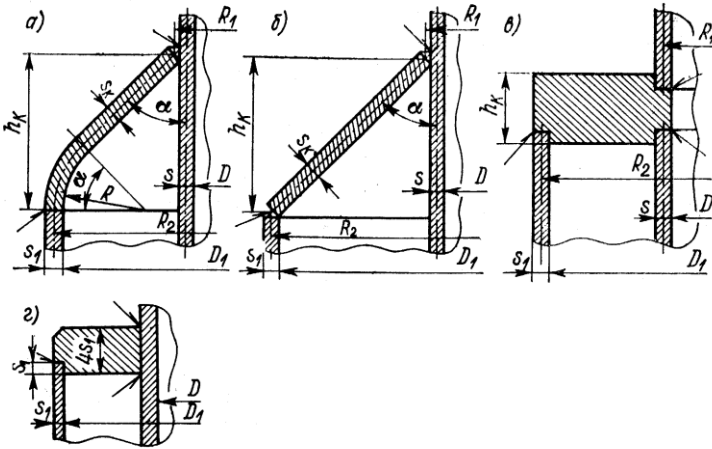


Рис. 6.2. Конструкции соединительных элементов неразъёмных рубашек с корпусом аппарата: а – тороконическое; б – коническое; в – кольцевое; г – конструктивное соединение рубашки с корпусом аппарата

Толщину стенки тороконического или конического соединительного элемента обечаек рубашки и корпуса рекомендуется принимать равной толщине стенки обечайки рубашки, а высоту соединительного – конструктивно (см. рис. 6.2).

Расчётная толщина стенки полутрубы рубашки (рис. 6.1, в) определяется по формуле

$$s_{p,тр} = p_{p,p} \cdot R_B / (\varphi \cdot [\sigma]) \quad (6.4)$$

здесь  $p_{p,p}$  – расчётное давление в рубашке, МПа;  $R_B$  – внутренний радиус трубы ( $R_B = R - s_{тр}$ ; значения  $R$ ,  $s_{тр}$  см. таблицу П34), м;  $\varphi$  – коэффициент прочности сварного шва (см. таблицу П33);  $[\sigma]$  – допускаемое напряжение материала трубы при рабочей температуре (см. таблицу П6), МПа

Обечайка аппарата с рубашкой из полутруб рассчитывается на прочность и устойчивость. Расчётная толщина стенки обечайки аппарата от внутренних избыточных давлений в аппарате и рубашке с учётом напряжений изгиба определяется по формуле

$$s_p = 2 \cdot R \cdot [p_{p,p} / (2 \cdot \varphi \cdot [\sigma])]^{0.5} + D_B \cdot p_{p,об} / (8 \cdot \varphi \cdot [\sigma]), \quad (6.5)$$

здесь  $p_{p,p}$ ,  $p_{p,об}$  – расчётное давление в рубашке и обечайке аппарата, соответственно, МПа;  $R$  – наружный диаметр трубы рубашки (см. таблицу, П34), м;  $D_B$  – внутренний диаметр обечайки аппарата, м;  $\varphi$  – коэффициент прочности сварного шва (см. таблицу П33);  $[\sigma]$  – допускаемое напряжение материала трубы и обечайки аппарата при рабочей температуре (см. таблицу П6), МПа

Расчётная толщина стенки обечайки аппарата из устойчивости

$$s_p = [B + (B^2 + 4 \cdot A \cdot C)^{0,5}] / (2 \cdot A), \quad (6.6)$$

где  $A = (2 \cdot \sigma_T) \cdot [(1 + D_B / (10 \cdot l)) \cdot (1 + 5 \cdot D_B / l) / (n_T \cdot D_B)]$ , МПа/м  $(6.7)$

$$B = p_{p,p} \cdot (1 + 5 \cdot D / l), \text{ МПа} \quad (6.8)$$

$$C = 0,03 \cdot p_{p,p} \cdot D \cdot u, \text{ МН/м}, \quad (6.9)$$

здесь  $\sigma_T$  – предел прочности материала обечайки при рабочей температуре, МПа;  $D_B$  – внутренний диаметр аппарата, м;  $l = 2 \cdot R_H$  – осевой размер полутрубы (см. рис. 6.1, г), м;  $n_T = 1,6$  – коэффициент запаса устойчивости по пределу текучести;  $u = 1,5$  – коэффициент, учитывающий некруглость трубы.

За расчётное принимается большее значение толщины стенки, определённое по формулам (6.5 и 6.6).

Расчётная толщина стенки обечайки и днища корпуса аппарата с рубашкой с вмятинами (рис. 6.1, г) определяется по формуле

$$s_p = 0,15 \cdot p_{p,об} \cdot D_B / (\varphi \cdot [\sigma]) + t \cdot [p_{p,p} / (5 \cdot \varphi \cdot [\sigma])]^{0,5}, \quad (6.10)$$

здесь  $\varphi$  – коэффициент прочности продольного сварного шва на обечайке или радиального шва на днище корпуса аппарата (см. таблицу П34);  $[\sigma]$  – допускаемое напряжение материала обечайки аппарата при рабочей температуре (см. таблицу П6), МПа;  $t = 0,14$  м – шаг между вмятинами (см. рис. 6.1, г)

Расчётная толщина стенок и днища рубашки с вмятинами рассчитывается по формуле

$$s_{1p} = 0,7 \cdot s_p \quad (6.11)$$

## 6.2. Примеры расчёта

### Пример 6.1.

Для аппарата с рубашкой из полутруб (рис. 6.1, в) определить толщину полутрубы. Исходные данные: давление в рубашке  $p_{p,p} = 2,5$  МПа; рабочая температура  $t_p = 60^\circ\text{C}$ ; внутренний радиус трубы  $R_B = 24,5$  мм; коэффициент прочности сварного шва  $\varphi = 1$ ; материал трубы – сталь СтЗсп. Недостающие данные принять самостоятельно.

### Решение

Расчётные формулы см. в разделе 6.1.

Дополнительные данные: допускаемое напряжение стали СтЗсп при рабочей температуре  $t_p = 60^\circ\text{C}$  определяем линейной интерполяцией (см. таблицу П6)

$$[\sigma]_{60} = [\sigma]_{20} - ([\sigma]_{20} - [\sigma]_{200}) \cdot (60 - 20) / (200 - 20) = 140 - (140 - 126) \cdot (60 - 20) / (200 - 20) = 137 \text{ МПа}$$

Расчётная толщина стенки полутрубы

$$s_{p,тр} = p_{p,p} \cdot R_B / (\varphi \cdot [\sigma]) = 2,5 \cdot 0,0245 / (1 \cdot 137) = 0,0004 \text{ м} = 0,4 \text{ мм}$$

По рекомендациям таблицы П35 принимаем исполнительную толщину стенки труб  $s_{тр} = 4 \text{ мм}$ .

**Ответ:**  $s_{тр} = 4 \text{ мм}$ .

### Пример 6.2.

Для аппарата с рубашкой из полутруб (рис. 6.1, в) определить  $s_{p,об}$  расчётную толщину стенки обечайки и днища корпуса аппарата от внутренних давлений в аппарате и рубашке с учётом напряжений изгиба. Исходные данные: давление в рубашке  $p_{p,p} = 2,5 \text{ МПа}$ ; давление в аппарате  $p_{p,об} = 0,6 \text{ МПа}$ ; рабочая температура  $t_p = 60^\circ\text{C}$ ; внутренний диаметр обечайки  $D_B = 1000 \text{ мм}$ ; наружный радиус трубы  $R = 28,5 \text{ мм}$ ; коэффициент прочности сварного шва  $\varphi = 1$ ; материал обечайки и трубы – сталь СтЗсп. Недостающие данные принять самостоятельно.

### Решение

Расчётные формулы см. в разделе 6.1.

Дополнительные данные: допускаемое напряжение стали СтЗсп при рабочей температуре  $t_p = 60^\circ\text{C}$   $[\sigma]_{60} = 137 \text{ МПа}$  (см. пример 6.1).

Расчётная толщина стенки обечайки и днища корпуса аппарата от внутренних давлений в аппарате и рубашке с учётом напряжений изгиба

$$s_p = 2 \cdot R \cdot [p_{p,p} / (2 \cdot \varphi \cdot [\sigma])]^{0,5} + D_B \cdot p_{p,об} / (8 \cdot \varphi \cdot [\sigma]) = 2 \cdot 0,0285 \cdot [2,5 / (2 \cdot 1 \cdot 137)]^{0,5} + 1 \cdot 0,6 / (8 \cdot 1 \cdot 137) = 0,00825 \text{ м} = 8,25 \text{ мм}$$

**Ответ:**  $s_p = 8,25 \text{ мм}$ .

### Пример 6.3.

Дан аппарат с рубашкой из полутруб (рис. 6.1, в). По данным примера 6.2 определить толщину стенки обечайки и днища корпуса аппарата исходя из устойчивости. Недостающие данные принять самостоятельно.

### Решение

Расчётные формулы см. в разделе 6.1.

Дополнительные данные:

предел текучести стали СтЗсп при рабочей температуре  $t_p = 60^\circ\text{C}$  определяем линейной интерполяцией (см. таблицу П5)

$$\sigma_{T60} = \sigma_{T20} - (\sigma_{T20} - \sigma_{T100}) \cdot (60 - 20) / (100 - 20) = 250 - (250 - 230) \cdot (60 - 20) / (100 - 20) = 240 \text{ МПа}$$

толщина полутрубы (см. таблицу П35)  $s_{тр} = 4 \text{ мм} = 0,004 \text{ м}$

осевой размер рубашки (см. рис. 6.1, в)  $l = 2 \cdot R = 2 \cdot 28,5 = 57 \text{ мм}$

Предварительные расчёты

$$A = (2 \cdot \sigma_T) \cdot [(1 + D_B / (10 \cdot l)) \cdot (1 + 5 \cdot D_B / l) / (n_T \cdot D_B)] = (2 \cdot 240) \cdot [(1 + 1 / (10 \cdot 0,057)) \cdot (1 + 5 \cdot 1 / 0,057) / (1,6 \cdot 1)] = 73194 \text{ МПа/м}$$

$$B = p_{p,p} \cdot (1 + 5 \cdot D/l) = 2,5 \cdot (1 + 5 \cdot 1/0,057) = 221,8 \text{ МПа}$$

$$C = 0,03 \cdot p_{p,p} \cdot D \cdot u = 0,03 \cdot 2,5 \cdot 1 \cdot 1,5 = 0,1125 \text{ МН/м,}$$

Расчётная толщина стенки обечайки и днища корпуса аппарата исходя из устойчивости

$$s_p = [B + (B^2 + 4 \cdot A \cdot C)^{0,5}] / (2 \cdot A) =$$

$$= [221,8 + (221,8^2 + 4 \cdot 73194 \cdot 0,1125)^{0,5}] / (2 \cdot 73194) = 0,0035 \text{ м} = 3,5 \text{ мм}$$

**Ответ:**  $s_p = 3,5 \text{ мм}$

#### Пример 6.4.

Дан аппарат с рубашкой с вмятинами (рис. 6.1, г). Определить толщину стенки обечайки и днища корпуса аппарата и рубашки. Исходные данные: давление в рубашке  $p_{p,p} = 2,5 \text{ МПа}$ ; давление в аппарате  $p_{p,об} = 0,6 \text{ МПа}$ ; рабочая температура  $t_p = 60^\circ\text{C}$ ; внутренний диаметр обечайки  $D_B = 1600 \text{ мм}$ ; материал аппарата – сталь СтЗсп; коэффициент прочности сварного шва  $\varphi = 1$ . Недостающие данные принять самостоятельно.

#### Решение

Расчётные формулы см. в разделе 6.1.

Дополнительные данные:

допускаемое напряжение стали СтЗсп при рабочей температуре  $t_p = 60^\circ\text{C}$   $[\sigma]_{60} = 137 \text{ МПа}$  (см. пример 6.1).

шаг между вмятинами  $t = 140 \text{ мм} = 0,14 \text{ м}$

Расчётная толщина стенки обечайки и днища корпуса аппарата с рубашкой с вмятинами

$$s_p = 0,15 \cdot p_{p,об} \cdot D_B / (\varphi \cdot [\sigma]) + t \cdot [p_{p,p} / (5 \cdot \varphi \cdot [\sigma])]^{0,5} =$$

$$= 0,15 \cdot 0,6 \cdot 1,6 / (1 \cdot 137) + 0,14 \cdot [2,5 / (5 \cdot 1 \cdot 137)]^{0,5} = 0,0095 \text{ м} = 9,5 \text{ мм}$$

Расчётная толщина стенок и днища рубашки с вмятинами

$$s_{1p} = 0,7 \cdot s_{p,об} = 0,7 \cdot 9,5 = 6,65 \text{ мм}$$

**Ответ:**  $s_p = 9,5 \text{ мм}$ ;  $s_{1p} = 6,65 \text{ мм}$



## 7. Контрольные задачи

### Задача 1.1.

Методом последовательных приближений определить число труб одноходового КТТ с треугольным размещением труб. Исходные данные для решения задачи представлены в таблице 7.1. Пояснения:  $D_B$  – внутренний диаметр аппарата, мм;  $d_H$  – наружный диаметр труб, мм.

Таблица 7.1 - Исходные данные для решения задачи 1.1

№№	$D_B$	$d_H$	№№	$D_B$	$d_H$	№№	$D_B$	$d_H$
1.1.1.	700	20	1.1.8.	600	25	1.1.15.	1400	25
1.1.2.	800	20	1.1.9.	700	25	1.1.16.	600	38
1.1.3.	900	20	1.1.10.	800	25	1.1.17.	700	38
1.1.4.	1000	20	1.1.11.	900	25	1.1.18.	800	38
1.1.5.	1100	20	1.1.12.	1000	25	1.1.19.	900	38
1.1.6.	1200	20	1.1.13.	1100	25	1.1.20.	1000	38
1.1.7.	1400	20	1.1.14.	1200	25			

### Задача 1.2.

Методом последовательных приближений определить число труб одноходового КТТ с квадратным размещением труб. Исходные данные для решения задачи представлены в таблице 7.2. Пояснения:  $D_B$  – внутренний диаметр аппарата, мм;  $d_H$  – наружный диаметр труб, мм.

Таблица 7.2 - Исходные данные для решения задачи 1.2

№№	$D_B$	$d_H$	№№	$D_B$	$d_H$	№№	$D_B$	$d_H$
1.2.1.	700	20	1.2.8.	600	25	1.2.15.	1400	25
1.2.2.	800	20	1.2.9.	700	25	1.2.16.	600	38
1.2.3.	900	20	1.2.10.	800	25	1.2.17.	700	38
1.2.4.	1000	20	1.2.11.	900	25	1.2.18.	800	38
1.2.5.	1100	20	1.2.12.	1000	25	1.2.19.	900	38
1.2.6.	1200	20	1.2.13.	1100	25	1.2.20.	1000	38
1.2.7.	1400	20	1.2.14.	1200	25			

### Задача 1.3.

Определить число труб многоходового КТТ с треугольным размещением труб и радиальным размещением ходовых перегородок в распределительных камерах. Исходные данные для решения задачи представлены в таблице 7.3. Пояснения:  $n_{z=1}$  – число труб одноходового теплообменника;  $z$  – число ходов по трубному пространству;  $b$  – число труб на большой диагонали шестиугольника труб.

Таблица 7.3 - Исходные данные для решения задачи 1.3

№№	$n_{z=1}$	$b$	$z$	№№	$n_{z=1}$	$b$	$z$	№№	$n_{z=1}$	$b$	$z$
1.3.1.	397	23	2	1.3.8.	169	15	3	1.3.15.	1261	41	6

№№	$n_{z=1}$	b	z	№№	$n_{z=1}$	b	z	№№	$n_{z=1}$	b	z
1.3.2.	547	27	3	1.3.9.	271	19	6	1.3.16.	61	9	2
1.3.3.	721	31	6	1.3.10.	331	21	2	1.3.17.	91	11	3
1.3.4.	919	35	2	1.3.11.	469	25	3	1.3.18.	127	13	6
1.3.5.	1141	39	3	1.3.12.	631	29	6	1.3.19.	169	15	2
1.3.6.	1387	43	6	1.3.13.	721	31	2	1.3.20.	217	17	3
1.3.7.	1951	51	2	1.3.14.	919	35	3				

#### Задача 1.4.

Методом, основанным на площади трубной решётки, приходющейся на одну трубу, определить число труб одноходового КТТ с треугольным размещением труб. Исходные данные для решения задачи представлены в таблице 7.4. Пояснения:  $D_B$  – внутренний диаметр аппарата, мм;  $d_H$  – наружный диаметр труб, мм.

Таблица 7.4 - Исходные данные для решения задачи 1.4

№№	$D_B$	$d_H$	№№	$D_B$	$d_H$	№№	$D_B$	$d_H$
1.4.1.	750	20	1.4.8.	650	25	1.4.15.	1450	25
1.4.2.	850	20	1.4.9.	750	25	1.4.16.	650	38
1.4.3.	950	20	1.4.10.	850	25	1.4.17.	750	38
1.4.4.	1050	20	1.4.11.	950	25	1.4.18.	850	38
1.4.5.	1150	20	1.4.12.	1050	25	1.4.19.	950	38
1.4.6.	1250	20	1.4.13.	1150	25	1.4.20.	1050	38
1.4.7.	1450	20	1.4.14.	1250	25			

#### Задача 1.5.

Методом, основанным на площади трубной решётки, приходющейся на одну трубу, определить число труб одноходового КТТ с квадратным размещением труб. Исходные данные для решения задачи представлены в таблице 7.5. Пояснения:  $D_B$  – внутренний диаметр аппарата, мм;  $d_H$  – наружный диаметр труб, мм.

Таблица 7.5 - Исходные данные для решения задачи 1.5

№№	$D_B$	$d_H$	№№	$D_B$	$d_H$	№№	$D_B$	$d_H$
1.5.1.	750	20	1.5.8.	650	25	1.5.15.	1450	25
1.5.2.	850	20	1.5.9.	750	25	1.5.16.	650	38
1.5.3.	950	20	1.5.10.	850	25	1.5.17.	750	38
1.5.4.	1050	20	1.5.11.	950	25	1.5.18.	850	38
1.5.5.	1150	20	1.5.12.	1050	25	1.5.19.	950	38
1.5.6.	1250	20	1.5.13.	1150	25	1.5.20.	1050	38
1.5.7.	1450	20	1.5.14.	1250	25			

**Задача 1.6.**

Определить площадь поверхности теплообмена одноходового КТТ для разных условий теплоотдачи. Исходные данные для решения задачи представлены в таблице 7.6. Пояснения:  $n$  – число труб;  $d_H$  – наружный диаметр труб, мм;  $s_{тр}$  – толщина стенки труб, мм;  $l$  – длина труб, м;  $\alpha_B, \alpha_H$  – коэффициенты теплоотдачи на внешней и внутренней поверхности труб, соответственно.

Таблица 7.6 - Исходные данные для решения задачи 1.6

№№№	n	$d_H$	s	l	$\alpha_B, \alpha_H$	№№№	n	$d_H$	s	l	$\alpha_B, \alpha_H$
1.3.1.	397	20	2	3	$\alpha_B \gg \alpha_H$	1.3.11.	469	25	2	4	$\alpha_B \approx \alpha_H$
1.3.2.	547	20	2	3	$\alpha_B \gg \alpha_H$	1.3.12.	631	25	2	4	$\alpha_B \approx \alpha_H$
1.3.3.	721	20	2	4	$\alpha_B \gg \alpha_H$	1.3.13.	721	25	2	4	$\alpha_B \approx \alpha_H$
1.3.4.	919	20	2	4	$\alpha_B \gg \alpha_H$	1.3.14.	919	25	2	5	$\alpha_B \approx \alpha_H$
1.3.5.	1141	20	2	4	$\alpha_B \gg \alpha_H$	1.3.15.	1261	25	2	6	$\alpha_B \ll \alpha_H$
1.3.6.	1387	20	2	5	$\alpha_B \gg \alpha_H$	1.3.16.	61	38	3	2	$\alpha_B \ll \alpha_H$
1.3.7.	1951	20	2	6	$\alpha_B \gg \alpha_H$	1.3.17.	91	38	3	3	$\alpha_B \ll \alpha_H$
1.3.8.	169	25	2	2	$\alpha_B \approx \alpha_H$	1.3.18.	127	38	3	3	$\alpha_B \ll \alpha_H$
1.3.9.	271	25	2	3	$\alpha_B \approx \alpha_H$	1.3.19.	169	38	3	4	$\alpha_B \ll \alpha_H$
1.3.10.	331	25	2	3	$\alpha_B \approx \alpha_H$	1.3.20.	217	38	3	4	$\alpha_B \ll \alpha_H$

**Задача 2.1.**

Определить величину температурных напряжений в теплообменнике ТН. Кожух и трубы изготовлены из одинакового материала. Исходные данные для решения задачи представлены в таблице 7.7. Пояснения:  $D_B$  – внутренний диаметр аппарата, м;  $d_H$  – наружный диаметр труб, мм;  $s_T$  – толщина стенки труб, мм;  $n$  – количество труб в трубном пучке. Дополнительные данные:  $\alpha_t = 12,3 \cdot 10^{-6}$  град $^{-1}$  – коэффициент линейного расширения материала кожуха и труб;  $E = 2,1 \cdot 10^5$  МПа – модуль упругости материала кожуха и труб;  $\Delta t = 30$  град – температурный напор в аппарате;  $s_K = 7$  мм – толщина стенки кожуха.

Таблица 7.7 - Исходные данные для решения задачи 2.1

№№№	$D_B$	$d_H$	$s_T$	n	№№№	$D_B$	$d_H$	$s_T$	n
2.1.1.	0,7	20	2	397	2.1.11.	0,9	25	2	469
2.1.2.	0,8	20	2	547	2.1.12.	1	25	2	631
2.1.3.	0,9	20	2	721	2.1.13.	1,1	25	2	721
2.1.4.	1	20	2	919	2.1.14.	1,2	25	2	919
2.1.5.	1,1	20	2	1141	2.1.15.	1,4	25	2	1261
2.1.6.	1,2	20	2	1387	2.1.16.	0,6	38	3	61
2.1.7.	1,4	20	2	1951	2.1.17.	0,7	38	3	91
2.1.8.	0,6	25	2	169	2.1.18.	0,8	38	3	127
2.1.9.	0,7	25	2	271	2.1.19.	0,9	38	3	169

№№	$D_B$	$d_H$	$s_T$	n	№№	$D_B$	$d_H$	$s_T$	n
2.1.10.	0,8	25	2	331	2.1.20.	1	38	3	217

### Задача 2.2.

Определить величину напряжений в кожухе и трубах ТН, вызванных давлением в аппарате. Исходные данные для решения задачи представлены в таблице 7.8. Пояснения:  $D_B$  – внутренний диаметр аппарата, м;  $d_H$  – наружный диаметр труб, мм;  $s_T$  – толщина стенки труб, мм; n – количество труб в трубном пучке;  $p_M$  – давление в межтрубном пространстве, МПа. Дополнительные данные:  $p_T = 2,3$  МПа – давление в трубном пространстве.

Таблица 7.8 - Исходные данные для решения задачи 2.2

№№	$D_B$	$d_H$	$s_T$	n	$p_M$	№№	$D_B$	$d_H$	$s_T$	n	$p_M$
2.2.1.	0,7	20	2	397	1,25	2.2.11.	0,9	25	2	469	1,61
2.2.2.	0,8	20	2	547	1,30	2.2.12.	1	25	2	631	1,59
2.2.3.	0,9	20	2	721	1,35	2.2.13.	1,1	25	2	721	1,57
2.2.4.	1	20	2	919	1,40	2.2.14.	1,2	25	2	919	1,55
2.2.5.	1,1	20	2	1141	1,45	2.2.15.	1,4	25	2	1261	1,53
2.2.6.	1,2	20	2	1387	1,50	2.2.16.	0,6	38	3	61	1,51
2.2.7.	1,4	20	2	1951	1,55	2.2.17.	0,7	38	3	91	1,49
2.2.8.	0,6	25	2	169	1,60	2.2.18.	0,8	38	3	127	1,47
2.2.9.	0,7	25	2	271	1,65	2.2.19.	0,9	38	3	169	1,45
2.2.10.	0,8	25	2	331	1,63	2.2.20.	1	38	3	217	1,43

### Задача 2.3.

Определить толщину линзы аппарата ТК. Материал линзы – сталь 09Г2С. Исходные данные для решения задачи представлены в таблице 7.9. Пояснения:  $D_B$  – внутренний диаметр аппарата, м;  $p_M$  – давление в межтрубном пространстве, МПа. Дополнительные данные:  $\sigma_T = 300$  МПа – предел текучести материала линзы;  $c = 1$  мм – конструктивная прибавка к толщине линзы.

Таблица 7.9 - Исходные данные для решения задачи 2.3

№№	$D_B$	$p_M$	№№	$D_B$	$p_M$	№№	$D_B$	$p_M$
2.3.1.	0,7	1,25	2.3.8.	0,6	1,60	2.3.15.	1,4	1,53
2.3.2.	0,8	1,30	2.3.9.	0,7	1,65	2.3.16.	0,6	1,51
2.3.3.	0,9	1,35	2.3.10.	0,8	1,63	2.3.17.	0,7	1,49
2.3.4.	1	1,40	2.3.11.	0,9	1,61	2.3.18.	0,8	1,47
2.3.5.	1,1	1,45	2.3.12.	1	1,59	2.3.19.	0,9	1,45
2.3.6.	1,2	1,50	2.3.13.	1,1	1,57	2.3.20.	1	1,43
2.3.7.	1,4	1,55	2.3.14.	1,2	1,55			

**Задача 2.4.**

Определить число  $z$  линз компенсатора аппарата ТК и его податливость  $m$ . Исходные данные для решения задачи представлены в таблице 7.10. Пояснения:  $D_B$  – внутренний диаметр аппарата, м;  $l$  – длина труб, м. Дополнительные данные:  $\alpha_t = 12,3 \cdot 10^{-6}$  град $^{-1}$  – коэффициент линейного расширения материала кожуха, труб и линзы;  $\Delta t = 50$  град – температурный напор в аппарате;  $\delta_{л} = 2,5$  мм – компенсирующая способность линзы;  $s_{л} = 4$  мм – толщина линзы.

Таблица 7.10 - Исходные данные для решения задачи 2.4

№№	$D_B$	$l$	№№	$D_B$	$l$	№№	$D_B$	$l$
2.4.1.	0,7	4,9	2.4.8.	0,6	3,9	2.4.15.	1,4	8,3
2.4.2.	0,8	5,6	2.4.9.	0,7	4,6	2.4.16.	0,6	4,3
2.4.3.	0,9	6,3	2.4.10.	0,8	5,2	2.4.17.	0,7	5,0
2.4.4.	1	6,0	2.4.11.	0,9	5,9	2.4.18.	0,8	5,8
2.4.5.	1,1	6,6	2.4.12.	1	5,9	2.4.19.	0,9	6,5
2.4.6.	1,2	7,2	2.4.13.	1,1	6,5	2.4.20.	1	6,2
2.4.7.	1,4	8,4	2.4.14.	1,2	7,1			

**Задача 2.5.**

Определить температурное усилие  $Q^i$  в аппарате ТН. Кожух, трубы и линза изготовлены из одинакового материала. Исходные данные для решения задачи представлены в таблице 7.11. Пояснения:  $D_B$  – внутренний диаметр аппарата, м;  $d_H$  – наружный диаметр труб, мм;  $s_T$  – толщина стенки труб, мм;  $n_T$  – количество труб в трубном пучке. Дополнительные данные:  $\alpha_t = 12,3 \cdot 10^{-6}$  град $^{-1}$  – коэффициент линейного расширения материала кожуха, труб и линзы;  $E = 2,1 \cdot 10^5$  МПа – модуль упругости материала кожуха, труб и линзы;  $\Delta t = 30$  град – температурный напор в аппарате;  $s_K = 7$  мм – толщина стенки кожуха.

Таблица 7.11 - Исходные данные для решения задачи 2.5

№№	$D_B$	$d_H$	$s_T$	$n_T$	№№	$D_B$	$d_H$	$s_T$	$n_T$
2.5.1.	0,7	20	2	397	2.5.11.	0,9	25	2	469
2.5.2.	0,8	20	2	547	2.5.12.	1	25	2	631
2.5.3.	0,9	20	2	721	2.5.13.	1,1	25	2	721
2.5.4.	1	20	2	919	2.5.14.	1,2	25	2	919
2.5.5.	1,1	20	2	1141	2.5.15.	1,4	25	2	1261
2.5.6.	1,2	20	2	1387	2.5.16.	0,6	38	3	61
2.5.7.	1,4	20	2	1951	2.5.17.	0,7	38	3	91
2.5.8.	0,6	25	2	169	2.5.18.	0,8	38	3	127
2.5.9.	0,7	25	2	271	2.5.19.	0,9	38	3	169
2.5.10.	0,8	25	2	331	2.5.20.	1	38	3	217

**Задача 2.6.**

Определить температурное усилие  $Q^I$  в аппарате ТК. Кожух, трубы и линза изготовлены из одинакового материала. Исходные данные для решения задачи представлены в таблице 7.12. Пояснения:  $D_B$  – внутренний диаметр аппарата, м;  $l_T$  – длина труб, м;  $d_H$  – наружный диаметр труб, мм;  $s_T$  – толщина стенки труб, мм;  $n_l$  – количество труб в трубном пучке;  $m_l$  – податливость линзового компенсатора,  $\text{мм}^{-1}$ . Дополнительные данные:  $\alpha_t = 12,3 \cdot 10^{-6} \text{ град}^{-1}$  – коэффициент линейного расширения материала кожуха, труб и линзы;  $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$  – модуль упругости материала кожуха, труб и линзы;  $\Delta t = 50 \text{ град}$  – температурный напор в аппарате;  $s_K = 7 \text{ мм}$  – толщина стенки кожуха.

Таблица 7.12 - Исходные данные для решения задачи 2.6

№№	$D_B$	$l_T$	$d_H$	$s_T$	$n_T$	$m_l$
2.6.1.	0,7	4,9	20	2	397	16,3
2.6.2.	0,8	5,6	20	2	547	14,5
2.6.3.	0,9	6,3	20	2	721	12,4
2.6.4.	1	6,0	20	2	919	11,2
2.6.5.	1,1	6,6	20	2	1141	10,7
2.6.6.	1,2	7,2	20	2	1387	10,1
2.6.7.	1,4	8,4	20	2	1951	8,7
2.6.8.	0,6	3,9	25	2	169	8,1
2.6.9.	0,7	4,6	25	2	271	16,3
2.6.10.	0,8	5,2	25	2	331	14,5
2.6.11.	0,9	5,9	25	2	469	12,4
2.6.12.	1	5,9	25	2	631	11,2
2.6.13.	1,1	6,5	25	2	721	10,7
2.6.14.	1,2	7,1	25	2	919	10,1
2.6.15.	1,4	8,3	25	2	1261	8,7
2.6.16.	0,6	4,3	38	3	61	16,3
2.6.17.	0,7	5,0	38	3	91	16,3
2.6.18.	0,8	5,8	38	3	127	14,5
2.6.19.	0,9	6,5	38	3	169	12,4
2.6.20.	1	6,2	38	3	217	11,2

**Задача 2.7.**

Определить результирующее напряжение в кожухе  $\sigma_K$  и трубах  $\sigma_T$  аппарата ТН. Исходные данные для решения задачи представлены в таблице 7.13. Пояснения:  $|\sigma_K^I|$ ,  $|\sigma_T^I|$  – модуль температурного напряжения в кожухе и трубах, соответственно, МПа;  $\sigma_K^P$ ,  $\sigma_T^P$  – напряжения в кожухе и трубах от давления в аппарате, соответственно, МПа.

Таблица 7.13 - Исходные данные для решения задачи 2.7

№№	$ \sigma_K^t $	$ \sigma_T^t $	$\sigma_K^P = \sigma_T^P$	№№	$ \sigma_K^t $	$ \sigma_T^t $	$\sigma_K^P = \sigma_T^P$
2.7.1.	57,8	19,9	8,74	2.7.11.	60,1	17,6	12,10
2.7.2.	60,4	17,3	8,86	2.7.12.	62,6	15,1	11,43
2.7.3.	62,5	15,2	8,99	2.7.13.	63,1	14,7	12,08
2.7.4.	64,1	13,6	9,12	2.7.14.	64,8	12,9	11,48
2.7.5.	65,4	12,3	9,25	2.7.15.	66,5	11,3	11,32
2.7.6.	66,5	11,2	9,38	2.7.16.	46,8	30,9	13,80
2.7.7.	68,2	9,5	9,29	2.7.17.	51,2	26,4	13,57
2.7.8.	50,3	27,4	12,67	2.7.18.	54,6	23,1	13,35
2.7.9.	55,7	22,0	12,03	2.7.19.	57,3	20,4	13,14
2.7.10.	56,7	21,0	12,98	2.7.20.	59,4	18,3	12,95

**Задача 2.8.**

Определить расчётную толщину  $s_{p,p}$  трубной решётки аппарата ТН. Материал трубной решётки – сталь 16ГС. Исходные данные для решения задачи представлены в таблице 7.14. Пояснения:  $D_B$  – внутренний диаметр аппарата, м;  $d_H$  – наружный диаметр труб, мм;  $t$  – шаг размещения труб, мм;  $Q^t$  – температурное усилие, МН. Дополнительные данные:  $[\sigma] = 170$  МПа – допускаемое напряжение материала трубной решётки;  $p_T = 2,3$  МПа – давление в трубном пространстве.

Таблица 7.14 - Исходные данные для решения задачи 2.8

№№	$D_B$	$d_H$	$t$	$Q^t$	№№	$D_B$	$d_H$	$t$	$Q^t$
2.8.1.	0,7	20	28,2	0,895	2.7.11.	0,9	25	33,3	1,194
2.8.2.	0,8	20	27,7	1,069	2.7.12.	1	25	32,1	1,381
2.8.3.	0,9	20	27,3	1,242	2.7.13.	1,1	25	33,3	1,529
2.8.4.	1	20	27,1	1,414	2.7.14.	1,2	25	32,4	1,714
2.8.5.	1,1	20	26,8	1,587	2.7.15.	1,4	25	32,5	2,049
2.7.6.	1,2	20	26,7	1,759	2.7.16.	0,6	38	56,0	0,622
2.7.7.	1,4	20	26,4	2,103	2.7.17.	0,7	38	54,8	0,794
2.7.8.	0,6	25	35,7	0,669	2.7.18.	0,8	38	54,0	0,966
2.7.9.	0,7	25	33,3	0,862	2.7.19.	0,9	38	53,4	1,138
2.7.10.	0,8	25	35,0	1,003	2.7.20.	1	38	53,0	1,310

**Задача 2.9.**

Определить расчётную толщину  $s_{p,p}$  трубной решётки аппарата ТК. Материал трубной решётки – сталь 16ГС. Исходные данные для решения задачи представлены в таблице 7.13. Пояснения:  $D_B$  – внутренний диаметр аппарата, м;  $D_{2л}$  – наружный диаметр линзы, м;  $d_H$  – наружный диаметр труб, мм;  $t$  – шаг размещения труб, мм;  $p_M$  – давление в межтрубном пространстве, МПа;  $Q^t$  – температурное усилие, МН. Дополнительные данные:  $[\sigma] = 170$

МПа – допускаемое напряжение материала трубной решётки;  $p_T = 2,3$  МПа – давление в трубном пространстве.

Таблица 7.13 - Исходные данные для решения задачи 2.9

№№	$D_B$	$D_{2л}$	$d_H$	t	$p_M$	$Q^t$
2.8.1.	0,7	0,866	20	28,2	1,25	0,038
2.8.2.	0,8	0,966	20	27,7	1,30	0,048
2.8.3.	0,9	1,066	20	27,3	1,35	0,063
2.8.4.	1	1,166	20	27,1	1,40	0,067
2.8.5.	1,1	1,266	20	26,8	1,45	0,077
2.7.6.	1,2	1,366	20	26,7	1,50	0,089
2.7.7.	1,4	1,566	20	26,4	1,55	0,120
2.7.8.	0,6	0,758	25	35,7	1,60	0,059
2.7.9.	0,7	0,866	25	33,3	1,65	0,035
2.7.10.	0,8	0,966	25	35,0	1,63	0,045
2.7.11.	0,9	1,066	25	33,3	1,61	0,059
2.7.12.	1	1,166	25	32,1	1,59	0,066
2.7.13.	1,1	1,266	25	33,3	1,57	0,076
2.7.14.	1,2	1,366	25	32,4	1,55	0,088
2.7.15.	1,4	1,566	25	32,5	1,53	0,118
2.7.16.	0,6	0,758	38	56,0	1,51	0,033
2.7.17.	0,7	0,866	38	54,8	1,49	0,039
2.7.18.	0,8	0,966	38	54,0	1,47	0,050
2.7.19.	0,9	1,066	38	53,4	1,45	0,065
2.7.20.	1	1,166	38	53,0	1,43	0,069

### Задача 2.10.

Определить расчетную глубину развальцовки труб в трубной решётке аппарата ТН и проверить прочность закрепления теплообменных труб (стальные трубы и стальная решётка с гладкими отверстиями). Исходные данные для решения задачи представлены в таблице 7.16. Пояснения:  $D_B$  – внутренний диаметр аппарата, м;  $d_H$  – наружный диаметр трубы, мм;  $n_T$  – количество труб в трубном пучке;  $Q_P$  – суммарная нагрузка на трубную решётку, МН. Дополнительные данные:  $\alpha_{нт} = 1,25$  – коэффициент неравномерности нагружения труб;  $[q] = 15$  МПа – допускаемая нагрузка на трубу при развальцовке (отверстия гладкие).

Таблица 7.16 - Исходные данные для решения задачи 2.10

№№	$D_B$	$d_H$	$n_T$	$Q_P$	$s_p$	№№	$D_B$	$d_H$	n	$Q_P$	$s_p$
2.10.1.	0,7	20	397	1,779	50	2.10.11.	0,9	25	469	2,656	64
2.10.2.	0,8	20	547	2,224	56	2.10.12.	1	25	631	3,186	74
2.10.3.	0,9	20	721	2,704	62	2.10.13.	1,1	25	721	3,714	75



№№	D <sub>B</sub>	d <sub>H</sub>	n <sub>r</sub>	Q <sub>P</sub>	s <sub>p</sub>	№№	D <sub>B</sub>	d <sub>H</sub>	n	Q <sub>P</sub>	s <sub>p</sub>
2.10.4.	1	20	919	3,220	69	2.10.14.	1,2	25	919	4,314	84
2.10.5.	1,1	20	1141	3,772	75	2.10.15.	1,4	25	1261	5,588	95
2.10.6.	1,2	20	1387	4,359	81	2.10.16.	0,6	38	61	1,272	41
2.10.7.	1,4	20	1951	5,641	93	2.10.17.	0,7	38	91	1,678	47
2.10.8.	0,6	25	169	1,319	43	2.10.18.	0,8	38	127	2,121	53
2.10.9.	0,7	25	271	1,747	53	2.10.19.	0,9	38	169	2,601	59
2.10.10.	0,8	25	331	2,158	55	2.10.20.	1	38	217	3,116	65

### Задача 3.1.

Определить равнодействующую Q<sub>д</sub> внутреннего давления фланцевого соединения. Фланцы с втулкой, приварные встык по ГОСТ 28759.3–90. Исходные данные для решения задачи представлены в таблице 7.17. Пояснения: D<sub>B</sub> – внутренний диаметр аппарата, м; p<sub>p</sub> – расчётное давление в аппарате, МПа (при решении принять p<sub>p</sub> = p<sub>y</sub>). Дополнительные данные принять самостоятельно.

Таблица 7.17- Исходные данные для решения задачи 3.1

№№	D <sub>B</sub>	p <sub>p</sub>	№№	D <sub>B</sub>	p <sub>p</sub>	№№	D <sub>B</sub>	p <sub>p</sub>	№№	D <sub>B</sub>	p <sub>p</sub>
3.1.1	0,6	1	3.1.6	0,7	1,6	3.1.11	0,8	2,5	3.1.16	0,9	4
3.1.2	0,6	1,6	3.1.7	0,7	2,5	3.1.12	0,8	4	3.1.17	1	1
3.1.3	0,6	2,5	3.1.8	0,7	4	3.1.13	0,9	1	3.1.18	1	2,5
3.1.4	0,6	4	3.1.9	0,8	1	3.1.14	0,9	1,6	3.1.19	1	4
3.1.5	0,7	1	3.1.10	0,8	1,6	3.1.15	0,9	2,5	3.1.20	1,2	1

### Задача 3.2.

Определить реакцию прокладки фланцевого соединения. Фланцы с втулкой, приварные встык по ГОСТ 28759.3–90. Прокладка – паронит. Исходные данные для решения задачи представлены в таблице 7.18. Пояснения: D<sub>B</sub> – внутренний диаметр аппарата, м; p<sub>p</sub> – расчётное давление в аппарате, МПа (при решении принять p<sub>p</sub> = p<sub>y</sub>). Дополнительные данные принять самостоятельно.

Таблица 7.18- Исходные данные для решения задачи 3.2

№№	D <sub>B</sub>	p <sub>p</sub>	№№	D <sub>B</sub>	p <sub>p</sub>	№№	D <sub>B</sub>	p <sub>p</sub>	№№	D <sub>B</sub>	p <sub>p</sub>
3.2.1	0,6	1	3.2.6	0,7	1,6	3.2.11	0,8	2,5	3.2.16	0,9	4
3.2.2	0,6	1,6	3.2.7	0,7	2,5	3.2.12	0,8	4	3.2.17	1	1
3.2.3	0,6	2,5	3.2.8	0,7	4	3.2.13	0,9	1	3.2.18	1	2,5
3.2.4	0,6	4	3.2.9	0,8	1	3.2.14	0,9	1,6	3.2.19	1	4
3.2.5	0,7	1	3.2.10	0,8	1,6	3.2.15	0,9	2,5	3.2.20	1,2	1

**Задача 3.3.**

Определить нагрузку на болты фланцевого соединения в условиях монтажа. Фланцы с втулкой, приварные встык по ГОСТ 28759.3–90. Исходные данные для решения задачи представлены в таблице 7.19. Пояснения:  $D_{ср.п}$  – средний диаметр прокладки, м;  $b_{п}$  – ширина прокладки, м;  $Q_{д}$  – равнодействующая внутреннего давления, МН;  $R_{п}$  – реакция прокладки, МН. Дополнительные сведения: прокладка плоская – паронит. Недостающие данные принять самостоятельно.

Таблица 7.19- Исходные данные для решения задачи 3.3

№№	$D_{ср.п}$	$b_{п}$	$Q_{д}$	$R_{п}$	№№	$D_{ср.п}$	$b_{п}$	$Q_{д}$	$R_{п}$
3.3.1.	0,632	0,032	0,31	0,053	3.3.11.	0,838	0,038	1,38	0,193
3.3.2.	0,632	0,032	0,50	0,085	3.3.12.	0,835	0,035	2,19	0,295
3.3.3.	0,632	0,032	0,78	0,133	3.3.13.	0,933	0,033	0,68	0,080
3.3.4.	0,629	0,029	1,24	0,202	3.3.14.	0,933	0,033	1,09	0,128
3.3.5.	0,731	0,031	0,42	0,060	3.3.15.	0,939	0,039	1,73	0,219
3.3.6.	0,732	0,032	0,67	0,099	3.3.16.	0,935	0,035	2,75	0,330
3.3.7.	0,737	0,037	1,07	0,167	3.3.17.	1,033	0,033	0,84	0,089
3.3.8.	0,729	0,029	1,67	0,234	3.3.18.	1,040	0,040	2,12	0,245
3.3.9.	0,833	0,033	0,54	0,071	3.3.19.	1,038	0,038	3,38	0,379
3.3.10.	0,833	0,033	0,87	0,114	3.3.20.	1,234	0,034	1,20	0,107

**Задача 3.4.**

Определить нагрузку на болты фланцевого соединения в условиях монтажа. Фланцы с втулкой, приварные встык по ГОСТ 28759.3–90. Исходные данные для решения задачи представлены в таблице 7.20. Пояснения:  $Q_{д}$  – равнодействующая внутреннего давления, МН;  $R_{п}$  – реакция прокладки, МН.

Таблица 7.20- Исходные данные для решения задачи 3.4

№№	$Q_{д}$	$R_{п}$	№№	$Q_{д}$	$R_{п}$	№№	$Q_{д}$	$R_{п}$
3.4.1.	0,31	0,053	3.4.8.	1,67	0,234	3.4.15.	1,73	0,219
3.4.2.	0,50	0,085	3.4.9.	0,54	0,071	3.4.16.	2,75	0,330
3.4.3.	0,78	0,133	3.4.10.	0,87	0,114	3.4.17.	0,84	0,089
3.4.4.	1,24	0,202	3.4.11.	1,38	0,193	3.4.18.	2,12	0,245
3.4.5.	0,42	0,060	3.4.12.	2,19	0,295	3.4.19.	3,38	0,379
3.4.6.	0,67	0,099	3.4.13.	0,68	0,080	3.4.20.	1,20	0,107
3.4.7.	1,07	0,167	3.4.14.	1,09	0,128			

**Задача 3.5.**

Определить расчётные напряжения в болтах фланцевого соединения в условиях монтажа и проверить их прочность. Фланцы с втулкой, приварные встык по ГОСТ 28759.3–90. Материал болтов сталь 35Х;  $t_{раб} = 60^{\circ}\text{C}$ ;  $t_{монт} =$

20°C. Исходные данные для решения задачи представлены в таблице 7.21. Пояснения:  $P_{61}$  – суммарная нагрузка, действующая на болты в условиях монтажа, МН;  $d_6$  – резьба болтов по ГОСТ 24705–2004, мм;  $n_6$  – число болтов. Недостающие данные принять самостоятельно.

Таблица 7.21- Исходные данные для решения задачи 3.5

№№	$P_{61}$	$d_6$	$n_6$	№№	$P_{61}$	$d_6$	$n_6$
3.5.1.	0,508	M20	28	3.5.11.	2,191	M20	48
3.5.2.	0,813	M20	28	3.5.12.	3,469	M30	32
3.5.3.	1,270	M20	32	3.5.13.	1,071	M20	40
3.5.4.	2,004	M30	28	3.5.14.	1,713	M20	40
3.5.5.	0,668	M20	32	3.5.15.	2,728	M24	48
3.5.6.	1,075	M20	32	3.5.16.	4,311	M30	40
3.5.7.	1,713	M20	40	3.5.17.	1,303	M20	44
3.5.8.	2,654	M30	32	3.5.18.	3,323	M24	52
3.5.9.	0,861	M20	40	3.5.19.	5,280	M36	40
3.5.10.	1,378	M20	40	3.5.20.	1,841	M20	56
3.5.1.	0,508	M20	28	3.5.11.	2,191	M20	48

### Задача 3.6.

Определить расчётные напряжения в болтах фланцевого соединения в условиях эксплуатации и проверить их прочность. Фланцы с втулкой, приварные встык по ГОСТ 28759.3–90. Материал болтов сталь 35Х;  $t_{раб} = 60^\circ\text{C}$ ;  $t_{монт} = 20^\circ\text{C}$ . Исходные данные для решения задачи представлены в таблице 7.22. Пояснения:  $D_B$  – внутренний диаметр аппарата, м;  $p_p$  – расчётное давление в аппарате, МПа (при решении принять  $p_p = p_y$ );  $P_{62}$  – суммарная нагрузка, действующая на болты в условиях эксплуатации, МН. Недостающие данные принять самостоятельно.

Таблица 7.22- Исходные данные для решения задачи 3.6

№№	$D_B$	$p_p$	$P_{62}$	№№	$D_B$	$p_p$	$P_{62}$	№№	$D_B$	$p_p$	$P_{62}$
3.6.1.	0,6	1	0,367	3.6.8.	0,7	4	1,903	3.6.15.	0,9	2,5	1,949
3.6.2.	0,6	1,6	0,587	3.6.9.	0,8	1	0,616	3.6.16.	0,9	4	3,075
3.6.3.	0,6	2,5	0,917	3.6.10.	0,8	1,6	0,986	3.6.17.	1	1	0,926
3.6.4.	0,6	4	1,445	3.6.11.	0,8	2,5	1,571	3.6.18.	1	2,5	2,368
3.6.5.	0,7	1	0,479	3.6.12.	0,8	4	2,484	3.6.19.	1	4	3,759
3.6.6.	0,7	1,6	0,772	3.6.13.	0,9	1	0,763	3.6.20.	1,2	1	1,303
3.6.7.	0,7	2,5	1,233	3.6.14.	0,9	1,6	1,221				

### Задача 3.7.

Определить напряжения в прокладке и проверить прочность прокладки фланцевого соединения. Материал прокладки – паронит. Фланцы с втулкой, приварные встык по ГОСТ 28759.3–90. Исходные данные для решения задачи представлены в таблице 7.23. Пояснения:  $D_{ср.п}$  – средний диаметр про-

кладки, м;  $b_n$  – ширина прокладки, м;  $P_{61}$  – суммарная нагрузка, действующая на болты в условиях монтажа, МН. Недостающие данные принять самостоятельно.

Таблица 7.23- Исходные данные для решения задачи 3.7

№№	$D_{ср.п}$	$b_n$	$P_{61}$	№№	$D_{ср.п}$	$b_n$	$P_{61}$
3.7.1.	0,632	0,032	0,508	3.7.11.	0,838	0,038	2,191
3.7.2.	0,632	0,032	0,813	3.7.12.	0,835	0,035	3,469
3.7.3.	0,632	0,032	1,270	3.7.13.	0,933	0,033	1,071
3.7.4.	0,629	0,029	2,004	3.7.14.	0,933	0,033	1,713
3.7.5.	0,731	0,031	0,668	3.7.15.	0,939	0,039	2,728
3.7.6.	0,732	0,032	1,075	3.7.16.	0,935	0,035	4,311
3.7.7.	0,737	0,037	1,713	3.7.17.	1,033	0,033	1,303
3.7.8.	0,729	0,029	2,654	3.7.18.	1,040	0,040	3,323
3.7.9.	0,833	0,033	0,861	3.7.19.	1,038	0,038	5,280
3.7.10.	0,833	0,033	1,378	3.7.20.	1,234	0,034	1,841

### Задача 3.8.

Определить приведённый изгибающий момент  $M_0$  кольца фланца. Фланцы с втулкой, приварные встык по ГОСТ 28759.3–90. Материал фланца – сталь 09Г2С,  $t_{раб} = 60^\circ\text{C}$ . Исходные данные для решения задачи представлены в таблице 7.24. Пояснения:  $D_B$  – внутренний диаметр аппарата, м;  $p_p$  – расчётное давление в аппарате, МПа;  $Q_d$  – равнодействующая внутреннего давления, МН;  $P_{61}$ ,  $P_{62}$  – суммарная нагрузка на болты соединения, соответственно, МН. Недостающие данные принять самостоятельно.

Таблица 7.24- Исходные данные для решения задачи 3.8

№№	$D_B$	$p_p$	$Q_d$	$P_{61}$	$P_{62}$	№№	$D_B$	$p_p$	$Q_d$	$P_{61}$	$P_{62}$
3.8.1.	0,6	1	0,31	0,508	0,367	3.8.11.	0,8	2,5	1,38	2,191	1,571
3.8.2.	0,6	1,6	0,50	0,813	0,587	3.8.12.	0,8	4	2,19	3,469	2,484
3.8.3.	0,6	2,5	0,78	1,270	0,917	3.8.13.	0,9	1	0,68	1,071	0,763
3.8.4.	0,6	4	1,24	2,004	1,445	3.8.14.	0,9	1,6	1,09	1,713	1,221
3.8.5.	0,7	1	0,42	0,668	0,479	3.8.15.	0,9	2,5	1,73	2,728	1,949
3.8.6.	0,7	1,6	0,67	1,075	0,772	3.8.16.	0,9	4	2,75	4,311	3,075
3.8.7.	0,7	2,5	1,07	1,713	1,233	3.8.17.	1	1	0,84	1,303	0,926
3.8.8.	0,7	4	1,67	2,654	1,903	3.8.18.	1	2,5	2,12	3,323	2,368
3.8.9.	0,8	1	0,54	0,861	0,616	3.8.19.	1	4	3,38	5,280	3,759
3.8.10.	0,8	1,6	0,87	1,378	0,986	3.8.20.	1,2	1	1,20	1,841	1,303

### Задача 3.9.

Определить окружное напряжение  $\sigma_k$  в кольце фланца. Фланцы с втулкой, приварные встык по ГОСТ 28759.3–90. Исходные данные для решения задачи представлены в таблице 7.25. Пояснения:  $D_B$  – внутренний диаметр аппарата, м;  $p_p$  – расчётное давление в аппарате, МПа;  $M_0$  – приведённый из-

гибающий момент кольца фланца, МН·м;  $s_{\text{эф}}$  – эквивалентная толщина втулки фланца, м. Недостающие данные принять самостоятельно.

Таблица 7.25- Исходные данные для решения задачи 3.9

№№	$D_B$	$p_D$	$M_0$	$s_{\text{эф}}$	№№	$D_B$	$p_D$	$M_0$	$s_{\text{эф}}$
3.9.1.	0,6	1	0,017	0,011	3.9.11.	0,8	2,5	0,084	0,020
3.9.2.	0,6	1,6	0,028	0,012	3.9.12.	0,8	4	0,191	0,027
3.9.3.	0,6	2,5	0,043	0,016	3.9.13.	0,9	1	0,039	0,011
3.9.4.	0,6	4	0,106	0,021	3.9.14.	0,9	1,6	0,062	0,016
3.9.5.	0,7	1	0,023	0,010	3.9.15.	0,9	2,5	0,110	0,022
3.9.6.	0,7	1,6	0,037	0,012	3.9.16.	0,9	4	0,248	0,027
3.9.7.	0,7	2,5	0,063	0,019	3.9.17.	1	1	0,047	0,013
3.9.8.	0,7	4	0,141	0,022	3.9.18.	1	2,5	0,141	0,024
3.9.9.	0,8	1	0,031	0,011	3.9.19.	1	4	0,350	0,029
3.9.10.	0,8	1,6	0,050	0,013	3.9.20.	1,2	1	0,070	0,013

### Задача 3.10.

Определить угол поворота кольца фланца и проверить герметичность фланцевого соединения. Фланцы с втулкой, приварные встык по ГОСТ 28759.3–90. Материал фланца – сталь 09Г2С. Исходные данные для решения задачи представлены в таблице 7.26. Пояснения:  $D_B$  – внутренний диаметр аппарата, м;  $p_D$  – расчётное давление в аппарате, МПа;  $\sigma_K$  – окружное напряжение в кольце фланца, МПа. Недостающие данные принять самостоятельно.

Таблица 7.26- Исходные данные для решения задачи 3.10

№№	$D_B$	$p_D$	$\sigma_K$	№№	$D_B$	$p_D$	$\sigma_K$	№№	$D_B$	$p_D$	$\sigma_K$
3.10.1.	0,6	1	48,45	3.10.8.	0,7	4	97,25	3.10.15.	0,9	2,5	64,58
3.10.2.	0,6	1,6	57,12	3.10.9.	0,8	1	61,72	3.10.16.	0,9	4	98,70
3.10.3.	0,6	2,5	56,93	3.10.10.	0,8	1,6	73,77	3.10.17.	1	1	70,98
3.10.4.	0,6	4	92,32	3.10.11.	0,8	2,5	60,11	3.10.18.	1	2,5	58,24
3.10.5.	0,7	1	78,39	3.10.12.	0,8	4	92,92	3.10.19.	1	4	125,06
3.10.6.	0,7	1,6	93,69	3.10.13.	0,9	1	96,36	3.10.20.	1,2	1	86,06
3.10.7.	0,7	2,5	58,75	3.10.14.	0,9	1,6	90,06				

### Задача 4.1.

Определить длину  $l_3$  распределительной камеры теплообменного аппарата. Исходные данные для решения задачи представлены в таблице 7.27. Пояснения:  $D_B$  – внутренний диаметр аппарата, м;  $p_T$  – давление в трубном пространстве, МПа;  $s_3$  – толщина стенки распределительной камеры, мм. Недостающие данные принять самостоятельно. В ходе решения задачи необходимо учесть необходимость размещения на цилиндрической части камеры

штуцера ввода среды в трубное пространство и наличие аппаратных фланцев для соединения камеры с днищем и кожухом.

Таблица 7.27- Исходные данные для решения задачи 4.1

№№	$D_B$	$p_T$	$s_3$	№№	$D_B$	$p_T$	$s_3$
4.1.1.	0,6	1,2	6	4.1.11.	0,9	1,6	6
4.1.2.	0,7	1,3	7	4.1.12.	1	1,3	6
4.1.3.	0,8	1,4	6	4.1.13.	1,1	1,4	7
4.1.4.	0,9	1,5	7	4.1.14.	1,2	1,5	7
4.1.5.	1,1	1,6	6	4.1.15.	1,4	1,6	8
4.1.6.	1,2	1	7	4.1.16.	0,6	1,3	8
4.1.7.	1,4	1,2	6	4.1.17.	0,7	1,4	6
4.1.8.	0,6	1,3	7	4.1.18.	0,8	1,5	8
4.1.9.	0,7	1,4	8	4.1.19.	0,9	1,6	8
4.1.10.	0,8	1,5	7	4.1.20.	1	1,2	7

#### Задача 4.2.

Определить массу  $m_1$  кожуха стального теплообменного аппарата. Исходные данные для решения задачи представлены в таблице 7.28. Пояснения:  $D_B$  – внутренний диаметр аппарата, м;  $s_1$  – толщина стенки кожуха, мм;  $l_1$  – длина труб, м. Недостающие данные принять самостоятельно.

Таблица 7.28- Исходные данные для решения задачи 4.2

№№	$D_B$	$s_1$	$l_1$	№№	$D_B$	$s_1$	$l_1$
4.2.1.	0,6	6	4,9	4.2.11.	0,9	6	5,9
4.2.2.	0,7	7	5,6	4.2.12.	1	6	5,9
4.2.3.	0,8	6	6,3	4.2.13.	1,1	7	6,5
4.2.4.	0,9	7	6,0	4.2.14.	1,2	7	7,1
4.2.5.	1,1	6	6,6	4.2.15.	1,4	8	8,3
4.2.6.	1,2	7	7,2	4.2.16.	0,6	8	4,3
4.2.7.	1,4	6	8,4	4.2.17.	0,7	6	5,0
4.2.8.	0,6	7	3,9	4.2.18.	0,8	8	5,8
4.2.9.	0,7	8	4,6	4.2.19.	0,9	8	6,5
4.2.10.	0,8	7	5,2	4.2.20.	1	7	6,2

#### Задача 4.3.

Определить массу  $m_3$  распределительной камеры стального теплообменного аппарата. Исходные данные для решения задачи представлены в таблице 7.29. Пояснения:  $D_B$  – внутренний диаметр аппарата, м;  $l_{3ц}$  – длина цилиндрической части распределительной камеры, мм;  $s_3$  – толщина стенки распределительной камеры, мм;  $p_T$  – давление в трубном пространстве, МПа. Недостающие данные принять самостоятельно. В ходе решения задачи необходимо учесть массу фланцев для соединения распределительной камеры с фланцами днища и кожуха.

Таблица 7.29- Исходные данные для решения задачи 4.3

№№	$D_B$	$l_{3ц}$	$n_T$	$s_3$	№№	$D_B$	$l_{3ц}$	$n_T$	$s_3$
4.3.1.	0,6	419	1,2	6	4.3.11.	0,9	499	1,6	6
4.3.2.	0,7	445	1,3	7	4.3.12.	1	524	1,3	6
4.3.3.	0,8	473	1,4	6	4.3.13.	1,1	551	1,4	7
4.3.4.	0,9	499	1,5	7	4.3.14.	1,2	577	1,5	7
4.3.5.	1,1	551	1,6	6	4.3.15.	1,4	626	1,6	8
4.3.6.	1,2	577	1	7	4.3.16.	0,6	419	1,3	8
4.3.7.	1,4	626	1,2	6	4.3.17.	0,7	445	1,4	6
4.3.8.	0,6	419	1,3	7	4.3.18.	0,8	473	1,5	8
4.3.9.	0,7	445	1,4	8	4.3.19.	0,9	499	1,6	8
4.3.10.	0,8	473	1,5	7	4.3.20.	1	524	1,2	7

**Задача 4.4.**

Определить массу  $m_p$  трубной решётки теплообменного аппарата. Исходные данные для решения задачи представлены в таблице 5.30. Пояснения:  $D_B$  – внутренний диаметр аппарата, м;  $d_H$  – наружный диаметр теплообменных труб, мм;  $n_T$  – число теплообменных труб;  $s_p$  – толщина трубной решётки, мм. Недостающие данные принять самостоятельно. В ходе решения задачи необходимо учесть наличие в решётке отверстий для размещения теплообменных труб.

Таблица 7.30- Исходные данные для решения задачи 4.4

№№	$D_B$	$d_H$	$n_T$	$s_p$	№№	$D_B$	$d_H$	$n_T$	$s_p$
4.4.1.	0,6	20	331	45	4.4.11.	0,9	25	469	60
4.4.2.	0,7	20	397	45	4.4.12.	1	25	631	70
4.4.3.	0,8	20	547	55	4.4.13.	1,1	25	721	70
4.4.4.	0,9	20	721	60	4.4.14.	1,2	25	919	80
4.4.5.	1,1	20	1141	70	4.4.15.	1,4	25	1261	90
4.4.6.	1,2	20	1387	80	4.4.16.	0,6	38	61	40
4.4.7.	1,4	20	1951	90	4.4.17.	0,7	38	91	45
4.4.8.	0,6	25	169	40	4.4.18.	0,8	38	127	50
4.4.9.	0,7	25	271	50	4.4.19.	0,9	38	169	55
4.4.10.	0,8	25	331	50	4.4.20.	1	38	217	60

**Задача 4.5.**

Определить массу  $m_T$  трубного пучка. Исходные данные для решения задачи представлены в таблице 7.31. Пояснения:  $d_H$ ,  $s_T$  – наружный диаметр и толщина стенки стальных теплообменных труб, мм;  $n_T$  – число теплообменных труб;  $l_T$  – длина теплообменных труб, м. Недостающие данные принять самостоятельно.

Таблица 7.31- Исходные данные для решения задачи 4.5

№№	$d_H$	$s_T$	$n_T$	$l_T$	№№	$d_H$	$s_T$	$n_T$	$l_T$
4.5.1.	20	2	331	6,0	4.5.11.	25	2	469	5,9
4.5.2.	20	2	397	4,9	4.5.12.	25	2,5	631	5,9
4.5.3.	20	2	547	5,6	4.5.13.	25	2,5	721	6,5
4.5.4.	20	2,5	721	6,3	4.5.14.	25	2,5	919	7,1
4.5.5.	20	2,5	1141	6,6	4.5.15.	25	2,5	1261	8,3
4.5.6.	20	2,5	1387	7,2	4.5.16.	38	3	61	4,3
4.5.7.	20	2,5	1951	8,4	4.5.17.	38	3	91	5,0
4.5.8.	25	2	169	3,9	4.5.18.	38	3	127	5,8
4.5.9.	25	2	271	4,6	4.5.19.	38	3	169	6,5
4.5.10.	25	2	331	5,2	4.5.20.	38	3	217	6,2

**Задача 4.6.**

Определить массу  $m_2$  днища теплообменного аппарата (днище эллиптическое). Исходные данные для решения задачи представлены в таблице 7.32. Пояснения:  $D_B$  – внутренний диаметр аппарата, м;  $p_T$  – давление в трубном пространстве, МПа. Недостающие данные принять самостоятельно. В ходе решения задачи необходимо учесть массу фланца для соединения днища с фланцем распределительной камеры.

Таблица 7.32- Исходные данные для решения задачи 4.6

№№	$D_B$	$p_T$	№№	$D_B$	$p_T$	№№	$D_B$	$p_T$	№№	$D_B$	$p_T$
4.6.1.	0,6	1,2	4.6.6.	1,2	1	4.6.11.	0,9	1,6	4.6.16.	0,6	1,3
4.6.2.	0,7	1,3	4.6.7.	1,4	1,2	4.6.12.	1	1,3	4.6.17.	0,7	1,4
4.6.3.	0,8	1,4	4.6.8.	0,6	1,3	4.6.13.	1,1	1,4	4.6.18.	0,8	1,5
4.6.4.	0,9	1,5	4.6.9.	0,7	1,4	4.6.14.	1,2	1,5	4.6.19.	0,9	1,6
4.6.5.	1,1	1,6	4.6.10.	0,8	1,5	4.6.15.	1,4	1,6	4.6.20.	1	1,2

**Задача 4.7.**

Определить вместимость  $V_2$  днища (днище эллиптическое) теплообменного аппарата. Исходные данные для решения задачи представлены в таблице 7.33. Пояснения:  $D_B$  – внутренний диаметр аппарата, м;  $p_T$  – давление в трубном пространстве, МПа;  $s_2$  – толщина стенки днища, мм. Недостающие данные принять самостоятельно. В ходе решения задачи необходимо учесть объём полости, образованной аппаратным фланцем для соединения днища с фланцем распределительной камеры.

Таблица 7.33- Исходные данные для решения задачи 4.7

№№	$D_B$	$p_T$	$s_2$	№№	$D_B$	$p_T$	$s_2$	№№	$D_B$	$p_T$	$s_2$
4.7.1.	0,6	1,2	6	4.7.8.	0,6	1,3	8	4.7.15.	1,4	1,6	8
4.7.2.	0,7	1,3	8	4.7.9.	0,7	1,4	6	4.7.16.	0,6	1,3	10
4.7.3.	0,8	1,4	10	4.7.10.	0,8	1,5	6	4.7.17.	0,7	1,4	10



№№	D <sub>B</sub>	p <sub>T</sub>	s <sub>2</sub>	№№	D <sub>B</sub>	p <sub>T</sub>	s <sub>2</sub>	№№	D <sub>B</sub>	p <sub>T</sub>	s <sub>2</sub>
4.7.4.	0,9	1,5	6	4.7.11.	0,9	1,6	8	4.7.18.	0,8	1,5	8
4.7.5.	1,1	1,6	6	4.7.12.	1	1,3	6	4.7.19.	0,9	1,6	10
4.7.6.	1,2	1	8	4.7.13.	1,1	1,4	8	4.7.20.	1	1,2	8
4.7.7.	1,4	1,2	10	4.7.14.	1,2	1,5	6				

### Задача 5.1.

Определить расчётную толщину  $s_{1p}$  плоской фланцевой крышки (рис. 5.7). Крышка уплотнена паронитовой прокладкой прямоугольного сечения. Материал крышки – сталь СтЗсп. Крышка не имеет технологических отверстий. Исходные данные для решения задачи представлены в таблице 7.34. Пояснения:  $D_B$  – внутренний диаметр аппарата, м;  $p_p$  – расчётное давление в аппарате, МПа;  $t_p$  – рабочая температура в аппарате, град С. Недостающие данные принять самостоятельно.

Таблица 7.34- Исходные данные для решения задачи 5.1

№№	D <sub>B</sub>	p <sub>p</sub>	t <sub>p</sub>	№№	D <sub>B</sub>	p <sub>p</sub>	t <sub>p</sub>	№№	D <sub>B</sub>	p <sub>p</sub>	t <sub>p</sub>
5.1.1.	0,4	0,5	100	5.1.8.	0,4	0,6	150	5.1.15.	0,45	0,7	100
5.1.2.	0,4	0,6	100	5.1.9.	0,4	0,7	150	5.1.16.	0,45	0,8	100
5.1.3.	0,4	0,7	100	5.1.10.	0,4	0,8	150	5.1.17.	0,45	0,9	150
5.1.4.	0,4	0,8	100	5.1.11.	0,45	0,9	100	5.1.18.	0,45	1	150
5.1.5.	0,4	0,9	100	5.1.12.	0,45	1	100	5.1.19.	0,45	0,5	150
5.1.6.	0,4	1	100	5.1.13.	0,45	0,5	100	5.1.20.	0,45	0,6	150
5.1.7.	0,4	0,5	150	5.1.14.	0,45	0,6	100				

### Задача 5.2.

Определить расчётную толщину  $s_{np}$  плоской фланцевой крышки над уплотнением (рис. 5.7). Крышка уплотнена паронитовой прокладкой прямоугольного сечения. Материал крышки – сталь СтЗсп. Крышка не имеет технологических отверстий. Исходные данные для решения задачи представлены в таблице 7.35. Пояснения:  $D_B$  – внутренний диаметр аппарата, м;  $p_p$  – расчётное давление в аппарате, МПа;  $t_p$  – рабочая температура в аппарате, град С. Недостающие данные принять самостоятельно.

Таблица 7.35- Исходные данные для решения задачи 5.2

№№	D <sub>B</sub>	p <sub>p</sub>	t <sub>p</sub>	№№	D <sub>B</sub>	p <sub>p</sub>	t <sub>p</sub>	№№	D <sub>B</sub>	p <sub>p</sub>	t <sub>p</sub>
5.2.1.	0,4	0,5	100	5.2.8.	0,4	0,6	150	5.2.15.	0,45	0,7	100
5.2.2.	0,4	0,6	100	5.2.9.	0,4	0,7	150	5.2.16.	0,45	0,8	100
5.2.3.	0,4	0,7	100	5.2.10.	0,4	0,8	150	5.2.17.	0,45	0,9	150
5.2.4.	0,4	0,8	100	5.2.11.	0,45	0,9	100	5.2.18.	0,45	1	150
5.2.5.	0,4	0,9	100	5.2.12.	0,45	1	100	5.2.19.	0,45	0,5	150
5.2.6.	0,4	1	100	5.2.13.	0,45	0,5	100	5.2.20.	0,45	0,6	150
5.2.7.	0,4	0,5	150	5.2.14.	0,45	0,6	100				

**Задача 5.3.**

Определить допустимое давление [р] для аппарата с плоской фланцевой круглой крышкой (рис. 5.7). Крышка уплотнена паронитовой прокладкой прямоугольного сечения. Материал крышки – сталь СтЗсп. Крышка не имеет технологических отверстий. Исходные данные для решения задачи представлены в таблице 7.36. Пояснения:  $D_{ср.п}$  – средний диаметр прокладки, м;  $s_1$  – исполнительная толщина крышки, мм;  $t_p$  – рабочая температура в аппарате, град С. Дополнительные данные:  $c = 1$  мм – конструктивная прибавка к толщине крышки;  $k_1 = 0,5$  – вспомогательный расчётный коэффициент. Недостающие данные принять самостоятельно.

Таблица 7.36- Исходные данные для решения задачи 5.3

№№	Dв	s <sub>1</sub>	t <sub>p</sub>	№№	Dв	s <sub>1</sub>	t <sub>p</sub>	№№	Dв	s <sub>1</sub>	t <sub>p</sub>
5.3.1.	0,429	14	100	5.3.8.	0,429	20	150	5.3.15.	0,482	17	100
5.3.2.	0,429	15	100	5.3.9.	0,429	13	150	5.3.16.	0,482	19	100
5.3.3.	0,429	16	100	5.3.10.	0,429	18	150	5.3.17.	0,482	20	150
5.3.4.	0,429	17	100	5.3.11.	0,482	18	100	5.3.18.	0,482	14	150
5.3.5.	0,429	19	100	5.3.12.	0,482	14	100	5.3.19.	0,482	20	150
5.3.6.	0,429	20	100	5.3.13.	0,482	15	100	5.3.20.	0,482	13	150
5.3.7.	0,429	14	150	5.3.14.	0,482	16	100				

**Задача 5.4.**

Определить расчётную толщину  $s'_{п.р}$  над уплотнением стальной крышки люка с бигельным прижимом (рис. 5.3). Патрубок люка изготовлен из бесшовной трубы. Крышка люка уплотнена резиновой прокладкой. Рабочая температура в аппарате  $t_p = 200^\circ\text{C}$ . Исходные данные для решения задачи представлены в таблице 7.37. Пояснения:  $d_{н \times с_{Г}}$  – наружный диаметр и толщина стенки патрубка люка, мм;  $p_p$  – давление в аппарате, МПа. Недостающие данные принять самостоятельно.

Таблица 7.37- Исходные данные для решения задачи 5.4

№№	Сталь	$d_{н \times с_{Г}}$	$p_p$	№№	Сталь	$d_{н \times с_{Г}}$	$p_p$
5.4.1.	СтЗсп	273×7	0,4	5.4.11.	09Г2С	299×8	0,3
5.4.2.	09Г2С	245×7	0,5	5.4.12.	20.	324×8	0,45
5.4.3.	20.	299×8	0,6	5.4.13.	СтЗсп	273×7	0,55
5.4.4.	СтЗсп	324×8	0,3	5.4.14.	09Г2С	245×7	0,65
5.4.5.	09Г2С	273×7	0,45	5.4.15.	20.	299×8	0,35
5.4.6.	20.	245×7	0,55	5.4.16.	СтЗсп	324×8	0,3
5.4.7.	СтЗсп	299×8	0,65	5.4.17.	09Г2С	273×7	0,4
5.4.8.	09Г2С	324×8	0,35	5.4.18.	20.	245×7	0,5
5.4.9.	20.	273×7	0,5	5.4.19.	СтЗсп	299×8	0,6
5.4.10.	СтЗсп	245×7	0,6	5.4.20.	09Г2С	324×8	0,3

**Задача 5.5.**

Определить расчётную толщину  $s'_p$  посередине стальной крышки люка с бигельным прижимом (рис. 5.3). Патрубок люка изготовлен из бесшовной трубы. Крышка люка уплотнена резиновой прокладкой. Рабочая температура в аппарате  $t_p = 200^\circ\text{C}$ . Исходные данные для решения задачи представлены в таблице 7.38. Пояснения:  $d_H \times s_T$  – наружный диаметр и толщина стенки патрубка люка, мм;  $p_p$  – давление в аппарате, МПа. Недостающие данные принять самостоятельно.

Таблица 7.38- Исходные данные для решения задачи 5.5

№№	Сталь	$d_H \times s_T$	$p_p$	№№	Сталь	$d_H \times s_T$	$p_p$
5.5.1.	СтЗсп	273×7	0,4	5.5.11.	09Г2С	299×8	0,3
5.5.2.	09Г2С	245×7	0,5	5.5.12.	20.	324×8	0,45
5.5.3.	20.	299×8	0,6	5.5.13.	СтЗсп	273×7	0,55
5.5.4.	СтЗсп	324×8	0,3	5.5.14.	09Г2С	245×7	0,65
5.5.5.	09Г2С	273×7	0,45	5.5.15.	20.	299×8	0,35
5.5.6.	20.	245×7	0,55	5.5.16.	СтЗсп	324×8	0,3
5.5.7.	СтЗсп	299×8	0,65	5.5.17.	09Г2С	273×7	0,4
5.5.8.	09Г2С	324×8	0,35	5.5.18.	20.	245×7	0,5
5.5.9.	20.	273×7	0,5	5.5.19.	СтЗсп	299×8	0,6
5.5.10.	СтЗсп	245×7	0,6	5.5.20.	09Г2С	324×8	0,3

**Задача 6.1.**

Определить толщину стальной трубы  $s_{rp}$  рубашки аппарата с рубашкой из полутруб (рис. 6.1, в). Исходные данные для решения задачи представлены в таблице 7.39. Пояснения:  $p_p$  – давление в рубашке, МПа;  $t_p$  – рабочая температура, град С;  $d_H$  – внутренний диаметр трубы, мм. Дополнительные данные:  $\phi = 1$  – коэффициент прочности сварного шва;  $c = 1$  мм – конструктивная прибавка к толщине стенки трубы. Недостающие данные принять самостоятельно.

Таблица 7.39- Исходные данные для решения задачи 6.1

№№	Сталь	$p_p$	$t_p$	$d_H$	№№	Сталь	$p_p$	$t_p$	$d_H$
6.1.1.	СтЗсп	2,5	200	57	6.1.11.	20.	2,5	200	57
6.1.2.	СтЗсп	2,5	250	57	6.1.12.	20.	2,5	250	57
6.1.3.	СтЗсп	3	200	57	6.1.13.	20.	3	200	57
6.1.4.	СтЗсп	3	250	57	6.1.14.	20.	3	250	57
6.1.5.	СтЗсп	3	200	57	6.1.15.	20.	3,5	200	57
6.1.6.	10.	2,5	200	38	6.1.16.	09Г2С	2,5	200	38
6.1.7.	10.	2,5	250	38	6.1.17.	09Г2С	2,5	250	38
6.1.8.	10.	3	200	38	6.1.18.	09Г2С	3	200	38
6.1.9.	10.	3	250	38	6.1.19.	09Г2С	3	250	38
6.1.10.	10.	3,5	200	38	6.1.20.	09Г2С	3,5	200	38

**Задача 6.2.**

Определить допустимое давление  $[p_p]$  в рубашке аппарата с рубашкой из стальных полутруб (рис. 6.1, в). Исходные данные для решения задачи представлены в таблице 7.40. Пояснения:  $t_p$  – температура среды в рубашке, град С;  $d_H$  – наружный диаметр трубы рубашки, мм;  $s_{тр}$  – толщина стенки трубы, мм. Недостающие данные принять самостоятельно.

Таблица 7.40- Исходные данные для решения задачи 6.2

№№	Сталь	$t_p$	$d_H$	$s_{тр}$	№№	Сталь	$t_p$	$d_H$	$s_{тр}$
6.2.1.	Ст3сп	200	57	4	6.2.11.	20.	200	57	5
6.2.2.	Ст3сп	250	57	4	6.2.12.	20.	250	57	5
6.2.3.	Ст3сп	200	38	5	6.2.13.	20.	200	38	5
6.2.4.	Ст3сп	250	38	4	6.2.14.	20.	250	57	4
6.2.5.	Ст3сп	200	38	4	6.2.15.	20.	200	57	5
6.2.6.	10.	200	38	4	6.2.16.	09Г2С	200	38	4
6.2.7.	10.	250	38	5	6.2.17.	09Г2С	250	38	5
6.2.8.	10.	200	38	4	6.2.18.	09Г2С	200	38	5
6.2.9.	10.	250	38	4	6.2.19.	09Г2С	250	38	4
6.2.10.	10.	200	57	4	6.2.20.	09Г2С	200	38	5

**Задача 6.3.**

Определить расчётную толщину стенки  $s_{p,об}$  стальной обечайки и днища корпуса аппарата с рубашкой из полутруб (рис. 6.1, в) от внутренних давлений в аппарате и рубашке с учётом напряжений изгиба. Исходные данные для решения задачи представлены в таблице 7.41. Пояснения:  $D_B$  – внутренний диаметр аппарата, м;  $d_H$  – наружный диаметр труб рубашки, мм;  $p_{p,p}$ ,  $p_{p,об}$  – давление в рубашке и обечайке, соответственно, МПа. Дополнительные данные:  $t_p = 200^\circ\text{C}$  – температура среды в аппарате;  $\phi = 1$  – коэффициент прочности сварного шва;  $c = 1$  мм – конструктивная прибавка к расчётной толщине стенки.

Таблица 7.41- Исходные данные для решения задачи 6.3

№№	Сталь	$D_B$	$d_H$	$p_{p,p}$	$p_{p,об}$	№№	Сталь	$D_B$	$d_H$	$p_{p,p}$	$p_{p,об}$
6.3.1.	10.	1,2	89	2,6	0,8	6.3.11.	20.	1,4	89	2,6	1
6.3.2.	10.	1,2	89	2,7	0,8	6.3.12.	20.	1,4	89	2,7	1
6.3.3.	10.	1,2	89	2,8	0,8	6.3.13.	20.	1,4	89	2,8	1
6.3.4.	10.	1,2	89	2,9	0,8	6.3.14.	20.	1,4	89	2,9	1
6.3.5.	10.	1,2	89	3	0,8	6.3.15.	20.	1,4	89	3	1
6.3.6.	10.	1,3	89	3,1	1	6.3.16.	20.	1	57	3,1	0,8
6.3.7.	10.	1,3	89	3,2	1	6.3.17.	20.	1	57	3,2	0,8
6.3.8.	10.	1,3	89	3,3	1	6.3.18.	20.	1	57	3,3	0,8
6.3.9.	10.	1,3	89	3,4	1	6.3.19.	20.	1	57	3,4	0,8
6.3.10.	10.	1,3	89	3,2	1	6.3.20.	20.	1	57	3,5	0,8

**Задача 6.4.**

Определить расчётную толщину стенки  $s_{p,об}$  стальной обечайки и днища корпуса аппарата с рубашкой из полутруб (рис. 6.1, в) исходя из устойчивости. Исходные данные для решения задачи представлены в таблице 7.42. Пояснения:  $D_B$  – внутренний диаметр аппарата, м;  $d_H$  – наружный диаметр труб рубашки, мм;  $p_{p,p}$ , МПа. Дополнительные данные:  $t_p = 200^\circ\text{C}$  – температура среды в аппарате;  $\phi = 1$  – коэффициент прочности сварного шва;  $c = 1$  мм – конструктивная прибавка к расчётной толщине стенки.

Таблица 7.42- Исходные данные для решения задачи 6.4

№№	Сталь	$D_B$	$d_H$	$p_{p,p}$	№№	Сталь	$D_B$	$d_H$	$p_{p,p}$
6.4.1.	16ГС	1,2	89	2,6	6.4.11.	20.	1,4	89	2,6
6.4.2.	16ГС	1,2	89	2,7	6.4.12.	20.	1,4	89	2,7
6.4.3.	16ГС	1,2	89	2,8	6.4.13.	20.	1,4	89	2,8
6.4.4.	16ГС	1,2	89	2,9	6.4.14.	20.	1,4	89	2,9
6.4.5.	16ГС	1,2	89	3	6.4.15.	20.	1,4	89	3
6.4.6.	16ГС	1,3	89	3,1	6.4.16.	20.	1	57	3,1
6.4.7.	16ГС	1,3	89	3,2	6.4.17.	20.	1	57	3,2
6.4.8.	16ГС	1,3	89	3,3	6.4.18.	20.	1	57	3,3
6.4.9.	16ГС	1,3	89	3,4	6.4.19.	20.	1	57	3,4
6.4.10.	16ГС	1,3	89	3,2	6.4.20.	20.	1	57	3,5

**Задача 6.5.**

Определить расчётную толщину стенки обечайки и днища корпуса стального аппарата с рубашкой с вмятинами (рис. 6.1, г). Исходные данные для решения задачи представлены в таблице 7.43. Пояснения:  $D_B$  – внутренний диаметр обечайки, м;  $p_{p,p}$ ,  $p_{p,об}$  – давление в рубашке и обечайке, соответственно, МПа. Дополнительные данные:  $t_p = 200^\circ\text{C}$  – рабочая температура в аппарате;  $\phi = 1$  – коэффициент прочности сварного шва;  $t = 140$  мм – шаг между вмятинами.

Таблица 7.43- Исходные данные для решения задачи 6.5

№№	Сталь	$D_B$	$p_{p,p}$	$p_{p,об}$	№№	Сталь	$D_B$	$p_{p,p}$	$p_{p,об}$
6.5.1.	10.	1,8	2,6	0,8	6.5.11.	20.	2	2,6	1
6.5.2.	10.	1,8	2,7	0,8	6.5.12.	20.	2	2,7	1
6.5.3.	10.	1,8	2,8	0,8	6.5.13.	20.	2	2,8	1
6.5.4.	10.	1,8	2,9	0,8	6.5.14.	20.	2	2,9	1
6.5.5.	10.	1,6	3	0,8	6.5.15.	20.	2	3	1
6.5.6.	10.	1,6	3,1	1	6.5.16.	20.	2,2	3,1	0,8
6.5.7.	10.	1,6	3,2	1	6.5.17.	20.	2,2	2,9	0,8
6.5.8.	10.	1,6	3,3	1	6.5.18.	20.	2,2	3,3	0,8
6.5.9.	10.	1,6	3,4	1	6.5.19.	20.	2,2	3,4	0,8
6.5.10.	10.	1,6	3,2	1	6.5.20.	20.	2,2	3,5	0,8

**Краткий терминологический словарь**

*Бигель* – скоба, служащая для осуществления прижима бигельной крышки к горловине люка.

*Бобышка* – местное утолщение стенки сосуда или приваренная деталь, выполняющая роль местного утолщения, позволяющее осуществить присоединение к сосуду трубопроводов, трубопроводной арматуры контрольно-измерительных приборов и других элементов (РД–26–18–89).

*Болт* – крепёжная деталь в виде цилиндрического стержня с головкой на одном конце и резьбой на другом для навинчивания гайки.

*Гайка* – деталь резьбового соединения или винтовой передачи, имеющая отверстие с резьбой. Крепёжные *Г.*, навинченные на болт или шпильку составляют болтовое соединение.

*Днище* – неотъемная часть корпуса сосуда, ограничивающая внутреннюю полость с торца; днище (в отбортованном или неотбортованном исполнении) может иметь форму: плоскую, коническую, эллиптическую, сферическую, полушаровую, торосферическую (РД–26–18–89).

*Кожух* – элемент теплообменного аппарата, являющийся внешней границей межтрубного пространства; внутри *К.* размещается трубный пучок; для аппаратов малого диаметра (до 600 мм) *К.* изготавливается из труб, в противном случае *К.* вальцуют из листовой стали.

*Компоновка* – конструктивная схема аппарата, на которой показано взаимное расположение элементов аппарата, обеспечивающее его функциональность. *К.* выполняется в виде эскиза аппарата с соблюдением основных требований руководящих документов про устройству и безопасной эксплуатации сосудов, работающих под давлением (ПБ 03-576-03 и др.). После выполнения *К.* производится конструктивная проработка элементов аппарата и их соединений.

*Крышка* – отъемная часть сосуда, закрывающая внутреннюю полость (РД–26–18–89). По способу присоединения к аппарату *К.* бывают: фланцевые (прижатие крышки к фланцу аппарата или люка осуществляется болтами), бигельные (прижатие к горловине люка осуществляется нажимным винтом или болтом с помощью *бигеля* – скобы) и байонетные (прижатие осуществляется относительным поворотом частей байонетного соединения с зубьями вокруг их общей оси).

*Линза* – гибкий компенсатор, устанавливаемый в аппарате, части которого, имеют различную температуру (кожух и трубный пучок теплообменника).

*Люк* – устройство, обеспечивающее доступ во внутреннюю полость аппарата (РД–26–18–89); люк состоит из горловины определённой формы, неразъёмно-соединённой с корпусом аппарата, в комплекте с крышкой и соответствующими устройствами и деталями, необходимыми для открытия, закрытия и уплотнения её.

*Обтюрация* – уплотнение неподвижных разъёмных соединений, достигаемое сжатием с определённой силой, обеспечивающей герметичность уплотняе-

мых поверхностей непосредственно друг с другом или через посредство расположенных между ними прокладок из более мягкого материала. Сжатие при *О.* производится с помощью болтов или шпилек (во фланцевых соединениях), с помощью резьбы (в резьбовых соединениях), с помощью бигеля (в бигельных соединениях) и т.д.

*Опора* – устройство для установки сосуда в рабочем положении и передачи нагрузок от сосуда на фундамент или несущую конструкцию (РД–26–18–89); в зависимости от конструкции различают *О.*: лапа, стойка, седловая, кольцевая.

*Развальцовка*, развальцовывание – технологическая операция окончательной обработки отверстий (например, труб) выполняемая без снятия металла и сопровождаемая лишь расширением и уплотнением конца изделия в отверстии, например, для закрепления трубы в отверстии трубной решётки. *Р.* осуществляется специальным инструментом – вальцовкой, снабжённой несколькими (обычно тремя) роликами, прижимаемыми к внутренним стенкам трубы центральным конусом.

*Рубашка* – теплообменное устройство, состоящее из оболочки, охватывающей корпус сосуда или его часть, и образующее совместно со стенкой корпуса сосуда полость, заполненную теплоносителем (РД–26–18–89).

*Теплообменник* – аппарат, служащий для передачи тепла между технологическими средами.

*Трубный пучок* – основной элемент кожухотрубчатого теплообменного аппарата, состоящий из теплообменных труб, трубных решёток, перегородок в межтрубном пространстве и стяжек.

*Трубная решётка* – перфорированная пластина, соединённая с корпусом аппарата и служащая для закрепления теплообменных труб. Совместно с трубами *Т. р.* отделяет трубное пространство теплообменного аппарата от межтрубного.

*Фланец* – соединительная часть аппаратов, труб, арматуры, валов и т.д., представляющая собой обычно плоское кольцо или диск с равномерно расположенными отверстиями для прохода крепёжных деталей (болты или шпильки).

*Шайба* в машиностроении – подкладка под гайку или головку болта в виде плоского кольца. *Ш.* защищает поверхность детали от задира гайкой при затягивании крепёжных деталей или увеличивает опорную поверхность при соединении деталей из пластмассы или дерева.

*Шов стыковой* – сварной шов стыкового соединения (ГОСТ 2601–84)

*Шов угловой* – сварной шов углового, нахлесточного и таврового соединений (ГОСТ 2601–84)

*Шпилька* – крепёжная деталь, стержень с резьбой на обоих концах, один из которых ввёртывается в основную деталь, а другой пропускается через отверстие в закрепляемой детали и на него навинчивается гайка. Используются также *Ш.*, на оба конца которых навинчиваются гайки.

*Штуцер* – устройство, предназначенное для присоединения к сосуду трубопроводов, трубопроводной арматуры, контрольно-измерительных приборов и т.п. (РД–26–18–89). *Ш.* приваривают, припаивают и привёртывают к трубам или выходным патрубкам резервуаров или аппаратов.

### Приложения

Таблица П 1 - Значения коэффициентов  $\alpha_1$ ,  $\lambda_1$  для расчёта линзового компенсатора

$\beta_{л}$	0,50	0,55	0,60	0,65	0,70	0,75	0,80	0,85	0,90	0,92
$\alpha_{1л}$	6,03	3,95	2,50	1,60	0,99	0,58	0,32	0,145	0,060	0,036
$\lambda_1$	0,231	0,191	0,157	0,128	0,103	0,080	0,061	0,039	0,027	0,022

Таблица П 2-Толщина перегородок в распределительной камере аппаратов ТН и ТК

Сталь	Низколегированная и углеродистая	Высоколегированная			
		$D_B$ , мм	600	800	1000
$s_{П}$ , мм	6	10	12	12	14

Таблица П 3 - ОСТ 26-01-1505–76. Основные размеры (мм) стандартных линзовых компенсаторов

$p_y$ , МПа	$D_y$	d	$D_{2л}$	$s_{л}$	r	$l_{л}$
1,0	400-600	$D_y + 8$	d + 150	3	14	72
	700-1400	$D_y + 16$				
1,6	400-600	$D_y + 8$		4		74
	700-1400	$D_y + 16$				
2,5	500-600	$D_y + 16$	d + 100	3	10	51
	700-800	$D_y + 20$				

**Примечание:** схема размещения линзового компенсатора на кожухе аппарата ТК на рис. 2.2

**Пояснения:**  $p_y$  – условное давление (при  $t_{раб}$  до 100°С  $p_y = p_{раб}$ ;  $D_y$  – условный диаметр ( $D_y = D_B$ ))

Таблица П 4 - Условия проведения гидравлических испытаний

Сосуды	Рабочее давление $p_{раб}$ , МПа	Пробное давление $p_{пр}$ , МПа
Все, кроме литых	$< 0,5$	$\max \{ 1,5 p_{раб} \cdot [\sigma]_{20}/[\sigma]_t; 0,2 \}$ (1.3)
	$\geq 0,5$	$\max \{ 1,25 p_{раб} \cdot [\sigma]_{20}/[\sigma]_t; (p_{раб} + 0,3) \}$ (1.4)
Литые	Независимо от давления	$\max \{ 1,5 p_{раб} \cdot [\sigma]_{20}/[\sigma]_t; 0,3 \}$ (1.5)

**Примечания:**

1.  $[\sigma]_{20}$ ,  $[\sigma]_t$  – допустимое напряжение для материала сосуда или его элемен-



**Примечания:**

тов соответственно при 20°C и рабочей температуре.

2. Для сосудов, работающих при отрицательной температуре,  $p_{пр}$  принимается таким же, как при температуре 20°C.

3. Для сосудов, работающих при температуре стенки от +200°C до +400°C,  $p_{пр}$  не должно превышать рабочее давление  $p_{раб}$  более, чем в 1,5 раза, а при температуре +400°C – более, чем в 2 раза.

4. Для сосудов высотой более 8 м  $p_{пр}$  принимается с учётом гидростатического давления в рабочих условиях.

Таблица П 5 - ГОСТ Р 52857.1–2007. Предел текучести сталей

Марка стали	Значение $\sigma_T$ в МПа при $t$ (°C)					
	20	100	200	300	400	500
Ст3сп	250	230	223	173	—	—
09Г2С, 16ГС	300	266	248	226	183	—
20, 20К	220	213	204	179	—	—
12ХМ, 12МХ	220	219	218	212	198	—
15Х5М	220	210	201	180	158	—
12Х18Н10Т	240	228	210	195	184	170
03Х21Н21М4ГБ	270	260	257	223	210	—

**Пояснения:** Ст3сп, 20, 20К – стали углеродистые; 09Г2С, 16ГС – стали низколегированные; 12ХМ, 12МХ, 15Х5М – стали теплоустойчивые; 12Х18Н10Т – сталь жаростойкая, жаропрочная и коррозионностойкая; 03Х21Н21М4ГБ – сталь, стойкая против межкристаллитной коррозии

Для определения значения предела текучести стали при промежуточном значении температуры необходимо использовать формулу линейной интерполяции

$$\sigma_{T_x} = \sigma_{T_1} - \frac{\sigma_{T_1} - \sigma_{T_2}}{t_2 - t_1} \cdot (t_x - t_1),$$

здесь  $\sigma_{T_x}$  – искомое значение предела текучести стали при температуре  $t_x$ ;  $\sigma_{T_1}$ ,  $\sigma_{T_2}$  – значения предела текучести при температуре слева ( $t_1$ ) и справа ( $t_2$ ) от заданной температуре  $t_x$ , соответственно

Таблица П 6 - ГОСТ Р 52857.1–2007. Допускаемое напряжение сталей

Марка	Значение $[\sigma]$ в МПа при $t$ (°C)											
	20	200	250	300	350	400	450	470	500	540	600	700
Ст3сп	140	126	120	108	98	85	—	—	—	—	—	—
10	130	118	112	100	88	74	51	42	—	—	—	—
20, 20К	147	136	132	119	106	92	61	49	—	—	—	—
16ГС, 09Г2С	170	148	145	134	123	105	71	56	—	—	—	—

Марка	Значение $[\sigma]$ в МПа при $t$ ( $^{\circ}\text{C}$ )											
	20	200	250	300	350	400	450	470	500	540	600	700
12ХМ, 12МХ	147	145	145	141	137	132	124	117	96	47	—	—
15Х5М	146	134	127	120	114	105	94	89	79	54	25	—
12Х18Н10Т	160	140	136	130	126	121	117	115	113	111	74	30
10Х17Н13М2Т	184	160	154	148	144	137	132	130	127	111	74	30
03Х21Н21М4ГБ	180	171	167	149	143	140	—	—	—	—	—	—
06ХН28МДТ	147	124	117	110	107	103	—	—	—	—	—	—

**Пояснения:** Ст3сп, 10, 20, 20К – стали углеродистые; 16ГС, 09Г2С – стали низколегированные; 12ХМ, 12МХ, 15Х5М – стали теплоустойчивые; 12Х18Н10Т, 10Х17Н13М2Т – стали жаростойкие, жаропрочные и коррозионностойкие; 03Х21Н21М4ГБ – сталь, стойкая против межкристаллитной коррозии; 06ХН28МДТ – железоникелевый сплав, стойкий против межкристаллитной коррозии

Для определения допускаемого напряжения стали при промежуточном значении температуры необходимо использовать формулу линейной интерполяции (см. пояснения к таблице П5)

Таблица П 7 - Толщина листов и погонная масса листовой стали  
Горячекатаная сталь ГОСТ 19903-74

s	$m_{п.л.}$	s	$m_{п.л.}$	s	$m_{п.л.}$	s	$m_{п.л.}$
мм	кг/м <sup>2</sup>	мм	кг/м <sup>2</sup>	мм	кг/м <sup>2</sup>	мм	кг/м <sup>2</sup>
0,4	3,14	5	39,25	19	149,15	45	353,25
0,5	3,92	6	47,1	20	157	48	376,8
0,6	4,71	7	54,95	21	164,85	50	392,5
0,7	5,5	8	62,8	22	172,7	52	408,2
0,8	6,28	9	70,65	25	196,25	55	431,75
0,9	7,06	10	78,5	26	204,1	60	471
1,0	7,85	11	86,35	28	219,8	65	510,25
1,5	11,78	12	94,2	30	235,5	70	549,5
2,0	15,7	13	102,05	32	251,2	75	588,75
2,5	19,62	14	109,9	34	266,9	80	628
3,0	23,55	15	117,75	36	282,6	85	667,25
3,5	27,48	16	125,6	38	298,3	90	706,5
4	31,4	17	133,45	40	314	95	745,75
4,5	35,325	18	141,3	42	329,7	100	785

Холоднокатаная сталь ГОСТ 19904-74

s	$m_{п.л.}$	s	$m_{п.л.}$	s	$m_{п.л.}$	s	$m_{п.л.}$
мм	кг/м <sup>2</sup>	мм	кг/м <sup>2</sup>	мм	кг/м <sup>2</sup>	мм	кг/м <sup>2</sup>
0,6	4,71	1,5	11,775	1,8	14,13	4,2	32,97
0,9	7,065	1,6	12,56	3	23,55		

1,2	9,42	1,7	13,345	3,8	29,83		
Упрощённое обозначение полуфабриката листового проката ГОСТ 5520–79 Листовой прокат нормальной точности прокатки (Б) размером 7×2000×6000 мм из стали 16ГС, без термической обработки							
<i>Лист</i> $\frac{Б7 \times 2000 \times 6000 \text{ ГОСТ}19903 - 74}{16\text{ГС ГОСТ}5520 - 79}$							

Таблица П 8- Расчётное давление для аппаратных фланцев в зависимости от условного давления  $p_y$  и температуры  $t$

$p_y$ , МПа	Марка стали	Расчётное давление фланца (МПа) при $t$ (°C)								
		до 100	200	250	300	350	400	450	500	540
0,6	20; 20К	0,6	0,57	0,51	0,46	0,45	0,38	0,26	—	—
	09Г2С; 16ГС		0,54	0,50	0,46	0,39	—		—	
	12Х18Н10Т 10Х17Н13М2Т		0,55	0,53	0,52	0,50	0,49	—	—	—
	06ХН28МДТ		0,54	0,51	0,48	0,47	0,45	0,43	0,37	0,30
	15Х5М		0,57	0,54	0,51	0,48	0,45	0,40	0,34	0,23
1,0	20; 20К	1,0	0,95	0,85	0,77	0,73	0,63	0,43	—	—
	09Г2С; 16ГС		0,93	0,91	0,84	0,77	0,66		—	—
	12Х18Н10Т 10Х17Н13М2Т		0,92	0,88	0,86	0,84	0,82	0,72	0,62	0,50
	06ХН28МДТ		0,90	0,85	0,80	0,78	0,75	—	—	—
	15Х5М		0,95	0,90	0,85	0,81	0,74	0,67	0,57	0,38
1,6	20; 20К	1,6	1,52	1,40	1,33	1,17	1,01	0,69	—	—
	09Г2С; 16ГС		1,48	1,45	1,34	1,23	1,05	—	—	—
	12Х18Н10Т 10Х17Н13М2Т		1,47	1,44	1,36	1,32	1,29	1,15	0,99	0,80
	06ХН28МДТ		1,44	1,36	1,28	1,24	1,19	—	—	—
	15Х5М		1,52	1,44	1,36	1,29	1,19	1,07	0,91	0,53
2,5	20; 20К	2,5	2,38	2,32	2,09	1,87	1,60	—	—	—
	09Г2С; 16ГС		2,31	2,26		1,90	1,64	1,08	—	—
	12Х18Н10Т 10Х17Н13М2Т		2,32	2,25	2,15	2,10	2,05	1,80	1,55	1,25
	06ХН28МДТ		2,25	2,12	1,99	1,94	1,87	—	—	—
	15Х5М		2,38	2,25	2,13	2,00	1,80	1,57	1,22	—
4,0	20; 20К	4,0	3,83	3,72	3,35	2,99	2,59	1,73	—	—
	09Г2С; 16ГС		3,70	3,60		3,07	2,62		—	—
	12Х18Н10Т 10Х17Н13М2Т		3,70	3,52	3,40	3,25	3,00	2,68	2,28	1,32
	06ХН28МДТ		3,59	—	3,20	3,10	2,98	—	—	—

p <sub>y</sub> , МПа	Марка стали	Расчётное давление фланца (МПа) при t (°С)								
		до 100	200	250	300	350	400	450	500	540
	15X5M		3,80	3,60	3,40	3,20	3,00	2,68	2,28	1,32
6,3	20; 20K	6,3	6,00	5,76	5,38	4,69	4,06	2,78	—	—
	09Г2С; 16ГС		5,83	5,80	5,33		4,13			
	12X18H10T 10X17H13M2T		5,94	5,76	5,55	5,37	5,25	4,61	3,97	3,20
	15X5M		6,08	5,76	5,45	5,12	4,80	4,28	3,65	2,10
Приведённые в таблице значения технологических параметров соответствуют ГОСТ 28759.1–90										

Таблица П 9 - ГОСТ 28759.3–90 Фланцы сосудов и аппаратов стальные с втулкой приварные встык. Исполнение, материал

I	II	Материал фланца			I	II	Материал фланца		
		III	IV	V			III	IV	V
1	ВП	+	—	—	7	П	—	+	—
2	ВЫС	+	—	—	8	Ш	—	+	—
3	П	+	—	—	9	ВП	—	—	+
4	Ш	+	—	—	10	ВЫС	—	—	+
5	ВП	—	+	—	11	П	—	—	+
6	ВЫС	—	+	—	12	Ш	—	—	+
<b>Пояснения:</b> содержание столбцов: I – исполнение; II – вид уплотнительной поверхности ( ВП – с впадиной; ВЫС – с выступом; П – с пазом; Ш – с шипом); III – монометаллический; IV – облицован коррозионностойкой сталью; V – наплавлен коррозионностойкой сталью.									

Таблица П10 - ГОСТ 28759.3–90. Размеры фланцев с втулкой приварных встык

D <sub>B</sub> *	D <sub>1ф</sub>	D <sub>2ф</sub>	D <sub>3ф</sub>	D <sub>6ф</sub>	D <sub>7ф</sub>	H <sub>ф</sub>	b <sub>ф</sub>	d <sub>o</sub>	d <sub>б</sub>	n <sub>б</sub>	p <sub>y</sub>
М								мм			МПа
0,4	0,535	0,495	0,458	0,412	0,432	0,065	0,035	23	M20	20	1,0
	0,535	0,495	0,458	0,412	0,436	0,070	0,035	23	M20	20	1,6
	0,535	0,495	0,458	0,418	0,440	0,075	0,040	23	M20	24	2,5
	0,590	0,530	0,458	0,424	0,454	0,095	0,050	33	M30	20	4,0
0,45	0,590	0,550	0,514	0,464	0,482	0,065	0,035	23	M20	24	1,0
	0,590	0,550	0,514	0,464	0,486	0,070	0,035	23	M20	24	1,6
	0,590	0,550	0,514	0,472	0,490	0,075	0,045	23	M20	24	2,5
	0,640	0,580	0,508	0,474	0,510	0,105	0,050	33	M30	20	4,0
0,5	0,640	0,600	0,564	0,514	0,532	0,065	0,035	23	M20	24	1,0
	0,640	0,600	0,564	0,514	0,536	0,070	0,035	23	M20	24	1,6
	0,640	0,600	0,564	0,522	0,544	0,080	0,045	23	M20	28	2,5

$D_B^*$	$D_{1\phi}$	$D_{2\phi}$	$D_{3\phi}$	$D_{6\phi}$	$D_{7\phi}$	$H_\phi$	$b_\phi$	$d_o$	$d_6$	$n_6$	$p_v$
	0,695	0,635	0,558	0,524	0,560	0,105	0,060	33	M30	20	4,0
0,6	0,740	0,700	0,664	0,614	0,634	0,065	0,035	23	M20	28	1,0
	0,740	0,700	0,664	0,616	0,640	0,070	0,035	23	M20	28	1,6
	0,740	0,700	0,664	0,624	0,648	0,085	0,050	23	M20	32	2,5
	0,795	0,735	0,658	0,630	0,664	0,115	0,065	23	M30	28	4,0
0,7	0,84	0,800	0,761	0,716	0,736	0,065	0,035	23	M20	32	1,0
	0,84	0,800	0,764	0,718	0,740	0,080	0,045	23	M20	32	1,6
	0,85	0,810	0,774	0,728	0,754	0,090	0,05	23	M20	40	2,5
	0,895	0,835	0,758	0,732	0,766	0,125	0,075	33	M30	32	4,0
0,8	0,945	0,905	0,866	0,818	0,838	0,070	0,04	23	M20	40	1,0
	0,945	0,905	0,866	0,818	0,846	0,085	0,045	23	M20	40	1,6
	0,955	0,915	0,876	0,830	0,860	0,100	0,055	23	M20	48	2,5
	1,005	0,945	0,87	0,838	0,876	0,130	0,075	33	M30	32	4,0
0,9	1,045	1,005	0,966	0,918	0,940	0,080	0,045	23	M20	40	1,0
	1,045	1,005	0,966	0,920	0,948	0,095	0,050	23	M20	40	1,6
	1,070	1,02	0,978	0,932	0,962	0,100	0,055	27	M24	48	2,5
	1,11	1,05	0,97	0,940	0,980	0,140	0,080	33	M30	40	4,0
1,0	1,145	1,105	1,066	1,020	1,044	0,085	0,05	23	M20	44	1,0
	1,145	1,105	1,066	1,024	1,050	0,095	0,055	23	M20	44	1,6
	1,175	1,125	1,080	1,036	1,066	0,105	0,060	27	M24	52	2,5
	1,24	1,170	1,075	1,042	1,088	0,160	0,090	40	M36	40	4,0
1,1	1,25	1,210	1,168	1,12	1,144	0,085	0,050	23	M20	52	1,0
	1,25	1,210	1,168	1,124	1,152	0,100	0,060	23	M20	52	1,0
	1,285	1,235	1,19	1,136	1,172	0,120	0,065	27	M24	56	1,6
	1,325	1,275	1,19	1,144	1,192	0,170	0,100	40	M36	44	2,5
1,2	1,350	1,310	1,268	1,220	1,248	0,095	0,05	23	M20	56	1,0
	1,350	1,310	1,268	1,224	1,256	0,11	0,060	23	M20	56	1,6
	1,400	1,345	1,296	1,238	1,276	0,13	0,070	30	M27	56	2,5
	1,455	1,385	1,290	1,248	1,302	0,185	0,105	40	M36	48	4,0
1,4	1,550	1,510	1,470	1,420	1,452	0,105	0,055	23	M20	68	1,0
	1,550	1,510	1,470	1,430	1,460	0,110	0,065	23	M20	68	1,6
	1,610	1,555	1,506	1,438	1,484	0,145	0,075	30	M27	64	2,5
	1,670	1,600	1,495	1,454	1,516	0,200	0,105	40	M36	56	4,0

**Примечание:** \* – обязательный размер, остальные размеры рекомендуемые.  
**Пояснения:**  $D_B$  – внутренний диаметр аппарата (условный проход);  $D_{1\phi}$  – диаметральный габаритный размер;  $D_{2\phi} = D_{6\phi}$  – диаметр установки болтов (шпилек);  $D_{3\phi}$  – внутренний диаметр впадины (для фланцев исполнения 1);  $D_{6\phi}$  – наружный диаметр втулки фланца в верхнем сечении;  $D_{7\phi}$  – наружный диаметр втулки фланца в основании (на уровне тарелки фланца);  $H_\phi$  – осевой габаритный размер;  $b_\phi$  – расстояния от основания втулки до привалочной

поверхности;  $d_0$  – диаметр отверстий для болтов (шпилек);  $d_6$  – обозначение резьбы болтов (шпилек);  $n_6$  – количество болтов (шпилек);  $p_y$  – условное давление.

**Пример условного обозначения фланцев**

**Описание:** Фланец с втулкой приварной встык ГОСТ 28759.3–90: монометаллический, уплотнительная поверхность – впадина (исполнение 1);  $D_B = 1000$  мм;  $p_y = 1,0$  МПа; сталь 09Г2С

**Обозначение:** Фланец 1–1000–1,0–09Г2С ГОСТ 28759.3–90

Таблица П 11 - ГОСТ 24705–2004. Метрическая резьба. Основные размеры

D, d	p	D <sub>2</sub> , d <sub>2</sub>	D <sub>1</sub> , d <sub>1</sub>	d <sub>3</sub>	f <sub>6</sub>	D, d	p	D <sub>2</sub> , d <sub>2</sub>	D <sub>1</sub> , d <sub>1</sub>	d <sub>3</sub>	f <sub>6</sub>
16	2	14,701	13,835	13,546	150	30	3	28,051	26,752	26,319	562
	1,5	15,026	14,376	14,160	162		2	28,701	27,835	27,546	608
18	2,5	16,376	15,294	14,933	184	36	4	33,402	31,670	31,093	787
	2	16,701	15,835	15,546	197		3	34,051	32,752	32,319	842
	1,5	17,026	16,376	16,160	210	42	4,5	39,077	37,129	39,479	1082
20	2,5	18,376	17,294	16,933	235		4	39,402	37,670	37,093	1114
	2	18,701	17,835	17,546	250		3	40,051	38,752	38,319	1179
	1,5	19,026	18,376	18,180	265	48	5	44,752	42,587	41,866	1424
22	2,5	20,376	19,294	18,933	292		4	45,402	43,670	43,093	1497
	2	20,701	19,835	19,546	309		3	46,051	44,752	44,319	1572
	1,5	21,026	20,376	20,160	326	56	5,5	52,428	50,046	49,252	1966
24	3	22,051	20,752	20,319	338		4	53,402	51,670	51,093	2096
	2	22,701	21,835	21,546	374		3	54,051	52,752	52,319	2184

**Пояснения:** D, D<sub>2</sub>, D<sub>1</sub> размеры (мм), относящиеся к внутренней резьбе (гайка); d, d<sub>2</sub>, d<sub>1</sub>, d<sub>3</sub> размеры (мм), относящиеся к наружной резьбе (болт); D – номинальный диаметр резьбы; d – наружный диаметр резьбы; p – шаг резьбы, мм; D<sub>2</sub>, d<sub>2</sub> – средний диаметр; D<sub>1</sub>, d<sub>1</sub> – внутренний диаметр; d<sub>3</sub> – внутренний диаметр по дну впадин; f<sub>6</sub> – площадь поперечного сечения болтов (шпилек) по внутреннему диаметру резьбы, мм<sup>2</sup>.

**Обозначение резьбы:**

M20 – метрическая с номинальным диаметром D = 20 мм и крупным шагом (p = 2,5 мм)

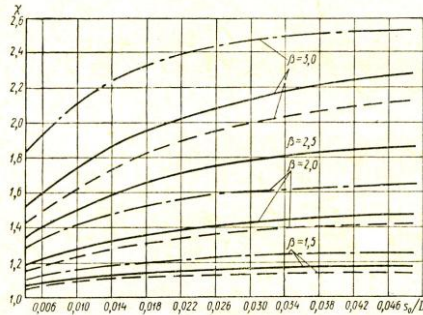
M20×2 метрическая с номинальным диаметром D = 20 мм и мелким шагом p = 2 мм

Таблица П 12-Фланцевые соединения. Допускаемые напряжения для болтов (шпилек)

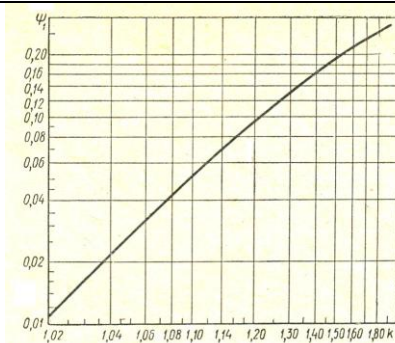
t <sub>p</sub> , град	[σ], МПа, для стали марок				t <sub>p</sub> , град	[σ], МПа, для стали марок			
	С	1; 2	3	4; 5; 6		7	С	1; 2	3

$t_p$ , град С	[ $\sigma$ ], МПа, для стали марок				$t_p$ , град С	[ $\sigma$ ], МПа, для стали марок			
	1; 2	3	4; 5; 6	7		1; 2	3	4; 5; 6	7
20	130	110	230	230	350	86	86	185	215
100	126	105	230	230	400	75	85	160	210
200	120	98	225	225	450	—	83	—	180
250	107	95	222	220	500	—	78	—	150
300	97	90	220	215	550	—	—	—	64

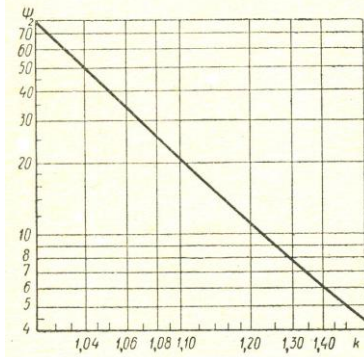
Пояснения:  $t_p$  – расчётная температура фланца  
 Марки стали: 1 – 35; 2 – Ст5сп; 3 – 12Х18Н10Т; 4 – 35Х; 5 – 40Х; 6 – 38ХА; 7 – 25Х2М1Ф

Таблица П 13- График для определения коэффициента  $\chi$  при расчёте фланцев

**Пояснения:** абсцисса графика  $s_0/D$ ; штриховые линии –  $i = [(s_1 - s_0)/l] = 0,4$ ; сплошные –  $i = 0,33$ ; штрихпунктирные –  $i = 0,2$ ; здесь  $s_1$  – толщина втулки в нижнем сечении,  $s_1 = 0,5 \cdot (D_7 - D)$ ;  $l$  – высота втулки,  $l = (H - b)$

Таблица П 14-. График для определения коэффициента  $\psi_1$  при расчёте фланцев

**Пояснения:** абсцисса графика  $k = D_1/D$

Таблица П 15- График для определения коэффициента  $\psi_2$  при расчёте фланцев

**Пояснения:** абсцисса графика  $k = D_1/D$

Таблица П 16-Модуль продольной упругости E сплавов

Материал	Значения $E \cdot 10^{-5}$ (МПа) при температуре ( $^{\circ}\text{C}$ )							
	20	100	150	200	300	450	550	650
Углеродистые и низколегированные стали	1,99	1,91	1,86	1,81	1,71	1,4	—	—
Теплоустойчивые и коррозионно-стойкие хромистые стали	2,15	2,15	2,05	1,98	1,90	1,71	1,54	—
Жаропрочные и жаростойкие аустенитные стали	2,00	2,00	1,99	1,97	1,90	1,74	1,60	1,43
Алюминий и его сплавы	0,72	0,69	0,67	—	—	—	—	—
Сплавы на основе меди	1,05	1,02	1,00	0,98	—	—	—	—
Сплавы титана	1,1	1,06	1,02	0,96	0,83	—	—	—

Таблица П 17- ГОСТ 8732–78 Трубы стальные бесшовные горячедеформированные

d <sub>н</sub> , мм	Масса 1 м трубы (кг), при толщине стенки, мм									
	4	5	6	7	8	9	10	11	12	14
89	8,39	10,36	12,28	14,16	15,98	17,76	19,48	21,16	22,70	25,90
108	10,26	12,70	15,09	17,44	19,73	21,97	24,17	26,31	28,41	32,46
159	—	18,99	22,64	26,24	29,79	33,29	36,75	40,15	43,50	50,06
180	—	21,58	25,75	29,87	33,93	37,95	41,93	45,85	49,72	57,31
194	—	23,31	27,82	32,28	36,70	41,06	45,38	49,64	53,86	62,15
203	—	—	29,15	33,84	38,47	43,06	47,60	52,09	56,52	65,25
219	—	—	31,52	36,60	41,63	46,61	51,54	56,43	61,26	70,78



d <sub>н</sub> , мм	Масса 1 м трубы (кг), при толщине стенки, мм									
	4	5	6	7	8	9	10	11	12	14
245	—	—	—	41,09	46,76	52,38	57,95	63,48	68,95	79,76
273	—	—	—	45,92	52,28	58,60	64,86	71,07	77,24	89,42
299	—	—	—	—	57,41	64,37	71,27	78,13	84,93	98,40
325	—	—	—	—	62,54	70,14	77,68	85,18	92,63	107,38
351	—	—	—	—	67,67	75,91	84,10	92,23	100,32	116,35
377	—	—	—	—	—	81,68	90,51	99,29	108,02	125,33
402	—	—	—	—	—	87,23	96,67	106,07	115,42	133,96
426	—	—	—	—	—	92,56	102,59	112,58	122,52	142,25
450	—	—	—	—	—	97,88	108,51	119,09	129,62	150,53
480	—	—	—	—	—	104,54	115,91	127,23	138,50	160,89
500	—	—	—	—	—	108,98	120,84	132,65	144,42	167,80
530	—	—	—	—	—	115,64	128,24	140,79	153,30	178,16
550	—	—	—	—	—	120,08	133,17	146,22	159,22	185,06

**Пояснение:** d<sub>н</sub> – наружный диаметр трубы

**Условное обозначение** трубы с наружным диаметром 219 мм, толщиной стенки 6 мм немерной длины обычной точности изготовления из стали марки 10 изготавливается по группе Б ГОСТ 8731–74

$$\text{Труба} \frac{219 \times 6 \text{ ГОСТ } 8732 - 78}{\text{Б } 10 \text{ ГОСТ } 8731 - 74}$$

Таблица П 18- ГОСТ 8734–78 Трубы стальные бесшовные холоднодеформированные

d <sub>н</sub> , мм	Масса 1 м трубы (кг), при толщине стенки, мм							
	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5
16	0,526	0,691	0,832	0,962	1,079	1,184	1,270	1,356
20	0,684	0,888	1,079	1,258	1,424	1,578	1,720	1,850
25	0,869	1,134	1,387	1,628	1,856	2,072	2,275	2,466
38	1,350	1,776	2,189	2,589	2,978	3,354	3,718	4,069
57	2,053	2,713	3,360	3,995	4,618	5,228	5,826	6,412

**Пояснение:** d<sub>н</sub> – наружный диаметр трубы

**Условное обозначение** трубы с наружным диаметром 20 мм, толщиной стенки 2 мм, длиной 6000 мм, из стали марки 20 с поставкой по механическим свойствам и химическому составу (по группе В)

$$\text{Труба} \frac{20 \times 2 \times 6000 \text{ ГОСТ } 8734 - 75}{\text{В } 20 \text{ ГОСТ } 8733 - 74}$$

Таблица П 19- Вылет штуцеров ( $l_{шт}$ ) для аппаратов, не имеющих наружной теплоизоляции

$d_{y,шт}$ , мм	10...32	40...100	125...200	250 и выше
$l_{шт}$ , мм	70...80	85...90	100...110	120
<b>Пояснение:</b> $d_{y,шт}$ – диаметр условного прохода штуцера				

Таблица П 20- ГОСТ 6533–68. Эллиптическое днище

## Высота

$D_B$ м	$h_B$ мм	Высота борта (мм) при толщине стенки (мм)					
		6	8	10	12	14	16
0,6	150	25	25	25	25	25	25
0,7	175	25	25	25	25	25	40
0,8	200	25	25	25	25	40	40
0,9	225	25	25	25	40	40	40
1,0	250	25	25	25	40	40	40
1,1	275	25	25	40	40	40	40
1,2	300	25	25	40	40	40	40
1,4	350	25	40	40	40	40	40

## Площадь внутренней поверхности и объём полости

$D_B$ м	$F_B$ (м <sup>2</sup> ) при высоте борта (мм)		$V$ (м <sup>3</sup> ) при высоте борта (мм)	
	25	40	25	40
0,6	0,437	0,466	0,0353	—
0,7	0,586	0,619	0,0545	0,0603
0,8	0,756	0,794	0,0796	0,0871
0,9	0,949	0,991	0,111	0,121
1,0	1,16	1,21	0,151	0,162
1,1	1,40	1,45	0,198	0,212
1,2	1,66	1,71	0,255	0,271
1,4	2,23	2,30	0,398	0,421

## Масса стального днища

$D_B$ м	Масса днища (кг) при толщине стенки (мм)					
	6	8	10	12	14	16
0,6	21,0	28,2	35,5	43,2	50,7	58,3
0,7	28,1	37,7	47,4	57,1	67,5	81,8
0,8	36,2	48,5	60,9	73,5	90,3	105
0,9	45,3	60,7	76,2	95,9	112	129
1,0	55,5	74,3	93,2	117	137	157
1,1	66,7	89,2	116	140	164	188
1,2	78,9	105	137	165	193	221
1,4	106	146	183	221	258	296

**Пояснения:**  $D_B$  – внутренний диаметр аппарата;  $h_B$  – внутренняя высота вы-

пуклой части;  $F_B$  – площадь внутренней поверхности;  $V$  – объём полости.  
Условное обозначение днища с  $D_B = 400$  мм,  $s = 6$  мм и  $h = 25$  мм из стали  
09Г2С

Днище 400×6–25–09Г2С ГОСТ 6533–68

Таблица П 21 - ГОСТ 28759.3–90. Масса фланцев

D <sub>B</sub> , мм	Исполнение				P <sub>y</sub> , МПа	D <sub>B</sub> , мм	Исполнение				P <sub>y</sub> , МПа
	1	2	3	4			1	2	3	4	
	Масса, кг, не более						Масса, кг, не более				
400	25,4	25,4	26,3	24,4	1,0	900	77,5	77,9	77,7	75,1	1,0
	26,4	26,3	27,2	25,3	1,6		91,4	91,8	93,8	89,0	1,6
	30,3	30,3	31,2	29,3	2,5		118,2	118,8	121,1	115,1	2,5
	56,4	55,2	57,1	54,3	4,0		219,3	217,1	221,0	215,0	4,0
450	29,3	29,5	30,4	28,1	1,0	1000	95,7	96,1	98,0	93,3	1,0
	30,3	30,5	31,4	29,1	1,6		109,2	109,6	111,4	106,7	1,6
	38,9	39,0	40,0	37,7	2,5		147,2	147,8	150,4	143,8	2,5
	66,3	64,9	67,1	63,9	4,0		309,7	306,6	311,9	303,8	4,0
500	32,4	32,6	33,6	31,1	1,0	1100	107,7	108,1	110,4	104,8	1,0
	33,6	33,8	34,8	32,3	1,6		133,4	133,7	136,0	130,4	1,6
	43,9	44,1	45,1	42,6	2,5		191,8	193,0	196,0	187,8	2,5
	86,6	85,0	87,5	83,9	4,0		379,7	377,6	382,0	374,8	4,0
600	38,4	38,7	39,9	36,9	1,0	1200	123,3	123,7	126,7	120,1	1,0
	40,4	40,7	41,9	38,9	1,6		152,2	152,6	155,0	149,0	1,6
	57,9	58,2	59,4	56,4	2,5		242,4	244,1	247,8	237,9	2,5
	109,3	107,4	110,3	106,1	4,0		466,0	463,3	468,6	460,0	4,0
700	44,8	45,1	46,5	43,1	1,0	1400	159,6	160,6	163,1	156,0	1,0
	59,1	59,5	60,8	57,4	1,6		188,7	189,1	192,2	185,0	1,6
	74,3	75,1	76,4	72,5	2,5		326,7	329,1	333,3	320,8	2,5
	143,2	141,2	144,4	139,6	4,0		605,4	601,9	608,8	597,5	4,0
800	59,9	60,2	61,9	57,8	1,0	1500	176,2	177,0	179,5	172,5	1,0
	71,5	71,9	73,6	69,4	1,6		242,1	242,8	246,6	236,9	1,6
	97,9	98,8	100,5	95,7	2,5		366,5	369,0	373,5	360,2	2,5
	177,3	175,5	178,8	173,6	4,0		817,9	813,2	822,4	807,4	4,0

**Пояснения:** D<sub>B</sub> – внутренний диаметр аппарата; p<sub>y</sub> – условное давление (см. таблицу П 8); исполнение фланцев: 1 – с впадиной; 2 – с выступом; 3 – с пазом; 4 – с шипом.

Таблица П 22- ОСТ 26-665 – 79. Опоры типа 1, 2\* (лапы) для вертикальных аппаратов

Q	Тип опоры	a	a <sub>1</sub>	b	c <sub>1</sub>	h	f <sub>max</sub>	d <sub>B</sub>
		мм						

Q	Тип опоры	a	a <sub>1</sub>	b	c <sub>1</sub>	h	f <sub>max</sub>	d <sub>Б</sub>	
		мм							
10,0	1	90	115	115	85	170	30	M16	
	2			195		235	105		
25,0	1	125	155	155	90	230	40	M20	
	2			255		310	140		
40,0	1	150	190	185		130	295	50	M24
	2			315			390	160	
63,0	1	185	230	230	160	360	60	M30	
	2			380		470	210		
100,0	1	250	310	310	200	475	80	M36	
	2			520		620	280		
160,0	1	300	380	390	240	585	100	—	
	2			650		780	350		
250,0	1	360	455	480	240	695	120	—	
	2			800		940	435		

**Примечание:** эскиз опор см. на рис. 4.2 а.

**Пояснения:** Q – допускаемая нагрузка на опору, кН; опора типа 1 – аппараты без теплоизоляции; опора типа 2 – аппараты с теплоизоляцией; a – расстояние между косынками; a<sub>1</sub> – ширина опорной пластины; b – размер опорной пластины в радиальном направлении; c<sub>1</sub> – расстояние от внешнего края опорной пластины до оси крепёжного болта; h – высота лапы; f<sub>max</sub> – величина зазора между аппаратом и подпорной рамой; d<sub>Б</sub> – размер крепёжного болта.

**Условное обозначение**  
Опора-лапа типа 1 с допускаемой нагрузкой Q = 25 кН «Опора 1-2500 ОСТ 26-665-79»

Таблица П 23 - ОСТ 26-665 – 79. Накладные листы\* под опоры-лапы типа 1, 2 для вертикальных аппаратов

Q	Тип опоры	B	H	c	s <sub>н</sub>	Q	Тип опоры	B	H	c	s <sub>н</sub>
		мм						мм			
10,0	1	150	250	12	6; 8; 10; 12	100,0	1	400	650	32	10; 12; 16; 20
	2		310				820				
25,0	1	200	330	16	8; 10; 12; 16	160,0	1	500	810	40	12; 16; 20; 24
	2		410				1020				
40,0	1	250	405	20	16	250,0	1	600	970	48	16; 20
	2		510				1230				

Q	Тип опоры	B	H	c	s <sub>н</sub>	Q	Тип опоры	B	H	c	s <sub>н</sub>
		мм						мм			
											24; 28
63,0	1	300	490	24	10; 12 16; 20						
	2		620								

**Примечание:** эскиз накладного листа см. на рис. 4.2 г.

**Пояснения:** Q – допускаемая нагрузка на опору, кН; опора типа 1 – аппараты без теплоизоляции; опора типа 2 – аппараты с теплоизоляцией; В×Н – размеры накладного листа (ширина×высота); с - притупление углов накладного листа ( $c \times 45^\circ$ ); s<sub>н</sub> – толщина накладного листа

**Условное обозначение**

Накладной лист для опоры типа 1 с допускаемой нагрузкой Q = 25 кН и толщиной 8 мм «Накладной лист 1-2500-8 ОСТ 26-665-79»

Таблица П 24 - ОСТ 26-665 – 79. Опоры типа 3\* (стойки) для вертикальных аппаратов

Q	a <sub>1</sub>	b	b <sub>1</sub>	c <sub>1</sub>	h <sub>1</sub>	h <sub>max</sub>	d <sub>б</sub>
кН	мм						
4,0	110	85	120	30	10	220	M12
10,0	125	115	160	60	14	295	M16
25,0	165	140	200	80	16	365	M20
40,0	205	180	240	100	20	440	M24
63,0	245	210	280	120	24	515	M30
100,0	325	250	360	160	30	660	M36
160,0	390	340	480	200	36	875	—

**Примечание:** эскиз опор см. на рис. 4.2 б.

**Пояснения:** Q – допускаемая нагрузка на опору, кН; a<sub>1</sub> – размер опорной пластины окружной; b – размер опорной пластины в радиальном направлении; c<sub>1</sub> – расстояние от внешнего края опорной пластины до оси крепёжного болта; h<sub>1</sub> – толщина опорной пластины; h<sub>max</sub> – высота стойки; d<sub>б</sub> – размер крепёжного болта.

**Условное обозначение**

Опора-стойка (тип 3) с допускаемой нагрузкой Q = 25 кН «Опора 3-2500 ОСТ 26-665-79»

Пример П 25 - Расположение стоек на днище аппарата (для опор типа 3)

D <sub>в</sub> , м	D <sub>1</sub> , м	D <sub>в</sub> , м	D <sub>1</sub> , м	D <sub>в</sub> , м	D <sub>1</sub> , м	D <sub>в</sub> , м	D <sub>1</sub> , м
0,6	0,52	0,7	0,62	0,9	0,82	1,1	1,0
0,65	0,57	0,8	0,72	1,0	0,92	1,2	1,1

**Примечание:** эскиз расположения стоек на днище аппарата в плане см. на

рис. 4.2 в.

**Пояснения:**  $D_B$  – внутренний диаметр аппарата;  $D_1$  – диаметр окружности центров фундаментных болтов

Таблица П 26 - ОСТ 26-1265–75. Опоры седловые типа 1\*, мм

$D_B$	Q, кН	L	B	$B_2$	R	s
400	50	400	180	400	214; 222	10; 8; 6; 4
					230	10; 8; 6
500	60	500		450	264; 272	10; 8; 6; 4
					282	12; 10; 8; 6
600	80	600		450	314	10; 8; 6
					322	12; 10; 8; 6
			332		14; 12; 10; 8; 6	

**Примечание:** эскиз опоры см. на рис. 4.3.

**Пояснения:** Q – допускаемая нагрузка на опору; опора типа 1 – аппараты с наружным диаметром  $D_H = 159-630$  мм (исполнение 1 – с одним отверстием под фундаментный болт; 2 – с двумя овальными отверстиями под фундаментные болты); L – ширина стойки опоры; B – размер ребра стойки; размеры опорной плиты  $L_1 = L + 20$ ,  $B_1 = B + 80$ ;  $B_2$  – размер опорного листа в осевом направлении; R – радиус кривизны опорного листа ( $R = 0,5 \cdot D_H + s$ ); s – толщина опорного листа; угол охвата аппарата опорным листом  $\delta_1 \approx 140^\circ$ ; угол охвата опорного листа стойкой опоры  $\delta \approx 120^\circ$

**Условное обозначение:**

- Опора типа 1 исполнения 1 с Q = 50 кН, радиусом R = 214 мм, исполнения по материалу 1, без опорного листа «Опора 50-214-1 ОСТ 26-1265–75»
- То же с опорным листом «Опора 50-214-1-II ОСТ 26-1265–75»
- Опорный лист толщиной s = 12 мм, радиусом R = 638 мм «Лист опорный 12-638-ОСТ 26-1267–75»

Таблица П 27 - ОСТ 26-1265–75. Опоры седловые типа 2\*, мм

$D_B$	Q, кН	Q, кН	L	R	s
	исп. 1	исп. 2			
800	80	160	740	414	10; 8; 6
				422	12; 10; 8; 6
				432	14; 12; 10; 8; 6
				442	14; 12; 10; 6
1000	125	200	1000	514	10; 8; 6
				522	12; 10; 8; 6
				532	14; 12; 10; 8; 6
				546	18; 16; 14; 10; 6
1200	125	200	1100	614	10; 8; 6

				622; 630	12; 10; 8; 6
				638	12; 10; 8
<b>Примечание:</b> эскиз опоры см. на рис. 4.4.					
<b>Пояснения:</b> Q – допустимая нагрузка на опору; опора типа 2 – аппараты с внутренним диаметром $D_B = 800-2000$ мм (исполнение 1 – с допустимой нагрузкой на опору $Q = 80-250$ кН; 2 – с $Q = 160-400$ кН); L – ширина стойки опоры; B – ширина опоры; размеры опорной плиты $L_1 = L + 20$ , $B_1 = B + 80$ ; $B_2$ – размер опорного листа в осевом направлении; R – радиус кривизны опорного листа ( $R = 0,5 \cdot D_H + s$ ); s – толщина опорного листа; $\delta_1$ – угол охвата аппарата опорным листом, $\delta_1 \approx 140^\circ$ ; $\delta$ – угол охвата опорного листа стойкой опоры, $\delta \approx 120^\circ$					
<b>Условное обозначение:</b>					
1. Опора типа 2 исполнения 2 с Q = 200 кН, радиусом R = 630 мм, исполнения по материалу 2, без опорного листа «Опора 200-630-2-I ОСТ 26-1265–75»					
2. То же с опорным листом «Опора 200-630-2-II ОСТ 26-1265–75»					
3. Опорный лист толщиной s = 12 мм, радиусом R = 638 мм «Лист опорный 12-638-ОСТ 26-1267–75»					

Таблица П 28 - ОСТ 26-1265–75. Материал седловых опор в зависимости от вместимости аппарата ( $V$ , м<sup>3</sup>) температуры рабочей среды ( $t_p$ ) и температуры самой холодной пятидневки ( $t_{\min \text{ окр. ср}}$ )

Исполнение по материалу	V	Температура, °C		Марка стали
		$t_p$	$t_{\min \text{ окр. ср}}$	
1	до 100	от –30 до 350	–30	Ст3кп2, ГОСТ 380–2005
2		от –40 до 350	–40	Ст3пс3, ГОСТ 380–2005
3	> 100	от –30 до 350	–30	Ст3пс4, ГОСТ 380–2005
4		от –40 до 350	–30	Ст3пс4, ГОСТ 380–2005
4	Не ограничено	от –40 до 450	–30	16ГС, ГОСТ 5520–79
5		ниже –40 до –70	ниже –40 до –65	09Г2С, ГОСТ 5520–79

Таблица П 29 – ГОСТ 13716–68. Крюки сварные (строповое устройство типа 1)

$G \cdot 10^2$ , МН (тс)	$D_B$	L	B	H	C	Л	А
1	400...1200	90	50	70	0,46	0,49	0,15
2		110	60	92	1,04	1,12	0,35
4		150	80	104	2,48	2,78	0,84
8	1000...2600	185	100	128	5,15	5,57	1,64
16		220	120	132	7,85	8,47	2,67
32	2400... 4000	250	130			10,4	11,8

**Примечания:** 1. Эскиз крюка см. на рис.4.5 а.

2. Условное обозначение материала: С – сталь марок Ст3сп или 12Х18Н10Т; Л – латунь марки ЛЖМц 59-1-1; А – алюминиевый сплав марки АМг6.

3. Сварка крюков из материалов: С – электродуговая; Л – газовая; А – аргоно-дуговая.

**Пояснение:** G – грузоподъемность крюка

**Условное обозначение:** Крюк грузоподъемностью 0,02 МН (2 тс) для аппарата с  $D_B = 1000$  мм «Крюк 1–2–1000 ГОСТ 13716–68»

Таблица П 30 – ГОСТ 13716–68. Ушки приварные (строповое устройство типа 3)

G·10 <sup>2</sup> , МН (тс)	L	H	d	C	Л	А
	мм			Масса, кг		
1	80	80	35	0,51	0,55	0,17
2	100	100	40	1,09	1,17	0,37
4	200	160	70	4,4	4,75	1,5
8	250	210	90	10,8	11,7	3,67
16	300	230	90	17,7	19,1	6,02
32	350	295	110	28,5	30,7	—

**Примечания:** 1. Эскиз ушка см. на рис.4.5 б.

2. Условное обозначение материала: С – сталь марок Ст3сп или 12Х18Н10Т; Л – латунь марки ЛЖМц 59-1-1; А – алюминиевый сплав марки АМг6.

3. Приварка ушков из материалов: С – электродуговая; Л – газовая; А – аргоно-дуговая.

**Пояснение:** G – грузоподъемность ушка

**Условное обозначение**

Ушко грузоподъемностью 0,02 МН (2 тс) «Ушко 3–2 ГОСТ 13716–68»

Таблица П 31 – ГОСТ 13716–68. Цапфы стальные приварные (строповое устройство типа 4)

G·10 <sup>2</sup> , МН (тс)	$D_B$	$D_1$	$D_2$	d	L	Масса
	мм					кг
1	400...800	100	110	60	70	1,9
2	600...1000	160	160	89	74	2,44
4	800...1200	200	210	108	80	5,48
8	1000...1800	230	255	133	90	8,2
16	1600...2600	260	320	159	98	13,5
32	2400...4000	320	380	219	108	20,1

**Примечания:** 1. Эскиз цапфы см. на рис.4.5 в.

2. Материал цапфы для G = 0,01МН (1 тс) – сталь марки 12Х18Н10Т; для G ≥ 0,02 МН (2 тс) – сталь марки 20 или 12Х18Н10Т.

3. Конструкция цапфы для G = 0,01МН (1 тс) – цельная; для G ≥ 0,02 МН (2 тс) – составная из трубы и заглушки.



**Пояснение:** G – грузоподъёмность цапфы

**Условное обозначение**

Цапфа грузоподъёмностью 0,02 МН (2 тс) для аппарата с  $D_B = 1000$  мм  
«Цапфа 4–2–1000 ГОСТ 13716–68»

Таблица П32 – Пределы применения нормализованных стальных люков в зависимости от температуры среды (по ОН 26-01-10–65 и ОН 26-01-35–67)

p <sub>y</sub> , МПа	Температура среды, град С									
	≤ 250		≤ 300		≤ 350		≤ 400		≤ 450	≤ 500
	Допускаемое рабочее давление, МПа									
	У	К	У	К	У	К	У	К	К	
0,3	0,3	0,3	0,27	0,23	0,24	0,21	0,2	0,19	0,16	0,14
0,6	0,6	0,6	0,55	0,46	0,48	0,42	0,4	0,38	0,34	0,3
1,6	1,6	1,6	1,4	1,34	1,25	1,3	1,0	1,23	1,12	0,9
2,5	1,9	2,4	1,5	2,3	1,4	2,1	1,3	1,92	1,75	1,5
4,0	4,0	4,0	3,0	3,36	2,7	3,23	2,4	3,1	2,8	2,1

**Примечание:** У – для аппаратов из углеродистой стали, К – для аппаратов из коррозионностойкой стали

Таблица П33-Графики для определения коэффициентов  $k_1$ ,  $k_2$  при расчёте крышек аппаратов и люков

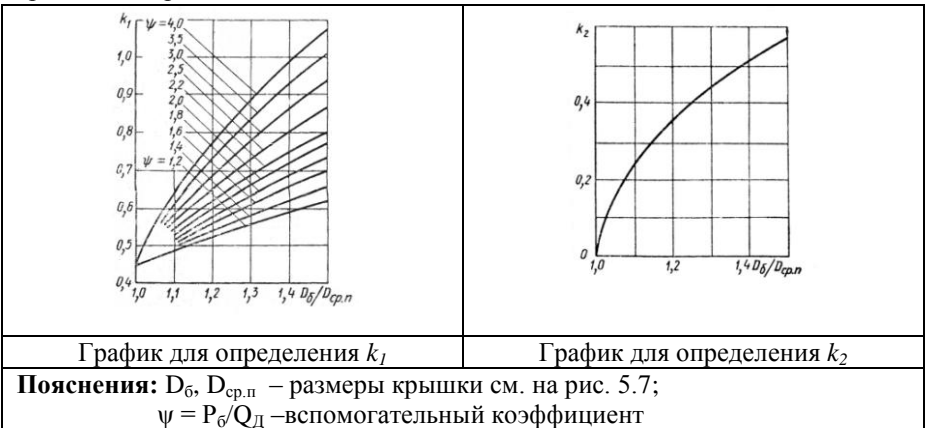


Таблица П 34–Коэффициенты прочности ( $\phi$ ) сварных швов для стальных сосудов и аппаратов

Вид сварного шва; способ сварки	$\phi$ при объёме контроля	
	100%	10-50%

Стыковой или тавровый с двусторонним сплошным проваром; АДС, ПДС	1,0	0,9
Стыковой с подваркой корня шва или тавровый с двусторонним сплошным проваром; РДС	1,0	0,9
Стыковой, доступный сварке только с одной стороны и имеющий в процессе сварки металлическую подкладку со стороны корня шва, прилегающую по всей длине шва к основному металлу	0,9	0,8
Тавтр с конструктивным зазором свариваемых деталей	0,8	0,65
Стыковой односторонний с флюсовой или керамической подкладкой; АДС, ПДС	0,9	0,8
Стыковой; РДС	0,9	0,65
<b>Пояснение:</b> объём контроля швов определяется техническими требованиями на изготовление		
<b>Обозначение способов дуговой сварки:</b> РДС – ручная; АДС – автоматическая; ПДС – полуавтоматическая		

Таблица ПЗ5 – Основные элементы рубашек из полутруб (рис. 6.1, г), мм

D	R <sub>H</sub>	h	t	Толщина полутруб s <sub>1</sub> в зависимости от p <sub>v</sub> , МПа		
				0,6–3,2	4,0	6,4
До 1000	28,5	20	80	4	4	5
Св. 1000	44,5	35	125	4	5	6
Пояснение: p <sub>v</sub> – условное давление в рубашке						

**Библиографический список****Основной**

1. Поникаров И.И., Поникаров С.И. Конструирование и расчёт элементов оборудования: Учебник. – М.: Альфа-М, 2010. – 382 с.
2. Лашинский А.А., Толчинский А.Р. Основы конструирования и расчёта химической аппаратуры: Справочник. 3-е изд., стереотипное. – М.: ООО ИД «Альянс», 2008. – 752 с.
3. Поникаров И.И., Поникаров С.И., Рачковский С.В. Расчёты машин и аппаратов химических производств и нефтегазопереработки (примеры и задачи): Учебное пособие. – М.: Альфа-М, 2008. – 720 с.

**Дополнительный**

4. Гусев Ю.И., Карасёв И.Н., Кольман-Иванов Э.Э. и др. Конструирование и расчёт машин химических производств – М.: Машиностроение, 1985. – 408 с.
5. Тимонин А.С., Балдин Б.Г., Борщев В.Я. и др. Машины и аппараты химических производств. / Под общ. редакцией А.С.Тимонина. – Калуга: Издательство Н.Ф.Бочкарёвой, 2008. – 872 с.
6. Расчёт и конструирование машин и аппаратов химических производств: Примеры и задачи /М.Ф. Михалёв, Н.П.Третьяков, А.И. Мильченко, В.В. Зобнин; Под общ. ред. М.Ф. Михалёва. – 2-е изд. М.: ООО «Торгово-Издательский Дом «Арис», 2010. – 312 с.
7. Вихман Г.Л., Круглов С.А. Основы конструирования аппаратов и машин нефтеперерабатывающих заводов. М.: Машиностроение, 1978. – 328 с.
8. Криворот А.С. Конструкция и основы проектирования машин и аппаратов химической промышленности. М.: Машиностроение, 1976. – 376 с.
9. Лукьяница А.И., Сафонов Б.П. Основные правила проектирования сосудов и аппаратов химической промышленности. НИ РХТУ, Новомосковск, 2012. – 119 с.
10. Сафонов Б.П. Расчёт элементов химического оборудования. Часть 1. НИ РХТУ, Новомосковск, 2014. – 95 с.

1.	Расчёт и конструирование трубного пучка теплообменника.....	6
1.1.	Основные определения и расчётные формулы.....	6
1.2.	Примеры расчёта.....	12
2.	Расчёт элементов теплообменного аппарата.....	15
2.1.	Основные определения и расчётные формулы.....	22
2.2.	Примеры расчёта.....	28
3.	Выбор и расчёт аппаратных фланцев.....	28
3.1.	Основные определения и расчётные формулы.....	28
3.2.	Примеры расчёта.....	36
4.	Компоновка аппарата. Выбор опор и строповых устройств.....	40
4.1.	Основные определения и расчётные формулы.....	40
4.2.	Примеры расчёта.....	47
5.	Расчёт крышек и люков аппаратов.....	55
5.1.	Основные определения и расчётные формулы.....	55
5.2.	Примеры расчёта.....	61
6.	Расчёт аппаратов с рубашками.....	67
6.1.	Основные определения и расчётные формулы.....	67
6.2.	Примеры расчёта.....	70
7.	Контрольные задачи.....	73
	Краткий терминологический словарь.....	94
	Приложения.....	96
П 1.	Значения коэффициентов $\alpha_1, \lambda_1$ для расчёта линзового компенсатора..	96
П 2.	Толщина перегородок в распределительной камере аппаратов ТН и ТК.....	96
П 3.	ОСТ 26-01-1505–76. Основные размеры (мм) стандартных линзовых компенсаторов.....	96
П 4.	Условия проведения гидравлических испытаний.....	96
П 5.	ГОСТ Р 52857.1–2007. Предел текучести сталей.....	97
П 6.	ГОСТ Р 52857.1–2007. Допускаемое напряжение сталей.....	97
П 7.	Толщина листов и погонная масса листовой стали.....	98
П 8.	Расчётное давление для аппаратных фланцев в зависимости от условного давления $p_y$ и температуры $t$ .....	99
П 9.	ГОСТ 28759.3–90. Фланцы сосудов и аппаратов стальные приварные встык. Исполнение, материал.....	100
П 10.	ГОСТ 28759.3–90. Размеры фланцев приварных встык.....	100
П 11.	ГОСТ 24705–2004. Метрическая резьба. Основные размеры.....	102
П 12.	Фланцевые соединения. Допускаемые напряжения для болтов (шпильки).....	102
П 13.	График для определения коэффициента $\chi$ при расчёте фланцев.....	103
П 14.	График для определения коэффициента $\psi_1$ при расчёте фланцев.....	103
П 15.	График для определения коэффициента $\psi_2$ при расчёте фланцев.....	104

П 16.	Модуль продольной упругости E сплавов.....	104
П 17.	ГОСТ 8732–78. Трубы стальные бесшовные горячедеформированные.....	104
П 18.	ГОСТ 8734–78. Трубы стальные бесшовные холоднодеформированные.....	105
П 19.	Вылет штуцеров ( $I_{шт}$ ) для аппаратов, не имеющих наружной теплоизоляции.....	106
П 20.	ГОСТ 6533–68. Эллиптическое днище.....	106
П 21.	ГОСТ 28759.3–90. Масса фланцев.....	107
П 22.	ОСТ 26-665 – 79. Опоры типа 1, 2 (лапы) для вертикальных аппаратов.....	108
П 23.	ОСТ 26-665 – 79. Накладные листы под опоры-лапы типа 1, 2 для вертикальных аппаратов.....	108
П 24.	ОСТ 26-665 – 79. Опоры типа 3 (стойки) для вертикальных аппаратов.....	109
П 25.	Расположение стоек на днище аппарата (для опор типа 3).....	110
П 26.	ОСТ 26-1265–75. Опоры седловые типа 1, мм.....	110
П 27.	ОСТ 26-1265–75. Опоры седловые типа 2, мм.....	110
П 28.	ОСТ 26-1265–75. Материал седловых опор в зависимости от вместимости аппарата ( $V, м^3$ ) температуры рабочей среды ( $t_p$ ) и температуры самой холодной пятидневки ( $t_{min\text{ окр.ср}}$ ).....	111
П 29.	ГОСТ 13716–68. Крюки сварные (строповое устройство типа 1).....	112
П 30.	ГОСТ 13716–68. Ушки приварные (строповое устройство типа 3).....	112
П 31.	ГОСТ 13716–68. Цапфы стальные приварные (строповое устройство типа 4).....	112
П 32.	Пределы применения нормализованных стальных люков в зависимости от температуры среды.....	113
П 33.	Графики для определения коэффициентов $k_1, k_2$ при расчёте крышек аппаратов и люков.....	113
П 34.	Коэффициенты прочности ( $\phi$ ) сварных швов для стальных сосудов и аппаратов.....	114
П 35.	Основные элементы рубашек из полутруб.....	114
	Библиографический список .....	115

*Учебное издание*

**Расчёт элементов химического оборудования**

**Часть 2**

Учебное пособие по КРЭО

изд. 3-е, переработанное и дополненное

САФОНОВ Борис Петрович

Редактор Е.М. Туманова  
Компьютерная верстка В.В.Гальченко

Подписано в печать                      Формат 60X841/16.

Бумага «Комус». Отпечатано на ризографе.

Усл. печ. л. 6,7. Уч.-изд. л. 5,1.

Тираж 50 экз. Заказ №

ФГБОУ ВО «Российский химико-технологический университет  
им. Д.И. Менделеева»

Новомосковский институт (филиал). Издательский центр.

Адрес университета: 125047, Москва, Миусская пл., 9

Адрес института: 301650, Новомосковск, Тульская обл., ул. Дружбы, 8

