

СССР  
РУКОВОДЯЩИЙ ДОКУМЕНТ  
СОСУДЫ И АППАРАТЫ.  
НОРМЫ И МЕТОДЫ РАСЧЕТА НА ПРОЧНОСТЬ И  
ГЕРМЕТИЧНОСТЬ ФЛАНЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ  
РД 26-15-88  
Москва 1990  
РУКОВОДЯЩИЙ ДОКУМЕНТ

---

СОСУДЫ И АППАРАТЫ.  
Нормы и методы расчета на прочность и  
герметичность фланцевых соединений

РД 26-15-88

---

Дата введения **01.07.89**

Настоящий руководящий документ устанавливает нормы и методы расчета на прочность и герметичность фланцевых соединений сосудов и аппаратов из стали, работающих в химической, нефтехимической и смежных отраслях промышленности в условиях воздействия статических и повторностатических нагрузок. Допускается применять настоящий РД для расчета фланцевых соединений трубопроводов и штуцеров при условии выполнения п.1.3.

Руководящий документ применим при соблюдении требований ОСТ 26-291.

### 1. ОБЩИЕ ТРЕБОВАНИЯ

1.1. Термины и условные обозначения соответствующих им физических величин приведены в обязательном **приложении 1**.

1.2. Типы фланцевых соединений приведены на **черт. 1-4\***. Пределы применения типов фланцевых соединений приведены в справочном **приложении 5**.

\*Чертеж не определяет конструкцию.

1.3. Расчетные формулы настоящего стандарта применимы при

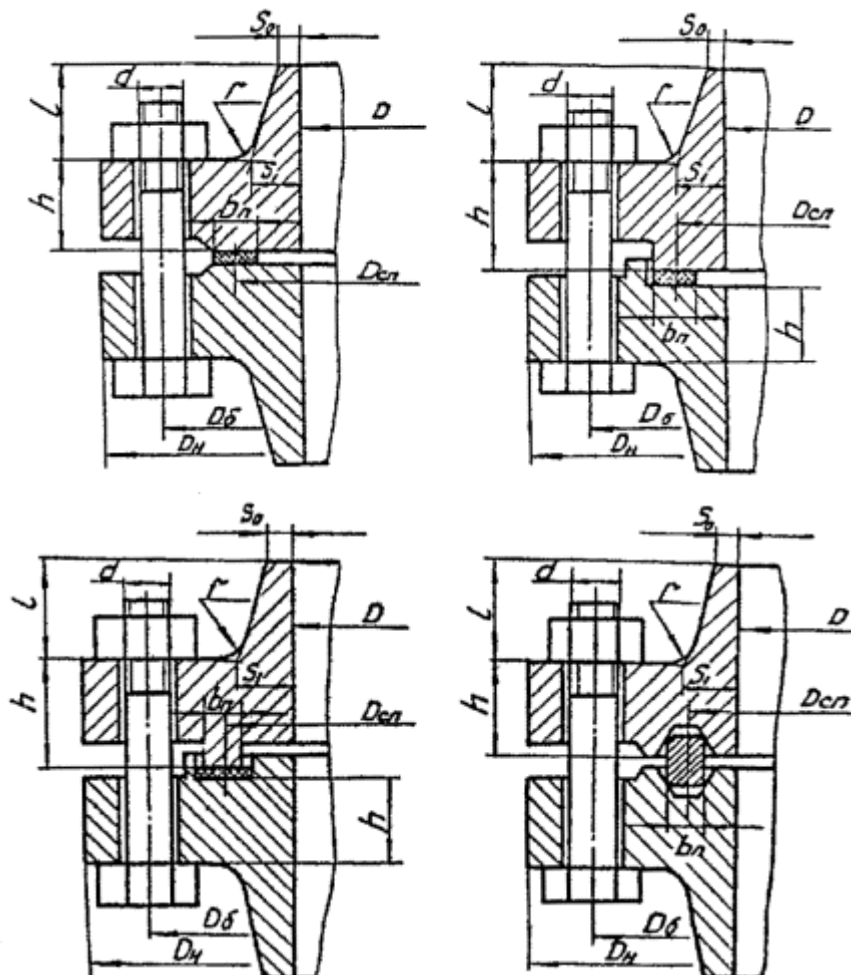
$$\frac{D_n}{D} \leq 2 \quad \text{и} \quad \frac{2 \cdot h}{D_n - D} \geq 0,25,$$

1.4. Если число циклов нагружения, вызванное сборками-разборками и изменениями режима эксплуатации (давления, температуры), более 1000, то необходимо после проверки прочности фланцев по **разделу 8** произвести расчет на малоцикловую прочность по **разделу 9**.

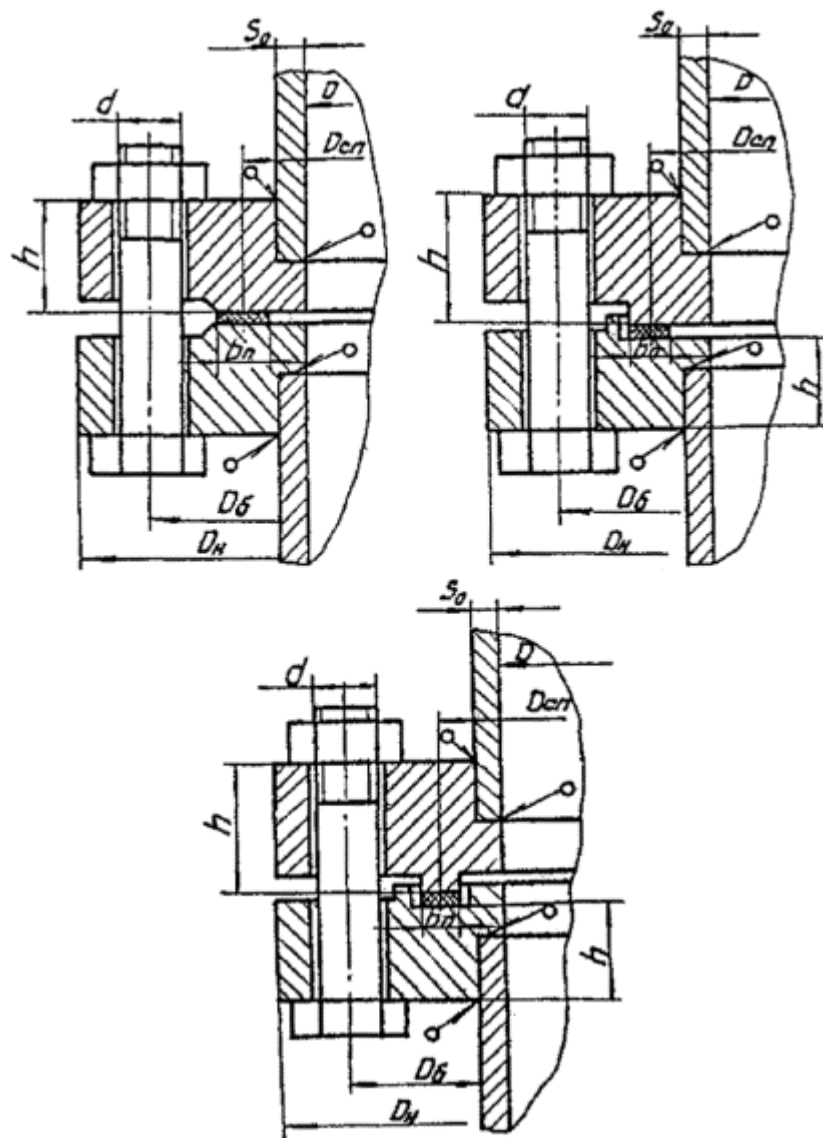
1.5. Рабочая температура элементов фланцевого соединения определяется на основании теплотехнических расчетов или результатов испытаний. Допускается определять расчетную температуру элементов фланцевого соединения по **табл. 1**.

Таблица 1

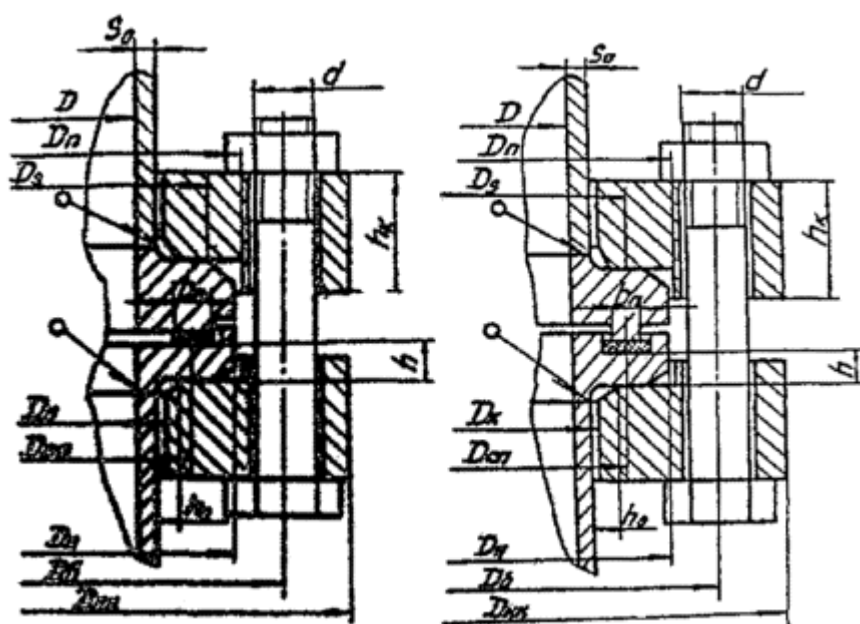
Тип фланцевого соединения	Изолированные			Неизолированные		
	$t_{\phi}$	$t_k$	$t_{\delta}$	$t_{\phi}$	$t_k$	$t_{\delta}$
Плоские, приварные в стык (черт. 1, 2)	$t$	-	$0,97t$	$0,96t$	-	$0,95t$
Со свободными кольцами (черт. 3)	$t$	$0,97t$	$0,90t$	$0,96t$	$0,90t$	$0,81t$
Фланцы приварные под зажимы (черт. 4)	$t$	-	$0,55t$	$0,96t$	-	$0,55t$



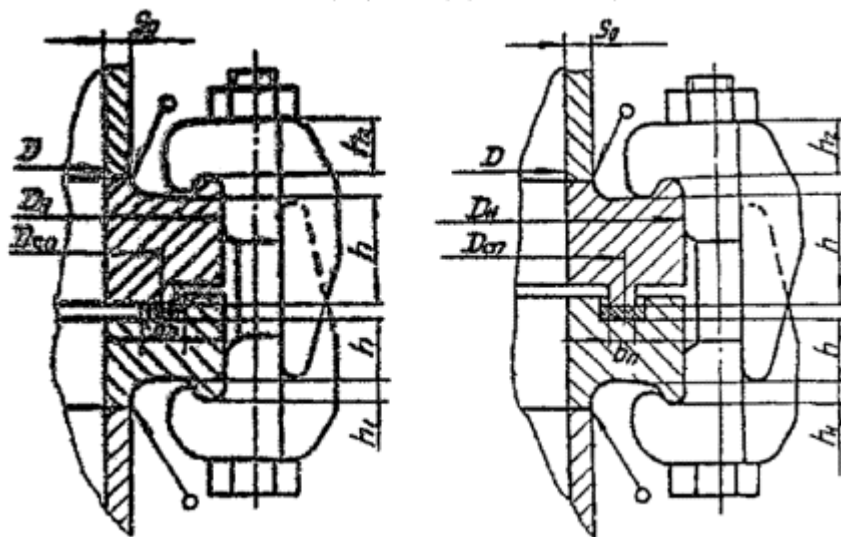
Черт. 1



Черт. 2



Черт. 3



Черт. 4

1.6. При работе аппарата в условиях нескольких расчетных режимов по температуре и давлению расчет производится на условия, обеспечивающие прочность и герметичность фланцевого соединения во всех режимах.

## 2. ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ

2.1. Допускаемые напряжения для материалов болтов (шпилек) определяются по формулам при условии:

а) если расчетная температура не превышает для болтов (шпилек) из углеродистых сталей 380°C, низколегированных сталей - 420°C, аустенитных сталей - 525°C

$$[\sigma_{\text{б}}] = \frac{\sigma_{\text{Т}}}{n_{\text{Т}}};$$

б) если расчетная температура болтов (шпилек) превышает указанную в п. а

$$[\sigma_{\text{б}}] = \min \left\{ \frac{\sigma_{\text{Т}}}{n_{\text{Т}}}; \frac{\sigma_{\text{п}} 10^3}{n_{\text{Д}}}; \frac{\sigma_{\text{л}} 10^3}{n_{\text{н}}} \right\}.$$

2.2. Коэффициенты запаса прочности  $n_{\text{Т}}$ , приведены в табл. 2.

Таблица 2

Материал болтов		Рабочие условия		Условия испытания	
		затяжка не контролируется	затяжка контролируется	затяжка не контролируется	затяжка контролируется
		Углеродистые стали	$\frac{\sigma_{\text{Т}}}{\sigma_0} \geq 0,7$	2,6-2,8	2,4
	$\frac{\sigma_{\text{Т}}}{\sigma_0} < 0,7$	2,3	2,1	1,7	1,6
Аустенитные стали		1,9	1,8	1,4	1,3

2.3. Коэффициент запаса прочности по пределу длительной прочности  $n_{\text{Д}}=1,8$ . Коэффициент запаса прочности по пределу ползучести  $n_{\text{н}}=1,1$ .

2.4. Допускаемые напряжения для материалов болтов (шпилек) для рабочих условий определяются по **табл. 3**.

2.5. Допускаемые напряжения для материала фланцев или обечайки при расчете статической прочности:

а) для фланцев по **черт. 1** в сечении  $S_1$ :  
для рабочих условий и затяжки

$$[\sigma]_{S_1} = 1,5[\sigma],$$

для условий испытания и затяжки

$$[\sigma]_{S_1} = 2,0[\sigma]^{20},$$

б) для фланцев по **черт. 1, 2, 3, 4, 11**  
в сечении  $S_0$ :  
для рабочих условий и затяжки

$$[\sigma]_{S_0} = \left( 4,5 - 2,0 \cdot \frac{\sigma_{0,2}}{\sigma_e} \right) [\sigma],$$

для условий испытания

$$[\sigma]_{S_0} = \left( 6,0 - 2,7 \cdot \frac{\sigma_{0,2}}{\sigma_e} \right) [\sigma]^{20},$$

в) для кольца свободного фланца:  
для рабочих условий и затяжки

$$[\sigma]_k = 1,5[\sigma],$$

для условий испытаний

$$[\sigma]_k = 2,0[\sigma]^{20},$$

$\sigma_{0,2}$ ,  $\sigma_e$ ,  $[\sigma]^{20}$  - принимаются по **ГОСТ 14249** или другой нормативной документации при расчетной температуре.

Расчет фланцевого соединения для условий испытания производить не требуется, если расчетное давление в условиях испытания будет меньше, чем

расчетное давление в рабочих условиях, умноженное на  $1,35 \frac{[\sigma]^{20}}{[\sigma]}$ .

Примечания:

1. Для фланцев по **черт. 1** допускаемое напряжение в сечении  $S_1$ , для рабочих условий и условий затяжки при расчете с учетом нагрузки от температурных деформаций  $Q_1$  может быть увеличено до 30%.

2. Для фланцев по **черт. 3** допускаемое напряжение для свободного кольца при расчете с учетом нагрузки от температурных деформаций  $Q_1$  может быть увеличено на 30%.

**(Измененная редакция, Изм. № 1)**

### 3. РАСЧЕТ ВСПОМОГАТЕЛЬНЫХ ВЕЛИЧИН

3.1. Эффективная ширина прокладки, мм:

$$b_0 = b_n \text{ при } b_n \leq 15 \text{ мм}$$

$$b_0 = 3,8\sqrt{b_n} \text{ при } b_n > 15 \text{ мм}$$

Для прокладок овального или восьмигранного сечения

$$b_0 = \frac{b_n}{4}$$

3.2. Характеристики прокладки  $m$ ,  $q_{\text{обхв}}$ ,  $K$ ,  $E_n$  принимаются по **табл. 4**.

3.3. Податливость прокладки, мм/Н.

$$y_n = \frac{h_n \cdot K}{E_n \cdot \pi \cdot D_{\text{сн}} \cdot b_n}$$

Для металлических и асбометаллических прокладок

$$y_n = 0.$$

3.4. Податливость болтов (шпилек) для фланцев по **черт. 1, 2, 3, 11**, мм/Н

$$y_{\text{б}} = \frac{L_{\text{б}}}{E_{\text{б}}^{20} \cdot f_{\text{б}} \cdot n}$$

где  $L_{\text{б}} = L_{\text{б0}} + 0,28d$  - для болта,

$L_{\text{б}} = L_{\text{б0}} + 0,56d$  - для шпильки,

$f_{\text{б}}$  - принимается по **табл. 5**.

3.5. Податливость зажимов для фланцев по **черт. 4**, мм/Н

$$y_{\text{з}} = \frac{\lambda_{\text{з}}^{20}}{n}$$

где  $\lambda_{\text{з}}$  принимается по **ОСТ 26-01-64**.

3.6. Параметры фланца\*

\* В случае соединения с разными (по материалам или размерам) фланцами расчет следует производить для каждого фланца.

3.6.1. Эквивалентная толщина втулки, мм

$$S_3 = K \cdot S_0,$$

где  $K$  - определяется по **черт. 5**.

Для фланцев по **черт. 2, 3, 4**

$$S_3 = S_0.$$

3.6.2. Коэффициенты

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

$$\lambda = \frac{h}{\sqrt{DS_3}}; \quad j = \frac{h}{S_3}$$

где

$\psi_1$  - определяется по **черт. 6**.

Для крышек сферических неотбортованных

$$\lambda_1 = \frac{h}{D} \sqrt{\frac{R_c}{S_0}} ;$$

$$a_1 = \frac{1}{1 + 1,285\lambda_1 + 1,274\lambda_1 \cdot \psi_1 \cdot j^2} .$$

3.6.3. Угловая податливость фланца, 1/Н·мм

$$y_{\phi} = \frac{[1 - a_1 \cdot (1 + 0,9\lambda)] \cdot \psi_1}{E^{20} \cdot h^3} ,$$

где  $\psi_2$  - определяется по **черт. 7**.

Для фланца со сферической неотбортованной крышкой

$$y_{крс} = \frac{[1 - a_1(1 + 1,285\lambda)]\psi_2}{E^{20} \cdot h^3}$$

3.7. Угловая податливость свободного кольца по **черт. 3**, 1/Н·мм,

$$y_x = \frac{1}{E_x^{20} \cdot h_x^3 \cdot \psi_x}$$

где  $\psi_x$  - определяется по **черт. 6**.

3.8. Угловая податливость плоской крышки, 1/Н·мм,

$$y_{кр} = \frac{x_{кр}}{E_{кр}^{20} \cdot \delta_{кр}^3} ,$$

где

$$x_{кр} = \frac{0,67[K_{кр}^2 \cdot (1 + 8,55 \cdot \lg K_{кр}) - 1]}{(K_{кр} - 1) \cdot \left[ K_{кр}^2 - 1 + (1,857 \cdot K_{кр}^2 + 1) \frac{h_{кр}^3}{\delta_{кр}^3} \right]} ;$$

$$K_{кр} = \frac{D_x}{D_{en}} .$$

3.9. Угловая податливость фланца, нагруженного внешним изгибающим моментом, 1/Н·мм,

для фланцев по **черт. 1, 2**

$$y_{\phi x} = \left( \frac{\pi}{4} \right)^3 \cdot \frac{D_b}{E^{20} \cdot D_x \cdot h^3} ;$$

для фланца по **черт. 3**

$$y_{\phi x} = \left( \frac{\pi}{4} \right)^3 \cdot \frac{D_s}{E^{20} \cdot D_x \cdot h^3} ;$$

для свободного кольца

$$y_{\phi c} = \left(\frac{\pi}{4}\right)^3 \cdot \frac{D_s}{E_x^{20} \cdot D_{xx} \cdot k_x^3};$$

3.10. Плечи моментов, мм:  
для фланцев по черт. 1, 2, 4\*

$$b = 0,5(D_{\bar{\sigma}} - D_{cn}),$$

\*Для фланцев по черт. 4  $\frac{D_{\bar{\sigma}}}{\sigma} = \frac{D_{\bar{\sigma}}}{\sigma} - 2R$

$$e = 0,5(D_{cn} - D - S_3);$$

для фланцев по черт. 3

$$a = 0,5(D_{cn} - D_s),$$

$$b = 0,5(D_3 - D_{cn}),$$

$$e = 0,5(D_{cn} - D - S_3),$$

$$D_s = 0,5(D_n - D_x - 2k_0)$$

#### 4. КОЭФФИЦИЕНТ ЖЕСТКОСТИ ФЛАНЦЕВОГО СОЕДИНЕНИЯ

4.1. Фланцевое соединение, нагруженное внутренним или наружным давлением и внешней осевой силой:

для соединения по черт. 1, 2, 4

$$\alpha = 1 - \frac{y_n - (y_{\phi 1} \cdot e_1 + y_{\phi 2} \cdot e_2) \cdot b}{\eta},$$

где  $\eta = y_n + y_{\bar{\sigma}} + (y_{\phi 1} + y_{\phi 2}) \cdot b^2$ ;

для соединения по черт. 4

$$\eta = y_n + y_3 + (y_{\phi 1} + y_{\phi 2}) \cdot b^2$$

для соединений по черт. 3

$$\alpha = 1;$$

для соединения с крышкой

$$\alpha = 1 - \frac{y_n - (y_{\phi} \cdot e + y_{кр} \cdot b) \cdot b}{\eta}$$

где  $\eta = y_n + y_{\bar{\sigma}} + y_{\phi} \cdot b^2 + y_{кр} \cdot b^2$ .

**(Измененная редакция, Изм. № 1).**

4.2. Фланцевое соединение, нагруженное внешним изгибающим моментом,

$$\alpha_x = -(1 + \beta_x)$$



$$\beta_n = \frac{2y_{\phi_n} \cdot b \cdot e \left(1 - \frac{e}{D_{cn}}\right) - y_n \left(\frac{D_{\sigma}}{D_{cn}}\right)^2}{y_{\sigma} + y_n \left(\frac{D_{\sigma}}{D_{cn}}\right)^2 + 2y_{\phi_n} \cdot b^2} ;$$

где  
для фланцев по **черт. 3**

$$\beta_n = \frac{2y_{\phi_n} \cdot b \cdot e \left(1 - \frac{e}{D_{cn}}\right) - y_n \left(\frac{D_{\sigma}}{D_{cn}}\right)^2}{y_{\sigma} + y_n \left(\frac{D_{\sigma}}{D_{cn}}\right)^2 + 2y_{\phi_c} \cdot a^2 + 2y_{\phi_n} \cdot b^2} .$$

## 5. РАСЧЕТ НАГРУЗОК

5.1. Равнодействующая внутреннего давления, Н,

$$Q = 0,785 \cdot D_{cn}^2 \cdot P^{**}$$

\*\*Для условий вакуума или наружного давления  $P < 0$

5.2. Реакция прокладки в рабочих условиях, Н,

$$R_n = \pi \cdot D_{cn} \cdot b_0 \cdot m \cdot |P| .$$

5.3. Нагрузка, возникающая от температурных деформаций, Н\*:

\*В случае, если между фланцами зажата трубная решетка или другая деталь, необходимо учесть температурную деформацию этой детали.

в соединении по **черт. 1, 2**

$$Q_t = \frac{1}{\eta_1} \left( \alpha_{\phi 1} \cdot h' \cdot t_{\phi} + \alpha_{\phi 2} \cdot h'' \cdot t_{\phi} - \alpha_{\sigma} \cdot L_{\sigma 0} t_{\sigma} \right) ,$$

$$\eta_1 = y_n + y_{\sigma} \frac{E_{\sigma}^{20}}{E_{\sigma}} + \left( y_{\phi 1} \frac{E_1^{20}}{E_1} + y_{\phi 2} \frac{E_2^{20}}{E_2} \right) \cdot b^2$$

где

$h'$ ;  $h''$  - толщина верхнего и нижнего фланца

в соединении по **черт. 3**

$$Q_t = \frac{1}{\eta_1} \left( \alpha_{\phi 1} \cdot h' \cdot t_{\phi} + \alpha_{\phi 2} \cdot h'' \cdot t_{\phi} - 2\alpha_x t_x h_x - \alpha_{\sigma} \cdot L_{\sigma 0} \cdot t_{\sigma} \right) ,$$

$$\eta_1 = y_n + y_{\sigma} \frac{E_{\sigma}^{20}}{E_{\sigma}} + 2y_x \frac{E_x^{20}}{E_x} a^2 + \left( y_{\phi 1} \frac{E_1^{20}}{E_1} + y_{\phi 2} \frac{E_2^{20}}{E_2} \right) \cdot b^2 ;$$

где

в соединении по **черт. 4**

$$Q_t = \frac{1}{\eta_1} \left[ \alpha_{\phi 1} (h' + h_1') t_{\phi} + \alpha_{\phi 2} (h'' - h_1'') t_{\phi} + 2\alpha_{\sigma} h_2 t_{\sigma} - \alpha_{\sigma} \cdot L_{\sigma 0} \cdot t_{\sigma} \right] ,$$

$$r_{\eta} = y_n + y_s \frac{\lambda_s^{20}}{\lambda_s} + \left( y_{\phi 1} \frac{E_1^{20}}{E_1} + y_{\phi 2} \frac{E_2^{20}}{E_2} \right) \cdot b^2 ;$$

где

$k_1', k_1''$  - высота верхнего нижнего упоров

в соединении с крышкой

$$Q_t = \frac{1}{r_{\eta}} \left[ \alpha_{\phi} h t_{\phi} + \alpha_{кр} h_{кр} t_{\phi} - \alpha_{\sigma} l_{\sigma 0} t_{\sigma} \right] ,$$

$$r_{\eta} = y_n + y_{\sigma} \frac{E_{\sigma}^{20}}{E_{\sigma}} + \left( y_{\phi} \frac{E^{20}}{E} \cdot b^2 + y_{кр} \frac{E_{кр}^{20}}{E_{кр}} \right) \cdot b^2 ;$$

где

$\alpha_{\phi}, \alpha_{к}, \alpha_{кр}$  - определяются по ОСТ 26-11-04-84;

$\alpha_s$  - определяется по [приложению 2](#).

Примечания.

1. При определении нагрузок от температурных деформаций расчетную температуру фланцев, крышки, болтов (шпилек), трубной решетки, свободного кольца следует уменьшить на температуру при которой происходит сборка фланцевого соединения (20°C).

2. Если между фланцами зажата трубная решетка или для снижения нагрузок от температурных деформаций установлены дополнительные шайбы, то при определении  $l_{\sigma 0}$  необходимо учесть их толщины.

**(Измененная редакция, Изм. № 1).**

5.4. Болтовая нагрузка  $P_{\sigma}$  в условиях монтажа принимается большей из следующих значений, Н\*,

\* $F < 0$ , если усилие сжимающее. При определении  $P_{\sigma 4}$  величина  $Q_t$  учитывается только при  $Q_t < 0$ , при  $\alpha < 1$  в расчетах принимается  $\alpha = 1$ .

$$P_{\sigma 1} = \alpha (Q_q + F) + R_n - Q_t + \left| \frac{4 \alpha_n \cdot M}{D_{ca}} \right| ;$$

$$P_{\sigma 2} = 0,5 \pi \cdot D_{ca} \cdot b_0 \cdot q_{обж} ;$$

$$P_{\sigma 2} = 0,4 [\sigma_{\sigma}^{20}]^n \cdot l_{\sigma} \text{ для фланцев по черт. 1, 2, 3 ;}$$

$$P_{\sigma 2} = 0,4 E_1 n \text{ для фланцев по черт. 4,}$$

где  $B_1$  - принимается по [табл. 5](#).

Для условий вакуума или наружного давления

$$P_{\sigma} = P_{\sigma 2}.$$

**(Измененная редакция, Изм. № 1).**

5.5. Приращение нагрузки в болтах (шпильках) в рабочих условиях, Н,

$$\Delta P_{\sigma} = (1 - \alpha) (Q_q + F) + Q_t + \frac{4 \beta_n \cdot M}{D_{ca}} ,$$

при  $\alpha < 1$  в расчетах принимается  $\alpha = 1$ .

**(Измененная редакция, Изм. № 1).**

## 6. РАСЧЕТ БОЛТОВ (ШПИЛЕК)

### 6.1. Условия прочности болтов (шпилек)\*:

\*Величина  $\xi > 1$  допускается по согласованию с одним из авторов стандарта.

для фланцев по **черт. 1, 2, 3**

$$\sigma_{\sigma 1} = \frac{P_{\sigma}}{n \cdot f_{\sigma}} \leq \xi [\sigma]_{\sigma}^{20};$$
$$\sigma_{\sigma 2} = \frac{P_{\sigma 1} + \Delta P_{\sigma}}{n \cdot f_{\sigma}} \leq [\sigma]_{\sigma}^{**}$$

\*\*Для условий вакуума и наружного давления где  $\xi = 1,1 + 1,2$ ;

для фланцев по **черт. 4**

$$\sigma_{\sigma 1} = \frac{1,25 P_{\sigma}}{n \cdot f_{\sigma}} \leq \xi [\sigma]_{\sigma}^{20};$$
$$\sigma_{\sigma 2} = \frac{1,25 (P_{\sigma 1} + \Delta P_{\sigma})}{n \cdot f_{\sigma}} \leq [\sigma]_{\sigma}$$

Примечание - при проверке прочности болтов для рабочих условий с учетом нагрузки на болты от стесненности температурных деформаций допускаемое напряжение может быть увеличено на 30%.

**(Измененная редакция, Изм. № 1).**

6.2. Рекомендуемое значение крутящего момента при затяжке приводится в **приложении 3** (рекомендуемое).

## 7. РАСЧЕТ ПРОКЛАДОК

Условие прочности прокладки проверяется для мягких прокладок

$$q = \frac{P_{\sigma}}{\pi \cdot D_{ca} \cdot b_n} \leq [q]$$

## 8. РАСЧЕТ ФЛАНЦЕВ НА СТАТИЧЕСКУЮ ПРОЧНОСТЬ\*

### 8.1. Угол поворота фланца при затяжке

$$\theta = M_{01} \frac{[1 - \omega(1 + 0,9\lambda)] \cdot \psi_2}{E^{20} \cdot h^3},$$

где  $M_{01} = P_{\sigma} \cdot b$ .

\*В случае соединения с разными (по размерам или материалам) фланцами расчет следует производить для каждого фланца.

### 8.2. Приращение угла поворота фланца в рабочих условиях

$$\Delta \theta = \Delta M_{01} \frac{[1 - \omega(1 + 0,9\lambda)] \cdot \psi_2}{E \cdot h^3}$$

где  $\Delta M_{01} = \Delta P_{\sigma} \cdot b + \left( Q_q + \frac{4M}{D_{ca}} + F \right) \cdot e$

8.3. Меридиональное напряжение в обечайке (втулке) на наружной и внутренней поверхностях при затяжке, МПа:

для фланцев по черт. 1 в сечении  $S_1$ :

$$\sigma_n = \sigma_1; \quad \sigma_{12} = -\sigma_1$$

$$\sigma_1 = \frac{T \cdot \omega \cdot M_{01}}{D^* \cdot (S_1 - C)^2},$$

где

$T$  - определяется по черт. 8,

$D^* = D$  при  $D \geq S_1$ ,

$D^* = D + S_0$  при  $D < S_1$  и  $f > 1$ ,

$D^* = D + S_1$  при  $D < S_1$  и  $f = 1$ ;

для фланцев по черт. 1 в сечении  $S_0$

$$\sigma_{21} = f \cdot \sigma_1; \quad \sigma_{22} = -f \cdot \sigma_1,$$

где  $f$  - определяется по черт. 9;

для фланцев по черт. 2, 3, 4

$$\sigma_{21} = \sigma_1; \quad \sigma_{22} = -\sigma_1,$$

$$\sigma_1 = \frac{T \cdot \omega \cdot M_{01}}{D(S_0 - C)^2}.$$

где

8.4. Приращения меридиональных напряжений в обечайке (втулка) на наружной и внутренней поверхностях в рабочих условиях, МПа:

для фланцев по черт. 1 в сечении  $S_1$

$$\Delta\sigma_{11} = \Delta\sigma_n + \Delta\sigma_1; \quad \Delta\sigma_{12} = \Delta\sigma_n + \Delta\sigma_1$$

где

$$\Delta\sigma_n = \frac{Q_g + \frac{4M}{D_{en}} + F}{\pi \cdot D \cdot (S_1 + C)},$$

$$\Delta\sigma_1 = \frac{T \cdot \omega \cdot \Delta M_{01}}{D^* \cdot (S_1 - C)^2};$$

в сечении  $S_0$

$$\Delta\sigma_{21} = \Delta\sigma_n + f \Delta\sigma_1; \quad \Delta\sigma_{22} = \Delta\sigma_n + f \Delta\sigma_1$$

где

$$\Delta\sigma_n = \frac{Q_g + \frac{4M}{D_{en}} + F}{\pi \cdot D \cdot (S_0 - C)};$$

для фланцев по черт. 2, 3, 4

$$\Delta\sigma_{21} = \Delta\sigma_n + \Delta\sigma_1; \quad \Delta\sigma_{22} = \Delta\sigma_n + \Delta\sigma_1$$

где

$$\Delta\sigma_x = \frac{Q_q + \frac{4M}{D_{en}} + F}{\pi \cdot D \cdot (S_0 - C)}$$

$$\Delta\sigma_1 = \frac{T \cdot \omega \cdot \Delta M_{01}}{D \cdot (S_0 - C)^2}$$

8.5. Окружные напряжения в обечайке (втулке) на наружной и внутренней поверхностях при затяжке, МПа:

для фланцев по черт. 1 в сечении  $S_1$

$$\sigma_{13} = \frac{E^{20} \cdot h \cdot \theta}{D} + 0,3\sigma_1; \quad \sigma_{14} = \frac{E^{20} \cdot h \cdot \theta}{D} + 0,3\sigma_1;$$

для фланцев по черт. 1 в сечении  $S_0$

$$\Delta\sigma_{23} = 0,3f \cdot \sigma_1; \quad \Delta\sigma_{24} = -0,3f \cdot \sigma_1;$$

для фланцев по черт. 2, 3, 4

$$\Delta\sigma_{23} = 0,3\sigma_1; \quad \Delta\sigma_{24} = -0,3\sigma_1;$$

8.6. Приращения окружных напряжений в обечайке (втулке) на наружной и внутренней поверхностях в рабочих условиях, МПа:

для фланцев по черт. 1 в сечении  $S_1$

$$\sigma_{13} = \frac{E \cdot h \cdot \Delta\theta}{D} + \frac{p \cdot D}{D_x - D} + 0,3\Delta\sigma_1,$$

$$\sigma_{14} = \frac{E \cdot h \cdot \Delta\theta}{D} + \frac{p \cdot D}{D_x - D} - 0,3\Delta\sigma_1;$$

в сечении  $S_0$

$$\sigma_{23} = \frac{p \cdot D}{2(S_0 - C)} + 0,3f \cdot \Delta\sigma_1; \quad \sigma_{24} = \frac{p \cdot D}{2(S_0 - C)} - 0,3f \cdot \Delta\sigma_1$$

для фланцев по черт. 2, 3, 4

$$\sigma_{23} = \frac{p \cdot D}{2(S_0 - C)} + 0,3\Delta\sigma_1; \quad \sigma_{24} = \frac{p \cdot D}{2(S_0 - C)} - 0,3\Delta\sigma_1$$

8.7. Условие прочности фланца при расчете статической прочности:  
для фланцев по черт. 1 в сечении  $S_1$

при затяжке

$$\sigma_{s1} = \max \left\{ \frac{\sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_{13}^2 - \sigma_{11} \cdot \sigma_{13}}}{\sqrt{\sigma_{12}^2 + \sigma_{14}^2 - \sigma_{12} \cdot \sigma_{14}}} \right\} \leq [\sigma]_{s1}$$

в рабочих условиях

$$\sigma_{s1} = \max \left\{ \frac{\sqrt{(\sigma_{11} + \Delta\sigma_{11})^2 + (\sigma_{13} + \Delta\sigma_{13})^2 - (\sigma_{11} + \Delta\sigma_{11})(\sigma_{13} + \Delta\sigma_{13})}}{\sqrt{(\sigma_{12} + \Delta\sigma_{12})^2 + (\sigma_{14} + \Delta\sigma_{14})^2 - (\sigma_{12} + \Delta\sigma_{12})(\sigma_{14} + \Delta\sigma_{14})}} \right\} \leq [\sigma]_{s1};$$

для фланцев по черт. 1, 2, 3, 4 в сечении  $S_0$   
при затяжке

$$\sigma_{s_0} = \max \left\{ \frac{\sqrt{\sigma_{21}^2 + \sigma_{23}^2 - \sigma_{21} \cdot \sigma_{23}}}{\sqrt{\sigma_{22}^2 + \sigma_{24}^2 - \sigma_{22} \cdot \sigma_{24}}} \right\} \leq [\sigma]_{s_0};$$

в рабочих условиях

$$\sigma_{s_0} = \max \left\{ \frac{\sqrt{(\sigma_{21} + \Delta\sigma_{21})^2 + (\sigma_{23} + \Delta\sigma_{23})^2 - (\sigma_{21} + \Delta\sigma_{21})(\sigma_{23} + \Delta\sigma_{23})}}{\sqrt{(\sigma_{22} + \Delta\sigma_{22})^2 + (\sigma_{24} + \Delta\sigma_{24})^2 - (\sigma_{22} + \Delta\sigma_{22})(\sigma_{24} + \Delta\sigma_{24})}} \right\} \leq [\sigma]_{s_0}.$$

## 9. РАСЧЕТ НА МАЛОЦИКЛОВУЮ УСТАЛОСТЬ

9.1. Расчетную амплитуду приведенных условных упругих напряжений при затяжке определяют по формуле

$$\sigma_a = \max\{\sigma_1; \sigma_2; \sigma_3\} \cdot 0,5,$$

где для фланцев по черт. 1

$$\sigma_1 = \alpha_6 \cdot \sigma_{11},$$

$$\sigma_2 = \max\{|\sigma_{21}|; |\sigma_{23}|; |\sigma_{21} - \sigma_{23}|\},$$

$$\sigma_3 = \max\{|\sigma_{22}|; |\sigma_{24}|; |\sigma_{22} - \sigma_{24}|\},$$

$\alpha_6$  определяется по черт. 10.  
для фланцев по черт. 2

$$\sigma_1 = 0,$$

$$\sigma_2 = \max\{|\sigma_{21}|; |\sigma_{23}|; |\sigma_{21} - \sigma_{23}|\} \cdot 1,5,$$

$$\sigma_3 = \max\{|\sigma_{22}|; |\sigma_{24}|; |\sigma_{22} - \sigma_{24}|\} \cdot 1,5,$$

для фланцев по черт. 3, 4

$$\sigma_1 = 0,$$

$$\sigma_2 = \max\{|\sigma_{21}|; |\sigma_{23}|; |\sigma_{21} - \sigma_{23}|\},$$

$$\sigma_3 = \max\{|\sigma_{22}|; |\sigma_{24}|; |\sigma_{22} - \sigma_{24}|\}.$$

9.2. Расчетную амплитуду приведенных условных упругих напряжений в рабочих условиях определяют по формуле

$$Q_a^p = \max\{\Delta\sigma_1; \Delta\sigma_2; \Delta\sigma_3\} \cdot 0,5$$

для фланцев по черт. 1

$$\Delta\sigma_1 = \alpha_6 \cdot \Delta\sigma_{11},$$

$$\Delta\sigma_2 = \max\{|\sigma_{21}|; |\sigma_{23}|; |\sigma_{21} - \sigma_{23}|\},$$

$$\Delta\sigma_3 = \max\{|\sigma_{22}|; |\sigma_{24}|; |\sigma_{22} - \sigma_{24}|\};$$

для фланцев по **черт. 2**

$$\sigma_1=0,$$

$$\Delta\sigma_2 = \max\{|\sigma_{21}|; |\sigma_{23}|; |\sigma_{21} - \sigma_{23}|\} \cdot 1,5,$$

$$\Delta\sigma_3 = \max\{|\sigma_{22}|; |\sigma_{24}|; |\sigma_{22} - \sigma_{24}|\} \cdot 1,5;$$

для фланцев по **черт. 3, 4**

$$\sigma_1=0,$$

$$\Delta\sigma_2 = \max\{|\sigma_{21}|; |\sigma_{23}|; |\sigma_{21} - \sigma_{23}|\},$$

$$\Delta\sigma_3 = \max\{|\sigma_{22}|; |\sigma_{24}|; |\sigma_{22} - \sigma_{24}|\}.$$

9.3. Проверка малоциклового прочностии фланцевого соединения проводится по ГОСТ 25859-83.

Для этого по амплитуде напряжений, определенной из условия затяжки ( $\sigma_a$ ) по **п.9.1**, определяется допустимое количество сборок-разборок  $[N]_c$ . По амплитуде напряжений, определенной для рабочих условий ( $\sigma_a^p$ ) по **п.9.2**, определяется допустимое число циклов изменения режима эксплуатации  $[N]_p$ .

Условие прочностии для заданного количества нагружений ( $N_c, N_p$ ) будет выполняться, если

$$\frac{N_c}{[N]_c} + \frac{N_p}{[N]_p} \leq 1$$

## 10. РАСЧЕТ СВОБОДНОГО КОЛЬЦА

10.1. Угол поворота свободного кольца

$$\theta_x = \frac{P_{\sigma} \cdot a}{E_x^{20} \cdot h_x^3 \cdot \psi_x} + \frac{\Delta P_{\sigma} \cdot a}{E_x \cdot h_x^3 \cdot \psi_x}.$$

10.2. Кольцевое напряжение в свободном кольце, МПа

$$\sigma_x = \frac{E_x \cdot h_x \cdot \theta_x}{D_x}.$$

10.3. Условие прочностии

$$\sigma_x \leq [\sigma]_x.$$

## 11. ТРЕБОВАНИЯ К ЖЕСТКОСТИ

$$\theta + \Delta\theta \leq [\theta].$$

Допустимый угол поворота для фланцев по **черт. 2, 3, 4**:

для рабочих условий и затяжки

$$[\theta] = 0,013$$

Для условий испытаний

$$[\theta]=0,017$$

Для фланцев по черт. 1:

для рабочих условий и затяжки

$$[\theta]=0,009 \text{ при } D \leq 2000 \text{ мм;}$$

$$[\theta]=0,013 \text{ при } D > 2000 \text{ мм;}$$

для условий испытаний

$$[\theta]=0,011 \text{ при } D \leq 2000 \text{ мм;}$$

$$[\theta]=0,015 \text{ при } D > 2000 \text{ мм;}$$

Таблица 3

Несчетная температура, °С	Допускаемое напряжение, МПа, для сталей марок						
	35,40	12X18H10T, 10X17H13M2T	45X14H14B2M	20X13	35X, 40X, 38XA, 37X12H8Г8МФБ, 20ХН3А	30ХМА	ХН35ВТ
20	130,0	110,0	160,0	195,0	230,0	230,0	208
100	126,0	105,0	150,0	182,0	230,0	230,0	196
200	120,0	98,0	150,0	165,0	225,0	200,0	186
250	107,0	95,0	144,0	158,0	222,0	182,0	186
300	97,0	90,0	139,0	150,0	222,0	174,0	186
350	86,0	86,0	128,0	147,0	185,0	166,0	186
375	80,0	85,0	128,0	146,0	175,0	166,0	186
400	75,0	83,0	128,0	145,0	160,0	166,0	186
425	68,0	82,0	125,0	143,0	156,0	161,0	186
450		80,0	123,0	142,0		156,0	186
475		79,0	120,0	140,0			186
500		78,0	118,0				186
510			117,0				185
520			116,0				184
530			115,0				183
540			114,0				181
550			113,0				180
560							165
570							150
580							135
590							110
600							115
610							110
620							105
630							100
640							94
650							88

Продолжение табл. 3

Расчетная температура	Допускаемое напряжение, МПа, для сталей марок						
	25X1МФ	25X2М1Ф	20X1МФ1БР	18X12ВМБФР	14X17H2	07X16H6	08X15H24B4TP
20	238,0	238,0	238,0	238,0	298,0	321,0	231
100	227,0	232,0	234,0	234,0	294,0	314,0	226
200	217,0	231,0	224,0	231,0	287,0	312,5	221



Расчетная температура	Допускаемое напряжение, МПа, для сталей марок						
	25X1МФ	25X2М1Ф	20X1МФ1БР	18X12ВМБФР	14X17Н2	07X16Н6	08X15Н24В4ТР
250	210,0	224,0	213,0	227,0	284,0	309,8	219
300	199,0	220,0	202,0	227,0	280,0	307,0	217
350	185,0	213,0	185,0	220,0	280,0	307,0	215
375	180,0	209,0	183,0	216,0			214
400	175,0	206,0	182,0	213,0			213
425	168,0	202,0	178,0	208,0			213
450	161,0	199,0	175,0	203,0			213
475	152,0	195,0	171,0	196,0			213
500	143,0	192,0	167,0	189,0			208
510							205
520							202
530							199
540							196
550				,	!		195
560							183
570							171
580							169
590							157
600							147

Таблица 4

Тип и материал прокладки	Коэффициент $m$	Удельное давление обжатия прокладки $q_{обж}$ , МПа	Допускаемое удельное давление $[q]$ , МПа	Коэффициент обжатия, $K$	Условный модуль сжатия $E_n \cdot 10^{-5}$ , МПа
Плоская из: резины по ГОСТ 7338 с твердостью по ШОРУ А до 65 единиц	0,5	2,0	18,0	0,04	$0,3 \cdot 10^{-4} \times \left(1 + \frac{b}{2h_n}\right)$
резины по ГОСТ 7338 с твердостью по ШОРУ А более 65 единиц	1,0	4,0	20,0	0,09	$0,4 \cdot 10^{-4} \times \left(1 + \frac{b}{2h_n}\right)$
паронита по ГОСТ 481 при толщине не больше 2 мм	2,5	20,0	130,0	0,90	0,02
картона асбестового по ГОСТ 2850 при толщине 1-3 мм	2,5	20,0	130,0	0,90	0,02
фторопласта-4 ТУ 6-05-810 при толщине 1-3 мм	2,5	10,0	40,0	1,00	0,02
алюминия марки АД по ГОСТ 21631	4,0	60,0			
латуни марки Л63 по ГОСТ 2208	4,75	90,0			
стали 05кп по ГОСТ 9045	5,5	125,0			
Плоская из: асбеста по ГОСТ 2850					
в оболочке из алюминия,	3,25	38,0			0,04
меди и латуни	3,5	46,0			
стали 05КП	3,75	53,0			
стали типа 12X18Н10Т	3,75	63,0			0,05
Кольцо с овальным или восьмигранным сечением из: стали 0,5КП по ГОСТ 9045	5,5	125,0			

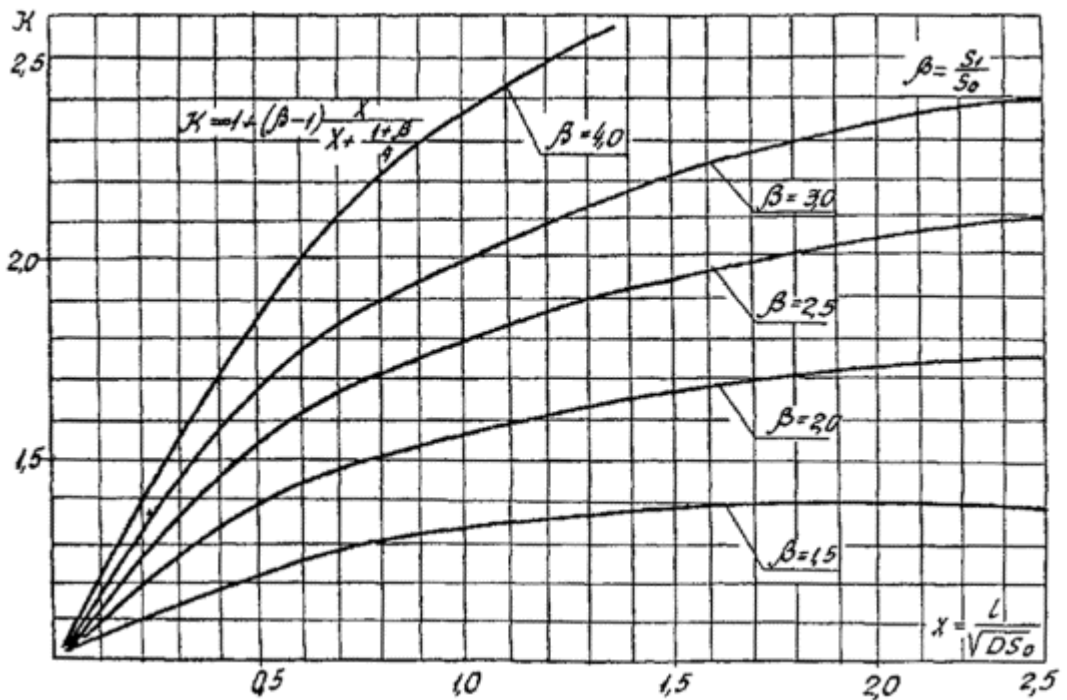
Тип и материал прокладки	Коэффициент $m$	Удельное давление обжатия прокладки $q_{обж}$ , МПа	Допускаемое удельное давление $[q]$ , МПа	Коэффициент обжатия, $K$	Условный модуль сжатия $E_n \cdot 10^{-5}$ , МПа
или 08X13 по ГОСТ 5632 стали 08X18H10T	6,5	180,0			

\*Для сред с высокой проникающей способностью (водород, гелий, легкие нефтепродукты, сжиженные газы и т.п.)  $q_{обж} = 35,0$  МПа.

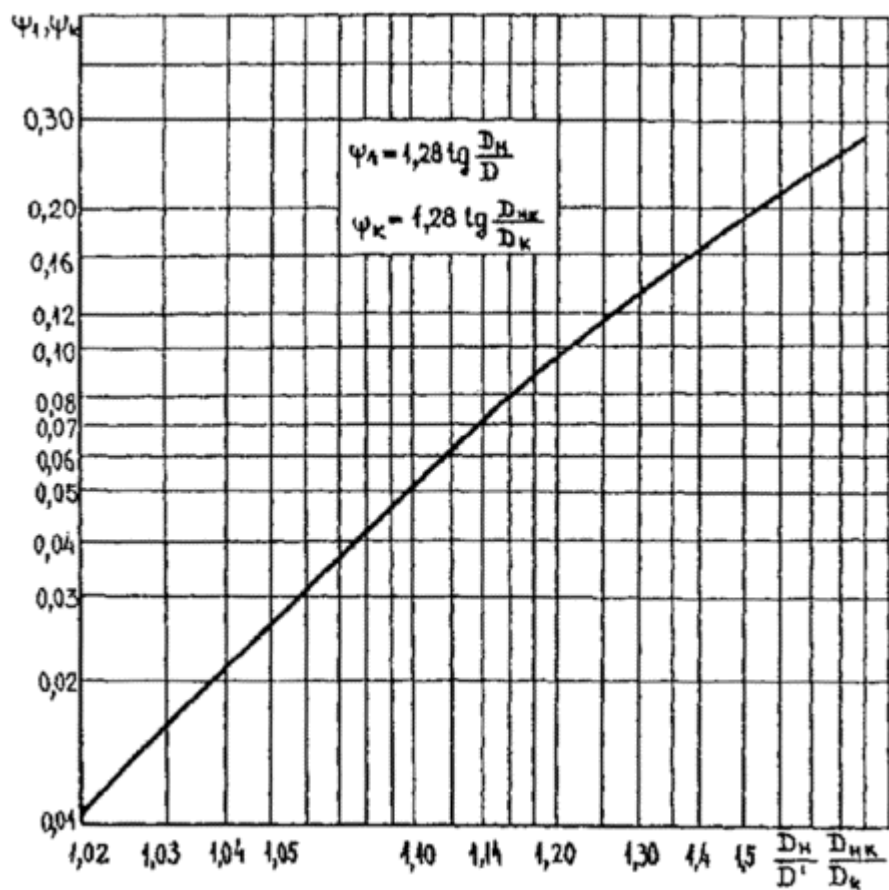
Таблица 5

Диаметр болта $d$ , мм	M10	M12	M16	M20	M24	M27	M30	M36	M42	M48
Площадь поперечного сечения болта по внутреннему диаметру резьбы*	52,2	76,2	144,0	225,0	324,0	430,0	520,0	760,0	1045,0	1376,6
$f_{\sigma}$ , мм <sup>2</sup>										
Нагрузочная способность зажима $B_n H$	-	-	18000	28000	40000	53000	65000	102000	-	-
Высота упора $h_2$ , мм	-	-	28,0	32,0	36,0	36,0	37,0	42,0	-	-

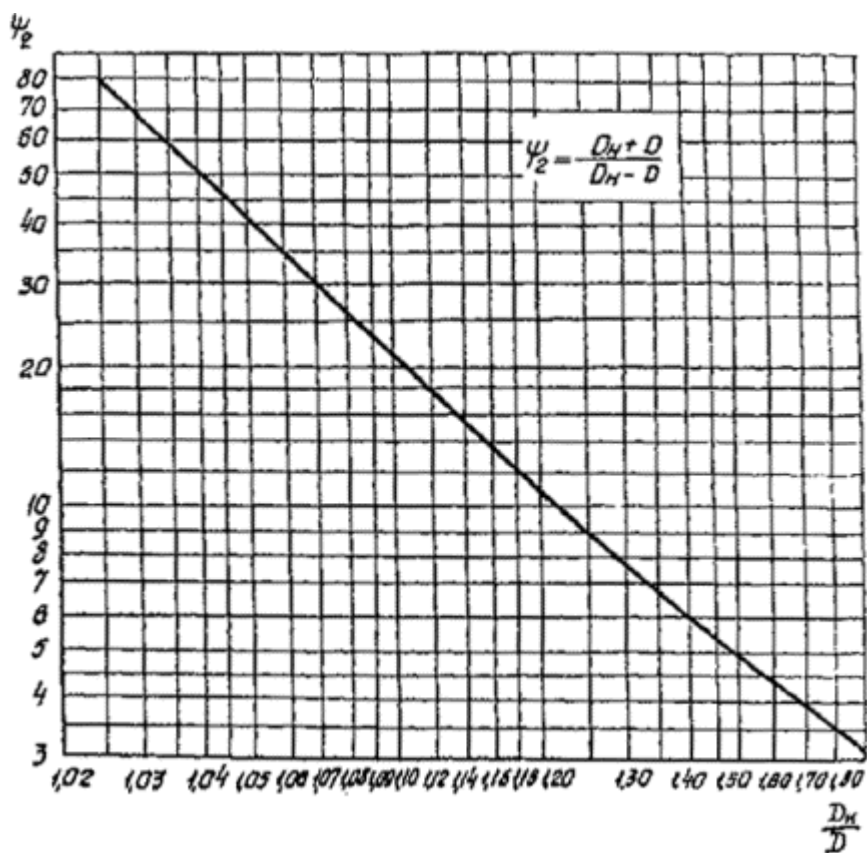
\*В случае применения шпилек с проточкой стержня до диаметра, меньшего внутреннего диаметра резьбы, значение площади поперечного сечения определяется по диаметру проточки.



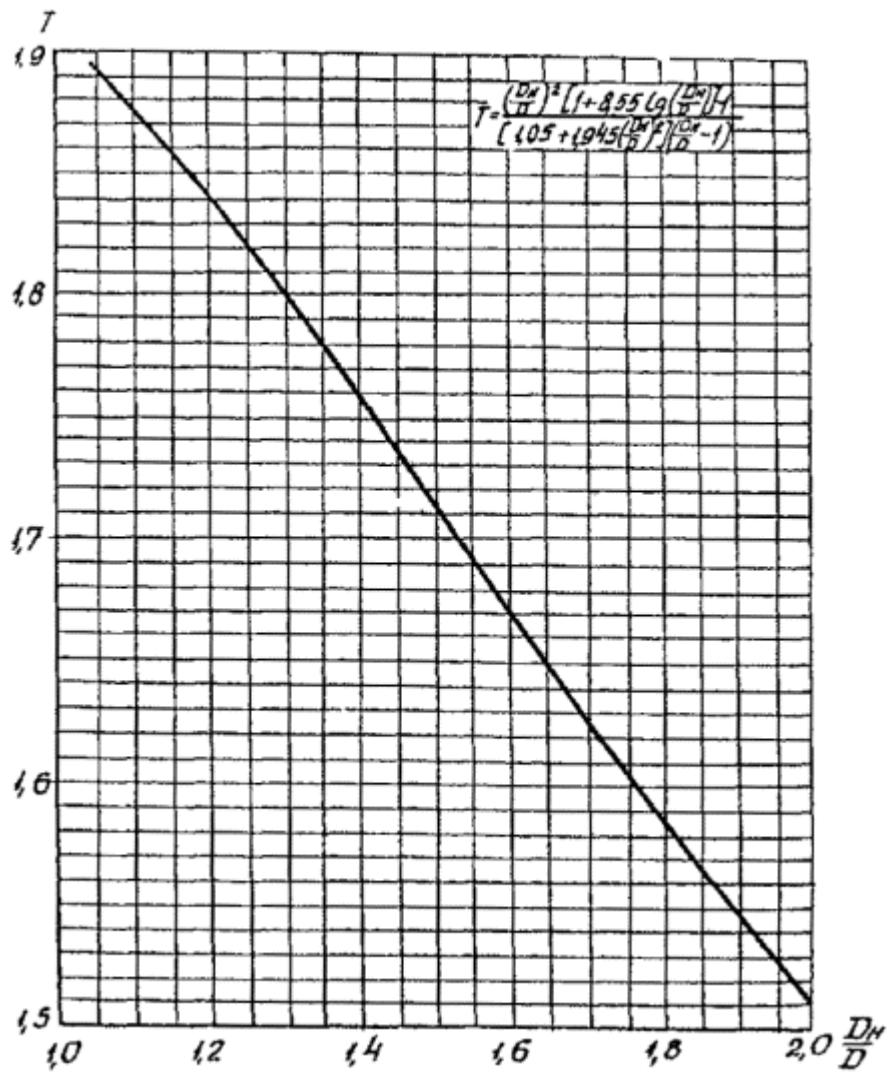
Черт. 5



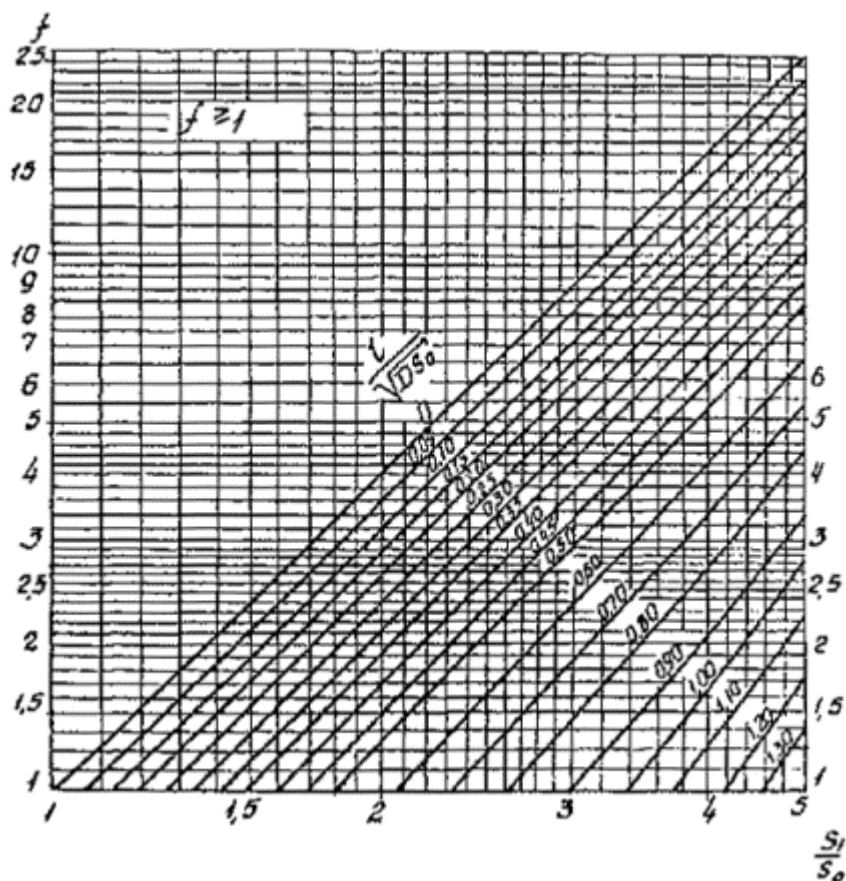
Черт. 6



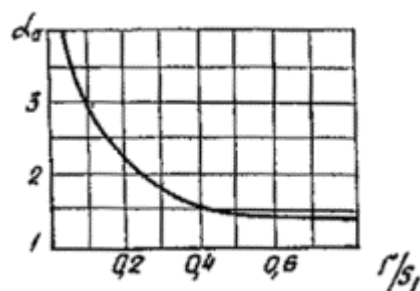
Черт. 7



Черт. 8



Черт. 9



Черт. 10

По согласованию с одним из авторов РД26-15 в технически обоснованных случаях допускаемый угол поворота ( $\theta$ ) может быть увеличен.

**(Измененная редакция, Изм. № 1).**

## 12. РАСЧЕТ ФЛАНЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ С КОНТАКТИРУЮЩИМИ ФЛАНЦАМИ

12.1. Общие требования.

12.1.1. Термины и условные обозначения соответствующих им физических величин приведены в обязательном [приложении 1](#).

12.1.2. Типы фланцевых соединений приведены на [черт. 11](#). Пределы применения указанных типов фланцевых соединений приведены в справочном [приложении 5](#).

12.1.3. Пределы применения расчетных формул настоящего раздела должны соответствовать [п. 1.3](#).

12.1.4. Расчетная температура элементов фланцевого соединения устанавливается в соответствии с п.1.5.

12.2. Допускаемые напряжения.

12.2.1. Допускаемые напряжения для материала болтов определяют по п. 2.1 с увеличением на 25%.

12.2.2. Допускаемые напряжения для материала фланца при расчете статической прочности определяются по п.2.5.

12.3. Расчет вспомогательных величин.

12.3.1. Эффективная ширина и характеристики прокладки определяются по пп. 3.1; 3.2.

12.3.2. Податливость контактных поясов прокладки, мм/Н

$$y_{n1} = \frac{h_{n1} \cdot K}{E_n \cdot \pi \cdot D_{cn1} \cdot b_{n1}}; \quad y_{n2} = \frac{h_{n2} \cdot K}{E_n \cdot \pi \cdot D_{cn2} \cdot b_{n2}}.$$

12.3.3. Расчетная длина и податливость болтов (шпилек) определяются по п.3.4.

12.3.4. Параметры фланца.

12.3.4.1. Угловая податливость фланца определяется по п.3.6.

12.3.5. Угловая податливость плоской крышки определяется по п.3.8.

Угловая податливость крышки сферической неотбортованной определяется по п.3.6.3.

12.3.6. Плечи моментов, мм:

$$a = 0,5(D_{cn2} - D_{\sigma});$$

$$b = 0,5(D_{\sigma} - D_{cn2});$$

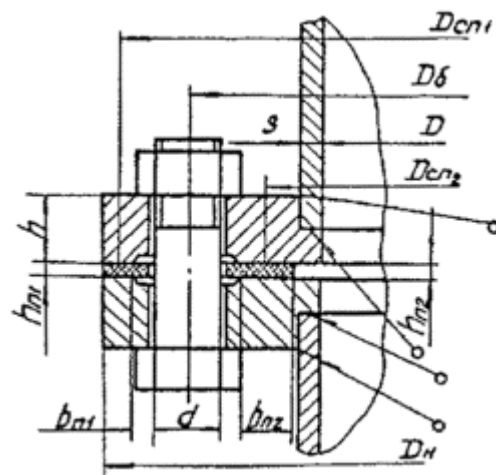
$$e = 0,5(D_{cn2} - D - S).$$

12.3.7. Коэффициенты:

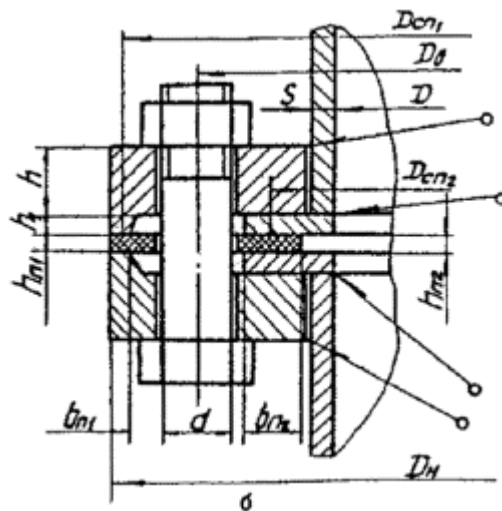
$$\eta_1 = \frac{y_{n1} + 2y_{\phi} \cdot a(a+b)}{y_{n1} + y_{n2} + 2y_{\phi}(a+b)^2};$$

$$\eta_2 = y_{n1}(y_{\sigma} + y_{n2} + 2y_{\phi}b) + y_{n2}(y_{\sigma} + 2y_{\phi}a^2) + 2y_{\sigma}y_{\phi}(a+b)^2;$$

$$\alpha_1 = \frac{1}{\eta_2} [2y_{n2}y_{\phi}a(a+b+e) + y_{n1}(y_{n2} - 2y_{\phi}be)];$$



a



б

Черт. 11

Чертеж не определяет конструкцию

$$\alpha_2 = \frac{1}{\eta_2} \left\{ 2y_{\phi} y_{\sigma} (a+b)(a+b+e) + y_{n1} [y_{\sigma} + 2y_{\phi} b(b+e)] \right\}$$

Ориентировочные значения  $\eta_1$ ,  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$  принимаются по табл. 6:

$$\lambda_1 = \frac{2h}{E(D_n - D)} + \frac{h_a}{2E_n(b_{n1} + b_{n2})};$$

$$Q_1 = \left( \frac{\pi \cdot D_{\sigma}}{n} \right)^4 \cdot \frac{24}{E(D_n - D) \cdot h^3};$$

$$j_1 = \frac{\frac{\lambda_1}{Q_1} + 0,0106}{\frac{\lambda_1}{Q_1} + 0,0119};$$

$$K_1 = \frac{\frac{\lambda_1}{Q_1} + 0,0024}{\frac{\lambda_1}{Q_1} + 0,0019};$$

$$\varepsilon = \Delta t_1 \cdot b + \Delta t_2 \cdot a - \Delta t_{\sigma}(a + b);$$

$$\gamma = \Delta t_2 - \Delta t_{\sigma},$$

где  $\Delta t_{\sigma} = \alpha_{\sigma} \cdot t_{\sigma} \cdot L_{\sigma 0}$

Для фланцев по черт. 11а

$$\Delta t_1 = \Delta t_2 = 2\alpha_{\phi} \cdot t_{\phi} \cdot h$$

Для фланцев по черт. 11б

$$\Delta t_1 = 2\alpha_{\phi} \cdot t_{\phi} \cdot (h + h_1)$$

$$\Delta t_2 = 2(\alpha_{\phi} \cdot t_{\phi} \cdot h + \alpha_{\phi} \cdot t_{\phi} \cdot S)$$

Таблица 6

D	$\eta_1$	$\alpha_1$	$\alpha_2$
400	0,496	0,159	1,337
500	0,496	0,148	1,344
600	0,496	0,135	1,352
700	0,495	0,129	1,356
800	0,491	0,144	1,327
900	0,519	0,182	1,281
1000	0,539	0,193	1,239
1200	0,539	0,194	1,239
1400	0,539	0,194	1,239
1600	0,534	0,148	1,239
1800	0,542	0,270	1,167
2000	0,542	0,262	1,172
2200	0,537	0,269	1,183
2400	0,537	0,255	1,192
2600	0,502	0,134	1,222
2800	0,502	0,127	1,226
3000	0,502	0,133	1,223
3200	0,498	0,123	1,215
3400	0,489	0,134	1,213
3600	0,506	0,131	1,261
3800	0,506	0,123	1,265
4000	0,506	0,116	1,269

## 12.4. Расчет нагрузок

### 12.4.1. Равнодействующая внутреннего давления, Н

$$Q_q = 0,785 \cdot D_{\text{вн}}^2 \cdot P$$

12.4.2. Нагрузки в элементах соединения, возникающие от температурных деформаций

$$Q_{1\sigma} = \frac{\varepsilon[y_{n2} + 2y_{\phi} \cdot b(a + b)] + \gamma(b \cdot y_{n1} - a \cdot y_{n2})}{b \cdot \eta_2}$$



$$Q_{1c} = \frac{\varepsilon(2y_{\Phi} \cdot a \cdot b - y_{\sigma}) + \gamma[y_{\sigma}(a+b) + by_{n1}]}{b \cdot \eta_2}$$

12.4.3. Болтовая нагрузка в условиях монтажа принимается большей из следующих значений, Н:

$$P_{\sigma 1} = \pi(D_{cn1}b_{o1} + D_{cn1}b_{o2})q_{обж};$$

$$P_{\sigma 1} = \pi(D_{cn1}b_{o1} + D_{cn1}b_{o2}) \cdot m \cdot p + \alpha_2 \left( Q_q + \frac{4M}{D_{cn2}} + F \right) - Q_{tc};$$

$$P_{\sigma 1} = 0,4[\sigma]_{\sigma}^{20} f_{\sigma} \cdot n.$$

12.4.4. Приращение нагрузки в болтах (шпильках) в рабочих условиях, Н

$$\Delta P_{\sigma} = \alpha_1 \left( Q_q + \frac{4M}{D_{cn2}} + F \right) + Q_{tc}$$

12.4.5. Реакция контактных поясов прокладки в рабочих условиях, Н:

$$R_2 = \eta_1 P_{\sigma 1} - \alpha_2 \left( Q_q + \frac{4M}{D_{cn2}} + F \right) + Q_{tc};$$

$$R_1 = P_{\sigma 1} + \Delta P_{\sigma} - R_2 - \left( Q_q + \frac{4M}{D_{cn2}} + F \right).$$

12.4.6. Максимальный изгибающий момент принимается большим, Н·мм:

$$M_1 = \eta_1 P_{\sigma 1} b - (1 - \eta_1) P_{\sigma 1} a + \left( \frac{4M}{D_{cn2}} + F \right) (b + e);$$

$$M_2 = \left[ R_2 \cdot b - R_1 \cdot a + \left( Q_q + \frac{4M}{D_{cn2}} + F \right) (b + e) \right] \cdot \frac{[\sigma]^{20}}{[\sigma]},$$

где  $[\sigma]^{20}$ ,  $[\sigma]$  - принимаются по ОСТ 26-11-04.

12.5. Расчет болтов (шпилек)

12.5.1. Условия прочности болтов (шпилек) и величина крутящего момента на ключе определяются по п.6.

12.6. Условие прочности прокладки

$$\frac{R_1}{\pi \cdot D_{cn1} \cdot b_{n1}} \cdot j_1 \leq [q]$$

12.7. Условие герметичности

$$\frac{R_2}{\pi \cdot D_{cn2} \cdot b_{n2}} \cdot K_1 \geq m \cdot p$$

12.8. Расчет фланца

12.8.1. Меридиональное напряжение в обечайке (втулке), МПа

$$\sigma_A = \pm \frac{T \cdot \omega \cdot M_{max}}{D \cdot (S - C)^2} + \frac{Q_q + \frac{4M}{D_{сн2}} + F}{\pi \cdot D \cdot (S - C)},$$

где коэффициент  $T$  определяется по **черт. 8**.

12.8.2. Окружное напряжение в обечайке (втулке), МПа

$$\sigma_B = \frac{p \cdot D}{2(S - C)} \pm 0,3 \frac{T \cdot \omega \cdot M_{max}}{D(S - C)^2}.$$

12.8.3. Условие прочности обечайки

$$\sqrt{\sigma_A^2 + \sigma_B^2 - \sigma_A \sigma_B} \leq [\sigma]_{\text{до}}.$$

## ПРИЛОЖЕНИЕ 1

### Обязательное

#### Термины и обозначения

Таблица 7

Термин	Обозначение
Ширина прокладки, мм	$b_n$
Нагрузочная способность зажима, Н	$B_1$
Прибавка для компенсации коррозии, мм	$C$
Внутренний диаметр фланца, мм	$D$
Внутренний диаметр свободного кольца, мм	$D_{\kappa}$
Наружный диаметр фланца, мм	$D_n$
Наружный диаметр свободного кольца, мм	$D_{нк}$
Диаметр окружности расположения болтов (шпилек), мм	$D_{\text{б}}$
Средний диаметр прокладки, мм	$D_{сн}$
Наружный диаметр болта (шпилька), мм	$d$
Модуль продольной упругости материала при температуре 20°C и расчетной, МПа, принимается по <b>ГОСТ 14249</b> :	
фланца	$E^{20}, E$
болтов (шпилек)	$E^{20}_{\text{б}}, E_{\text{б}}$
свободного кольца.	$E^{20}_{\kappa}, E_{\kappa}$
крышки	$E^{20}_{кр}, E_{кр}$
Условный модуль сжатия материала прокладки, МПа	$E_n$
Внешняя осевая сила (сжимающая со знаком минус), Н	$F$
Площадь поперечного сечения болта (шпильки) по внутреннему диаметру резьбы, мм <sup>2</sup>	$f_{\text{б}}$
Толщина фланца, свободного кольца, мм	$h, h_{\kappa}$
Высота упора, принимается по <b>ОСТ 26-01-64</b> , мм	$h_1$
Высота бурта для опирания зажима, мм	$h_2$
Толщина крышки и фланцевой части в зоне уплотнения, мм	$h_{кр}, \sigma_{кр}$
Толщина прокладки, мм	$h_n$
Длина конической втулки, мм	$L$
Внешний изгибающий момент, Н·мм	$M$
Радиус сферы сферической неотбортованной крышки, мм	$R_c$
Радиус бурта для опирания зажима, принимается по <b>ОСТ 26-01-64</b> , мм	$R$
Расчетное давление, МПа	$P$
Толщина конической втулки в месте соединения с	
фланцем	$S_1$
обечайкой, втулкой, днищем, мм	$S_0$
Толщина обечайки, днища, втулки, мм	$S_0$
Расстояние между опорными поверхностями гайки и головки болта, шпильки, мм	$L_{\text{б0}}$
Число болтов (шпилек), шт	$n$
Расчетная температура, °C	
фланца, крышки	$t_{\phi}$

Термин	Обозначение
болтов (шпилек)	$t_b$
свободного кольца	$t_k$
Температурный коэффициент линейного расширения материала, 1/°C	
фланца	$\alpha_f$
болтов (шпилек)	$\alpha_b$
свободного кольца	$\alpha_k$
крышки	$\alpha_{кр}$
Предел текучести материала болтов (шпилек) при расчетной температуре, МПа	$\sigma_T$
Среднее значение предела длительной прочности за $10^5$ ч при расчетной температуре, МПа	$\sigma_{д \cdot 10^5}$
Средний 1%-ный предел ползучести за $10^5$ ч при расчетной температуре, МПа	$\sigma_{1\% \cdot 10^5}$
Допускаемое напряжение материала болтов (шпилек) при температуре 20°C и расчетной, МПа	$[\sigma]_{\phi}^{20}, [\sigma]_b$
Предел текучести материала фланца, МПа	$\sigma_{0,2}$
Допускаемое напряжение материала фланца при температуре 20°C и расчетной, МПа	$[\sigma]^{20}, [\sigma]$
Допускаемое напряжение материала свободного кольца при расчетной температуре, МПа	$[\sigma]_k$
Допускаемые напряжения для фланцев в сечениях $S_1$ и $S_0$	$[\sigma]_{S1}, [\sigma]_{S0}$
Расчетная и допускаемая амплитуда условных упругих напряжений, МПа	$\sigma_a, [\sigma_a]$
Заданное и допускаемое число циклов нагружения	$N, [N]$

**ПРИЛОЖЕНИЕ 2**  
Рекомендуемое

**Коэффициенты линейного расширения**

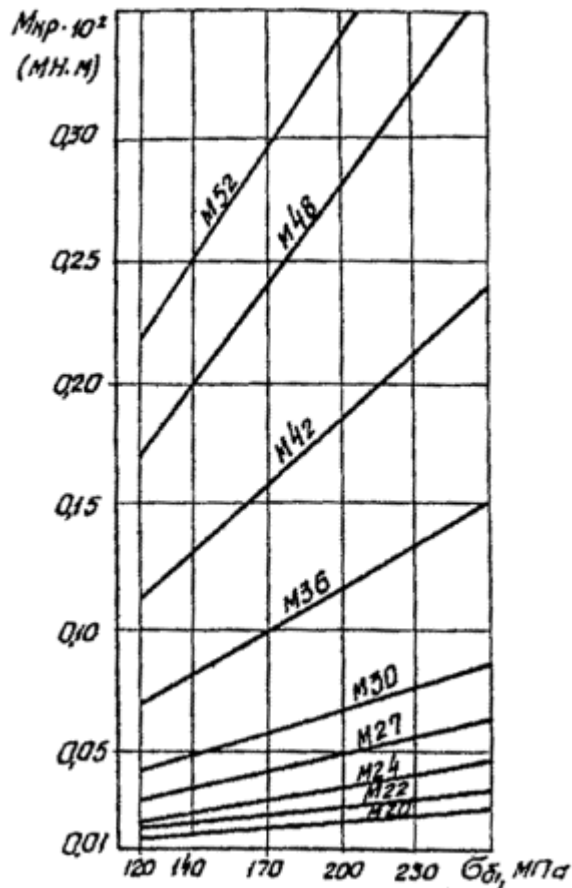
Таблица 8

Марки стали	Коэффициент линейного расширения $\alpha \cdot 10^6$ , 1/°C в зависимости от температуры, °C					
	20-100	200	300	400	500	600
35	11,1	11,9	-	13,4	-	-
40	11,3	12,0	13,3	13,3	-	-
20X13	10,4	10,9	11,4	11,8	-	-
14X17H2	10,6	10,8	11,0	11,1	11,3	
35X 40X 38XA	13,4	13,3	-	14,8	-	-
20XH3A	11,0	12,0	13,0	13,5	14,0	14,5
30XMA	12,3	12,6	12,9	13,9	-	14,4
25X1MФ	11,3	12,7	-	13,9	-	14,5
25X2M1Ф	12,5	12,9	13,3	13,7	14,0	14,7
18X12BMBФP	11,2	11,3	11,4	11,8	12,0	-
37X12H8Г8MФБ	15,9	18,0	19,2	21,5	22,4	21,0
12X18H10T 10X17H13M2T	16,6	17,0	18,0	18,0	18,0	
45X14H14B2M	-	17,0	-	18,0	-	18,0
XH35BT	14,8	15,1	15,5	15,9	16,1	16,6
08X15H24B4	14,5	15,5	16,3	16,8	17,2	17,4

(Измененная редакция, Изм. № 1).

**ПРИЛОЖЕНИЕ 3**  
Рекомендуемое

**Крутящий момент на ключе при затяжке**



Черт. 12

ПРИЛОЖЕНИЕ 4  
Справочное

Пример расчета фланцевого соединения

(черт. 2)

Исходные данные:

$D = 400$ мм,	$h = 300$ мм,	$f = 200^\circ\text{C}$ ,	$E^{20} = 1,99 \cdot 10^5$ МПа;
$D_n = 535$ мм,	$h_n = 2$ мм,	$P = 0,6$ МПа,	$E = 1,81 \cdot 10^5$ МПа;
$D_\delta = 495$ мм,	$S_0 = 8$ мм,	$M = 0,83 \cdot 10^7$ Н·мм,	$E_\delta^{20} = 2,1 \cdot 10^5$ МПа;
$D_{cn} = 445$ мм,	$d = 20$ мм,	$F = 15000$ Н,	$E_\delta = 2,018 \cdot 10^5$ МПа;
$b_n = 12$ мм,	$n = 20$ ,	$c = 2$ мм,	$\alpha_\phi = 12,6 \cdot 10^{-6}$ 1/°C;
			$\alpha_\delta = 11,9 \cdot 10^{-6}$ 1/°C

Материал фланцев - сталь 20К.

Материал болтов - сталь 35.

Материал прокладки - паронит ПОН.

1. Расчет вспомогательных величин

1.1. Эффективная ширина прокладки

$$b_0 = b_n = 12 \text{ мм.}$$

1.2. Характеристики прокладки, принимаются по табл. 4:

$$m = 2,5;$$

$$q_{обж} = 20 \text{ МПа;}$$

$$K = 0,9;$$

$$E_n = 2 \cdot 10^3 \text{ МПа.}$$

### 1.3. Податливость прокладки

$$y_n = \frac{h_n \cdot K}{E_n \cdot \pi \cdot D_{cn} \cdot b_n} = \frac{2 \cdot 0,9}{2 \cdot 10^3 \cdot 3,14 \cdot 445 \cdot 12} = 0,537 \cdot 10^{-7} \text{ мм/Н}$$

### 1.4. Податливость болтов

$$L_{\text{б}} = L_{\text{б0}} + 0,28d = 62 + 0,28 \cdot 20 = 67,6 \text{ мм};$$

$$y_{\text{б}} = \frac{L_{\text{б}}}{E_{\text{б}}^{20} \cdot f_{\text{б}} \cdot n} = \frac{67,6}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 225 \cdot 20} = 0,715 \cdot 10^{-7} \text{ мм/Н}$$

где  $f_{\text{б}} = 225 \text{ мм}^2$  принимается по **табл. 5**.

### 1.5. Параметры фланца

#### 1.5.1. Эквивалентная толщина втулки

$$S_o = S_o = 8 \text{ мм.}$$

#### 1.5.2. Коэффициенты

$$\lambda = \frac{h}{\sqrt{D \cdot S_3}} = \frac{30}{\sqrt{400 \cdot 8}} = 0,53$$

$$j = \frac{h}{S_3} = \frac{30}{8} = 3,75$$

$\psi_1 = 0,16$  определяется по **черт. 6**;

$$\omega = \frac{1}{1 + 0,9\lambda(1 + \psi_1 j^2)} = \frac{1}{1 + 0,9 \cdot 0,53(1 + 0,16 \cdot 3,75^2)} = 0,39$$

#### 1.5.3. Угловая податливость фланца

$$y_{\text{ф}} = \frac{[1 - \omega(1 + 0,9\lambda)]\psi_2}{E^{20} \cdot h^3} = \frac{[1 - 0,39(1 + 0,9 \cdot 0,53)] \cdot 6,9}{1,99 \cdot 10^5 \cdot 30^3} = 0,544 \cdot 10^{-9}$$

где  $\psi_2 = 6,9$  определяется по **черт. 7**.

1.6. Угловая податливость фланца, нагруженного внешним изгибающим моментом,

$$y_{\text{фн}} = \left(\frac{\pi}{4}\right)^3 \frac{D_{\text{б}}}{E^{20} \cdot D_{\text{в}} \cdot h^3} = \left(\frac{3,14}{4}\right)^3 \cdot \frac{495}{1,99 \cdot 10^5 \cdot 535 \cdot 30^3} = 0,172 \cdot 10^{-9}$$

### 1.7. Плечи момента:

$$b = 0,5(D_{\text{б}} - D_{\text{cn}}) = 0,5(495 - 445) = 25 \text{ мм};$$

$$e = 0,5(D_{\text{cn}} - D - S_3) = 0,5(445 - 400 - 8) = 18,5 \text{ мм.}$$

## 2. Коэффициент жесткости фланцевого соединения

2.1. Фланцевое соединение, нагруженное внутренним давлением и внешней осевой силой:

$$\eta = y_n + y_{\text{б}} + 2y_{\text{ф}} b^2 = 0,537 \cdot 10^{-7} + 0,715 \cdot 10^{-7} + 2 \cdot 10^{-9} \cdot 25^2 = 0,805 \cdot 10^{-6};$$

$$\alpha = 1 - \frac{y_n - y_\phi \cdot b \cdot e}{\eta} = 1 - \frac{0,537 \cdot 10^{-7} - 2 \cdot 0,544 \cdot 10^{-9} \cdot 25 \cdot 18,5}{0,805 \cdot 10^{-6}} = 1,56$$

2.2. Фланцевое соединение, нагруженное внешним изгибающим моментом:

$$\beta_x = \frac{2y_{\phi_n} \cdot b \cdot e \left(1 - \frac{e}{D_{cn}}\right) - y_n \left(\frac{D_\sigma}{D_{cn}}\right)^2}{y_\sigma + y_n \left(\frac{D_\sigma}{D_{cn}}\right)^2 + 2y_{\phi_n} \cdot b^2} =$$

$$= \frac{2 \cdot 0,172 \cdot 10^{-9} \cdot 25 \cdot 18,5 \left(1 - \frac{18,5}{445}\right) - 0,537 \left(\frac{495}{445}\right)^2 \cdot 10^{-7}}{0,715 \cdot 10^{-7} + 0,537 \cdot 10^{-7} \left(\frac{495}{445}\right)^2 + 20,172 \cdot 10^{-9} \cdot 25^2} = 0,244$$

$$\alpha_x = -(1 + \beta_x) = -(1 + 0,244) = -1,244$$

### 3. Расчет нагрузок

3.1. Равнодействующая внутреннего давления

$$Q_d = 0,785 \cdot D_{cn}^2 \cdot P = 0,785 \cdot 445^2 \cdot 0,6 = 93270,0 \text{ Н.}$$

3.2. Реакция прокладки в рабочих условиях

$$R_n = \pi \cdot D_{cn} \cdot b_o \cdot m \cdot P = 3,14 \cdot 445 \cdot 12 \cdot 2,5 \cdot 0,6 = 25151,4 \text{ Н.}$$

3.3. Нагрузка, возникающая от температурных деформаций

$$\eta_1 = y_n + y_\sigma \frac{E_\sigma}{E^{20}} + 2y_\phi \frac{E}{E^{20}} b^2 = 0,537 \cdot 10^{-7} + 0,715 \cdot 10^{-7} \frac{2,01 \cdot 10^5}{2,10 \cdot 10^5} +$$

$$+ 2 \cdot 0,544 \cdot 10^{-9} \frac{1,81 \cdot 10^5}{1,99 \cdot 10^5} \cdot 25^2 = 0,741 \cdot 10^{-6};$$

$$Q_t = \frac{1}{\eta_1} (2\alpha_\phi \cdot h \cdot t_\phi - \alpha_\sigma \cdot L_{\sigma 0} \cdot t_\sigma) = \frac{1}{0,741 \cdot 10^{-6}} \times$$

$$\times (2 \cdot 12,6 \cdot 10^{-6} \cdot 30 \cdot 200 - 11,9 \cdot 10^{-6} \cdot 67,6 \cdot 194) = -6560,5 \text{ Н;}$$

3.4. Болтовая нагрузка  $P_\sigma$  в условиях монтажа принимается большей из следующих значений:

$$P_{\sigma 1} = \alpha(Q_d + F) + R_n - Q_t + \left| \frac{4\alpha_m M}{D_{cn}} \right| = 1,56(93270 + 15000) + 25151,4 +$$

$$+ 6560,5 + \left| \frac{4(-1,244) \cdot 0,83 \cdot 10^7}{445} \right| = 293424,0 \text{ Н;}$$

$$P_{\sigma 1} = 0,5 \cdot \pi \cdot D_{cn} \cdot b_\sigma \cdot q_{обж} = 0,5 \cdot 3,14 \cdot 445 \cdot 12 \cdot 20 = 167676,0 \text{ Н}$$

$$P_{\sigma 1} = 0,4 \cdot \left[ \sigma_{\sigma}^{20} \right] \cdot n \cdot f_\sigma = 0,4 \cdot 130 \cdot 20 \cdot 225 = 234000,0 \text{ Н.}$$

3.5. Приращение нагрузки в болтах в рабочих условиях

$$\Delta P_{\sigma} = (1 - \alpha)(Q_q + F) + Q_t + \frac{4\beta_n M}{D_{cn}} = (1 - 1,56)(93270 - 15000) - 6560,5 + \frac{4 \cdot 0,244 \cdot 0,83 \cdot 10^7}{445} = -48988,0 \text{ Н.}$$

#### 4. Расчет болтов

$$\sigma_{\sigma 1} = \frac{P_{\sigma}}{n \cdot f_{\sigma}} \leq \xi [\sigma]_{\sigma}^{20}; \quad \xi = 1$$

$$\sigma_{\sigma 2} = \frac{P_{\sigma 1} + \Delta P_{\sigma}}{n \cdot f_{\sigma}} \leq \xi [\sigma]_{\sigma},$$

где  $\left. \begin{array}{l} [\sigma]_{\sigma}^{20} = 130 \text{ МПа} \\ [\sigma]_{\sigma} = 120 \text{ МПа} \end{array} \right\}$  принимается по табл. 3,

$$\sigma_{\sigma 1} = \frac{293424}{20 \cdot 225} = 65,2 \text{ МПа} < 130 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{\sigma 2} = \frac{293424 - 48988}{20 \cdot 225} = 54,3 \text{ МПа} < 120 \text{ МПа}.$$

#### 5. Расчет прокладок

$$q = \frac{P_{\sigma}}{\pi \cdot D_{cn} \cdot b_n} \leq [q];$$

$[q] = 130 \text{ МПа}$ , принимается по табл. 4;

$$q = \frac{293424}{3,14 \cdot 445 \cdot 12} = 17,5 \text{ МПа} < 130 \text{ МПа}.$$

#### 6. Расчет фланца

6.1. Угол поворота фланца при затяжке:

$$M_{01} = P_{\sigma} \cdot b = 293424 \cdot 25 = 7335600,0 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$\theta = M_{01} \frac{[1 - \omega(1 + 0,9\lambda)] \nu_2}{E^{20} \cdot h^3} = 7335600 \cdot \frac{[1 - 0,39(1 + 0,9 \cdot 0,53)] \cdot 6,9}{1,99 \cdot 10^5 \cdot 30^3} = 0,0040.$$

6.2. Приращение угла поворота фланца в рабочих условиях:

$$\Delta M_{01} = \Delta P_{\sigma} \cdot b + \left( Q_q + \frac{4M}{D_{cn}} + F \right) e = -48988 \cdot 25 + \left( 93270 + \frac{4 \cdot 0,83 \cdot 10^7}{445} + 15000 \right) \cdot 18,5 = 215852,0 \text{ Н} \cdot \text{мм},$$

$$\Delta \theta = \Delta M_{01} \frac{[1 - \omega(1 + 0,9\lambda)] \nu_2}{E \cdot h^3} = 2158520 \cdot \frac{[1 - 0,39(1 + 0,9 \cdot 0,53)] \cdot 6,9}{1,81 \cdot 10^5 \cdot 30^3} = 0,0012.$$

6.3. Меридиональные напряжения в обечайке на наружной и внутренней поверхностях при затяжке, МПа

$$\sigma_1 = \frac{T \cdot \omega \cdot M_{01}}{D(S_0 - C)^2} = \frac{1,78 \cdot 0,39 \cdot 7335600}{400 \cdot (8 - 2)^2} = 353,6 \text{ МПа},$$

где  $T = 1,78$  - принимается по черт. 8;

$$\sigma_{21} = 353,6 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{22} = -353,6 \text{ МПа}.$$

6.4. Приращения меридиональных напряжений в обечайке на наружной и внутренней поверхностях в рабочих условиях:

$$\Delta\sigma_n = \frac{Q_q + \frac{4M}{D_{cn}} + F}{\pi \cdot D \cdot (S_0 - C)} = \frac{93270 + \frac{4 \cdot 0,83 \cdot 10^7}{445}}{3,14 \cdot 400(8 - 2)} = 24,3 \text{ МПа};$$

$$\Delta\sigma_1 = \frac{T \cdot \omega \cdot \Delta M_{01}}{D(S_0 - C)^2} = \frac{1,78 \cdot 0,39 \cdot 2158520}{400 \cdot (8 - 2)^2} = 104,0 \text{ МПа},$$

$$\Delta\sigma_{21} = \Delta\sigma_n + \Delta\sigma_1 = 24,3 + 104 = 128,3 \text{ МПа};$$

$$\Delta\sigma_{22} = \Delta\sigma_n - \Delta\sigma_1 = 24,3 - 104 = -79,7 \text{ МПа};$$

6.5. Окружные напряжения в обечайке на наружной внутренней поверхностях при затяжке, МПа:

$$\sigma_{23} = 0,3 \cdot \sigma_1 = 0,3 \cdot 353,6 = 106,1 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{24} = -0,3 \cdot \sigma_1 = -0,3 \cdot 353,6 = -106,1 \text{ МПа}.$$

6.6. Приращение окружных напряжений в обечайке на наружной и внутренней поверхностях в рабочих условиях:

$$\Delta\sigma_{23} = \frac{P \cdot D}{2(S_0 - C)^2} + 0,3\Delta\sigma_1 = \frac{0,6 \cdot 400}{2(8 - 2)^2} + 0,3 \cdot 104 = 51,2 \text{ МПа};$$

$$\Delta\sigma_{24} = \frac{P \cdot D}{2(S_0 - C)^2} - 0,3\Delta\sigma_1 = \frac{0,6 \cdot 400}{2(8 - 2)^2} - 0,3 \cdot 104 = -11,2 \text{ МПа},$$

6.7. Условие прочности фланца при расчете статической прочности:

при затяжке

$$\sigma_{s,0} = \max \left\{ \begin{array}{l} \sqrt{\sigma_{21}^2 + \sigma_{23}^2 - \sigma_{21} \cdot \sigma_{23}} \\ \sqrt{\sigma_{22}^2 + \sigma_{24}^2 - \sigma_{22} \cdot \sigma_{24}} \end{array} \right\} \leq [\sigma]_{s,0}$$

$$[\sigma]_{s,0} = \left( 4,5 - 2,0 \frac{\sigma_{0,2}}{\sigma_s} \right) [\sigma];$$

$$[\sigma]^{20} = 147 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{0,2}^{20} = 220 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\sigma}^{20} = 410 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{s,0}^{20} = \left( 4,5 - 2,0 \frac{220}{410} \right) \cdot 147 = 503,8 \text{ МПа};$$

$$[\sigma] = 136 \text{ МПа};$$



$$\sigma_{0,2} = 204 \text{ МПа};$$

$$\sigma_6 = 460 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{s,0} = \left( 4,5 - 2,0 \frac{204}{460} \right) \cdot 136 = 491 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{s,0}^{20} = \max \left\{ \begin{array}{l} \sqrt{353,6^2 + 106,1^2 - 353,6 \cdot 106,1} = 314,3 \\ \sqrt{(-353,6)^2 + (-106,1)^2 - (-353,6) \cdot (-106,1)} = 314,3 \text{ МПа} \end{array} \right\} < 503,8 \text{ МПа};$$

в рабочих условиях

$$\sigma_{s,0} = \max \left\{ \begin{array}{l} \sqrt{(\sigma_{21} + \Delta\sigma_{21})^2 + (\sigma_{23} + \Delta\sigma_{23})^2 - (\sigma_{21} + \Delta\sigma_{21}) \cdot (\sigma_{23} + \Delta\sigma_{23})} \\ \sqrt{(\sigma_{22} + \Delta\sigma_{22})^2 + (\sigma_{24} + \Delta\sigma_{24})^2 - (\sigma_{22} + \Delta\sigma_{22}) \cdot (\sigma_{24} + \Delta\sigma_{24})} \end{array} \right\} \leq [\sigma]_{s,0};$$

$$\sigma_{s,0} = \max \left\{ \begin{array}{l} \sqrt{(353,6 + 128,3)^2 + (106,1 + 51,2)^2 - (353,6 + 128,3) \cdot (106,1 + 51,2)} = 425,6 \text{ МПа}, \\ \sqrt{(-353,6 - 79,2)^2 + (-106,1 - 11,2)^2 - (-353,6 - 79,2) \cdot (-106,1 - 11,2)} = 388,2 \text{ МПа}, \end{array} \right.$$

$$\sigma_{s,0} = 425,6 \text{ МПа} < 491 \text{ МПа}.$$

Уровень напряженного состояния не превышает допускаемый.

#### 7. Требование к жесткости

$$\theta + \Delta\theta \leq [\theta],$$

$$[\theta] = 0.013.$$

$$0,0040 + 0,0012 = 0,0052 < 0,013.$$

## ПРИЛОЖЕНИЕ 5

### Рекомендуемое

#### Пределы применения типов фланцевых соединений

Фланцы плоские (черт. 2), со свободном кольцом (черт. 3), с зажимами (черт. 4) рекомендуется применять при температуре среды до 300°C.

Фланцы с гладкой уплотнительной поверхностью рекомендуются для условных давлений среды до 1,6 МПа.

Фланцы с уплотнительной поверхностью выступ-впадина рекомендуются для условных давлений среды более 1,6 МПа.

Фланцы с уплотнительной поверхностью «шип-ваз» рекомендуются для прокладок, которые необходимо помещать в замкнутый объем.

Фланцы с уплотнительной поверхностью под металлическую прокладку овального или восьмигранного сечения рекомендуются для условных давлений среды более 6,0 МПа.

Фланцы контактирующие (черт. 11) рекомендуются для условных давлений до 0,6 МПа и вакуума с остаточным давлением не ниже 5 мм рт.ст. (0,005 МПа ост.) при температуре до плюс 300°C.

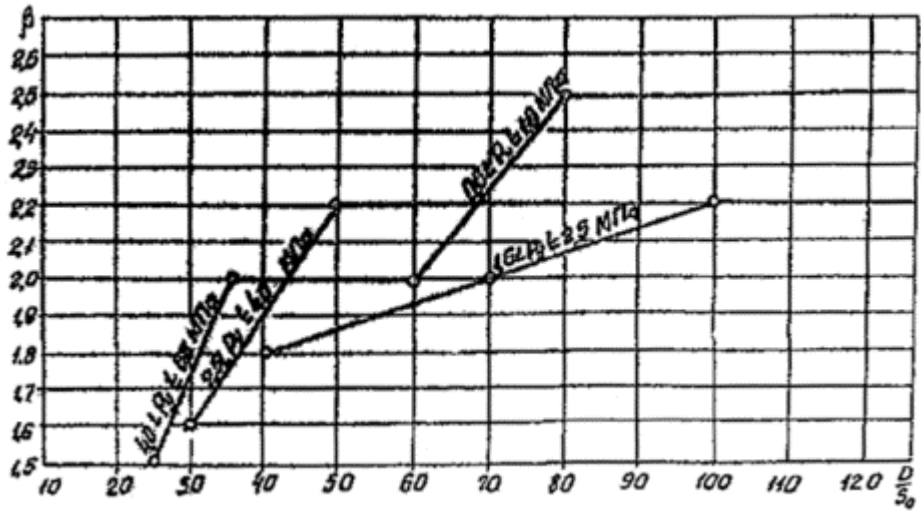
## Рекомендации по конструированию фланцевых соединений

Параметры фланцевого соединения, мм	Типы фланцев			Примечание
	Приварные встык (черт. 1)	Плоские (черт. 2)	Свободные (черт. 3)	
1. Толщина обечайки (втулки)	$S = S_0 + 1,3S$ , но не во всех случаях	$S_0 \geq S$		$S$ - толщина обечайки, к которой приваривается фланец; $\beta$ принимается по <a href="#">черт. 13</a>
$S_0$	$S_0 - S \cdot 5$ мм			
$S_1$	$S_1 = \beta S_0$			
2. Длина конической втулки $t$				$i = 1:3$ уклон втулки
3. Диаметр болтовой окружности	$D_\delta \geq D + 2(S_1 + d + u)$	$D_\delta \geq D + 2(2S_1 + d \cdot u)$	$D_\delta > D_k + 8(d + u_1)$	$u = 6$ мм $u_1 = 8$ мм $\epsilon_1$ принимается по <a href="#">табл. 11</a> $d$ принимается по <a href="#">табл. 13</a>
$D_\delta$	$D_\delta = \epsilon_1 \cdot D^{0,931}$			
4. Наружный диаметр фланца $D_n$	$D_n \geq D_\delta + a$			$a$ принимается по <a href="#">табл. 13</a>
5. Наружный диаметр прокладки $D_s$	$D_s = D_\delta - e$		$D_s \leq D_{s1}$	$e$ принимается по <a href="#">табл. 13</a>
6. Средний диаметр прокладки $D_{cn}$	$D_{cn} = D_s - b$			$b$ принимается по <a href="#">табл. 14</a>
7. Число болтов $n$				$t_1$ принимается по <a href="#">табл. 12</a>
8. Ориентировочная толщина фланца $h$				$\lambda_1$ принимается по <a href="#">черт. 14</a> $S_0$ принимается по <a href="#">п.3.6.1</a>

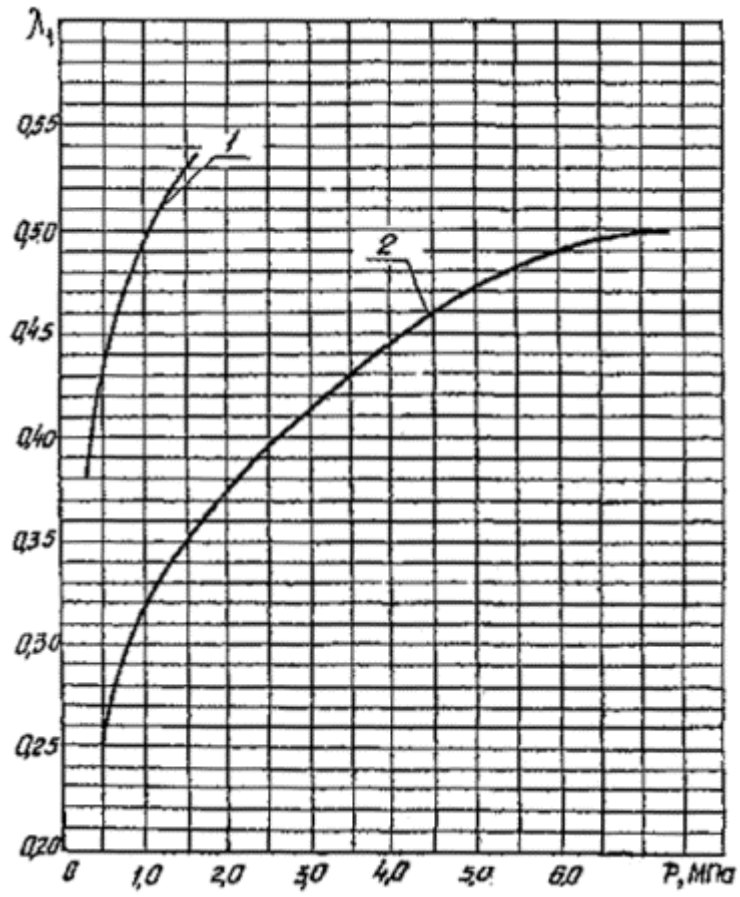
Таблица 10

### Рекомендуемые диаметры болтов (шпилек) в зависимости от условного давления $P_y$ и диаметра аппарата

$P_y$ , МПа	Диаметры болтов (шпилек) для аппаратов, мм									
	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200	2400	$\geq 2400$
До 0,6	M20						M24 + M30			
1,0	M20				M30					
1,6	M20		M24 + M30							
2,5	M20		M24 + M30			M30				
4,0	M30		M36			M42				
6,3	M36	M42		M48		M52				
8,0	M30 ÷ M36	M42	M48	M52 ÷ M56		-				
10,0	M30 ÷ M42	M48	M52 ÷ M56	M56 ÷ M64						



Черт. 13



- 1 - для фланцев по черт. 2
- 2 - для фланцев по черт. 1

Черт. 14

Таблица 11

Безразмерный параметр  $\epsilon_1$  в зависимости от  $P_y$

$P_y$ , МПа	$\epsilon_1$
$P_y \leq 1,6$	1,77
$1,6 < P_y \leq 2,5$	1,79
$2,5 < P_y \leq 4,0$	1,86
$4,0 < P_y \leq 6,3$	1,92

$P_y$ , МПа	$\varepsilon_1$
$6,3 < P_y \leq 8,0$	2,00
$8,0 < P_y \leq 10,0$	2,07

Таблица 12

Рекомендуемый шаг расположения болтов в зависимости от  $P_y$ 

$P_y$ , МПа	$t_1$ , мм
До 0,3	$(4,2 \div 5,0)d_b$
0,6	$(3,8 \div 4,8)d_b$
1,0	$(3,5 \div 4,2)d_b$
1,6	$(3,0 \div 3,8)d_b$
2,5	$(2,7 \div 3,5)d_b$
4,0	$(2,3 \div 3,0)d_b$
$8,4 \div 10,0$	$(2,1 \div 2,8)d_b$

Таблица 13

Вспомогательные величины  $d$ ,  $a$  и  $e$  для болтов (шпилек)

Диаметр болта $d_b$	M20	(M22)	M24	(M27)	M30	M36	M42	M48	M52	M56	M60	M64
Диаметр отверстия под болт $d$	23	25	27	30	33	40	46	52	58	60	66	70
$a$ Для гаек шестигранных	40	42	47	52	58	60	80	92	97	110	115	120
Для гаек шестигранных с уменьшенным размером под ключ	36	40	42	47	52	63	69	80	86	-	-	-
$e$ Для плоских прокладок	30	32	34	37	41	48	55	61	65	-	-	-
Для прокладок овального или восьмиугольного сечения	53	55	57	60	64	71	78	84	88	195	240	240

Таблица 14

Размеры прокладок

Материал прокладки	Диаметр аппарата, мм	Ширина прокладки, мм
Плоские неметаллические прокладки	$D \leq 1000$	12 ÷ 15
	$1000 < D \leq 2000$	15 ÷ 25
	$D > 2000$	25
Плоские металлические прокладки	$D \leq 1000$	10 ÷ 12
	$D > 1000$	12 ÷ 15
Плоские прокладки в металлической оболочке и зубчатые металлические прокладки	$D \leq 1600$	12 ÷ 18
	$D > 1600$	13 ÷ 25
Овального или восьмиугольного сечения прокладки для $P_y \geq 6,3$ МПа	$D \leq 600$	12 ÷ 18
	$600 < D \leq 800$	16 ÷ 22
	$800 < D \leq 1000$	18 ÷ 28
	$1000 < D \leq 1600$	22 ÷ 42

Продолжение таблицы\*

Материал прокладки	Диаметр аппарата, мм	Ширина прокладки, мм	Толщина прокладки, мм
ТРГ «Графлекс» не армированная с абтюретором	$400 < D \leq 600$	13,5	4;6
	$600 \leq D < 1000$	14	
	$1000 \leq D < 1500$	15,5	
	$1500 \leq D$	17,5	
ТРГ «Графлекс» армированная с абтюретором	$400 \leq D < 600$	13,5	2;3
	$600 \times 1000$	14	

Материал прокладки	Диаметр аппарата, мм	Ширина прокладки, мм	Толщина прокладки, мм
ТРГ «Графлекс» армированная с абтюретором	400≤D<600	13,5	3;4
	600≤D<1000	14	

\* Размеры прокладок приняты по техническим условиям, разработанными НПО «УНИХИМТЕК».

(Измененная редакция, Изм. № 1).

## ПРИЛОЖЕНИЕ 6 (Обязательное)

### НОРМЫ И МЕТОДЫ РАСЧЕТА НА ПРОЧНОСТЬ И ГЕРМЕТИЧНОСТЬ ФЛАНЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ С ПРОКЛАДКАМИ ИЗ ТЕРМОРАСШИРЕННОГО ГРАФИТОВОГО МАТЕРИАЛА «ГРАФЛЕКС»

1. Настоящее приложение распространяется на расчет фланцевых соединений с уплотнительными поверхностями «шип-паз» с прокладками из ТРГ «ГРАФЛЕКС».

2. Характеристики прокладок из ТРГ «ГРАФЛЕКС»\*  $m$ ,  $q_{обж.}$ ,  $[q]$ , приведены в табл. Модуль упругости прокладки  $E_n = 11,1q$ , где  $q$  - удельное давление на прокладку при затяжке, МПа.

3. Коэффициент жесткости фланцевого соединения  $\alpha$  определяется в соответствии с п. 4.1.

В связи с тем, что модуль упругости прокладки зависит от удельного давления на прокладку ( $q$ ), то при определении  $\alpha$  податливость прокладки определяется методом последовательных приближений следующим путем:

Предварительно определяется удельное давление на прокладку при затяжке по формуле:

$$q = \frac{P_{\sigma}}{\pi D_{см} b_0}, \text{ где} \quad (2)$$

$P_{\sigma}$  - болтовое усилие для условий монтажа, определяемое по п.5.4.

При определении  $P_{\sigma}$  - коэффициент в первом приближении принимается равным единице.

Затем по формуле  $E_n = 11,1q$  определяется модуль упругости и по п. 3.3 податливость прокладки.

Если  $\alpha$  получится больше единицы, то необходимо определить болтовое усилие  $P_{\sigma 1}$ , по п.5.4. с полученным коэффициентом  $\alpha$  и повторить определение  $q$  и  $E$ . После этого вновь определить коэффициент  $\alpha$ .

\*Примечание. Характеристики прокладок представлены НПО «УНИХИМТЕК»

Если при первом приближении коэффициент  $\alpha$  получится меньше единицы, то при расчете фланцевых соединений коэффициент  $\alpha$  принимается равным единице и дальнейшие приближения по определению  $\alpha$  не требуются.

Тип и материал прокладки	Коэффициент $m$	Удельное давление обжатия прокладки $q_{обж.}$ , МПа	Допускаемое удельное давление $[q]$ , МПа
Прокладка ТРГ неармированная с абтюретором	2,0	4,0	200
Прокладка ТРГ армированная без абтюретора	2,5	4,0	120 при $t=2$ мм*) 100 при $t=3$ мм*)
Прокладка ТРГ армированная с	2,0	4,0	200

Тип и материал прокладки	Коэффициент $m$	Удельное давление обжатия прокладки $q_{обж}$ , МПа	Допускаемое удельное давление $[q]$ , МПа
обтюратором			
*) толщина прокладки в свободном состоянии			

## ИНФОРМАЦИОННЫЕ ДАННЫЕ

1. РАЗРАБОТАН НИИХиммашем, Укрниихиммашем, ВНИИнефтемашем

ИСПОЛНИТЕЛИ:

Рачков В.И., к.т.н.; Зусмановская С.И., к.т.н.; Гапонова Л.П.; Смольский К.В., к.т.н.; Заваров В.А.; Морозов В.Г.; Перцев Л.П., д.т.н.; Голубова Т.П.; Мамонтов Г.В., к.т.н.; Зейде И.Е.; Вольфсон Б.С.

2. УТВЕРЖДЕН И ВВЕДЕН В ДЕЙСТВИЕ листом утверждения Главного научно технического управления от 29.11.88 г.

3. ВЗАМЕН ОСТ 26-373-78, ОСТ 26-01-396-78, ОСТ 26-01-54-77.

4. ССЫЛОЧНЫЕ НОРМАТИВНО-ТЕХНИЧЕСКИЕ ДОКУМЕНТЫ

Обозначение НТД, на который дана ссылка	Номер пункта, подпункта, перечисления, приложения
ГОСТ 481-80	3.2
ГОСТ 2208-75	3.2
ГОСТ 2850-80	3.2
ГОСТ 5632-72	3.2
ГОСТ 7338-77.	3.2
ГОСТ 9045-80	3.2
ГОСТ 14249-80	Приложение 1
ГОСТ 21631-76	3.2
ГОСТ 25859-83	9.3
ОСТ 26-01-64-83	Приложение 1
ОСТ 26-11-04-84	2.5, 5.3, 12.4.6
ОСТ 26-291-87	Вводная часть
ТУ6-05-810-76	3.2

## СОДЕРЖАНИЕ

[1. Общие требования](#)

[2. Допускаемые напряжения](#)

[3. Расчет вспомогательных величин](#)

[4. Коэффициент жесткости фланцевого соединения](#)

[5. Расчет нагрузок](#)

[6. Расчет болтов \(шпилек\)](#)

[7. Расчет прокладок](#)

[8. Расчет фланцев на статическую прочность\\*](#)

[9. Расчет на малоцикловую усталость](#)

[10. Расчет свободного кольца](#)

[11. Требования к жесткости](#)

[12. Расчет фланцевых соединений с контактирующими фланцами](#)

[Приложение 1 Термины и обозначения](#)

[Приложение 2 Коэффициенты линейного расширения](#)

[Приложение 3 Крутящий момент на ключе при затяжке](#)

[Приложение 4 Пример расчета фланцевого соединения](#)

[Приложение 5 Пределы применения типов фланцевых соединений](#)

[Приложение 6 Нормы и методы расчета на прочность и герметичность фланцевых соединений с прокладками из терморасширенного графитового материала «ГРАФЛЕКС»](#)