

#### 14.2.8. Расчет конической и цилиндрической части или двух конических частей, соединенных между собой тороидальным переходом (рис. 14.3, а и г), нагруженных внутренним избыточным или наружным давлением

Формулы расчета применимы при условиях  $\alpha_1 \leq 70^\circ$ ;  $0 \leq \alpha_2 \leq \alpha_1$ ;  $0 \leq R_6/D \leq 0,3$ .

Толщина стенки определяется по формулам:

$$s_R = \frac{p_R D \beta_3}{2 [\sigma] \Phi_R - p_R \cos \alpha_2} ; \quad (14.24)$$

$$s_T' \geq s_R + c. \quad (14.25)$$

Коэффициент формы определяется из условия

$$\beta_3 = \max \{0,5; \beta \cdot \beta_T\}, \quad (14.26)$$

где  $\beta$  определяется по формуле (14.21) при  $\kappa = 1$  и  $(s_1 - c)/(s_2 - c) = 1$ ; коэффициент

$$\beta_T = \frac{1}{1 + \frac{\frac{0,028 R_6}{D} \sqrt{\frac{D}{s_T - c} (\alpha_1 - \alpha_2)}}{\sqrt{\cos \alpha_2} + \sqrt{\cos \alpha_1}}}. \quad (14.27)$$

Коэффициент  $\Phi_R$  определяется по формулам табл. 14.18 для соответствующего вида нагрузки. Допускаемое внутреннее избыточное или наружное давление рассчитывается по формуле:

$$[p] = \frac{2 [\sigma] \Phi_R (s_T - c)}{\frac{D \beta_3}{\cos \alpha_2} + (s_T - c)}. \quad (14.28)$$

#### 14.2.9. Расчет пологого конического днища с тороидальным переходом (рис. 14.3, а), нагруженного внутренним избыточным давлением

Формулы расчета применимы при условии  $\alpha_1 > 70^\circ$ . Толщина стенки принимается как меньшее из значений

$$s_R = 0,3 (D - R_6) \frac{\alpha_1}{90} \sqrt{\frac{p_R}{[\sigma] \Phi_R}} ; \quad (14.29)$$

$$s_T' \geq s_R + c \quad (14.30)$$

и значения  $s'_T = \max \{s_K; s_T\}$ , где  $s_K$  определяется по (14.10) и (14.11), а  $s_T$  — по (14.24) и (14.25).

Допускаемое внутреннее избыточное давление принимается как большее из следующих значений:

$$[p] = [\sigma] \Phi_R \left[ \frac{s'_T - c}{0,3 (D - R_6)} \frac{90}{\alpha_1} \right]^2 \quad (14.31)$$

и меньшее из значений  $[p]$ , определенных по формулам (14.12) и (14.28).

Коэффициент  $\Phi_R$  определяется по формулам табл. 14.18 для соответствующего вида нагрузки.

#### 14.2.10. Расчет конической и цилиндрической обечаек, соединенных между собой укрепляющим кольцом (рис. 14.3, в), нагруженных внутренним избыточным или наружным давлением

Формулы расчета применимы при условиях  $\alpha_1 \leq 70^\circ$ ;  $(s_1 - c) \geq (s_2 - c)$ . Площадь поперечного сечения укрепляющего кольца определяется по формуле:

$$F_K \geq \frac{\rho_R D^2 \operatorname{tg} \alpha_1}{8 [\sigma]_K \Phi_{FR}} \left( 1 - \frac{\beta_F + 0,25}{\beta_1 + 0,25} \right), \quad (14.32)$$

где коэффициент формы  $\beta_F$  определяется по формуле:

$$\beta_F = \left( \frac{2 [\sigma]_2 \Phi_R}{\rho_R} - 1 \right) \frac{s_2 - c}{D}. \quad (14.33)$$

При  $F_K \leq 0$  по формуле (14.32) укрепление кольцом жесткости не требуется.

Коэффициенты  $\Phi_{FR}$  и  $\Phi_R$  определяются по формулам табл. 14.18 для соответствующего вида нагрузки.

В случаях действия нагрузки от наружного давления, или осевой сжимающей силы, или изгибающего момента сварной шов стыкового соединения кольца должен быть проварен. При определении  $F_K$  необходимо учитывать также сечение стенок обечаек, расположенное между наружными швами кольца и обечаек.

Допускаемое внутреннее избыточное или наружное давление из условия прочности переходной части рассчитывается по формуле:

$$[\rho] = \frac{2 [\sigma]_2 \Phi_R (s_2 - c)}{D \beta_2 + (s_2 - c)}, \quad (14.34)$$

где общий коэффициент формы  $\beta_2$  определяется из условия

$$\beta_2 = \max \{0,5; \beta_0\},$$

где

$$\beta_0 = \frac{0,4 \sqrt{\frac{D}{s_2 - c}} \operatorname{tg} \alpha_1 - B_3 \left[ 1 + \sqrt{1 + \kappa \left( \frac{s_1 - c}{s_2 - c} \right)^2} \kappa \left( \frac{s_1 - c}{s_2 - c} \right) \right]}{B_2 + \left[ 1 + \sqrt{1 + \kappa \left( \frac{s_1 - c}{s_2 - c} \right)^2} \kappa \left( \frac{s_1 - c}{s_2 - c} \right) \right]} \quad (14.35)$$

Коэффициенты  $B_2$  и  $B_3$  в формуле (14.35) равняются:

$$B_2 = \frac{1,6 F_K}{(s_2 - c) \sqrt{D (s_2 - c)}} \frac{[\sigma]_K \Phi_{FR}}{[\sigma]_2 \Phi_R}; \quad B_3 = 0,25. \quad (14.36)$$

Формулы расчета применимы при выполнении требования прочности сварного шва укрепляющего кольца по условию

$$\sum t_i \geq \frac{4 P_K}{D}, \quad (14.37)$$

где  $\sum t_i$  — сумма всех эффективных ширин несущих сварных швов между укрепляющим кольцом и обечайкой (см. рис. 14.3, в).

У прерывистого сварного шва действительная его ширина уменьшается в отношении длины сварного шва и всего диаметра обечайки. Расстояние между концами прерывистых сварных швов должно быть не более  $8s_2$ , и сумма всех длин сварных швов — не менее  $0,5\pi (D + s_2)$ .

#### 14.2.11. Расчет пологого конического днища и цилиндрической обечайки, соединенных между собой укрепляющим кольцом (см. рис. 14.3, в), нагруженного внутренним избыточным давлением

Формулы расчета применимы при условиях  $\alpha_1 < 70^\circ$ ;  $s_1 = s_K$ .

Толщина стенки конического днища определяется по формулам (14.10) и (14.11) при  $D_K = D$ .

Площадь поперечного сечения укрепляющего кольца определяется по формуле (14.32), в которой при определении  $\beta$  следует принять  $(s_1 - c) = 0$ ; допускаемое внутреннее избыточное давление для конического днища  $[\rho]$  определяется по формуле (14.12) при  $D_K = D$ , а для укрепляющего кольца — по формуле (14.34), при этом

для определения  $\beta_2$  принимают  $(s_1 - c) = 0$ . Расчет применим при соблюдении требования прочности сварного шва по условию (14.37).

Допускается применение пологого конического днища без тороидального перехода и без укрепляющего кольца. Толщина стенки днища в этом случае определяется по формуле (14.31) при  $R_b = 0$ .

#### 14.2.12. Расчет соединения штуцера или цилиндрической обечайки с конической обечайкой по меньшему диаметру (см. рис. 14.3, е), нагруженного внутренним избыточным или наружным давлением

Формулы расчета применимы при условии  $\alpha_1 \leq 70^\circ$ .

Толщина стенки штуцера или цилиндрической обечайки определяется по формулам:

$$s_{2R} = \frac{p_R D \beta_4}{2[\sigma]_2 \Phi_R - p_R}, \quad (14.38)$$

$$s_2 \geq s_{2R} + c.$$

Расчет толщины стенки конического элемента переходной части производится с помощью отношения  $(s_1 - c)/(s_2 - c)$  по условию (14.22).

Допускаемое внутреннее избыточное или наружное давление из условия прочности переходной части рассчитывается по формуле:

$$[P] = \frac{2[\sigma]_2 \Phi_R (s_2 - c)}{D \beta_4 + (s_2 - c)}. \quad (14.39)$$

Коэффициент формы  $\beta_4$  определяется из условия

$$\beta_4 = \max \{1; \beta_H\}, \quad (14.40)$$

где

$$\beta_H = \beta + 0.75, \text{ при } \kappa \left( \frac{s_1 - c}{s_2 - c} \right)^2 \geq 1, \quad (14.41)$$

$$\beta_H = 0.4 \sqrt{\frac{D}{s_2 - c}} \frac{\lg \alpha_1}{\kappa \left( \frac{s_1 - c}{s_2 - c} \right) \sqrt{\frac{s_1 - c}{(s_2 - c) \cos \alpha_1}} + \sqrt{\frac{1 + \kappa \left( \frac{s_1 - c}{s_2 - c} \right)^2}{2}}} + 0.5 \\ \text{при } \kappa \left( \frac{s_1 - c}{s_2 - c} \right)^2 < 1. \quad (14.42)$$

Коэффициент  $\Phi_R$  определяется по формулам табл. 14.18 для соответствующего вида нагрузки.

#### 14.2.13. Расчет гладких конических обечайек, нагруженных осевой растягивающей силой (см. рис. 14.2, а и б)

Толщина стенки рассчитывается по формулам:

$$s_{KR} = \frac{P}{\pi D_1 \Phi_T [\sigma]} \frac{1}{\cos \alpha_1}, \quad (14.43)$$

$$s_K = \frac{P}{\pi D_1 \Phi_T [\sigma]} \frac{1}{\cos \alpha_1}; \quad (14.44)$$

$$s_K \geq s_{KR} + c.$$

Допускаемая растягивающая сила определяется по формуле:

$$[P] = \pi D_1 (s_K - c) [\sigma] \varphi_1 \cos \alpha_1. \quad (14.45)$$

#### 14.2.14. Расчет гладких конических обечайек, нагруженных осевой сжимающей силой (см. рис. 14.2, а и б)

Формулы расчета применимы при условии  $\alpha_1 \leq 70^\circ$ .

Допускаемая сжимающая сила определяется по формуле:

$$[P] = \min \left\{ \frac{[P]_p}{\sqrt{1 + \left( \frac{[P]_p}{[P]_E} \right)^2}}, \frac{D_1}{D_F} [P]_p \right\}, \quad (14.46)$$

где допускаемая осевая сила из условия прочности определяется по формуле:

$$[P]_p = \pi D_F (s_K - c) [\sigma] \cos \alpha_1, \quad (14.47)$$

а допускаемая осевая сила из условия устойчивости в пределах упругости — по формуле:

$$[P]_E = \frac{310 \cdot 10^{-6} E}{n_u} D_F^2 \left[ \frac{100 (s_K - c)}{D_F} \right]^2 \sqrt{\frac{100 (s_K - c)}{D_F} \cos^2 \alpha_1}. \quad (14.48)$$

Эффективный диаметр конической обечайки при осевом сжатии

$$D_F = \frac{0.9D + 0.1D_{01}}{\cos \alpha_1}, \quad (14.49)$$

где  $D_1$  — диаметр меньшего основания конической обечайки.

#### 14.2.15. Расчет конической и цилиндрической части или двух конических частей, соединенных между собой без торOIDального перехода (см. рис. 14.3, б и д), нагруженных осевой растягивающей или сжимающей силой

Формулы расчета применимы при условиях  $\alpha_1 \leq 70^\circ; 0 \leq \alpha_2 \leq \alpha_1; (s_1 - c) \geq (s_2 - c)$ . Допускаемая осевая растягивающая или сжимающая сила из условия прочности переходной части определяется по формуле:

$$[P] = \pi D \frac{(s_2 - c) [\sigma]_2 \Phi R \cos \alpha_2}{\beta_5}, \quad (14.50)$$

где коэффициент формы  $\beta_5$  определяется из условия

$$\beta_5 = \max (1.0; (2\beta + 1.2)). \quad (14.51)$$

Коэффициент  $\beta$  определяется по формуле (14.21), коэффициент  $\Phi_R$  определяется по формулам табл. 14.18 для соответствующего вида нагрузки.

#### 14.2.16. Расчет конической и цилиндрической части или двух конических частей, соединенных между собой торOIDальным переходом (см. рис. 14.3, б и д), нагруженных осевой растягивающей или сжимающей силой

Формулы расчета применимы при условиях  $\alpha_1 \leq 70^\circ; 0 \leq \alpha_2 \leq \alpha_1; 0 \leq R_0/D \leq 0.3$ . Допускаемая осевая растягивающая или сжимающая сила определяется по формуле:

$$[P] = \pi D \frac{(s - c) [\sigma] \Phi_R \cos \alpha_2}{\beta_5}, \quad (14.52)$$

где коэффициент формы  $\beta_5$  определяется из условия

$$\beta_r = \max \{1,0; \beta_T (2\beta + 1,2)\}, \quad (14.53)$$

Коэффициенты  $\beta$  и  $\beta_r$  определяются по формулам (14.21) и (14.27), а  $\phi_R$  — по формулам табл. 14.18 для соответствующего вида нагрузки.

#### 14.2.17. Расчет конической и цилиндрической обечаек, соединенных между собой укрепляющим кольцом (см. рис. 14.3, в), нагруженных осевой растягивающей или сжимающей силой

Формулы расчета применимы при условиях  $\alpha_1 \leq 70^\circ$ ;  $(s_1 - c) \geq (s_2 - c)$ , если  $(s_1 - c) < (s_2 - c)$ , то принять  $s_1 = s_2$ . Допускаемая осевая растягивающая или сжимающая сила из условия прочности переходной части определяется по формуле:

$$[P] = \pi D \frac{(s_2 - c) [\sigma]_2 \phi_R}{\beta_s}, \quad (14.54)$$

где коэффициент формы  $\beta_s$  определяется из условия

$$\beta_s = \max \{1,0; 2\beta_o\}. \quad (14.55)$$

Коэффициент  $\beta_o$  определяется по формуле (14.35), в которой следует принять  $B_3 = -0,35$ .

Проверка сварного шва укрепляющего кольца выполняется по условию (14.37).

#### 14.2.18. Расчет соединения штуцера или цилиндрической обечайки с конической обечайкой по меньшему диаметру (см. рис. 14.3, е), нагруженных осевой растягивающей или сжимающей силой

Формулы расчета применимы при условии  $\alpha_1 \leq 70^\circ$ .

Допускаемая осевая растягивающая или сжимающая сила из условия прочности переходной части определяется по формуле:

$$[P] = \pi D \frac{(s_2 - c) [\sigma]_2 \phi_R}{\beta_s}, \quad (14.56)$$

где коэффициент формы  $\beta_s$  определяется из условия

$$\beta_s = \max \{1,0; (2\beta_{ii} - 1,0)\}. \quad (14.57)$$

Коэффициент  $\beta_{ii}$  определяется по формуле (14.41) или (14.42), а коэффициент  $\phi_R$  — по формулам табл. 14.18 для соответствующего вида нагрузки.

#### 14.2.19. Расчет гладких конических обечаек, нагруженных внешним изгибающим моментом

Допускаемый изгибающий момент определяется из условия прочности по формуле:

$$[M] = \frac{D_R}{4} [P], \quad (14.58)$$

где расчетный диаметр  $D_R = D_K$  (по формулам табл. 14.17) или  $D_R = D_o$  для конического перехода (см. рис. 14.2, а и б), из условия устойчивости по формуле (13.21), где допускаемый изгибающий момент из условия прочности рассчитывается по формуле:

$$[M]_p = \frac{D_F}{4} [P]_p, \quad (14.59)$$

а допускаемый изгибающий момент из условия устойчивости в пределах упругости — по формуле:

$$[M]_E = \frac{D_F}{3,5} [P]_E. \quad (14.60)$$

Значения величин определяются по следующим формулам:  $D_F$  — по (14.49),  $[P]$  — по (14.45),  $[P_E]$  — по (14.47) и  $[P_E]$  — по (14.48).

#### 14.2.20. Расчет соединения конических и цилиндрических обечайек (см. рис. 14.3), нагруженных внешним изгибающим моментом

Допускаемый изгибающий момент из условия прочности переходной части рассчитывается по формуле:

$$[M] = \frac{D}{4} [P], \quad (14.61)$$

где допускаемая осевая сила определяется по формулам (14.46), (14.54), (14.52), (14.56).

#### 14.2.21. Расчет конических обечайек от сочетания нагрузок

Расчет ведется только на действие давления  $p_R$ , если сумма эквивалентных давлений от добавочных нагрузок в виде осевой силы и изгибающего момента, определяемых по формулам:

$$P_P = 4P/\pi D_R^2; \quad P_M = 16M/\pi D_R^3, \quad (14.62)$$

составляет для соответствующего расчетного диаметра не более 10% от  $p_R$ .

#### 14.2.22. Расчет гладких конических обечайек при совместном действии нагрузок

При проверке прочности или устойчивости при совместном действии нагрузок в приведенных ниже формулах наружное давление и осевая сжимающая сила принимаются со знаком минус. Изгибающий момент всегда принимается со знаком плюс.

В случае действия наружного давления условие устойчивости конической части проверяется по формуле:

$$\left| \frac{p}{[p]} - \frac{P}{[P]} + \frac{M}{[M]} \right| < 1, \quad (14.63)$$

а также по формулам проверки устойчивости от действия отдельных нагрузок

$$|p| < [p], \quad |P| < [P], \quad |M| < [M]. \quad (14.64)$$

Допускаемые нагрузки определяются по формулам (13.6), (13.21), (14.46). Проверку следует проводить, если не выполняется требование п. 14.2.21, хотя бы для одного из расчетных диаметров обечайки.

В случае действия внутреннего давления в формуле (14.63)  $p = 0$ .

#### 14.2.23. Расчет переходной части конических обечайек при совместном действии нагрузок

Переходные части конических обечайек проверяются на прочность от действия отдельных нагрузок по формулам (14.64), а также на соблюдение условия

$$\left| \frac{p}{[p]} + \frac{P}{[P]} \right| + \frac{M}{[M]} < 1, \quad (14.65)$$

где  $[p]$ ,  $[P]$ ,  $[M]$  — допускаемые нагрузки для переходной части обечайки.

Проверку следует проводить, если не выполняется требование п. 14.2.21 при  $D_R = D$ .

#### Сферические неотбортованные крышки и днища

#### 14.2.24. Расчет крышек и днищ, нагруженных внутренним избыточным давлением

Формулы расчета применимы при условиях  $(s - c)/R \leq 0,1$ ;  $0,95D \leq R \leq D$ .

Толщина сферической крышки (рис. 15.1 в и г) рассчитывается по формулам:

$$s_R = \frac{0,58\rho_R R}{\varphi[\sigma]};$$
 (14.66)

$$s = s_R + c.$$
 (14.67)

**Допускаемое внутреннее избыточное давление определяется по формуле:**

$$[p] = \frac{1,73(s - c)[\sigma]\varphi}{R}.$$
 (14.68)

**Толщина сферического днища (см. рис. 14.4) определяется по формулам:**

$$s_R = \frac{0,72\rho_R R}{\varphi[\sigma]},$$
 (14.69)

$$s = s_R + c.$$
 (14.70)

**Допускаемое внутреннее избыточное давление определяется по формуле:**

$$[p] = \frac{1,38(s - c)[\sigma]\varphi}{R},$$
 (14.71)

#### 14.2.25. Расчет крышек и днищ, нагруженных наружным давлением

**Допускаемое наружное давление определяется по формуле:**

$$[p] = 0,466K_1E\left(\frac{s - c}{R}\right)^2,$$
 (14.72)

**Формула расчета применима при условии**

$$R/(s - c) \geq K_2(E/\sigma_T),$$
 (14.73)

где  $K_1 = f(\rho)$  и  $K_2 = f_1(\rho)$  принимаются по табл. 14.19.

Параметр пологости крышки и днища равен

$$\rho = 6,6H/(s - c).$$

Таблица 14.19

Значения коэффициентов  $K_1$  и  $K_2$   
при расчете сферических неотбортованных крышек и днищ

$\rho$	Крышка		Днище	
	$K_1$	$K_2$	$K_1$	$K_2$
40	0,26	0,156	0,17	0,102
50	0,23	0,138	0,15	0,090
75	0,19	0,114	0,13	0,078
100	0,17	0,102	0,11	0,066
200	0,13	0,078	0,10	0,060
300	0,10	0,060	0,09	0,054

### Плоские круглые приварные днища и крышки (см. рис. 14.5)

#### 14.2.26. Условия применения формул расчета

Формулы расчета плоских круглых днищ и крышек применимы при условии  $(s_1 - c)/D_R \leq 0,11$ .

При  $(s_1 - c)/D_R > 0,11$  значение допускаемого давления, рассчитанного по приводимым ниже формулам, следует умножить на поправочный коэффициент

$$K_p = \frac{2,2}{1 + \sqrt{1 + \left( 6 \frac{s_1 - c}{D_R} \right)^2}} \quad (14.74)$$

Если при определении толщины днища в результате расчета окажется, что  $(s_1 - c)/D_R > 0,11$ , то необходимо дополнительно определить допускаемое давление и умножить его на коэффициент  $K_p$ . При  $K_p[p] < p$  толщину днища следует увеличить, чтобы выполнить условие  $K_p[p] \geq p$ .

#### 14.2.27. Расчет плоских круглых днищ и крышек, нагруженных внутренним избыточным или наружным давлением

Толщина днища или крышки рассчитывается по формулам:

$$s_{1R} = K K_0 D_R \sqrt{\frac{\rho R}{[\sigma]_\Phi}} ; \quad (14.75)$$

$$s_1 \geq s_{1R} + c, \quad (14.76)$$

где значения коэффициента  $K$  и расчетного диаметра  $D_R$  в зависимости от конструкции днищ и крышек принимаются по табл. 14.20.

Коэффициент ослабления днища или крышки отверстиями  $K_0$  равен:

при наличии одного отверстия

$$K_0 = \sqrt{1 + \frac{d}{D_R} + \left( \frac{d}{D_R} \right)^2}, \quad (14.77)$$

при наличии нескольких отверстий

$$K_0 = \sqrt{\frac{1 - \sum \left( \frac{d_i}{D_R} \right)^3}{1 - \sum \frac{d_i}{D_R}}}. \quad (14.78)$$

Для днищ и крышек без отверстий  $K_0 = 1$ .

Коэффициент  $K_0$  определяют для наиболее ослабленного сечения. Максимальную сумму для длии хорд отверстий в наиболее ослабленном диаметральном сечении днища или крышки определяют согласно рис. 14.14 по формуле  $\sum d_i = \max \{d_1 + d_2; (b_2 + b_3)\}$ .

Основные расчетные размеры отверстий указаны на рис. 14.14.

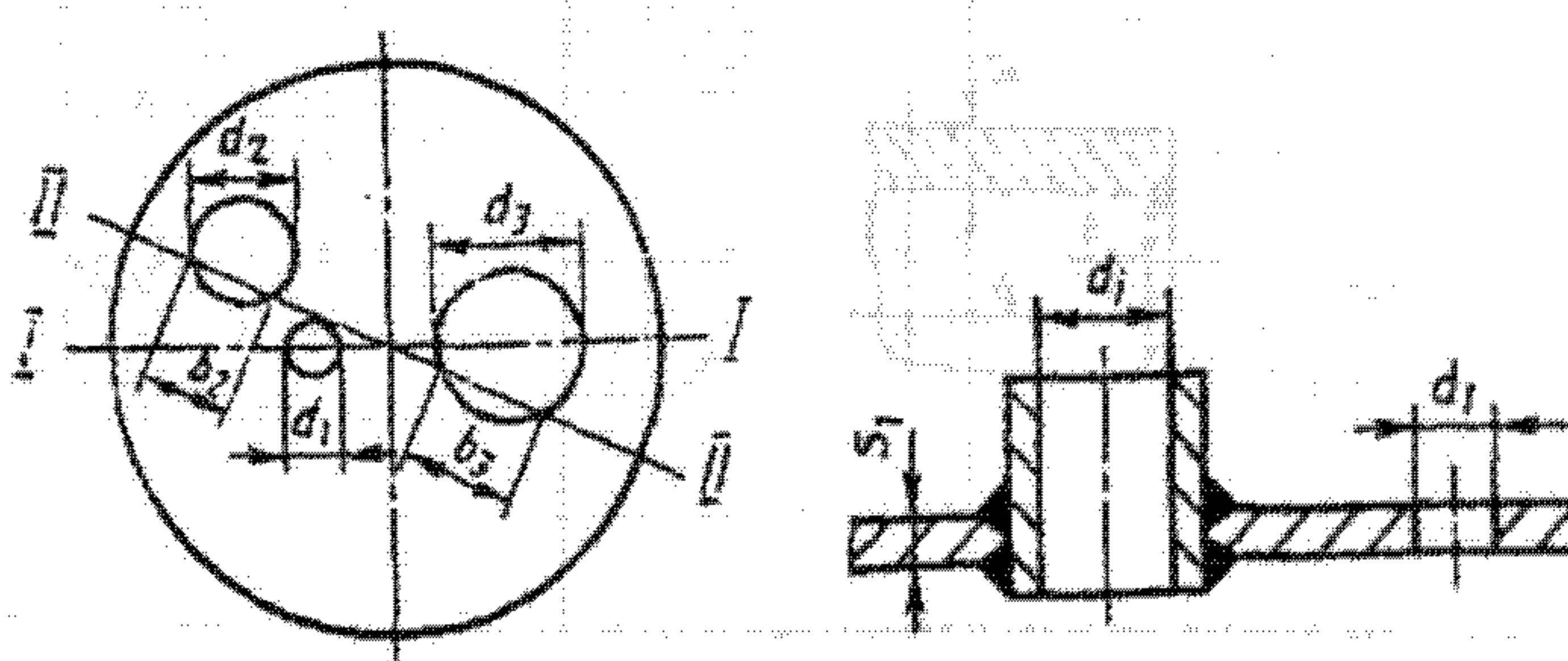
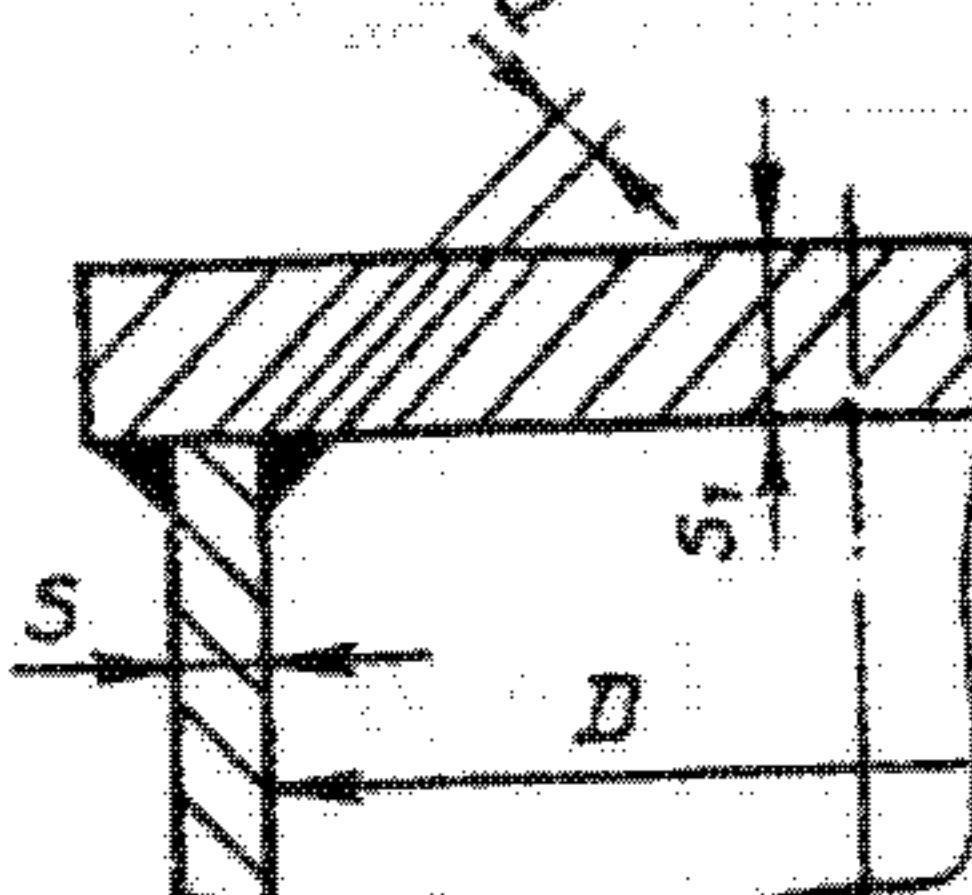
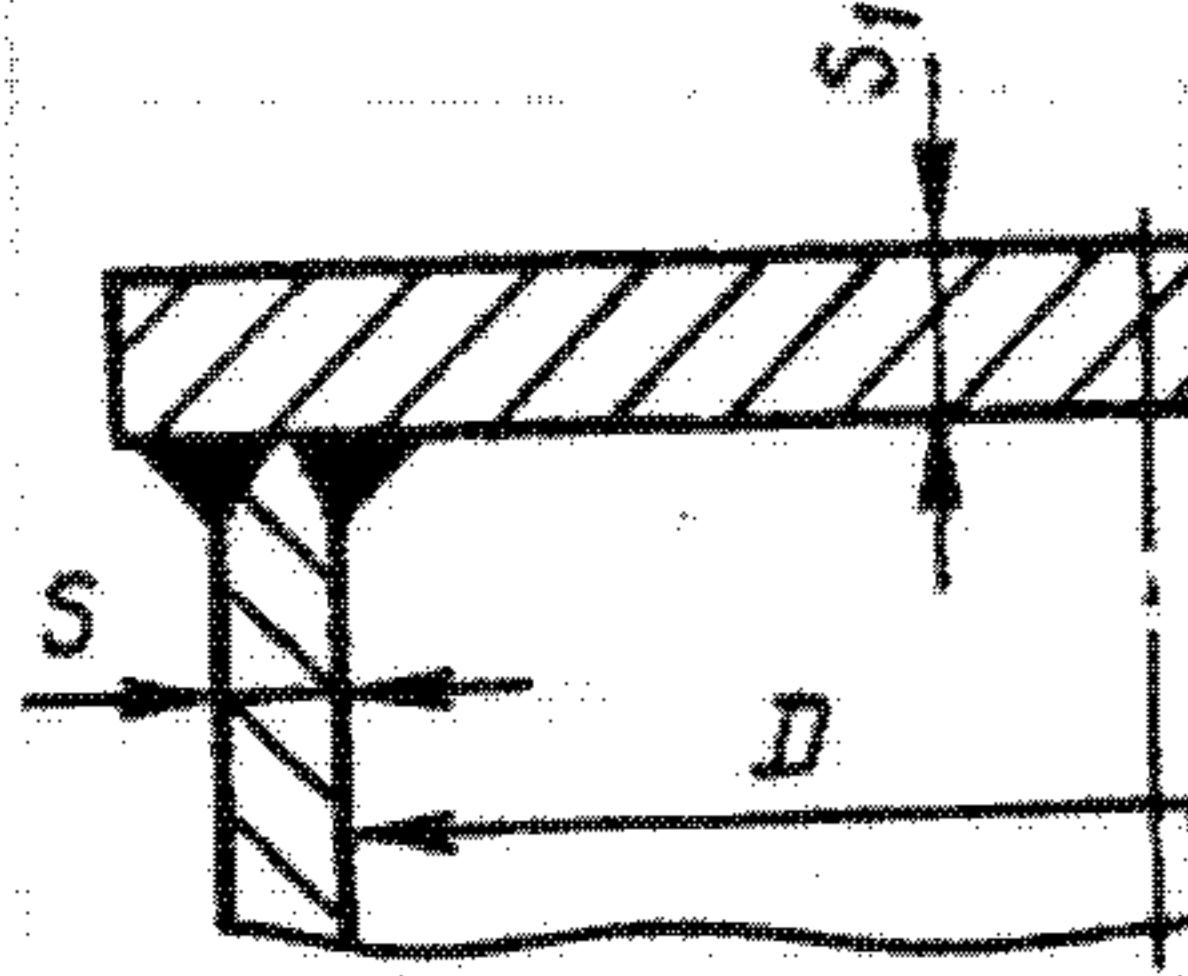
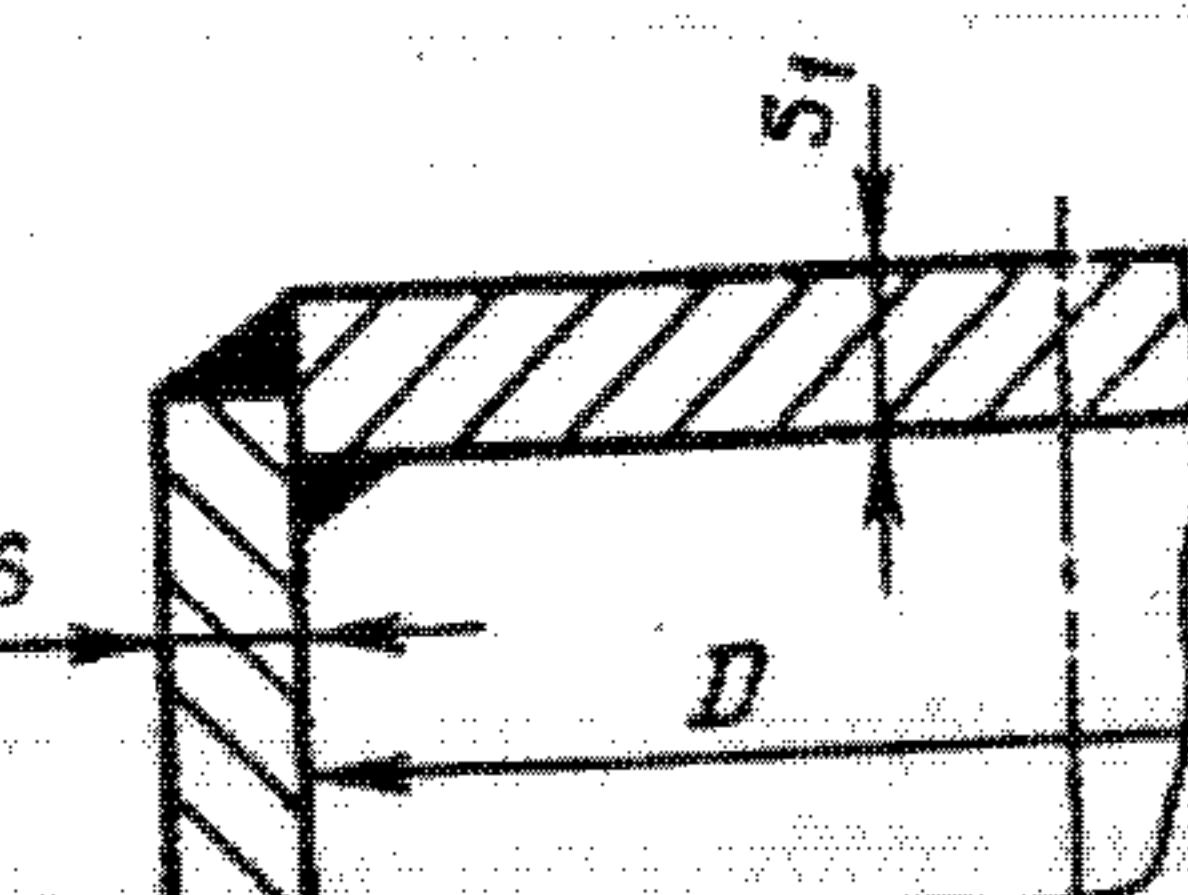
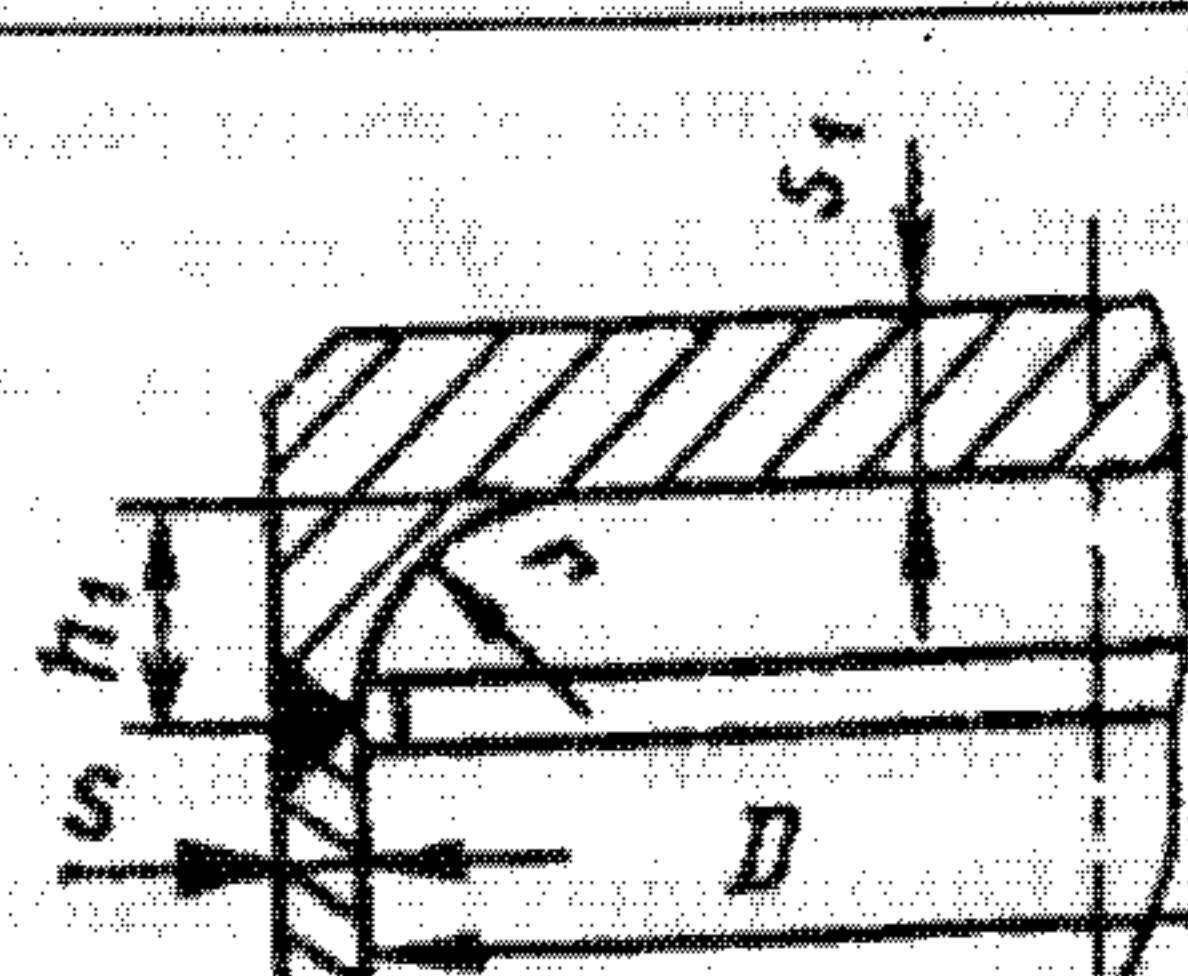
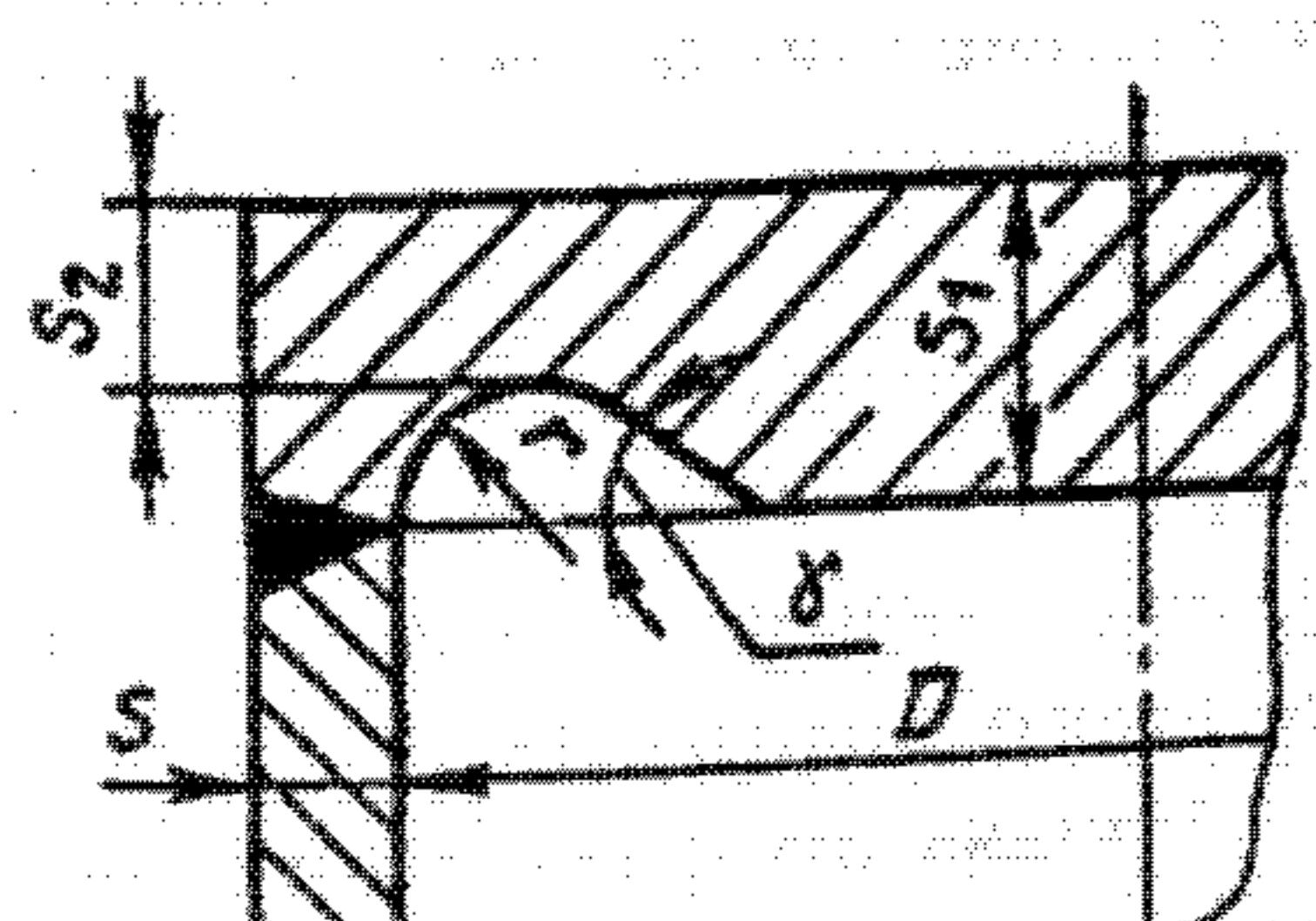


Рис. 14.14. Пример определения  $\sum d_i$  в плоских днищах, ослабленных отверстиями

Таблица 14.20

Значения расчетного  $D_R$  и коэффициентов  $K$  для различных исполнений днищ

Тип	Чертеж	Условия закрепления днищ и крышек	$K$
1		$a \geq 1,7 \cdot s$ $D_R = D$	0,53
2		$a \geq 0,85 \cdot s$ $D_R = D$	0,50
3		$\frac{s - c}{s_1 - c} < 0,25$ $D_R = D$	0,45
		$\frac{s - c}{s_1 - c} \geq 0,25$ $D_R = D$	0,41
4		$\frac{s - c}{s_1 - c} < 0,5$ $D_R = D$	0,41
		$\frac{s - c}{s_1 - c} \geq 0,5$ $D_R = D$	0,38
5		$\frac{s - c}{s_1 - c} < 0,25$ $D_R = D$	0,45
		$\frac{s - c}{s_1 - c} \geq 0,25$ $D_R = D$	0,41

Тип	Чертеж	Условия закрепления днищ и крышек	$K$
6		$a > 0,85 \cdot s$ $D_R = D$	0,50
7		$\frac{s-c}{s_1-c} < 0,5$ $\frac{s-c}{s_1-c} \geq 0,5$ $D_R = D$	0,41 0,38
8		$\frac{s-c}{s_1-c} < 0,5$ $\frac{s-c}{s_1-c} \geq 0,5$ $D_R = D$	0,41 0,38
9		$\max\{s, 0,25 \cdot s_1\} \leq r \leq \min\{s_1, 0,1D\}$ $h_1 \geq r$ $D_R = D - 2r$	$K = \max\{0,41 \times \left(1 - 0,23 \frac{s-c}{s_1-c}\right), 0,3\}$
10		$\frac{s-c}{s_1-c} < 0,5$ $\frac{s-c}{s_1-c} \geq 0,5$ $D_R = D$ $0,25 \cdot s_1 \leq r \leq s_1 - s_2$ $30^\circ \leq \gamma \leq 90^\circ$	0,41 0,38

Тип	Чертеж	Условия закрепления днищ и крышек	$K$
11		$D_R = D_3$	0,40
12		$D_R = D_{cn}$	0,41

### 14.3. Узлы сопряжения оболочек

В реальных конструкциях машин и аппаратов края оболочек прикрепляются к другим оболочкам (часто иных профиля и толщины) или к соответствующим деталям (фланцы, трубные решетки и т.п.). В таких узлах сопряжения возникают дополнительные, так называемые краевые, нагрузки, вызывающие местные напряжения изгиба в материале сопрягаемых элементов. Краевая сила  $Q_0$  и краевой момент  $M_0$  являются реакциями заделки края оболочки, которому мешает свободно деформироваться сопрягаемая деталь с иными возможностями для перемещений под действием внешних нагрузок.

Различные возможности для деформаций у сопрягаемых элементов, являющиеся причиной появления краевых нагрузок по контуру сопряжения, могут быть вызваны: 1) заделкой края оболочки (рис. 14.15); 2) изменением геометрических размеров (формы) оболочки при переходе от одного сечения к другому (рис. 14.16); 3) изменением нагрузки при переходе от одного сечения к другому (рис. 14.17); 4) изменением свойств материала (модуля упругости, коэффициента линейного расширения, коэффициента Пуассона  $\mu$  и др.) при переходе от одного сечения к другому (рис. 14.18).

Для определения  $Q_0$  и  $M_0$  составляются так называемые уравнения совместности радиальных и угловых деформаций. Сущность этих уравнений заключается в том, что для нормальной работы машины или аппарата в узле сопряжений не должно быть никаких относи-

тельных перемещений сопрягаемых деталей. Другими словами, необходимо выполнение условий, когда суммы радиальных и угловых деформаций края одной детали от действующих внешних и краевых нагрузок равны соответствующим суммам радиальных и угловых деформаций края другой детали от действующих на нее активных и реактивных нагрузок.

Для удобства понимания и наглядности составим эти уравнения для конкретного случая — узла сопряжения сферической и цилиндрической оболочек (рис. 14.19, а) находящихся под действием внутреннего давления. Мысленно рассечем узел плоскостью, нормальной к оси симметрии оболочек, так что образуемая вследствие этого основная (статически определима) система представляется состоящей из двух оболочек (рис. 14.19, б).

К оболочкам прикладывается заданная внешняя нагрузка (внутреннее давление  $p$ ), распорная сила  $Q$ , действующая на край сферической оболочки, а также искомые неизвестные краевые нагрузки  $Q_0$  и  $M_0$ .

Приняв для края оболочки положительными радиальные перемещения  $\Delta$  в направлении от ее оси, а угловые перемещения  $\Theta$  в направлении по часовой стрелке, получим с учетом этого правила знаков для правой части оболочек на рис. 14.19, б уравнения совместности радиальных и угловых деформаций:

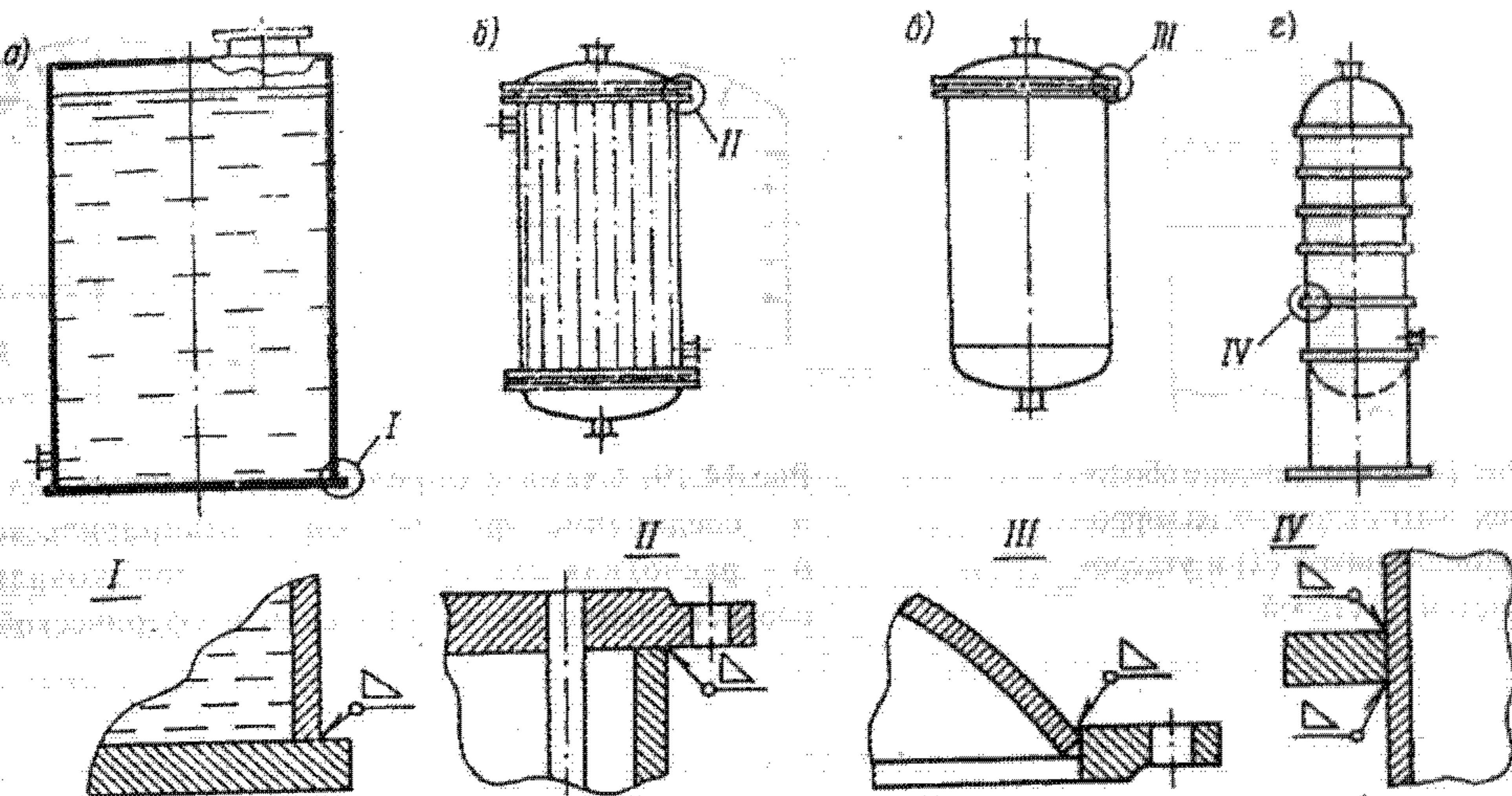


Рис. 14.15. Примеры соединения края оболочки: а — с толстым (недеформируемым) плоским днищем; б — с трубной решеткой теплообменника; в — с фланцем; г — с кольцом жесткости.

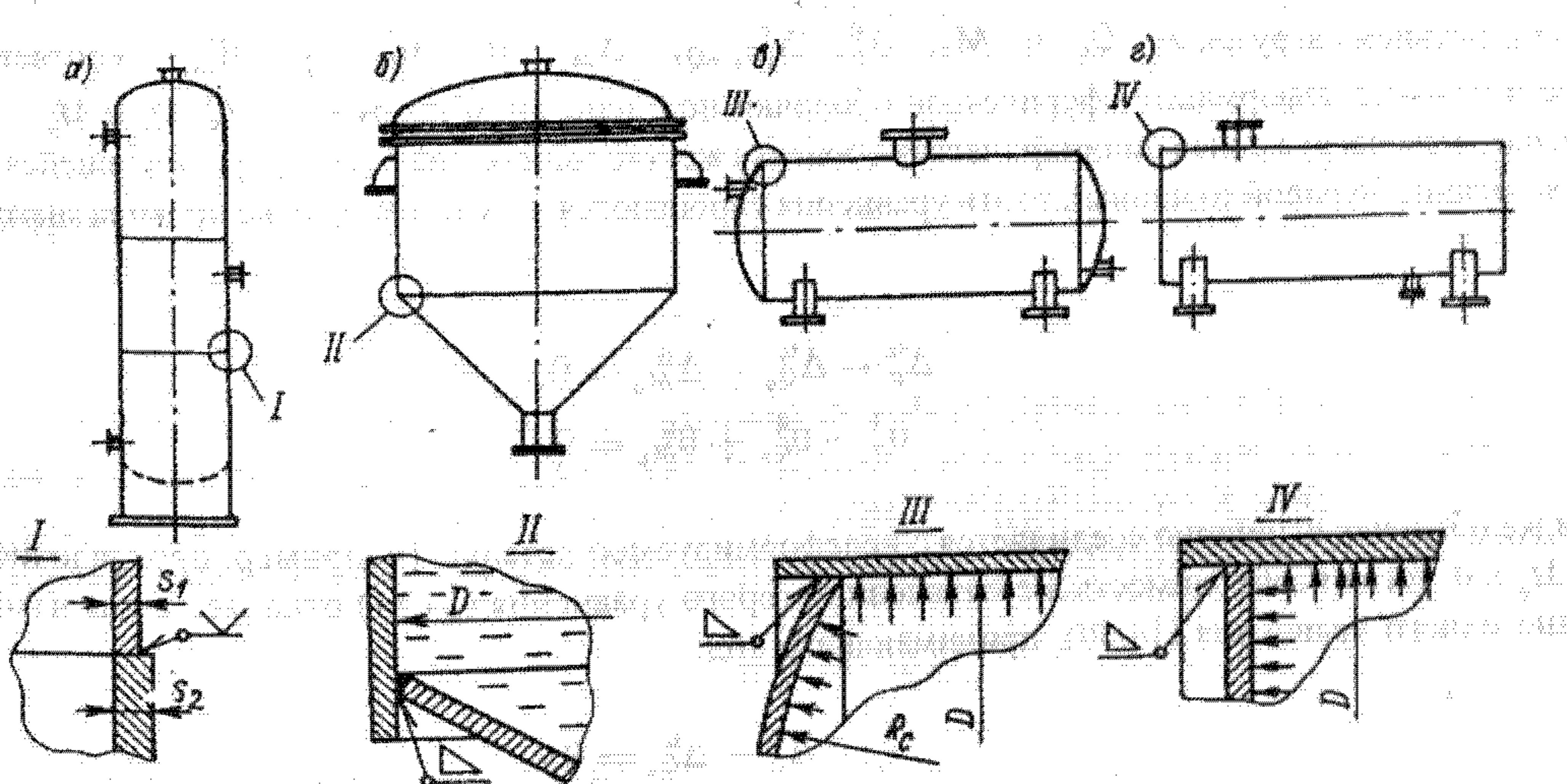


Рис. 14.16. Примеры изменения геометрических размеров оболочек: а — соединение цилиндрических обечаек разной толщины; б, в — соединение обечаек одинаковой толщины разной формы; г — соединение оболочки с пластинкой, имеющей одинаковую толщину.

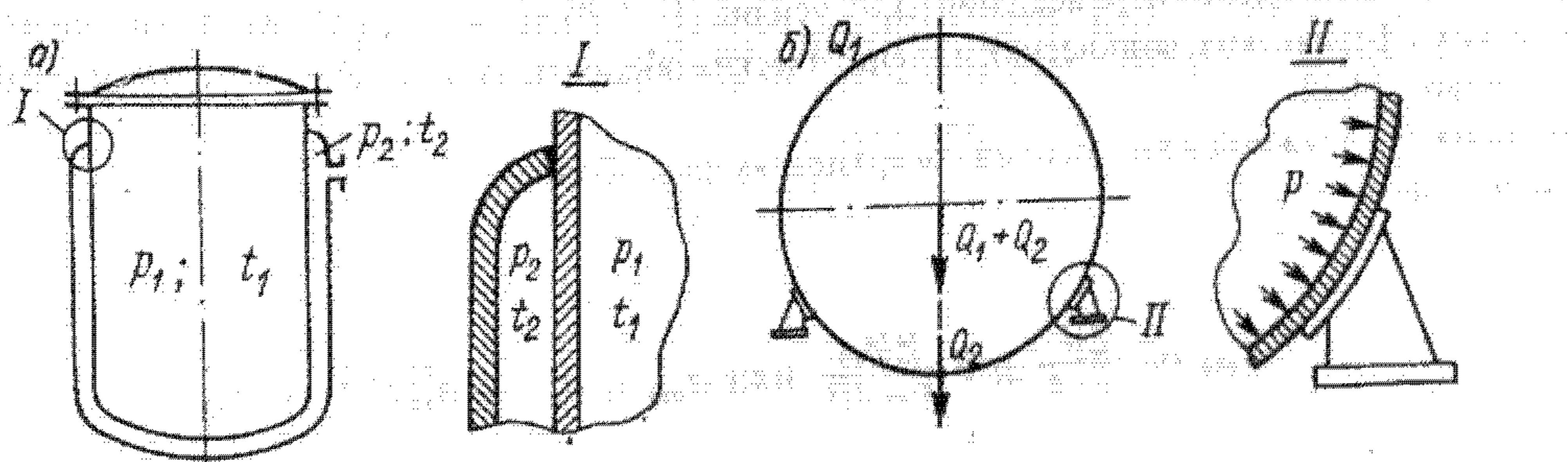


Рис. 14.17. Примеры изменения нагрузок, действующих на оболочки: а — соединение корпуса аппарата с его рубашкой; б — соединение оболочки с опорными устройствами.

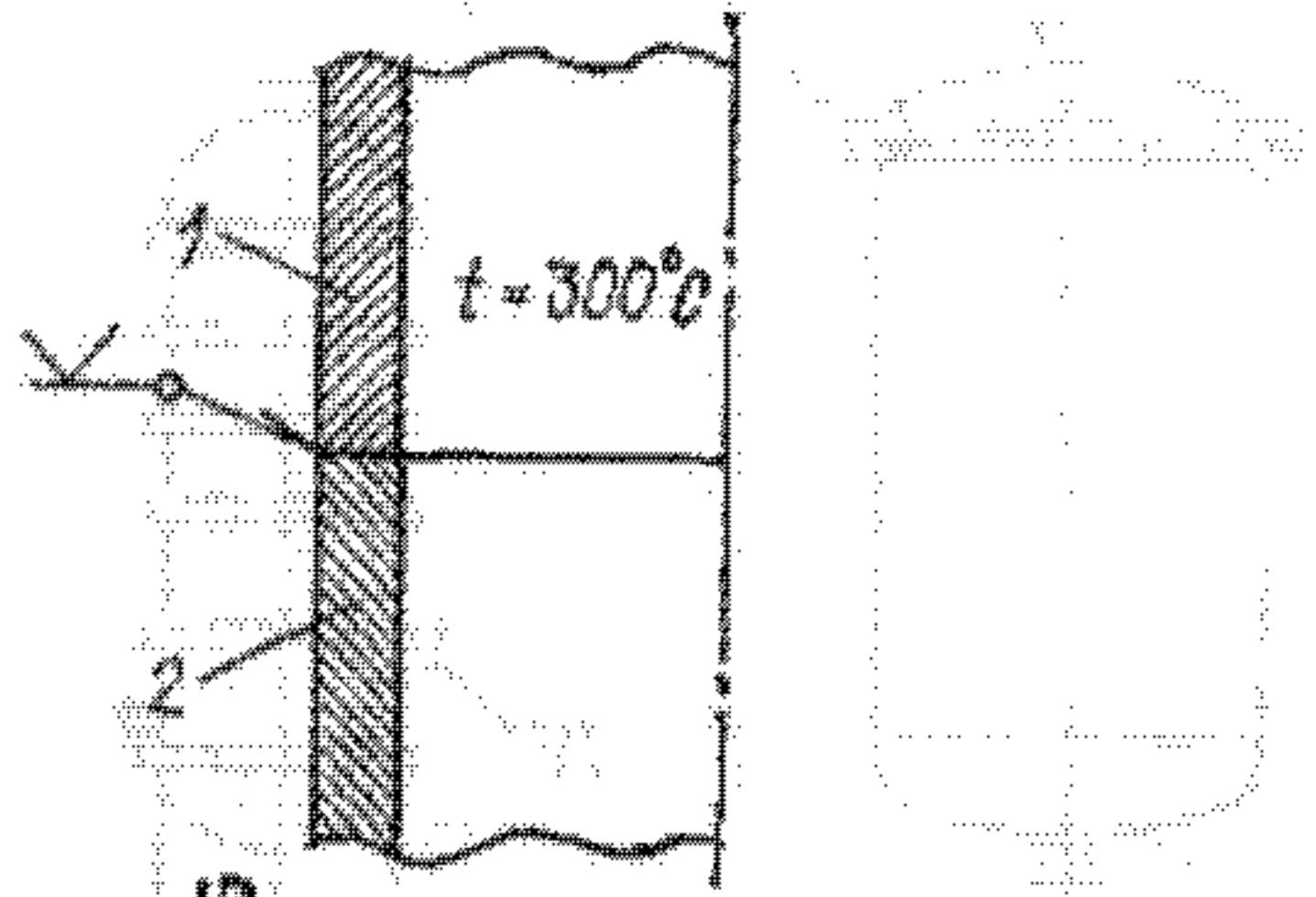


Рис. 14.18. Соединение оболочек, изготовленных из коррозионностойкой (1) и углеродистой (2) сталей

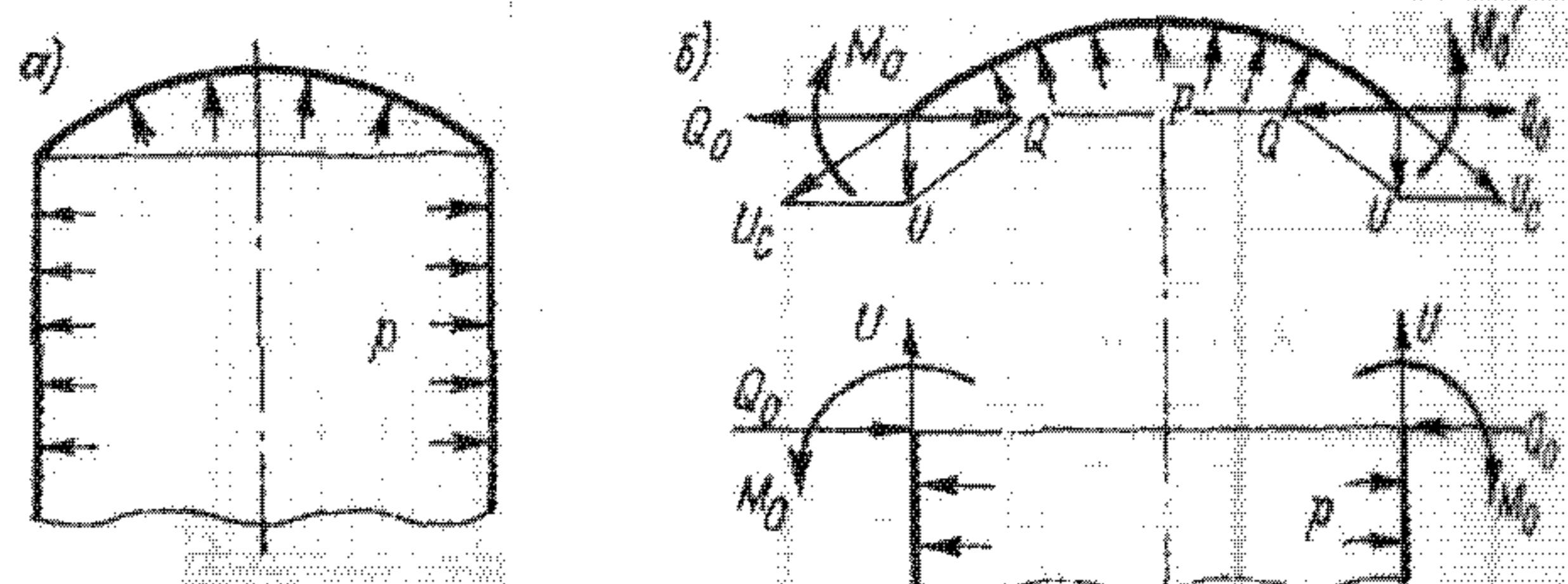


Рис. 14.19. Схема к определению краевых сил и моментов:  
а – соединение сферической и цилиндрической оболочек;  
б – расчетная схема;  $U$  и  $U_c$  – меридиональные усилия соответственно цилиндрической и сферической оболочек

$$\left. \begin{aligned} \Delta_p^u - \Delta_{Q_0}^u + \Delta_{M_0}^u &= \Delta_p^c + \Delta_{(Q_0-Q)}^c + \Delta_{M_0}^c; \\ \theta_p^u - \theta_{Q_0}^u + \theta_{M_0}^u &= -\theta_p^c - \theta_{(Q_0-Q)}^c - \theta_{M_0}^c, \end{aligned} \right\} \quad (14.79)$$

где  $\Delta_p^u$ ,  $\Delta_{Q_0}^u$ ,  $\Delta_{M_0}^u$ ,  $\theta_p^u$ ,  $\theta_{Q_0}^u$ ,  $\theta_{M_0}^u$  – соответственно радиальные и угловые деформации края цилиндрической оболочки под действием нагрузок  $p$ ,  $Q_0$  и  $M_0$ ;  $\Delta_p^c$ ,  $\Delta_{(Q_0-Q)}^c$ ,  $\Delta_{M_0}^c$ ,  $\theta_p^c$ ,  $\theta_{(Q_0-Q)}^c$ ,  $\theta_{M_0}^c$  – соответственно радиальные и угловые деформации сферической оболочки под действием нагрузок  $p$ ,  $Q$ ,  $Q_0$  и  $M_0$ .

В случае, если нагруженная цилиндрическая оболочка жестко защемлена в недеформирующейся детали (например, во фланце большой толщины), то эти уравнения упрощаются и с учетом того же правила знаков принимают вид:

$$\Delta_p^u - \Delta_{Q_0}^u + \Delta_{M_0}^u = 0; \quad (14.80)$$

$$\theta_p^u - \theta_{Q_0}^u + \theta_{M_0}^u = 0. \quad (14.81)$$

Если же оболочка шарнирно соединяется с недеформируемой деталью (например, прокладочное соединение), то  $M_0 = 0$ , тогда необходимость в составлении второго уравнения (14.81) отпадает и для нахождения  $Q$  достаточно одного уравнения (14.80), принимающего вид:

$$\Delta_p^u - \Delta_{Q_0}^u = 0. \quad (14.82)$$

Деформация, а следовательно, и напряжения изгиба от действия краевых нагрузок носят локальный характер и имеют существенную величину лишь в окрестности непосредственного действия нагрузок.

Сечения обечаек, отстоящие от края на расстоянии  $x \geq \pi/(2.5\beta)$ , можно считать практически бесконечно удаленными от него, и действием  $Q_0$  и  $M_0$  на эти сечения можно пренебречь. Коэффициент  $\beta$  называется коэффициентом затухания деформации вдоль образующейся оболочки и определяется по формулам, представленным в табл. 14.21.

Выражения для вычисления перемещений ( $\Delta, \theta$ ), усилий ( $U, T, P$ ), моментов ( $M_m, M_r, M_s$ ) и напряжений на краю цилиндрических, сферических, конических и эллиптических оболочек даны в табл. 14.21 и на краю плоских днищ (крышек) — в табл. 14.22.

Напряжения на наружной и внутренней поверхностях края оболочки<sup>1</sup>:  
меридиональное

$$\sigma_{m0} = \frac{\Sigma U}{s - c} \pm 6 \frac{\Sigma M_m}{(s - c)^2} \text{ или } \sigma_{m0} = \sigma_{m0}^p + \sigma_{m0}^{(Q_0-Q)} + \sigma_{m0}^{M_0}; \quad (14.83)$$

<sup>1</sup> При направлении действия нагрузок, противоположном указанному в табл. 14.21 и 14.22, знак перед  $\Delta$ ,  $\theta$ ,  $\sigma$  в формулах (14.83) — (14.89) следует изменить на обратный.

кольцевое

$$\sigma_{t0} = \frac{\Sigma T}{s - c} \pm 6 \frac{\Sigma M_t}{(s - c)^2} \text{ или } \sigma_{t0} = \sigma_{t0}^p + \sigma_{t0}^{(Q_0 - Q)} + \sigma_{t0}^{M_0}, \quad (14.84)$$

максимальное

$$\sigma_{\max} = \max \{\sigma_{tb}; \sigma_{t0}\}, \quad (14.85)$$

где  $\Sigma U, \Sigma T$  — соответственно сумма меридиональных и сумма тангенциальных (кольцевых) усилий, возникающих на краю обечайки от действия давления  $p$ , краевой  $Q_0$  и распорной  $Q$  сил, краевого момента  $M_0$ ;  $\Sigma M_p, \Sigma M_t$  — соответственно сумма меридиональных и сумма тангенциальных (кольцевых) моментов, возникающих на краю обечайки от действия нагрузок  $p, (Q_0 - Q)$  и  $M_0$ ;  $\sigma_{tb}^p, \sigma_{tb}^{(Q_0 - Q)}, \sigma_{tb}^{M_0}$  — меридиональные напряжения, возни- вющие на краю обечайки от действия соответственно нагрузок  $p, (Q_0 - Q)$  и  $M_0$ ;  $\sigma_{t0}^p, \sigma_{t0}^{(Q_0 - Q)}, \sigma_{t0}^{M_0}$  — тангенциальные (кольцевые) напряжения, возникающие на краю обечайки от действия соответственно нагрузок  $p, (Q_0 - Q)$  и  $M_0$ .

Напряжения на наружной и внутренней поверхностях края плоского круглого днища (крышки):  
радиальное

$$\sigma_r = \Sigma P/(s_n - c) \pm 6 \Sigma M_r/(s_n - c)^2; \quad (14.86)$$

кольцевое

$$\sigma_{t0} = \Sigma T/(s_n - c) \pm 6 \Sigma M_t/(s_n - c)^2; \quad (14.87)$$

максимальное

$$\sigma_{\max} = \max \{\sigma_{r0}; \sigma_{t0}\}, \quad (14.88)$$

где  $\Sigma P, \Sigma T$  — соответственно сумма радиальных и сумма кольцевых усилий, действующих по контуру плоского круглого днища от нагрузок  $p, Q_0$  и  $M_0$ ;  $\Sigma M_p, \Sigma M_t$  — соответственно сумма радиальных и сумма кольцевых моментов, действующих по контуру плоского круглого днища от нагрузок  $p, Q_0$  и  $M_0$ .

Для узла соединения оболочек или обечайки с плоским днищем (крышкой) должно выполняться условие

$$\sigma_{\max} < \varphi [\sigma]_{kp},$$

где  $[\sigma]_{kp}$  — допускаемое напряжение в краевой зоне.

Для пластичных материалов при наличии статической нагрузки в случае преобладания напряжений изгиба разрешается увеличивать допускаемое напряжение для краевых зон на 30% по сравнению с обычным:

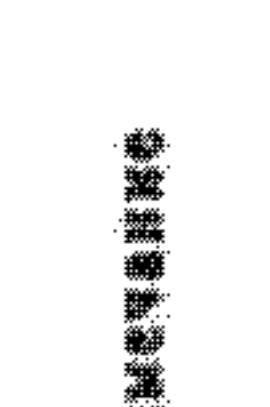
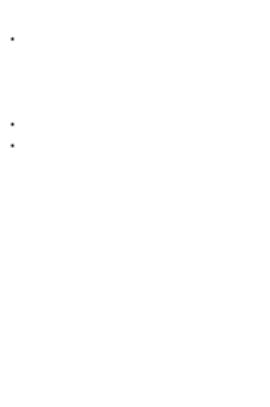
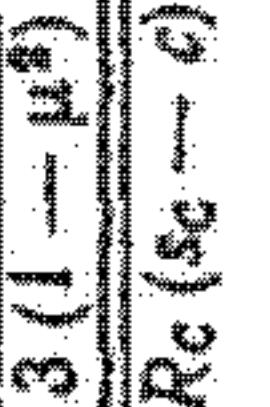
$$[\sigma]_{kp} = 1,3 [\sigma].$$

Такое увеличение  $[\sigma]_{kp}$  связано с локальным характером краевых напряжений, приводящих к образованию по линии искажения пластического шарнира, исключающего разрушение узла сопряжения.

В тех случаях, когда материал хрупкий (или имеется хрупкое покрытие), а также когда нагрузки в узле сопряжения являются циклическими, допускаемые напряжения для краевых зон увеличивать не следует, т.е. принимают по обычным правилам ( $[\sigma]_{kp} = [\sigma]$ ).

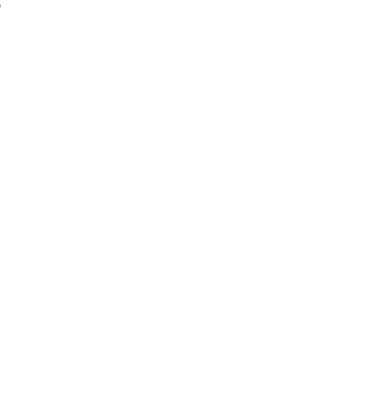
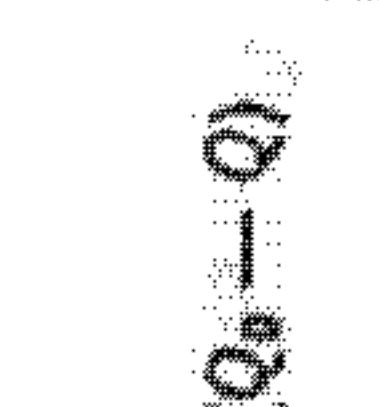
Таблица 14.21

Формулы для определения нагрузок, перенесенных и напряжений на край оболочек

Нагрузка	Условие	Момент	Перемещение		Напряжение	Примечание
			радиальное $\Delta$	угловое $\theta$		
	0	$2\beta RQ_0$	$\frac{2\beta R}{E(s-c)}Q_0$	0	$\frac{\sqrt{3}(1-\mu^2)}{\sqrt{R(s-c)}}$	
	0	$2\beta^2RM_0$	$\frac{2\beta^2R^2}{E(s-c)}M_0$	$\pm \frac{6M_0}{(s-c)}$	$\frac{P_pR}{2(s-c)}$	
	0	$2\beta^2RM_0 + P_pR$	$\frac{4\beta^2R^2}{E(s-c)}M_0$	$\pm \frac{6M_0}{(s-c)}$	$\frac{P_pR}{2(s-c)}$	
	0	$2\beta^2RM_0 + P_pR$	$\frac{2\beta^2R^2}{E(s-c)}M_0$	0	$\frac{P_pR}{2(s-c)}$	
	0	$2\beta^2RM_0 + P_pR + Q$	$\frac{2\beta^2R^2}{E(s-c)}M_0 + \frac{P_pR}{2(s-c)}$	0	$\frac{P_pR_c}{2} \cos \varphi_0$	$\beta = \frac{\sqrt{3}(1-\mu^2)}{\sqrt{R(s-c)}}$
	0	$2\beta^2RM_0 + P_pR + Q$	$\frac{2\beta^2R^2}{E(s-c)}M_0 + \frac{P_pR_c}{2} \cos \varphi_0 + \frac{Q}{2}$	0	$\frac{P_pR_c}{2} \cos \varphi_0$	$k_{10} = 1 - \frac{2\mu}{2\beta c R_c} \operatorname{ctg} \varphi_0$
	0	$2\beta^2RM_0 + P_pR + Q$	$\frac{2\beta^2R^2}{E(s-c)}M_0 + \frac{P_pR_c}{2} \cos \varphi_0 + \frac{Q}{2}$	0	$\frac{P_pR_c}{2} \cos \varphi_0$	$k_{10} = 1 - \frac{1+2\mu}{2\beta c R_c} \operatorname{ctg} \varphi_0$
	0	$2\beta^2RM_0 + P_pR + Q$	$\frac{2\beta^2R^2}{E(s-c)}M_0 + \frac{P_pR_c}{2} \cos \varphi_0 + \frac{Q}{2}$	0	$\frac{P_pR_c}{2} \cos \varphi_0$	$k_{10} = 1 - \frac{1+\mu}{2\beta c R_c} \operatorname{ctg} \varphi_0$



Продолжение табл. 14.21

Условие	Момент	Перемещение	Напряжение	
			радиальное $\Delta$	угловое $\theta$
Нагрузка меридиано- кольцевое 	$(Q_0 - Q) \sin \alpha$	$0$	$0$	$0$
	$\frac{2\beta_{K,Y}R_0^2}{E(s_K - c)}(Q_0 - Q)$	$\frac{2\beta_{K,Y}R_0^2}{E(s_K - c) \cos \alpha}(Q_0 - Q)$	$\frac{(Q_0 - Q) \sin \alpha}{s_K - c}$	$\frac{2\beta_{K,Y}R_0(Q_0 - Q)}{s_K - c}$
Нагрузка меридиано- кольцевое 	$0$	$\frac{2\beta_{K,Y}R_0}{\cos \alpha} M_0$	$M_0$	$M_0$
	$\frac{2\beta_{K,Y}R_0}{\cos \alpha} M_0$	$\frac{4\beta_{K,Y}R_0^2}{E(s_K - c) \cos \alpha} M_0$	$\frac{6M_0}{(s_K - c)^2}$	$\pm \frac{6\mu M_0}{(s_K - c)^2}$
Нагрузка меридиано- кольцевое 	$0$	$\frac{\rho_p R_0}{\cos \alpha}$	$0$	$0$
	$0$	$\frac{R_0}{E(s_K - c) \cos \alpha} P_p$	$\frac{2R_0 \sin \alpha}{E(s_K - c) \cos^2 \alpha} P_p$	$\frac{\rho_p R_0}{(s_K - c) \cos \alpha}$
Нагрузка меридиано- кольцевое 	$0$	$\frac{\rho_p R_0 X}{2 \cos \alpha} \left(1 - \frac{R_0^2}{R_0^2}\right)$	$0$	$\frac{R_0 \left(1 - \frac{R_0^2}{R_0^2}\right) P_p}{2(s_K - c) \cos \alpha}$
	$0$	$\frac{\rho_p R_0}{\cos \alpha}$	$\frac{R_0 \sin \alpha \left(3 + \frac{R_0^2}{R_0^2}\right) P_p}{2E(s_K - c) \cos \alpha}$	$\frac{\rho_p R_0}{(s_K - c) \cos \alpha}$
Нагрузка меридиано- кольцевое 	$0$	$2\beta_3 \alpha Q_0$	$0$	$\frac{2\beta_3 \alpha}{E(s_3 - c)} Q_0$
	$0$	$2\beta_3 \alpha M_0$	$M_0$	$\frac{6M_0}{(s_3 - c)^2} \pm \frac{6\mu M_0}{(s_3 - c)^2}$
Нагрузка меридиано- кольцевое 	$0$	$\frac{\rho_p a}{2} \times (2 - \frac{\alpha^2}{\beta^2})$	$0$	$\frac{\rho_p a}{2(s_3 - c)} \left(2 - \frac{\alpha^2}{\beta^2}\right)$
	$0$	$\frac{\rho_p a}{2} \times (2 - \frac{\alpha^2}{\beta^2})$	$0$	$\frac{\rho_p a}{2(s_3 - c)} \times (2 - \frac{\alpha^2}{\beta^2})$

TOKYO 1922

THE CLOTHESLINE OF THE PRACTICALLY HOMELESS

Усилие	Нагрузка	Момент	Перемещение	Напряжение
усиление Р	концентрическое	кольцевой $M_t$	радиальное $\Delta$	кольцевое $Q_t$
усиление Р	параллельное Р	кольцевой $M_t$	угловое $\theta$	радиальное $\theta$
усиление Р	распределенное	кольцевой $M_t$	радиальное $\theta$	кольцевое $Q_t$
усиление Р	распределенное	кольцевой $M_t$	радиальное $\theta$	радиальное $\theta$

## Примеры

**14.2.1.** Для теплообменного аппарата (рис. 14.20), работающего под внутренним давлением, осуществить проверку прочности цилиндрической обечайки крышки в месте соединения ее с плоской круглой пластиной.

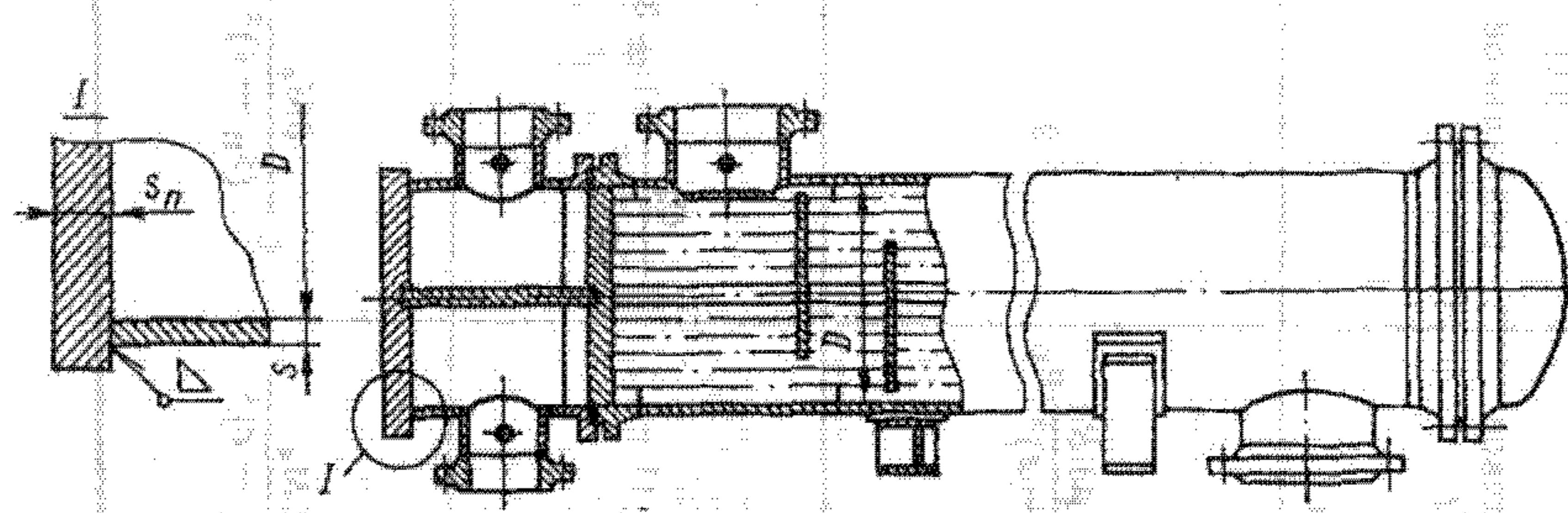


Рис. 14.20. Теплообменный аппарат

**Исходные данные.** Внутренний диаметр аппарата  $D = 300$  мм, давление  $p_p = 2$  МПа, расчетная температура стенок  $t = 50^\circ\text{C}$ , материал — листовой прокат из стали 10Х17Н13М2Т. Толщина цилиндрической обечайки  $s = 12$  мм, пластины  $s_n = 22$  мм, прибавка к расчетной толщине стенки  $c = 2$  мм, коэффициент прочности сварных швов  $\phi = 1$ , допускаемое напряжение  $[\sigma] = 131$  МПа.

**Решение.** Допускаемое напряжение на краю обечайки  $[\sigma]_{kp} = 1,3 [\sigma] = 1,3 \cdot 131 \equiv 170$  МПа.

Расчетное значение модуля продольной упругости при заданной температуре ( $t = 50^\circ\text{C}$ ) для стали 10Х17Н13М2Т  $E = 2 \cdot 10^5$  МПа.

Уравнения совместности деформаций (рис. 14.21)

$$\left. \begin{aligned} \Delta_p^u - \Delta_{Q_0}^u + \Delta_{M_0}^u &= \Delta_p^n + \Delta_{Q_0}^n + \Delta_{M_0}^n; \\ -\theta_p^u + \theta_{Q_0}^u - \theta_{M_0}^u &= \theta_p^n + \theta_{Q_0}^n + \theta_{M_0}^n. \end{aligned} \right\} \quad (14.89)$$

где  $\Delta_p^u$ ,  $\Delta_{Q_0}^u$ ,  $\Delta_{M_0}^u$ ,  $\theta_p^u$ ,  $\theta_{Q_0}^u$ ,  $\theta_{M_0}^u$  — соответственно радиальные и угловые деформации края цилиндрической обечайки под действием нагрузок  $p$ ,  $Q_0$  и  $M_0$ ;  $\Delta_p^n$ ,  $\Delta_{Q_0}^n$ ,  $\Delta_{M_0}^n$ ,  $\theta_p^n$ ,  $\theta_{Q_0}^n$ ,  $\theta_{M_0}^n$  — соответственно радиальные и угловые деформации края плоской круглой пластины от действия нагрузок  $p$ ,  $Q_0$  и  $M_0$ .

Подставляя соответствующие значения деформаций из табл. 14.21 и 14.22 в уравнения (14.89), получим

$$\left. \begin{aligned} \frac{(2-\mu)R^2}{2E(s-c)} p_p - \frac{2\beta R^2}{(s-c)E} Q_0 + \frac{2\beta^2 R^2}{(s-c)E} M_0 &= 0 + \frac{(1-\mu)R}{E(s_n-c)} Q_0 + 0; \\ -0 + \frac{2\beta^2 R^2}{(s-c)E} Q_0 - \frac{4\beta^3 R^2}{(s-c)E} M_0 &= -\frac{3(1-\mu)R^3}{2E(s_n-c)^2} p_p + \frac{6(1-\mu)R}{E(s_n-c)^2} Q_0 + \\ &+ \frac{12(1-\mu)R}{E(s_n-c)^3} M_0. \end{aligned} \right\} \quad (14.90)$$

где  $\beta = \sqrt[4]{3(1-\mu^2)}/\sqrt{R(s-c)}$ ;  $R = D/2$ .

Подставляя в систему уравнений (14.90) известные значения геометрических размеров аппарата и физических свойств материала, согласно заданию, получим  $\beta = 33,19$  1/м;  $R = 0,15$  м;

$$\left. \begin{aligned} 1,92 \cdot 10^{-4} - 74,68 \cdot 10^{-4} Q_0 + 2,48 \cdot 10^{-2} M_0 &= 2,62 \cdot 10^{-4} Q_0; \\ 2,48 \cdot 10^{-2} Q_0 - 1,65 M_0 &= -44,3 \cdot 10^{-4} + 78,75 \cdot 10^{-4} Q_0 + 78,75 \cdot 10^{-2} M_0. \end{aligned} \right\}$$

откуда  $Q_0 = 0,107$  МН/м;  $M_0 = 2,56 \cdot 10^{-3}$  МН · м/м.

Суммарные напряжения на краю обечайки с учетом напряжений от внутреннего давления  $p_p$ , краевых сил  $Q_0$  и моментов  $M_0$  (см. табл. 14.21) следующие:

$$\begin{aligned}\sigma_{m0} &= \sigma_{m0}^p - \sigma_{m0}^{Q_0} + \sigma_{m0}^{M_0} = p_p R / [2(s-c)] - 0 \pm 6M_0/(s-c)^2 = \\ &= 2 \cdot 0,15 / [2(12-2) \cdot 10^{-3}] \pm 6 \cdot 2,56 \cdot 10^{-3} / [(12-2) \cdot 10^{-3}]^2 = (15 \pm 153,6) \text{ МПа}; \\ \sigma_{m0}^{\max} &= 168,6 \text{ МПа};\end{aligned}$$

кольцевое напряжение

$$\begin{aligned}\sigma_{t0} &= \sigma_{t0}^p - \sigma_{t0}^{Q_0} + \sigma_{t0}^{M_0} = p_p R / (s-c) - (Q_0 - \beta M_0) 2\beta R / (s-c) \pm 6\mu M_0 / (s-c)^2 = \\ &= 2 \cdot 0,15 / [(12-2) \cdot 10^{-3}] - (0,107 - 33,19 \cdot 2,56 \cdot 10^{-3}) 2 \cdot 33,19 / [(12-2) \cdot 10^{-3}] \pm 6 \times \\ &\quad \times 0,3 \cdot 2,56 \cdot 10^{-3} / [(12-2) \cdot 10^{-3}]^2 = (30 - 21,9 \pm 46,8) \text{ МПа}. \\ \sigma_{t0}^{\max} &= 54,18 \text{ МПа};\end{aligned}$$

максимальное напряжение

$$\sigma_{\max} = \max\{\sigma_{m0}^{\max}, \sigma_{t0}^{\max}\} = \max\{168,6 \text{ МПа}, 54,18 \text{ МПа}\} = 168,6 \text{ МПа}.$$

Условие прочности в месте сопряжения элементов выполняется:

$$\sigma_{\max} < \varphi [\sigma]_{kp} (168,6 \text{ МПа} < 1 \cdot 170 = 170 \text{ МПа}).$$

**14.2.2.** Определить напряжения, возникающие в месте сопряжения элементов конструкции аппарата (рис. 14.22, а).

Исходные данные. Внутреннее давление  $p_p = 0,6 \text{ МПа}$ , внутренний диаметр  $D = 1600 \text{ мм}$ , расчетная температура стенок  $t = 80^\circ\text{C}$ , материал — листовой прокат из стали 09Г2С, сопрягаемые элементы — цилиндрическая и коническая обечайки,  $s = 8 \text{ мм}$ ,  $s_k = 8 \text{ мм}$ ,  $\alpha = 45^\circ$ ; прибавка к расчетной толщине  $c = 2 \text{ мм}$ , коэффициент прочности сварных швов  $\varphi = 1$ , допускаемое напряжение  $[\sigma] = 162 \text{ МПа}$ .

**Решение.** Аналогично примеру 14.2  $[\sigma]_{kp} = 1,3$   $[\sigma] = 1,3 \cdot 162 = 210,5 \text{ МПа}$ .

Расчетное значение модуля продольной упругости при заданной температуре для стали 09Г2С  $E = 1,99 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ .

Система уравнений совместности деформаций (рис. 14.22, б):

$$\left. \begin{aligned}\Delta_p^u - \Delta_{Q_0}^u + \Delta_{M_0}^u &= \Delta_p^k + \Delta_{(Q_0-Q)}^k + \Delta_{M_0}^k; \\ -\theta_p^u + \theta_{Q_0}^u - \theta_{M_0}^u &= \theta_p^k + \theta_{(Q_0-Q)}^k + \theta_{M_0}^k,\end{aligned}\right\} \quad (14.91)$$

где  $\Delta_p^u$ ,  $\Delta_{Q_0}^u$ ,  $\Delta_{M_0}^u$ ,  $\theta_p^u$ ,  $\theta_{Q_0}^u$ ,  $\theta_{M_0}^u$  — соответственно радиальные и угловые деформации края цилиндрической обечайки под действием нагрузок  $p$ ,  $Q_0$  и  $M_0$ ;  $\Delta_p^k$ ,  $\Delta_{(Q_0-Q)}^k$ ,  $\Delta_{M_0}^k$ ,  $\theta_p^k$ ,  $\theta_{(Q_0-Q)}^k$ ,  $\theta_{M_0}^k$  — соответственно радиальные и угловые деформации края конической обечайки под действием нагрузок  $p$ ,  $Q_0$  и  $M_0$ .

Подставляя соответствующие значения деформаций из табл. 14.21 в уравнения (14.91), получим:

$$\left. \begin{aligned}\frac{(2-\mu)R^2}{2E(s-c)} p_p - \frac{2\beta R^2}{E(s-c)} Q_0 + \frac{2\beta^2 R^2}{E(s-c)} M_0 &= \frac{(2-\mu)R^2}{2E(s_k-c)\cos\alpha} p_p + \\ &+ \frac{2\beta_k R^2}{E(s_k-c)} (Q_0 - Q) + \frac{2\beta_k^2 R^2}{E(s_k-c)\cos\alpha} M_0; \\ -0 + \frac{2\beta^2 R^2}{E(s-c)} Q_0 - \frac{4\beta^3 R^2}{E(s-c)} M_0 &= \frac{3R\sin\alpha}{2E(s_k-c)\cos^2\alpha} p_p + \\ &+ \frac{2\beta_k^2 R^2}{E(s_k-c)\cos\alpha} (Q_0 - Q) + \frac{4\beta_k^3 R^2}{E(s_k-c)\cos^2\alpha} M_0.\end{aligned}\right\} \quad (14.92)$$

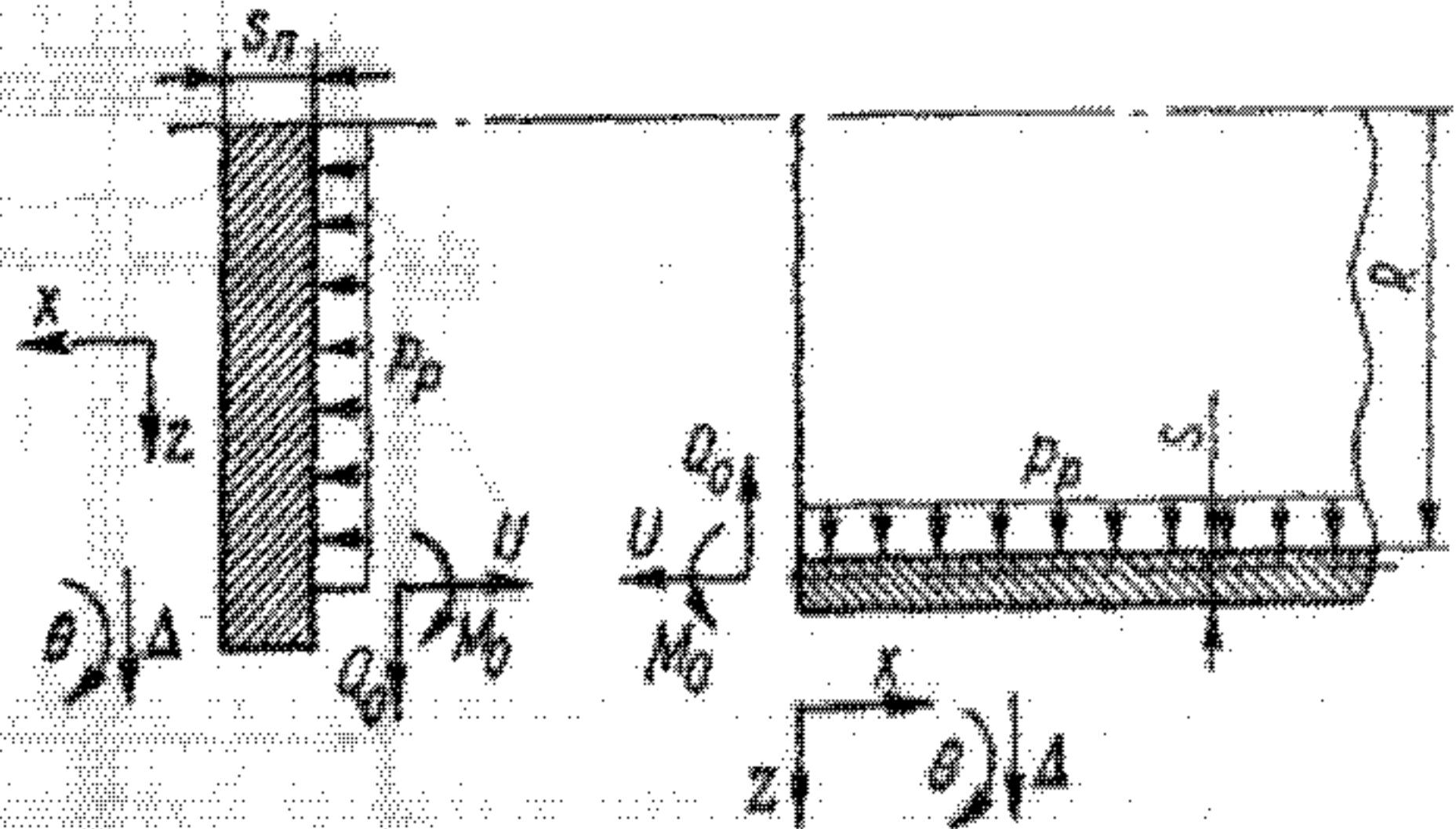


Рис. 14.21. Расчетная схема соединения цилиндрической обечайки с круглой пластиной

где  $\beta = \sqrt{3(1-\mu^2)}/\sqrt{R(s-c)}$ ;  $\beta_K = \sqrt{3(1-\mu^2)}/\sqrt{R(s_K-c)}/\cos\alpha$ ;  $Q = p_p R/(2\operatorname{ctg}\alpha)$ .

Подставляя в систему уравнений (14.92) известные значения геометрических размеров аппарата и физических свойств материала, согласно заданию, получим:

$$\beta = 18,55 \text{ 1/m}; \beta_K = 15,6 \text{ 1/m}; Q = 0,24 \text{ MN/m}; R = D/2 = 0,8 \text{ m};$$

$$\left. \begin{aligned} 27,34 \cdot 10^{-5} - 19,89 \cdot 10^{-3} Q_0 + 0,37 M_0 &= 38,66 \cdot 10^{-5} + \\ + 16,72 \cdot 10^{-3} (Q_0 - 0,24) + 0,37 M_0; \\ - 0 + 0,37 Q_0 - 13,69 M_0 &= 85,28 \cdot 10^{-5} + \\ + 0,37 (Q_0 - 0,24) + 16,28 M_0. \end{aligned} \right\}$$

$$Q_0 = 0,11 \text{ MN/m}; M_0 = 2,68 \cdot 10^{-3} \text{ MN} \cdot \text{m/m}.$$

Откуда  $Q_0 = 0,11 \text{ MN/m}$ ;  $M_0 = 2,68 \cdot 10^{-3} \text{ MN} \cdot \text{м/м}$ .

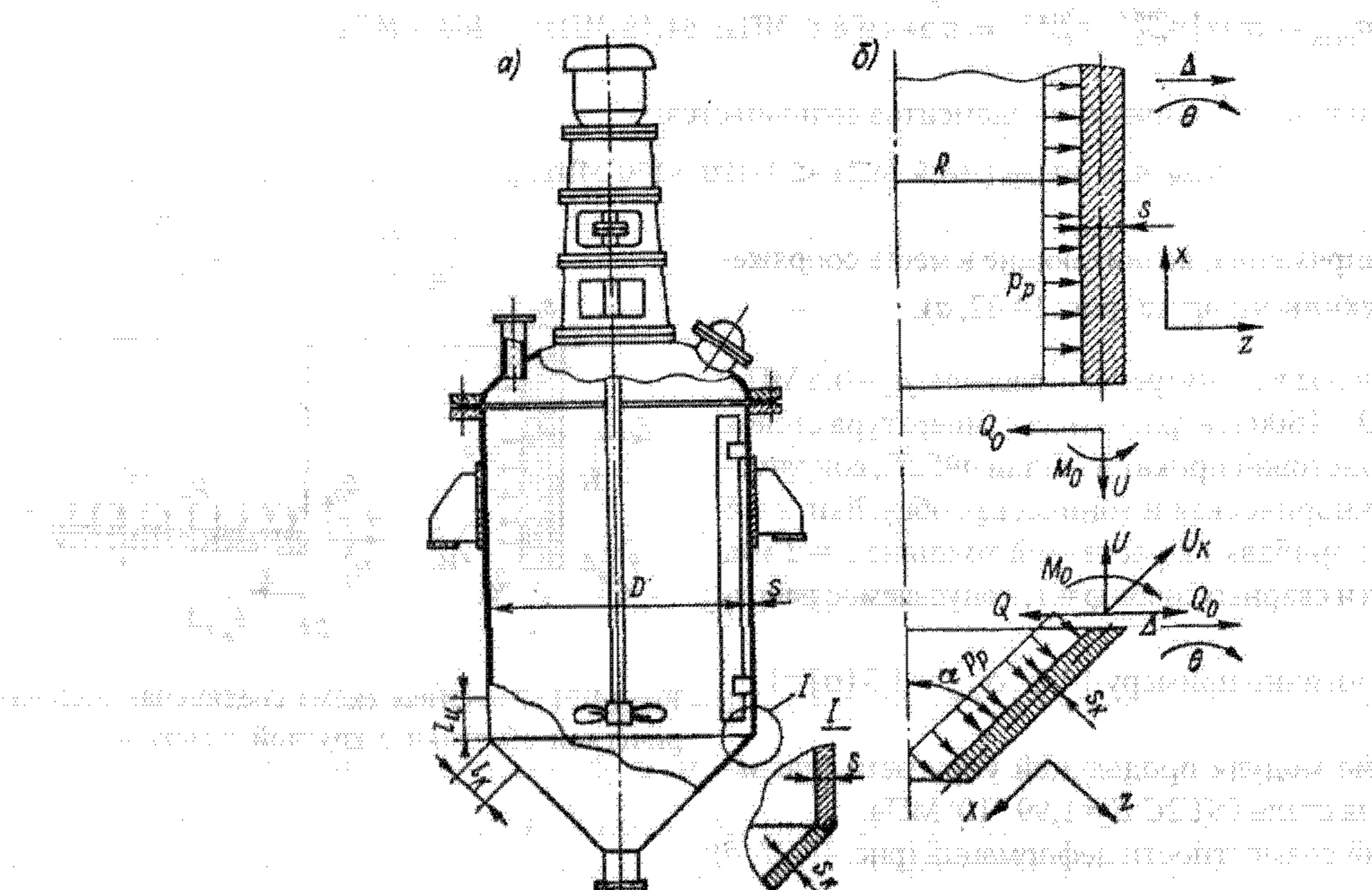


Рис. 14.22. Аппарат вертикальный с перемешивающим устройством (а) и расчетная схема (б) соединения цилиндрической и конической обечаек его корпуса;  
 $U$  и  $U_K$  — меридиональные усилия соответственно цилиндрической и конической обечаек

Суммарные напряжения на краю цилиндрической обечайки (см. табл. 14.21) следующие:  
меридиональное напряжение

$$\begin{aligned} \sigma_{m0} &= \sigma_{m0}^p - \sigma_{m0}^{Q_0} + \sigma_{m0}^{M_0} = p_p R/[2(s-c)] - 0 \pm 6M_0/(s-c)^2 = \\ &= 0,6 \cdot 0,8/[2(8-2)10^{-3}] \pm 6 \cdot 2,68 \cdot 10^{-3}/[(8-2)10^{-3}]^2 = (40 \pm 446,7) \text{ МПа}; \\ \sigma_{m0}^{\max} &= 486,7 \text{ МПа}; \end{aligned}$$

кольцевое напряжение

$$\begin{aligned} \sigma_{t0} &= \sigma_{t0}^p - \sigma_{t0}^{Q_0} + \sigma_{t0}^{M_0} = p_p R/(s-c) - 2\beta R(Q_0 - \beta M_0)/(s-c) \pm 6\mu M_0/(s-c)^2 = \\ &= 0,6 \cdot 0,8/[(8-2)10^{-3}] - 2 \cdot 18,55 \cdot 0,8 (0,11 - 18,55 \cdot 2,68 \cdot 10^{-3})/[(8-2)10^{-3}] \pm 6 \cdot 0,3 \cdot 2,68 \cdot 10^{-3}/[(8-2)10^{-3}]^2 = (-218,2 \pm 134) \text{ МПа}; \\ |\sigma_{t0}^{\max}| &= 352,2 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

Суммарные напряжения на краю конической оболочки (днища) следующие:

меридиональное напряжение

$$\sigma_{mk} = \sigma_{mk}^p + \sigma_{mk}^{Q_0-Q} + \sigma_{mk}^{M_0} = p_p R / [2(s_k - c) \cos \alpha] + (Q_0 - Q) \sin \alpha / (s_k - c) \pm \\ \pm 6M_0 / (s_k - c)^2 = 0.6 \cdot 0.8 / [2(8 - 2) \cdot 10^{-3} \cos 45^\circ] + (0.11 - 0.24) \sin 45^\circ / [(8 - 2) \cdot 10^{-3}] \pm 6 \cdot 2.68 \cdot 10^{-3} / [(8 - 2) \cdot 10^{-3}]^2 = (41.35 \pm 446.7) \text{ МПа};$$

$$\sigma_{mk}^{\max} = 488.05 \text{ МПа};$$

кольцевое напряжение

$$\sigma_{tk} = \sigma_{tk}^p + \sigma_{tk}^{Q_0-Q} + \sigma_{tk}^{M_0} = p_p R / [(s_k - c) \cos \alpha] + 2\beta_k R (Q_0 - Q) / (s_k - c) + \\ + 2\beta_k^2 R M_0 / [(s_k - c) \cos \alpha] \pm 6\mu M_0 / (s_k - c)^2 = 0.6 \cdot 0.8 / [(8 - 2) \cdot 10^{-3} \cos 45^\circ] + \\ + 2 \cdot 15.6 \cdot 0.8 (0.11 - 0.24) / [(8 - 2) \cdot 10^{-3}] + 2 \cdot 15.6^2 \cdot 0.8 \cdot 2.68 \cdot 10^{-3} / [(8 - 2) \cdot 10^{-3} \cos 45^\circ] \pm 6 \cdot 0.3 \cdot 2.68 \cdot 10^{-3} / [(8 - 2) \cdot 10^{-3}]^2 = (181.7 \pm 134) \text{ МПа};$$

$$\sigma_{tk}^{\max} = 315.7 \text{ МПа}.$$

Максимальное напряжение на краю цилиндрической обечайки

$$\sigma_{max0} = \max \{\sigma_{m0}^{\max}, |\sigma_{t0}^{\max}| \} = \max \{486.7 \text{ МПа}, 352.2 \text{ МПа} \} = 486.7 \text{ МПа};$$

$\sigma_{max0} > \Phi [\sigma]_{kp}$  ( $486.7 \text{ МПа} > 1 \cdot 210.6 \text{ МПа}$ ); конического дн.

$$\sigma_{maxk} = \max \{\sigma_{mk}^{\max}, |\sigma_{tk}^{\max}| \} = \max \{488.05 \text{ МПа}, 315.7 \text{ МПа} \} = 488.05 \text{ МПа};$$

$\sigma_{maxk} > \Phi [\sigma]_{kp}$  ( $488.05 \text{ МПа} > 1 \cdot 210.5 \text{ МПа}$ ).

Таким образом, условие прочности в месте сопряжения элементов не выполняется. Это требует увеличение толщины стенки цилиндрической и конической обечеек в пределах краевой зоны (см. рис. 14.22), ограниченной размерами  $l_u = \pi/(2,5\beta)$  и  $l_k = \pi/(2,5\beta_k)$ .

#### 14.2.3. Определить напряжения, возникающие в месте сопряжения оболочек аппарата (см. рис. 13.15, а).

Исходные данные. Внутреннее давление  $p_p = 1 \text{ МПа}$ , внутренний диаметр аппарата  $D = 2000 \text{ мм}$ , расчетная температура стенок аппарата  $t = 100^\circ\text{C}$ , материал — листовой прокат из стали 08Х22Н6Т, сопрягаемые элементы: цилиндрическая оболочка толщиной  $s = 8 \text{ мм}$ , эллиптическое днище толщиной  $s_d = 8 \text{ мм}$ , прибавка к расчетной толщине  $c = 1 \text{ мм}$ , коэффициент прочности сварных швов  $\Phi = 1$ , допускаемое напряжение и модуль продольной упругости при рабочей температуре  $[\sigma] = 146 \text{ МПа}$ ,  $E = 1.99 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ .

Решение. Допускаемое напряжение на краю элемента  $[\sigma]_{kp} = 1.3 [\sigma] = 1.3 \cdot 146 = 189.5 \text{ МПа}$ .

Уравнение совместности деформаций для местастыка обечайки с эллиптическим днищем (рис. 14.23):

$$\left. \begin{aligned} \Delta_p^u - \Delta_{Q_0}^u + \Delta_{M_0}^u &= \Delta_p^s + \Delta_{Q_0}^s + \Delta_{M_0}^s; \\ \theta_p^u - \theta_{Q_0}^u + \theta_{M_0}^u &= -\theta_p^s - \theta_{Q_0}^s - \theta_{M_0}^s, \end{aligned} \right\} \quad (14.93)$$

где  $\Delta_p^u$ ,  $\Delta_{Q_0}^u$ ,  $\Delta_{M_0}^u$ ,  $\theta_p^u$ ,  $\theta_{Q_0}^u$ ,  $\theta_{M_0}^u$  — соответственно радиальные и угловые перемещения края цилиндрической оболочки под действием нагрузок  $p$ ,  $Q_0$  и  $M_0$ ;  $\Delta_p^s$ ,  $\Delta_{Q_0}^s$ ,  $\Delta_{M_0}^s$ ,  $\theta_p^s$ ,  $\theta_{Q_0}^s$ ,  $\theta_{M_0}^s$  — соответственно радиальные и угловые перемещения края эллиптической оболочки под действием нагрузок  $p$ ,  $Q_0$  и  $M_0$ . Подставляя соответствующие значения деформаций из табл. 14.21 в уравнения (14.97), получим:

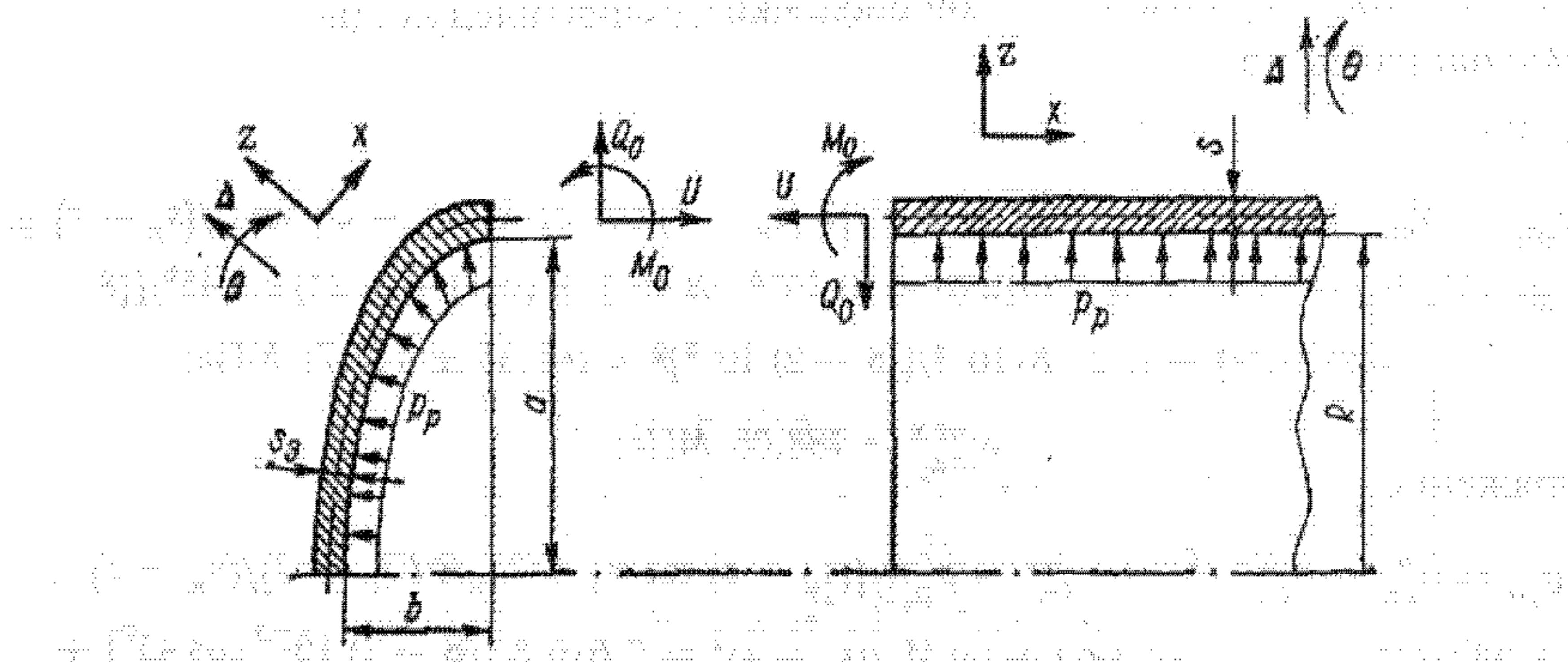


Рис. 14.23. Расчетная схема соединения цилиндрической обечайки с эллиптическим днищем.

$$\left. \begin{aligned} \frac{(2-\mu)R^2}{2E(s-c)}p_p - \frac{2\beta R^2}{(s-c)E}Q_0 + \frac{2\beta^2 R^2}{(s-c)E}M_0 &= \frac{p_p a^2}{2E(s_3-c)} \times \\ \times \left(2-\mu - \frac{a^2}{b^2}\right) + \frac{2\beta_3 a^2}{(s_3-c)E}Q_0 + \frac{2\beta_3^2 a^2}{(s_3-c)E}M_0; \\ 0 - \frac{2\beta^2 R^2}{(s-c)E}Q_0 + \frac{4\beta^3 R^2}{(s-c)E}M_0 &= 0 - \frac{2\beta_3^2 a^2}{(s_3-c)E}Q_0 - \frac{4\beta_3^3 a^2}{(s_3-c)E}M_0, \end{aligned} \right\} \quad (14.94)$$

где

$$\beta = \sqrt[3]{3(1-\mu^2)/V R(s-c)}; \quad \beta_3 = \sqrt[3]{3(1-\mu^2)/V a(s_3-c)};$$

$$R = D/2; \quad a = D/2; \quad b = D/4.$$

Подставляя в систему уравнений (14.94) известные значения геометрических размеров аппарата и физических свойств материала согласно заданию, получим:

$$\beta = 15,36 \text{ 1/m}; \quad \beta_3 = 15,36 \text{ 1/m}; \quad R = a = 1 \text{ м}; \quad b = 0,5 \text{ м};$$

$$\left. \begin{aligned} 0,00061 - 0,022Q_0 + 0,34M_0 &= -0,000826 + 0,022Q_0 + 0,34M_0; \\ -0,34Q_0 + 10,4M_0 &= -0,34Q_0 - 10,4M_0, \end{aligned} \right\}$$

откуда

$$Q_0 = 0,0326 \text{ МН/м}; \quad M_0 = 0.$$

Краевая сила  $Q_0$  и момент  $M_0$  вызывают нагрузки, приведенные в табл. 14.22.

Суммарные напряжения на краю эллиптического днища ( $a=R=1000$  мм) (см. табл. 14.22):

меридиональное

$$\sigma_{m3} = \sigma_{m3}^p + \sigma_{m3}^Q + \sigma_{m3}^M = p_p a/[2(s_3-c)] + 0 \pm 6M_0/(s_3-c)^2 =$$

$$= 1 \cdot 1/[2(8-1)10^{-3}] + 0 \pm 0 = 71,43 \text{ МПа};$$

кольцевое

$$\sigma_{t3} = \sigma_{t3}^p + \sigma_{t3}^Q + \sigma_{t3}^M = p_p a(2-a^2/b^2)/[2(s_3-c)] + 2Q_0\beta_3 a/(s_3-c) +$$

$$+ 2M_0\beta_3^2 a/(s_3-c) \pm 6\mu M_0/(s_3-c)^2 = 1 \cdot 1(2-1^2/0,5^2)/[2(8-1)10^{-3}] +$$

$$+ 2 \cdot 0,0326 \cdot 15,36 \cdot 1/[8-1)10^{-3}] + 0 \pm 0 = -142,86 + 142,86 = 0,$$

Суммарные напряжения на краю цилиндрической обечайки:

меридиональное

$$\sigma_{m0} = \sigma_{m0}^p + \sigma_{m0}^Q + \sigma_{m0}^M = p_p R/[2(s-c)] - 0 \pm 6M_0/(s-c)^2 =$$

$$= 1 \cdot 1/[2(8-1)10^{-3}] - 0 \pm 0 = 71,43 \text{ МПа};$$

кольцевое

$$\sigma_{t0} = \sigma_{t0}^p + \sigma_{t0}^Q + \sigma_{t0}^M = p_p R/(s-c) - 2Q_0\beta R/(s-c) + 2M_0\beta^2 R/(s-c) \pm$$

$$\pm 6\mu M_0/(s-c)^2 = 1 \cdot 1/[(8-1)10^{-3}] - 2 \cdot 0,0326 \cdot 15,36 \cdot 1/[(8-1)10^{-3}] + 0 \pm 0 =$$

$$= 142,86 - 142,86 = 0.$$

**Максимальное напряжение на краю:  
этилитического днища**

$$\sigma_{\max} = \max(\sigma_{\text{mo}}, \sigma_{\text{el}}) = \max(71,43; 0) = 71,43 \text{ MPa};$$

$$\sigma_{\max} < \Phi(\sigma)_{\text{кр}} (71,43 \text{ MPa} < 1 \cdot 189,8 \text{ MPa}),$$

цилиндрической обечайки

$$\sigma_{\max \text{ a}} = \max (\sigma_m, \sigma_{f2}) = \max (71,43; 0) = 71,43 \text{ MPa},$$

$$\sigma_{\max \text{ a}} < \phi [\sigma]_{kp} (71,43 \text{ MPa} < 1 \cdot 189,5 \text{ MPa}),$$

т.е. условие прочности в месте сопряжения элементов выполняется. Кроме того, напряжения на краю соединяемых эллиптической и цилиндрической оболочек ( $\sigma_{\max} = \sigma_{\text{max}} = 71,43$  МПа) оказываются меньше напряжений, возникающих от действия давления  $p$  в сечениях оболочек, удаленных от местастыка ( $\sigma_{f,0}^p = \sigma_{f,0}^p = 142,86$  МПа). В этом заключается основное достоинство стандартных эллиптических линий ( $a = 2b$  при  $r = s$ ), широко используемых в настоящее время в аппаратуростроении.

## ГЛАВА 15

## КРЫШКИ ОТЪЕМНЫЕ, ЛЮКИ

## 15.1. Конструкции

Отъемные крышки на корпусе аппарата применяются только в тех случаях, когда его невозможно выполнить цельносварным с люком для осмотра, чистки, ремонта, загрузки, выгрузки, монтажа и демонтажа внутренних устройств. Крышки большей частью присоединяются к корпусу аппарата с помощью фланцев, которые металлоемки особенно при больших диаметрах и высоких давлениях в аппарате и поэтому являются нежелательными.

Типовые конструкции отъемных крышек показаны на рис. 15.1 и 15.2. Эллиптические и сферические крышки состоят из соответствующих стандартных днищ, сваренных со стандартными или специальными фланцами, а плоские являются цельными, изготовленными из листов или поковок.

Многие аппараты по условиям их эксплуатации можно выполнить без крышек, цельносварными, и такие аппараты обычно снабжаются люками, которые стандартизированы.

На рис. 15.3—15.6 показаны конструкции таких люков, представляющих собой штуцера с фланцевыми крышками, в табл. 15.1—15.3 соответственно приведены их основные размеры, а в табл. 15.4—15.5 — материальное оформление указанных люков.

Крышки вертикальных люков с массой свыше 20 кг и горизонтальных массой свыше 40 кг должны иметь устройства, облегчающие их обслуживание. Такие устройства стандартизированы. На рис. 15.8 показаны их конструкции, а в табл. 15.6 и 15.7 — основные размеры.

Таблица 15.1

Стандартные люки со скобой для сварных аппаратов  
(рис. 15.3), ОСТ 26-2001—83  
(размеры в мм)

$D_y$	$D$	$D_n$	$s$	$D_1$	$s_1$	$I$	$l_1$	$l_2$	$l_3$	$l_4$
80	—	89	3,5	125	6	210	73	83	125	99
100	—	108	4,0	145	6	230	82	92	125	99
150	—	159	4,5	200	8	310	112	124	160	125
250	—	273	7,0	315	8	420	169	181	160	125
400	400	—	4,0	455	10	580	240	252	200	162
450	450	—	4,0	505	10	630	265	277	200	162
500	500	—	4,0	555	12	680	290	302	200	162
$D_y$	$H$	$H_1$	$A$	$B$	$d_B$	$d_1$	$d_2$	$d_3$	$a$	$\delta_2$
80	85	209	25	30	M12	10	8	10	36	4
100	85	209	25	30	M12	10	8	10	36	4
150	100	280	35	40	M16	14	10	14	42	6
250	100	328	35	40	M16	14	10	14	48	6
400	110	367	55	60	M20	20	12	18	48	10
450	110	367	55	60	M20	20	12	18	48	10
500	110	367	55	60	M20	20	12	18	48	10

Примечания. 1. Люки предназначены для аппаратов, работающих под наливом при температуре среды от  $-40$  до  $+200$  °С. 2. Материал прокладки — резина с твердостью по Шору 75, ГОСТ 7338—65.

Пример условного обозначения люка с  $D = 100$  мм с шифром материального исполнения 2:

Люк 100-2 ОСТ 26-2001—83.

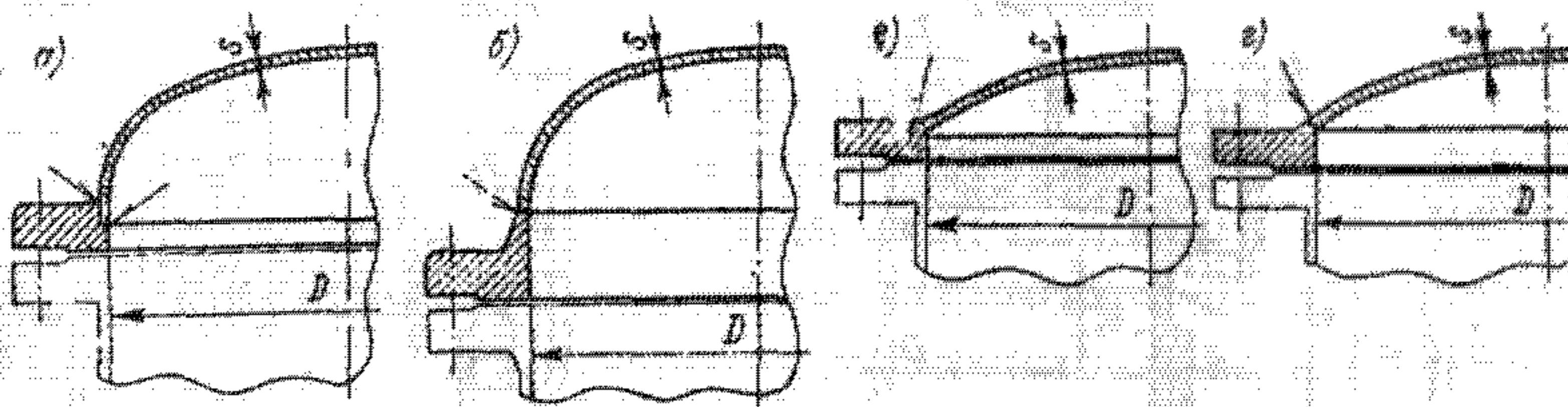


Рис.15.1. Типовые конструкции отъемных выпуклых крышек в стальных сварных аппаратах: а — эллиптическая с плоским фланцем; б — эллиптическая с фланцем, приварнымстыком; в — сферическая с угловым сварным соединением с фланцем; г — сферическая со стыковым сварным соединением с фланцем



Рис.15.2. Типовые конструкции отъемных плоских круглых крышек в стальных сварных аппаратах: а — с уплотнением по краю крышки; б — зажатая между фланцами; в — с уплотнением на соединительном выступе; г — с уплотнением выступ — впадина или шип — паз; д — с уплотнением овальной или восьмиугольной прокладкой

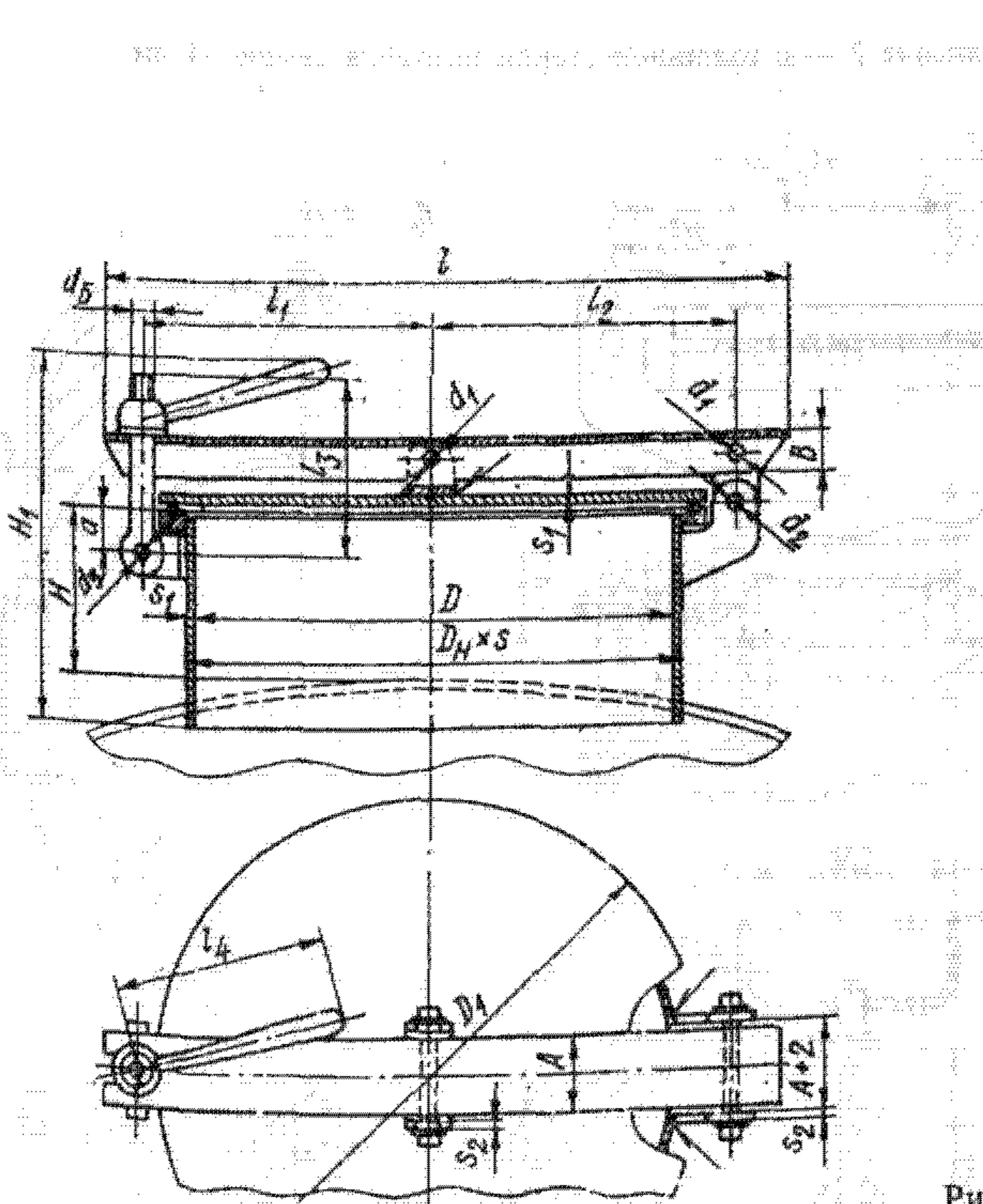


Рис.15.3. Конструкция люков со скобой (ОСТ 26-2001—83)

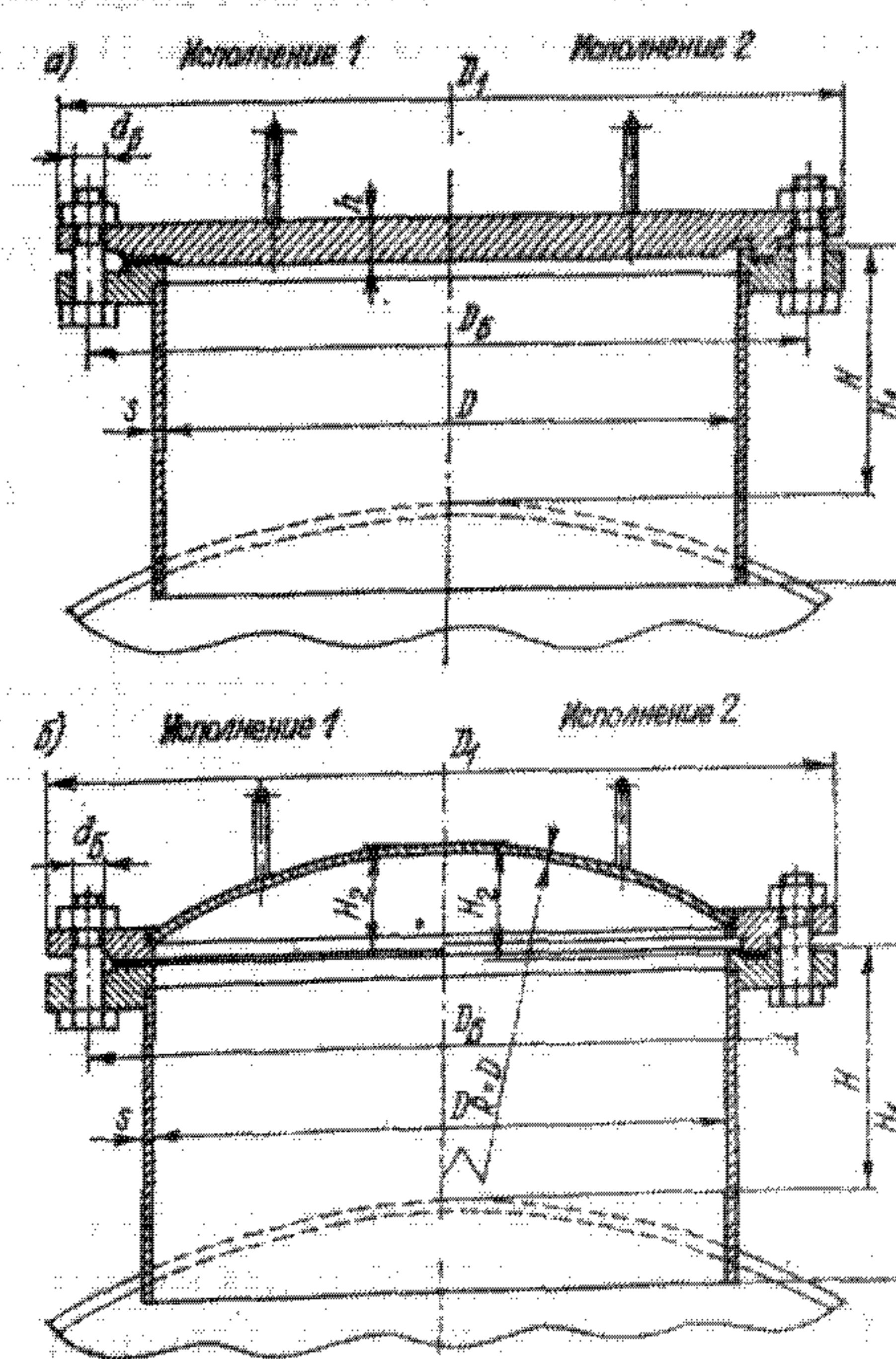


Рис.15.4. Конструкции люков с крышками и плоскими фланцами: а — тип 1, с плоскими крышками, ОСТ 26-2002-83; б — тип 2, со сферическими крышками, ОСТ 26-2003-83;  
исполнение 1 — с уплотнением на соединительном выступе;  
исполнение 2 — с уплотнением шип — паз