

## ГЛАВА 13

## ОБЕЧАЙКИ ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ

## 13.1. Конструкции

Цилиндрические обечайки являются одним из основных элементов технологических аппаратов. Из одной или нескольких обечаек образуется цилиндрический корпус аппарата. Они входят составной частью в различные внутренние и наружные устройства аппаратов.

Обечайки большей частью изготавливаются вальцовкой из листового проката, реже из сварных труб большого диаметра или поковок.

Исполнительную (принятую) толщину стенки вальцованных обечаек следует применять в пределах 6—42 мм.

Кромки обечаек, образующие корпус аппарата, соединяются между собой преимущественно встык.

Вальцованные обечайки должны иметь возможно меньше сварных швов, особенно продольных. Поэтому листы для изготовления обечаек желательно выбирать больших размеров, сообразуясь с рациональным раскроем (малыми отходами). Обечайки могут вальцеваться как по длине, так и по короткой стороне листа.

Обечайки диаметром до 1000 мм должны изготавливаться не более чем с двумя продольными швами, а диаметром выше 1000 мм допускается изготавливать из нескольких листов максимально возможной длины. Вставки допускаются шириной не менее 400 мм для аппаратов 1,2,3,4-й групп (табл. 12.1) и не менее 200 мм для аппаратов 5-й группы.

Допускается изготавливать обечайки путем вальцовки карт, сваренных встык в плоском состоянии из небольших листов. В этом случае ширина листов в карте должна быть не менее 800 мм.

Продольные швы в листах смежных обечаек должны быть смещены по отношению друг друга на зна-

чение не менее трехкратной толщины стенки обечайки, но не менее чем на 100 мм между осями швов. В обечайках, выполняемых из карт, допускаются перекрещивающиеся швы в листах толщиной до 30 мм (при автоматической или электрошлаковой сварке и 100%-ном просвечивании швов) для корпусов аппаратов, работающих под избыточным давлением до 1,6 МПа и при температуре до 400°C. Допускается изготовление корпусов аппаратов из полуобечаек.

Отклонение в длине развертки окружности взаимо-стыкуемых обечаек должно обеспечивать нормируемую величину смещения кромок В листов (рис. 13.1), измеряемое по средней поверхности, в стыковых соединениях, определяющих прочность аппарата. Величина смещения не должна превышать  $B = 0,1 s$ , но не более 3 мм, где  $s$  — наименьшая толщина свариваемых листов.

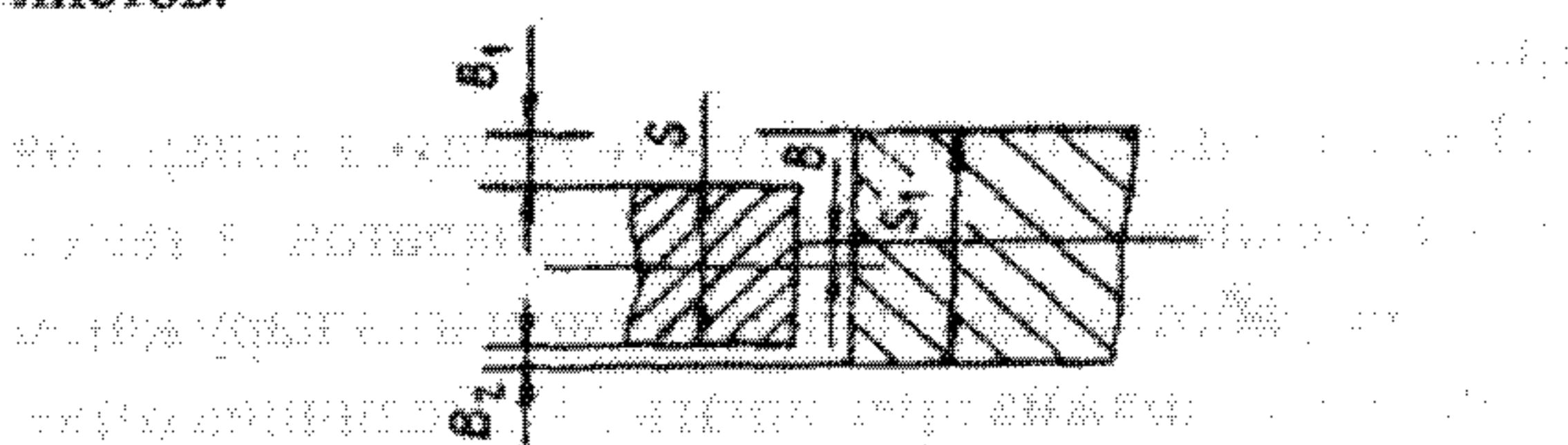


Рис. 13.1. Смещение кромок

Рекомендуемые допускаемые отклонения в длине окружности развертки обечаек приведены в табл. 13.1.

Местное утонение толщины стенки обечайки в любом случае допускается не более чем до ее расчетного размера.

Неперпендикулярность торцов обечайки к ее образующей допускается в пределах 1 мм на 1 м диаметра, но не более 3 мм при диаметре до 3 м.

Корпуса аппаратов, сваренные из отдельных обечаек, должны удовлетворять следующим требованиям:

Таблица 13.1

Рекомендуемые допускаемые отклонения в длине окружности развертки обечаек, мм

Толщина стенки обечайки	Обечайки из стали		
	углеродистой и легированной	высоколегированной	двуслойной при диаметре, мм
		до 2000	св. 2000
До 14	±3	±3	±5
16—18	±5	±3	±5
20	±7	±3	±5
22—24	±7	±4	±5
26—28	±9	±4	±5
30—34	±11	±6	±6
36—38	±13	±6	±6
40 и более	±15	±8	±8

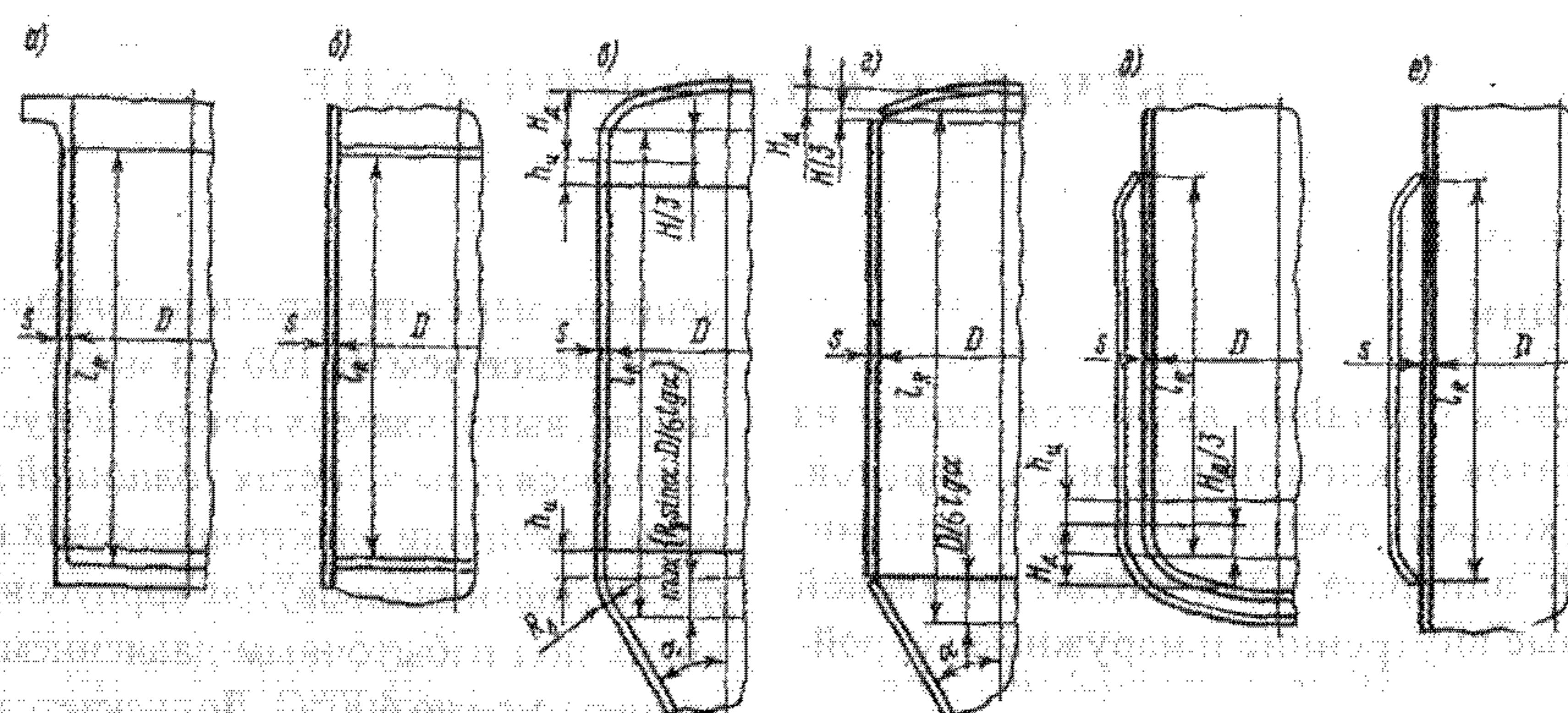


Рис. 13.2. Конструкции гладких цилиндрических обечаек (корпусов) аппаратов: а — с фланцем и плоским днищем; б — с жесткими внутренними перегородками; в — с отбортованными эллиптическими и коническими днищами; г — с неотбортованными сферическими и коническими днищами; д — с рубашкой на нижней части аппарата; е — с рубашкой на средней части аппарата

**Отклонение внутреннего (наружного) диаметра корпуса аппаратов, за исключением теплообменных аппаратов, допускается не более  $\pm 1\%$  номинального диаметра.**

Относительная овальность «а» корпуса аппаратов (за исключением теплообменных аппаратов, а также аппаратов, работающих под вакуумом или наружным давлением) не должна превышать 1%. Величина относительной овальности определяется:

в местах, где не установлены штуцера и люки, по формуле

$$a = \frac{2(D_{\max} - D_{\min})}{D_{\max} + D_{\min}} \cdot 100\%,$$

в местах установки штуцеров и люков по формуле

$$a = \frac{2(D_{\max} - D_{\min} - 0,02d)}{D_{\max} + D_{\min}} \cdot 100\%,$$

где  $D_{\max}$ ,  $D_{\min}$  — соответственно наибольший и наименьший внутренние диаметры корпуса, измеренные в одном поперечном сечении,  $d$  — внутренний диаметр штуцера или люка.

Значение «а» допускается увеличивать до 1,5% для аппаратов при отношении толщины корпуса к внутреннему диаметру не более 0,01.

Значение «а» для аппаратов, работающих под вакуумом или наружным давлением, должно быть не более 0,5%.

Значение «а» для аппаратов без давления (под налив) должно быть не более 2%.

У аппаратов с внутренними устройствами, устанавливаемыми в корпус в собранном виде, непрямолинейность допускается в пределах номинального зазора между внутренним диаметром корпуса и наружным диаметром устройства. У таких аппаратов усиления кольцевых и продольных сварных швов на внутренней поверхности корпуса должны быть защищены заподлицо с основным металлом в местах, мешающих установке устройства.

При изготовлении аппаратов из двухслойных ста-лей усиление желательно не снимать, а у деталей внутренних устройств в месте усиления шва — предусматривать местную выемку. В тех случаях, когда снятие усиления является все же необходимым, должна быть обеспечена коррозионная стойкость корпуса в месте снятого усиления.

Типовые конструкции гладких цилиндрических обечаек (корпусов) аппаратов приведены на рис. 13.2, а конструкция цилиндрической обечайки (корпуса), подкрепленной кольцами жесткости, — на рис. 13.3. Последние применяются преимущественно в аппаратах, работающих под вакуумом или под наружным давлением.

Кольца жесткости в зависимости от конструктивных возможностей могут располагаться как внутри, так и снаружи корпуса. Форма поперечного сечения колец может быть произвольной. В качестве примера (рис. 13.3) показаны наружные (прямоугольного сечения) и внутренние (таврового сечения) кольца;  $x$  —  $x$  — ось, проходящая через центр тяжести сечения кольца. Поперечное сечение кольца жесткости чаще всего бывает прямоугольным, но может быть в виде фасонного профиля (угольника, швеллера, двутавра и т.д.).

## 13.2. Расчет цилиндрических обечаек

Расчет цилиндрических обечаек проводится по ГОСТ 14249—89, СТ СЭВ 597—77.

**Гладкие цилиндрические обечайки** (см. рис. 13.2). Формулы расчета применимы при условии  $(s - c)/D \leq 0,1$  для обечаек и труб при  $D \geq 200$  мм,  $(s - c)/D \leq 0,3$  для труб при  $D < 200$  мм.

На обечайки могут действовать нагрузки от внутреннего или наружного давления и сосредоточенные (боковые, осевые).

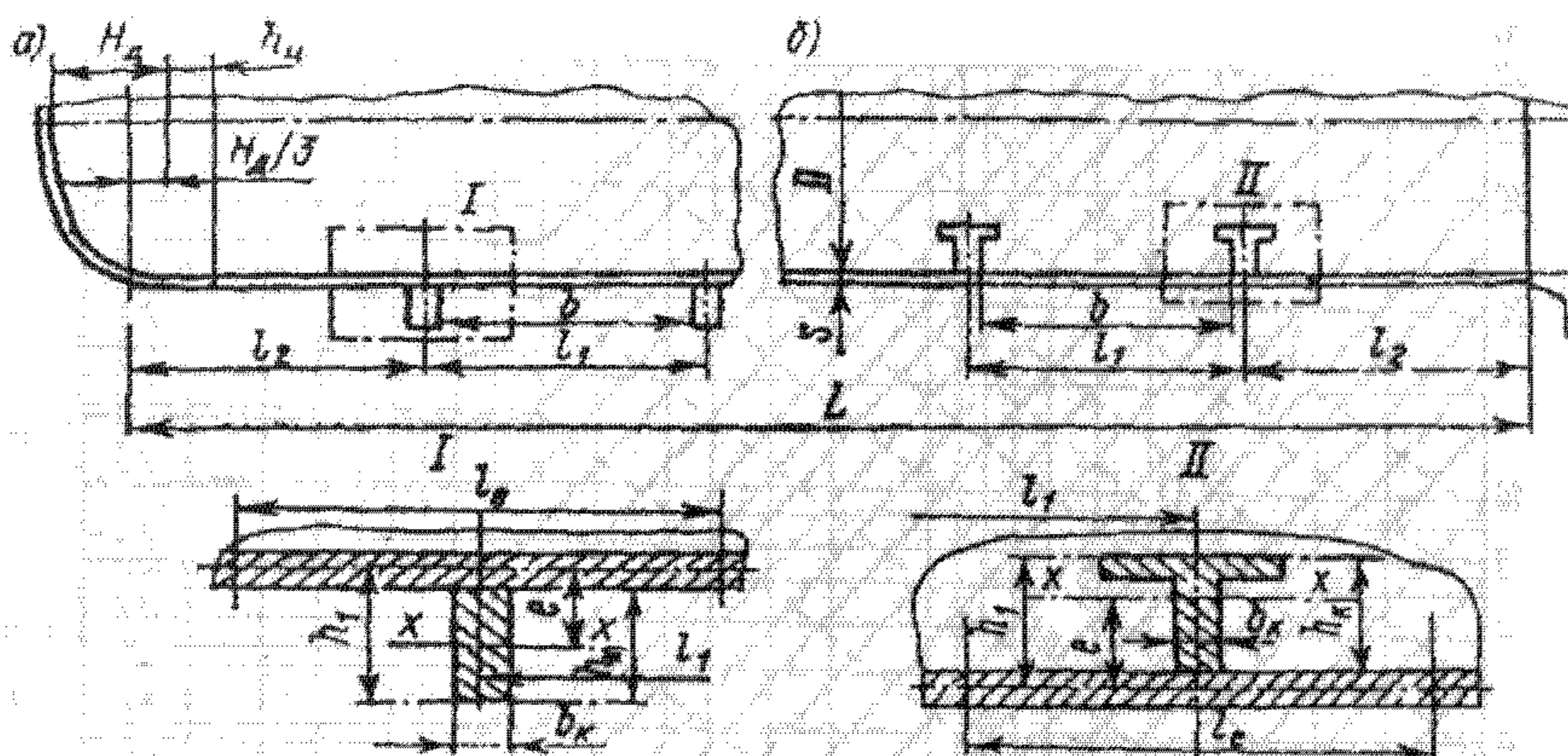


Рис. 13.3. Конструкция корпуса аппарата, подкрепленного наружными (a) и внутренними (b) кольцами жесткости

### 13.2.1. Расчет обечайок, нагруженных внутренним избыточным давлением

Толщина стенки определяется по формулам:

$$s_R = \frac{p_R D}{2[\sigma] \varphi_p - p_R}; \quad (13.1)$$

$$s > s_R + c. \quad (13.2)$$

Допускаемое избыточное давление определяется по формуле:

$$[p] = \frac{2[\sigma] \varphi_p (s - c)}{D + (s - c)}. \quad (13.3)$$

Производить расчет на прочность для условий испытания не требуется, если расчетное давление в условиях испытания будет меньше, чем расчетное давление в рабочих условиях, умноженное на  $1,35 [\sigma]_{\text{раб}} / [\sigma]$ .

### 13.2.2. Расчет обечайок, нагруженных наружным давлением

Толщина стенки приближенно определяется по формулам:

$$s_R = \max \{ K_2 D \cdot 10^{-2}, 1.1 p_R D / 2[\sigma] \}; \quad (13.4)$$

$$s > s_R + c. \quad (13.5)$$

Коэффициент  $K_2 = f(K_1; K_3)$  определяется по рис. 13.4 в зависимости от значений коэффициентов  $K_1$  и  $K_3$ :

$$K_1 = \frac{n_u p_R}{2.4 \cdot 10^{-6} E}; \quad K_2 = \frac{100(s - c)}{D}; \quad K_3 = \frac{l_R}{D}.$$

Допускаемое наружное давление определяется по формуле:

$$[p] = \frac{[p]_p}{\sqrt{1 + \left( \frac{[p]_p}{[p]_E} \right)^2}}, \quad (13.6)$$

где допускаемое давление из условия прочности определяется по формуле:

$$[p]_p = \frac{2[\sigma](s - c)}{D + (s - c)}, \quad (13.7)$$

а допускаемое давление из условий устойчивости в пределах упругости определяется по формуле:

$$[p]_E = \frac{20.8 \cdot 10^{-6} E D}{n_u B_1 l_R} \left[ \frac{100(s - c)}{D} \right]^2 \sqrt{\frac{100(s - c)}{D}}, \quad (13.8)$$

где

$$B_1 = \min \left\{ 1.0, 9.45 \frac{D}{l_R} \sqrt{\frac{D}{100(s - c)}} \right\}. \quad (13.9)$$

Расчетная длина обечайки  $l_R$  принимается в зависимости от ее конфигурации (см. рис. 13.2).

С помощью расчетной номограммы на рис. 13.4 можно определять  $s_R$ ,  $[p]$  и  $l_R$  без расчета по правилу, показанному на рис. 13.5, где приводится вариант I для определения  $s_R$  из равенства  $K_2 = f(K_1; K_3)$ , вариант II — для  $[p]$  из  $K_1 = f(K_1; K_3)$  и вариант III — для  $l_R$  из  $K_3 = f(K_1; K_2)$ .

Если на рис. 13.4 коэффициент  $K_1$  будет лежать ниже соответствующей штрихпунктирной линии, то значение можно определять по формуле:

$$[p] = 2.4 \frac{K_1 \cdot 10^{-6} E}{n_u}. \quad (13.10)$$

Полученное значение толщины стенки по (13.4) и (13.5) должно быть проверено по формуле (13.6).

### 13.2.3. Расчет обечайок, нагруженных осевой растягивающей силой $P$ и внутренним избыточным давлением $p_R$

Толщина стенки определяется по формулам:

$$s_R = \frac{P + 0.25 \pi p_R D^2}{\pi D [\sigma] \varphi_T}; \quad (13.11)$$

$$s > s_R + c. \quad (13.12)$$

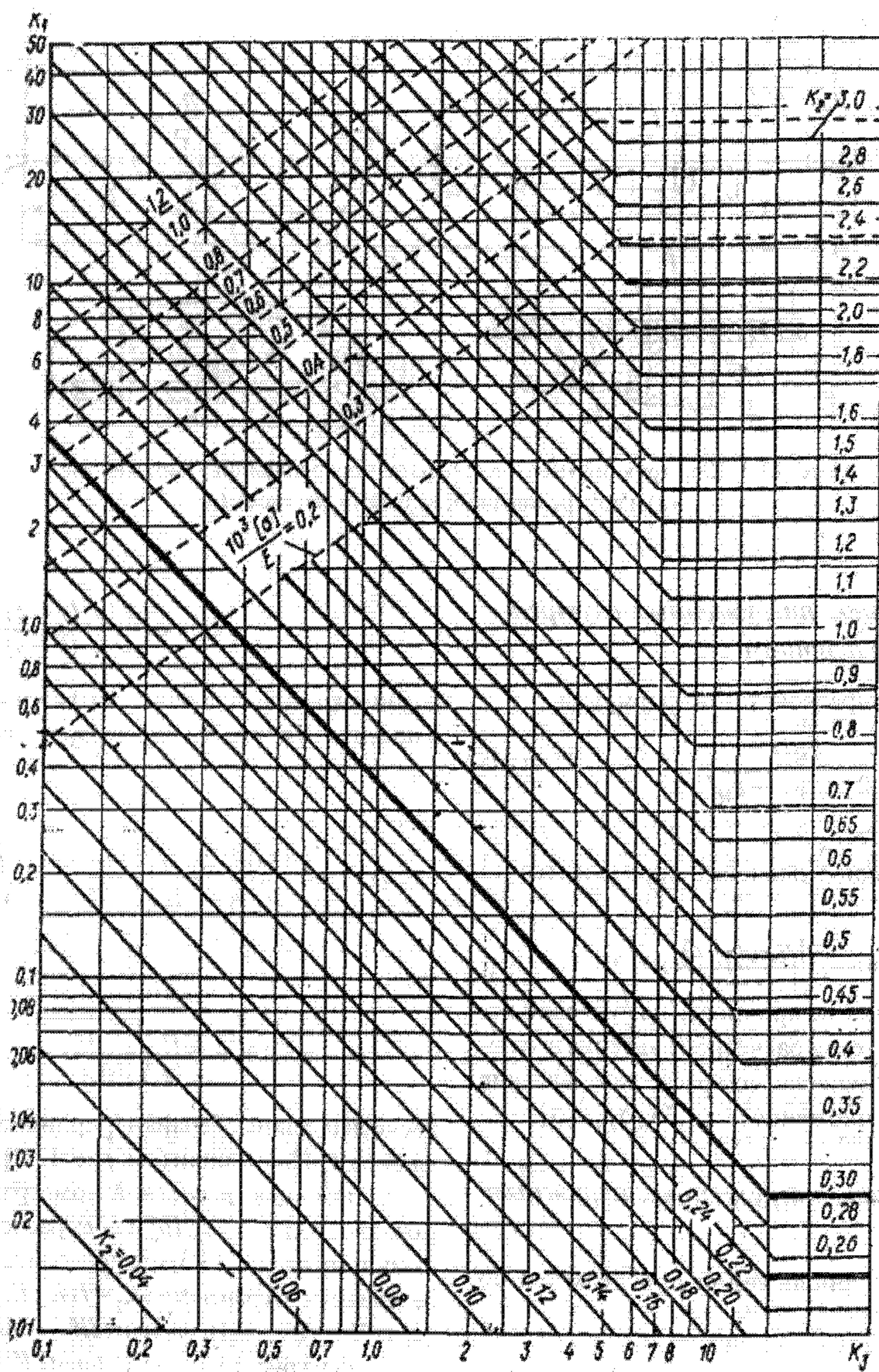


Рис. 13.4. Номограмма определения толщины цилиндрических стальных обечаек, работающих под наружным давлением

Допускаемая осевая растягивающая сила определяется по формуле:

$$[P] = \pi (D + s - c) (s - c) [\sigma] \varphi_r. \quad (13.13)$$

#### 13.2.4. Расчет обечаек, нагруженных внешней осевой сжимающей силой

Приводимые ниже формулы расчета применимы при условии, что  $l_r/D \geq 1,0$ .

Допускаемая осевая сжимающая сила определяется по формуле:

$$[P_1] = \frac{[P_1]_p}{\sqrt{1 + \left(\frac{[P_1]_p}{[P_1]_E}\right)^2}}, \quad (13.14)$$

где допускаемая осевая сжимающая сила из условия прочности

$$[P_1]_p = \pi (D + s - c) (s - c) [\sigma]. \quad (13.15)$$

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

$$[P_1]_E = \min \{[P_1]_{E_1}, [P_1]_{E_2}\}, \quad (13.16)$$

где допускаемая осевая сжимающая сила  $[P_1]_{E_1}$  определяется из условия местной устойчивости в пределах упругости по формуле:



ограничений: отношение высоты сечения кольца жесткости к диаметру обечайки  $h_k/D \leq 0,2$ ; кольца жесткости расположены на обечайке равномерно. В случае неравномерного расположения колец жесткости значения  $b$  и  $l_1$  в формулах расчета необходимо подставлять для того участка, на котором значения  $b$  и  $l_1$  максимальные.

### 13.2.8. Расчет обечаек с кольцами жесткости, нагруженных внутренним избыточным давлением

Кольца жесткости устанавливаются при условии, если коэффициент

$$K_4 = \frac{p_R(D + s - c)}{2\varphi_p[\sigma](s - c)} - 1 > 0. \quad (13.29)$$

Если  $K_4 \leq 0$ , то укрепления кольцами жесткости не требуется.

В диапазоне  $0 < K_4 < 2\frac{\Phi_T}{\Phi_p}$  — I расстояние между двумя смежными кольцами жесткости определяется по формуле:

$$b < \sqrt{D(s - c) \left[ \frac{2}{K_4} - \frac{\Phi_p}{\Phi_T} \left( 1 + \frac{1}{K_4} \right) \right]}. \quad (13.30)$$

Площадь поперечного сечения кольца

$$F_h \geq l_1(s - c) \frac{[\sigma]\varphi_p}{[\sigma]_{\text{нф}} \Phi_p} K_4. \quad (13.31)$$

Если  $K_4 \geq 2\frac{\Phi_T}{\Phi_p}$  — I, то толщину стенки обечайки необходимо увеличить до такого размера, чтобы

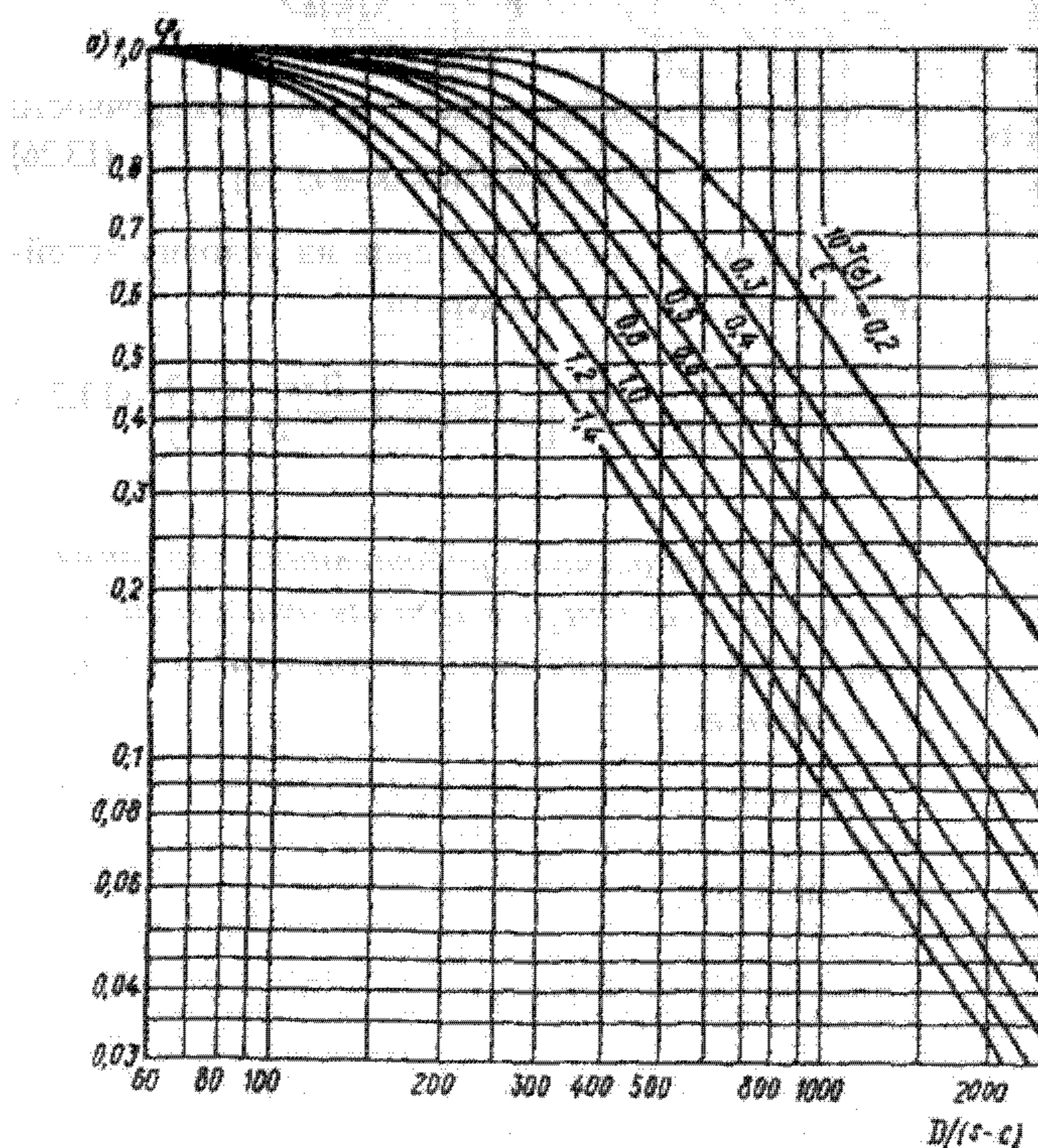


Таблица 13.2  
Приведенная расчетная длина  
обечайки

Расчетная схема	$l_{\text{пр}}$
	1
	2I
	0,7I
	0,5I

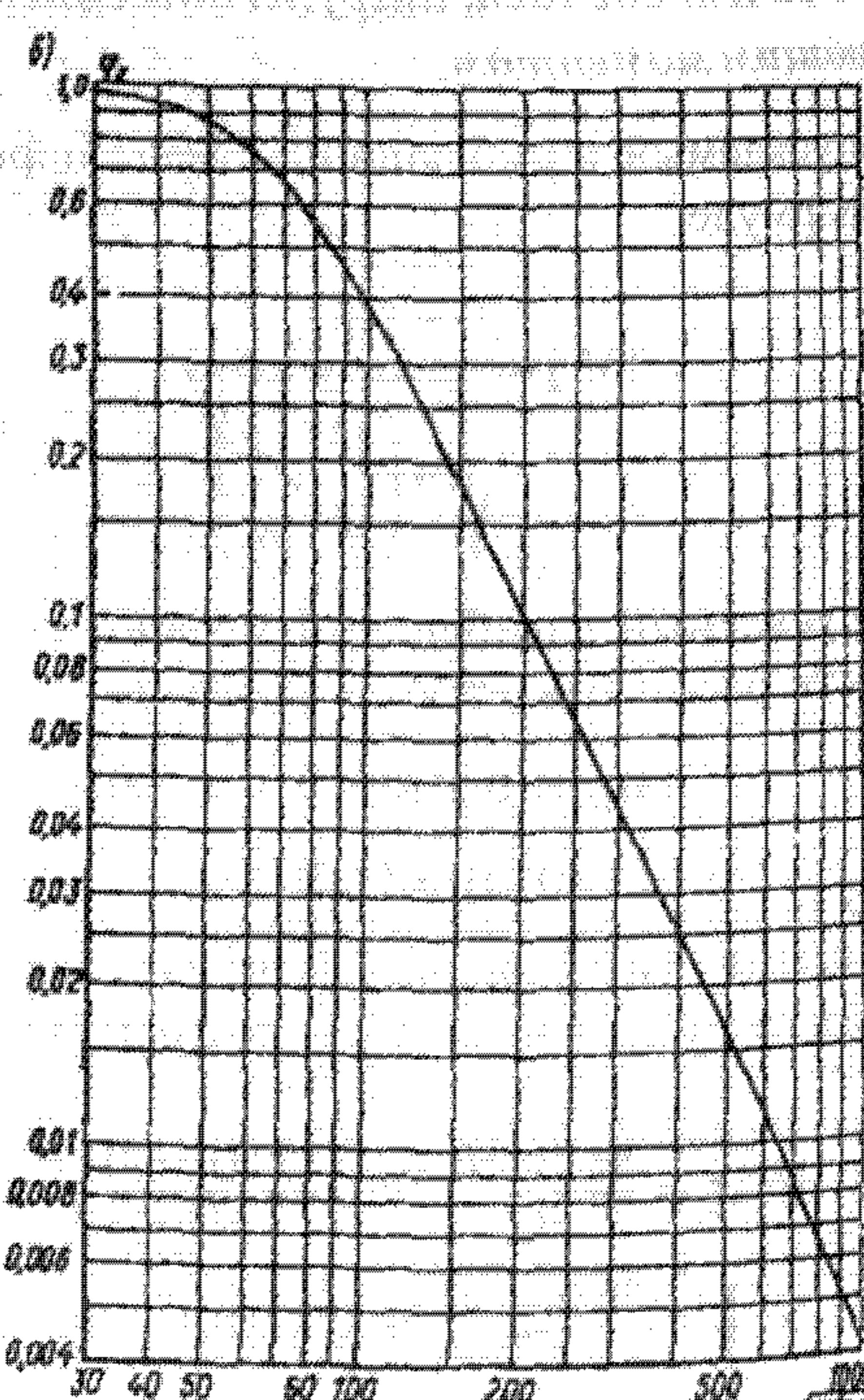


Рис. 13.6. График определения коэффициента снижения допускаемых напряжений  $\Phi_1$  (а) и  $\Phi_2$  (б)

выполнялось следующее условие:

$$0 < K_4 < 2 \frac{\Phi_T}{\Phi_P} - 1, \quad (13.32)$$

где  $\Phi_T$  — коэффициент прочности кольцевого сварного шва.

При определении площади поперечного сечения кольца жесткости  $F_K$  необходимо учитывать прибавку  $s$  для компенсации коррозии.

Допускаемое внутреннее избыточное давление определяется из условия

$$[\rho] = \min \{[\rho]_1; [\rho]_2\}, \quad (13.33)$$

где допускаемое внутреннее избыточное давление, определяемое из условий прочности всей обечайки, рассчитывается по формуле:

$$[\rho]_1 = \frac{2 [\sigma] \Phi_P (s - c) + 2 \frac{F_K}{I_R} [\sigma]_K \Phi_T}{D + (s - c)}. \quad (13.34)$$

Допускаемое внутреннее избыточное давление, определяемое из условий прочности обечайки между двумя соседними кольцами жесткости, определяется по формуле:

$$[\rho]_2 = \frac{2 [\sigma] \Phi_T (s - c)}{D + (s - c)} \frac{2 + \lambda_n^2}{1 + \frac{\Phi_T}{\Phi_P} \lambda_n^2}, \quad (13.35)$$

где

$$\lambda_n^2 = \frac{b^2}{D(s - c)}, \quad (13.36)$$

$$I_R = \max \{I_1; I_2\}. \quad (13.37)$$

### 13.2.9. Расчет обечайок с кольцами жесткости, нагруженных наружным давлением

Допускаемое наружное давление определяется из условия

$$[\rho] = \min \{[\rho]_1; [\rho]_2\}, \quad (13.38)$$

где допускаемое наружное давление, определяемое из условий устойчивости всей обечайки, рассчитывается по формуле:

$$[\rho]_1 = \frac{[\rho]_{1P}}{\sqrt{1 + \left(\frac{[\rho]_{1P}}{[\rho]_{1E}}\right)^2}}, \quad (13.39)$$

Здесь  $[\rho]_{1P}$  соответствует  $[\rho]_1$ , определенной по формуле (13.34) при значениях  $\Phi_P = 1,0$  и  $\Phi_T = 1,0$ ; допускаемое наружное давление из условий устойчивости в пределах упругости рассчитывается по формуле:

$$[\rho]_{1E} = \frac{20,8 \cdot 10^{-6} E D}{K B_2 n_a L} \left[ \frac{100 K (s - c)}{D} \right]^2 \sqrt{\frac{100 K (s - c)}{D}}, \quad (13.40)$$

где

$$B_2 = \min \left\{ 10, 9,45 \frac{D}{L} \sqrt{\frac{D}{100 K (s - c)}} \right\}, \quad (13.41)$$

Коэффициент жесткости обечайки, подкрепленной кольцами жесткости,

$$K = \sqrt{\frac{10,9 J}{l_1 (s - c)^2}}. \quad (13.42)$$

Здесь эффективный момент инерции расчетного поперечного сечения кольца жесткости определяется по формуле:

$$J = J_K + \frac{l_1 (s - c)^3}{10,9} + e^2 \frac{F_K l_e (s - c)}{F_K + l_e (s - c)}, \quad (13.43)$$

где эффективная длина стенки обечайки, учитывающая при определении эффективного момента инерции, определяется из условия:

$$l_e = \min \{l_1; l_2; [b_K + 1,1 \sqrt{D (s - c)}]\}. \quad (13.44)$$

Здесь  $b_K$  — ширина поперечного сечения кольца жесткости в месте его приварки к обечайке;  $e$  — расстояние между центром тяжести поперечного сечения кольца жесткости и серединной поверхностью обечайки. Допускаемое наружное давление, определяемое из условий устойчивости обечайки между кольцами жесткости  $[\rho]_2$ , соответствует давлению  $[\rho]$  в

формуле (13.6) при  $I_R = \max \{b; l_2 - \frac{e}{2}\}$  в равен-

ствах (13.8) и (13.9). Вместо  $[\rho]_2$  по формуле (13.7) допускается принимать  $[\rho]_2$  по формуле (13.34) при  $\Phi_T = 1,0$ .

После определения размеров кольца жесткости и обечайки по конструктивным соображениям необходимо произвести проверку в соответствии с условием (13.37).

Толщина стенки  $s$  или расстояние между кольцами жесткости  $l = b$  для заданного расчетного давления  $\rho$  определяется с помощью графиков рис. 13.4.

Расчетный эффективный момент инерции кольца жесткости рассчитывается по формуле:

$$J_R = \frac{0,1 p_R D^3 l_R}{E} \frac{n_a}{2,4} K_b, \quad (13.45)$$

где  $l_R = \max \{l_1; l_2\}$  (см. рис. 13.3); коэффициент  $K_b = f(L/D; n_a p_R/E; D/(s - c))$  определяется по графику рис. 13.8.

Профиль кольца жесткости выбирается из условия, что

$$J > J_R, \quad (13.46)$$

где  $J$  определяется по формуле (13.42).

Допускаемые нагрузки на обечайки с кольцами

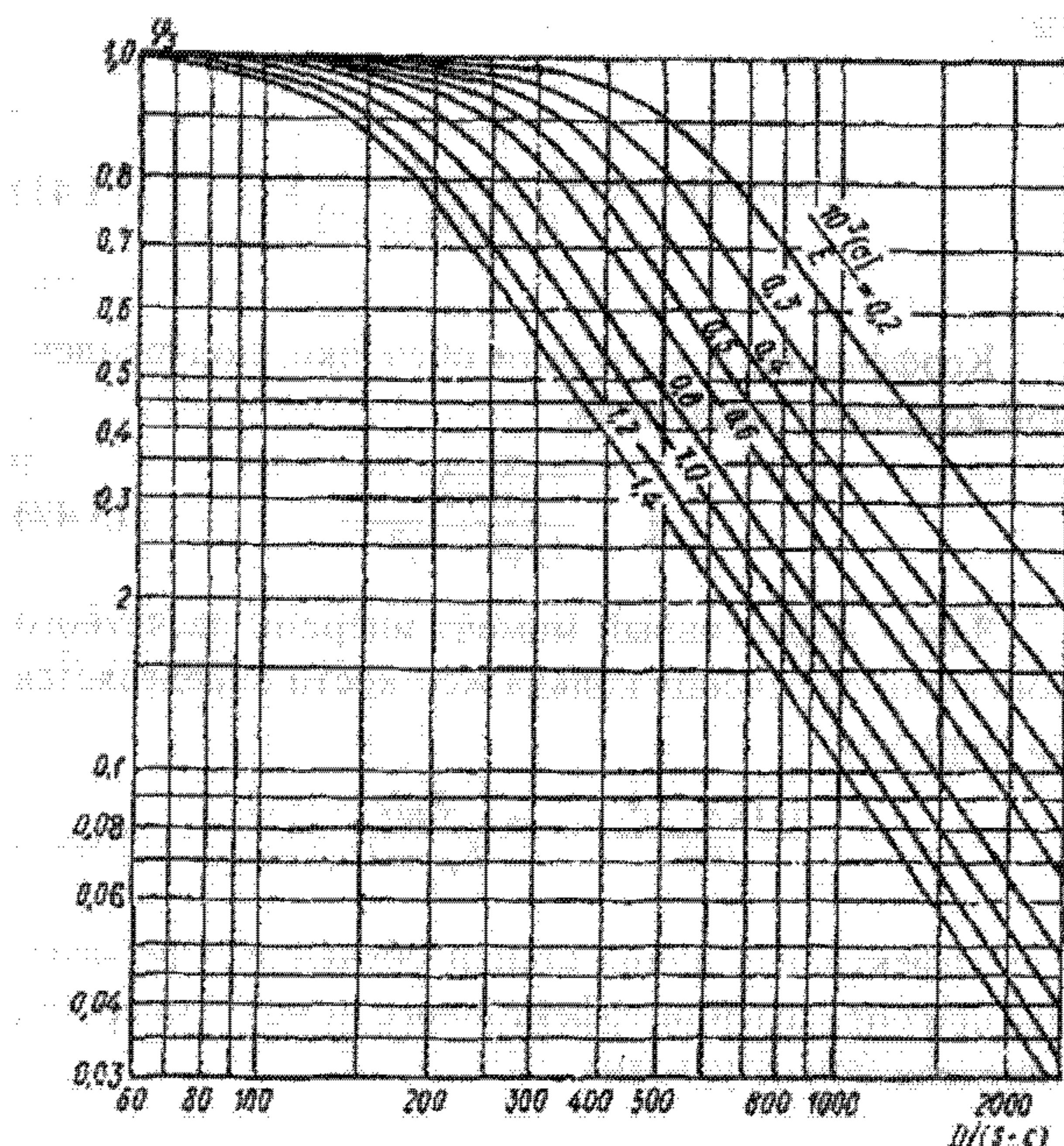


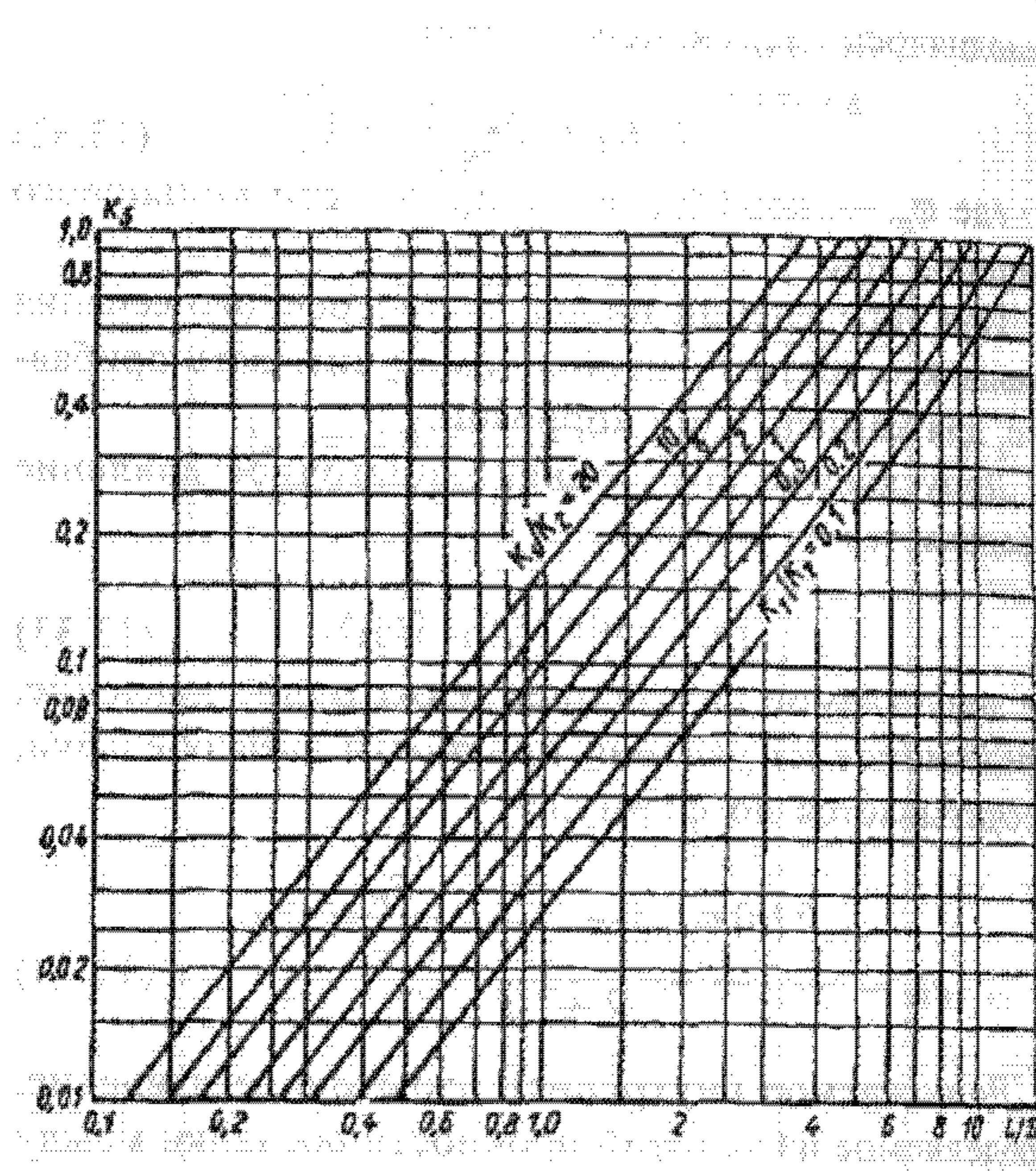
Рис. 13.7. График определения коэффициента снижения допускаемых напряжений

жесткости, работающими при воздействии на них осевых растягивающих или сжимающих сил, поперечных сил или изгибающего момента, рассчитываются, как и для гладких цилиндрических обечайок, по формулам пп. 13.2.3 — 13.2.6 при  $l_r = b$ . При определении приведенной расчетной длины  $l_{pr}$  по табл. 13.2 вместо  $l$  следует принимать общую длину  $L$  обечайки.

### 13.2.10. Расчет обечайок с кольцами жесткости, нагруженными совместно действующими нагрузками $p_n$ , $P_1$ , $Q$ и $M$

Расчет следует производить аналогично расчету по п. 13.2.7, при этом допускаемое наружное давление определяется по условию (13.37).

Формулы расчета, приведенные в пп. 13.2.2; 13.2.4 — 13.2.7 и 13.2.9, применимы при условии, что расчетные температуры не превышают значений, при которых возникает ползучесть материалов, т.е. при таких температурах, когда допускаемое напряжение определяется только по пределу текучести или временному сопротивлению (пределу прочности). Если нет точных данных, то формулы допускается применять при условии, что расчетная температура стенки обечайки из углеродистой стали не превышает  $380^{\circ}\text{C}$ , из низколегированной —  $420^{\circ}\text{C}$  и из аустенитной —  $525^{\circ}\text{C}$ .

Рис. 13.8. График определения коэффициента  $K_s$ 

Для обечайек, подкрепленных кольцами жесткости, дополнительно к указанным выше условиям применимости формул расчета должно также выполняться следующее ограничение:

$$p_{pr} \leq 1,35 \frac{[\sigma]_{pr}}{[\sigma]} p_R. \quad (13.47)$$

Приведенные выше зависимости применимы для сталей, алюминиевых и медных сплавов при  $(s - c)/D \leq 0,1$ ; для титановых сплавов — при  $(s - c)/D \leq 0,25$ .

Для расчета аппаратов, выполненных из композиционных и полимерных материалов, также применимы выше приведенные зависимости при соответствующих допускаемых напряжениях.

Расчет на прочность и устойчивость элементов аппаратов, выполненных из двухслойных сталей, проводят по ГОСТ 14249—89 (РД 26-11-05—85) при этом допускаемое напряжение определяется по формуле:

$$[\sigma] = \frac{[\sigma]_1(s_1 - c_1) + [\sigma]_2(s_2 - c_2)}{(s_1 - c_1) + (s_2 - c_2)}, \quad (13.48)$$

где  $[\sigma]_1$ ,  $[\sigma]_2$  — допускаемые напряжения соответственно основного и плакирующего слоев при рас-

четной температуре, определяемые в соответствии с ГОСТ 14249—89;  $c_1$  — прибавка для компенсации коррозии и эрозии;  $s_1, s_2$  — толщины основного и пластирующего слоев.

При определении допускаемого напряжения по формуле (13.48) толщина коррозионностойкого слоя принимается минимальной при  $[\sigma]_1 < [\sigma]_2$ . Если  $[\sigma]_1 > [\sigma]_2$ , то при определении допускаемого напряжения по формуле (13.48) толщина коррозионностойкого слоя принимается максимальной.

При изготовлении сосудов и аппаратов из двух-

слойной стали с пластирующим слоем из аустенитной стали типа 12Х18Н10Т в расчете на устойчивость учитывается только основной слой. При изготовлении сосудов и аппаратов из двухслойной стали с пластирующим слоем из ферритной стали типа 08Х13 в расчете учитывается суммарная толщина листа.

В случае, когда в расчете учитывается толщина только основного слоя, при определении исполнительной толщины стенки в качестве прибавки на коррозию принимается толщина пластирующего слоя.

### Примеры

**13.2.1.** Определить толщину стенки цилиндрической обечайки вулканизационного котла (рис. 13.9, а).

**Исходные данные.** Длина обечайки  $L = 3000$  мм, внутренний диаметр  $D = 1500$  мм; рабочее давление  $p = 1,25$  МПа; температура среды в кotle  $t_c = 170^\circ\text{C}$ ; материал котла — листовой прокат из стали СтЗпс (ГОСТ 380—94); скорость коррозии  $\bar{P} = 0,1 \text{ мм/год}$ ; срок эксплуатации  $t_b = 15$  лет. Массу воды в кotle при гидравлическом испытании условно не учитывать.

**Решение.** Расчетная температура стенки котла  $t_r = 170^\circ\text{C}$ , так как температура среды положительна.

**Допускаемое напряжение:**

в рабочем состоянии  $[\sigma] = \eta \sigma^* = 1 \cdot 144 = 144$  МПа, где  $\sigma^* = 144$  МПа — для стали СтЗпс при температуре  $t = 170^\circ\text{C}$  (см. табл. 12.4);  $\eta = 1$ , так как аппарат изготавливается из листового проката;

при гидравлических испытаниях  $[\sigma]_u = \sigma_{T_{20}} / 1,1 = 250 / 1,1 = 227$  МПа, где  $\sigma_{T_{20}} = 250$  МПа — для стали СтЗпс при  $+20^\circ\text{C}$ .

Расчетное значение внутреннего избыточного давления  $p_k = p = 1,25$  МПа, так как в кotle рабочая среда — газовая (рис. 13.9, б).

**Пробное давление при гидравлическом испытании** (см. табл. 12.2):

$$p_{II} = \max \left\{ \begin{array}{l} 1,25 p [\sigma]_{T_{20}} / [\sigma] = 1,25 \cdot 1,25 \cdot 154 / 144 = 1,67 \text{ МПа} \\ p + 0,3 = 1,25 + 0,3 = 1,55 \text{ МПа} \end{array} \right\} = 1,67 \text{ МПа},$$

где  $[\sigma]_{T_{20}} = \eta \sigma^*_{T_{20}} = 154$  МПа — при температуре  $+20^\circ\text{C}$ .

Коэффициент прочности продольных сварных швов обечайки  $\Phi = 1$ , так как принято, что швы с двухсторонним сплошным проваром выполняются автоматической сваркой (см. табл. 12.22).

Прибавки к расчетной толщине стенки: для компенсации коррозии  $c_k = P t_b = 0,1 \cdot 15 = 1,5$  мм, эрозии  $c_e = 0$ . Принимая  $c_2 = 0$  и  $c_3 = 0$ , получим  $c = c_1 = c_k = 1,5$  мм.

**Расчетная и исполнительная толщина стенки цилиндрической обечайки:**

$$s_* = \max \left\{ \begin{array}{l} pD / (2\varphi[\sigma] - p) = 1,25 \cdot 1,5 / (2 \cdot 1 \cdot 144 - 1,25) = 6,5 \cdot 10^{-3} \text{ м} \\ p_u D / (2\varphi[\sigma]_u - p_u) = 1,67 \cdot 1,5 / (2 \cdot 1 \cdot 227 - 1,67) = 5,5 \cdot 10^{-3} \text{ м} \end{array} \right\} = 6,5 \text{ мм};$$

$$s = s_* + c + c_0 = 6,5 + 1,5 + 1 = 9 \text{ мм},$$

где  $c_0 = 1$  мм из условия округления толщины стенки до ближайшей большей стандартной толщины (ГОСТ 19903—74).

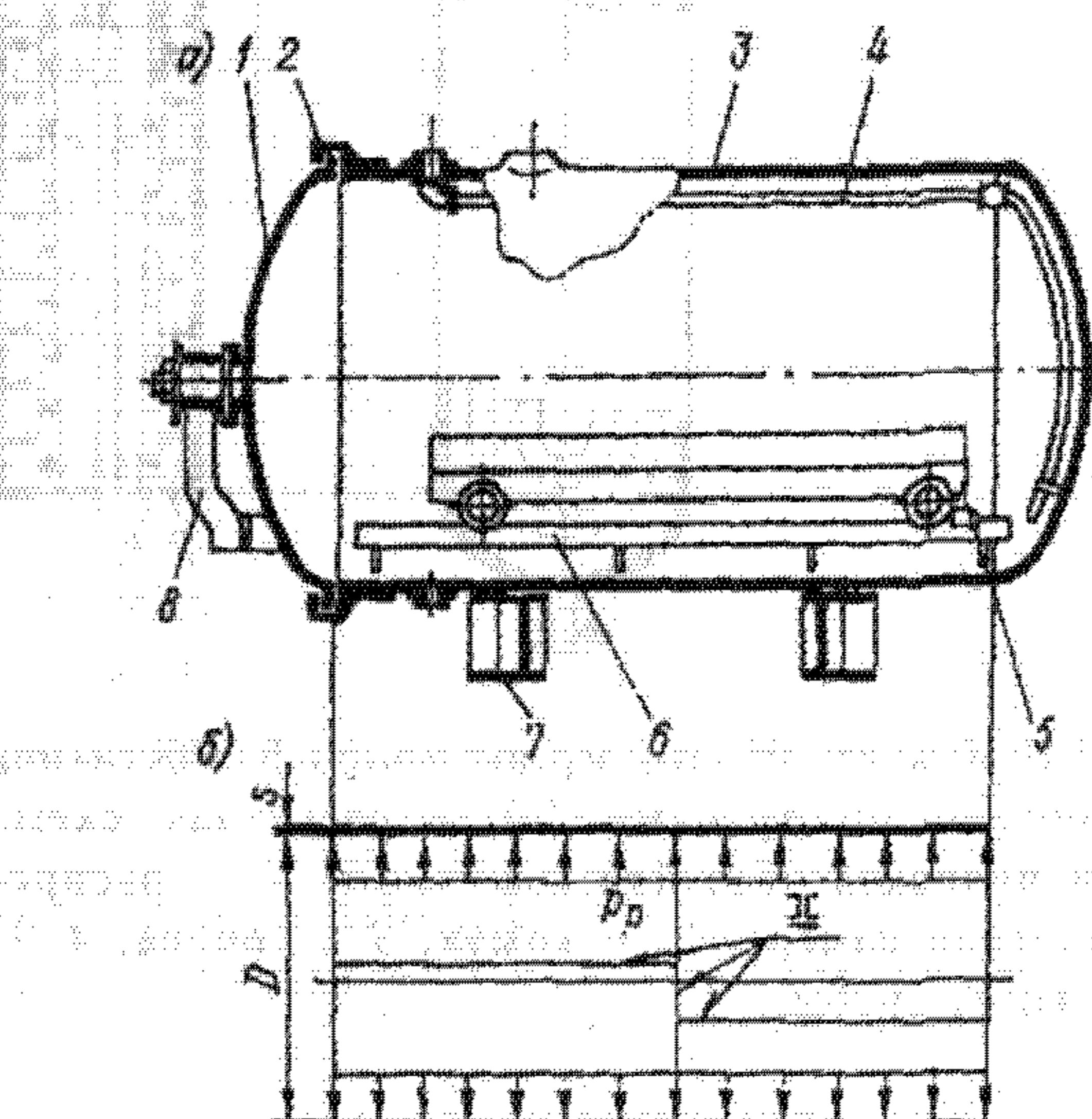


Рис. 13.9. Вулканизационный котел (а) и расчетная схема его цилиндрической обечайки (б): 1 — крышка; 2 — байонетное соединение (затвор); 3 — корпус; 4 — парораспределительный коллектор; 5 — тележка; 6 — рельсовый путь; 7 — опора; 8 — кронштейн

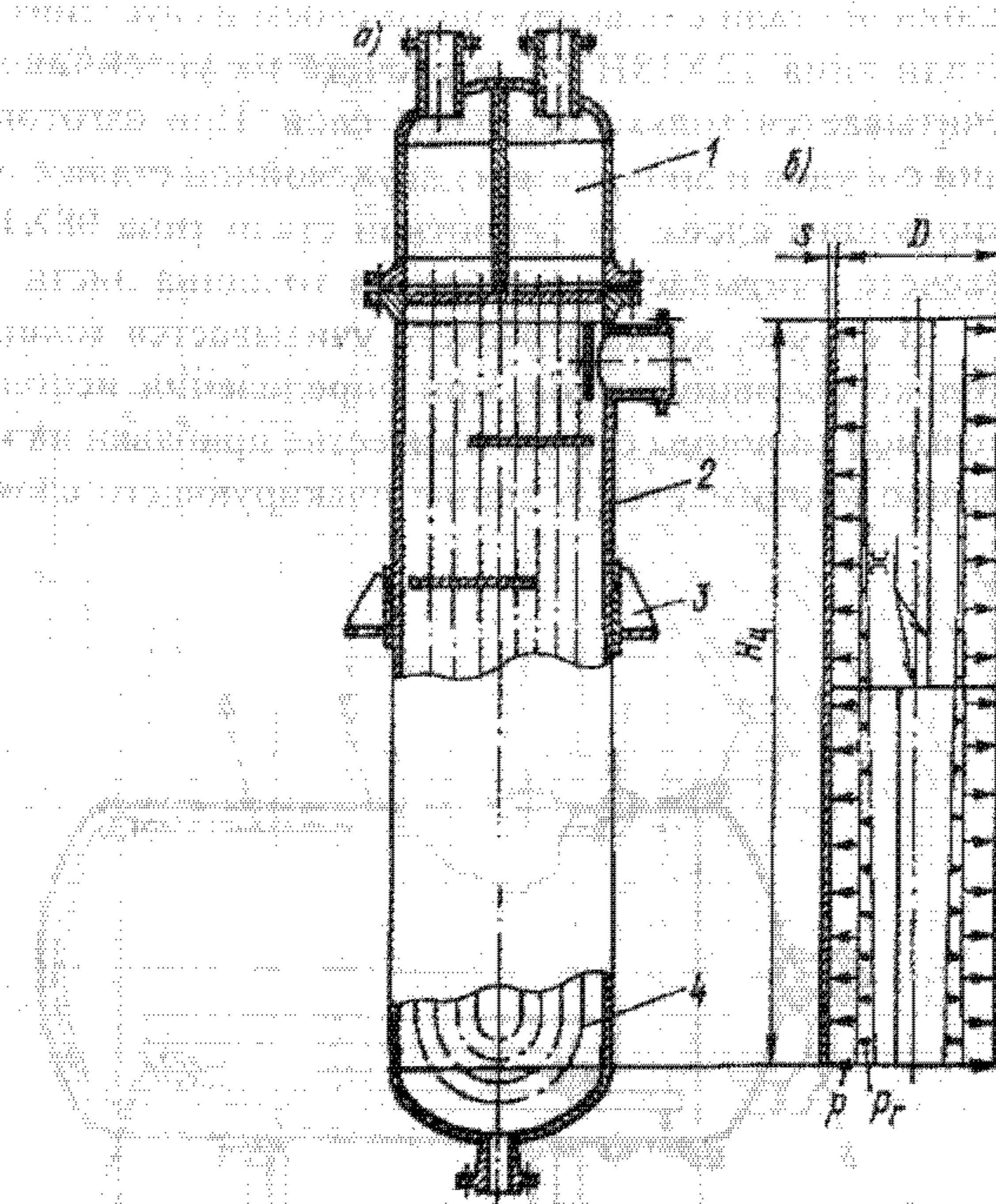


Рис. 13.10. Кожухотрубчатый вертикальный теплообменник с U-образными трубами (а) и расчетная схема цилиндрической обечайки кожуха (б): 1 — распределительная камера; 2 — кожух; 3 — опора; 4 — U-образные трубы

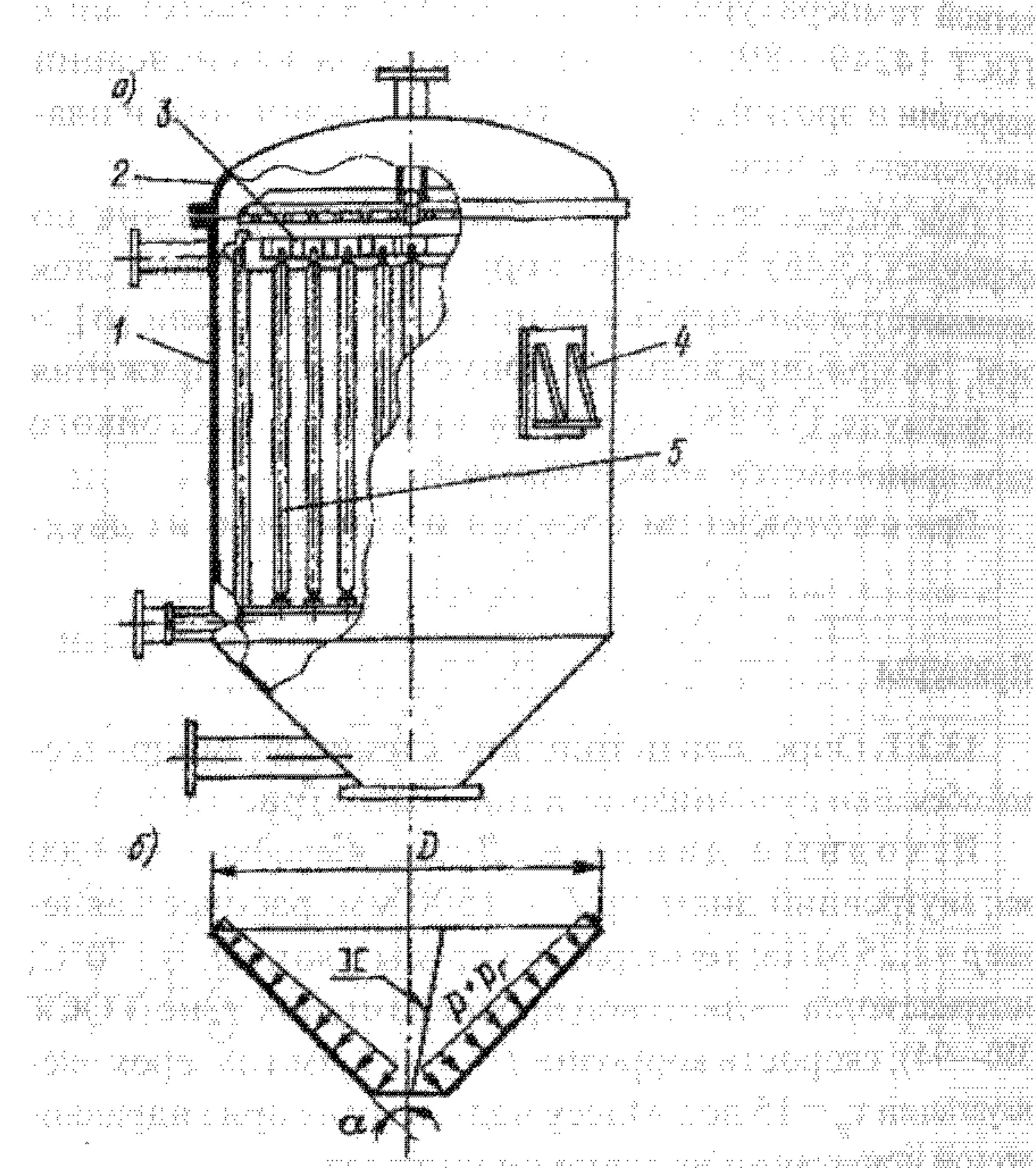


Рис. 13.11. Листовой вертикальный фильтр (а) и расчетная схема его конического днища (б): 1 — корпус; 2 — крышка; 3 — коллектор; 4 — опора; 5 — фильтрующий элемент

Так как  $(s - c)/D = (9 - 1,5) \cdot 10^{-3} / 1,5 = 0,005 < 0,1$ , условие применимости формул выполняется. Таким образом, при толщине стенки  $s = 9$  мм обеспечивается прочность цилиндрической обечайки котла как в рабочем состоянии, так и при гидравлических испытаниях.

**13.2.2. Определить допускаемое внутреннее давление для цилиндрической обечайки кожуха вертикального кожухотрубчатого теплообменника с U-образными трубами (рис. 13.10, а).**

**Исходные данные.** Высота обечайки  $H_u = 9500$  мм, внутренний диаметр  $D = 800$  мм, толщина стенки  $s = 8$  мм. В межтрубном пространстве находится дитолилметан плотностью  $\rho_c = 1200$  кг/м<sup>3</sup> с температурой  $t_c = 250^\circ\text{C}$  при давлении  $p = 1,6$  МПа. Материал кожуха — листовой прокат из стали 16 ГС. Прибавка к расчетной толщине стенки  $c = 1,5$  мм. Швы — сварные с двусторонним сплошным проваром выполнены вручную.

**Решение.** Расчетная температура стенки  $t = t_c = 250^\circ\text{C}$ .

**Допускаемое напряжение:**

в рабочем состоянии  $[\sigma] = \eta \sigma^* = 1 \cdot 165 = 165$  МПа, где  $\sigma^* = 165$  МПа — для стали 16ГС при температуре  $+250^\circ\text{C}$ ;  $\eta = 1$  — для листового проката;

при гидравлических испытаниях  $[\sigma]_i = \sigma_{t=20}/1,1 = 300/1,1 = 272,5$  МПа, где  $\sigma_{t=20} = 300$  МПа — предел текучести стали 16ГС при  $+20^\circ\text{C}$ .

Расчетное давление (рис. 13.9, б) —  $p_r = p + p_f = 1,6 + 0,11 = 1,71$  МПа, где  $p_f = g \rho_c H_u = 9,81 \cdot 1200 \cdot 9,5 = 0,11$  МПа, что больше 5%  $p = 0,05 \cdot 1,6 = 0,08$  МПа.

Пробное давление при гидравлическом испытании ( $p_p > 0,5$  МПа и  $H_u > 8$  м):

$$p_i = \max \left\{ \begin{array}{l} 1,25 [\sigma]_{20} / [\sigma] = 1,25 \cdot 1,71 \cdot 196 / 165 = 1,67 \text{ МПа} \\ p + 0,3 = 1,71 + 0,3 = 2,01 \text{ МПа} \end{array} \right\} = 2,5 \text{ МПа}$$

где  $[\sigma]_{20} = \sigma^*_{20} = 196$  МПа — допускаемое напряжение стали 16ГС при температуре  $+20^\circ\text{C}$  ( $\eta = 1$ ).

Коэффициент прочности сварных соединений обечайки для заданного типа швов  $\Phi = 0,9$ .

Допускаемое внутреннее давление:  
в рабочем состоянии

$$[p] = 2\phi[\sigma] \cdot (s - c)/(D + s - c) = 2 \cdot 0,9 \cdot 165(8 - 1,5) \cdot 10^{-3} / [0,8 + (8 - 1,5) \cdot 10^{-3}] = 2,4 \text{ МПа},$$

при гидравлических испытаниях

$$[p]_u = 2\phi[\sigma]_u(s - c)/(D + s - c) = 2 \cdot 0,93 \cdot 254,5 \times \\ \times (8 - 1,5) \cdot 10^{-3} / [0,8 + (8 - 1,5) \cdot 10^{-3}] = 3,81 \text{ МПа}.$$

Условие применимости формул выполняется, так как  $(s - c)/D = (8 - 1,5) \times 10^{-3}/0,8 = 0,008 < 0,1$ . Таким образом,  $p_k < [p]$  ( $1,71 \text{ МПа} < 2,4 \text{ МПа}$ ) и  $p_u < [p]$  ( $2,5 \text{ МПа} < 3,81 \text{ МПа}$ ). Тем самым обеспечивается прочность обечайки теплообменника как в рабочем состоянии, так и при гидравлических испытаниях.

### 13.2.3. Определить толщину стенки конического днища листового фильтра (рис. 13.11, а).

**Исходные данные.** Внутреннее давление  $p = 0,4 \text{ МПа}$ , высота фильтра  $H_n = 3500 \text{ мм}$ , внутренний диаметр  $D = 1600 \text{ мм}$ , угол при вершине конуса  $2\alpha = 90^\circ$ , расчетная температура  $t = 60^\circ\text{C}$ , материал днища — сталь 10. Допускаемые напряжения для рабочего состояния  $[\sigma] = 127 \text{ МПа}$ , для гидравлических испытаний  $[\sigma]_u = 147 \text{ МПа}$ , плотность обрабатываемой среды  $\rho_c = 1300 \text{ кг}/\text{м}^3$ , прибавка к расчетной толщине стенки  $c = 2,54 \text{ мм}$ , коэффициент прочности сварного шва  $\phi = 0,9$ .

**Решение.** Расчетное давление  $p_k = p + p_r = 0,4 + 0,045 = 0,445 \text{ МПа}$ , где  $p_r = g\rho_c H_n = 9,8 \cdot 1300 \cdot 3,5 = 0,045 \text{ МПа}$ , что больше  $5\% p = 0,05 \cdot 0,4 = 0,02 \text{ МПа}$ .

Пробное давление при гидравлическом испытании ( $p_k < 0,5 \text{ МПа}$ )  $p_u = 1,5p \times [\sigma]_{20} / [\sigma] = 1,5 \cdot 0,4 \cdot 130 / 127 = 0,62 \text{ МПа}$ , что больше  $0,2 \text{ МПа}$ , где  $[\sigma]_{20} = \sigma^*_{20} = 130 \text{ МПа}$  — для стали 10 при  $+20^\circ\text{C}$  ( $\eta = 1$ ).

Расчетная и исполнительная толщины днища соответственно равны (расчетные зависимости приведены в разделе 14.2.5).

$$s_{k,R} = \max \left\{ \begin{array}{l} p_k D / [(2\phi[\sigma] - p_k) \cos \alpha] = 0,445 \cdot 1,6 / [(2 \cdot 0,9 \cdot 127 - \\ p_k D / [(2\phi[\sigma]_u - p_k) \cos \alpha] = 0,62 \cdot 1,6 / [(2 \cdot 0,9 \cdot 147 - \\ - 0,445) \cos 45^\circ] = 4,41 \cdot 10^{-3} \text{ м} \\ - 0,62) \cos 45^\circ] = 4,84 \cdot 10^{-3} \text{ м} \end{array} \right\} = 4,84 \text{ мм};$$

$$s_m = s_{k,R} + c + c_0 = 4,84 + 2,54 + 0,62 = 8 \text{ мм}.$$

Так как  $(s_k - c)/D = (8 - 2,54) \cdot 10^{-3}/1,6 = 3,44 \cdot 10^{-3}$ ;  $0,1/\cos \alpha = 0,1/\cos 45^\circ = 0,14$  и  $3,44 \cdot 10^{-3} < 0,14$ , условие применимости формул выполняется.

### 13.2.4. Рассчитать толщину стенки разрезуара шарового типа (рис. 13.12).

**Исходные данные.** Внутренний диаметр  $D_c = 10500 \text{ мм}$ , рабочее давление среды  $p = 0,25 \text{ МПа}$ , плотность среды  $\rho_c = 1100 \text{ кг}/\text{м}^3$ , расчетная температура  $t = 40^\circ\text{C}$ . Материал резервуара — двухслойная сталь (Ст3сп+10ХГСН1Д), скорость коррозии плакирующего слоя из стали 10ХГСН1Д  $P = 0,053 \text{ мм}/\text{год}$ , срок службы  $t_b = 20 \text{ лет}$ , допускаемые напряжения для стали Ст3сп:  $[\sigma] = 152,5 \text{ МПа}$ ,  $[\sigma]_{20} = 154 \text{ МПа}$ ,  $[\sigma]_u = 227 \text{ МПа}$ ; коэффициент прочности сварных швов  $\phi = 0,9$ .

**Решение.** Расчетное давление  $p_k = p + p_r = 0,25 + 0,11 = 0,36 \text{ МПа}$ , так как  $p_r = g\rho_c H_k = 9,81 \cdot 1100 \times 10,5 = 0,11 \text{ МПа}$ , что больше  $5\% p = 0,05 \cdot 0,25 = 0,0125 \text{ МПа}$ , где  $H_k = D_c = 10,5 \text{ м}$  — высота заполнения жидкостью шарового резервуара.

Пробное давление при гидравлическом испытании ( $p_k < 0,5 \text{ МПа}$  и  $H_k > 8 \text{ м}$ ):

$$p_u = 1,5p_k[\sigma]_{20} / [\sigma] = 1,5 \cdot 0,36 \cdot 154 / 152,9 = 0,544 \text{ МПа},$$

что больше  $0,36 \text{ МПа}$ .

Расчетная и исполнительная толщины стенки основного конструкционного материала (сталь Ст3сп) без учета прибавки  $c$ , так как он защищен от воздействия среды плакирующим слоем, соответственно равны:

$$s_{k,e} = \max \left\{ \begin{array}{l} p_k D_e / (4\phi[\sigma] - p_k) = 0,36 \cdot 10,5 / (4 \cdot 0,9 \cdot 152,9 - 0,36) = 6,9 \cdot 10^{-3} \text{ м} \\ p_u D_e / (4\phi[\sigma]_u - p_u) = 0,544 \cdot 10,5 / (4 \cdot 0,9 \cdot 227 - 0,544) = 7,0 \cdot 10^{-3} \text{ м} \end{array} \right\} = 7,0 \text{ мм};$$

$$s_c = s_{c,R} + c_0 = 7,0 + 1 = 8 \text{ мм},$$

где  $c_0 = 1$  мм из условия округления толщины до ближайшего большого стандартного значения (ГОСТ 10885—85).

Так как  $(s_c - c)/D_c = (8 - 0) 10^{-3}/10,5 = 0,00076 < 0,1$ , условие применимости формул выполняется.

Толщина стенки пластирующего слоя из стали 10ХГСН1Д

$$s_{\text{пл}} = \Pi_{\text{пл}} + c_0 = 0,053 \cdot 20 + 0,94 = 2 \text{ мм},$$

где  $c'_0 = 0,94$  мм из условия округления толщины слоя до ближайшего большого стандартного значения (ГОСТ 10885—85).

Исполнительная толщина стенки шарового резервуара из двухслойной стали  $s = s_c + s_{\text{пл}} = 8 + 2 = 10$  мм.

**13.2.5. Рассчитать толщину стенки цилиндрической обечайки секции испарителя, работающего под атмосферным давлением (рис. 13.13, а).**

**Исходные данные.** Внутренний диаметр  $D = 220$  мм, высота секции испарительной камеры  $h_p = 920$  мм, материал корпуса — сталь 20 (листовой прокат), расчетная температура стенки  $t = 150^\circ\text{C}$ , прибавка к расчетной толщине стенки  $c = 1$  мм, давление в рубашке (расчетное)  $p_{\text{Рк}} = 0,5 \text{ МПа}$ .

**Решение.** Расчетное наружное давление  $p_{\text{н.р}} = p_{\text{Рк}} = 0,5 \text{ МПа}$ . Расчетная длина цилиндрической обечайки секции  $l_p = h_p$ , так как практически вся она находится под рубашкой ( $l_p = 920$  мм).

Модуль упругости стали 20 при  $t = +20^\circ\text{C}$  и  $t = 150^\circ\text{C}$  соответственно  $E_{20} = 1,99 \cdot 10^5 \text{ МПа}$  и  $E = 1,86 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ .

Допускаемое напряжение:

в рабочем состоянии  $[\sigma] = \eta \sigma^* = 1 \cdot 139 \text{ МПа}$ ;

при гидравлическом испытании  $[\sigma]_{\text{ги}} = \sigma_{T20}/1,1 = 220/1,1 = 200 \text{ МПа}$ , где  $\eta = 1$ , так как материал корпуса — листовой прокат;  $\sigma^* = 139 \text{ МПа}$  — нормативно допускаемое напряжение для стали 20 при  $t = 150^\circ\text{C}$ ;  $\sigma_{T20} = 220 \text{ МПа}$  — предел текучести стали 20 при  $+20^\circ\text{C}$ .

Коэффициент запаса устойчивости: в рабочем состоянии  $n_u = 2,4$ ; при испытании  $n_u = 1,8$ .

Расчетная и исполнительная толщина стенки секции испарительной камеры в первом приближении соответственно:

$$s_R = \max \left\{ \begin{array}{l} K_2 D \cdot 10^{-3} = 1,2 \cdot 0,22 \cdot 10^{-3} = 2,64 \cdot 10^{-3} \text{ м} \\ 1,1 p_{\text{н.р}} D / (2 [\sigma]) = 1,1 \cdot 0,5 \cdot 0,22 / (2 \cdot 139) = 0,44 \cdot 10^{-3} \text{ м} \end{array} \right\} = 2,64 \text{ мм};$$

$$s = s_R + c = 2,64 + 1 = 4 \text{ мм},$$

где  $K_2 = 1,2$  — по номограмме (см. рис. 13.4) при:

$$K_1 = \frac{n_u p_{\text{н.р}}}{2,4 \cdot 10^{-3} E} = \frac{2,4 \cdot 0,5}{2,4 \cdot 10^{-3} \cdot 1,86 \cdot 10^5} = 2,7; \quad K_3 = \frac{l_p}{D} = \frac{920}{220} \approx 4,2 \text{ и } 4,2 \text{ и } 4,2$$

$$\frac{10^3 [\sigma]}{E} = \frac{10^3 \cdot 139}{1,86 \cdot 10^5} = 0,75.$$

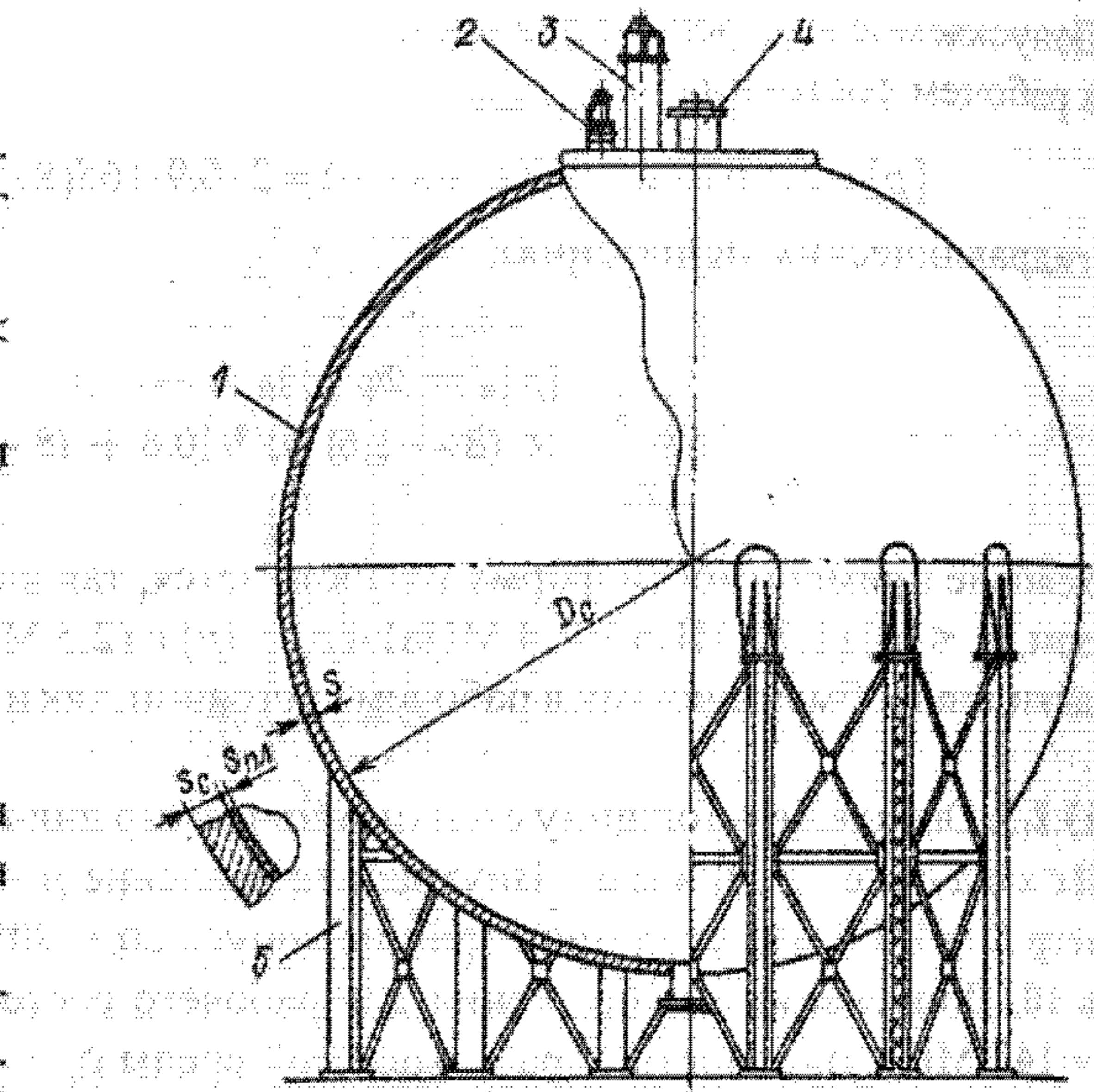


Рис. 13.12. Шаровой резервуар: 1 — корпус; 2 — предохранительный клапан; 3 — указатель уровня; 4 — шлюзовая камера; 5 — опора

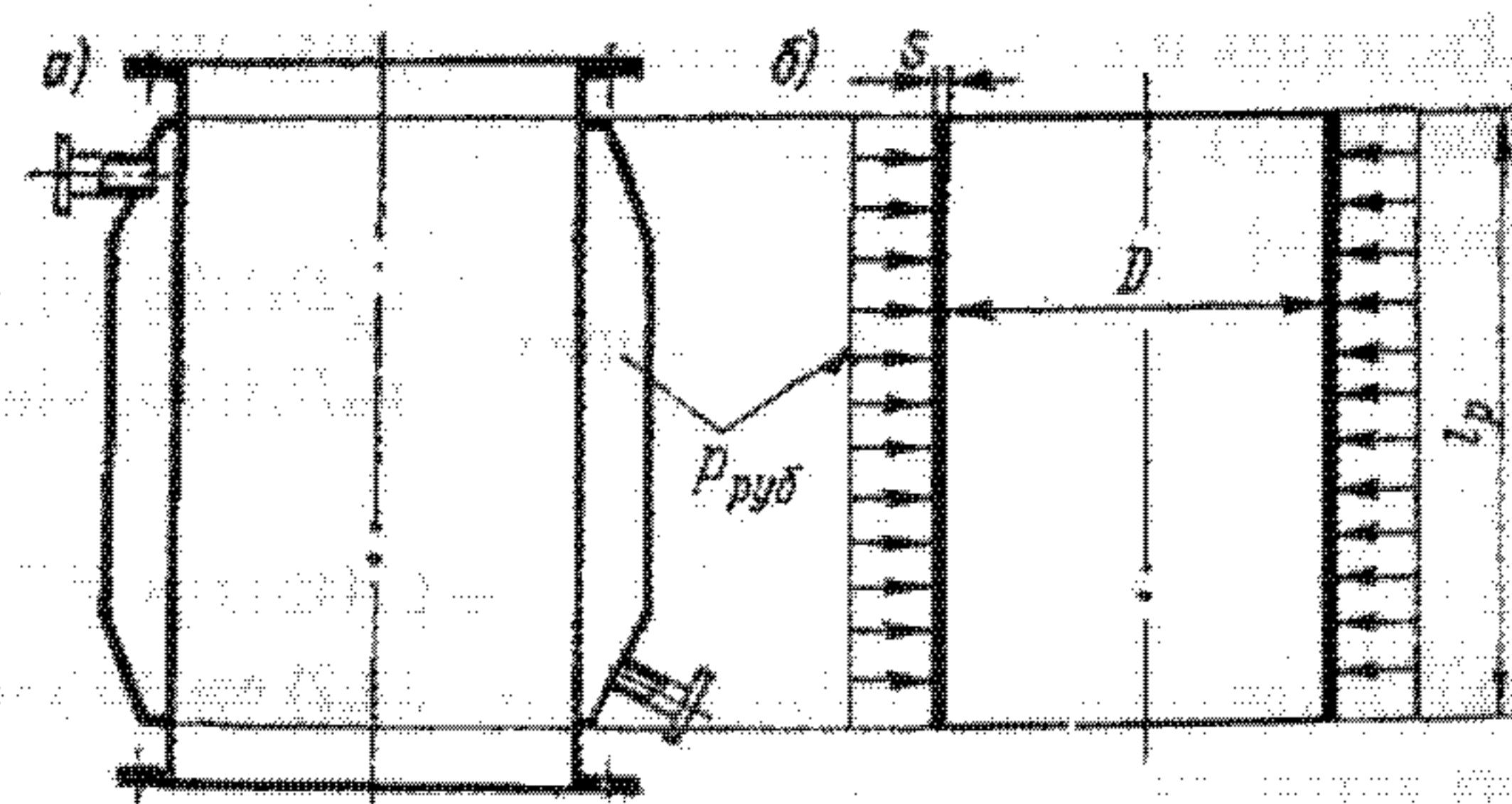


Рис. 13.13. Секция испарителя (а) и расчетная схема (б) цилиндрической обечайки, нагруженной наружным давлением

и внутренним давлением

</div

Допускаемое давление из условия прочности согласно формуле (13.7):  
в рабочем состоянии

$$[\rho_n]_o = 2 [\sigma] (s - c) / (D + s - c) = 2 \cdot 139 (4 - 1) 10^{-3} / [(220 + 4 - 1) 10^{-3}] = \\ = 3,74 \text{ МПа};$$

при испытании

$$[\rho_n]_{oi} = 2 [\sigma]_n (s - c) / (D + s - c) = \\ = 2 \cdot 200 (4 - 1) 10^{-3} / [(220 + 4 - 1) 10^{-3}] = 5,38 \text{ МПа}.$$

Допускаемое давление из условия устойчивости в пределах упругости при  $l_p < l_o$  ( $l_p = 920 \text{ мм}; l_o = 8,15D$ )  
 $\sqrt{D/[100(s - c)]} = 8,15 \cdot 920 \sqrt{920/[100(4 - 1)]} = 1535 \text{ мм}$  в соответствии с формулой (13.40):  
в рабочем состоянии

$$[\rho_n]_E = \frac{20,8 \cdot 10^{-6} E}{n_i} \cdot \frac{D}{l_p} \left[ \frac{100(s - c)}{D} \right]^2 \sqrt{\frac{100(s - c)}{D}} = \\ = \frac{20,8 \cdot 10^{-6} \cdot 1,86 \cdot 10^5}{2,4} \frac{0,22}{0,92} \left[ \frac{100(4 - 1) \cdot 10^{-3}}{0,22} \right]^2 \sqrt{\frac{100(4 - 1) \cdot 10^{-3}}{0,22}} = 0,83 \text{ МПа};$$

при испытании

$$[\rho_n]_{Ei} = \frac{20,8 \cdot 10^{-6} E_{20}}{n_i} \cdot \frac{D}{l_p} \left[ \frac{100(s - c)}{D} \right]^2 \sqrt{\frac{100(s - c)}{D}} = \\ = \frac{20,8 \cdot 10^{-6} \cdot 1,99 \cdot 10^5}{1,8} \frac{0,22}{0,92} \left[ \frac{100(4 - 1) \cdot 10^{-3}}{0,22} \right]^2 \sqrt{\frac{100(4 - 1) \cdot 10^{-3}}{0,22}} = 1,19 \text{ МПа}.$$

Допускаемое наружное давление с учетом обоих условий:

в рабочем состоянии

$$[\rho_n] = \frac{[\rho_n]_o}{\sqrt{1 + ([\rho_n]_o / [\rho_n]_E)^2}} = \frac{3,74}{\sqrt{1 + (3,74 / 0,83)^2}} = 0,81 \text{ МПа};$$

при испытании

$$[\rho_n]_i = \frac{[\rho_n]_{oi}}{\sqrt{1 + ([\rho_n]_{oi} / [\rho_n]_{Ei})^2}} = \frac{5,38}{\sqrt{1 + (5,38 / 1,19)^2}} = 1,16 \text{ МПа}.$$

Пробное давление при гидравлических испытаниях

$$\rho_n = 1,25 \rho_{n,i} p [\sigma]_{20} / [\sigma] = 1,25 \cdot 0,5 \cdot 147 / 139 = 0,661 \text{ МПа},$$

где  $[\sigma]_{20} = 147 \text{ МПа}$  — для стали 20 при  $+20^\circ\text{C}$ .

Условие устойчивости цилиндрической обечайки секции испарителя толщиной  $s = 4 \text{ мм}$  выполняется для рабочего состояния:  $p_{n,R} < [\rho_n]$  ( $0,5 \text{ МПа} < 0,81 \text{ МПа}$ ) и при испытании:  $p_n < [\rho_n]_i$  ( $0,661 \text{ МПа} < 1,16 \text{ МПа}$ ).

Таким образом,  $s = 4 \text{ мм}$  следует считать исполнительной толщиной стенки.

13.2.6. Выполнить для рабочего состояния аппарата (рис. 13.14, а), работающего под вакуумом, проверку на устойчивость конического днища.

Исходные данные. Внутренний диаметр аппарата  $D = 1400 \text{ мм}$ , внутренний диаметр нижнего штуцера  $D_o = 100 \text{ мм}$ , угол при вершине конуса  $2\alpha = 90^\circ$ , толщина стенки  $s_k = 6 \text{ мм}$ , материал днища — листовой прокат из стали Ст3сп (ГОСТ 380—94), температура среды  $t_c = 20^\circ\text{C}$ , прибавка к расчетной толщине стенки  $c = 2 \text{ мм}$ , остаточное давление в аппарате  $p_{ост} = 0,01 \text{ МПа}$ .

Решение. Расчетное наружное давление

$$p_{n,R} = p_a - p_{ост} = 0,1 - 0,01 = 0,09 \text{ МПа},$$

где  $p_0$  — атмосферное давление ( $p_0 = 0,1$  МПа).

Расчетная температура стенки  $t = t_c = 20^\circ\text{C}$ .

Модуль упругости для стали Ст3сп при  $t = 20^{\circ}\text{C}$  —  $E = 1,99 \cdot 10^5$  МПа.

Допускаемое напряжение для рабочего состояния  $[\sigma] = \eta \sigma^* = 1 \cdot 154 = 154 \text{ МПа}$ , где  $\eta = 1$  — для листового проката,  $\sigma^* = 154 \text{ МПа}$  — нормативное допускаемое напряжение стали Ст3сп при  $t=20^\circ\text{C}$  (см. табл. I2.4).

Коэффициент запаса устойчивости в рабочем состоянии  $n_r = 2,4$ .

Эффективная длина конической обечайки (рис.13,14,6)

$$l_E = (D - D_0)/(2 \sin \alpha) = \\ = (1400 - 100)/(2 \sin 45^\circ) = 919 \text{ mm.}$$

## Эффективный диаметр конической обечайки

$$(D + D_0)/(2 \cos \alpha) = (1400 + 100)/(2 \cos 45^\circ) = 1061 \text{ mm}$$

**Допускаемое наружное давление:**  
из условия прочности

$$[P_{II}]_a = \frac{2[\sigma](s_k - c)}{D/\cos\alpha + (s_k - c)} = \frac{2 \cdot 154(6-2) \cdot 10^3}{14/\cos 45^\circ + (6-2) \cdot 10^3} = 0,62 \text{ MPa},$$

из условия устойчивости в пределах упругости при

$$l_E < 8,15 D_E \sqrt{D_E / [100(s_k - c)]} \quad (l_E = 919 \text{ mm});$$

$$8,15 D_E \sqrt{D_E / [100(s_k - c)]} = 8,15 \cdot 1079 \sqrt{1079 / [100(6-2)]} = 14\ 443 \text{ mm};$$

$$[P_u]_E = \frac{20,8 \cdot 10^{-6} E D_E}{n_u} \left[ \frac{100(s_k - c)}{D_E} \right]^2 \sqrt{\frac{100(s_k - c)}{D_E}} =$$

**Допускаемое наружное давление с учетом обоих условий**

$$[P_n] = \frac{[P_n]_G}{\sqrt{1 + ([P_n]_G / [P_n]_E)^2}} = \frac{0,62}{\sqrt{1 + (0,62 / 0,17)^2}} = 0,164 \text{ MPa}$$

Условие устойчивости для рабочего состояния выполняется:  $p_{\text{раб}} < [p_r] (0,09 \text{ МПа} < 0,164 \text{ МПа})$ .

13.2.7. Проверить на устойчивость в рабочем состоянии цилиндрическую оболочку горизонтального аппарата (рис. 13.15, а), работающего под вакуумом и расположенного на двух опорах.

**Исходные данные.** Объем аппарата  $V = 6,3 \text{ м}^3$ , внутренний диаметр  $D = 1600 \text{ мм}$ , длина цилиндрической обечайки  $L = 2500 \text{ мм}$ , толщина  $s = 10 \text{ мм}$ , расстояние между опорами  $L_{\text{оп}} = 1600 \text{ мм}$ , коэффициент трения в опорах  $f = 0,4$ , масса аппарата  $m = 1670 \text{ кг}$ . Материал — сталь 12Х18Н10Т (ГОСТ 5632-72), прибавка к расчетной толщине  $c = 2 \text{ мм}$ ; допускаемое напряжение и модуль продольной упругости при рабочей температуре  $[\sigma] = 152 \text{ МПа}$ ,  $E = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ , плотность обрабатываемой среды  $\rho_c = 1117 \text{ кг}/\text{м}^3$ , остаточное давление  $p_{\text{ост}} = 0,01 \text{ МПа}$ .

**Решение.** Расчетное давление (наружное)  $p_{\text{нр}} = p_a - p_{\text{ост}} = 0,1 - 0,01 = 0,09 \text{ МПа}$ , где  $p_a$  — атмосферное давление ( $p_a = 0,1 \text{ МПа}$ ).

Расчетный изгибающий момент (максимальный) при  $L_{\text{оп}} = 0,58 \text{ м}$  равен  $M = 0,0215 \text{ ГН}\cdot\text{м}$ , где Г — сила

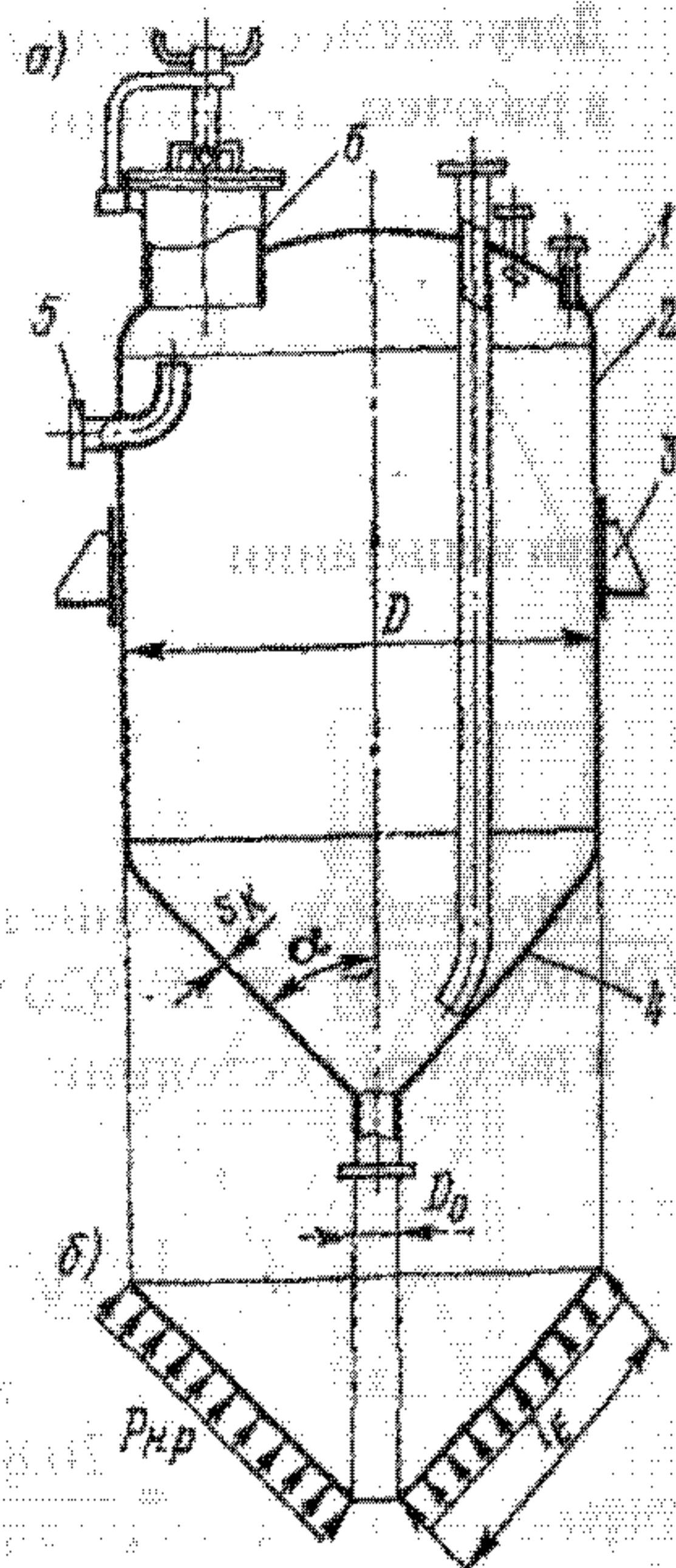


Рис. 13.14. Аппарат с коническим днищем (а) и расчетная схема (б) днища, нагруженного наружным давлением: 1 — крышка; 2 — обечайка; 3 — опора; 4 — днище; 5 — штуцер для перелива; 6 — люк-лаз

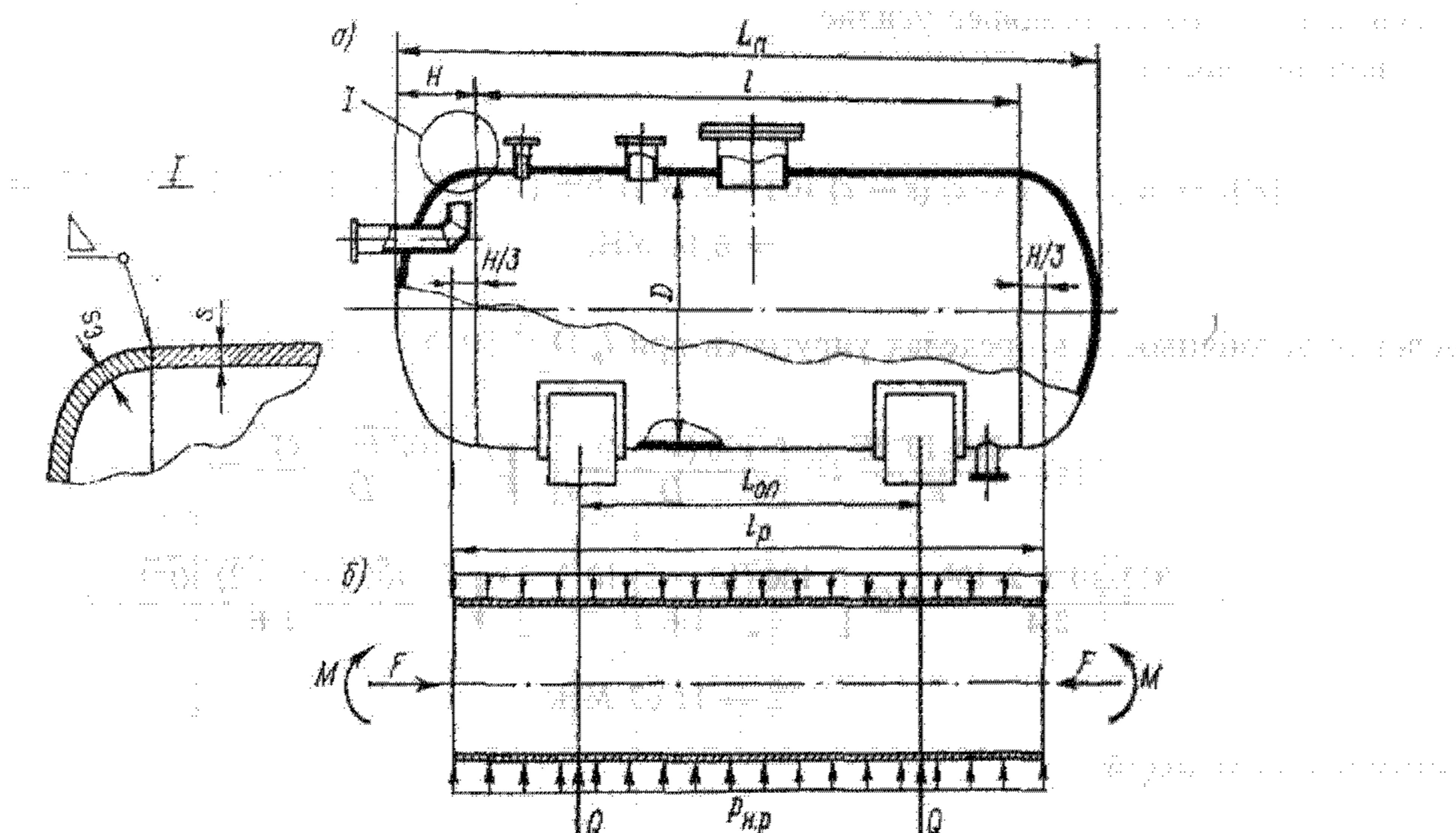


Рис. 13.15. Горизонтальный аппарат (а), работающий под вакуумом, и расчетная схема (б) его цилиндрической обечайки

тяжести аппарата, МН;  $L_{\pi}$  — общая (полная) длина аппарата, м (см. рис. 13.15):

$$G = (m_a + V\rho_c)g = (1670 + 6,3 \cdot 1117) 9,81 = 85 \cdot 10^3 \text{ Н} = 85 \cdot 10^{-3} \text{ МН};$$

$$L_{\pi} = l + 2H = l + 0,5D = 2,5 + 0,5 \cdot 1,6 = 3,3 \text{ м},$$

где  $H = 0,25D$  — для стандартных эллиптических днищ.

Тогда  $M = 0,0215 \cdot 85 \cdot 10^{-3} \cdot 3,3 = 6,03 \cdot 10^{-3} \text{ МН} \cdot \text{м}$ .

Расчетная сжимающая сила (максимальная)

$$F = fG/2 + p_{h,p} \pi D^2/4 = 0,4 \cdot 85 \cdot 10^{-3}/2 + 0,09 \cdot 3,14 \cdot 1,6^2/4 = 0,198 \text{ МН}.$$

Расчетное поперечное усилие (максимальное в местах расположения опор)  $Q = G/2 = 85 \cdot 10^{-3}/2 = 42,5 \cdot 10^{-3} \text{ МН}$ .

Расчетная длина обечайки

$$l_p = l + 2H/3 = l + 0,5D/3 = 2,5 + 0,5 \cdot 1,6/3 = 2,8 \text{ м}.$$

Допускаемое наружное давление:

из условия прочности

$$[p_h]_\sigma = 2[\sigma](s - c)/(D + s - c) = 2 \cdot 152(10 - 2)10^{-3}/[1,6 + (10 - 2)10^{-3}] = 1,51 \text{ МПа};$$

из условия устойчивости в пределах упругости при  $l_p < l_0$  ( $l_p = 2,8 \text{ м}$ ;  $l_0 =$

$$= 8,15D\sqrt{D/[100(s - c)]} = 8,15 \cdot 1,6\sqrt{1,6/[100(10 - 2) \cdot 10^{-3}]} = 18,44 \text{ м};$$

$$[p_h]_E = \frac{20,8 \cdot 20^{-6} E D}{n_e l_p} \left[ \frac{100(s - c)}{D} \right]^2 \sqrt{\frac{100(s - c)}{D}} =$$

$$= \frac{20,8 \cdot 10^{-6} \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 1,6}{2,4 \cdot 2,8} \left[ \frac{100(10 - 2) \cdot 10^{-3}}{1,6} \right]^2 \sqrt{\frac{100(10 - 2) \cdot 10^{-3}}{1,6}} = 0,173 \text{ МПа},$$

где  $n_e$  — коэффициент запаса устойчивости в рабочих условиях,  $n_e = 2,4$ ;

с учетом обоих условий

$$[p_h] = \frac{[p_h]_\sigma}{\sqrt{1 + ([p_h]_\sigma/[p_h]_E)^2}} = \frac{1,51}{\sqrt{1 + (1,51/0,173)^2}} = 0,172 \text{ МПа}.$$

Допускаемое осевое сжимающее усилие:

из условия прочности

$$[F]_{\sigma} = \pi (D + s - c) (s - c) [\sigma] = 3,14 [1,6 + (10 - 2) 10^{-3}] (10 - 2) 10^{-3} \cdot 152 = \\ = 6,14 \text{ МН};$$

из условия устойчивости в пределах упругости при  $I_p/D < 10$ , т.е.  $2,8/1,6 = 1,75$ ,

$$[F]_E = \frac{310 \cdot 10^{-6} E}{n_H} D^2 \left[ \frac{100 (s - c)}{D} \right]^2 \sqrt{\frac{100 (s - c)}{D}} = \\ = \frac{310 \cdot 10^{-6} \cdot 2 \cdot 10^5}{2,4} 1,6^2 \left[ \frac{100 (10 - 2) 10^{-3}}{1,6} \right]^2 \sqrt{\frac{100 (10 - 2) 10^{-3}}{1,6}} = \\ = 11,69 \text{ МН};$$

с учетом обоих условий

$$[F] = \frac{[F]_{\sigma}}{\sqrt{1 + ([F]_{\sigma}/[F]_E)^2}} = \frac{6,14}{\sqrt{1 + (6,14/11,69)^2}} = 5,44 \text{ МН}.$$

Допускаемый изгибающий момент:

из условия прочности согласно формуле (13.22)

$$[M]_{\sigma} = 0,25D [F]_{\sigma} = 0,25 \cdot 1,6 \cdot 6,14 = 2,45 \text{ МН} \cdot \text{м};$$

из условий устойчивости в пределах упругости по формуле (13.23)

$$[M]_E = (D/3,5) [F]_E = (1,6/3,5) 11,69 = 5,34 \text{ МН} \cdot \text{м};$$

с учетом обоих условий

$$[M] = \frac{[M]_{\sigma}}{\sqrt{1 + ([M]_{\sigma}/[M]_E)^2}} = \frac{2,45}{\sqrt{1 + (2,45/5,34)^2}} = 2,23 \text{ МН} \cdot \text{м}.$$

Допускаемое поперечное усилие:

из условия прочности согласно формуле (13.26)

$$[Q]_{\sigma} = 0,25\pi D (s - c) [\sigma] = 0,25 \cdot 3,14 \cdot 1,6 (10 - 2) 10^{-3} \cdot 152 = 1,53 \text{ МН};$$

из условия устойчивости в пределах упругости по формуле (13.27)

$$[Q]_E = \frac{2,4E (s - c)^2}{n_H} \left[ 0,18 + 3,3 \frac{D (s - c)}{l_p^2} \right] = \frac{2,4 \cdot 2 \cdot 10^5 [(10 - 2) 10^{-3}]^2}{2,4} \times \\ \times \left[ 0,18 + 3,3 \frac{1,6 (10 - 2) 10^{-3}}{2,8^2} \right] = 2,37 \text{ МН};$$

с учетом обоих условий — по формуле (13.25)

$$[Q] = \frac{[Q]_{\sigma}}{\sqrt{1 + ([Q]_{\sigma}/[Q]_E)^2}} = \frac{1,53}{\sqrt{1 + (1,53/2,37)^2}} = 1,28 \text{ МН}.$$

Условие устойчивости обечайки корпуса выполняется:

$$\rho_{H,R} / [\rho_H] + F / [F] + M / [M] + (Q / [Q])^2 < 1; \\ 0,09 / 0,172 + 0,198 / 5,44 + 6,03 \cdot 10^{-3} / 2,23 + (42,5 \cdot 10^{-3} / 1,28)^2 = 0,57 < 1.$$

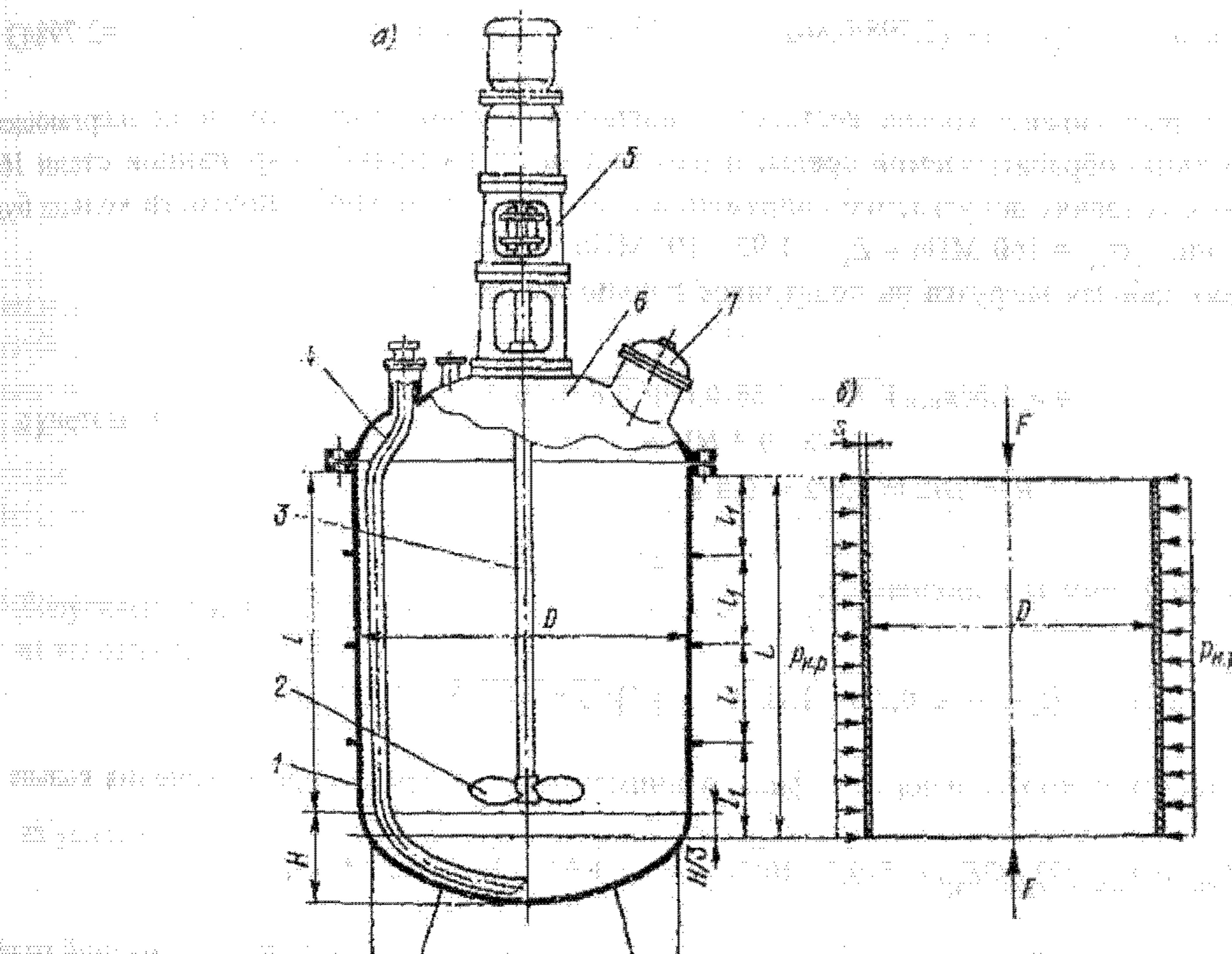


Рис. 13.16. Аппарат с эллиптическим днищем, крышкой и перемешивающим устройством (а), работающий под вакуумом, и расчетная схема (б) его цилиндрической обечайки:

1 — корпус; 2 — мешалка; 3 — вал; 4 — труба для передавливания; 5 — привод; 6 — крышка; 7 — люк-лаз

**13.2.8. Рассчитать кольца жесткости, подкрепляющие цилиндрическую обечайку корпуса вертикального аппарата с перемешивающим устройством (рис. 13.16), работающего под вакуумом.**

**Исходные данные.** Остаточное давление  $p_{ост} = 0,01 \text{ МПа}$ , внутренний диаметр  $D = 1600 \text{ мм}$ , длина обечайки  $l = 2665 \text{ мм}$ , толщина стенки  $s = 6 \text{ мм}$ , прибавка к расчетной толщине стенки  $c = 2 \text{ мм}$ , материал — листовой прокат из стали 12Х18Н10Т, допускаемое напряжение и модуль продольной упругости при рабочей температуре  $t = 100^\circ\text{C}$ :  $[\sigma] = 152 \text{ МПа}$ ,  $E = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ , масса крышки с приводом  $m = 1000 \text{ кг}$ .

**Решение.** Расчетное наружное давление  $p_{н.р} = p_a - p_{ост} = 0,1 - 0,01 = 0,09 \text{ МПа}$ , где  $p_a$  — атмосферное давление,  $p_a = 0,1 \text{ МПа}$ .

Расчетная осевая сжимающая сила

$$F = mg + p_{н.р}\pi(D + 2s)^2/4 = 1000 \cdot 9,81 + 0,09 \cdot 3,14 (1,6 + 2 \cdot 6 \cdot 10^{-3})^2/4 = 0,193 \text{ МН},$$

Расчетная длина обечайки в целом (см. рис. 13.15, б)

$$L = l + H/3 = 2665 + 400/3 = 2798 \text{ мм} = 2,798 \text{ м},$$

где  $H = 0,25D = 0,25 \cdot 1600 = 400 \text{ мм}$  — высота стандартного эллиптического днища аппарата диаметром  $D = 1600 \text{ мм}$ .

Расчетная длина обечайки между кольцами жесткости  $l_k$  при равномерном их размещении может быть определена в первом приближении из формулы (13.8):

$$l_k < \frac{20,8 \cdot 10^{-6} E}{n p_{н.р}} D \left[ \frac{100(s-c)}{D} \right]^2 \sqrt{\frac{100(s-c)}{D}} = \\ = \frac{20,8 \cdot 10^{-6} \cdot 2 \cdot 10^5}{2,4 \cdot 0,09} \left[ \frac{100(6-2) \cdot 10^{-3}}{1,6} \right]^2 \sqrt{\frac{100(6-2) \cdot 10^{-3}}{1,6}} = 0,86 \text{ м},$$

где  $n$  — коэффициент запаса устойчивости обечайки в рабочем состоянии ( $n_u = 2,4$ ).

Тогда количество колец  $z_k > (L/l_r) - 1 = (2,798/0,86) - 1 = 2,25$ , т.е.  $z_k = 3$ ; отсюда  $l_r = L/(z_k + 1) = 2,798/(3+1) \approx 0,7$  м.

Принимаем решение: расположить кольца жесткости с внешней стороны обечайки, не подвергающейся коррозионному воздействию обрабатываемой среды, и изготовить их из низколегированной стали 16ГС (прокат). Тогда в рабочих условиях допускаемое напряжение и модуль продольной упругости кольца будут иметь следующие значения:  $[\sigma]_k = 160$  МПа и  $E_k = 1,92 \cdot 10^5$  МПа.

Линейная (окружная) рабочая нагрузка на податливое кольцо жесткости

$$q = 1,56 p_{n,R} \sqrt{R_s} = 1,56 \cdot 0,09 \sqrt{0,8 \cdot 6 \cdot 10^{-3}} = \\ = 9,73 \cdot 10^{-3} \text{ МН/м},$$

$$R = D/2 = 1,6/2 = 0,8 \text{ м}.$$

где

Условие применимости формулы выполняется:

$$l_1 > 3,1 \sqrt{R_s} \quad (l_1 = l_r = 0,7 \text{ м}; 3,1 \sqrt{R_s} = 3,1 \sqrt{0,8 \cdot 6 \cdot 10^{-3}} = 0,215 \text{ м}).$$

Размеры кольца жесткости прямоугольного профиля. Минимальный момент инерции сечения кольца

$$I_{\min} = n_{k,u} q R_{cp}^3 / (3E_k) = 5 \cdot 9,73 \cdot 10^{-3} \cdot 0,84^3 / (3 \cdot 1,92 \cdot 10^5) = 5 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4,$$

где  $n_{k,u}$  — коэффициент запаса устойчивости податливого кольца жесткости,  $n_{k,u} = 5$ ;  $R_{cp}$  — средний радиус кольца,  $R_{cp} \approx 0,84$  м принят конструктивно.

Так как для плоских колец при соотношении высоты и ширины кольца  $h = 5b$ , момент инерции

$$I_k = bh^3/12 = 10,4b^4, \text{ то } b > \sqrt[4]{I_{\min}/10,4} = \sqrt[4]{5 \cdot 10^{-8}/10,4} = \\ = 8,33 \cdot 10^{-3} \text{ м, т. е. } b = 9 \text{ мм. Тогда } h = 5b = 5 \cdot 9 = 45 \text{ мм; } I_k = 10,4b^4 = 10,4 \times \\ \times (9 \cdot 10^{-3})^4 = 6,82 \cdot 10^{-8} \text{ м}^2.$$

Площадь сечения кольца  $A_k = hb = 45 \cdot 9 = 405 \text{ мм}^2 = 4,05 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ , что больше  $A_{\min} = qR_{cp}/[\sigma]_k = 9,73 \cdot 10^{-3} \cdot 0,84/160 = 0,51 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ .

### Эффективная длина стенки обечайки

$$l_{\phi} = \min \left\{ l_1 = 0,7 \text{ м} ; b + 1,1 \sqrt{D(s-c)} = 9 \cdot 10^{-3} + 1,1 \sqrt{1,6(6-2)10^{-3}} = 0,097 \text{ м} \right\} = \\ = 0,097 \text{ м.}$$

Эффективный момент инерции расчетного поперечного сечения кольца жесткости

$$I_{\phi} = I_k + I_1(s-c)^3/10,9 + e^2 A_k l_{\phi} (s-c)/(A_k + l_{\phi}(s-c)) = 6,82 \cdot 10^{-8} + \\ + 0,7 \{(6-2)10^{-3}\}^3/10,9 + (25,5 \cdot 10^{-4})^2 4,05 \cdot 10^{-4} \cdot 0,097 (6-2)10^{-3}/[4,05 \cdot 10^{-4} + \\ + 0,097 (6-2)10^{-3}] = 20,14 \cdot 10^{-8} \text{ м.}$$

где  $e = (h+s)/2 = (45+6)/2 = 25,5 \text{ мм} = 25,5 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$

### Коэффициент жесткости обечайки с кольцами жесткости

$$k = \sqrt{10,9 I_{\phi}} / \left[ l_1 (s-c)^3 \right] = \sqrt{10,9 \cdot 20,14 \cdot 10^{-8} / [0,7 (6 \cdot 10^{-3} - 2 \cdot 10^{-3})^3]} = 7$$

Допускаемое наружное давление для участка обечайки между кольцами жесткости: из условия прочности

$$[p_n]_{1\sigma} = 2 [\sigma] (s-c)/(D+s-c) = 2 \cdot 152 (6-2)10^{-3} / [1,6 + (6-2)10^{-3}] = \\ = 0,758 \text{ МПа;}$$

из условия устойчивости в пределах упругости при  $l_r < l_0$

$$(l_R = 0,7 \text{ м}; l_0 = 8,15 D \sqrt{D/[100(s-c)]} = 8,15 \cdot 1,6 \sqrt{1,6/100(6-2) \cdot 10^{-3}} = 26,08 \text{ м});$$

$$[p_n]_E = \frac{20,8 \cdot 10^{-6} E D}{n_u l_R} \left[ \frac{100(s-c)}{D} \right]^2 \sqrt{\frac{100(s-c)}{D}} = \\ = \frac{20,8 \cdot 10^{-6} \cdot 2 \cdot 10^5}{2,4} \frac{1,6}{0,7} \left[ \frac{100(6-2) \cdot 10^{-3}}{1,6} \right]^2 \sqrt{\frac{100(6-2) \cdot 10^{-3}}{1,6}} = 0,124 \text{ МПа};$$

с учетом обоих условий

$$[p_n]_1 = \frac{[p_n]_{1\sigma}}{\sqrt{1 + ([p_n]_{1\sigma}/[p_n]_E)^2}} = \frac{0,758}{\sqrt{1 + (0,758/0,124)^2}} = 0,122 \text{ МПа}$$

Допускаемое наружное давление для обечайки с кольцами жесткости в целом:

из условия прочности

$$[p_n]_{2\sigma} = 2 \frac{[\sigma](s-c) + [\sigma]_k A_k/l_1}{D+s-c} = 2 \frac{152(6-2)10^{-3} + 160 \cdot 4,05 \cdot 10^{-4}/0,7}{1,6 + (6-2)10^{-3}} = \\ = 0,873 \text{ МПа};$$

из условия устойчивости в пределах упругости при

$$L < 8,15 D \sqrt{D/[100 k(s-c)]}$$

$$(L = 2,798 \text{ м}; 8,15 D \sqrt{D/[100 k(s-c)]} = 8,15 \cdot 1,6 \sqrt{1,6/[100 \cdot 7(6-2) \cdot 10^{-3}]} = 9,857 \text{ м})$$

$$[p_n]_{2E} = \frac{20,8 \cdot 10^{-6} E D}{n_u L} \left[ \frac{100 k(s-c)}{D} \right]^2 \sqrt{\frac{100 k(s-c)}{D}} = \\ = \frac{20,8 \cdot 10^{-6} \cdot 2 \cdot 10^5}{7 \cdot 2,4} \frac{1,6}{2,798} \left[ \frac{100 \cdot 7(6-2) \cdot 10^{-3}}{1,6} \right]^2 \sqrt{\frac{100 \cdot 7(6-2) \cdot 10^{-3}}{1,6}} = 0,573 \text{ МПа};$$

с учетом обоих условий

$$[p_n]_2 = \frac{[p_n]_{2\sigma}}{\sqrt{1 + ([p_n]_{2\sigma}/[p_n]_{2E})^2}} = \frac{0,873}{\sqrt{1 + (0,873/0,573)^2}} = 0,479 \text{ МПа}.$$

Допускаемое наружное давление для обечайки, подкрепленной кольцами жесткости,

$$[p_n] = \min \{ [p_n]_1; [p_n]_2 \} = \min \{ 0,122 \text{ МПа}; 0,479 \text{ МПа} \} = 0,122 \text{ МПа}.$$

Допускаемая осевая сжимающая сила:

из условия прочности по формуле (13.15)

$$[F]_\sigma = \pi (D + s - c)(s - c) [\sigma] = 3,14 [1,6 + (6-2)10^{-3}] (6-2)10^{-3} \times \\ \times 152 = 3,06 \text{ МН};$$

из условия устойчивости в пределах упругости при  $L/D < 10$  ( $2,798/1,6 = 1,75 < 10$ ) по формуле (13.17)

$$[F]_E = \frac{310 \cdot 10^{-6} E D^2}{n_u} \left[ \frac{100(s-c)}{D} \right]^2 \sqrt{\frac{100(s-c)}{D}} = \\ = \frac{310 \cdot 10^{-6} \cdot 2 \cdot 10^5}{2,4} \frac{1,6^2}{1,6} \left[ \frac{100(6-2)10^{-3}}{1,6} \right]^2 \sqrt{\frac{100(6-2)10^{-3}}{1,6}} = 2,07 \text{ МН};$$

с учетом обоих условий

$$[F] = \frac{[F]_\sigma}{\sqrt{1 + ([F]_\sigma/[F]_E)^2}} = \frac{3,06}{\sqrt{1 + (3,06/2,07)^2}} = 1,71 \text{ МН}.$$

Условие устойчивости обечайки, подкрепленной кольцами жесткости, выполняется:

$$p_{n,k} / [p_n] + F / [F] < 1;$$

$$0,09/0,106 + 0,193/1,71 = 0,957 < 1.$$