

Федеральное агентство по образованию

Государственное образовательное учреждение  
высшего профессионального образования

Ивановский государственный химико-технологический  
университет

В.П. Миронов, И.В. Постникова

**РАСЧЕТ СОСУДОВ И АППАРАТОВ**  
**Часть II**  
**Расчет аппаратов**

Учебное пособие

Иваново 2010

Миронов В.П., Постникова И.В. Расчет сосудов и аппаратов. Часть II.  
Расчет аппаратов: учебн. пособие / Иван. гос. хим.-технол. ун-т. Иваново,  
2010. 122 с. ISBN 978-5-9616-0335-4

В пособии изложены основные теоретические положения по курсу «Конструирование и расчет элементов оборудования». Даются основные сведения по теории и практике расчета и конструирования аппаратов из пластмасс, горизонтальных емкостных аппаратов, аппаратов высокого давления, колонного оборудования, расчета узлов аппаратов на малоцикловое нагружение. Приводятся методики инженерного расчета данных аппаратов, разработанные на основе нормативной документации с учетом иерархической структуры рассматриваемых конструкций. Приведены алгоритмы расчета аппаратов. Сформулированы контрольные вопросы по каждому рассматриваемому разделу, а также общий тестовый контроль знаний студента по данному курсу. Приводятся варианты заданий для выполнения курсовых проектных работ.

Предназначено для студентов, обучающихся по специальностям «Машины и аппараты химических производств» и «Машины и аппараты пищевых производств».

Табл. 13. Ил. 16. Библиогр.: 43 назв. Прил. 9 рисунков.

Печатается по решению редакционно-издательского совета  
Ивановского государственного химико-технологического университета.

Рецензенты:

кафедра теплотехники Ивановской государственной текстильной академии;  
доктор технических наук П.П. Гуюмджян (Ивановский государственный  
архитектурно-строительный университет)

ISBN 978-5-9616-0335-4

© Миронов В.П., Постникова И.В., 2010

© Ивановский государственный химико-  
технологический университет, 2010

## **СОДЕРЖАНИЕ**

<b>ГЛАВА 1 РАСЧЕТ ХИМИЧЕСКОЙ АППАРАТУРЫ, ИЗГОТОВЛЕННОЙ ИЗ ПЛАСТМАСС</b>	<b>4</b>
1.1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ	4
1.2. ОСЕСИММЕТРИЧНЫЕ ОБОЛОЧКИ	8
1.3. ФЛАНЦЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ	11
1.4. ПЛОСКИЕ ДНИЩА И СТЕНКИ	11
1.5. ВЕРТИКАЛЬНЫЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ЕМКОСТИ	12
1.6. ГОРИЗОНТАЛЬНЫЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ЕМКОСТИ	14
1.7. СТЕКЛОПЛАСТИКОВЫЕ И МЕТАЛЛОПЛАСТОВЫЕ ОБОЛОЧКИ	15
<b>ГЛАВА 2 АППАРАТЫ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ</b>	<b>25</b>
2.1. АППАРАТЫ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ	25
2.2. ИНЖЕНЕРНЫЕ МЕТОДЫ РАСЧЕТА АППАРАТОВ И КОРПУСОВ МАШИН ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ	31
<b>ГЛАВА 3 КОЛОННЫЕ АППАРАТЫ И РЕАКТОРЫ</b>	<b>43</b>
3.1. КОЛОННЫЕ АППАРАТЫ. ОБЩИЕ ВОПРОСЫ И ВОПРОСЫ ДЛЯ ПРОВЕРКИ ЗНАНИЙ	43
3.2. ИНЖЕНЕРНАЯ МЕТОДИКА РАСЧЕТА КОЛОННЫХ АППАРАТОВ	44
<b>ГЛАВА 4 МАЛОЦИКЛОВОЕ НАГРУЖЕНИЕ СОСУДОВ И АППАРАТОВ</b>	<b>62</b>
4.1. УПРОЩЕННЫЙ МЕТОД РАСЧЕТА	66
4.2. УТОЧНЕННЫЙ РАСЧЕТ НА МАЛОЦИКЛОВУЮ УСТАЛОСТЬ (объект – тонкостенный аппарат)	68
4.3. МЕТОДИКА УТОЧНЕННОГО РАСЧЕТА С УЧЕТОМ КРАЕВОЙ ЗАДАЧИ (объект – горячий аппарат высокого давления)	68
4.4. ОСНОВНЫЕ ЗАВИСИМОСТИ. МЕТОДИКИ УТОЧНЕННОГО РАСЧЕТА ТОНКОСТЕННОГО АППАРАТА	69
4.5. СОСТАВНЫЕ ОБОЛОЧКИ ВРАЩЕНИЯ ПРИ ВОЗДЕЙСТВИИ ТЕМПЕРАТУРЫ	71
<b>ГЛАВА 5 КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ</b>	<b>72</b>
5.1. ТЕСТОВЫЙ КОНТРОЛЬ ЗНАНИЙ ПО КУРСУ	72
5.2. КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ	78
<b>УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ</b>	<b>100</b>
<b>СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ</b>	<b>102</b>
<b>ПРИЛОЖЕНИЯ</b>	<b>105</b>

## ГЛАВА 1

### РАСЧЕТ ХИМИЧЕСКОЙ АППАРАТУРЫ, ИЗГОТОВЛЕННОЙ ИЗ ПЛАСТМАСС [27,28,29]

#### 1.1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Расчет на прочность сосудов и аппаратов из пластмасс и стеклопластиков требует определения величин напряжений и деформаций в изделиях определенной геометрической формы при внешних и внутренних характеристиках конструкционных материалов.

Коэффициенты запаса прочности для пластмасс изменяются в более широком интервале, чем для сталей (от 3,2 до 9), коэффициенты запаса на устойчивость (от 6 до 9). Коррозионная активность сред оценивается либо по

коэффициенту уменьшения времени до разрушения  $K_i = \frac{i_c}{i_b}$ , равного отношению времени до разрушения в данной среде к времени до разрушения в

воде, либо по коэффициенту снижения длительной прочности  $K_\sigma = \frac{\sigma_{дл.н.сп}}{\sigma_{дл.н.в.}}$ ,

равного отношению длительной прочности в данной среде к длительной прочности в воде при одинаковых времени и температуре.

Прочностные характеристики ортотропных и композиционных материалов: модуль упругости и величина расчетных и разрушающих напряжений определяются с учетом объемного содержания композитов в конструкционном материале и их количественных соотношений в меридиональном и кольцевом направлениях.

Основные прочностные характеристики для пластмасс представлены в таблицах 1.1 - 1.6.

В основу вывода расчетных формул положены решения дифференциальных уравнений равновесия цилиндрических ортотропных оболочек в перемещениях.

В результате выведены расчетные формулы для анализа прочности и устойчивости цилиндрических, эллиптических, полушаровых и конических оболочек, прогиба ортотропных пластин.

Расчет горизонтальных цилиндрических емкостей выполнен с учетом гидростатического давления и инерционной нагрузки или постоянного газового давления.

При расчете и конструировании прямоугольных (коробчатых) емкостей учитывается размещение ребер жесткости (стоек) в соответствии с величиной гидростатического давления и условиями их закрепления.

Для вертикальных цилиндрических емкостей, несущих и ограждающих конструкций, расчет верха и низа выполняется с учетом нагрузки и от веса

Таблица 1.1

## Соппротивление усталости пластмасс при изгибе

Материал	Вид нагружения	Частота цикла в минуту	База, млн. цикл.	Соппротивление усталости $\sigma$ , МПа	Статическая прочность $R$ , МПа	Коэффициент запаса $K=\sigma/R \cdot 100$ %
Стеклотекстолит на основе смолы Р-21	Ч	100	10	33	135	24
Стеклотекстолит на основе смолы ПЭМ-2	К	47,3	10	70	370	19
Стеклопластик АГ-4С	К	47,3	10	60	200	30
Стеклопластик АГ-4В	К	47,3	10	35	100	35
Текстолит (обрезки грубой ткани на основе фенолформальдегидной смолы)	Ч	28,7	100	19,2	58,5	33
То же	К	28,7	100	22,9	58,5	39
Текстолит на основе фенолформальдегидной смолы	Ч	50	10	28	138	21
То же	-	25	20	31,6	132,5	24
Фенолформальдегидный бумагопласт	4	166,7	250	47,5	217	22
То же	-	25	0,6	58,5	200	28
Капрон	К	47,3	10	6,5	90	7
Полистирол	Ч	100	10	5	70	7
Винипласт	Ч	100	10	7,9	110	7
Оргстекло	К	47,3	10	10,5	129	8
То же	Ч	57,5	10	146	Более 83*	Менее 17
Полиэтилен низкой плотности	К	47,5	10	2,5	Более 22,5*	Менее 11
высокого давления						
То же	Ч	100	10	3,2	Более 22,5*	Менее 14
Полиэтилен высокой плотности	Ч	100	10	4,7	48	10
низкого давления						
Ацетилцеллюлоза	Ч	57,5	100	7,3	Более 35,8*	Менее 20

**Примечание.** Обозначения: К - консольный изгиб; Ч – чистый изгиб.  
\* Образец сильно изгибался без излома.

Таблица 1.2

## Предел прочности пластмасс в зависимости от температуры, МПа

Материал	Температура, °С								
	-80	-60	-40	0	+20	+50	+100	+150	+200
Стеклотекстолит (со стекловолокном на безщелочной основе)	-	-	-	-	320	302	280	255	232
То же, со стекловолокном	-	-	-	-	128	120	108	90	67,5
Гетинакс	-	-	-	-	110	80	65	50	35
Полиэтилен низкой плотности	48	-	28,5	-	12,5	7,5	2,5	-	-
высокого давления									
Полиэтилен высокой плотности	-	51	45	-	32	25	125	-	-
низкого давления									
Винипласт	-	-	-	-	56	42	30*	-	-
Фторопласт-4	-	-	35-50	33	25	24	19	-	-

\* При температуре + 80°С

Таблица 1.3

Допускаемые исходные напряжения для пластмасс различных марок, МПа

Пластмассы	$\sigma$ в.с.ж	$\sigma_{\text{в}}$	$\sigma_{\text{н}}$	Нагрузка				
				кратковременная			циклическая	
				$ \sigma _{\text{в.с.ж}}$	$ \sigma _{\text{в}}$	$ \sigma _{\text{н}}$	при изгибе $[\sigma]_0$	контактная $[\sigma]_{\text{к}}$
Пресс-порошки* <sup>1</sup>	90	40	70	60	30	50	15	7,5
Фенолит 1, 2, 3	160	45	55	120	35	40	10	7
Декоррозит 1, 2	140	-	60	100	-	45	10	6
Текстолитовая крошка	160	45	55	120	35	40	12	7
Пресс-порошки типа ФКПМ	160	25	50	120	18	33	8	8
Монолиты	145	30	70	110	22	50	13	6
Волокнит	140	30	80	100	18	60	15	7
Асболокнители	90	45	75	65	35	55	12,5	7
Стекловолокнит АГ-4В	130	80	100	95	60	75	20	7
Стеклотекстолит АГ-2	80	45	65	60	35	48	18	6
Стеклопластик* <sup>2</sup>	230	300	230	150	200	150	23,5	10
Аминопласты А и Б	100	40	70	75	30	50	15	8
Текстолиты	220	70	100	150	45	65	20	12
Капрон	70	80	80	35	30	40	17	4
Полиамидные смолы 68, 54	80	50	70	40	25	35	15	5; 2,5
Полиамидная смола АК-7	85	55	100	42	27	50	16	6
Поливинилхлорид	85	50	100	42	25	50	12,5	-
Полистирол блочный	90	40	80	46	20	40	8	4,5
Полипропилен	70	35	60	35	17	30	12	3
Полиформальдегид	130	60	100	65	30	50	12,5	5,5
Поликарбонат	77	70	85	35	35	42	10	5

\*<sup>1</sup> Пресс-порошки марок К-152, К-17-2, К-18-2, К-19-2, К-20-2, К-110-2, К-21-2, К-211-2, К-211-32, К-220-23.

\*<sup>2</sup> Стеклопластик на полиэфирной смоле, армированный стеклотканью

Таблица 1.4

Запасы прочности пластмасс

Материал	Распределение напряжений	Нагружение			
		регулярное			периодическое
		$n_{\sigma} = \sigma_{\sigma} / [\sigma]$	$n_{\sigma, \text{с.ж}} = \sigma_{\sigma, \text{с.ж}} / [\sigma]$	$n_T = \sigma_T / [\sigma]$	$n = \sigma_{-1} / [\sigma]$
Термопласты	Равномерное	2,5-3,5	2 - 3	1,5 - 2	2 - 3
	С концентрацией	4 - 6	-	-	(2-3)К*
Реактопласты	Равномерное	2,5-3,5	2,5 - 3	1,2 - 2	3 - 4
	С концентрацией	4 - 6	-	-	(3 - 4)К*

\*К=K<sub>1</sub>K<sub>2</sub>K<sub>3</sub> (здесь K<sub>1</sub> = 1 при точном учете условий работы детали, K<sub>1</sub> = 1,4 - 1,65 при недостаточно точном; K<sub>2</sub> = 1 - 2,2 учитывает влияние выточек и других концентраторов; K<sub>3</sub> = 1,15 для крупных и сложных деталей.

Таблица 1.5

## Предел прочности пластмасс после 1000 ч испытаний

Материал	Вид нагружения	Предел прочности при нагружении, МПа		Коэффициент запаса прочности $(\sigma_d/\sigma_b)100\%$
		кратковременном $\sigma_b$	длительном $\sigma_d$	
Стеклотекстолит на основе эпоксидной смолы	Растяжение	379	273	72
То же	Изгиб	499	336	72
Стеклотекстолит на основе полиэфирной смолы	Изгиб	350	230	66
То же	Изгиб	430	280	65
Стеклотекстолит на основе фенольной смолы	Изгиб	540	330	61
То же	Изгиб	580	330	67
Фенольный бумажный пластик	Растяжение	121	80,5	67
То же	Растяжение	123	80,5	65
Текстолит на основе фенольной смолы	Растяжение	121	80,5	67
Аминопласт с целлюлозным волокном	Растяжение	53,5	360	67
Полиметилметакрилат (оргстекло)	Растяжение	63,5	28,5	43
Фенопласт с асбестом	Растяжение	41,5	15,5	37
Фенопласт с древесной мукой	Растяжение	45,5	16	36
Фенолформальдегидная смола	Растяжение	65	15	23
Целлулоид	Растяжение	-	45	-
Полистирол	Растяжение	-	25	-
Оргстекло	Растяжение	-	20	-
Поливинилхлорид	Растяжение	-	3,5	-

крышки, снеговой нагрузки, гидростатического давления и ветровой нагрузки. Несущие конструкции представляют в виде решетки, состоящей из стоек и поясов, стойки работают на изгиб, а пояса – на растяжение.

Плоские элементы ограждающей конструкции выполняют в виде цилиндрических панелей.

Горизонтальные подземные цилиндрические сосуды рассчитываются на прочность, жесткость и усталость при действии гидростатического давления или постоянного газового давления, нагрузки от грунта (нормальной и касательной) и реакции опор. Прочность сосуда определяется кольцевым изгибающим моментом, жесткость – радиальным перемещением, устойчивость – кольцевым меридиональным усилием.

В химическом и пищевом машиностроении из пластмасс изготавливают различную аппаратуру и детали. Кроме того, пластмассы используют для покрытий и футеровки. Коэффициент запаса по пределу длительной прочности

принимают для емкостной аппаратуры  $n_t = 3$ , а для аппаратуры, работающей под давлением,  $n_t = 3,5$ .

Коэффициент запаса прочности для срока службы  $10^5$  ч для емкостной аппаратуры равен  $n_p = 5,2$ ; для аппаратуры, работающей под давлением,  $n_p = 6$ .

Выбор конструкционного материала из пластмасс зависит от агрессивных свойств среды и определяется по коэффициенту уменьшения времени до разрушения ( $K_t$ ). Материал считают применимым в данной среде при  $K_t > 0,1$ , этому значению соответствует  $K_\sigma = 0,5$ .

## 1.2. ОСЕСИММЕТРИЧНЫЕ ОБОЛОЧКИ

Пробное давление определяется  $P_{np} = K \frac{\sigma_p}{\sigma_t} P_{раб}$ , где  $K = 1,1$  для сосудов под налив,  $K = 1,25$  для аппаратов, работающих под давлением;  $\sigma_p$  – предел временной прочности,  $\sigma_t$  – предел длительной прочности.

Для аппаратуры, работающей под давлением, при  $\frac{\sigma_p}{\sigma_t} = 0,5$ ,  $P_{np} = 2,5P_{раб}$ .

Расчет толщины стенки и днища аппарата из винипласта (в условиях статических нагрузок) производят по формулам:

а) для цилиндрической обечайки

$$S = \frac{P \cdot D}{2,3[\sigma]\varphi - P} + C, \quad [P] = \frac{2,3S[\sigma]\varphi}{D + S}; \quad (1.1)$$

б) для конического днища

$$S = \frac{P \cdot D}{2,3[\sigma]\varphi \cos \alpha - P} + C, \quad [P] = \frac{2,3[\sigma]\varphi \cos \alpha}{D + S}; \quad (1.2)$$

в) для эллиптического днища

$$S_1 = \frac{P \cdot D}{4[\sigma]\varphi - P} \cdot \frac{D}{2h} + C, \quad [P] = \frac{8S_1[\sigma]\varphi}{D + 2\frac{h}{D}S} \cdot \frac{h}{D}; \quad (1.3)$$

г) для полушарового днища

$$S_1 = \frac{P \cdot D}{4[\sigma]\varphi - P} + C, \quad [P] = \frac{4S[\sigma]\varphi}{D + S}. \quad (1.4)$$

Формула (1.1) применима при  $S/D \leq 0,5$ ; формула (1.2) – при  $S/D \leq 1/2 \cos \alpha$ , формулы (1.3 и 1.4) – при  $S/D \leq 0,25$ .

Коэффициент прочности сварного шва  $\varphi = 0,5$  для Х – образного шва;  $\varphi = 0,35$  для V – образного шва;  $\varphi = 1,0$  для цельных труб. Прибавка С,м, назначается для округления расчетной толщины листа до стандартной, с учетом минусового допуска по ГОСТ 9639-71.

Критическую нагрузку для обечайки, укрепленной ребрами жесткости, принимают равной наименьшему из трех значений нагрузок: для гладкой длинной, равной шагу ребер жесткости для ребра жесткости, для оболочки в целом.



Пример конструктивного оформления ребер и колец жесткости приведен на рис. 1.1.

Критическое наружное давление, сплющивающее цилиндрическую сварную пластмассовую оболочку, определяется по формуле:

$$P = \frac{2E}{1-\mu^2} \left( \frac{S}{D_{cp}} \right)^3. \quad (1.5)$$

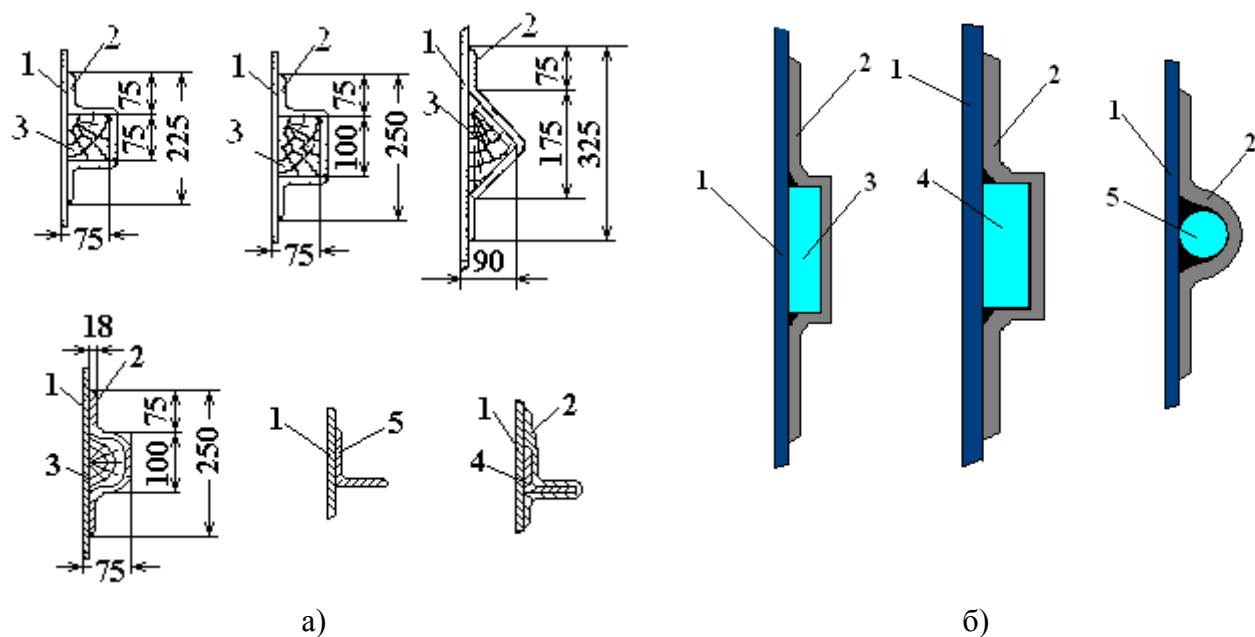


Рис. 1.1. Типовые ребра и кольца жесткости:

а - для стенки прямоугольного резервуара: 1- стенка резервуара; 2 – ребро жесткости из стеклопластика; 3 – подкладка (пенопласт, балза, картон); 4 – металлический уголок, покрытый стеклопластиком; 5 – уголок из стеклопластика; б - для стенки цилиндрического резервуара: 1 – стенка; 2 – кольцо жесткости из стеклопластика; 3 – стальная полоса; 4 – пенополиуретан; 5 – бумажная веревка или толстый канат из стекловолокна.

Момент инерции кольца жесткости,  $\text{см}^4$ , может быть найден по формуле:

$$J = \frac{R_k \cdot P \cdot m \cdot l}{3E_k}, \quad (1.6)$$

где  $R_k$  – радиус нейтральной линии кольца, см;

$m$  – коэффициент устойчивости ( $m = 4,6$ );

$l$  – расстояние между кольцами жесткости, см, определяют по формуле:

$$l \leq \frac{2,59E_k \cdot D}{P \cdot m(D/S)^{0,5}}, \quad (1.7)$$

где  $S$  – толщина кольца, см.

Допускаемые напряжения для винипласта в зависимости от рабочей температуры приведены в таблице 1.6.

Таблица 1.6

Температура, °C	[σ] кг/см <sup>2</sup> , при сроке службы, ч					
	10 <sup>3</sup>	5·10 <sup>3</sup>	10 <sup>4</sup>	5·10 <sup>4</sup>	10 <sup>5</sup>	5·10 <sup>5</sup>
20	159,2	115,6	98	69,3	61,2	42,9
40	73,2	58,3	51	36,7	31,6	24,5
60	40,8	28,6	25,5	19,4	16,3	12,3

Толщина гладкой цилиндрической обечайки средней длины или короткой аппарата, изготовленного из пластмасс, работающего под наружным давлением, равна

$$h = R \left[ 1,167 \frac{l}{RP} \left( \frac{E_y}{E_x} \right)^{-3/4} \right]^{0,4} + C. \quad (1.8)$$

Допускаемое наружное давление для расчета коротких и средней длины обечаек равно

$$P_{доп} = 0,857 \left( \frac{E_y}{E_x} \right)^{3/4} \cdot \frac{R}{l} \cdot \left( \frac{h_z}{R} \right)^{5/2} \geq P_{проб}, \quad (1.9)$$

где  $E_x$ ,  $E_y$ ,  $\mu_x$ ,  $\mu_y$  – модули продольной упругости и коэффициенты Пуассона, соответственно, в меридиальном и кольцевом направлениях;  $l$  – расстояние между кольцами жесткости.

Краевой эффект затухает при следующей величине координаты, называемой как длина короткой обечайки:

$$x \geq 2,3 \frac{\sqrt{Rh}}{\sqrt{\frac{E_y}{E_x} (1 - \mu_x \cdot \mu_y)}}. \quad (1.10)$$

Формулы (1.9 и 1.10) применимы для  $n > 2$  при выполнении условия

$$\frac{1}{12(1 - \mu_x \cdot \mu_y)} \frac{E_y}{E_x} \left( \frac{h}{R} \right)^3 n^2 \ll \left( \frac{nR}{l} \right)^4 \cdot \frac{h}{R} \cdot \frac{1}{n^6}. \quad (1.11)$$

Работа обечаек в области упругой деформации определяется следующим условием:

$$\frac{P}{E_x} \left( \frac{E_x}{E_y} \right)^{3/4} \leq \frac{\sigma_{TC}}{E_x} \frac{h}{R} \left( \frac{E_y}{E_x} \right)^{3/4}. \quad (1.12)$$

Толщина гладкой длинной цилиндрической обечайки аппарата, работающего под наружным давлением, равна

$$h = R^3 \sqrt{\frac{1}{P} \frac{4(1 - \mu_x / \mu_y)}{E_y}} + C. \quad (1.13)$$

Допускаемое наружное давление для длинных цилиндрических обечаек рассчитывается:

$$P_{\text{дон}} = \frac{E_y}{4(1 - \mu_x \cdot \mu_y)} \left( \frac{h}{R} \right)^3 \geq P_{\text{пробн}} \text{ или } 0,1 \text{ МПа.} \quad (1.14)$$

Для составного ребра допускаемое наружное давление рассчитывается:

$$P_{\text{дон}} = \frac{3 \sum_{i=1}^n E_i J_{i3}}{R_0^3 \cdot l_3}, \quad (1.15)$$

где  $E_i$  и  $J_i$  – модуль упругости и осевой момент инерции части оболочки с ребром жесткости на расстоянии  $l_3$ .

### 1.3. ФЛАНЦЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

В расчете фланцевого соединения усилие болтовой затяжки определяется из усилий от давления и реакции прокладки  $P_p = Q_p + N$  при использовании дополнительного условия совместности линейных деформаций системы болт-фланец-прокладка:

$$2\Delta_{\text{фм}} + P_m(\delta_{\text{п}} + \delta_{\text{б}}) = 2\Delta_{\text{фр}} + P_p(\delta_{\text{п}} + \delta_{\text{б}}), \quad (1.16)$$

где  $P_m$  – болтовое усилие в монтажном состоянии;

$\delta_{\text{п}}, \delta_{\text{б}}$  – единичные перемещения прокладки и болта;

$\Delta_{\text{фм}}, \Delta_{\text{фр}}$  – осевое перемещение фланца на радиусе болтовой окружности соответственно в монтажном и рабочем состоянии.

$$\delta_{\text{б}} = \frac{l_{\text{б}} + 0,3d}{Z \cdot E_{\text{б}} \frac{\pi d^2}{4}}, \quad \delta_{\text{п}} = \frac{h_{\text{п}}}{2\pi E_{\text{п}} r_{\text{п}} b}, \quad \Delta_{\text{ф}} = \frac{r_0(r_{\text{б}} - r_0)}{E \cdot J} M_{\text{изг}}. \quad (1.17)$$

Прочность фланца проверяют по изгибающему моменту  $M_{\text{изг}}$ , прочность болтов по усилию  $P_m$ , герметичность по усилию  $Q_p$ , прочность обечайки по  $P$ . Расчет выполняют для монтажного и рабочего условий.

### 1.4. ПЛОСКИЕ ДНИЩА И СТЕНКИ

Для плоских днищ и стенок прямоугольных емкостей основным видом нагрузки является поперечная.

Прогиб в центре пластины с отношением граней  $C = \frac{a}{b} > 1$

$$\omega_{\text{max}} = \frac{Pa^4}{64D}, \quad (1.18)$$

где  $D = \frac{1}{8}(3D_x + 2D \cdot c^2 + 3D_y \cdot c^4)$ ,

$D, (D_x, D_y)$ , – цилиндрическая жесткость.

При  $D_x > Dc^2$  наибольший изгибающий момент на концах большой оси

$$M_{\text{max}} = \left| M_y \right|_{\substack{x=a \\ y=0}} = \frac{Pa^2}{8} \cdot \frac{D_x}{D}. \quad (1.19)$$

При  $D_x > Dc^2$  наибольший изгибающий момент возникает на концах малой оси

$$M_{\max} = \left| M_y \right|_{\substack{x=0 \\ y=b}} = \frac{Pa^2}{8} \cdot \frac{Dc^2}{D}. \quad (1.20)$$

Для круглой ортотропной пластины с радиусом  $r$  при  $c=1$

$$\omega_{\max} = \frac{P \cdot r^4}{64D}. \quad (1.21)$$

Для расчета нормальных и касательных напряжений по высоте пластины используют формулы

$$\sigma_x = \frac{N_x}{h} + \frac{12M_x}{h^3} \cdot Z, \quad \sigma_y = \frac{N_y}{h} + \frac{12M_y}{h^3} \cdot Z, \quad \tau_{xy} = \frac{N_{xy}}{h} + \frac{12M_{xy}}{h^3} \cdot Z \quad (1.22)$$

Для жестко заделанной прямоугольной ортотропной пластинки с отношением сторон  $2a : 2b > 1$  под действием равномерно распределенной нагрузки прогиб в центре

$$\omega_{\max} = 0,00342 \frac{Pa^4}{\sqrt{D_x \cdot D_y}} \cdot \frac{1}{\sqrt{\frac{D_x}{D_y} + 0,6667 \frac{D}{\sqrt{D_x \cdot D_y}} + \sqrt{\frac{D_y}{D_x}} C^4}}. \quad (1.23)$$

При свободном опирании прямоугольной ортотропной пластинки под действием равномерно распределенной нагрузки

$$\omega = \frac{16P}{\pi^6} \sum_m \sum_n \frac{\sin \frac{m\pi x}{a} \cdot \sin \frac{n\pi y}{b}}{mn \left( \frac{m^4}{a^4} D_x + \frac{2m^2 n^2}{a^2 b^2} D + \frac{n^4}{b^4} D_y \right)}, \quad (1.24)$$

где  $m, n = 1, 3, 5 \dots$

При  $D_x = D_y = 2D$  используются решения для изотропной пластинки.

## 1.5. ВЕРТИКАЛЬНЫЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ЕМКОСТИ

Вертикальные цилиндрические емкости работают под действием гидростатического давления и ветровой нагрузки.

В качестве примера вертикального аппарата на рис. 1.2. изображен резервуар, собираемый из отдельных сегментов.

Максимальные кольцевые и меридиональные напряжения возникают в основании емкости

$$\sigma_x = \frac{3PR}{h \sqrt{3 \frac{E_y}{E_x} (1 - \mu_x \cdot \mu_y)}}, \quad \sigma_y = \frac{6\mu_y PR}{h \sqrt{3 \frac{E_y}{E_x} (1 - \mu_x \cdot \mu_y)}}. \quad (1.25)$$

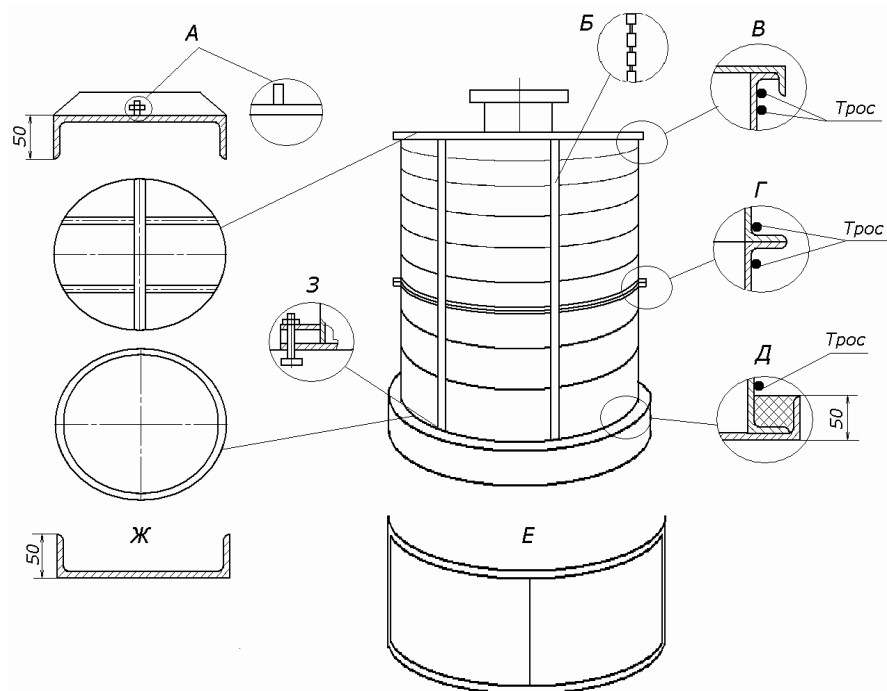


Рис. 1.2. Детали конструкции резервуара, собираемого из сегментов:  
 А – крышка; Б – узел стенки и распорного стержня из стеклопластика; В – соединение крышки с корпусом; Г – соединение сегментов; Д – соединение корпуса с дном; Е – сегмент с отбортовкой; Ж – днище; З – анкерный болт

Для емкостей из изотропных термопластов можно принять  $E_x = E_y$  и  $\mu_x = \mu_y$

$$\sigma_x^0 = 1,89 \frac{\rho g H R}{h}, \quad \sigma_y^0 = 2,52 \frac{\rho g H R}{h}. \quad (1.26)$$

Так как  $\sigma_{don} \geq \sqrt{(\sigma_x^0)^2 + (\sigma_y^0)^2} - \sigma_x^0 \cdot \sigma_y^0$ ,

в итоге получим  $2,27 \frac{\rho g H R}{h} \leq [\sigma]$ .

Для стеклопластиковых цилиндрических резервуаров расчетная формула имеет вид:

$$\frac{\rho g H R}{h} \leq [\sigma]. \quad (1.27)$$

Прочность стоек в прямоугольной емкости  $W = \frac{M_{изг}}{[\sigma]}$ , (1.28)

$$W = \rho g \frac{H^3 S}{6[\sigma]},$$

где  $H$  – высота емкости;

$S$  – шаг стоек.

При составной стойке

$$\sigma_i = \frac{E_i y_i}{\sum E_i J_i} \rho g \frac{H^3 S}{6}, \quad (1.29)$$

где  $y_i$  – расстояние от нейтральной оси до наиболее удаленной точки поперечного сечения  $i$  – го материала;

$J_i$  – момент инерции  $i$  – го слоя поперечного сечения относительно нейтральной оси.

Максимальные значения изгибающих моментов

$$M_{x_{изг}} = \frac{16}{\pi^2} \rho g H^3 l \sum_m \sum_n m^2 \frac{1 + \frac{8}{m^2 \pi^2}}{K_y m^4 + 32 a^3 \beta K_x n^4}, \quad (1.30)$$

$$M_{y_{изг}} = \frac{32 a \beta \rho g H^4}{\pi^2} \sum_m \sum_n n^2 \frac{1 + \frac{8}{m^2 \pi^2}}{K_y m^4 + 32 a^3 \beta K_x n^4}. \quad (1.31)$$

Вертикальные цилиндрические емкости (цилиндрическая оболочка), нагруженная, в основном, давлением жидкости, рассчитывается на гидростатическую нагрузку. При этом толщина стенки нижних поясов значительно превосходит толщину стенки верхних поясов. Последние получают недостаточно жесткими для восприятия вакуума, веса крышки и снеговой нагрузки. Бортовую жесткость увеличивают за счет каркасирования емкости, т.е. установки металлической решетки. Несущую конструкцию рассчитывают как решетку, состоящую из стоек и поясов. Стойки рассчитывают на изгиб, а пояса на растяжение. Ограждающую конструкцию рассчитывают как ортотропные пластинки при соответствующих граничных условиях и нагрузке.

## 1.6. ГОРИЗОНТАЛЬНЫЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ЕМКОСТИ

Горизонтальные цилиндрические емкости выполняют кругового, эллиптического, овального или каплевидного поперечного сечения.

Гидростатическая нагрузка в этих емкостях оказывает существенное влияние на прочность, поэтому их выполняют длинными и на многих опорах. Расчет такой емкости сводится к решению задачи плоского напряженного состояния кольца единичной ширины. Расчетная схема зависит от условий опирания. Чаще всего применяют жесткие опоры и опоры, выполненные заодно с сосудом.

Высота каплевидного цилиндрического резервуара определяется:

$$H = -\frac{q_0}{\rho g} + \sqrt{\frac{q_0^2}{\rho^2 g^2} + \frac{4 \sigma_{дон} \phi h}{\rho g}}, \quad (1.32)$$

где  $q_0$  – инерционная нагрузка,  $q_0 = \rho g l \frac{a}{g}$ ;

$a$  – осевое ускорение транспорта;

$l$  – длина емкости;

$\rho$  – плотность продукта;

$\phi = 0,35$  – коэффициент прочности сварного шва.

Радиус опорного сечения резервуара равен:

$$\xi_0 = \frac{\rho g F}{2(q_0 + \rho g H)}, \quad (1.33)$$

где  $F$  – площадь поперечного сечения.

Толщина стенки  $h = \sqrt{\frac{6M_0}{\sigma_{доп}}}$ .

Изгибающий момент равен

$$M_0 = 0,25\rho g R^3.$$

Усилие в верхней точке емкости

$$N_0 = 0,75\rho g R^2.$$

Реакция опоры

$$Q = \frac{\pi}{2} \rho g R^2.$$

## 1.7. СТЕКЛОПЛАСТИКОВЫЕ И МЕТАЛЛОПЛАСТОВЫЕ ОБОЛОЧКИ

Металлопластовые оболочки, изначально разработанные для использования при выщелачивании редкоземельных металлов, в дальнейшем нашли удачное применение на нефтепромыслах, в химической отрасли и водоводах. *По срокам безаварийной эксплуатации трубопроводы из металлопластовых труб – МПТ – при перекачке агрессивных сред превосходят аналоги из титана и нержавеющей сталей в десятки раз.*

### Основные достоинства трубопроводов из металлопластов:

- надежность и долговечность в высокоагрессивных газонефтепромысловых, нефтехимических и других средах, высокая абразивостойкость;
- гибкость и большая строительная длина позволяют резко сократить затраты и время на строительство трубопроводов, улучшают условия труда рабочих;
- затраты на строительство трубопроводов из металлопластовых шлангов, несмотря на их высокую стоимость, ниже стоимости строительства трубопроводов из стальных труб за счет сокращения расходов (отсутствуют очистные, изоляционные и сварочные работы, упрощена укладка труб в траншею, резко сокращены транспортные затраты, сроки строительства трубопровода, потребность в средствах механизации и трудозатраты, отсутствуют средства ЭХЗ);
- улучшенная и стабильная во времени гидравлическая характеристика, повышенная (до 30%) пропускная способность;
- положительное влияние на охрану окружающей среды за счет сокращения количества аварий.

Трубы (МПТ) и шланги (МПШ) полиэтиленовые армированные предназначены для транспортирования:

- природных и попутных нефтяных газов;
- низкопарафинистой нефти;
- минерализованной (пластовой) воды;
- агрессивных жидкостей;
- стоков промышленной канализации;
- хозяйственно-питьевой воды.

В настоящее время нефте- и газопроводы из металлопластиковых труб и шлангов успешно эксплуатируются на Северном Кавказе, на Сибирских нефтяных месторождениях и т. д.

Для обеспечения соединений (МПТ + МПТ и МПТ + стальная труба) предусмотрено три вида соединений (рис. 1.3): сварное, фланцевое и муфтовое резьбовое. Все виды соединений обеспечивают требуемую герметичность и применяются в зависимости от конкретных условий эксплуатации трубопровода.

В качестве соединительных элементов выпускаются отводы 90, 60, 45, 30, 15 градусов.

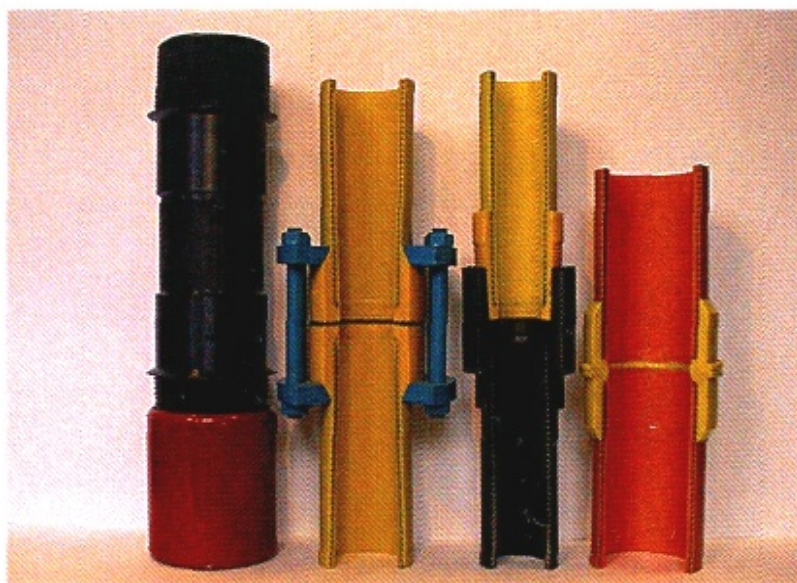


Рис. 1.3. Способы соединения металлопластиковых и стальных труб

Трубы полиэтиленовые армированные ТПА (металлопластиковые) изображены на рис. 1.4. В качестве упрочняющей арматуры используется стальная проволока, образующая сварной каркас, который находится внутри полиэтиленовой матрицы трубы.

Шланги полиэтиленовые армированные (МПШ) состоят из внутренней оболочки (камеры), армирующих слоев и наружной полиэтиленовой оболочки (рис. 1.5)



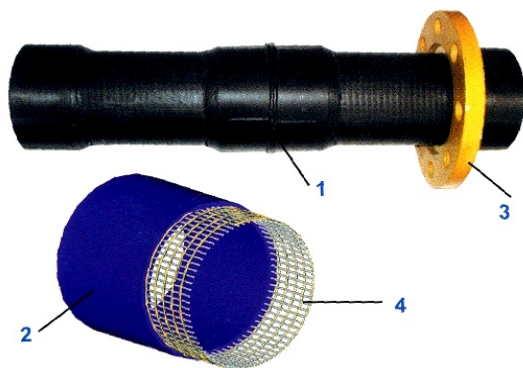


Рис. 1.4. Трубы полиэтиленовые армированные ТПА:

- 1 - неразъемное соединение;  
 2 - труба полиэтиленовая армированная;  
 3 - фланцевое разъемное соединение;  
 4 - армирующий сварной проволоочный каркас

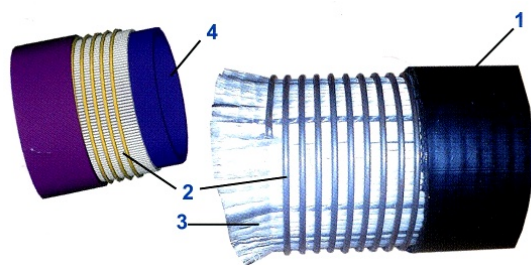


Рис. 1.5. Шланги полиэтиленовые армированные (МПШ):

- 1 – наружный полиэтиленовый слой;  
 2 – нить полипропиленовая;  
 3 – проволока стальная;  
 4 – внутренний полиэтиленовый слой

### Осевое сжатие армированной полимерной обечайки

1. Критическое напряжение для осевого сжатия равно:

$$q_z^* = 0,59 \sqrt{E_x E_y} \frac{h}{R},$$

$$q_{дон} = \sigma_{дон} = \frac{q_z^*}{n_u}. \quad (1.34)$$

2. При несимметричной относительно оси потере устойчивости критическое напряжение равно:

$$q_z^* = 0,42\sqrt{E_x E_y} \frac{h}{R},$$

$$q_{\partial on} = \sigma_{\partial on} = \frac{q_z^*}{n_u}. \quad (1.35)$$

3. Для оболочек с продольно-поперечной укладкой стеклонеполнителя критическое напряжение равно:

$$q_z^* = \frac{1}{\sqrt{3}} \sqrt{2G_{xy} \sqrt{E_x E_y}} \frac{h}{R},$$

$$q_{\partial on} = \sigma_{\partial on} = \frac{q_z^*}{n_u}. \quad (1.36)$$

где  $G_{xy}$  -модуль сдвига.

Часто используют формулу:

$$q_z^* = \frac{2i}{R} \sqrt{\frac{2G_{xy} \sqrt{E_x E_y}}{1 - \sqrt{\mu_x \mu_y}}}. \quad (1.37)$$

4. Для оболочек с поперечной намоткой, а также с намоткой под углом 30 и 45 градусов критическое напряжение равно:

$$q_z^* = \frac{2i\sqrt{E_x E_y}}{R(1 + \sqrt{0,2\mu_x + \rho_1 + \rho_2 \frac{R}{i}})},$$

$$q_{\partial on} = \sigma_{\partial on} = \frac{q_z^*}{n_u}, \quad (1.38)$$

где  $\rho_1$  – неоднородность внутри структуры материала,

$\rho_2$  – несовершенство внешних форм,

$i$  – радиус инерции составного сечения.

5. Критическое напряжение сжатия при несимметричной потере устойчивости:

$$q_z^* = 0,3\sqrt{E_x E_y} \frac{h}{R},$$

$$q_{\partial on} = \sigma_{\partial on} = \frac{q_z^*}{n_u}. \quad (1.39)$$

6. При внецентренном сжатии критическое напряжение равно:

$$q_x^* = 0,28\sqrt{E_x E_y} \frac{h}{R},$$

$$q_{\partial on} = \sigma_{\partial on} = \frac{q_x^*}{n_u}. \quad (1.40)$$

7. При чистом изгибе критическое напряжение равно:

$$q_x^* = 0,35\sqrt{E_x E_y} \frac{h}{R},$$

$$q_{\partial on} = \sigma_{\partial on} = \frac{q_x^*}{n_u}. \quad (1.41)$$

8. Расчетная толщина стенки при коэффициенте запаса устойчивости  $n_u$ :

$$h = 0,95 \sqrt{\frac{M n_u}{R \sqrt{E_x E_y}}}. \quad (1.42)$$

Критическая нагрузка для обечайки, укрепленной ребрами жесткости, принимается равной наименьшей из трех величин нагрузок: для гладкой оболочки длиной, равной шагу ребер жесткости (оболочка короткая или средней длины); для ребра жесткости; для оболочки в целом.

а) Критическая нагрузка для коротких и средней длины оболочек:

$$\bar{q}_z = 0,85z \left( \frac{E_y}{E_x} \right)^{3/4} \cdot \frac{R}{l} \left( \frac{h}{R} \right)^{5/2},$$

$$P_{\partial on \cdot \kappa.с.} = k \frac{\bar{q}_z}{n_u} \geq P_{ГП}. \quad (1.43)$$

б) Критическая нагрузка для составного ребра жесткости:

$$q_z^* = \frac{3 \sum E_i J_i}{R_0^3 l_0},$$

$$P_{\partial on \cdot \rho.ж.} = k \frac{q_z^*}{n_u} \geq P_{ГП}. \quad (1.44)$$

в) Критическая нагрузка для длинных оболочек:

$$q_z^* = \frac{E_y}{4(1 - \mu_x \mu_y)} \left( \frac{h}{R} \right)^3,$$

$$P_{\partial on \cdot \partial л.} = k \frac{q_z^*}{n_u} \geq P_{ГП}. \quad (1.45)$$

г) Критическая нагрузка для ортотропной оболочки равна:

$$q_z^* = 0,857 E_x \frac{R}{l} \left( \frac{12 \sum E_i J_{ip}}{E_x h^3 l_p} \right)^{3/4} \left( \frac{h}{R} \right)^{5/2}, \quad (1.46)$$

$$P_{дон.опт.} = k \frac{q_z^*}{n_u} \geq P_{ГП}.$$

Таким образом:  $P_{дон} = \min [P_{дон.к.с.}; P_{дон.р.ж.}; P_{дон.дл.}; P_{дон.опт.}]$ .

## Проверочный расчет стеклопластиковых и металлопластовых оболочек

1. Меридиональные напряжения от внутреннего давления, краевых сил и моментов:

$$\sigma_x^0 = \frac{q_z R}{2h} + \sigma_x = \frac{q_z R}{2h} \left[ 1 + \frac{6(1 + 0,5\mu_y)}{\sqrt{3 \frac{E_y}{E_x} (1 - \mu_x \mu_y)}} \right]. \quad (1.47)$$

2. Кольцевые напряжения от внутреннего давления, краевых сил и моментов:

$$\sigma_y^0 = \frac{q_z R}{h} + \sigma_y = \frac{q_z R}{h} \left[ 1 + \frac{\mu_y (1 + 0,5\mu_x)}{\sqrt{3 \frac{E_y}{E_x} (1 - \mu_x \mu_y)}} \right], \quad (1.48)$$

где  $E_x$  – меридиональный модуль упругости

$$E_x = A_x (G_g E_{cm} + H_g E_{cm}) + A_y \frac{E_{cm}}{\frac{E_{cm}}{E_{cm}} + (1 - \mu_{cm}^2)(1 - \sqrt{G_g})},$$

$E_y$  – кольцевой модуль упругости

$$E_y = A_y (G_g E_{cm} + H_g E_{cm}) + A_x \frac{E_{cm}}{\frac{E_{cm}}{E_{cm}} + (1 - \mu_{cm}^2)(1 - \sqrt{G_g})}.$$

3. Условие прочности запишется в виде:

$$\sigma_{экв} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y} \leq [\sigma]. \quad (1.49)$$

4. Разрушающие напряжения при растяжении равны:

$$\sigma_{p.x} = A_x (G_g \sigma_{p.cm} + H_g \sigma_{p.cm}) + A_y \sigma_{p.cm}, \quad (1.50)$$

$$\sigma_{p.y} = A_y (G_g \sigma_{p.cm} + H_g \sigma_{p.cm}) + A_x \sigma_{p.cm}, \quad (1.51)$$

где  $A_x + A_y = 1$ ;  $G_v + H_v = 1$ .

Условие прочности примет вид:

$$\sigma_{эkv} = \sqrt{\sigma_{p.x}^2 + \sigma_{p.y}^2 - \sigma_{p.x} \sigma_{p.y}} \leq [\sigma]. \quad (1.52)$$

Здесь:

$A_x$ ,  $A_y$  – объемное содержание армирующего элемента (например, стекловолокна) в меридиональном и кольцевом направлениях в долях от общего содержания данного элемента;

$G_v$  и  $H_v$  – объемное содержание армирующего элемента и полимера (стекловолокна и смолы);

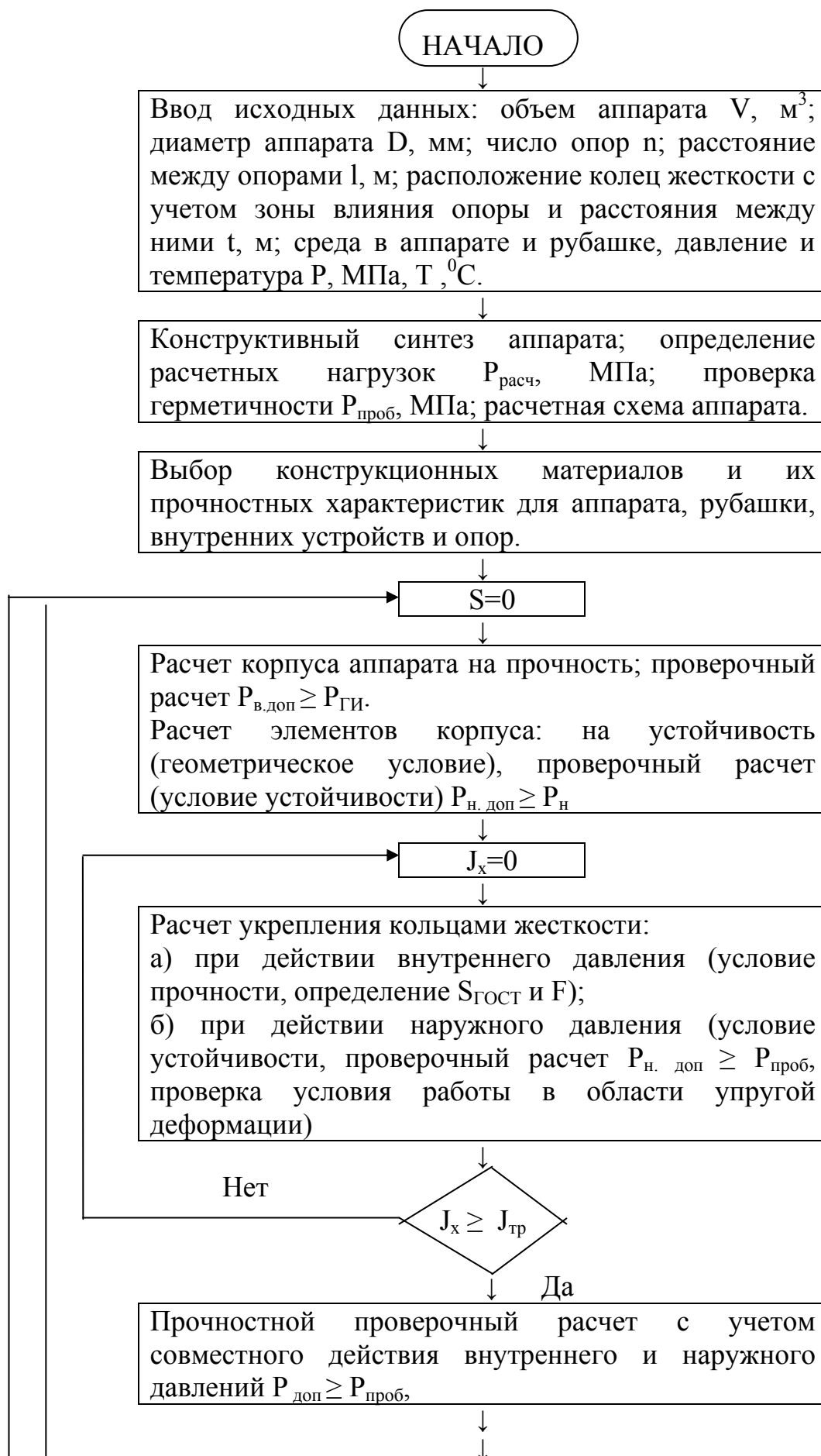
индексы «ст», «см» относятся к армирующему элементу – стальному волокну, стекловолокну и полимеру (смоле).

### Вопросы для самопроверки

1. Как определяются коэффициенты запаса прочности и устойчивости?
2. Как рассчитываются допускаемые напряжения для конструкционных материалов из пластмасс?
3. Выбор конструкционных материалов для различных агрессивных сред.
4. Определение значений модуля упругости и разрушающих напряжений для композитных материалов.
5. а) Особенности конструктивного и проверочного расчетов для пластин из пластмасс и композиционных полимерных материалов (в том числе металлопластиковые).  
б) Определение расчетных давлений и давлений для сосудов из пластмасс и композитных материалов.
6. Расчет величин толщин стенок и прогибов пластин из полимеров.
7. Определение значений цилиндрических жесткостей для плоских крышек и днищ.
8. Геометрические и прочностные условия при расчетах на устойчивость цилиндрических обечаек, работающих под  $P_{нар}$ .
9. Расчет толщин стенок гладких цилиндрических обечаек средней длины и длинных, работающих под наружным давлением.
10. Проверочный прочностной расчет на устойчивость для гладких цилиндрических обечаек средней длины и длинных.
11. Особенности расчета фланцевых соединений из пластмасс, исходя из уравнений совместности линейных и угловых деформаций.
12. Конструктивный расчет размеров фланцевого соединения.
13. Конструкции горизонтальных аппаратов из пластмасс (цилиндрические, эллиптические и каплевидные).

14. Определение габаритов горизонтальных аппаратов из пластмасс и композиционных материалов.
15. Определение нагрузок, действующих на горизонтальные аппараты (инерционная, гидростатическая, постоянное газовое давление, изгибающие моменты, усилие в верхней точке).
16. Расчет конструктивных размеров (высота, толщина стенок, радиус профиля стенки).
17. Особенности конструирования прямоугольных емкостей из пластмасс.
18. Расчет толщин стенок, ребер жесткости при различных схемах их расположения и заделки.
19. Конструктивные особенности боковых стенок вертикальных цилиндрических емкостей.
20. Расчет несущих и ограждающих конструктивных элементов стенок (стойки, пояса и цилиндрические панели).
21. Нагрузки, действующие на вертикальные цилиндрические емкости.
22. Конструктивное оформление подземных цилиндрических сосудов.
23. Расчет подземных цилиндрических сосудов на прочность, устойчивость и жесткость.

Примерный алгоритм расчета аппарата из пластмасс приведен на рис. 1.6.



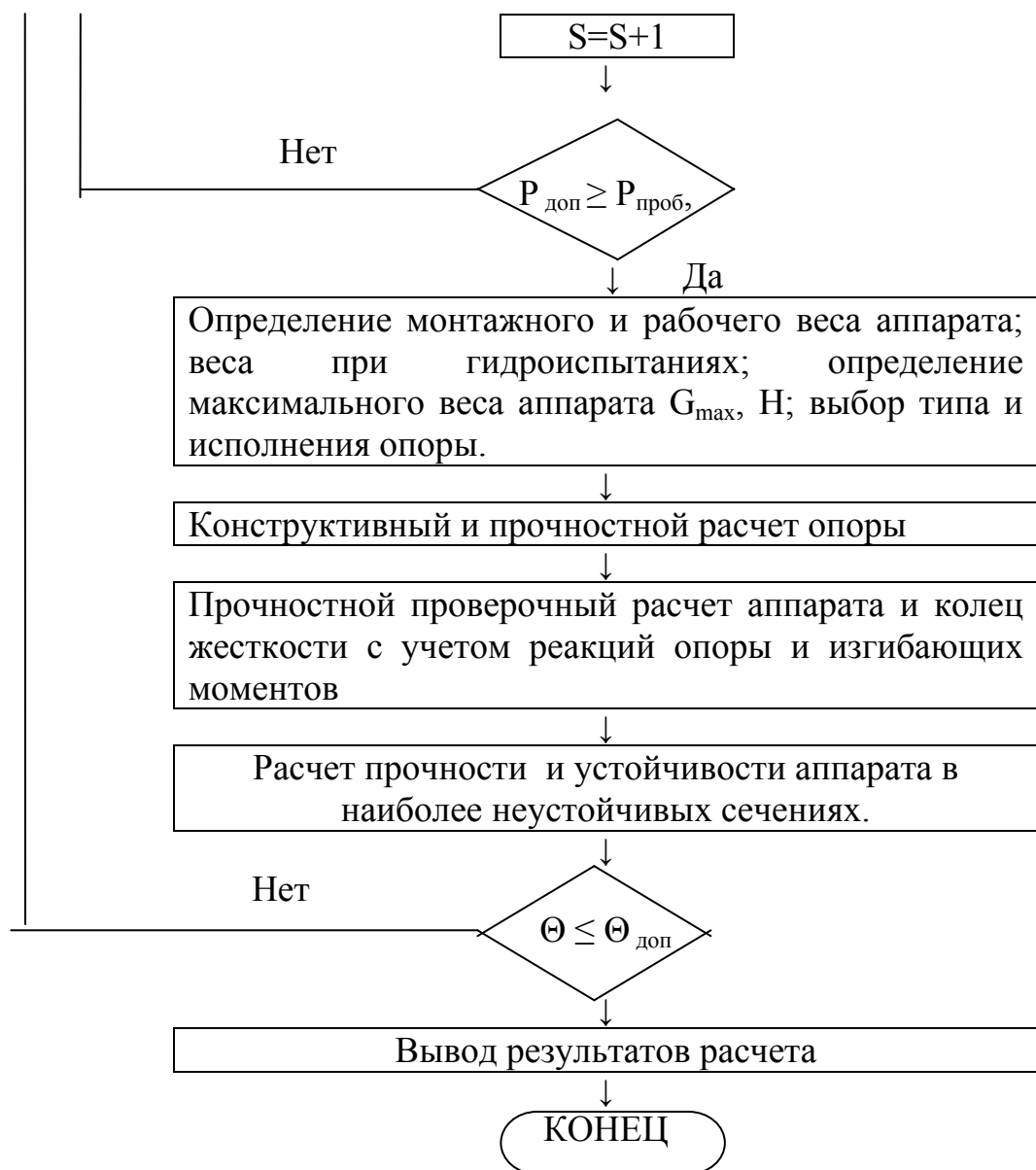


Рис. 1.6. Алгоритм расчета аппарата из пластмасс



## ГЛАВА 2

### АППАРАТЫ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ [1-5, 7,14,15, 20 – 23,33,37-40]

#### 2.1. АППАРАТЫ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Сосуды высокого давления представляют собой уникальные, крупногабаритные и металлоемкие изделия, работающие в агрессивных средах при высоких давлениях и температурах. В них заключена колоссальная потенциальная энергия сжатого газа. Разрушение сосуда или его разгерметизация приводит к большим авариям. Поэтому конструирование сосудов и аппаратов высокого давления является чрезвычайно ответственной задачей. Здесь основным является расчет напряжения в элементах сосудов цилиндрической или сферической формы под воздействием давления (внутреннего) и температуры.

Проектирование, изготовление и эксплуатация сосудов, аппаратов и корпусов машин и насосов высокого давления должны осуществляться в соответствии с нормами Министерства химического и нефтяного машиностроения (РТМ 121-65 и ОН26  $\frac{01-90}{02-117}$  69), разработанным Иркутским НИИХИММАШем и ГИПРОНЕФТЕМАШем и нормами ГОСГОРТЕХНАДЗОРа [5, 14, 15, 32, 36-39], разработанными ЦКТИ. Расчетные формулы норм являются итогом преобразования теоретических формул мембранных напряжений. При проектировании сосудов и аппаратов высокого давления рекомендуется использовать ряды условных давлений, длин (высот), внутренних диаметров и номинальных емкостей.

#### УСТРОЙСТВО СОСУДОВ И АППАРАТОВ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ

##### *Разделы, подлежащие изучению*

*Основные типы сосудов высокого давления. Кованые, кованносварные, штампованносварные, рулонированные, многослойные сосуды. Днища и крышки. Затворы. Требования, предъявляемые к конструкционным материалам и сплавам. Явления ползучести, водородной коррозии и азотирования стенки аппарата.*

##### Вопросы для самопроверки

1. Какие типы сосудов высокого давления Вы знаете?
2. Запишите пример системы обозначения аппаратов высокого давления.
3. Как изготавливают кованносварные, рулонированные и многослойные сосуды?
4. Какие типы затворов широко применяются в аппаратах высокого давления, изготавливаемых в РФ?

5. Какие конструкционные материалы применяются для изготовления корпусов, крышек, затворов, шпилек, гаек?
6. Какие аппараты, с точки зрения расчета, называются толстостенными и тонкостенными?

## **РАСЧЕТ СОСУДОВ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ ПО МЕТОДУ МАКСИМАЛЬНО УПРУГИХ НАПРЯЖЕНИЙ**

### ***Разделы, подлежащие изучению***

*Исходные предпосылки. Распределение сил в единичном элементе. Равновесие единичного элемента. Формулы для определения кольцевых и радиальных напряжений. Эпюры напряжений в стенке сосуда высокого давления от действия внутреннего и наружного давлений.*

### **Вопросы для самопроверки**

1. Какие напряжения возникают в единичном элементе сосуда высокого давления?
2. Запишите уравнение равновесия единичного элемента.
3. Напишите вывод формулы для определения толщины стенки толстостенного аппарата.
4. Чем отличается формула для расчета кольцевых напряжений от формулы для расчета радиальных напряжений?
5. Какие напряжения больше по величине  $\sigma_r$  или  $\sigma_t$ ?
6. Постройте эпюры кольцевых и радиальных напряжений в поперечном сечении цилиндра при действии только наружного и только внутреннего давления.

## **ТЕМПЕРАТУРНЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ В СОСУДАХ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ**

В случае неравномерного нагревания толстостенной трубы в ее стенках, вследствие неодинакового расширения отдельных слоев, возникают температурные напряжения. Они учитываются, если по условиям эксплуатации в толстостенном цилиндре наблюдается температурный перепад по толщине стенки более  $10^{\circ}\text{C}$  и расчетная температура стенки исключает условия ползучести ее материала (температурные напряжения вследствие явления ползучести выравниваются по толщине стенки).

### ***Разделы, подлежащие изучению***

*Расчетная температура стенки сосуда. Изменения температуры стенки в любой точке сосуда с радиусом  $r$  при стационарном потоке тепла. Формулы для расчета температурных напряжений в точке  $r$ . Эпюры распределения осевых, радиальных и кольцевых температурных напряжений при наружном и внутреннем обогреве.*

## **ЭКВИВАЛЕНТНЫЕ РАСТЯГИВАЮЩИЕ НАПРЯЖЕНИЯ**

Для практического расчета толстостенной цилиндрической обечайки, находящейся в сложном напряженном состоянии, заменяем совместное действие трех главных напряжений эквивалентным или действием растягивающего напряжения.

### ***Разделы, подлежащие изучению***

*Энергетическая теория прочности. Общие формулы для вычисления суммарных напряжений на внутренней или наружной поверхностях сосуда. Частные случаи общих формул. Характерные случаи сочетания нагрузок (наружного и внутреннего давлений, наружного и внутреннего обогревов). Выбор допускаемых напряжений.*

### **Вопросы для самопроверки**

1. Как определяется эквивалентное растягивающее напряжение по энергетической теории прочности?
2. Какие упрощения осуществляются при вычислении  $\sigma_3$ ?
3. Запишите общие формулы для определения  $\sigma_3$  на внутренней и внешней поверхностях стенки.
4. Получите из общих формул расчетные формулы для определения  $\sigma_3$  на внутренней и наружной поверхностях от действия только внутреннего или только наружного давлений.
5. Какой случай сочетания нагрузок используется при проектировании сосудов высокого давления?
6. В каких условиях работают теплообменные элементы в колоннах синтеза высокого давления?
7. Что значит вести расчет на самый неблагоприятный случай эксплуатации теплообменных элементов?
8. Как определяются допускаемые напряжения для конструкционных материалов колонн синтеза высокого давления?

## РАСЧЕТ СОСУДОВ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ ПО МЕТОДУ ПРЕДЕЛЬНЫХ НАГРУЗОК

Дается теоретическое решение задачи о больших пластических деформациях толстостенных сосудов, нагруженных внутренним давлением. На основе теоретического решения разработан инженерный метод расчета сосудов высокого давления.

### *Разделы, подлежащие изучению*

*Основные исходные уравнения. Расчетная схема. Энергетическая теория прочности. Закон упрочнения материала. Точное решение задачи. Приближенное решение задачи. Аналогия эмпирической формулы, полученной из экспериментальных данных с приближенным решением. Вывод инженерной формулы и ее частных случаев. Сравнение методов расчета.*

### **Вопросы для самопроверки**

1. Запишите основные исходные уравнения (условие несжимаемости металла и уравнения равновесия и оплошности).
2. Как связаны интенсивность деформаций и напряжений в законе упрочнения металла?
3. Почему точное и приближенное решения метода предельных нагрузок не нашли пока практического применения?
4. Запишите вывод инженерной формулы.
5. Что показывает сопоставление метода расчета по максимальным упругим напряжениям с методом предельных нагрузок?

## МНОГОСЛОЙНЫЕ СОСУДЫ И АППАРАТЫ

В последнее время в химическую промышленность внедряются новые конструкции сосудов высокого давления: двухслойные, многослойные и рулонированные, прочность которых в условиях длительной эксплуатации пока еще недостаточно изучена. Обеспечение надежной эксплуатации таких сосудов очень важно, в связи с постоянным ростом их габаритов, т.к. при этом повышается опасность их хрупкого разрушения под влиянием ряда факторов, в том числе повышения контактной податливости слоев.

### *Разделы, подлежащие изучению*

*Основные расчетные формулы. Определение допускаемых напряжений. Учет температурных напряжений.*

## Вопросы для самопроверки

1. Запишите формулу для предельного давления в многослойном сосуде.
2. Как определяются допускаемые напряжения для многослойного сосуда?
3. В каких сосудах температурный перепад (при одинаковых параметрах процесса) выше, в однослойных или многослойных, и почему?
4. Запишите формулу определения температурного перепада по толщине стенки многослойного сосуда.
5. По каким формулам рассчитываются температурные напряжения в многослойных сосудах?

## РАСЧЕТ ДНИЩ И КРЫШЕК ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ

В сосудах высокого давления применяются плоские и выпуклые (сферические и эллиптические) днища.

### *Разделы, подлежащие изучению*

*Расчетная формула плоского днища и эпюры напряжений. Методы расчета днищ: на изгиб по диаметральному сечению и на основе рассмотрения равновесия элемента пластины. Отличие норм НИИХИММАШа и норм ЦКТИ. Расчетные формулы для определения толщины крышки сосуда высокого давления.*

## Вопросы для самопроверки

1. Какой метод расчета днищ положен в основу нормативных материалов?
2. Запишите основную формулу для расчета плоского днища.
3. Как рассчитываются сферические и эллиптические днища аппаратов высокого давления?
4. В чем отличия расчетных формул для определения толщины плоских днищ и крышек?

## РАСЧЕТ ЗАТВОРОВ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ

Цель расчета – обосновать размеры нагруженных деталей затвора, обеспечивающие прочность в рабочем состоянии и при предварительной затяжке, а также непроницаемость уплотнения. Расчет затвора включает две стадии: первая – определение расчетных усилий, действующих на детали затвора; вторая – расчет на прочность соответствующих деталей. Расчет затвора, двухконусного, дельта и с плоской прокладкой, выполнять по РТМ 26-01-14-67.

### ***Разделы, подлежащие изучению***

*Схема сил, действующих на уплотнительных поверхностях. Определение расчетных усилий. Определение оптимальной площади обтюратора и его размеров. Определение расчетных размеров шпилек.*

### **Вопросы для самопроверки**

1. Как изменяется положение затвора по мере затяжки соединения?
2. Как изменяется распределение сил, действующих на затвор, при повышении давления?
3. Запишите уравнения для определения усилия, создаваемого шпильками и полного усилия, действующего на шпильки.
4. Нарисуйте диаграмму изменения полного усилия на шпильки и удельного нормального давления.
5. Запишите формулу для определения оптимальной площади сечения обтюратора.
6. Какое условие должно выполняться, чтобы материал обтюратора не переходил в пластическое состояние?
7. Как определяются нагрузки по виткам шпилек основного крепежа?
8. По какой формуле определяется внутренний диаметр резьбы шпильки?

## **РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ФЛАНЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ ТРУБОПРОВОДОВ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ (с условным проходом до 400 мм и более)**

Для машин и агрегатов большой мощности необходимы трубопроводы большого диаметра. Основным узлом трубопровода остается фланцевое соединение. Потеря прочности и нарушение герметичности таких трубопроводов повлечет за собой крупные аварии, связанные с тяжелыми последствиями для обслуживающего персонала и огромными материальными потерями, поэтому проектирование трубопроводов является чрезвычайно ответственной задачей.

### ***Разделы, подлежащие изучению***

*Определение расчетных усилий. Расчет шпилек. Определение геометрических размеров прокладок, линз и фланца.*

### **Вопросы для самопроверки**

1. Как определяется расчетное усилие по нормам Иркутского НИИХИММАШа и нормам американского кода?

2. Как учитываются условия работы фланцевого соединения при выборе допустимых напряжений?
3. Как учитывается внутренний диаметр резьбы шпилек?
4. Как учитывается опыт проектирования и эксплуатации трубопроводов за рубежом при выборе размеров овальных и восьмигранных прокладок?
5. Запишите формулу для расчета толщины тарелки фланца и определите, какой формуле она аналогична?

Емкостная, колонная и теплообменная аппаратура высокого давления ( $P_p$  до  $1500 \text{ кг/см}^2$  или  $150 \text{ МПа}$ ) применяется в промышленности синтетического аммиака, мочевины, органического синтеза, искусственного жидкого топлива и др. К этому классу химических аппаратов относятся буферные емкости, сепараторы, скрубберы, фильтры, отделители масла и других жидкостей, реакторы, реакционные и конденсационные колонны, теплообменники и другие аппараты.

Ряд длин (высот) упомянутых аппаратов 4500, 6000, 8000, 9000, 12000, 18000, 24000, 21000 мм принят из расчета, чтобы в сочетании с приведенным выше рядом диаметров обеспечить получение сосудов любой номинальной емкости из ряда емкостей.

Ряд условных давлений 10, 20, 32, 50, 70, 100, 150  $\text{МПа}$  принят по ГОСТ 9493-73.

Выбор конструкционных материалов для изготовления аппаратов высокого давления существенно зависит от температуры, при которой они работают. Материал рекомендуется подбирать по РТМ 121-65, по  $\text{ОН 26-01-90-69}$ , нормам Госгортехнадзора РФ -2003/2004 гг. [5, 14, 15, 32, 36-39].

## 2.2. ИНЖЕНЕРНЫЕ МЕТОДЫ РАСЧЕТА АППАРАТОВ И КОРПУСОВ МАШИН ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ [5, 14, 15, 32, 36-39]

### РАСЧЕТ ПО МЕТОДУ МАКСИМАЛЬНЫХ УПРУГИХ НАПРЯЖЕНИЙ

Величину радиальных и кольцевых напряжений определяют по формулам:

$$\sigma_r = \frac{P_1 r_1^2 - P_2 \cdot r_3^2}{r_3^2 - r_1^2} - \frac{(P_1 - P_2) r_1^2 \cdot r_3^2}{r^2 (r_3^2 - r_1^2)}; \quad (2.1)$$

$$\sigma_t = \frac{P_1 \cdot r_1^2 - P_2 \cdot r_3^2}{r_3^2 - r_1^2} + \frac{(P_1 - P_2) r_1^2 \cdot r_3^2}{r^2 (r_3^2 - r_1^2)}. \quad (2.2)$$

Представляет практический интерес случай, когда действует только внутреннее давление

$$\sigma_r = \frac{P_1 \cdot r_1^2}{r_3^2 - r_1^2} \cdot \left(1 - \frac{r_3^2}{r^2}\right); \quad (2.3)$$

$$\sigma_t = \frac{P_1 \cdot r_1^2}{r_3^2 - r_1^2} \left(1 + \frac{r_3^2}{r^2}\right). \quad (2.4)$$

## ТЕМПЕРАТУРНЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ В СОСУДАХ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ

В случае неравномерного нагревания толстостенной трубы в ее стенках вследствие неодинакового расширения отдельных слоев возникают температурные напряжения.

Температурные напряжения в точке  $r$  равны:

$$\sigma'_\theta = \frac{\alpha E (T_1 - T_2)}{2(1 - \mu)(r_3^2 - r_1^2) \ln \frac{r_3}{r_1}} \left[ r_3^2 \left(1 - \ln \frac{r_3}{r_1}\right) - r_1^2 \left(1 - \ln \frac{r_1}{r}\right) - \frac{r_3^2 r_1^2}{r^2} \ln \frac{r_3}{r_1} \right]; \quad (2.5)$$

$$\sigma'_r = \frac{\alpha E (T_1 - T_2)}{2(1 - \mu)(r_3^2 - r_1^2) \ln \frac{r_3}{r_1}} \left[ r_1^2 \left(1 - \ln \frac{r_1}{r}\right) - r_3^2 \ln \frac{r_3}{r} + \frac{r_3^2 r_1^2}{r^2} \ln \frac{r_3}{r_1} \right]; \quad (2.6)$$

$$\sigma'_t = \frac{\alpha E (T_1 - T_2)}{2(1 - \mu)(r_3^2 - r_1^2) \ln \frac{r_3}{r_1}} \left[ r_3^2 \left(1 - \ln \frac{r_3}{r_1}\right) - r_1^2 \left(1 - 2 \ln \frac{r_1}{r}\right) \right]. \quad (2.7)$$

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭКВИВАЛЕНТНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ

Эквивалентные напряжения от действия внутреннего давления равны:

$$\sigma_\vartheta = P_B \frac{\rho_0^2 \sqrt{3}}{\rho_0^2 - 1} \quad (2.8) \quad \text{или} \quad \rho_0 \geq \sqrt{\frac{\sigma_{\text{дон}}}{\sigma_{\text{дон}} - P_B \sqrt{3}}}. \quad (2.9)$$

Аналогичный вид имеет формула для случая действия только наружного давления

$$\sigma_\vartheta = P_H \frac{\rho_0^2 \sqrt{3}}{\rho_0^2 - 1}. \quad (2.10)$$

Эквивалентные напряжения от действия  $P_B$ ,  $P_H$  и  $\Delta T$  равны:

$$(\sigma_\vartheta)_{BC} = \frac{\rho_0^2}{\rho_0^2 - 1} \sqrt{3(P_B - P_H)^2 + 3(P_B - P_H)c'\Delta T \left(2 - \frac{\rho_0^2 - 1}{\rho_0^2 \ln \rho_0}\right) + (c'\Delta T)^2 \left(2 - \frac{\rho_0^2 - 1}{\rho_0^2 \ln \rho_0}\right)}; \quad (2.11)$$



$$(\sigma_s)_{HC} = \frac{1}{\rho_0^2 - 1} \sqrt{3(P_B - P_H)^2 + 3(P_B - P_H)c'\Delta T(2 - \frac{\rho_0^2 - 1}{\ln \rho_0}) + (c'\Delta T)^2(2 - \frac{\rho_0^2 - 1}{\ln \rho_0})}. \quad (2.12)$$

Упрощенные формулы:

а) При положительном перепаде температур,  $t_\theta \succ t_H$ :

$$\sigma_{\text{экв. н.}} = \frac{1}{\rho^2 - 1} \sqrt{3p_{\Gamma H}^2 + 3p_{\Gamma H}k_1\Delta t + k_1^2\Delta t^2}, \quad K_1 = \frac{\alpha_{t_3}E_{t_3}}{1 - \mu} \left( \frac{\rho^{*2} - 1}{2 \ln \rho^*} - 1 \right).$$

б) При отрицательном перепаде температур,  $t_\theta \prec t_H$ :

$$\sigma_{\text{экв. в.}} = \frac{\rho^{*2}}{\rho^{*2} - 1} \sqrt{3p_{\Gamma H}^2 + 3p_{\Gamma H}k_2\Delta t + k_2^2\Delta t^2}, \quad K_2 = \frac{\alpha_{t_3}E_{t_3}}{1 - \mu} \left( \frac{\rho^{*2} - 1}{2\rho^{*2} \ln \rho^*} - 1 \right).$$

## РАСЧЕТ ПО МЕТОДУ ПРЕДЕЛЬНЫХ НАГРУЗОК

Толщина стенки толстостенного цилиндра равна:

$$S = \frac{D}{2} (e^{\chi \sigma_{\text{дон}}} - 1), \quad (2.13)$$

$$S = (0,5D + c)(\rho_0 - 1) + c + c_1.$$

В случае умеренно толстостенных цилиндров ( $\rho_0 \leq 1,5$ ) упрощенная формула (2.13) для Р и S имеет вид:

$$P = 2\chi\sigma_{\text{дон}} \frac{D_H - D}{D_H + D}; \quad S = \frac{P \cdot D}{2\chi\sigma_{\text{дон}} - P};$$

$$D_H = \rho_0(D + 2c) + 2c_1. \quad (2.14)$$

Во многих случаях нельзя заранее установить значения  $\varepsilon_B$  металла и, следовательно, подсчитать коэффициент прочности  $\chi$  металла. Эксперименты показывают, что для случая  $\rho_0 \leq 3$  можно взять  $\chi = 1$  и считать толстостенные цилиндры по формулам:

$$[P] = [\sigma] \varphi \cdot \ln \frac{D_H}{D + 2C}; \quad (2.15)$$

$$S = \frac{D}{2} (10^{\frac{P}{2,3[\sigma]}} - 1). \quad (2.16)$$

Формулы (2.15) и (2.16) не пригодны для расчета цилиндров из аустенитных сталей и закаленной меди. В качестве исходной для получения расчетных формул в данном случае рекомендуется формула

$$P_B \cong 0,71\sigma_B \ln \rho_0. \quad (2.17)$$

Для сравнительно невысоких значений  $\rho_0 = 1,1 \div 1,2$ , распространенных в практике котлостроения, расхождение между результатами расчета по точной и приближенной формулам невелики, но уже при  $\rho_0 = 1,3 \div 1,4$  приближенная формула (2.14) дает заметное завышение толщины стенки.

В пределах  $1 > \rho_0 > 3$  рекомендуются формулы (2.15) и (2.16).

$$\ln \rho_0 = \frac{P}{\sigma_{дон} \varphi}.$$

## РАСЧЕТ МНОГОСЛОЙНЫХ СОСУДОВ И АППАРАТОВ

Учитывая, что слои многослойного сосуда могут быть выполнены из различных материалов, допускаемые напряжения определяются по средним величинам предела прочности и текучести

$$\sigma = \frac{\sigma_1 \cdot S_1 + \sigma_2 \cdot S_2 + \dots + \sigma_n \cdot S_n}{S_1 + S_2 + \dots + S_n}, \quad (2.18)$$

где  $\sigma_i$  и  $S_i$  – механические свойства материалов и толщина слоя  $i = 1, 2, \dots, n$ .

Толщина стенки определяется по формулам (2.13–2.17) или (2.9 - 2.12).

В то же время в многослойных сосудах, работающих при высоких температурах без наружной теплоизоляции, перепад температур по толщине стенки значительно больше, чем у однослойных. Соответственно выше и температурные напряжения. Это привело к необходимости включить в нормы расчета многослойных сосудов с температурой стенки выше  $200^\circ\text{C}$  проверку величины температурных напряжений на наружной поверхности.

Температурные напряжения  $(\sigma'_r, \sigma'_t, \sigma'_z)$  в многослойном сосуде в настоящее время рассчитываются по формулам для однослойного сосуда (2.5 - 2.7). В то же время температурный перепад подсчитывается по эмпирической формуле

$$\Delta T = 1,4S(T_B - T_{cp}), \quad (2.19)$$

где  $T_B$  – температура внутренней поверхности стенки;

$T_{cp}$  – температура наружной среды;

$S$  – толщина стенки в метрах.

Контактные давления на границах слоев  $r_i$  должны определяться по формуле (2.15).

## РАСЧЕТ ПЛОСКИХ ДНИЩ

В сосудах высокого давления применяются плоские и выпуклые (сферические и эллиптические) днища.

Толщина стенки плоского днища, исходя из максимальных кольцевых напряжений в центре пластины, рассчитывается по формуле

$$S_1 = 0,56D \sqrt{\frac{P}{\sigma_{дон}}}. \quad (2.20)$$

## РАСЧЕТ ПЛОСКИХ КРЫШЕК

При расчете плоских крышек применяются методы, которые мы использовали применительно к плоским днищам. Разница заключается в определении изгибающего момента.

В РТМ 12-65 и в ОН 26  $\frac{01-90}{02-117}$  69 плоские крышки рассчитываются по допускаемым напряжениям при изгибе по диаметральному сечению.

Формула для определения толщины имеет вид

$$S_2 = 0,45 \sqrt{\frac{3,8Q_b(D_b - D_{cp.n}) + D_{cp.n}^2 \cdot P}{(D_H - 2d_o - \sum d_i)\sigma_{дон}}} + C, \quad (2.21)$$

где  $Q_b$  – усилие, действующее на шпильки (см. табл. 2.1);

$d_o$  – диаметр отверстий под болты (шпильки);

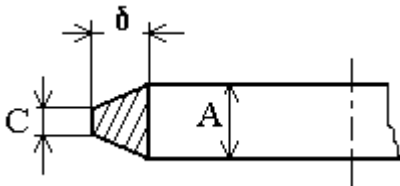
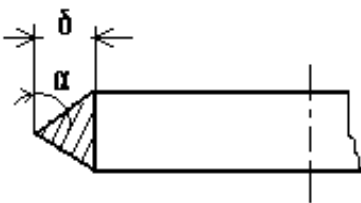
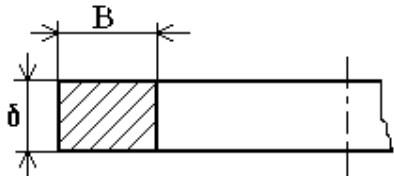
$\sum d_i$  – сумма диаметров технологических отверстий.

При этом допускаемое давление определяется с запасом по пределу текучести  $n_T = 1,5$ , по пределу прочности  $n_B = 2,6$ .

Формула (2.21) не учитывает ослабления крышки пазом под уплотнение. Согласно проведенному анализу для несущей способности плоской крышки в ослабленном сечении под затвор и предложена формула для определения толщины  $S_0$ :

$$S_0 = 0,45 \sqrt{\frac{3,8Q_b(D_b - D_{cp.n}) + PD_{cp.n}^2 \frac{1,5P}{[\sigma]}}{D_{cp.n}[\sigma]}} - \frac{6S_2^2(D_H - D_{cp.n} + 2d_o)}{D_{cp.n}}. \quad (2.22)$$

Таблица 2.1

Двухконусный обтюратор	Дельтообразный обтюратор	Плоская прокладка
<p>ГОСТ 28759.8-90</p>  <p>Т до 400<sup>0</sup>С и выше  <math>P_d \leq 55000-60000 \frac{кгс}{см^2}</math></p>	 <p><math>\alpha = 45^0</math> - угол конусности прокладки  <math>\alpha_k = 47^0</math> – угол конусности уплотнительной поверхности  <math>D_0</math> – внутренний диаметр обтюратора</p>	<p>ГОСТ 13722-78 ГОСТ 495-77</p> 

$Q_{\sigma} = Q_g + Q_B \sqrt{a^2 + b^2}$ $Q_g = \frac{\pi}{4} D_{cp.n}^2 \cdot P$ $Q_B = \frac{\pi D_{cp.n}}{2} A_{cp} \operatorname{tg}(\alpha - \rho) P$ или $Q_B = 0,06 g$ $D_{cp.n} = D + \frac{A - C}{2}$ $\alpha = 30^0$ $\rho = 15^0$	$Q_{\sigma} = Q_g + F_0$ $Q_g = \frac{\pi}{4} D_{cp.n}^2 P$ $F_0 = 0,5 \pi D_0 h_0 P_{pa\sigma} \operatorname{tg} \alpha_{\kappa}$	$\delta = 4 - 6 \text{ мм}$ $B = 6 - 20 \text{ мм}$ $T = \pm 0,200^0 C$ $P_0 \leq 16000 - 18000 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}$ $Q_{\sigma} = Q_g + R_n$ $Q_g = \frac{\pi}{4} D_{cp.n}^2 P$ $R_n = \pi D_{cp} B g$ $B \geq \frac{0,25 P \cdot D}{\sigma_{don} - g - 0,25 P}$ $D_{cp.n} = \frac{D_1 + D_2}{2}$ $D_1 = D + 0,5 B$ $D_2 = D + 2 B$ $\rightarrow \sigma_{don} = 0,75 \sigma_T$ при $\sigma_T \leq 2800 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}$ $\rightarrow \sigma_{don} = \sigma_T$
---	--	---

Формула (2.22) в ОН 26  $\frac{01-90}{02-117}$  69 принята в качестве проверочной.

Величины, входящие в формулы (2.21) и (2.22), приведены в таблице 2.1 (ГОСТ 28759.8-90, ОСТ 26.260.461-99, ГОСТ 10493-81).

Примечание.

При определении  $[\sigma] = \eta \sigma^*$

для  $\frac{P}{\sigma_B} \leq 0,07$ ,  $n_B = 2,6$ ;

для  $\frac{P}{\sigma_B} \geq 0,09$ ,  $n_B = 2,2$ .

Диаметр шпильки определяется по формуле

$$d_w = \sqrt{\frac{4 K Q_{\sigma}}{\pi Z [\sigma]}} + d_0. \quad (2.23)$$

$K = 1,0$  для затвора с двухконусным обтюратором,

$Z$  – число шпилек (8, 10, 12, 16, 20, 24, 28, 32),

$d_0$  – диаметр центрального отверстия, до М85х6  $d_0 = 12 \text{ мм}$ , выше -  $d_0 = 18 \text{ мм}$ .

## РАСЧЕТ ВЫПУКЛЫХ ДНИЩ (СФЕРИЧЕСКИХ И ЭЛЛИПТИЧЕСКИХ)

Выпуклые днища, работающие под внутренним давлением, если  $H_0/D \geq 0,25$  и

$(S_1 - C)/D \leq 0,1$  рассчитываются по формуле

$$S_1 = \frac{PD}{4\varphi[\sigma] - P} \cdot \frac{D}{2H_0} + C + C_1, \quad (2.24)$$

$\varphi$  – коэффициент ослабления днища

$\varphi = 1$  при  $\frac{d}{\sqrt{D(S_1 - C)}} \leq 0,4$ ;

$$\varphi = \frac{2}{1,25 \sqrt{D(S_1 - C)} + 1,5} \quad \text{при} \quad 0,4 < \frac{d}{\sqrt{D(S_1 - C)}} < 2,0 ;$$

$$\varphi = \frac{2}{\frac{d}{\sqrt{D(S_1 - C)}} + 2} \quad \text{при} \quad \frac{d}{\sqrt{D(S_1 - C)}} \geq 2,0 ,$$

где  $d$  – диаметр наибольшего отверстия.

Если  $H_0/D < 0,25$ , то такое днище называется слабовыпуклым и рассчитывается как плоское днище.

Общий алгоритм расчета аппарата высокого давления с учетом всех действующих нагрузок приведен на рисунке 2.1.

Начало

АВД(ДГЦ)-ДГЦК-II-320-3/2-30/10

диаметр нижней части корпуса-3000 мм, диаметр горловины и верхней части корпуса-2000 мм, высота нижней части-30000 мм, высота верхней части-10000 мм, днище-полусферическое, давление-32 МПа, среда-метанол, место строительства-Чукотский автономный округ, срок эксплуатации- $\tau=12$  лет. Выбор сборочных единиц и деталей. Конструктивный синтез аппарата.

Выбор конструкционных материалов: корпус аппарата, затвор, шпильки основного крепежа, внутренний защитный слой, опора, болтовые соединения. Технология изготовления корпуса, днища, крышки, фланцев, затвора, шпилек, опоры.

$$\sigma_T^{t=20^0C}, \sigma_{\sigma}^{t=20^0C}, \sigma_{\text{дон}}^{t=20^0C}, \sigma_{\text{дл.н}}^{t=20^0C}, \sigma_n^{t=20^0C}, \sigma_{\text{дон.тз}}^{t=20^0C}, E^{t=20^0C}, E_{\text{тз}}^{t=20^0C}, \varphi, C, \sigma_T^{t_3},$$

$$\sigma_{\sigma}^{t_3}, \sigma_{\text{дл.н}}^{t_3}, \sigma_n^{t_3}, \sigma_{\text{дон.мин}} = \left[ \frac{\sigma_{\sigma}}{n_{\sigma}}, \frac{\sigma_T}{n_T} \right] \text{ или } \left[ \frac{\sigma_T}{n}, \frac{\sigma_{\text{дл}}}{n_{\text{дон}}} \text{ или } \sigma_{\Pi} \right], \text{ где } n_T = 1,1$$

$$\text{Для многослойных } \sigma_{\text{дон.ср.}} = \frac{\sigma_{\text{дон.}} \cdot S_1 + \sigma_{\text{дон.}} \cdot S_2 + \dots + \sigma_{\text{дон.н}} \cdot S_n}{S_1 + S_2 + \dots + S_n}$$

При расчетной температуре  $\sigma_T^{t_3} \leq 280 \text{ МПа}, \sigma_{\text{дон}} = \sigma_T$ ,

$$\sigma_T^{t_3} > 280 \text{ МПа}, \sigma_{\text{дон}} = 0,35\sigma_T + 180 \text{ МПа}$$

Расчетная схема аппарата АВД

Выбор расчетных давлений  $P=1,1P_p$  или  $P_R=1,2P_p$  для  $\text{NH}_3$ ,  $\text{SO}_2$  и углеводородных фракций газов, давлений гидроиспытаний

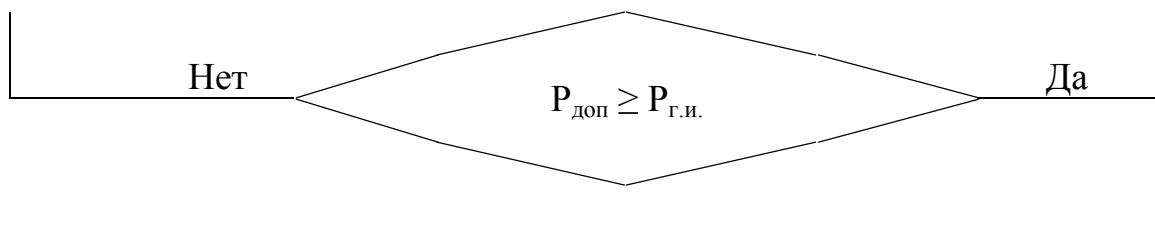
$$P_{\text{ГН}} = 1,25P_p \frac{\sigma_{\text{дон}}^{t=20^0C}}{\sigma_{\text{дон}}^{t-3}}$$

Расчет толщины цилиндрической стенки нижнего корпуса

$$S_{\text{ц.н.}} = 0,5D(\beta_n - 1) + C, \ln \beta_{\text{ц}} = P_{\text{Г.И.}} / (\sigma_{\text{дон.}}^{t_3} \cdot \varphi) \rightarrow \beta_n, S_{\text{ц.н.}} \rightarrow S_{\text{нГОСТ}}$$

Проверочный прочностной расчет

$$\beta_n^* = \frac{S_{\text{ГОСТ}} + 0,5D_a}{0,5D_a} \quad P_{\text{дон}} = \sigma_{\text{дон}}^{t_3} \cdot \varphi \cdot \ln \beta_n^*$$



Проверочный расчет с учетом температурных напряжений при

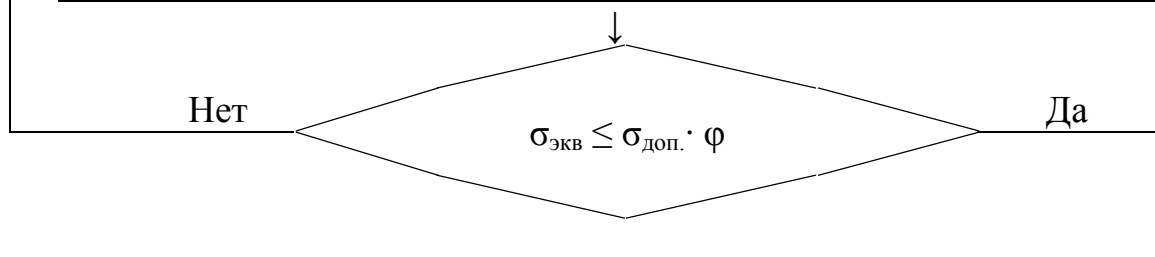
$$\Delta t = (T_{\text{в.ср.}} - T_{\text{н.ср.}}) \frac{D_{\text{н}} - D_{\text{в}}}{2} \cdot \frac{K}{\lambda},$$

для многослойных  $\Delta t = 1,4S \cdot (T_{\text{в}} - T_{\text{н.среды}})$

Эквивалентные напряжения на наружной поверхности

$$\text{а) } \sigma_{\text{экв.н.}} = \frac{1}{\beta^{*2} - 1} \sqrt{3P_{\text{гн}}^2 + 3P_{\text{гн}}k_1\Delta t + k_1^2\Delta t^2}, \quad K_1 = \frac{\alpha_{\text{тз}}E_{\text{тз}}}{1-\mu} \left( \frac{\beta^{*2} - 1}{2 \ln \beta^*} - 1 \right)$$

$$\text{б) } \sigma_{\text{экв.в.}} = \frac{\beta^{*2}}{\beta^{*2} - 1} \sqrt{3P_{\text{гн}}^2 + 3P_{\text{гн}}k_2\Delta t + k_2^2\Delta t^2}, \quad K_2 = \frac{\alpha_{\text{тз}}E_{\text{тз}}}{1-\mu} \left( \frac{\beta^{*2} - 1}{2\beta^{*2} \ln \beta^*} - 1 \right)$$

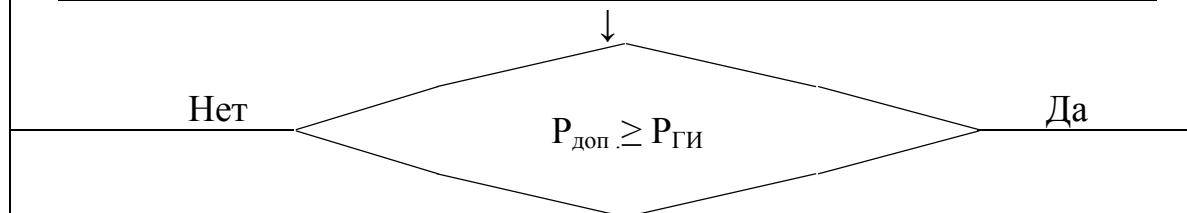


Расчет толщины цилиндрической стенки верхнего корпуса

$$\ln \beta_{\text{в}}^* = \frac{P_{\text{гн}}}{(\sigma_{\text{доп}}^{t_{\text{з}}} \cdot \varphi)} \rightarrow \beta_{\text{в}}^*; \quad S_{\text{ц.в.}} = 0,5D_2(\beta_{\text{в}}^* - 1) + C, \quad S_{\text{ц.в.}} \rightarrow S_{\text{в. ГОСТ}}$$

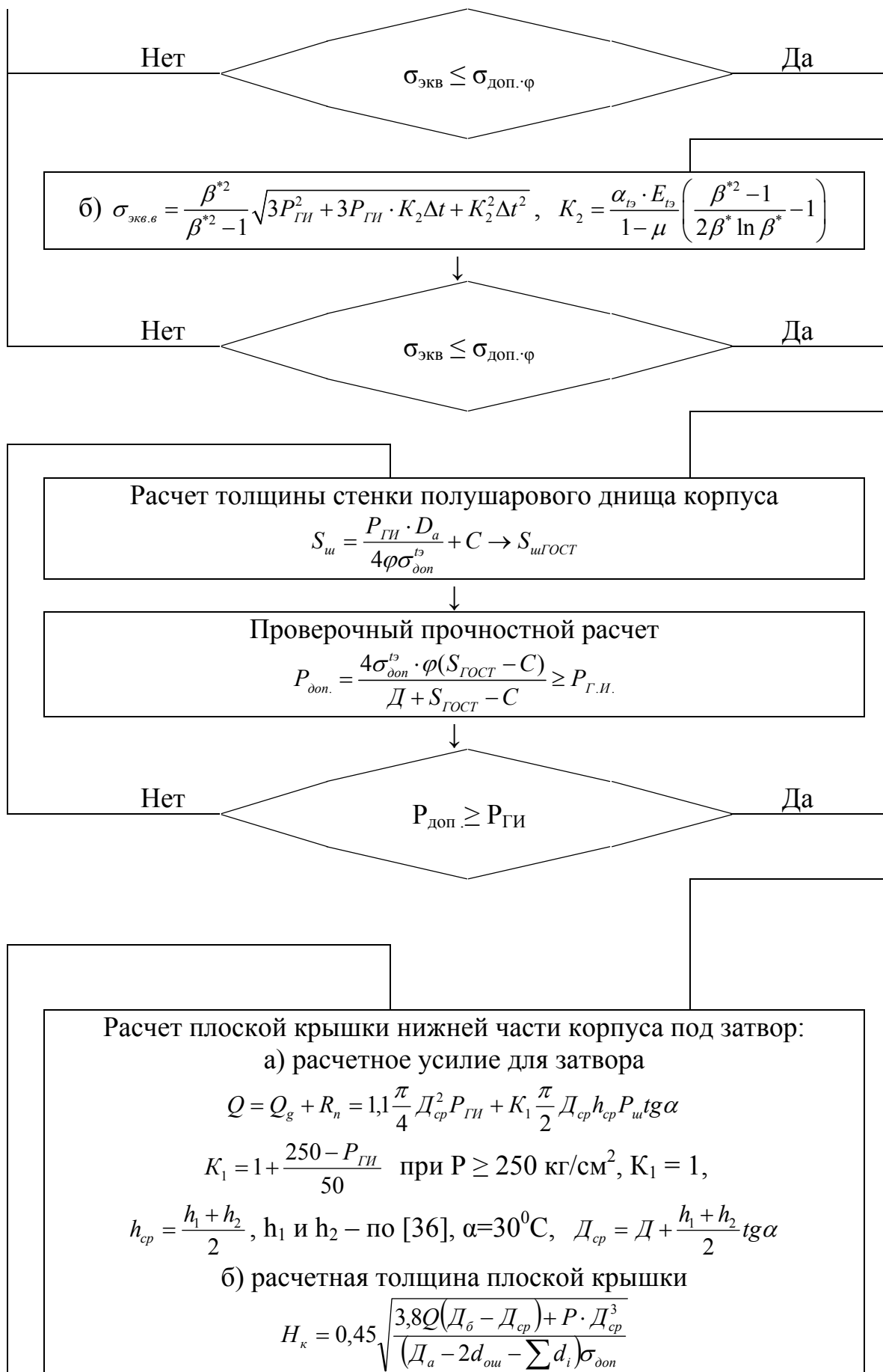
Проверочный прочностной расчет

$$\beta_{\text{в}}^* = \frac{S_{\text{в.ГОСТ}} + 0,5D_2}{0,5D_2}; \quad P_{\text{доп.}} = \sigma_{\text{доп}}^{t_{\text{з}}} \cdot \varphi \cdot \ln \beta_{\text{в}}^*$$



Проверочный расчет с учетом температурных напряжений при  $\Delta t$ :

$$\text{а) } \sigma_{\text{экв.н.}} = \frac{1}{\beta^{*2} - 1} \sqrt{3P_{\text{гн}}^2 + 3P_{\text{гн}} \cdot K_1\Delta t + K_1^2\Delta t^2}, \quad K_1 = \frac{\alpha_{\text{тз}} \cdot E_{\text{тз}}}{1-\mu} \left( \frac{\beta^{*2} - 1}{2 \ln \beta^*} - 1 \right)$$





Расчетная толщина плоского днища  $S_g = 0,45 D \sqrt{\frac{P}{\sigma_{дон} \varphi_0}} + C$

в) толщина крышки в месте расположения паза под затвор

$$H_n = 0,45 \sqrt{\frac{3,8Q(D_6 - D_{cp}) + P_{гн} \cdot D_{cp}^3 \frac{1,5P_{гн}}{\sigma_{дон}}}{D_{cp} \cdot \sigma_{дон}}} - 6H_k \frac{D_a - D_{cp} - 2d_{ош}}{D_{cp}}$$

Нет

$$H_k - H_n \geq 1,1h_1$$

Да

Расчет шпилек  $d_{cp} = \sqrt{\frac{4K_2K_3Q}{\pi Z \sigma_{дон}}} + d_M^2 \rightarrow d_{cp.ГОСТ}$   
 $K_2 = 1, K_3 = 1,3$

Конструктивные размеры фланца:

а) диаметр болтовой окружности

$$D_6 = \max[D_6 = D + d_p + 2m; D_6 = \frac{t}{\sin \frac{180}{Z}}],$$

где  $m \geq 0,5d_p$ ,  $t \geq 2,2d_p$ ,  $d_p$  – диаметр отверстия под шпильку;

б) наружный диаметр фланца  $D_n \geq D_6 + 2d_p$

Нет

$$\frac{D_6 - D}{D_n - D} \leq 0,6$$

Да

Исполнительная толщина фланцевого кольца

$$H_{cp} \geq 2K \sqrt{\frac{M \sigma_{дон}}{(\sigma_{дон} \cdot K^2 - P_{гн}^2) \cdot (D_n - D - 2d_{ош})}} + C$$

Высота фланца  $H_\phi \geq 0,85 \frac{D_{cp} - D}{2}$

Расчетная (предварительная) толщина сферической крышки  
нижней части корпуса

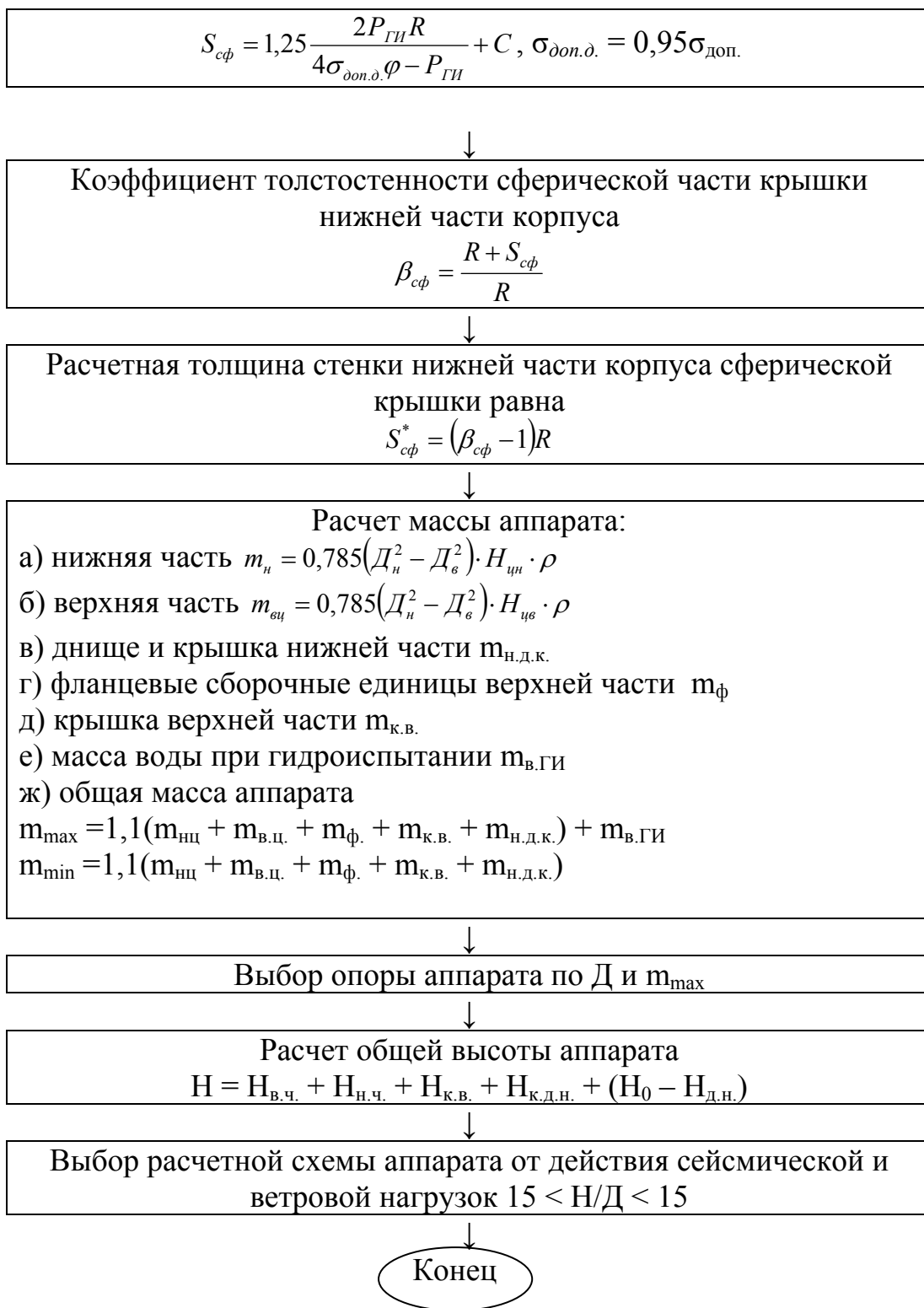


Рис. 2.1. Примерный алгоритм расчета аппарата высокого давления

## **ГЛАВА 3**

### **КОЛОННЫЕ АППАРАТЫ И РЕАКТОРЫ**

#### **3.1. КОЛОННЫЕ АППАРАТЫ. ОБЩИЕ ВОПРОСЫ И ВОПРОСЫ ДЛЯ ПРОВЕРКИ ЗНАНИЙ [1-3,5-7,9,11- 15, 21, 24 – 26,29,31,32,37-40,43]**

В химической, нефтехимической и пищевой промышленности на долю колонной аппаратуры, а также других сооружений башенного типа (силосов, бункеров, дымовых и вентиляционных труб) приходится около 20% от общего количества оборудования. При их проектировании, наряду со статистическими нагрузками (внутренним и наружным давлением, осевой сжимающей силой), необходимо учитывать и динамические воздействия (ветровую и сейсмическую силы, колебания давлений в аппарате и температур его стенки).

#### **УСТРОЙСТВО КОЛОННЫХ АППАРАТОВ**

##### *Разделы, подлежащие изучению*

*Классификация массообменных колонн. Типаж, нормализация и стандартизация колонных аппаратов (тарельчатых и насадочных). Основные узлы и детали (тарелки, насадки, корпуса, днища, крышки, люки и лазы, лапы и опоры, оросители). Сопоставление и выбор контактных устройств.*

#### **УСТРОЙСТВО РЕАКТОРОВ**

##### *Разделы, подлежащие изучению*

*Конструкционные типы реакторов. Классификация реакторов колонного типа. Типаж колонн высокого давления, катализаторные коробки. Тарелки и насадки. Пусковые электроподогреватели. Теплообменники и котлы-утилизаторы.*

#### **РАСЧЕТ КОНСТРУКТИВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ**

##### *Разделы, подлежащие изучению*

*Теоретические основы расчета пластины. Расчетные уравнения для определения толщины тарелки и величины ее прогиба. Расчет каркаса тарелки. Подбор и расчет люков и лазов. Теоретические основы расчета аппарата на ветровую и сейсмическую нагрузки. Расчет стенки аппарата в месте крепления лап.*

## 3.2. ИНЖЕНЕРНАЯ МЕТОДИКА РАСЧЕТА КОЛОННЫХ АППАРАТОВ

### РАСЧЕТ АППАРАТОВ НА ВЕТРОВУЮ НАГРУЗКУ

Выбираем расчетную схему колонного аппарата:

- а) при  $\frac{H}{D} < 15$  расчетная схема принимается в виде упругозащемленного стержня (рис. 3.1 а);
- б) при  $\frac{H}{D} \geq 15$  расчетная схема принимается в виде консольного стержня с жесткой заделкой (рис. 3.1 б).

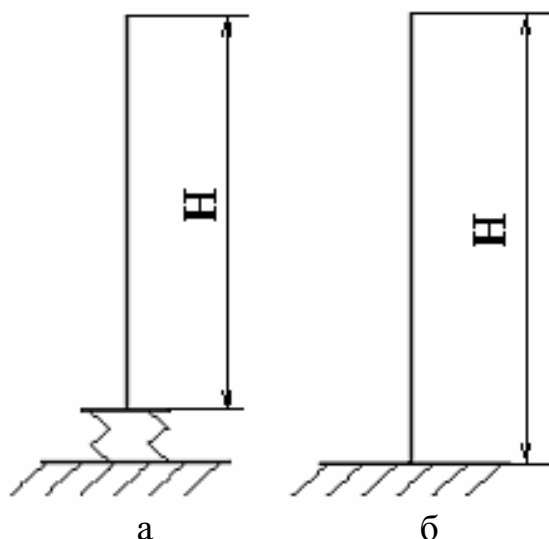


Рис. 3.1. Расчетные схемы закрепления колонных аппаратов

Для аппаратов с переменным по высоте сечением в качестве  $D$  принимаем:

$$D = \frac{2}{H^2} \sum_{i=1}^n D_i h_i \left( \sum_{1}^{i-1} h_{i-1} + \frac{h_i}{2} \right). \quad (3.1)$$

Если аппарат имеет изоляцию, то  $D = D_{\text{из}}$ .

При расчете условно разбиваем по высоте аппарат на участки (каждый не более 10 метров), вес участка принимается сосредоточенным в середине каждого участка; ветровая нагрузка, равномерно распределенная по высоте аппарата, заменяется сосредоточенными силами, приложенными в середине участка. Ветровая нагрузка определяется величиной нормативного скоростного напора ( $g$ ) ветра на  $h = 10$  м, которая различна для отдельных районов страны (табл. 3.1).

Таблица 3.1

Район	I	II	III	IV	V	VI	VII
$g^* \cdot 10^2$ мН/м <sup>2</sup>	0,027	0,035	0,045	0,055	0,070	0,085	0,100

Увеличение скоростного напора с высотой колонны учитывается введением коэффициента возрастания скоростного напора  $\theta$ .

$$g_i = g^* \theta . \quad (3.2)$$

Кроме увеличения скоростного напора с высотой учитывается также динамическое воздействие порывов ветра, колебания аппарата и явления резонанса при этом, все это учитывается введением динамического коэффициента увеличения скоростного напора

$$\beta_i = 1 + \varepsilon m_i , \quad (3.3)$$

где  $\varepsilon$  - коэффициент динамичности (при  $T \leq 0,25$ с  $\varepsilon$  принимается равным 1);  
 $m_i$  – коэффициент пульсаций скоростного напора по высоте.

Период собственных колебаний  $T$  определяется для максимального и минимального веса аппарата;

а) для аппаратов постоянного сечения

$$\text{при } \frac{H}{D} \geq 15 \quad T = 1,79H \sqrt{\frac{GH}{E'Ig}} . \quad (3.4)$$

Здесь  $I$  – момент инерции верхнего основного металлического поперечного сечения аппарата относительно центральной оси, м<sup>4</sup>;

$H$  – высота аппарата, м;

$g$  – ускорение силы тяжести, м/с<sup>2</sup>;

$$\text{при } \frac{H}{D} < 15 \quad T = 1,79 \sqrt{\frac{G}{g} \left( \frac{H}{E'I} + 4\varphi_0 \right)} ,$$

где  $\varphi_0$  - угол поворота опорного сечения.

а) для аппаратов переменного сечения

$$\text{при } \frac{H}{D} \geq 15 \quad T = 4,45 \sqrt{\frac{i \sum_{i=1}^n G_i x_i^4}{IEgH}} ; \quad (3.5)$$

$$\text{при } \frac{H}{D} < 15 \quad T = 6,28H \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n G_i K_i^2}{g \left( \frac{H}{IE'3} + \varphi_0 \right)}} . \quad (3.6)$$

Здесь

$$K_i = \frac{H}{3EI} A_i + \varphi_0 \cdot a_i,$$

$$a_i = \frac{x_i}{H},$$

$$\varphi_0 = \frac{1}{C_A I_\Phi},$$

$$I_\Phi = 1,3 I_k,$$

$$C_A = 50 \frac{Mn}{M^3},$$

$K_i$  – относительное перемещение центров тяжести участков;

$a_i$  – относительные координаты центров тяжести участков;

$\varphi_0$  – угол поворота опорного сечения;

$x_i$  – расстояние от середины  $i$  – го участка до основания аппарата;

$I_\Phi$  – момент инерции подошвы фундамента относительно центральной оси;

$C_\Phi$  – коэффициент неравномерного сжатия грунта.

Горизонтальная сила от действия ветра на  $i$  – м участке равна:

$$P_i = 0,6 \beta_i g_i D_i h_i. \quad (3.7)$$

Изгибающий момент от ветровой нагрузки на высоте  $x_0$  от основания аппарата равен

$$M_B = \sum_{i=1}^{n=n_0} P_i x_i, \quad (3.8)$$

здесь  $n_0$  – число участков, расположенных ниже высоты расчетного сечения  $x_0$ .

Для аппаратов с площадками обслуживания

$$M_{BO} = M_B + \sum_{i=1}^n M_{B_i n_i}, \quad (3.9)$$

здесь  $\sum_{i=1}^n M_{B_i n_i}$  – изгибающий момент, учитывающий только наличие площадок обслуживания.

Изгибающий момент от действия ветра на одну площадку, расположенную на высоте  $x_{ni}$

$$M_{Bn_i} = 1,4 \beta_i g_i x_{ni} \sum_{i=1}^n F_{ni}, \quad (3.10)$$

здесь  $\sum_{i=1}^n F_{ni}$  – сумма проекций элементов площадки, расположенных вне зоны аэродинамической тени, на вертикальную плоскость, м.

Определив  $M_{B0}$ , проводим проверку аппаратов на устойчивость по формуле:

$$\frac{\sigma_c}{\sigma_{cd}} + \frac{\sigma_u}{\sigma_{ud}} + \frac{P_H}{P_{Hd}} \leq 1, \quad (3.11)$$

где  $\sigma_c = \frac{N}{\pi D(S_0 - C)}$  - расчетное осевое сжимающее напряжение от действия осевой сжимающей силы N;

$\sigma_{cd} = K_c E \frac{S - C}{D}$  - допускающее осевое сжимающее напряжение;

$\sigma_u = \frac{4M_{BO}}{\pi D^2(S - C)}$  - расчетное изгибающее напряжение от действия изгибающего момента;

$\sigma_{ud} = KE \frac{S - C}{D}$  - допускаемое напряжение при действии изгибающего

момента;

$P_H$  - расчетное наружное давление;

$P_{Hd}$  - допускаемое наружное давление, определяемое для данной обечайки геометрическими и прочностными условиями.

## ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ РАСЧЕТА ОПОР

1. Выбираем толщину цилиндрической или конической стенки опоры, которую рекомендуется принять равной толщине стенки аппарата, но не менее 6-8 мм.

2. Принятую толщину стенки проверяем на прочность и устойчивость

$$\frac{\sigma_c}{\sigma_{cd}} + \frac{\sigma_u}{\sigma_{ud}} \leq 1. \quad (3.12)$$

3. Проверяем на сжатие и изгиб сварной шов в месте крепления опоры к аппарату

$$\sigma_{c \max} < \sigma_{cd}; \quad \sigma_{u \max} < \sigma_{ud}.$$

4. Определяем размеры опорного кольца:

а)  $D_B = D - 0,06$ ;

б)  $D_H = D + 2S + 0,2$ .

Здесь  $D_B$ ,  $D_H$ ,  $D$  – соответственно, внутренний и наружный диаметры кольца и аппарата, м.

в) Определяем опорную площадь кольца в момент сопротивления площади сечения

$$F = \frac{\pi}{4}(D_H^2 - D_B^2), \quad (3.13)$$

$$W = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{(D_H^2 - D_B^2)}{D_H}. \quad (3.14)$$

5. Определяем максимальные напряжения сжатия на опорной поверхности кольца

$$\sigma_{\max} = \frac{N_{\max}}{F} + \frac{M_{BO \max}}{W} \leq [\sigma]_{сж}. \quad (3.15)$$

Здесь  $N_{\max}$ ,  $M_{\max}$  – максимальная сжимающая сила и изгибающий момент при гидравлическом испытании аппарата;

$[\sigma]_{\text{сж}}$  – допускаемое напряжение сжатия.

Если условие не обеспечивается, уменьшаем  $D_B$  и ставим ребра жесткости аналогично наружным.

6. Определяем номинальную расчетную толщину кольца

$$S_k = 1,73\ell \sqrt{\frac{\sigma_{\max}}{\sigma_{ud}}} \geq 12 \text{ мм}. \quad (3.16)$$

Здесь  $\ell$  – расстояние от выступающей части кольца до  $D_{\text{НО}}$  или  $D_{\text{ВО}} + 2S$ .

Проверочные расчеты выполняются для:

1. Расчетных поперечных сечений каждой части корпуса при разных диаметрах и толщинах стенок.
2. Поперечного сечения корпуса в месте присоединения к нему обечайки опоры.
3. Сварного шва в месте присоединения обечайки опоры к корпусу.
4. Поперечного сечения обечайки опоры в месте наибольших вырезов.
5. Поперечного сечения основания обечайки опоры.
6. Корпуса при рабочих условиях.

Продольные меридиональные напряжения на наветренной стороне ( $\sigma_{x1}$ ) равны

$$\sigma_{x1} = \frac{P_R(D+S)}{4(S-c)} - \frac{P_{lx0}}{\pi D(S-c)} + \frac{4M_{x0}}{\pi D^2(S-c)}. \quad (3.17)$$

Продольные меридиональные напряжения на подветренной стороне ( $\sigma_{x2}$ ) равны

$$\sigma_{x2} = \frac{P_R(D+S)}{4(S-c)} - \frac{P_{lx0}}{\pi D(S-c)} - \frac{4M_{x0}}{\pi D^2(S-c)}. \quad (3.18)$$

Кольцевые напряжения

$$\sigma_{y_{r,k}} = \frac{P_R \cdot (D+S)}{[2(S-c)]}. \quad (3.19)$$

Эквивалентные напряжения на наветренной стороне ( $\sigma_{E1}$ ):

$$\sigma_{E1} = \sqrt{\sigma_{x1}^2 - \sigma_{x1} \cdot \sigma_y \frac{\varphi_T}{\varphi_p} + \left( \sigma_y \cdot \frac{\varphi_T}{\varphi_p} \right)^2}. \quad (3.20)$$

При  $\sigma_{x1} < 0$ , то  $\varphi_T = 1$ ;  $\sigma_y < 0$ , то  $\varphi_T = 1$ .

Эквивалентные напряжения с подветренной стороны:

$$\sigma_{E2} = \sqrt{\sigma_{x2}^2 - \sigma_{x2} \cdot \sigma_y \frac{\varphi_m}{\varphi_p} + \left( \sigma_y \cdot \frac{\varphi_m}{\varphi_p} \right)^2}. \quad (3.21)$$



## РАСЧЕТ НА УСТОЙЧИВОСТЬ ПРОТИВ ОПРОКИДЫВАНИЯ ОТ ВЕТРОВОЙ НАГРУЗКИ

1. Определяем величину расчетного напряжения

$$\sigma = \frac{N_{\max}}{F} - \frac{M_{BO \max}}{W}. \quad (3.22)$$

1) Если  $\sigma \geq 0$ , то следует определить коэффициент устойчивости  $K_y$

$$K_y = 0,42 \frac{ND_H}{M_{BO}} \geq 1,5. \quad (3.23)$$

$K_y > 1,5$ , аппарат устойчив и фундаментальные болты устанавливать необязательно (для правильной установки, относительно трубопроводов, аппарат фиксируется только четырьмя болтами М24).

2) Если  $\sigma < 0$ , то аппарат неустойчив и необходимо установить фундаментные болты. Нагрузка на фундаментные болты равна

$$P_b = 0,785(D_H^2 - D_B^2)\sigma. \quad (3.24)$$

Нагрузка, приходящаяся на один болт, равна

$$P_{b_1} = \frac{P_b}{Z}. \quad (3.25)$$

Расчетный внутренний диаметр резьбы болта равен

$$d_B = \sqrt{\frac{4P_{b_1}}{\pi[\sigma]}} + C_M, \quad (3.26)$$

где  $C_M = 2$  мм – прибавка на коррозию.

Диаметр болтовой окружности равен

$$D_b = D + 2S + 0,12m, \text{ для } d_b \ll 30 \text{ мм},$$

$$D_b = D + 2S + 4d_b, \text{ для } d_b > 30 \text{ мм}.$$

Отсюда

$$D_H = D_b + 3d_b.$$

## РАСЧЕТ АППАРАТОВ НА СЕЙСМИЧЕСКУЮ НАГРУЗКУ

В тех случаях, когда аппарат устанавливается в географическом районе, подверженном землетрясениям, имеется опасность потери его устойчивости и падения. Сила землетрясения оценивается в баллах. Для различных категорий сооружений в зависимости от их особенностей установлена расчетная сейсмичность в девять баллов. Как правило, сооружения для районов с сейсмичностью до 6 баллов включительно, проектируют без учета сейсмичности.

Расчет на сейсмическую нагрузку, так же как и ветровую нагрузку, производят, исходя из положений ГОСТ 51273-99; 51274-99 «Сосуды и аппараты», «Нормы и методы расчета на прочность».

Выбор расчетной схемы в зависимости от отношения  $\frac{H}{D}$ , а также условная разбивка аппарата на участки производится аналогично расчету на ветровую нагрузку. Сила тяжести каждого участка  $G_i$  принимается сосредоточенной в середине участка, а сейсмические силы прикладываются горизонтально в тех же точках. Величина сейсмической силы в середине  $i$ -го участка аппарата определяется:

$$\text{при } \frac{H}{D} > 15 \quad P_i = K_c \beta G_i x_i^2 \frac{\sum_{i=1}^n G_i x_i^2}{\sum_{i=1}^n G_i x_i^4}, \quad (3.27)$$

$$\text{при } \frac{H}{D} < 15 \quad P_i = K_c \beta G_i K_i \frac{\sum_{i=1}^n G_i K_i}{\sum_{i=1}^n G_i K_i^2}, \quad (3.28)$$

где  $K_c$  – сейсмический коэффициент, выбирается из таблицы 3.2.

Таблица 3.2

Расчетная сейсмичность, баллы	7	8	9
$K_c$	0,025	0,050	0,100

$\beta$  - коэффициент динамичности (изменяется от 0,5 до 5);

$G_i$  - сила тяжести  $i$  – го участка до основания аппарата.

Расчетный изгибающий момент от сейсмической нагрузки, при учете только первой формы колебаний (период собственных колебаний  $T \leq 0,6$  с) в нижнем сечении опоры аппарата, определяется по формуле:

$$M_c = \sum_{i=1}^n P_i x_i. \quad (3.29)$$

В том же сечении опоры аппарата расчетный изгибающий момент от сейсмической нагрузки с учетом влияния высших форм колебаний (при  $T \geq 0,6$  с) равен:

$$M_{ci} = 1,25 M_c. \quad (3.30)$$

Следует иметь в виду, что при расчете аппаратов на сейсмическую нагрузку необходимо учитывать и ветровую нагрузку.

Суммарный расчетный изгибающий момент  $M_{\text{сум}}$ , действующий на аппарат от ветровой и сейсмической нагрузок, определяется по формуле:

$$M_{\text{сум}} = M_c + M_v, \quad (3.31)$$

где  $M_c$  – расчетный изгибающий момент от сейсмической нагрузки;  
 $M_B$  – расчетный изгибающий момент от ветровой нагрузки.

При гидроиспытаниях:  $M_{\text{сум}} = M_c + 0,6 \cdot M_B$ .

При расположении аппарата внутри помещения:  $M_{\text{сум}} = M_c + M_{\text{изг}}$ ,

где  $M_{\text{изг}}$  – момент от эксцентрично подвешенных к колонне аппаратов и трубопроводов.

Определение максимальных и минимальных приведенных нагрузок при выборе стандартных опор:

$$Q_{\text{max}} = \frac{4M_1}{D} + G_{\text{occ}} \quad (\text{при рабочих условиях}), \quad (3.32)$$

$$Q_{\text{max}} = \frac{4M_2}{D} + G_{\text{occ}} \quad (\text{при гидроиспытаниях}), \quad (3.33)$$

$$Q_{\text{max}} = \frac{4M_{31}}{D} + G_{\text{occ}} \quad (\text{при монтаже}), \quad (3.34)$$

где  $G_{\text{occ}}$  – осевая сжимающая сила.

В случае установки группы аппаратов на одном фундаменте и при жесткой связи их между собой в горизонтальном направлении общий для всех аппаратов период собственных колебаний определяется по формуле

$$T = 3,14 \sqrt{\frac{\sum \sigma_i H_i^2}{g C_\phi I_\phi}}, \quad (3.35)$$

где  $I_\phi = 1,7 \sum_{i=1}^n I_{k_i}$ .

$I_\phi$  – момент инерции подошвы общего фундамента относительно центральной оси,  $\text{м}^4$ ;

$I_{k_i}$  – момент инерции сечения фундаментального кольца аппарата.

## МЕТОДИКА КОНСТРУКТИВНОГО СИНТЕЗА КОЛОННОГО АППАРАТА

1. Согласно материальному и тепловому балансу, технологическому и теплотехническому расчетам определяются значения массовых и тепловых расходов (потоков), диаметры аппаратов и штуцеров, число, тип контактных ступеней и поверхности теплообмена. По расходным значениям газового, жидкого или твердого дисперсного потоков при заданных (оптимальных) значениях скоростей рассчитываются диаметры штуцеров для ввода и вывода фаз. Последние приводятся к ближайшему по величине значению в ряду диаметров по ГОСТ.
2. По значению диаметра аппарата подбирают из каталогов или другой нормативной документации рубашку, днище, крышку аппарата, которые вместе с цилиндрической обечайкой контактных ступеней образуют корпус аппарата. Определяют общую высоту колонного аппарата.

## Определение общей высоты колонного аппарата

Общая высота колонны определяется по уравнению:

$$H_{\Sigma} = H_{кр} + H_{сеп} + H_m + H_{куб} + H_{оп}, \quad (3.36)$$

где  $H_{кр}$  – высота стандартной крышки аппарата;  
 $H_{сеп}$  – высота сепарационной части аппарата (обычно 1,5 -2,5 м);  
 $H_m$  – высота тарельчатой части колонны;  
 $H_{куб}$  – высота кубовой части колонны (обычно 2,0 -3,5 м);  
 $H_{оп}$  – высота стандартной опорной конструкции.

Высота тарельчатой части колонны, в свою очередь, определяется по формуле:

$$H_m = (n-1)h_m, \quad (3.37)$$

где  $h_m$  – высота одной контактной ступени (расстояние между соседними тарелками, или решетками);

$n$  – число контактных ступеней.

а) для тарельчатых цельносварных колонн  $h_m$  принимается в зависимости от диаметра аппарата в пределах от 600 до 1200 мм;

б) для насадочных колонн

$$h_m = (1 \div 5)D_s.$$

- По значению диаметра аппарата подбирают контактное устройство (тарельчатое или насадочное), опорный каркас под него и расстояние между контактными ступенями.
- По величинам диаметров штуцеров подбирают стандартные штуцера для ввода и вывода фаз.
- В соответствии с диаметром ( $D \leq 1500 \div 1800$  мм) аппараты выполняют разъемными, при  $D \geq 2000 \div 4000$  мм – предпочтительна цельносварная конструкция. При выполнении разъемного аппарата подбираются тип фланцевого соединения и обтюратор.
- Для обслуживания тарелок и насадки подбираются люки (лазы): для диаметра аппарата до 1500÷1800 мм – диаметр люка подбирается по нормативной литературе.
- Штуцера КИПиА, устройства визуального наблюдения подбираются по спецификациям на датчики и приборы и устройства для отбора проб и визуального наблюдения.
- Штуцера под предохранительные клапаны и мембраны выбираются под расчетный диаметр выпускного отверстия. Тип мембраны и ее толщина, тип клапана и их диаметры определяются при проведении технологического и прочностного расчетов.
- Тип внутреннего или наружного теплообменного устройства определяется при выполнении теплотехнического расчета, выбор и размещение теплообменных поверхностей осуществляется либо в период

конструктивного синтеза, либо при эскизной проработке конструкции аппарата.

10. Выбор типа устройства для сепарации и эффективность его работы определяют при технологическом расчете, размещение внутреннее или наружное – при конструктивном синтезе.
11. Для обслуживания датчиков и устройств КИП и А, осмотра и ремонта тарелок, сепараторов и других устройств на аппарат посредством опоры на кронштейны устанавливаются площадки обслуживания, соединяющиеся между собой лестницами.
12. Выбор площадок обслуживания осуществляется согласно санитарным нормам и правилам.
13. Выбор опоры осуществляется по максимальной нагрузке от веса и изгибающего момента аппарата в рабочих условиях или при гидроиспытаниях.
14. После выбора согласно базовой блок-схеме аппарата нестандартных, стандартных и нормализованных конструктивных элементов, узлов и устройств проводится его конструктивный синтез, в ходе которого графически осуществляется сначала последовательная стыковка конструктивных элементов корпуса (цилиндрических обечаек, контактных ступеней, крышки, днища и опоры), затем его оснащают необходимыми наружными (штуцерами, люками, предохранительными устройствами, подъемным устройством, площадками обслуживания, лестницами и т.д.) и внутренними (тарелками, теплообменниками и опорами под них) узлами и устройствами.
15. По результатам конструктивного синтеза определяют высоту аппарата, ориентировочные значения толщин стенок и вес аппарата, последние уточняются в ходе выполнения прочностного (конструктивного и проверочного) расчета аппарата. По величине максимальной приведенной нагрузки и диаметру аппарата выбирается опора.

### **МЕТОДИКА МЕХАНИЧЕСКОГО РАСЧЕТА КОЛОННОГО АППАРАТА, РАБОТАЮЩЕГО ПОД ВАКУУМОМ ИЛИ НАРУЖНЫМ ДАВЛЕНИЕМ**

1. Формируются исходные данные, включающие информацию о виде аппарата, конструкционных материалах и их прочностных характеристиках.
2. Составляется расчетная схема аппарата.
3. Определяются условия эксплуатации, диапазон изменений давления, температуры и концентраций сред.
4. Выбираются конструкционные материалы в соответствии с условиями эксплуатации и определяются их прочностные характеристики.
5. Производится определение расчетных нагрузок:
  - а) расчетных давлений и давлений гидроиспытаний, пневмоиспытаний;

- б) осевой сжимающей силы в условиях монтажа, в рабочих условиях и при гидроиспытаниях;
- в) изгибающих моментов при монтаже, в рабочих условиях и при гидроиспытаниях.
6. Рассчитываются толщины стенок в статических условиях нагружения:
- а) расчет толщин стенок под внутренним давлением,
- б) расчет толщин стенок под вакуумом или наружным давлением с учетом усиления стенок аппарата кольцами жесткости,
- в) расчет толщин стенок под действием осевой сжимающей силы,
- г) расчет толщин стенок под действием изгибающих моментов.
7. Выполняются конструктивный и проверочный расчеты колец жесткости.
8. Выполняется проверочный расчет на прочность корпуса колонны с наветренной и подветренной сторон.
9. Проводится расчет укрепления отверстий под люки, лазы, смотровые окна и штуцера.
10. Проводится расчет фланцевых соединений.
11. Выполняется расчет тарелок и их опорных конструкций.

### ***Расчет тарелок колонных аппаратов***

Полотно тарелок колонных аппаратов представляется в виде заземленных или свободно опертых пластин.

а) для пластины, заземленной по контуру

$$\sigma_{\text{эв. max}} = 3/4 \frac{PR^2}{h^2} \leq \sigma_{\text{дон.}} \quad (3.38)$$

$$S = h \geq K_1 D \sqrt{\frac{P}{\sigma_{\text{дон}} \cdot \varphi_0}} + c, \quad (3.39)$$

где  $P = \frac{G_T + G_{\text{ж}}}{F_T}$ ,  $G_T$ ,  $G_{\text{ж}}$  – соответственно вес тарелки и вес жидкости на тарелке,

$F_T$  – площадь тарелки,  $\varphi_0 = (t - d)/t$  – коэффициент ослабления тарелки отверстиями,  $t$  – шаг между отверстиями,  $d$  – диаметр отверстия,  $K_1=0,432$ .

Прогиб тарелки

$$y = \frac{PR^4}{64D^*} = \frac{12(1-\mu^2)PR^4}{64Eh^3} = \frac{3(1-\mu^2)PR^4}{16Eh^3} = 0,17 \frac{PD^4}{16Eh^3}, \quad D^* = \left( \frac{12(1-\mu^2)}{Eh^3} \right)^{-1}. \quad (3.40)$$

С учетом прибавки на коррозию и с учетом промышленных данных

$$y = K^* \frac{D^4 P}{E'(h-c)^3}, \quad (3.41)$$

где  $K^* = 0,01$

$$3 \text{ мм} \leq y \leq \frac{1}{500} D.$$

б) для пластины, свободно опертой по контуру

$$\sigma_{\max} = \pm \frac{3}{8} \left( 3 + \frac{1}{\mu} \right) \frac{PR^2}{h^2} \leq \sigma_{\text{дон}} \quad (3.42)$$

$$S = h = K_2 D \sqrt{\frac{P}{\sigma_{\text{дон}} \cdot \varphi_0}}, \quad (3.43)$$

где  $K_2 = 0,765$

в) для пластины, имеющей опоры, кроме опоры по окружности (тарелка, состоящая из секторов)

$$S = h \geq K \cdot b \cdot \sqrt{\frac{P}{\sigma_{\text{дон}} \cdot \varphi_0}}. \quad (3.44)$$

$K = K_1$  – для жестко заделанного сектора тарелки,

$K = K_2$  – для свободно опертого сектора тарелки.

$$\text{Прогиб сектора тарелки } y = K^* \frac{b^4 \cdot P}{E' (h - c)^3}. \quad (3.45)$$

$K^* = 0,01$  при жесткой заделке сектора

$K^* = 0,045 - 0,143$  при жесткой заделке сектора при отношении сторон сектора  $a/b = 1 - 5$

$K^* = 0,044$  при свободной заделке сектора.

### **Расчет опорных балок**

Расчетный момент сопротивления балки:

$$W_{\bar{o}} = \frac{M_{\bar{o}}}{\sigma_{\text{дон.б}}}. \quad (3.46)$$

Расчетный момент инерции балки при допуске относительном прогибе ее, равном 0,0005 м, ( $\text{м}^4$ ):

$$J_{\bar{o}} = 26 m_{\bar{o}} g l^2 / E, \quad (3.47)$$

где  $l$  – длина балки, м;  $b$  – расстояние между смежными балками, м.

$$M_0 = 0,125 m_0 g l,$$

$$m_0 = \frac{4lb}{\pi D^2} \cdot (m_{\text{тв}} + \rho_{\text{жс}} h_{\text{жс}}). \quad (3.48)$$

12. Проводится проверочный расчет колонны на устойчивость:

а) секции корпуса по допустимому наружному давлению,

б) корпуса колонны на общую устойчивость.

13. Выполняется расчет опорной конструкции.

14. Осуществляется расчет колонны в динамических условиях с учетом малоциклового нагружения (см. главу 4).

### **Вопросы для самопроверки**

1. Варианты закрепления решеток в колонных аппаратах.
2. Расчетные схемы пластин.
3. Вывод дифференциального уравнения пластины.

4. Вывод расчетных формул для определения угла поворота и прогиба пластины.
5. Расчет эквивалентных напряжений и определение толщины пластины или решетки.
6. Определение нагрузок, действующих на каркас тарелки. Расчет опорных балок.
7. Как подбираются люки и лазы для колонных аппаратов? Методика расчета люка или лаза.
8. Способы закрепления и промежуточного опирания колонн.
9. Расчетные схемы колонных аппаратов при действии осевой сжимающей, ветровой и сейсмической сил.
10. Определение сейсмических нагрузок, действующих на колонну.
11. Определение динамических нагрузок, действующих на колонну.
12. Проверка общей устойчивости колонны.
13. Подбор и расчет опоры.
14. Расчет на устойчивость против опрокидывания.
15. Укрепление обечайек в месте крепления лап.
16. Определение напряжений в обечайке.
17. Проверка прочности обечайки колонны в месте крепления лапы.

### ***Некоторые особенности механического расчета колонн из пластмасс***

Кроме выше указанных прочностных расчетов, при проектировании колонных аппаратов из пластмасс проводятся дополнительные проверочные расчеты: а) на жесткость колонны, которые сводятся к определению отношения высоты колонны к максимальной амплитуде колебаний верха колонны (допустимые значения составляют 250-500); б) на надежность протекания технологического процесса, которая оценивается по углу поворота верхнего сечения (тарелки) аппарата.

### ***Вопросы для самопроверки по колонным аппаратам из пластмасс***

1. Конструктивное оформление колонных аппаратов из пластмасс (корпуса, днища, крышки, тарелки, опорные конструкции под насадку и тарелки, опоры, штуцера, люки).
2. Статические и динамические нагрузки, действующие на аппарат.
3. Расчет колонного аппарата на прочность.
4. Расчет колонного аппарата на устойчивость.
5. Расчет колонного аппарата на жесткость.
6. Расчет колонного аппарата на надежность.



## АЛГОРИТМ РАСЧЕТА КОЛОННОГО АППАРАТА

Примерный алгоритм расчета колонного аппарата, расчетная схема которого представлена на рис. 3.2, приведен на рис.3.3.

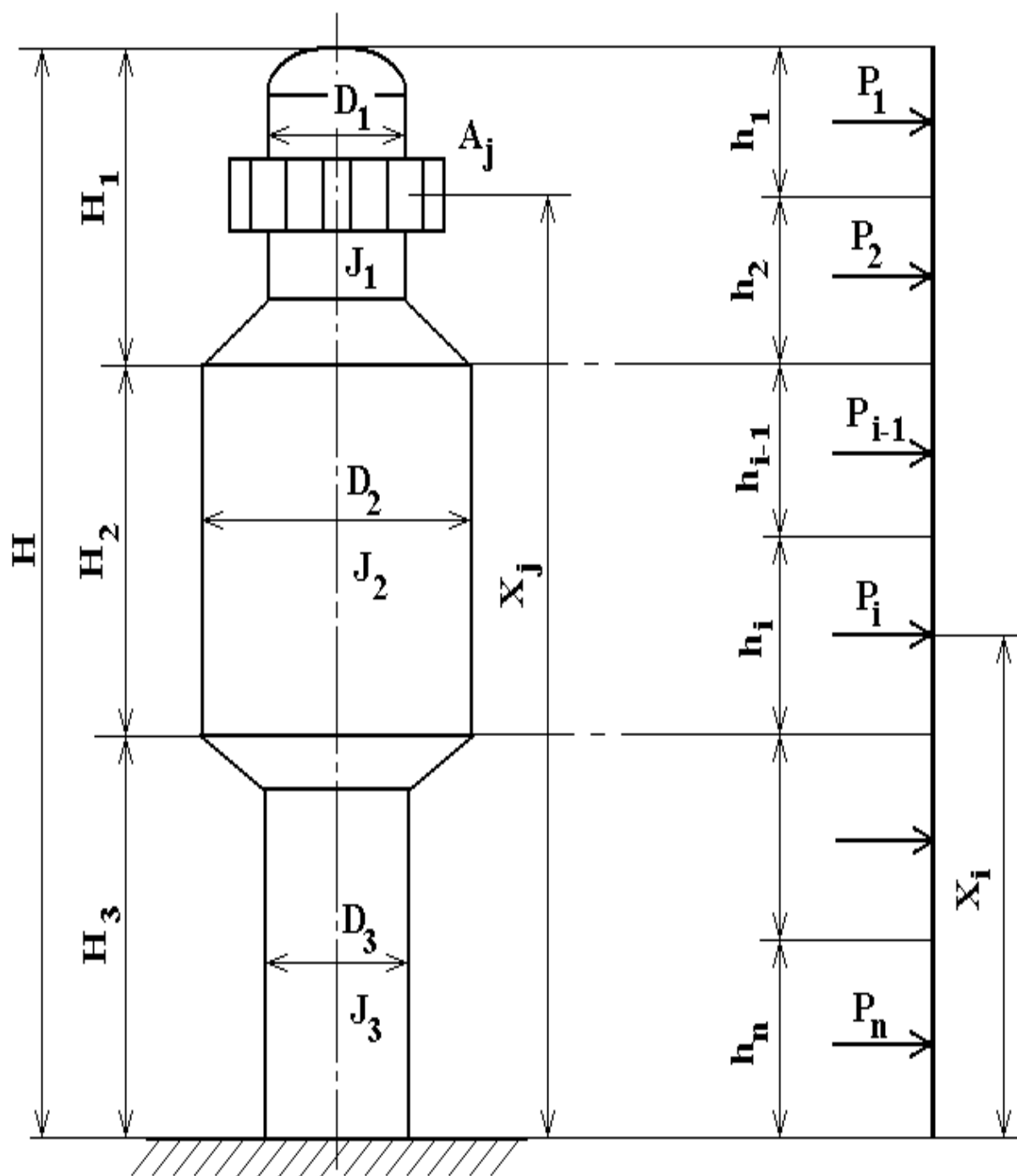
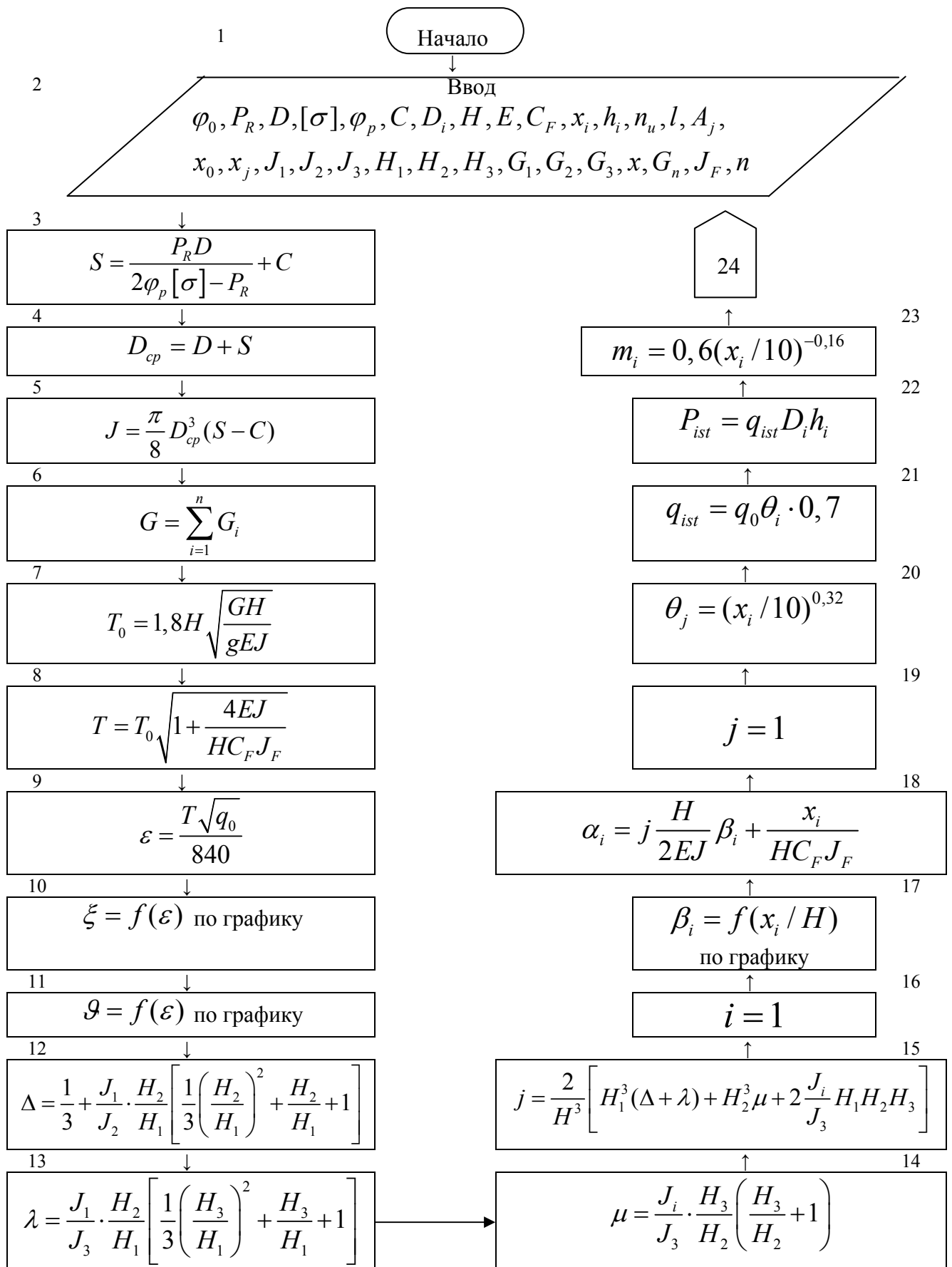
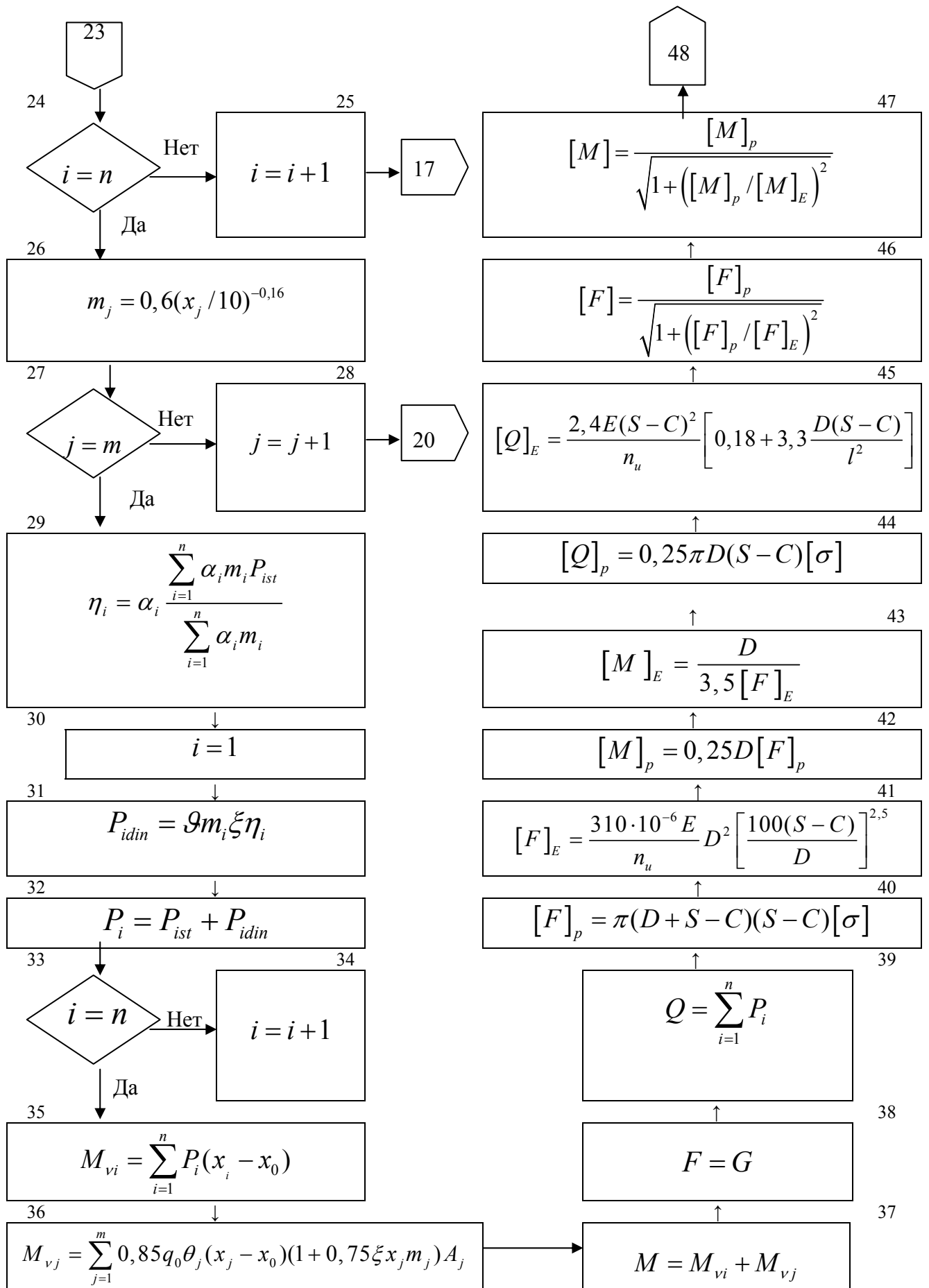


Рис. 3.2. Расчетная схема колонного аппарата





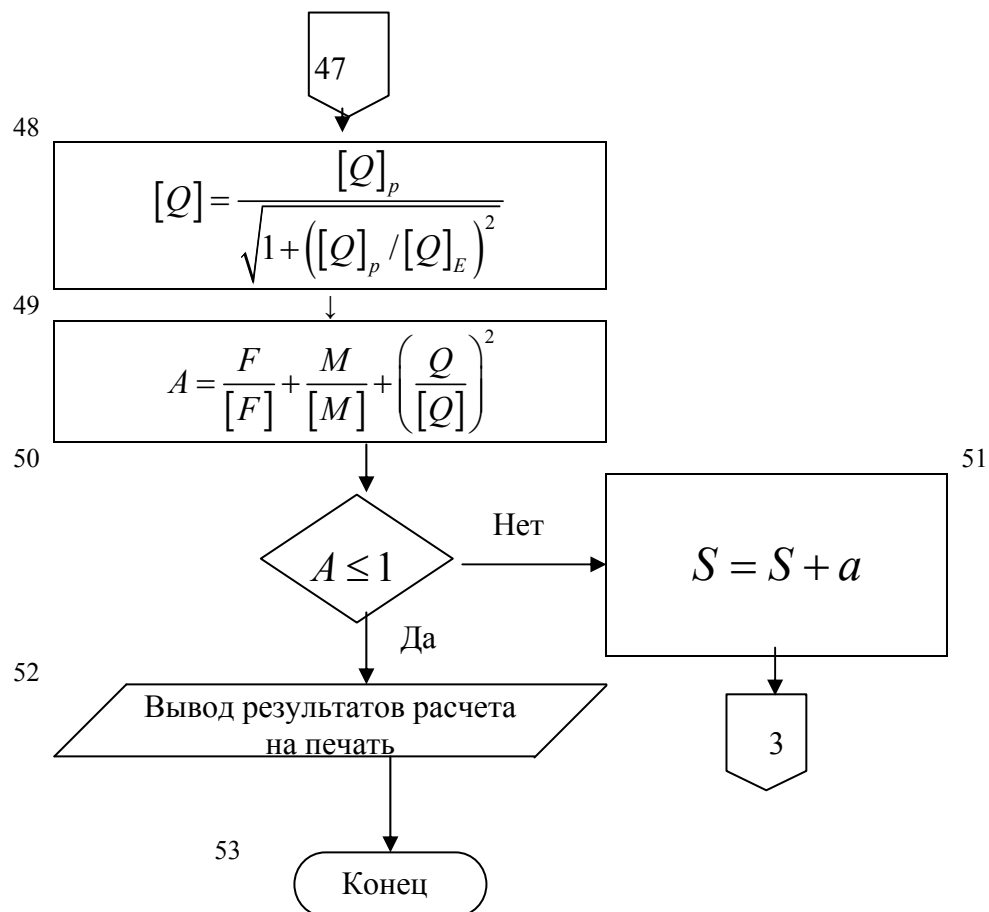


Рис. 3.3. Алгоритм расчета колонного аппарата

### Вопросы для самопроверки (колонные аппараты)

1. Варианты классификаций колонных аппаратов по А.Д. Домашневу, В.В. Кафарову и А.Г. Евстафьеву.
2. Обозначения колонн общего и специального назначения.
3. Какие задачи решаются при проектировании колонн?
4. Порядок технологического расчета колонны.
5. Типоразмеры тарельчатых и насадочных колонн.
6. Условное обозначение узлов и деталей колонн.
7. Варианты крепления тарелок.
8. Выбор опор.
9. Выбор оросительных устройств.
10. Обоснование выбора эффективных контактных устройств.

## **Вопросы для самопроверки (реакторы колонного типа)**

1. Факторы, определяющие конструкцию реактора.
2. Отличительные признаки в конструкциях колонн высокого давления.
3. Техничко-экономические характеристики колонных аппаратов высокого давления.
4. Конструкции внутренних насадок (катализаторных коробок и полочных насадок).
5. Конструкции и размещение предварительных теплообменников и внутренних котлов-утилизаторов.
6. Конструкции и крепление пусковых электроподогревателей.
7. Особенности конструкций выносных котлов-утилизаторов.

## ГЛАВА 4

# МАЛОЦИКЛОВОЕ НАГРУЖЕНИЕ СОСУДОВ И АППАРАТОВ

[2,7,10,21,29-33,38]

### *Разделы, подлежащие изучению*

*Статическое и динамическое нагружение машин и аппаратов. Виды динамического нагружения, нагрузки и учитываемые пределы их колебаний. Поведение металлов в условиях малоциклового нагружения. Методы расчета на малоцикловую усталость. Коэффициенты концентрации напряжений. Расчетные формулы для определения реального числа циклов нагружения, допустимого числа циклов и коэффициента линейного суммирования усталостных повреждений. Упрощенные и уточненные методы расчета.*

Различают в расчетной практике статическое и динамическое нагружение. По параметрам статического нагружения определяются конструктивные размеры детали или сборочной единицы. Динамическое нагружение подразделяют на ударное – до  $10^3$  циклов нагружения, малоцикловое – от  $10^3$  до  $5 \cdot 10^5$  циклов нагружения и высокоцикловое – свыше  $5 \cdot 10^5$  циклов нагружения за период эксплуатации. Под *циклом нагружения* понимают последовательность изменения нагрузки, которая заканчивается первоначальным состоянием и затем повторяется. Абсолютное значение разности между максимальным и минимальным значениями данного вида нагрузки называется *размахом колебания нагрузки*. Рассматриваются механические (изменение давления, осевой сжимающей силы, изгибающего момента, усилия болтовой затяжки), тепловые (изменения температуры конструкционных материалов по толщине и в месте стыка, коэффициентов температурного расширения стыкуемых материалов) и гидравлические (гидро- и пневмоудары от насосов и компрессоров) нагрузки.

Действие малоциклового нагружения проявляется в стыковых сечениях (фланцах, днищах, крышках), шпильках, отверстиях, патрубках (штуцерах), опорных буртах, кольцах и ребрах жесткости, бандажах и др. конструктивных элементах и сборочных единицах.

Для малоциклового нагружения при превышении допускаемого числа циклов нагружения характерно усталостное разрушение, к которому приходит конструкционный материал с увеличением числа циклов нагружения через следующие этапы:

1. Образование микротрещин – малые остаточные деформации на границе атомов и молекул.
2. Образование неглубоких микротрещин как по длине, так и по толщине стенки аппарата.
3. Образование трещин, приводящих к потере герметичности сосуда.

#### 4. Хрупкое разрушение сосуда, связанное с быстрым распространением трещин.

Основная причина появления трещин – термическая и малоцикловая усталость металла в районе концентраций напряжений, зачастую осложняемая различными коррозионными воздействиями.

Для наиболее опасных нагрузок и циклов нагружения выполняется расчет допускаемого числа циклов нагружения по уравнениям для квазистатического и усталостного критериев разрушения. В свою очередь, допускаемое число циклов нагружения определяет долговечность аппарата. Проверка прочности при расчете определяется по коэффициенту суммирования усталостных повреждений, равному сумме отношений числа реальных нагружений при данной нагрузке к допустимому числу нагружений при этой нагрузке, причем это допускаемое суммарное накопленное повреждение не должно превышать единицу.

Существуют следующие методы расчета на прочность при малоцикловом нагружении:

1. Простой метод расчета – расчетное число циклов нагружения сравнивается с допустимым, полученным из опыта эксплуатации аналогичного промышленного оборудования.

2. Упрощенный метод расчета на основе вычисления коэффициента линейного суммирования усталостных повреждений с учетом вида сварного шва и типа соединяемых конструктивных элементов и вида нагружения.

3. Уточненный метод расчета на малоцикловую усталость для тонкостенных аппаратов с учетом амплитуды размаха отдельных составляющих напряжений и краевых напряжений в месте стыка.

4. Уточненный метод расчета на малоцикловую усталость детали или сборочной единицы для горячих аппаратов высокого давления с учетом циклограмм нагружения и изменения напряжений, краевой задачи в месте стыка, теоретических коэффициентов концентрации напряжений от давления и краевых сил и моментов, расчетных пределов усталости с учетом коэффициентов асимметрии.

Малоцикловое нагружение проявляется:

- а) при рабочих циклах эксплуатации: между пуском и остановом, авариях и отключениях электроэнергии,
- б) при циклах нагружения от повторяющихся испытаниях давлением, изменяющемся по величине давления от срабатывания предохранительных мембран, срабатывания систем КИПиА, изменения производительности аппарата или машины,
- в) при циклах нагружения за счет дополнительных усилий от воздействия при изменении усилий крепления элементов аппарата или машины и крепления трубопроводов, а также за счет дополнительных усилий, вызываемых вибрациями механического и вибродинамического происхождения,

г) при циклах нагружения, вызванных изменением температурных деформаций при эксплуатации сосудов.

Малоцикловое нагружение не учитывается:

- а) при действии ветровых и сейсмических нагрузок (в расчетных методиках колонных аппаратов оно учитывается введением коэффициентов динамичности и сейсмичности),
- б) при действии нагрузок, возникающих при транспортировании и монтаже оборудования (в проектах на транспортирование и монтаж крупногабаритных аппаратов учитывается характер их динамического нагружения и предусматриваются мероприятия по их снижению),
- в) от нагрузок, размах колебаний которых не превышает 15% (для углеродистых и низколегированных сталей) и 25% (для сталей аустенитного класса),
- г) от температурных перепадов, при которых размах колебания температуры по толщине стенки корпуса не превышает 15<sup>0</sup>С (для углеродистых и низколегированных сталей) и 20<sup>0</sup>С (для сталей аустенитного класса).

Таким образом, малоцикловое нагружение генерируется переменными нагрузками: механическими (изменение давления, осевой сжимающей силы, изгибающего момента, усилия затяга болтового соединения), тепловыми (изменение температуры конструкционного материала, перепада температур по толщине стенки корпуса и элементов аппарата или машины, коэффициентов температурного расширения стали) и гидравлическими (гидро- и пневмоудары).

Малоцикловое нагружение испытывают: печи, котлы, прессы, контактные аппараты, колонны синтеза; аппараты, работающие под давлением, мельницы, дробилки, центрифуги и др.

Число циклов нагружения может достигать сотен тысяч, миллионов и более. Прочность элементов конструкций будет определяться либо сопротивлением малоцикловому разрушению с присущими ему циклическими упругопластическими деформациями при деформациях в пределах упругости, либо усталостным разрушением.

Расчеты статической прочности по номинальным напряжениям (по пределам текучести, временной прочности, длительной прочности или ползучести) позволяют выбирать основные размеры (толщина стенок, диаметры болтов и шпилек), исключая разрушение при однократном нагружении максимальными механическими нагрузками или образование макропластических деформаций, затрудняющих или делающих невозможной нормальную работу сопрягаемых элементов.

Вместе с тем в конструкциях аппаратов имеются зоны концентрации напряжений, превышающих в 1,5 – 2 раза повторные упругопластичные деформации. Этими зонами являются стыковые сечения (корпус-днище, -



крышка, -фланец, -бурт, -кольцо и -ребро жесткости, -бандаж) технологические штуцера, отверстия, болты и шпильки и др.

Прочность несущих элементов конструкции должна обосновываться, с одной стороны, по данным о номинальной и местной напряженности (размахи, амплитуды и коэффициенты асимметрии цикла напряжений), числе циклов, нестационарности напряжений и температур и, с другой – по данным о сопротивлении применяемых материалов, сварных и других соединений циклическим деформациям и разрушению.

Расчеты циклической прочности следует проводить в наиболее нагруженных зонах по стадии образования трещин. С увеличением числа циклов нагружения сначала идет образование микротрещин – малых остаточных деформаций на границе атомов, молекул, смещение дислокаций; затем – образование микротрещин как по длине, так и по толщине стенки аппарата.

При выполнении расчетов на малоцикловое нагружение необходимы:

1. Учет мембранных напряжений от статических нагрузок ( $P$ ,  $T$ ,  $N_{o.c.c.}$ ,  $M$ ,  $P_0$ ).
2. Учет напряжений от краевых сил и моментов ( $P_0$ ,  $M_0$ ) в стыковых сечениях при переходах, при изменениях толщин деталей.
3. Учет квазистатического и усталостного нагружений за счет суммарного коэффициента концентрации напряжений (в сумме не более 2,2 – 3,5).

$$\alpha_{\sigma} = \alpha_{\sigma}^{N_1} + \alpha_{\sigma}^{N_2},$$

Общий ( $\alpha_{\sigma}$ )	Квазистатическое нагружение ( $\alpha_{\sigma}^{N_1}$ )	Усталостное нагружение ( $\alpha_{\sigma}^{N_2}$ )
Предел от 2,2 до 3,5		
Реально от 2,2 до 3,5	от 1,5 до 2	от 1,2 до 5

где  $\alpha_{\sigma}^{N_1}$  - коэффициент концентрации напряжений при квазистатическом нагружении, изменяющийся в пределах от 1,5 до 2;

$\alpha_{\sigma}^{N_2}$  - коэффициент концентрации напряжений при усталостном нагружении, изменяющийся в пределах от 1,2 до 5.

При этом надо помнить, что усталостный характер напряжений существует для горячих сталей в пределах (по диапазону температур): 200 – 380<sup>0</sup>С (углеродистые), 200 – 420<sup>0</sup>С (низколегированные), 200 – 525<sup>0</sup>С (аустенитные).

При выборе конструкционных сталей надо учитывать и такие явления, как:

- а) циклическое упрочнение сталей при  $\sigma_{T(02)} / \sigma_B \leq 0,3$  – разрушение при большем числе циклов;

б) циклическое разупрочнение сталей при  $\sigma_{T(02)} / \sigma_B \geq 0,6-0,7$  – разрушение при меньшем числе циклов.

Вместе с тем в конструкциях аппаратов имеются зоны повышенной концентрации напряжений, превышающие в 1,5 – 2 раза повторные упругопластические деформации. Этими зонами являются стыковые сечения корпус-днище (крышка, фланец, борт, кольцо и ребро жесткости, бандаж), технологические штуцера, отверстия, болты и шпильки и др.

Из вышесказанного следует: необходимо рассматривать следующие области нагружения – квазистатическую ( $N \leq 10^3$ ) и усталостную ( $10^3 \leq N \leq 5 \cdot 10^5$ ).

## Методы расчета

1. Расчетное число циклов нагружения сравнивается с допустимым, полученным из опыта эксплуатации аналогичного промышленного оборудования при сопоставимых условиях эксплуатации.

$$N_p \leq [N]. \quad (4.1)$$

При этом допустимое число циклов эксплуатации определяется из графической зависимости

$$[N_p] = f\left(\frac{\Delta P}{P}, \xi \cdot \eta \cdot [\sigma]\right), \quad (4.2)$$

здесь  $\xi$  - коэффициент, учитывающий тип сварного соединения,

$\eta$  - коэффициент, учитывающий местные напряжения в детали или сборочной единице (стыковой узел, болт, шпилька и др.)

Если условие не выполняется, проводят упрощенный расчет, либо уточненный расчет на малоцикловую усталость.

### 4.1. УПРОЩЕННЫЙ МЕТОД РАСЧЕТА

Упрощенный расчет предусматривает выполнение условия

$$U = \sum \frac{N_i}{[N_i]} \leq 1. \quad (4.3)$$

Здесь  $U$  – коэффициент линейного суммирования усталостных повреждений.

В случае определения по графику допускаемую амплитуду напряжений определяют по формуле

$$[\sigma_A] = \left( \frac{2300 - t}{2300} \right) \cdot \frac{A}{\sqrt{n_N \cdot N}} + \frac{B}{n_\sigma}, \quad (4.4)$$

где  $n_N = 10$ ,  $n_\sigma = 2$  – коэффициенты запаса прочности по числу циклов и по напряжениям.

А и В – прочностные характеристики конструкционного материала, определяемые по ГОСТ 25859-89 (таблица 4.1).

Таблица 4.1

Стали	А, МПа	В, МПа
Углеродистые	$0,6 \cdot 10^5$	$1,43\sigma_{C_0} - 0,43\sigma_{T_{20}}$
Низколегированные	$0,45 \cdot 10^5$	$0,66\sigma_{\sigma_{20}} - 0,43\sigma_{T_{20}}$
Аустенитные коррозионно- стойкие	$0,6 \cdot 10^5$	$\sigma_{C_0}$ или 270
Высокопрочные для болтов с $\sigma_\sigma \geq 700$ МПа	$0,95 \cdot 10^5$	$1,43\sigma_{C_0} - 0,43\sigma_{T_{20}}$ $0,66\sigma_{\sigma_{20}} - 0,43\sigma_{T_{20}}$

Допустимое число циклов нагружения  $i$ -го вида определяют по формуле:

$$[N_i] = \frac{1}{n_N} \left[ \frac{A}{\left( \bar{\sigma}_A - \frac{B}{n_\sigma} \right)} \cdot \left( \frac{2300 - t}{2300} \right) \right]^2, \quad (4.5)$$

$$\text{где } \bar{\sigma}_A = \max \left[ \sigma_{A_i}, \frac{B}{n_\sigma} \right],$$

$$\text{здесь } \sigma_{A_i} = \frac{[\sigma] \cdot \xi \cdot \eta}{2} \left( \frac{\Delta P_i}{[P]} + \frac{\Delta F_i}{F_i} + \frac{\Delta M_i}{[M]} \right) + \frac{n}{2} (E \alpha \Delta T_i + [E_1 \alpha_1 - E_2 \alpha_2] \Delta T_i) \quad (4.6)$$

- амплитуда колебаний напряжений при нагружении  $i$  – го вида,

$\Delta P_i, \Delta F_i, \Delta M_i, \Delta P_{\sigma_i}$  - размах колебания давления, осевой сжимающей силы, изгибающего момента и усилия болтовой затяжки;

$\alpha, \alpha_1, \alpha_2$  - температурные коэффициенты линейного расширения конструкционного материала.

$[\sigma_A]$  и  $[N_i]$  могут определяться из графической зависимости  $[\sigma_A] = f[N]$  при рассчитанных значениях либо  $[N_i]$ , либо  $[\sigma_A]$ , например, для внутреннего давления.

Если при упрощенном расчете коэффициент линейного суммирования повреждений  $U > 1$ , необходимо провести уточненный расчет.

## 4.2. УТОЧНЕННЫЙ РАСЧЕТ НА МАЛОЦИКЛОВУЮ УСТАЛОСТЬ (объект – тонкостенный аппарат)

1. Определяются напряжения для конструкционного материала по моментной теории пластин, оболочек и балок при линейном распределении напряжений по толщине стенки. Напряжения вычисляются в трех направлениях на внутренней и наружной поверхностях проверяемого стыкового соединения.

2. Для каждого вида нагрузки рассчитывают размах отдельных составляющих напряжений, входящих в цикл.

$$\sigma_A = \frac{K_\sigma}{2} \max((\Delta\sigma_1 - \Delta\sigma_2) \text{ или } (\Delta\sigma_r - \Delta\sigma_z)); ((\Delta\sigma_2 - \Delta\sigma_3) \text{ или } (\Delta\sigma_z - \Delta\sigma_r)); ((\Delta\sigma_3 - \Delta\sigma_4) \text{ или } (\Delta\sigma_\tau - \Delta\sigma_r))). \quad (4.7)$$

Для плоского напряженного состояния поверхности

$$\sigma_A = \frac{K_\sigma}{2} \sqrt{\Delta\sigma_1^2 + \Delta\sigma_2^2 - \Delta\sigma_1 \cdot \Delta\sigma_2} \quad \text{или} \\ \sigma_A = \frac{K_\sigma}{2} \sqrt{\Delta\sigma_\tau^2 + \Delta\sigma_z^2 - \Delta\sigma_\tau \cdot \Delta\sigma_z}. \quad (4.8)$$

Эффективный коэффициент концентрации напряжения определяют по формуле

$$K_\sigma = 1 + q(a_\sigma - 1), \quad (4.9)$$

где  $q$  – коэффициент чувствительности материала к концентрации,  $0 \leq q \leq 1$ ,  $a_\sigma$  – теоретический коэффициент концентрации.

При отсутствии данных  $K_\sigma = \xi$ .

Для полученного значения  $\sigma_A$  по формуле определяют  $\overline{\sigma_A}$  и рассчитывают  $[N_i]$ .

При известных значениях  $N_i$  и  $[N_i]$  (для отдельных циклов нагружения) определяют коэффициент линейного суммирования усталостных повреждений  $U \leq 1$ .

## 4.3. МЕТОДИКА УТОЧНЕННОГО РАСЧЕТА С УЧЕТОМ КРАЕВОЙ ЗАДАЧИ (объект – горячий аппарат высокого давления)

1. Для заданного стыкового узла, детали или перехода строится расчетная схема (стык: фланец-корпус; корпус-днище; деталь-шпилька).
2. Для заданного стыковочного узла, детали строится циклограмма нагружения: от  $P$ , от  $T$ , от  $F$ , от  $M$ , от  $P_\delta$
3. По  $P$ ,  $t$  и среде, а также специальным требованиям, предъявляемым к аппаратуре, подверженной малоциклового нагружению, определяется правильность подбора конструкционного материала и его характеристик  $\sigma_\tau$ ,  $\sigma_B$ ,  $\alpha$ ,  $E$ .

4. По моментной теории (краевой задаче) записываются уравнения совместности угловых и линейных деформаций. По литературным источникам находятся формулы для расчета линейных и угловых деформаций.
5. Решением уравнений совместности угловых и линейных деформаций находятся  $M_0$  и  $P_0$  (распорные силы и моменты в стыковом сечении).
6. Рассчитываем суммарные кольцевые и осевые напряжения от действия внутреннего давления, краевой силы, краевого момента, усилия болтовой затяжки и перепада температур по толщине стенки.
7. Строим графики изменения напряжений суммарных кольцевых и осевых мембранных (от  $P_v$  и  $\Delta T$ ) в течение цикла.
8. Определяем теоретические коэффициенты концентрации напряжений при растяжении  $\alpha_{1\sigma}$  от  $P_v$  и  $\alpha_{2\sigma}$  от изгибающих моментов  $M_0$ ,  $M(\Delta t)$  и  $P_0$ .
9. Рассчитаем наибольшие приведенные номинальные напряжения и их амплитуды на внутренней и наружной стенках с учетом теоретических коэффициентов концентрации напряжений и строим эпюры напряжений.
10. Рассчитываем местные напряжения в стыковых сечениях с учетом краевых сил и моментов, теоретических коэффициентов концентрации напряжений и строим эпюры напряжений.
11. По полученным значениям максимальных напряжений и амплитуд местных напряжений рассчитываем коэффициенты асимметрии, приведенные коэффициенты концентрации напряжений, пределы усталости с учетом коэффициентов асимметрии.
12. Для наиболее опасного цикла нагружения выполняем расчет допустимого числа циклов нагружения по уравнениям для квазистатического и усталостного критериев разрушения.
13. Из результатов расчета определяем, какое допускаемое число циклов нагружения определяет долговечность аппарата (по квазистатическому критерию разрушения или по усталостному критерию разрушения).
14. Проверяем, не превосходит ли коэффициент линейного суммирования усталостных повреждений допускаемое суммарное накопленное циклическое повреждение равное 1.

#### 4.4. ОСНОВНЫЕ ЗАВИСИМОСТИ. МЕТОДИКИ УТОЧНЕННОГО РАСЧЕТА ТОНКОСТЕННОГО АППАРАТА

1. Распорные силы, изгибающие моменты и напряжения (меридиональные и кольцевые) при решении краевой задачи для стыкуемых обечаек:

$$Q_{0_i} = (q_0 - q_{0_i}) \frac{PR_0}{2\gamma\rho_i} ; \quad (4.10) \quad M_{0_i} = \frac{PR_0 S}{2\gamma^2} ; \quad (4.11)$$

$$\sigma_{x,i} = \frac{PR_0}{2(S_i - C)} \cdot \eta_x \pm \frac{6M_0}{(S_i - C)^2} ; \quad (4.12)$$

$$\sigma_{\varphi,i} = \frac{PR_0}{(S_i - C)} \cdot \eta_{\varphi} + (-1)^{i-1} 2\gamma \rho_i f_i \frac{Q_{0i}}{(S_i - C)} - 2\gamma^2 \frac{M_0}{(S_i - C)^2} \pm \frac{6\mu M_0}{(S_i - C)^2} \quad (4.13)$$

2. Меридиональные и кольцевые напряжения при решении краевой задачи для обечаек, соединяемых через распорное кольцо:

$$\sigma_{x,i} = \frac{PR_0}{2(S_i - C)} \cdot \eta_x \pm \frac{6M_i}{(S_i - C)^2}, \quad (4.14)$$

$$\sigma_{\varphi,i} = \frac{PR_0}{(S_i - C)} \cdot \eta_{\varphi} + (-1)^{i-1} 2\gamma \rho_i f_i \frac{Q_i}{(S_i - C)} - 2\gamma^2 \frac{M_i}{(S_i - C)^2} \pm \frac{6\mu M_i}{(S_i - C)^2}. \quad (4.15)$$

3. Распорные силы, краевые моменты, меридиональные и кольцевые напряжения при решении краевой задачи для узла сопряжения оболочки вращения с плоским днищем:

$$Q_0 = (q_0 - q_{0_2}) \frac{PR_0}{2\gamma \rho_2}; \quad M_0 = m_0 \frac{PR_0 S_2}{2\gamma^2}; \quad (4.16)$$

$$\sigma_x = \frac{PR_0}{2(S_2 - C)} \cdot \eta_x \pm \frac{6M_0}{(S_2 - C)^2}; \quad (4.18)$$

$$\sigma_{\varphi} = \frac{PR_0}{(S_2 - C)} \cdot \eta_{\varphi} - 2\gamma \rho_2 f_2 \frac{Q_0}{(S_2 - C)} - 2\gamma^2 \frac{M_0}{(S_2 - C)^2} \pm \frac{6\mu M_0}{(S_2 - C)^2}. \quad (4.19)$$

4. Меридиональные и кольцевые напряжения в соединении конического днища через тороидальную вставку с цилиндрической обечайкой:

а) тороидальная вставка

$$\sigma_x = \frac{PR_0}{S_0 - C} \left( \frac{1}{2} + A_* \sqrt{\frac{3}{1 - \mu^2}} \right); \quad (4.20)$$

$$\sigma_{\varphi} = \frac{PR_0}{S_2 - C} \left[ 1 + \left( 1 + \mu A_* \sqrt{\frac{3}{1 - \mu^2}} \right) \right]. \quad (4.21)$$

б) сварной шов (тороидальная вставка с цилиндром)

$$\sigma_x = \frac{PR_2}{S_2 - C} \left( \frac{1}{2} + B_* \sqrt{\frac{3}{1 - \mu^2}} \right); \quad (4.22)$$

$$\sigma_{\varphi} = \frac{PR_2}{S_2 - C} \left[ 1 + \left( 1 + \mu B_* \sqrt{\frac{3}{1 - \mu^2}} \right) \right]. \quad (4.23)$$

в) сварной шов (тороидальная вставка с конусом)

$$\sigma_x = \frac{PR_1}{S_1 - C} \left[ \frac{1}{2} + \left( \sqrt{\frac{3}{1 - \mu^2}} + \frac{\operatorname{tg} \beta}{\gamma} \sqrt{\frac{S_1}{R_1} C_*} \right) \right]; \quad (4.24)$$

$$\sigma_{\varphi} = \frac{PR_1}{S_2 - C} \left[ 1 + \left( 1 + \sqrt{\frac{3\mu^2}{1 - \mu^2}} \right) C_* \right]. \quad (4.25)$$

## 4.5. СОСТАВНЫЕ ОБОЛОЧКИ ВРАЩЕНИЯ ПРИ ВОЗДЕЙСТВИИ ТЕМПЕРАТУРЫ

1. Сопряжение обечаек, разнородных по термомеханическим свойствам (из углеродистых и аустенитных сталей)

$$Q_0 = \frac{a_{22}b}{\rho_1\Delta} E_1 S_1 ; \quad (4.26) \quad M_0 = -\frac{a_{12}b}{\gamma\Delta} E_1 S_1^2 ; \quad (4.27)$$

$$b = \frac{a_2 t_2 - a_1 t_1}{2\gamma} ; \quad (4.28) \quad \sigma_{x,i} = \pm \frac{6M_0}{(S_i - C)^2} ; \quad (4.29)$$

$$\sigma_{\varphi,i} = (-1)^{i-1} 2\gamma\rho_i f_i \frac{Q_0}{(S_i - C)} - 2\gamma^2 \frac{M_0}{(S_i - C)^2} \pm \frac{6\mu M_0}{(S_i - C)^2} . \quad (4.30)$$

2. Сопряжение обечаек, разнородных по термомеханическим свойствам через распорное кольцо

$$Q_1 = [2u + (2\eta_1 + f_1)\delta v - 2a_1 f_1] \frac{E_1 S_1}{2\gamma\rho_1 f_1} ; \quad (4.31) \quad M_1 = [u + (\eta_1 + f_1)\delta v - a_1 t_1] \frac{E_1 S_1^2}{2\gamma^2} ; \quad (4.32)$$

$$Q_2 = [-2u + (2\eta_2 + f_2)\delta + 2a_2 t_2] \frac{E_2 S_2}{2\gamma\rho_2 f_2} ; \quad (4.33) \quad M_2 = [u - (\eta_2 + f_2)\delta - a_2 f_2] \frac{E_2 S_2^2}{2\gamma^2} ; \quad (4.34)$$

$$\sigma_{x,i} = \pm \frac{6M_i}{(S_i - C)^2} ; \quad (4.35)$$

$$\sigma_{\varphi,i} = (-1)^{i-1} 2\gamma\rho_i f_i \frac{Q_i}{(S_i - C)} - 2\gamma^2 \frac{M_i}{(S_i - C)^2} \pm \frac{6\mu M_i}{(S_i - C)^2} . \quad (4.36)$$

### Вопросы для самопроверки

1. Что означает понятие «цикл нагружения»?
2. Какие циклы нагружения и от каких нагрузок учитываются при расчете на малоцикловое нагружение?
3. Размах колебаний нагрузок, не учитываемый при расчете на малоцикловое нагружение.
4. Причины возникновения концентраторов напряжений.
5. Допустимые значения коэффициентов концентрации напряжений при проектировании деталей и сборочных единиц.
6. Типы сварных швов и значения коэффициентов концентрации напряжений, учитываемые в них.
7. Расчет длительности эксплуатации по анализу аналога эксплуатируемого промышленного образца.  $N=[N]$ .
8. Упрощенный расчет на малоцикловую усталость.
9. Уточненный расчет на малоцикловую усталость.
10. Методы расчета на малоцикловую усталость горячего аппарата высокого давления.

## ГЛАВА 5 КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ

### 5.1. ТЕСТ ПРОВЕРКИ ЗНАНИЙ ПО КУРСУ

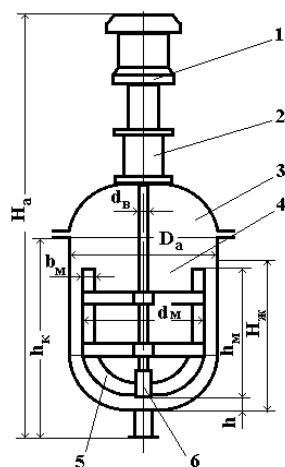
1. Среди перечисленного оборудования выделите аппараты:

- центрифуги;
- фильтры;
- теплообменники;
- мельницы.

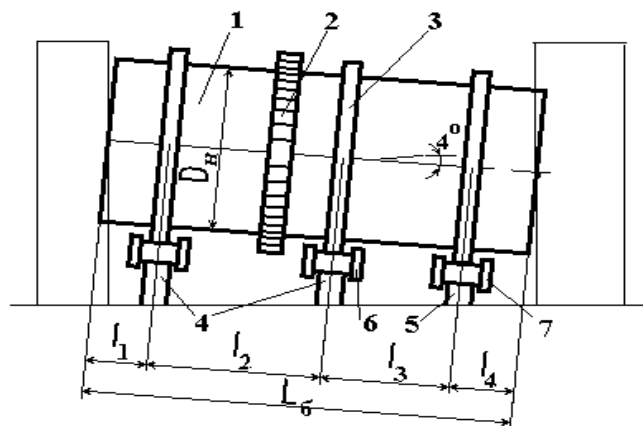
2. Среди перечисленного оборудования выделите машины:

- оборудование для упаривания растворов;
- реакторы;
- насосы;
- нефтеперегонное оборудование.

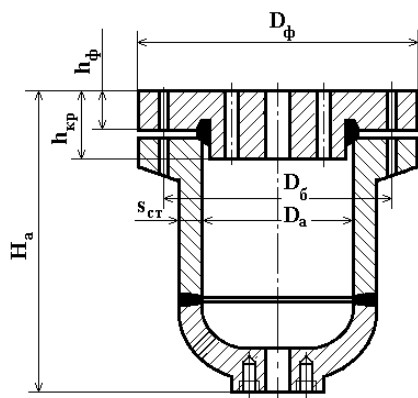
3. Приведите пример (схему) простейшего реакционного аппарата



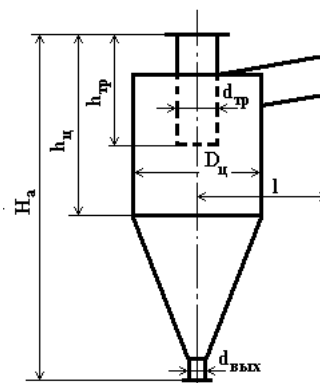
1



2



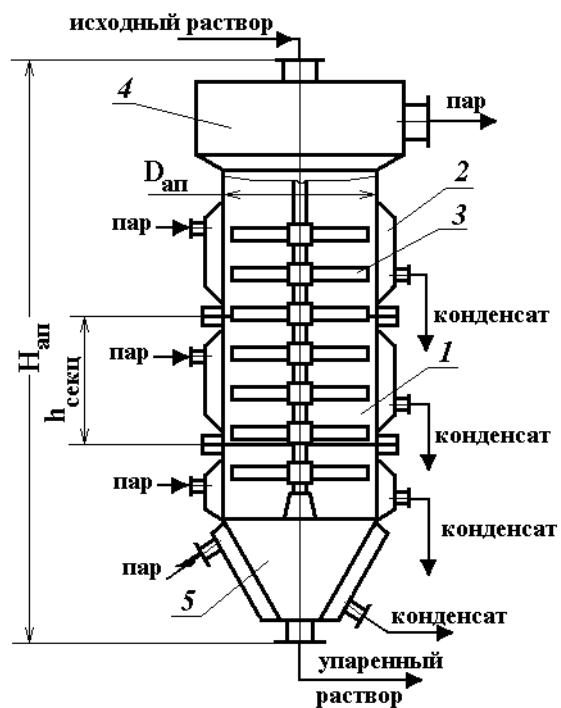
3



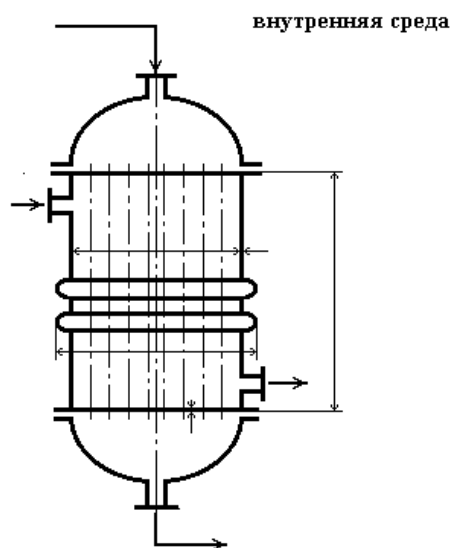
4



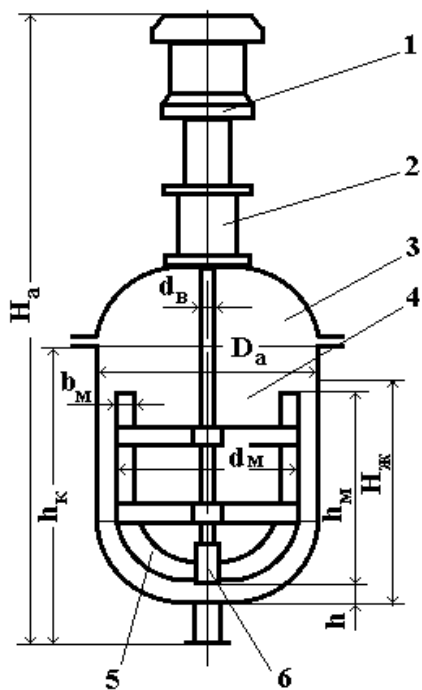
4. Приведите пример (схему) простейшего выпарного аппарата



1

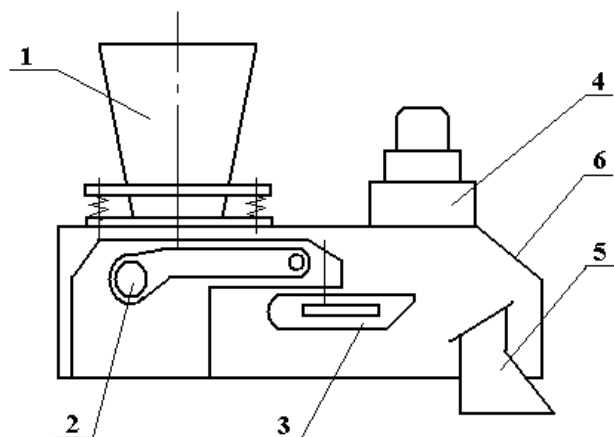


2

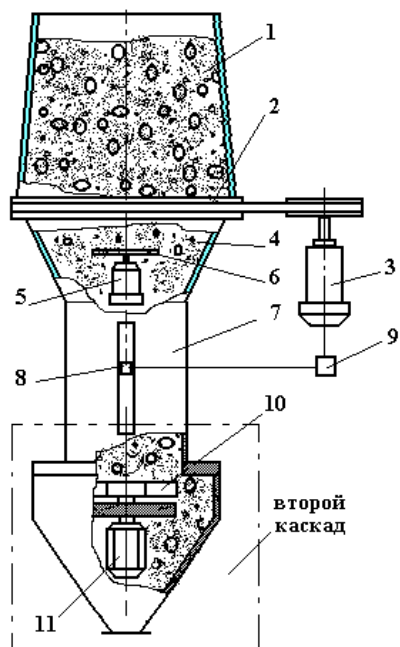


3

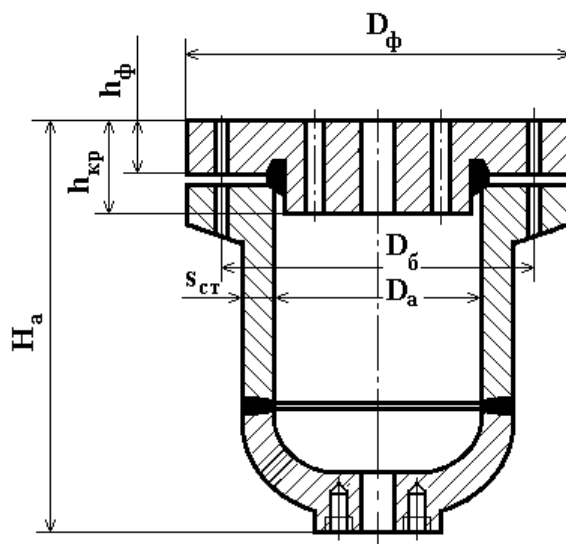
5. Приведите пример (схему) простейшего аппарата высокого давления



1



2



3

6. Укажите значение коэффициента Пуассона для сталей

- 0,1
- 0,3
- 0,5
- 0,7

7. Какой предел из перечисленных относится к «сверхвысокому давлению»

- 1.0– 6.4 МПа;

- 10 – 500 МПа;
- 500 – 10000 МПа;
- 10000 – 40000 МПа.

8. Какое из перечисленных выражений не относится к «условию прочности»

- $\sigma \leq [\sigma]$
- $[P] \geq P_{ги}$
- $\sigma \leq [\sigma]_T / 1.1$
- $P/[P] \leq 1$

9. Какое из перечисленных выражений не относится к «условию устойчивости»

- $P/[P] \leq 1$
- $P/[P] + F/[F] \leq 1$
- $P/[P] + F/[F] + M/[M] \leq 1$
- $P_{ги}/[P] \leq 1$

10. Укажите лишнее в перечне способов закрепления основания (опоры) колонны в фундаменте

- жесткая заделка;
- упругое защемление;
- шарнирное опирание;
- свободное опирание (в кольце).

11. Какие наиболее опасные сечения проверяются при прочностных расчетах колонн

- в верхнем сечении корпуса;
- в середине корпуса;
- в нижнем сечении корпуса колонны;
- в верхнем сечении опоры при приварке ее к днищу или корпусу.

12. Назовите правильный вариант крепления тарелок в цельносварном колонном аппарате

- на кольцо жесткости по внутреннему диаметру аппарата;
- на опорной балочной конструкции секторами;
- между фланцевыми соединениями;
- этажерочным способом на стойках.

13. Выберите лишнее в перечне типов оросительных устройств колонных аппаратов

- форсуночный;
- насадочный;
- звездочный;
- желобчатый.

14. В предлагаемом ряду стандартных обозначений типов массообменных тарелок выберите клапанную прямоточную тарелку

- ТСК-1;
- ТСЖК;
- ТСО;
- ТКП.

15. Как определяется суммарный расчетный изгибающий момент от действия ветровой и сейсмической нагрузок при рабочих условиях

- $M=M_B+0.3M_c$ ;
- $M=M_B+M_c$ ;
- $M=M_B+0.8M_c$ ;
- $M=M_B+0.6M_c$ .

16. Как выбираются диаметры люков для цельносварных колонных аппаратов

- по диаметру аппарата;
- по стандартному ряду;
- по габариту обслуживающего персонала;
- по ширине стандартного сектора массообменной тарелки.

17. Укажите лишнее в перечне способов укрепления выреза отверстия в сплошной стенке

- отбортовкой;
- накладным кольцом;
- кольцом жесткости;
- приварным штуцером.

18. Укажите материал, который **не** применяется при obtyрации аппаратов высокого давления

•никель; •медь; •алюминий; •латунь.

19. Выберите оптимальный (экономичный) способ изготовления корпуса аппарата высокого давления

- многослойные с концентрическим расположением слоев;
- витые из профильной ленты;
- спирально-рулонированные;
- рулонированные;
- многослойные, армированные проволокой.

20. В каком случае толщина стенки аппарата высокого давления будет больше при одинаковых условиях работы

- монолитный аппарат;
- многослойный;

- сварной из литых блоков.

21. Выберите формулу для расчета толщины плоского днища аппарата высокого давления по методу предельных нагрузок

- $S = 0.58D\sqrt{P/[\sigma]}$
- $S = 0.45D\sqrt{P/[\sigma]}$

22. По какой формуле определяется толщина стенки выпуклого днища аппарата высокого давления

- $S = PD/(2\phi[\sigma] - 0.5P)$ ; •  $S = PD/(4\phi[\sigma] - P)*D/(2H)$

23. Выберите лишнее в перечне наиболее широко применяемых типов затворов для аппаратов высокого давления

- плоская металлическая прокладка;
- двойной конический затвор;
- байонетный затвор;
- «дельта» затвор.

24. Какие из перечисленных конструкционных материалов **не** применяются для изготовления корпусов шнековых аппаратов высокого давления

- сталь углеродистая;
- сталь высоколегированная;
- сталь обыкновенного качества;
- алюминий.

25. Укажите диапазон изменения числа циклов при малоцикловом нагружении

- $10 \leq N \leq 10^3$
- $10^3 \leq N \leq 10^5$
- $N \geq 10^5$

26. От действия каких физических параметров **не** подсчитывается число циклов нагружения аппарата:

- $P_v$
- $Q_{\text{пер}}$
- $M_c$
- $M_{\text{ветр}}$
- $[P]$

27. Каким коэффициентом при расчете на малоцикловое нагружение учитывается конструкция обечайки, узла, элемента аппарата

- $\zeta$ ; •  $\xi$ ; •  $\eta$ ; •  $n$ ; •  $m$ ; •  $k$

28. Что определяет коэффициент  $\xi$  при расчете на малоцикловое нагружение
- форму конструктивного элемента;
  - тип сварного шва;
  - тип сварочного электрода.
29. Укажите минимальное значение перепада температур для углеродистых сталей, которое учитывается при малоцикловом нагружении
- $5^{\circ}\text{C}$ ; •  $10^{\circ}\text{C}$ ; •  $50^{\circ}\text{C}$ ; •  $15^{\circ}\text{C}$ ;
30. Выберите из предлагаемого ряда оптимальный (экономичный) материал уплотнительной прокладки при  $P=0,5 \text{ МПа}$  и  $T=15^{\circ}\text{C}$ :
- паронит;
  - асбестовый картон;
  - резина;
  - нержавеющая сталь.
31. Выберите из предлагаемого ряда оптимальный (экономичный) материал уплотнительной прокладки при  $P=3 \text{ МПа}$  и  $T=450^{\circ}\text{C}$ :
- медь М1;
  - асбестовый картон;
  - резина;
  - нержавеющая сталь.

## 5.2. КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ. ВАРИАНТЫ I, II и III

I ВАРИАНТ: Конструирование и расчет аппарата высокого давления.

II ВАРИАНТ: Конструирование и расчет колонных аппаратов с учетом ветровой и сейсмической нагрузки.

III ВАРИАНТ: Расчет и проектирование горизонтального аппарата с кольцами жесткости.

По данным вариантам выполняются **курсовые работы**.

Курсовая работа включает: графическую часть и расчетно-пояснительную записку.

Объем графической части – 1 лист формата А1, включающий общий вид аппарата, расчетную схему, таблицу штуцеров, техническую характеристику и технические требования на изготовление и монтаж аппарата; 1 лист формата А2, включающий общий вид одного из узлов аппарата: опоры, массообменную тарелку, днище, крышку и т.п.

Расчетно-пояснительная записка включает: конструктивный синтез аппарата, конструктивный и проверочные расчеты основных элементов аппарата, определение монтажного и рабочего веса аппарата, подбор и расчет

опорных устройств. Расчетно-пояснительная записка состоит из титульного листа, задания на проектирование, основного текста записки, списка использованной литературы, содержания, приложений (бланки спецификаций на чертежи).

Форма отчетности – дифференциальный зачет.

## **ВАРИАНТ I**

### **Провести конструктивный синтез и прочностной расчет аппарата высокого давления [1 - 5, 7, 14, 15, 20 - 23, 37 - 40]**

#### **Порядок выполнения задания**

1. Определить толщину стенки аппарата (кованносварного, многослойного)
  - а) по методу максимальных упругих напряжений;
  - б) по методу предельных нагрузок.
2. Определить толщину стенки многослойного рулонированного аппарата.
3. Определить температурные напряжения для монолитного аппарата.
4. Определить температурные напряжения для многослойного аппарата.
5. Определить толщину стенки днища и крышки аппарата.
6. Определить диаметр и число шпилек.

Примечание: а) материал для аппарата подбирается в зависимости от назначения аппарата;

б) коэффициенты прочности сварных соединений в зависимости от вида сварки и свариваемого материала.

Исходные данные для расчета взять из таблицы 5.1. Пример общего вида аппарата высокого давления представлен на рис. 5.1.

## **ВАРИАНТ II**

### **Выполнить конструктивный синтез и прочностной расчет колонного аппарата с учетом ветровой и сейсмической нагрузок [2,6,11,15,16,18,29, 31,32, 39,43]**

#### **Порядок выполнения задания**

1. Сконструировать колонну, подобрав днище, крышку, люки, тарелки, опору, площадки обслуживания  $\Delta h = 3600, 7200$  мм.
2. Подобрать конструкционный материал, провести механический расчет цилиндрической обечайки, днища, крышки, тарелки и кольца жесткости. Рассчитать ориентировочный вес колонны.
3. Определить изгибающие моменты, действующие на колонну от ветрового и сейсмического воздействия.
4. Произвести прочностной расчет опоры.
5. Проверить устойчивость и прочность наиболее нагруженных сборочных единиц.

Исходные данные для расчета взять из таблицы 5.2. Пример общего вида колонного аппарата представлен на рис. 5.2. Блок-схема расчета колонного аппарата – рис. 5.3.

### **ВАРИАНТ III**

#### **Выполнить расчет и проектирование горизонтального аппарата с кольцами жесткости [1 – 4, 6, 7, 9, 12, 17 – 20, 24, 38, 41]**

Провести конструктивный синтез аппарата, выполнить необходимые конструктивные и проверочные расчеты горизонтального аппарата с рубашкой, укрепленного кольцами жесткости, выбрать тип опоры и выполнить ее конструктивные и проверочные расчеты.

#### **Порядок выполнения задания**

1. Составить расчетную схему аппарата.
2. Выбор конструкционного материала.
3. Расчет обечайки корпуса.
4. Расчет обечайки рубашки.
5. Расчет днища корпуса и днища рубашки.
6. Определение массы аппарата.
7. Подбор седловой опоры.
8. Расчет нагрузок, действующих на опору.
9. Расчет корпуса и колец жесткости на прочность и устойчивость.
10. Расчет седловой опоры.

Исходные данные для расчета взять из таблицы 5.3. Пример общего вида аппарата представлен на рис. 5.4. Блок-схема расчета аппарата – рис. 5.5.



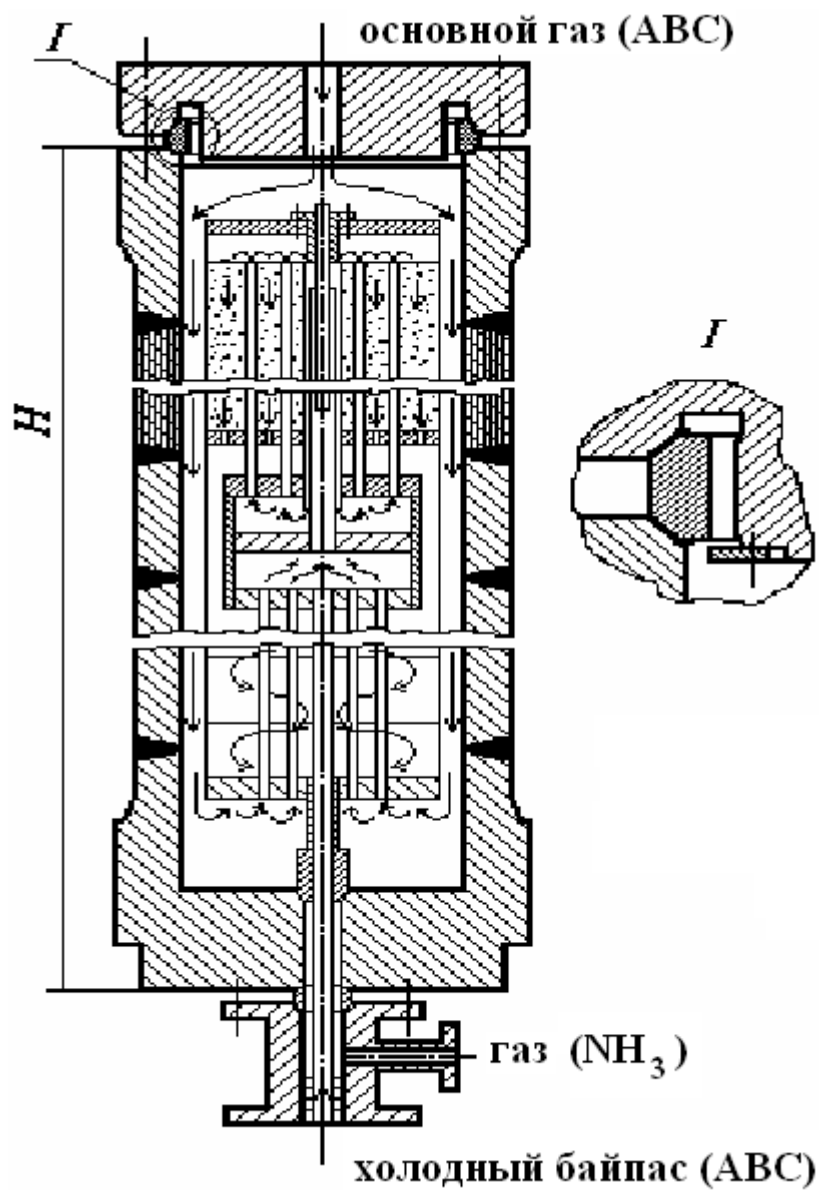


Рис. 5.1. Общий вид аппарата высокого давления

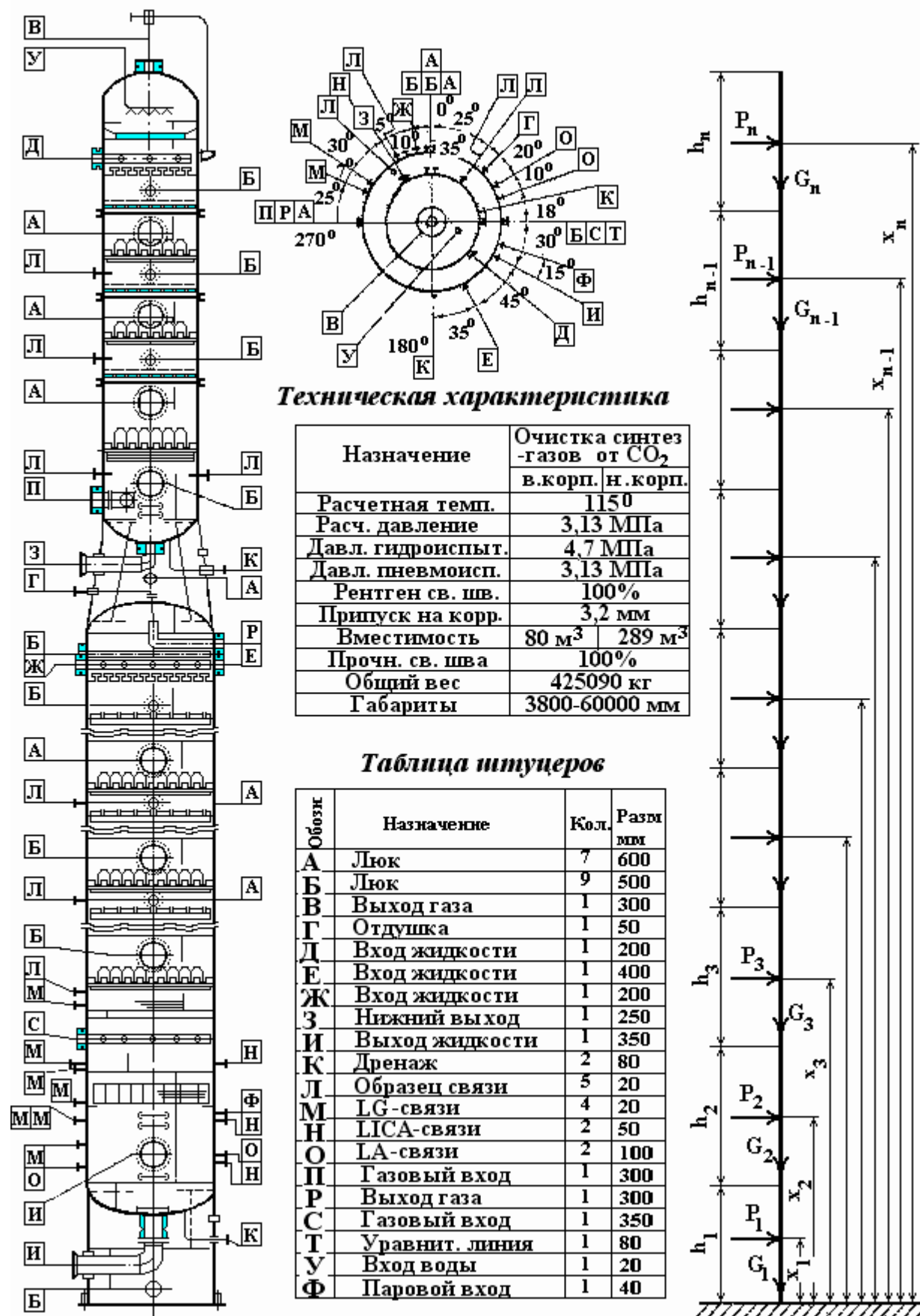
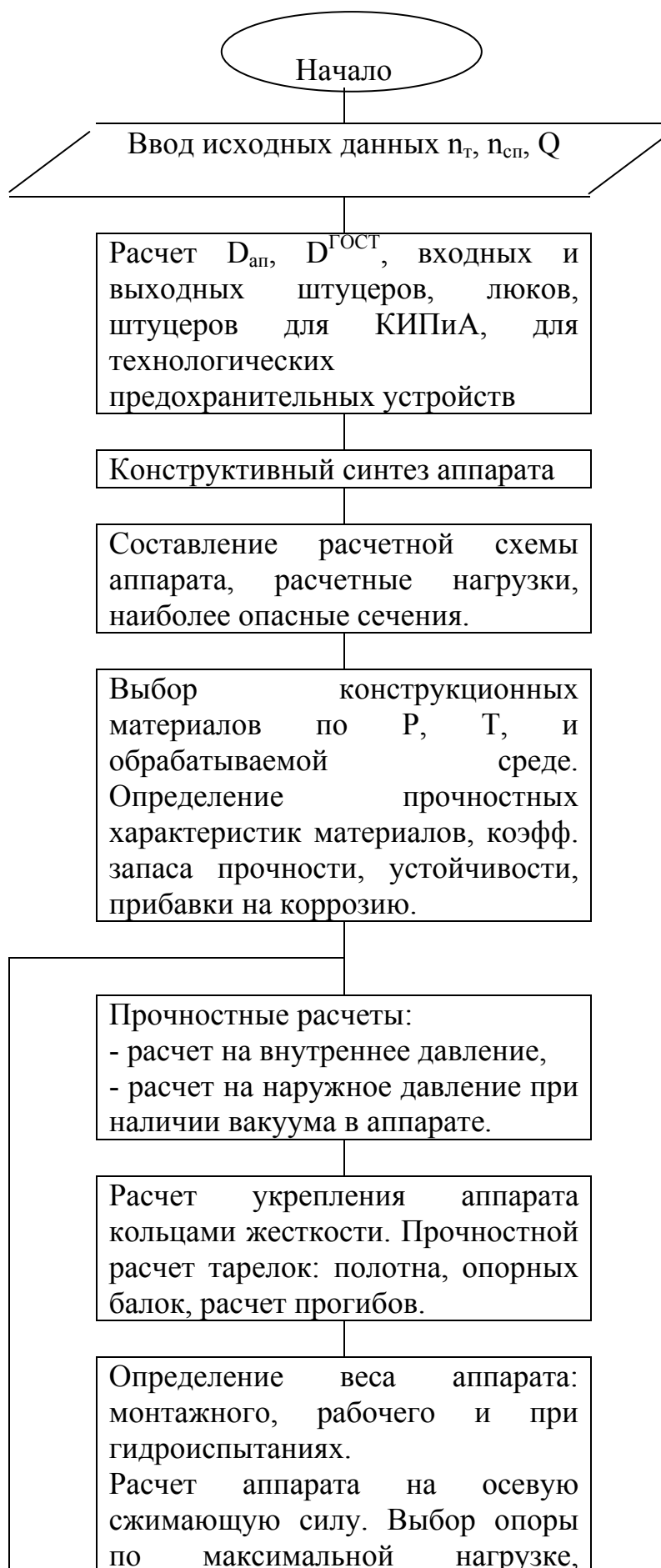
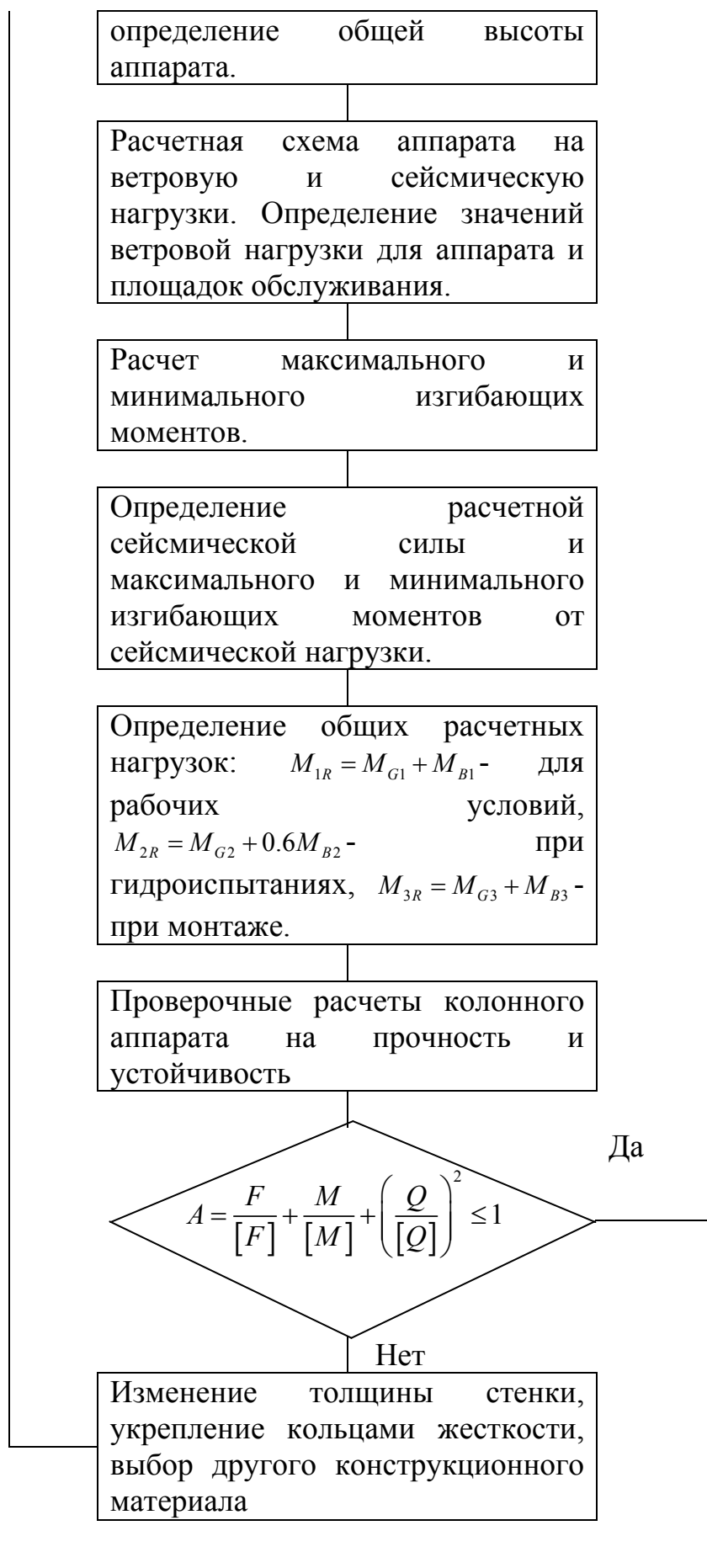


Рис. 5.2. Общий вид и расчетная схема колонного аппарата





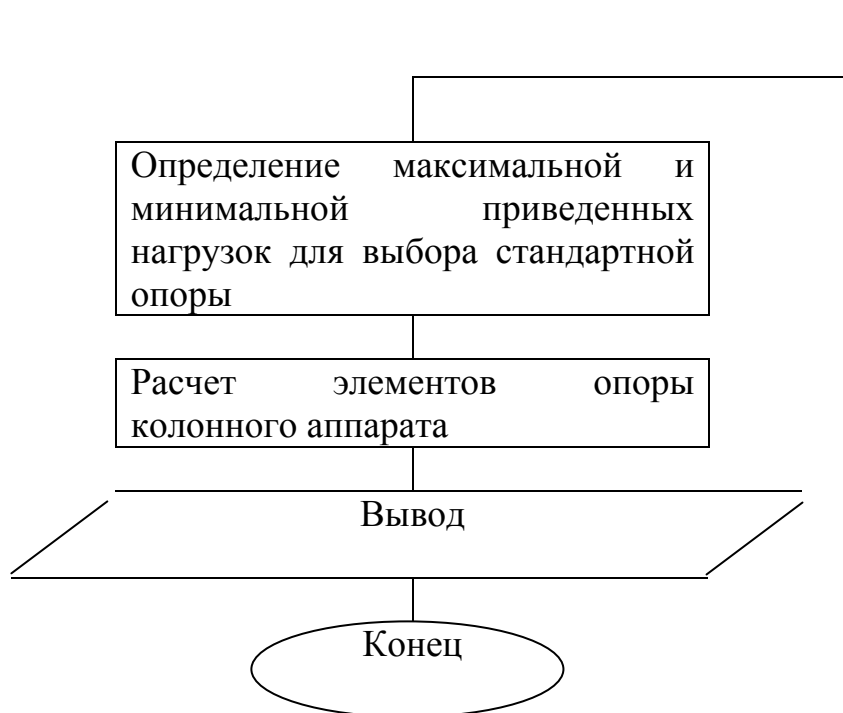


Рис. 5.3. Общий алгоритм расчета колонного аппарата

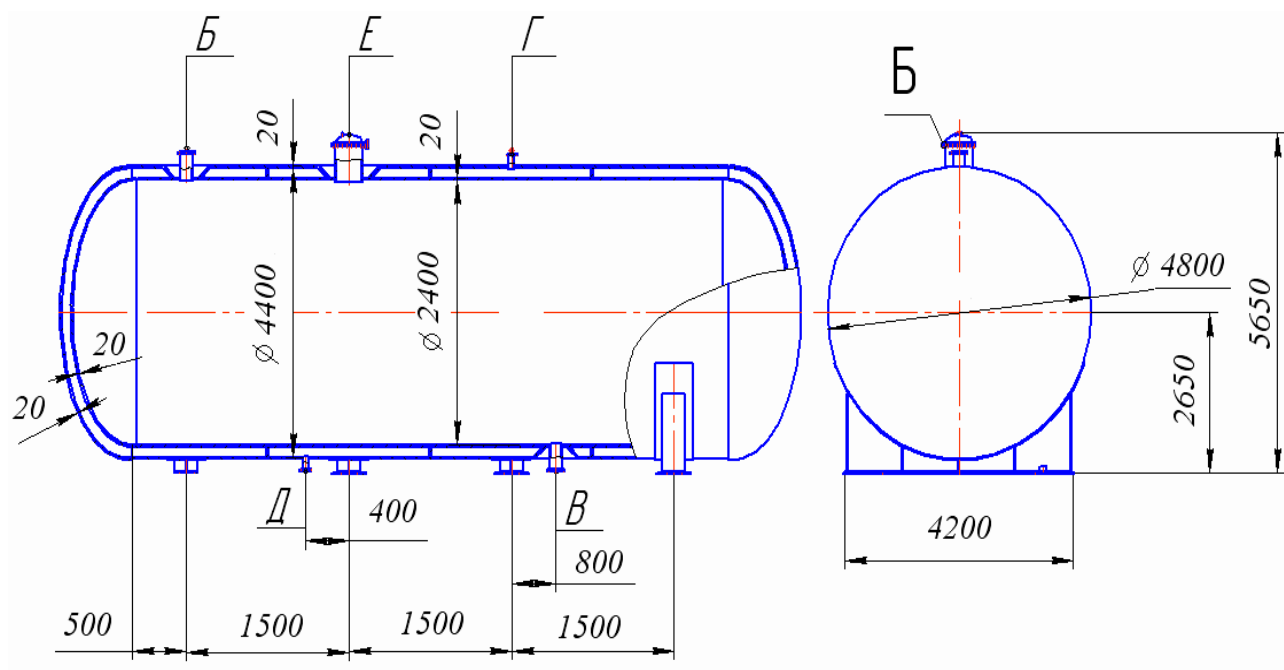
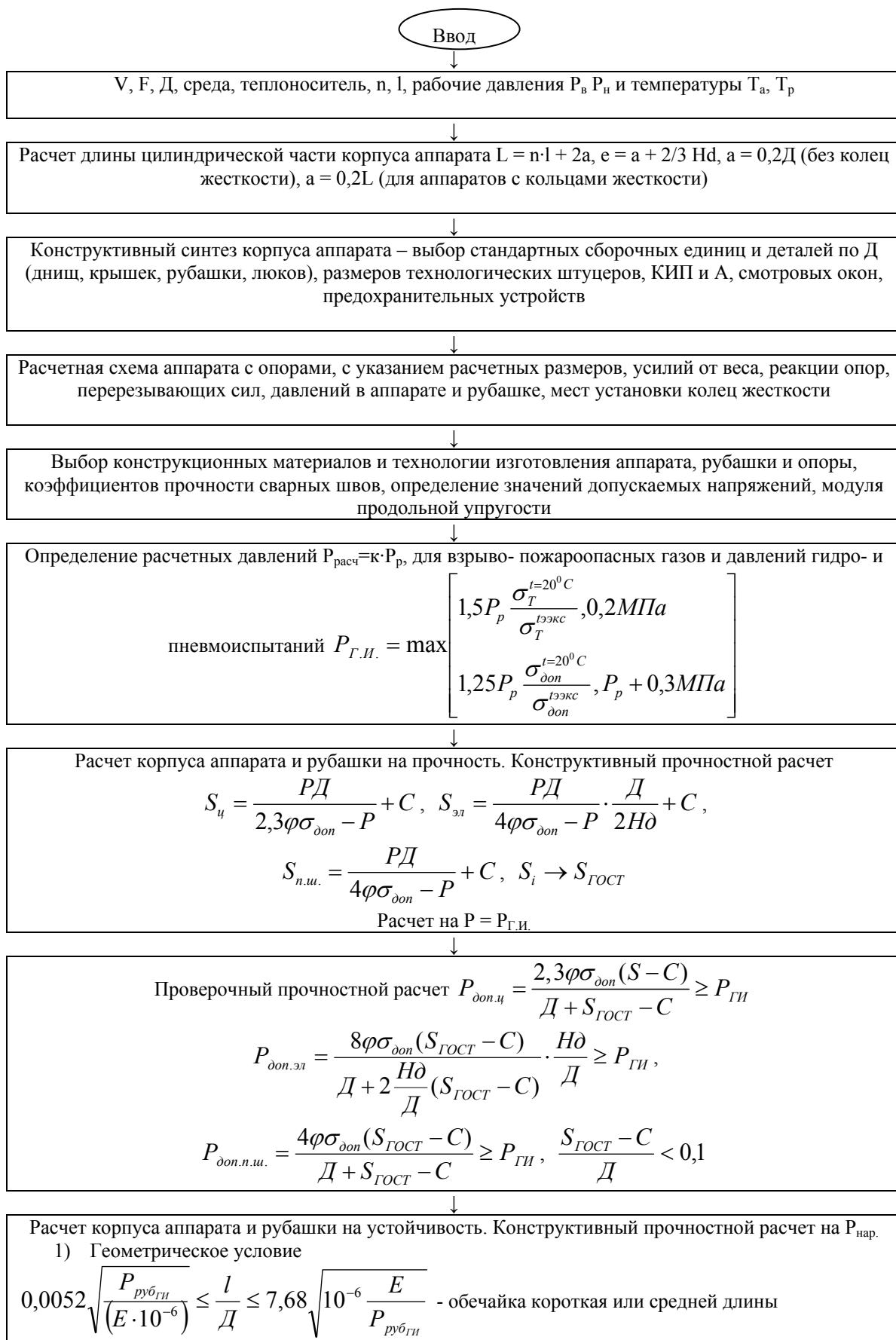


Рис. 5.4. Общий вид горизонтального аппарата с рубашкой



$$\frac{l}{D} > 7,68 \sqrt{10^{-6} \cdot \frac{E}{P_{руб.ги}}} - \text{длинная обечайка}$$



2) Выбор расчетной формулы

$$S_{н.ц.} = 0,47 \frac{D}{100} \left[ \frac{P_{ги.руб.} \cdot l}{10^{-6} \cdot E \cdot D} \right]^{0,4} + C - (\text{обечайка короткая или средней длины})$$

$$S_{н.ц.} \rightarrow S_{ГОСТ}$$

$$S_{н.дл.} = 1,06 \frac{D}{100} \sqrt[3]{\frac{P_{ги.руб.}}{10^{-6} \cdot E}} + C - (\text{обечайка длинная})$$

$$S_{н.дл.} \rightarrow S_{ГОСТ}$$



Проверочный прочностной расчет на  $P_{нар.}$

3) Прочностное условие

$$1,5 \sqrt{\frac{2(S_{ц.ГОСТ} - C)}{D}} \leq \frac{l}{D} \leq \sqrt{\frac{D}{2(S_{ц.ГОСТ} - C)}} - (\text{область упругой деформации})$$

$$\frac{L}{D} > \sqrt{\frac{D}{2(S_{н.ГОСТ} - C)}} - (\text{область пластической деформации})$$



Выбор расчетных формул

$$P_{дон} = 6,49 \cdot 10^{-6} \cdot E \frac{D}{l} \left[ \frac{100(S_{ГОСТ} - C)}{D} \right]^2 \cdot \sqrt{\frac{100(S_{ГОСТ} - C)}{D}} \geq P_{руб.ги} -$$

- для короткой или средней длины цилиндрической обечайки в области упругой деформации

$$P_{дон} = 0,85 \cdot 10^{-6} \cdot E \frac{D}{l} \left[ \frac{100(S_{ГОСТ} - C)}{D} \right]^3 \geq P_{ги.руб.} -$$

- для длинной цилиндрической обечайки в области упругой деформации



Цилиндрические обечайки, работающие в области пластической деформации под  $P_{нар.}$

1) Конструктивный прочностной расчет

$$\text{а) короткие и средней длины } S_{н.д.} = \frac{PD\xi_1}{2E} + C \rightarrow S_{н.д.ГОСТ}, S = \max \{ S_{н.гр.}; S_{техн.изг.}; S^{ГОСТ} \}$$

$$\xi_1 = 1,5 \frac{E}{\sigma_T} + 1,53 \frac{\sigma_T}{E} \cdot \left( \frac{D}{(S_{ГОСТ} - C)} \right) \cdot \left( \frac{l}{(S_{ГОСТ} - C)} \right)^2$$

$$\text{б) длинные } S_{н.д.}^* = \frac{PD\xi_2}{2E} + C \rightarrow S_{н.д.ГОСТ}^*, \xi_2 = 1,5 \frac{E}{\sigma_T} + \left( \frac{D}{(S_{ГОСТ} - C)} \right)^2,$$

$$S = \max \{ S_{н.гр.}; S_{техн.изг.}; S^{ГОСТ} \}$$



4) Проверочный прочностной расчет обечаек:

$$\text{а) короткие и средней длины } P_{дон.н.д.} = \frac{2(S_{н.д.ГОСТ} - C) \cdot E}{D \cdot \xi_1} \geq P_{руб.ги} \quad (\text{в области пластической})$$

деформации)

$$\text{б) длинные } P_{\text{доп.н.д.}}^* = \frac{2 \cdot E \cdot (S_{\text{н.д.ГОСТ}}^* - C)}{D \cdot \xi_2} \geq P_{\text{руб.ГИ}} \text{ (в области пластической деформации)}$$

Окончательный выбор толщин стенок.

$$S_{\text{иск.ц}} = \max(S_{\text{ц}}, S_{\text{н.ц.}}; S_{\text{ц}}, S_{\text{н.дл.}}; S_{\text{ц}}, S_{\text{н.д.}}; S_{\text{ц}}, S_{\text{н.д.}}^*)$$

Конструктивный расчет укрепления цилиндрических обечаек кольцами жесткости, работающих под

$P_{\text{нар.}}$

а) требуемый момент инерции кольца жесткости

$$J_{\text{тр}} = \frac{1}{12} \left[ \frac{1,18 \cdot D^3 \cdot P_{\text{ГИ}}}{E} - (S_{\text{иск.ц}} - C)^3 \right]$$

$$S_{\text{ГОСТ}} = S_{\text{иск.ц}}$$

б) эффективный момент инерции суммарного укрепляющего элемента  
(кольцо+стенка обечайки с  $l_{\text{эф}}$ )

$$J_x = J_k + F_k (e - z_0)^2 + \frac{l_{\text{эф}} (S_{\text{иск.ц}} - C)^3}{12} \cdot \left[ 1 + 12 \left( \frac{Z_0}{S_{\text{иск.ц}} - C} \right)^2 \right]$$

$$e = \frac{b}{2} + \frac{S_{\text{иск.ц}}}{2}, \quad Z_0 = \frac{F_k \cdot e}{F_k + F_{\text{об}}}, \quad l_{\text{эф}} = t + 1,1 \sqrt{D(S_{\text{иск.ц}} - C)},$$

$$F_{\text{об}} = l_{\text{эф}} (S_{\text{иск.ц}} - C), \quad F_k = b \cdot t$$

Нет

$$J_x \geq J_{\text{тр}}$$

Да

Проверочный прочностной расчет укрепления цилиндрических обечаек кольцами жесткости

$$\frac{l}{D} \leq 7,68 \sqrt{\frac{10^{-6} \cdot E}{P_{\text{ГИ руб}}}}, \quad P_{\text{доп}} = 6,49 \cdot 10^{-6} E \frac{D}{e} \left[ \frac{100(S_{\text{иск.ц}} - c)}{D} \right]^2 \sqrt{\frac{100(S_{\text{н.ц}} - C)}{D}} \geq P_{\text{ГИ}}$$

Нет

$$P_{\text{доп}} \geq P_{\text{ГИ}}$$

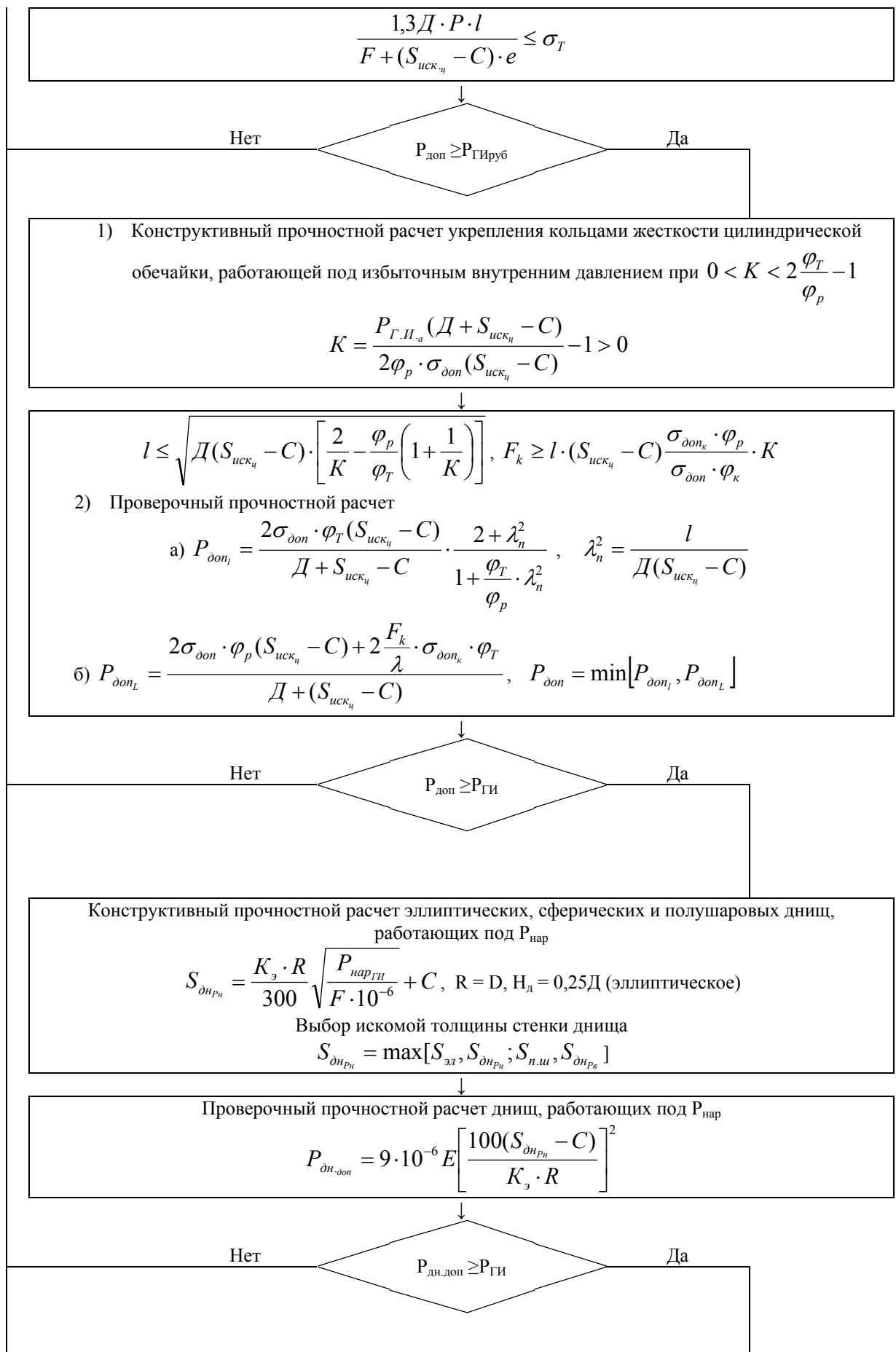
Да

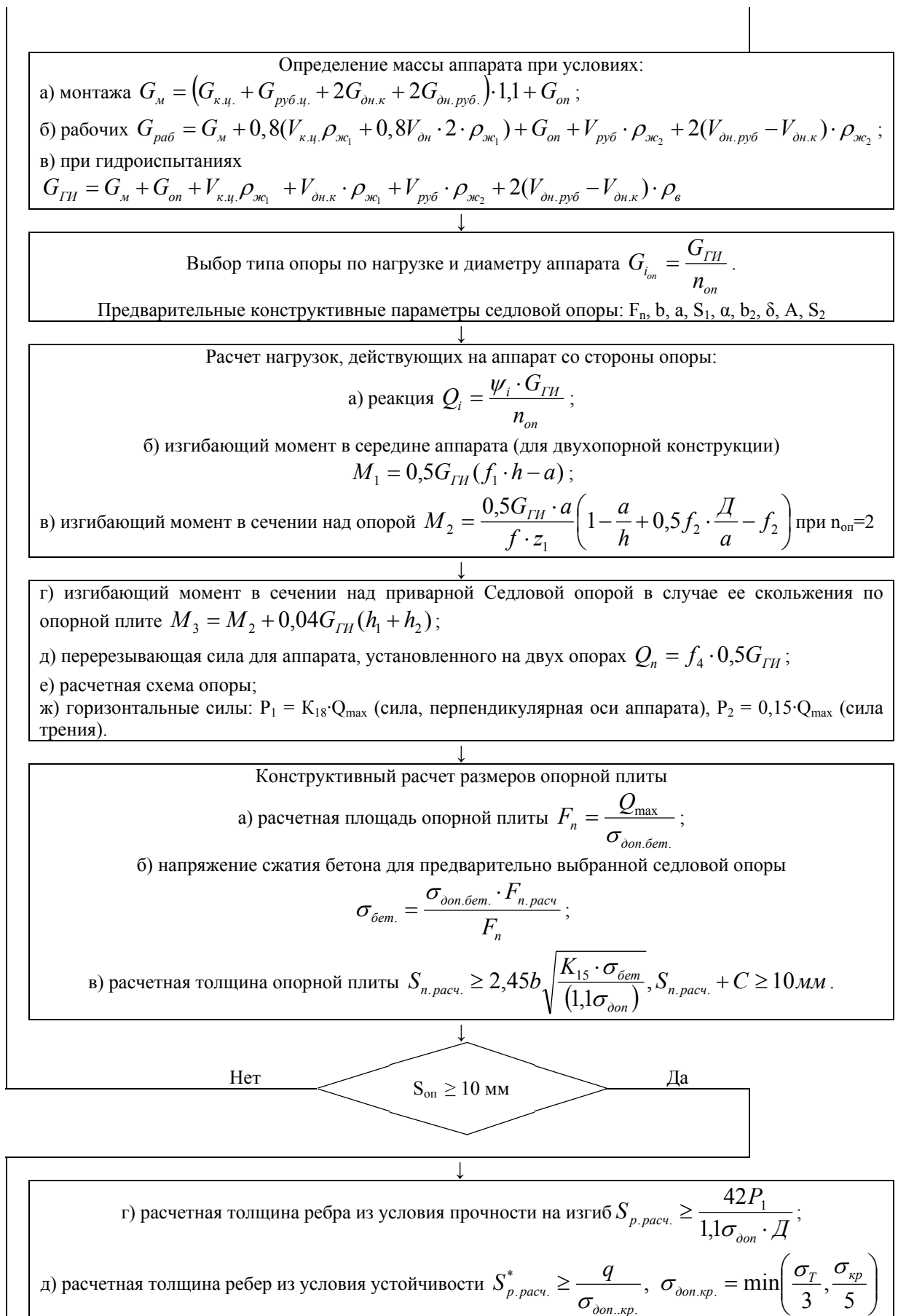
$$\frac{L}{D} \leq 7,68 \sqrt{\frac{D}{100 \cdot K(S_{\text{иск.ц}} - C)}}, \quad K^2 = \frac{l_{\text{эф}}}{l} + \frac{10,92}{l(S_{\text{иск.ц}} - C)^3} \left[ J_k - l^2 \cdot \frac{F \cdot l_{\text{эф}} (S_{\text{иск.ц}} - C)}{F + l_{\text{эф}} (S_{\text{иск.ц}} - C)} \right]$$

$$l_{\text{эф}} = l - \frac{J_k}{J_k + l \cdot (S_{\text{иск}} - C)^3 / 36} \cdot [l - t - 1,1 \sqrt{D(S_{\text{иск.ц}} - C)}]$$

$$P_{\text{доп}} = 0,85 \cdot 10^{-6} \cdot E \left[ \frac{100(S_{\text{иск.ц}} - C)}{D} \right]^3 \cdot K^2 \geq P_{\text{ГИ}}$$







$$q = \frac{1,2Q_{\max}}{l_{\text{реб.общ.}}}, \quad \sigma_{\text{кр}} = 3,6E \left( \frac{S_p}{h_2} \right)^2, \quad l_{\text{реб.общ.}} = a(m-1) + bm \quad \text{или} \quad l_{\text{реб.общ.}} = a(m-1) + 2bm$$

$$S_p \geq \max[S_{p.\text{расч}}, S_{p.\text{расч}}^*]$$

Прочностной расчет:

а) подвижной опоры  $\sigma_{P_2} = \frac{P_2 \cdot h_1}{W_{\text{гор.сеч}}}$ ; б) неподвижной опоры  $\sigma_{P_2}^* = \frac{0,5 \cdot P_2 \cdot (h_1 + h_2)}{W_{\text{гор.сеч}}}$

Нет

$$\sigma_{P_2} \leq \varphi \sigma_{\text{доп}}$$

Да

Нет

$$\sigma_{P_2}^* \leq \sigma_{\text{доп}}$$

Да

Прочностной проверочный расчет цилиндрической обечайки корпуса аппарата и колец жесткости от реакции опор в зависимости от места установки и их количества (в зоне влияния кольца жесткости или вне зоны влияния, наружного или внутреннего кольца, одного или двух колец).

Кольцевые напряжения

$$\sigma_{\text{ц.о.}} = -\frac{K_i \cdot Q}{F} \pm \frac{0,5 \cdot K_{i+1} \cdot Q \cdot D \cdot y_1}{J}; \quad \sigma_{\text{к.ж.}} = -\frac{K_i \cdot Q}{F} \pm \frac{0,5 \cdot K_{i+1} \cdot Q \cdot D \cdot y_2}{J};$$

Нет

$$\sigma_{\text{ц.о.}} \leq \varphi \sigma_{\text{доп.ц.о.}}$$

Да

Нет

$$\sigma_{\text{к.ж.}} \leq \varphi \sigma_{\text{доп.к.ж.}}$$

Да

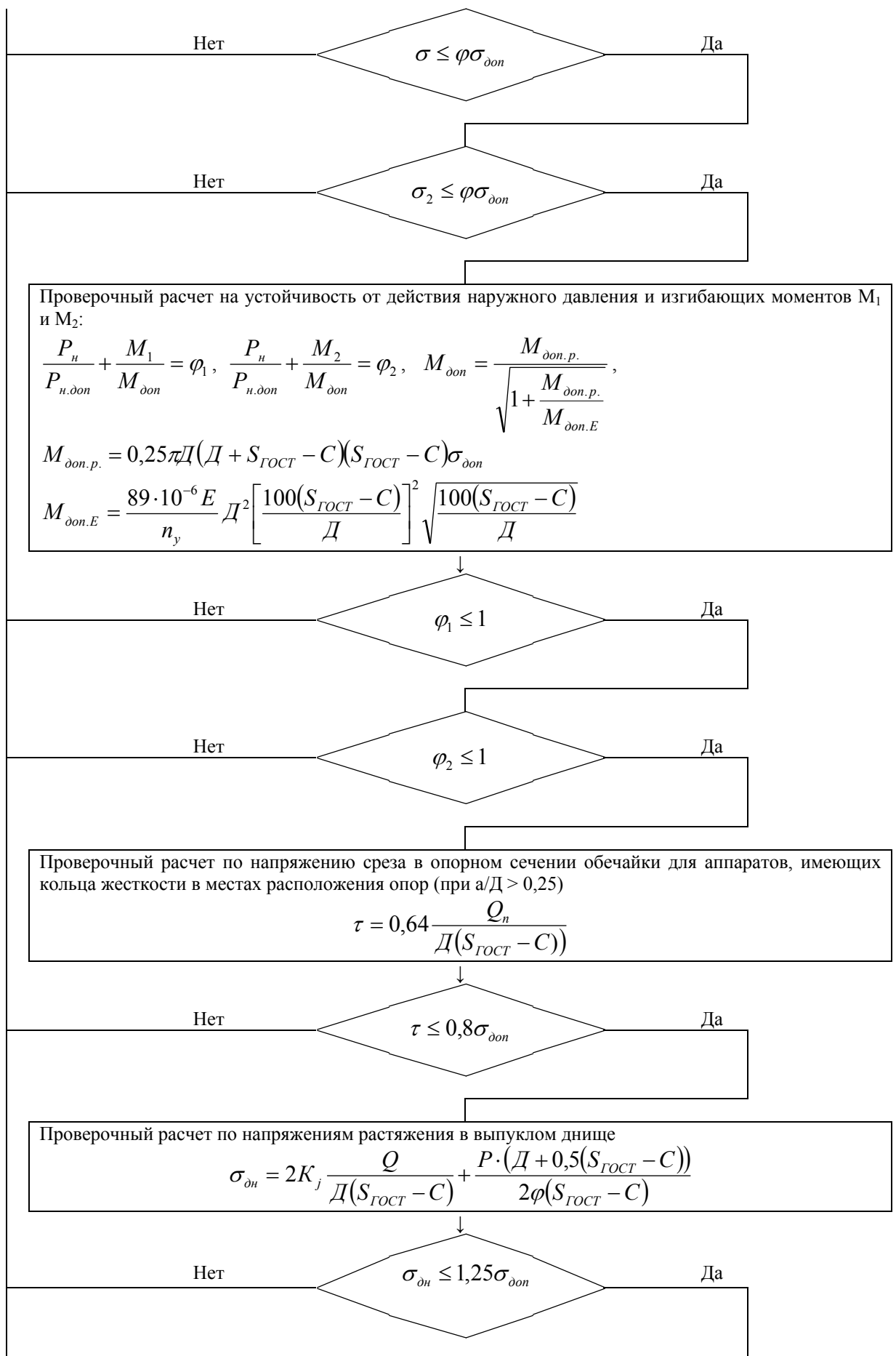
Прочностной проверочный расчет корпуса аппарата:

а) прочность стенки цилиндрической обечайки от действия внутреннего давления и изгибающих

моментов от реакции опор: в середине пролета -  $\sigma_1 = \frac{PD}{4(S_{\text{гост}} - C)} + 1,275 \frac{|M_1|}{D^2(S_{\text{гост}} - C)},$

над опорой -

$$\sigma_2 = \frac{PD}{4(S_{\text{гост}} - C)} + 1,275 \frac{|M_2|}{K_j \cdot D^2(S_{\text{гост}} - C)}.$$



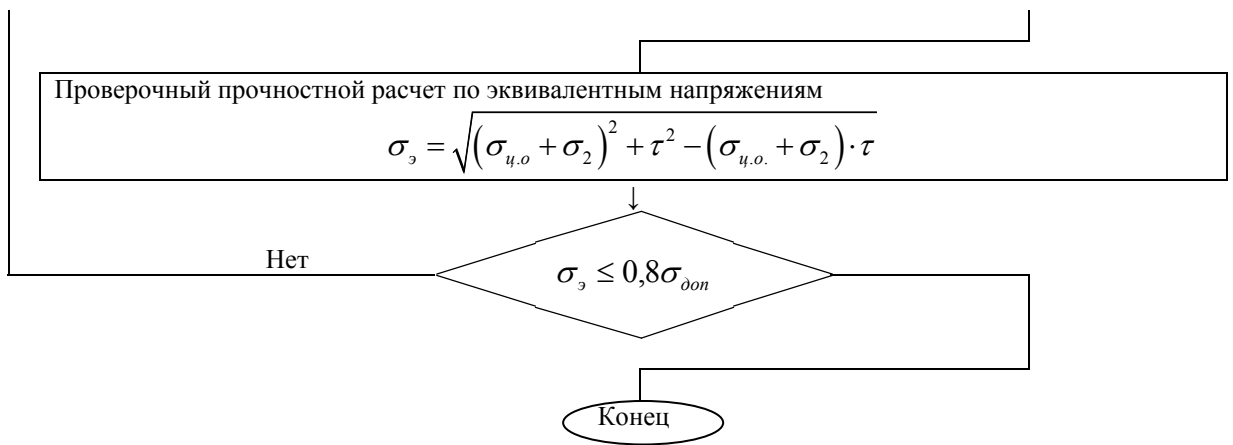


Рис. 5.5. Блок-схема расчета горизонтального аппарата с кольцами жесткости

Таблица 5.1

## Задание на конструирование и расчет аппарата высокого давления

Варианты	Давление, кгс/см <sup>2</sup>	Температура, °С			Диаметр, мм	Высота, мм	Затвор	Прокладка	Форма днища	Форма крышки	Среда
		в реакторе	наружн. стенки	внутр. стенки							
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1	500	500	280	320	2000	24000	Двойной конический	Алюминий	Плоская	Плоская	NH <sub>3</sub>
2	320	300	220	200	3600	36000	"-	"-	"-	"-	"-
3	500	500	180	220	1500	15000	"-	"-	"-	"-	"-
4	1500*	200	120	100	4000	40000	(-)*	"-	"-	"-	"-
5	320	520	240	280	6000/3000	25000/30000	"-	"-	Сферич.	Сферич.	"-
6	250	360	280	320	1800/1000	16000/10000	"-	Медь	"-	"-	"-
7	280	420	360	400	1400	14500	"-	"-	"-	"-	"-
8	320	460	310	400	2600/1200	26000/12000	"-	"-	"-	"-	"-
9	350	500	430	450	1800	18000	"-	"-	"-	"-	"-
10	400	500	220	280	1000	12000	"-	"-	"-	"-	Метанол
11	500	420	240	280	1200	18000	"-	"-	Плоское	Плоская	"-
12	290	200	120	150	1400	24000	"-	"-	"-	"-	"-
13	320	200	120	180	2400	24000	"-	"-	"-	"-	"-
14	250	320	200	250	2400/1400	21000/10000	Плоская	Алюмин.	Сферич.	Сферич.	NH <sub>3</sub>
15	200	390	220	200	3600/2200	24000/16000	Дельта	"-	"-	"-	"-
16	220	360	240	280	2800/1400	25000/14000	"-	"-	"-	"-	"-
17	200	196	120	150	3800/2000	26000/18000	"-	"-	"-	"-	CO <sub>2</sub>
18	250	390	220	280	1200	12000	"-	"-	Плоское	Плоская	Метанол
19	320	360	200	250	1400	19000	"-	"-	"-	"-	Мочевина
20	250	400	200	250	1400	14500	Двойной конический	Медь	"-	"-	"-
21	280	420	330	380	1600	21000	"-	"-	"-	"-	Карбамид
22	320	460	300	350	1800	24000	"-	"-	"-	"-	NH <sub>3</sub>
23	350	420	260	280	1000	18000	"-	"-	"-	"-	"-
24	400	420	120	200	1200	12000	"-	"-	"-	"-	"-

Окончание табл. 5.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
25	500	300	120	180	1400	19000	-"	-"	Сферич.	Сферич.	-"
26	700	250	120	180	1400	18000	-"	-"	-"	-"	-"
27	1000*	420	220	280	1600	24000	(-")*	-"	-"	-"	-"
28	1500*	460	320	380	1800	12000	(-")*	-"	-"	-"	-"
29	320	250	120	180	1000	24000	-"	-"	-"	-"	Метанол

ПРИМЕЧАНИЕ: \* - поршень с усилием от гидравлического пресса

Таблица 5.2

### Конструирование и расчет колонных аппаратов с учетом ветровой и сейсмической нагрузки

Варианты	Тип контактных тарелок	Географический район	Среда в аппарате	Расход газа, м <sup>3</sup> /с	Число ступеней	Р, МПа	Т, °С	П, м <sup>3</sup> /(м <sup>2</sup> с)	Число циклов нагружения					Узел, рассчитываемый на малочисловое нагружение
									N <sub>Э</sub>	N <sub>АС</sub>	N <sub>ТО</sub>	N <sub>ГИ</sub>	N <sub>КИП</sub>	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
1	Насадочные	Дальний Восток	SO <sub>2</sub> , SO <sub>3</sub>	17	3	0,4	100	5	250	10	25	10	30	Днище-опора
2	Колпачковые	Сахалин	Этанол	18	35	0,03	50	8	100	15	30	12	35	Опора-оп.кольцо
3	Клапанные	Центральный	Этан	15	25	0,015	80	10	150	20	35	15	40	Днище-кольцо жесткости
4	Ситчатые	Северо-Западный	Бензол-толуол	10	20	1,6	280	12	100	18	20	10	45	Днище-опора-кольцо жесткости
5	Решетчатые	Краснодарский край	Тяжелые газойлевые фракции	17	45	0,6	180	17	150	22	40	12	50	Днище-опора

Продолжение табл. 5.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
6	Ситчатые с отбойниками	Восточная Сибирь	Азотная кислота	18	30	0,05	70	9	200	12	25	15	25	Опора-оп.кольцо
7	Насадочные	Западная Сибирь	Углеводородные газы	20	5	0,4	200	15	250	10	30	10	30	Днище-кольцо жесткости
8	Колпачковые	Дальний Восток	Уксусная кислота (5-50%)	25	45	0,25	100	5	100	15	35	12	35	Днище-опора-кольцо жесткости
9	Клапанные	Сахалин	Ацетон	12	40	0,04	50	8	150	20	20	15	40	Днище-опора
10	Ситчатые	Камчатка	Азотная кислота	14	35	0,03	50	10	200	18	40	10	45	Опора-оп.кольцо
11	Решетчатые	Уральский р-н	Бензол	15	20	0,015	200	12	250	22	25	12	50	Днище-кольцо жесткости
12	Ситчатые с отбойниками	Архангельская обл.	Азотная кислота	10	20	0,6	80	7	100	12	30	15	25	Днище-опора-кольцо жесткости
13	Насадочные	Центральный	Бензол-уксусная кислота-вода	17	3	0,6	80	9	150	10	35	10	30	Днище-опора
14	Колпачковые	Северо-Западный	Лимонная кислота	18	40	0,05	45	15	200	15	20	12	35	Опора-оп.кольцо
15	Клапанные	Краснодарский край	бензин	20	45	0,4	160	5	250	20	40	15	40	Днище-кольцо жесткости
16	Ситчатые	Восточная Сибирь	Азотная кислота	25	35	0,25	60	8	100	18	25	10	45	Днище-опора-кольцо жесткости



Продолжение табл. 5.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
17	Ситчатые с отбойниками	Дальний Восток	Этиловый спирт	14	45	0,03	55	12	200	12	35	15	25	Опора-оп. кольцо
18	Насадочные	Сахалин	Трихлор-этилен	15	4	0,015	50	7	250	10	20	10	30	Днище-кольцо жесткости
19	Решетчатые	Западная Сибирь	Бензол	12	30	1,4	250	20	150	22	30	12	50	Днище-опора
20	Колпачковые	Камчатка	Уксусная кислота	10	25	0,6	100	9	100	15	40	12	35	Днище-опора-кольцо жесткости
21	Клапанные	Уральский р-н	метанол	17	37	0,6	100	15	150	20	25	15	40	Днище-опора
22	Ситчатые	Архангельская обл.	Олеиновая кислота	18	45	0,05	100	5	100	18	30	10	45	Опора-оп. кольцо
23	Решетчатые	Центральный	Пропионо-вая кислота	20	25	0,4	140	18	150	22	35	12	50	Днище-кольцо жесткости
24	Ситчатые с отбойниками	Северо-Западный	Молочная кислота	25	28	0,25	125	10	200	12	20	15	25	Днище-опора-кольцо жесткости
25	Насадочные	Краснодарский край	Вода-толуол-ацетон	12	33	0,4	160	12	250	10	40	10	30	Днище-опора
26	Колпачковые	Восточная Сибирь	Бензин, легкие и тяжелые газойли	14	40	0,015	60	9	100	10	25	15	40	Днище-опора
27	Клапанные	Западная Сибирь	Глицерин	10	45	1,6	100	15	150	15	30	10	45	Опора-оп. кольцо
28	Ситчатые	Дальний Восток	Бутанол	12	39	0,6	250	5	200	20	35	12	50	Днище-кольцо жесткости

Окончание табл. 5.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
29	Решетчатые	Сахалин	Муравьиная кислота	14	30	0,05	25	18	250	18	20	15	25	Днище-опора-кольцо жесткости
30	Ситчатые с отбойниками	Камчатка	Керосин-бензин	15	45	0,04	50	10	100	22	40	10	30	Днище-опора

Индексы в обозначении циклов нагружения: Э – циклы эксплуатации; АС – аварийные ситуации; ТО – технологические остановки; ГИ – гидроиспытания; КИП – срабатывание средств автоматизации.

Таблица 5.3

### Расчет и проектирование горизонтального аппарата с кольцами жесткости

Варианты	Диаметр аппарата D, мм	Расстояние между опорами L, мм	Число опор Z, шт	Давление в аппарате P <sub>а</sub> , МПа	Давление в рубашке P <sub>р</sub> , МПа	Температура в аппарате T <sub>а</sub> , °C	Температура в рубашке T <sub>р</sub> , °C	Внутренняя среда	Расстояние между кольцами жесткости	Расположение колец жесткости
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1	4,4	3	4	0,3	0,3	60	130	NaCl	3	Вне опоры
2	3	11,7	2	0,3	0,6	80	150	Уксусная кислота	11,7	В зоне влияния опоры
3	6	5	3	0,3	0,4	80	20	Муравьиная кислота	5	В зоне влияния опоры
4	4	4	5	0,3	0,3	100	130	H <sub>2</sub> SO <sub>4</sub>	4	Вне опоры
5	3,4	3	3	0,3	0,2	25	10	Пиво	3	Вне опоры
6	3	3	4	0,3	0,3	-30	130	Аммиак	3	Вне опоры

Окончание табл. 5.3

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
7	5	3	4	0,3	0,4	100	130	NaCl	3	Вне опоры
8	2,5	2,5	5	0,3	0,4	30	10	Этиловый спирт	2,5	В зоне влияния опоры
9	2	4	3	1,6	0,4	50	80	Сжиженные газы	4	В зоне влияния опоры
10	2	3	3	1,6	0,6	50	90	Сжиженные газы	3	В зоне влияния опоры
11	4,4	4,4	3	0,3	0,3	60	130	NaCl	4,4	Вне опоры
12	3	5	2	0,3	0,6	80	150	Уксусная кислота	5	В зоне влияния опоры
13	4,5	4,5	3	0,3	0,4	80	20	Муравьиная кислота	4,5	В зоне влияния опоры
14	2,6	2,6	4	0,3	0,3	100	130	H <sub>2</sub> SO <sub>4</sub>	2,6	Вне опоры
15	3,2	3,2	3	0,3	0,2	25	10	Пиво	3,2	Вне опоры
16	3,6	3,6	3	0,3	0,3	-30	130	Аммиак	3,6	Вне опоры
17	4	3	3	0,4	0,4	100	130	NaCl	3	Вне опоры
18	2,8	2,8	4	0,4	0,4	30	10	Этиловый спирт	2,8	В зоне влияния опоры
19	3	3	3	0,6	0,4	50	80	Сжиженные газы	3	В зоне влияния опоры
20	3	4	3	0,6	0,6	50	90	Сжиженные газы	4	В зоне влияния опоры

## УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ,

### принятые в тексте

$[\sigma]$ ,  $\sigma_{\text{доп}}$ ,  $\sigma^*$  - нормативное допускаемое напряжение, МПа;

$\sigma_{\text{в}}$ ,  $\sigma_{\text{т}}$ ,  $\sigma_{\text{дл}}$ ,  $\sigma_{\text{п}}$  - соответственно, пределы временной прочности, текучести, длительной прочности и ползучести, МПа;

$S$  - расчетная толщина стенки, м;

$C$  - прибавка на компенсацию коррозии, м;

$P$ ,  $P_{\text{доп}}$ ,  $P_{\text{р}}$ ,  $P_{\text{Ги}}$ ,  $P_{\text{пр}}$ ,  $P_{\text{у}}$  - соответственно, рабочее давление, допускаемое, расчетное, гидроиспытаний, пробное, условное, МПа;

$l$ ,  $l_{\text{эф}}$  - расчетная и эффективная длина цилиндрической обечайки, м;

$E$  - модуль продольной упругости, МПа;

$D$  - диаметр аппарата, м;

$H$ ,  $H_{\text{ц}}$ ,  $H_{\text{дн}}$  - расчетная высота аппарата, высота цилиндрической части и днища, м;

$J$ , ( $J_{\text{х}}$ ,  $J_{\text{тр}}$ ) - момент инерции, (геометрический и требуемый),  $\text{м}^4$ ;

$M$ ,  $[M]$ ,  $M_{\text{доп}}$  - изгибающий момент (расчетный и допускаемый),  $\text{МН}\cdot\text{м}$ ;

$N$ ,  $[N]$ ,  $N_{\text{доп}}$  - осевая сжимающая сила (расчетная и допускаемая),  $\text{МН}$ ;

$n_{\text{в}}$ ,  $n_{\text{т}}$ ,  $n_{\text{дл}}$  - соответственно, коэффициенты запаса по пределам временной прочности, текучести и длительной прочности;

$\sigma_{\text{сж}}$ ,  $\sigma_{\text{изг}}$  - соответственно, напряжения сжатия и изгиба, МПа;

$P_{\text{н}}$ ,  $P_{\text{н доп}}$  - соответственно, наружное давление и наружное допускаемое давление, МПа;

$d$ ,  $d_0$  - диаметр отверстия, м;

$R$  - радиус аппарата, м;

$D_{\text{б}}$ ,  $D_{\text{сп}}$  - соответственно, диаметр болтовой окружности и средний диаметр прокладки, м;

$S_1$ ,  $S_{1\text{р}}$  - толщины стенок (исполнительная и расчетная), м;

$\Delta$ ,  $\Delta_{p0}$ ,  $\Delta_{M0}$  - соответственно, линейные деформации от внутреннего давления, распорной силы и изгибающего момента, м;

$\nu$ ,  $\nu_{p0}$ ,  $\nu_{M0}$  - соответственно, угловые деформации от внутреннего давления, распорной силы и изгибающего момента, рад;

$\sigma_u$ ,  $\sigma_k$  - соответственно, меридиональные и кольцевые напряжения, МПа;

$U$ ,  $N$ ,  $T$  - силы, соответственно, меридиональная, перерезывающая и кольцевая, МН;

$K$ ,  $M$  - изгибающие моменты, соответственно, кольцевой и меридиональный, МН·м;

$\varphi_c$ ,  $\varphi_t$  - коэффициенты уменьшения допускаемых напряжений от силы сжатия и изгибающего момента;

$\sigma_{\text{э}}$ ,  $\sigma_z$ ,  $\sigma_r$ ,  $\sigma_t$  - эквивалентное, осевое, радиальное и кольцевое напряжения, МПа;

$r_1$ ,  $r_2$  - внутренний и наружный радиусы аппарата, м;

$\Delta t$ ,  $\Delta T$  - разность температур по толщине стенки, °С;

$P_{\text{б1}}$ ,  $P_{\text{б2}}$ ,  $Q_6$  - усилие болтовой затяжки, МН;

$S_0$ ,  $S_1$  - наибольшая и наименьшая толщина втулки фланца, м;

$b_{\text{п}}$ ,  $b_0$ ,  $b_{\text{э}}$  - ширина прокладки: реальная, расчетная и эффективная, м;

$S_2$ ,  $S_0$  - общая толщина крышки и толщина под затвор, м;

$q$  - величина нормативного скоростного напора;

$\beta_i$ ,  $\beta$  - динамический коэффициент увеличения скоростного ветрового напора;

$K_c$  - коэффициент сейсмичности;

$G_i$  - сила тяжести  $i$ -го участка, МН;

$x_i$  - высота расположения  $i$ -го участка от основания аппарата, м;

$U_{\text{ф}}$ ,  $U_{\text{кр}}$  - соответственно, угловая податливость фланца и плоской фланцевой крышки,  $1/(\text{МН} \cdot \text{м})$ ;

$u_{\text{п}}$  - линейная податливость уплотнительной прокладки, м/МН;

$Q_d$ ,  $Q_t$ ,  $R_{\text{п}}$  - усилия от внутреннего давления, температурных деформаций, реакции прокладки, МН.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Поникаров И.И., Гайнуллин М.Г. Машины и аппараты химических производств и нефтегазопереработки: учебник.- Изд. 2-е; перераб. и доп. - М.:Альфа – М, 2006.-608 с.
2. Тимонин А.С. Основы конструирования и расчета технологического и природоохранного оборудования: справочник. - Калуга: Изд-во Н. Бочкаревой, 2001. – Т.1 – 756 с.
3. Тимонин А.С. Основы конструирования и расчета технологического и природоохранного оборудования: справочник. - Калуга: Изд-во Н. Бочкаревой, 2002. – Т.2 - 988 с.
4. Правила устройства и безопасной эксплуатации сосудов, работающих под давлением. ПБ 03–576-03. – М.: ГУП «НТЦ по безопасности в промышленности ГосГортехнадзора России», 2003. – 192 с.
5. Сосуды и трубопроводы высокого давления: справочник / Е.Р. Хисматуллин [и др.] – М.: Машиностроение, 1990. – 384 с.
6. Лещинский А.А., Толчинский Н.В. Основы конструирования и расчета химической аппаратуры: справочник. – Л.: Машиностроение, 1970.
7. Конструирование и расчет машин химических производств: учебник для машиностроительных вузов по специальности «Химическое машино- и аппаратостроение» /Ю.И. Гусев [и др.] - М.: Машиностроение, 1985. – 408 с.
8. Журавлев В.Н., Николаева О.И. Машиностроительные стали: справочник. – 4-е изд. перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1992. – 480 с.
9. Лещинский А.А. Конструирование сварных химических аппаратов. – Л.: Машиностроение, 1981. – 382 с.
10. ГОСТ 25859-83. Сосуды и аппараты стальные. Нормы и методы расчета на прочность при малоцикловых нагрузках. – М.: Госкомстандарт, 1983. – 30 с.
11. Расчет аппаратов колонного типа от ветровых нагрузок и сейсмических воздействий: методические указания для выполнения курсовой работы по курсу «Расчет и конструирование машин и аппаратов химических производств» для студентов специальности 170500. / Иван. хим.-технол. ин-т. - Иваново, 1992.–52 с.
12. Миронов В.П., Фрякин Н.В., Постникова И.В. Лабораторный практикум по курсу «Конструирование и расчет элементов оборудования» для студентов специальностей 170500 и 170600 / Иван. гос. хим.-технол. ун-т. - Иваново, 2005. - 100 с.
13. ГОСТ 14249-89. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. - М.: Изд-во Стандартов, 1989.
14. Румянцев О.В. Оборудование цехов синтеза высокого давления в азотной промышленности. -М.: Химия, 1970.

15. Миронов В.П., Фрякин Н.В. Расчет и конструирование химических реакторов: учеб. пособие / Иван. хим.-технол. ин-т. - Иваново, 1979. – 70 с.
16. ГОСТ 2.101.68 – ГОСТ 2.109.68. Единая система конструкторской документации. Основные положения.
17. Рудицын М.Н., Артемов П.Я., Любовинец М.И. Справочное пособие по сопротивлению материалов. - Минск: Высш. шк., 1970. - 630 с.
18. Михалев М.Ф. и др. Расчет и конструирование машин и аппаратов химических производств. Примеры и задачи: учеб. пособие / под ред. М.Ф. Михалева - Л.: Машиностроение, 1984.- 301 с.
19. Миронов В.П., Фрякин Н.В. Расчет сосудов: учеб. пособие / Иван. хим.-технол. ин-т. - Иваново, 1981. – 95 с.
20. Миронов В.П., Фрякин Н.В. Расчет сосудов: учеб. пособие / Иван. хим.-технол. ин-т. - Иваново, 1980. – 88 с.
21. Прочность при малоцикловом нагружении. Основы методов расчета и испытаний / С.В. Серенсен [и др.]; под ред. С.В. Серенсена. – М.: Наука, 1975. – 285 с.
22. Правила устройства и безопасной эксплуатации технологических трубопроводов /ПБ 03-585-03/. – М.: ГУП «НТЦ по безопасности в промышленности ГосГортехнадзора России», 2004. – 152 с.
23. Правила устройства и безопасной эксплуатации трубопроводов пара и горячей воды /ПБ10-573-03/. – М.: ГУП «НТЦ по безопасности в промышленности ГосГортехнадзора России», 2004. – 128 с.
24. Канторович З.Б. Основы расчета химических машин и аппаратов. - М.: Машгиз, 1960. – 743 с.
25. ОСТ 26-373-78. Нормы и методы расчета на прочность фланцевых соединений сосудов и аппаратов.
26. Супрунчук В.К., Островский Э.В. Конструкционные материалы и покрытия в продовольственном машиностроении: справочник. – М.: Машиностроение, 1984. – 328 с.
27. Харламов С.В. Практикум по расчету и конструированию машин и аппаратов пищевых производств. – Л.: Агропромиздат. Ленингр. отделение, 1991. – 256 с.
28. Обухов А.С. Расчет на прочность конструкций из стеклопластиков и пластмасс в нефтеперерабатывающей и химической промышленности. - М.: Машиностроение, 1978, -142 с.
29. ГОСТ 24755-89 Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность укрепления отверстий. М.: Изд-во Стандартов, 1989.
30. Миронов В.П., Фрякин Н.В. Расчет и конструирование аппаратов химических производств. Колонная аппаратура: учеб. пособие. / Иван. хим.-технол. ин-т. - Иваново, 1975.

- 31.ГОСТ 24756-81, 51273-99, 51274-99 Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Определение расчетных усилий для аппаратов колонного типа от ветровых нагрузок и сейсмических воздействий.
- 32.Нормы расчета на прочность элементов реакторов, парогенераторов, сосудов и трубопроводов атомных электростанций, опытных и исследовательских ядерных реакторов и установок. - М.: Металлургия, 1973.
- 33.ОСТ 26-425-79, 26-426-79, 26-427-79, ГОСТ 28759.1-90, 28759.8-90. Фланцы сосудов и аппаратов. Типы и параметры (для аппаратов).
- 34.ОСТ 26-429-79. Фланцы сосудов и аппаратов. Технические требования (для аппаратов).
- 35.ГОСТ 25867-83 Сосуды и аппараты. Сосуды с рубашками. Нормы и методы расчета на прочность.
- 36.Миронов В.П., Фрякин Н.В. Расчет и конструирование сосудов и аппаратов высокого давления: учеб. пособие./ Иван. хим.-технол. ин-т. - Иваново, 1982. -90 с.
37. Конструирование ядерных реакторов: учеб. пособие для вузов. /Емельянов И.Я. [и др.] под общей ред. М.А. Долежала - М.: Энергоиздат, 1982, - 400 с.
- 38.Технология, механизация и автоматизация производства сварных конструкций. Атлас: учеб. пособие для студентов машиностроительных специальностей вузов / Куркин С.А. [и др.] - М.: Машиностроение, 1989. - 328 с.
- 39.Методические указания по расчету и конструированию аппаратов высокого давления / сост.: В.П. Миронов, Н.В. Фрякин / Иван. хим.-технол. ин-т. - Иваново, 1982. -32 с.
- 40.ГОСТ 12820-80, 12821-80, 12822-80, 12831-67, 12832-67. Фланцы для труб, трубопроводной арматуры.
- 41.ГОСТ 26202-84. Нормативный метод расчета на прочность обечаек и днищ от воздействия опорных нагрузок.
- 42.ОСТ 26-291-94 Сосуды и аппараты стальные сварные. Общие технические условия. М.: НПО ОТБ, 1996.-335с.
- 43.Методические указания к расчетным занятиям по курсу «Расчет и конструирование машин и аппаратов» / сост.: П.П. Ермаков, А.И. Маневич. – Днепропетровск: ДХТИ, 1987. – 32 с.



## **ПРИЛОЖЕНИЕ 1**

### **ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ МЕТОДИЧЕСКИХ МАТЕРИАЛОВ ПРИ КОНСТРУИРОВАНИИ АППАРАТОВ И КОРПУСОВ МАШИН**

1. Методика конструктивного синтеза аппарата или корпуса машины.
2. Блок-схемы аппарата и машины.
3. Методика конструирования и расчета аппаратов, работающих под давлением, правила изготовления и эксплуатации (нормы ГОСГОРТЕХНАДЗОРА).
4. Методика конструирования, проектирования и расчета деталей и сборочных единиц аппарата и корпусов машин (ГОСТ 14249-89 “Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность”).
5. Методика выбора конструкционных материалов.
6. Моментная теория расчета стыковых узлов аппаратов и корпусов машин.
7. Расчет фланцевых соединений, трубопроводов и арматуры.
8. Методика расчета предохранительных устройств.
9. Расчет укрепления отверстий.
10. Методика расчета температурных напряжений в деталях и сборочных единицах аппаратов и машин.
11. Методика конструирования и расчета опор аппаратов и машин.
12. Расчет и конструирование колонных аппаратов, в том числе с учетом ветровой и сейсмической нагрузок.
13. Методика конструирования и расчета крупно-масштабных емкостных аппаратов.
14. Методика конструирования и расчета футеровок в аппаратах и корпусах машин.
15. Методика конструирования и расчета аппаратов и корпусов машин высокого давления.
16. Методика расчета деталей и стыковых узлов на малоцикловое нагружение.
17. Нормы СНиП на размещение оборудования и трубопроводов, устройство опорных металлических площадок.
18. Правила оформления и содержание паспортов на аппараты и машины.

## ПРИЛОЖЕНИЕ 2

### Пример оформления графической части для аппарата высокого давления

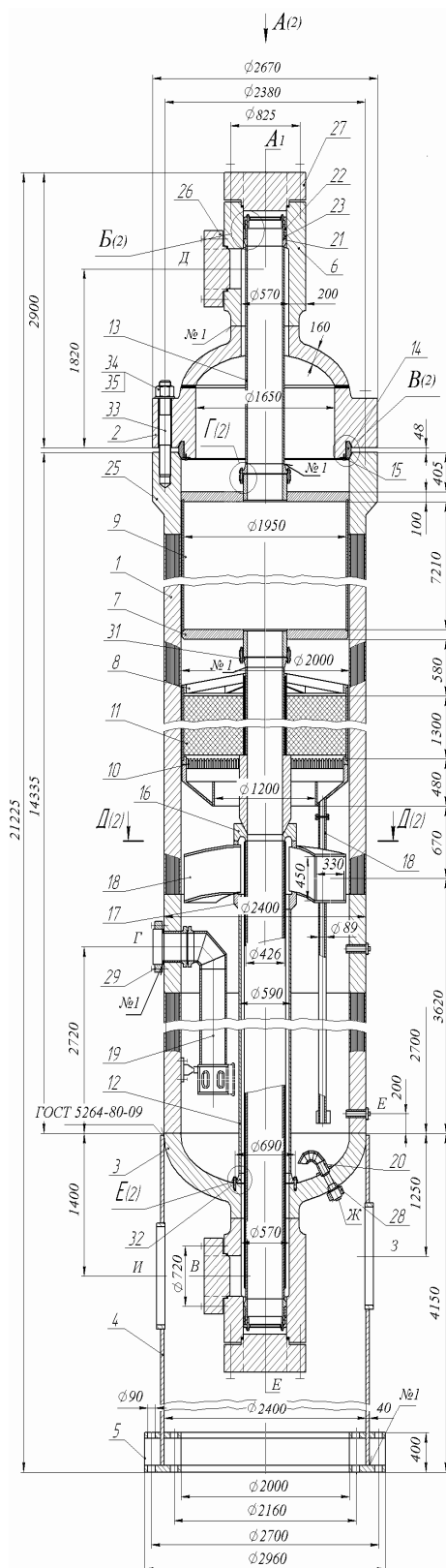


Таблица штуцеров

Обозначение	Наименование	Проход Кол. услов. Ду, мм	Давление услов. Ру, МПа
А	Вход газа	1 350	32
Б	Выход газа	1 350	32
В	Вход газа	1 350	32
Г	Вход свежего газа	1 200	32
Д	Выход газа	1 350	32
Е	Указатель уровня	2 15	32
Ж	Выход жидкого аммиака	1 80	32
З	Лаз	1 900	0,1
И	Лаз	1 1000	0,1

#### Техническая характеристика

- Колонна предназначена для сепарации аммиака и рекуперации холода.
- Емкость: 48 м<sup>3</sup>.
- Производительность по газовой смеси (азотодородная смесь): 14500 м<sup>3</sup>/ч.
- Давление рабочее: 32 МПа.
- Поверхность теплообмена кожухотрубчатого теплообменника: 2120 м<sup>2</sup>.
- Рабочие параметры теплообменника:  
Межтрубное пространство:  
температура: на входе: +55°C;  
на выходе: +20°C;  
Трубное пространство:  
температура: на входе: -5°C;  
на выходе: +35°C.
- Перепад давления не более: 1,0 МПа.
- Среда: газовая смесь: N<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>, CH<sub>4</sub>, NH<sub>3</sub>, Ag-токсичная, взрывоопасная, некоррозионная.  
Жидкий аммиак.

#### Технические требования

- При изготовлении колонны руководствоваться ОСТ 26-01-221-80; ОСТ 26-291-79.
- Материал элементов колонны:  
-обечайка: сталь 22Х3М;  
-обечайка центральная: сталь 09Г2С;  
-днище, крышка: сталь 22Х3М;  
-обтюратор двухканусный: сталь 30ХМА;  
-шпилька: сталь 34ХН3М;  
-фланец: сталь 22Х3М;  
-спиральные слои корпуса: сталь 10Г2С1.
- Сварные соединения должны соответствовать требованиям ОСТ 26-01-82-77 "Сварка в химическом машиностроении".
- Сварные соединения в объеме 100% контролировать рентгенопросвечиванием.
- \*Размеры для справок.



# ПРИЛОЖЕНИЕ 3

## Пример оформления графической части для колонного аппарата Исполнение 1

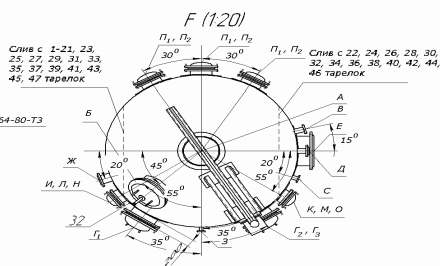
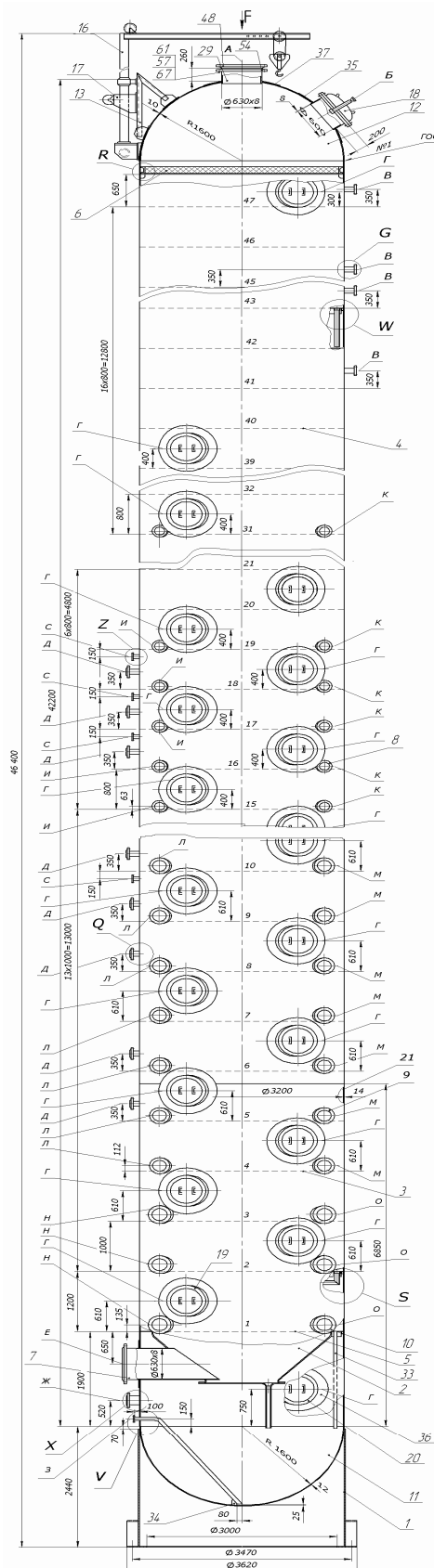


Таблица штуцеров

Обозначение	Наименование	Кол.	Проклад. условн., мм	Давл. условн., МПа
A	Выход газа	1	600	1
Б	Люк	1	600	1
В	Вход конденсата	4	70	1
Г <sub>1</sub>	Лаз	15	500	1
Г <sub>2</sub>	Лаз	15	500	1
Г <sub>3</sub>	Лаз	1	600	1
Д	Вход кислоты	11	80	1
Е	Вход нитрозных газов	1	600	1
Ж	Выход кислоты	1	150	1
З	Спуск	1	50	1
И	Вход воды в двухрядный змеевик	9	200	1
К	Выход воды из двухрядного змеевика	9	200	1
Л	Вход воды в четырехрядный змеевик	11	225	1
М	Выход воды из четырехрядного змеевика	11	225	1
Н	Вход воды в пятирядный змеевик	3	250	1
О	Выход воды из пятирядного змеевика	3	250	1
П <sub>1</sub>	Переточный штуцер	42	350	1
П <sub>2</sub>	Переточный штуцер	27	300	1
С	Выпуск хлоридов	8	40	1

### Техническая характеристика

1. Аппарат предназначен для абсорбции окислов азота водой.
2. Рабочее давление: в колонне  $P_{изб} = 0,65 \text{ МПа}$ ; в змеевиках  $P_{изб} = 0,63 \text{ МПа}$ .
3. Расчетное давление: в колонне  $P_{изб} = 0,8 \text{ МПа}$ ; в змеевиках  $P_{изб} = 0,63 \text{ МПа}$ .
4. Рабочая температура в колонне:  $t = 35-50 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ; в змеевиках  $t = 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$ .
5. Расчетная температура внизу колонны  $50 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ; вверху колонны  $35 \text{ }^{\circ}\text{C}$ .
6. Рабочая среда: в колонне: нитрозные газы, токсичная; в змеевиках: вода.
7. Поверхность теплообмена  $713 \text{ м}^2$ .
8. Емкость аппарата  $345 \text{ м}^3$ .

### Технические требования

1. Колонну изготовить в соответствии с ПБ 03-576-03 "Правилами устройства и безопасной эксплуатации сосудов, работающих под давлением".
2. Материал деталей корпуса – сталь 08Х18Н10Т ГОСТ 5632-72; Материал опор – сталь 08Х18Н10Т ГОСТ 5632-72.
3. Колонна поставляется на место монтажа тремя частями.
4. Части колонны испытать гидравлическим давлением в горизонтальном положении. Нижнюю часть – 1,56 МПа, среднюю часть 1,4 МПа, верхнюю 1,25 МПа.
5. Сварные стыковые швы корпуса колонны испытать на отсутствие склонности к межкристаллитной коррозии по методу АМ ГОСТ 6032-58.
6. Колонну в сборе на монтаже испытать гидравлически гидравлическим давлением 1,1 МПа в вертикальном положении.

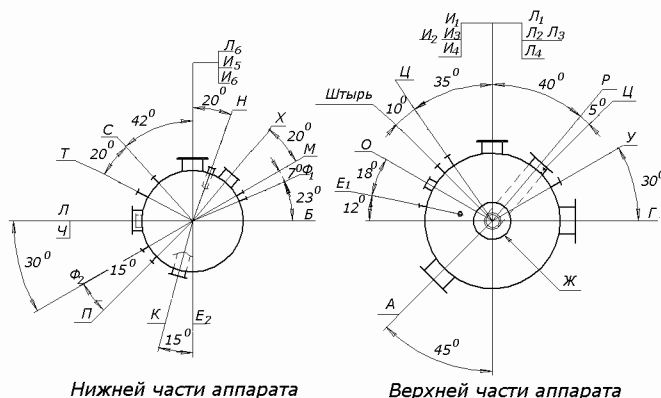


## Исполнение 2

Таблица штуцеров

Обозначение	Наименование	Кол.	Условн. проход, мм	Условн. давление, МПа
А	Вход жидкости	1	400	0,175
Б	Выход газа	1	600	0,175
В	Вход жидкости	1	200	0,175
Г	Вход газа	1	600	0,175
Е	Дренажный	2	80	0,175
Ж	Выход газа	1	750	0,175
И	Смотровой люк	6	600	0,175
К	Возврат из кипятильника	1	600	0,175
Л	Люк	6	500	0,175
М	Для манометра	1	20	0,6
Н	Подача в кипятильник	1	250	0,175
О	Выход жидкости	1	450	0,175
П	Паровой	1	200	0,175
Р	Нижний выход	1	200	0,175
С	Пар карсола	1	50	0,175
Т	Для ртутного манометра	1	80	0,175
У	Воздушка	1	50	0,175
Ф	Флегма	2	50	0,175
Х	Выход жидкости	1	300	0,175
Ц	Пробоотборник	1	20	0,175
Ч	Вход воды	1	40	0,175

Схема расположения штуцеров, люков и штырей



Нижней части аппарата

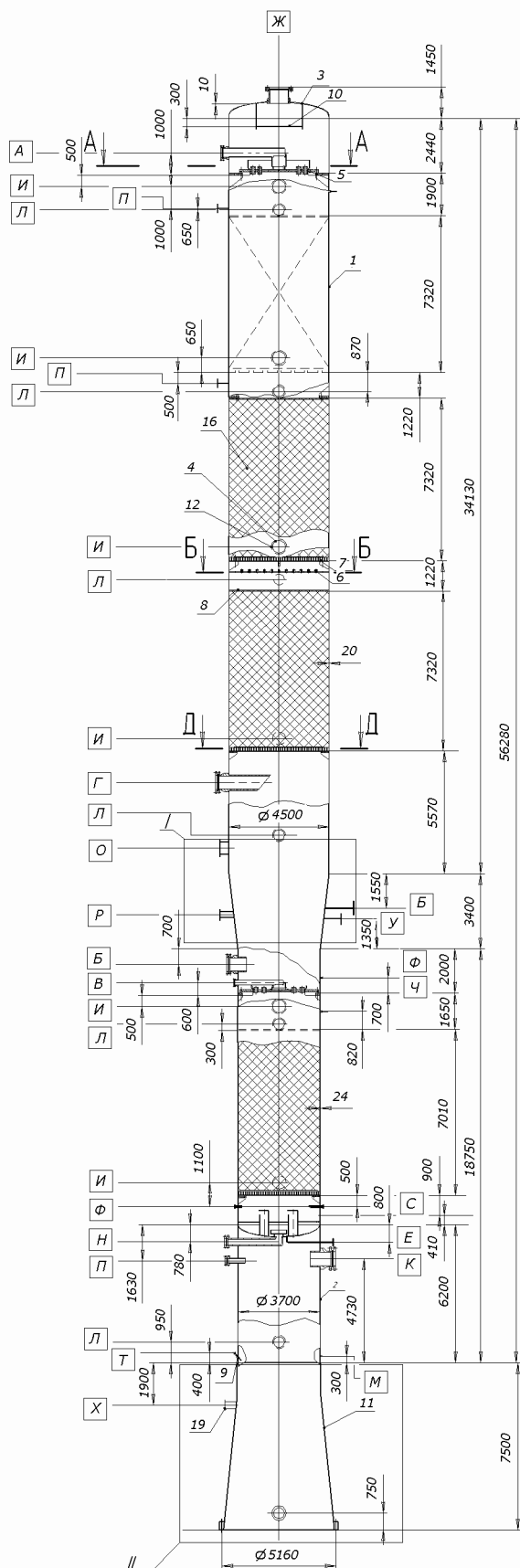
Верхней части аппарата

### Техническая харктеристика

1. Аппарат предназначен для регенерации раствора "Карсол".
2. Емкость номинальная 786 куб.м.
3. Производительность 98,9 кг/с.
4. Давление в колонне 0,175 МПа.
5. Температура среды в кубе 130<sup>0</sup>С.
6. Среда в аппарате - токсичная, коррозионная.
7. Тип колонны - насадочная.
8. Общая высота насадки 29 м.

### Технические требования

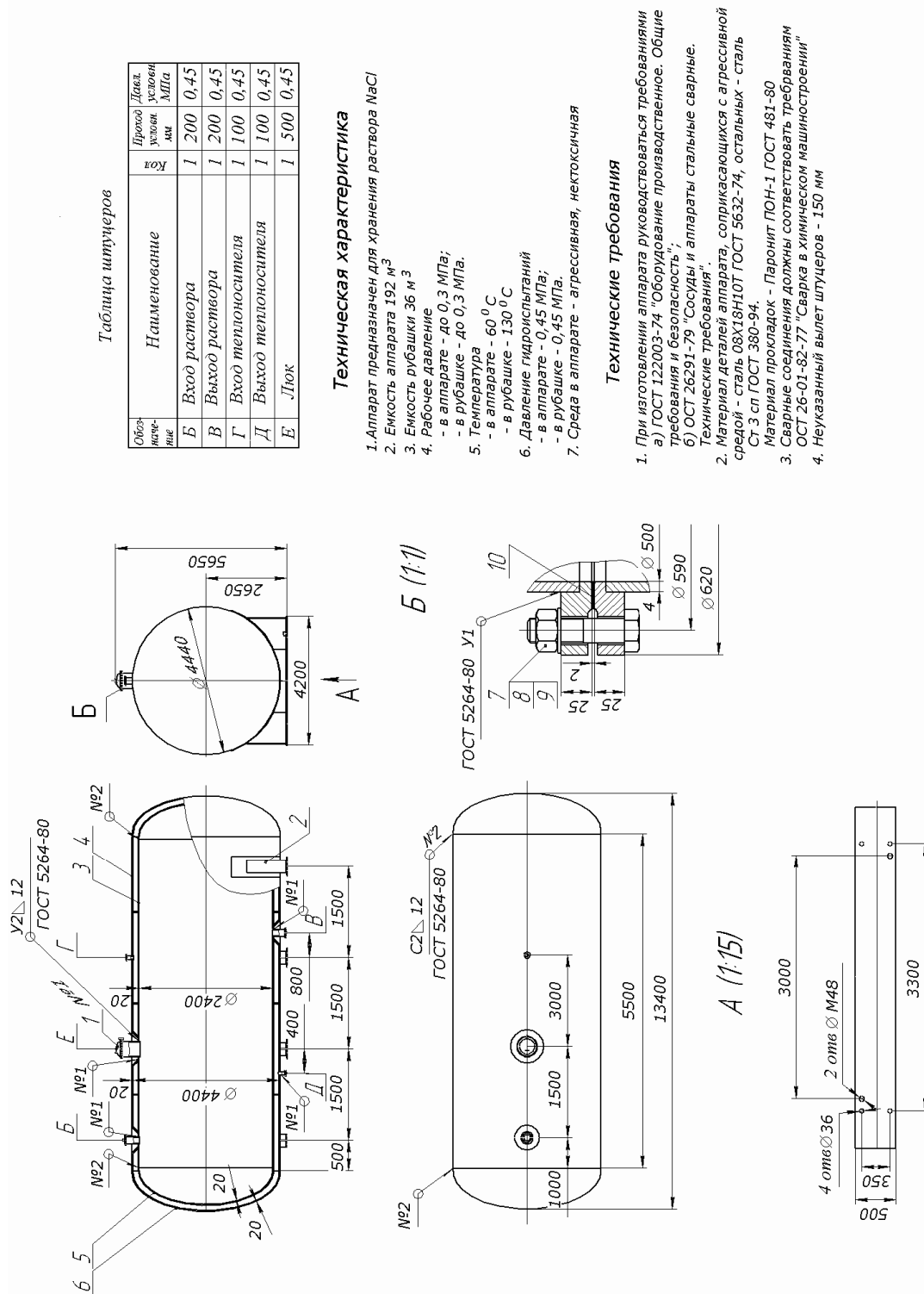
1. При изготовлении, испытании и поставке аппарата должны выполняться требования:
  - а). ГОСТ 12.2.003-74 "Оборудование производственное. Общие требования безопасности";
  - б). ГОСТ 26.291-79 "Сосуды и аппараты стальные сварные. Технические требования".
2. Материал деталей колонны, соприкасающихся с разделяемыми жидкостями, сталь 03Х16Н11 ГОСТ 5632-72, остальных - Ст 3 ГОСТ 380-71.
3. Аппарат испытать на прочность и плотность гидравлически в горизонтальном положении давлением 0,2 МПа, в вертикальном положении - наливом.
4. Сварные соединения должны соответствовать требованиям ОСТ 26-01-82-77 "Сварка в химическом машиностроении".
5. Сварные швы в объеме 100% контролировать рентгено-просвечиванием.
6. Действительное расположение штуцеров, люков и штырей см. на схеме.
7. Неуказанный вылет штуцеров 150 мм.
8. \*Размеры для справок.



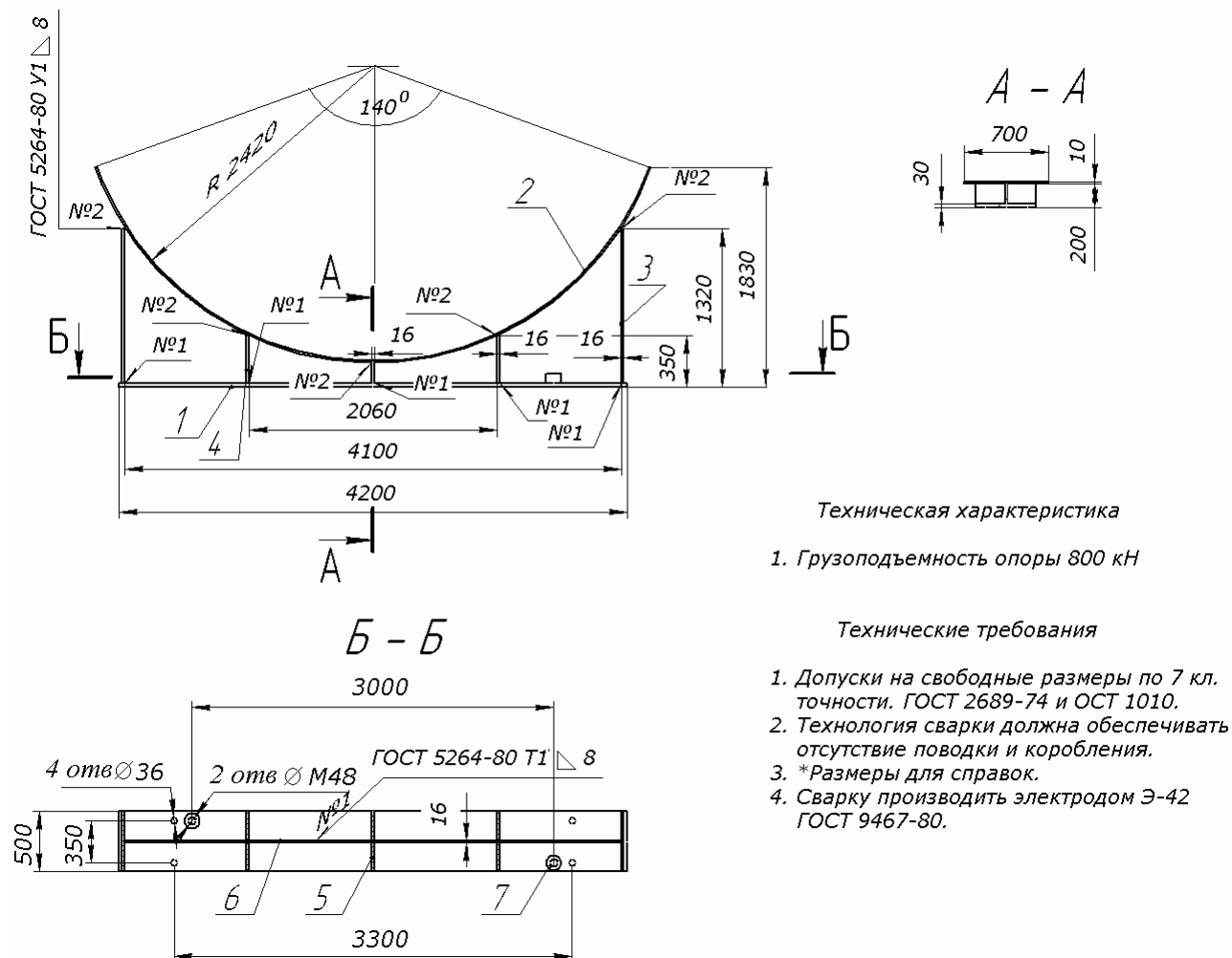


# ПРИЛОЖЕНИЕ 4

## Пример оформления графической части для горизонтального аппарата



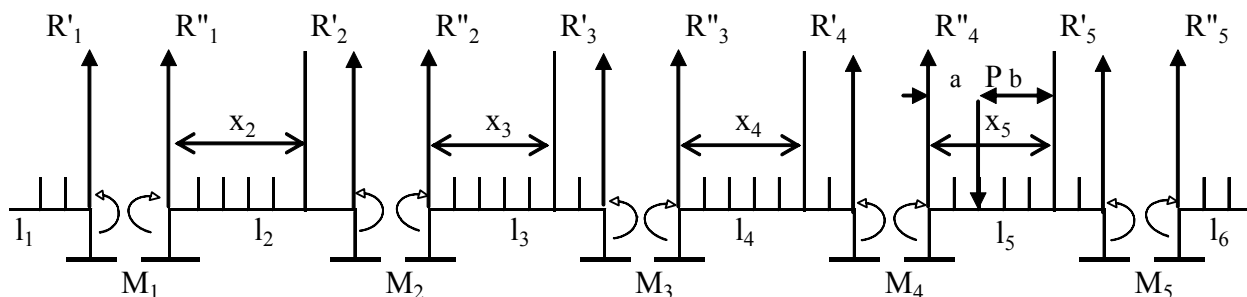




Лист 2

## ПРИЛОЖЕНИЕ 5

Пример расчета основных нагрузок и изгибающих моментов в многоопорном горизонтальном аппарате



$$l_1 = 5 \text{ м}$$

$$l_6 = 6 \text{ м}$$

$$l_2 = l_3 = l_4 = l_5 = 16 \text{ м}$$

$$a = 3$$

$$b = 13$$

$$Q = 7373 \text{ кН}$$

Распределенная нагрузка равна

$$q = \frac{Q}{L} = \frac{7373}{75} = 98,3 \text{ кН/м}$$

Сосредоточенная нагрузка

$$P = 175 \text{ кН}$$

Опорные изгибающие моменты определяем с помощью теоремы о трех моментах:

$$\frac{M_{n-1} l_n}{J_n} + 2 \frac{M_n (l_n + l_{n+1})}{J_n J_{n+1}} + \frac{M_{n+1} l_{n+1}}{J_{n+1}} = - \frac{6}{J_n l_n J_{n+1} l_{n+1}} (\omega_n c_n + \omega_{n+1} d_{n+1})$$

где  $l_n$  - длина пролета, расположенного перед опорой  $n$ , если отсчет вести слева направо;

$q_n$  - удельная нагрузка на пролете  $n$ ;

$J_n$  - момент инерции в сечении балки в пролете  $n$ ;

$\omega_n$  - площадь эпюры изгибающих моментов;

$c_n$  - расстояние от центра тяжести эпюры до вертикали, проходящей через левую опору;

$d_n$  - расстояние от центра тяжести эпюры до вертикали, проходящей через правую опору.

$$J = \frac{\pi (D_n^4 - D_v^4)}{64},$$

где  $D_n$  и  $D_v$  - наружный и внутренний диаметры аппарата.

Так как диаметр аппарата по всей длине постоянный, момент инерции в уравнении трех моментов можно не учитывать.

$$1. M_1 = - \frac{q \cdot \ell_1^2}{2} = \frac{98 \cdot 5^2}{2} = -1229 \text{ кН}\cdot\text{м}$$

$$2. M_1 \ell_2 + 2 M_2 (\ell_2 + \ell_3) + M_3 \ell_3 = -6 \left( \frac{2 q \ell_2^2 \ell_2}{3 \cdot 8} \cdot \frac{\ell_2}{2} \cdot \frac{1}{\ell_2} + \frac{2 q \ell_3^2}{3 \cdot 8} \cdot \ell_3 \cdot \frac{\ell_3}{2} \cdot \frac{1}{\ell_3} \right) = - \frac{1}{4} q (\ell_2^3 + \ell_3^3)$$

$$3. M_2 \ell_3 + 2 M_3 (\ell_3 + \ell_4) + M_4 \ell_4 = - \frac{1}{4} q (\ell_3^3 + \ell_4^3)$$

$$4. M_3 \ell_4 + 2 M_4 (\ell_4 + \ell_5) + M_5 \ell_5 = - \frac{1}{4} q (\ell_4^3 + \ell_5^3) - 6 \frac{(Pa b)}{\ell_5} \cdot \frac{\ell_5}{2} \cdot \frac{b+\ell_5}{3}$$

$$5. M_5 = - \frac{q \cdot \ell_6^2}{2} = \frac{98 \cdot 6^2}{2} = -1769 \text{ кН}\cdot\text{м}$$

Решая систему уравнений, находим  $M_2$ ,  $M_3$ ,  $M_4$

$$\begin{cases} -1229 \cdot 16 + 2 M_2 \cdot (16 + 16) + M_3 \cdot 16 = - \frac{1}{4} 98 \cdot (16^3 + 16^3) \\ M_2 \cdot 16 + 2 M_3 \cdot (16 + 16) + M_4 \cdot 16 = - \frac{1}{4} 98 \cdot (16^3 + 16^3) \\ M_3 \cdot 16 + 2 M_4 \cdot (16 + 16) + -1769 \cdot 16 = - \frac{1}{4} 98 \cdot (16^3 + 16^3) - 6 \cdot \frac{175 \cdot 3 \cdot 13 \cdot (13 + 16)}{2 \cdot 3 \cdot 16} \end{cases}$$

$$\begin{cases} 19664 + 64 M_2 + 16 M_3 = -201318 \\ 16 M_2 + 64 M_3 + 16 M_4 = -201318 \\ 16 M_3 + 64 M_4 + -19664 = -213688 \end{cases}$$

$$\begin{cases} 64 M_2 + 16 M_3 = -181654 \\ 16 M_2 + 64 M_3 + 16 M_4 = -201318 \\ 16 M_3 + 64 M_4 = -185384 \end{cases}$$

$$M_2 = (-181654 - 16 M_3) / 64$$

$$\begin{cases} 60 M_3 + 16 M_4 = -155905 \\ 16 M_3 + 64 M_4 = -185384 \end{cases}$$

$$M_3 = (-155905 - 16 M_4) / 60$$

$$M_4 = -8628560 / 3584 = -2408 \text{ кН}\cdot\text{м}$$

$$M_3 = -117377 / 60 = -1956 \text{ кН}\cdot\text{м}$$

$$M_2 = -150358 / 64 = -2349 \text{ кН}\cdot\text{м}$$

Определяем реакции опор.

$$1. \quad R'_1 \ell_1 + M_1 - \frac{q \ell_1^2}{2} = R'_1 \ell_1 - \frac{q \ell_1^2}{2} - \frac{q \ell_1^2}{2} = R'_1 \ell_1 - q \ell_1^2 = 0$$

$$R'_1 = q \ell_1 = 98 \cdot 5 = 492 \text{ кН}$$

$$R''_1 \ell_2 + M_1 - \frac{q \ell_2^2}{2} - M_2 = 0$$

$$R''_1 = \frac{q \ell_2}{2} - \frac{M_1}{\ell_2} + \frac{M_2}{\ell_2} = \frac{98 \cdot 16}{2} - \frac{-1229}{16} + \frac{-2349}{16} = 716 \text{ кН}$$

$$R_1 = R'_1 + R''_1 = 492 + 716 = 1208 \text{ кН}$$

$$2. \quad R'_2 \ell_2 + M_2 - \frac{q \ell_2^2}{2} - M_1 = 0$$

$$R'_2 = \frac{q \ell_2}{2} + \frac{M_1}{\ell_2} - \frac{M_2}{\ell_2} = \frac{98,3}{2} \cdot \frac{16}{16} + \frac{-1229}{16} - \frac{-2349}{16} = 856 \text{ κH}$$

$$R''_2 \ell_3 + M_2 - \frac{q \ell_3^2}{2} - M_3 = 0$$

$$R''_2 = \frac{q \ell_3}{2} - \frac{M_2}{\ell_3} + \frac{M_3}{\ell_3} = \frac{98,3}{2} \cdot \frac{16}{16} - \frac{-2349}{16} + \frac{-1956}{16} = 811 \text{ κH}$$

$$R_2 = R'_2 + R''_2 = 856 + 811 = 1667 \text{ κH}$$

3.  $R'_3 \ell_3 + M_3 - \frac{q \ell_3^2}{2} - M_2 = 0$

$$R'_3 = \frac{q \ell_3}{2} + \frac{M_2}{\ell_3} - \frac{M_3}{\ell_3} = \frac{98,3}{2} \cdot \frac{16}{16} + \frac{-2349}{16} - \frac{-1956}{16} = 762 \text{ κH}$$

$$R''_3 \ell_4 + M_3 - \frac{q \ell_4^2}{2} - M_4 = 0$$

$$R''_3 = \frac{q \ell_4}{2} - \frac{M_3}{\ell_4} + \frac{M_4}{\ell_4} = \frac{98,3}{2} \cdot \frac{16}{16} - \frac{-1956}{16} + \frac{-2408}{16} = 758 \text{ κH}$$

$$R_3 = R'_3 + R''_3 = 762 + 758 = 1520 \text{ κH}$$

4.  $R'_4 \ell_4 + M_4 - \frac{q \ell_4^2}{2} - M_3 = 0$

$$R'_4 = \frac{q \ell_4}{2} + \frac{M_3}{\ell_4} - \frac{M_4}{\ell_4} = \frac{98,3}{2} \cdot \frac{16}{16} + \frac{-1956}{16} - \frac{-2408}{16} = 815 \text{ κH}$$

$$R''_4 \ell_5 + M_4 - \frac{q \ell_5^2}{2} - M_5 - P \cdot a = 0$$

$$R''_4 = \frac{q \ell_5}{2} - \frac{M_4}{\ell_5} + \frac{M_5}{\ell_5} + \frac{P a}{\ell_5} = \frac{98,3}{2} \cdot \frac{16}{16} - \frac{-2408}{16} + \frac{-1769}{16} + \frac{175 \cdot 3}{16} =$$

$$= 859 \text{ κH}$$

$$R_4 = R'_4 + R''_4 = 815 + 859 = 1674 \text{ κH}$$

5.  $R'_5 \ell_5 + M_5 - \frac{q \ell_5^2}{2} - M_4 - P \cdot b = 0$

$$R'_5 = \frac{q \ell_5}{2} + \frac{M_4}{\ell_5} - \frac{M_5}{\ell_5} = \frac{98,3}{2} \cdot \frac{16}{16} + \frac{-2408}{16} - \frac{-1769}{16} + \frac{175 \cdot 13}{16} = 889 \text{ κH}$$

$$R''_5 = q \ell_6 = 98,3 \cdot 6 = 590 \text{ κH}$$

$$R_5 = R'_5 + R''_5 = 889 + 590 = 1479 \text{ κH}$$

$$Q_{(a)} = -R'_5 + P + q b = -889 + 175 + 98 \cdot 13 = 563 \text{ κH}$$

$$Q_{(a)} = -R''_4 + P + q \cdot a = -859 + 175 + 98 \cdot 3 = -389 \text{ кН}$$

Проверка

$$P + Q = R_1 + R_2 + R_3 + R_4 + R_5$$

$$175 + 7373 = 1208 + 1667 + 1520 + 1674 + 1479$$

$$7548 = 7548$$

Определяем межопорные изгибающие моменты.

При определении межопорных изгибающих моментов используем метод сечений, рассматривая каждый пролет, как отдельную шарнирно закрепленную балку.

Для пролета II

$$M_{II} = M_1 + R''_1 \cdot x_2 - \frac{q x_2^2}{2}$$

$$\frac{d M_{II}}{d x_2} = R''_1 - q x_2$$

$$x_2 = \frac{R''_1}{q} = \frac{716}{98,3} = 7,3 \text{ м}$$

$$M_{II} = -1229 + 716 \cdot 7,3 - \frac{98,3 \cdot 7,3^2}{2} = 1379 \text{ кН·м}$$

Для пролета III

$$M_{III} = M_2 + R''_2 \cdot x_3 - \frac{q x_3^2}{2}$$

$$\frac{d M_{III}}{d x_3} = R''_2 - q x_3$$

$$x_3 = \frac{R''_2}{q} = \frac{811}{98,3} = 8,3 \text{ м}$$

$$M_{III} = -2349 + 811 \cdot 8,3 - \frac{98,3 \cdot 8,3^2}{2} = 996 \text{ кН·м}$$

Для пролета IV

$$M_{IV} = M_3 + R''_3 \cdot x_4 - \frac{q x_4^2}{2}$$

$$\frac{d M_{IV}}{d x_4} = R''_3 - q \cdot x_4$$

$$x_4 = \frac{R''_3}{q} = \frac{758}{98,3} = 7,7 \text{ м}$$

$$M_{IV} = -1956 + 758 \cdot 7,7 - \frac{98,3 \cdot 7,7^2}{2} = 966 \text{ кН·м}$$

Для пролета V

$$M_V = M_4 + R''_4 \cdot x_5 - \frac{q x_5^2}{2} - P \cdot (x_5 - a)$$

$$\frac{d M_V}{d x_5} = R''_4 - q \cdot x_5 - P$$

$$x_5 = \frac{R''_4 - P}{q} = \frac{859 - 175}{98} = 7 \text{ м}$$

$$M_V = -2408 + 859 \cdot 7 - \frac{98 \cdot 7^2}{2} - 175 (7 - 3) = 497 \text{ кН·м}$$

Действием крутящего момента при расчете корпуса можно пренебречь, т.к. по сравнению с изгибающими моментами он невелик.

Напряжение изгиба, возникающее в стенке аппарата, равно:

$$\sigma_{из} = \frac{M_{max}}{0,8 W},$$

где

$W$  - момент сопротивления поперечного сечения аппарата изгибу;

$0,8$  - коэффициент, учитывающий ослабление обечайки сварными швами, люками и т.п. [3, стр. 63]

$$W = \frac{\pi D_{из}^3}{4} \cdot \delta$$

$$\sigma_{из} = \frac{4 M_{max}}{0,8 \pi D_{из}^3 S} = \frac{4 \cdot 2349}{0,8 \cdot 3,14 \cdot 3,6^3 \cdot 0,03} = 9,62 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{из} < [\sigma_{из}]$$

$$[\sigma_{из}] = 50 \text{ МПа} - \text{предел длительной прочности} \quad [3, \text{стр. 63}]$$

Поскольку корпус аппарата испытывает знакопеременную нагрузку и нормальные напряжения в его сечениях меняются по симметричному циклу, за основную механическую характеристику материала корпуса при определении допускаемых напряжений принимается предел выносливости.

$$[\sigma_n] = \frac{\sigma_{-1}}{n},$$

где

$$\sigma_{-1} = 0,4 \sigma_b \quad \text{предел выносливости}$$

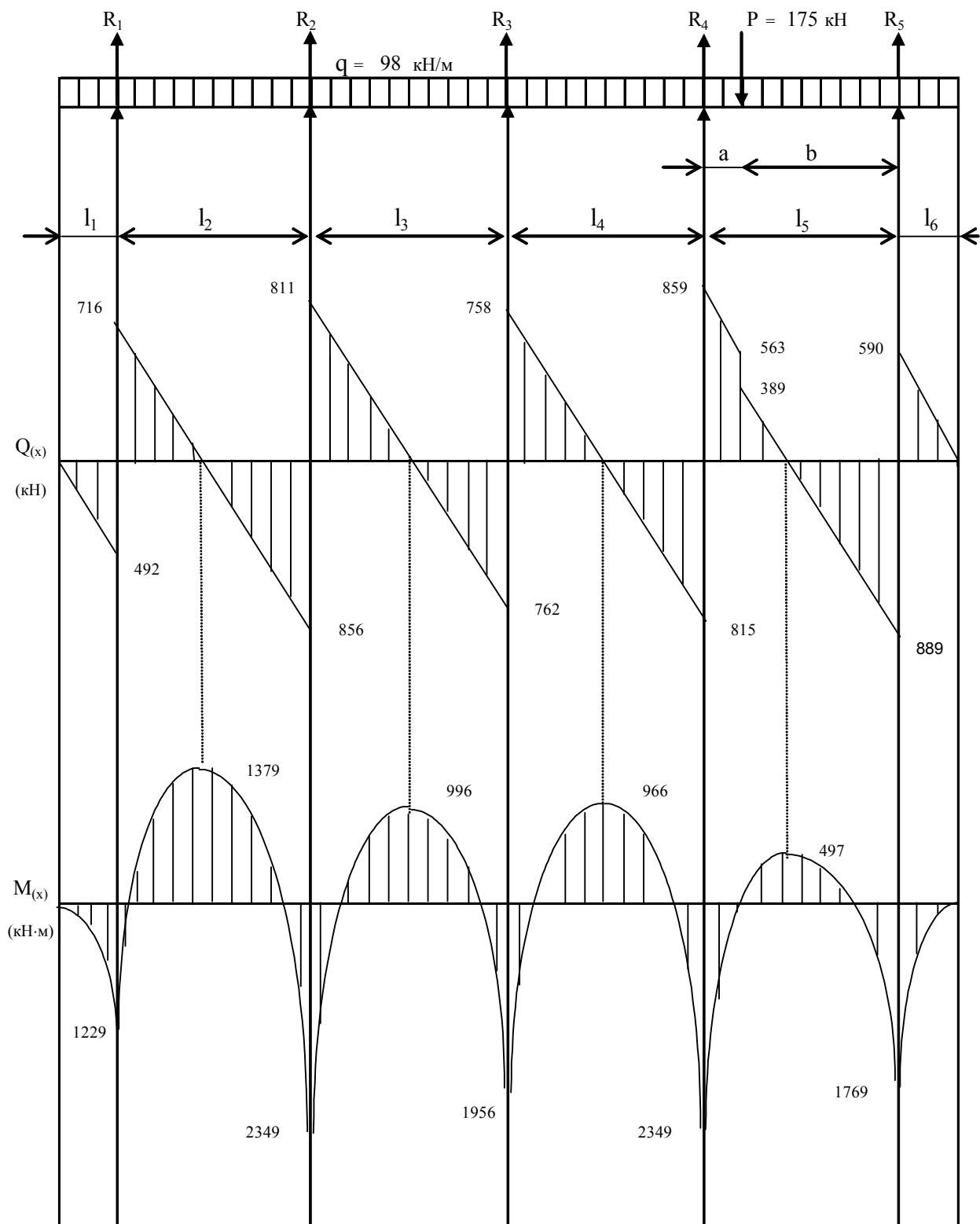
$$\sigma_b = 370 \text{ МПа} \quad \text{- предел прочности для стали марки Ст 3-кп [2, табл.24.25, стр. 679]}$$

$$n = 4 \div 5 \quad \text{- коэффициент запаса прочности} \quad [2, \text{стр. 687}]$$

$$[\sigma_n] = \frac{0,4 \sigma_b}{n} = \frac{0,4 \cdot 370}{4} = 37 \text{ МПа},$$

$$\sigma_n \leq [\sigma_n].$$





Эпюры поперечных сил  $Q(x)$  и изгибающих моментов  $M(x)$  для корпуса вращающейся печи.

Учебное издание

Миронов Виктор Павлович  
Постникова Ирина Викторовна

Расчет сосудов и аппаратов  
Часть II  
Расчет аппаратов  
Учебное пособие

Редактор В.Л. Родичева

Подписано в печать 19.01.2010 Формат 60x84 1/8.  
Бумага писчая. Усл. печ. л.: 7,21. Уч. – изд. л.: 8,00  
Тираж 300 экз. Заказ \_\_\_\_\_

ГОУ ВПО Ивановский государственный химико-технологический университет

Отпечатано на полиграфическом оборудовании кафедры экономики и финансов  
ГОУ ВПО «ИГХТУ».  
153000, г. Иваново, пр. Ф.Энгельса, 7

A photograph of a large industrial facility, likely a refinery or chemical plant, featuring tall distillation columns, complex piping, and metal walkways. A yellow crane is visible in the upper right corner. The sky is blue with some clouds.

**В. П. Миронов, И. В. Постникова**

# **Расчет сосудов и аппаратов**

## **Часть II**

## **Расчет аппаратов**

**Учебное пособие**

**Иваново - 2010**