
РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ МАШИН И АППАРАТОВ ХИМИЧЕСКИХ ПРОИЗВОДСТВ

ПРИМЕРЫ И ЗАДАЧИ

Под общей редакцией
д-ра техн. наук проф. М. Ф. МИХАЛЕВА

*Допущено Министерством высшего и среднего
специального образования СССР
в качестве учебного пособия для студентов
высших технических учебных заведений*



Ленинград «Машиностроение»
Ленинградское отделение
1984

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
Введение	4
Основные условные обозначения	7
Глава 1	
Тонкостенные сосуды и аппараты	8
§ 1.1. Основные положения	—
§ 1.2. Элементы аппаратов, нагруженные внутренним давлением	16
§ 1.3. Элементы аппаратов, нагруженные наружным давлением, осевой сжимающей силой и изгибающим моментом	32
§ 1.4. Узлы сопряжения оболочек	54
§ 1.5. Укрепление отверстий в оболочках	75
§ 1.6. Фланцевые соединения аппаратов	90
§ 1.7. Оптимальные размеры корпуса аппарата, работающего под внутренним давлением	111
Глава 2	
Толстостенные сосуды и аппараты	118
§ 2.1. Основные положения	—
§ 2.2. Толстостенные цилиндрические обечайки	123
§ 2.3. Днища и крышки	135
§ 2.4. Затворы аппаратов	143
Глава 3	
Машины и аппараты с вращающимися элементами	153
§ 3.1. Основные положения	—
§ 3.2. Валы	154
§ 3.3. Диски	198
§ 3.4. Выстровращающиеся обечайки	225
§ 3.5. Тихоходные барабаны	244
§ 3.6. Сальники с мягкой набивкой	261
<i>Приложение 1. Механические свойства материалов при различной температуре</i>	282
<i>Приложение 2. Определение отношения высоты фланца крышки к ее сферической части для толстостенных аппаратов</i>	291
<i>Приложение 3. Пример расчета аппарата с рубашкой</i>	293
Список литературы	299

BOOKS.PROEKTANT.ORG

БИБЛИОТЕКА ЭЛЕКТРОННЫХ
КОПИЙ КНИГ

для проектировщиков
и технических специалистов

ПРЕДИСЛОВИЕ

Курс «Расчет и конструирование машин и аппаратов химических производств», являющийся важнейшим звеном, объединяющим общеинженерные и специальные курсы в единую логическую систему подготовки инженеров-механиков химических производств, за последние годы получил дальнейшее развитие, что нашло отражение в программе курса, утвержденной Учебно-методическим управлением по высшему образованию Минвуза СССР.

В освоении этой прикладной учебной дисциплины существенную роль играют практические занятия, целевой установкой которых является обучение студентов методике расчета и проектирования химического оборудования, отвечающего главным критериям работоспособности: жесткости, виброустойчивости, прочности, герметичности и др., путем рассмотрения решений конкретных примеров и самостоятельного выполнения контрольных заданий.

С этой целью на кафедре «Машины и аппараты химических производств» Ленинградского технологического института им. Ленсовета создано настоящее учебное пособие, которое содержит краткие теоретические сведения, лежащие в основе инженерных методик расчета, примеры, иллюстрирующие применение расчетных зависимостей и типовых элементов конструкций, и контрольные задачи с вариантами заданий (в виде таблиц).

Приводимые расчеты носят прикладной инженерный характер. При их изложении основное внимание уделяется выбору правильной расчетной схемы рассматриваемого элемента, учету действительных условий работы конструкционного материала, выбору допускаемых напряжений, определению размеров поперечного сечения, удовлетворяющих критериям работоспособности, а также расчету допускаемых нагрузок и рассмотрению других вопросов, возникающих при конструировании и проектировании химического оборудования.

Авторы учитывали, что при решении примеров и задач, приведенных в пособии, необходимо использование нормативных материалов, что поможет студентам увереннее ориентироваться при отыскании частных методик и отдельных справочных величин. В книге сделана попытка систематизировать справочный материал. Все замечания и предложения, направленные на устранение недостатков данной книги, просим направлять по адресу: 191065, Ленинград, ул. Дзержинского, 10, ЛО издательства «Машиностроение».

ВВЕДЕНИЕ

Интенсивное развитие отечественной химической индустрии является одной из важнейших задач, поставленных Коммунистической партией и Советским правительством перед учеными, рабочими и инженерно-техническими работниками промышленности и строительства. В настоящее время химическая промышленность Советского Союза способна обеспечить народное хозяйство высококачественными, уникальными и ранее неизвестными техническими материалами, значение которых для построения материально-технической базы коммунизма трудно переоценить. Бурный рост химической индустрии предусматривается и в дальнейшем. Выполнение грандиозной программы развития химической промышленности в Советском Союзе потребует дальнейшего развития проектных и конструкторских работ по созданию интенсивного и высокоэффективного оборудования.

Проектирование вообще, и химических производств в частности, выделилось в самостоятельную отрасль инженерного труда сравнительно недавно. Это явилось следствием значительного увеличения объема проектных работ. В последние годы круг обязанностей проектных организаций все более расширяется. Им поручено ведение авторского надзора за строительством и монтажом спроектированных производств, составление заказных спецификаций на типовое оборудование, разработка и согласование чертежей нетипового оборудования с машиностроительными заводами, участие в пуске производства.

Основной целью проекта является разработка документации, необходимой для сооружения промышленного объекта, обеспечивающего выпуск требуемой для народного хозяйства продукции определенного качества в заданном объеме и в установленные сроки с наилучшими технико-экономическими показателями при соблюдении необходимых санитарно-гигиенических условий труда.

При проектировании химических производств ведущая роль принадлежит инженеру-технологу и инженеру-механику. Инженер-технолог разрабатывает технологическую схему производства, а инженер-механик подбирает типовое и разрабатывает нетиповое оборудование. Аппараты и машины химических производств предназначены для осуществления в них какого-либо одного или одновременно нескольких химических, физических или физико-химических процессов (химическая реакция, испарение, конденсация, кристаллизация, выпарка, ректификация, абсорбция, адсорбция, сушка, смешивание, измельчение и т. д.).

В зависимости от назначения оборудование называется чаще всего по протекающему в нем технологическому процессу: реактор, кристаллизатор, сушилка, смеситель, мельница и т. д. Перерабаты-

ваемые в машинах и аппаратах вещества могут быть в различном агрегатном состоянии (твердом, жидком, газообразном), различной химической активности (по отношению к конструкционным материалам — от инертных до агрессивных, для обслуживающего персонала — от безвредных до токсичных и в эксплуатации — от безопасных до взрыво-пожароопасных).

Технологические процессы протекают в оборудовании при весьма разнообразных условиях. Так, например, одни аппараты работают при температуре минус 250 °С, а другие — при температуре 900° и выше. Наряду с атмосферным давлением, большое количество аппаратов должно работать при избыточном давлении до 300 МПа и выше. Есть аппараты, которые должны работать при глубоком вакууме (остаточное давление 10^{-2} Па и менее). Характер работы оборудования может быть непрерывный и периодический.

Конструирование химического оборудования необходимо производить с максимальным использованием стандартизованных и нормализованных узлов и деталей, проверенных в изготовлении и хорошо зарекомендовавших себя в эксплуатации.

Отдельные элементы оборудования, так же, как и машины или аппараты в целом, должны быть технологичными в изготовлении, удобными в сборке, разборке, эксплуатации, транспортабельными и ремонтоспособными. Форма их должна быть простой, предпочтительно обтекаемой и одновременно удовлетворяющей требованиям технической эстетики. Применения фланцевых, резьбовых и других разъемных соединений в аппаратах по возможности следует избегать, поскольку такие соединения сложнее, дороже в изготовлении и менее надежны в эксплуатации, чем неразъемные (сварные, паяные). Крышки, люки и другие узлы с разъемными соединениями должны предусматриваться в аппаратах только в тех случаях, когда это связано с технологическим процессом (периодической загрузкой или выгрузкой), а также с необходимостью частого осмотра внутренних устройств или специфическими условиями эксплуатации аппарата.

Конструкция аппарата или машины разрабатывается исходя из основных технических требований, предъявляемых к оборудованию, и условий его эксплуатации. К числу основных требований относятся назначение и среда, техническая характеристика (производительность, емкость, поверхность теплообмена, потребляемая мощность, частота вращения ротора и т. д.), параметры технологического процесса (давление и температура), а также надежность и безопасность.

После детального ознакомления с техническими требованиями, патентными и другими материалами, изучения работы аналогичных машин или аппаратов в эксплуатационных условиях конструирование следует начинать с выбора основного конструкционного материала, отвечающего основным условиям технологического процесса, характеризуемым средой, давлением и температурой. При этом необходимо стремиться к экономии конструкционного материала, уменьшению массы элементов и всего аппарата или машины, но без ущерба для их надежности и безопасности эксплуатации. Для агрес-

сивных сред в ряде случаев представляется целесообразным и экономически оправданным, а иногда единственно возможным изготовление корпусов аппаратов из двухслойных металлов или применение внутри аппарата защитного слоя из химически стойкого металлического или неметаллического материала, наносимого на основной конструкционный металл.

После выбора конструкционного материала составляется расчетная схема рассматриваемого элемента, определяются его основные габаритные размеры и производится расчет по главным критериям работоспособности. Расчет следует производить на самые неблагоприятные условия, возможные в эксплуатации (при работе, пуске, остановке, различных испытаниях и т. д.).

Многие из рассматриваемых элементов, независимо от вида и типа машины или аппарата, являются общими для оборудования химических производств. К таким общим элементам рассматриваемого оборудования относятся обечайки, днища, фланцевые соединения, укрепление отверстий в оболочках, узлы сопряжения оболочек, узлы уплотнений, валы, диски, быстроходные оболочки, тихоходные барабаны и др.

В настоящем учебном пособии рассмотрение перечисленных элементов ведется по главам, а изложение материала по каждому параграфу дается в следующей последовательности: теоретическая часть, примеры и контрольные задачи.

ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

- A — площадь, м²;
 b — ширина, мм, м;
 c — прибавка к расчетной толщине, мм, м;
 D, d — диаметры, мм, м;
 E — модуль продольной упругости, Па, МПа;
 F — сила, Н, МН;
 f — коэффициент трения;
 g — ускорение свободного падения, м/с²;
 H, h — высота, мм, м;
 I — осевой момент инерции плоской фигуры, м⁴;
 J — момент инерции вращающихся масс (динамический), кг м²;
 L, l — длина, мм, м;
 M — момент силы, Н·м, МН м;
 m — масса, кг;
 N — мощность, Вт;
 n — частота вращения, с⁻¹, об/мин;
 p — давление, Па, МПа;
 Q — поперечное усилие, Н, МН;
 q — линейная нагрузка, Н/м;
 R, r — радиусы, мм, м;
 R_A, R_B — реакция опоры, Н, МН;
 s — толщина, мм, м;
 t — температура, °С;
 V — объем, вместимость, м³;
 v — линейная скорость, м/с;
 W — момент сопротивления плоской фигуры, м³;
 δ_{ii} — прогиб вала в точке крепления элемента от единичной поперечной силы, приложенной в том же сечении, мм, м;
 δ_{ij} — то же, приложенной в сечении j , мм, м;
 μ — коэффициент Пуассона;
 ρ — плотность, кг/м³;
 σ — нормальное напряжение, Па, МПа;
 τ — касательное напряжение, Па, МПа;
 τ_n — время, с;
 ω — угловая скорость, рад/с.
-

ТОНКОСТЕННЫЕ СОСУДЫ И АППАРАТЫ

§ 1.1. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Сосуды и аппараты, применяемые в химической, нефтехимической, нефтеперерабатывающей, газовой, пищевой и смежных отраслях промышленности, принято считать тонкостенными, если толщина их стенки не превышает 10 % внутреннего диаметра. Такие сосуды и аппараты эксплуатируются обычно при давлении не более 10 МПа.

Основным узлом сосуда и аппарата является корпус, который определяет его форму, размеры, объем, производительность и стоимость. Корпус изолирует обрабатываемую среду, подвергаясь ее химическому воздействию и воспринимая при этом механические и тепловые нагрузки. Следовательно, надежность работы аппарата во многом зависит от надежности его корпуса.

Корпуса аппаратов состоят из пластинок и оболочек различной конфигурации, соединенных друг с другом как неразъемными (сварными, паяными), так и разъемными (фланцевыми и др.) соединениями. Корпуса работают чаще всего в условиях статических нагрузок под внутренним избыточным давлением, вакуумом или наружным избыточным давлением, а также при действии осевых или поперечных изгибных и изгибающих моментов.

Рабочее давление p — максимальное внутреннее избыточное или наружное давление, возникающее при нормальном протекании рабочего процесса, без учета гидростатического давления среды и без учета допустимого кратковременного повышения давления во время действия предохранительного клапана или другого предохранительного устройства [7].

Расчетное давление p_p определяется¹ по формуле

$$p_p = p + p_r,$$

где p_r — гидростатическое давление среды. Если (p_r/p) 100 % \leq \leq 5 %, то $p_p = p$

Для литых стальных сосудов и аппаратов, работающих при давлении, не превышающем 0,2 МПа, расчетное давление следует [11] принимать равным 0,2 МПа.

Пробное давление p_n — максимальное избыточное давление, создаваемое при гидравлических (пневматических) испытаниях. Его

¹ Если при полном открытии предохранительного устройства давление в аппарате $p_{\max} > 1,1p$, то $p_p = 0,9p_{\max}$

величина регламентирована Госгортехнадзором [20] и указана в табл. 1.1. При этом для сосудов и их элементов, работающих при отрицательной температуре, p_n принимается таким же, как при температуре 20 °С, а для сосудов, работающих при температуре стенки от +200 до +400 °С, p_n не должно превышать p более чем в 1,5 раза, а при температуре свыше +400 — более чем в 2 раза.

Для сосудов высотой более 8 м пробное давление следует принимать с учетом гидростатического давления в рабочих условиях, т. е. p_n определяют по табл. 1.1, где вместо p принимают p_p .

Таблица 1.1

Условия проведения гидравлических испытаний

Сосуды	Рабочее давление p , МПа	Пробное давление p_n , МПа
Все, кроме литых	$< 0,5$	$\max \{1,5p [\sigma]_{20}/[\sigma]; 0,2\}$
	$\geq 0,5$	$\max \{1,25p [\sigma]_{20}/[\sigma]; (p + 0,3)\}$
Литые	Независимо от давления	$\max \{1,5p [\sigma]_{20}/[\sigma]; 0,3\}$
Примечание. $[\sigma]_{20}$, $[\sigma]$ — допускаемые напряжения для материала сосудов или его элементов соответственно при температуре 20 °С и рабочей температуре.		

Аппараты, работающие под вакуумом, обычно испытывают [11, 20] внутренним избыточным давлением на 0,2 МПа.

Расчетная температура стенки t определяется на основании тепловых расчетов или результатов испытания. В случае невозможности проведения расчетов и испытаний [7]: при положительных температурах $t = \max (t_c; 20 \text{ °С})$, где t_c — наибольшая температура среды; при отрицательных температурах $t = 20 \text{ °С}$.

Допускаемое напряжение при статических однократных¹ нагрузках [7]:

для рабочего состояния $[\sigma] = \eta \sigma^*$, где σ^* — нормативное допускаемое напряжение при расчетной температуре; η — поправочный коэффициент, учитывающий вид заготовки (см. с. 10);

при испытаниях: гидравлических — $[\sigma]_H = \sigma_{T20}/1,1$; пневматических — $[\sigma]_H = \sigma_{120}/1,2$, где σ_{120} — минимальное значение предела текучести при температуре +20 °С (см. в приложении табл. I—VI).

Нормативное допускаемое напряжение для углеродистых и низколегированных сталей приведено в табл. 1.2, для теплостойких и кислотостойких сталей — в табл. 1.3, для алюминиевых сплавов — в табл. 1.4, для меди и ее сплавов — в табл. 1.5, для титановых

¹ Если количество циклов нагружения не превышает 10^3 , то нагрузка в расчетах на прочность условно считается однократной. При определении числа циклов нагружения не учитывается колебание нагрузки в пределах 15 % от расчетной.

сплавов — в табл. 1 6. Для марок сталей, не указанных в табл. 1.2 и 1.3, нормативное допустимое напряжение определяют по формуле

$$[\sigma] = \min \{ (\sigma_T/n_T), (\sigma_B/n_B); (\sigma_{д10^5}/n_{д}); (\sigma_{1\%10^5}/n_{п}) \},$$

где σ_T — минимальное значение предела текучести при расчетной температуре; σ_B — минимальное значение временного сопротивления (предела прочности) при расчетной температуре; $\sigma_{д10^5}$ — среднее значение предела длительной прочности за 10^5 ч при расчетной температуре; $\sigma_{1\%10^5}$ — средний 1 %-ный предел ползучести за 10^5 ч при расчетной температуре; $n_T, n_B, n_{д}, n_{п}$ — коэффициенты запаса прочности по пределам соответственно текучести, прочности, длительной прочности и ползучести, $n_T = 1,5$; $n_B = 2,4$; $n_{д} = 1,5$; $n_{п} = 1$.

Значения поправочного коэффициента η в зависимости от вида заготовки следующие:

Листовой прокат	1,0
Отливки, подвергающиеся индивидуальному контролю	
неразрушающими методами	0,8
Отливки, не подвергающиеся индивидуальному контролю	0,7

Расчетные значения модуля продольной упругости E в зависимости от температуры для углеродистых и легированных сталей, алюминиевых, медных и титановых сплавов приведены в приложении, табл. VII—X.

Коэффициент прочности сварных и паяных соединений ϕ характеризует прочность соединения в сравнении с прочностью основного металла.

Значения ϕ в зависимости от конструкции и способа соединения (при длине контролируемых швов, составляющей 100 %) для стальных, алюминиевых, медных и титановых аппаратов приведены соответственно в табл. 1.7—1.10.

Прибавка к расчетным толщинам конструктивных элементов определяется по формуле

$$c = c_1 + c_2 + c_3,$$

где c_1 — прибавка для компенсации коррозии и эрозии; c_2 — прибавка для компенсации минусового допуска; c_3 — технологическая прибавка.

Прибавка для компенсации коррозии и эрозии

$$c_1 = P\tau_B + c_3,$$

где c_1 — прибавка для компенсации эрозии; P — проникаемость среды в материал (скорость коррозии); τ_B — срок службы аппарата.

При двустороннем контакте с коррозионной (эрозионной) средой прибавка c_1 соответственно увеличивается. Для изготовления химического оборудования применяют материалы, у которых скорость коррозии $P \leq 0,1$ мм/год.

Прибавку c_1 рекомендуется учитывать [11] лишь в следующих случаях. 1) при движении среды в аппарате со значительными ско-

Таблица 12

**Нормативное допускаемое напряжение σ^* (МПа)
для углеродистых и низколегированных сталей**

Расчетная температура стенки t , °С	Марка стали				Расчетная температура стенки t , °С	Марка стали			
	ВСтЗпс, ВСтЗсп, ВСтЗпс	10	20; 20К	09Г2С, 16ГС		ВСтЗпс; ВСтЗсп; ВСтЗпс	10	20, 20К	09Г2С, 16ГС
20	140	130	147	170	400	85	74	92	105
100	134	125	142	160	410	81	70	86	104
150	131	139	122*	154	420	75	66	80	92
200	126	118	136	148	430	—	62	75	86
250	120	112	132	145	440	—	56	67	78
300	108	100	119	134	450	—	51	61	71
350	98	88	106	123	460	—	47	55	64
375	93	82	98	116	470	—	42	49	56

Таблица 13

**Нормативное допускаемое напряжение σ^* (МПа)
для теплостойких и кислотостойких сталей**

Расчетная температура стенки t , °С	Марка стали					
	12ХМ, 12МХ *	15ХМ *	15Х5М	12Х18Н10Т, 12Х18Н12Т, 10Х17Н13М2Т, 10Х17Н13М3Т	08Х18Н10Т, 08Х18Н12Т	08Х17Н13М2Т, 08Х17Н15М3Т
20	147	155	146	160	140	133
100	—	—	141	152	130	130
150	—	—	138	146	120	120
200	145	152	134	140	115	115
250	145	152	127	136	110	110
300	141	147	120	130	100	100
350	137	142	114	126	91	91
375	135	140	110	124	89	89
400	132	137	105	121	86	86
410	130	136	103	120	86	86
420	129	135	101	120	85	85
430	127	134	99	119	85	85
440	126	132	96	118	84	84
450	124	131	94	117	84	84
460	122	127	91	116	83	83
470	117	122	89	115	83	83
480	114	117	86	115	82	82
490	105	107	83	114	82	82
500	96	99	79	113	81	81
510	82	84	72	112	80	80
520	69	74	66	112	79	79
530	57	67	60	111	79	79
540	47	57	54	111	78	78
550	—	49	47	111	76	76
560	—	41	—	101	73	73
570	—	—	—	97	69	69
580	—	—	—	90	65	65
590	—	—	—	81	61	61
600	—	—	—	74	57	57

* При $t < 200$ °С стали марок 12ХМ, 12МХ, 15ХМ применять не рекомендуется

Таблица 1.4

**Нормативное допускаемое напряжение σ^* (МПа)
для алюминиевых сплавов**

Расчетная температура стенки t , °С	Марка алюминиевого сплава					Расчетная температура стенки t , °С	Марка алюминиевого сплава				
	А85М; А8М*	АД00М; АД0М; АД1М	АМцСМ	АМг2М; АМг3М	АМг5М; АМг6М		А85М; А8М*	АД00М; АД0М; АД1М	АМцСМ	АМг2М; АМг3М	АМг5М; АМг6М
20	17	17,0	34,0	48,5	74,0	90	14	14,5	28,5	45,6	67,0
30	17	16,7	33,4	48,5	73,9	100	13	14,0	27,0	44,0	64,0
40	16	16,2	32,7	48,5	73,6	110	13	13,5	25,3	42,1	60,4
50	16	16,0	32,0	48,5	73,0	120	13	12,9	23,3	39,8	56,2
60	15	15,6	31,3	48,1	72,1	130	12	12,3	21,1	37,2	51,4
70	15	15,3	30,5	47,6	70,9	140	11	11,7	18,7	34,3	46,0
80	14	14,9	29,7	46,8	69,4	150	11	11,0	16,0	31,0	40,0

* Для толщин не более 30 мм.

Таблица 1.5

**Нормативное допускаемое напряжение σ^* (МПа) для меди и ее сплавов
при толщине стенки от 3 до 10 мм**

Расчетная температура стенки t , °С	Марка меди и сплава					
	М2	М3	МЗр	ЛО62-1	Л63; ЛС59-1	ЛЖМц 59-1-1
20	51,5	53,8	54,3	108	70,0	136,0
30	50,8	52,0	53,3	108	69,5	135,5
40	50,1	50,4	52,2	107	69,0	133,7
50	49,3	49,0	51,2	106	68,3	132,0
60	48,7	47,8	50,2	105	67,5	130,2
70	47,9	46,8	49,2	104	66,8	128,5
80	47,3	45,9	48,3	103	66,1	126,9
90	46,6	45,2	47,3	102	65,4	125,5
100	45,9	44,5	46,4	100,5	64,7	124,0
110	45,3	44,0	45,5	99,7	63,9	122,5
120	44,7	43,5	44,6	98,7	63,2	121,9
130	44,0	43,0	43,7	97,5	62,4	121,0
140	43,4	42,5	42,9	96,5	61,5	120,6
150	42,8	42,1	42,1	95,5	60,0	119,7
160	42,2	41,6	41,3	94,4	58,0	118,8
170	41,6	41,1	40,4	93,4	56,0	117,0
180	41,0	40,5	39,7	93,3	54,0	114,4
190	40,4	39,8	38,9	92,5	52,0	111,0
200	39,8	39,0	38,1	90,0	50,0	105,8
210	—	38,0	36,9	80,0	46,0	96,6
220	—	36,9	35,8	70,0	42,0	85,2
230	—	35,7	34,7	60,0	38,0	69,0
240	—	34,2	33,6	50,0	34,0	51,0
250	—	32,5	32,5	40,0	30,0	30,0

Таблица 1.6

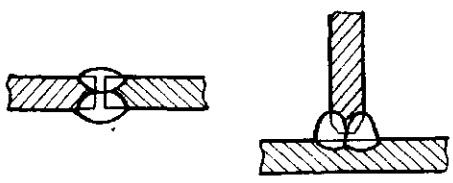
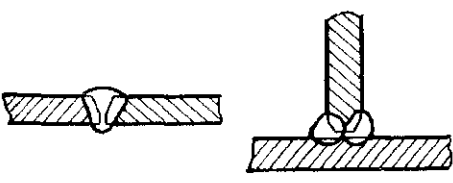

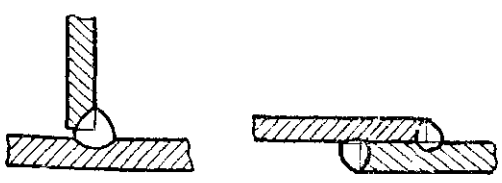
Нормативное допускаемое напряжение σ^* (МПа)
для титана и его сплавов при толщине стенки до 60 мм

Марка титана	Расчетная температура t , °С						
	20	100	200	250	300	350	400
BT1-0	141	129	107	95	86	—	—
OT4-0	184	159	128	115	98	95	93
AT3	230	202	171	164	159	145	—

Примечание. Для прутков и поковок нормативное допускаемое напряжение уменьшается в 1,15 раза.

Таблица 1.7

Коэффициент прочности ϕ сварных швов стальных аппаратов

Конструкция шва	Способ сварки	Коэффициент ϕ
	Автоматическая дуговая электросварка	1
	Ручная дуговая электросварка	0,95
		0,9
		0,8

Коэффициент прочности ϕ сварных швов алюминиевых аппаратов




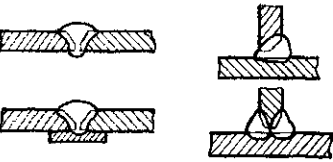
Конструкция шва	Способ сварки	Коэффициент ϕ
	Сварка в среде защитных газов Плазменная сварка	0,9
	Сварка в среде защитных газов	0,85
	Ручная дуговая электросварка	0,8
	Сварка, отличная от указанных выше	0,75

Таблица 1.9


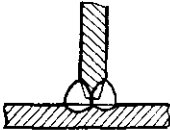
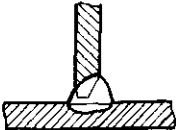

Коэффициент прочности ϕ сварных и паяных соединений аппаратов из меди и ее сплавов

Марка материала	Способ сварки и пайки	Марка присадочной проволоки и припоя	Коэффициент ϕ	Примечание
МЗр	Ручная сварка неплавящимся электродом в среде аргона	БрКМц3-1; МНЖКТ5-1-0,2-0,2	0,90	Для толщины 3—6 мм
	Полуавтоматическая сварка открытой дугой	МРЗКМцТ0,3-0,3-1-0,3	0,90	
	Полуавтоматическая сварка в среде аргона и азота	МНЖКТ5-1-0,2-0,2	0,90	
	Автоматическая сварка неплавящимся электродом в среде аргона	БрКМц3-1; МНЖКТ5-1-0,2-0,2	0,92	
	Автоматическая сварка неплавящимся электродом в среде азота	МНЖКТ5-1-0,2-0,2	0,93	

Марка материала	Способ сварки и пайки	Марка присадочной проволоки и припоя	Коэффициент φ	Примечание
ЛО62-1	Ручная сварка неплавящимся электродом в среде аргона	БрОЦ4-3, МНЖКТ5-1-0,2-0,2, БрКМц3-1	0,83 0,83 0,90	Для толщины 3—6 мм
Л63		БрКМц3-1; МНЖКТ5-1-0,2-0,2, БрОЦ4-3	0,93	Только для толщины 3 мм
М2, М3, МЗр	Пайка пламенем газовой горелки	ЛОК62-0,5; ЛОК59-1-0,3	0,85	—

Таблица 110

Коэффициент прочности φ сварных швов аппаратов из титана

Конструкция шва	Способ сварки	Коэффициент φ
	Автоматическая под флюсом Автоматическая и ручная в защитной среде аргона или гелия	0,95
	Автоматическая и ручная в защитной среде аргона или гелия	0,9
	Ручная дуговая электросварка	0,8
	Сварка в среде аргона или гелия и обеспечение защиты с обратной стороны	0,7

ростями (для жидких сред — более 20 м/с, для газообразных — более 100 м/с); 2) при наличии в движущейся среде абразивных твердых частиц; 3) при ударном действии среды на деталь.

Величина прибавки c_3 предусматривает компенсацию утонения стенки элемента сосуда или аппарата при технологических операциях (вытяжке, штамповке, гибке и т. д.) и зависит от принятой

технологии изготовления. Прибавки c_2 и c_3 учитывают в тех случаях, когда их суммарное значение превышает 5 % номинальной толщины листа. Технологическая прибавка c_3 не включает в себя округление расчетной толщины стенки до номинальной толщины по стандарту.

§ 1.2. ЭЛЕМЕНТЫ АППАРАТОВ, НАГРУЖЕННЫЕ ВНУТРЕННИМ ДАВЛЕНИЕМ

От действия внутреннего давления в материале тонкостенных оболочек (рис. 1.1) возникают нормальные усилия U и T , поперечные силы Q , а также изгибающие моменты M_m и M_t . Причем по мере удаления от так называемой линии искажения (т. е. места, где резко меняется хотя бы один из основных параметров нагруженной обо-

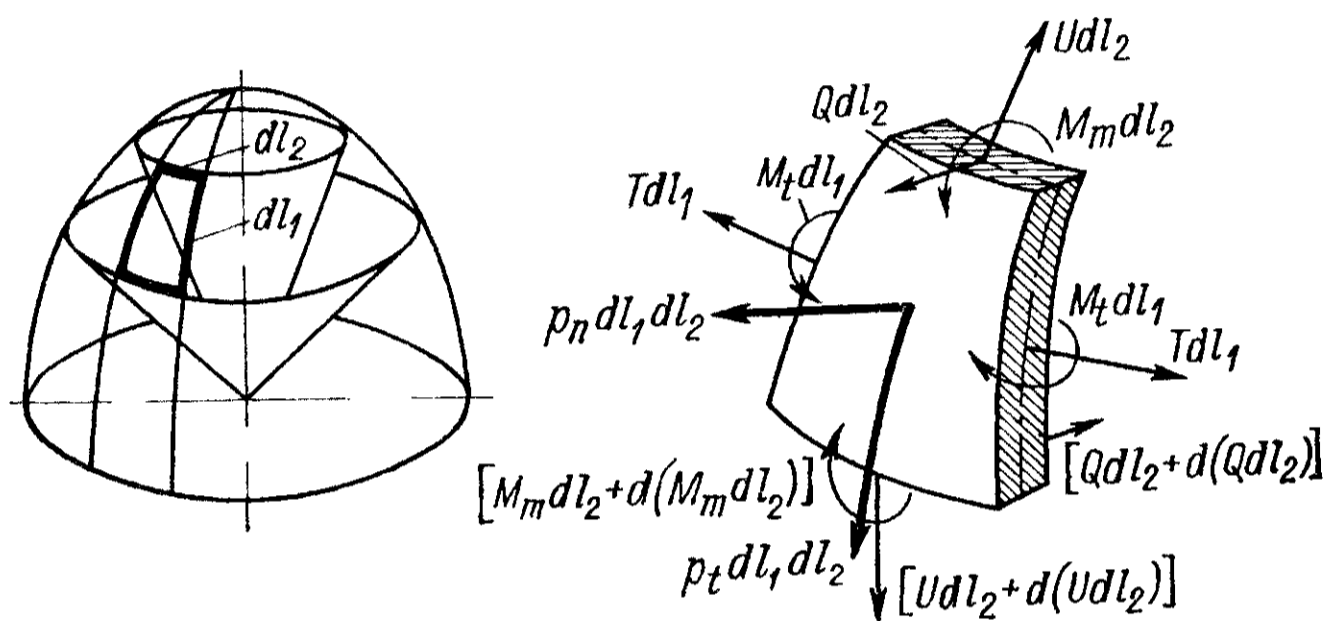


Рис. 1.1. Схема действия нагрузок на элемент стенки осесимметричной оболочки

лочки: форма или направление меридиана, толщина стенки, нагрузка, свойства материала и т. п.) моменты M_m , M_t и силы Q быстро уменьшаются и становятся ничтожно малыми, усилия же U и T остаются наиболее существенными.

На рис. 1.2 представлена схема действия усилий на элемент, выделенный из осесимметричной оболочки. Внешняя нагрузка, отнесенная к единице площади срединной поверхности с главными радиусами кривизны R_1 , R_2 и распределенная симметрично относительно оси, разложена на составляющие p_n и p_t , соответственно по нормали и касательной к дуге меридиана. К граням выделенного элемента приложены внутренние нормальные усилия U , расположенные в плоскости кривизны меридиана и отнесенные к единице дуги соответствующего нормального сечения, а также нормальные усилия T , лежащие во второй главной плоскости кривизны. Изгибающие моменты и поперечные силы в сечениях равны нулю. Напряжения по толщине стенки распределены равномерно, т. е.:

$$U = \sigma_n s \text{ и } T = \sigma_t s, \quad (1.1)$$

где σ_m и σ_t — соответственно меридиональные и кольцевые (тангенциальные) напряжения

Уравнение равновесия действующих на элемент сил

$$p_n dl_1 dl_2 - 2T dl_1 \sin (d\varphi'/2) - U dl_2 \sin (d\theta/2) - [U dl_2 + d(U dl_2)] \sin (d\theta/2) = 0.$$

Учитывая, что $dl_1 = R_1 d\theta$; $dl_2 = R_2 d\varphi'$ и заменяя ввиду малости синусы их аргументами, получим (пренебрегая бесконечно малыми высшего порядка) так называемое уравнение Лапласа

$$\sigma_m/R_1 + \sigma_t/R_2 = p_n/s. \quad (1.2)$$

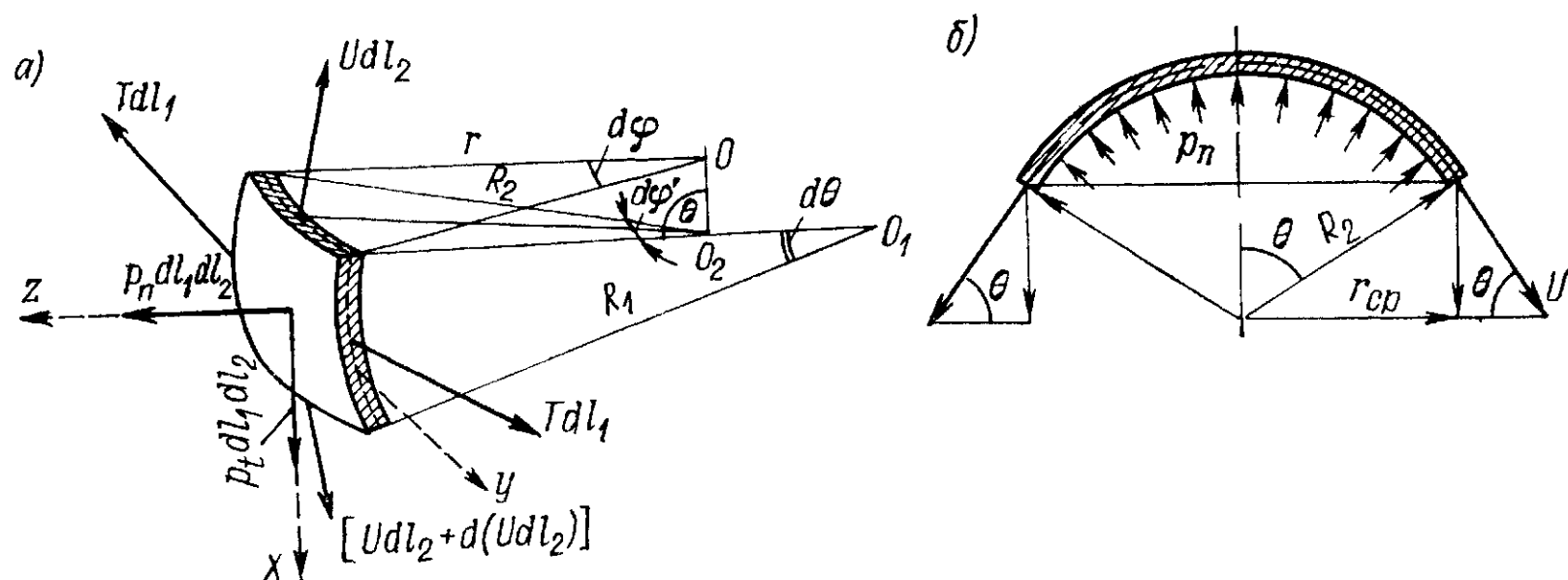


Рис. 1.2. Схема к определению меридиональных и кольцевых (тангенциальных) напряжений в тонкостенной оболочке: а — элемент стенки; б — отсеченная часть оболочки

Рассмотрев действие сил на часть оболочки (см. рис. 1.2, б), отсеченной нормальным коническим сечением, можно написать выражение

$$2\pi r_{cp} U \sin \theta = \pi r^2 p_n,$$

откуда с учетом (1.1) и соотношения $r \approx r_{cp} = R_2 \sin \theta$

$$\sigma_m = p_n R_2 / (2s). \quad (1.3)$$

Выражения (1.2) и (1.3) являются основными уравнениями безмоментной теории оболочек, исходя из которых с учетом $p_n = p_r$, $p_t = 0$, а также условия прочности $\sigma = \max(\sigma_m, \sigma_t) \leq \varphi[\sigma]$ и соответствующих значений главных радиусов кривизны R_1 и R_2 получают основные расчетные зависимости для цилиндрических, конических, сферических и эллиптических оболочек.

В конструкциях машин и аппаратов широко применяются плоские крышки и днища (пластины), благодаря простоте и дешевизне их изготовления. На рис. 1.3 приведены две наиболее широко применяемые расчетные схемы круглых пластин: с шарнирным закреплением (рис. 1.3, а) по контуру (кругу) и с жестким защемлением контура (рис. 1.3, б).

Под действием давления пластина изгибается и меняет свою кривизну одновременно в двух плоскостях, в результате чего образуется некоторая слабо изогнутая поверхность двойкой кривизны. При этом допускается, что прогиб существенно меньше толщины пластины, в связи с чем можно считать основными напряжения от

изгиба и не учитывать напряжения растяжения срединной поверхности.

Для элементарной полоски единичной ширины, выделенной двумя сечениями, близкими к диаметральному, момент инерции $I = 1s_{\Pi}^3/12$. Максимальные радиальные σ_r и кольцевые σ_t напряжения имеют место при $z = \pm s_{\Pi}/2$:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_r &= \pm (M_r/I) z = \pm 6M_r/s_{\Pi}^2; \\ \sigma_t &= \pm (M_t/I) z = \pm 6M_t/s_{\Pi}^2. \end{aligned} \right\} \quad (1.4)$$

Выражения (1.4) являются основными уравнениями, исходя из которых с учетом условия прочности $\sigma = \max(\sigma_r; \sigma_t) \leq \varphi[\sigma]$,

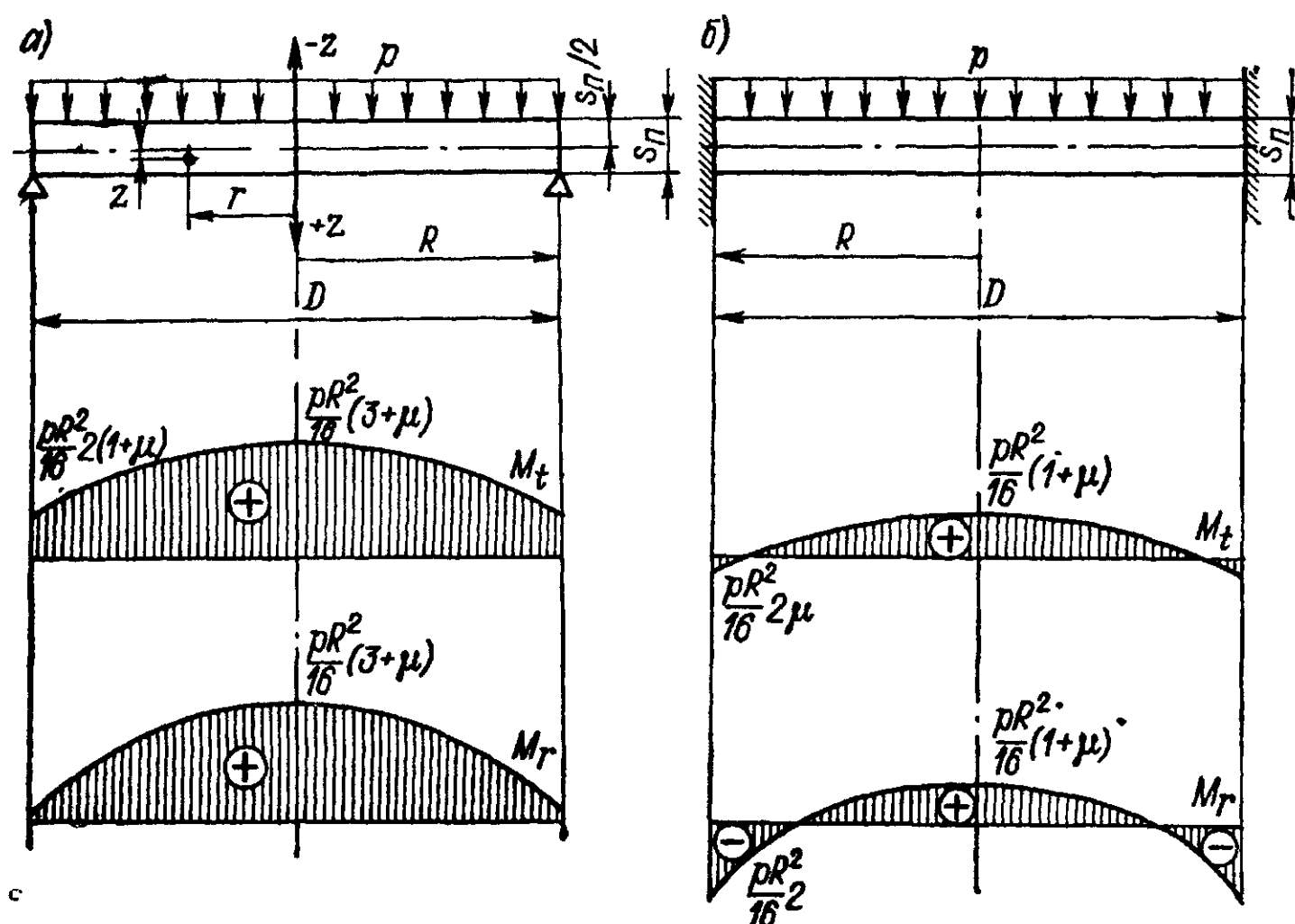


Рис. 1.3. Схемы и эпюры кольцевых M_t и радиальных M_r изгибающих моментов к расчету плоских днищ

характера закрепления пластины (крышки или днища) по контуру и ослаблений их отверстиями получают расчетные формулы.

Рассмотрим основные зависимости для расчета цилиндрических и конических обечаяк, сферических и эллиптических оболочек, плоских крышек и днищ, работающих в условиях однократных и многократных статических нагрузок под внутренним избыточным давлением.

Цилиндрические обечайки. Исполнительную толщину стенки s определяют по формулам:

$$s_p = \max \left\{ \begin{aligned} & p_p D / (2\varphi[\sigma] - p_p) \\ & p_{\Pi} D / (2\varphi[\sigma]_{\Pi} - p_{\Pi}) \end{aligned} \right\}; \quad (1.5)$$

$$s = s_p + c + c_0, \quad (1.6)$$

где s_p — расчетная толщина стенки цилиндрической обечайки; D — внутренний диаметр обечайки; c_0 — прибавка на округление размера до стандартного значения.

Допускаемое давление:
в рабочем состоянии

$$[p] = 2\varphi [\sigma] (s - c)/(D + s - c), \quad (1.7)$$

при испытаниях

$$[p]_{\text{и}} = 2\varphi [\sigma]_{\text{и}} (s - c)/(D + s - c). \quad (1.8)$$

Формулы (1.5)—(1.8) применимы для сталей, алюминиевых и медных сплавов при $(s - c)/D \leq 0,1$; для титановых сплавов — при $(s - c)/D \leq 0,25$.

Конические обечайки с углом при вершине $2\alpha \leq 120^\circ$. Исполнительную толщину стенки $s_{\text{к}}$ вычисляют по формулам:

$$s_{\text{к.р}} = \max \left\{ \begin{array}{l} p_{\text{р}} D / [(2\varphi [\sigma] - p_{\text{р}}) \cos \alpha] \\ p_{\text{и}} D / [(2\varphi [\sigma]_{\text{и}} - p_{\text{и}}) \cos \alpha] \end{array} \right\}; \quad (1.9)$$

$$s_{\text{к}} = s_{\text{к.р}} + c + c_0, \quad (1.10)$$

где $s_{\text{к.р}}$ — расчетная толщина стенки конической обечайки.

Допускаемое давление:
в рабочем состоянии

$$[p] = 2\varphi [\sigma] (s_{\text{к}} - c) \cos \alpha / [D + (s_{\text{к}} - c) \cos \alpha], \quad (1.11)$$

при испытаниях

$$[p]_{\text{и}} = 2\varphi [\sigma]_{\text{и}} (s_{\text{к}} - c) \cos \alpha / [D + (s_{\text{к}} - c) \cos \alpha]. \quad (1.12)$$

Формулы (1.9)—(1.12) применимы для сталей, алюминиевых и медных сплавов при $(s_{\text{к}} - c)/D \leq 0,1/\cos \alpha$, для титановых сплавов — при $(s_{\text{к}} - c)/D \leq 0,25/\cos \alpha$.

Сферические оболочки. Исполнительную толщину стенки $s_{\text{с}}$ рассчитывают по формулам:

$$s_{\text{с.р}} = \max \left\{ \begin{array}{l} p_{\text{р}} D_{\text{с}} / (4\varphi [\sigma] - p_{\text{р}}) \\ p_{\text{и}} D_{\text{с}} / (4\varphi [\sigma]_{\text{и}} - p_{\text{и}}) \end{array} \right\}; \quad (1.13)$$

$$s_{\text{с}} = s_{\text{с.р}} + c + c_0, \quad (1.14)$$

где $s_{\text{с.р}}$ — расчетная толщина стенки сферической оболочки; $D_{\text{с}}$ — внутренний диаметр сферической оболочки.

Допускаемое давление:
в рабочем состоянии

$$[p] = 4\varphi [\sigma] (s_{\text{с}} - c)/(D_{\text{с}} + s_{\text{с}} - c), \quad (1.15)$$

при испытаниях

$$[p]_{\text{и}} = 4\varphi [\sigma]_{\text{и}} (s_c - c)/(D_c + s_c - c). \quad (1.16)$$

Формулы (1.13)—(1.16) применимы для сталей, алюминиевых и медных сплавов при $(s_c - c)/D_c \leq 0,1$.

Стандартные эллиптические днища (крышки). Исполнительную толщину стенки $s_{\text{э}}$ определяют по формулам:

$$s_{\text{э.р}} = \max \left\{ \begin{array}{l} p_p D / (2\varphi [\sigma] - 0,5 p_p) \\ p_{\text{и}} D / (2\varphi [\sigma]_{\text{и}} - 0,5 p_{\text{и}}) \end{array} \right\}; \quad (1.17)$$

$$s_{\text{э}} = s_{\text{э.р}} + c + c_0, \quad (1.18)$$

где $s_{\text{э.р}}$ — расчетная толщина стенки эллиптического днища.

Допускаемое давление:
в рабочем состоянии

$$[p] = 2\varphi [\sigma] (s_{\text{э}} - c) / [D + 0,5 (s_{\text{э}} - c)]; \quad (1.19)$$

при испытаниях

$$[p]_{\text{и}} = 2\varphi [\sigma]_{\text{и}} (s_{\text{э}} - c) / [D + 0,5 (s_{\text{э}} - c)]. \quad (1.20)$$

Формулы (1.17)—(1.20) применимы для сталей, алюминиевых и медных сплавов при $(s_{\text{э}} - c)/D \leq 0,1$; для титановых сплавов при $(s_{\text{э}} - c)/D \leq 0,25$.

Плоские днища и крышки. Исполнительную толщину $s_{\text{п}}$ вычисляют по формулам:

$$s_{\text{п.р}} = \max \left\{ \begin{array}{l} KK_0 D_p \sqrt{p_p / (\varphi [\sigma])} \\ KK_0 D_p \sqrt{p_{\text{и}} / (\varphi [\sigma]_{\text{и}})} \end{array} \right\}; \quad (1.21)$$

$$s_{\text{п}} = s_{\text{п.р}} + c + c_0, \quad (1.22)$$

где $s_{\text{п.р}}$ — расчетная толщина плоского днища (крышки).

Допускаемое давление:
в рабочем состоянии

$$[p] = [(s_{\text{п}} - c)/(KK_0 D_p)]^2 [\sigma] \varphi; \quad (1.23)$$

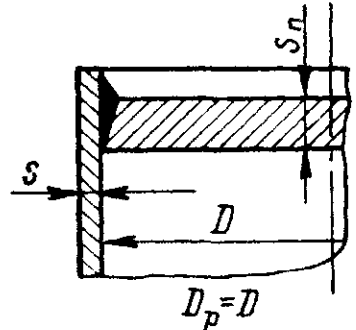
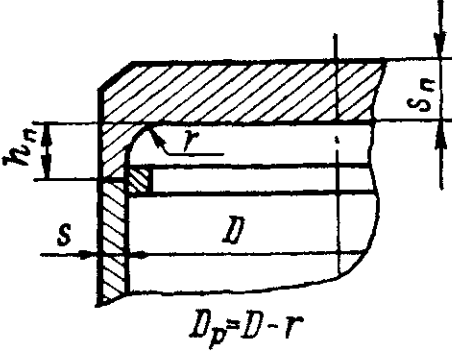
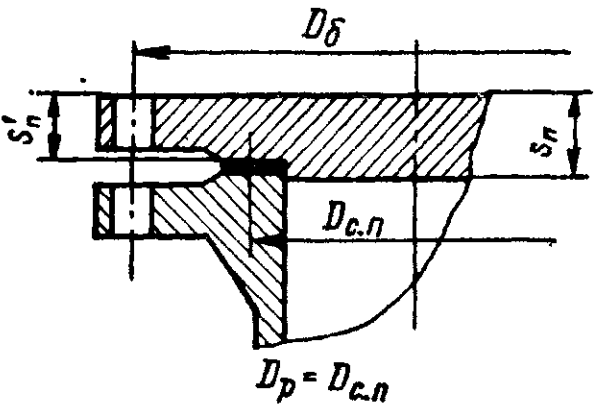
при испытании

$$[p]_{\text{и}} = [(s_{\text{п}} - c)/(KK_0 D_p)]^2 [\sigma]_{\text{и}} \varphi. \quad (1.24)$$

Расчетный диаметр D_p и коэффициент K , учитывающий тип закрепления днища или крышки, принимают в соответствии с табл. 1.11. Коэффициент ослабления K_0 определяют в зависимости от характера

Коэффициент K и расчетный диаметр D_p плоских днищ (крышек)

Тип днища	Эскиз соединения	K	Тип днища	Эскиз соединения	K
1		0,53	4		0,45
2		0,50	5		0,41
3		0,40	6		0,41
Тип днища	Эскиз соединения	K			
7		<p>При $(s - c)/(s_{II} - c) < 0,5$ $K = 0,41$; при $(s - c)/(s_{II} - c) \geq 0,5$ $K = 0,38$</p>			

Тип днища	Эскиз соединения	K
8		<p>При $(s - c)/(s_{\Pi} - c) < 0,5$ $K = 0,45$; при $(s - c)/(s_{\Pi} - c) \geq 0,5$ $K = 0,41$</p>
9		<p>При $h_{\Pi} \geq \sqrt{D(s - c)}$ $K = \max \{0,45 [1 - 0,23 (s - c)/(s_{\Pi} - c)]; 0,35\}$; при $h_{\Pi} < \sqrt{D(s - c)}$ $K = \max \{0,47 [1 - 0,23 (s - c)/(s_{\Pi} - c)]; 0,40\}$</p>
10		<p>$K = 0,41 \sqrt{\frac{1 + 3\psi(D_{\text{б}}/D_{\text{с.п}} - 1)}{D_{\text{б}}/D_{\text{с.п}}}}$, где $\psi = 1 + R_{\Pi}/F_{\text{д}}$</p>
<p>Примечание. R_{Π} — реакция прокладки, $F_{\text{д}}$ — равнодействующая внутреннего давления.</p>		

расположения отверстий в днище (крышке) по данным табл. 1.12 и рис. 1.4.

Толщину s'_{Π} плоского круглого днища (крышки), нагруженного дополнительным краевым моментом (см. табл. 1.11, тип 10), в месте нахождения прокладки рассчитывают по формуле

$$s'_{\Pi} \geq \max \{K' \sqrt{F_{\text{б max}}/[\sigma]}; 0,6F_{\text{б max}}/([\sigma] D_{\text{с.п}})\} + c; \quad (1.25)$$

$$K' = 0,8 \sqrt{(D_{\text{б}}/D_{\text{с.п}}) - 1},$$

где $F_{\text{б max}}$ — наибольшее значение болтовой нагрузки; $D_{\text{с.п}}$ — средний диаметр прокладки; $D_{\text{б}}$ — диаметр болтовой окружности.

Толщину утоненной части $s_{\Pi.у}$ плоского днища или крышки (см. табл. 1.11, тип 7) следует определять по формуле

$$s_{\Pi.у} \geq \max \{(s_{\Pi} - c) \sqrt{3(D_{\text{р}} - D_{\text{в}})/D_{\text{р}}}; 0,5D_{\text{р}}(p_{\text{р}}/[\sigma])\} + c, \quad (1.26)$$

где D_B — внешний диаметр окружности днища (крышки) толщиной s_{II} .

Формулы (1.21)—(1.26) применимы при условии $(s_{II} - c)/D_p \leq \leq 0,1$. При $(s_{II} - c)/D_p > 0,1$ величину допускаемого давления, рассчитанного по формулам (1.23)—(1.24), следует умножить на поправочный коэффициент

$$K_p = \min \left\{ 1; \frac{2,2}{1 + \sqrt{1 + [6(s_{II} - c)/D_p]^2}} \right\}.$$

Таблица 1.12

Значения коэффициента K_0

Количество отверстий	Расчетная формула
1	$K_0 = \sqrt{1 + d/D_p + (d/D_p)^2}$
>1	$K_0 = \sqrt{\frac{1 - \sum (d_i/D_p)^3}{1 - \sum d_i/D_p}}$ при $\sum d_i < 0,7D_p$
Примечание. $\sum d_i$ — максимальная сумма длин хорд отверстий в наиболее ослабленном диаметральной сечении (см. рис. 1.4) днища (крышки); при этом отверстия для болтов в расчет не принимают.	

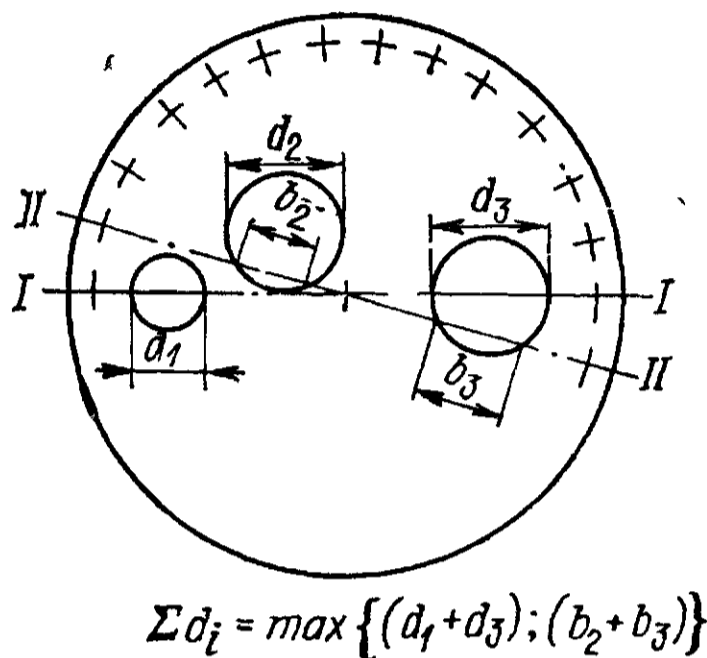


Рис. 1.4. Схема для определения максимальной суммы длин хорд отверстий в наиболее ослабленном сечении: I—I и II—II — диаметральные сечения; d_1 — d_3 — диаметры отверстий; b_2 , b_3 — хорды отверстий

Примеры

✓ 1.2.1. Определить толщину стенки цилиндрической обечайки вулканизационного котла (рис. 1.5, а).

Исходные данные. Длина обечайки $L = 3000$ мм; внутренний диаметр $D = 1500$ мм; рабочее давление $p = 1,25$ МПа; температура среды в котле $t_c = 170$ °С; материал котла — листовой прокат из стали ВСтЗпс (ГОСТ 380—71); скорость коррозии $\Pi = 0,1$ мм/год; срок эксплуатации $\tau_B = 15$ лет. Массу воды в котле при гидравлическом испытании условно не учитывать.

Решение. Расчетная температура стенки котла $t = t_c = 170$ °С, так как температура среды положительна.

Допускаемое напряжение:

в рабочем состоянии $[\sigma] = \eta\sigma^* = 1 \cdot 129 = 129$ МПа, где $\sigma^* = 129$ МПа — для стали ВСтЗпс при температуре $t = 170$ °С (см. табл. 1.2); $\eta = 1$, так как аппарат изготавливается из листового проката;

при гидравлических испытаниях $[\sigma]_{II} = \sigma_{T20}/1,1 = 210/1,1 = 190,9$ МПа, где $\sigma_{T20} = 210$ МПа — для стали ВСтЗпс при +20 °С.

Расчетное значение внутреннего избыточного давления $p_p = p = 1,25$ МПа, так как в котле рабочая среда — газовая (рис. 1.5, б).

Пробное давление при гидравлическом испытании (см. табл. 1.1)

$$p_{II} = \max \left\{ \begin{array}{l} 1,25p [\sigma]_{20}, [\sigma] = 1,25 \cdot 1,25 \cdot 140/129 = 1,69 \text{ МПа} \\ p + 0,3 = 1,25 + 0,3 = 1,55 \text{ МПа} \end{array} \right\} = 1,69 \text{ МПа},$$

где $[\sigma]_{20} = \eta\sigma_{20}^* = 140$ МПа — при температуре +20 °С.

Коэффициент прочности продольных сварных швов обечайки $\varphi = 1$, так как принято, что швы с двусторонним сплошным проваром выполняются автоматической сваркой (см. табл. 1.7).

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

Расчетная и исполнительная толщины стенки цилиндрической обечайки

$$s_p = \max \left\{ \begin{array}{l} p_p D / (2\varphi [\sigma] - p_p) = 1,25 \cdot 1,5 / (2 \cdot 1 \cdot 129 - 1,25) = 7,3 \cdot 10^{-3} \text{ м} \\ p_{и} D / (2\varphi [\sigma]_{и} - p_{и}) = 1,69 \cdot 1,5 / (2 \cdot 1 \cdot 190,9 - 1,69) = 6,7 \cdot 10^{-3} \text{ м} \end{array} \right\} = 7,3 \text{ мм};$$

$$s = s_p + c + c_0 = 7,3 + 1,5 + 0,2 = 9 \text{ мм},$$

где $c_0 = 0,2$ мм из условия округления толщины стенки до ближайшей большей стандартной толщины (ГОСТ 19903—74*).

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

1.2.2. Определить допускаемое внутреннее давление для цилиндрической обечайки кожуха вертикального кожухотрубчатого теплообменника с U-образными трубами (рис. 1 б, а).

Исходные данные. Высота обечайки $H_{ц} = 9500$ мм, внутренний диаметр $D = 800$ мм, толщина стенки $s = 8$ мм. В межтрубном пространстве находится дитоллилметан плотностью $\rho_c = 1200$ кг/м³ с температурой $t_c = 250$ °С при давлении $p = 1,6$ МПа. Материал кожуха — листовой прокат из стали 16ГС. Прибавка к расчетной толщине стенки $c = 1,5$ мм. Швы — сварные с двусторонним сплошным проваром выполнены вручную.

Рис. 1.5. Вулканизационный котел (а) и расчетная схема его цилиндрической обечайки (б).

1 — крышка; 2 — байонетное соединение (затвор); 3 — корпус; 4 — парораспределительный коллектор; 5 — тележка; 6 — рельсовый путь; 7 — опора, 8 — кронштейн

Решение. Расчетная температура стенки $t = t_c = 250$ °С. Допускаемое напряжение в рабочем состоянии $[\sigma] = \eta \sigma^* = 1 \cdot 145 = 145$ МПа, где $\sigma^* = 145$ МПа — для стали 16ГС при температуре +250 °С; $\eta = 1$ — для листового проката; при гидравлических испытаниях $[\sigma]_{и} = \sigma_{Т20} / 1,1 = 280 / 1,1 = 254,5$ МПа, где $\sigma_{Т20} = 280$ МПа — предел текучести стали 16ГС при +20 °С.

Расчетное давление (рис. 1.6, б) — $p_p = p + p_r = 1,6 + 0,11 = 1,71$ МПа, где $p_r = g \rho_c H_{ц} = 9,81 \cdot 1200 \cdot 9,5 = 0,11$ МПа, что больше 5% $p = 0,05 \cdot 1,6 = 0,08$ МПа.

Пробное давление при гидравлическом испытании ($p_p > 0,5$ МПа и $H_{ц} > 8$ м)

$$p_{и} = \max \left\{ \begin{array}{l} 1,25 p_p [\sigma]_{20} / [\sigma] = 1,25 \cdot 1,71 \cdot 170 / 145 = 2,5 \text{ МПа} \\ p_p + 0,3 = 1,71 + 0,3 = 2,01 \text{ МПа} \end{array} \right\} = 2,5 \text{ МПа},$$

где $[\sigma]_{20} = \sigma_{20}^* = 170$ МПа — допускаемое напряжение стали 16ГС при температуре +20 °С ($\eta = 1$)

Коэффициент прочности сварных соединений обечайки для заданного типа швов $\varphi = 0,93$ (см. табл. 17).

Допускаемое внутреннее давление в рабочем состоянии

$$[p] = 2\varphi [\sigma] (s - c) / (D + s - c) =$$

$$= 2 \cdot 0,93 \cdot 145 (8 - 1,5) \cdot 10^{-3} / [0,8 + (8 - 1,5) \cdot 10^{-3}] = 2,1 \text{ МПа},$$

при гидравлических испытаниях

$$[p]_{\text{и}} = 2\varphi [\sigma]_{\text{и}} (s - c) / (D + s - c) = 2 \cdot 0,93 \cdot 254,5 \times$$

$$\times (8 - 1,5) \cdot 10^{-3} / [0,8 + (8 - 1,5) \cdot 10^{-3}] = 3,81 \text{ МПа}.$$

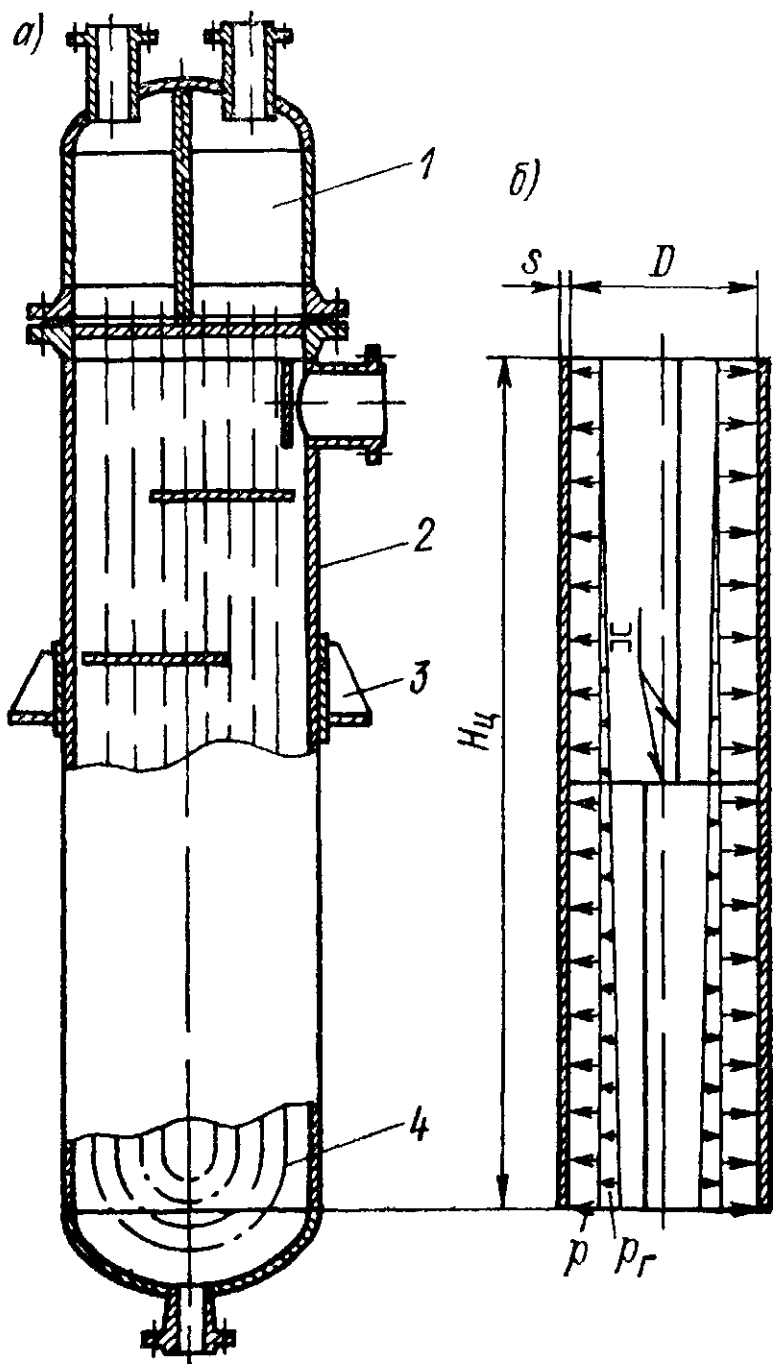


Рис. 1.6. Кожухотрубчатый вертикальный теплообменник с U-образными трубами (а) и расчетная схема цилиндрической обечайки кожуха (б):

1 — распределительная камера; 2 — кожух; 3 — опора; 4 — U-образные трубы

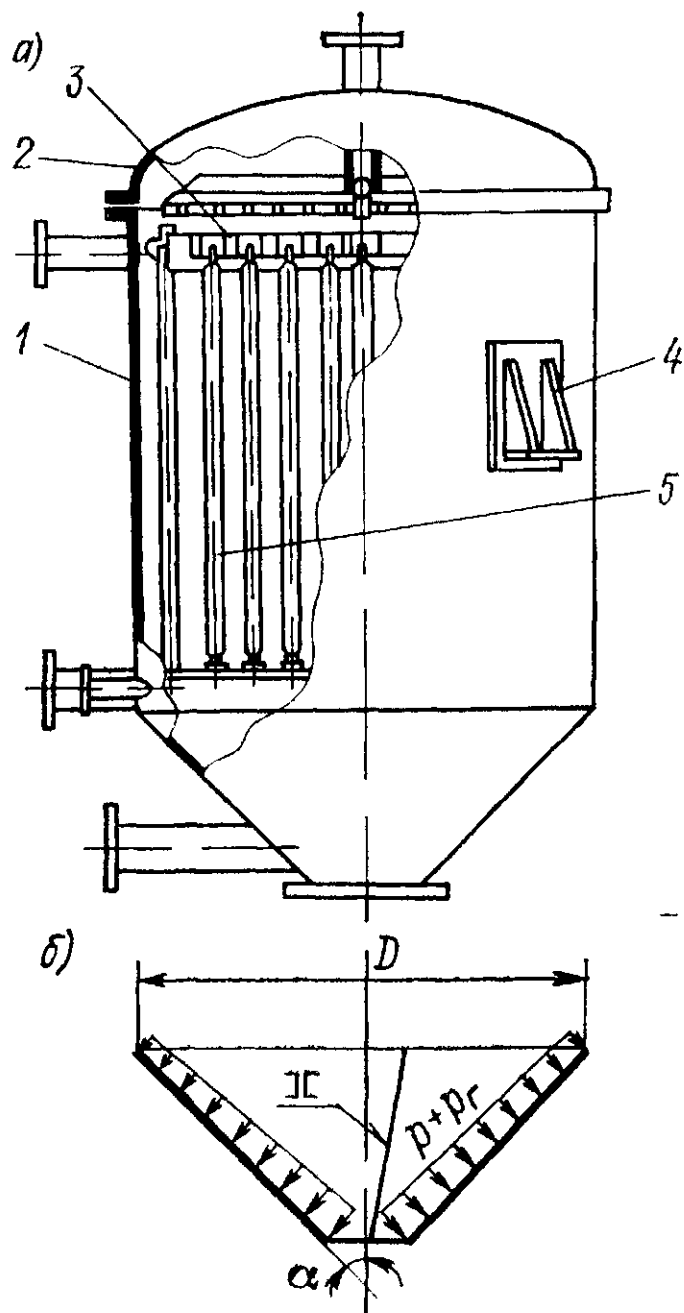


Рис. 1.7. Листовой вертикальный фильтр (а) и расчетная схема его конического днища (б):

1 — корпус; 2 — крышка; 3 — коллектор; 4 — опора; 5 — фильтрующий элемент

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

1.2.3. Определить толщину стенки конического днища листового фильтра (рис. 1.7, а).

И с х о д н ы е д а н н ы е. Внутреннее давление $p = 0,4 \text{ МПа}$, высота фильтра $H_{\text{ц}} = 3500 \text{ мм}$, внутренний диаметр $D = 1600 \text{ мм}$, угол при вершине конуса $2\alpha = 90^\circ$, расчетная температура $t = 60^\circ \text{C}$, материал днища — сталь 10. Допускаемые напряжения для рабочего состояния $[\sigma] = 127 \text{ МПа}$, для гидравлических испытаний $[\sigma]_{\text{и}} = 147 \text{ МПа}$, плотность обрабатываемой среды $\rho_c =$

$= 1300 \text{ кг/м}^3$, прибавка к расчетной толщине стенки $c = 2,54 \text{ мм}$, коэффициент прочности сварного шва $\varphi = 0,9$.

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

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

Расчетная и исполнительная толщины днища соответственно равны

$$s_{\text{к.р}} = \max \left\{ \begin{array}{l} p_p D / [(2\varphi [\sigma] - p_p) \cos \alpha] = 0,445 \cdot 1,6 / [(2 \cdot 0,9 \cdot 127 - \\ - 0,445) \cos 45^\circ] = 4,41 \cdot 10^{-3} \text{ м} \\ p_{\text{и}} D / [(2\varphi [\sigma]_{\text{и}} - p_{\text{и}}) \cos \alpha] = 0,62 \cdot 1,6 / [(2 \cdot 0,9 \cdot 147 - \\ - 0,62) \cos 45^\circ] = 4,84 \cdot 10^{-3} \text{ м} \end{array} \right\} = 4,84 \text{ мм};$$

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

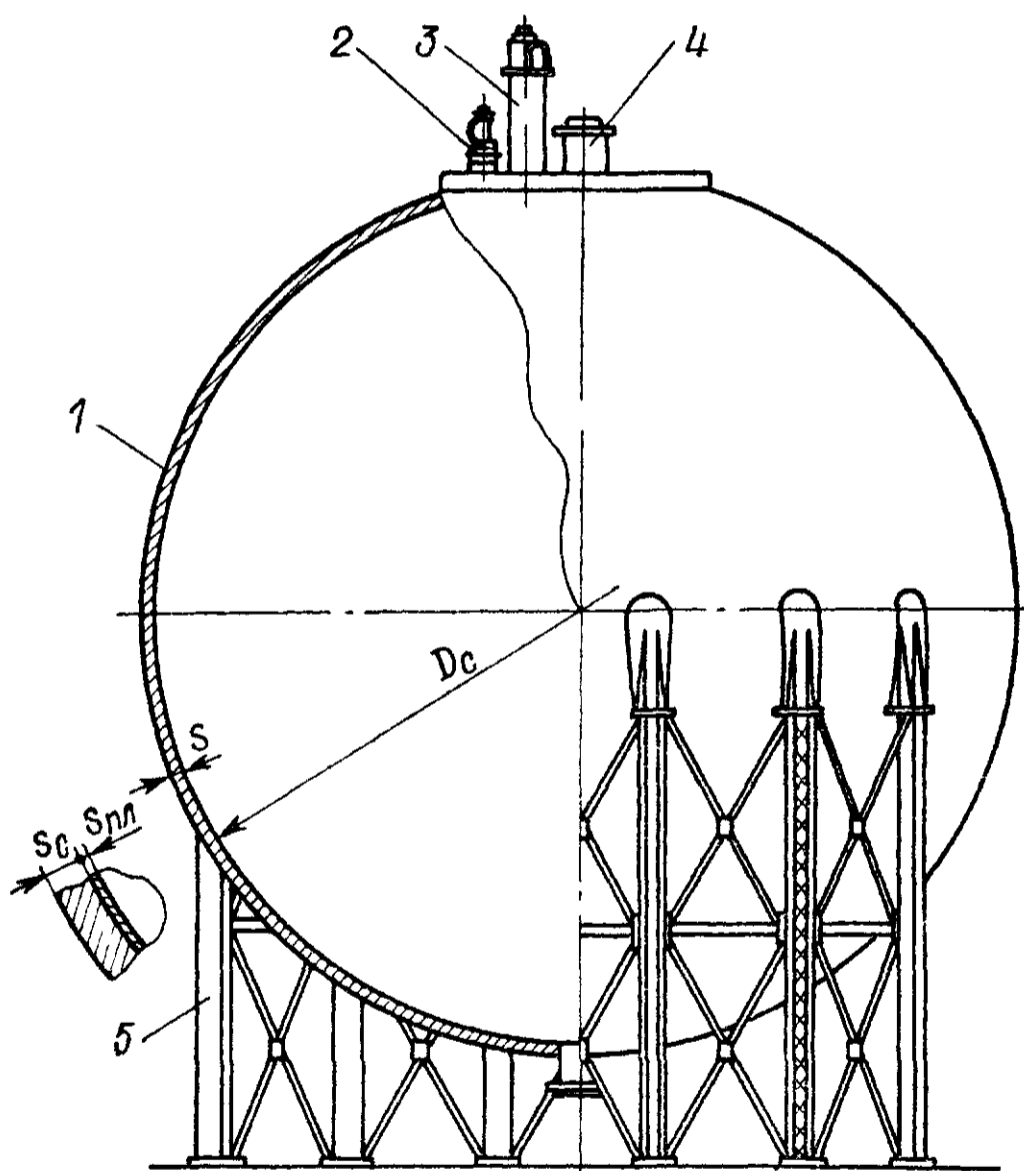


Рис. 1.8. Шаровой резервуар:

1 — корпус; 2 — предохранительный клапан; 3 — указатель уровня; 4 — шлюзовая камера; 5 — опоры

5% $p = 0,05 \cdot 0,25 = 0,0125 \text{ МПа}$, где $H_{\text{ж}} = D_c = 10,5 \text{ м}$ — высота заполнения жидкостью шарового резервуара.

Пробное давление при гидравлических испытаниях ($p_p < 0,5 \text{ МПа}$ и $H_{\text{ж}} > 8 \text{ м}$)

$$p_{\text{и}} = 1,5p_p [\sigma]_{20}/[\sigma] = 1,5 \cdot 0,36 \cdot 140/138,5 = 0,546 \text{ МПа},$$

что больше $0,2 \text{ МПа}$.

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

1.2.4. Рассчитать толщину стенки резервуара шарового типа (рис. 1.8).

Исходные данные. Внутренний диаметр $D_c = 10\,500 \text{ мм}$, рабочее давление среды $p = 0,25 \text{ МПа}$, плотность среды $\rho_c = 1100 \text{ кг/м}^3$, расчетная температура $t = 40^\circ\text{C}$. Материал резервуара — двухслойная сталь (ВСтЗсп+10ХГСН1Д), скорость коррозии лакирующего слоя из стали 10ХГСН1Д $P = 0,053 \text{ мм/год}$, срок службы $\tau_{\text{в}} = 20 \text{ лет}$, допускаемые напряжения для стали ВСтЗсп: $[\sigma] = 138,5 \text{ МПа}$, $[\sigma]_{20} = 140 \text{ МПа}$, $[\sigma]_{\text{и}} = 190,9 \text{ МПа}$; коэффициент прочности сварных швов $\varphi = 0,9$.

Решение. Расчетное давление $p_p = p + p_r = 0,25 + 0,11 = 0,36 \text{ МПа}$, так как $p_r = g\rho_c H_{\text{ж}} = 9,81 \cdot 1100 \times 10,5 = 0,11 \text{ МПа}$, что больше

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

$$s_{c.p} = \max \left\{ \begin{aligned} p_p D_c / (4\varphi [\sigma] - p_p) &= 0,36 \cdot 10,5 / (4 \cdot 0,9 \cdot 138,5 - 0,36) = \\ p_{и} D_c / (4\varphi [\sigma]_{и} - p_{и}) &= 0,546 \cdot 10,5 / (4 \cdot 0,9 \cdot 190,9 - 0,546) = \\ &= 7,5 \cdot 10^{-3} \text{ м} \\ &= 8,34 \cdot 10^{-3} \text{ м} \end{aligned} \right\} = 8,34 \text{ мм};$$

$$s_c = s_{c.p} + c_0 = 8,34 + 0,66 = 9 \text{ мм},$$

где $c_0 = 0,66$ мм из условия округления толщины до ближайшего большего стандартного значения (ГОСТ 10885—75*).

Так как $(s_c - c) / D_c = (9 - 0) \cdot 10^{-3} / 10,5 = 0,00086 < 0,1$, условие применимости формул выполняется.

Толщина стенки плакирующего слоя из стали 10ХГСН1Д

$$s_{пл} = П\tau_{в} + c'_0 = 0,053 \cdot 20 + 0,94 = 2 \text{ мм},$$

где $c'_0 = 0,94$ мм из условия округления толщины слоя до ближайшего большего стандартного значения (ГОСТ 10885—75*).

Исполнительная толщина стенки шарового резервуара из двухслойной стали $s = s_c + s_{пл} = 9 + 2 = 11$ мм.

✓ 1.2.5. Рассчитать толщину стенки плоской крышки (рис. 1.9) распределительной камеры горизонтального кожухотрубчатого конденсатора.

Исходные данные. Внутренний диаметр кожуха $D = 800$ мм, давление среды в трубах $p = 0,6$ МПа, расчетная температура крышки $t = 120$ °С, плотность среды $\rho_c = 1100$ кг/м³. Материал крышки — листовой прокат из стали ВСтЗсп; прибавка к расчетной толщине стенки $c = 1$ мм, диаметр болтовой окружности $D_b = 1040$ мм, средний диаметр прокладки $D_{c.p} = 866$ мм, отношение реакции прокладки к равнодействующей внутреннего давления $R_{п}/F_d = 1,1$.

Решение. Допускаемое напряжение:

для рабочего состояния $[\sigma] = \eta \sigma^* = 1 \cdot 132,8 = 132,8$ МПа, где $\sigma^* = 132,8$ МПа — для стали ВСтЗсп при температуре $t = 120$ °С (см. табл. 1.2); $\eta = 1$ — для листового проката;

при гидравлических испытаниях $[\sigma]_{и} = \sigma_{т20} / 1,1 = 210 / 1,1 = 190,9$ МПа, где $\sigma_{т20} = 210$ МПа — для стали ВСтЗсп при температуре 20 °С (см. в приложении табл. I).

Расчетное давление $p_p = p = 0,6$ МПа, так как $p_r = g \rho_c D = 9,81 \cdot 1000 \cdot 0,8 = 0,0086$ МПа, что меньше 5% $p = 0,05 \cdot 0,6 = 0,03$ МПа.

Пробное давление при гидравлическом испытании (см. табл. 1.1)

$$p_{и} = \max \left\{ \begin{aligned} 1,25 p [\sigma]_{20} / [\sigma] &= 1,25 \cdot 0,6 \cdot 140 / 132,8 = 0,79 \text{ МПа} \\ p + 0,3 &= 0,6 + 0,3 = 0,9 \text{ МПа} \end{aligned} \right\} = 0,9 \text{ МПа},$$

где $[\sigma]_{20} = \sigma_{20}^* = 140$ МПа — допускаемое напряжение для стали ВСтЗсп при температуре 20 °С ($\eta = 1$).

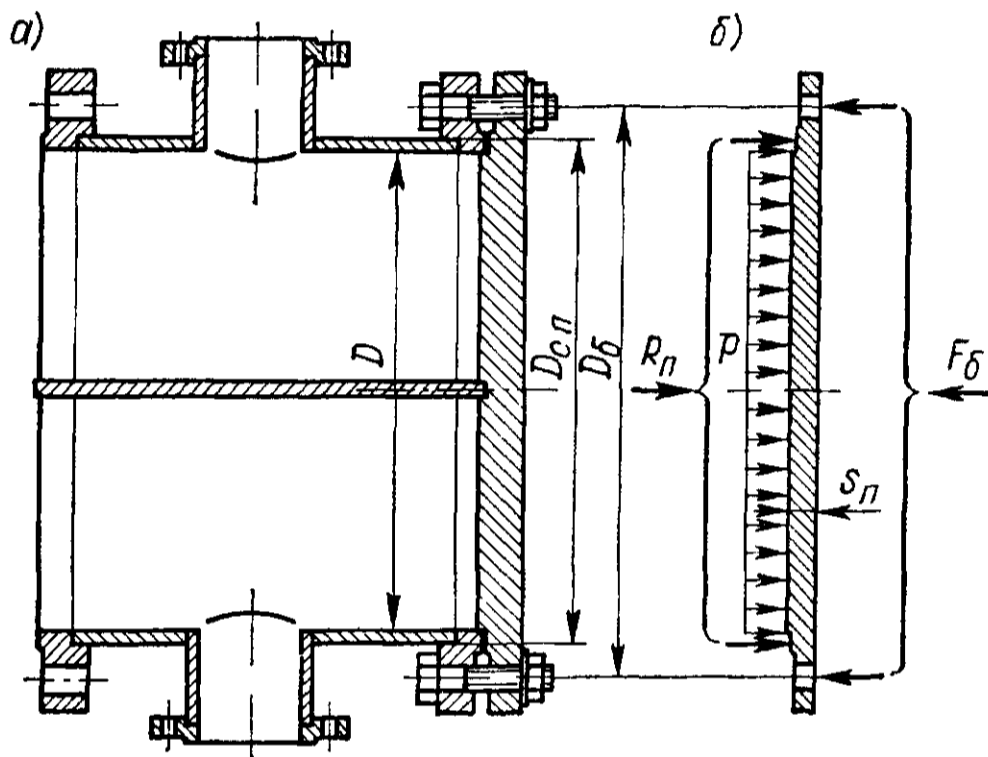


Рис. 1.9. Распределительная камера горизонтального кожухотрубчатого конденсатора (а) и расчетная схема ее плоской крышки (б)

Расчетная толщина крышки

$$s_{п.р} = \max \left\{ \begin{aligned} &KK_0 D_p \sqrt{p_p / (\varphi [\sigma])} = 0,563 \cdot 1,0,866 \sqrt{0,6 / (1 \cdot 132,8)} = \\ &KK_0 D_p \sqrt{p_n / (\varphi [\sigma]_n)} = 0,563 \cdot 1,0,866 \sqrt{0,9 / (1 \cdot 190,9)} = \\ &= 32,8 \cdot 10^{-3} \text{ м} \\ &= 33,8 \cdot 10^{-3} \text{ м} \end{aligned} \right\} = 33,8 \text{ мм},$$

$$\text{где } K = 0,41 \sqrt{\frac{1 + 3(1 + R_n/F_n)(D_6/D_{с.п} - 1)}{D_6/D_{с.п}}} =$$

$$= 0,41 \sqrt{\frac{1 + 3(1 + 1,1)(1,04/0,866 - 1)}{1,04/0,866}} = 0,563$$

для конструкции типа 10 (см табл. 1.11) при $D_6/D_{с.п} = 1,04/0,866$; $\varphi = 1$, так как сварные швы отсутствуют; $K_0 = 1$, так как крышка не ослаблена отверстиями; $D_p = D_{с.п} = 0,866$ м — расчетный диаметр.

Исполнительная толщина плоской крышки

$$s_{п} = s_{п.р} + c + c_0 = 33,8 + 1 + 1,2 = 36 \text{ мм},$$

где $c_0 = 1,2$ мм из условия округления толщины до ближайшего большего стандартного значения (ГОСТ 19303—74*).

Контрольные задачи

1.2.1. Определить допускаемое внутреннее давление при гидравлических испытаниях $[p]_н$ и в рабочем состоянии $[p]$ в вулканизационном котле диаметром $D = 1100$ мм, изготовленном из стали ВСтЗпс толщиной $s = 5$ мм. Температура в котле $t_c = 160$ °С, прибавка $c = 1,5$ мм.

Ответ. $[p]_н = 1,21$ МПа; $[p] = 0,82$ МПа.

1.2.2. Рассчитать толщину стенки обечайки и крышки вулканизационного котла по данным табл. 1.13.

1.2.3. Определить толщину стенки цилиндрической обечайки и эллиптического днища вертикального кожухотрубчатого теплообменника с U-образными трубами,

Таблица 1.13

Параметры вулканизационного котла

Номер варианта	Размеры котла		Рабочее давление в котле p , МПа	Температура в котле t_c , °С	Объем котла V , м ³	Марка стали	Скорость коррозии Π , мм/год	Срок эксплуатации T_p , лет
	Внутренний диаметр D , мм	Длина цилиндрической части l_c , м						
1	800	0,9	0,90	180	0,68	10	0,05	15
2	1100	1,5	0,60	160	1,85	20	0,09	12
3	1500	3,0	0,60	160	6,30	ВСтЗпс	0,10	10
4	2000	4,0	0,60	160	16,00	ВСтЗпс	0,08	12
5	2200	6,0	0,60	160	26,00	ВСтЗГпс	0,06	15
6	2800	6,0	0,40	150	43,20	10	0,05	10
7	2800	8,0	1,25	190	57,00	20	0,07	12
8	2800	16,0	0,60	150	91,00	ВСтЗпс	0,09	10
9	3600	8,0	1,00	180	98,00	20	0,04	15

изготовленного из стали 16ГС. Внутренний диаметр $D = 1200$ мм; высота цилиндрической обечайки $H_{ц} = 6000$ мм, рабочее давление в межтрубном пространстве $p = 2,5$ МПа, температура $t_c = -10$ °С, плотность среды $\rho_c = 1120$ кг/м³, среда абразивных частиц не содержит; скорость коррозии $P = 0,05$ мм/год; срок эксплуатации 15 лет; сварные швы с подваркой корня шва выполнены вручную.

Ответ $s = s_0 = 11$ мм.

1.2.4. Рассчитать толщину стенки кожуха и днища вертикального кожухотрубчатого теплообменника с U-образными трубами по данным табл. 1.14.

Таблица 1 14

Параметры вертикального кожухотрубчатого теплообменника

Номер варианта	Размеры корпуса		Рабочее давление p , МПа	Температура в межтрубном пространстве t_c , °С	Плотность среды ρ_c , кг/м ³	Марка стали	Скорость коррозии P , мм/год	Срок эксплуатации t_b , лет
	Внутренний диаметр D , мм	Высота цилиндрической части $H_{ц}$, м						
1	500	3	6,4	5	1000	ВСтЗсп	0,05	10
2	500	6	4,0	30	900		0,04	15
3	600	6	2,5	200	1200	16ГС	0,03	10
4	600	9	1,6	320	1160		0,06	12
5	800	6	2,0	-5	1300	Двухслойная 16ГС+12Х18Н10Т	0,02	15
6	800	9	3,0	120	1400		0,03	10
7	1000	6	4,2	20	800	ВСтЗсп5	0,07	15
8	1000	9	1,6	-10	1270	16ГС	0,04	12
9	1200	6	2,5	10	1000		0,01	18
10	1200	9	6,4	60	1250	Двухслойная 16ГС+12Х18Н10Т	0,02	10
11	1400	6	3,0	100	1100	ВСтЗсп5	0,07	12
12	1400	9	2,0	80	950		0,08	15

1.2.5. Определить допустимое внутреннее давление при гидравлических испытаниях и рабочем состоянии в трубном и межтрубном пространстве кожухотрубчатого теплообменника, обусловленное прочностью кожуха и эллиптических крышек. Внутренний диаметр теплообменника $D = 800$ мм; толщина кожуха и крышек $s = s_0 = 6$ мм; температура обрабатываемой среды $t_c = 95$ °С; сумма прибавок к расчетной толщине стенок $s = 1$ мм; теплообменник изготовлен из меди марки МЗр с использованием полуавтоматической сварки открытой дугой.

Ответ: $[p]_{тр} = 0,47$ МПа; $[p]_{мтр} = 0,47$ МПа; $[p]_{д.тр} = 0,83$ МПа; $[p]_{н.мтр} = 0,83$ МПа.

Таблица 1 15

Параметры сферического резервуара

Номер варианта	Внутренний диаметр D мм	Рабочее давление P МПа	Температура среды t_c °С	Плотность среды ρ_c кг/м ³	Марка стали	Скорость коррозии P мм/год	Срок эксплуатации t_B лет
1	10 500	1,8	10	10	09Г2С	0,03	20
2	12 000	1,0	-5	1110		0,05	15
3	16 000	0,6	80	920		0,06	15
4	20 000	0,25	30	1190		0,04	12

Таблица 1 16

Параметры горизонтального цельносварного аппарата

Номер варианта	Внутренний диаметр D мм	Толщина стенки s мм	Температура среды t_c °С	Плотность среды ρ_c кг/м ³	Марка стали (алюминия)	Скорость коррозии P мм/год	Срок эксплуатации t_B лет
1	500	4	20	900	АД1М (алюминий)	0,080	12
2	1000	6	60	1000	ВСт3сп5	0,060	10
3	1600	8	10	1240	АД00М (алюминий)	0,090	12
4	2000	8	120	920	АДОМ (алюминий)	0,037	15
5	2000	10	200	1200	09Г2С	0,070	10
6	2400	8	100	1160	ВСт3сп5	0,050	12
7	2400	10	-5	1270	09Г2С	0,020	15
8	2600	10	30	860	АДОМ (алюминий)	0,003	20

Таблица 1 17

Параметры горизонтального кожухотрубчатого конденсатора

Номер варианта	Внутренний диаметр кожуха D_1 , мм	Рабочее давление в трубах P , МПа	Температура охлаждающей среды t_c , °С	Плотность среды ρ_c , кг/м ³	Диаметр болтовой окружности D_6 , мм	Средний диаметр прокладки D_{cp} , мм	Марка стали	Скорость коррозии P , мм/год	Срок эксплуатации t_B лет
1	600	0,60	5	1000	680	630	ВСт3сп	0,03	18
2	800	0,50	20	1100	880	828	10	0,04	20
3	1000	0,30	2	1050	1090	1036	20	0,01	15
4	1200	0,20	30	995	1290	1232	16ГС	0,02	20
5	1400	0,15	10	1010	1490	1432	ВСт3сп	0,05	12

Параметры аппаратов с коническим ($2\alpha = 90^\circ$) днищем

Номер варианта	Внутренний диаметр D , мм	Высота цилиндрической части $H_{ц}$, мм	Объем V , м ³	Диаметр люка d , мм	Рабочее давление P , МПа	Рабочая среда		Марка стали	Скорость коррозии P , мм/год	Срок эксплуатации T_B , лет
						Плотность ρ_c , кг/м ³	Температура t_c , °C			
1	1000	800	1	300	1,6	1060	20	20К	0,09	15
2	1400	650	2	400	1,4	950	10	09Г2С	0,08	18
3	1400	1500	3,2	400	1,2	1555	40	16ГС	0,07	12
4	1800	1200	5	450	1,0	873	50	12Х18Н10Т	0,02	10
5	1800	1600	6,3	450	1,6	793	100	10Х17Н13М2Т	0,01	12
6	2200	2300	10	500	0,8	1188	120	20К	0,06	15
7	2600	2500	16	500	0,6	1500	5	Двухслойная 09Г2С + 12Х18Н10Т	0,01	18
8	2800	3600	25	500	0,4	1250	-10	16ГС	0,04	10

Таблица 1 19

Параметры аппаратов с эллиптическим днищем

Номер варианта	Внутренний диаметр D , мм	Высота цилиндрической части $H_{ц}$, мм	Объем V , м ³	Диаметр люка d , мм	Рабочее давление P , МПа	Рабочая среда		Марка стали	Скорость коррозии P , мм/год	Срок эксплуатации T_B , лет
						Плотность ρ_c , кг/м ³	Температура t_c , °C			
1	1000	900	1,0	250	0,3	1130	20	20К	0,05	15
2	1200	1250	2,0	300	1,6	777	120	09Г2С	0,04	12
3	1600	1000	3,2	400	1,4	1160	180	16ГС	0,02	18
4		1800	5,0	450	1,2	1360	60	12Х18Н10Т	0,06	15
5		2500	6,3	450	1,0	960	100	Двухслойная 09Г2С + 12Х18Н10Т	0,03	20
6	2000	2500	10,0	500	0,8	1297	160	10Х17Н13М2Т	0,01	18
7	2200	3400	16,0	500	0,6	870	150	16ГС	0,09	10
8	2400	4500	25,0	500	0,4	1530	10	20К	0,04	12

1.2.6. Рассчитать толщину стенки сферического резервуара по данным табл 1 15

1.2.7. Определить допускаемое внутреннее давление в горизонтальном цельно сварном аппарате со сферическими неотбортованными днищами по данным табл 1 16

1.2.8. Рассчитать толщину стенки съемной плоской крышки горизонтального кожухотрубчатого конденсатора при отношении реакции прокладки к равнодействующей внутреннего давления $R_{II}/F_D = 1,2$ по данным табл 1 17.

1.2.9. Рассчитать на прочность элементы конструкции вертикального цельно-сварного аппарата с коническим (табл 1 18) и эллиптическим (табл 1 19) днищами.

§ 1.3. ЭЛЕМЕНТЫ АППАРАТОВ, НАГРУЖЕННЫЕ НАРУЖНЫМ ДАВЛЕНИЕМ, ОСЕВОЙ СЖИМАЮЩЕЙ СИЛОЙ И ИЗГИБАЮЩИМ МОМЕНТОМ

Нарушение работоспособности тонкостенных элементов химического оборудования, находящихся под действием сжимающих нагрузок, может произойти в результате резкого качественного изменения ими первоначальной геометрической формы. Это явление, называемое потерей устойчивости, происходит при достижении сжимающими нагрузками некоторого критического значения, оно аналогично по физической сущности потере устойчивости стержней, нагруженных осевой сжимающей силой.

Причинами потери устойчивости тонкостенных оболочек являются действие изгибающего момента M , осевой сжимающей силы F или наружного давления среды p_n . При совместном их действии условие устойчивости имеет вид

$$p_{н.р}/[p_n] + F/[F] + M/[M] \leq 1, \quad (1.27)$$

где $[F]$ — допускаемое значение осевой сжимающей силы; $[M]$ — допускаемый изгибающий момент; $p_{н.р}$, $[p_n]$ — соответственно расчетное и допускаемое наружные давления.

При отсутствии наружного давления, осевой сжимающей силы или изгибающего момента в выражении (1.27) принимают соответственно $p_{н.р} = 0$, $F = 0$ или $M = 0$

Допускаемые наружное давление $[p_n]$, осевую сжимающую силу $[F]$ и изгибающий момент $[M]$ следует [7] определять по формулам:

$$[p_n] = \frac{[p_n]_{\sigma}}{1 + \sqrt{([p_n]_{\sigma}/[p_n]_E)^2}}; \quad (1.28)$$

$$[F] = \frac{[F]_{\sigma}}{\sqrt{1 + ([F]_{\sigma}/[F]_E)^2}}, \quad (1.29)$$

$$[M] = \frac{[M]_{\sigma}}{\sqrt{1 + ([M]_{\sigma}/[M]_E)^2}}, \quad (1.30)$$

где $[p_n]_{\sigma}$, $[p_n]_E$ — допускаемое наружное давление соответственно из условий прочности и устойчивости в пределах упругости; $[F]_{\sigma}$, $[F]_E$ — допускаемая осевая сжимающая сила соответственно из

условий прочности и устойчивости в пределах упругости; $[M]_c$, $[M]_L$ — допускаемый изгибающий момент соответственно из условий прочности и устойчивости в пределах упругости.

Коэффициент запаса устойчивости n_y при расчете $[p_n]_E$, $[F]_E$ и $[M]_E$ составляет: 2,4 — для рабочих условий и 1,8 — для условий испытания и монтажа.

При проверке устойчивости обечаек вертикальных сосудов и аппаратов за расчетное принимают сечение в зоне опор. Если толщина стенки обечайки по высоте аппарата меняется, то проверку устойчивости обечайки производят в каждом месте изменения толщины [7].

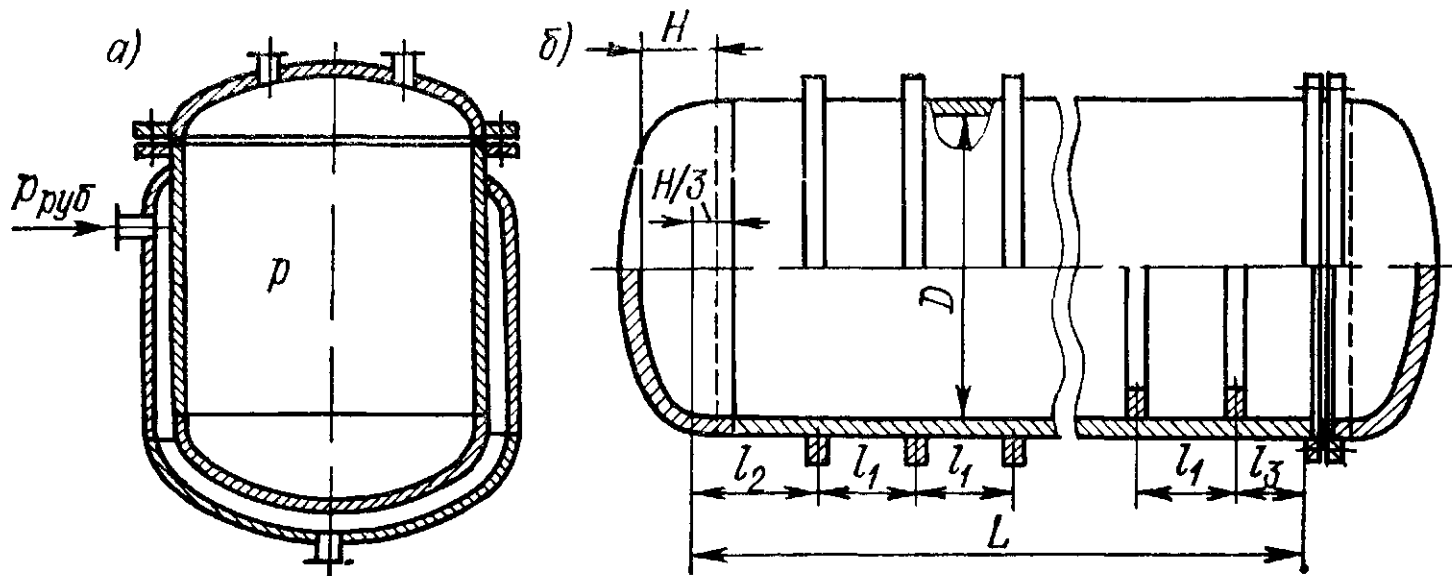


Рис. 1.10. Корпус аппарата: а — с «рубашкой»; б — с кольцами жесткости

Наружное давление является основной нагрузкой для тех элементов конструкции аппаратов, которые находятся под «рубашкой» (рис. 1.10, а) или работают под вакуумом.

При расчете аппаратов с «рубашкой» за расчетное наружное давление $p_{н.р}$ следует принимать давление, которое может возникнуть при самых неблагоприятных условиях эксплуатации. Так, для аппарата, изображенного на рис. 1.10, а, в связи с возможностью сброса внутреннего давления [11]

$$p_{н.р} = p_{р.р} = p_{руб} + p_{г.р},$$

где $p_{р.р}$ и $p_{руб}$ — соответственно расчетное и рабочее давления в рубашке; $p_{г.р}$ — гидростатическое давление в рубашке, учитываемое при условии $p_{г.р}/p_{руб} > 0,05$.

Если внутри аппарата вакуум, то в этом случае

$$p_{н.р} = (p_a - p_{ост}) + p_{р.р},$$

где p_a — атмосферное давление ($p_a = 0,1$ МПа); $p_{ост}$ — остаточное давление в аппарате.

Если «рубашки» нет, то $p_{н.р} = p_a - p_{ост}$.

При конструировании химической аппаратуры наиболее часто приходится выполнять расчеты на устойчивость колец жесткости, цилиндрических и конических обечаек, сферических и эллиптических днищ. Кольца жесткости применяются для повышения несущей способности корпусов тонкостенных аппаратов, сжимаемых наружным давлением (рис. 1.10, б).

Цилиндрические обечайки, работающие под наружным давлением, принято делить на длинные и короткие. Длинные цилиндрические обечайки и трубы теряют устойчивость с образованием двух волн смятия, т. е. они сплющиваются. Короткие цилиндрические оболочки, закрепленные по торцам, теряют устойчивость с образованием трех, четырех и более волн смятия (рис. 1.11).

Длина, разделяющая цилиндрические оболочки на длинные и короткие [7], определяется по формуле

$$l_0 = 8,15D\sqrt{D/[100(s-c)]}. \quad (1.31)$$

Если расчетная длина гладкой (неподкрепленной кольцами) обечайки $l_p > l_0$, то оболочка является длинной, а при $l_p \leq l_0$ — короткой.

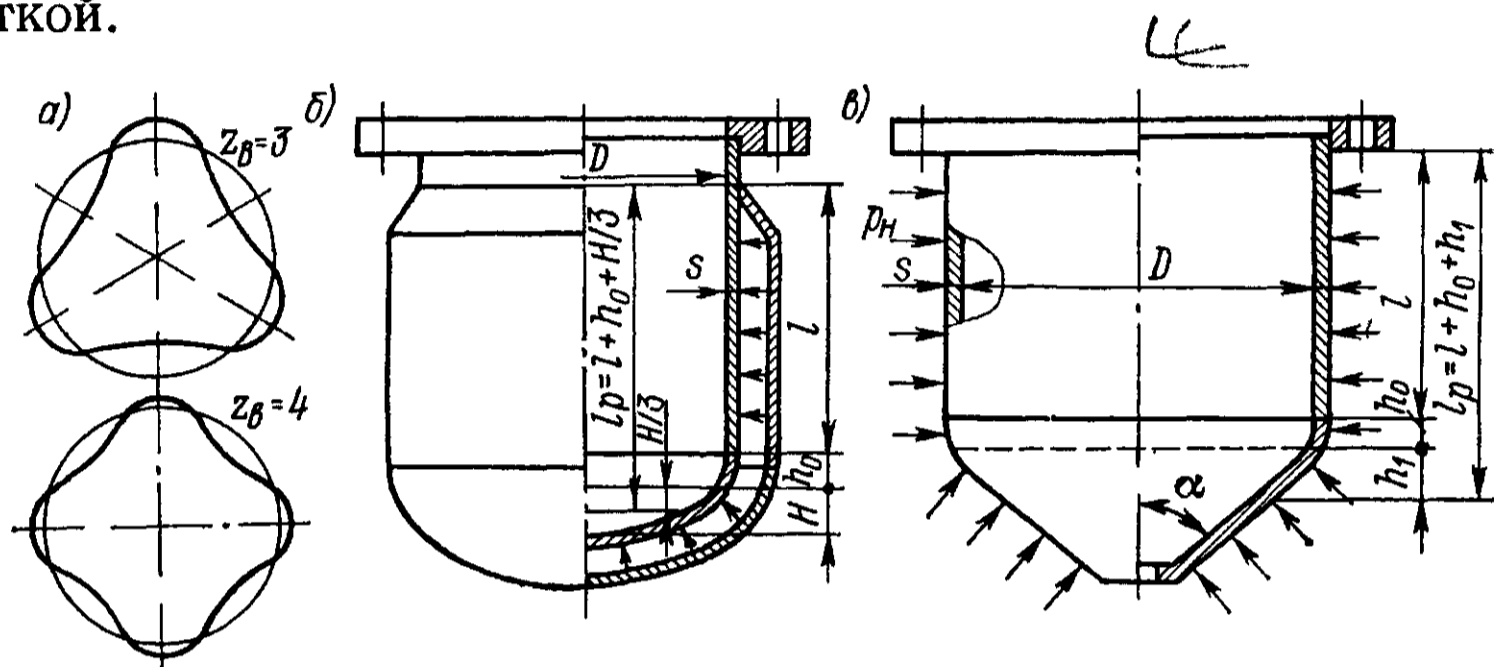


Рис. 1.11. Схемы к определению расчетной длины цилиндрической обечайки: а — волны смятия; б — корпус аппарата с эллиптическим днищем и рубашкой; в — корпус аппарата с коническим днищем

Для сосудов и аппаратов с выпуклыми днищами (см. рис. 1.11)

$$l_p = l + h_0 + H/3, \quad (1.32)$$

где l — длина обечайки, находящейся под действием наружного давления; h_0 — высота цилиндрической части (отбортовки) днища; H — внутренняя высота выпуклой части днища.

Для аппаратов с коническими днищами (см. рис. 1.11)

$$l_p = l + h_0 + h_1; \quad (1.33)$$

$$h_1 = \max \{r_0 \sin \alpha; D/(3 \operatorname{tg} \alpha)\},$$

где r_0 — внутренний радиус отбортовки; α — половина угла при вершине конуса.

Для аппаратов с плоскими днищами за расчетную принимают только длину неукрепленной обечайки. Для обечайки, подкрепленной кольцами жесткости (см. рис. 1.10, б), в качестве расчетной длины l_p принимают максимальное расстояние между ними. Так, если $l_2 > (l_1 \text{ и } l_3)$, то $l_p = l_2$. При осевом сжатии и изгибе кольца жесткости не оказывают существенного влияния на устойчивость обечаек, а поэтому в расчете не учитываются и могут устанавливаться исходя из особенности конструкции, технологии изготовления

и монтажа. При достижении наружным давлением определенного критического значения первоначально круглое кольцо теряет устойчивость и сплющивается, как это показано на рис. 1.12 (число волн смятия $z_{\theta} = 2$).

Минимальный момент инерции сечения кольца

$$I_{\min} = n_{\text{к. у}} q R_{\text{ср}}^3 / (3E_{\text{к}}), \quad (1.34)$$

где $n_{\text{к. у}}$ — коэффициент запаса устойчивости кольца; q — линейная (окружная) рабочая нагрузка на кольцо; $E_{\text{к}}$ — модуль упругости материала кольца.

Минимальная площадь сечения кольца из условий прочности на сжатие

$$A_{\min} = q R_{\text{ср}} / [\sigma]_{\text{к}}. \quad (1.35)$$

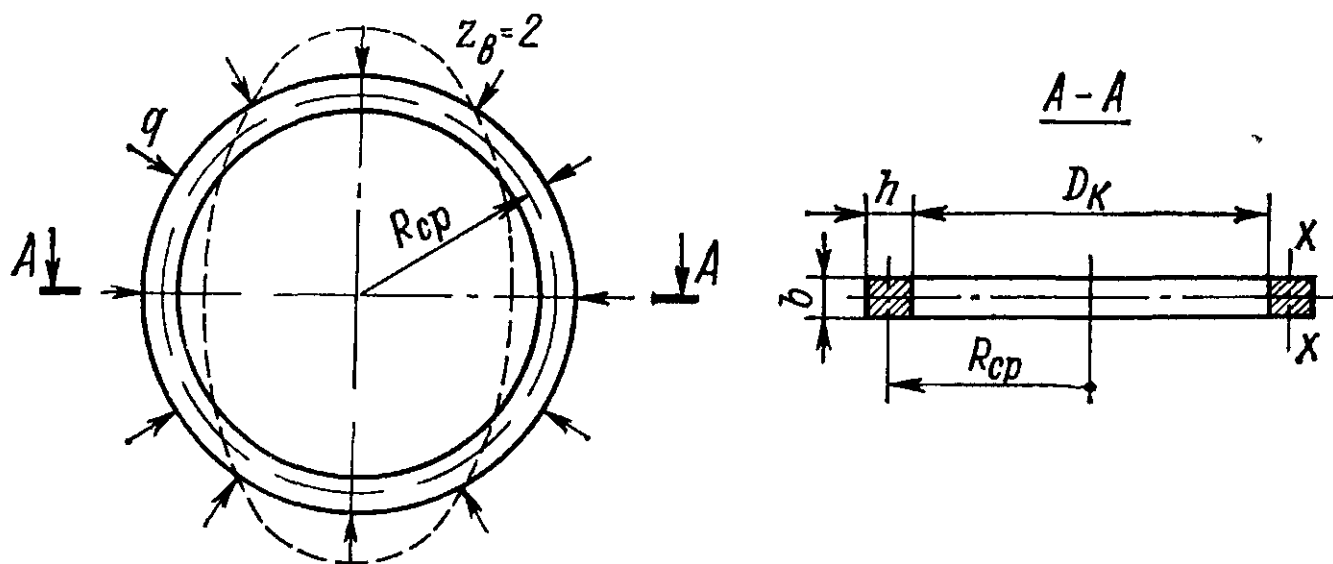


Рис. 1.12. Схема для расчета кольца жесткости

Формулы (1.34) и (1.35) являются основными для назначения размеров колец жесткости, подкрепляющих цилиндрическую обечайку.

Величина линейной (окружной) рабочей нагрузки, входящей в эти расчетные зависимости, для абсолютно жестких колец, подкрепляющих цилиндрическую обечайку, нагруженную наружным давлением (см. рис. 1.10, б),

$$q = p_{\text{н. р}} l_1.$$

В этом случае в формуле (1.34) рекомендуется [6] принимать $n_{\text{к. у}} = 3$.

В случае, если кольца жесткости являются податливыми элементами, то они воспринимают лишь часть нагрузки, сжимающей оболочку. Остальное воспринимает сама оболочка. При расстоянии между кольцами жесткости $l_1 > 3,1 \sqrt{R s}$ линейная сжимающая нагрузка может быть определена [6] по формуле

$$q = 1,56 p_{\text{н. р}} \sqrt{R s},$$

где R — внутренний радиус обечайки.

В этом случае рекомендуется принимать $n_{\text{к. у}} = 5$.

При конструировании колец жесткости обычно применяют профили, представленные на рис. 1.13. Для плоских колец обычно $h = (4 \div 5) b$. Приваривают кольца жесткости прерывистым швом с каждой стороны кольца так, чтобы общая длина каждого шва

составляла не менее половины длины наружной окружности кольца жесткости. Кольца жесткости целесообразно располагать с той стороны подкрепляемой оболочки, которая подвергается меньшему коррозионному износу. Чем меньше длина обечайки между кольцами жесткости, тем меньше будет ее толщина стенки, рассчитанная от действия наружного давления.

Ряд теоретических предпосылок представленных ниже формул приведен в работах [9, 10, 13].

Рассмотрим основные зависимости для расчета цилиндрических и конических обечаек, эллиптических днищ и крышек, работающих в условиях статических нагрузок под вакуумом или наружным избыточным давлением, под действием осевых сил и изгибающих моментов.

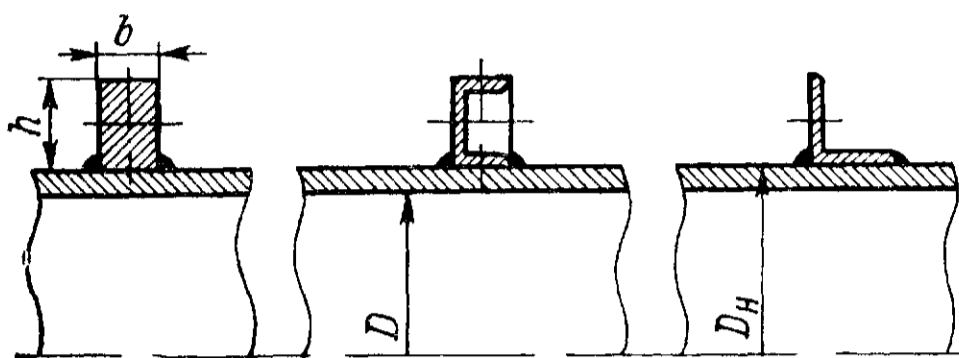


Рис. 1.13. Профили колец жесткости

Цилиндрические обечайки. Расчетная и исполнительная толщина стенки при-

ближенно [7] определяется по формулам (1.36) и (1.37) с последующей проверкой по формуле (1.27)

$$s_p = \max \{ K_2 D \cdot 10^{-2}; 1,1 p_{н.р} D / (2 [\sigma]) \}; \quad (1.36)$$

$$s = s_p + c + c_0, \quad (1.37)$$

где K_2 — коэффициент, определяемый по номограмме, приведенной на рис. 1.14.

Допускаемое наружное давление [7] для гладких обечаек определяют по формуле (1.28), где допускаемое давление из условия прочности

$$[p_{н}]_{\sigma} = 2 [\sigma] (s - c) / (D + s - c), \quad (1.38)$$

а допускаемое давление из условия устойчивости в пределах упругости:

для коротких обечаек ($l_p \leq l_0$)

$$[p_{н}]_E = \frac{18 \cdot 10^{-6} E}{n_y} \frac{D}{l_p} \left[\frac{100 (s - c)}{D} \right]^2 \sqrt{\frac{100 (s - c)}{D}}, \quad (1.39)$$

для длинных обечаек ($l_p > l_0$)

$$[p_{н}]_E = \frac{2,21 \cdot 10^{-6} E}{n_y} \left[\frac{100 (s - c)}{D} \right]^3, \quad (1.40)$$

где l_p и l_0 — расчетные параметры, определяемые по формулам (1.31)—(1.33).

Допускаемое наружное давление для обечаек, подкрепленных кольцами жесткости, следует определять из условия

$$[p_H] = \min \{ [p_H]_1; [p_H]_2 \}, \quad (1.41)$$

где $[p_H]_1$ — допускаемое давление для участка обечайки между кольцами жесткости, определяемое по формуле (1.28); $[p_H]_2$ —

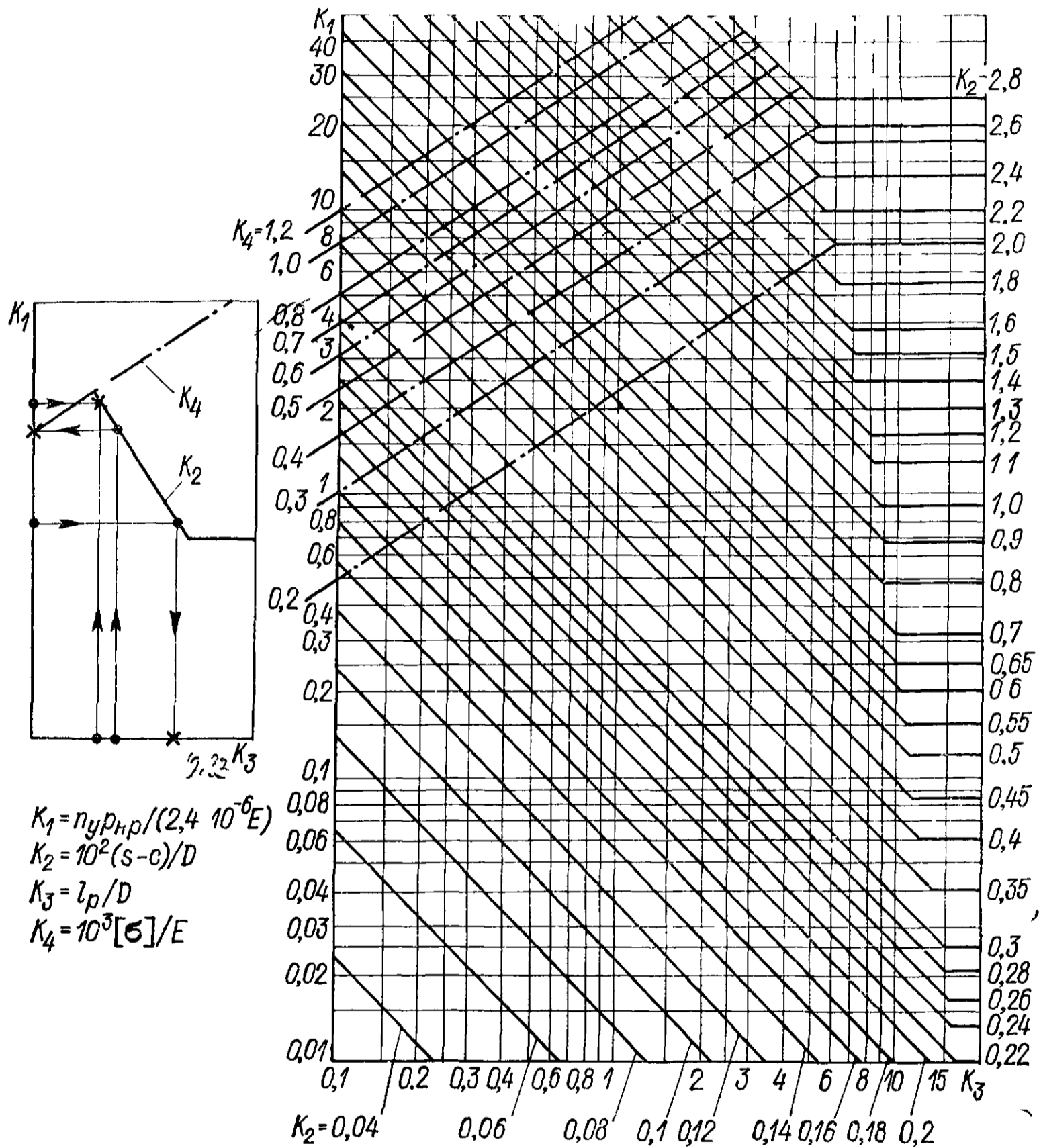


Рис. 1.14. Номограмма для расчета на устойчивость в пределах упругости обечаек, работающих под наружным давлением

допускаемое давление для обечайки с кольцами жесткости в целом, рассчитываемое по формуле (1.28) при значениях $[p_H]_\sigma = [p_H]_{2\sigma}$ и $[p_H]_E = [p_H]_{2E}$.

Допускаемое наружное давление для цилиндрической обечайки с кольцами жесткости в целом из условия прочности и условия устойчивости вычисляются соответственно по формулам:

$$[p_H]_{2\sigma} = 2 \frac{[\sigma] (s - c) + [\sigma]_K A_K / l_1}{D + s - c}; \quad (1.42)$$

$$\left. \begin{aligned}
 [P_H]_{2E} &= \frac{18 \cdot 10^{-6} E}{k n_y} \frac{D}{L} \left[\frac{100k(s-c)}{D} \right]^2 \sqrt{\frac{100k(s-c)}{D}}, \\
 \text{если } L &\leq 8,15D \sqrt{\frac{D}{100k(s-c)}} \text{ или} \\
 [P_H]_{2E} &= \frac{2 \cdot 21 \cdot 10^{-6} E}{k n_y} \left[\frac{100k(s-c)}{D} \right]^3, \\
 \text{если } L &> 8,15D \sqrt{\frac{D}{100k(s-c)}},
 \end{aligned} \right\} (1.43)$$

где $[\sigma]_K$ — допускаемое напряжение для кольца жесткости при расчетной температуре; A_K — площадь поперечного сечения кольца жесткости; k — коэффициент жесткости обечайки с кольцами жесткости, рассчитываемый по формуле

$$k = \sqrt{10,9 I_{\text{эф}} / [l_1 (s-c)^3]}. \quad (1.44)$$

Эффективный момент инерции расчетного поперечного сечения кольца жесткости следует определять по формуле

$$I_{\text{эф}} = I_K + l_1 (s-c)^3 / 10,9 + e^2 A_K l_{\text{эф}} (s-c) - c / [A_K + l_{\text{эф}} (s-c)]; \quad (1.45)$$

$$l_{\text{эф}} = \min \{ l_1; b + 1,1 \sqrt{D(s-c)} \},$$

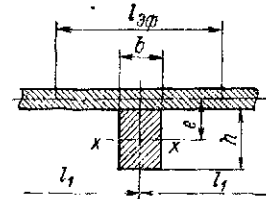


Рис. 1.15. Расчетное поперечное сечение кольца жесткости

где $l_{\text{эф}}$ — эффективная длина стенки обечайки, учитываемая при определении эффективного момента инерции; l_1 — расстояние между двумя соседними кольцами жесткости по их осям; b — ширина поперечного сечения кольца жесткости в месте его приварки к обечайке; e — расстояние между центром поперечного сечения кольца жесткости и срединной поверхностью обечайки; I_K — момент инерции поперечного сечения кольца жесткости относительно собственной центральной оси $x-x$ (рис. 1.15).

Формулы (1.41)–(1.45) применимы при выполнении условия $h/D \leq 0,2$ и при равномерном расположении колец жесткости.

Допускаемое осевое сжимающее усилие рассчитывается [7] по формуле (1.29), где допускаемое осевое сжимающее усилие из условия прочности

$$[F]_c = \pi (D + s - c) (s - c) [\sigma], \quad (1.46)$$

а допускаемое осевое сжимающее усилие из условия устойчивости в пределах упругости

$$\left. \begin{aligned}
 [F]_E &= \min \{ [F]_{E1}; [F]_{E2} \}, \text{ если } l_p/D \geq 10, \\
 \text{или} \\
 [F]_E &= [F]_{E1}, \text{ если } l_p/D < 10.
 \end{aligned} \right\} (1.47)$$

Допускаемое осевое сжимающее усилие $[F]_{E1}$ определяется из условия местной устойчивости в пределах упругости:

$$[F]_{E1} = \frac{310 \cdot 10^{-6} E}{n_y} D^2 \left[\frac{100(s-c)}{D} \right]^2 \sqrt{\frac{100(s-c)}{D}}, \quad (1.48)$$

а допускаемое осевое сжимающее усилие $[F]_{E2}$ — из условия общей устойчивости в пределах упругости:

$$[F]_{E2} = [\pi(D+s-c)(s-c)E/n_y](\pi/\lambda_T)^2. \quad (1.49)$$

Приведенная гибкость центрально-сжатой тонкостенной обечайки

$$\lambda_p = 2,83 l_{пр} / (D + s - c),$$

если $l_{пр}$ — приведенная расчетная длина центрально-сжатой обечайки, определяемая в зависимости от способа закрепления в соответствии с табл. 1.20. При этом для обечаек с кольцами жесткости вместо $l_{пр}$ следует принимать общую длину L .

Допускаемый изгибающий момент следует рассчитывать [7] по формуле (1.30), где допускаемый изгибающий момент из условия прочности

$$[M]_{\sigma} = 0,25\pi D (D + s - c) (s - c) [\sigma] = 0,25D [F]_{\sigma}, \quad (1.50)$$

а допускаемый изгибающий момент из условия устойчивости в пределах упругости

$$[M]_E = \frac{89 \cdot 10^{-6} E}{n_y} D^3 \left[\frac{100(s-c)}{D} \right]^2 \sqrt{\frac{100(s-c)}{D}} = \frac{D}{3,5} [F]_{E1}. \quad (1.51)$$

Если изгибающий момент создается действием поперечной нагрузки Q (например, силами тяжести от собственной массы конструкции; массы среды, заполняющей горизонтальный цилиндрический сосуд, и т. п.), то для такой цилиндрической обечайки при совместном действии нагрузок условие устойчивости примет вид

$$p_{в.р} / [p_{в.р}] + F/[F] + M/[M] + (Q/[Q])^2 \leq 1,$$

где Q — поперечное усилие; $[Q]$ — допускаемое поперечное усилие.

Допускаемое поперечное усилие

$$[Q] = \frac{[Q]_{\sigma}}{\sqrt{1 + ([Q]_{\sigma}/[Q]_E)^2}}, \quad (1.52)$$

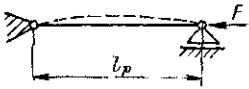
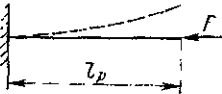
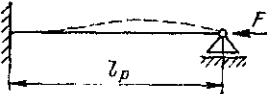
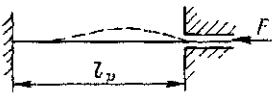
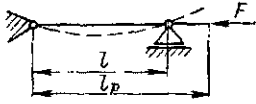

где допускаемое поперечное усилие из условия прочности

$$[Q]_{\sigma} = 0,25\pi D (s - c) [\sigma], \quad (1.53)$$

а допускаемое поперечное усилие из условия устойчивости в пределах упругости

$$[Q]_E = \frac{2,4E(s-c)^2}{n_y} \left[0,18 + 3,3 \frac{D(s-c)}{l_p^2} \right]. \quad (1.54)$$

Приведенная расчетная длина центрально-сжатых элементов

Расчетная схема и способы закрепления концов	μl_p	$l_{пр}$
	—	l_p
	—	$2l_p$
	—	$0,7l_p$
	—	$0,5l_p$
	0	$2,00l_p$
	0,2	$1,73l_p$
	0,4	$1,47l_p$
	0,6	$1,23l_p$
	0,8	$1,06l_p$
	1,0	$1,00l_p$
	0	$2,00l_p$
	0,2	$1,70l_p$
	0,4	$1,40l_p$
	0,6	$1,11l_p$
	0,8	$0,85l_p$
	1,0	$0,70l_p$

Конические обечайки. Расчетная и исполнительная толщина стенки в первом приближении определяется по формулам (1.55) и (1.56) с последующей проверкой по формуле (1.27):

$$s_{к.р} = \max \{ K_2 D_E 10^{-2}; 1,1 p_{н.р} D_E / (2 [\sigma]) \}; \quad (1.55)$$

$$s_{к} = s_{к.р} + c + c_0, \quad (1.56)$$

где K_2 — коэффициент, определяемый по номограмме (см. рис. 1.14) при $l = l_E$ и $D = D_E$.

Эффективную длину l_E и диаметр D_E конической обечайки следует определять по формулам:

$$l_E = (D - D_0) / (2 \sin \alpha); \quad (1.57)$$

$$D_E = \max \left\{ \frac{D + D_0}{2 \cos \alpha}; \frac{D}{\cos \alpha} - 0,31 (D + D_0) \sqrt{\frac{D + D_0}{100 (s_{к} - c)}} \operatorname{tg} \alpha \right\}, \quad (1.58)$$

где D_0 — диаметр меньшего основания конической обечайки.

Допускаемое наружное давление [7] следует рассчитывать по формуле (1.28), где допускаемое давление из условия прочности

$$[p_{н}]_{\sigma} = \frac{2 [\sigma] (s_{к} - c)}{D / \cos \alpha + (s_{к} - c)}, \quad (1.59)$$

а допускаемое давление из условия устойчивости в пределах упругости

$$\left. \begin{aligned} [p_{н}]_E &= \frac{18 \cdot 10^{-6} E}{n_y} \frac{D_E}{l_E} \left[\frac{100 (s_{к} - c)}{D_E} \right]^2 \sqrt{\frac{100 (s_{к} - c)}{D_E}}, \\ \text{если } l_E &\leq 8,15 D_E \sqrt{\frac{D_E}{100 (s_{к} - c)}} \text{ или} \\ [p_{н}]_E &= \frac{2,21 \cdot 10^{-6} E}{n_y} \left[\frac{100 (s_{к} - c)}{D_E} \right]^3, \\ \text{если } l_E &> 8,15 D_E \sqrt{\frac{D_E}{100 (s_{к} - c)}}. \end{aligned} \right\} \quad (1.60)$$

Допускаемая осевая сжимающая сила рассчитывается [7] по формуле (1.29), где допускаемая осевая сила из условия прочности

$$[F]_{\sigma} = \pi D_F (s_{к} - c) \cos \alpha [\sigma], \quad (1.61)$$

а допускаемая осевая сила из условия устойчивости в пределах упругости

$$[F]_E = \frac{310 \cdot 10^{-6} E}{n_y} D_F^2 \left[\frac{100 (s_{к} - c)}{D_F} \right]^2 \sqrt{\frac{100 (s_{к} - c)}{D_F}} \cos^2 \alpha. \quad (1.62)$$

Эффективный диаметр D_F конической обечайки при осевом сжатии следует определять по формуле

$$D_F = (0,9D + 0,1D_0) / \cos \alpha. \quad (1.63)$$

Формулы (1.55)—(1.60) применимы при $\alpha \leq 75^\circ$, а формулы (1.61)—(1.63) — при $\alpha \leq 60^\circ$.

Стандартные эллиптические днища. Толщина стенки приближенно определяется [7] по формуле

$$s_0 = \max \left\{ (0,9D/510) \sqrt{n_y \rho_{н.р} / (10^{-6} E)}; \rho_{н.р} D / (2[\sigma]) \right\} + c + c_0 \quad (1.64)$$

с последующей проверкой по формуле (1.27).

Допускаемое наружное давление [7] следует рассчитывать по формуле (1.28), где допускаемое давление из условия прочности

$$[\rho_{н}]_{\sigma} = 2 [\sigma] (s_0 - c) / [D + 0,5 (s_0 - c)], \quad (1.65)$$

а допускаемое давление из условия устойчивости в пределах упругости

$$[\rho_{н}]_E = \frac{26 \cdot 10^{-6} E}{n_y} \left[\frac{100 (s_0 - c)}{K_0 D} \right]^2. \quad (1.66)$$

Коэффициент K_0 , зависящий от отношения $D/(s_0 - c)$, следует определять по формуле

$$K_0 = [1 + (2,4 + 8x) x] / [1 + (3 + 10x) x], \quad (1.67)$$

где $x = 15 (s_0 - c) / D$.

Формулы (1.64)–(1.67) применимы при $H = 0,25D$.

Примеры

1.3.1. Рассчитать толщину стенки цилиндрической обечайки секции испарителя, работающего под атмосферным давлением (рис. 1.16, а).

И с х о д н ы е д а н н ы е. Внутренний диаметр $D = 220$ мм, высота секции испарительной камеры $h_{и} = 920$ мм, материал корпуса — сталь 20 (листовой прокат), расчетная температура

стенки $t = 150$ °С, прибавка к расчетной толщине стенки $c = 1$ мм, давление в рубашке (расчетное) $\rho_{р.р} = 0,5$ МПа.

Р е ш е н и е. Расчетное наружное давление (рис. 1.16, б) $\rho_{н.р} = \rho_{р.р} = 0,5$ МПа.

Расчетная длина цилиндрической обечайки секции $l_p \approx h_{и}$, так как практически вся она находится под рубашкой ($l_p = 920$ мм).

Модуль упругости для стали 20 при $t = +20$ °С и $t = 150$ °С (см. в приложении $E = 1,86 \cdot 10^5$ МПа.

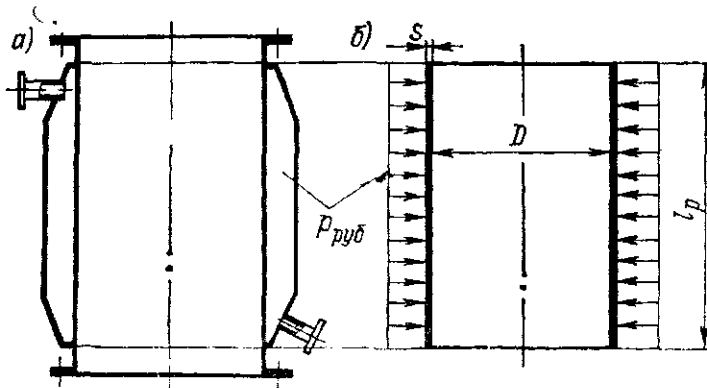


Рис. 16.1. Секция испарителя (а) и расчетная схема (б) ее цилиндрической обечайки, нагруженной наружным давлением

табл. VII) соответственно $E_{20} = 1,99 \cdot 10^5$ МПа и

Допускаемое напряжение:

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

при гидравлическом испытании $[\sigma]_{и} = \sigma_{Т20} / 1,1 = 220 / 1,1 = 200$ МПа, где $\eta = 1$, так как материал корпуса — листовый прокат; $\sigma^* = 139$ МПа — для стали 20 при $t = 150$ °С (см. табл. 1.2); $\sigma_{Т20} = 220$ МПа — предел текучести стали 20 при $+20$ °С (см. в приложении табл. I).

Коэффициент запаса устойчивости: в рабочем состоянии $n_y = 2,4$; при испытании $n_{y.и} = 1,8$.

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

$$s_p = \max \left\{ \begin{array}{l} K_2 D \cdot 10^{-2} = 1,05 \cdot 0,22 \cdot 10^{-2} = 2,31 \cdot 10^{-3} \text{ м} \\ 1,1 p_{н.р} D / (2 [\sigma]) = 1,1 \cdot 0,5 \cdot 0,22 / (2 \cdot 139) = 0,44 \cdot 10^{-3} \text{ м} \end{array} \right\} = 2,31 \text{ мм};$$

$$s = s_p + c + c_0 = 2,31 + 1 + 0,69 = 4 \text{ мм},$$

где $K_2 = 10,5$ — по номограмме (см. рис. 1.14) при:

$$K_1 = \frac{n_y p_{н.р}}{2,4 \cdot 10^{-6} E} = \frac{2,4 \cdot 0,5}{2,4 \cdot 10^{-6} \cdot 1,86 \cdot 10^5} = 2,7; \quad K_3 = \frac{l_p}{D} = \frac{920}{220} \approx 4,2 \text{ и}$$

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

Допускаемое давление из условия прочности согласно формуле (1.38):
в рабочем состоянии

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

при испытании

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

Допускаемое давление из условия устойчивости в пределах упругости при $l_p < l_0$ ($l_p = 920$ мм; $l_0 = 8,15 D \sqrt{D / [100 (s - c)]} = 8,15 \cdot 920 \sqrt{920 / [100 (4 - 1)]} = 1535$ мм) в соответствии с формулой (1.39):
в рабочем состоянии

$$[p_{н}]_E = \frac{18 \cdot 10^{-6} E}{n_y} \frac{D}{l_p} \left[\frac{100 (s - c)}{D} \right]^2 \sqrt{\frac{100 (s - c)}{D}} = \frac{18 \cdot 10^{-6} \cdot 1,86 \cdot 10^5}{2,4} \frac{0,22}{0,92} \left[\frac{100 (4 - 1) 10^{-3}}{0,22} \right]^2 \sqrt{\frac{100 (4 - 1) 10^{-3}}{0,22}} = 0,72 \text{ МПа};$$

при испытании

$$[p_{н}]_{E и} = \frac{18 \cdot 10^{-6} E_{20}}{n_{y, и}} \frac{D}{l_p} \left[\frac{100 (s - c)}{D} \right]^2 \sqrt{\frac{100 (s - c)}{D}} = \frac{18 \cdot 10^{-6} \cdot 1,99 \cdot 10^5}{1,8} \frac{0,22}{0,92} \left[\frac{100 (4 - 1) 10^{-3}}{0,22} \right]^2 \sqrt{\frac{100 (4 - 1) 10^{-3}}{0,22}} = 1,03 \text{ МПа}.$$

Допускаемое наружное давление с учетом обоих условий:
в рабочем состоянии

$$[p_{н}] = \frac{[p_{н}]_{\sigma}}{\sqrt{1 + ([p_{н}]_{\sigma} / [p_{н}]_E)^2}} = \frac{3,74}{\sqrt{1 + (3,74 / 0,72)^2}} = 0,707 \text{ МПа};$$

при испытании

$$[p_{н}]_{и} = \frac{[p_{н}]_{\sigma и}}{\sqrt{1 + ([p_{н}]_{\sigma и} / [p_{н}]_{E и})^2}} = \frac{5,38}{\sqrt{1 + (5,38 / 1,03)^2}} = 1,014 \text{ МПа}.$$

Пробное давление при гидравлических испытаниях (см. табл. 1.1)

$$p_{\text{н.р}} = 1,25 p_{\text{н.р}} [\sigma]_{20} / [\sigma] = 1,25 \cdot 0,5 \cdot 147 / 139 = 0,661 \text{ МПа},$$

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

Условие устойчивости цилиндрической обечайки секции испарителя толщиной $s = 4 \text{ мм}$ выполняется для рабочего состояния: $p_{\text{н.р}} < [p_{\text{н}}]$ ($0,5 \text{ МПа} < 0,707 \text{ МПа}$) и при испытании: $p_{\text{н}} < [p_{\text{н}}]_{\text{и}}$ ($0,661 \text{ МПа} < 1,014 \text{ МПа}$).

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

1.3.2. Выполнить для рабочего состояния аппарата (рис. 1.17, а), работающего под вакуумом, проверку на устойчивость конического днища.

Исходные данные. Внутренний диаметр аппарата $D = 1400 \text{ мм}$, внутренний диаметр нижнего штуцера $D_0 = 100 \text{ мм}$, угол при вершине конуса $2\alpha = 90^\circ$, толщина стенки $s_{\text{к}} = 6 \text{ мм}$, материал днища — листовый прокат из стали ВСтЗсп (ГОСТ 380—71*), температура среды $t_{\text{с}} = 20^\circ\text{C}$, прибавка к расчетной толщине стенки $c = 2 \text{ мм}$, остаточное давление в аппарате $p_{\text{ост}} = 0,01 \text{ МПа}$.

Решение. Расчетное наружное давление

$$p_{\text{н.р}} = p_{\text{а}} - p_{\text{ост}} = 0,1 - 0,01 = 0,09 \text{ МПа},$$

где $p_{\text{а}}$ — атмосферное давление ($p_{\text{а}} = 0,1 \text{ МПа}$).

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

Модуль упругости для стали ВСтЗсп при $t = 20^\circ\text{C}$ (см. в приложении табл. VII) $E = 1,99 \cdot 10^5 \text{ МПа}$.

Допускаемое напряжение для рабочего состояния $[\sigma] = \eta \sigma^* = 1 \cdot 140 = 140 \text{ МПа}$, где $\eta = 1$ — для листового проката, $\sigma^* = 140 \text{ МПа}$ — нормативное допускаемое напряжение стали ВСтЗсп при $t = 20^\circ\text{C}$ (см. табл. 1.2).

Коэффициент запаса устойчивости в рабочем состоянии $n_{\text{у}} = 2,4$.

Эффективная длина конической обечайки (рис. 1.17, б)

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

Эффективный диаметр конической обечайки

$$D_E = \max \left\{ \begin{array}{l} (D + D_0) / (2 \cos \alpha) = (1400 + 100) / (2 \cos 45^\circ) = 1061 \text{ мм} \\ \frac{D}{\cos \alpha} - 0,31 (D + D_0) \sqrt{\frac{D + D_0}{100 (s_{\text{к}} - c)}} \operatorname{tg} \alpha = \frac{1400}{\cos 45^\circ} - \\ - 0,31 (1400 + 100) \sqrt{\frac{1400 + 100}{100 (6 - 2)}} \operatorname{tg} 45^\circ = 1079 \text{ мм} \end{array} \right\} = 1079 \text{ мм}.$$

Допускаемое наружное давление: из условия прочности

$$[p_{\text{н}}]_{\sigma} = \frac{2 [\sigma] (s_{\text{к}} - c)}{D / \cos \alpha + (s_{\text{к}} - c)} = \frac{2 \cdot 140 (6 - 2) 10^{-3}}{1,4 / \cos 45^\circ + (6 - 2) 10^{-3}} = 0,564 \text{ МПа};$$

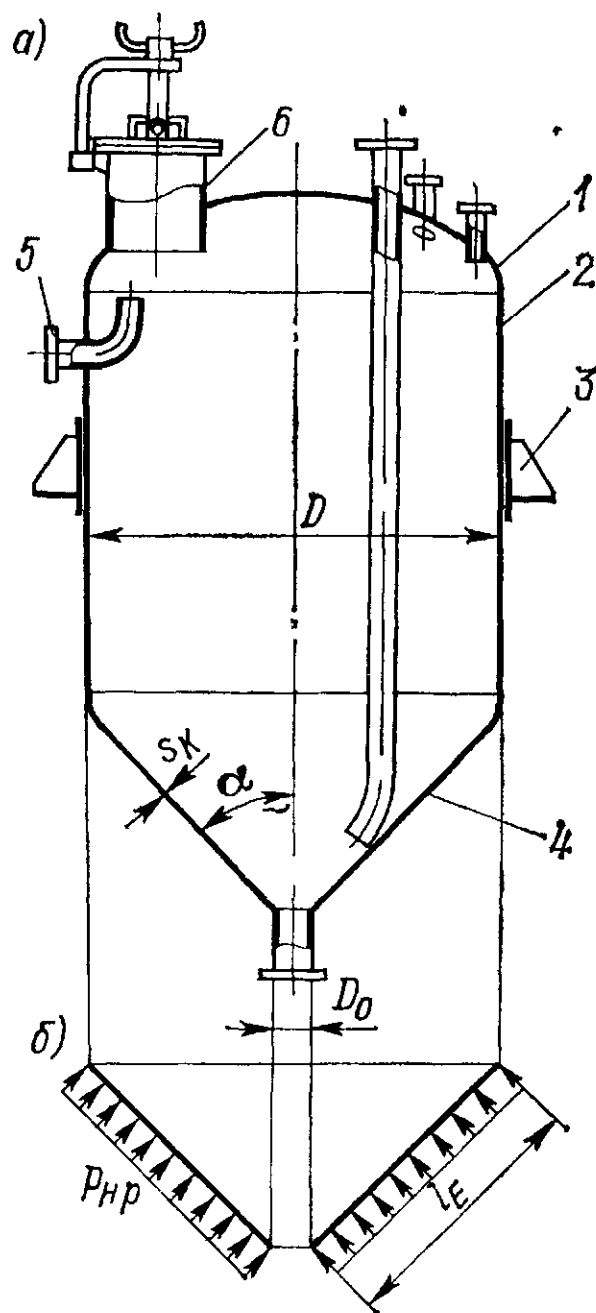


Рис. 1.17. Аппарат с коническим днищем (а) и расчетная схема (б) днища, нагруженного наружным давлением:

1 — крышка; 2 — обечайка; 3 — опора; 4 — днище; 5 — штуцер для перелива; 6 — люк-лаз

из условия устойчивости в пределах упругости при

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

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

$$[\rho_H]_E = \frac{18 \cdot 10^{-6} E}{n_y} \frac{D_E}{l_E} \left[\frac{100 (s_K - c)}{D_E} \right]^2 \sqrt{\frac{100 (s_K - c)}{D_E}} =$$

$$= \frac{18 \cdot 10^{-6} \cdot 1,99 \cdot 10^5}{2,4} \frac{1,079}{0,919} \left[\frac{100 (6 - 2) 10^{-3}}{1,079} \right]^2 \sqrt{\frac{100 (6 - 2) 10^{-3}}{1,079}} = 0,147 \text{ МПа.}$$

Допускаемое наружное давление с учетом обоих условий

$$[\rho_H] = \frac{[\rho_H]_\sigma}{\sqrt{1 + ([\rho_H]_\sigma / [\rho_H]_E)^2}} = \frac{0,564}{\sqrt{1 + (0,564 / 0,147)^2}} = 0,142 \text{ МПа}$$

Условие устойчивости для рабочего состояния выполняется: $\rho_{H.p} < [\rho_H]$ ($0,09 \text{ МПа} < 0,142 \text{ МПа}$).

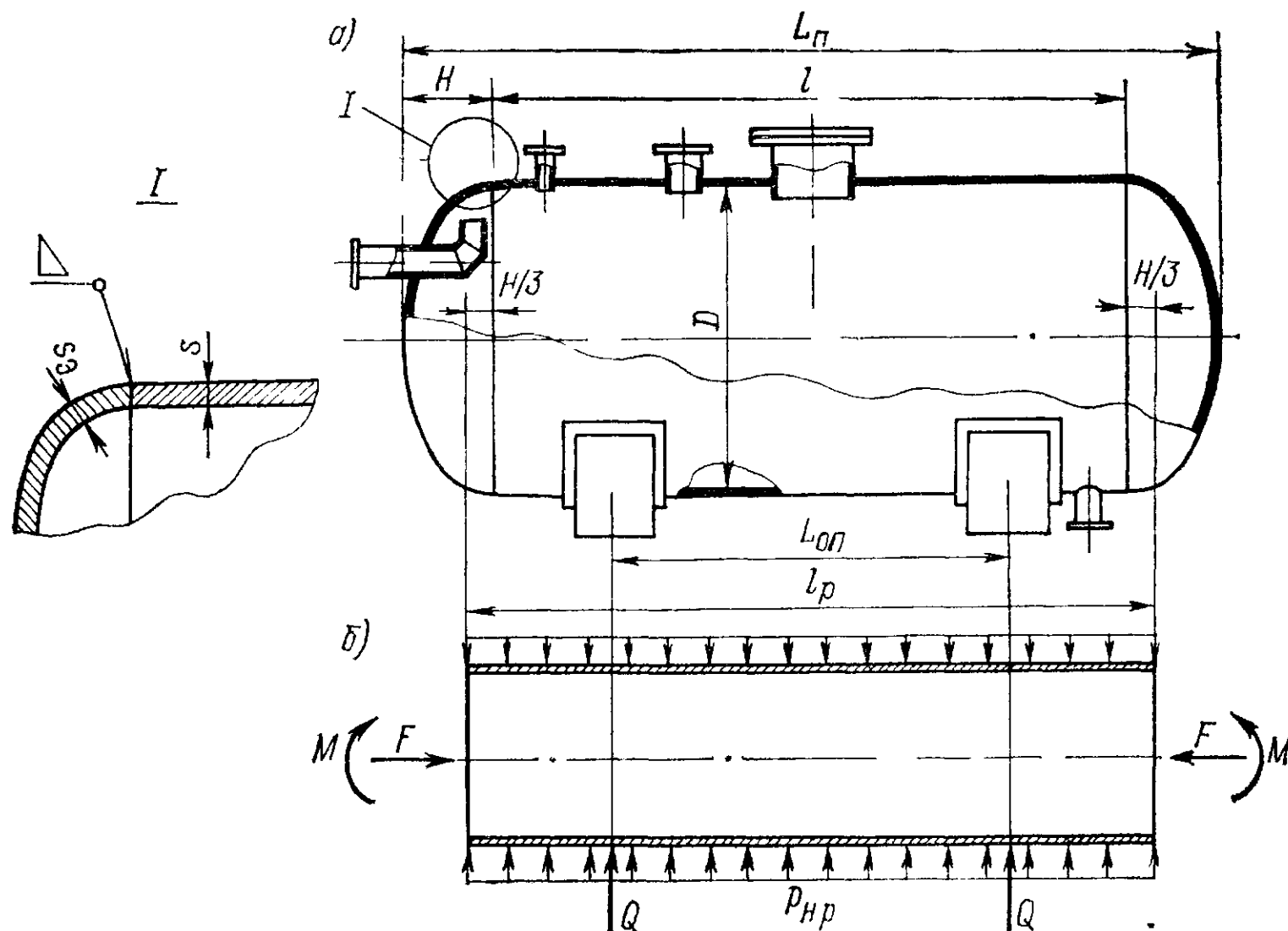


Рис 1.18. Горизонтальный аппарат (а), работающий под вакуумом, и расчетная схема (б) его цилиндрической обечайки

1.3.3. Проверить на устойчивость в рабочем состоянии цилиндрическую оболочку горизонтального аппарата (рис. 1.18, а), работающего под вакуумом и расположенного на двух опорах.

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

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

Расчетный изгибающий момент (максимальный) [11] при $L_{оп} = 0,58L_p$ равен $M = 0,0215GL_{п}$, где G — сила тяжести аппарата, МН; $L_{п}$ — общая (полная) длина аппарата, м (см. рис. 1.18):

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

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

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

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

Расчетная сжимающая сила (максимальная)

$$F = lG/2 + \rho_{н,р} \pi D^2/4 = 0,4 \cdot 85 \cdot 10^{-3}/2 + 0,09 \cdot 3,14 \cdot 1,6^2/4 = 0,198 \text{ МН}.$$

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

Расчетная длина обечайки

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

Допускаемое наружное давление из условия прочности

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

из условия устойчивости в пределах упругости при $l_p < l_0$ ($l_p = 2,8 \text{ м}$; $l_0 = 8,15D \sqrt{D/[100(s-c)]} = 8,15 \cdot 1,6 \sqrt{1,6/[100(10-2)10^{-3}]} = 18,44 \text{ м}$)

$$[\rho_{н}]_E = \frac{18 \cdot 10^{-6} E}{n_y} \frac{D}{l_p} \left[\frac{100(s-c)}{D} \right]^2 \sqrt{\frac{100(s-c)}{D}} =$$

$$= \frac{18 \cdot 10^{-6} \cdot 2 \cdot 10^5}{2,4} \frac{1,6}{2,8} \left[\frac{100(10-2)10^{-3}}{1,6} \right]^2 \sqrt{\frac{100(10-2)10^{-3}}{1,6}} = 0,15 \text{ МПа},$$

где n_y — коэффициент запаса устойчивости в рабочих условиях, $n_y = 2,4$; с учетом обоих условий

$$[\rho_{н}] = \frac{[\rho_{н}]_{\sigma}}{\sqrt{1 + ([\rho_{н}]_{\sigma}/[\rho_{н}]_E)^2}} = \frac{1,51}{\sqrt{1 + (1,51/0,15)^2}} = 0,149 \text{ МПа}.$$

Допускаемое осевое сжимающее усилие из условия прочности

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

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

$$[F]_E = \frac{310 \cdot 10^{-6} E}{n_y} D^2 \left[\frac{100(s-c)}{D} \right]^2 \sqrt{\frac{100(s-c)}{D}} =$$

$$= \frac{310 \cdot 10^{-6} \cdot 2 \cdot 10^5}{2,4} 1,6^2 \left[\frac{100(10-2)10^{-3}}{1,6} \right]^2 \sqrt{\frac{100(10-2)10^{-3}}{1,6}} =$$

$$= 11,69 \text{ МН};$$

с учетом обоих условий

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

Допускаемый изгибающий момент:
из условия прочности согласно формуле (1.50)

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

из условия устойчивости в пределах упругости по формуле (1.51)

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

с учетом обоих условий

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

Допускаемое поперечное усилие:

из условия прочности согласно формуле (1.53)

$$[Q]_{\sigma} = 0,25\pi D (s - c) [\sigma] = 0,25 \cdot 3,14 \cdot 1,6 (10 - 2) 10^8 \cdot 152 = 1,53 \text{ МН};$$

из условия устойчивости в пределах упругости по формуле (1.54)

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

с учетом обоих условий — по формуле (1.52)

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

Условие устойчивости обечайки корпуса выполняется:

$$p_{н.р}/[p_H] + F/[F] + M/[M] + (Q/[Q])^2 < 1;$$

$$0,09/0,149 + 0,198/5,44 + 6,03 \cdot 10^{-3}/2,23 + (42,5 \cdot 10^{-3}/1,28)^2 = 0,65 < 1.$$

VI.3.4. Рассчитать кольца жесткости, подкрепляющие цилиндрическую обечайку корпуса вертикального аппарата с перемешивающим устройством (рис. 1.19), работающего под вакуумом.

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

Р е ш е н и е. Расчетное наружное давление $p_{н.р} = p_a - p_{ост} = 0,1 - 0,01 = 0,09$ МПа, где p_a — атмосферное давление, $p_a = 0,1$ МПа.

Расчетная осевая сжимающая сила

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

Расчетная длина обечайки в целом (см. рис. 1.19, б)

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

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

Расчетная длина обечайки между кольцами жесткости l_p при равномерном их размещении может быть определена в первом приближении из формулы (1.39):

$$l_p < \frac{18 \cdot 10^{-6} E}{n_y p_{н.р}} D \left[\frac{100 (s - c)}{D} \right]^2 \sqrt{\frac{100 (s - c)}{D}} = \\ = \frac{18 \cdot 10^{-6} \cdot 2 \cdot 10^5}{2,4 \cdot 0,09} 1,6 \left[\frac{100 (6 - 2) 10^{-3}}{1,6} \right]^2 \sqrt{\frac{100 (6 - 2) 10^{-3}}{1,6}} = 0,83 \text{ м},$$

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

Тогда количество колец $z_k > (L/l_p) - 1 = (2,798/0,83) - 1 = 2,37$, т. е. $z_k = 3$; отсюда $l_p = L/(z_k + 1) = 2,798/(3 + 1) \approx 0,7$ м.

Принимаем решение: расположить кольца жесткости с внешней стороны обечайки, не подвергающейся коррозионному воздействию обрабатываемой среды, и изготовить их из низколегированной стали 16ГС (прокат). Тогда в рабочих условиях допустимое напряжение и модуль продольной упругости кольца будут иметь следующие значения: $[\sigma]_k = 160$ МПа (см. табл. 1.2) и $E_k = 1,92 \cdot 10^5$ МПа (см. в приложении табл. VII).

Линейная (окружная) рабочая нагрузка на податливое кольцо жесткости

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

где $R = D/2 = 1,6/2 = 0,8$ м.

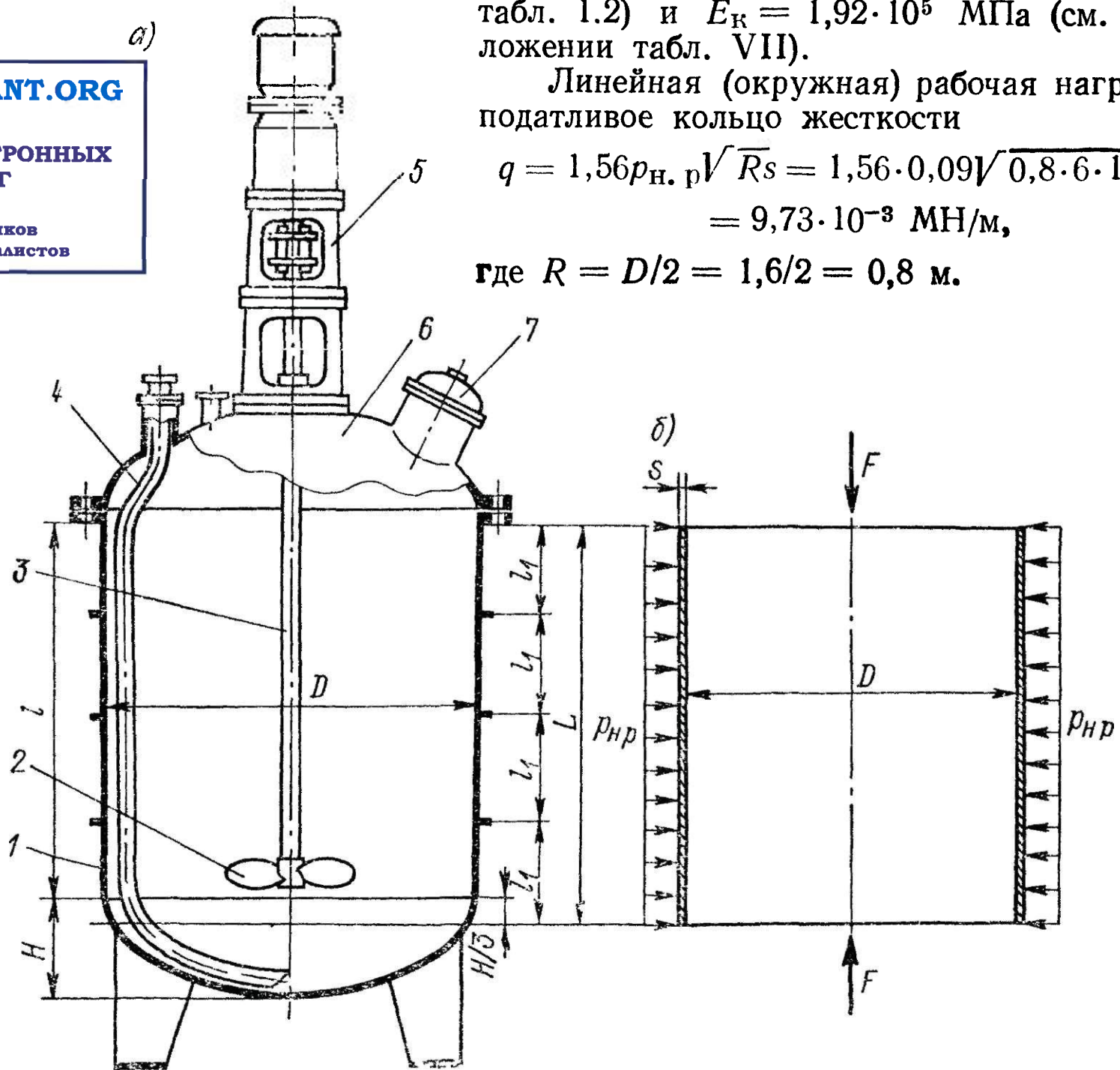


Рис. 1.19. Аппарат с эллиптическим днищем, крышкой и перемешивающим устройством (а), работающий под вакуумом, и расчетная схема (б) его цилиндрической обечайки:

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

Условие применимости формулы выполняется:

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

Размеры кольца жесткости прямоугольного профиля. Минимальный момент инерции сечения кольца

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

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

Так как для плоских колец при соотношении высоты и ширины кольца $h = 5b$, момент инерции $I_k = bh^3/12 = 10,4b^4$, то $b \geq \sqrt[4]{I_{\min}/10,4} = \sqrt[4]{5 \cdot 10^{-8}/10,4} = 8,33 \cdot 10^{-3}$ м, т. е. $b = 9$ мм. Тогда $h = 5b = 5 \cdot 9 = 45$ мм; $I_k = 10,4b^4 = 10,4 \times$

$\times (9 \cdot 10^{-3})^4 = 6,82 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4$. Площадь сечения кольца $A_K = hb = 45 \cdot 9 = 405 \text{ мм}^2 = 4,05 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$, что больше $A_{\min} = qR_{\text{ср}}/[\sigma]_K = 9,73 \cdot 10^{-3} \cdot 0,84/160 = 0,51 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$.

Эффективная длина стенки обечайки

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

Эффективный момент инерции расчетного поперечного сечения кольца жесткости

$$I_{\text{эф}} = I_K + l_1 (s-c)^3/10,9 + e^2 A_K l_{\text{эф}} (s-c)/[A_K + l_{\text{эф}} (s-c)] = 6,82 \cdot 10^{-8} + 0,7 [(6-2)10^{-3}]^3/10,9 + (25,5 \cdot 10^{-3})^2 4,05 \cdot 10^{-4} \cdot 0,097 (6-2)10^{-3}/[4,05 \cdot 10^{-4} + 0,097 (6-2)10^{-3}] = 20,14 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4,$$

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

Коэффициент жесткости обечайки с кольцами жесткости

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

Допускаемое наружное давление для участка обечайки между кольцами жесткости:

из условия прочности

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

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

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

$$[p_H]_{1E} = \frac{18 \cdot 10^{-6} E}{n_y} \frac{D}{l_p} \left[\frac{100(s-c)}{D} \right]^2 \sqrt{\frac{100(s-c)}{D}} = \frac{18 \cdot 10^{-6} \cdot 2 \cdot 10^5}{2,4} \frac{1,6}{0,7} \left[\frac{100(6-2)10^{-3}}{1,6} \right]^2 \sqrt{\frac{100(6-2)10^{-3}}{1,6}} = 0,107 \text{ МПа};$$

с учетом обоих условий

$$[p_H]_1 = \frac{[p_H]_{1\sigma}}{\sqrt{1 + ([p_H]_{1\sigma}/[p_H]_{1E})^2}} = \frac{0,758}{\sqrt{1 + (0,758/0,107)^2}} = 0,106 \text{ МПа}.$$

Допускаемое наружное давление для обечайки с кольцами жесткости в целом: из условия прочности

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

из условия устойчивости в пределах упругости при $L < 8,15D \sqrt{D/[100k(s-c)]}$ ($L = 2,798 \text{ м}; \quad 8,15D \sqrt{D/[100k(s-c)]} = 8,15 \cdot 1,6 \sqrt{1,6/[100 \cdot 7(6-2)10^{-3}]} = 9,857 \text{ м}$)

$$[p_H]_{2E} = \frac{18 \cdot 10^{-6} E}{kn_y} \frac{D}{L} \left[\frac{100k(s-c)}{D} \right]^2 \sqrt{\frac{100k(s-c)}{D}} = \frac{18 \cdot 10^{-6} \cdot 2 \cdot 10^5}{7 \cdot 2,4} \frac{1,6}{2,798} \left[\frac{100 \cdot 7(6-2)10^{-3}}{1,6} \right]^2 \sqrt{\frac{100 \cdot 7(6-2)10^{-3}}{1,6}} = 0,496 \text{ МПа};$$

с учетом обоих условий

$$[p_H]_2 = \frac{[p_H]_2 \sigma}{\sqrt{1 + ([p_H]_2 \sigma / [p_H]_2 E)^2}} = \frac{0,873}{\sqrt{1 + (0,873/0,496)^2}} = 0,431 \text{ МПа}$$

Допускаемое наружное давление для обечайки, подкрепленной кольцами жесткости,

$$[p_H] = \min \{ [p_H]_1; [p_H]_2 \} = \min \{ 0,106 \text{ МПа}; 0,431 \text{ МПа} \} = 0,106 \text{ МПа.}$$

Допускаемая осевая сжимающая сила:
из условия прочности по формуле (1.46)

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

из условия устойчивости в пределах упругости при $L/D < 10$ ($2,798/1,6 = 1,75 < 10$) по формуле (1.48)

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

с учетом обоих условий

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

Условие устойчивости обечайки, подкрепленной кольцами жесткости, выполняется:

$$p_H \cdot p / [p_H] + F / [F] < 1;$$

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

Контрольные задачи

1.3.1. Определить допускаемое наружное давление, действующее на эллиптическую крышку плавающей головки горизонтального кожухотрубчатого теплообменника. Внутренний диаметр крышки $D = 1200$ мм, исполнительная толщина $s_3 = 12$ мм, материал — сталь 16ГС (листовой прокат), максимальная температура среды $t_c = 120^\circ\text{C}$, прибавка к расчетной толщине стенки $c = 1,2$ мм.

О т в е т: $[p_H] = 1,69$ МПа

1.3.2. Рассчитать по данным табл. 1.21 толщину стенки обечайки, конического (90°) днища и эллиптической крышки вертикального цельносварного аппарата, работающего под вакуумом.

1.3.3. Определить длину цилиндрической обечайки, не подкрепленной кольцами жесткости, при которой обеспечивается ее устойчивость. Внутренний диаметр обечайки $D = 1600$ мм, толщина стенки $s = 6$ мм, прибавка к расчетной толщине стенки $c = 2$ мм, материал — сталь 12Х18Н10Т, температура среды $t_c = 100^\circ\text{C}$, наружное давление $p_H = 0,09$ МПа.

О т в е т. $l < 830$ мм.

1.3.4. По данным табл. 1.22 рассчитать на устойчивость работающий под вакуумом и установленный на двух опорах горизонтальный цельносварной аппарат с эллиптическими днищами.

1.3.5. По данным табл. 1.23 определить толщину стенки цилиндрической обечайки вертикального аппарата с перемешивающим устройством, работающего под вакуумом и имеющего опоры в виде стоек.

1.3.6. Рассчитать толщину стенки конического перехода ректификационной колонны, работающей под вакуумом. Внутренний диаметр верхней части колонны

Таблица 1.21

Параметры вертикального цельносварного аппарата

Номер варианта	Внутренний диаметр аппарата D , мм	Диаметр нижнего патрубка втулки D_0 , мм	Высота цилиндрической части $H_{ц}$, мм	Остаточное давление в аппарате $P_{ост}$, МПа	Температура t_c , °C	Марка стали	Прибавка к расчетной толщине s , мм
1	1000	50	2130	0,010	30	09Г2С	1,0
2	1400	80	2220	0,020	40	10Х17Н13М2Т	0,9
3	1400	120	3070	0,015	60	12Х18Н10Т	1,3
4	1800	100	3385	0,010	80	Двухслойная 20К + 10Х17Н13М2Т	0,6
5	1800	150	3785	0,020	180	ВСт3сп	1,2
6	2200	200	4020	0,015	120	Двухслойная 20К + 12Х18Н10Т	0,8

Таблица 1.22

Параметры горизонтального цельносварного аппарата

Номер варианта	Внутренний диаметр аппарата D , мм	Длина цилиндрической части L , мм	Остаточное давление в аппарате $P_{ост}$, МПа	Плотность среды ρ_c , кг/м ³	Температура среды t_c , °C	Марка стали	Прибавка к расчетной толщине s , мм
1	1600	2200	0,010	1160	170	ВСт3сп	1,0
2	2000	2500	0,015	1100	120	09Г2С	0,6
3	2000	4200	0,020	990	60	ВСт3сп	1,2
4	2400	4500	0,020	850	30	09Г2С	0,8
5	2400	8000	0,030	1028	40	10Х17Н13М2Т	1,1
6	2800	7200	0,030	1200	110	12Х18Н10Т	0,3
7	2800	9000	0,040	980	20	12Х18Н10Т	0,2

Таблица 1.23

Параметры вертикального аппарата с перемешивающим устройством

Номер варианта	Внутренний диаметр аппарата D , мм	Высота цилиндрической части $H_{ц}$, мм	Остаточное давление аппарата $P_{ост}$, МПа	Температура среды t_c , °C	Марка стали	Прибавка к расчетной толщине s , мм	Масса крышки с привалом m , кг
1	1000	1100	0,010	25	ВСт3сп	1,0	730
2	1400	1100	0,009	60	12Х18Н10Т	0,7	1000
3	1600	1200	0,011	80	16ГС	0,9	1270
4	1600	1700	0,018	40	09Г2С	1,1	1770
5	1800	1300	0,021	120	10Х17Н13М2Т	0,6	2150
6	1800	1800	0,012	130	20К	0,8	2300

Таблица 1 24

Параметры колонного аппарата

Номер варианта	Внутренний диаметр аппарата D , мм	Толщина стенки s , мм	Длина цилиндрической обечайки, не подкрепленной кольцами жесткости в нижней части аппарата, l , мм	Масса аппарата m , кг	Изгибающий момент M , МН·м	Давление в аппарате P , МПа	Температура t , °С	Марка стали	Прибавка c , мм
1	1000	10	1300	16 500	1,2	0,02	130	ВСтЗсп	0,8
2	1200	10	1400	19 800	1,8	3,90	—10	20К	1,2
3	1400	10	1500	24 000	2,2	—	60	10X17H13M3T	0,9
4	1600	10	1600	28 700	3,4	2,00	50	10X17H13M2T	0,7
5	1800	10	1700	32 000	4,2	3,90	15	09Г2С	1,0
6	2000	12	1800	34 400	4,8	—	25	12X18H10T	1,3
7	2200	12	1900	41 000	6,1	—	80	16ГС	1,4
8	2400	12	2000	50 600	6,8	0,01	180	ВСтЗсп	1,6
9	2600	12	2200	58 700	7,6	0,01	100	20К	1,5
10	2800	14	2100	67 200	8,6	1,20	30	10X17H13M3T	0,8
11	3000	14	2200	73 100	9,5	2,20	35	10X17H13M2T	0,7
12	3200	14	2500	78 900	12,3	1,90	30	12X18H10T	0,9
13	3400	18	2000	100 800	13,7	—	100	09Г2С	1,0
14	3600	18	2200	111 000	15,2	2,40	45	16ГС	1,2
15	3800	18	2400	124 600	17,1	1,20	30	20К	1,4
16	4000	24	3000	164 320	19,3	0,80	20	ВСтЗсп	1,6

Таблица 1 25

Параметры вертикального аппарата с «рубашкой»

Номер варианта	Внутренний диаметр аппарата D , мм	Диаметр нижнего штуцера D_0 , мм	Высота корпуса аппарата под рубашкой H_p , мм	Марка стали	Максимальная температура среды t_c , °С	Среда в аппарате		Среда в рубашке	
						Плотность ρ_c , кг/м ³	Давление P , МПа	Плотность ρ , кг/м ³	Давление $P_{руб.}$, МПа
<i>Аппарат с эллиптическим днищем</i>									
1	3000	—	4900	10	20	1100	0,30	1200	0,3
2	1000	50	1710	12X18H10T	100	1300	0,01	1100	0,3
3	1000	—	1610	20К	110	1000	0,40	1000	0,6
4	1400	80	1925	20	140	980	0,80	1200	0,3
5	1400	—	1900	16ГС	160	1230	1	1200	0,6
6	1600	100	2100	12ХМ	120	1450	0,3	1150	0,3
7	1600	—	2700	15ХМ	80	1050	0,9	1000	0,6
8	1800	—	2800	12ХМ	230	1160	0,01	1200	0,3
9	1800	—	3300	15X5M	150	1200	0,4	1000	0,6
10	2000	150	2930	10X17H13M2T	130	1140	0,01	990	0,3
11	2000	—	2930	08X17H13M2T	40	870	0,7	1000	0,3
12	2200	100	3030	ВСтЗсп	50	1150	0,01	1010	0,3
13	2200	200	3030	09Г2С	220	1250	0,80	1200	0,3

Номер варианта	Внутренний диаметр аппарата D , мм	Диаметр нижнего штуцера D_0 , мм	Высота корпуса аппарата под рубашкой H_p , мм	Марка стали	Максимальная температура среды t_c , °С	Среда в аппарате		Среда в рубашке	
						Плотность ρ_c , кг/м ³	Давление p , МПа	Плотность ρ_r , кг/м ³	Давление $p_{руб}$, МПа
14	2400	200	3130	10	120	1250	0,60	1000	0,3
15	2400	—	3130	20	180	1180	0,01	1030	0,3
16	2600	200	3530	20К	190	1135	0,60	1000	0,3
17	2600	200	4230	09Г2С	225	1040	0,30	1200	0,3
18	2800	220	4530	16ГС	110	950	0,20	1100	0,3
19	2800	180	4530	10	130	1100	0,01	1000	0,3
20	3000	250	5030	12ХМ	92	1500	0,40	1090	0,2
21	3000	220	7630	ВСтЗсп	40	810	0,50	1000	0,3
22	700	50	680	20	120	1200	0,40	1100	0,6
23	600	50	600	10	40	1530	0,07	1000	0,6
24	500	50	360	20	10	900	0,07	1030	0,5
25	1800	100	2000	09Г2С	20	1290	0,30	1000	0,4
26	1600	100	1500	10	230	1070	0,30	1200	0,6
27	1400	100	1320	20	110	1320	0,25	1000	0,5
28	1200	80	1230	15ХМ	140	1630	0,60	1050	1,0
29	1000	80	1010	12ХМ	120	1400	0,40	1000	1,0
30	2800	150	3800	10	130	1150	0,5	1000	0,6
31	1800	100	2500	10	140	1220	0,3	1000	0,4
32	1600	150	2000	10	120	1400	0,3	1020	0,6
33	1200	100	1500	10	135	1270	0,6	1010	1,0
34	900	65	1000	10	60	1310	0,6	1000	1,0
35	700	50	720	10	40	1100	0,6	1030	0,6
36	600	50	600	20	—3	780	0,6	1150	0,6
37	400	50	360	10	2	980	0,5	1080	0,4
38	1000	—	680	20	15	810	Атм.	1000	0,6
39	800	—	880	10	30	1500	Атм.	1040	0,3
40	1400	—	1330	20	80	1430	0,3	1010	0,6
41	900	—	750	10	90	1110	0,6	1000	0,4
42	1200	—	1300	ВСтЗсп	50	880	Атм.	995	0,4
<i>Аппарат с коническим ($2\alpha = 90^\circ$) днищем</i>									
43	1000	80	1265	15ХМ	20	1265	0,30	995	0,3
44	1000	100	1265	15Х5М	70	1500	0,40	1050	0,6
45	1400	100	1590	12МХ	55	1040	0,50	1000	0,3
46	1400	120	1590	12Х18Н10Т	10	1060	0,60	1150	0,6
47	1600	150	1900	10Х17Н13М2Т	6	1150	0,20	1100	0,3
48	1600	100	2300	08Х18Н10Т	25	900	0,60	1000	0,6
49	1800	180	2410	09Г2С	12	810	0,40	1120	0,6
50	1800	200	2410	20	80	1040	0,60	1000	0,3
51	2000	200	2980	16ГС	120	840	0,5	1020	0,3
52	2000	220	2900	20К	140	1330	0,2	1200	0,3
53	2200	180	3120	ВСтЗсп	65	1100	0,4	1000	0,3
54	2200	220	3120	15Х5М	75	890	0,3	1000	0,3
55	1000	100	1100	12Х18Н10Т	180	1140	0,01	1000	0,4
56	1400	100	1975	10Х17Н13М2Т	15	790	Атм.	1000	0,6
57	1400	80	1155	12Х18Н10Т	120	850	0,90	1200	0,3
58	2200	250	2450	09Г2С	80	1100	1,00	1000	0,4
59	1800	150	2190	ВСтЗсп	105	1195	0,80	1010	0,6
60	1200	80	1320	09Г2С	79	1130	0,60	1000	0,4

$D_0 = 1000$ мм, нижней — $D = 1400$ мм; масса части колонны над коническим переходом $m = 12\,700$ кг, половина угла при вершине конуса $\alpha = 30^\circ$, материал — сталь 16ГС, температура среды $t_c = 120^\circ\text{C}$, прибавка к расчетной толщине стенки $c = 1,6$ мм, остаточное давление в колонне $p_{\text{ост}} = 0,01$ МПа. Колонна установлена внутри помещения.

О т в е т: $s_K = 5$ мм.

1.3.7. По данным табл. 1.24 для рабочего состояния проверить условие устойчивости корпуса колонного аппарата.

1.3.8. Корпус аппарата с рубашкой нагружен одинаковыми внутренним ($p = 0,3$ МПа) и наружным ($p_{\text{руб}} = 0,3$ МПа) давлениями. Определить, от действия какого давления (внутреннего или наружного) его расчетная толщина стенки будет наибольшей. Внутренний диаметр корпуса $D = 1000$ мм, длина его цилиндрической части, находящаяся под рубашкой, $l = 1125$ мм, материал — сталь 12X18H10T, максимальная температура стенки корпуса $t = 20^\circ\text{C}$.

О т в е т: от действия наружного давления расчетная толщина стенки $s_p = 7,7$ мм, что на 2,3 мм больше, чем от действия внутреннего давления.

1.3.9. Рассчитать толщину стенки цилиндрической обечайки и днища вертикального аппарата с рубашкой по данным табл. 1.25, если сварные швы выполнены вручную электродуговой сваркой и сумма прибавок к расчетной толщине стенки $c = 1$ мм. Определить для рабочих условий и гидравлических испытаний допускаемое давление внутри аппарата и в «рубашке».

§ 1.4. УЗЛЫ СОПРЯЖЕНИЯ ОБОЛОЧЕК

Полученные выше расчетные формулы (см. § 1.2 и 1.3) выведены для случая нагружения оболочек равномерно распределенными по поверхности статическими нагрузками и справедливы для оболочек,

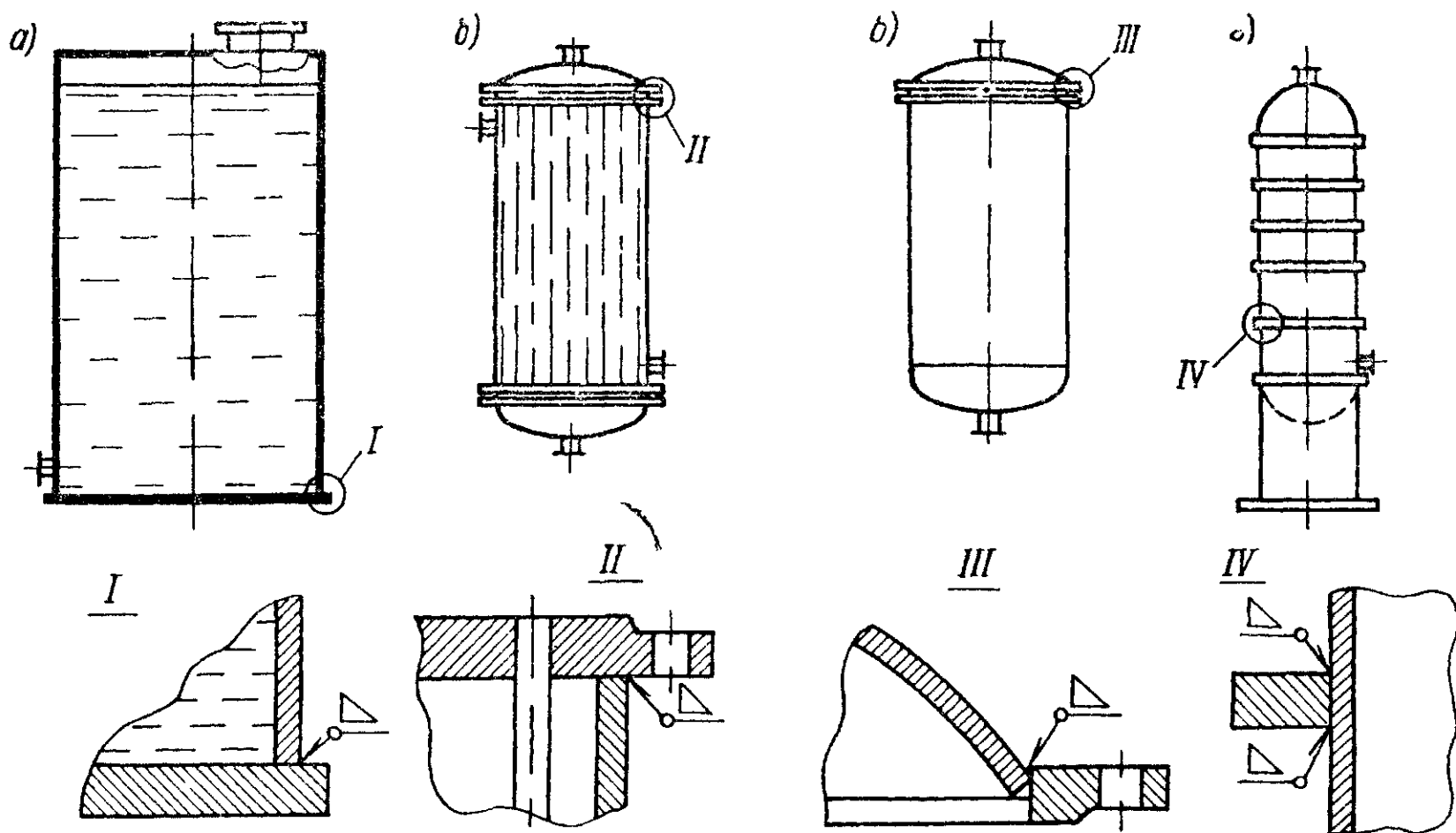


Рис. 1.20. Примеры соединения края оболочки: *a* — с толстым (недеформируемым) плоским днищем; *b* — с трубной решеткой теплообменника; *в* — с фланцем; *г* — с кольцом жесткости

у которых не закреплены края, а также для участков, удаленных от закрепленных краев оболочек, и мест приложения сосредоточенных нагрузок.

В реальных конструкциях машин и аппаратов края оболочек прикрепляются к другим оболочкам (часто иных профиля и тол-

шины) или к соответствующим деталям (фланцы, трубные решетки и т. п.). В таких узлах сопряжения возникают дополнительные, так называемые краевые, нагрузки, вызывающие местные напряжения изгиба в материале сопрягаемых элементов. Краевая сила Q_0 и краевой момент M_0 являются реакциями заделки края оболочки, кото-

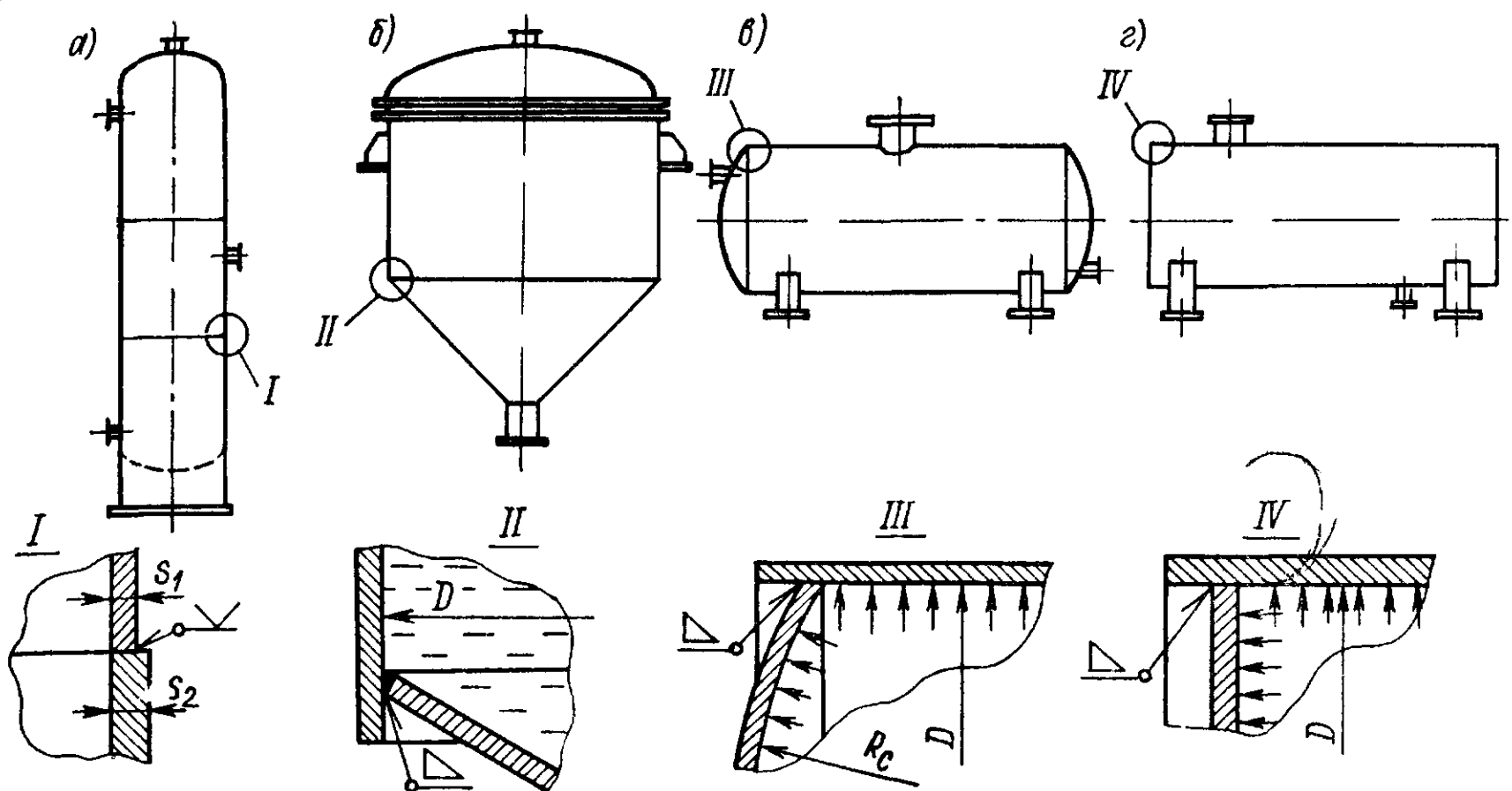


Рис. 1.21. Примеры изменения геометрических размеров оболочек: *a* — соединение цилиндрических обечаек разной толщины; *б, в* — соединение обечаек одинаковой толщины разной формы; *г* — соединение оболочки с пластинкой, имеющей одинаковую толщину

рому мешает свободно деформироваться сопрягаемая деталь с иными возможностями для перемещений под действием внешних нагрузок.

Различные возможности для деформаций у сопрягаемых элементов, являющиеся причиной появления краевых нагрузок по контуру

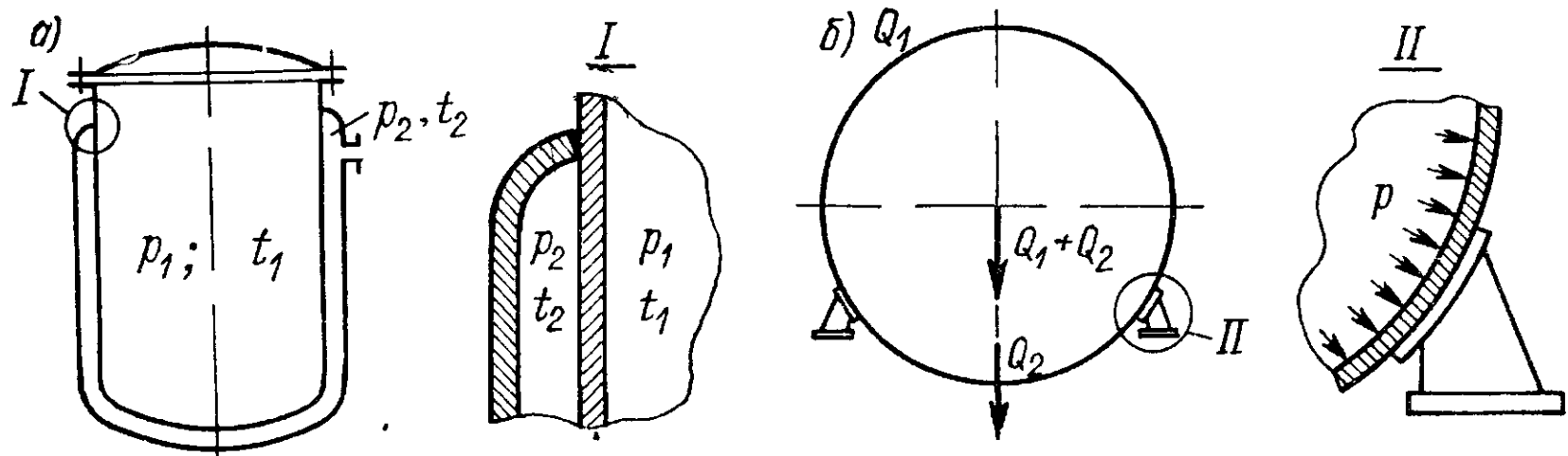


Рис. 1.22. Примеры изменения нагрузок, действующих на оболочки: *a* — соединение корпуса аппарата с его рубашкой; *б* — соединение оболочки с опорными устройствами

сопряжения, могут быть вызваны: 1) заделкой края оболочки (рис. 1.20); 2) изменением геометрических размеров (формы) оболочки при переходе от одного сечения к другому (рис. 1.21); 3) изменением нагрузки при переходе от одного сечения к другому (рис. 1.22); 4) изменением свойств материала (модуля упругости, коэффициента линейного расширения, коэффициента Пуассона μ и др.) при переходе от одного сечения к другому (рис. 1.23).

Для определения Q_0 и M_0 составляются так называемые уравнения совместности радиальных и угловых деформаций. Сущность этих уравнений заключается в том, что для нормальной работы машины или аппарата в узле сопряжения не должно быть никаких относительных перемещений сопрягаемых деталей. Другими словами, необходимо выполнение условий, когда суммы радиальных и угловых деформаций края одной детали от действующих внешних и краевых нагрузок равны соответствующим суммам радиальных и угловых деформаций края другой детали от действующих на нее активных и реактивных нагрузок.

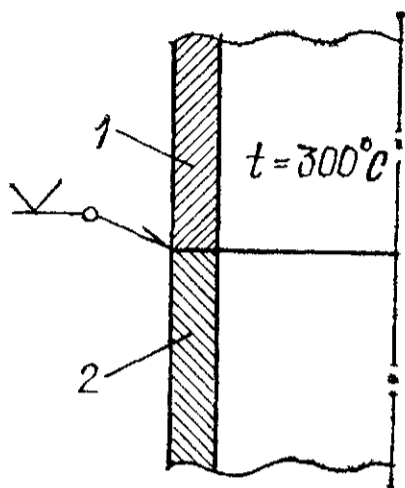


Рис. 1.23. Соединение оболочек, изготовленных из коррозионно-стойкой (1) и углеродистой (2) сталей

Для удобства понимания и наглядности составим эти уравнения для конкретного случая — узла сопряжения сферической и цилиндрической оболочек (рис. 1.24), находящихся под действием внутреннего давления. Мысленно разрежем узел плоскостью, нормальной к оси симметрии оболочек, так что образуемая вследствие этого основная (статически определимая) система представляется состоящей из двух оболочек (рис. 1.24, б).

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

Приняв для края оболочки положительными радиальные перемещения Δ в направлении от ее оси, а угловые перемещения θ в на-

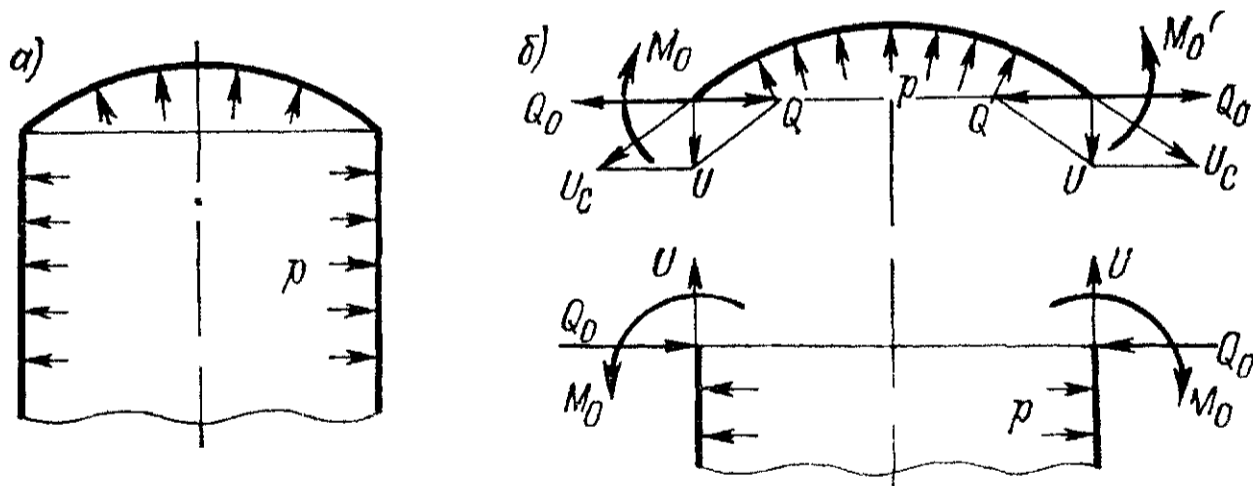


Рис. 1.24. Схема к определению краевых сил и моментов: а — соединение сферической и цилиндрической оболочек; б — расчетная схема; U и U_c — меридиональные усилия соответственно цилиндрической и сферической оболочек

правлении по часовой стрелке, получим с учетом этого правила знаков для правой части оболочек на рис. 1.24, б уравнения совместности радиальных и угловых деформаций:

$$\left. \begin{aligned} \Delta_p^c - \Delta_{Q_0}^c + \Delta_{M_0}^c &= \Delta_p^c + \Delta_{(Q_0-Q)}^c + \Delta_{M_0}^c; \\ \theta_p^c - \theta_{Q_0}^c + \theta_{M_0}^c &= -\theta_p^c - \theta_{(Q_0-Q)}^c - \theta_{M_0}^c, \end{aligned} \right\} \quad (1.68)$$

где $\Delta_p^c, \Delta_{Q_0}^c, \Delta_{M_0}^c, \theta_p^c, \theta_{Q_0}^c, \theta_{M_0}^c$ — соответственно радиальные и угловые деформации края цилиндрической обечайки под действием на-

грузок p , Q_0 и M_0 ; Δ_p^c , $\Delta_{(Q_0-Q)}^c$, $\Delta_{M_0}^c$; θ_p^c , $\theta_{(Q_0-Q)}^c$, $\theta_{M_0}^c$ — соответственно радиальные и угловые деформации сферической оболочки под действием нагрузок p , Q , Q_0 и M_0 .

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

$$\Delta_p^u - \Delta_{Q_0}^u + \Delta_{M_0}^u = 0; \quad (1.69)$$

$$\theta_p^u - \theta_{Q_0}^u + \theta_{M_0}^u = 0. \quad (1.70)$$

Если же оболочка шарнирно соединяется с недеформируемой деталью (например, прокладочное соединение), то $M_0 = 0$, тогда необходимость в составлении второго уравнения (1.70) отпадает и для нахождения Q_0 достаточно одного уравнения (1.69), принимающего вид

$$\Delta_p^u - \Delta_{Q_0}^u = 0. \quad (1.71)$$

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

Сечения обечаек, отстоящие от края на расстоянии $x \geq \pi/(2,5\beta)$, можно считать практически бесконечно удаленными от него, и действием Q_0 и M_0 на эти сечения можно пренебречь. Коэффициент β называется коэффициентом затухания деформации вдоль образующей оболочки и определяется по формулам, представленным в табл. 1.26.

Выражения для вычисления перемещений (Δ , θ), усилий (U , T , P), моментов (M_m , M_t , M_r) и напряжений на краю цилиндрических, сферических, конических и эллиптических оболочек даны в табл. 1.26 и на краю плоских днищ (крышек) — в табл. 1.27.

Напряжения на наружной и внутренней поверхностях края оболочки ¹:

меридиональное

$$\sigma_{m0} = \frac{\Sigma U}{s-c} \pm 6 \frac{\Sigma M_m}{(s-c)^2} \text{ или } \sigma_{m0} = \sigma_{m0}^p + \sigma_{m0}^{(Q_0-Q)} + \sigma_{m0}^{M_0}; \quad (1.72)$$

кольцевое

$$\sigma_{t0} = \frac{\Sigma T}{s-c} \pm 6 \frac{\Sigma M_t}{(s-c)^2} \text{ или } \sigma_{t0} = \sigma_{t0}^p + \sigma_{t0}^{(Q_0-Q)} + \sigma_{t0}^{M_0}; \quad (1.73)$$

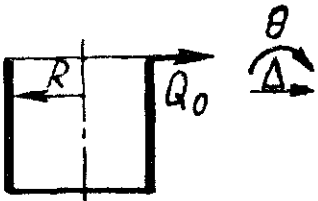
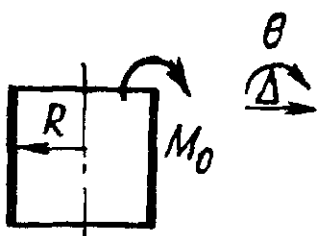
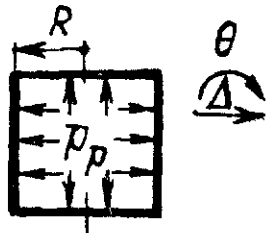
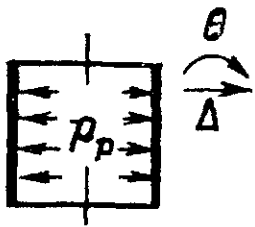
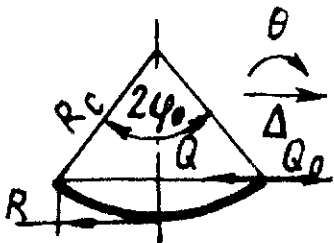
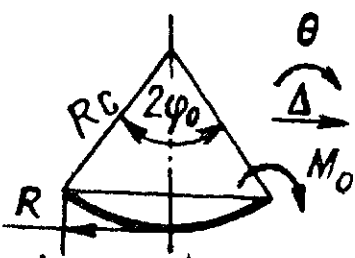
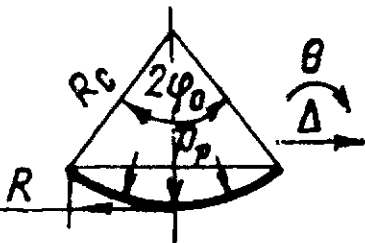
максимальное

$$\sigma_{\max} = \max \{ \sigma_{m0}; \sigma_{t0} \}, \quad (1.74)$$

где ΣU , ΣT — соответственно сумма меридиональных и сумма тангенциальных (кольцевых) усилий, возникающих на краю обе-

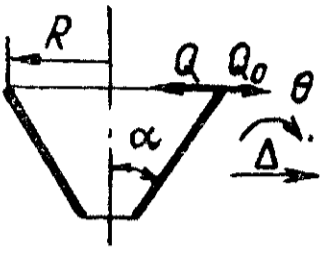
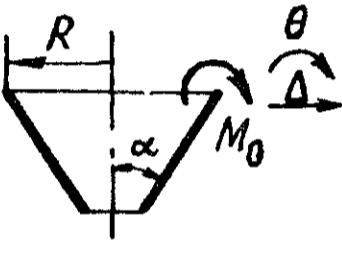
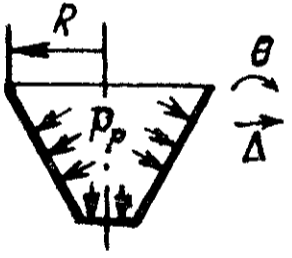
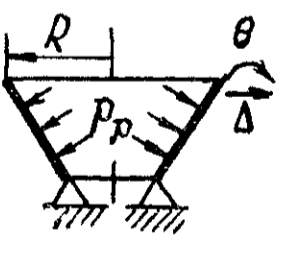
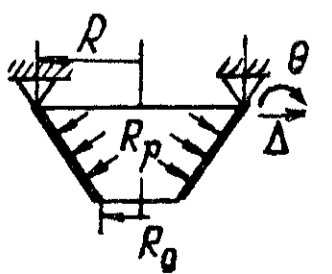
¹ При направлении действия нагрузок, противоположном указанному в табл. 1.26 и 1.27, знак перед Δ , θ , σ в формулах (1.68)—(1.74) следует изменить на обратный.

Формулы для определения нагрузок,

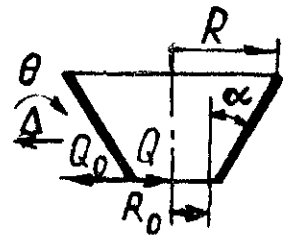
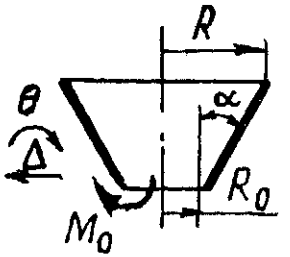
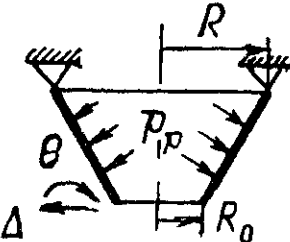
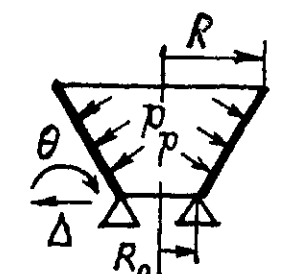
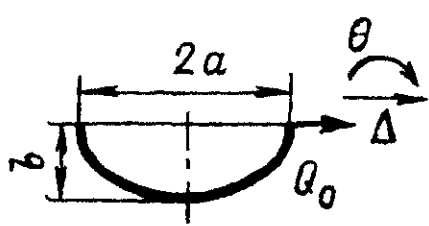
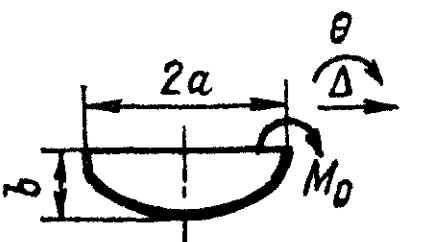
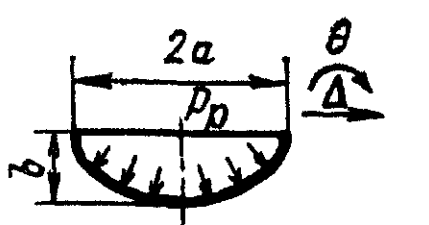
Нагрузка	Усилие		Момент		Перемещение радиальное Δ
	меридио- нальное U	кольцевое T	меридио- нальный M_m	кольцевой M_t	
	0	$2\beta R Q_0$	0	0	$\frac{2\beta R^2}{E(s-c)} Q_0$
	0	$2\beta^2 R M_0$	M_0	μM_0	$\frac{2\beta^2 R^2}{E(s-c)} M_0$
	$\frac{p_p R}{2}$	$p_p R$	0	0	$\frac{(2-\mu) R^2}{2E(s-c)} p_p$
	0	$p_p R$	0	0	$\frac{R^2}{E(s-c)} p_p$
	$(Q_0 - Q) \cos \varphi_0$	$2\beta_c (Q_0 - Q) \times R_c \sin \varphi_0$	0	0	$\frac{\beta_c R_c^2 \sin^2 \varphi_0 \times (1 + k_{10} k_{20}) (Q_0 - Q)}{E(s_c - c) k_{10}}$
	0	$\frac{2\beta_c^2}{R} M_0$	M_0	μM_0	$\frac{2\beta_c^2 \sin \varphi_0 R_c^2}{E(s_c - c) k_{10}} M_0$
	$\frac{p_p R}{2}$	$\frac{p_p R}{2}$	0	0	$\frac{(1-\mu) R_c^2 \sin \varphi_0}{2E(s_c - c)} p_p$

перемещений и напряжений на краю оболочек

угловое θ	Напряжение		Примечание
	меридиональ- ное σ_{m0}	кольцевое σ_{t0}	
$\frac{2\beta^2 R^2}{E(s-c)} Q_0$	0	$\frac{2\beta R}{s-c} Q_0$	$\beta = \frac{\sqrt[4]{3(1-\mu^2)}}{\sqrt{R(s-c)}}$
$\frac{4\beta^3 R^2}{E(s-c)} M_0$	$\pm \frac{6M_0}{(s-c)^2}$	$\frac{2\beta^2 R M_0}{s-c} \pm \frac{6\mu M_0}{(s-c)^2}$	
0	$\frac{\rho_p R}{2(s-c)}$	$\frac{\rho_p R}{s-c}$	
0	0	$\frac{\rho_p R}{s-c}$	
$\frac{2\beta_c^2 R_c^2 \sin \varphi_0}{E(s_c - c) k_{10}} (Q_0 - Q)$	$\frac{(Q_0 - Q) \cos \varphi_0}{s_c - c}$	$\frac{2\beta_c R_c (Q_0 - Q) \sin \varphi_0}{s_c - c}$	
$\frac{4\beta_c^3 R_c^2}{E(s_c - c) k_{10}} M_0$	$\pm \frac{6M_0}{(s_c - c)^2}$	$\frac{2\beta_c^2 R_c M_0}{s_c - c} \pm \frac{6\mu M_0}{(s_c - c)^2}$	
0	$\frac{\rho_p R_c}{2(s_c - c)}$	$\frac{\rho_p R_c}{2(s_c - c)}$	

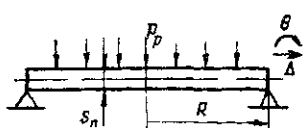
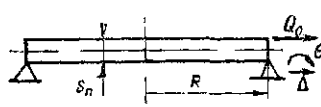

Нагрузка	Усилие		Момент		Перемещение радиальное Δ
	меридио- нальное U	кольцевое T	меридио- нальный M_m	кольцевой M_t	
	$(Q_0 - Q) \sin \alpha$	$2\beta_K R (Q_0 - Q)$	0	0	$\frac{2\beta_K R^2 (Q_0 - Q)}{E (s_K - c)}$
	0	$\frac{2\beta_K^2 R M_0}{\cos \alpha}$	M_0	μM_0	$\frac{2\beta_K^2 R^2}{E (s_K - c) \cos \alpha} M_0$
	$\frac{p_p R}{2 \cos \alpha}$	$\frac{p_p R}{\cos \alpha}$	0	0	$\frac{(2 - \mu) R^2 p_p}{2E (s_K - c) \cos \alpha}$
	0	$\frac{p_p R}{\cos \alpha}$	0	0	$\frac{R^2}{E (s_K - c) \cos \alpha} p_p$
	$\frac{p_p R \times \left(1 - \frac{R_0^2}{R^2}\right)}{2 \cos \alpha}$	$\frac{p_p R}{\cos \alpha}$	0	0	$\frac{R^2 \left(2 - \mu + \mu \frac{R_0^2}{R^2}\right)}{2E (s_K - c) \cos \alpha} p_p$

угловое θ	Напряжение		Примечание
	меридиональ- ное σ_{m0}	кольцевое σ_{t0}	
$\frac{2\beta_K^2 R^2 (Q_0 - Q)}{E (s_K - c) \cos \alpha}$	$\frac{\sin \alpha (Q_0 - Q)}{s_K - c}$	$\frac{2\beta_K R (Q_0 - Q)}{s_K - c}$	$Q = \frac{\rho_p R}{2} \operatorname{tg} \alpha;$ $\beta_K = \frac{\sqrt[4]{3(1-\mu^2)}}{\sqrt{R(s_K - c)/\cos \alpha}}$
$\frac{4\beta_K^3 R^2}{E (s_K - c) \cos^2 \alpha} M_0$	$\pm \frac{6M_0}{(s_K - c)^2}$	$\frac{2\beta_K^2 R M_0}{(s_K - c) \cos \alpha} \pm \frac{6\mu M_0}{(s_K - c)^2}$	
$\frac{3R \sin \alpha}{2E (s_K - c) \cos^2 \alpha} \rho_p$	$\frac{\rho_p R}{2 (s_K - c) \cos \alpha}$	$\frac{\rho_p R}{(s_K - c) \cos \alpha}$	
$\frac{2R \sin \alpha}{E (s_K - c) \cos^2 \alpha} \rho_p$	0	$\frac{\rho_p R}{(s_K - c) \cos \alpha}$	
$\frac{R \sin \alpha \left(3 + \frac{R_0^2}{R^2}\right)}{2E (s_K - c) \cos^2 \alpha} \rho_p$	$\frac{\rho_p R \left(1 - \frac{R_0^2}{R^2}\right)}{2 (s_K - c) \cos \alpha}$	$\frac{\rho_p R}{(s_K - c) \cos \alpha}$	

Нагрузка	Усилие		Момент		Перемещение радиальное Δ
	меридио- нальное U	кольцевое T	меридио- нальный M_m	кольцевой M_t	
	$(Q_0 - Q) \sin \alpha$	$2\beta_{к.у} R_0 \times (Q_0 - Q)$	0	0	$\frac{2\beta_{к.у} R_0^2}{E (s_{к} - c)} (Q_0 - Q)$
	0	$\frac{2\beta_{к.у}^2 R_0}{\cos \alpha} M_0$	M_0	μM_0	$\frac{2\beta_{к.у}^2 R_0^2}{E (s_{к} - c) \cos \alpha} M_0$
	0	$\frac{p_p R_0}{\cos \alpha}$	0	0	$\frac{R_0^2}{E (s_{к} - c) \cos \alpha} p_p$
	$\frac{p_p R_0 \times \left(1 - \frac{R^2}{R_0^2}\right)}{2 \cos \alpha}$	$\frac{p_p R_0}{\cos \alpha}$	0	0	$\frac{R_0^2 \left(2 - \mu + \mu \frac{R^2}{R_0^2}\right)}{2E (s_{к} - c) \cos \alpha} p_p$
	0	$2\beta_{\partial} a Q_0$	0	0	$\frac{2\beta_{\partial} a^2}{E (s_{\partial} - c)} Q_0$
	0	$2\beta_{\partial}^2 a M_0$	M_0	μM_0	$\frac{2\beta_{\partial}^2 a^2}{E (s_{\partial} - c)} M_0$
	$\frac{p_p a}{2}$	$\frac{p_p a}{2} \times \left(2 - \frac{a^2}{b^2}\right)$	0	0	$\frac{p_p a^2}{2E (s_{\partial} - c)} \times \left(2 - \mu - \frac{a^2}{b^2}\right)$

угловое θ	Напряжение		Примечание
	меридиональ- ное σ_{m_0}	кольцевое σ_{t_0}	
$\frac{2\beta_{к.у}^2 R_0^2}{E(s_{к-c}) \cos \alpha} (Q_0 - Q)$	$\frac{(Q_0 - Q) \sin \alpha}{s_{к-c}}$	$\frac{2\beta_{к.у} R_0 (Q_0 - Q)}{s_{к-c}}$	$\beta_{к.у} = \frac{\sqrt[4]{3(1-\mu^2)}}{\sqrt{\frac{R_0(s_{к-c})}{\cos \alpha}}};$ $Q = \frac{\rho_p R_0}{2} \operatorname{tg} \alpha$
$\frac{4\beta_{к.у}^3 R_0^2}{E(s_{к-c}) \cos^2 \alpha} M_0$	$\pm \frac{6M_0}{(s_{к-c})^2}$	$\frac{2\beta_{к.у}^2 R_0 M_0}{(s_{к-c}) \cos \alpha} \pm \frac{6\mu M_0}{(s_{к-c})^2}$	
$\frac{2R_0^2 \sin \alpha}{E(s_{к-c}) \cos^2 \alpha} \rho_p$	0	$\frac{\rho_p R_0}{(s_{к-c}) \cos \alpha}$	
$\frac{R_0 \sin \alpha \left(3 + \frac{R^2}{R_0^2}\right)}{2E(s_{к-c}) \cos^2 \alpha} \rho_p$	$\frac{R_0 \left(1 - \frac{R^2}{R_0^2}\right) \rho_p}{2(s_{к-c}) \cos \alpha}$	$\frac{\rho_p R_0}{(s_{к-c}) \cos \alpha}$	
$\frac{2\beta_{э}^2 a^2}{E(s_{э-c})} Q_0$	0	$\frac{2\beta_{э} a}{s_{э-c}} Q_0$	
$\frac{4\beta_{э}^3 a^2}{E(s_{э-c})} M_0$	$\pm \frac{6M_0}{(s_{э-c})^2}$	$\frac{2\beta_{э}^2 a}{s_{э-c}} M_0 \pm \frac{6\mu M_0}{(s_{э-c})^2}$	$\beta_{э} = \frac{\sqrt[4]{3(1-\mu^2)}}{\sqrt{a(s_{э-c})}}$
0	$\frac{\rho_p a}{2(s_{э-c})}$	$\frac{\rho_p a}{2(s_{э-c})} \left(2 - \frac{a^2}{b^2}\right)$	

Формулы для определения нагрузок перемещений и напряжений по контуру плоской круглой пластины

Нагрузка	Уси- лие		Момент		Перемещение		Напряжен- ие	
	кольцевое T	радиальное P	кольцевой M_t	радиальный M_r	радиальное Δ	угловое θ	кольцевое σ_t	радиальное σ_r
	0	0	$-\frac{(1-\mu)R^2}{8} p_p$	0	0	$-\frac{3(1-\mu)R^3}{2E(s_{II}-c)^3} p_p$	$-\frac{3(1-\mu)R^2}{4(s_{II}-c)^2} p_p$	0
	Q_0	Q_0	$\frac{s_{II}-c}{2} Q_0$	$\frac{s_{II}-c}{2} Q_0$	$\frac{(1-\mu)R}{E(s_{II}-c)} Q_0$	$\frac{6(1-\mu)R}{E(s_{II}-c)^2} Q_0$	$\frac{Q_0}{s_{II}-c} (1 \pm 3)$	$\frac{Q_0}{s_{II}-c} (1 \pm 3)$
	0	0	M_0	M_0	0	$\frac{12(1-\mu)R}{E(s_{II}-c)^3} M_0$	$\pm \frac{6M_0}{(s_{II}-c)^2}$	$\pm \frac{6M_0}{(s_{II}-c)^2}$

чайки от действия давления p , краевой Q_0 и распорной Q сил, краевого момента M_0 ; $\sum M_m$, $\sum M_t$ — соответственно сумма меридиональных и сумма тангенциальных (кольцевых) моментов, возникающих на краю обечайки от действия нагрузок p , $(Q_0 - Q)$ и M_0 ; σ_{m0}^p , $\sigma_{m0}^{(Q_0-Q)}$, $\sigma_{m0}^{M_0}$ — меридиональные напряжения, возникающие на краю обечайки от действия соответственно нагрузок p , $(Q_0 - Q)$ и M_0 ; σ_{t0}^p , $\sigma_{t0}^{(Q_0-Q)}$, $\sigma_{t0}^{M_0}$ — тангенциальные (кольцевые) напряжения, возникающие на краю обечайки от действия соответственно нагрузок p , $(Q_0 - Q)$ и M_0 .

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

радиальное

$$\sigma_{rn} = \sum P / (s_n - c) \pm 6 \sum M_r / (s_n - c)^2; \quad (1.75)$$

кольцевое

$$\sigma_{tn} = \sum T / (s_n - c) \pm 6 \sum M_t / (s_n - c)^2; \quad (1.76)$$

максимальное

$$\sigma_{\max} = \max \{ \sigma_{rn}; \sigma_{tn} \}, \quad (1.77)$$

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

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

$$\sigma_{\max} \leq \varphi [\sigma]_{\text{кр}},$$

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

Для пластичных материалов при наличии статической нагрузки в случае преобладания напряжений изгиба разрешается [12] увеличивать *допускаемое напряжение для краевых зон* на 30 % по сравнению с обычным:

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

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

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

Примеры

1.4.1. Для теплообменного аппарата (рис. 1.25), работающего под внутренним давлением, осуществить проверку прочности цилиндрической обечайки крышки в месте соединения ее с плоской круглой пластиной.

Исходные данные. Внутренний диаметр аппарата $D = 300$ мм, давление $p_p = 2$ МПа, расчетная температура стенок $t = 50$ °С, материал — листовый прокат из стали 10X17H13M2T. Толщина цилиндрической обечайки $s = 12$ мм, пластины $s_{\Pi} = 22$ мм, прибавка к расчетной толщине стенки $c = 2$ мм, коэффициент прочности сварных швов $\varphi = 1$, допускаемое напряжение $[\sigma] = 131$ МПа.

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

Расчетное значение модуля продольной упругости при заданной температуре ($t = 50$ °С) для стали 10X17H13M2T $E = 2 \cdot 10^5$ МПа.

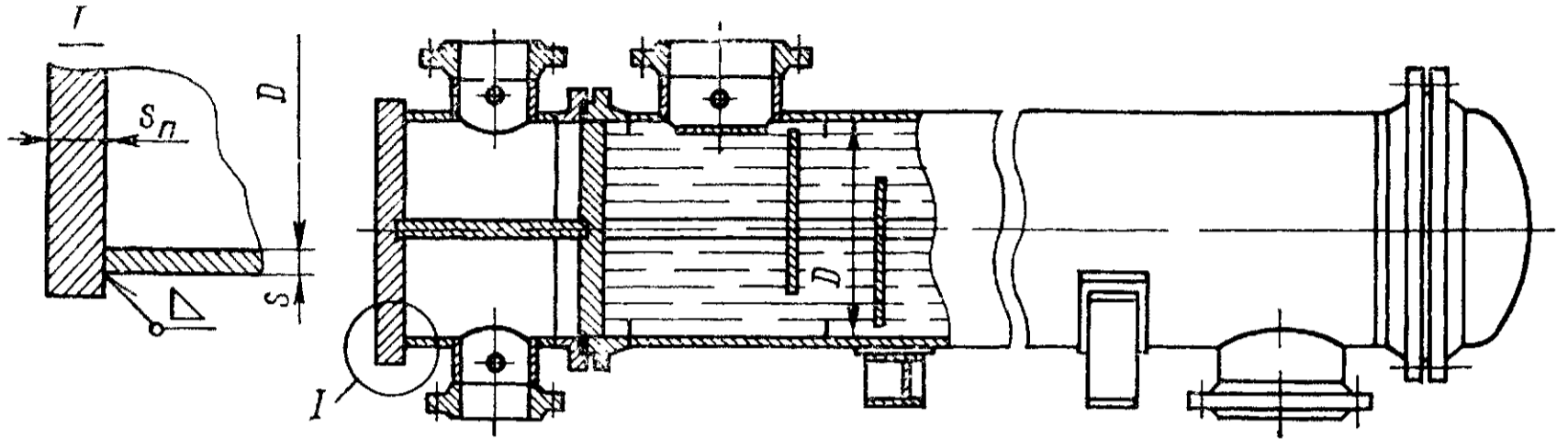


Рис. 1.25. Теплообменный аппарат

Уравнения совместности деформаций (рис. 1.26)

$$\left. \begin{aligned} \Delta_p^{\Pi} - \Delta_{Q_0}^{\Pi} + \Delta_{M_0}^{\Pi} &= \Delta_p^{\Pi} + \Delta_{Q_0}^{\Pi} + \Delta_{M_0}^{\Pi}; \\ -\theta_p^{\Pi} + \theta_{Q_0}^{\Pi} - \theta_{M_0}^{\Pi} &= \theta_p^{\Pi} + \theta_{Q_0}^{\Pi} + \theta_{M_0}^{\Pi}, \end{aligned} \right\} \quad (1.78)$$

где Δ_p^{Π} , $\Delta_{Q_0}^{\Pi}$, $\Delta_{M_0}^{\Pi}$, θ_p^{Π} , $\theta_{Q_0}^{\Pi}$, $\theta_{M_0}^{\Pi}$ — соответственно радиальные и угловые деформации края цилиндрической обечайки под действием нагрузок p , Q_0 и M_0 ; Δ_p^{Π} , $\Delta_{Q_0}^{\Pi}$, $\Delta_{M_0}^{\Pi}$, θ_p^{Π} , $\theta_{Q_0}^{\Pi}$, $\theta_{M_0}^{\Pi}$ — соответственно радиальные [и угловые деформации края плоской круглой пластины от действия нагрузок p , Q_0 и M_0 .

Подставляя соответствующие значения деформаций из табл. 1.26 и 1.27 в уравнения (1.78), получим

$$\left. \begin{aligned} \frac{(2-\mu)R^2}{2E(s-c)} p_p - \frac{2\beta R^2}{(s-c)E} Q_0 + \frac{2\beta^2 R^2}{(s-c)E} M_0 &= 0 + \frac{(1-\mu)R}{E(s_{\Pi}-c)} Q_0 + 0; \\ -0 + \frac{2\beta^2 R^2}{(s-c)E} Q_0 - \frac{4\beta^3 R^2}{(s-c)E} M_0 &= -\frac{3(1-\mu)R^3}{2E(s_{\Pi}-c)^3} p_p + \frac{6(1-\mu)R}{E(s_{\Pi}-c)^2} + \\ &+ Q_0 + \frac{12(1-\mu)R}{E(s_{\Pi}-c)^3} M_0, \end{aligned} \right\} \quad (1.79)$$

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

Подставляя в систему уравнений (1.79) известные значения геометрических размеров аппарата и физических свойств материала, согласно заданию, получим: $\beta = 33,19$ 1/м; $R = 0,15$ м;

$$\left. \begin{aligned} 1,92 \cdot 10^{-5} - 74,68 \cdot 10^{-5} Q_0 + 2,48 \cdot 10^{-2} M_0 &= 2,62 \cdot 10^{-5} Q_0; \\ 2,48 \cdot 10^{-2} Q_0 - 1,65 M_0 &= -44,3 \cdot 10^{-4} + 78,75 \cdot 10^{-4} Q_0 + 78,75 \cdot 10^{-2} M_0, \end{aligned} \right\}$$

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

Суммарные напряжения на краю обечайки с учетом напряжений от внутреннего давления p_p , краевых сил Q_0 и моментов M_0 (см. табл. 1.26) следующие:

меридиональное напряжение

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

$$\sigma_{m0}^{\max} = 168,6 \text{ МПа;}$$

кольцевое напряжение

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

$$\sigma_{t0}^{\max} = 54,18 \text{ МПа;}$$

максимальное напряжение

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

Условие прочности в месте сопряжения элементов выполняется:

$$\sigma_{\max} < \varphi [\sigma]_{\text{кр}} (168,6 \text{ МПа} < 1 \cdot 170,3 = 170,3 \text{ МПа}).$$

1.4.2. Определить напряжения, возникающие в месте сопряжения элементов конструкции аппарата (рис. 1.27, а).

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

Решение. Аналогично примеру 1.4.1 $[\sigma]_{\text{кр}} = 1,3[\sigma] = 1,3 \cdot 162 = 210,6 \text{ МПа}$.

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

Система уравнений совместности деформаций (см. рис. 1.27, б):

$$\left. \begin{aligned}\Delta_p^{\text{ц}} - \Delta_{Q_0}^{\text{ц}} + \Delta_{M_0}^{\text{ц}} &= \Delta_p^{\text{к}} + \Delta_{(Q_0 - Q)}^{\text{к}} + \Delta_{M_0}^{\text{к}}; \\ -\theta_p^{\text{ц}} + \theta_{Q_0}^{\text{ц}} - \theta_{M_0}^{\text{ц}} &= \theta_p^{\text{к}} + \theta_{(Q_0 - Q)}^{\text{к}} + \theta_{M_0}^{\text{к}},\end{aligned}\right\} \quad (1.80)$$

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

Подставляя соответствующие значения деформаций из табл. 1.26 в уравнения (1.80), получим:

$$\left. \begin{aligned}\frac{(2 - \mu) R^2}{2E (s - c)} p_p - \frac{2\beta R^2}{E (s - c)} Q_0 + \frac{2\beta^2 R^2}{E (s - c)} M_0 &= \frac{(2 - \mu) R^2}{2E (s_k - c) \cos \alpha} p_p + \\ &+ \frac{2\beta_k R^2}{E (s_k - c)} (Q_0 - Q) + \frac{2\beta_k^2 R^2}{E (s_k - c) \cos \alpha} M_0; \\ -0 + \frac{2\beta^2 R^2}{E (s - c)} Q_0 - \frac{4\beta^3 R^2}{E (s - c)} M_0 &= \frac{3R \sin \alpha}{2E (s_k - c) \cos^2 \alpha} p_p + \\ &+ \frac{2\beta_k^2 R^2}{E (s_k - c) \cos \alpha} (Q_0 - Q) + \frac{4\beta_k^3 R^2}{E (s_k - c) \cos^2 \alpha} M_0,\end{aligned}\right\} \quad (1.81)$$

где $\beta = \sqrt[4]{3(1-\mu^2)/VR(s-c)}$; $\beta_K = \sqrt[4]{3(1-\mu^2)/VR(s_K-c)/\cos\alpha}$; $Q = p_p R / (2 \operatorname{ctg} \alpha)$.

Подставляя в систему уравнений (1.81) известные значения геометрических размеров аппарата и физических свойств материала, согласно заданию, получим: $\beta = 18,55 \text{ 1/м}$; $\beta_K = 15,6 \text{ 1/м}$; $Q = 0,24 \text{ МН/м}$; $R = D/2 = 0,8 \text{ м}$;

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

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

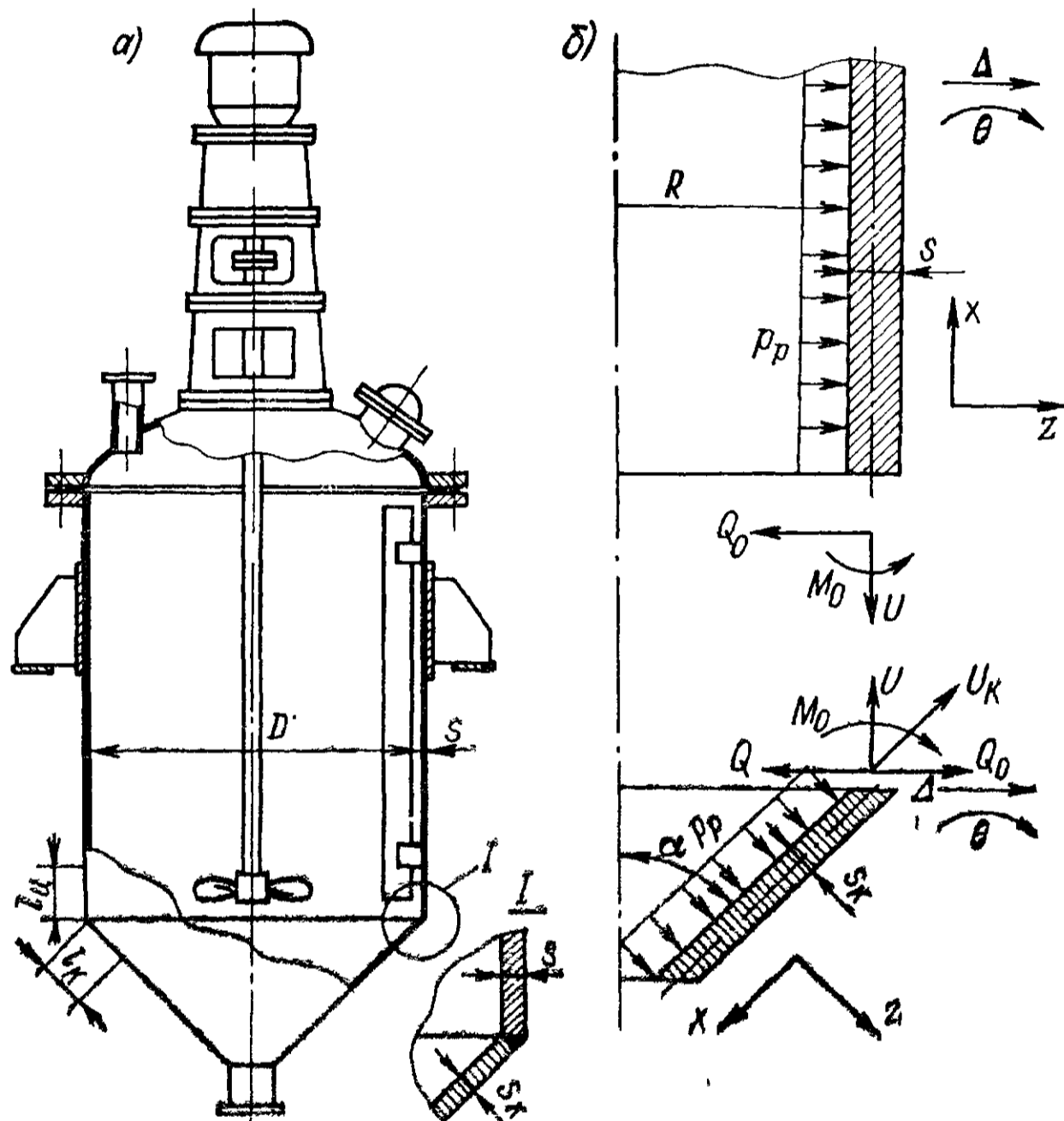


Рис. 1.27. Аппарат вертикальный с перемешивающим устройством (а) и расчетная схема (б) соединения цилиндрической и конической обечаяк его корпуса: U и U_K — меридиональные усилия соответственно цилиндрической и конической обечаяк

Суммарные напряжения на краю цилиндрической обечайки (см. табл. 1.26) следующие:

меридиональное напряжение

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

$$\sigma_{m0}^{\max} = 486,7 \text{ МПа};$$

кольцевое напряжение

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

$$|\sigma_{t0}^{\max}| = 352,2 \text{ МПа}.$$

Суммарные напряжения на краю конической оболочки (днища) следующие:
меридиональное напряжение

$$\sigma_{mk} = \sigma_{mk}^p + \sigma_{mk}^{(Q_0 - Q)} + \sigma_{mk}^{M_0} = p_p R / [2 (s_k - c) \cos \alpha] + (Q_0 - Q) \sin \alpha / (s_k - c) \pm 6M_0 / (s_k - c)^2 = 0,6 \cdot 0,8 / [2 (8 - 2) 10^{-3} \cos 45^\circ] + (0,11 - 0,24) \sin 45^\circ / [(8 - 2) 10^{-3}] \pm 6 \cdot 2,68 \cdot 10^{-3} / [(8 - 2) 10^{-3}]^2 = (41,35 \pm 446,7) \text{ МПа};$$

$$\sigma_{mk}^{\max} = 488,05 \text{ МПа};$$

кольцевое напряжение

$$\sigma_{tk} = \sigma_{tk}^p + \sigma_{tk}^{(Q_0 - Q)} + \sigma_{tk}^{M_0} = p_p R / [(s_k - c) \cos \alpha] + 2\beta_k R (Q_0 - Q) / (s_k - c) + 2\beta_k^2 R M_0 / [(s_k - c) \cos \alpha] \pm 6\mu M_0 / (s_k - c)^2 = 0,6 \cdot 0,8 / [(8 - 2) 10^{-3} \cos 45^\circ] + 2 \cdot 15,6 \cdot 0,8 (0,11 - 0,24) / [(8 - 2) 10^{-3}] + 2 \cdot 15,6^2 \cdot 0,8 \cdot 2,68 \cdot 10^{-3} / [(8 - 2) 10^{-3} \cos 45^\circ] \pm 6 \cdot 0,3 \cdot 2,68 \cdot 10^{-3} / [(8 - 2) 10^{-3}]^2 = (181,7 \pm 134) \text{ МПа};$$

$$\sigma_{tk}^{\max} = 315,7 \text{ МПа}.$$

Максимальное напряжение на краю:
цилиндрической обечайки

$$\sigma_{\max 0} = \max \{ \sigma_{m0}^{\max}; |\sigma_{t0}^{\max}| \} = \max \{ 486,7 \text{ МПа}; 352,2 \text{ МПа} \} = 486,7 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\max 0} > \varphi [\sigma]_{кр} \quad (486,7 \text{ МПа} < 1 \cdot 210,6 \text{ МПа});$$

конического днища

$$\sigma_{\max k} = \max \{ \sigma_{mk}^{\max}; \sigma_{tk}^{\max} \} = \max \{ 488,05 \text{ МПа}; 315,7 \text{ МПа} \} = 488,05 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\max k} > \varphi [\sigma]_{кр} \quad (488,05 \text{ МПа} > 1 \cdot 210,6 \text{ МПа}).$$

Таким образом, условие прочности в месте сопряжения элементов не выполняется. Это требует увеличения толщины стенки цилиндрической и конической обечайки в пределах краевой зоны (см. рис. 1.27), ограниченной размерами $l_d = \pi / (2,5\beta)$ и $l_k = \pi / (2,5\beta_k)$.

1.4.3. Определить напряжения, возникающие в месте сопряжения оболочек аппарата (см. рис. 1.18, а).

И с х о д н ы е д а н н ы е. Внутреннее давление $p_p = 1$ МПа, внутренний диаметр аппарата $D = 2000$ мм, расчетная температура стенок аппарата $t = 100$ °С, материал — листовой прокат из стали 08Х22Н6Т, сопрягаемые элементы: цилиндрическая оболочка толщиной $s = 8$ мм, эллиптическое днище толщиной $s_0 = 8$ мм, прибавка к расчетной толщине стенки $c = 1$ мм; коэффициент прочности сварных швов $\varphi = 1$; допускаемое напряжение и модуль продольной упругости при рабочей температуре $[\sigma] = 146$ МПа, $E = 1,99 \cdot 10^5$ МПа.

Р е ш е н и е. Допускаемое напряжение на краю элемента $[\sigma]_{кр} = 1,3 [\sigma] = 1,3 \cdot 146 = 189,8$ МПа.

Уравнения совместности деформаций для места стыка обечайки с эллиптическим днищем (рис. 1.28):

$$\left. \begin{aligned} \Delta_p^u - \Delta_{Q_0}^u + \Delta_{M_0}^u &= \Delta_p^z + \Delta_{Q_0}^z + \Delta_{M_0}^z; \\ \theta_p^u - \theta_{Q_0}^u + \theta_{M_0}^u &= -\theta_p^z - \theta_{Q_0}^z - \theta_{M_0}^z; \end{aligned} \right\} \quad (1.82)$$

где $\Delta_p^u, \Delta_{Q_0}^u, \Delta_{M_0}^u, \theta_p^u, \theta_{Q_0}^u, \theta_{M_0}^u$ — соответственно радиальные и угловые перемещения края цилиндрической оболочки под действием нагрузок p, Q_0 и M_0 ; $\Delta_p^z, \Delta_{Q_0}^z, \Delta_{M_0}^z, \theta_p^z, \theta_{Q_0}^z, \theta_{M_0}^z$ — соответственно радиальные и угловые перемещения края эллиптической оболочки под действием нагрузок p, Q_0 и M_0 .

Подставляя соответствующие значения деформаций из табл. 1.26 в уравнения (1.82), получим

$$\left. \begin{aligned} \frac{(2-\mu)R^2}{2E(s-c)} p_p - \frac{2\beta R^2}{(s-c)E} Q_0 + \frac{2\beta^2 R^2}{(s-c)E} M_0 &= \frac{p_p a^2}{2E(s_3-c)} \times \\ &\times \left(2 - \mu - \frac{a^2}{b^2} \right) + \frac{2\beta_3 a^2}{(s_3-c)E} Q_0 + \frac{2\beta_3^2 a^2}{(s_3-c)E} M_0; \\ 0 - \frac{2\beta^2 R^2}{(s-c)E} Q_0 + \frac{4\beta^3 R^2}{(s-c)E} M_0 &= -0 - \frac{2\beta_3^2 a^2}{(s_3-c)E} Q_0 - \frac{4\beta_3^3 a^2}{(s_3-c)E} M_0, \end{aligned} \right\} (1.83)$$

где

$$\beta = \sqrt[4]{3(1-\mu^2)/VR(s-c)}; \beta_3 = \sqrt[4]{3(1-\mu^2)/Va(s_3-c)};$$

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

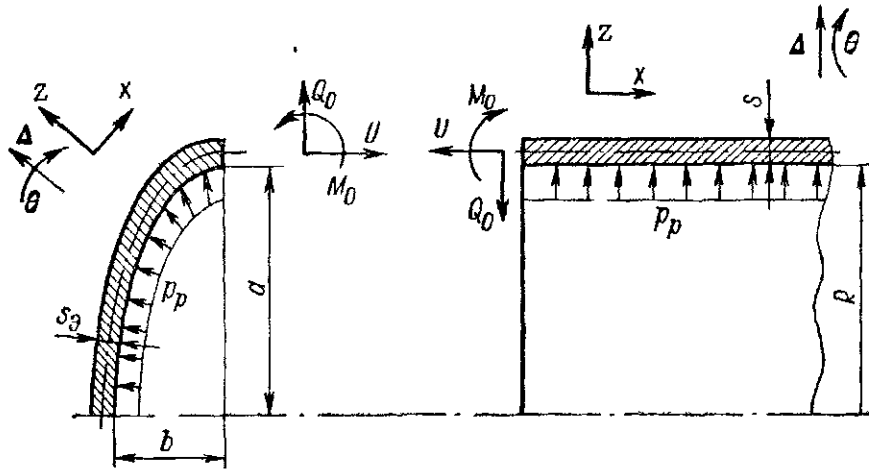


Рис. 1.28. Расчетная схема соединения цилиндрической оболочки с эллиптическим днищем

Подставляя в систему уравнений (1.83) известные значения геометрических размеров аппарата и физических свойств материала согласно заданию, получим: $\beta = 15,36$ 1/м; $\beta_3 = 15,36$ 1/м; $R = a = 1$ м; $b = 0,5$ м;

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

откуда $Q_0 = 0,0326$ МН/м; $M_0 = 0$.

Краевые сила Q_0 и момент M_0 вызывают нагрузки, приведенные в табл. 1.26. Суммарные напряжения на краю эллиптического днища ($a = R = 1000$ мм) (см. табл. 1.26):

меридиональное

$$\begin{aligned} \sigma_{mz} &= \sigma_{mz}^p + \sigma_{mz}^{Q_0} + \sigma_{mz}^{M_0} = p_p a / [2(s_3 - c)] + 0 \pm 6M_0 / (s_3 - c)^2 = \\ &= 1 \cdot 1 / [2(8 - 1) \cdot 10^{-3}] + 0 \pm 0 = 71,43 \text{ МПа}; \end{aligned}$$

кольцевое

$$\begin{aligned} \sigma_{tz} &= \sigma_{tz}^p + \sigma_{tz}^{Q_0} + \sigma_{tz}^{M_0} = p_p a (2 - a^2/b^2) / [2(s_3 - c)] + 2Q_0 \beta_3 a / (s_3 - c) + \\ &+ 2M_0 \beta_3^2 a / (s_3 - c) \pm 6\mu M_0 / (s_3 - c)^2 = 1 \cdot 1 (2 - 1^2/0,5^2) / [2(8 - 1) \cdot 10^{-3}] + \\ &+ 2 \cdot 0,0326 \cdot 15,36 \cdot 1 / [(8 - 1) \cdot 10^{-3}] + 0 \pm 0 = -142,85 + 142,86 = 0, \end{aligned}$$

Суммарные напряжения на краю цилиндрической обечайки меридиональное

$$\begin{aligned}\sigma_{m0} &= \sigma_{m0}^p - \sigma_{m0}^{Q_0} + \sigma_{m0}^{M_0} = p_p R / [2(s - c)] - 0 \pm 6M_0 / (s - c)^2 = \\ &= 1 \cdot 1 / [2(8 - 1) 10^{-3}] - 0 \pm 0 = 71,43 \text{ МПа};\end{aligned}$$

кольцевое

$$\begin{aligned}\sigma_{t0} &= \sigma_{t0}^p - \sigma_{t0}^{Q_0} + \sigma_{t0}^{M_0} = p_p R / (s - c) - 2Q_0 \beta R / (s - c) + 2M_0 \beta^2 R / (s - c) \pm \\ &\pm 6\mu M_0 / (s - c)^2 = 1 \cdot 1 / [(8 - 1) 10^{-3}] - 2 \cdot 0,0326 \cdot 15,36 \cdot 1 / [(8 - 1) 10^{-3}] + 0 \pm 0 = \\ &= 142,86 - 142,86 = 0.\end{aligned}$$

Максимальное напряжение на краю эллиптического днища

$$\begin{aligned}\sigma_{\max \varepsilon} &= \max \{ \sigma_{m\varepsilon}; \sigma_{t\varepsilon} \} = \max \{ 71,43; 0 \} = 71,43 \text{ МПа}; \\ \sigma_{\max \varepsilon} &< \varphi [\sigma]_{\text{кр}} (71,43 \text{ МПа} < 1 \cdot 189,8 \text{ МПа});\end{aligned}$$

цилиндрической обечайки

$$\begin{aligned}\sigma_{\max} &= \max \{ \sigma_{m0}; \sigma_{t0} \} = \max \{ 71,43; 0 \} = 71,43 \text{ МПа}; \\ \sigma_{\max} &< \varphi [\sigma]_{\text{кр}} (71,43 \text{ МПа} < 1 \cdot 189,8 \text{ МПа}),\end{aligned}$$

т. е. условие прочности в месте сопряжения элементов выполняется. Кроме того, напряжения на краю соединяемых эллиптической и цилиндрической оболочек ($\sigma_{\max \varepsilon} = \sigma_{\max} = 71,43 \text{ МПа}$) оказываются меньше напряжений, возникающих от действия давления p в сечениях оболочек, удаленных от места их стыка ($|\sigma_{t\varepsilon}^p| = \sigma_{t0}^p = 142,86 \text{ МПа}$). В этом заключается основное достоинство стандартных эллиптических днищ ($a = 2b$ при $s_\varepsilon = s$), широко используемых в настоящее время в аппаратостроении.

Контрольные задачи

1.4.1. У сборника продукта (см. рис. 1.20, в), работающего под внутренним избыточным давлением $p_p = 1 \text{ МПа}$, при температуре стенки $t = 200^\circ \text{C}$ определить, выполняется ли условие прочности для соединения цилиндрической обечайки толщиной $s = 8 \text{ мм}$ с жестким плоским приварным фланцем. Диаметр аппарата 1600 мм . Материал — легированная сталь 12Х18Н10Т, прибавка к расчетным толщинам стенок $c = 1 \text{ мм}$.

О т в е т: напряжения на краю цилиндрической обечайки превосходят даже предел текучести — $\sigma_{\max} > \sigma_T$. Следует использовать фланец другой конструкции — фланец приварной встык, имеющий коническую переходную втулку.

1.4.2. Для сборника продукта (см. рис. 1.21, б), работающего под внутренним избыточным давлением $p_p = 0,07 \text{ МПа}$, при температуре стенки $t = 150^\circ \text{C}$, рассчитать на прочность соединение цилиндрической обечайки и конического неотбортованного днища. Диаметр аппарата $D = 1600 \text{ мм}$, угол конуса днища $2\alpha = 90^\circ$, толщина стенок $s = s_k = 10 \text{ мм}$. Материал аппарата — низколегированная сталь 16ГС (листовой прокат), прибавка к расчетной толщине стенок $c = 1 \text{ мм}$, коэффициент прочности сварных швов $\varphi = 0,9$.

О т в е т: при $s = s_k = 10 \text{ мм}$ условие прочности узла соединения выполняется: $\sigma_{\max} < \varphi [\sigma]_{\text{кр}}$.

1.4.3. Для сборника продукта, работающего под внутренним избыточным давлением $p_p = 0,25 \text{ МПа}$, при температуре стенки $t = 100^\circ \text{C}$, определить краевые нагрузки M_0 , Q_0 и распорную силу Q в узле соединения цилиндрической обечайки и сферического неотбортованного днища. Диаметр аппарата $D = 2000 \text{ мм}$, угол сферы днища $2\varphi = 60^\circ$, радиус сферы днища $R_c = 2000 \text{ мм}$, толщина стенок $s = s_c = 5 \text{ мм}$, материал аппарата — бронза М2, прибавка к расчетной толщине стенок $c = 1 \text{ мм}$.

О т в е т: $M_0 = 0,0024 \text{ МН} \cdot \text{м/м}$; $Q_0 = 0,082 \text{ МН/м}$, $Q = 0,2 \text{ МН/м}$.

1.4.4. Для реактора (рис. 1.29, а), работающего под внутренним избыточным давлением $p_p = 0,25$ МПа при температуре стенки $t = 100$ °С, определить, требуется ли укрепление соединения цилиндрической и конической обечаяек. Диаметр верхней обечайки $D = 1400$ мм, диаметр нижней обечайки $D_0 = 1100$ мм. Высота конической обечайки $L_K = 260$ мм. Толщина стенок $s = s_K = 12$ мм, материал корпуса аппарата — сталь 20 (листовой прокат), прибавка к расчетной толщине стенок $c = 1$ мм, коэффициент прочности сварных швов $\varphi = 1$.

О т в е т: укреплять узел требуется, так как $\sigma_{\max} > \varphi [\sigma]_{\text{кр}}$.

1.4.5. Для вертикального аппарата, работающего под внутренним избыточным давлением, по данным табл. 1.28 рассчитать на прочность соединение цилиндрической обечайки и жесткого плоского приварного фланца (см. рис. 1.20, в).

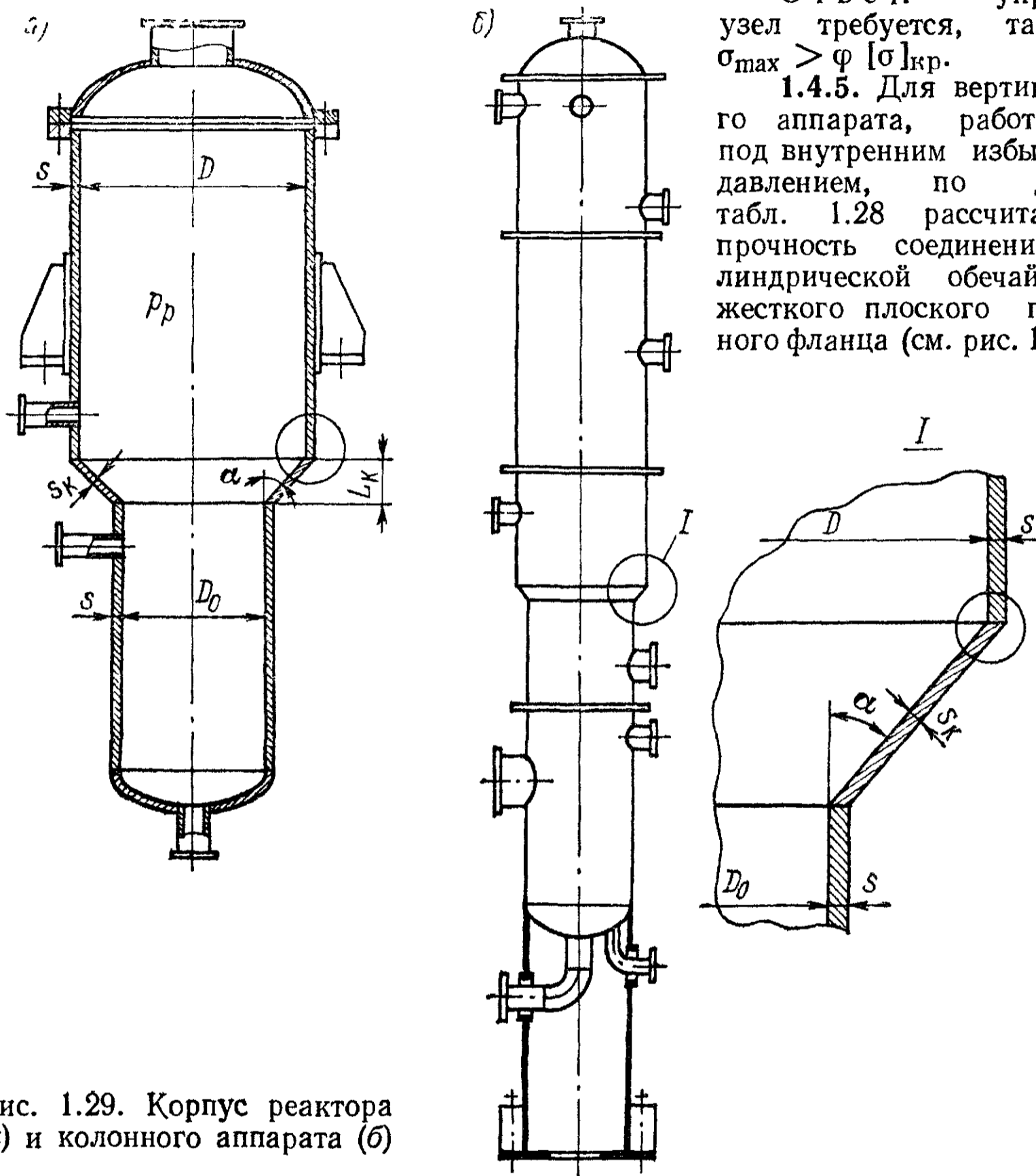


Рис. 1.29. Корпус реактора (а) и колонного аппарата (б)

1.4.6. Для вертикального колонного аппарата, работающего под внутренним избыточным давлением, по данным табл. 1.29 рассчитать на прочность соединение цилиндрической и конической обечаяек (см. рис. 1.29, б). Аппарат установлен внутри помещения в сейсмоопасном районе. Принять прибавку к расчетным толщинам стенок $c = 1,2$ мм.

1.4.7. Для горизонтального аппарата, работающего под внутренним избыточным давлением, по данным табл. 1.30 рассчитать на прочность соединение цилиндрической обечайки и плоского приварного днища (см. рис. 1.21, г). Прибавка к расчетным толщинам стенок $c = 1,4$ мм.

1.4.8. Для вертикального аппарата, работающего под внутренним избыточным давлением, по данным табл. 1.31 рассчитать на прочность соединение цилиндрической обечайки и сферического неотбортованного днища. Прибавка к расчетным толщинам $c = 1,1$ мм.

1.4.9. Для вертикального колонного аппарата, работающего под внутренним избыточным давлением, по данным табл. 1.32 рассчитать на прочность соединение

Параметры вертикального аппарата со съёмной крышкой

Номер варианта	Внутренний диаметр аппарата D , мм	Внутреннее давление p_p , МПа	Температура стенки t , °С	Марка стали (титана, меди, латуни)	Прибавка к расчетной толщине стенки s , мм
1	1000	0,60	100	ВСтЗсп	1,4
2	1400	0,80	300	10Х17Н13М3Т	0,8
3	1200	1,00	100	BT1-0 (титан)	0,6
4	1600	0,90	250	М2 (медь)	0,9
5	1200	0,30	300	16ГС	1,1
6	1000	0,45	200	20К	1,3
7	1400	0,35	250	BT1-0 (титан)	0,5
8	1600	0,50	150	ЛС59-1 (латунь)	0,7
9	1000	0,95	150	12Х18Н10Т	0,4
10	1400	0,60	100	08Х17Н13М2Т	0,5
11	1200	0,70	250	OT4 (титан)	0,6
12	1000	0,50	150	МЗр (медь)	1,0
13	1600	0,30	300	20К	1,2
14	1200	0,40	250	ЛЖМц (латунь)	1,5
15	1400	0,10	100	М3 (медь)	1,1
16	1600	0,75	200	10Х17Н13М3Т	0,9

двух цилиндрических обечаек, имеющих различную толщину стенки (см. рис. 1.21, а). Прибавка к расчетным толщинам $s = 1$ мм.

1.4.10. Для вертикального аппарата, работающего под внутренним избыточным давлением, по данным табл. 1.33 рассчитать на прочность соединение цилиндри-

Таблица 1.29

Параметры вертикального колонного аппарата переменного сечения

Номер варианта	Внутренний диаметр низа аппарата D_0 , мм	Внутренний диаметр верха аппарата D , мм	Угол конуса α , ...	Толщина стенки $s = s_k$, мм	Внутреннее давление p_p , МПа	Температура стенки t , °С	Марка стали (меди, латуни, титана)
1	1000	1200	30	8	0,25	100	МЗр (медь)
2	1400	1800	45	12	0,30	50	ЛЖМц (латунь)
3	1200	2000	70	10	0,45	200	08Х22Н6Т
4	2200	2400	45	8	0,20	150	09Г2С
5	1000	2200	30	14	0,80	100	10Х17Н13М2Т
6	1800	2400	30	12	0,75	300	OT4 (титан)
7	1600	1800	70	16	1,00	250	08Х18Г8М2Т
8	1200	2400	45	10	1,20	200	BT1-0 (титан)
9	2000	2200	70	8	0,60	150	10Х17Н13М3Т
10	1400	2400	30	14	0,90	50	М2 (медь)
11	2200	2400	45	12	1,00	300	08Х22Н6Т
12	1800	2200	45	16	1,40	100	ЛС59-1 (латунь)
13	1600	2000	30	10	1,20	150	08Х21Н6М2Т

Параметры горизонтального цельносварного аппарата

Номер варианта	Внутренний диаметр аппарата D , мм	Внутреннее давление P_p , МПа	Температура стенки t , °С	Марка стали (латуни, титана, меди)	Коэффициент прочности сварных швов ϕ
1	2400	0,30	100	ЛО62-1 (латунь)	0,9
2	2800	0,20	150	ВСтЗсп	1,0
3	2400	0,35	200	ВТ1-0 (титан)	0,8
4	2800	0,20	250	МЗр (медь)	0,9
5	2400	0,20	250	09Г2С	0,8
6	2800	0,15	300	ВСтЗсп	0,9
7	2400	0,30	150	16ГС	1,0
8	2800	0,25	100	08Х17Н13М2Т	0,9
9	2400	0,15	300	ОТ4 (титан)	0,8
10	2800	0,10	200	ВСтЗсп	1,0

ческой обечайки и конического неотбортованного днища (см. рис. 1 21, б) Прибавка к расчетным толщинам $s = 1,3$ мм.

1.4.11. Для вертикального колонного аппарата, работающего под внутренним избыточным давлением, по данным табл. 1 29 рассчитать на прочность соединенные нижней цилиндрической обечайки с коническим переходом (см. рис. 1.29, б). Аппарат установлен внутри помещения в сейсмоопасном районе, прибавка к расчетным толщинам $s = 1,2$ мм.

Таблица 1 31

Параметры вертикального аппарата со сферическим неотбортованным днищем

Номер варианта	Внутренний диаметр аппарата D , мм	Внутреннее давление P_p , МПа	Температура стенки t , °С	Марка стали (латуни, титана, меди)
1	1000	0,60	100	ВСтЗсп
2	1200	0,35	200	12Х18Н10Т
3	1600	0,50	150	ЛЖМц (латунь)
4	2000	0,25	300	10Х17Н13М2Т
5	2200	0,40	250	ВТ1-1 (титан)
6	2400	0,50	100	08Х22Н6Т
7	2000	0,85	150	М2 (медь)
8	1200	0,75	200	08Х17Н13М2Т
9	2400	1,00	100	МЗр (медь)
10	2200	0,65	250	08Х18Н12Т
11	1000	0,80	300	ОТ4 (титан)
12	1600	0,90	200	08Х18Н12Т
13	2000	1,60	100	ЛС59-1 (латунь)
14	2400	1,20	250	16ГС
15	1200	1,00	300	ВСтЗсп
16	1000	1,50	150	08Х18Н12Т

Параметры вертикального колонного аппарата постоянного сечения

Номер варианта	Внутренний диаметр аппарата D , мм	Внутреннее давление p_p , МПа	Температура стенки t , °C	Марка стали (титана, меди, латуни)	Толщина стенки, мм	
					s_1	s_2
1	1600	0,90	200	08X18H10T	8	16
2	2200	0,65	250	BT1-1 (титан)	10	18
3	2000	0,85	150	M2 (медь)	12	24
4	2400	1,00	100	16ГC	8	14
5	2000	1,60	100	ЛC59-1 (латунь)	10	20
6	1200	1,00	300	BCтЗсп	14	24
7	1000	0,80	300	20К	12	18
8	2400	1,20	250	MЗp (медь)	12	20
9	1000	1,50	150	08X18H12T	10	18
10	1200	0,75	200	OT4 (титан)	8	18
11	1600	0,50	150	ЛЖМц (латунь)	14	24
12	1000	0,60	100	BCтЗсп5	16	24
13	1200	0,35	200	12X18H10T	10	18
14	2000	0,25	300	BT1-0 (титан)	12	24
15	2400	0,50	100	08X18H10T	12	18
16	2200	0,40	250	10X17H13M3T	8	14

Таблица 1 33

Параметры вертикального аппарата с коническим дном

Номер варианта	Внутренний диаметр аппарата D , мм	Внутреннее давление p_p , МПа	Температура стенки t , °C	Марка стали (меди, титана, латуни)	2α , °
1	2000	0,050	100	M2 (медь)	140
2	2600	0,075	100	09Г2C	90
3	2200	0,060	150	OT4 (титан)	120
4	2200	0,070	200	ЛЖМц (латунь)	90
5	2800	0,100	200	09Г2C	140
6	2600	0,050	300	08X18H12T	120
7	3000	0,150	150	BT1-0(титан)	140
8	2800	0,070	200	08X18H12T	90
9	2600	0,065	250	10X17H13M2T	120
10	2200	0,100	100	MЗp (медь)	90
11	2800	0,080	200	08X18Г8H2T	120
12	2400	0,080	300	OT4 (титан)	140
13	2800	0,070	300	ЛC59-1 (латунь)	120
14	2600	0,060	150	08X18H12T	90
15	3200	0,050	200	10X17H13M3T	140
16	2200	0,100	100	09Г2C	120

§ 1.5. УКРЕПЛЕНИЕ ОТВЕРСТИЙ В ОБОЛОЧКАХ

Корпус аппарата снабжается необходимым количеством штуцеров диаметром до 200 мм и более для подключения его к технологическим линиям, лазами люками диаметром 250—700 мм для осмотра

и ремонта аппарата, смотровыми окнами для наблюдения за процессом и т. д. Отверстия не только уменьшают несущую площадь материала корпуса, механически ослабляя конструкцию, но и вызывают высокую концентрацию напряжений вблизи края отверстия.

Как показывают эксперименты, максимальные напряжения быстро уменьшаются по мере удаления от края отверстия, т. е. прирост напряжений носит локальный характер. Таким образом, при проектировании аппаратуры необходимо решать задачу о снижении повышенных напряжений в области отверстий до допустимых значений за счет компенсации ослабления, вызванного наличием выреза.

Компенсация ослабления может производиться двумя способами: 1) увеличением толщины стенки всей оболочки исходя из максимальных напряжений у края отверстия и 2) укреплением края отверстия

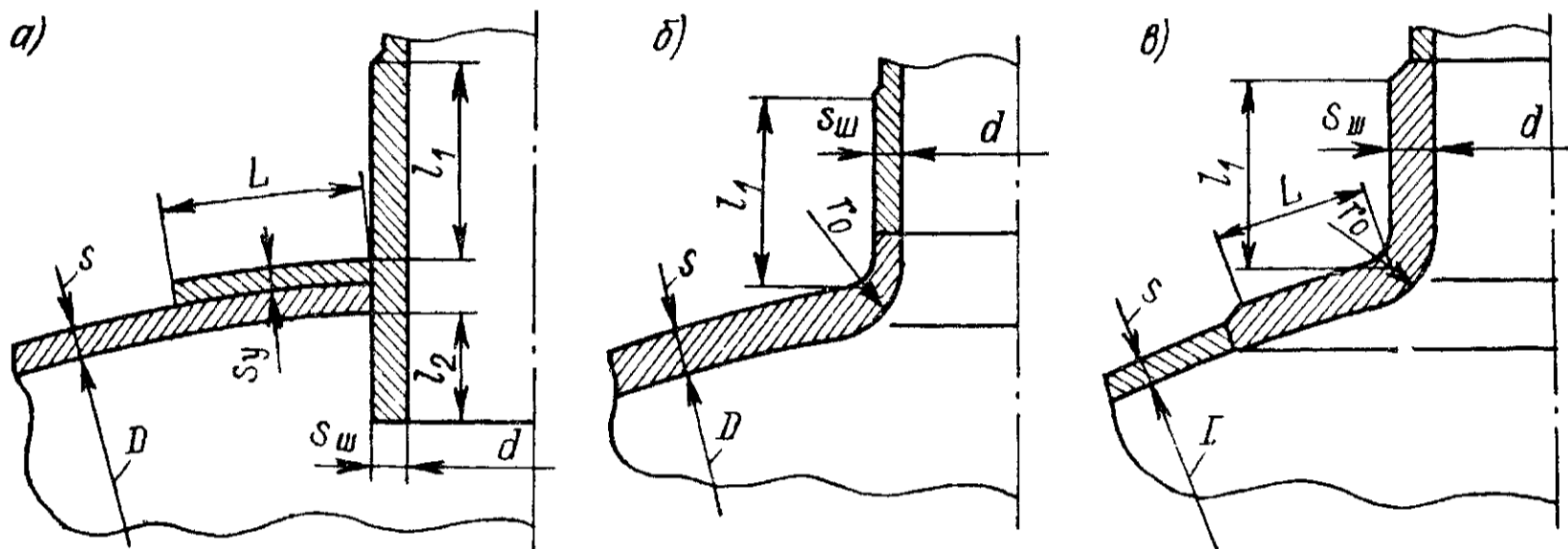


Рис. 1.30. Конструкции укрепления отверстий накладным кольцом и утолщением стенки штуцера (а), отбортовкой (б) и торообразной вставкой (в)

добавочным материалом, вводимым по возможности ближе к месту распределения максимальных напряжений. Первый способ применяется очень редко и не может быть признан рациональным, так как область повышенных напряжений незначительна и ограничивается диаметром [8]

$$d_H \approx d + 2\sqrt{D_p(s - c)},$$

где d — диаметр отверстия; D_p — расчетный диаметр оболочки.

На рис. 1.30 представлено несколько вариантов укрепления отверстий по второму способу.

В расчетной практике широкое распространение получил так называемый геометрический критерий укрепления, предусматривающий компенсацию площади продольного сечения выреза с помощью дополнительных укрепляющих элементов (дополнительной толщины стенки штуцера, накладного кольца и т. д.), расположенных в зоне укрепления. Зоной укрепления отверстия (рис. 1.31) считается прямоугольник $BCDE$ со сторонами:

$$EB = l_{1p} + l_{2p} + s + s_{y.p};$$

$$BC = d + 2s_{ш} + 2L_0,$$

где l_{1p} и l_{2p} — соответственно расчетная длина внешней и внутренней частей штуцера; d — диаметр отверстия штуцера; $s_{ш}$ — толщина

стенки штуцера; $s_{y.p}$ — расчетная толщина усиливающего обечайку элемента (накладного кольца); L_0 — расчетная длина образующей оболочки в зоне укрепления. Условие укрепления имеет вид

$$(A_{1H} + A_{1B}) \kappa_1 + A_2 \kappa_2 + A_0 \geq A, \quad (1.84)$$

где A — площадь продольного сечения выреза, подлежащая компенсации; A_0 — площадь продольного сечения оболочки, участвующая в укреплении; A_2 — площадь продольного сечения усиливающего обечайку элемента в зоне укрепления; A_{1H} и A_{1B} — площади продольного сечения соответственно наружной и внутренней частей штуцера, участвующие в укреплении; $\kappa_1 = [\sigma]_{ш}/[\sigma]_у$ и $\kappa_2 = [\sigma]_{y.p}/[\sigma]_у$ — соответственно отношение допускаемого напряжения материала штуцера и усиливающего элемента к допускаемому напряжению материала укрепляемой оболочки.

Учитывая, что исполнительная толщина стенок обечайки s и штуцера $s_{ш}$ всегда больше их расчетных значений $s_p + c$, $s_{ш.p} + c_{ш}$, имеющийся «излишек» материала участвует в укреплении отверстия.

Относительно небольшая площадь сечения сварных швов обычно при расчете укрепления отверстий не учитывается и идет в запас прочности. В случае, если аппарат работает в условиях одновременного воздействия внутреннего и наружного давлений, расчет укрепления отверстий необходимо производить для обоих режимов работы.

В необходимых случаях в расчет может быть включена площадь сечения металла любого конструктивного элемента, находящаяся в зоне укрепления. Указанные соображения и лежат в основе приведенных ниже расчетных зависимостей [8].

Основные расчетные размеры. Расчетный диаметр укрепляемого элемента:

цилиндрической оболочки

$$D_p = D, \quad (1.85)$$

конического днища или перехода

$$D_p = D_k / \cos \alpha, \quad (1.86)$$

где D_k — внутренний диаметр днища (перехода) по центру укрепляемого отверстия;

стандартного эллиптического днища (крышки)

$$D_p = 2D \sqrt{1 - 3(r/D)^2}, \quad (1.87)$$

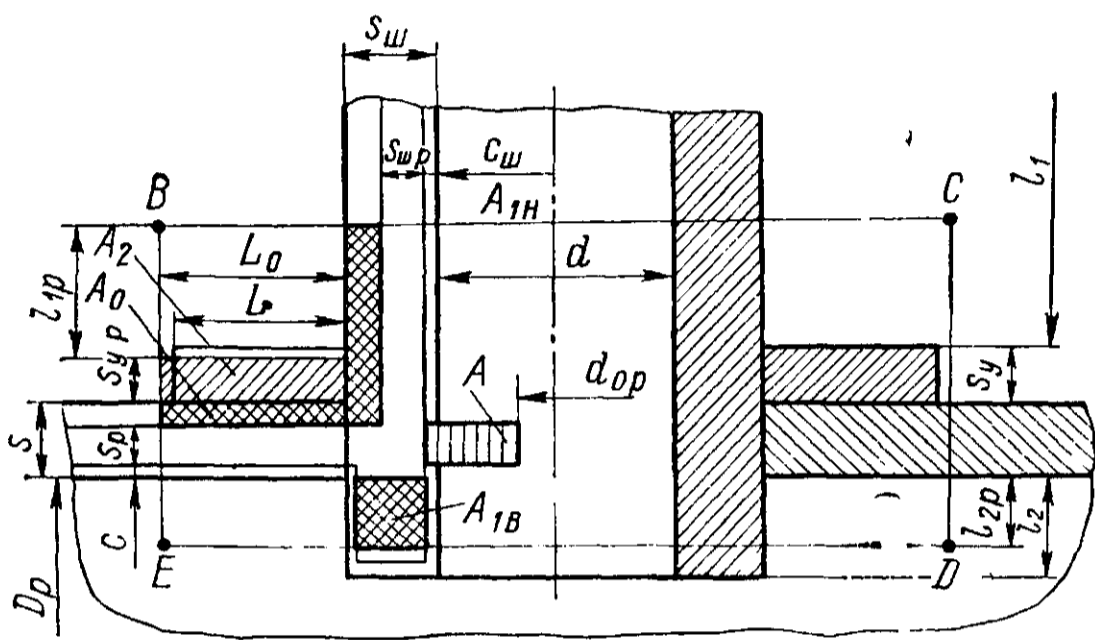


Рис. 1.31. К расчету укрепления отверстия

где $r < 0,4D - 0,5(d + 2s_{\text{ш}})$ — расстояние от центра укрепляемого отверстия до оси эллиптического днища (рис. 1.32, д);
сферической оболочки

$$D_p = D_c, \quad (1.88)$$

где D_c — внутренний диаметр сферической оболочки.

Расчетный диаметр *круглого отверстия штуцеров*:

в цилиндрических или конических обечайках, если ось отверстия нормальна к их оси или наклонена (рис. 1.32, б, г) в плоскости поперечного сечения обечайки, а также для нормального штуцера сферической и эллиптической оболочек

$$d_p = d + 2c_{\text{ш}}; \quad (1.89)$$

для смещенного штуцера на эллиптическом днище (рис. 1.32, д)

$$d_p = (d + 2c_{\text{ш}}) / \sqrt{1 - (2r/D_p)^2}; \quad (1.90)$$

в цилиндрической или конической обечайке, а также сферическом днище, если ось отверстия лежит в плоскости продольного сечения оболочки (см. рис. 1.32, а),

$$d_p = (d + 2c_{\text{ш}}) / \cos^2 \gamma, \quad (1.91)$$

где γ — угол наклона оси штуцера относительно нормали, $\gamma = 45^\circ$;

для произвольно наклонного штуцера, когда большая ось овального отверстия на поверхности оболочки образует с образующей обечайки некоторый угол γ_1 (см. рис. 1.32, а),

$$d_p = (d + 2c_{\text{ш}}) (1 + \operatorname{tg}^2 \gamma \cos^2 \gamma_1); \quad (1.92)$$

для нормального штуцера при наличии отбортовки или торообразной вставки (см. рис. 1.30, б, в)

$$d_p = d + 1,5(r_o - s_p) + 2c_{\text{ш}}, \quad (1.93)$$

где r_o — внутренний радиус отбортовки или торовой вставки; s_p — расчетная толщина стенки укрепляемой оболочки.

Расчетный диаметр *овального отверстия* штуцера

$$d_p = (d_2 + 2c_{\text{ш}}) \left\{ \sin^2 \gamma_1 + \left[(d_1 + 2c_{\text{ш}}) / (d_2 + 2c_{\text{ш}}) \right]^2 \cos^2 \gamma_1 \right\} \quad (1.94)$$

при $d_1/d_2 \leq 1 + 2\sqrt{D_p(s - c)}/d_2$ (см. рис. 1.32, а).

Расчетная длина *внешней и внутренней частей* штуцера, участвующих в укреплении отверстия:

$$l_{1p} = \min \{ l_1; 1,25\sqrt{(d + 2c_{\text{ш}})(s_{\text{ш}} - c_{\text{ш}})} \}; \quad (1.95)$$

$$l_{2p} = \min \{ l_2; 0,5\sqrt{(d + 2c_{\text{ш}})(s_{\text{ш}} - 2c_{\text{ш}})} \}, \quad (1.96)$$

где l_1 и l_2 — фактическая длина соответственно внешней и внутренней частей штуцера.

Расчетная длина *образующей оболочки в зоне укрепления* (см. рис. 1.31)

$$L_o = \sqrt{D_p(s_{y.p} + s - c)}. \quad (1.97)$$

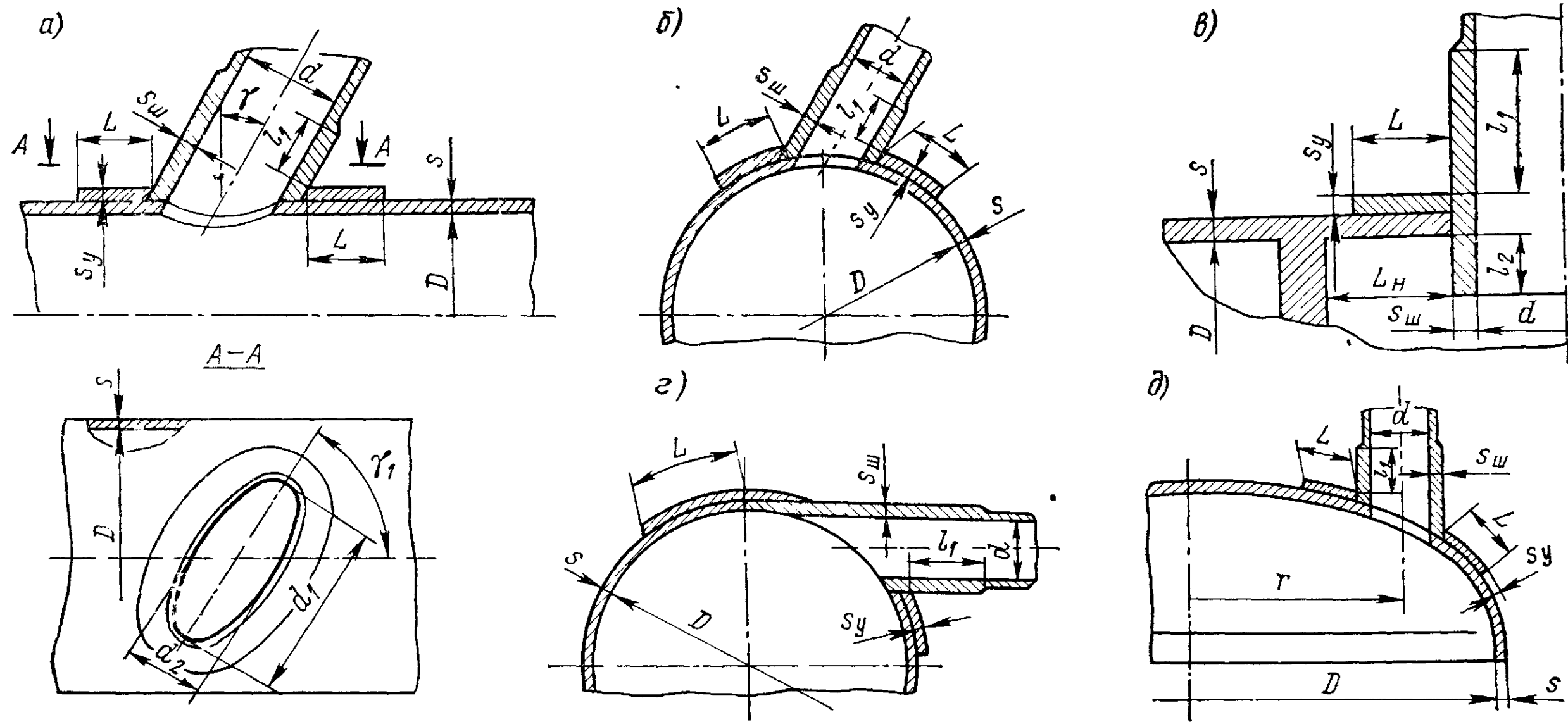


Рис. 1.32. Примеры укрепления отверстия штуцера: *a* — наклонного ($\gamma \leq 45^\circ$); *б* — лежащего в плоскости поперечного сечения; *в* — близкорасположенного к несущей конструкции; *г* — тангенциально расположенного; *д* — смещенного на эллиптическом днище (крышке)

Расчетная и исполнительная толщины стенки укрепляемой оболочки s_p и s , расчетная и исполнительная толщины стенки штуцера $s_{ш.р}$ и $s_{ш}$ определяются в соответствии с формулами § 1.2 и 1.3, учитывая, что $s \geq s_p + c$ и $s_{ш} \geq s_{ш.р} + c_{ш}$.

Расчетный диаметр отверстия, не требующего укрепления, при отсутствии избыточной толщины стенки укрепляемого элемента

$$d_{0p} = 0,4\sqrt{D_p(s - c)}. \quad (1.98)$$

Условия укрепления одиночных отверстий. Наибольший диаметр одиночного отверстия, не требующего дополнительного укрепления,

$$d_0 = 2 \{ [(s - c)/s_p - 0,8]\sqrt{D_p(s - c)} - c_{ш} \}. \quad (1.99)$$

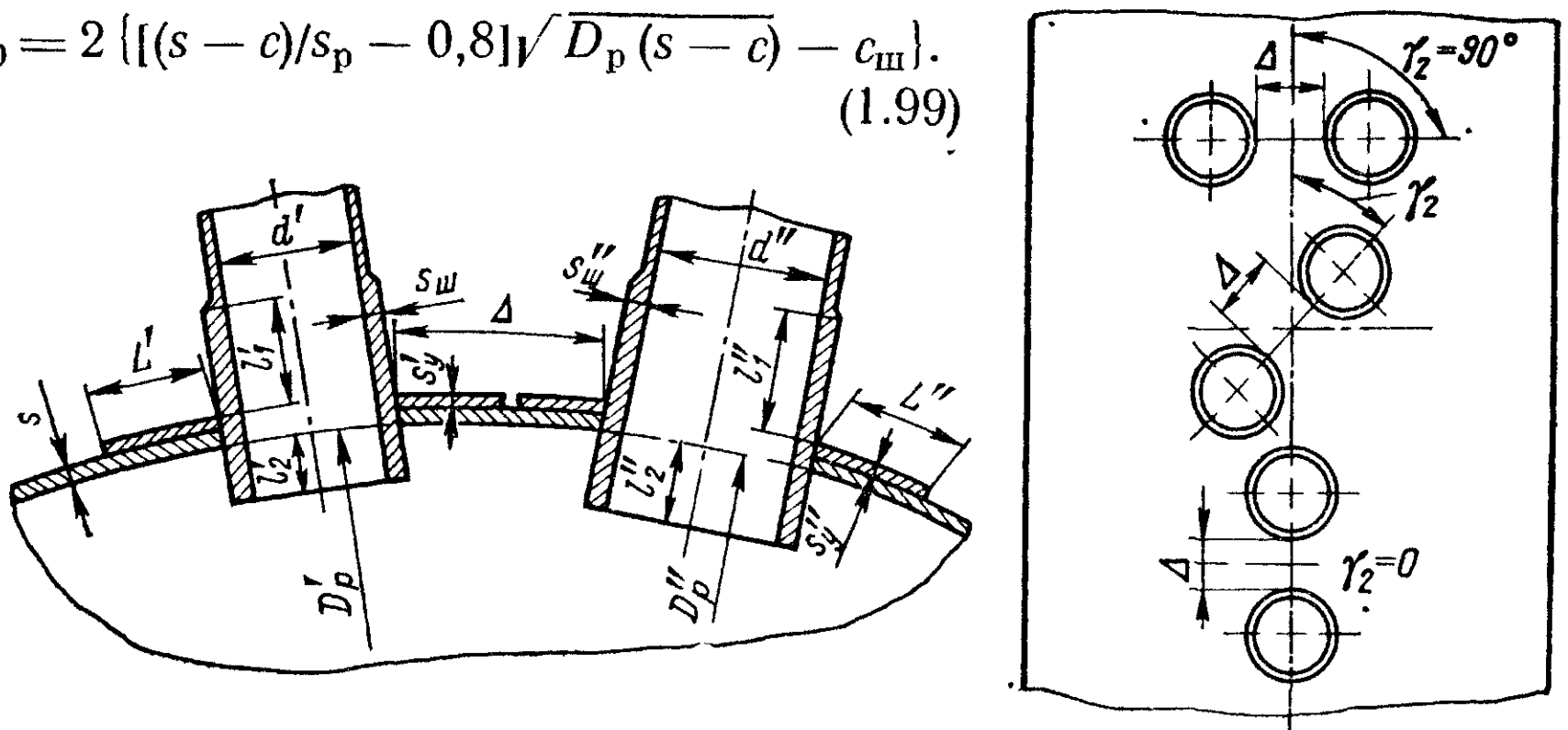


Рис. 1.33. Укрепление взаимовлияющих отверстий

Минимальное расстояние между наружными поверхностями двух соседних штуцеров, когда их можно считать одиночными (рис. 1.33),

$$\Delta \geq \sqrt{D'_p(s'_{y.p} + s - c)} + \sqrt{D''_p(s''_{y.p} + s - c)}, \quad (1.100)$$

где D'_p и D''_p — расчетные внутренние диаметры укрепляемой оболочки в месте расположения штуцеров соответственно диаметром d' и d'' ; $s'_{y.p}$ и $s''_{y.p}$ — расчетные толщины укрепляющих накладных колец.

При $D'_p = D''_p$ и $s'_{y.p} = s''_{y.p}$ $\Delta \geq 2\sqrt{D_p(s_{y.p} + s - c)}$.

Условие укрепления отверстия утолщением стенки аппарата, штуцером, накладным кольцом или комбинированным укреплением (см. рис. 1.30, а)

$$[(l_{1p} + s_{y.p} + s - s_p - c)(s_{ш} - s_{ш.р} - c_{ш}) + l_{2p}(s_{ш} - 2c_{ш})] \kappa_1 + \sqrt{D_p(s_{y.p} + s - c)}(\kappa_2 s_{y.p} + s - s_p - c) \geq 0,5(d_p - d_{0p})s_p. \quad (1.101)$$

Расчетная толщина накладного кольца $s_{y.p}$ определяется методом последовательных приближений из условия укрепления отверстия.

Исполнительная толщина накладного кольца принимается по конструктивным соображениям: $s_y \geq s_{y.p}$, если $L \geq L_0$, или $s_y \geq s_{y.p}L_0/L$, если $L < L_0$.

Как правило, $s_y \leq s$. Если $s_y > 2s$, то накладные кольца рекомендуется устанавливать снаружи и внутри аппарата, причем толщина наружного кольца должна быть $0,5s_y$, а внутреннего — $(0,5s_y + c)$.

Условие укрепления отверстия в случае близко расположенных к нему несущих конструктивных элементов (трубных решеток, фланцев, плоских или неотбортованных конических днищ, опор и т. п.)

$$[(l_{1p} + s_{y.p} + s - s_p - c)(s_{ш} - s_{ш.p} - c_{ш}) + l_{2p}(s_{ш} - 2c_{ш})] \kappa_1 + L_{н}(\kappa_2 s_{y.p} + s - s_p - c) \geq 0,5(d_p - d_{0p}) s_p. \quad (1.102)$$

Штуцер считается близко расположенным, если расстояние от его наружной поверхности до соответствующего несущего элемента $L_{н} \leq L_0$.

Условие укрепления отверстия торообразной вставкой: при $L \leq L_0$

$$[(l_{1p} + s_{ш} - s_p/\kappa_1 - c_{ш})(s_{ш} - s_{ш.p} - c_{ш}) + L(s_{ш} - s_p/\kappa_1 - c_{ш})] \kappa_1 + (L_0 - L)(s - s_p - c) \geq 0,5(d_p - d_{0p}) s_p; \quad (1.103)$$

при $L \geq L_0$

$$[(l_{1p} + s_{ш} - s_p/\kappa_1 - c_{ш})(s_{ш} - s_{ш.p} - c_{ш}) + L_0(s_{ш} - s_p/\kappa_1 - c_{ш})] \kappa_1 \geq 0,5(d_p + d_{0p}) s_p. \quad (1.104)$$

Условие укрепления отверстия внешней отбортовкой стенки аппарата

$$[(l_{1p} + s - s_p - c)(s_{ш} - s_{ш.p} - c_{ш})] \kappa_1 + \sqrt{D_p(s - c)}(s - s_p - c) \geq 0,5(d_p - d_{0p}) s_p. \quad (1.105)$$

Допускаемое внутреннее избыточное давление для узла сопряжения штуцера и стенки аппарата

$$[p]_{ш} = [2k_1 \varphi [\sigma] (s - c)/(D_p + s - c)] v; \quad (1.106)$$

$$v = \min \left\{ 1; \frac{L_0(\kappa_2 s_{y.p} + s - c) + [(l_{1p} + s_{y.p} + s - s_p - c)(s_{ш} - c_{ш}) + l_{2p}(s_{ш} - 2c_{ш})] \kappa_1}{[L_0 + 0,5(d_p - d_{0p}) + k_1(l_{1p} + s_{y.p} + s - s_p - c)(d + 2c_{ш})/D_p](s - c)} \right\},$$

где $k_1 = 1$ — для обечаек; $k_1 = 2$ — для выпуклых днищ.

Допускаемое наружное давление определяют по формуле

$$[p_{н}]_{ш} = [p_{н}]_{ш\sigma} / \sqrt{1 + ([p_{н}]_{ш\sigma} / [p_{н}]_E)^2}, \quad (1.107)$$

где $[p_{н}]_{ш\sigma}$ — допускаемое наружное давление в пределах пластичности, определяемое по формуле (1.106), при $\varphi = 1$; $[p_{н}]_E$ — допускаемое наружное давление в пределах упругости, определяемое по формулам § 1.3 для соответствующих оболочек без отверстий.

Условия укрепления взаимовлияющих отверстий. Если оболочка ослаблена несколькими отверстиями (см. рис. 1.33) и расстояние между наружными поверхностями соседних штуцеров не удовлет-

воряет условию (1.100), то вначале рассчитывают укрепления для каждого из этих отверстий отдельно по формулам (1.85)—(1.107), затем определяют допускаемое давление для перемычки между отверстиями с целью проверки достаточности ее укрепления.

Допускаемое внутреннее давление для перемычки

$$[p]_n = \{2k_1\varphi[\sigma](s - c)/0,5(D_p' + D_p'') + s - c\} \nu_n; \quad (1.108)$$

$$\nu_n = \min \left\{ 1,0; \frac{1 + \frac{[l'_{1p}(s'_{ш} - c'_{ш}) + l'_{2p}(s_{ш} - 2c'_{ш})]\kappa'_1 + L'_{0's_{y p}}\kappa'_2 + [l''_{1p}(s''_{ш} - c''_{ш}) + l''_{2p}(s''_{ш} - 2c''_{ш})]\kappa''_1 + L''_{0's_{y p}}\kappa''_2}{\Delta(s - c)}}{k_2 \left(1 + 0,5 \frac{d'_p + d''_p}{\Delta}\right) + k_1 \left(\frac{d' + 2c'_{ш} l'_{1p}}{D'_p \Delta} + \frac{d'' + 2c''_{ш} l''_{1p}}{D''_p \Delta}\right)} \right\},$$

где $k_2 = 0,5(1 + \cos^2 \gamma_2)$ — для цилиндрических и конических обечаек (см. рис. 1.33); $k_2 = 1$ — для выпуклых днищ (крышек).

Таблица 1.34

Допускаемое наружное давление для перемычки.

Условия применения формул для расчета укрепления отверстий

Обечайки или днища	Отношение диаметров	Отношение толщины стенки обечайки или днища к диаметру
Цилиндрические	$d_p/D \leq 1,0$	$s/D \leq 0,1$
Конические	$d_p/D_k \leq 1,0$	$s/D_k \leq 0,1/\cos \alpha$
Эллиптические Сферические	$d_p/D \leq 0,5$	$s/D \leq 0,1$

$$[p_n]_n = \frac{[p_n]_{пс}}{\sqrt{1 + ([p_n]_{пс}/[p_n]E)^2}},$$

где $[p_n]_{пс}$ — допускаемое наружное давление для перемычки в пределах пластичности, определяемое по формуле (1.108) при $\varphi = 1$.

При укреплении двух близкорасположенных отверстий другими способами половина площади, необходимой для укрепления

в продольном сечении, должна находиться между этими отверстиями.

Пределы применения расчетных формул ограничиваются условиями, приведенными в табл. 1.34.

Приведенные рекомендации справедливы для элементов, выполненных из пластичных материалов, работающих в условиях статических нагрузок и допускающих в зоне укрепления отверстий величину напряжения, близкую к пределу текучести.

В случае, когда аппараты изготовлены из хрупких материалов или защищены от коррозии хрупкими покрытиями, а также при условии, что аппараты из пластичных материалов находятся под воздействием циклических нагрузок или работают при отрицательных температурах, необходимо использовать методы расчета, основанные на недопустимости пластических деформаций материала оболочек, находящегося вблизи отверстия.

Примеры

1.5.1. Для цилиндрической оболочки горизонтального емкостного аппарата (см. рис. 1.18), работающего под внутренним давлением, определить наибольший диаметр одиночных отверстий, не требующих дополнительного укрепления, и минимальное расстояние между наружными поверхностями штуцеров, когда их можно считать одиночными.

И с х о д н ы е д а н н ы е. Диаметр аппарата $D = 3000$ мм, исполнительная и расчетная толщины стенки обечайки соответственно $s = 20$ мм, $s_p = 16,8$ мм, прибавки к расчетной толщине стенки $c = c_{ш} = 1,5$ мм.

Р е ш е н и е. Минимальное расстояние между отверстиями, когда их еще можно считать одиночными (см. рис. 1.33), при $s_R = 0$

$$\Delta \geq 2L_0 = 2\sqrt{D_p(s-c)} = 2\sqrt{3(20-1,5)10^{-3}} = 0,236 \text{ м} = 236 \text{ мм},$$

где $D_p = D = 3$ м — для цилиндрической обечайки.

Наибольший допускаемый диаметр одиночного отверстия, не требующего дополнительного укрепления,

$$\begin{aligned} d_0 &= 2\{[(s-c)/s_p - 0,8]\sqrt{D_p(s-c)} - c_{ш}\} = \\ &= 2\{[(20-1,5)10^{-3}/(16,8 \cdot 10^{-3}) - \\ &- 0,8]\sqrt{3(20-1,5)10^{-3}} - 1,5 \cdot 10^{-3}\} = \\ &= 0,139 \text{ м} = 139 \text{ мм}. \end{aligned}$$

1.5.2. Рассчитать для конического дна (рис. 1.34) патронного фильтра, работающего под внутренним давлением, укрепление нормального одиночного отверстия без использования накладного кольца.

И с х о д н ы е д а н н ы е. Внутренний диаметр аппарата $D = 1000$ мм, внутренний диаметр дна по центру укрепляемого отверстия $D_R = 750$ мм, внутренний диаметр штуцера $d = 50$ мм, длина штуцера $l_1 = 125$ мм, расчетная и исполнительная толщина конической оболочки $s_p = 2,5$ мм, $s = 4$ мм, расчетная и исполнительная толщина штуцера $s_{ш.р} = 0,87$ мм, $s_{ш} = 4$ мм, материал конической оболочки и штуцера — сталь 12Х18Н12Т; угол при вершине конического дна $2\alpha = 90^\circ$, прибавка к расчетной толщине стенки $c = c_{ш} = 1$ мм.

Р е ш е н и е. Расчетный диаметр конической оболочки по центру укрепляемого отверстия

$$D_p = D_R / \cos \alpha = 0,75 / \cos 45^\circ = 1,061 \text{ м}.$$

Наибольший допускаемый диаметр одиночного отверстия, не требующего укрепления,

$$\begin{aligned} d_0 &= 2\{[(s-c)/s_p - 0,8]\sqrt{D_p(s-c)} - c_{ш}\} = 2\{[(4-1)10^{-3}/(2,5 \cdot 10^{-3}) - \\ &- 0,8]\sqrt{1,061(4-1)10^{-3}} - 1 \cdot 10^{-3}\} = 0,043 \text{ м} = 43 \text{ мм}. \end{aligned}$$

Так как внутренний диаметр штуцера $d > d_0$ ($50 \text{ мм} > 43 \text{ мм}$), то отверстие необходимо укреплять.

Расчетная длина внешней части штуцера, участвующая в укреплении отверстия:

$$\begin{aligned} l_{1p} &= \min \{l_1; 1,25\sqrt{(d+2c_{ш})(s_{ш}-c_{ш})}\} = \\ &= \min \{0,125; 1,25\sqrt{(50+2 \cdot 1)10^{-3}(4-1)10^{-3}}\} = \min \{0,125; 0,0156\} = \\ &= 15,6 \cdot 10^{-3} \text{ м}. \end{aligned}$$

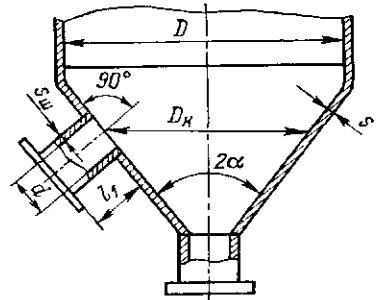


Рис. 1.34. Коническое днище патронного фильтра

Расчетный диаметр отверстия, не требующего укрепления, при отсутствии избыточной толщины стенки обечайки

$$d_{0p} = 0,4\sqrt{D_p(s-c)} = 0,4\sqrt{1,061(4-1)10^{-3}} = 22,6 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

В случае укрепления отверстия только внешней частью штуцера должно выполняться условие (1.101), в котором $s_{y.p} = 0, l_{2p} = 0$:

$$(l_{1p} + s - s_p - c)(s_{ш} - s_{ш.p} - c_{ш})\kappa_1 + \sqrt{D_p(s-c)}(s - s_p - c) \geq 0,5(d_p - d_{0p})s_p,$$

где $\kappa_1 = [\sigma]_{ш}/[\sigma] = 1$, так как материал штуцера и корпуса одинаков (сталь 12Х18Н12Т); $d_p = d + 2c_{ш} = 0,052$ м — для нормального штуцера.

Тогда

$$\begin{aligned} & (15,6 + 4 - 2,5 - 1)10^{-3}(4 - 0,87 - 1)10^{-3} \cdot 1 + \\ & + \sqrt{1,061(4-1)10^{-3}}(4 - 2,5 - 1)10^{-3} > 0,5(0,052 - 0,0226)2,5 \cdot 10^{-3}; \\ & 62,44 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 > 36,75 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2, \end{aligned}$$

т. е. условие укрепления выполняется.

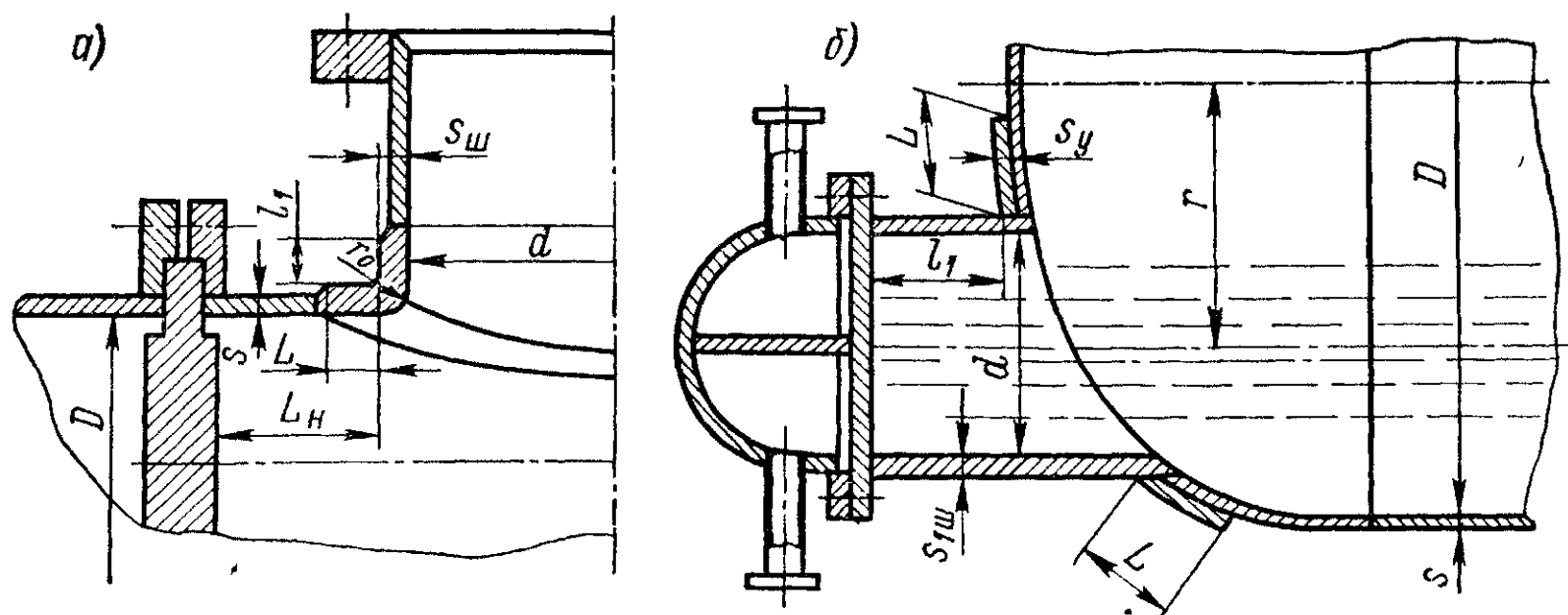


Рис. 1.35. Укрепление отверстия штуцера: а — торообразной вставкой в кожухе теплообменника; б — накладным кольцом на эллиптическом днище горизонтального аппарата

1.5.3. Для цилиндрической обечайки корпуса горизонтального кожухотрубчатого теплообменника (см. рис. 1.25), работающего под внутренним давлением, рассчитать укрепление отверстия штуцера торообразной вставкой.

И с х о д н ы е д а н н ы е. Наружная поверхность штуцера отстоит от трубной решетки на расстоянии $L_H = 90$ мм (рис. 1.35, а), внутренний диаметр аппарата $D = 1,2$ м, диаметр штуцера $d = 0,35$ м, длина штуцера $l_1 = 0,2$ м, исполнительная ширина торообразной вставки $L = 50$ мм, расчетная и исполнительная толщина стенки обечайки корпуса $s_p = 8,5$ мм, $s = 12$ мм, расчетная и исполнительная толщина стенки штуцера $s_{ш.p} = 2,5$ мм, $s_{ш} = 16$ мм, материал корпуса и штуцера — сталь ВСтЗсп, прибавка к расчетной толщине стенки $c = c_{ш} = 1$ мм, внутренний радиус торообразной вставки $r_0 = 24$ мм.

Р е ш е н и е. Расчетная длина образующей обечайки в зоне укрепления ($s_y = 0$)

$$L_0 = \sqrt{D_p(s-c)} = \sqrt{1,2(12-1)10^{-3}} = 114,9 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 114,9 \text{ мм,}$$

где $D_p = D = 1,2$ м.

Так как $L_H < L_0$, штуцер считается близко расположенным к трубной решетке.

Расчетный диаметр отверстия штуцера

$$d_p = d + 1,5(r_0 - s_p) + 2c_{ш} = 0,35 + 1,5(24 - 8,5)10^{-3} + 2 \cdot 1 \cdot 10^{-3} = 0,375 \text{ м.}$$

Расчетная длина штуцера

$$l_{1p} = \min \{l_1; 1,25 \sqrt{(d + 2c_{III}) (s_{III} - c_{III})}\} = \\ = \min \{0,2; 1,25 \sqrt{(0,35 + 2 \cdot 1 \cdot 10^{-3}) (16 - 1) 10^{-3}}\} = \\ = \min \{0,2; 0,0908\} = 90,8 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Расчетный диаметр отверстия, не требующего укрепления, при отсутствии избыточной толщины стенки обечайки

$$d_{0.p} = 0,4 \sqrt{D_p (s - c)} = 0,4 \sqrt{1,2 (12 - 1) 10^{-3}} = 0,046 \text{ м} = 46 \text{ мм.}$$

Условие укрепления отверстия выполняется ($\kappa_1 = [\sigma]_{III} / [\sigma] = 1$):

$$(l_{1p} + s_{III} - s_p - c_{III}) (s_{III} - s_{III.p} - c_{III}) + L (s_{III} - s_p - c_{III}) + \\ + (L_H - L) (s - s_p - c) > 0,5 (d_p - d_{0p}) s_p; \\ (90,8 + 16 - 8,5 - 1) 10^{-3} (16 - 2,5 - 1) 10^{-3} + 50 \cdot 10^{-3} (16 - 8,5 - 1) 10^{-3} + \\ + (90 - 50) 10^{-3} (12 - 8,5 - 1) 10^{-3} > 0,5 (0,375 - 0,046) 8,5 \cdot 10^{-3}; \\ 1641,25 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 > 1398,25 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2.$$

1.5.4. Для цилиндрической обечайки кожухотрубчатого конденсатора, работающего под вакуумом, рассчитать укрепление отверстия внешней отбортовкой стенки аппарата (см. рис. 1.30, б).

И с х о д н ы е д а н н ы е. Внутренний диаметр аппарата $D = 1$ м, внутренний диаметр штуцера $d = 0,3$ м, длина штуцера $l_1 = 0,2$ м, длина цилиндрической части аппарата $L = 4$ м, внутренний радиус отбортовки $r_0 = 10$ мм, материал корпуса и штуцера — сталь ВСтЗсп5, расчетная и исполнительная толщина обечайки $s_p = 6,3$ мм, $s = 12$ мм, расчетная и исполнительная толщина штуцера $s_{III.p} = 0,92$ мм, $s_{III} = 10$ мм, прибавки к расчетной толщине стенки $c = c_{III} = 1,5$ мм.

Р е ш е н и е. Расчетный диаметр отверстия штуцера

$$d_p = d + 1,5 (r_0 - s_p) + 2c_{III} = 0,3 + 1,5 (10 - 6,3) 10^{-3} + 2 \cdot 1,5 \cdot 10^{-3} = \\ = 0,309 \text{ м} = 309 \text{ мм.}$$

Наибольший диаметр отверстия штуцера, не требующего дополнительного укрепления,

$$d_0 = 2 \{[(s - c)/s_p - 0,8] \sqrt{D_p (s - c)} - c_{III}\} = \\ = 2 \{[(12 - 1,5) 10^{-3}/(6,3 \cdot 10^{-3}) - 0,8] \sqrt{1 (12 - 1,5) 10^{-3}} - 1,5 \cdot 10^{-3}\} = 0,175 \text{ м,}$$

где $D_p = D = 1$ м.

Так как $d_p > d_0$, укрепление отверстия диаметром $d = 0,3$ м необходимо.

Расчетный диаметр отверстия, не требующего укрепления, при отсутствии избыточной толщины стенки обечайки

$$d_{0p} = 0,4 \sqrt{D_p (s - c)} = 0,4 \sqrt{1 (12 - 1,5) 10^{-3}} = 0,041 \text{ м.}$$

Расчетная длина штуцера

$$l_{1p} = \min \{l_1; 1,25 \sqrt{(d + 2c_{III}) (s_{III} - c_{III})}\} = \\ = \min \{0,2; 1,25 \sqrt{(300 + 2 \cdot 1,5) 10^{-3} (10 - 1,5) 10^{-3}}\} = \\ = \min \{0,2; 0,0634\} = 63,4 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Условие укрепления отверстия отбортовкой выполняется ($\kappa_1 = 1$):

$$(l_{1p} + s - s_p - c) (s_{III} - s_{III.p} - c_{III}) + \sqrt{D_p (s - c)} (s - s_p - c) > 0,5 (d_p - d_{0p}) s_p; \\ (63,4 + 10 - 6,3 - 1,5) 10^{-3} (10 - 0,92 - 1,5) 10^{-3} + \\ + \sqrt{1 (12 - 1,5) 10^{-3}} (12 - 6,3 - 1,5) 10^{-3} > 0,5 (0,309 - 0,041) 6,3 \cdot 10^{-3}; \\ 943 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 > 844 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2.$$

1.5.5. Определить допускаемое внутреннее избыточное давление для узла сопряжения штуцера и эллиптического днища (см. рис. 1.35, б) горизонтального цельносварного аппарата, снабженного трубным пучком.

И с х о д н ы е д а н н ы е. Внутренний диаметр аппарата $D = 2800$ мм, диаметр штуцера $d = 400$ мм, длина штуцера $l_1 = 200$ мм, расчетная и исполнительная толщина стенки днища аппарата $s_p = 7$ мм и $s = 10$ мм, расчетная и исполнительная толщина стенки штуцера $s_{ш,р} = 1,6$ мм и $s_{ш} = 6$ мм, расчетная и исполнительная толщина накладного кольца $s_y = s_{y,р} = 6$ мм, материал аппарата штуцера и накладного кольца — сталь ВСтЗсп, допускаемые напряжения в рабочем состоянии $[\sigma] = 120,6$ МПа, расстояние от центра укрепляемого отверстия до оси эллиптического днища $r = 900$ мм, расстояние до ближайшего отверстия $\Delta = 1,4$ м, прибавка к расчетной толщине стенки $c = c_{ш} = 1,5$ мм, коэффициент прочности сварных швов $\varphi = 1$. Штуцера расположены на равном расстоянии от оси днища.

Р е ш е н и е. Расчетный диаметр укрепляемого днища для места расположения штуцера

$$D_p = 2D \sqrt{1 - 3(r/D)^2} = 2 \cdot 2,8 \sqrt{1 - 3(0,9/2,8)^2} = 4,65 \text{ м.}$$

Расчетный диаметр отверстия смещенного штуцера

$$d_p = (d + 2c_{ш}) / \sqrt{1 - (2r/D_p)^2} = (0,4 + 2 \cdot 1,5 \cdot 10^{-3}) / \sqrt{1 - (2 \cdot 0,9/4,65)^2} = 0,437 \text{ м.}$$

Расчетный диаметр отверстия при отсутствии избыточной толщины стенки днища

$$d_{0p} = 0,4 \sqrt{D_p (s - c)} = 0,4 \sqrt{4,65 (10 - 1,5) 10^{-3}} = 0,079 \text{ м.}$$

Ширина зоны укрепления в окрестностях штуцеров

$$L_0 = \sqrt{D_p (s_{y,р} + s - c)} = \sqrt{4,65 (6 + 10 - 1,5) 10^{-3}} = 0,26 \text{ м.}$$

Так как $\Delta = 1,4$ м $> 2L_0 = 2 \cdot 0,26 = 0,52$ м, отверстие штуцера можно считать одиночным.

Расчетная длина внешней части штуцера (внутренняя отсутствует)

$$\begin{aligned} l_{1p} &= \min \{ l_1; 1,25 \sqrt{(d + 2c_{ш}) (s_{ш} - c_{ш})} \} = \\ &= \min \{ 0,2; 1,25 \sqrt{(0,4 + 2 \cdot 1,5 \cdot 10^{-3}) (6 - 1,5) 10^{-3}} \} = \\ &= \min \{ 0,2; 0,0532 \} = 53,2 \cdot 10^{-3} \text{ м.} \end{aligned}$$

Допускаемое внутреннее давление для узла сопряжения штуцера и днища

$$[p]_{ш} = [2k_1 \varphi [\sigma] (s - c) / (D_p + s - c)] \nu,$$

где $k_1 = 2$ — для эллиптического днища.

Так как материал днища, штуцера и накладного кольца одинаков, то $\kappa_1 = \kappa_2 = 1$ и тогда при $k_2 = 0$

$$\begin{aligned} \nu &= \min \left\{ 1; \frac{L_0 (s_{y,р} + s - c) + (l_{1p} + s_{y,р} + s - s_p - c) (s_{ш} - c_{ш})}{[L_0 + 0,5(d_p - d_{0p}) + k_1(l_{1p} + s_{y,р} + s - s_p - c) (d + 2c_{ш})/D_p] (s - c)} \right\} = \\ &= \min \left\{ 1; \frac{0,26 (6 + 10 - 1,5) 10^{-3} + (53,2 + 6 + 10 - 7 - 1,5) 10^{-3} (6 - 1,5) 10^{-3}}{[0,26 + 0,5(0,437 - 0,079) + 2(53,2 + 6 + 10 - 7 - 1,5) \times \right. \\ &\quad \left. \times 10^{-3} (0,4 + 2 \cdot 1,5 \cdot 10^{-3})/4,65] (10 - 1,5) 10^{-3}} \right\} = \\ &= \min \{ 1; 1,06 \} = 1; \end{aligned}$$

$$[p]_{ш} = [2 \cdot 2 \cdot 1 \cdot 120,6 (10 - 1,5) 10^{-3} / (4,65 + 10 \cdot 10^{-3} - 1,5 \cdot 10^{-3})] 1 = 0,88 \text{ МПа.}$$

Для обеспечения прочности необходимо, чтобы в рабочем состоянии выполнялось условие $p_p \leq [p]_{ш}$.

Контрольные задачи

1.5.1. В цилиндрическую обечайку цельносварного аппарата диаметром 2000 мм сварены на расстоянии 300 мм друг от друга штуцера диаметрами 50 и 150 мм. Длина неукрепленной цилиндрической части аппарата 2500 мм. Определить, подлежат ли штуцера укреплению. Аппарат изготовлен из стали ВСтЗсп с применением автоматической электросварки под слоем флюса и работает под наружным давлением $p_n = 0,035$ МПа. Исполнительная толщина стенки $s = 8$ мм, расчетная температура $t = 100$ °С, прибавка к расчетной толщине стенки $c = 1,2$ мм.

О т в е т. штуцер диаметром 150 мм подлежит укреплению, а штуцер диаметром 50 мм — не подлежит.

1.5.2. В цилиндрической обечайке цельносварного аппарата ($D = 2400$ мм) имеются два отверстия диаметрами 65 и 80 мм. Расчетное внутреннее давление $p_p = 0,5$ МПа, материал — сталь 12Х18Н10Т, расчетная температура $t = 150$ °С, коэффициент прочности сварных швов $\varphi = 1$, прибавка к расчетной толщине стенки $c = 1$ мм, исполнительная толщина обечайки $s = 6$ мм. Определить, при каком расстоянии (Δ) между отверстиями расчет укрепления следует выполнять с учетом их взаимного влияния.

О т в е т. взаимное влияние отверстий при расчете их укрепления будет сказываться при $\Delta < 219$ мм

1.5.3. Два конструктивно одинаковых цельносварных аппарата диаметром $D = 1000$ мм, имеющих длину неукрепленной цилиндрической части $l = 1000$ мм, работают один под внутренним давлением $p_p = 0,05$ МПа, другой — под таким же наружным давлением. В цилиндрической обечайке каждого аппарата имеется по одному отверстию диаметром 120 мм. Нужно ли укреплять отверстие в первом и во втором случаях? Исполнительная толщина обечайки $s = 5$ мм, материал — сталь ВСтЗсп, коэффициент прочности сварных швов $\varphi = 1$, расчетная температура $t = 100$ °С, прибавка к расчетной толщине стенки $c = 1,2$ мм.

О т в е т. при работе аппарата под внутренним давлением укрепление отверстия проводить не требуется, при работе под наружным давлением укрепление необходимо.

1.5.4. В цилиндрической обечайке аппарата ($D = 2600$ мм) имеется лок внутренним диаметром 450 мм. Аппарат и патрубок лока изготовлены из стали 09Г2С, длина патрубка $l_1 = 200$ мм, расчетное внутреннее давление $p_p = 0,15$ МПа, расчетная температура $t = 250$ °С, коэффициент прочности сварных швов $\varphi = 1$, прибавка к расчетной толщине стенки $c = 1$ мм, исполнительная толщина стенки корпуса аппарата $s = 5$ мм. Определить, при каком расстоянии между отверстием и ребром жесткости укрепление можно проводить без учета влияния последнего. Проверить выполнение условия укрепления отверстия лока патрубком толщиной $s_{ш} = 5$ мм, если расстояние от него до ребра жесткости составляет $L = 90$ мм.

О т в е т. при $L > 102$ мм расчет укрепления можно проводить без учета влияния ребра жесткости. Условие укрепления отверстия лока патрубком выполняется.

1.5.5. В вертикальном цельносварном аппарате внутренним диаметром $D = 1000$ мм в центре эллиптического днища сварен сливной штуцер диаметром 80 мм и длиной $l_1 = 120$ мм. Расчетная и исполнительная толщина стенки днища аппарата $s_p = 2,14$ мм, $s = 4$ мм, расчетная и исполнительная толщина стенки штуцера $s_{ш.р} = 0,17$ мм, $s_{ш} = 4$ мм. Материал аппарата и штуцера — сталь 10, расчетная температура $t = 20$ °С, прибавки к расчетной толщине стенки днища и штуцера $c = c_{ш} = 1,5$ мм, коэффициент прочности сварных швов $\varphi = 1$. Определить допустимое внутреннее избыточное давление для узла сопряжения штуцера и эллиптического днища.

О т в е т. $[p]_{ш} = 0,534$ МПа

1.5.6. По данным табл. 135 рассчитать укрепление отверстия, предварительно выбрав тип укрепления (отверстия в медных и латунных аппаратах укреплять отбортовкой). В расчетах принимать исполнительную толщину стенки штуцера равной 0,7—1,0 от исполнительной толщины стенки обечайки (днища). Коэффициент прочности сварных швов принимать для стали $\varphi = 1$, для меди и латуни $\varphi = 0,9$.

Параметры укрепляемых оболочек

Номер варианта	Тип оболочки	Внутренний диаметр оболочки (максимальный) D , мм	Марка стали	Расчетное давление, МПа	Расчетная температура t , °С	Длина неукрепленной части оболочки l , мм	Исполнительная толщина стенки оболочки s , мм	Диаметр отверстия d , мм	Расстояние от центра укрепления отверстия до оси оболочки r , мм	Длина внешней части штуцера l_1 , мм	Длина внутренней части штуцера l_2 , мм	Внутренний радиус отбортовки r_0 , мм	Прибавка к расчетной толщине стенки c , мм
<i>Оболочки, нагруженные внутренним давлением</i>													
1	Цилиндрическая	2400	ВСт3сп	0,60	100	2 500	7	500	—	300	15	—	0,8
2	»	2400	12X18H10T	1,00	100	2 500	10	150	—	250	5	—	1,0
3	»	2400	08X18H10T	1,60	100	2 500	18	200	—	250	5	—	1,2
4	»	2800	09Г2С	0,30	200	7 200	5	200	—	150	—	—	1,0
5	»	2800	20К	0,80	200	9 000	12	300	—	150	5	—	0,8
6	»	2800	10X17H13M2T	1,20	200	12 000	16	300	—	250	5	—	1,0
7	»	3000	ВСт3сп	1,00	300	13 000	18	500	—	250	—	—	1,2
8	»	2000	ВСт3сп	0,60	100	2 500	8	150	—	150	—	—	1,0
9	»	2800	09Г2С	0,58	150	7 200	8	200	—	150	—	—	0,8
10	»	2400	20К	0,50	200	4 500	8	250	—	200	5	—	1,0
11	»	2800	10X17H13M2T	0,49	250	9 000	8	300	—	200	—	—	1,2
12	»	2800	08X18H10T	0,52	300	7 200	10	400	—	300	10	—	1,0
13	»	2000	08X18H10T	1,60	20	2 500	16	200	—	200	5	—	1,2
14	»	1800	20К	0,60	20	2 800	6	180	—	200	—	—	1,0
15	»	1000	12X18H10T	1,20	20	1 800	8	120	—	150	10	—	1,0
16	»	1000	ВСт3сп	1,00	20	2 000	8	150	—	250	—	—	1,2
17	»	1200	12X18H10T	0,60	20	1 500	5	200	—	250	—	—	1,0
18	»	1800	12X18H10T	0,80	20	2 800	7	100	—	120	—	—	1,0
19	»	1800	12X18H10T	0,80	20	2 500	7	200	—	200	10	—	1,0
20	»	1200	09Г2С	0,80	100	2 500	6	150	—	200	—	—	1,2

21	»	1000	12X18H10T	1,00	100	2 800	10	120	—	150	—	—	1,0
22	»	2000	15XM	0,60	20	3 000	7	200	—	150	5	—	1,0
23	Эллиптическая	2400	12X18H10T	0,30	100	—	5	250	600	250	—	—	0,8
24	»	2800	12X18H10T	0,50	150	—	8	200	700	150	—	—	1,0
25	»	2000	08X18H10T	0,40	200	—	6	100	700	300	5	—	1,0
26	»	2000	16ГС	0,30	150	—	5	150	600	300	5	—	1,0
27	»	2400	ВСтЗсп	0,20	250	—	4	200	500	200	5	—	0,8
28	»	2800	09Г2С	0,30	300	—	6	150	400	200	—	—	1,0
29	»	2400	09Г2С	1,20	200	—	14	250	750	250	5	—	2,0
30	»	2300	20К	1,40	250	—	16	300	800	250	5	—	1,0
31	Коническая ($2\alpha = 90^\circ$)	2200	20К	0 90	100	—	10	300	800	100	—	—	0,8
32	То же	1400	16ГС	0,80	200	—	10	400	700	200	2	—	1,0
33	»	1800	12X18H10T	0,70	300	—	10	500	600	200	—	—	1,2
34	»	1000	ВСтЗсп	0,30	150	—	4	200	600	200	2	—	1,0
35	»	1400	08X18H10T	0,35	200	—	5	150	700	100	—	—	0,8
36	»	1800	10X17H13M2T	0,40	250	—	7	200	800	100	2	—	1,0
37	Цилиндрическая	1400	M2	0,40	100	1 000	9	60	—	125	—	10	1,0
38	»	1800	M3	0,30	120	1 200	9	70	—	115	—	5	0,8
39	»	1400	M3p	0,20	150	1 200	6	80	—	115	—	8	1,0
40	»	1600	M3p	0,30	200	1 200	9	60	—	125	—	10	0,8
41	»	1200	M3	0,40	250	1 000	12	100	—	135	—	15	1,0
42	»	1000	M2	0,30	150	900	6	50	—	115	—	5	1,2
43	Эллиптическая	1000	M2	0,50	150	—	9	60	400	115	—	5	1,0
44	»	1200	M3p	0,20	200	—	5	50	500	115	—	8	0,8
45	Коническая ($2\alpha = 90^\circ$)	1000	ЛС59-1	0,50	100	—	7	60	400	115	—	8	1,0
46	То же	1200	ЛЖМц-59-1-1	0,60	60	—	5	50	300	125	—	8	1,2

Оболочки, нагруженные наружным давлением

47	Цилиндрическая	1800	16ГС	0,3	150	2 000	12	150	—	150	—	—	0,8
48	»	1800	08X18H10T	0,4	150	2 000	14	150	—	250	5	—	1,0
49	»	600	ВСтЗсп	0,5	200	600	6	200	—	250	5	—	1,2
50	»	2000	20К	0,4	200	2 000	16	200	—	150	—	—	1,0

§ 1.6. ФЛАНЦЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ АППАРАТОВ

Фланцевые соединения (рис. 1.36) — наиболее широко применяемый вид разъемных соединений в химическом машиностроении (см. рис. 1.9, 1.19, 1.25), обеспечивающий герметичность и прочность конструкций, а также простоту изготовления, разборки и сборки. Соединение состоит из двух фланцев, болтов и прокладки, которая устанавливается между уплотнительными поверхностями и позволяет обеспечить герметичность при относительно небольшом усилии затяжки болтов.

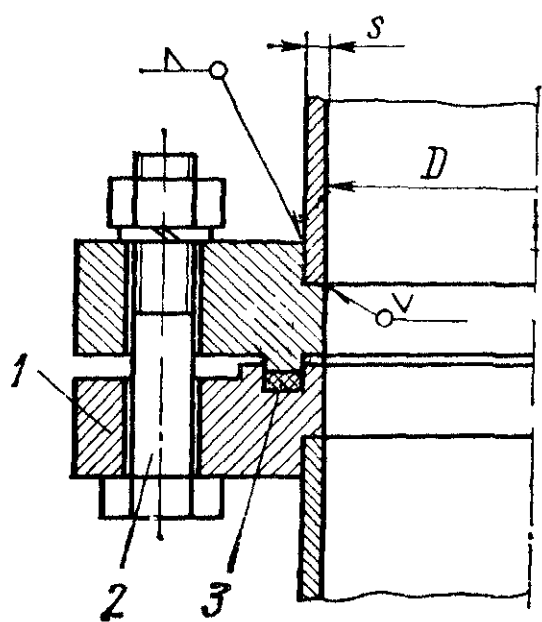


Рис. 1.36. Фланцевое соединение:
1 — фланцы; 2 — болт; 3 — прокладка

По конструкции фланцы можно разделить на цельные (рис. 1.37, а, б), когда корпус аппарата и фланец работают под нагрузкой совместно, и свободные (рис. 1.37, в), когда корпус аппарата разгружен от действия изгибающих моментов, возникающих при затяжке фланцевого соединения. Конструкция фланцев в значительной мере определяется давлением рабочей среды и требованиями минимальных затрат времени на сборку или разборку соединения.

Плоские приварные фланцы (см. рис. 1.37, а) представляют собой плоские кольца, приваренные к краю обечайки по ее периметру. Их рекомендуется [11] применять (табл. 1.36) при условном давлении от 0,3 до 1,6 МПа и температуре до 300 °С.

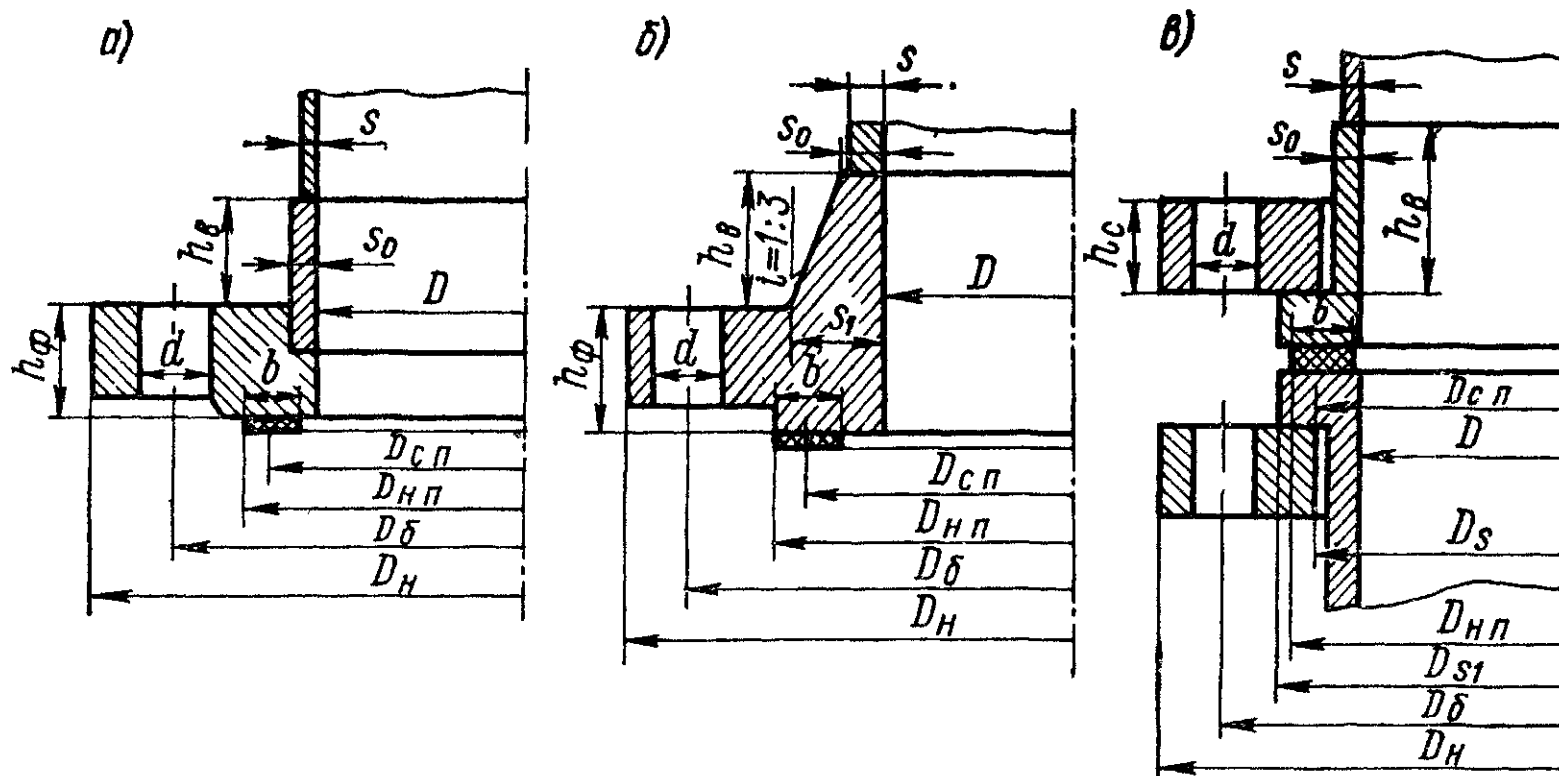


Рис. 1.37. Типы фланцев: а — плоский приварной; б — приварной встык; в — свободный

Фланцы приварные встык (см. рис. 1.37, б) имеют конические втулки-шейки. Втулку фланца приваривают стыковым швом к обечайке. Пределы применения фланцев приведены в табл. 1.36.

Свободные фланцы (см. рис. 1.37, в) представляют собой кольца, диаметр отверстия которых несколько больше наружного диаметра

обечайки, на которую их свободно надевают. При затяжке фланец упирается в отбортовку обечайки или кольцо, привариваемое к ее краю. Такие фланцы применяют при условном давлении до 1,6 МПа и температуре до 300 °С, а число циклов нагружения не должно превышать $2 \cdot 10^3$. Обычно их применяют в аппаратах, изготавливаемых из мягких (медь, алюминий) или хрупких материалов (керамика, стекло).

Конструктивные формы уплотнительных поверхностей регламентированы ОСТ 26-426—79 и ОСТ 26-427—79 и представлены на рис. 1.38.

Плоская уплотнительная поверхность (см. рис. 1.38, а) применяется при внутреннем давлении до 0,6 МПа, фланцы с выступом-впадиной (см. рис. 1.38, б) — от 0,6 до 1,6 МПа, с шипом-пазом (см. рис. 1.38, в) — от 1,6 до 6,4 МПа. Уплотнительные поверхности под металлическую прокладку (см. рис. 1.38, г) рекомендуются для давлений 6,4—16 МПа.

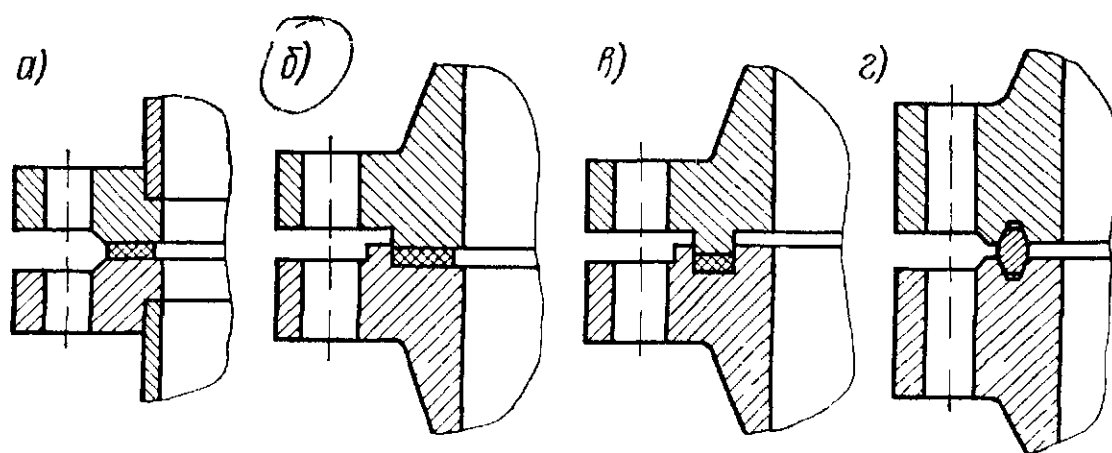


Рис. 1.38. Типы уплотнительных поверхностей фланцевых соединений а — гладкая уплотнительная поверхность; б — выступ-впадина; в — шип-паз; г — под металлическую прокладку

Прокладка должна отвечать следующим основным требованиям: при сжатии с возможно малым давлением заполнять все микронеровности уплотнительных поверхностей; сохранять герметичность соединения при упругих перемещениях элементов фланцевого соединения (для этого материал прокладки должен обладать упругими свойствами); сохранять герметичность соединения при его длительной эксплуатации в условиях воздействия коррозионных сред

Таблица 1.36

Типы и пределы применения фланцев

Внутренний диаметр D , мм	Внутреннее давление, МПа													
	Плоские приварные				Приварные встык							Приварные встык под металлическую прокладку		
	0,3	0,6	1,0	1,6	0,6	1,0	1,6	2,5	4,0	6,4	6,4	8,0	10,0	16,0
400—1600	×	×	×	×		×	×	×	×	×	×	×	×	×
1600—2000	×	×	×	×		×	×	×						
2000—3200	×	×	×			×	×							
3200—4000	×				×	×								

Расчетная температура элементов фланцевого соединения

Тип фланцевого соединения	Изолированные			Неизолированные		
	t_{ϕ}	t_c	t_b	t_{ϕ}	t_c	t_b
Приварные встык Плоские приварные	t	—	$0,97t$	$0,96t$	—	$0,95t$
Со свободными кольцами	t	$0,97t$	$0,9t$	$0,96t$	$0,9t$	$0,81t$

Примечание t_{ϕ} , t_c , t_b , t — расчетная температура соответственно фланцев свободного кольца, болтов и обечайки

при высоких и низких температурах; материал прокладки не должен быть дефицитным.

Весьма различные условия работы прокладок обуславливают и многообразие применяемых прокладочных материалов: металлы — сталь, никель, алюминий, медь, свинец; полимеры — фторопласт, полиэтилен, полихлорвиниловый пластикат, асбест, паронит, резина; комбинированные прокладки — асбест в металлической обкладке из листового металла, полимеры в сочетании с металлами и т. д.

Комплексный расчет фланцевого соединения состоит из определения геометрических размеров его основных элементов (фланцев, прокладки, болтов), удовлетворяющих условиям герметичности и прочности.

Фланцевые соединения, изготовленные из титановых и алюминиевых сплавов в отличие от стальных рассчитываются исходя из недопустимости пластических деформаций. Методика расчета этих соединений представлена соответственно в ОСТ 26-01-1298—75 и РТМ 26-01-63—74.

Ниже приведен порядок расчета стальных фланцевых соединений [14] аппаратов, работающих под внутренним давлением, как наиболее распространенных в химическом аппаратостроении.

Расчетные формулы применимы (см. рис. 1.37) при $D_w/D \leq 2$. При работе аппарата в условиях нескольких расчетных режимов по температуре и давлению расчет производится на наиболее тяжелый режим.

1. Расчетная температура элементов фланцевого соединения устанавливается в соответствии с данными табл. 1.37.

2. Допускаемое напряжение для материала болтов (шпилек) определяется по табл. 1.38.

Допускаемое напряжение для материала болтов (шпилек), не указанного в табл. 1.38, рассчитывается по формулам (1.109) или (1.110):

Допускаемое напряжение $[\sigma]_c$ (МПа) для стальных болтов (шпилек)

Расчетная температура $t, ^\circ\text{C}$	Марка стали					
	35; Вст5	12X18H10T; 10X17H13M2T	45X14H14B2M	35X; 40X; 37X12H6Г8МФБ; 38XA	25X2MФА; 25X1MФ	25X2M1Ф
20	130	110	160	230	230	230
100	126	105	150	230	230	230
200	120	98	138	225	225	225
250	107	95	132	222	220	220
300	97	90	126	220	215	215
350	86	86	120	185	215	215
375	80	85	117	175	210	210
400	75	83	114	160	210	210
425	68	82	110	—	182	195
450	—	80	107	—	156	180
475	—	79	104	—	127	165
500	—	78	100	—	96	150
510	—	—	95	—	84	137
520	—	—	90	—	74	120
530	—	—	85	—	65	100
540	—	—	80	—	55	75
550	—	—	75	—	—	64

а) если расчетная температура болтов (шпилек) не превышает для углеродистых сталей 280°C , низколегированных — 420°C , аустенитных — 525°C , то

$$[\sigma]_c = \sigma_T / n_{T, c}; \quad (1.109)$$

б) если расчетная температура болтов (шпилек) превышает указанные выше значения, то

$$[\sigma]_c = \min \{ \sigma_T / n_{T, c}; \sigma_{д 10^4} / n_{д, c}; \sigma_{1\% 10^4} / n_{п, c} \}, \quad (1.110)$$

где σ_T , $\sigma_{д 10^4}$, $\sigma_{1\% 10^4}$ — соответственно пределы текучести, длительной прочности и ползучести материала болтов; $n_{T, c}$ — коэффициент запаса прочности болтов по пределу текучести (табл. 1.39); $n_{д, c}$ — коэффициент запаса прочности болтов по пределу длительной прочности ($n_{д, c} = 1,8$); $n_{п, c}$ — коэффициент запаса прочности болтов по пределу ползучести ($n_{п, c} = 1,1$).

3. Толщина s_0 втулки фланца (см. рис. 1.37) в зависимости от его конструкции принимается:

для приварного встык

$$s \leq s_0 \leq 1,3s, \text{ но во всех случаях } s_0 - s \leq 5 \text{ мм}; \quad (1.111)$$

**Коэффициент запаса прочности болтов (шпилек)
по пределу текучести**

Материал болтов		n_T б	
Сталь	Характеристика	Затяжка не контролируется	Затяжка контролируется
Углеродистая	$\sigma_T/\sigma_B \geq 0,7$	2,8	2,4
	$\sigma_T/\sigma_B < 0,7$	2,3	2,1
Аустенитная	—	1,9	1,8

Примечание σ_T и σ_B — соответственно предел текучести и предел прочности материала болтов (шпилек).

для плоских приварных и свободных

$$s_0 \geq s, \quad (1.112)$$

где s — исполнительная толщина обечайки аппарата.

4. Толщина s_1 у основания втулки приварного встык фланца (см. рис. 1.37, б)

$$s_1 = \beta_1 s_0, \quad (1.113)$$

при этом β_1 принимается по рис. 1.39.

5. Высота h_B втулки фланца:
приварного встык

$$h_B \geq (1/i) (s_1 - s_0), \quad (1.114)$$

где i — уклон втулки ($i = 1/8$);

Таблица 1.40

**Рекомендуемые диаметры болтов (шпилек) d_B (мм)
в зависимости от давления и диаметра аппарата**

Внутреннее давление P_p , мм	Диаметр аппарата, мм							
	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000	>2200
0—0,6	20	20	20	20	20	20	24	24—30
0,6—1,0	20	20	20	20	24—30	24—30	30	30
1,0—1,6	20	20	24—30	24—30	24—30	24—30	30	30
1,6—2,5	20	20	24—30	24—30	24—30	30	30	—
2,5—4,0	30	30	36	36	36	42	42	—
4,0—6,4	30	42	42	48	48	52	52	—
6,4—8,0	30—36	42	48	52—56	52—56	—	—	—
8,0—10,0	36—42	48	52—56	56—64	56—64	—	—	—

плоского приварного или свободного

$$h_B \geq 0,5 \sqrt{D(s_0 - c)}. \quad (1.115)$$

6. Диаметр D_6 болтовой окружности фланцев:
приварных встык

$$D_6 \geq D + 2(s_1 + d_6 + u), \quad (1.116)$$

где u — нормативный зазор между гайкой и втулкой ($u = 4 \div 6$ мм);
 d_6 — наружный диаметр болта, выбираемый по табл. 1.40;

плоских приварных

$$D_6 \geq D + 2(2s_0 + d_6 + u); \quad (1.117)$$

свободных

$$D_6 \geq D_s + 2(d_6 + u_1), \quad (1.118)$$

где u_1 — нормативный зазор между гайкой и обечайкой ($u_1 = 8$ мм);
 D_s — внутренний диаметр свободного кольца ($D_s \geq D + 2s_0$).

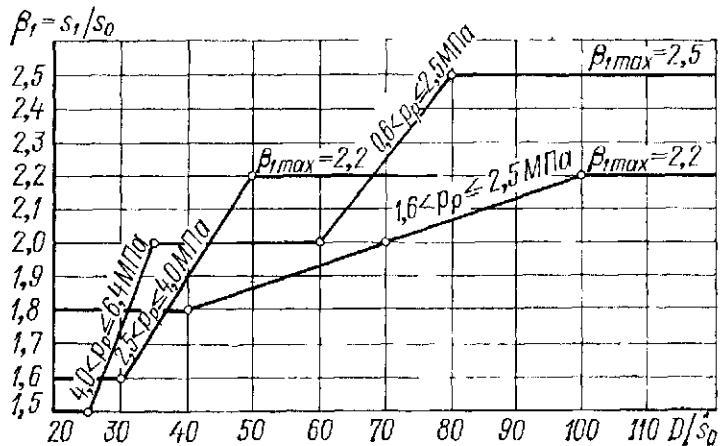


Рис. 1.39. График для определения коэффициента β_1

7. Наружный диаметр фланцев всех рассматриваемых типов

$$D_H \geq D_6 + a, \quad (1.119)$$

где a — конструктивная добавка для размещения гаек по диаметру фланца, принимаемая по табл. 1.41.

Таблица 1.41

Вспомогательные величины для определения размеров фланца

Диаметр болта d_6 , мм	Диаметр отверстия под болт d , мм	Конструктивная добавка a , мм		Нормативный параметр e , мм	
		для гаек шестигранных (обычных)	для гаек шестигранных с уменьшенным размером под ключ	для плоских прокладок	для прокладок овального или восьмиугольного сечения
20	23	40	36	30	50
22	25	42	40	32	52
24	27	47	42	34	57
27	30	52	47	37	60
30	33	58	52	41	64
36	40	60	63	48	71
42	46	80	69	55	78
48	52	92	80	61	84
52	58	97	86	65	88
56	60	110	—	—	195
60	66	115	—	—	240
64	70	120	—	—	240

Размеры прокладок

Прокладки	Диаметр аппарата D , мм	Ширина прокладки b , мм
Плоские неметаллические	$D \leq 1000$	12—15
	$1000 < D \leq 2000$	15—25
	$D > 2000$	25
Плоские металлические	$D \leq 1000$	10—12
	$D > 1000$	12—15
Плоские в металлической оболочке и зубчатые металлические	$D \leq 1600$	12—18
	$D > 1600$	13—25
Овального и восьмиугольного сечения для $p \geq 6,4$ МПа	$D \leq 600$	12—13
	$600 < D \leq 800$	16—22
	$800 < D \leq 1000$	18—28
	$1000 < D \leq 1600$	22—42

8. Наружный диаметр прокладки:
приварных встык и плоских приварных фланцев

$$D_{н. п} = D_6 - e, \quad (1.120)$$

где e — нормативный параметр, зависящий от типа прокладки и принимаемый по табл. 1.41;
свободных фланцев

$$D_{н. п} \leq D_{s1}, \quad (1.121)$$

где D_{s1} — наружный диаметр бурта ($D_{s1} \leq D_6 - d_6$).

9. Средний диаметр прокладки

$$D_{с. п} = D_{н. п} - b, \quad (1.122)$$

где b — ширина прокладки, принимаемая по табл. 1.42.

10. Количество болтов, необходимое для обеспечения герметичности соединения,

$$n_6 \geq \pi D_6 / t_{ш}, \quad (1.123)$$

где $t_{ш}$ — рекомендуемый шаг расположения болтов, выбираемый в зависимости от давления по табл. 1.43.

11. Высота (толщина) фланца ориентировочно

$$h_{ф} \geq \lambda_{ф} \sqrt{D s_{эк}}, \quad (1.124)$$

где $\lambda_{ф}$ — принимается согласно рис. 1.40; $s_{эк}$ — эквивалентная толщина втулки;

$$s_{эк} = s_0 \left[1 + \frac{h_B (\beta_1 - 1)}{h_B + 0,25 (\beta_1 + 1) \sqrt{D s_0}} \right]. \quad (1.125)$$

12. Болтовая нагрузка, необходимая для обеспечения герметичности соединения определяется исходя из схемы нагружения (рис. 1.41).

Расчет сводится к определению нагрузок для двух различных состояний: при монтаже — $F_{б1}$ и в рабочих условиях — $F_{б2}$.

Болтовая нагрузка в условиях монтажа

$$F_{б1} = \max \left\{ \begin{array}{l} k_{ж} (F_{д} \pm F) + R_{п} + 4M/D_{с.п} \\ 0,5\pi D_{с.п} b_0 p_{пр} \\ 0,4 [\sigma]_{б20} n_{б} f_{б} \text{ при } p_p < 0,6 \text{ МПа} \end{array} \right\}, \quad (1.126)$$

Таблица 1.43

Рекомендуемый шаг расположения болтов

Давление в аппарате p_p , МПа	Шаг расположения болтов $t_{ш}$
До 0,3	$(4,2 \div 5) d_{б}$
0,3—0,6	$(3,8 \div 4,8) d_{б}$
0,6—1,0	$(3,5 \div 4,2) d_{б}$
1,0—1,6	$(3,0 \div 3,8) d_{б}$
1,6—2,5	$(2,7 \div 3,5) d_{б}$
2,5—4,0	$(2,3 \div 3,0) d_{б}$
4,0—10,0	$(2,1 \div 2,8) d_{б}$

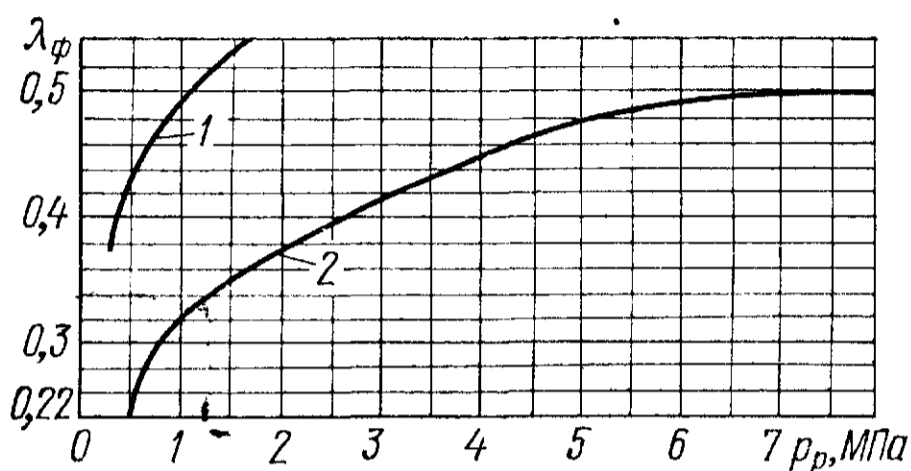
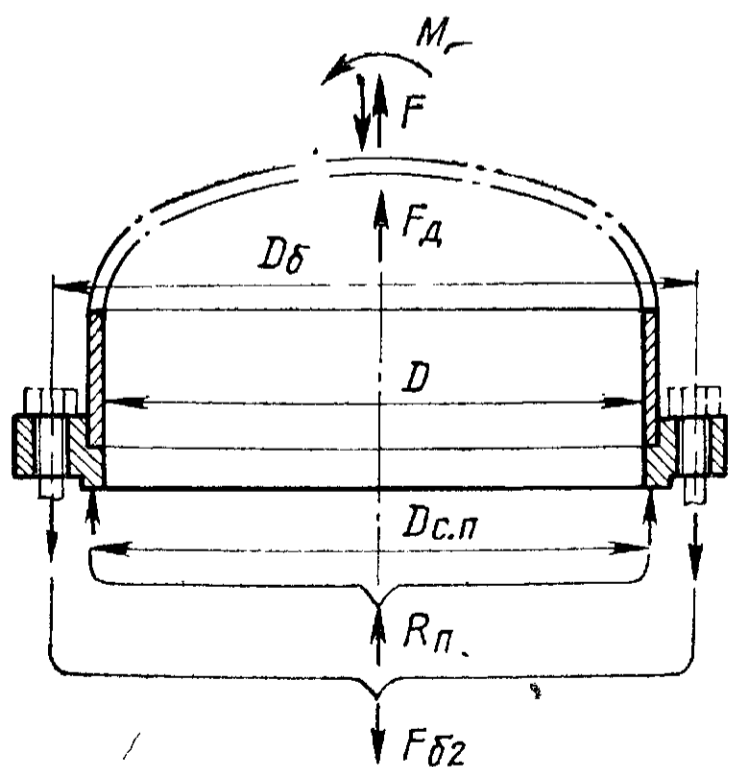


Рис. 1.40. График для определения коэффициента λ_{ϕ} :

1 — плоские фланцы; 2 — фланцы приварные встык

где F — внешняя осевая растягивающая (+) или сжимающая (—) сила; M — внешний изгибающий момент; $[\sigma]_{б20}$ — допускаемое напряжение для материала болтов при 20 °С (см. табл. 1.38); $p_{пр}$ —



минимальное давление обжатия прокладки (табл. 1.44 и 1.45); $f_{б}$ — расчетная площадь поперечного сечения болта; $F_{д}$ — равнодействующая внутреннего давления; $R_{п}$ — реакция прокладки; $k_{ж}$ — коэффициент жесткости фланцевого соединения; b_0 — эффективная ширина прокладки; при $b \leq 15$ мм $b_0 = b$, при $b > 15$ мм $b_0 = 0,12 \sqrt{b}$ ¹.

Равнодействующая внутреннего давления $F_{д}$ и реакция прокладки $R_{п}$ определяются по формулам:

$$F_{д} = p_p \pi D_{с.п}^2 / 4; \quad (1.127)$$

$$R_{п} = \pi D_{с.п} b_0 k_{пр} p_p, \quad (1.128)$$

Рис. 1.41. Схема действия нагрузок на фланец в рабочих условиях

где $k_{пр}$ — коэффициент, зависящий от материала и конструкции прокладки (см. табл. 1.44).

¹ В данном выражении b_0 и b измеряются в метрах.

Характеристика плоских неметаллических прокладок

Материал прокладки	Коэффициент $k_{пр}$	Давление обжатия прокладки, МПа		Модуль упругости $E_{п}$, МПа
		минимальное $P_{пр}$	допускаемое $[P_{пр}]$	
Резина с твердостью по прибору ТШР от 0,76 до 1,2 МПа	0,5	2	18	3 $[1 + b/(2h_{п})]$
Резина с твердостью по прибору ТШР свыше 1,2 МПа	1	3	20	4 $[1 + b/(2h_{п})]$
Картон асбестовый толщиной 3 мм	2,5	20	130	2000
Паронит толщиной ≥ 1 мм	2,5	20 *	130	2000
Фторопласт-4 толщиной 1—3 мм	2,5	10	40	2000

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

Расчетная площадь поперечного сечения f_6 болта (шпильки) по внутреннему диаметру резьбы принимается из следующих соотношений:

d_6 , мм	20	22	24	27	30	36
$f_6 \cdot 10^{-4}$, м ²	2,35	2,95	3,4	4,45	5,4	7,9
d_6 , мм	42	48	52	56	60	65
$f_6 \cdot 10^{-4}$, м ²	10,9	14,4	18,2	19,65	23,0	26,0

Таблица 1.45

Характеристика металлических прокладок

Прокладка	Материал	Коэффициент $k_{пр}$	Минимальное давление обжатия прокладки $P_{пр}$, МПа
Плоская металлическая	Алюминий марки АДМ	4,00	60
	Латунь марки Л63	4,75	90
	Сталь 05кп	5,50	125
	Сталь 08Х13	5,50	125
	Сталь 08Х18Н10Т	6,50	180
Плоская асбестовая в металлической оболочке	Асбест в оболочке алюминиевой	3,25	38
	медной или латунной	3,50	46
	стальной (05кп)	3,75	53
	стальной (12Х18Н10Т)	3,75	63
Металлическая овального или восьмиугольного сечения	Сталь 05кп	5,5	125
	Сталь 08Х13	5,5	125
	Сталь 08Х18Н10Т	6,5	180

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

Коэффициент жесткости соединения $k_{ж} = 1$ для приварных встык фланцев с овальными или восьмигранными металлическими прокладками, а также для фланцев со свободными кольцами. В остальных случаях для определения $k_{ж}$ вычисляются предварительно следующие вспомогательные величины:

линейная податливость прокладки (неметаллической) ¹

$$y_{п} = k_{п} h_{п} / (E_{п} \pi D_{с.п} b), \quad (1.129)$$

где $h_{п}$ — высота (толщина) прокладки; $k_{п}$ — коэффициент обжатия прокладки (для прокладок: из резины $k_{п} = 0,09$; из картона, паронита, фторопласта и т. п. $k_{п} = 1$); $E_{п}$ — модуль упругости материала прокладки (см. табл. 1.44);

угловая податливость фланца

$$y_{\phi}' = [1 - \nu(1 + 0,9\lambda_{\phi}')] \psi_2 / (h_{\phi}^3 E), \quad (1.130)$$

где ν , λ_{ϕ}' — безразмерные параметры:

$$\nu = \frac{1}{1 + 0,9\lambda_{\phi}'(1 + \nu_1 h_{\phi}^2 / s_{эж}^2)}; \quad \lambda_{\phi}' = h_{\phi} / \sqrt{D s_{эж}}; \quad (1.131)$$

ψ_1 , ψ_2 — коэффициенты, определяемые по формулам:

$$\psi_1 = 1,28 \lg (D_{н} / D); \quad \psi_2 = (D_{н} + D) / (D_{н} - D);$$

E — модуль упругости материала фланца (см. в приложении табл. VII);

линейная податливость болтов

$$y_{б} = l_{б} / (E_{б} f_{б} n_{б}), \quad (1.132)$$

где $E_{б}$ — модуль упругости материала болтов (см. в приложении табл. VII); $l_{б}$ — расчетная длина болта.

Расчетная длина болта

$$l_{б} = l_{б.о} + 0,28d, \quad (1.133)$$

где $l_{б.о}$ — расстояние между опорными поверхностями головки болта и гайки (определяется конструктивно); d — диаметр отверстия под болт.

Тогда коэффициент жесткости фланцевого соединения:

при стыковке фланцев одинаковой конструкции

$$k_{ж} = \frac{y_{б} + 0,5y_{\phi} (D_{б} - D - s_{эж}) (D_{б} - D_{с.п})}{y_{п} + y_{б} + 0,5y_{\phi} (D_{б} - D_{с.п})^2}; \quad (1.134)$$

при стыковке фланцев различной конструкции

$$k_{ж} = \frac{y_{б} + 0,25 (B_1 + B_2) (D_{б} - D_{с.п})}{y_{п} + y_{б} + 0,25 (y_{\phi 1} + y_{\phi 2}) (D_{б} - D_{с.п})^2}; \quad (1.135)$$

$$B_1 = y_{\phi 1} (D_{б} - D_{\phi 1} - s_{эж 1});$$

$$B_2 = y_{\phi 2} (D_{б} - D_{\phi 2} - s_{эж 2}),$$

¹ Для металлических прокладок $\nu_{п} = 0$.

где $y_{\phi 1}, y_{\phi 2}$ — угловые податливости фланцев; $D_{\phi 1}, D_{\phi 2}$ — внутренние диаметры фланцев; $s_{ж1}, s_{ж2}$ — эквивалентные толщины втулок фланцев.

Болтовая нагрузка в рабочих условиях

$$F_{б2} = F_{б1} + (1 - k_{ж}) (F_{д} \pm F) + F_t, \quad (1.136)$$

где F_t — усилие, возникающее от температурных деформаций, определяемое по формулам:

для плоских приварных и приварных встык фланцев

$$F_t = \frac{y_{б} n_{б} f_{б} E_{б} (\alpha_{\phi} t_{\phi} - \alpha_{б} t_{б})}{y_{п} + y_{б} + 0,5 y_{\phi} (D_{б} - D_{с. п})^2}, \quad (1.137)$$

для фланцев со свободными кольцами

$$F_t = \frac{y_{б} n_{б} f_{б} E_{б} [0,5 (\alpha_{\phi} t_{\phi} + \alpha_{с} t_{с}) - \alpha_{б} t_{б}]}{y_{п} + y_{б} + 0,5 y_{\phi} (D_{б} - D_{с. п})^2 + 0,5 y_{с} (D_{б} - D_{с1})^2}, \quad (1.138)$$

где $\alpha_{\phi}, \alpha_{б}, \alpha_{с}$ — соответственно коэффициенты линейного расширения материала фланцев, болтов и свободного кольца (см. в приложении табл. X I); $t_{\phi}, t_{б}, t_{с}$ — соответственно температура фланца, болтов, свободного кольца (см. табл. 1.37); $y_{с} = (D_{п} + D_{с}) / (D_{п} - D_{с}) \times \times E_{с} h_{с}^3$ — податливость свободного кольца; $E_{с}$ — модуль упругости материала кольца; $h_{с}$ — высота (толщина) свободного кольца.

При $F_t < 0$ должно выполняться условие

$$[\sigma]_{б} n_{б} f_{б} - |F_t| > F_{б2}, \quad (1.139)$$

где $[\sigma]_{б}$ — допускаемое напряжение для материала болтов при расчетной температуре.

13. Условия прочности болтов

$$F_{б1} / (n_{б} f_{б}) \leq [\sigma]_{б 20} \quad \text{и} \quad F_{б2} / (n_{б} f_{б}) \leq [\sigma]_{б}, \quad (1.140)$$

где $[\sigma]_{б 20}$ — допускаемое напряжение для материала болтов при 20 °С.

14. Условие прочности неметаллических прокладок

$$F_{б \max} / (\pi D_{с. п} b) \leq [p_{пр}], \quad (1.141)$$

где $[p_{пр}]$ — допускаемое давление на прокладку (см. табл. 1.44);

$F_{б \max} = \max \{F_{б1}; F_{б2}\}$.

15. Условие прочности втулки фланца для сечения, ограниченного размером s_1 (см. рис. 1.37, б),

$$\sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_k^2 - \sigma_1 \sigma_k} \leq [\sigma]_1. \quad (1.142)$$

Максимальное напряжение в сечении, ограниченном размером s_1 :

$$\left. \begin{aligned} \sigma_1 &= T_{\phi} M_0 v / [D^* (s_1 - c)^2]; \\ D^* &= D \quad \text{при} \quad D \geq 20 s_1; \\ D^* &= D + s_0 \quad \text{при} \quad D < 20 s_1 \quad \text{и} \quad f_{\phi} > 1; \\ D^* &= D + s_1 \quad \text{при} \quad D < 20 s_1 \quad \text{и} \quad f_{\phi} = 1, \end{aligned} \right\} \quad (1.143)$$

где f_ϕ , T_ϕ — безразмерные параметры, определяемые соответственно по рис. 1.42 и формуле

$$T_\phi = \frac{D_H^2 [1 + 8,55 \lg (D_H/D)] - D^2}{(1,05D^2 + 1,945D_H^2) (D_H/D - 1)}; \quad (1.144)$$

M_0 — приведенный изгибающий момент, вычисляемый из условия

$$M_0 = \max \left\{ 0,5 (D_\sigma - D_{c.п}) F_{\sigma 1} \right. \\ \left. 0,5 [(D_\sigma - D_{c.п}) F_{\sigma 2} + (D_{c.п} - D - s_{\text{ок}}) F_{\text{д}}] [\sigma]_{20} / [\sigma] \right\}. \quad (1.145)$$

Максимальное напряжение в кольце фланца

$$\sigma_{\text{к}} = M_0 [1 - \nu (1 + 0,9\lambda_\phi)] \psi_2 / (Dh_\phi^2). \quad (1.146)$$

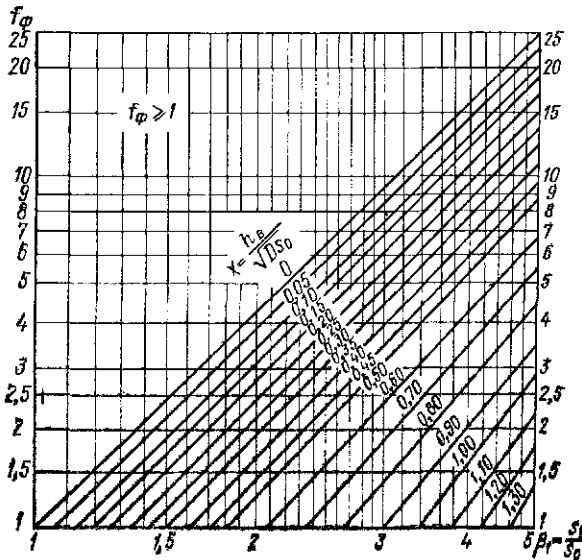


Рис. 1.42. График для определения коэффициента f_ϕ

Допускаемое напряжение для фланца в сечении s_1 принимается равным пределу текучести материала фланца, т. е. $[\sigma]_1 = \sigma_T$ (см. в приложении табл. I и II).

16. Условие прочности тутолки фланца для сечения, ограниченного размером s_0 (см. рис. 1.37),

$$\sqrt{(\sigma_0 + \sigma_m)^2 + \sigma_l^2} - (\sigma_0 + \sigma_m) \sigma_l \leq \phi [\sigma_0], \quad (1.147)$$

где σ_0 — максимальное напряжение в сечении, ограниченном размером s_0 , определяемое по формуле

$$\sigma_0 = f_\phi \sigma_1; \quad (1.148)$$

σ_t и σ_m — соответственно тангенциальное и меридиональное напряжения во втулке фланца от внутреннего давления:

$$\sigma_t = p_p D / 2 (s_0 - c); \quad \sigma_m = p_p D / 4 (s_0 - c); \quad (1.149)$$

$[\sigma]_0$ — допускаемое напряжение для фланца в сечении s_0 , принимаемое при количестве нагружений соединения (сборка-разборка) не более $2 \cdot 10^8$ из условий: $[\sigma]_0 = 0,003E$ при $p_p < 4$ МПа; $[\sigma]_0 = 0,002E$ при $p_p \geq 4$ МПа.

17. Условие герметичности фланцевого соединения определяется углом поворота фланца:

$$\theta = (\sigma_N / E) (D / h_\phi) \leq [\theta], \quad (1.150)$$

где $[\theta]$ — допускаемый угол поворота фланца, принимаемый для плоских фланцев, $[\theta] = 0,013$ рад; для фланцев, приварных встык, $[\theta] = 0,009$ рад при $D \leq 2000$ мм, $[\theta] = 0,013$ рад при $D > 2000$ мм.

18. Условие прочности для свободного кольца

$$\sigma_c = M_0^c (D_n + D_s) / [D_s h_c^2 (D_n - D_s)] \leq [\sigma]_c, \quad (1.151)$$

где M_0^c — приведенный изгибающий момент, определяемый из условия

$$M_0^c = \max \left\{ \begin{array}{l} 0,5 (D_6 - D_{s1}) F_{61} \\ 0,5 (D_6 - D_{s1}) F_{62} [\sigma]_{c20} / [\sigma]_c \end{array} \right\}. \quad (1.152)$$

Допускаемые напряжения для материала свободного кольца при 20°C и расчетной температуре соответственно

$$[\sigma]_{c20} = \sigma_{T, c20} \quad \text{и} \quad [\sigma]_c = \sigma_{T, c}, \quad (1.153)$$

где $\sigma_{T, c20}$, $\sigma_{T, c}$ — предел текучести материала кольца соответственно при 20°C и расчетной температуре.

19. Требования к углу поворота свободного кольца

$$\theta_c = (\sigma_c / E_c) (D_s / h_c) \leq [\theta]_c. \quad (1.154)$$

Допустимый угол поворота кольца $[\theta]_c = 0,026$ рад.

Примеры

У 1.6.1. Рассчитать на прочность и герметичность фланцевое соединение аппарата. Исходные данные. Внутренний диаметр $D = 1600$ мм, толщина обечайки $s = 34$ мм, внутреннее давление $p_p = 4$ МПа, температура $t = 113,5^\circ\text{C}$. Материал фланца — сталь 12Х18Н10Т, материал болтов — сталь 35Х. Фланцы неизолированные, приварные встык, имеют уплотнительную поверхность типа «шип-паз». Внешние изгибающий момент и осевая сила отсутствуют. Коэффициент прочности сварных швов $\varphi = 1$.

Решение. Заданная конструкция фланца представлена на рис. 1.37, б, а тип уплотнительной поверхности — на рис. 1.38, в.

1. Конструктивные размеры фланца. Толщина втулки принята $s_0 = 38$ мм, что удовлетворяет условию (1.11).

$$s < s_0 < 1,3s \quad (34 < 38 < 1,3 \cdot 34)$$

и

$$s_0 - s < 5 \text{ мм} \quad (38 - 34 = 4 \text{ мм} < 5 \text{ мм}).$$

Толщина s_1 втулки по формуле (1.113)

$$s_1 = \beta_1 s_0 = 2 \cdot 38 = 76 \text{ мм},$$

где $\beta_1 = 2$ при $D/s_0 = 1600/38 = 42,1$ (см. рис. 1.39).
Высота втулки по формуле (1.114)

$$h_B \geq \frac{1}{t} (s_1 - s_0) = \frac{1}{1/3} (76 - 38) = 114 \text{ мм}.$$

Принимаем $h_B = 120 \text{ мм} = 0,12 \text{ м}$.

Эквивалентная толщина втулки фланца

$$s_{ЭК} = s_0 \left[1 + \frac{h_B (\beta_1 - 1)}{h_B + 0,25 (\beta_1 + 1) \sqrt{D s_0}} \right] =$$

$$= 38 \left[1 + \frac{120 (2 - 1)}{120 + 0,25 (2 + 1) \sqrt{1600 \cdot 38}} \right] = 52,95 \text{ мм}.$$

Диаметр болтовой окружности по формуле (1.116)

$$D_B \geq D + 2 (s_1 + d_B + u) = 1600 + 2 (76 + 48 + 6) = 1860 \text{ мм},$$

где $u = 6 \text{ мм}$; $d_B = 48 \text{ мм}$ при $p_p = 4 \text{ МПа}$ и $D = 1600 \text{ мм}$ (см. табл. 1.40). Принимаем $D_B = 1870 \text{ мм} = 1,87 \text{ м}$.

Наружный диаметр фланца

$$D_H \geq D_B + a = 1870 + 92 = 1962 \text{ мм},$$

где $a = 92 \text{ мм}$ — для шестигранных гаек М48 (см. табл. 1.41). Принимаем $D_H = 1970 \text{ мм} = 1,97 \text{ м}$.

Наружный диаметр прокладки по формуле (1.120)

$$D_{н.п} = D_B - e = 1870 - 61 = 1809 \text{ мм},$$

где $e = 61 \text{ мм}$ — для плоских прокладок при $d_B = 48 \text{ мм}$ (см. табл. 1.41).

Средний диаметр прокладки

$$D_{с.п} = D_{н.п} - b = 1809 - 20 = 1789 \text{ мм} = 1,789 \text{ м},$$

где $b = 20 \text{ мм}$ — ширина плоской неметаллической прокладки для диаметра аппарата $D = 1600 \text{ мм}$ (см. табл. 1.42).

Количество болтов по формуле (1.123)

$$n_B \geq \pi D_B / t_{ш} = 3,14 \cdot 1870 / 105,8 = 55,53,$$

где $t_{ш} = 2,2d_B = 2,2 \cdot 48 = 105,8 \text{ мм}$ — шаг расположения болтов при $p_p = 4 \text{ МПа}$, выбранный по табл. 1.43. Принимаем $n_B = 56$, кратное четырем.

Высота (толщина) фланца по формуле (1.124)

$$h_{\Phi} \geq \lambda_{\Phi} \sqrt{D s_{ЭК}} = 0,447 \sqrt{1600 \cdot 52,95} = 130,11 \text{ мм},$$

где $\lambda_{\Phi} = 0,447$ — для $p_p = 4 \text{ МПа}$ и приварных встык фланцев (см. рис. 1.40). Принимаем $h_{\Phi} = 140 \text{ мм} = 0,14 \text{ м}$.

Расстояние между опорными поверхностями гаек для фланцевого соединения с уплотнительной поверхностью типа «шип-паз» (ориентировочно)

$$l_{Б.о} \approx 2 (h_{\Phi} + h_{п}) = 2 (140 + 2) = 284 \text{ мм} = 0,284 \text{ м},$$

где $h_{п} = 2 \text{ мм}$ — высота (толщина) стандартной прокладки.

2. Нагрузки, действующие на фланец. Равнодействующая внутреннего давления

$$F_{д} = p_p \pi D_{с.п}^2 / 4 = 4 \cdot 3,14 \cdot 1,789^2 / 4 = 10,05 \text{ МН}.$$

Реакция прокладки по формуле (1.128)

$$R_{п} = \pi D_{с.п} b_0 k_{пр} p_p = 3,14 \cdot 1,789 \cdot 16,97 \cdot 10^{-3} \cdot 2,5 \cdot 4 = 0,95 \text{ МН},$$

где $k_{\text{пр}} = 2,5$ — для паронита (см. табл. 1.44), b_0 — эффективная ширина прокладок ($b_0 = 0,12\sqrt{b} = 0,12\sqrt{20 \cdot 10^{-3}} = 16,9 \cdot 10^{-3}$ м).

Усилие, возникающее от температурных деформаций по формуле (1.137),

$$F_t = \frac{y_b n_b f_b E_b (\alpha_\phi t_\phi - \alpha_b t_b)}{y_{\text{п}} + y_b + 0,5 y_\phi (D_b - D_{\text{с.п}})^2},$$

где $\alpha_\phi = 16,6 \cdot 10^{-6}$ $1/^\circ\text{C}$ и $\alpha_b = 13,3 \cdot 10^{-6}$ $1/^\circ\text{C}$ — соответственно коэффициенты линейного расширения материала фланцев (12X18H10T) и болтов (35X) по табл. XI приложения; $t_\phi = 0,96t = 0,96 \cdot 113,5 = 109$ $^\circ\text{C}$ — расчетная температура неизолированных фланцев (см. табл. 1.37), $t_b = 0,95t = 0,95 \cdot 113,5 = 107,8$ $^\circ\text{C}$ — расчетная температура болтов (см. табл. 1.37), $E_b = 1,9 \cdot 10^5$ МПа — для болтов из стали 35X; $f_b = 14,4 \cdot 10^{-4}$ м² — для болтов диаметром $d_b = 48$ мм; n_b — колличество болтов ($n_b = 56$); y_b , $y_{\text{п}}$, y_ϕ — податливости, соответственно болтов, прокладки, фланцев, вычисляемые по формулам (1.129)–(1.132)

$$y_b = t_b / (E_b f_b n_b) = 0,297 / (1,9 \cdot 10^5 \cdot 14,4 \cdot 10^{-4} \cdot 56) = 19,34 \cdot 10^{-6} \text{ м/МН},$$

где $t_b = l_{b.0} + 0,28d_b = 0,284 + 0,28 \cdot 0,048 = 0,297$ м — расчетная длина болта,

$$y_{\text{п}} = h_{\text{п}} / (E_{\text{п}} \pi D_{\text{с.п}} b) = 2 \cdot 10^{-3} / (2000 \cdot 3,14 \cdot 1,789 \cdot 20 \cdot 10^{-3}) = 8,9 \cdot 10^{-6} \text{ м/МН},$$

где $E_{\text{п}} = 2000$ МПа — для прокладки из паронита (см. табл. 1.44);

$$y_\phi = [1 - \nu (1 + 0,9\lambda'_\phi)] \Psi_2 / (h_\phi^3 E) = \\ = [1 - 0,561 (1 + 0,9 \cdot 0,481)] 9,6 / (0,14^3 \cdot 2 \cdot 10^5) = 3,46 \cdot 10^{-3} \text{ 1/(МН} \cdot \text{м)},$$

где

$$\lambda'_\phi = h_\phi / \sqrt{D_{\text{с.к}}} = 0,14 / \sqrt{1,6 \cdot 52,95 \cdot 10^{-3}} = 0,481;$$

$$\Psi_2 = (D_{\text{н}} + D) / (D_{\text{н}} - D) = (1,97 + 1,6) / (1,97 - 1,6) = 9,6;$$

$$\nu = \frac{1}{1 + 0,9\lambda'_\phi (1 + \Psi_1 h_\phi^2 / s_{\text{с.к}}^2)} = \frac{1}{1 + 0,9 \cdot 0,481 (1 + 0,116 \cdot 0,14^2 / 0,053^2)} = 0,561$$

при $\Psi_1 = 1,28 \lg (D_{\text{н}}/D) = 1,28 \lg (1,97/1,6) = 0,116$; $E = 2 \cdot 10^5$ МПа — для фланца из стали 12X18H10T.

Тогда

$$F_t = \frac{19,34 \cdot 10^{-6} \cdot 56 \cdot 14,4 \cdot 10^{-4} \cdot 1,9 \cdot 10^5 (16,6 \cdot 10^{-6} \cdot 109 - 13,3 \cdot 10^{-6} \cdot 107,8)}{8,9 \cdot 10^{-6} + 19,34 \cdot 10^{-6} + 0,5 \cdot 3,46 \cdot 10^{-3} (1,87 - 1,789)} = 2,69 \text{ МН}.$$

Коэффициент жесткости фланцевого соединения по формуле (1.134)

$$k_{\text{ж}} = \frac{y_b + 0,5 y_\phi (D_b - D - s_{\text{с.к}}) (D_b - D_{\text{с.п}})}{y_{\text{п}} + y_b + 0,5 y_\phi (D_b - D_{\text{с.п}})^2} = \\ = \frac{19,34 \cdot 10^{-6} + 0,5 \cdot 3,46 \cdot 10^{-3} (1,87 - 1,6 - 52,95 \cdot 10^{-3}) (1,87 - 1,789)}{8,9 \cdot 10^{-6} + 19,34 \cdot 10^{-6} + 0,5 \cdot 3,46 \cdot 10^{-3} (1,87 - 1,789)^2} = 1,26.$$

Болтовая нагрузка в условиях монтажа до подачи внутреннего давления

$$F_{\text{б1}} = \max \left\{ \begin{array}{l} k_{\text{ж}} F_{\text{д}} + R_{\text{п}} = 1,26 \cdot 10,05 + 0,95 = 13,61 \text{ МН} \\ 0,5 \pi D_{\text{с.п}} b_0 \rho_{\text{пр}} = 0,5 \cdot 3,14 \cdot 1,789 \cdot 16,97 \cdot 10^{-3} \cdot 20 = 0,96 \text{ МН} \end{array} \right\} = 13,61 \text{ МН},$$

где $\rho_{\text{пр}} = 20$ МПа для паронитовой прокладки (см. табл. 1.44).

Болтовая нагрузка в рабочих условиях по формуле (1.136)

$$F_{\text{б2}} = F_{\text{б1}} + (1 - k_{\text{ж}}) F_{\text{д}} + F_t = 13,61 + (1 - 1,26) 10,05 + 2,69 = 13,69 \text{ МН}.$$

Приведенный изгибающий момент по формуле (1.145)

$$M_0 = \max \left\{ \begin{array}{l} 0,5 (D_0 - D_{c.п}) F_{01} = 0,5 (1,87 - 1,789) 13,61 = 0,55 \text{ МН м} \\ 0,5 [(D_0 - D_{c.п}) F_{02} + (D_{c.п} - D - s_{ан}) F_{д}] [\sigma]_{20} / [\sigma] = \\ = 0,5 [(1,87 - 1,789) 13,69 + (1,789 - 1,6 - 52,95 \cdot 10^{-3}) 10,05] \times \\ \times 160/150,4 = 1,32 \text{ МН м} \end{array} \right\} = \\ \approx 1,32 \text{ МН} \cdot \text{м},$$

где $[\sigma]_{20} = 160$ МПа; $[\sigma] = 150,4$ МПа — соответственно для материала фланца при 20°C и расчетной температуре $t = 113,5^\circ\text{C}$ (см. табл. 1.3).

3 Проверка прочности и герметичности соединения Условия прочности болтов (1.140) выполняются:

$$F_{01}/(n_0 f_0) < [\sigma]_{020} \quad 13,61/(56 \cdot 14,4 \cdot 10^{-4}) = 168,8 \text{ МПа} < 230 \text{ МПа};$$

$$F_{02}/(n_0 f_0) < [\sigma]_0 \quad 13,69/(56 \cdot 14,4 \cdot 10^{-4}) = 169,8 \text{ МПа} < 229,3 \text{ МПа},$$

где $[\sigma]_{020} = 230$ МПа, $[\sigma]_0 = 229,3$ МПа — для материала болтов при $+20^\circ\text{C}$ и расчетной температуре $t_0 = 107,8^\circ\text{C}$ (см. табл. 1.38).

Условие (1.141) прочности неметаллической прокладки из паронита выполняется.

$$F_{0 \max}/(\pi D_{c.п} b) < [p_{пр}] \quad 13,69/(3,14 \cdot 1,789 \cdot 20 \cdot 10^{-3}) = 121,85 \text{ МПа} < 130 \text{ МПа},$$

где $[p_{пр}] = 130$ МПа — для прокладки из паронита (см. табл. 1.44); $F_{0 \max} = \max \{F_{01}; F_{02}\} = \max \{13,61 \text{ МПа}; 13,69 \text{ МПа}\} = 13,69 \text{ МПа}$.

Максимальное напряжение в сечении фланца, ограниченном размером s_1 , по формуле (1.143)

$$\sigma_1 = T_{\phi} M_0 v / [D^* (s_1 - c)^2] = 1,82 \cdot 1,32 \cdot 0,561 / [1,6 (0,076 - 0,001)^2] = 149,23 \text{ МПа},$$

где $D^* = D = 1,6$ м при $D > 20s_1$ ($1600 > 20 \cdot 76 = 1520$);

$$T_{\phi} = \frac{D_n^2 [1 + 8,55 \lg (D_n/D)] - D^2}{(1,05D^2 + 1,945D_n^2) (D_n/D - 1)} = \\ = \frac{1,97^2 [1 + 8,55 \lg (1,97/1,6)] - 1,6^2}{(1,05 \cdot 1,6^2 + 1,945 \cdot 1,97^2) (1,97/1,6 - 1)} = 1,82$$

Максимальное напряжение в сечении, ограниченном размером s_0

$$\sigma_0 = f_{\phi} \sigma_1 = 1,25 \cdot 149,23 = 186,54 \text{ МПа},$$

где $f_{\phi} = 1,25$ при $\beta_1 = 2$ и $x = h_n / \sqrt{D s_0} = 120 / \sqrt{1600 \cdot 38} = 0,487$ (см. рис. 1.42)
Окружное напряжение в кольце фланца по формуле (1.146)

$$\sigma_k = M_0 [1 - \nu (1 + 0,9\lambda'_{\phi})] \psi_2 / (D h_{\phi}^2) = \\ = 1,32 [1 - 0,561 (1 + 0,9 \cdot 0,481)] 9,6 / (1,6 \cdot 0,14^2) = 80,05 \text{ МПа}.$$

Напряжение во втулке от внутреннего давления тангенциальное

$$\sigma_t = p_p D / [2 (s_0 - c)] = 4 \cdot 1,6 / [2 (38 - 1) 10^{-3}] = 86,49 \text{ МПа},$$

меридиональное

$$\sigma_m = p_p D / [4 (s_0 - c)] = 4 \cdot 1,6 / [4 (38 - 1) 10^{-3}] = 43,24 \text{ МПа}.$$

Условие прочности для сечения фланца, ограниченного размером $s_1 = 76$ мм, выполняется

$$\sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_k^2 - \sigma_1 \sigma_k} < [\sigma]_1;$$

$$\sqrt{149,23^2 + 80,05^2 - 149,23 \cdot 80,05} = 129,35 \text{ МПа} < 228 \text{ МПа},$$

где $[\sigma]_1 = \sigma_T = 228$ МПа — допускаемое напряжение, равное пределу текучести стали 12Х18Н10Т при $t = 107,8^\circ\text{C}$ (см. в приложении табл. II).

Условие прочности для сечения, ограниченного размером $s_0 = 38$ мм, выполняется:

$$\sqrt{(\sigma_0 + \sigma_m)^2 + \sigma_t^2} - (\sigma_0 + \sigma_m) \sigma_t < \varphi [\sigma]_0;$$

$$\sqrt{(186,54 + 43,24)^2 + 86,49^2} - (186,54 + 43,24) 86,49 = 174,56 \text{ МПа} < 1 \cdot 400 \text{ МПа},$$

где $[\sigma]_0 = 0,002E = 0,002 \cdot 2 \cdot 10^5 = 400$ МПа — для фланца из стали 12Х18Н10Т в сечении s_0 при $p_p = 4$ МПа.

Условие герметичности, определяемое по формуле (1.150) углом поворота фланца, выполняется.

$$\theta = (\sigma_R/E) (D/h_\Phi) < [\theta];$$

$$\theta = (80,05/2 \cdot 10^5) (1,6/0,14) = 0,0046 < 0,009 \text{ рад},$$

где $[\theta] = 0,009$ рад — допускаемый угол поворота приварного встык фланца при $D = 1600$ мм < 2000 мм.

1.6.2. Выбрать конструкцию и рассчитать основные размеры фланцевого соединения крышки и корпуса вертикального аппарата с перемешивающим устройством (см. рис. 1.27)

Исходные данные. Внутренний диаметр аппарата $D = 1800$ мм, толщина стенки обечайки $s = 8$ мм, материал корпуса и крышки — сталь 09Г2С, внутреннее давление в аппарате $p_p = 0,5$ МПа. Температура обрабатываемой среды $t = 20^\circ\text{C}$. Прибавка к расчетной толщине стенки $c = 1$ мм. Внешние осевая сила и изгибающий момент отсутствуют ($F = 0, M = 0$). Коэффициент прочности сварных швов $\varphi = 0,9$

Решение. Конструкцию соединения крышки и корпуса аппарата при $D = 1800$ мм и $p_p = 0,5$ МПа выбираем согласно табл. 1.36 с плоскими приварными фланцами и уплотнительной поверхностью типа «шип паз» (см. рис. 1.36).

1. Конструктивные размеры фланца. Толщину втулки фланца принимаем $s_0 = 10$ мм, что удовлетворяет условию (1.112) $s_0 > s$ (10 мм > 8 мм).

Высота втулки фланца по формуле (1.115)

$$h_B > 0,5 \sqrt{D(s_0 - c)} = 0,5 \sqrt{1800(10 - 1)} = 63,64 \text{ мм}.$$

Принимаем $h_B = 100$ мм.

Диаметр болтовой окружности по формуле (1.117)

$$D_B = D + 2(2s_0 + d_B + u) = 1800 + 2(2 \cdot 10 + 20 + 4) = 1890 \text{ мм} = 1,89 \text{ м},$$

где $d_B = 20$ мм — наружный диаметр болта при $D = 1800$ мм и $p_p = 0,5$ МПа (см. табл. 1.40); u — нормативный зазор ($u = 4$ мм).

Наружный диаметр фланца

$$D_H = D_B + a = 1890 + 40 = 1930 \text{ мм},$$

где $a = 40$ мм — для шестигранных гаек при $d_B = 20$ мм (см. табл. 1.41)

Наружный диаметр прокладки

$$D_{H.п} = D_B - e = 1890 - 30 = 1860 \text{ мм},$$

где $e = 30$ мм — для плоских прокладок (см. табл. 1.41).

Средний диаметр прокладки

$$D_{с.п} = D_{H.п} - b = 1860 - 15 = 1845 \text{ мм} = 1,845 \text{ м},$$

где $b = 15$ мм — ширина прокладки (см. табл. 1.42).

Количество болтов, необходимых для обеспечения герметичности соединения,

$$n_B > \pi D_B / t_{ш} = 3,14 \cdot 1890 / 90 = 66 \text{ шт.},$$

где $t_{ш} = 4,5 d_B = 4,5 \cdot 20 = 90$ мм — шаг размещения болтов М20 на болтовой окружности при $p_p = 0,5$ МПа (см. табл. 1.43).

Принимаем $n_B = 68$, кратное четырем.

Высота (толщина) фланца

$$h_{\phi} > \lambda_{\phi} \sqrt{D s_{\text{эж}}} = 0,436 \sqrt{1800 \cdot 10} = 58,46 \text{ мм},$$

где $\lambda_{\phi} = 0,436$ — для плоских фланцев при $p_p = 0,5$ МПа (см рис 1 40), $s_{\text{эж}} = s_0 = 10$ мм, так как для плоских фланцев $\beta_1 = s_1/s_0 = 1$.

Принимаем $h_{\phi} = 60$ мм.

Расчетная длина болта

$$l_b = l_{b,0} + 0,28 d_b = 124 + 0,28 \cdot 20 = 129,6 \text{ мм} \approx 0,13 \text{ м},$$

где $l_{b,0} = 2(h_{\phi} + h_n) = 2(60 + 2) = 124$ мм — расстояние между опорными поверхностями головки болта и гайки при толщине прокладки $h_n = 2$ мм

2 Нагрузки, действующие на фланец. Равнодействующая внутреннего давления

$$F_d = p_p \pi D_c^2 / 4 = 0,5 \cdot 3,14 \cdot 1,845^2 / 4 = 1,336 \text{ МН}$$

Реакция прокладки

$$R_n = \pi D_c \cdot b_0 k_{\text{пр}} p_p = 3,14 \cdot 1,845 \cdot 0,015 \cdot 0,5 = 0,043 \text{ МН},$$

где $k_{\text{пр}} = 1$ — для резины с твердостью свыше 1,2 МПа (см. табл 1 44), $b_0 = b = 15$ мм $= 0,015$ м, так как $b \leq 15$ мм.

Усилие, возникающее от температурных деформаций, $F_t = 0$, так как температура соединения в рабочем состоянии равна температуре при его монтаже (+20 °С).

Коэффициент жесткости фланцевого соединения

$$k_{\text{ж}} = \frac{y_b + 0,5 y_{\phi} (D_b - D - s_{\text{эж}}) (D_b - D_c \cdot n)}{y_n + y_b + 0,5 y_{\phi} (D_b - D_c \cdot n)^2},$$

где y_b, y_n, y_{ϕ} — податливость, соответственно болтов, прокладки, фланцев

Податливость болтов

$$y_b = l_b / (E_b f_b) = 0,13 / (1,9 \cdot 10^6 \cdot 2,35 \cdot 10^{-4} \cdot 68) = 43 \cdot 10^{-6} \text{ м/МН},$$

где $E_b = 1,9 \cdot 10^6$ МПа — для материала болтов из стали 35, $f_b = 2,35 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ — для болтов диаметром $d_b = 20$ мм.

Податливость прокладки

$$y_n = k_n h_n / (E_n \pi D_c \cdot n b) = 0,09 \cdot 2 \cdot 10^{-3} / (19 \cdot 3,14 \cdot 1,845 \cdot 15 \cdot 10^{-3}) = 109 \cdot 10^{-6} \text{ м/МН},$$

где $E_n = 4 [1 + b / (2h_n)] = 4 [1 + 15 \cdot 10^{-3} / (2 \cdot 2 \cdot 10^{-3})] = 19$ МПа — для прокладки из резины с твердостью свыше 1,2 МПа (см табл 1 44), $k_n = 0,09$.

Податливость фланца

$$y_{\phi} = [1 - \nu (1 + 0,9 \lambda'_{\phi})] \psi_2 / (h_{\phi}^3 E) = [1 - 0,51 (1 + 0,9 \cdot 0,447)] \times \\ \times 28,7 / (0,06^3 \cdot 1,99 \cdot 10^6) = 0,197 (\text{МН} \cdot \text{м})^{-1}$$

где $\lambda'_{\phi} = h_{\phi} / \sqrt{D s_{\text{эж}}} = 0,06 / \sqrt{1,8 \cdot 0,01} = 0,447$;

$$\psi_2 = (D_n + D) / (D_n - D) = (1,93 + 1,8) / (1,93 - 1,8) = 28,7;$$

$$\nu = \frac{1}{1 + 0,9 \lambda'_{\phi} (1 + \psi_1 h_{\phi}^2 / s_{\text{эж}}^2)} = \frac{1}{1 + 0,9 \cdot 0,447 (1 + 0,039 \cdot 0,06^2 / 0,01)^2} = 0,51$$

при $\psi_1 = 1,28 \lg (D_n / D) = 1,28 \lg (1,93 / 1,8) = 0,039$;

$$E = 1,99 \cdot 10^6 \text{ МПа} — для фланца из стали 09Г2С.$$

Тогда

$$k_{\text{ж}} = \frac{43 \cdot 10^{-6} + 0,5 \cdot 0,197 (1,89 - 1,8 - 0,01) (1,89 - 1,845)}{109 \cdot 10^{-6} + 43 \cdot 10^{-6} + 0,5 \cdot 0,197 (1,89 - 1,845)^2} = 1,133.$$

Болтовая нагрузка в условиях монтажа

$$F_{b1} = \max \left\{ \begin{array}{l} k_{\text{ж}} F_d + R_n = 1,133 \cdot 1,336 + 0,043 = 1,557 \text{ МН} \\ 0,5 \pi D_c \cdot n b_0 p_p = 0,5 \cdot 3,14 \cdot 1,845 \cdot 15 \cdot 10^{-3} \cdot 0,4 = 0,174 \text{ МН} \end{array} \right\} = 1,557 \text{ МН},$$

где $p_{\text{пр}} = 4$ МПа — для резиновой прокладки с твердостью свыше 1,2 МПа (см. табл. 1 44).

Болтовая нагрузка в рабочих условиях

$$F_{62} = F_{61} + (1 - k_{ж}) F_{д} + F_t = 1,557 + (1 - 1,133)1,336 + 0 = 1,379 \text{ МН}$$

Приведенный изгибающий момент

$$M_0 = \max \left\{ \begin{array}{l} 0,5 (D_6 - D_{с.п}) F_{61} = 0,5 (1,89 - 1,845)1,557 = 0,035 \text{ МН}\cdot\text{м} \\ 0,5 [(D_6 - D_{с.п}) F_{62} + (D_{с.п} - D - s_{ок}) F_{д}] [\sigma]_{20}/[\sigma] = \\ = 0,5 [(1,89 - 1,845) 1,379 + (1,845 - 1,8 - 0,01) 1,336] 1 = 0,0544 \text{ МН}\cdot\text{м} \end{array} \right\} = \\ = 54,4 \cdot 10^{-3} \text{ МН}\cdot\text{м},$$

где $[\sigma]_{20}/[\sigma] = 1$, так как рабочая температура $t = 20^\circ\text{C}$.

Проверка прочности и герметичности соединения. Условие прочности болтов при монтаже фланцевого соединения и в его рабочем состоянии выполняется

$$F_{61}/(n\sigma_6) < [\sigma]_{6,20}; \quad 1,557/(\epsilon 8 \cdot 2,35 \cdot 10^{-4}) = 97,43 \text{ МПа} < 130 \text{ МПа},$$

$$F_{62}/(n\sigma_6) < [\sigma]_6; \quad 1,379/(\epsilon 8 \cdot 2,35 \cdot 10^{-4}) = 89,29 \text{ МПа} < 130 \text{ МПа},$$

где $[\sigma]_{6,20} = 130 \text{ МПа}$ — для болтов из стали 35 при температуре 20°C (см табл. 1.38), $[\sigma]_6 = 130 \text{ МПа}$ — для материала болтов при рабочей температуре $t = 20^\circ\text{C}$.

Условие прочности прокладки выполняется

$$F_6 \max/(\pi D_{с.п} b) < [p_{пр}]; \quad 1,557/(3,14 \cdot 1,845 \cdot 0,015) = 17,92 \text{ МПа} < 20 \text{ МПа},$$

где $[p_{пр}] = 20 \text{ МПа}$ — для резиновой прокладки с твердостью свыше 1,2 МПа (см. табл. 1.44), $F_6 \max = \max \{F_{61}; F_{62}\} = \max \{1,557 \text{ МН}; 1,379 \text{ МН}\} = 1,557 \text{ МН}$.

Максимальное напряжение в сечении, ограниченном размером s_0 , с учетом формул (1.143) и (1.148)

$$\sigma_0 = f_\phi \sigma_1 = f_\phi T_\phi M_0 v / [D^* (s_1 - c)^2] = \\ = 1 \cdot 1,885 \cdot 54,4 \cdot 10^{-3} \cdot 0,51 / [1,8 (0,01 - 0,001)^2] = 358,7 \text{ МПа}, \text{ где } s_1 = s_0,$$

так как у плоского приварного фланца втулка цилиндрическая, $f_\phi = 1$, так как $s_t/s_0 = 1$ (см. рис. 1.42), $D^* = D = 1,8 \text{ м}$, так как $D > 20s_0 (1,8 \text{ м} > 20 \cdot 0,01 = 0,2 \text{ м})$,

$$T_\phi = \frac{D_R^2 [1 + 8,55 \lg (D_H/D)] - D^2}{(1,05D^2 + 1,945D_R^2) (D_H/D - 1)} = \\ = \frac{1,93^2 [1 + 8,55 \lg (1,93/1,8)] - 1,8^2}{(1,05 \cdot 1,8^2 + 1,945 \cdot 1,93^2) (1,93/1,8 - 1)} = 1,885$$

Напряжение во втулке от внутреннего давления: тангенциальное

$$\sigma_t = p_p D / [2 (s_0 - c)] = 0,5 \cdot 1,8 / [2 (0,01 - 0,001)] = 50 \text{ МПа};$$

меридиональное

$$\sigma_m = p_p D / [4 (s_0 - c)] = 0,5 \cdot 1,8 / [4 (0,01 - 0,001)] = 25 \text{ МПа}$$

Условие прочности для сечения, ограниченного размером $s_0 = 8 \text{ мм}$, выполняется

$$\sqrt{(\sigma_0 + \sigma_m)^2 + \sigma_t^2} - (\sigma_0 + \sigma_m) \sigma_t < \varphi [\sigma]_0;$$

$$\sqrt{(358,7 + 25)^2 + 50^2} - (358,7 + 25) 50 = 361,3 \text{ МПа} < 0,9 \cdot 597 = 538 \text{ МПа},$$

где $[\sigma]_0 = 0,003E = 0,003 \cdot 1,99 \cdot 10^5 = 597 \text{ МПа}$ — для фланца из стали 09Г2С в сечении s_0 при $p_p = 0,5 \text{ МПа}$.

Окружное напряжение в кольце фланца по формуле (1.146)

$$\sigma_\kappa = M_0 [1 - \nu (1 + 0,9\lambda_\phi^2)] \Psi_2 / (D h_\phi^2) = \\ = 54,4 \cdot 10^{-3} [1 - 0,51 (1 + 0,9 \cdot 0,447^2)] 28,7 / (1,8 \cdot 0,06^2) = 71,03 \text{ МПа}$$

Условие герметичности фланцевого соединения выполняется

$$\theta = (\sigma_K/E) (D/h_{\Phi}) < [\theta],$$

$$\theta = (71,03/1,99 \cdot 10^5) (1,8/0,06) = 0,0107 < 0,013 \text{ рад.}$$

где θ — угол поворота фланца; $[\theta]$ — допустимый угол поворота плоского фланца.

Контрольные задачи

1.6.1. Определить количество болтов фланцевого соединения с уплотнительной поверхностью «выступ-впадина» для аппарата с внутренним диаметром 0,7 м, работающего под внутренним давлением 1 МПа. Фланцы приварные встык выполнены из стали 20, а болты — из стали 35.

Ответ 32 болта М20.

1.6.2. Определить ориентировочную толщину плоского приварного фланца с гладкой уплотнительной поверхностью, работающего под внутренним давлением 0,3 МПа, если толщина стенки аппарата 4 мм, а внутренний диаметр 0,5 м.

Ответ 20 мм.

1.6.3. Определить отношение реакции прокладки R_{Π} к равнодействующей внутреннего давления $F_{\text{д}}$, необходимое для расчета толщины стенки плоской крышки аппарата диаметром 2,2 м, работающего под внутренним давлением 0,2 МПа и имеющего толщину стенки обечайки $s = 10$ мм.

Ответ $R_{\Pi}/F_{\text{д}} = 0,84$.

1.6.4. Определить толщину плоского фланца из стали 40Х для аппарата диаметром 1,2 м, обеспечивающего герметичность соединения, если окружное напряжение в кольце фланца составляет 205 МПа.

Ответ 95 мм.

1.6.5. Выполнить расчет на прочность и герметичность фланцевого соединения аппарата, работающего под внутренним давлением. Исходные данные для различных вариантов представлены в табл. 1.46.

Таблица 1.46

Параметры аппарата, имеющего фланцевое соединение

Номер варианта	Внутренний диаметр аппарата D , мм	Толщина стенки s , мм	Материал аппарата (сталь)	Сумма прибавок к расчетной толщине стенки s , мм	Внутреннее давление P , МПа	Рабочая температура t , °С	Внешние нагрузки	
							Освояющая сила F , МН	Изгибающий момент M , МН·м
1	400	6	20	1,2	0,60	100	-0,30	3,40
2	500	8	15ХМ	0,9	0,95	200	-0,36	4,00
3	600	10	09Г2С	0,8	1,40	250	-0,40	2,80
4	700	12	12Х18Н10Т	0,7	1,60	60	—	—
5	800	8	16ГС	1,0	0,50	260	-0,32	—
6	900	10	15ХМ	1,1	0,90	120	-0,50	—
7	1000	8	20К	0,8	0,25	200	-1,80	—
8	1100	10	10Х17Н13М2Т	0,5	0,45	300	—	—
9	1200	14	20	1,2	1,50	180	-0,80	1,90
10	1300	12	12Х18Н10Т	0,9	1,00	80	-0,08	0,10
11	1400	8	20К	0,8	0,30	70	-0,06	0,15
12	1500	14	09Г2С	1,3	0,80	250	—	—
13	1600	16	16ГС	1,2	1,30	200	-0,20	0,20
14	1700	10	20	1,0	0,55	160	-0,90	—
15	1800	16	15ХМ	0,8	1,44	120	-0,80	1,20

Номер варианта	Внутренний диаметр аппарата D , мм	Толщина стенки s , мм	Материал аппарата (сталь)	Сумма прибавок к расчетной толщине стенки s , мм	Внутреннее давление P , МПа	Рабочая температура t , °С	Внешние нагрузки	
							Осевая сила F , МН	Изгибающий момент M , МН·м
16	1900	12	20К	1,4	0,60	45	—	—
17	2000	16	15X5M	1,1	0,90	160	-1,80	—
18	2200	18	12MX	0,6	1,00	75	-1,00	2,00
19	2400	20	16ГС	1,6	1,40	220	-0,50	—
20	2600	10	20	1,2	0,30	50	-0,07	—
21	2800	20	15X5M	1,5	0,85	300	-0,10	—
22	3000	20	12X18H10T	0,8	0,90	90	-0,20	—
23	3200	12	10X17H13M2T	0,7	0,60	100	-0,22	—
24	3400	12	20К	0,5	0,30	20	-0,30	—
25	3600	12	20	0,6	0,25	120	-0,40	—
26	400	6	15XM	1,0	1,60	65	-0,40	2,80
27	500	12	16ГС	1,4	3,60	120	-0,42	3,60
28	600	12	12X18H10T	1,1	2,10	300	-0,50	2,70
29	700	22	09Г2С	1,2	5,00	250	-0,80	4,00
30	800	15	15X5M	0,8	2,10	320	-0,60	2,90
31	900	26	10X17H13M3T	0,6	6,00	150	—	—
32	1000	18	12XM	1,0	2,50	80	-0,90	—
33	1100	22	20	1,5	4,00	70	-1,00	—
34	1200	32	20К	1,2	6,40	40	-1,20	—
35	1300	25	15X5M	0,9	4,00	100	-0,30	—
36	1400	15	16ГС	1,3	1,60	90	-1,10	—
37	1500	22	12X18H10T	0,7	2,20	110	-0,80	—
38	1600	32	09Г2С	1,2	3,80	150	-0,50	—
39	1800	14	15X5M	0,8	0,94	200	-1,10	—
40	2000	22	20	1,3	2,30	210	—	—
41	2200	18	10X17H13M3T	0,9	1,50	160	-0,60	—
42	2400	20	15XM	1,5	1,30	300	-0,70	—
43	2600	18	20К	1,8	1,00	80	-0,20	—
44	2800	24	16ГС	1,2	1,50	180	-0,10	—
45	3000	24	09Г2С	1,3	1,40	100	-0,15	—
46	3200	18	12MX	0,8	0,80	180	-0,06	—
47	3400	20	20	1,4	0,60	95	-0,21	—
48	3600	22	09Г2С	1,2	0,90	210	-0,14	—
49	3800	24	15X5M	1,0	1,00	80	-0,12	—
50	4000	25	20К	1,5	0,80	200	-0,09	—
51	400	24	12X18H10T	0,6	6,40	70	—	—
52	500	25	16ГС	1,1	9,00	120	—	—
53	600	24	15XM	0,8	8,00	80	-1,00	—
54	700	34	20	0,9	8,60	200	—	1,50
55	800	30	20	1,2	7,00	180	-0,30	—
56	900	26	15X5M	1,0	6,00	180	—	2,00
57	1000	45	16ГС	1,1	10,00	20	-0,60	—
58	1100	40	12X18H10T	1,0	8,00	80	—	—
59	1200	34	10X17H13M2T	0,6	5,40	150	-0,40	—
60	1300	46	20	1,0	6,80	220	—	—
61	1400	60	16ГС	1,2	8,50	110	—	0,50
62	1500	52	15XM	1,6	8,00	40	—	—
63	1600	44	15X5M	1,1	6,10	190	—	—

§ 1.7. ОПТИМАЛЬНЫЕ РАЗМЕРЫ КОРПУСА АППАРАТА, РАБОТАЮЩЕГО ПОД ВНУТРЕННИМ ДАВЛЕНИЕМ

В нефтеперерабатывающей, нефтехимической и химической отраслях промышленности применяется большое количество цилиндрических сосудов, работающих под паливом или внутренним избыточным давлением (приемники для газов и жидкостей, маслоотделители, промежуточные емкости и т. п.). Размеры этих сосудов зависят в основном от требуемой вместимости рабочей среды. Наиболее экономичной следует считать такую конструкцию, на изготовление которой потребуется меньше металла, т. е. ее размеры должны быть оптимизированы по металлоемкости. В некоторых случаях экономические соображения заставляют выбирать размеры сосудов из условий обеспечения наименьшей боковой поверхности корпуса (аппараты, подлежащие футеровке, гуммированию, эмалированию, теплоизоляции и т. п.).

Рассмотрим рекомендации по выбору оптимальных размеров сосудов с учетом обеспечения наименьшего расхода металла при заданном объеме сосуда V и расчетном давлении p_p .

Масса корпуса аппарата

$$m_k = \rho (A_{цs_1} + A_{кs_2} + A_{дs_3}), \quad (1\ 155)$$

где ρ — плотность материала, из которого изготовлен аппарат, кг/м³; $A_{ц}$ — боковая поверхность цилиндрической части, м²; $A_{к}$, $A_{д}$ — соответственно боковая поверхность крышки и днища без цилиндрической части, м²; s_1 , s_2 , s_3 — соответственно толщина стенки цилиндрической обечайки сосуда, крышки и днища без учета прибавки на округление размера, м.

При известных p_p и V длину L цилиндрической части корпуса аппарата, толщину стенок s_1 , s_2 , s_3 и боковые поверхности $A_{ц}$, $A_{к}$, $A_{д}$ можно выразить через внутренний диаметр аппарата D , т. е. представить массу $m_k = f(D)$.

Для того чтобы функция $m_k = f(D)$ имела минимальное значение, необходимо соблюдение условий:

$$dm_k/dD = 0 \quad \text{и} \quad d^2m_k/dD^2 > 0.$$

Для основных применяемых в промышленности типов аппаратов расчетные формулы сведены в табл. 1.47.

Для определения оптимального диаметра аппарата $D_{\text{опт}}$ построены [17] номограммы (рис. 1.43). Чтобы определить $D_{\text{опт}}$ по номограмме, необходимо соединить точку, показывающую приведенное давление p_n , с точкой, показывающей требуемый объем сосуда V . Пересечение построенной прямой с прямой $D_{\text{опт}}$ дает искомый диаметр сосуда. В качестве исполнительного диаметра принимают стандартное значение D по ГОСТ 9617—76, близкое к $D_{\text{опт}}$.

Приведенное давление рассчитывается по формуле [17]

$$p_n = p_p / (10 [\sigma] c), \quad (1\ 156)$$

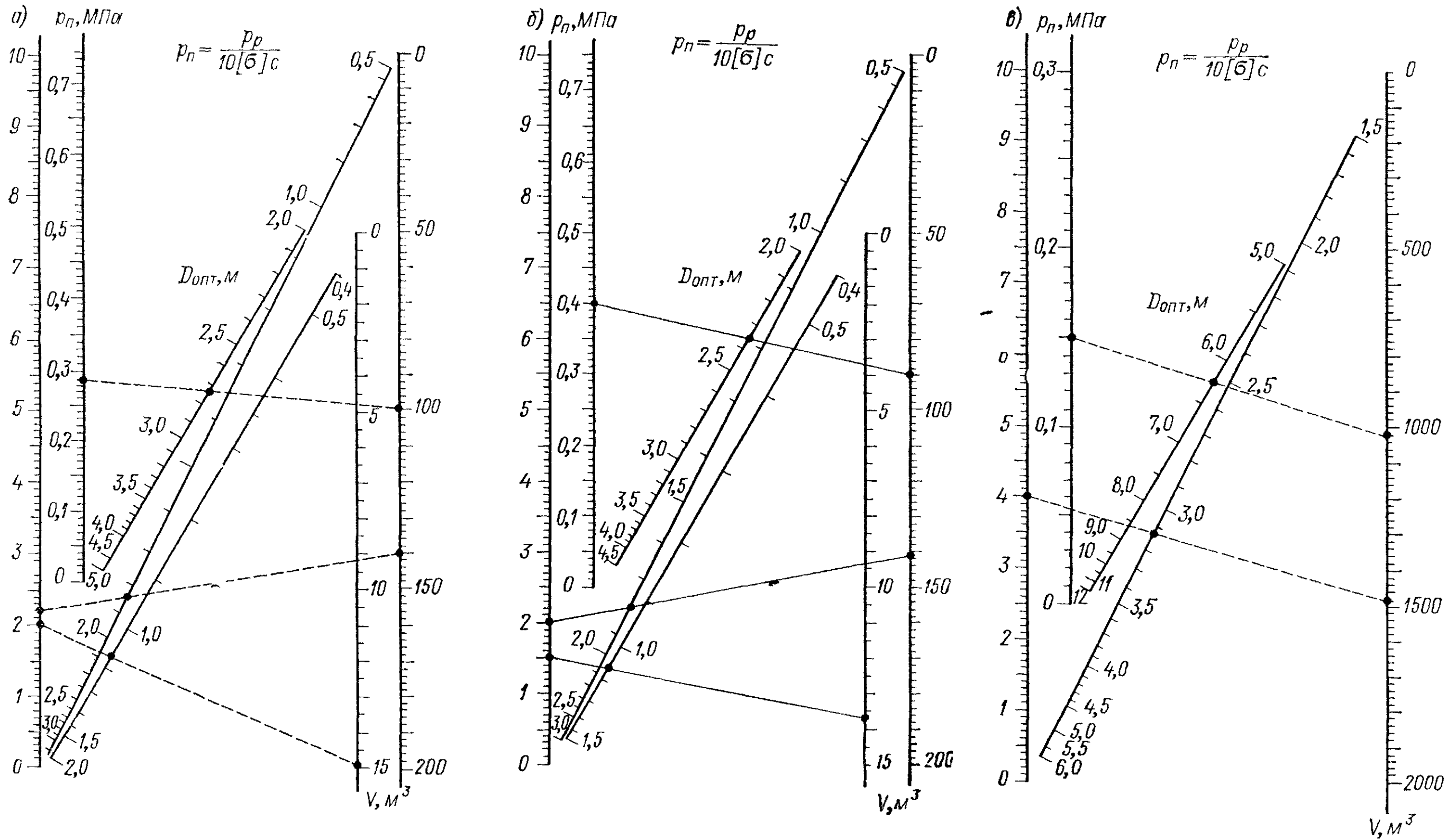


Рис. 1.43. Номограммы для определения оптимального диаметра аппарата из условия минимума металлоемкости корпуса: а — крышка и днище эллиптические; б — крышка эллиптическая, днище коническое ($2\alpha = 90^\circ$); в — крышка и днище полусферические

Расчетные зависимости к определению параметров корпуса аппарата

Аппарат с эллиптическими крышкой и днищем	Аппарат с эллиптической крышкой и коническим днищем	Аппарат с полусферическими крышкой и днищем
$V = L\pi D^2/4 + \pi D^3/24 + \pi D^3/24$	$V = L\pi D^2/4 + (\pi D^3/24)(1 + \operatorname{ctg} \alpha)$	$V = L\pi D^2/4 + \pi D^3/12 + \pi D^3/12$
$L = 4V/(\pi D^2) - D/3$	$L = 4V/(\pi D^2) - D(1 + \operatorname{ctg} \alpha)/6$	$L = 4V/(\pi D^2) - 2D/3$
$A_{\text{ц}} = \pi DL \approx 4V/D - 1,05D^2$	$A_{\text{ц}} = \pi DL = 4V/D - (1 + \operatorname{ctg} \alpha)\pi D^2/6$	$A_{\text{ц}} = \pi DL \approx 4V/D - 2,1D^2$
$A_{\text{к}} = 1,24D^2$	$A_{\text{к}} = 1,24D^2$	$A_{\text{к}} = 1,57D^2$
$A_{\text{д}} = A_{\text{к}}$	$A_{\text{д}} = \pi D^2/(4 \sin \alpha)$	$A_{\text{д}} = A_{\text{к}}$
$s_1 = p_p D / (2\varphi [\sigma] - p_p) + c$ или $s_1 = k_s D + c^*$	$s_1 = p_p D / (2\varphi [\sigma] - p_p) + c$ или $s_1 = k_s D + c^*$	$s_1 = p_p D / (2\varphi [\sigma] - p_p) + c$ или $s_1 = k_s D + c^*$
Из конструктивных соображений принимают $s_2 = s_1 = k_s D + c^*$	Из конструктивных соображений принимают $s_2 = s_1 = k_s D + c^*$	Из конструктивных соображений принимают $s_2 = s_1 = k_s D + c^*$
$s_3 = s_2$	$s_3 = p_p D / [(2\varphi [\sigma] - p_p) \cos \alpha] + c$ или $s_3 = k_s D / \cos \alpha + c^*$	$s_3 = s_2$
$m_{\text{к}} = \rho [4V(k_s + c/D) + 1,43D^2(k_s D + c)]$	$m_{\text{к}} = \rho \{4V(k_s + c/D) + [1,24 - \pi(1 + \operatorname{ctg} \alpha)/6] \times D^2(k_s D + c) + [\pi/(4 \sin \alpha)] \times D^2(k_s D / \cos \alpha + c)\}$	$m_{\text{к}} = \rho [4V(k_s + c/D) + 1,04D^2(k_s D + c)]$
* $k_s = p_p / (2\varphi [\sigma] - p_p)$		

где $[\sigma]$ — допускаемое напряжение при расчетной температуре, МПа, p_p — расчетное давление, МПа; c — прибавка к расчетной толщине стенки, м.

При оптимизации размеров корпуса по критерию минимума боковой поверхности задача значительно облегчается, так как не надо учитывать толщину стенки. В этом случае для определения $D_{\text{опт}}$ необходимо суммарную боковую поверхность сосуда $A_{\Sigma} = A_{\text{н}} + A_{\text{к}} + A_{\text{д}}$ представить как функцию $A_{\Sigma} = f(D)$ и решить уравнение

$$dA_{\Sigma}/dD = 0.$$

Примеры

1.7.1. Из условия минимальных затрат материала на изготовление определить оптимальные размеры и массу корпуса аппарата с эллиптическими крышкой и днищем.

Исходные данные: объем аппарата $V = 100 \text{ м}^3$, внутреннее давление в аппарате $p_p = 0,5 \text{ МПа}$, материал корпуса — листовой прокат из стали 10, рабочая температура $t = 190 \text{ }^\circ\text{C}$, коэффициент прочности сварных швов $\phi = 1$, прибавка к расчетной толщине стенки $c = 1,5 \text{ мм}$.

Решение. Допускаемое напряжение

$$[\sigma] = \eta \sigma^* = 1 \cdot 117 = 117 \text{ МПа},$$

где $\eta = 1$, так как материал — листовой прокат; $\sigma^* = 117 \text{ МПа}$ — для стали 10 при $t = 190 \text{ }^\circ\text{C}$ (см. табл. 1 2).

Приведенное давление

$$p_{\text{п}} = p_p / (10 [\sigma] c) = 0,5 / (10 \cdot 117 \cdot 1,5 \cdot 10^{-3}) = 0,285 \text{ МПа}.$$

Оптимальный диаметр аппарата $D_{\text{опт}}$ определяется по номограмме (см. рис. 1 43). Соединив на номограмме точку $p_{\text{п}} = 0,285 \text{ МПа}$ с точкой $V = 100 \text{ м}^3$ прямой, найдем, что $D_{\text{опт}} = 2730 \text{ мм}$. Округляем полученный диаметр до ближайшего стандартного значения $D = 2800 \text{ мм}$.

Длина цилиндрической части (см табл. 1.47)

$$L = 4V / (\pi D^2) - D/3 = 4 \cdot 100 / (3,14 \cdot 2,8^2) - 2,8/3 = 15,32 \text{ м}.$$

Внутренняя высота эллиптической части днища (крышки)

$$H = 0,25D = 0,25 \cdot 2,8 = 0,7 \text{ м}$$

Суммарная длина аппарата

$$L_{\text{общ}} = L + 2H = 15,32 + 2 \cdot 0,7 = 16,72 \text{ м}$$

Комплекс (см. табл. 1 47)

$$k_s = p_p / (2\phi [\sigma] - p_p) = 0,5 / (2 \cdot 117 - 0,5) = 2,14 \cdot 10^{-3}$$

Масса корпуса аппарата (см. табл. 1 47)

$$m_{\text{к}} = \rho [4V (k_s + c/D) + 1,43D^2 (k_s D + c)] = 7850 [4 \cdot 100 (2,14 \cdot 10^{-3} + 1,5 \cdot 10^{-3} / 2,8) + 1,43 \cdot 2,8^2 (2,14 \cdot 10^{-3} \cdot 2,8 + 1,5 \cdot 10^{-3})] = 9061 \text{ кг},$$

где $\rho = 7850 \text{ кг/м}^3$ — для стали 10.

1.7.2. Из условия обеспечения минимальной боковой поверхности определить оптимальные размеры и массу корпуса аппарата с эллиптическими крышкой и днищем

Исходные данные. Объем $V = 100 \text{ м}^3$, внутреннее давление $p_p = 0,5 \text{ МПа}$ Материал корпуса — сталь 10, рабочая температура $t = 190 \text{ }^\circ\text{C}$, коэффициент прочности сварных швов $\phi = 1$, прибавка к расчетной толщине стенки $c = 1,5 \text{ мм}$

Решение Полная боковая поверхность корпуса (см табл 1 47)

$$A_{\Sigma} = A_{\text{ц}} + A_{\text{к}} + A_{\text{д}} = (4V/D - 1,05D^2) + 1,24D^2 + 1,24D^2 = 4V/D + 1,43D^2$$

Производная от боковой поверхности по диаметру

$$dA_{\Sigma}/dD = -4V/D^2 + 2,86D.$$

Приравнявая $dA_{\Sigma}/dD = 0$ и находя отсюда D , получим оптимальное его значение из условия обеспечения минимальной боковой поверхности

$$-4V/D^2 + 2,86D = 0; D = \sqrt[3]{4V/2,86} = \sqrt[3]{4 \cdot 100/2,86} = 5,19 \text{ м}$$

Округляем полученный диаметр до ближайшего стандартного значения $D = 5000 \text{ мм}$

Длина цилиндрической части аппарата

$$L = 4V/(\pi D^2) - D/3 = 4 \cdot 100/(3,14 \cdot 5^2) - 5/3 = 3,429 \text{ м} = 3429 \text{ мм}$$

Внутренняя высота эллиптической части крышки (днища)

$$H = 0,25D = 0,25 \cdot 5 = 1,25 \text{ м.}$$

Суммарная длина аппарата

$$L_{\text{общ}} = L + 2H = 3,429 + 2 \cdot 1,25 = 5,929 \text{ м} = 5929 \text{ мм}$$

Боковая поверхность корпуса

$$A_{\Sigma} = 4V/D + 1,43D^2 = 4 \cdot 100/5 + 1,43 \cdot 5^2 = 115,75 \text{ м}^2$$

Как и в предыдущем примере, допускаемое напряжение $[\sigma] = 117 \text{ МПа}$, комплекс $k_s = 2,14 \cdot 10^{-3}$

Масса корпуса аппарата при $\rho = 7850 \text{ кг/м}^3$

$$m_{\text{к}} = \rho [4V(k_s + c/D) + 1,43D^2(k_s D + c)] = 7850 [4 \cdot 100(2,14 \cdot 10^{-3} + 1,5 \cdot 10^{-3}/5) + 1,43 \cdot 5^2(2,14 \cdot 10^{-3} \cdot 5 + 1,5 \cdot 10^{-3})] = 11 \text{ 085 кг.}$$

Контрольные задачи

1.7.1. Определить диаметр и длину цилиндрической части цельносварного аппарата объемом 10 м^3 с коническим днищем ($2\alpha = 90^\circ$) и эллиптической крышкой, выполненного из двухслойной стали, из условия обеспечения минимума расхода плакирующего материала.

Ответ диаметр и длина цилиндрической части соответственно $D = 2485 \text{ мм}$ и $L = 1235 \text{ мм}$.

1.7.2. Определить оптимальные размеры и металлоемкость цельносварного стального эмалированного сборника с эллиптическими крышкой и днищем объемом 50 м^3 из условия минимального расхода эмали на покрытие его внутренней поверхности. Сборник изготовлен из стали 10 автоматической дуговой электросваркой. Расчетное внутреннее давление $p_p = 0,6 \text{ МПа}$, расчетная температура $t = 190^\circ \text{C}$, прибавка к расчетной толщине стенки $c = 0,5 \text{ мм}$.

Ответ длина цилиндрической части сборника $L = 2380 \text{ мм}$, диаметр $D = 4120 \text{ мм}$, масса корпуса сборника (без учета слоя эмали) $m_{\text{к}} = 6340 \text{ кг}$.

1.7.3. Определить металлоемкость и соотношение между длиной L и диаметром D цилиндрической части аппарата с эллиптическими крышкой и днищем, выполненного из титанового сплава марки ОТ4-0, исходя из условия минимальных затрат материала на изготовление. Объем аппарата $V = 14 \text{ м}^3$, расчетное внутреннее давление $p_p = 2,5 \text{ МПа}$, расчетная температура $t = 200^\circ \text{C}$, прибавка к расчетной толщине стенки $c = 1 \text{ мм}$. Сварка автоматическая аргонодуговая с двусторонним проваром. Плотность сплава $\rho = 4,55 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$.

Ответ. $L/D = 17,5$, масса корпуса аппарата $m_{\text{к}} = 3781 \text{ кг}$.

1.7.4. По исходным данным задачи 1.7.3 рассчитать металлоемкость $m_{\text{к}}$ корпуса аппарата при соотношениях L/D а) 1, б) 1,5, в) 2; г) 5, д) 10, е) 15, ж) 20, з) 25

Параметры цельносварного аппарата с эллиптической крышкой

Номер варианта	Объем аппарата $V, м^3$	Днище	Марка стали (титана, алюминия, меди, латуни)	Расчетное давле- ние $P_r, МПа$	Расчетная тем- пература $t, ^\circ C$	Прибавка к рас- четной толщине стенки $s, мм$	Коэффициент прочности свар- ных швов ϕ
1	10	Эллиптическое	16ГС	2,00	100	1,5	1,00
2	5	»	BT1-0 (титан)	0,10	100	1	0,95
3	8	»	A85M (алюминий)	0,20	50	1	0,95
4	5	»	A8M (алюминий)	0,05	20	1	0,95
5	3	»	M3 (медь)	0,05	90	1,5	0,90
6	10	Коническое ($2\alpha = 90^\circ$)	Двухслойная (20K + 12X18H10T)	1,60	100	1	0,90
7	6	Эллиптическое	Л6З (латунь)	0,05	100	0,5	0,93
8	8	Коническое ($2\alpha = 90^\circ$)	10	0,60	80	1	1,00
9	15	Эллиптическое	10	0,50	20	1	1,00
10	20	»	10	1,00	20	1	1,00
11	12	»	10	0,3	20	1	0,95
12	10	»	10	0,6	80	1	0,95
13	20	»	10	1,6	20	1	0,95
14	50	»	10	1,0	20	1	1,00
15	25	»	12X18H10T	5,0	100	1	1,00
16	25	»	10X17H13M2T	1,6	150	1,5	1,00
17	5	Коническое ($2\alpha = 90^\circ$)	12X18H10T	1,0	100	1	1,00
18	6,3	То же	Двухслойная (20K + 10X17H13M2T)	1,0	300	1,5	1,00
19	12	Эллиптическое	OT4-0 (титан)	0,1	250	1	0,95
20	10	»	BT1-0 (титан)	0,8	100	1	0,95
21	15	»	16ГС	2,0	150	1	0,95
22	50	»	15XM	0,1	200	1,5	0,95
23	100	Полусфери- ческое *	12X18H10T	0,5	100	1,5	1,00
24	75	Эллиптическое	12XM	0,6	20	1	1,00
25	25	»	20	1,0	20	1,5	1,00
26	15	»	08X18H10T	1,5	100	1	1,00
27	10	Коническое ($2\alpha = 90^\circ$)	08X18H10T	0,6	150	0,5	0,95
28	12	То же	08X18H10T	1,0	100	1	1,00
29	12	Эллиптическое	10	0,6	20	1	1,00
30	20	»	A85M (алюминий)	1,5	20	1	1,00
		»	10				

* С полусферической крышкой

и сравнить со значением, полученным в задаче 1.7.3 Построить зависимость $m_k = f(L/D)$

О т в е т: а) $m_k = 7101$ кг; б) $m_k = 4434$ кг, в) $m_k = 4257$ кг; г) $m_k = 3910$ кг; д) $m_k = 3805$ кг; е) $m_k = 3798$ кг, ж) $m_k = 3781$ кг; з) $m_k = 3785$ кг

1.7.5. Определить диаметр и длину цилиндрической части цельносварного аппарата объемом 54 м^3 с коническим днищем ($2\alpha = 90^\circ$) и эллиптической крышкой из условия минимальных затрат материала на изготовление. Аппарат выполнен из стали 16ГС. Расчетное внутреннее давление $p_p = 0,1$ МПа, расчетная температура $t = 20^\circ\text{C}$, прибавка к расчетной толщине стенки $c = 1$ мм, коэффициент прочности сварных швов $\varphi = 1$.

О т в е т: $D = 3000$ мм, $L = 6643$ мм.

1.7.6. По данным табл. 1.48 определить оптимальные размеры и металлоемкость цельносварного аппарата из условия минимума его боковой поверхности.

1.7.7. По данным табл. 1.48 определить оптимальные размеры и металлоемкость цельносварного аппарата из условий: а) минимума его боковой поверхности; б) минимума его металлоемкости и сопоставить полученные для этих двух случаев значения друг с другом.

Глава 2

ТОЛСТОСТЕННЫЕ СОСУДЫ И АППАРАТЫ

§ 2.1. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ

К аппаратам высокого давления относят аппараты, работающие под давлением свыше 10 МПа. Толщина стенки корпуса такого аппарата превышает 10 % его внутреннего диаметра, т. е. коэффициент толстостенности (отношение наружного диаметра к внутреннему) $\beta = D_n/D > 1,2$. Обычно аппараты высокого давления изготавливают по возможности меньшего диаметра, что позволяет получить относительно небольшое усилие от внутреннего давления на крышку аппарата и тем самым обеспечить конструктивное совершенство ее элементов уплотнения. Наиболее употребительные отношения диаметра корпуса к его высоте $D/H = 1 : 10$ и $1 : 15$.

Аппарат состоит из корпуса (совокупности обечайки и днища), крышки, прочноплотного соединения между ними (затвора) и внутренних устройств (рис. 2.1). Корпуса аппаратов в зависимости от способа их изготовления бывают литые, кованные, сварные и многослойные.

Литые — наиболее просты в изготовлении, однако прочность стенок таких корпусов примерно на 40 % меньше, чем у кованных, поэтому толщина стенок и масса аппарата значительно увеличиваются по сравнению с коваными; сварные — свариваются из штампованных полуцарг, они дешевле кованных и в настоящее время получили большое распространение; многослойные корпуса изготавливаются двух типов: витые и рулонированные. Витые — получают путем навивки по винтовой линии узкой профильной ленты на центральную трубу, рулонированные — состоят из центральной обечайки толщиной 12—20 мм из высоколегированной стали, на которую плотно накрутены слои низколегированной стали толщиной 4—6 мм. Применение рулонированных аппаратов дает значительную экономию металла и снижает стоимость их изготовления.

Материалы для изготовления сосудов и аппаратов высокого давления следует выбирать в соответствии со спецификой их конструктивного исполнения, изготовления и эксплуатации, а также с учетом возможного изменения исходных физико-механических свойств материалов, находящихся под коррозионным воздействием обрабатываемой среды в условиях данного химико-технологического процесса. Так, при обработке водородсодержащих веществ на работоспособность аппарата оказывает особое влияние водородная коррозия, а при рабочих температурах выше 350 °С — ползучесть материала (стали). Кроме того, всегда нужно стремиться к низкой стоимости оборудования. Поэтому при выборе материалов предпочтение

следует отдавать наиболее дешевым и менее дефицитным маркам стали, удовлетворяющим всем другим требованиям, вытекающим из условий эксплуатации оборудования (достаточной прочности, коррозионной стойкости, долговечности и т. д.). Известно [11], что углеродистые и низколегированные стали в несколько раз дешевле высоколегированных (теплоустойчивых, жаропрочных и коррозионно-стойких).

Марки стали, наиболее предпочтительные для изготовления корпусов, крышек, днищ, силовых шпилек и других элементов с указанием механических свойств этих материалов при соответствующих рабочих температурах, приведены в табл. 2.1.

Рабочее давление p в сосуде или аппарате — это максимальное избыточное давление при нормальном течении процесса без учета допустимого кратковременного повышения давления во время действия предохранительного устройства.

Расчетное давление p_p принимается равным рабочему давлению p . Однако при повышении давления во время действия предохранительного клапана более чем на 10 % по сравнению с рабочим (такое давление обозначим критическим $p_{кр}$) аппарат рассчитывается на давление, равное $0,9p_{кр}$, но не менее, чем рабочее.

Изготовленные сосуды и аппараты подвергаются гидравлическому испытанию пробным давлением $p_{и}$ (см. табл. 1.1).

За расчетную температуру t стенки сосуда или аппарата принимается максимальная температура стенки, определяемая на основании тепловых расчетов или результатов испытания.

В случае невозможности проведения расчетов или испытаний расчетная температура принимается равной максимальной температуре среды, соприкасающейся со стенкой. При обогревании аппарата открытым пламенем, горячими газами с температурой 250°C и выше или открытыми электронагревателями расчетная температура принимается равной температуре среды, увеличенной на 50°C , но не менее 250°C .

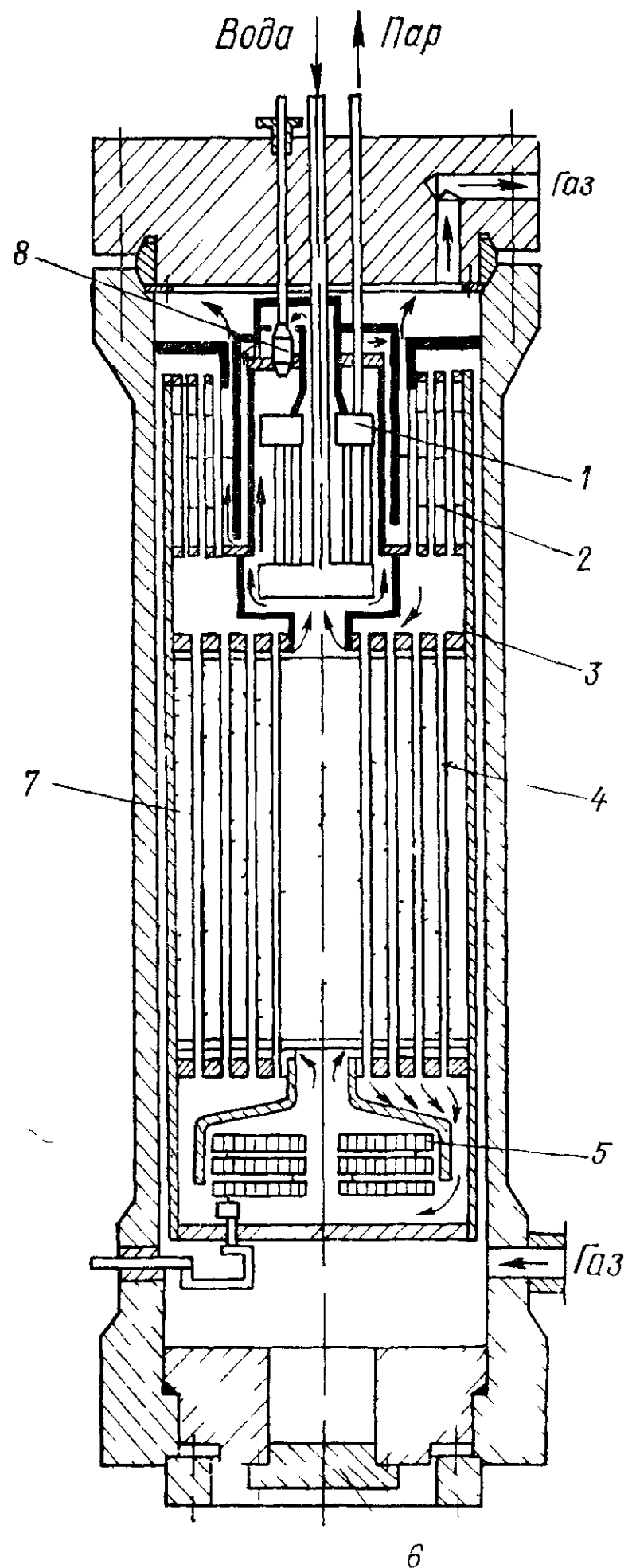


Рис. 21. Колонна синтеза аммиака

1 — парогенератор, 2 — теплообменник, 3 — кожух каталитической коробки, 4 — теплообменные трубки, 5 — электроподогреватель, 6 — люк, 7 — катализатор, 8 — клапан

Механические свойства материалов,
применяемых для сосудов высокого давления

Детали или изделия	Марка стали	Толщина листа или поковки, мм	Температура испытания, °С	Предел прочности σ_B , МПа	Предел текучести σ_T , МПа
Центральные обечайки, футеровка для корпусов, обечаек, днищ, фланцев, крышек, горловин	12Х18Н10Т (листовая)	4—50	20	530	235
Центральные и наружные обечайки, клиновые вставки, концентрические слои корпуса	10Г2С1 (листовая)	4—10	20	510	373
			200	461	265
			300	461	265
		11—20	20	500	353
			200	441	265
			300	441	265
	21—32	20	490	343	
		200	441	265	
		300	441	265	
	09Г2С (листовая)	4—10	20	490	343
			200	441	245
			300	441	245
11—20		20	471	324	
		200	422	235	
		300	422	235	
21—32	20	461	304		
	200	412	226		
	300	412	226		
Спиральные слои корпуса	10Г2С1 (рулонная)	5	20	510	343
			200	471	265
			300	471	265
	12ХГНМ (рулонная)	4	20	638—736	441—540
		350	638	441	
		450	589	343	
Корпуса, обечайки, фланцы, днища, горловины, крышки	20 (поковка)	301—500	20	363	186
			200	334	177
			300	314	157
		501—800	20	353	177
			200	314	157
			300	294	137

Детали или изделия	Марка стали	Толщина листа или поковки, мм	Темпера- тура испы- тания, °С	Предел прочности σ_B , МПа	Предел текучести σ_T , МПа	
Корпуса, обечайки, фланцы, днища, гор- ловины, крышки	22К (поковка)	200	20 200 300	432 392 373	216 196 186	
		500	20 200 300	432 392 373	216 196 186	
	20Х2МА (поковка)	270	20 200 300	589 540 490	441 392 343	
		550	20 200 300	589 540 490	441 392 343	
	09Г2С (поковка)	500	20 200 300	451 432 383	294 255 206	
	22Х3М (поковка)	200	20 200 300	589 540 471	441 392 343	
		550	20 200 300	589 540 490	441 392 343	
		550—700	20 200 300	490 441 392	343 294 245	
	Корпуса	25Х3НМ (поковка)	300	20 400	638 490	490 392
	Крышки	25Х3НМ (поковка)	700	20 400	638 490	490 392
Основные шпильки	35ХМ; 30ХМА (поковка)	150	20 200	736 687	540 490	
	25Х1МФ (поковка)	150	20 300	834 687	638 490	
	34ХНЗМ (поковка)	300	20 200	883 834	736 687	
	38ХНЗМФА (поковка)	300	20 200	883 834	736 687	

Нормативное допускаемое напряжение σ^* для всех деталей этих аппаратов, кроме шпилек, определяется [15] по формуле

$$\sigma^* = \min \{ \sigma_B / n_B; \sigma_T / n_T \}; \quad (2.1)$$

для шпилек

$$\sigma^* = \sigma_1 / n_T, \quad (2.2)$$

где n_B и n_T — коэффициенты прочности соответственно по пределу прочности и текучести, $n_B = 2,6$; $n_T = 1,5$; σ_B и σ_T — соответственно предел прочности и предел текучести материала при расчетной температуре (см. табл. 2.1).

Допускаемое напряжение $[\sigma]$ определяется [15] по формуле

$$[\sigma] = \eta_1 \sigma^*, \quad (2.3)$$

где η_1 — поправочный коэффициент, учитывающий условия эксплуатации аппарата.

Если обрабатываемая среда не опасна и не токсична, то $\eta_1 = 1$, при отсутствии данных $\eta_1 = 0,9$.

При расчете на прочность многослойных цилиндрических обечаек с концентрическим и спиральным расположением слоев, работающих под внутренним давлением, величину допускаемого напряжения $[\sigma]$ принимают [15]:

$$[\sigma] = [\sigma]_{\text{ср}} = \frac{[\sigma]_1 s_1 + [\sigma]_2 s_2 + \dots + [\sigma]_n s_n}{s_1 + s_2 + \dots + s_n}, \quad (2.4)$$

где $[\sigma]_{\text{ср}}$ — среднее допускаемое напряжение для многослойной обечайки при расчетной температуре, МПа; $[\sigma]_1, [\sigma]_2, \dots, [\sigma]_n$ — допускаемые напряжения материала 1-го, 2-го и n -го слоев многослойной обечайки при расчетной температуре, МПа.

Коэффициент φ прочности сварного соединения характеризует прочность последнего в сравнении с прочностью основного материала.

Для продольных сварных швов цилиндрических обечаек и выпуклых днищ φ принимается: для углеродистой, низколегированной марганцовистой и хромомолибденовой сталей, а также аустенитной $\varphi = 1,0$; для хромомолибденованадиевой и высокохромистой сталей $\varphi = 0,8$.

Для продольных сварных швов многослойных сосудов с концентрическим расположением слоев коэффициент φ определяется [15] по формуле

$$\varphi = \left(\sum_i s_i \varphi_i + \sum_j s_j \right) / s, \quad (2.5)$$

где s_i, φ_i — толщина и коэффициент прочности сварного соединения для слоев, у которых сварные швы расположены в одной меридиональной плоскости; $s = \sum_j s_j + \sum_i s_i$ — общая толщина многослойной стенки; s_j — толщина остальных слоев.

Для рулонированных сосудов при числе слоев, равном и большем 7, принимается коэффициент $\varphi = 1$. Для кольцевых сварных швов, соединяющих цилиндрические обечайки между собой или с фланцами,

горловинами, эллиптическими и слабовыпуклыми днищами, коэффициент $\varphi = 1$ (принимается независимо от соотношения прочности сварного соединения и основного материала).

Прибавка к расчетной толщине элементов аппаратов высокого давления компенсирует поверхностную коррозию и назначается согласно рекомендациям, рассмотренным в гл. 1.

§ 2.2. ТОЛСТОСТЕННЫЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ОБЕЧАЙКИ

Обечайки, нагруженные давлением. В отличие от тонкостенных (см. § 1.2) для толстостенных обечаек нельзя принимать распределение тангенциальных (кольцевых) напряжений равномерным по

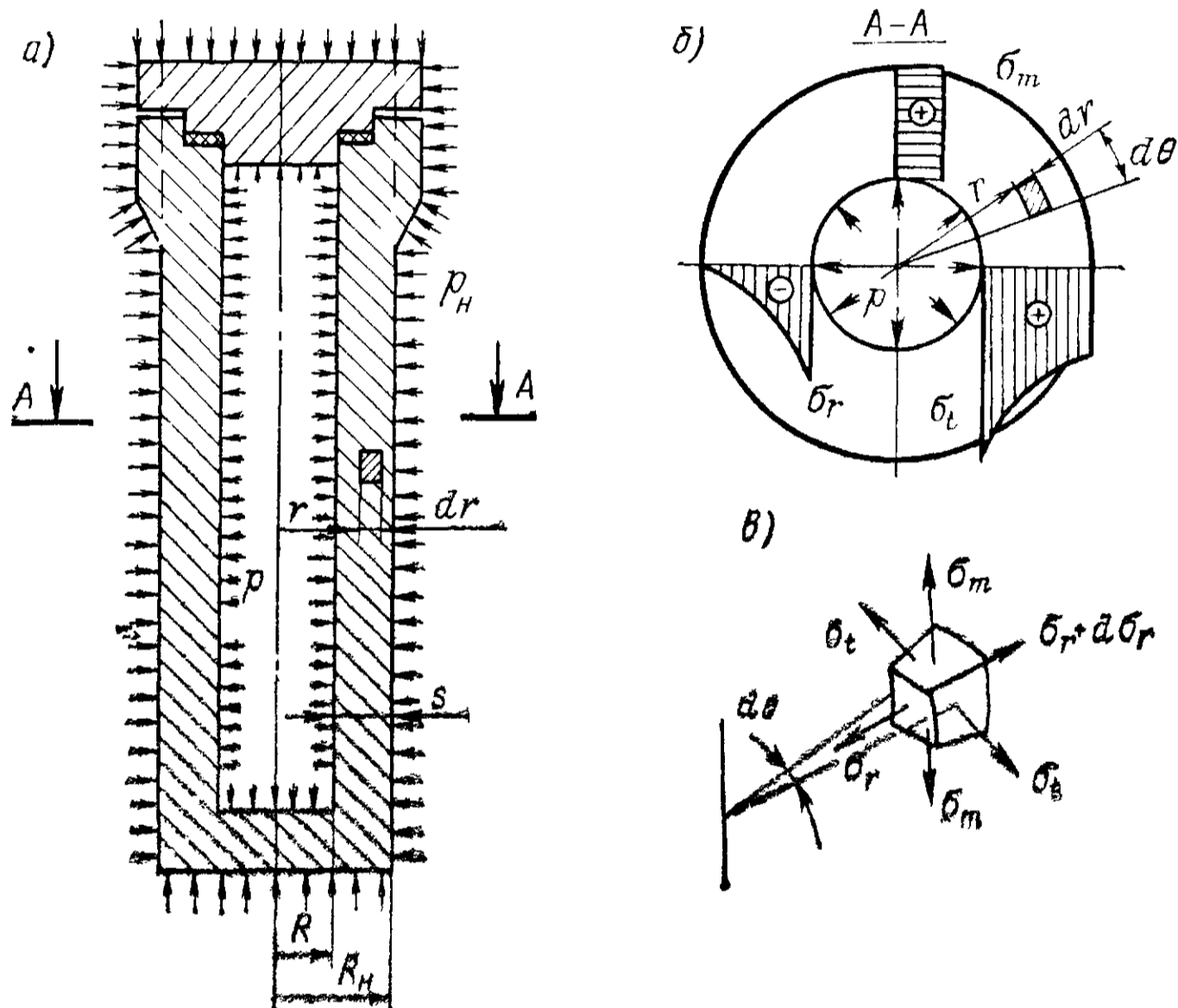


Рис. 2.2. Расчетная схема (а), эпюры напряжений от внутреннего давления (б) и схема действия напряжений на элемент толстостенной обечайки (в)

толщине стенки и пренебрегать радиальными напряжениями, которые при высоких давлениях соизмеримы с тангенциальными [23]. Материал таких обечаек находится не в двухосном напряженном состоянии, а в трехосном (рис. 2.2).

Результатом проектного расчета цилиндрической обечайки аппарата высокого давления (рис. 2.2, а) является определение толщины стенки. Из геометрических соотношений находим

$$s = R_n - R = 0,5D (\beta - 1), \quad (2.6)$$

где R_n , R — соответственно наружный и внутренний радиусы толстостенной цилиндрической обечайки.

Из выражения (2.6) видно, что s зависит от коэффициента β , поэтому определим его значение из рассмотрения трехосного напряженного деформированного состояния материала толстостенной цилиндрической обечайки и условия ее прочности.

Рассмотрим толстостенную цилиндрическую обечайку с внутренним радиусом R и наружным R_n , находящуюся в общем случае под действием внутреннего давления p и наружного p_n (рис. 2.2, а). При осесимметричных нагрузках будут симметричны напряжения и деформации.

Воспользуемся методом сечений и мысленно выделим из цилиндрической обечайки кольцо двумя перпендикулярными к ее оси сечениями, находящимися друг от друга на расстоянии, равном единице.

В кольце выделим элемент двумя плоскостями, проходящими через ось цилиндрической обечайки и образующими между собой угол $d\theta$, и двумя соосными цилиндрическими поверхностями с радиусами r и $r + dr$ (см. рис. 2.2).

Нормальные (радиальные) напряжения на цилиндрической поверхности элемента, имеющей радиус r , обозначим через σ_r ; на радиусе $r + dr$ они будут равны $\sigma_r + d\sigma_r$. Нормальные (тангенциальные) напряжения на плоских гранях обозначим через σ_t . Принимаем напряжения положительными, если они соответствуют растяжению элемента по двум взаимно перпендикулярным направлениям. Напряжения σ_r и σ_t можно считать главными, так как вследствие осевой симметрии цилиндрической обечайки и нагрузок элемент деформироваться (перекашиваться) не будет и касательных напряжений по его граням нет.

Умножая напряжение на площадь граней, получим действующие на элемент усилия. На внутренней цилиндрической грани действует усилие $\sigma_r r d\theta$, на наружной — $(\sigma_r + d\sigma_r)(r + dr) d\theta$ и на боковых гранях — $\sigma_t dr$.

Так как все силы лежат в одной плоскости и пересекаются в одной точке, то для равновесия элемента суммы их проекций на две взаимно перпендикулярные оси должны равняться нулю:

$$\sum X = 0; \quad (2.7)$$

$$\sum Y = 0. \quad (2.8)$$

Из-за симметрии элемента условие (2.8) удовлетворяется тождественно. Подставим в условие (2.7) выражения для усилий:

$$\sum X = -\sigma_r r d\theta + (\sigma_r + d\sigma_r)(r + dr) d\theta - 2[\sigma_t dr \sin(d\theta/2)]. \quad (2.9)$$

Раскрывая скобки, получим

$$-\sigma_r r d\theta + \sigma_r r d\theta + d\sigma_r r d\theta + \sigma_r dr d\theta + d\sigma_r dr d\theta - 2\sigma_t dr \sin(d\theta/2) = 0. \quad (2.10)$$

Вследствие малости угла $d\theta/2$ принимаем $\sin d\theta/2 \approx d\theta/2$.

После математических преобразований, отбрасывая член высшего порядка и деля оставшиеся члены выражения (2.10) на $dr d\theta$, получим

$$r d\sigma_r/dr + \sigma_r - \sigma_t = 0, \quad (2.11)$$

Уравнение (2.11) содержит два неизвестных, для определения которых необходимо рассмотреть зависимости, связывающие между собой напряжения и деформации, возникающие в рассматриваемом элементе при его двустороннем растяжении.

Согласно закону Гука [23], имеем

$$\sigma_r = [E/(1 - \mu^2)] (\varepsilon_r + \mu\varepsilon_t), \quad (2.12)$$

$$\sigma_t = [E/(1 - \mu^2)] (\varepsilon_t + \mu\varepsilon_r), \quad (2.13)$$

где E — модуль упругости материала при расчетной температуре, МПа; μ — коэффициент Пуассона; ε_r , ε_t — соответственно относительные радиальные и окружные удлинения на радиусе r .

Обозначим радиальное перемещение цилиндрической поверхности радиуса r через u , тогда перемещение на радиусе $r + dr$ будет $u + du$. Абсолютное радиальное удлинение элемента величиной dr будет равно du , а относительное удлинение

$$\varepsilon_r = du/dr. \quad (2.14)$$

Относительное удлинение в тангенциальном (окружном) направлении на радиусе r найдем следующим образом. Длина элемента по окружности цилиндрической поверхности радиуса r после его приращения на величину u равна $(r + u) d\theta$. Вычтя из последней начальную длину $rd\theta$, получим абсолютное приращение длины элемента на радиусе в окружном направлении:

$$(r + u) d\theta - rd\theta = ud\theta. \quad (2.15)$$

Разделив правую и левую части уравнения (2.15) на $rd\theta$, получим окружное относительное удлинение:

$$\varepsilon_t = u/r. \quad (2.16)$$

Подставляя значения ε_r и ε_t в зависимости (2.12) и (2.13), получим:

$$\sigma_r = \frac{E}{1 - \mu^2} \left(\frac{du}{dr} + \mu \frac{u}{r} \right); \quad (2.17)$$

$$\sigma_t = \frac{E}{1 - \mu^2} \left(\frac{u}{r} + \mu \frac{du}{dr} \right). \quad (2.18)$$

Подстановка σ_r и σ_t в выражение (2.11) дает дифференциальное уравнение, из которого можно определить перемещение u :

$$\frac{d^2u}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{du}{dr} - \frac{u}{r^2} = 0. \quad (2.19)$$

Записав (2.19) в виде

$$\frac{d}{dr} \left[1/r \frac{d(ur)}{dr} \right] = 0, \quad (2.20)$$

интегрируя (2.20) по r последовательно два раза, найдем общее решение уравнения

$$u = A_1 r + B_1 1/r, \quad (2.21)$$

где A_1 и B_1 — постоянные интегрирования.

Подставляя (2.21) в (2.17) и (2.18), получим

$$\sigma_r = \frac{E}{1-\mu^2} \left[(1+\mu) A_1 - \frac{1-\mu}{r^2} B_1 \right]; \quad (2.22)$$

$$\sigma_t = \frac{E}{1-\mu^2} \left[(1+\mu) A_1 + \frac{1-\mu}{r^2} B_1 \right]. \quad (2.23)$$

Постоянные интегрирования A_1 и B_1 находим из граничных условий по σ_r на внутренней и наружной поверхностях цилиндра. На внутренней поверхности ($r = R$) $\sigma_r = -p$, а на наружной ($r = R_n$) $\sigma_r = -p_n$.

Тогда из уравнения (2.22) получим

$$-p = \frac{E}{1-\mu^2} \left[(1+\mu) A_1 - \frac{1-\mu}{R^2} B_1 \right]; \quad (2.24)$$

$$-p_n = \frac{E}{1-\mu^2} \left[(1+\mu) A_1 - \frac{1-\mu}{R_n^2} B_1 \right]. \quad (2.25)$$

Решая выражения (2.24) и (2.25) относительно A_1 и B_1 , найдем

$$A_1 = \frac{1-\mu}{E} \frac{R^2 p - R_n^2 p_n}{R_n^2 - R^2}; \quad (2.26)$$

$$B_1 = \frac{1+\mu}{E} \frac{R^2 R_n^2 (p - p_n)}{R_n^2 - R^2}. \quad (2.27)$$

Подставляя значения A_1 и B_1 в уравнения (2.21)–(2.23), получим формулы для определения радиального перемещения и напряжений (формулы Ляме)

$$u = \frac{1-\mu}{E} \frac{R^2 p - R_n^2 p_n}{R_n^2 - R^2} r + \frac{1+\mu}{E} \frac{R^2 R_n^2 (p - p_n)}{R_n^2 - R^2} \frac{1}{r}; \quad (2.28)$$

$$\sigma_r = \frac{R^2 p - R_n^2 p_n}{R_n^2 - R^2} - \frac{R^2 R_n^2 (p - p_n)}{R_n^2 - R^2} \frac{1}{r^2}; \quad (2.29)$$

$$\sigma_t = \frac{R^2 p - R_n^2 p_n}{R_n^2 - R^2} + \frac{R^2 R_n^2 (p - p_n)}{R_n^2 - R^2} \frac{1}{r^2}. \quad (2.30)$$

Подставив в выражения (2.29) и (2.30) коэффициент толсто-стенности $\beta = D_n/D = R_n/R$, получим

$$\sigma_r = \frac{(p - p_n \beta^2) - (p - p_n) (R_n/r)^2}{\beta^2 - 1}; \quad (2.31)$$

$$\sigma_t = \frac{(p - p_n \beta^2) + (p - p_n) (R_n/r)^2}{\beta^2 - 1}. \quad (2.32)$$

Меридиональные же напряжения σ_m могут быть получены из уравнения равновесия, например нижней части обечайки, мысленно рассеченной плоскостью $A-A$ (рис. 2.2, а):

$$\sigma_m \pi (R_n^2 - R^2) = p \pi R^2 - p_n \pi R_n^2, \quad (2.33)$$

откуда

$$\sigma_m = (p - p_H \beta^2) / (\beta^2 - 1). \quad (2.34)$$

В большинстве случаев изучаемые аппараты работают под действием только внутреннего давления. Тогда выражения (2.31), (2.32) и (2.34) примут вид:

$$\sigma_r = \frac{p}{\beta^2 - 1} \left[1 - \left(\frac{R_H}{r} \right)^2 \right]; \quad (2.35)$$

$$\sigma_t = \frac{p}{\beta^2 - 1} \left[1 + \left(\frac{R_H}{r} \right)^2 \right]; \quad (2.36)$$

$$\sigma_m = p / (\beta^2 - 1). \quad (2.37)$$

Эпюры напряжений σ_t , σ_r и σ_m для цилиндра, находящегося под действием внутреннего давления, показаны на рис. 2.2, б, из которого видно, что σ_t и σ_r максимальны на внутренней поверхности цилиндра при $r = R$:

$$\sigma_t^{\max} = p (\beta^2 + 1) / (\beta^2 - 1); \quad (2.38)$$

$$\sigma_r^{\max} = -p \quad (2.39)$$

и, кроме того, $\sigma_t > \sigma_m > \sigma_r$.

Применяя четвертую теорию прочности

$$\sigma_{\text{эkv}} = \sqrt{0,5 [(\sigma_t^{\max} - \sigma_m)^2 + (\sigma_t^{\max} - \sigma_r^{\max})^2 + (\sigma_m - \sigma_r^{\max})^2]} \leq [\sigma], \quad (2.40)$$

где $\sigma_{\text{эkv}}$ — эквивалентное напряжение.

С помощью уравнений (2.37)–(2.39) получим

$$\beta = \sqrt{[\sigma] / ([\sigma] - \sqrt{3} p)}. \quad (2.41)$$

Анализ выражения (2.41) показывает, что в толстостенном аппарате возможно применение внутреннего давления не выше определенного значения, а поэтому увеличение толщины стенки аппарата не всегда является эффективным способом увеличения его прочности. Из уравнения (2.41) можно получить выражение для допускаемого давления в аппарате при условии недопустимости пластических деформаций в материале его стенки:

$$[p] = [\sigma] (\beta^2 - 1) / \sqrt{3}. \quad (2.42)$$

Однако при расчете толстостенного аппарата следует иметь в виду, что напряжения в его стенке распределяются неравномерно и максимальное их значение на внутренней поверхности не характеризует прочность и несущую способность стенки в целом. Напряжения от внутренних к наружным слоям уменьшаются и тем быстрее, чем больше коэффициент толстостенности β . В связи с этим при одинаковой несущей способности, характеризуемой отношением разрушающего давления к рабочему, коэффициент запаса прочности зависит от β .

При постепенном повышении давления после того, как напряжение на внутренней поверхности цилиндра достигнет предела текучести, наступает упругопластическая стадия работы стенки цилиндра, при которой зона пластических деформаций постепенно распространяется к периферии. Давление p_T , вызывающее пластическую деформацию [6] во всей стенке сосуда, определяется из выражения

$$p_T = (2\sigma_T/\sqrt{3}) \ln \beta, \quad (2.43)$$

а допускаемое давление с учетом этого предельного состояния материала и коэффициента запаса определяют из выражения

$$[p] = [\sigma] \ln \beta. \quad (2.44)$$

Введя в (2.44) коэффициент ϕ прочности сварного шва, можно получить расчетную формулу (2.55) для определения допускаемого рабочего давления [15].

Обечайки с тепловыми нагрузками. Многие химические реакции протекают при высоком давлении в необходимом направлении и с нужной скоростью лишь при поддержании определенной температуры, т. е. идут с отводом или подводом тепла. Поэтому стенки таких аппаратов оказываются под воздействием не только давления, но и тепловых нагрузок.

Если в аппарате идет процесс с большим выделением тепла, то применяют различные конструктивные меры с целью ограждения корпуса от воздействия высоких температур, значительно ослабляющих его прочность. Наиболее часто это осуществляется за счет направления поступающего в аппарат холодного газа (или жидкости) вдоль внутренних стенок корпуса аппарата. Этот способ охлаждения стенок корпуса широко используют, например в колоннах синтеза аммиака.

На рис. 2.1 показана одна из конструкций колонны синтеза аммиака. Работает она следующим образом. Газовая смесь (азотно-водородная) входит в колонну через штуцер, расположенный в ее нижней части, и движется снизу вверх по кольцевой щели между корпусом и кожухом катализаторной коробки. Температура стенок коробки достигает 500°C , поэтому поток газа в кольцевой щели является своеобразной тепловой защитой для стенок корпуса колонны и при нормальной работе колонны температура стенок ее корпуса не поднимается выше $60\text{--}70^\circ\text{C}$.

Для снижения температурных напряжений, возникающих из-за неравномерного нагрева частей толстостенных сосудов, корпуса колонн покрывают тепловой изоляцией, которая снижает потери тепла, тем самым уменьшая перепад температур по толщине стенки.

Если температура отдельных участков цилиндрической обечайки корпуса аппарата неодинакова, то более холодные участки противодействуют расширению более нагретых, в результате чего возникают температурные напряжения.

Если температурное поле симметрично относительно оси цилиндрической обечайки и постоянно по ее длине, то считают, что поперечные сечения, лежащие на достаточном расстоянии от концов

этой обечайки, остаются плоскими и величина относительной деформации $\varepsilon_m^{\Delta t}$ постоянна.

Для определения температурных напряжений используется [23] тот же метод, который был применен при расчете действия внутреннего и наружного давлений.

Обозначим через Δt^* повышение температуры стенки, зависящее от радиуса r и коэффициента линейного расширения α материала обечайки. В рассматриваемом случае относительные деформации корпуса аппарата, находящегося под действием давления и температурных воздействий, исходя из обобщенного закона Гука могут быть записаны в следующем виде:

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon_m^{\Delta t} &= (1/E) (\sigma_m^{\Delta t} - \mu\sigma_r^{\Delta t} - \mu\sigma_t^{\Delta t}) + \alpha \Delta t^* = \text{const}; \\ \varepsilon_r^{\Delta t} &= (1/E) (\sigma_r^{\Delta t} - \mu\sigma_m^{\Delta t} - \mu\sigma_t^{\Delta t}) + \alpha \Delta t^*; \\ \varepsilon_t^{\Delta t} &= (1/E) (\sigma_t^{\Delta t} - \mu\sigma_m^{\Delta t} - \mu\sigma_r^{\Delta t}) + \alpha \Delta t^*. \end{aligned} \right\} \quad (2.45)$$

Решая эти уравнения относительно напряжений, найдем

$$\left. \begin{aligned} \sigma_m^{\Delta t} &= \frac{E}{(1+\mu)(1-2\mu)} [(1-\mu)\varepsilon_m^{\Delta t} + \mu\varepsilon_r^{\Delta t} + \mu\varepsilon_t^{\Delta t} - (1+\mu)\alpha\Delta t^*]; \\ \sigma_r^{\Delta t} &= \frac{E}{(1+\mu)(1-2\mu)} [(1-\mu)\varepsilon_r^{\Delta t} + \mu\varepsilon_m^{\Delta t} + \mu\varepsilon_t^{\Delta t} - (1+\mu)\alpha\Delta t^*]; \\ \sigma_t^{\Delta t} &= \frac{E}{(1+\mu)(1-2\mu)} [(1-\mu)\varepsilon_t^{\Delta t} + \mu\varepsilon_m^{\Delta t} + \mu\varepsilon_r^{\Delta t} - (1+\mu)\alpha\Delta t^*]. \end{aligned} \right\} \quad (2.46)$$

Выражая в формулах (2.46) деформации через перемещения

$$\varepsilon_r^{\Delta t} = du^{\Delta t}/dr; \quad \varepsilon_t^{\Delta t} = u^{\Delta t}/r \quad (2.47)$$

и подставляя значения для $\sigma_r^{\Delta t}$ и $\sigma_t^{\Delta t}$ в уравнение (2.11), получим дифференциальное уравнение для перемещения u

$$\frac{d^2 u^{\Delta t}}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{du^{\Delta t}}{dr} - \frac{u^{\Delta t}}{r^2} = \frac{1+\mu}{1-\mu} \alpha \frac{d(\Delta t^*)}{dr}. \quad (2.48)$$

Преобразуя и интегрируя (2.48), найдем

$$u^{\Delta t} = \frac{1}{r} \frac{1+\mu}{1-\mu} \int_R^{R_H} \alpha(\Delta t^*) r dr + A_2 r + \frac{B_2}{r}. \quad (2.49)$$

Определив постоянные A_2 и B_2 , как и ранее A_1 и B_1 , из условия нагружения внутренней и наружной поверхностей цилиндрической толстостенной обечайки ($\sigma_{r=R}^{\Delta t} = 0$; $\sigma_{r=R_H}^{\Delta t} = 0$) и преобразовав выражения (2.46)—(2.49), получим при логарифмическом законе изменения температуры по толщине стенки $\Delta t^* = (\Delta t/\ln \beta) \ln (R_H/r)$

следующие формулы для определения температурных напряжений:

$$\sigma_r^{\Delta t} = - \frac{E\alpha \Delta t}{2(1-\mu) \ln(R_H/R)} \left[\ln(R_H/R) + \frac{R^2}{R_H^2 - R^2} \left(1 - \frac{R_H^2}{r^2} \right) \ln(R_H/R) \right]; \quad (2.50)$$

$$\sigma_t^{\Delta t} = \frac{E\alpha \Delta t}{2(1-\mu) \ln(R_H/R)} \left[1 - \ln(R_H/r) - \frac{R^2}{R_H^2 - R^2} \left(1 + \frac{R_H^2}{r^2} \right) \ln(R_H/R) \right]; \quad (2.51)$$

$$\sigma_m^{\Delta t} = \frac{E\alpha \Delta t}{2(1-\mu) \ln(R_H/R)} \left[1 - 2 \ln(R_H/r) - \frac{2R^2}{R_H^2 - R^2} \ln(R_H/R) \right]. \quad (2.52)$$

Эпюры распределения напряжений по толщине стенки цилиндрической обечайки с отношением $R/R_H = 0,5$ при $\mu = 0,3$ в случае

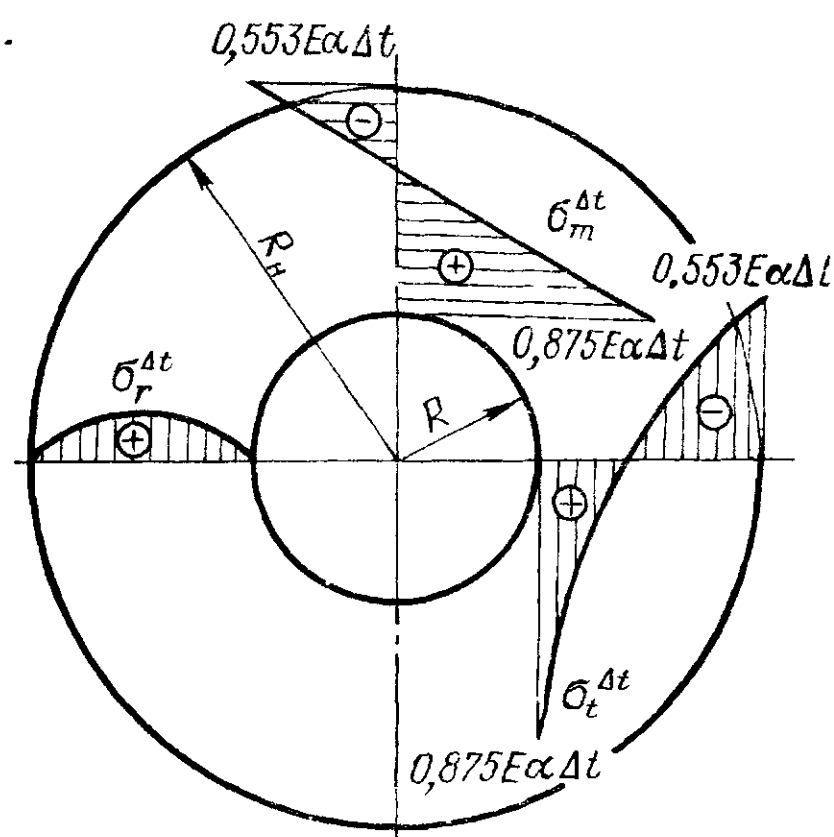


Рис. 2.3. Эпюры температурных напряжений при логарифмическом законе изменения температуры по толщине стенки

изменения температуры по логарифмическому закону представлены на рис. 2.3. При совместном действии давления и температуры определяются суммарные нормальные напряжения с учетом формул (2.35)–(2.37) и (2.50)–(2.52):

$$\sigma_m^{\Sigma} = \sigma_m + \sigma_m^{\Delta t}; \quad \sigma_r^{\Sigma} = \sigma_r + \sigma_r^{\Delta t}; \quad \sigma_t^{\Sigma} = \sigma_t + \sigma_t^{\Delta t}.$$

Эквивалентные напряжения в этом случае рассчитываются по четвертой теории прочности

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \sqrt{0,5 [(\sigma_m^{\Sigma} - \sigma_r^{\Sigma})^2 + (\sigma_r^{\Sigma} - \sigma_t^{\Sigma})^2 + (\sigma_t^{\Sigma} - \sigma_m^{\Sigma})^2]}$$

и сравниваются с допускаемыми значениями. На основании приведенных выше уравнений получены

основные зависимости для расчета на прочность толстостенной цилиндрической обечайки. Исполнительная толщина цилиндрической однослойной обечайки определяется по формуле [15]:

$$s \geq 0,5D (\beta_p - 1) + c, \quad (2.53)$$

где β_p — расчетный коэффициент толстостенности,

$$\ln \beta_p = p / ([\sigma] \varphi). \quad (2.54)$$

Допускаемое рабочее давление определяется по формуле, полученной из (2.44) с учетом коэффициента прочности сварного шва:

$$[p] = [\sigma] \varphi \lg \beta, \quad (2.55)$$

где

$$\beta = (D + 2s)/(D + 2c). \quad (2.56)$$

Цилиндрические многослойные обечайки, работающие под внутренним давлением, следует рассчитывать по формулам (2.53)—(2.56). При этом значение $[\sigma]$ принимается согласно формуле (2.4).

Поверочный расчет с учетом температурных напряжений производится при наличии температурного перепада по толщине стенки [15]. При $t_b > t_n$; $\Delta t > 0$ максимальные эквивалентные напряжения $\sigma_{\text{ЭКВ}}$ на наружной поверхности обечайки

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \frac{1}{\beta^2 - 1} \sqrt{3p^2 + 3pk_1 \Delta t + k_1^2 \Delta t^2}, \quad (2.57)$$

где

$$k_1 = \frac{\alpha E}{1 - \mu} \left(\frac{\beta^2 - 1}{2 \ln \beta} - 1 \right); \quad (2.58)$$

E — модуль упругости при расчетной температуре, МПа; α — коэффициент линейного расширения материала обечайки, $1/^\circ\text{C}$; μ — коэффициент Пуассона для стали, $\mu = 0,3$.

При отрицательном температурном перепаде ($t_b < t_n$; $\Delta t < 0$)

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \frac{\beta^2}{\beta^2 - 1} \sqrt{3p^2 + 3pk_2 \Delta t + k_2^2 \Delta t^2}, \quad (2.59)$$

где

$$k_2 = \frac{\alpha E}{1 - \mu} \left(\frac{\beta^2 - 1}{2\beta^2 \ln \beta} - 1 \right). \quad (2.60)$$

В обоих случаях должно выполняться условие прочности

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} \leq \sigma_T / 1,1. \quad (2.61)$$

Контактное давление p_k между футеровкой и обечайкой при расчетной температуре стенки $t > 200^\circ\text{C}$ для сосудов, имеющих внутреннюю футеровку из материала с коэффициентом линейного расширения α_ϕ , бóльшим чем у материала обечайки (т. е. $\alpha_\phi > \alpha$),

$$p_k = \frac{p + 2s_\phi A}{1 + (2s_\phi/D) B}, \quad (2.62)$$

где

$$A = (\alpha_\phi - \alpha) E t_b / (1 - \mu); \quad B = (\beta^2 + 1) / (\beta^2 - 1); \quad (2.63)$$

α_ϕ — коэффициент линейного расширения материала футеровки, $1/^\circ\text{C}$; s_ϕ — толщина футеровки или центральной трубы, м.

В этом случае при поверочном расчете по формулам (2.57) и (2.59) в качестве внутреннего принимается контактное давление p_k .

Примеры

2.2.1. Определить допускаемое напряжение для материала корпуса аппарата синтеза метанола.

И с х о д н ы е д а н н ы е. Материал — сталь 20Х2МА, температура среды в аппарате $t_c = 200^\circ\text{C}$, температура теплоносителя в рубашке $t_n = 250^\circ\text{C}$.

Решение. За расчетную принимаем максимальную температуру стенки корпуса, равную температуре теплоносителя: $t = t_H = 250^\circ\text{C}$.

Нормативное допускаемое напряжение согласно (2.1) при $\sigma_B = 415$ МПа, $\sigma_T = 368$ МПа (см. табл. 2.1) для используемой стали при $t = 250^\circ\text{C}$

$$\sigma^* = \min \left\{ \begin{array}{l} \sigma_B/n_B = 415/2,6 = 160 \text{ МПа} \\ \sigma_T/n_T = 368/1,5 = 245 \text{ МПа} \end{array} \right\} = 160 \text{ МПа.}$$

Допускаемое напряжение в материале при расчетной температуре по (2.3) $[\sigma] = \eta\sigma^* = 0,9 \cdot 160 = 144$ МПа, где $\eta = 0,9$, так как среда токсична и пожароопасна.

2.2.2. Определить габаритные размеры корпуса аппарата синтеза аммиака.

Исходные данные. Объем корпуса $V = 8$ м³; материал обечайки, плоской крышки и сферического днища — сталь 12ХМ; рабочее давление $p = 32$ МПа; температура среды в аппарате $t_c = 300^\circ\text{C}$; толщина стенки обечайки $s = 0,15$ м, исходя из условий технологии ее изготовления; высота крышки аппарата $H_K = 0,35$ м, прибавка к расчетной толщине $c = 1,2 \cdot 10^{-3}$ м, температура наружной поверхности стенки корпуса $t_H = 230^\circ\text{C}$.

Решение. Расчетная схема приведена на рис. 2.4.

Расчетное давление $p_p = p = 32$ МПа.

Допускаемое напряжение в материале при расчетной температуре определяется по методике, представленной в примере 2.2.1: $[\sigma] = 130,5$ МПа.

Коэффициент прочности сварных соединений $\varphi = 1,0$.

Расчетный коэффициент толстостенности найдем из формулы (2.54)

$$\ln \beta_p = p/([\sigma] \varphi) = 32/130,5 \cdot 1,0 = 0,245,$$

откуда $\beta_p = 1,278$.

Решив выражение (2.53) относительно D , получим

$$D \leq (s - c)/[0,5 (\beta_p - 1)] = (0,15 - 0,0012)/[0,5 \times (1,278 - 1)] = 1,07 \text{ м.}$$

По ГОСТ 11879—66 принимаем $D = 1000$ мм.

Исполнительный коэффициент толстостенности по формуле (2.56),

$$\beta = (D + 2s)/(D + 2c) = (1 + 2 \cdot 0,15)/(1 + 2 \cdot 0,002) = 1,3.$$

Допускаемое рабочее давление согласно (2.55)

$$[p] = [\sigma] \varphi \ln \beta = 130,5 \cdot 1,0 \ln 1,3 = 33,9 \text{ МПа.}$$

Таким образом, $p < [p]$, 32 МПа $<$ $33,9$ МПа.

Приняв температуру t_B внутренней поверхности обечайки равной температуре t_c обрабатываемой среды, получим

$$\Delta t = t_B - t_H = 300 - 230 = 70^\circ\text{C}.$$

Для заданной марки стали 12ХМ и температуры 300°C : $\alpha = 12,7 \cdot 10^{-6}$ 1/ $^\circ\text{C}$ (см. в приложении табл. XI); $\mu = 0,3$; $E = 1,91 \cdot 10^5$ МПа (см. в приложении табл. VII); $\sigma_T = 212$ МПа (см. в приложении табл. II).

Эквивалентные напряжения по формуле (2.57)

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{эkv}} &= \frac{1}{\beta^2 - 1} \sqrt{3p^2 + 3pk_1 \Delta t + k_1^2 \Delta t^2} = \\ &= \frac{1}{1,3^2 - 1} \sqrt{3 \cdot 32^2 + 3 \cdot 32 \cdot 1,13 \cdot 70 + 1,13^2 \cdot 70^2} = 138 \text{ МПа,} \end{aligned}$$

где

$$k_1 = \frac{\alpha E}{1 - \mu} \left(\frac{\beta^2 - 1}{2 \ln \beta} - 1 \right) = \frac{12,7 \cdot 10^{-6} \cdot 1,91 \cdot 10^5}{1 - 0,3} \left(\frac{1,3^2 - 1}{2 \ln 1,3} - 1 \right) = 1,13.$$

Условие прочности (2.61) выполняется:

$$\sigma_{\text{экр}} \leq \sigma_T / 1,1; \quad 138 \text{ МПа} < (212 / 1,1) \text{ МПа}.$$

Внутреннюю высоту H_d выпуклой части днища найдем из условия

$$H_d / D = 0,25; \quad H_d = 0,25D = 0,25 \cdot 1 = 0,25 \text{ м} = 250 \text{ мм}.$$

Высоту цилиндрической части H_0 обечайки определим из условия

$$V \approx H_0 \pi D^2 / 4; \quad H_0 = 4V / (\pi D^2) = 4 \cdot 8 / (\pi \cdot 1^2) = 10,2 \text{ м}.$$

Общая высота аппарата составит при $s_B = s = 0,15 \text{ м}$

$$H = H_0 + H_d + s + H_K = 10,2 + 0,25 + 0,15 + 0,35 = 10,95 \text{ м}.$$

По ГОСТ 11879—66 принимаем окончательно $H = 11 \text{ м}$.

Таким образом, габаритные размеры аппарата следующие: высота — 11 м, диаметр — 1 м.

2.2.3. Произвести расчет на прочность цилиндрической обечайки аппарата, предназначенного для осушки воздуха.

И с х о д н ы е д а н н ы е. Внутреннее давление $p = 28 \text{ МПа}$, температура среды в аппарате $t_c = 180 \text{ }^\circ\text{C}$, температура теплоносителя в рубашке $t_H = 220 \text{ }^\circ\text{C}$, а давление пренебрежимо мало; внутренний диаметр аппарата $D = 1000 \text{ мм}$; материал корпуса — сталь 20Х2МА; скорость коррозии: внутренней стороны корпуса $P_B = 0,048 \text{ мм/год}$, наружной стороны корпуса $P_H = 0,002 \text{ мм/год}$, срок службы аппарата $\tau = 20 \text{ лет}$.

Р е ш е н и е. Расчетное давление $p_p = p = 28 \text{ МПа}$.

Расчетная температура стенки аппарата равна максимальной температуре $t = t_H = 220 \text{ }^\circ\text{C}$.

Допускаемое напряжение определяется по методике, представленной в примере 2.2.1: $[\sigma] = 184 \text{ МПа}$.

Коэффициент прочности сварных продольных швов для хромомолибденовых сталей $\varphi = 1,0$.

Прибавка к расчетной толщине на компенсацию коррозии

$$c = (P_H + P_B) \tau = (0,002 + 0,048) 20 = 1,0 \text{ мм}.$$

Расчетный коэффициент толстостенности найдем из формулы (2.54)

$$\ln \beta_p = p_p / ([\sigma] \varphi) = 28 / (184 \cdot 1,0) = 0,152,$$

откуда $\beta_p = 1,164$.

Исполнительная толщина обечайки согласно (2.53)

$$s \geq 0,5D (\beta_p - 1) + c = 0,5 \cdot 1,0 (1,164 - 1) + 0,001 = 0,083 \text{ м}.$$

По ГОСТ 19903—74 выбираем ближайшее большее значение $s = 0,085 \text{ м} = 85 \text{ мм}$.

Допускаемое рабочее давление согласно (2.55)

$$[p] = [\sigma] \varphi \ln \beta = 184 \cdot 1,0 \ln 1,168 = 28,6 \text{ МПа},$$

где $\beta = (D + 2s) / (D + 2c) = (1 + 2 \cdot 0,085) / (1 + 2 \cdot 0,001) = 1,168$.

Приняв температуры внутренней t_B и наружной t_H поверхностей обечайки соответственно равными температуре обрабатываемой среды в аппарате и теплоносителя в рубашке $t_B = 180 \text{ }^\circ\text{C}$ и $t_H = 220 \text{ }^\circ\text{C}$, получим $\Delta t = t_B - t_H = 180 - 220 = -40 \text{ }^\circ\text{C}$.

Согласно (2.60),

$$k_2 = \frac{\alpha E}{1 - \mu} \left(\frac{\beta^2 - 1}{2\beta^2 \ln \beta} - 1 \right) = \\ = \frac{12,9 \cdot 10^{-6} \cdot 1,83 \cdot 10^5}{1 - 0,3} \left(\frac{1,168^2 - 1}{2 \cdot 1,168^2 \cdot \ln 1,168} - 1 \right) = -0,47,$$

где $\mu = 0,3$; $\alpha = 12,9 \cdot 10^{-6} \text{ 1/}^\circ\text{C}$; $E = 1,83 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ (см. в приложении табл. VII и XI).

Эквивалентное напряжение по формуле (2.59)

$$\sigma_{\text{экв}} = \frac{\beta^2}{\beta^2 - 1} \sqrt{3p^2 + 3pk_2 \Delta t + k_2^2 \Delta t^2} =$$

$$= \frac{1,168^2}{1,168^2 - 1} \sqrt{3 \cdot 28^2 + 3 \cdot 28 (-0,47) (-40) + (-0,47)^2 (-40)^2} = 65,5 \text{ МПа.}$$

Таким образом, условие (2.61): $\sigma_{\text{экв}} < \sigma_T / 1,1$; $65,5 < 382 / 1,1$ выполняется. При этом $p < [p]$; $28 < 28,6$, тем самым обеспечивается прочность обечайки в рабочем состоянии.

2.2.4. Рассчитать толщину стенки многослойной обечайки маслоотделителя.

И с х о д н ы е д а н н ы е. Внутреннее давление $p = 32$ МПа, температура среды в аппарате $t_c = 200$ °С, внутренний диаметр обечайки $D = 800$ мм, толщина слоя многослойной обечайки $s_{\text{с.л.}} = 6$ мм, расположение слоев — концентрическое, материал обечайки — сталь 09Г2С, скорость коррозии с внутренней стороны корпуса

$\Pi = 0,04$ мм/год, срок службы аппарата $\tau = 15$ лет, среда пожаровзрывобезопасна и нетоксична.

Р е ш е н и е. Расчетное давление $p_p = p = 32$ МПа.

Расчетную температуру стенки принимаем равной температуре рабочей среды $t = t_c = 200$ °С.

Нормативное допускаемое напряжение согласно формуле (2.1) при $n_B = 2,6$; $n_T = 1,5$ для заданной марки стали, при расчетной температуре $t = 200$ °С; $\sigma_B = 490$ МПа; $\sigma_T = 343$ МПа (см. табл. 2.1)

$$\sigma^* = \min \left\{ \begin{array}{l} \sigma_B / n_B = 490 / 2,6 = 188 \text{ МПа} \\ \sigma_T / n_T = 343 / 1,5 = 229 \text{ МПа} \end{array} \right\} =$$

$$= 188 \text{ МПа.}$$

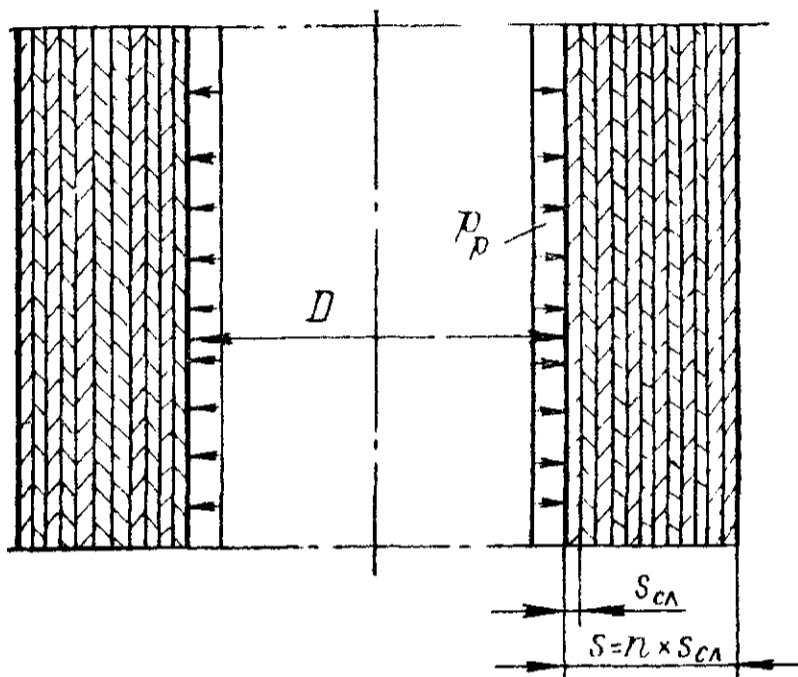


Рис. 2.5. Расчетная схема многослойной обечайки

Допускаемое напряжение для каждого из слоев

$$[\sigma]_i = \eta \sigma^* = 1,0 \cdot 188 = 188 \text{ МПа,}$$

где i — номер слоя многослойной обечайки; $\eta = 1$, так как обрабатываемая среда нетоксична и пожаровзрывобезопасна.

Для многослойной обечайки (рис. 2.5) с концентрическим расположением слоев согласно (2.4)

$$[\sigma] = \sum_i^n [\sigma]_i s_i / \sum s_i.$$

По условиям $s_1 = s_2 = \dots = s_i = s_{\text{с.л.}}$. Так как материал слоев одинаков, то $[\sigma] = [\sigma]_1 = \dots = [\sigma]_i = [\sigma]_n = 188$ МПа.

Коэффициент прочности сварных соединений для продольных сварных швов многослойных обечаек с концентрическим расположением слоев определяется по формуле (2.5):

$$\varphi = (\sum_i s_i \varphi_i + \sum_j s_j) / s.$$

Для низколегированной кремниймарганцовистой стали 09Г2С для продольных сварных швов цилиндрических обечаек $\varphi = 1,0$. По условию $s_j = s_i = s_{\text{с.л.}}$. Тогда

$$\varphi = (\sum_i s_i \varphi_i + \sum_j s_j) / s = (\sum_i s_i \cdot 1 + \sum_j s_j) / (\sum_i s_i + \sum_j s_j) = 1.$$

Расчетный коэффициент толстостенности определяем из формулы (2.54)

$$\ln \beta_p = p / ([\sigma] \varphi) = 32 / (188 \cdot 1,0) = 0,1702,$$

откуда $\beta_p = 1,185$.

Расчетная толщина многослойной обечайки (2.53)

$$s_p = 0,5D (\beta_p - 1) = 0,5 \cdot 0,8 (1,185 - 1) = 0,074 \text{ м} = 74 \text{ мм.}$$

Прибавка к расчетной толщине обечайки на компенсацию коррозии

$$c = P_{в\tau} = 0,04 \cdot 15 = 0,6 \text{ мм.}$$

Необходимое число слоев

$$n \geq (s_p + c) / s_{сл} = (74 + 0,6) / 6 = 12,4.$$

Окончательно принимаем $n = 13$.

Контрольные задачи

2.2.1. Определить толщину обечайки аппарата, работающего под внутренним давлением 15 МПа и при температуре 370 °С. Внутренний диаметр аппарата 1000 мм, материал обечайки — сталь 15ХМ, скорость коррозии 0,05 мм/год. Срок службы аппарата 15 лет.

О т в е т: 80 мм.

2.2.2. Аппарат работает под внутренним давлением 36 МПа и при температуре 240 °С. Корпус его изготовлен из стали 20 и имеет внутреннюю футеровку из стали 12Х18Н10Т толщиной 8 мм. Определить толщину стенки обечайки, если ее внутренний диаметр 1000 мм.

О т в е т: 300 мм.

2.2.3. Определить допускаемое внутреннее давление для кованой обечайки аппарата, изготовленного из стали 25Х3НМ. Внутренний диаметр обечайки 800 мм. Толщина стенки 120 мм, температура 210 °С.

О т в е т: 43,1 МПа.

2.2.4. Определить величину давления контакта между слоями двухслойной обечайки аппарата из условия равнопрочности внутреннего и наружного слоев. Внутренний диаметр обечайки 400 мм, наружный — 640 мм, а диаметр сопряжения слоев 540 мм. Материал обечайки — сталь 10Г2С1. Среда нетоксична, пожаровзрывобезопасна.

О т в е т: 13,4 МПа.

2.2.5. Определить температурные напряжения, возникающие в стенке аппарата, имеющего внутренний диаметр 40 мм и наружный — 80 мм, если температура внутренней поверхности 300 °С, а наружной 200 °С. Закон изменения температуры по толщине стенки линейный. При расчете принять $E = 2 \cdot 10^5$ МПа, $\mu = 0,3$, $\alpha = 125 \cdot 10^{-7}$ 1/°С.

О т в е т: у внутренней поверхности стенки — 199 МПа; у наружной — 158 МПа.

2.2.6. Для аппарата, имеющего многослойную обечайку с внутренним диаметром 1400 мм и толщиной стенки 160 мм, определить максимальную температуру внутренней поверхности стенки, если температура наружной поверхности равна 50 °С. Корпус аппарата изготовлен из стали 09Г2С. Рабочее давление в аппарате 22 МПа.

О т в е т: 52,2 °С.

2.2.7. Определить эквивалентное напряжение на наружной поверхности сварной обечайки с внутренним диаметром 800 мм, если давление внутри аппарата 16 МПа, а температурный перепад по толщине стенки + 120 °С. Материал обечайки — сталь 22К.

О т в е т: эквивалентное напряжение $\sigma_{э\text{кв}} = 495$ МПа, что превышает величину $\sigma_T / 1,1$ для данного материала.

§ 2.3. ДНИЩА И КРЫШКИ

В аппаратах высокого давления применяют в основном плоские днища и крышки. Кроме плоских используют слабовыпуклые, выпуклые и эллиптические днища, а также выпуклые сферические крышки. Так как в цилиндрической обечайке аппарата высокого давления отверстия допускается выполнять только в случае крайней

технологической необходимости, то трубопроводы и контрольно-измерительные приборы присоединяют в основном к отверстиям, имеющимся в крышках и днищах. Как правило, эти отверстия не снабжают штуцерами и бобышками, а вокруг них обрабатывают привалочные поверхности и высверливают гнезда под шпильки (рис. 2.6, 2.7).

В случае наличия приварных штуцеров их расчетный коэффициент толстостенности должен быть не более 1,3. Отверстия рекомендуется [15] выполнять круглыми с диаметром $d_i \leq 0,3D$.

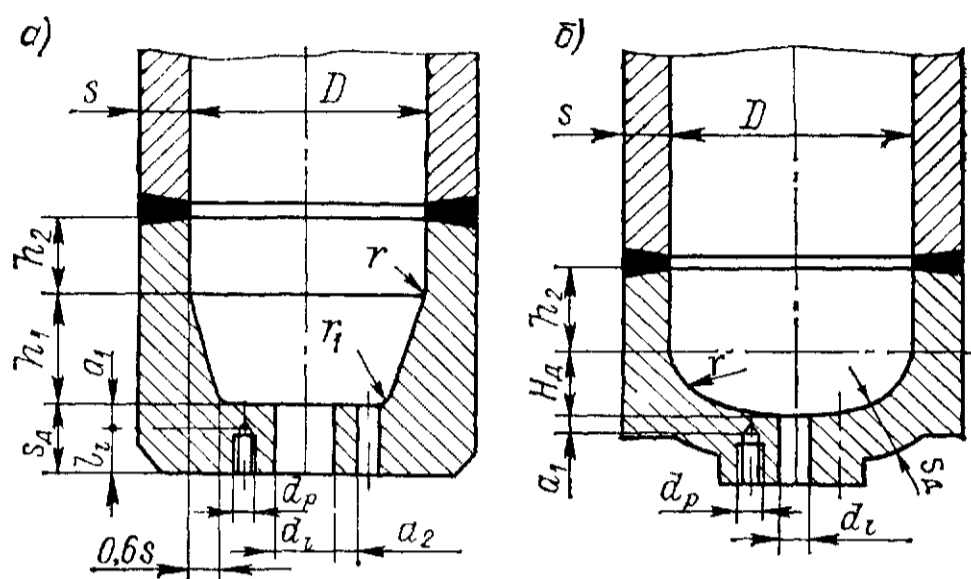


Рис. 2.6. Днища: а — плоское отбортованное; б — слабовыпуклое ($H_d/D \leq 0,25$)

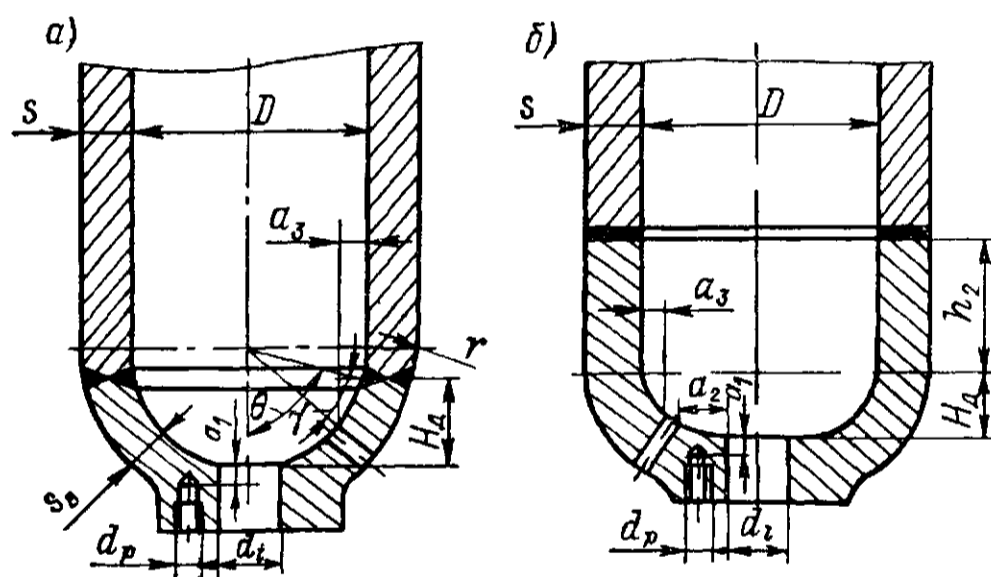


Рис. 2.7. Выпуклые днища: а — сферическое; б — отбортованное эллиптическое

Расчет укрепления отверстий выполняется по принципу геометрического критерия укрепления, сущность которого изложена на с. 76. Методика этого расчета для толстостенных сосудов и аппаратов приведена в отраслевом стандарте [15].

Плоские и слабовыпуклые днища. Расчетная толщина плоских отбортованных и слабовыпуклых днищ с $H_d/D \leq 0,25$ (см. рис. 2.6) определяется [15] по следующей формуле:

$$s_{д.р} = 0,45D \sqrt{p_p / ([\sigma] \psi_0)}, \quad (2.64)$$

где ψ_0 — коэффициент ослабления днища отверстиями,

$$\psi_0 = \frac{1 - \sum d_i/D}{1 - \sum (d_i/D)^3}. \quad (2.65)$$

Здесь $\sum d_i$ — сумма диаметров отверстий для наиболее ослабленного диаметрального сечения.

При $\sum d_i/D > 0,6$ следует принимать $\psi_0 = 0,4$.

В случае одиночного центрального отверстия диаметром d_0

$$\psi_0 = \frac{1}{1 + d_0/D + (d_0/D)^2}. \quad (2.66)$$

Диаметры сквозных отверстий под шпильки для присоединяемых к днищу различных элементов входят в величину $\sum d_i$ умноженными на коэффициент $2l_i/s_{д.р}$, где l_i — глубина i -го отверстия; $s_{д.р}$ — исполнительная толщина днища (см. рис. 2.6). При $l_i > s_{д.р}/2$ коэффициент $2l_i/s_{д.р}$ принимается равным 1,0. Расстояние a_2 между кромками двух соседних отверстий, измеряемое по проекции чертежа, должно быть не менее диаметра меньшего отверстия. Значение a_1 должно

быть не менее $d_p + c$, где d_p — наружный диаметр резьбы гнезда под крепежную шпильку¹.

Исполнительная толщина днища s_d должна удовлетворять условию

$$s_d \geq s_{d.p} + c. \quad (2.67)$$

Допускаемое рабочее давление

$$[p]_d = 5 (s_d - c)^2 [\sigma] \psi_0 / D^2. \quad (2.68)$$

Радиусы сопряжения и высоты отдельных конструктивных частей днища (см. рис. 2.6) $r \geq s_p$; $r_1 \geq 1,8s_p$; $h_1 \geq 1,8s_p$; $h_2 \geq s_p$, где $s_p = 0,5D (\beta_p - 1)$ — расчетная толщина обечайки корпуса в рабочих условиях.

Выпуклые днища. Расчетная толщина выпуклых (сферических и эллиптических) днищ (см. рис. 2.7) при соблюдении соотношений $H_d/D \geq 0,25$ и $(s_b - c)/D \leq 0,15$ рассчитывается по формуле

$$s_{b.p} = \frac{p_p D}{4 [\sigma] \varphi - p_p} \frac{D}{2H_d}, \quad (2.69)$$

где H_d — внутренняя высота выпуклой части днища, м; $[\sigma]$ — допускаемое напряжение при расчетной температуре, определяемое по формуле (2.3).

Выпуклые эллиптические днища выполняются с отбортовкой (см. рис. 2.7, б). Толщина эллиптической части днища должна быть не менее расчетной толщины цилиндрической отбортованной части, определяемой по формуле (2.53) для материала днища. Кроме того, рекомендуется соблюдать следующие условия (см. рис. 2.7): расстояние от края отверстия до внутренней цилиндрической поверхности, измеряемое по проекции чертежа, $a_3 \geq 0,1D$; значение величины отбортовки эллиптического днища $h_2 \geq 0,5D (\beta_p - 1)$; угол сферического сегмента $90^\circ \geq \theta \geq 75^\circ$; расстояние $a_1 \geq d_p + c$; угол γ (см. рис. 2.7, а) от кромки днища до кромки отверстия должен быть не менее 35° .

Исполнительная толщина s_b должна удовлетворять условию

$$s_b \geq s_{b.p} + c. \quad (2.70)$$

Выпуклые днища, предназначенные для многослойных обечайек, а следовательно, с ними сопрягаемые, рассчитываются также по формуле (2.69). Однако допускаемые напряжения для сферических днищ с углом сегмента $90^\circ \geq \theta \geq 87^\circ$ уменьшаются на 10 %, а при расчете эллиптических днищ и сферических с углом сегмента $87^\circ > \theta \geq 75^\circ$ уменьшения допускаемых напряжений не производят. Во всех случаях принятая толщина днища должна быть не менее $0,8s$ (исполнительной толщины многослойной обечайки).

Рабочее допускаемое давление определяется по формуле

$$[p]_i = 4 [\sigma] \varphi / \left(\frac{D}{s_b - c} \frac{D}{2H_d} + 1 \right). \quad (2.71)$$

¹ Метод определения d_p приведен в § 2.4.

Плоские крышки. Отъемная плоская крышка сосуда высокого давления представляет собой сложнапряженный элемент с наличием нескольких несимметрично расположенных отверстий (рис. 2.8). Из-за этих отверстий расчетные зависимости, основанные на теории круглых пластин или плит, для данного случая не представляются достоверными. Широко практикуется расчет из условия прочности на изгиб диаметрального сечения крышки, наиболее ослабленного отверстиями [19].

Исполнительная толщина плоских крышек (см. рис. 2.8), кроме крышек с приварными патрубками, рассчитывается [15] по формуле

$$s_{\Pi} \geq 0,45 \sqrt{\frac{3,8F(D_6 - D_{cp}) + p_p D_{cp}^3}{(D_a - 2d_{o.ш} - \sum d_i) [\sigma]} + c}, \quad (2.72)$$

где F — осевое усилие (расчетное) от действующих на крышку нагрузок¹; D_6 — диаметр окружности центров шпилек²; D_{cp} — диаметр уплотнительной поверхности,

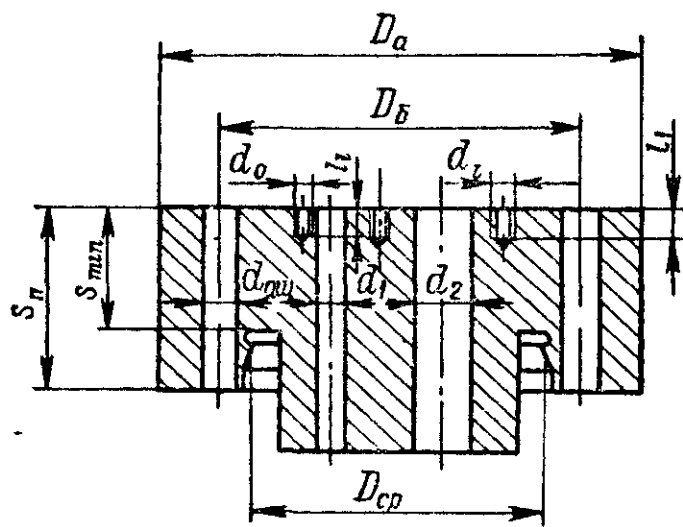


Рис. 2.8. Плоская крышка

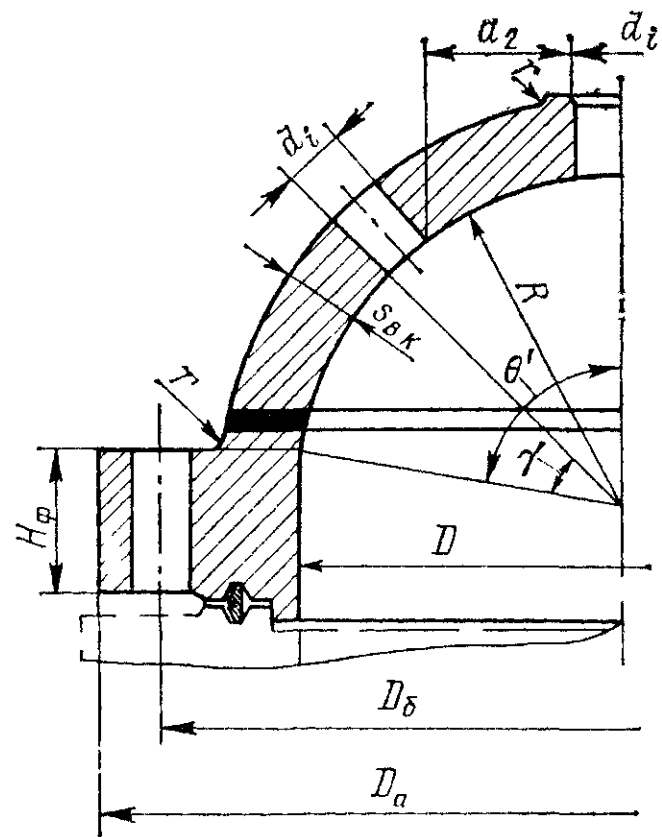


Рис. 2.9. Сферическая крышка

средний³; D_a — наружный диаметр крышки; $d_{o.ш}$ — диаметр отверстия под крепежную шпильку, принимаемый в расчете равным диаметру резьбы шпильки⁴ d_p , т. е. $d_{o.ш} = d_p$; $\sum d_i$ — максимальная сумма длин хорд отверстий в наиболее ослабленном диаметральном сечении крышки (см. рис. 1.4).

Наружный диаметр крышки назначается конструктивно из условия

$$D_a \geq D_6 + 2d_p. \quad (2.73)$$

Минимальная толщина крышки в месте расположения паза под уплотнение в случае применения затвора с двухконусным обтюратором

$$s_{\min} \geq 0,45 \sqrt{\frac{3,8F(D_6 - D_{cp}) + p_p D_{cp}^3 (1,5p_p / [\sigma])}{D_{cp} [\sigma]} - 6s_{\Pi}^2 \frac{D_a - D_{cp} - 2d_{o.ш}}{D_{cp}} + c}. \quad (2.74)$$

¹⁻⁴ Методика расчета F , D_6 , D_{cp} и d_p приведена в § 2.4.

Выпуклые сферические крышки. Выпуклая сферическая крышка (рис. 2.9) состоит из сферической части и приварного плоского фланца.

Выпуклые сферические крышки изготавливают с учетом следующих рекомендаций: 1) угол γ от кромки сферической части крышки до кромки отверстия должен быть не менее 35° ; 2) угол сферического сегмента $\theta' = 50 \div 70^\circ$; 3) расстояние между двумя соседними отверстиями, измеряемое по проекции на чертеже, должно быть не менее диаметра меньшего отверстия; 4) значения радиусов закругления $r \geq 0,8s_{в.к.р}$, где $s_{в.к.р}$ — расчетная толщина стенки сферической части выпуклой крышки.

В работе [15] приведена методика расчета выпуклых сферических крышек, использующих затворы с двухконусным или дельтообразным обтюратором. Расчет применим для крышек, не имеющих изоляции, при температуре стенки сосуда меньше 200°C , а также для выпуклых сферических крышек при температуре стенки свыше 200°C при наличии термоизоляции всей наружной поверхности крышки.

Предварительная расчетная толщина сферической части крышки

$$s_{в.к.р}^* = 2,5p_p R / (4[\sigma]_\phi - p_p), \quad (2.75)$$

где R — внутренний радиус сферической части выпуклой крышки, м; $[\sigma] = \min \{ [\sigma]_{сф}; [\sigma]_\phi \}$, т. е. принимается наименьшее из двух значений: допускаемого напряжения $[\sigma]_{сф}$ материала сферической части и допускаемого напряжения $[\sigma]_\phi$ материала фланца крышки при расчетной температуре.

Расчетный коэффициент толстостенности β_p сферической части крышки определяется по формуле

$$\beta_p \geq (R + s_{в.к.р}^*) / R \quad (2.76)$$

и принимается ближайший больший из следующего ряда значений: 1,06; 1,09; 1,12; 1,15; 1,18; 1,21.

Расчетная толщина сферической части крышки определяется по формуле

$$s_{в.к.р} = (\beta_p - 1) R. \quad (2.77)$$

Исполнительная толщина этой части крышки должна удовлетворять условию

$$s_{в.к} \geq s_{в.к.р} + c. \quad (2.78)$$

Исполнительная высота (толщина) фланца крышки определяется по формуле

$$H_\phi \geq k_c s_{в.к} + c, \quad (2.79)$$

где k_c — отношение высоты фланца крышки к толщине стенки сферической части; определяется по графикам [15] в зависимости от коэффициента толстостенности β_p , отношений D_a/D ; $\sigma_r/1,1p_p$ и угла сферического сегмента θ' .

Примеры

2.3.1. Для маслоотделителя, работающего под внутренним давлением $p_p = 20$ МПа, определить основные геометрические размеры ковального плоского отбортованного днища, имеющего центральное отверстие.

И с х о д н ы е д а н н ы е. Температура среды в аппарате $t_c = 380^\circ\text{C}$, диаметр аппарата $D = 400$ мм, диаметр одиночного отверстия в днище $d_o = 60$ мм, материал аппарата — сталь 20 с допускаемым напряжением при заданной температуре $[\sigma] = 106$ МПа, коэффициент прочности сварных соединений $\varphi = 1$, прибавка $c = 2$ мм.

Р е ш е н и е. Коэффициент ослабления днища отверстиями в случае одиночного центрального отверстия согласно (2.66)

$$\psi_o = \frac{1}{1 + d_o/D + (d_o/D)^2} = \frac{1}{1 + 0,06/0,4 + (0,06/0,4)^2} = 0,85.$$

Расчетная толщина днища по формуле (2.64)

$$s_{д.р} = 0,45D \sqrt{p_p/([\sigma] \psi_o)} = 0,45 \cdot 0,4 \sqrt{20/(106 \cdot 0,85)} = 0,085 \text{ м.}$$

Исполнительная толщина днища

$$s_d \geq s_{д.р} + c = 0,085 + 0,002 = 0,087 \text{ м.}$$

По ГОСТ 19903—74 принимаем $s_d = 0,09$ м = 90 мм.

Допускаемое рабочее давление согласно (2.68)

$$[p]_д = 5 (s_d - c)^2 [\sigma] \psi_o / D^2 = 5 (0,09 - 0,002)^2 106 \cdot 0,85 / 0,4^2 = 22,2 \text{ МПа.}$$

Таким образом, $p_p < [p]$; 20 МПа < 22,2 МПа.

Расчетный коэффициент толстостенности для цилиндрической части отбортованного днища определим из выражения (2.54)

$$\ln \beta_p = p_p / ([\sigma] \varphi) = 20 / (106 \cdot 1,0) = 0,169,$$

откуда $\beta_p = 1,185$.

Исполнительная толщина цилиндрической части отбортованного днища $s \geq 0,5D (\beta_p - 1) + c = 0,5 \cdot 0,4 (1,185 - 1) + 0,002 = 0,039$ м = 39 мм. Принимаем согласно ГОСТ 19903—74 $s = 40$ мм.

Остальные геометрические размеры днища (рис. 2.10) при расчетной толщине $s_p = 0,5D (\beta_p - 1) = 0,5 \cdot 0,4 (1,185 - 1) = 37$ мм следующие: $r \geq s_p = 37$ мм; $r_1 \geq 1,8s_p = 1,8 \cdot 37 = 67$ мм; $h_1 \geq 1,8s_p = 1,8 \cdot 37 = 67$ мм; $h_2 \geq s_p = 37$ мм. Окончательно принимаем: $r = 40$ мм; $r_1 = 70$ мм; $h_1 = 70$ мм; $h_2 = 40$ мм.

2.3.2. Для аппарата синтеза аммиака рассчитать толщину сферического днища (см. рис. 2.7, а).

И с х о д н ы е д а н н ы е. Внутреннее давление $p_p = 35$ МПа, внутренний диаметр аппарата $D = 1200$ мм, температура стенки (расчетная) $t = 300^\circ\text{C}$, внутренняя высота выпуклой части днища $H_d = 300$ мм, материал днища — сталь 20Х2МА, прибавка $c = 2$ мм, коэффициент прочности сварных соединений $\varphi = 0,9$.

Р е ш е н и е. Нормативное допускаемое напряжение согласно (2.1)

$$\sigma^* = \min \left\{ \begin{array}{l} \sigma_B/n_B = 490/2,6 = 188 \text{ МПа} \\ \sigma_T/n_T = 343/1,5 = 229 \text{ МПа} \end{array} \right\} = 188 \text{ МПа.}$$

Допускаемое напряжение

$$[\sigma] = \eta_1 \sigma^* = 0,9 \cdot 188 = 169 \text{ МПа,}$$

где $\eta_1 = 0,9$, так как среда токсична.

Так как выполняется условие $H_d/D \geq 0,25$; $(0,3/1,2 = 0,25)$, то днище является выпуклым.

Расчетная толщина выпуклого сферического днища по формуле (2.69)

$$s_{в.р} = \frac{p_p D}{4 [\sigma] \varphi - p_p} \frac{D}{2H_d} = \frac{35 \cdot 1,2}{4 \cdot 169 \cdot 0,9 - 35} \frac{1,2}{2 \cdot 0,3} = 0,146 \text{ м.}$$

Исполнительная толщина днища $s_B \geq s_{в.р} + c = 0,146 + 0,002 = 0,148$ м

По ГОСТ 19903—74 принимаем $s_B = 0,15$ м = 150 мм.

Для выпуклого днища необходимо выполнение условия $(s_B - c)/D \leq 0,15$; $(0,15 + 0,002)/1,2 = 0,123$; $0,123 < 0,15$, следовательно, условие выполнено.

Допускаемое рабочее давление для днища согласно (2.71)

$$[p] = \frac{4 [\sigma] \varphi}{\frac{D}{s_B - c} \frac{D}{2H_d} + 1} = \frac{4 \cdot 169 \cdot 0,9}{\frac{1,2}{0,15 - 0,002} \frac{1,2}{2 \cdot 0,3} + 1} = 35,3 \text{ МПа.}$$

Таким образом, $p_p < [p]$ ($35 \text{ МПа} < 35,3 \text{ МПа}$) и тем самым обеспечена прочность сферического днища.

2.3.3. Определить толщину стенки плоской крышки горизонтального сепаратора аммиака.

Исходные данные. Внутреннее давление $p_p = 30 \text{ МПа}$, температура среды в аппарате $t_c = 300^\circ\text{C}$, внутренний диаметр аппарата $D = 400 \text{ мм}$, материал корпуса и крышки — сталь 22Х3М, затвор с двухконусным obturatorом и алюминиевыми прокладками. Средний диаметр уплотнительной поверхности obturatorного кольца $D_{cp} = 406 \text{ мм}$, диаметр окружности центров шпилек $D_6 = 525 \text{ мм}$, диаметры отверстий в крышке $d_1 = 30 \text{ мм}$, $d_2 = 50 \text{ мм}$, наружный диаметр резьбы гнезда под

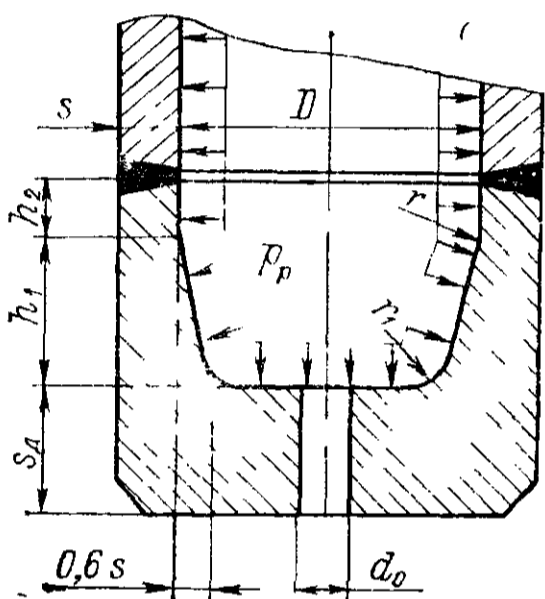


Рис. 2.10. Расчетная схема плоского отбортованного днища

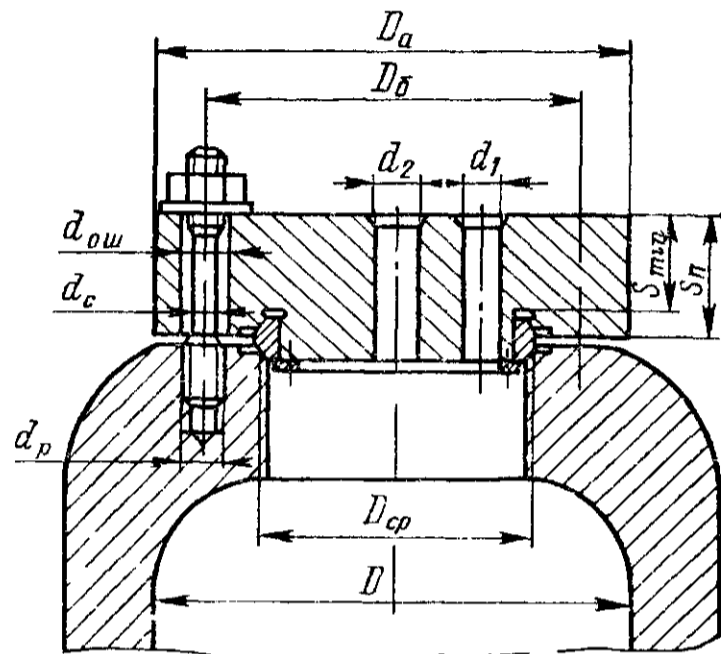


Рис. 2.11. Расчетная схема плоской крышки

крепёжную шпильку $d_p = 60 \text{ мм}$, прибавка на коррозию $c = 0,002 \text{ м}$, осевое усилие от действующих нагрузок $F = 4,11 \text{ МН}$.

Решение. Температуру внутренней поверхности крышки принимаем равной температуре среды $t = t_c = 300^\circ\text{C}$.

Нормативное допускаемое напряжение согласно (2.1)

$$\sigma^* = \min \left\{ \begin{array}{l} \sigma_B/n_B = 471/2,6 = 181 \text{ МПа} \\ \sigma_T/n_T = 343/1,5 = 229 \text{ МПа} \end{array} \right\} = 181 \text{ МПа.}$$

Допускаемое напряжение $[\sigma] = \eta_1 \sigma^* = 0,9 \cdot 181 = 163 \text{ МПа}$, где $\eta_1 = 0,9$, так как отсутствуют сведения о пожаровзрывоопасности обрабатываемой среды.

Наружный диаметр крышки (рис. 2.11) из условия (2.73) $D_a \geq D_6 + 2d_p = 0,525 + 2 \cdot 0,06 = 0,645 \text{ м}$. Принимаем $D_a = 0,65 \text{ м}$.

Сумма диаметров отверстий для наиболее ослабленного диаметрального сечения

$$\sum d_i = d_1 + d_2 = 0,03 + 0,05 = 0,08 \text{ м.}$$

Толщина крышки (2.72)

$$s_{\Pi} \geq 0,45 \sqrt{\frac{3,8F (D_6 - D_{cp}) + p_p D_{cp}^3}{(D_a - 2d_{o.ш} - \sum d_i) [\sigma]} + c} =$$

$$= 0,45 \sqrt{\frac{3,8 \cdot 4,11 (0,525 - 0,406) + 30 \cdot 0,406^3}{(0,65 - 2 \cdot 0,06 - 0,08) 163}} + 0,02 = 0,105 \text{ м,}$$

Параметры аппарата высокого давления

Номер варианта	Внутренний диаметр аппарата D , мм	Высота аппарата H , мм	Днище	Крышка	Рабочее давление P , МПа	Температура обр. раб. выв. среды t , °С	Марка стали	Диаметр отверстия в крышке и днище, мм
1	200	2 000	Плоское отбортованное	Выпуклая сферическая	10	300	20	20
2	1000	6 000	Слабовыпуклое	» »	50	500	12X18H10T	70
3	2000	20 000	Выпуклое	Плоская	20	280	22K	80
4	2800	30 000	Плоское отбортованное	»	10	400	09Г2С	90
5	300	4 000	Слабовыпуклое	Выпуклая сферическая	60	100	20	30
6	1200	16 000	Выпуклое	Плоская	30	400	12X18H10T	50
7	2200	24 000	Плоское отбортованное	Выпуклая сферическая	20	300	12X18H10T	70
8	3000	30 000	Слабовыпуклое	Плоская	30	200	09Г2С	80
9	400	3 000	Выпуклое	»	40	150	09Г2С	50
10	1400	8 000	Плоское отбортованное	Выпуклая сферическая	10	250	22K	60
11	2400	25 000	Слабовыпуклое	» »	70	200	20	70
12	3200	32 000	Выпуклое	Плоская	20	100	09Г2С	80
13	500	3 500	Плоское отбортованное	»	10	510	12X18H10T	20
14	1600	18 000	Слабовыпуклое	Выпуклая сферическая	40	300	22K	50
15	2600	30 000	Выпуклое	» »	50	350	22K	60
16	600	4 000	»	Плоская	20	450	12X18H10T	50
17	1800	20 000	Слабовыпуклое	Выпуклая сферическая	70	350	09Г2С	60
18	800	25 000	Плоское отбортованное	» »	32	410	09Г2С	50
19	1400	9 000	Выпуклое	Плоская	20	395	12X18H10T	50
20	1000	8 000	Слабовыпуклое	Выпуклая сферическая	50	280	22K	60
21	600	18 000	Плоское отбортованное	Плоская	32	180	22K	50
22	1400	14 000	Слабовыпуклое	»	10	300	20	70
23	1200	7 000	Выпуклое	Выпуклая	70	250	09Г2С	50

где $d_{0\text{ ш}}$ — диаметр отверстия под шпильку (принимаем $d_{0\text{ ш}} = d_p = 0,06\text{ м}$) Согласно ГОСТ 19903—74, $s_{\text{ш}} = 0,11\text{ м} = 110\text{ мм}$

Минимальная толщина крышки в месте расположения паза под уплотнение в случае применения затвора с двухконусным обтюратором (2 74)

$$s_{\text{мин}} \geq 0,45 \times$$

$$\times \sqrt{\frac{3,8F(D_6 - D_{\text{ср}}) + p_p D_{\text{ср}}^3 (1,5p_p / [\sigma])}{D_{\text{ср}} [\sigma]} - 6s_{\text{ш}}^2 \frac{D_a - D_{\text{ср}} - 2d_{0\text{ ш}}}{D_{\text{ср}}} + c =}$$

$$= 0,45 \sqrt{\frac{3,8 \cdot 4,11 (0,525 - 0,406) + 30 \cdot 0,406^3 \cdot 1,5 \cdot 30 / 163}{0,406 \cdot 163} - 6 \cdot 0,11^2 \frac{0,65 - 0,406 - 2 \cdot 0,06}{0,406} + 0,02 = 0,055\text{ м}}$$

По ГОСТ 19903—74 принимаем $s_{\text{мин}} = 0,06\text{ м} = 60\text{ мм}$.

Контрольные задачи

2.3.1. В аппарате с внутренним диаметром 600 мм определить допускаемое рабочее давление для кованого плоского днища толщиной 200 мм. В днище имеются два отверстия диаметрами 80 и 100 мм. Материал днища — сталь 22Х3М. Температура стенки аппарата 260 °С.

О т в е т 62,75 МПа

2.3.2. Определить внутреннюю высоту и толщину выпуклого днища аппарата, имеющего внутренний диаметр 800 мм. Давление в аппарате 12 МПа, допускаемое напряжение материала днища 150 МПа. В днище имеется центральное отверстие диаметром 50 мм. Прибавку к расчетной толщине стенки принять 1 мм.

О т в е т высота — 200 мм, толщина — 36 мм.

2.3.3. Для аппарата высокого давления по исходным данным табл. 2 2 рассчитать на прочность обечайку, крышку и днище. Прибавку к расчетной толщине стенки принять равной 1 мм.

§ 2.4. ЗАТВОРЫ АППАРАТОВ

Затвор аппарата высокого давления — это узел, обеспечивающий в рабочих условиях герметичность разъемного соединения между корпусом и крышкой. Конструкция затвора должна обеспечить безопасность эксплуатации, простоту изготовления, удобство разборки и сборки аппарата. Существует (рис. 2 12) несколько типов затворов: с плоской металлической прокладкой; с двухконусным обтюратором; с дельтообразным обтюратором. Во всех перечисленных конструкциях затворов крышка аппарата является их неотъемлемой частью и крепится к корпусу при помощи основных крепежных шпилек.

Устройство затвора с двухконусным обтюратором состоит из кольца специального профиля, надетого с зазором на выступ крышки, и конических прокладок толщиной 1,5 мм, изготовленных из алюминия или меди. Герметичность достигается за счет пластической деформации этих прокладок при затяжке шпилек. Эти затворы имеют преимущество в том, что они являются самоуплотняющимися и применяются при давлении до 100 МПа.

Затворы с дельтообразным обтюратором используют в аппаратах с внутренним диаметром от 400 до 1600 мм, работающих под давлением от 20 до 100 МПа и при температуре до 400 °С. Основной уплотняю-

щий элемент затвора — стальное кольцо, имеющее в сечении дельтообразную форму. При затяжке шпилек кольцо упруго деформируется и герметизирует соединение.

Одним из наиболее распространенных уплотнений является уплотнение с плоской металлической прокладкой. В качестве материала для прокладок используют отожженную медь, алюминий или специальную сталь.

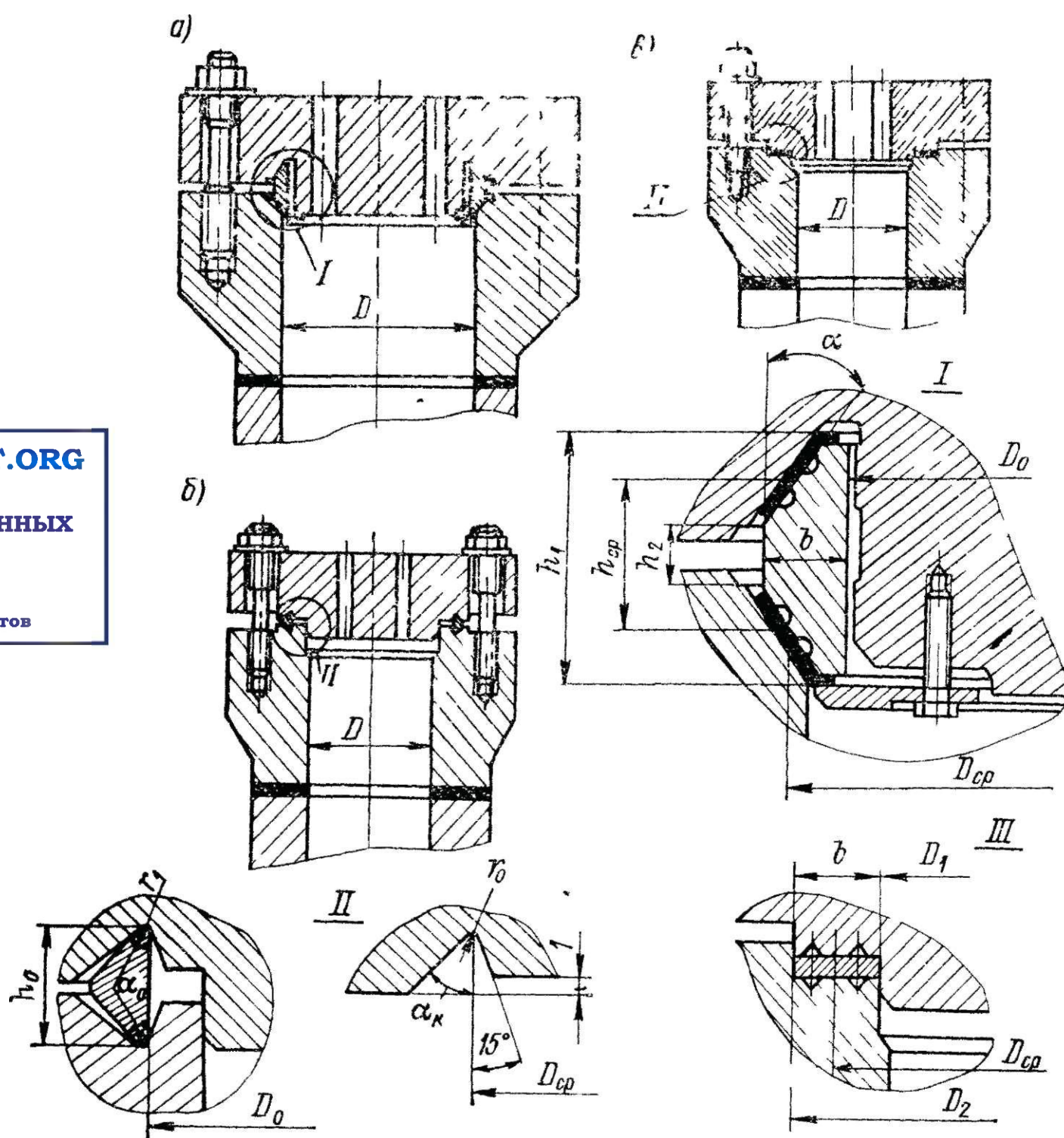


Рис 2.12. Конструкции затворов а — с двухконусным obtюратором, б — с дельта-obтюратором; в — с плоской металлической прокладкой

Расчет затворов сводится к определению усилия, необходимого для обеспечения герметичности соединения.

Затворы с плоской металлической прокладкой. Расчетное усилие герметизации затвора зависит от ширины прокладок и свойств материалов, из которых изготовлены корпус и крышка.

Допускаемое контактное напряжение $[\sigma_k]$ на уплотнительных поверхностях корпуса и крышки в затворе принимается [15] в зависимости от наименьшего значения предела текучести σ_T^{min} материалов корпуса и крышки:

$$\text{если } \sigma_T^{min} \leq 274,68 \text{ МПа, то } [\sigma_k] = \sigma_T^{min}; \quad (2.80)$$

$$\text{если } \sigma_T^{min} > 274,68 \text{ МПа, то } [\sigma_k] = 0,35\sigma_T^{min} + 180 \text{ МПа.} \quad (2.81)$$

Расчетную ширину b_p плоской металлической прокладки следует [15] принимать из условия

$$b_p = \max \left\{ \begin{array}{l} 0,25\rho_p D_1 / ([\sigma_K] - \sigma_{см} - 0,25\rho_p) \\ 1,1\rho_{II} D_1 / (4[\sigma_K]_{20} - 1,1\rho_{II}) \end{array} \right\}, \quad (2.82)$$

где D_1 — наименьший диаметр (см. рис. 2.12, в) уплотнительной поверхности затвора с плоской металлической прокладкой, $D_1 = (1 \div 1,03) D$; ρ_{II} — пробное давление при гидравлических испытаниях аппарата, назначаемое в соответствии с нормативами [20] (см. табл. 1.1); $[\sigma_K]$, $[\sigma_K]_{20}$ — допускаемые контактные напряжения на уплотнительных поверхностях затвора соответственно при расчетной температуре и 20 °С; $\sigma_{см}$ — герметизирующее напряжение смятия прокладки, принимаемое согласно табл. 2.3.

Исполнительная ширина прокладки $b \geq b_p$.

Наибольший диаметр уплотнительной поверхности

$$D_2 = D_1 + 2b. \quad (2.83)$$

Таблица 2.3

Реакция прокладки

$$R_{II} = \pi D_{ср} b \sigma_{см}, \quad (2.84)$$

где $D_{ср}$ — средний диаметр уплотнительной поверхности ($D_{ср} = D_1 + b$).

Равнодействующая внутреннего давления ρ_p на крышку

$$F_p = \pi D_{ср}^2 \rho_p / 4. \quad (2.85)$$

Расчетное усилие для затвора с плоской металлической прокладкой

$$F = F_p + R_{II}. \quad (2.86)$$

Затворы с двухконусным обтюратором. Высота обтюратора по средней линии уплотнительных поверхностей (см. рис. 2.12, а)

$$h_{ср} = (h_1 + h_2) / 2, \quad (2.87)$$

где h_1 — высота двухконусного обтюратора (табл. 2.4); h_2 — высота цилиндрической части двухконусного обтюратора.

Средний диаметр уплотнительной поверхности (см. рис. 2.12, а) определяется по формуле

$$D_{ср} = D + 0,5 (h_1 - h_2) \operatorname{tg} \alpha, \quad (2.88)$$

где D — внутренний диаметр корпуса аппарата; α — угол конусности уплотнительных поверхностей обтюратора, $\alpha = 30^\circ$.

Осевая составляющая F_o равнодействующей внутреннего давления на обтюраторное кольцо вычисляется [15] по формуле

$$F_o = 0,5\pi k_3 \rho_p D_{ср} h_{ср} \operatorname{tg} \alpha, \quad (2.89)$$

где k_3 — коэффициент, учитывающий влияние предварительной затяжки (при $\rho_p < 24,52$ МПа $k_3 = 1 + (24,52 - \rho_p) / 4,9$; при $\rho_p \geq 24,52$ МПа $k_3 = 1$); значение ρ_p подставлять в мегапаскалях.

Напряжение смятия материала прокладки, при котором обеспечивается герметичность затвора

Материал прокладки	$\sigma_{см}$ МПа
Алюминий	68,67
Медь	98,1
Сталь 05кп	122,62
Сталь 08Х13	122,62
Сталь 08Х18Н10Т	176,58

Основные размеры затворов с двухконусным
и дельтообразным obtюраторами

Внутренний диаметр аппарата D	Двухконусный obtюратор						Дельтообразный obtюратор	
	D_{cp}	h	при прокладках					
			алюминиевой		медной			
			h_2	h_{cp}	h_2	h_{cp}		
мм								
200	205	30	12	21,0	15	22,5	219	14,5
300	306	35	14	24,5	18	26,5	319	16,6
400	406	35	14	24,5	20	27,5	424	19,7
500	507	40	16	28,0	22	31,0	529	21,8
600	607	40	16	28,0	24	32,0	629	23,0
800	807	40	16	28,0	24	32,0	829	27,0
1000	1009	50	20	35,0	28	39,0	1039	31,0
1200	1210	60	26	43,0	36	48,0	1239	33,0
1400	1411	70	32	51,0	44	57,0	—	—
1600	1613	80	36	58,0	48	64,0	—	—
1800	1814	90	42	66,0	56	73,0	—	—
2000	2015	100	50	75,0	65	82,5	—	—
2200	2216	110	56	83,09	72	91,0	—	—
2400	2416	120	64	92,0	78	99,0	—	—
2600	2617	130	72	101,0	88	109,0	—	—
2800	2817	140	80	110,0	98	119,0	—	—
3000	3017	150	90	120,0	108	129,0	—	—
3200	3217	160	100	130,0	118	139,0	—	—

Примечание. Угол конусности уплотнительных поверхностей obtюраторов: $\alpha = 30^\circ$ — у двухконусного; $\alpha_0 = 45^\circ$ — у дельтообразного.

Расчетное усилие герметизации для затвора с двухконусным obtюратором

$$F = F_p + F_0, \quad (2.90)$$

где F_p — равнодействующая внутреннего давления на крышку, рассчитываемая по формуле (2.85).

Затворы с дельтообразным obtюратором. Осевая составляющая F_0 равнодействующей внутреннего давления на дельтообразный obtюратор

$$F_0 = 0,5\pi D_0 h_0 \rho_p \operatorname{tg} \alpha_k, \quad (2.91)$$

где D_0 — внутренний диаметр obtюратора (см. табл. 2.4); h_0 — высота дельтообразного obtюратора (см. табл. 2.4); α_k — угол конусности уплотнительной поверхности крышки и корпуса затвора с дельтообразным obtюратором, $\alpha_k = 47^\circ$.

Равнодействующая внутреннего давления на крышку рассчитывается по формуле (2.85), в которой D_{cp} — диаметр центра закруглений уплотнительной канавки ($D_{cp} \approx D_0$).

Расчетное усилие герметизации для затвора с дельтообразным obtюратором определяется по формуле (2.90).

Расчет шпилек. Крепежными деталями в аппаратах высокого давления служат шпильки (рис. 2.13). Эти ответственные детали изготовляют, используя ряд конструктивных мер для разгрузки от дополнительных силовых воздействий. Цилиндрическая часть шпильки, расположенная между резьбами, обтачивается до внутреннего диаметра резьбы, что снижает концентрацию напряжений в шпильке у краев резьбы.

Для подачи консистентной смазки к нарезанной части шпильки в ней высверливают отверстие. Смазка позволяет уменьшить напряжение кручения, возникающее в шпильке при ее затяжке. Кроме того, сквозное отверстие используют для вставки контрольных стержней при определении растягивающей нагрузки на шпильку.

Распространенная в прошлом затяжка ударной нагрузкой на ключ, вызывавшая опасное перенапряжение шпилек, в настоящее время почти не применяется: гайки затягиваются лебедкой через динамометрический ключ или специальными пневматическими ключами. Эти способы позволяют контролировать крутящий момент, приложенный к гайке.

В качестве крепежных элементов в аппаратах высокого давления применяют шпильки и гайки с резьбой от $M64 \times 6$ до $M190 \times 6$ при длине шпилек $L_{шп}$ от 115 до 315 мм. Нижняя поверхность гайки выполняется сферической, и опирается она на сферическую шайбу, что способствует разгрузке шпилек от напряжений изгиба. Высоту гаек принимают не менее диаметра резьбы. Высоту нарезанной части гайки принимают $h_r = (1,0 \div 1,2) d_p$, а полную высоту — $h = 1,1h_r$.

Расчет крепежных элементов обычно выполняют в следующем порядке.

1. Расчетный диаметр стержня шпильки (см. рис. 2.13) определяют [15] из условия прочности при нагружении ее силой F с учетом дополнительных напряжений, возникающих от крутящего момента при затяжке,

$$d_{с.р} = \sqrt{\frac{4k_4k_5F}{\pi n_{III} [\sigma]_I} + d_M^2}, \quad (2.92)$$

где k_4 — коэффициент, учитывающий тангенциальные напряжения, возникающие в шпильке при ее затяжке (для затвора с двухконусным или дельтообразным обтюратором $k_4 = 1,0$; для затвора с плоской

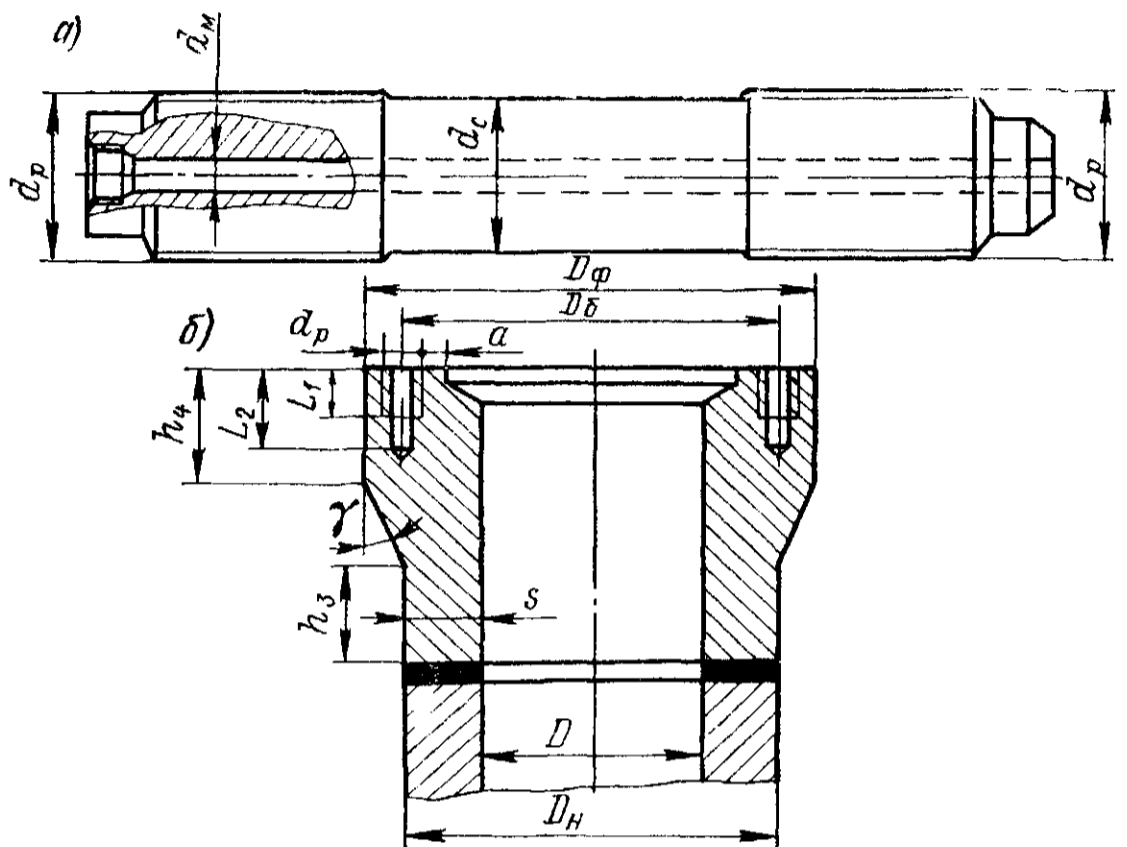


Рис. 2.13. Элементы затворов: а — шпилька; б — фланец

металлической прокладкой $k_4 = 1,2$ (при затяжке шпилек способами, исключающими возникновение крутящих моментов, например с помощью гидравлического домкрата, $k_4 = 1,0$); $n_{ш}$ — количество шпилек, принимаемое конструктивно из ряда чисел: 6; 8; 10; 12; 16; 20; 24; 28; 32; 36; 40; 44; 48; d_m — диаметр центрального отверстия в шпильке (для шпилек с резьбой до $M85 \times 6$ $d_m = 12$ мм, для шпилек с резьбой более $M85 \times 6$ $d_m = 18$ мм); k_5 — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между шпильками и принимаемый для контролируемой и неконтролируемой затяжек соответственно $k_5 = 1,3$ и $k_5 = 1,5$; затяжка считается контролируемой, если для затвора с плоской прокладкой измеряются фактические напряжения или деформации шпилек после их затяжки, если для затвора с двухконусным и дельтообразным обтюратором в процессе затяжки измеряются усилия (например, при использовании гидродомкратов) или крутящие моменты; $[\sigma]_1$ — допускаемое напряжение для материала шпильки при расчетной температуре.

2. Диаметр d_c стержня шпильки принимается по табл. 2.5 из условия $d_c \geq d_{c.p.}$

3. Диаметр d_p резьбы шпильки назначается в зависимости от диаметра d_c согласно табл. 2.5.

4. Диаметр D_6^{min} болтовой окружности, минимально необходимый из условия размещения шпилек, определяется уравнением

$$D_6^{min} = \max \left\{ \begin{array}{l} 2,42d_c / \sin(\pi/n_{ш}) \\ D + 2,42d_c \end{array} \right\}. \quad (2.93)$$

Таблица 2.5

Основные размеры шпилек и резьбовых гнезд при $\sigma_{в.ш}/\sigma_{в.к} \leq 2$

Диаметр резьбы d_p , мм	Диаметр стержня шпильки d_c , мм	Длина резьбы гнезда корпуса L_1 , мм	Глубина гнезда под шпильку L_2 , мм		Диаметр резьбы d_p , мм	Диаметр стержня шпильки d_c , мм	Длина резьбы гнезда корпуса L_1 , мм	Глубина гнезда под шпильку L_2 , мм	
			Исполнение I	Исполнение II				Исполнение I	Исполнение II
60	51,5	105	120	150	105	96,5	170	185	215
64	55,5	110	125	155	110	101,5	175	190	220
68	59,5	115	130	160	120	111,5	190	205	240
72	63,5	120	135	165	130	121,5	205	220	250
76	67,5	125	140	170	140	131,5	220	235	265
80	71,5	130	145	175	150	141,5	235	250	280
85	76,5	140	155	185	160	151,5	250	265	295
90	81,5	145	160	190	170	161,5	265	280	310
95	86,5	155	170	200	180	171,5	280	295	325
100	91,5	160	175	205	190	181,5	295	310	340

Примечание. Исполнение I — для резьбовых гнезд, изготовленных резьбовыми резцами и метчиками, исполнение II — для резьбовых гнезд, изготовленных резьбонакатными головками.

5. Расчет длины резьбы гнезда корпуса аппарата производится в зависимости от соотношения $\sigma_{в.ш}$ и $\sigma_{в.к}$, т. е. пределов прочности материалов шпильки $\sigma_{в.ш}$ и корпуса аппарата $\sigma_{в.к}$ при расчетной температуре. При $\sigma_{в.ш}/\sigma_{в.к} \leq 2$ длина L_1 резьбы гнезда корпуса аппарата принимается по табл. 2.5. Для диаметров резьб, не вошедших в табл. 2.5, $L_1 = 1,5d_p$. При $\sigma_{в.ш}/\sigma_{в.к} > 2$ длина L_1 резьбы гнезда определяется по формуле

$$L_1 = \frac{d_c^2 - d_m^2}{2,1k_6d_p} \frac{\sigma_{в.ш}}{\sigma_{в.к}} + 4t_p, \quad (2.94)$$

где k_6 — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по виткам резьбы, определяемый по графику (рис. 2.14); t_p — шаг резьбы, обычно $t_p = 6$ мм.

Глубина гнезда L_2 в зависимости от исполнения принимается по табл. 2.5 и конструктивно для диаметров резьб, не вошедших в табл. 2.5.

Расчет фланцев. Фланцы корпуса аппарата выполняются, как правило, коваными и соединяются с однослойной или многослойной цилиндрической обечайкой посредством сварки. Рекомендуемое [15] конструктивное оформление фланцев приведено на рис. 2.13, б.

1. Определение размеров фланца. Диаметр окружности центров шпилек:

для затворов с двухконусным или дельтообразным obturatorом

$$D_6 \geq \max \left\{ \begin{array}{l} D + d_p + 2a \\ t_{ш}/\sin(\pi/n_{ш}) \end{array} \right\}; \quad (2.95)$$

для затворов с плоской металлической прокладкой

$$D_6 \geq \max \{ 1,05D_2 + d_p; D + d_p + 2a; t_{ш}/\sin(\pi/n_{ш}) \}, \quad (2.96)$$

где d_p и $n_{ш}$ — см. табл. 2.5 и с. 148; $a \geq 0,5d_p$; $t_{ш}$ — шаг размещения шпилек, $t_{ш} \geq 2,2d_p$; D и D_2 — см. рис. 2.12.

Наружный диаметр фланца

$$D_ф \geq D_6 + 2d_p. \quad (2.97)$$

Для фланцев, стыкуемых с многослойной обечайкой, необходимо соблюдать условие $(D_о - D)/(D_ф - D) \leq 0,6$.

Высоты цилиндрических частей фланца h_3 и h_4 (см. рис. 2.13, б) рекомендуется принимать в зависимости от угла наклона γ образующей конической части фланца: при $\gamma \leq 30^\circ$ $h_3 \geq 0,7s_p$; $h_4 \geq L_2 + 0,25d_p$; при $30^\circ < \gamma \leq 45^\circ$ $h_3 \geq s_p$; $h_4 \geq L_2 + 0,75d_p$, где L_2 — глубина гнезда под шпильку (см. табл. 2.5); s_p — расчетная толщина

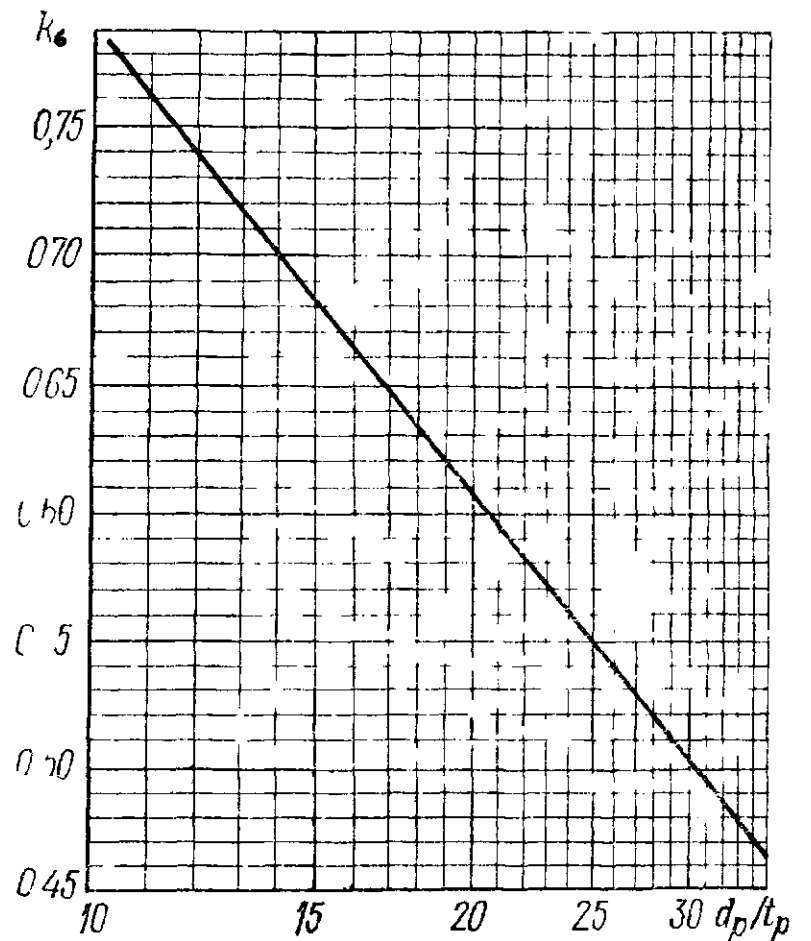


Рис. 2.14. Зависимость коэффициента k_6 от отношения d_p/t_p

цилиндрической части фланца, стыкуемой с обечайкой, $s_p = = 0,5D (\beta_p - 1)$.

Кроме того, для фланцев, стыкуемых с многослойной обечайкой, должно выполняться условие $h_a \geq 0,425 (D_\phi - D)$.

2. Расчет прочности фланцев. Максимальное напряжение в материале фланца [15]:

для затвора с двухконусным или дельтообразным obturatorом

$$\sigma_{\max} = p_{\text{н}} \frac{D_\phi^2 + D^2}{D_\phi^2 - D^2} + \frac{F_{\text{рн}} (D_\phi - D - s) + F_{\text{о, н}} (D_\phi - D_{\text{ср}})}{h_\phi^2 D \ln (D_\phi/D)}; \quad (2.98)$$

для затвора с плоской металлической прокладкой

$$\sigma_{\max} = p_{\text{н}} \frac{D_\phi^2 + D^2}{D_\phi^2 - D^2} + \frac{F_{\text{рн}} (D_\phi - D - s) + 0,1 F_{\text{рн}} (D_\phi - D_{\text{ср}})}{h_\phi^2 D \ln (D_\phi/D)}, \quad (2.99)$$

где $h_\phi = h_a + [(D_\phi - D)^2 - 4s^2] / [4 (D_\phi - D) \operatorname{tg} \gamma]$; $p_{\text{н}}$ — пробное давление при гидравлических испытаниях, s — исполнительная толщина цилиндрической части фланца высотой h_a (см. рис. 2.13), $F_{\text{рн}}$ и $F_{\text{о, н}}$ — равнодействующая внутреннего давления на крышку и ее осевая составляющая на obturatorное кольцо при гидравлическом испытании соответственно, вычисленные по формулам (2.85), (2.89), (2.91) при $p_p = p_{\text{н}}$.

Условие прочности фланца

$$\sigma_{\max} \leq \sigma_{\text{т}}/1,1. \quad (2.100)$$

При несоблюдении условия (2.100) необходимо увеличить высоту h_a или наружный диаметр D_ϕ фланца, после чего произвести повторную проверку на прочность.

Примеры

2.4.1. Определить расчетное усилие, с которым необходимо прижать крышку радиального фильтра-адсорбера к его корпусу, чтобы обеспечить герметичность затвора с двухконусным obturatorом и медными прокладками (см. рис. 2.12, а)

Исходные данные. Расчетное давление $p_p = 40$ МПа, высота obturatorа по средней линии уплотнительной поверхности $h_{\text{ср}} = 0,039$ м, средний диаметр уплотнительной поверхности obturatorного кольца $D_{\text{ср}} = 1,009$ м, угол конусности уплотнительных поверхностей затвора $\alpha = 30^\circ$.

Решение. Равнодействующая F_p внутреннего давления на крышку согласно (2.85)

$$F_p = \pi D_{\text{ср}}^2 p_p / 4 = 3,14 \cdot 1,009^2 \cdot 40 / 4 = 32 \text{ МН}$$

Составляющая F_o равнодействующей внутреннего давления на obturatorное кольцо согласно (2.89)

$$F_o = 0,5 \pi k_3 D_{\text{ср}} h_{\text{ср}} p_p \operatorname{tg} \alpha = 0,5 \cdot 3,14 \cdot 1,009 \cdot 0,039 \cdot 40 \operatorname{tg} 30^\circ = 1,4 \text{ МН},$$

где k_3 — коэффициент, учитывающий влияние предварительной затяжки на расчетное усилие, $k_3 = 1$, так как $p_p \geq 24,52$ МПа

Расчетное усилие герметизации согласно (2.90)

$$F = F_p + F_o = 32 + 1,4 = 33,4 \text{ МН}$$

2.4.2. Определить ширину плоской алюминиевой прокладки ψ и расчетное усилие герметизации для затвора радиального фильтра

И с х о д н ы е д а н н ы е Внутреннее давление $p_p = 25$ МПа, наименьший диаметр уплотнительной поверхности $D_1 = 520$ мм, температура среды в аппарате $t_c = 150^\circ\text{C}$, материал корпуса — сталь 22К, материал крышки — сталь 20

Р е ш е н и е Наименьшее значение предела текучести при расчетной температуре $t = t_c = 150^\circ\text{C}$

$$\sigma_T^{\min} = \min \{ \sigma_T^k, \sigma_T^{kp} \} = \min \{ 201 \text{ МПа}; 180 \text{ МПа} \} = 180 \text{ МПа},$$

где σ_T^k и σ_T^{kp} — предел текучести материала корпуса и крышки (см табл. 2.1)

Допускаемые контактные напряжения $[\sigma_K]$ при $t = 150^\circ\text{C}$ и $[\sigma_K]_{20}$ при 20°C , так как $\sigma_T^{\min} < 274,68$ МПа, согласно (2.80) будут

$$[\sigma_K] = \sigma_T^{\min} = 180 \text{ МПа}; \quad [\sigma_K]_{20} = \sigma_{T20}^{\min} = 186 \text{ МПа},$$

где σ_{T20}^{\min} — наименьшее значение предела текучести при 20°C (см. табл. 2.1)

Напряжение смятия алюминиевой прокладки (см табл. 2.3) $\sigma_{см} = 68,67$ МПа
Расчетная ширина плоской металлической прокладки принимается согласно условию (2.82)

$$b_p = \max \left\{ \begin{array}{l} 0,25p_p D_1 / ([\sigma_K] - \sigma_{см} - 0,25p_p) = \\ -0,25 \cdot 25 \cdot 0,52 / (180 - 68,67 - 0,25 \cdot 25) = 0,031 \text{ м} \\ 1,1p_n D_1 / (4[\sigma_K]_{20} - 1,1p_n) = \\ -1,1 \cdot 31,25 \cdot 0,52 / (4 \cdot 186 - 1,1 \cdot 31,25) = 0,025 \text{ м} \end{array} \right\} = 0,031 \text{ м},$$

где p_n — пробное давление (см. табл. 1.1), $p_n = 1,25p_p = 1,25 \cdot 25 = 31,25$ МПа.

Исполнительную ширину прокладки принимаем $b = 0,04$ м (см. рис. 2.12, в).
Средний диаметр уплотнительной поверхности

$$D_{ср} = D_1 + b = 0,520 + 0,040 = 0,560 \text{ м} = 560 \text{ мм}.$$

Реакция прокладки в рабочих условиях по формуле (2.84)

$$R_{II} = \pi D_{ср} b \sigma_{см} = 3,14 \cdot 0,56 \cdot 0,04 \cdot 68,67 = 4,83 \text{ МН}$$

Равнодействующая внутреннего давления на крышку согласно (2.85)

$$F_p = \pi D_{ср}^2 p_p / 4 = 3,14 \cdot 0,56^2 \cdot 25 / 4 = 6,15 \text{ МН}$$

Расчетное усилие герметизации согласно (2.86)

$$F = F_p + R_{II} = 6,15 + 4,83 = 10,98 \text{ МН}$$

2.4.3. Для выносного теплообменника агрегата синтеза метанола рассчитать диаметр d_c стержня шпильки затвора, имеющего дельтообразный обтюратор.

И с х о д н ы е д а н н ы е Внутреннее давление $p = 40$ МПа, диаметр аппарата $D = 1000$ мм, высота обтюратора $h_0 = 31$ мм, материал шпилек — сталь 35ХМ; рабочая температура среды в аппарате $t_c = 200^\circ\text{C}$, количество шпилек $n_{II} = 12$, поправочный коэффициент $\eta_1 = 0,9$

Р е ш е н и е Расчетное давление $p_p = p = 40$ МПа

Расчетную температуру принимаем равной температуре рабочей среды $t = t_c = 200^\circ\text{C}$

Нормативное допускаемое напряжение для материала шпильки при расчетной температуре согласно формуле (2.2)

$$\sigma^* = \sigma_T / n_T = 490 / 1,5 = 326,6 \text{ МПа},$$

где $\sigma_T = 490$ МПа для стали 35ХМ при $t = 200^\circ\text{C}$, $n_T = 1,5$.

Допускаемое напряжение для шпилек $[\sigma]_I = \eta_1 \sigma^* = 0,9 \cdot 326,6 = 294$ МПа.

Осевая составляющая F_0 равнодействующей внутреннего давления на дельтообразный обтюратор согласно формуле (2.91)

$$F_0 = 0,5\pi D_c h_0 p_p \operatorname{tg} \alpha_K = 0,5 \cdot 3,14 \cdot 1,039 \cdot 0,031 \cdot 40 \operatorname{tg} 47^\circ = 2,17 \text{ МН},$$

где $D_0 = 1,039$ — внутренний диаметр обтюратора при $D = 1000$ мм (см. табл. 2 4),
 α_k — угол конусности уплотнительных поверхностей крышки и корпуса затвора,
 $\alpha_k = 47^\circ$.

Равнодействующая внутреннего давления на крышку по формуле (2 85)

$$F_p = \pi D_{cp}^2 p_p / 4 = 3,14 \cdot 1,039^2 \cdot 40 / 4 = 33,9 \text{ МН},$$

где D_{cp} — диаметр центра закруглений уплотнительной канавки, принимаем $D_{cp} = D_0 = 1,039$ м.

Расчетное усилие герметизации для затвора с дельтообразным обтюратором

$$F = F_p + F_0 = 33,9 + 2,17 = 36,07 \text{ МН}.$$

Расчетный диаметр стержня шпильки по уравнению (2 92)

$$d_{cp} = \sqrt{\frac{4k_A k_B F}{\pi n_{ш} [\sigma]_1} + d_M^2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1 \cdot 1,3 \cdot 36,07}{3,14 \cdot 12 \cdot 294} + 0,018^2} = 0,131 \text{ м},$$

где $k_A = 1$; $k_B = 1,3$ для данного обтюратора при контролируемой затяжке шпилек,
 $d_M = 0,018$ м, так как диаметр шпильки более 85 мм

Диаметр стержня шпильки с соблюдением условия $d_c \geq d_{cp}$ выбираем по табл. 2 5 $d_c = 131,5$ мм.

Контрольные задачи

2.4.1. Рассчитать ширину плоской алюминиевой прокладки затвора аппарата, работающего под давлением 20 МПа. Диаметр уплотнительной поверхности затвора $D_1 = 420$ мм. Материал крышки и корпуса — сталь 12Х18Н10Т.

О т в е т 13 мм при $t = 20^\circ \text{C}$

2.4.2. Рассчитать для дельтообразного обтюратора затвора аппарата, работающего под давлением 70 МПа, усилие герметизации по данным табл. 2 4

2.4.3. Определить расчетное усилие для затвора с двухконусным обтюратором и медными прокладками при давлении в аппарате 20 МПа и среднем диаметре уплотнительной поверхности 1210 мм.

О т в е т 24,36 МН

МАШИНЫ И АППАРАТЫ С ВРАЩАЮЩИМИСЯ ЭЛЕМЕНТАМИ

§ 3.1. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Важнейшей особенностью развития современной химической техники является повышение производительности и интенсивности работы технологического оборудования, наиболее часто достигаемое за счет введения в процесс дополнительной механической энергии для создания полей центробежных сил, турбулизации реагирующих компонентов, увеличения поверхности контакта фаз, измельчения исходных продуктов и т. д. В связи с этим в последние десятилетия при разработке промышленного оборудования выдвигаются на одно из первых мест роторные машины, обладающие высокими технико-экономическими показателями. Так, использование центробежного поля быстроходного ротора в современных центрифугах и сепараторах позволяет интенсифицировать процесс механического разделения неоднородных систем в десятки и даже сотни тысяч раз по сравнению с осаждением частиц в гравитационном поле [22].

Интенсивное перемешивание реагирующих компонентов в химических реакторах при помощи быстроходных вращающихся мешалок различных конструкций способствует гомогенизации систем, а также интенсифицирует тепло- и массообменные процессы [5].

Для высокопроизводительной сушки жидких и пастообразных материалов широкое распространение получили распылительные сушилки, главным узлом которых является вал с распыливающим диском, вращающимся с угловой скоростью до 1800 рад/с. Кроме того, находят применение в различных отраслях промышленности и другие основные классы высокопроизводительного оборудования с вращающимися элементами, такие как молотковые дробилки, ротационные массообменные аппараты с высокоразвитой поверхностью контакта фаз, коллоидные мельницы, центробежные насосы, компрессоры и газодувки, вращающиеся барабанные аппараты. Барабанные аппараты предназначены для рациональной организации тепло и массообмена между обрабатываемой твердой фазой и газообразным агентом.

Кусковой или зернистый материал, подлежащий обработке, подается в горизонтальный или наклонный барабан, при вращении которого материал пересыпается, в результате чего обеспечивается интенсивный контакт между частицами материала и газообразным агентом, движущимися в барабане прямооток или противоток. Рассматриваемые барабанные аппараты получили распространение

в различных отраслях промышленности благодаря их надежности в эксплуатации.

В этой же главе рассматриваются сальники с мягкой набивкой, которые являются наиболее распространенным видом уплотняющих устройств подвижных деталей и вращающихся валов благодаря простоте конструкции и наличию условий для быстрой замены износившегося уплотнителя. Большое количество насосов, аппаратов, машин и особенно запорной арматуры на предприятиях различных отраслей промышленности снабжено сальниками, часто работающими при повышенных давлении и температуре рабочей среды и значительных скоростях движения валов и штоков. Анализируя конструкции упомянутых машин и аппаратов, нетрудно заметить, что все они включают две группы деталей — группу деталей ротора, через которые энергия электромеханического привода передается рабочей среде, и группу неподвижных деталей статора. В наиболее тяжелых условиях работают детали роторов, подвергающиеся силовому, коррозионному и абразивному воздействию со стороны рабочей среды и одновременно находящиеся под воздействием мощных весовых и инерционных нагрузок. В большинстве случаев работоспособность роторного оборудования определяется работоспособностью основных элементов ротора (валы, диски, оболочки, бандажи) и таких узлов статора, как сальниковые уплотнения.

Рассмотрим особенности расчета указанных типовых элементов роторов и статоров машин и аппаратов химических производств.

§ 3.2. ВАЛЫ

Основные положения. Вал любого роторного агрегата является его важнейшей составной частью, поскольку производительность, точность технологических операций, ресурс агрегата и другие важные показатели зависят прежде всего от динамических перемещений и напряжений в материале вала. К валу непосредственно примыкают многие узлы и детали ротора и статора, надежность и экономичность которых в первую очередь зависят от работоспособности и размеров вала.

Расчету вала предшествует разработка его расчетной схемы, отражающей лишь наиболее важные факторы и исключая все те несущественные особенности, которые не могут сказаться ни на точности расчета, ни на работоспособности агрегата в целом. Так, материал вала считается сплошной однородной, изотропной средой с идеальной упругостью, а деформации вала — малыми по сравнению с его размерами.

В зависимости от количества установленных на валу дисков, шкивов, барабанов, мешалок, зубчатых колес, муфт и других узлов и деталей разнообразного назначения различают валы с одной и многими сосредоточенными массами. При этом относительно менее массивные элементы полагают лишенными массы. По виду поперечного сечения валы различают постоянного и переменного сечений. В зависимости от места установки подшипников валы подразделяют

(рис. 3.1) на однопролетные (с концевой опорой) и консольные. Наиболее часто валы рассматривают как прямые статически определимые стержни, закрепленные в шарнирных опорах и подвергающиеся изгибу и кручению заданными нагрузками. Центр опорного шарнира для валов на коротких опорах (одиночный подшипник качения, сдвоенный подшипник качения при условии самоустанавливаемости

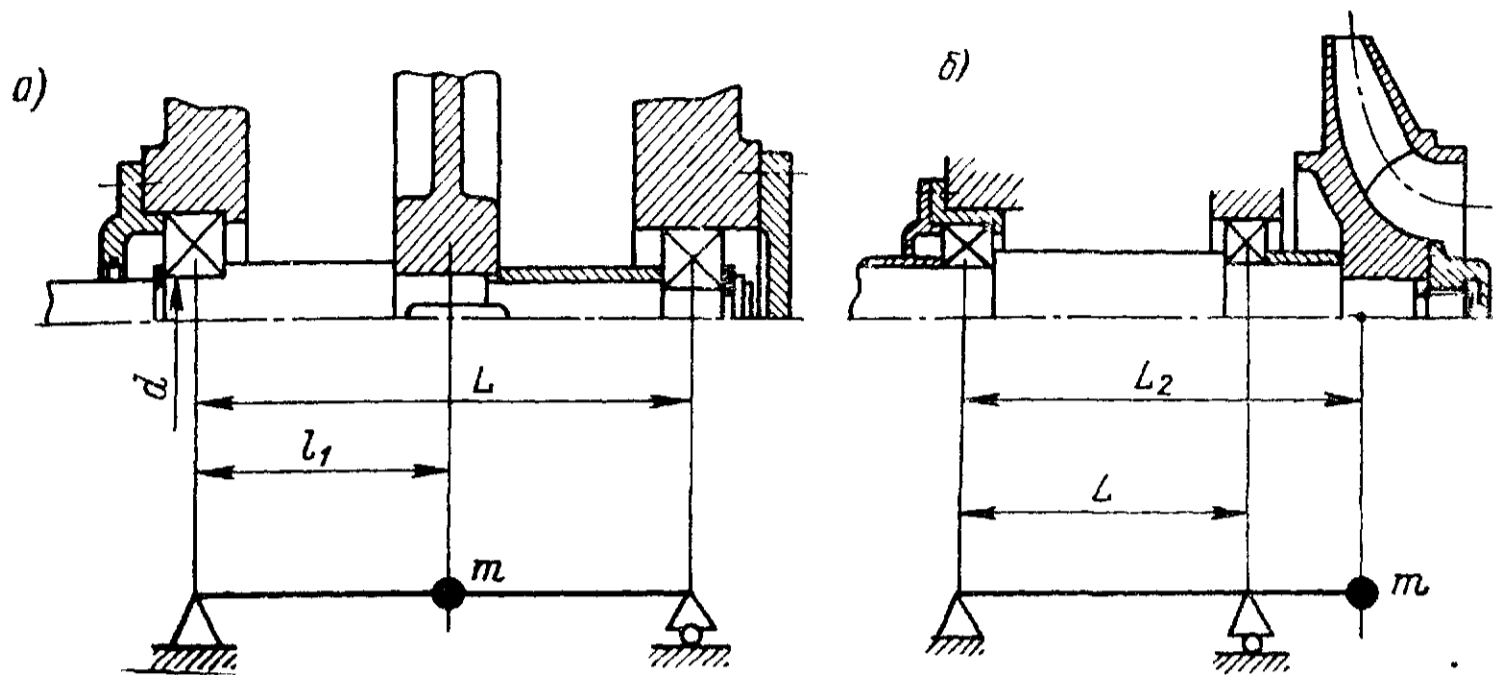


Рис. 3.1. Конструктивные и расчетные схемы однопролетного (а) и консольного (б) быстроходных валов

всего блока опоры, самоустанавливающийся подшипник скольжения при $l/d = 0,6 \div 1,2$ и несамоустанавливающийся короткий подшипник скольжения при $l/d < 0,6$) соответствует на расчетных схе-

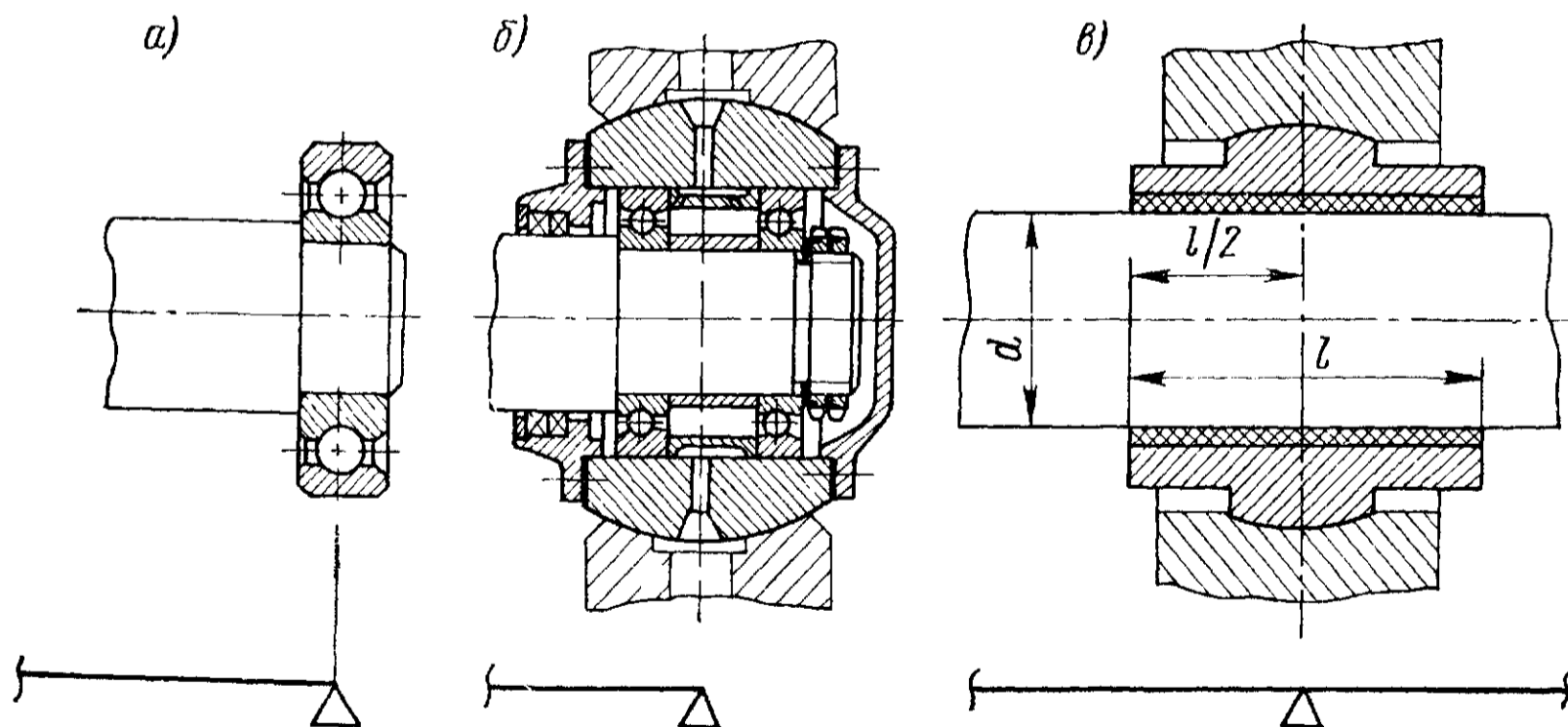


Рис. 3.2. Короткие шарнирные опоры валов: а — одиночный подшипник качения; б — сдвоенные подшипники качения, размещенные в сферической самоустанавливающейся втулке; в — самоустанавливающийся подшипник скольжения

мах середине подшипника (рис. 3.2). Для валов с длинными опорами (сдвоенные несамоустанавливающиеся подшипники качения; удлиненные несамоустанавливающиеся подшипники скольжения при $l/d \geq 0,6 \div 1,2$) центр опорного шарнира вследствие неравномерности распределения нагрузки по длине цапфы находится, как показано на рис. 3.3. При этом подшипники, воспринимающие от вала одно-

временно радиальную и осевую нагрузки, считают шарнирно не подвижными (фиксирующими) опорами вала (рис 3 4), а подшипники, воспринимающие лишь радиальные нагрузки,— шарнирно подвижными (плавающими) опорами (рис. 3 5). По значению рабочей угловой скорости ω различают валы тихоходные и быстроходные. Важнейшими критериями работоспособности тихоходных валов, расчеты которых подробно освещены в курсе «Детали машин», являются критерии прочности и жесткости. Расчет быстроходных валов предусматривает в качестве важнейшего критерия критерий виброустойчивости, выполнение которого обычно связано с одновременным удовлетворением условий прочности и жесткости.

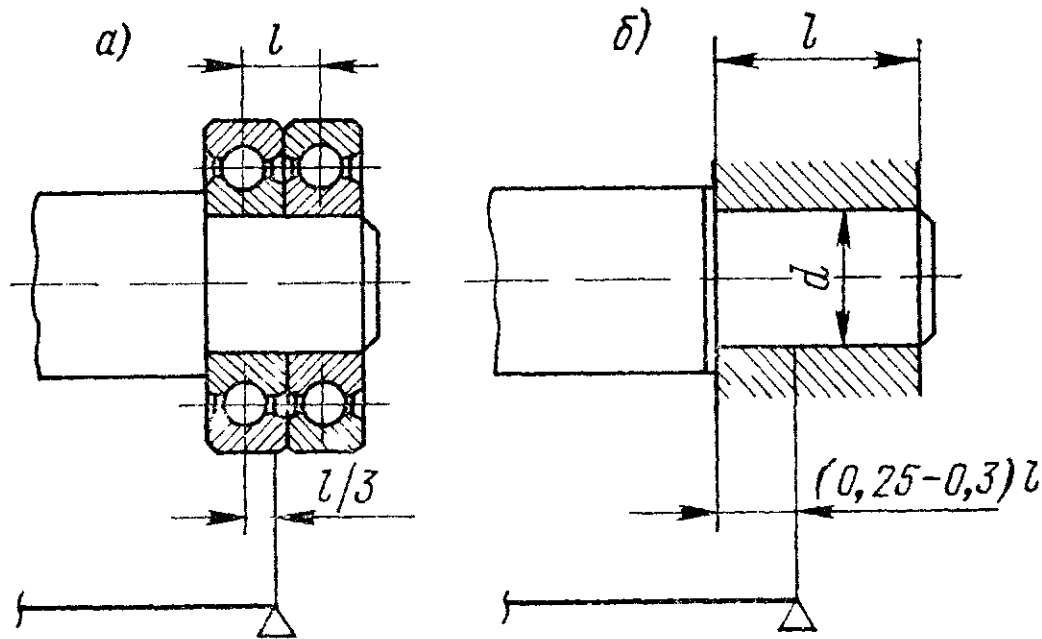


Рис 3 3 Длинные шарнирные опоры валов а — сдвоенные подшипники качения, б — несамостоятельный скользящий подшипник

Критическая угловая скорость и условие виброустойчивости ротора, имеющего вал постоянного поперечного сечения. Рассмотрим вертикальный вал (рис 3 6, а), массой которого по сравнению с массой диска m можно пренебречь, так же как и податливостью подшипников по сравнению с податливостью вала [22]. При вращении вала его ось под действием центробежной силы $F_{ц}$ (несбалансирован-

ность диска на эксцентриситет e) прогибается на величину y и совершает обычно прямую синхронную прецессию, описывая некоторую поверхность вращения (рис 3 6, б, в). Центробежная сила $F_{ц}$ приложена в центре C массы диска,

$$F_{ц} = m\omega^2 (y + e),$$

а противоположно направленная сила упругости вала $F_{упр}$ передается диску в точке O_1 его крепления на валу,

$$F_{упр} = ky = y/\delta_{11},$$

где k — коэффициент жесткости вала, $k = 48EI/L^3 = 1/\delta_{11}$; E — модуль продольной упругости материала вала, I — момент инерции поперечного сечения вала; L — длина вала, δ_{11} — прогиб вала (коэффициент влияния) в точке крепления диска массой m от единичной поперечной силы, приложенной в той же точке (табл. 3 1).

Из условия равновесия $F_{ц} = F_{упр}$ получим $m\omega^2 (y + e) = ky$, или

$$y/e = \frac{1}{(\omega_{кр}/\omega)^2 - 1}, \quad (3.1)$$

где

$$\omega_{кр} = \sqrt{k/m} = \sqrt{1/(\delta_{11}m)}. \quad (3.2)$$

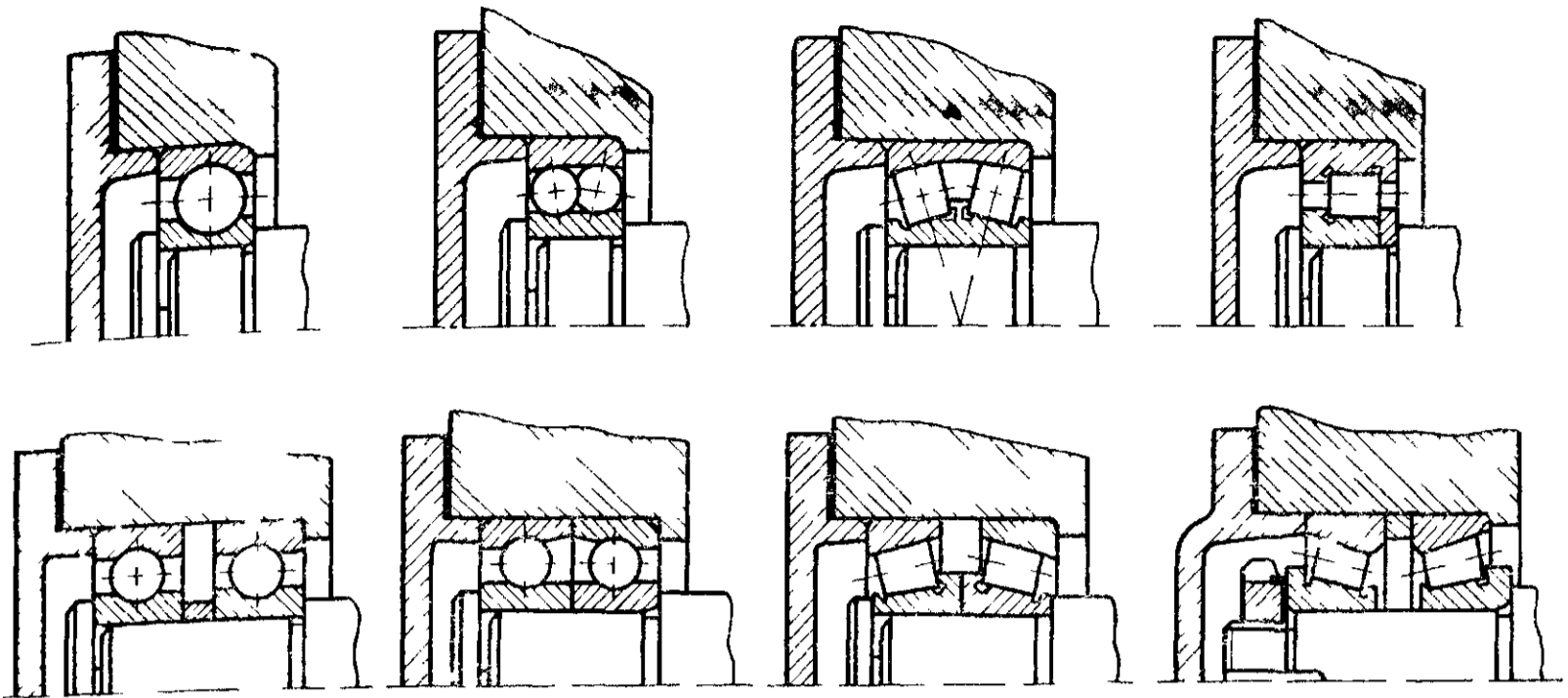


Рис. 3.4. Некоторые конструктивные варианты шарнирно-неподвижных опор валов с подшипниками качения

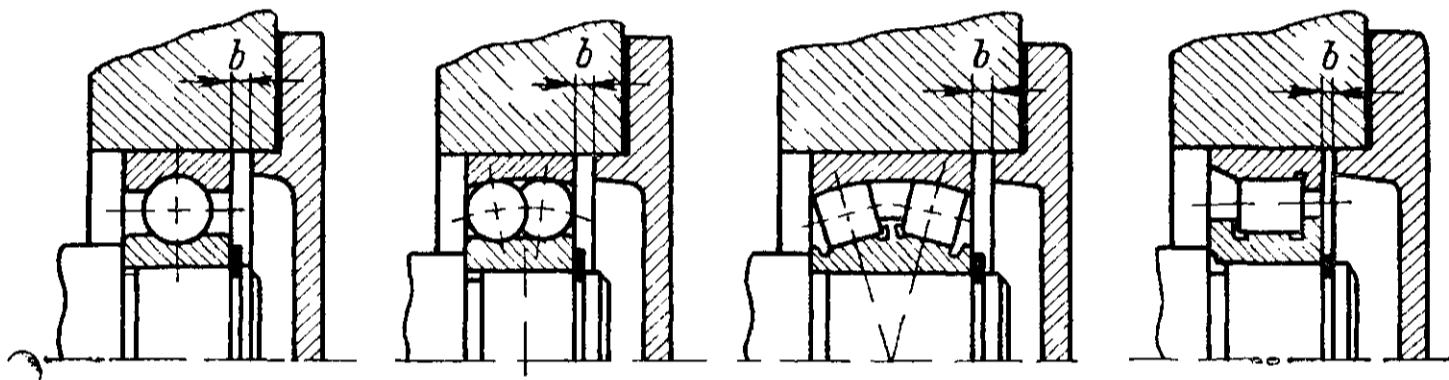


Рис. 3.5. Некоторые конструктивные варианты шарнирно-подвижных опор валов с подшипниками качения

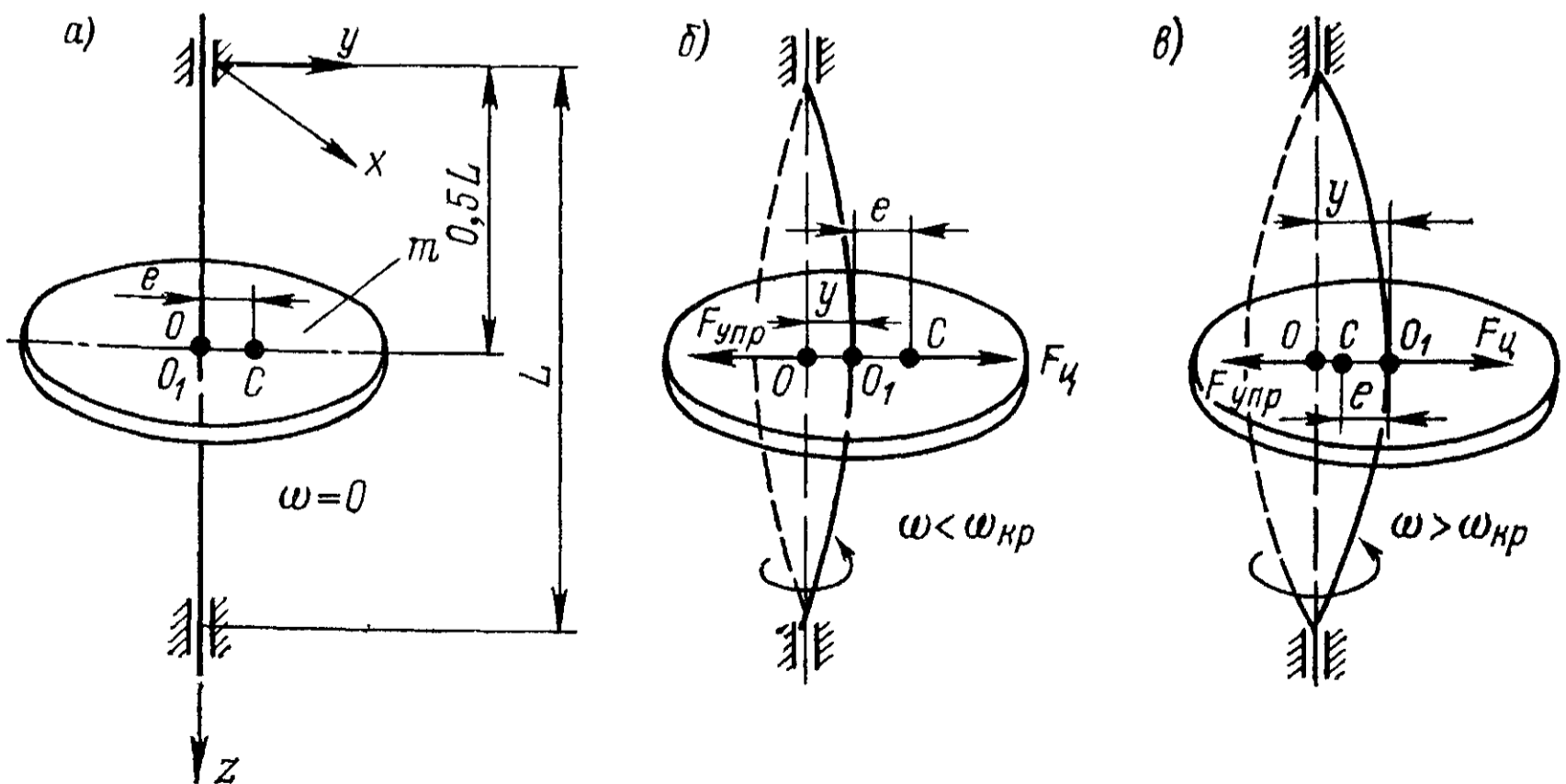
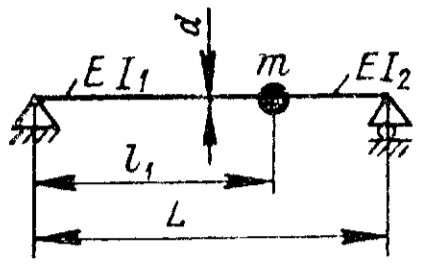
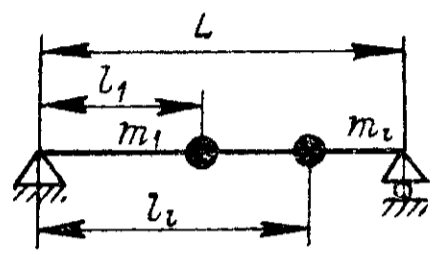
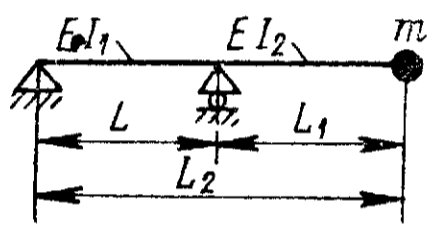
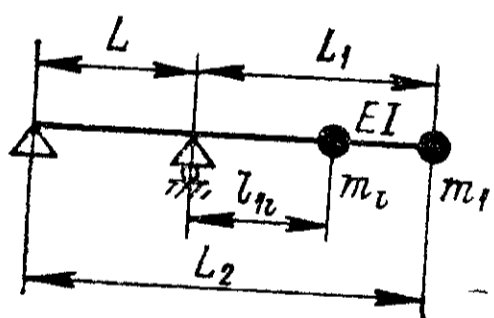


Рис. 3.6. Схемы положения центра инерции (точки C) диска, закрепленного в середине однопролетного вала a — неврещающего ($\omega = 0$); $б$ и $в$ — вращающегося с угловой скоростью $\omega < \omega_{кр}$ и $\omega > \omega_{кр}$ соответственно

Коэффициенты влияния δ_{11} и $\delta_{11(i)}$
для валов с сосредоточенными массами [3, 22]

Расчетная схема	Формулы
	$\delta_{11} = \frac{l_1^3 (L - l_1)^2}{3EI_1 L^2} + \frac{l_1^2 (L - l_1)^3}{3EI_2 L^2}$ <p>При $l_1 = l_2 = l = \frac{\pi d^4}{64}$ $\delta_{11} = \frac{l_1^2 (L - l_1)^2}{3EI L}$</p>
	$\delta_{11(i)} = \frac{l_1^2 (L - l_1)^2}{3EI L}; \quad \delta_{11(i)} = \frac{l_i^2 (L - l_i)^2}{3EI L}$
	$\delta_{11} = \frac{L l_1^2}{3EI_1} + \frac{L_1^3}{3EI_2}$ <p>При $l_1 = l_2 = l = \frac{\pi d^4}{64}$ $\delta_{11} = \frac{L_2 L_1^2}{3EI}$</p>
	$\delta_{11(i)} = \frac{L_2 L_1^2}{3EI}; \quad \delta_{11(i)} = \frac{(L + l_{1i}) l_{1i}^2}{3EI}$

Зависимость (3.1) графически представлена на рис. 3.7, из которого следует.

1. Если угловая скорость ω приближается к так называемому критическому значению $\omega_{кр}$, определяемому формулой (3.2), то прогиб вала (а вместе с ним углы поворота сечений вала и реакции опор) становится значительным и может оказаться аварийным.

2. После перехода через $\omega_{кр}$ прогиб вала уменьшается и центр С массы диска все больше приближается к оси z подшипников, т. е. несбалансированный диск самоцентрируется.

3. Прогиб вала y/e близок к допускаемому, если удовлетворяются следующие условия виброустойчивости ротора, имеющего:

жесткий вал

$$\omega \leq 0,7 \omega_{кр}; \quad (3.3)$$

$$\omega > 1,3\omega_{кр}. \quad (3.4)$$

В табл. 3.1 для однопролетного и консольного валов на неподатливых подшипниках представлены значения коэффициентов δ_{11} , подстановка которых в формулу (3.2) позволит определить $\omega_{кр}$, а следовательно, и проверить условия виброустойчивости (3.3), (3.4).

Если на валу закреплен не один, а два или несколько дисков (см. табл. 3.1), то первая критическая скорость ротора [10] вычисляется по формуле Донкерли

$$1/\omega_{кр}^2 = 1/\omega_{кр1}^2 + 1/\omega_{кр2}^2 + \dots + 1/\omega_{крn}^2, \quad (3.5)$$

при этом

$$\omega_{кр1} = \sqrt{1/(m_1\delta_{11(1)})}; \dots; \omega_{крn} = \sqrt{1/(m_n\delta_{11(n)})},$$

где $\delta_{11(i)}$ — коэффициент влияния при установке на валу одного i -го диска, определяемый по формулам в табл. 3.1.

Влияние на угловую критическую скорость вала различных факторов. В ряде важных практических случаев формула (3.2) дает лишь первое грубое приближение при расчете $\omega_{кр}$, и во избежание опасных резонансных явлений при работе ротора необходимо его конструировать в соответствии с более точными формулами, отражающими влияние на $\omega_{кр}$ таких факторов, как гироскопический момент диска, вылет центра массы барабана относительно точки его крепления на валу, упругость опорных подшипников, собственная масса вала, изменение его поперечного сечения по длине.

Влияние гироскопического момента. Если диск посажен на вал не в середине пролета (рис. 3.8), то при изгибе вала диск поворачивается на определенный угол γ ; в этом случае на вал действуют центробежная сила $F_{ц}$ и гироскопический момент $M_{г}$ (рис. 3.8, а, б). Из рис. 3.8, б видно, что $M_{г}$ препятствует прогибу вала при его прямой синхронной прецессии. Прогиб y и угол поворота γ сечения вала связаны с нагрузками $F_{ц}$ и $M_{г}$ следующими зависимостями (рис. 3.8, в, г):

$$\left. \begin{aligned} y &= \delta_{11}F_{ц} - \delta_{12}M_{г}; \\ \gamma &= \delta_{21}F_{ц} - \delta_{22}M_{г}. \end{aligned} \right\} \quad (3.6)$$

Учитывая, что $F_{ц} = m\omega^2 y$; $M_{г} = \omega^2 (J_z - J_x) \gamma$, где осевой J_z и экваториальный J_x моменты инерции диска определяются по

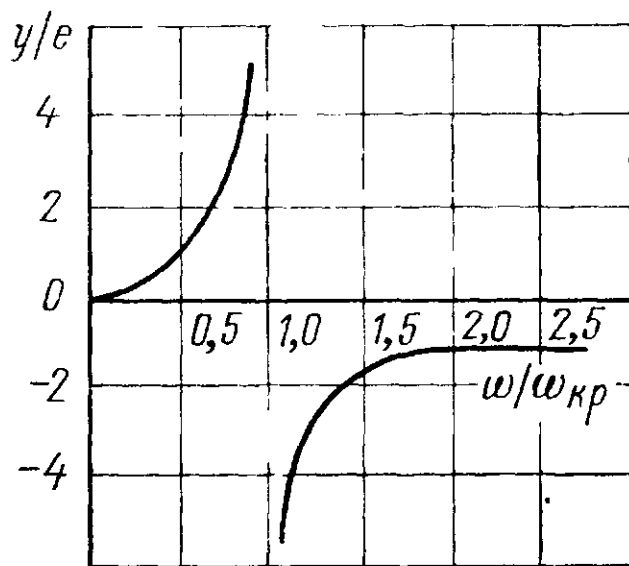


Рис. 3.7. Зависимость относительного прогиба вала y/e от отношения угловых скоростей $\omega/\omega_{кр}$

формулам, приведенным в табл. 3.2, уравнения (3.6) можно переписать в виде:

$$\left. \begin{aligned} (1 - \delta_{11}m\omega^2) y + \delta_{12}(J_z - J_x) \omega^2 \gamma &= 0; \\ -\delta_{21}m\omega^2 y + [1 + \delta_{22}(J_z - J_x) \omega^2] \gamma &= 0. \end{aligned} \right\}$$

Учитывая, что на основании известной теоремы взаимности перемещений $\delta_{12} = \delta_{21}$ и при $\omega = \omega_{кр}$ y и γ не равны нулю, следует для нахождения ненулевых решений системы (3.6) приравнять нулю определитель последних однородных уравнений:

$$\begin{vmatrix} 1 - \delta_{11}m\omega_{кр}^2 & \delta_{12}(J_z - J_x) \omega_{кр}^2 \\ -\delta_{12}m\omega_{кр}^2 & [1 + \delta_{22}(J_z - J_x) \omega_{кр}^2] \end{vmatrix} = 0.$$

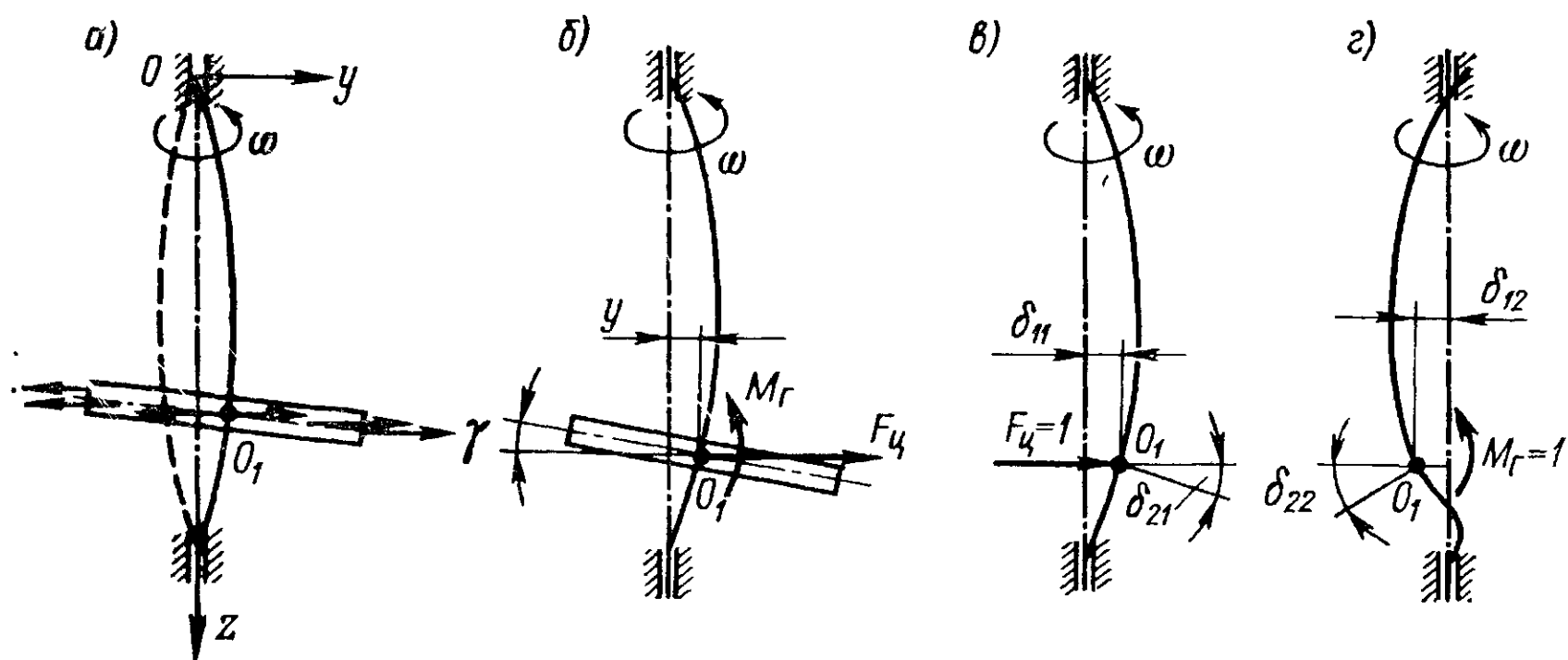


Рис. 3.8. К учету влияния создаваемого диском гироскопического момента на критическую скорость вала: а — схема действия сил на вращающийся диск при изгибе вала; б — схема действия нагрузок на вал со стороны диска при прямой синхронной прецессии; в и з — радиальные и угловые деформации вала от единичных нагрузок

Раскрывая определитель, получим

$$A\omega_{кр}^4 - B\omega_{кр}^2 - 1 = 0, \quad (3.7)$$

где

$$A = m(\delta_{11}\delta_{22} - \delta_{12}^2)(J_z - J_x);$$

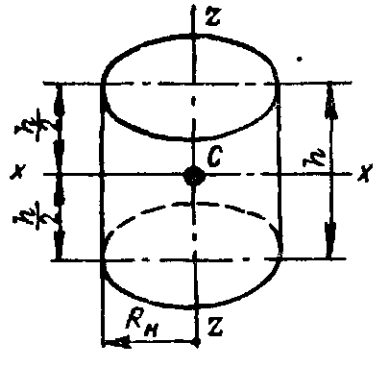
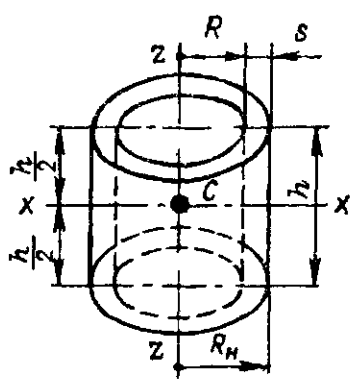
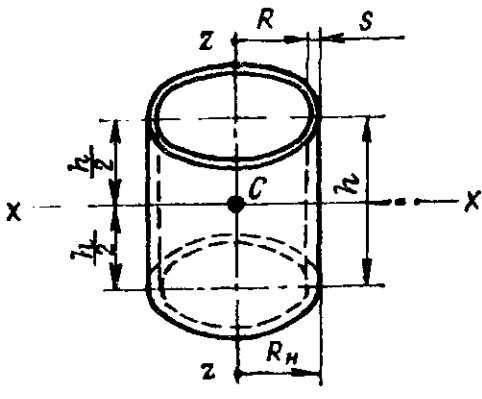
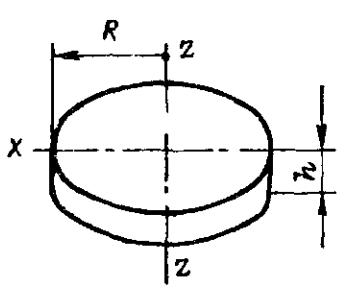
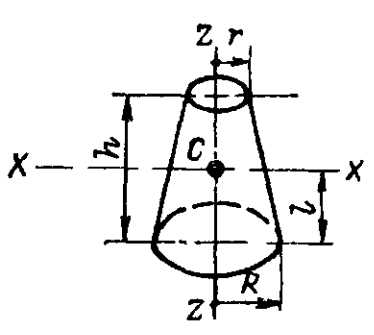
$$B = [-\delta_{11}m + \delta_{22}(J_z - J_x)].$$

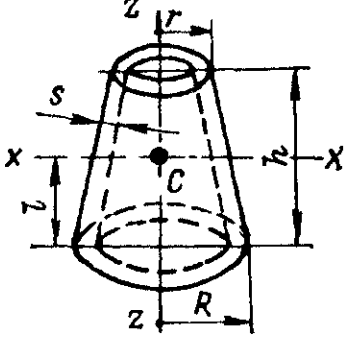
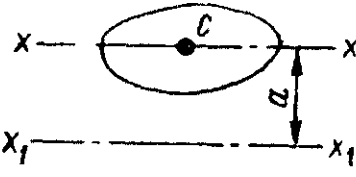
Решение уравнения (3.7) приводит к формуле для расчета угловой критической скорости вала с учетом влияния гироскопического момента диска

$$\omega_{кр}^{гир} = \sqrt{\frac{B + \sqrt{B^2 + 4A}}{2A}}. \quad (3.8)$$

Если $M_r = 0$, т. е. $J_z = J_x$, то $A = 0$; $B = -\delta_{11}m$ и уравнение (3.7) примет вид $\omega_{кр}^2 \delta_{11}m - 1 = 0$, откуда получим уже известное выражение (3.2). В табл. 3.3 для однопролетного и консольного

Моменты инерции масс некоторых тел [22]

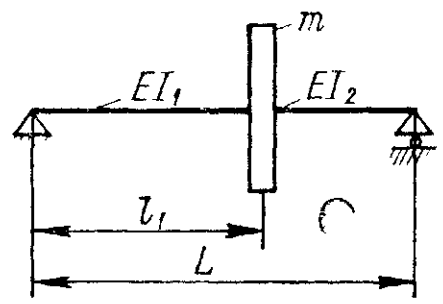
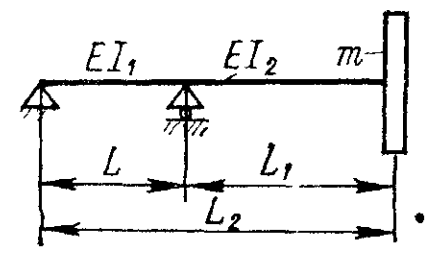
Наименование тела	Эскиз	Формулы
Цилиндр		$m = \rho \pi R_H^2 h; \quad J_x = m \frac{3R_H^2 + h^2}{12};$ $J_z = m \frac{R_H^2}{2}$
Полый цилиндр		$m = \rho \pi (R_H^2 - R^2) h;$ $J_x = m \frac{3R_H^2 + 3R^2 + h^2}{12};$ $J_z = m \frac{R_H^2 + R^2}{2}$
Тонкостенный цилиндр ($s \rightarrow 0$)		$m = 2\rho \pi R_H s h; \quad J_x = m \frac{6R_H^2 + h^2}{12};$ $J_z = m R_H^2$
Плоский диск радиусом R ($h \rightarrow 0$)		$m = \rho \pi R^2 h; \quad J_x = m \frac{R^2}{4};$ $J_z = m \frac{R^2}{2}$
Усеченный конус		$m = \frac{1}{3} \rho \pi h (R^2 + rR + r^2);$ $J_x = m \left[\frac{3}{20} \frac{R^5 - r^5}{R^3 - r^3} + \frac{3h^2}{80} \frac{(R+r)^4 + 4R^2r^2}{R^2 + Rr + r^2} \right];$ $J_z = \frac{3}{10} m \frac{R^5 - r^5}{R^3 - r^3};$ $l = \frac{h}{4} \frac{R^2 + 2Rr + 3r^2}{R^2 + Rr + r^2}$

Наименование тела	Эскиз	Формулы
Тонкостенный усеченный конус ($s \rightarrow 0$)		$m = \rho \pi (R + r) s \sqrt{h^2 + (R - r)^2};$ $J_x = m \left[\frac{9(R^2 + r^2) + rh^2}{36} + \frac{h^2 R r}{9(R + r)^2} \right];$ $J_z = m \frac{R^2 + r^2}{2}; \quad l = \frac{h}{3} \frac{R + 2r}{R + r}$
Любое тело		$J_{x_1} = J_x + m a^2$

Примечание. l — расстояние от центра инерции C тела до его нижнего основания.

Таблица 3.5

Коэффициенты влияния для валов с диском [3]

Расчетная схема	Формулы
	$\delta_{11} = \frac{l_1^3 (L - l_1)^2}{3EI_1 L^2} + \frac{l_1^2 (L - l_1)^3}{3EI_2 L^2};$ $\delta_{12} = \delta_{21} = \frac{l_1 (L - l_1)^3}{3EI_2 L^2} - \frac{l_1^3 (L - l_1)}{3EI_1 L^2};$ $\delta_{22} = \frac{l_1^3}{3EI_1 L^2} + \frac{(L - l_1)}{3EI_2 L^2}$ <p>При $I_1 = I_2 = I$ $\delta_{11} = \frac{l_1^2 (L - l_1)^2}{3EIL}$;</p> $\delta_{12} = \frac{l_1 (L - l_1) (L - 2l_1)}{3EIL}; \quad \delta_{22} = \frac{l_1^3 + (L - l_1)^3}{3EIL^2}$
	$\delta_{11} = \frac{LL_1^2}{3EI_1} + \frac{L_1^3}{3EI_2};$ $\delta_{12} = \delta_{21} = \frac{LL_1}{3EI_1} + \frac{L_1^2}{2EI_2};$ $\delta_{22} = \frac{L}{3EI_1} + \frac{L_1}{EI_2}$ <p>При $I_1 = I_2 = I$ $\delta_{11} = \frac{L_2 L_1^2}{3EI}$;</p> $\delta_{12} = \frac{L_1 (2L + 3L_1)}{6EI}; \quad \delta_{22} = \frac{L + 3L_1}{3EI}$

валов приведены коэффициенты влияния δ_{11} , δ_{12} , δ_{21} , δ_{22} ; подставляя их значения в формулу (3.8) и неравенства (3.3), (3.4), можно рассчитать ротор на виброустойчивость с учетом влияния гироскопического момента диска.

Влияние вылета центра массы барабана. Барабаны центрифуг, диски распылительных сушилок и дезинтеграторов имеют значительную ширину, в результате чего центр C массы такого узла оказывается смещенным на определенное расстояние l_C от точки O_1 закрепления массы на валу (рис. 3.9). Чтобы учесть влияние вылета l_C (т. е. переноса силы $F_{ц}$ и момента $M_{г}$ из точки O_1 в точку C) на $\omega_{кр}$ ротора, необходимо переписать уравнения (3.6) с введением в них новых коэффициентов влияния:

$$\left. \begin{aligned} \delta_{1C} &= \delta_{11} + \delta_{12}l_C; \\ \delta_{2C} &= \delta_{21} + \delta_{22}l_C. \end{aligned} \right\} (3.9)$$

Значения δ_{11} , δ_{12} , δ_{21} , δ_{22} приведены ранее в табл. 3.3. Тогда уравнения (3.6) запишутся в виде:

$$\left. \begin{aligned} y &= \delta_{1C}m\omega^2 y_C - \delta_{12}(J_z - J_x)\omega^2 \gamma; \\ \gamma &= \delta_{2C}m\omega^2 y_C - \delta_{22}(J_z - J_x)\omega^2 \gamma. \end{aligned} \right\} (3.10)$$

Учитывая, что $y_C = y + \gamma l_C$, а также приравняв нулю и раскрывая определитель системы однородных уравнений, получим, как и ранее,

$$A_C \omega_{кр}^4 - B_C \omega_{кр}^2 - 1 = 0, (3.11)$$

где

$$A_C = m(J_z - J_x)(\delta_{1C}\delta_{22} - \delta_{2C}\delta_{12});$$

$$B_C = \delta_{22}(J_z - J_x) - m(\delta_{1C} + \delta_{2C}l_C).$$

Решая уравнение (3.11), найдем критическую скорость ротора с учетом влияния вылета центра C массы барабана

$$\omega_{кр}^C = \sqrt{\frac{B_C + \sqrt{B_C^2 + 4A_C}}{2A_C}}. (3.12)$$

Таким образом, увеличение вылета l_C ведет к увеличению y_C и γ и к значительному уменьшению $\omega_{кр}^C$ по сравнению с $\omega_{кр}$. Это особенно опасно для жестких валов, которые целесообразно поэтому проектировать по возможности с меньшим значением l_C за счет придания диску барабана сложной вогнутой формы [10]. И, наоборот, если вал гибкий, то уменьшение $\omega_{кр}^C$ за счет l_C способствует лучшему самоцентрированию барабана. Заметим, что при $l_C = 0$ $\delta_{1C} = \delta_{11}$, $\delta_{2C} = \delta_{21}$ и формулы для A_C , B_C переходят в формулы для параметров A и B вала с тонким диском.

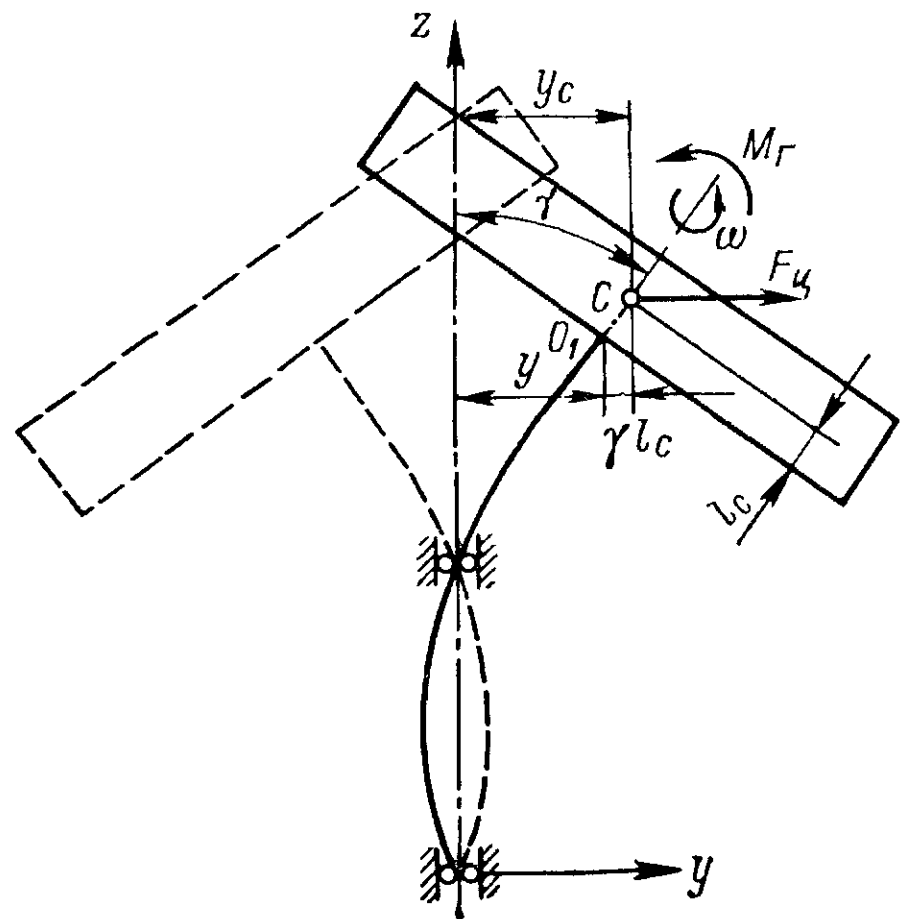


Рис. 3.9. К учету влияния вылета l_C центра масс диска на критическую скорость $\omega_{кр}$ консольного вала

Влияние упругости опор вала Ранее предполагалось, что подшипниковые узлы вала являются абсолютно жесткими. В действительности же за счет деформаций корпуса и подшипников опоры вала обладают некоторой упругостью, характеризуемой коэффициентом жесткости c_i . Кроме того, для лучшего самоцентрирования роторы центрифуг, сепараторов, центробежных компрессоров и другого быстроходного оборудования специально устанавливают на одну или две податливые опоры с коэффициентами жесткости c_1, c_2 . Пусть, как это имеет место в центробежных сепараторах (рис. 3.10, а, б), опора А имеет $c_1 \rightarrow \infty$, а опора Б — $c_2 = c_i$. Тогда на прогиб y_C будет оказывать влияние как упругость вала, так и упругость опоры. Поскольку влияние упругости вала и вылета l , уже оценено ранее, то рассмотрим влияние на общие перемещения вала упругости опоры

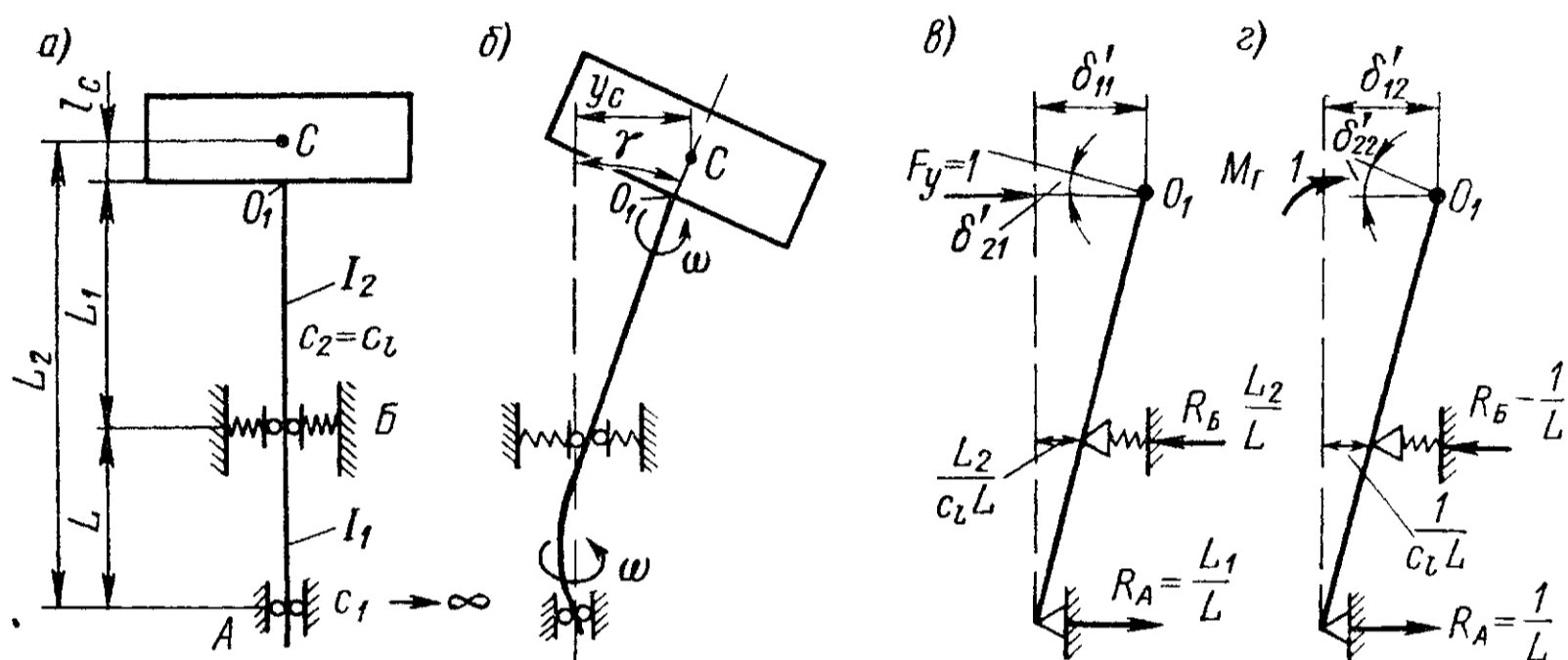


Рис. 3.10 К учету влияния податливости опор на критическую скорость консольного вала а — покоящийся вал; б — вращающийся вал в режиме прямой синхронной прецессии, в, г — радиальные и угловые деформации вала от единичных нагрузок

при недеформируемом вале. Учитывая, что осадка податливой опоры при известных реакциях R_A и R_B составляет (рис. 3.10, в) от единичной силы $L_2/(c_i L)$ и от единичного (рис. 3.10, г) момента $1/(c_i L)$, легко найти из подобия треугольников соответствующие коэффициенты влияния. Например, $\delta'_{11}, \delta'_{12}$ находим из соотношений:

$$\frac{\delta'_{11}}{L_2/(c_i L)} = L_2/L; \quad \delta'_{11} = L_2^2/(c_i L^2);$$

$$\frac{\delta'_{12}}{1/(c_i L)} = L_2/L; \quad \delta'_{12} = L_2/(c_i L^2).$$

Аналогично получены и другие коэффициенты влияния, указанные в табл. 3.4. К найденным таким образом выражениям для перемещений вала, вызванным наличием податливой опоры, добавим известные из табл. 3.3 выражения для упругих прогибов вала. Тогда общие коэффициенты влияния вала с податливой опорой:

$$\delta_{11}^{\pi} = \delta'_{11} + \delta_{11} = L_2^2/(c_i L^2) + L_2 L_1^2/(3EI);$$

$$\delta_{12}^{\pi} = \delta'_{12} + \delta_{12} = L_2/(c_i L^2) + L_1(2L + 3L_1)/(6EI);$$

Коэффициенты влияния для валов на податливых опорах [3, 10, 22]

№ п. п.	Расчетная схема	Формулы
1		$\delta_{11}^{\text{п}} = \delta'_{11} + \delta_{11}; \quad \delta_{12}^{\text{п}} = \delta'_{12} + \delta_{12};$ $\delta_{22}^{\text{п}} = \delta'_{22} + \delta_{22};$ $\delta'_{11} = \left(\frac{l_1}{Lc_2} - \frac{L-l_1}{Lc_1} \right) \frac{l_1}{L} + \frac{L-l_1}{Lc_1};$ $\delta'_{12} = \left(\frac{1}{Lc_2} + \frac{1}{Lc_1} \right) \frac{l_1}{L} - \frac{1}{Lc_1};$ $\delta'_{22} = \frac{1}{L^2} \left(\frac{1}{c_2} + \frac{1}{c_1} \right);$ $\delta_{11}, \delta_{22}, \delta_{12} - \text{см табл. 3.3}$
2		<p>То же, что и в п. 1, но $c_1 \rightarrow \infty$,</p> $\delta'_{11} = \frac{l_1^2}{L^2 c_2}; \quad \delta'_{22} = \frac{1}{L^2 c_2};$ $\delta'_{12} = \delta'_{21} = \frac{l_1}{L^2 c_2}$
3		<p>То же, что и в п. 1, но $EI_1 = EI_2 \rightarrow \infty$;</p> $\delta_{11} = \delta_{22} = \delta_{12} = 0$
4		<p>То же, что и в п. 2, но $EI_1 = EI_2 \rightarrow \infty$;</p> $\delta_{11} = \delta_{22} = \delta_{12} = 0$
5		$\delta_{11}^{\text{п}} = \delta'_{11} + \delta_{11}; \quad \delta_{12}^{\text{п}} = \delta'_{12} + \delta_{12};$ $\delta_{22}^{\text{п}} = \delta'_{22} + \delta_{22};$ $\delta'_{11} = \frac{L_2^2}{L^2 c_2}; \quad \delta'_{12} = \frac{L_2}{L^2 c_2} = \delta'_{21}; \quad \delta'_{22} = \frac{1}{L^2 c_2};$ $\delta_{11}, \delta_{12}, \delta_{22} - \text{см. табл. 3.3}$
6		<p>То же, что и в п. 5, но $EI_1 = EI_2 = EI \rightarrow \infty$;</p> $\delta_{11} = \delta_{22} = \delta_{12} = 0$

$$\delta_{21}^{\Pi} = \delta'_{21} + \delta_{21} = \delta_{12}^{\Pi};$$

$$\delta_{22}^{\Pi} = \delta'_{22} + \delta_{22} = 1/(c_l L^2) + (L + 3L_1)/(3EI).$$

Переходя далее к уравнению частот, заметим, что формулы (3.9) в применении к ротору с податливой опорой (см. рис. 3.10, а, б) примут вид:

$$\delta_{1C}^{\Pi} = \delta_{11}^{\Pi} + \delta_{12}^{\Pi} l_C; \quad \delta_{2C}^{\Pi} = \delta_{21}^{\Pi} + \delta_{22}^{\Pi} l_C.$$

Тогда зависимости (3.6) запишутся в виде:

$$\left. \begin{aligned} y &= \delta_{1C}^{\Pi} m \omega^2 y_C - \delta_{12}^{\Pi} (J_z - J_x) \omega^2 \gamma; \\ \gamma &= \delta_{2C}^{\Pi} m \omega^2 y_C - \delta_{22}^{\Pi} (J_z - J_x) \omega^2 \gamma. \end{aligned} \right\} \quad (3.13)$$

Учитывая, как и ранее, что $y_C = y + \gamma l_C$, получим уравнение частот в виде

$$A_{\Pi} \omega_{кр}^4 - B_{\Pi} \omega_{кр}^2 - 1 = 0, \quad (3.14)$$

где

$$A_{\Pi} = m (J_z - J_x) (\delta_{1C}^{\Pi} \delta_{22}^{\Pi} - \delta_{2C}^{\Pi} \delta_{12}^{\Pi});$$

$$B_{\Pi} = \delta_{22}^{\Pi} (J_z - J_x) - m (\delta_{1C}^{\Pi} + \delta_{2C}^{\Pi} l_C).$$

Решая уравнение (3.14), получим следующую формулу для критической скорости с учетом влияния податливости опор вала:

$$\omega_{кр}^{\Pi} = \sqrt{\frac{B_{\Pi} + \sqrt{B_{\Pi}^2 + 4A_{\Pi}}}{2A_{\Pi}}}. \quad (3.15)$$

В частном случае, когда $l_C = 0$; $J_z - J_x = 0$, получим:

$$A_{\Pi} = 0; \quad B_{\Pi} = -\delta_{11}^{\Pi} m; \quad \omega_{кр}^2 \delta_{11}^{\Pi} m - 1 = 0; \quad \delta_{11}^{\Pi} = \delta_{11} + \delta'_{11};$$

$$\omega_{кр}^{\Pi} = \sqrt{\frac{1}{\delta_{11}^{\Pi} m}} = \sqrt{\frac{1}{(\delta_{11} + \delta'_{11}) m}} = \sqrt{\frac{1}{m \delta_{11} (1 + \delta'_{11}/\delta_{11})}}.$$

Последняя формула наглядно демонстрирует влияние жесткости опоры вала на значение критической скорости ротора. Так, при $c_l \rightarrow \infty$, т. е. при жестком подшипнике, $\delta'_{11} = 0$ и $\omega_{кр}^{\Pi} = \sqrt{1/(\delta_{11} m)}$, что совпадает с формулой (3.2) для ротора, имеющего абсолютно жесткие подшипники.

В табл. 3.4 приведены коэффициенты влияния и для других вариантов конструктивного оформления ротора на одной или двух податливых опорах. Формула (3.15) справедлива и для этих вариантов размещения податливых опор вала.

Важно отметить, что при наличии податливых опор ротора собственная упругость вала часто мало влияет на его критическую скорость. Положив $I_1 = I_2 = I \rightarrow \infty$ и $\delta_{11} = \delta_{22} = \delta_{12} = 0$, получим $A_{\Pi} = 0$, тогда частотное уравнение (3.14) принимает вид

$$-B_{\Pi} \omega_{кр}^2 - 1 = 0, \quad (3.16)$$

Решение выражения (3.16) для вала на одной жесткой и второй податливой опорах следующее:
 консольного вала (табл. 3.4, п. 6)

$$\omega_{кр}^n = \sqrt{\frac{c_i L^2}{J_x + mL_2^2 - J_z}}; \quad (3.17)$$

однопролетного вала (табл. 3.4, п. 4)

$$\omega_{кр}^n = \sqrt{\frac{c_i L^2}{J_x + ml_1^2 - J_z}}, \quad (3.18)$$

где L_2 — расстояние от шарнирной опоры до центра массы m диска. Для однопролетного вала на двух податливых опорах (табл. 3.4, п. 3) при условии $J_z = J_x$ и $M_{\Gamma} = 0$

$$\omega_{кр}^n = \sqrt{\frac{c_1 c_2 L^2}{m [c_2 (L - l_1)^2 + c_1 l_1^2]}}. \quad (3.19)$$

В случае, если $l_1 = L/2$; $c_1 = c_2 = c_i$, уравнение (3.19) принимает вид

$$\omega_{кр}^n = \sqrt{2c_i/m}. \quad (3.20)$$

Влияние собственной массы вала. Как известно [3], при изгибе стержней постоянного по длине поперечного сечения имеют место следующие дифференциальные соотношения:

$$\begin{aligned} \gamma &= \frac{dy}{dz}; & M &= \frac{d^2y}{dz^2} EI; & Q &= \frac{d^3y}{dz^3} EI; \\ q &= \frac{d^4y}{dz^4} EI, \end{aligned}$$

где γ , M , Q , q — угол поворота сечения, изгибающий момент, поперечная сила, линейная распределенная нагрузка в рассматриваемом сечении с координатой z соответственно. Применим последнее соотношение для рассмотрения равновесия вала (рис. 3.11), изогнутого равномерно распределенными центробежными силами $q = m_{\pi} \omega^2 y$, где m_{π} — масса единицы длины вала, кг/м. Тогда

$$EI \frac{d^4y}{dz^4} = m_{\pi} \omega^2 y,$$

или

$$d^4y/dz^4 - \alpha^4 y = 0, \quad (3.21)$$

где

$$\alpha^4 = m_{\pi} \omega^2 / (EI). \quad (3.22)$$

Общий интеграл дифференциального уравнения (3.21) можно записать в виде

$$y = A_1 e^{\alpha z} + A_2 e^{-\alpha z} + A_3 \cos \alpha z + A_4 \sin \alpha z, \quad (3.23)$$

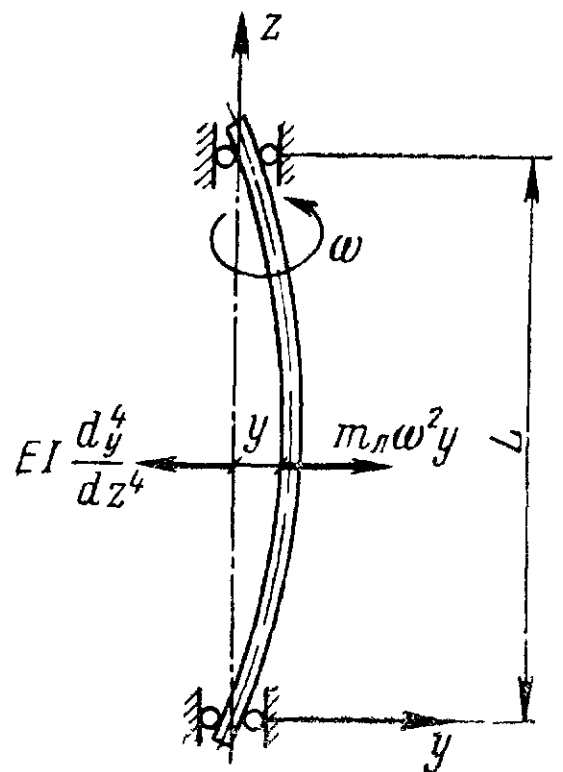


Рис. 3.11. К учету влияния собственной массы вала на его критическую скорость

где произвольные постоянные A_1, A_2, A_3, A_4 , как обычно, находятся из граничных условий. При $z = 0$, а также при $z = L$ $y = 0$ и $d^2y/dz^2 = 0$, что при подстановке в выражение (3.23) дает следующую систему уравнений:

$$\left. \begin{aligned} A_1 + A_2 + A_3 &= 0; \\ A_1 + A_2 - A_3 &= 0; \\ A_1 e^{\alpha L} + A_2 e^{-\alpha L} + A_3 \cos \alpha L + A_4 \sin \alpha L &= 0; \\ A_1 e^{\alpha L} + A_2 e^{-\alpha L} - A_3 \cos \alpha L - A_4 \sin \alpha L &= 0, \end{aligned} \right\}$$

откуда $A_1 = 0; A_2 = 0; A_3 = 0; A_4 \sin \alpha L = 0$. Прогибы y вала бесконечно возрастают при равенстве нулю определителя, составленного из коэффициентов последней системы уравнений; решение этого определителя дает $A_4 \sin \alpha L = 0$, откуда и получим значение критической угловой скорости вала. Поскольку $A_4 \neq 0$, то $\sin \alpha L = 0$, т. е. $\alpha_1 L = \pi; \alpha_2 L = 2\pi; \dots; \alpha_i L = i\pi$, чему соответствуют при подстановке в выражение (3.22) первая и вторая критические угловые скорости вала с учетом его собственной массы:

$$\omega_{кр 1} = (\alpha_1/L)^2 \sqrt{EI/m_{\pi}} = (\pi/L)^2 \sqrt{EI/m_{\pi}}; \quad (3.24)$$

$$\omega_{кр 2} = (\alpha_2/L)^2 \sqrt{EI/m_{\pi}} = (2\pi/L)^2 \sqrt{EI/m_{\pi}}. \quad (3.25)$$

К расчетной схеме вала с распределенной массой целесообразно приводить не только гладкие валы, но и роторы со многими сосредоточенными массами дисков таких, например, аппаратов, как роторно-дисковых экстракторов, молотковых дробилок, многоярусных массообменных колонн с вращающимися контактными элементами и др. В этом случае линейная масса ротора составит

$$m_{\pi} = \rho \pi d^2/4 + n_i m_i/L, \quad (3.26)$$

где ρ — плотность материала вала; m_i — масса одного диска или контактного элемента; n_i — число дисков или контактных элементов.

В случае, если на валу закреплена лишь одна сосредоточенная масса, то корни α_1 и α_2 частотного уравнения можно определить, решив дифференциальное уравнение (3.21) по методу акад. А. Н. Крылова [18]. На рис. 3.12, а, б для ускорения практических расчетов по формулам (3.24), (3.25) приведены результаты этого решения в виде графиков $\alpha_1 = f \{m_{э. пр}/(m_{\pi} L_1); L/L_1\}$ для консольного и $\alpha_1 = f \{m_{э. пр}/(m_{\pi} L)\}$ для однопролетного валов, где $m_{э. пр}$ — масса закрепленных на валу элементов, приведенная у однопролетного вала к его середине и у консольного вала к краю его консоли.

Расчет валов переменного сечения. Главными критериями работоспособности таких валов [3, 5] являются виброустойчивость, жесткость и прочность.

Виброустойчивость. Расчет вала на виброустойчивость по точному методу А. Н. Крылова усложняется, если число сосредоточенных масс (дисков) оказывается больше единицы. В связи с этим в практике химического машиностроения получил распространение

так называемый метод приведения [18], основанный на исследованиях акад. Ю. А. Шиманского.

Метод приведения, достаточно точный для инженерных расчетов, позволяет наглядно представить влияние многочисленных факторов на критическую скорость и тем самым способствует рациональному конструированию роторов. Метод базируется на использовании следующих известных формул, которые для удобства вычислений даны в безразмерном виде.

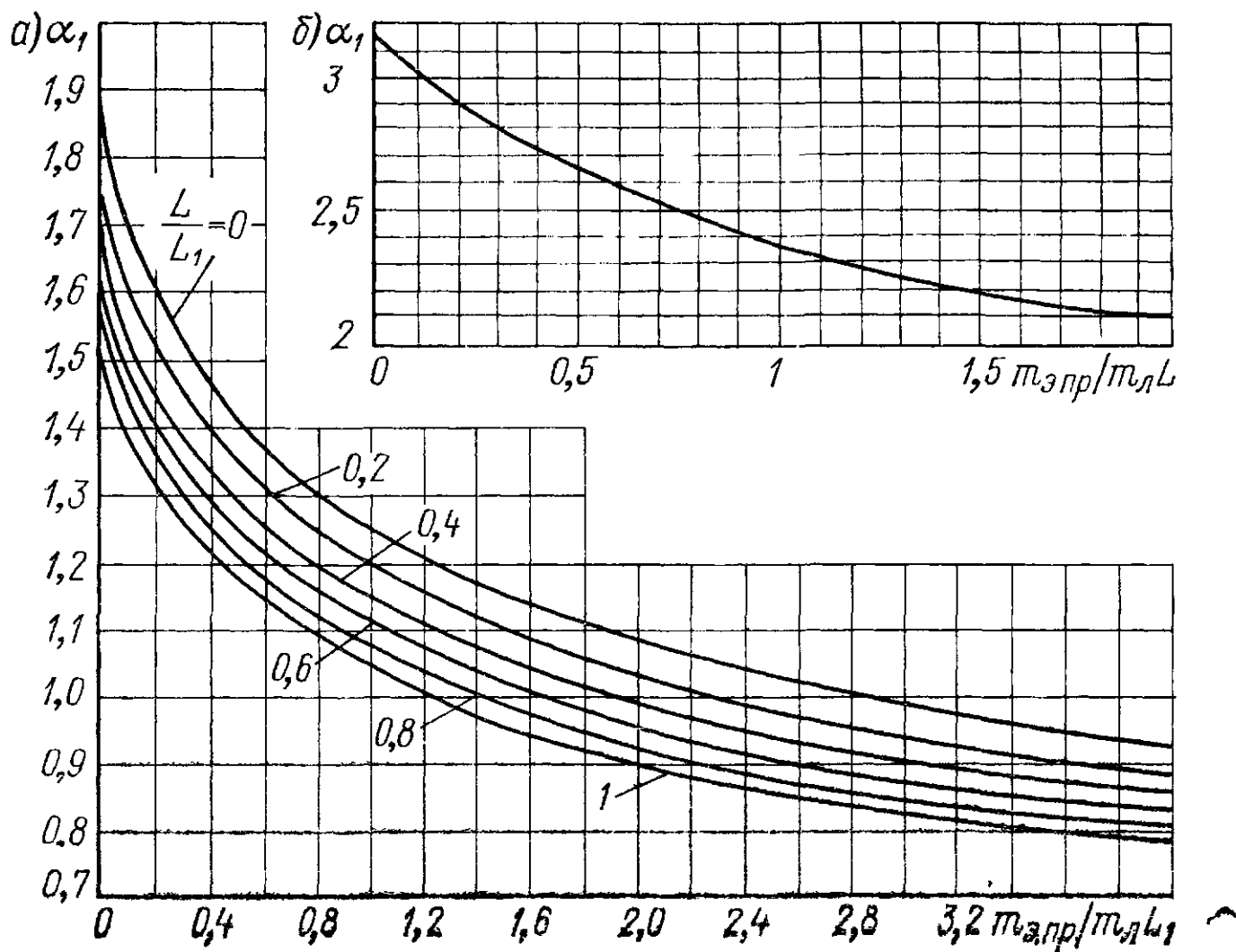


Рис. 3.12. Корни α_1 частотного уравнения для вала: а — консольного; б — однопролетного

Относительный приведенный коэффициент жесткости вала: консольного (рис. 3.13, а, б)

$$k_{\text{пр}} = \frac{k_{\text{пр}}}{EI_B/L_1^3} = \int_0^1 \bar{d}_z^4 (\bar{y}_z'')^2 d\bar{z}; \quad (3.27)$$

однопролетного (рис. 3.13, в, г)

$$k_{\text{пр}} = \frac{k_{\text{пр}}}{EI/L^3} = \int_0^1 \bar{d}_z^4 (\bar{y}_z'')^2 d\bar{z}, \quad (3.27a)$$

где $k_{\text{пр}}$ — приведенный коэффициент жесткости вала, Н/м; I_B — момент инерции сечения вала на опоре B , м^4 ; \bar{z} — относительная текущая координата z , $\bar{z} = z/L_1$ — для консольного, $\bar{z} = z/L$ — для однопролетного вала; \bar{d}_z — относительный диаметр вала в точке с координатой z , $\bar{d}_z = d_z/d_B$; \bar{y}_z — относительный прогиб вала в точке с координатой z , $\bar{y}_z = y_z/y_B$ (здесь y_B — прогиб вала в точке приведения B , м).

Относительная приведенная масса вала:
консольного

$$\bar{m}_{в. пр} = \frac{m_{в. пр}}{\pi d_B^2 \rho L_2 / 4} = \int_0^1 \bar{d}_z^2 \bar{y}_z^2 d\bar{z}; \quad (3.28)$$

однопролетного

$$\bar{m}_{в. пр} = \frac{m_{в. пр}}{\pi d_B^2 \rho L / 4} = \int_0^1 \bar{d}_z^2 \bar{y}_z^2 d\bar{z}, \quad (3.28a)$$

где $m_{в. пр}$ — приведенная масса вала, кг; d_B — диаметр вала на опоре B , м.

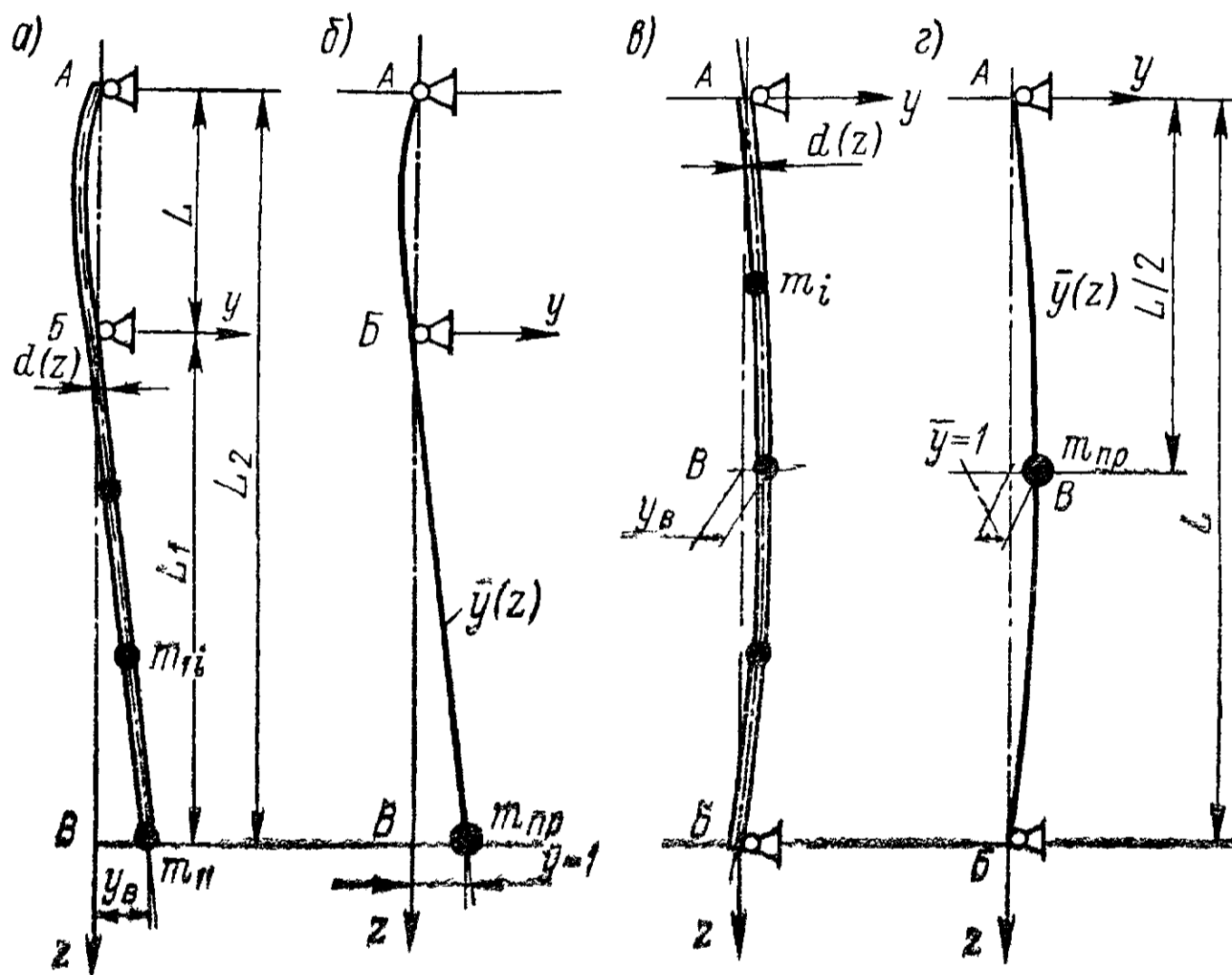


Рис. 3.13. К расчету консольного (а, б) и однопролетного (в, г) валов по методу приведения: а, в — реальные валы со многими сосредоточенными массами m_i ; б, г — идеализированные расчетные схемы валов с одной приведенной массой $m_{пр}$, сосредоточенной в точке приведения B

Относительная приведенная масса i -го конструктивного элемента,
установленного на валу:
консольном

$$\bar{m}_{1i пр} = \frac{m_{1i пр}}{\pi d_B^2 \rho L_2 / 4} = \bar{m}_{1i} \int_0^1 \bar{y}_z d\bar{z}, \quad (3.29)$$

где $m_{1i пр}$ — приведенная масса элемента (диска, мешалки, барабана и т. п.) массой m_{1i} , установленного на консоли вала, кг;

однопролетном

$$\bar{m}_{i \text{ пр}} = \frac{m_{i \text{ пр}}}{\pi d_B^2 \rho L / 4} = \bar{m}_i \int_0^1 \bar{y}_z d\bar{z}, \quad (3.29a)$$

где $m_{i \text{ пр}}$ — приведенная масса элемента, имеющего массу m_i , кг.
Относительная приведенная масса вала и элемента, установленных на валу:

консольном

$$\bar{m}_{\text{пр}} = \bar{m}_{\text{в. пр}} + \sum \bar{m}_{1i \text{ пр}}; \quad (3.30)$$

однопролетном

$$\bar{m}_{\text{пр}} = \bar{m}_{\text{в. пр}} + \sum \bar{m}_i \text{ пр}. \quad (3.30a)$$

Относительная критическая скорость вала

$$\bar{\omega}_{\text{кр}} = \sqrt{\bar{k}_{\text{пр}} / \bar{m}_{\text{пр}}}. \quad (3.31)$$

Переход от безразмерного значения критической скорости к ее размерному значению $\omega_{\text{кр}}$ осуществляется для консольных и однопролетных валов сплошного поперечного сечения соответственно по формулам, вытекающим из выражений (3.27)—(3.31):

$$\omega_{\text{кр}} = [\bar{\omega}_{\text{кр}} d_B / (4L_2^2)] \sqrt{E/\rho}; \quad \omega_{\text{кр}} = [\bar{\omega}_{\text{кр}} d_B / (4L^2)] \sqrt{E/\rho}. \quad (3.32)$$

Таким образом, реальный вал сложной конструкции, нагруженный несколькими массами, в том числе и собственной массой (см. рис. 3.8, а, в), в рассматриваемом методе заменяется более простой идеализированной моделью вала (см. рис. 3.13, б, г) с одной сосредоточенной приведенной массой $m_{\text{пр}} = m_{\text{в. пр}} + \sum m_{1i \text{ пр}}$ (консольный) или $m_{\text{пр}} = m_{\text{в. пр}} + \sum m_i \text{ пр}$ (однопролетный) и приведенными параметрами, вычисляемыми по формулам (3.27)—(3.31). За точку В приведения распределенных и сосредоточенных масс принято место крепления массы m_{11} на консоли (см. рис. 3.13, а) и середина пролета для однопролетного вала (см. рис. 3.13, г), а форма оси \bar{y}_z изогнутого вала считается совпадающей с формой оси при статическом изгибе вала поперечной силой, приложенной в точке приведения, и определяется следующими уравнениями:

консоль ВВ консольного ступенчатого вала

$$\bar{y}_z = y_z / y_B = b_2 (b_2 \bar{z} + \bar{z}^2 / 2 + \bar{z}^3 / 6); \quad (3.33)$$

$$b_2 = LI_B / (3L_1 I_{\text{экив}}); \quad b_3 = 1 / (b_2 + 1/3); \quad (3.34)$$

где $I_{\text{экив}}$ — эквивалентный момент инерции сечения вала в пролете АВ, определяемый по формулам (3.40) и (3.41);

однопролетный вал постоянного поперечного сечения и пролет АВ консольного вала

$$\bar{y}_z = y_z / y_B = \sin(\pi z / L). \quad (3.35)$$

Как показывают расчеты, однопролетные валы нецелесообразно выполнять с переменным сечением по длине (конструктивные ступени вала, имеющие диаметр, отличающийся на $\pm 10\%$ от диаметра вала d_B в точке приведения В, в расчетах допустимо не учитывать).

Однако консольные валы целесообразно проектировать ступенчатыми, близкими по форме балке равного сопротивления изгибу (рис. 3.14), что позволяет уменьшить массу ротора и несколько увеличить его $\omega_{кр}$.

Диаметр вала d_B в опорном сечении B рассчитывается по формуле

$$d_B = \sqrt{A_5 + \sqrt{A_5^2 + A_6}}, \quad (3.36)$$

где для виброустойчивого вала: консольного при $\omega/\omega_{кр} \leq 0,7$:

$$A_5 = 0,25\xi L_1^2; \quad A_6 = 8m_{э. пр} \xi L_1 / (\pi\rho); \quad \xi = 16\rho\omega^2 L_1 L_2 / (3E);$$

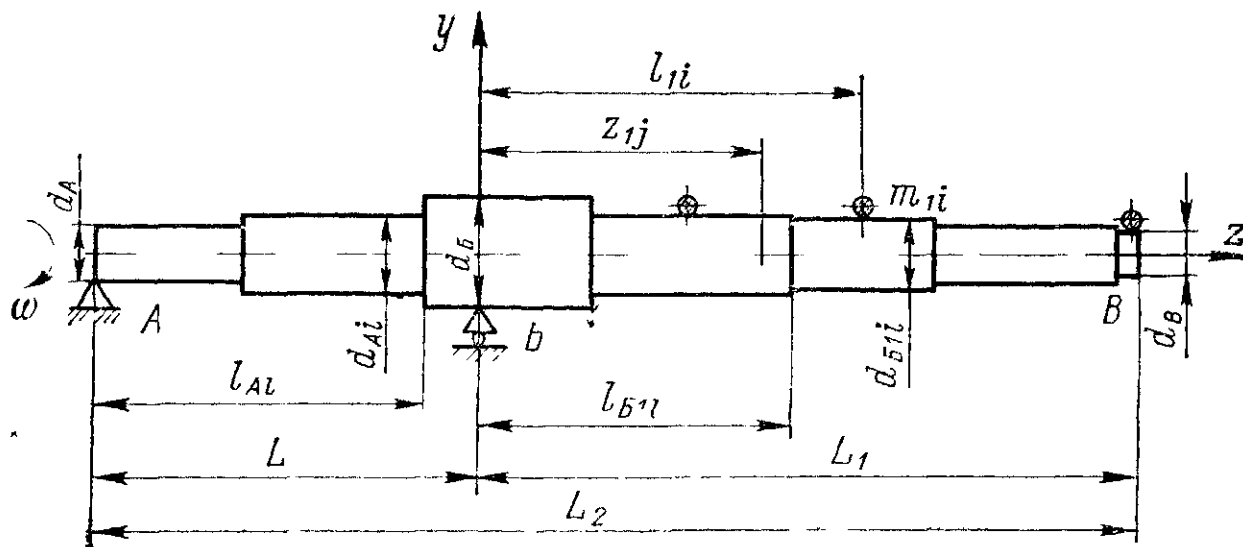


Рис. 3.14. Расчетная схема консольного ступенчатого вала с сосредоточенными массами m_{1i} на консоли вала

консольного при $\omega/\omega_{кр} > 1,3$:

$$A_5 = 0,25\xi L_1^2; \quad A_6 = 8m_{э. пр} \xi L / (\pi\rho); \quad \xi = 1,5\rho\omega^2 L_1 L_2 / E;$$

однопролетного при $\omega/\omega_{кр} \leq 0,7$:

$$A_5 = 0,5\xi L^2; \quad A_6 = 8m_{э. пр} \xi L / (\pi\rho); \quad \xi = \rho\omega^2 L^2 / (3E).$$

Приведенная масса элементов определяется по формулам:

$$\text{для консольного вала } m_{э. пр} = \sum m_{1i пр} = \sum m_{1i} \bar{y}_{zi}^2. \quad (3.37)$$

$$\text{для однопролетного вала } m_{э. пр} = \sum m_{i пр} = \sum m_i \bar{y}_{zi}^2. \quad (3.37a)$$

Формула (3.36), позволяющая быстро выполнить проектный расчет виброустойчивого вала, получена на основе условий (3.27)—(3.32).

После определения диаметра d_B по формуле (3.36) необходимо вычислить диаметры d_A и d_B из условий прочности при кручении, а диаметры ступеней d_{A1} , d_{A2} , d_{A3} в пролете вала принять из конструктивных соображений $d_{Ai} \geq d_A$ с учетом закрепления на валу тех или иных деталей. Диаметры ступеней на консоли необходимо принять в соответствии с формулой

$$d_{B и}(z) = d_B \sqrt{1 - (1 - d_B^2/d_A^2) \bar{z}^t}. \quad (3.38)$$

Условие (3.38) позволяет замкнуть систему уравнений (3.27)—(3.31) и получить расчетную формулу (3.32) для $\omega_{кр}$ ступенчатого много-массового вала. При этом показатель степени t формулы (3.38)

выбирается согласно рис. 3.15 в зависимости от относительной приведенной массы элементов $\bar{m}_{э. пр} = m_{э. пр}/m_{л}L_1$ и относительной податливости пролета

$$\Theta = I_B L / (I_{экв} L_1). \quad (3.39)$$

Эквивалентный момент инерции пролета с двумя ступенями d_{A1} , d_{A2} (см. рис. 3.14) рассчитывается по формуле

$$I_{экв} = I_{A1} \frac{1}{I_{A1}/I_{A2} + (l_{A1}/L)^3 (1 - I_{A1}/I_{A2})} \quad (3.40)$$

и с тремя ступенями d_{A1} , d_{A2} , d_{A3} — по формуле

$$I_{экв} = I_{A1} \frac{1}{I_{A1}/I_{A3} + (l_{A1}/L)^3 (1 - I_{A1}/I_{A2}) + (l_{A2}/L)^3 (I_{A1}/I_{A2} - I_{A1}/I_{A3})}, \quad (3.41)$$

где $I_{Ai} = \pi d_{Ai}^4 / 64$; $I_B = \pi d_B^4 / 64$.

Тогда $\bar{\omega}_{кр} = \sqrt{\bar{k}_{пр} / \bar{m}_{пр}}$, где

$$\bar{k}_{пр} = b_3^2 \left[b_2^2 + \frac{1}{3} - 2b_1 \left(\frac{1}{t+1} - \frac{2}{t+2} + \frac{1}{t+3} \right) + b_1^2 \left(\frac{1}{2t+1} - \frac{2}{2t+2} + \frac{1}{2t+3} \right) \right]; \quad (3.42)$$

$$\bar{m}_{пр} = \sum \bar{m}_{li пр} + b_3^2 \left[\frac{b_2^2}{3} + \frac{11}{60} b_2 + \frac{11}{420} - b_1 \left(\frac{b_2^2}{t+3} + \frac{b_2}{t+4} + \frac{1}{4(t+5)} - \frac{b_2}{3(t+5)} - \frac{1}{6(t+6)} + \frac{1}{36(t+7)} \right) \right]; \quad (3.43)$$

$$b_1 = 1 - (d_B/d_B)^2. \quad (3.44)$$

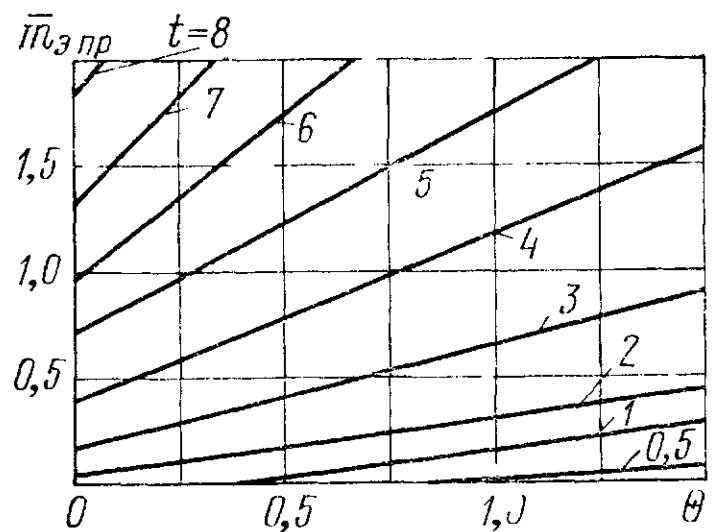


Рис. 3.15. Зависимость показателя степени t от параметров относительной приведенной массы $\bar{m}_{э. пр}$ установленных элементов и относительной податливости пролета Θ консольного ступенчатого вала

Изложенная выше методика касалась проектного расчета вала. При проверочном же расчете, когда значение d_B задано, необходимо определить $\omega_{кр}$ по формуле (3.32). При $d_{B1} = d_B = \text{const}$, т. е. $b_1 = 0$ (консоль постоянного по длине поперечного сечения), что часто встречается на практике, формула для $\bar{\omega}_{кр}$ упрощается:

$$\bar{\omega}_{кр} = \sqrt{\frac{b_3}{\sum \bar{m}_{li пр} + b_3^2 (b_2^2/3 + 11b_2/60 + 11/420)}}. \quad (3.45)$$

Зависимость (3.45) приведена на рис. 3.16 в виде графика, способствующего ускорению расчетов валов на виброустойчивость.

Для консольных валов постоянного поперечного сечения расчет еще более упрощается, так как $d_B = d_{B1} = d_A = d$; $I_B = I_{экв} = I$; $b_1 = 0$ и формулы (3.34) принимают вид:

$$b_2 = L/(3L_1); \quad b_3 = 1/[L/(3L_1) + 1/3].$$

Это позволило уравнения (3.33) и (3.35) представить на рис. 3.17 в виде графиков, способствующих также ускорению расчета валов.

Для однопролетного вала постоянного поперечного сечения решение уравнений (3.27) и (3.28) с учетом (3.35) дает $\bar{k}_{пр} = 48$ и $\bar{m}_{в. пр} = 0,5$. Вычислив по формулам (3.30), (3.37) $\bar{m}_{пр}$, легко получить далее по формуле (3.31) $\bar{\omega}_{кр}$ и найти по формуле (3.32) размерное значение критической скорости однопролетного вала заданного поперечного сечения.

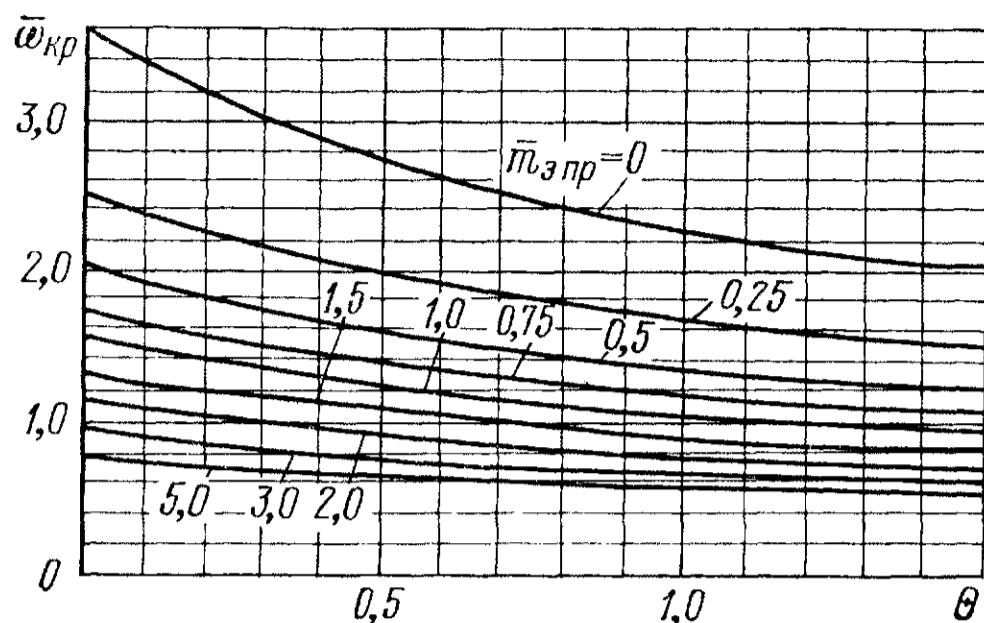


Рис. 3.16. Зависимость критической скорости $\bar{\omega}_{кр}$ от параметров: относительной приведенной массы $\bar{m}_{э, пр}$ установленных элементов и относительной податливости пролета Θ для вала, имеющего на консоли постоянное поперечное сечение и ступенчатое в пролете

готовления (табл. 3.7) и эксцентриситеты e_i и e_{1i} сосредоточенных масс m_i и m_{1i} (рис. 3.18).

Жесткость. При расчете динамических прогибов вала необходимо учитывать: радиальные перемещения Δ_z сечений из-за имеющихся зазоров Δ_A и Δ_B в подшипниках (табл. 3.5, 3.6), начальную изогнутость $\varepsilon(z)$ из-за погрешностей его изготовления

и эксцентриситеты e_i и e_{1i} сосредоточенных масс m_i и m_{1i} (рис. 3.18).

Таблица 3.5

Радиальные зазоры (Δ_A и Δ_B), мкм, по основному ряду в радиальных подшипниках [2]

Внутренний диаметр подшипников, мм	Подшипники качения			
	однорядный шариковый	однорядный роликовый *		двухрядный сферический роликовый **
		взаимозаменяемый	невзаимозаменяемый	
30—40	12—26	20—55	30—45	25—40
40—50	12—29	20—55	30—45	30—45
50—65	13—33	25—65	35—55	30—50
65—80	14—34	30—70	40—60	40—60
80—100	16—40	35—80	45—65	45—70
100—120	20—46	40—90	50—75	50—80
120—140	23—53	45—100	60—90	60—90
140—160	23—58	50—115	70—105	65—100
160—180	24—65	60—125	75—115	70—110
180—200	29—75	65—135	80—120	80—120
200—225	33—83	75—150	90—135	90—140
225—250	35—90	90—165	100—150	100—150
250—280	40—100	100—180	110—165	110—170
280—315	45—105	110—195	120—180	120—180
315—355	50—115	125—215	135—205	140—210
355—400	55—125	140—235	150—225	150—230
400—450	—	160—260	165—245	170—260
450—500	—	180—290	185—275	190—290

* Короткие цилиндрические ролики и цилиндрическое отверстие.
** Цилиндрическое отверстие.

На основании развития метода приведения получены [18] важные соотношения:

$$y_B = e_{\text{пр}} / [(\omega_{\text{кр}}/\omega)^2 - 1]; \quad (3.46)$$

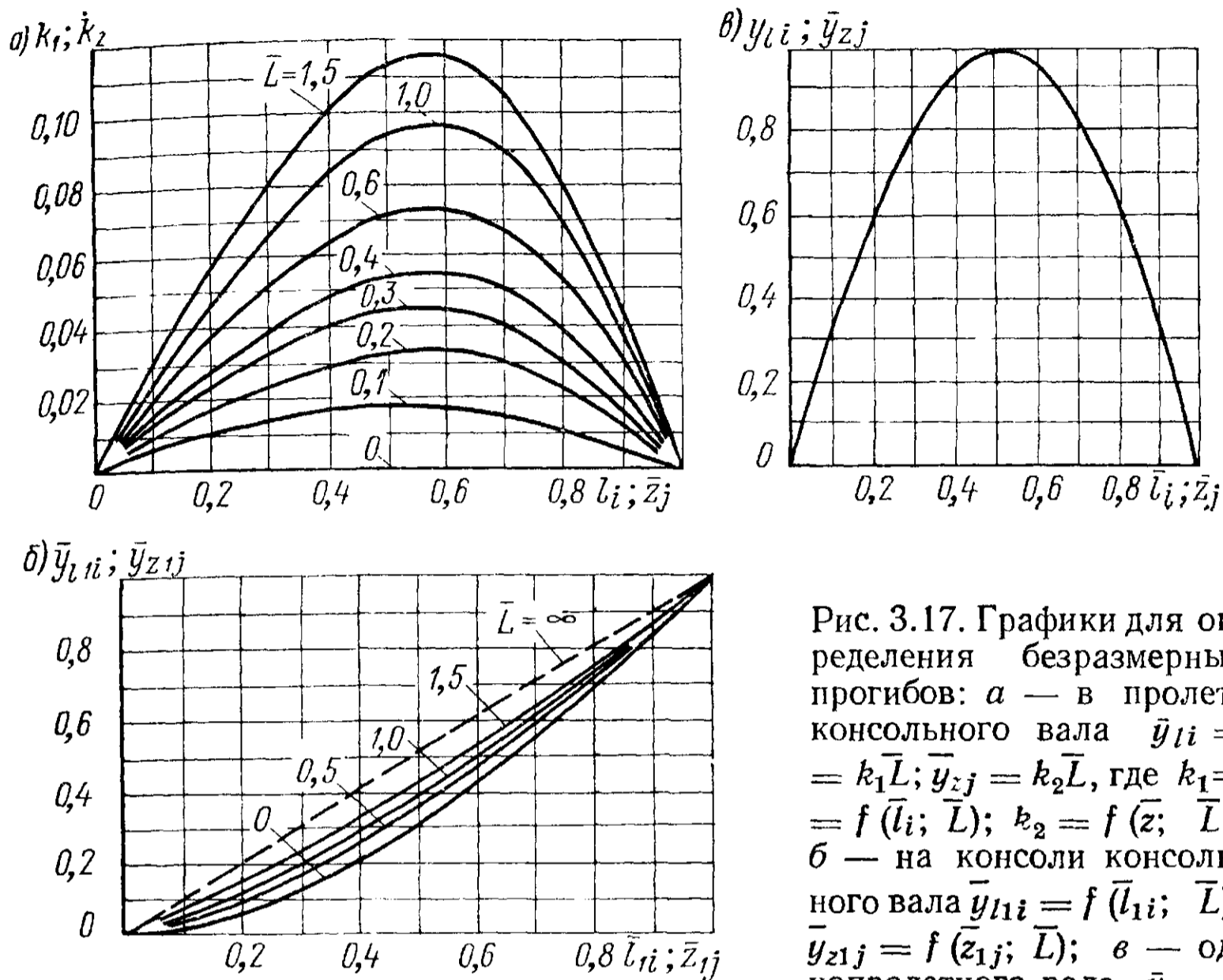


Рис. 3.17. Графики для определения безразмерных прогибов: а — в пролете консольного вала $\bar{y}_{li} = k_1 \bar{L}$; $\bar{y}_{zj} = k_2 \bar{L}$, где $k_1 = f(\bar{l}_i; \bar{L})$; $k_2 = f(\bar{z}_j; \bar{L})$; б — на консоли консольного вала $\bar{y}_{li} = f(\bar{l}_{1i}; \bar{L})$; $\bar{y}_{z1j} = f(\bar{z}_{1j}; \bar{L})$; в — однопролетного вала $\bar{y}_{li} = f(\bar{l}_i)$, $\bar{y}_{zj} = f(\bar{z}_j)$ ($\bar{L} = L/L_1$, $\bar{l}_i = l_i/L$, $\bar{l}_{1i} = l_{1i}/L_1$, $\bar{z}_j = z_j/L$, $\bar{z}_{1j} = z_{1j}/L_1$)

для пролета АБ консольного и однопролетного валов:

$$e_{\text{пр}} = \frac{\sum (m_{i \text{ пр}} e_{i \text{ пр}})}{m_{\text{э. пр}} + m_{\text{в. пр}}} + \Delta_B \pm \epsilon_B; \quad (3.47)$$

$$e_{i \text{ пр}} = e_i / y_{li}; \quad (3.48)$$

Таблица 3.6

Таблица 3.7

Радиальные зазоры в подшипнике скольжения при посадке Н7/е8 [1]

Номинальные диаметры вала d_A и d_B , мм	Зазоры Δ_A и Δ_B , мкм (предельные)	
	max	min
Св. 30 до 50	114	50
» 50 » 80	136	60
» 80 » 120	161	72
» 120 » 180	188	85
» 180 » 250	218	100
» 250 » 315	243	110
» 315 » 400	271	125

Начальная изогнутость $\epsilon(z)$ вала [5]

Отношение длины вала к его диаметру L/d	Радиальное биение вала в точке приведения ϵ_B , мм
До 20	0,04
Св. 20 до 50	0,05
» 50	0,06

Примечание. Радиальное биение шеек под ступицы перемешивающих устройств и нерабочих поверхностей вала не должно превышать данных значений, увеличенных в 1,5 раза.

для консоли $BВ$ консольного вала:

$$e_{\text{пр}} = \frac{\sum (m_{1i} \text{ пр}^{\circ} 1i \text{ пр})}{m_{\text{э. пр}} + m_{\text{в. пр}}} + \Delta_B \pm \varepsilon_B; \quad (3.47_{\text{a}})$$

$$e_{1i \text{ пр}} = e_{1i} / \bar{y}_{l_{1i}}, \quad (3.48_{\text{a}})$$

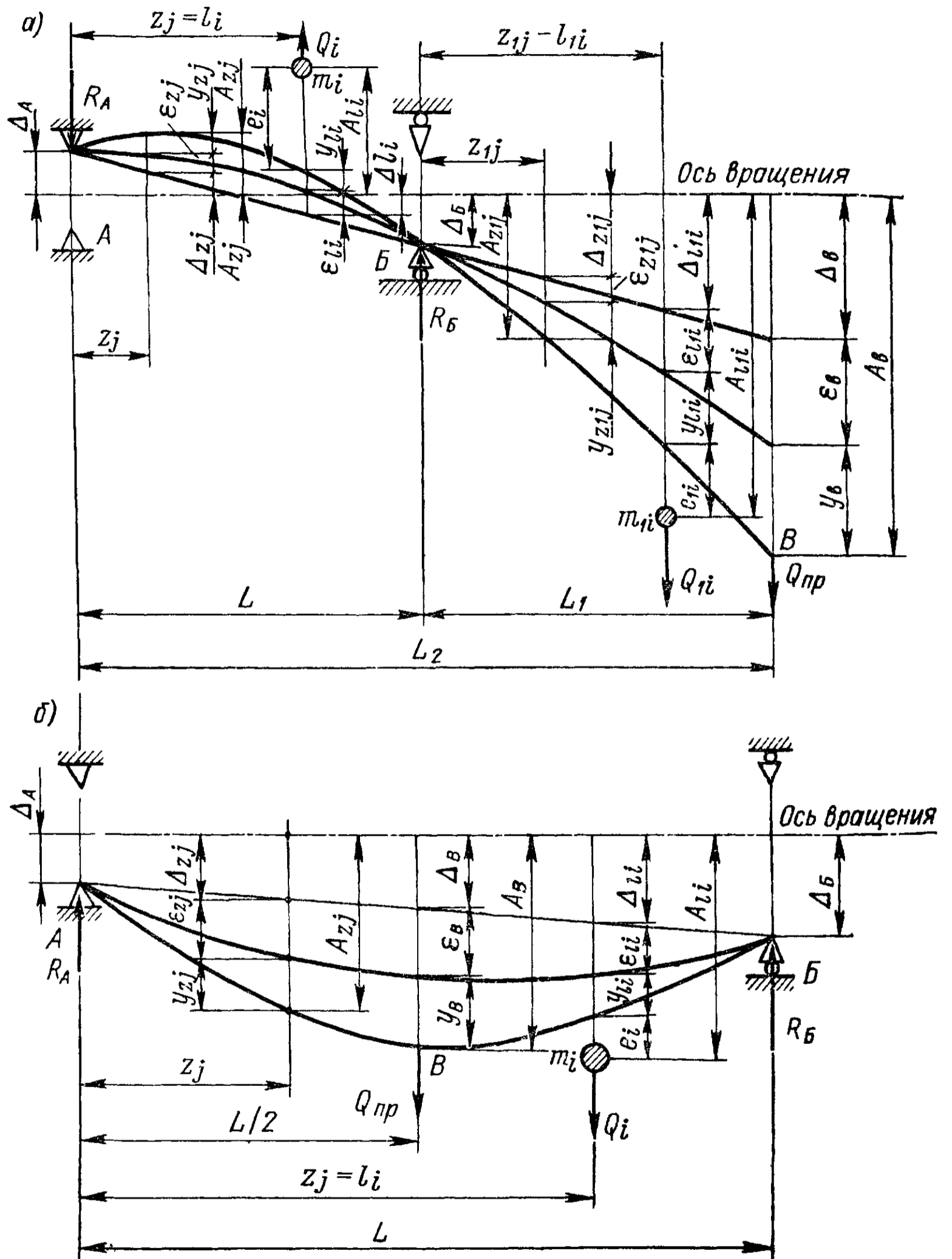


Рис. 3.18. Смещение оси вала и центров сосредоточенных на нем масс: а — консольного вала; б — однопролетного вала

где $e_{\text{пр}}$, $e_{l \text{ пр}}$ и $e_{1i \text{ пр}}$ — приведенные эксцентриситеты соответственно системы и сосредоточенных масс m_i и m_{1i} . Знак плюс в формуле (3.47) принимается для докритической, а минус — для закритической областей работы вала. Начальная изогнутость вала в точке приведе-

ния ε_B задается из соображений технологии изготовления вала. Параметр ε_B связан с изогнутостью (табл. 3.7) в любом сечении вала соотношением

$$\varepsilon_z = \varepsilon_B \bar{y}_z. \quad (3.49)$$

Смещение e Δ_B вала в точке приведения связано с зазорами в подшипниках соотношениями:

консольный вал

$$\Delta_B = (\Delta_A + \Delta_B) L_2/L_1 - \Delta_A; \quad (3.50)$$

однопролетный вал

$$\Delta_B = (\Delta_A + \Delta_B)/2. \quad (3.51)$$

Формулы (3.50) и (3.51) вытекают из следующих более общих зависимостей: для пролета AB консольного вала

$$\Delta_{zj} = (\Delta_A + \Delta_B) z_j/L - \Delta_A; \quad (3.52)$$

консольного участка BB

$$\Delta_{z1j} = (\Delta_A + \Delta_B) (z_{1j} + L)/L - \Delta_A; \quad (3.53)$$

однопролетного вала

$$\Delta_{zj} = (\Delta_B - \Delta_A) z_j/L + \Delta_A. \quad (3.54)$$

Если принять, что начальные смещения вала равны нулю, а единственная масса $m_i = m_{1i} = m$ закреплена на идеализированном (без учета массы вала) валу с эксцентриситетом $e_i = e_{1i} = e$, т. е. если $m_{пр} = m$; $\varepsilon_B = \Delta_B = 0$, тогда $e_{пр} = e$ и формула (3.46) упрощается до уже известного выражения (3.1)

$$y_B = e / [(\omega_{кр}/\omega)^2 - 1],$$

которое, следовательно, является частным случаем более общего условия (3.46), наглядно характеризующего влияние на динамический прогиб ряда важных параметров. Определив прогиб y_B и учитывая форму оси изогнутого вала по формулам (3.33), (3.35), можно найти прогибы y_z и перемещения A_z других точек вала (см. рис. 3.18):

$$y_z = y_B \bar{y}_z; \quad (3.55)$$

$$A_{zi} = y_{zi} + \varepsilon_{zi} + \Delta_{zi}; \quad A_{z1i} = y_{z1i} + \varepsilon_{z1i} + \Delta_{z1i}; \quad (3.56)$$

$$A_B = y_B + \varepsilon_B + \Delta_B, \quad (3.57)$$

а также найти динамические смещения центров масс:

$$\left. \begin{aligned} A_{li} &= y_B \bar{y}_{li} + \varepsilon_{li} + \Delta_{li} + e_i; \\ A_{l1i} &= -y_B \bar{y}_{l1i} + \varepsilon_{l1i} + \Delta_{l1i} + e_{1i}, \end{aligned} \right\} \quad (3.58)$$

где \bar{y}_{li} , Δ_{li} , ε_{li} , \bar{y}_{l1i} , Δ_{l1i} вычисляются по формулам (3.49) — (3.55) при $z = l_i$ и $z = l_{1i}$. Соотношения (3.56) позволяют перейти к проверке условий жесткости:

$$A_{zj} \leq [A]_{zj}; \quad A_{z1j} \leq [A]_{z1j}, \quad (3.59)$$

где $[A]_{zj}$ и $[A]_{z1j}$ — допускаемые перемещения вала соответственно в пролете и на консоли.

В ряде случаев валы подвергаются воздействию постоянно действующей поперечной к оси вала силы Q (силы тяжести горизонтальных роторов, несбалансированные гидродинамические поперечные силы вертикальных валов мешалок и т. п.). И в этом случае метод приведения позволяет достаточно точно учесть ее влияние на прогибы и перемещения вала.

Для пролета AB валов (см. рис. 3.18), нагруженных поперечными силами Q_i , приведенная поперечная сила вычисляется по формуле

$$Q_{пр} = \sum(Q_i \bar{y}_{li}), \quad (3.60)$$

Допускаемые динамические перемещения вала
($[A]_{zj}$ и $[A]_{z1j}$, мм)
в месте установки уплотнения [5]

Частота вращения вала перемещающего устройства, об/мин	Уплотнение			
	торцовое	сальниковое	манжетное	гидравлический затвор
До 100	0,25	0,10	0,15	0,25
100—500	0,25	—	0,15	0,25
500—750	0,15	—	0,10	0,25
750—2900	0,10	—	—	—

а для консоли BV вала (см. рис. 3.18, а) — по формуле

$$Q_{пр} = \sum(Q_{li} \bar{y}_{li}). \quad (3.61)$$

Тогда динамический прогиб в точке приведения B

$$y_{BQ} = Q_{пр}/k_{пр}. \quad (3.62)$$

Это позволяет получить максимальные значения динамических перемещений сечений вала

A_{zjQ} , A_{z1jQ} и центров масс деталей A_{liQ} , A_{l1jQ} с учетом силы Q :

в пролете AB однопролетного и консольного валов:

$$A_{zjQ} = A_{zj} + y_{BQ} \bar{y}_{zj}; \quad (3.63)$$

$$A_{liQ} = A_{li} + y_{BQ} \bar{y}_{li};$$

на консоли BV консольного вала:

$$A_{BQ} = A_B + y_{BQ}; \quad (3.64)$$

$$A_{z1jQ} = A_{z1j} + y_{BQ} \bar{y}_{z1j}; \quad A_{l1jQ} = A_{l1j} + y_{BQ} \bar{y}_{l1j}.$$

Полученные соотношения (3.55)—(3.64) позволяют перейти к проверке условий жесткости ротора, если заданы допускаемые перемещения рассматриваемой конструкции ротора:

для пролета AB

$$A_{zjQ} \leq [A]_{zj}; \quad (3.65)$$

для консоли BV

$$A_{zj1Q} \leq [A]_{z1j}. \quad (3.66)$$

Например, для уплотнения валов аппаратов с мешалками значения $[A]_{zj}$ и $[A]_{z1j}$ приведены в табл. 3.8.

Прочность. Для составления условий прочности вначале необходимо вычислить сосредоточенные силы (см. рис. 3.18):

в пролеге AB

$$F_{iQ} = m_i \omega^2 A_{iiQ} + Q_i; \quad (3.67)$$

на консоли BB

$$F_{1iQ} = m_{1i} \omega^2 A_{11iQ} + Q_{1i} \quad (3.68)$$

и приведенную центробежную силу собственной массы вала в точке приведения

$$F_{в. пр Q} = m_{в. пр} \omega^2 A_{вQ}. \quad (3.69)$$

Далее вал рассматривается как обычная двухопорная статически определимая балка, нагруженная сосредоточенными поперечными силами. Для этого строятся эпюры изгибающих и крутящих моментов, выясняются координаты опасных сечений вала и проводится расчет на усталостную или статическую прочность по следующему условию:

$$\sigma_{\text{ЭКВ}}^{\text{III}} \leq [\sigma], \quad (3.70)$$

где $\sigma_{\text{ЭКВ}}^{\text{III}}$ — эквивалентное напряжение по третьей теории прочности. При нагружении вала поперечными силами Q_i значение допускаемого напряжения $[\sigma]$ необходимо рассчитывать по формуле

$$[\sigma] = \varepsilon_M \sigma_{-1} / (K_\sigma n_{\text{min}}), \quad (3.71)$$

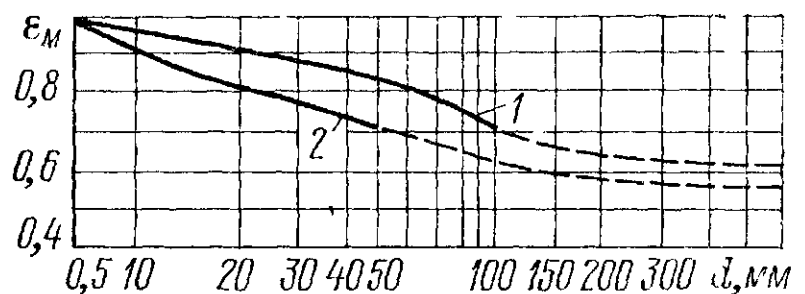


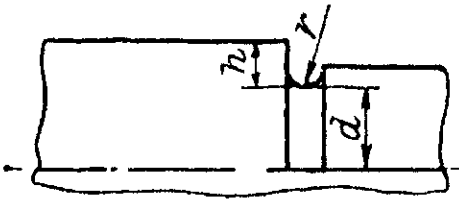
Рис. 3.19. Зависимость масштабного фактора ε_M от диаметра d и материала вала:

1 — углеродистая сталь; 2 — легированная сталь

Таблица 3.9

Эффективный коэффициент K_σ концентрации напряжений [1,4]

Предел прочности материала σ_B , МПа									
	K_σ								
	Для валов со шпоночной канавкой, выполненной фрезой						Для валов с метрической резьбой		
	торцевой		дисковой						
400	1,30		1,51		1,45				
500	1,38		1,64		1,78				
600	1,46		1,76		1,96				
700	1,54		1,89		2,20				
800	1,62		2,01		2,32				
900	1,69		2,14		2,47				
1000	1,77		2,26		2,61				
1200	1,92		2,50		2,90				

Предел прочности материала σ_B , МПа							
	K_σ						
	для валов с выточкой при h/r						
	0,5				1		
	при r/d						
	0,01	0,02	0,03	0,05	0,10	0,01	0,02
400	1,88	1,79	1,72	1,61	1,44	2,09	1,99
500	1,93	1,84	1,77	1,66	1,48	2,15	2,05
600	1,98	1,82	1,82	1,71	1,52	2,21	2,11
700	2,04	1,95	1,87	1,77	1,55	2,27	2,17
800	2,09	2,00	1,92	1,82	1,59	2,37	2,20
900	2,15	2,06	1,97	1,88	1,62	2,39	2,28
1000	2,20	2,11	2,02	1,93	1,66	2,45	2,35
1200	2,31	2,22	2,12	2,04	1,73	2,57	2,49

Предел прочности материала σ_B , МПа	K_σ						
	для валов с выточкой при h/r						
	1		2			3	
	при r/d						
	0,03	0,05	0,01	0,02	0,03	0,01	0,02
	400	1,91	1,79	2,29	2,18	2,10	2,38
500	1,97	1,85	2,36	2,25	2,16	2,47	2,35
600	2,03	1,91	2,43	2,32	2,22	2,56	2,42
700	2,08	1,97	2,50	2,38	2,28	2,64	2,49
800	2,14	2,03	2,56	2,45	2,35	2,73	2,56
900	2,19	2,09	2,63	2,51	2,41	2,81	2,63
1000	2,25	2,15	2,70	2,58	2,47	2,90	2,70
1200	2,36	2,27	2,84	2,71	2,59	3,07	2,84

где K_σ — эффективный коэффициент концентрации напряжений (см. табл. 3.9); n_{\min} — минимальный запас прочности вала; ϵ_M — масштабный фактор (коэффициент влияния абсолютных размеров вала, см. рис. 3.19); σ_{-1} — предел выносливости [24] материала вала, $\sigma_{-1} \approx (0,4 \div 0,5) \sigma_B$.

Если же к валу не приложены постояннодействующие поперечные силы Q_i , то величину $[\sigma]$ можно рассчитать по формуле

$$[\sigma] = \sigma_B / n_{\min}, \quad (3.72)$$

Таблица 3.10

где σ_B — предел прочности [4, 24] материала вала (табл. 3.10).

Предел прочности материала валов при поставке

Примеры

3.2.1. Для двух аппаратов, имеющих по одному стальному виброустойчивому жесткому валу, определить и сопоставить диаметры валов, если на каждом имеется по одной сосредоточенной массе в виде мешалки. Собственную массу валов при расчете их диаметров условно не учитывать.

Исходные данные. Скорость вращения $\omega = 16,75$ рад/с, масса мешалки $m = 25$ кг, модуль продольной упругости материала вала $E = 2 \cdot 10^{11}$ Па, его плотность $\rho = 7800$ кг/м³. Валы отличаются только схемами крепления (рис. 3.20).

Решение. Учитывая формулу (3.2) и условие виброустойчивости (3.3), запишем для обеих схем закрепления выражение

$$\omega_{кр} = \sqrt{1/(\delta_{11}m)} = \omega/0,7,$$

которое с учетом формул в табл. 3.1 для консольного вала (рис. 3.20, а) принимает вид

$$\sqrt{\frac{3EI}{mL_2L_1^2}} = \frac{\omega}{0,7},$$

а для однопролетного вала (рис. 3.20, б)

$$\sqrt{\frac{3EIL}{ml_1^2(L-l_1)^2}} = \frac{\omega}{0,7}.$$

Подставив в последние равенства значение $I = \pi d^4/64$ и решив их относительно d , окончательно получим для вала:

консольного

$$d = \sqrt[4]{\frac{64mL_2L_1^2\omega^2}{3E\pi 0,7^2}} = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot 25 \cdot 3,12 \cdot 2,62^2 \cdot 16,75^2}{3 \cdot 2 \cdot 10^{11} \cdot 3,14 \cdot 0,7^2}} = 56,8 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 56,8 \text{ мм};$$

однопролетного

$$d = \sqrt[4]{\frac{64ml_1^2(L-l_1)^2\omega^2}{3E\pi L 0,7^2}} = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot 25 \cdot 0,5^2 \cdot 2,62^2 \cdot 16,75^2}{3 \cdot 2 \cdot 10^{11} \cdot 3,14 \cdot 3,12 \cdot 0,7^2}} = 22,7 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 22,7 \text{ мм}.$$

Таким образом, при всех прочих равных условиях диаметр консольного вала в 2,5 раза больше, а следовательно, в 6,25 раза больше его масса. Кроме того, увеличение диаметра вала ведет к увеличению габаритов, стоимости и массы подшипников и уплотнений вала, опорной стойки и других примыкающих к валу узлов. Однако надежность консольных роторов некоторых машин и аппаратов (насосы,

реакторы и др.) выше, чем однопролетных, в связи с благоприятными условиями смазки, отсутствием коррозионного воздействия обрабатываемой среды на подшипники и доступностью их при периодических ремонтах.

3.2.2. Определить и сопоставить диаметры виброустойчивых жесткого и гибкого консольных валов. Собственную массу валов условно не учитывать.

Исходные данные. Те же, что и в примере 3.2.1.

Решение. Поскольку диаметр жесткого консольного вала уже известен из примера 3.2.1 ($d = 56,8$ мм), рассчитаем диаметр виброустойчивого консольного гибкого вала с учетом формулы (3.2) и условия виброустойчивости (3.4).

Примем $\omega = 1,5\omega_{кр}$, тогда $\omega_{кр} = \sqrt{1/(\delta_{11}m)} = \omega/1,5$. Данное выражение с учетом формул в табл. 3.1 принимает вид

$$\sqrt{\frac{3EI}{mL_2L_1^2}} = \frac{\omega}{1,5},$$

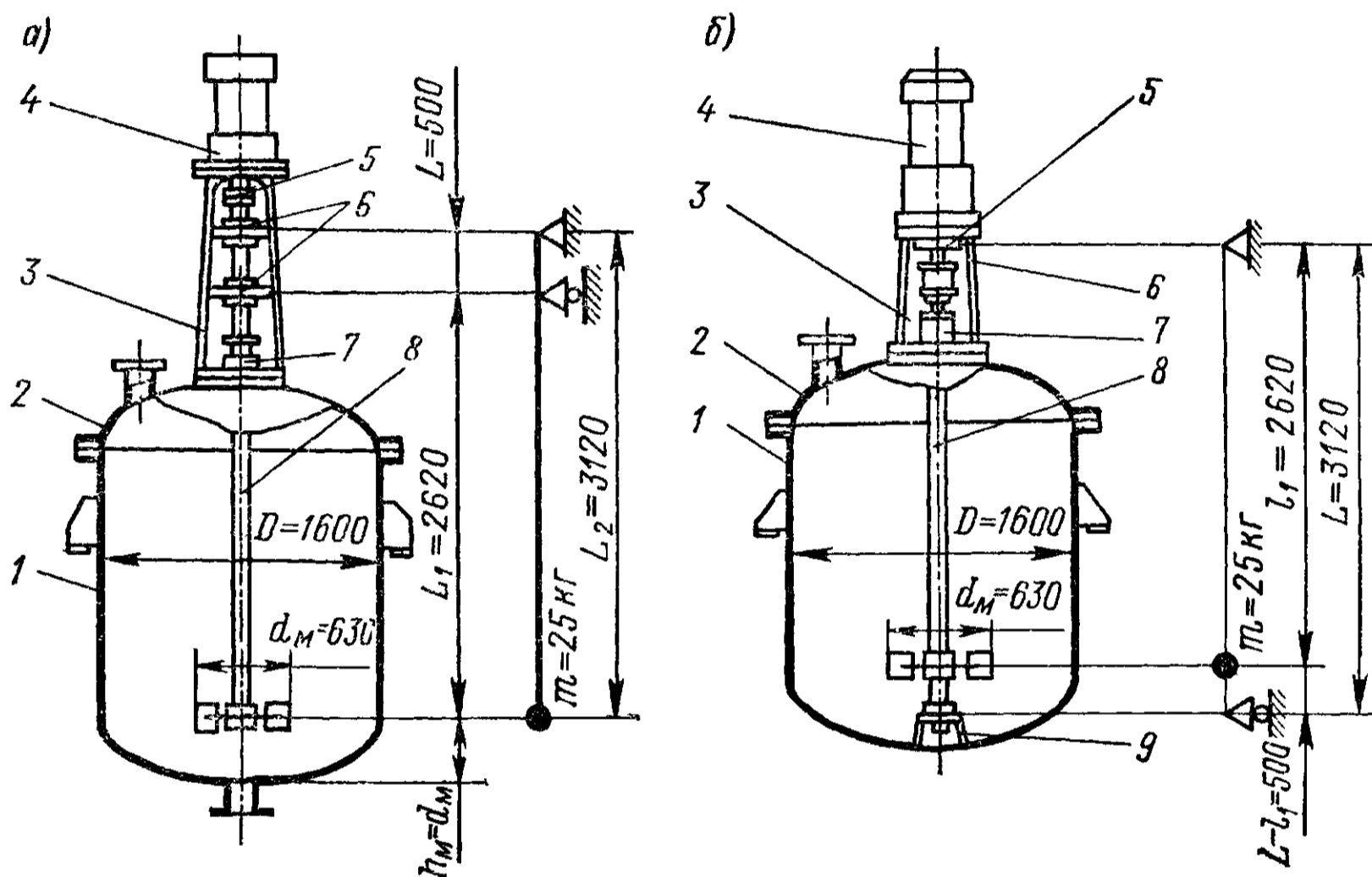


Рис. 3.20 Аппарат с мешалкой и расчетная схема его вала: а — консольного; б — однопролетного;

1 — корпус; 2 — крышка; 3 — стойка; 4 — мотор-редуктор; 5 — муфта; 6 — подшипник; 7 — уплотнение; 8 — вал; 9 — концевая опора

откуда при $I = \pi d^4/64$ получим диаметр гибкого вала

$$d = \sqrt[4]{\frac{64mL_2L_1^2\omega^2}{3E\pi 1,5^2}} = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot 25 \cdot 3,12 \cdot 2,62^2 \cdot 16,75^2}{3 \cdot 2 \cdot 10^{11} \cdot 3,14 \cdot 1,5^2}} = 38,8 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 38,8 \text{ мм.}$$

Таким образом, диаметр гибкого вала оказался в 1,45 раза меньше, а его собственная масса в 2,14 раза меньше, чем жесткого вала. Одновременно с уменьшением диаметра вала уменьшаются габариты, масса и стоимость всех примыкающих к валу деталей агрегата. Однако гибкий вал имеет два существенных недостатка:

1) необходимость установки более мощного привода, чем у жесткого вала, для быстрого перехода ротора через резонанс при включении машины;

2) необходимость применения специальных тормозных устройств для быстрой остановки ротора при выключении машины.

3.2.3. Рассчитать угловую критическую скорость жестких валов (см. рис. 3.20) и проверить условия виброустойчивости с учетом собственной массы вала,

Исходные данные. Те же, что и в примере 3.2.1.

Решение. 1. Согласно формуле (3.24), определяем критическую скорость вала $\omega_{кр1}$ без диска (мешалки): консольного (см. рис. 3.20, а): $d = 56,8 \cdot 10^{-3}$ м; $m_{дл} = \pi d^2 \rho / 4 = 3,14 \cdot 0,0568^2 \times 7800 / 4 = 19,8$ кг/м; $I = \pi d^4 / 64 = 3,14 \cdot 0,0568^4 / 64 = 5,1 \cdot 10^{-7}$ м⁴; $\bar{L} = L / L_1 = 0,5 / 2,62 = 0,2$; $\alpha_1 = f(L) = f(0,2) = 1,75$ (см. рис. 3.12, а);

$$\omega_{кр1} = \frac{\alpha_1^2}{L_1^2} \sqrt{EI / m_{дл}} = \frac{1,75^2}{2,62^2} \sqrt{2 \cdot 10^{11} \cdot 5,1 \cdot 10^{-7} / 19,8} = 32 \text{ рад/с};$$

однопролетного (см. рис. 3.20, б): $d = 22,7 \cdot 10^{-3}$ м; $m_{дл} = \pi d^2 \rho / 4 = 3,14 \cdot 0,027^2 \times 7800 / 4 = 3,16$ кг/м; $I = \pi d^4 / 64 = 3,14 \cdot 0,027^4 / 64 = 0,13 \cdot 10^{-7}$ м⁴; $\alpha_1 = 3,14$ (см. рис. 3.12, б);

$$\omega_{кр1} = \frac{\alpha_1^2}{L^2} \sqrt{EI / m_{дл}} = \frac{3,14^2}{3,12^2} \sqrt{2 \cdot 10^{11} \cdot 0,13 \cdot 10^{-7} / 3,16} = 29,2 \text{ рад/с}.$$

2. Критическую скорость вала с диском без учета массы вала можно рассчитать по формуле (3.2). Но так как диаметры жестких валов в примере 3.2.1 были найдены из условия виброустойчивости (3.3), то их критическая скорость с учетом одной лишь массы диска одинакова и равна $\omega_{кр2} = \omega / 0,7 = 16,75 / 0,7 = 24$ рад/с.

3. Критическая скорость вала с учетом собственной массы и массы диска согласно формуле (3.5):

$$\begin{aligned} \text{консольного вала: } 1/\omega_{кр}^2 &= 1/\omega_{кр1}^2 + 1/\omega_{кр2}^2 = 1/32^2 + 1/24^2 = 9,8 \cdot 10^{-4} + \\ &+ 17,5 \cdot 10^{-4} = 27,3 \cdot 10^{-4} \text{ с}^2/\text{рад}^2; \omega_{кр} = \sqrt{1/27,3 \cdot 10^{-4}} = 19,1 \text{ рад/с}; \\ \text{однопролетного вала: } 1/\omega_{кр}^2 &= 1/\omega_{кр1}^2 + 1/\omega_{кр2}^2 = 1/29,2^2 + 1/24^2 = 11,7 \cdot 10^{-4} + \\ &+ 17,5 \cdot 10^{-4} = 29,2 \cdot 10^{-4} \text{ с}^2/\text{рад}^2; \omega_{кр} = \sqrt{1/29,2 \cdot 10^{-4}} = 18,5 \text{ рад/с}. \end{aligned}$$

Условия виброустойчивости не удовлетворяются, так как для консольного вала $\omega / \omega_{кр} = 16,75 / 19,1 \approx 0,88 > 0,7$ и однопролетного вала $\omega / \omega_{кр} = 16,75 / 18,5 \approx 0,91 > 0,7$.

Таким образом, собственная масса вала оказывает значительное влияние на его критическую скорость и пренебрегать ею допустимо лишь в случае, когда масса вала составляет менее 30 % массы диска. В нашем же случае масса консольного вала составила $m_{дл} L_2 = 19,8 \cdot 3,12 = 61,6$ кг, а однопролетного — $m_{дл} L = 3,16 \cdot 3,12 = 9,8$ кг, что в обоих случаях значительно больше, чем 30 % массы диска ($m \cdot 0,3 = 25 \cdot 0,3 = 7,5$ кг). Следовательно, рассчитанные в примере 3.2.1 диаметры жестких валов должны быть несколько увеличены, так чтобы при этом удовлетворялось условие виброустойчивости (3.3), в котором $\omega_{кр}$ должна определяться с учетом собственной массы вала. Определение диаметров виброустойчивых валов с учетом собственной массы ведется или методом последовательных приближений по методике настоящего примера или прямым способом по методу приведения (см. пример 3.2.4).

3.2.4. Для аппаратов емкостью 5 м³ рассчитать диаметр жестких стальных валов, отличающихся между собой только схемами закрепления и местом размещения подшипников в аппарате (см. рис. 3.20).

Исходные данные. Те же, что и в примере 3.2.1.

Решение. Для определения диаметра вала воспользуемся формулами (3.36), (3.37), учитывающими одновременно массу мешалки и собственную массу вала.

Для консольного вала (рис. 3.20, а):

$$m_{пр} = m = 25 \text{ кг};$$

$$\xi = 16\rho\omega^2 L_1 L_2 / (3E) = 16 \cdot 7800 \cdot 16,75^2 \cdot 2,62 \cdot 3,12 / (3 \cdot 2 \cdot 10^{11}) = 4,84 \cdot 10^{-4};$$

$$A_5 = 0,25 \xi L_1^2 = 0,25 \cdot 4,84 \cdot 10^{-4} \cdot 2,62^2 = 8,36 \cdot 10^{-4};$$

$$A_6 = 8m_{пр} \xi L_1 / (\pi\rho) = 8 \cdot 25 \cdot 4,84 \cdot 10^{-4} \cdot 2,62 / (3,14 \cdot 7800) = 0,1 \cdot 10^{-4};$$

$$\begin{aligned} d &= \sqrt{A_5 + \sqrt{A_5^2 + A_6}} = \sqrt{8,36 \cdot 10^{-4} + \sqrt{(8,36 \cdot 10^{-4})^2 + 0,1 \cdot 10^{-4}}} = \\ &= 0,063 \text{ м} \approx 65 \text{ мм}. \end{aligned}$$

Для однопролетного вала (рис. 3.20, б):

$$l_1 = l_1/L = 2,62/3,12 = 0,84; \quad \bar{y}_{l_1} = f(l_1) = f(0,84) = 0,5 \text{ (см. рис. 3.17);}$$

$$m_{э.пр} = m\bar{y}^2 l_1 = 25 \cdot 0,5^2 = 6,25 \text{ кг;}$$

$$\xi = \rho\omega^2 L^2 / (3E) = 7800 \cdot 16,75^2 \cdot 3,14^2 / (3 \cdot 2 \cdot 10^{11}) = 0,36 \cdot 10^{-4};$$

$$A_5 = 0,5\xi L^2 = 0,5 \cdot 0,36 \cdot 10^{-4} \cdot 3,12^2 = 1,76 \cdot 10^{-4};$$

$$A_6 = 8m_{пр}\xi L / (\pi\rho) = 8 \cdot 6,25 \cdot 0,36 \cdot 10^{-4} \cdot 3,12 / (3,14 \cdot 7800) = 0,23 \cdot 10^{-6};$$

$$d_B = \sqrt{A_5 + \sqrt{A_5^2 + A_6}} = \sqrt{1,76 \cdot 10^{-4} + \sqrt{(1,76 \cdot 10^{-4})^2 + 0,23 \cdot 10^{-6}}} = 0,026 \text{ м} \approx 30 \text{ мм.}$$

3.2.5. Проверить выполнение условия виброустойчивости ротора центрифуги типа АГ (рис. 3.21) и оценить влияние на $\omega_{кр}$ гироскопического момента барабана и вылета его центра массы относительно центра ступицы днища барабана [10].

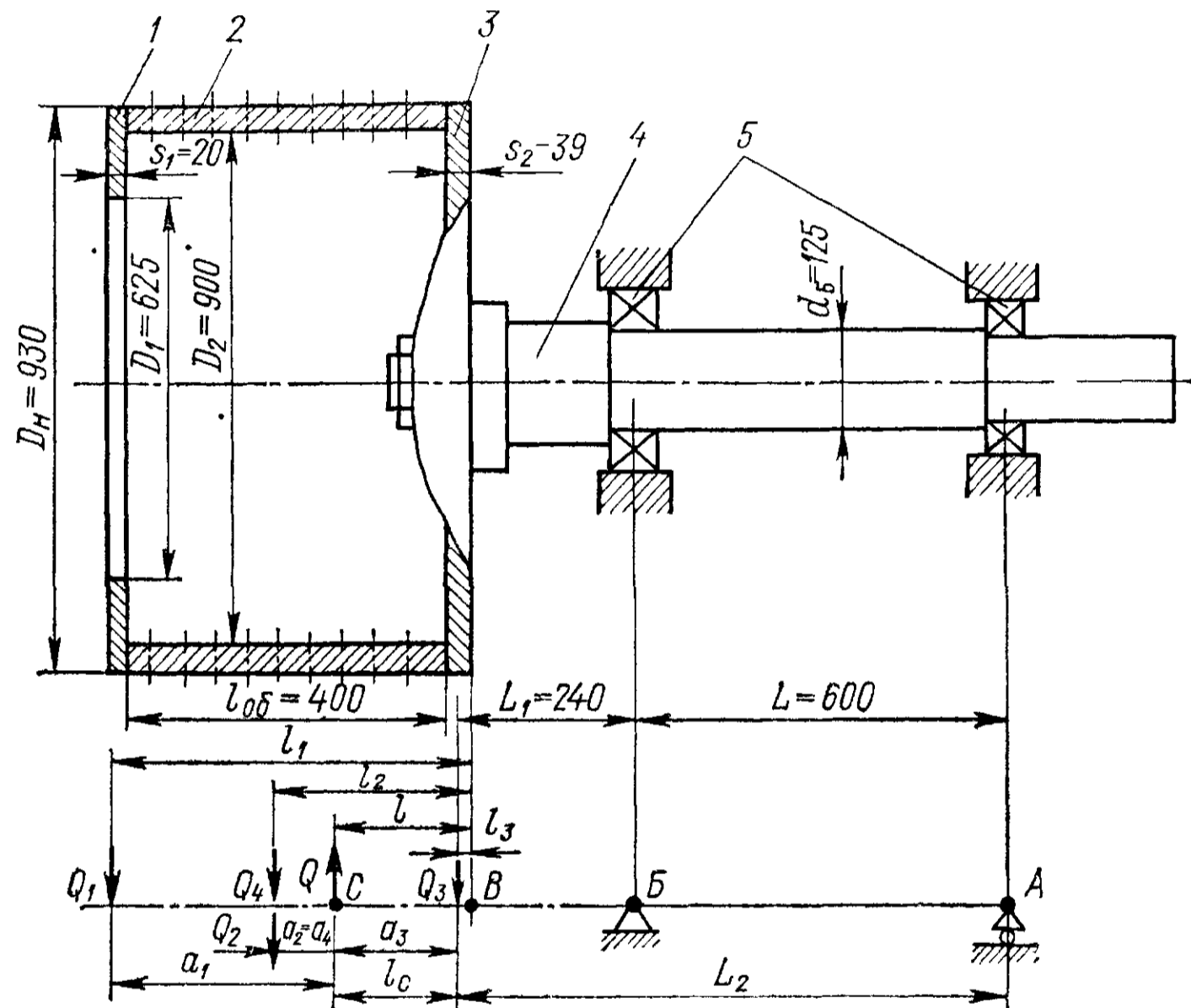


Рис. 3.21. Ротор центрифуги и расчетная схема его консольного вала:

1 — плоский диск; 2 — обечайка; 3 — днище; 4 — вал; 5 — подшипник

И с х о д н ы е д а н н ы е. Собственной массой вала и его переменным сечением пренебречь. Диаметр вала принять постоянным по длине и равным диаметру в его опорном сечении Б, где $d_B = 125$ мм. Коэффициент заполнения барабана жидкостью [22] $\psi = 1$, плотность обрабатываемой среды $\rho_c = 1500$ кг/м³. Размеры барабана и вала указаны на рис. 3.21. Материал вала и барабана — сталь ($\rho = 7800$ кг/м³).

Р е ш е н и е. 1. Масса:

кольцевого плоского диска

$$m_1 = \pi (D_H^2 - D_1^2) s_1 \rho / 4 = 3,14 (0,93^2 - 0,625^2) 0,02 \cdot 7800 / 4 = 58 \text{ кг;}$$

цилиндрической обечайки

$$m_2 = \pi (D_H^2 - D_2^2) l_{об} \rho / 4 = 3,14 (0,93^2 - 0,9^2) 0,4 \cdot 7800 / 4 = 134,5 \text{ кг;}$$

диска (днища) барабана

$$m_3 = \pi D_H^2 s_2 \rho / 4 = 3,14 \cdot 0,93^2 \cdot 0,039 \cdot 7800 = 206,5 \text{ кг;}$$

жидкости

$$m_4 = \pi D_2^2 \psi l_{об} \rho_c / 4 = 3,14 \cdot 0,9^2 \cdot 1 \cdot 0,4 \cdot 1500 / 4 = 381 \text{ кг};$$

заполненного жидкостью барабана

$$m = m_1 + m_2 + m_3 + m_4 = 58 + 134,5 + 206,5 + 381 = 780 \text{ кг}.$$

2. Сила тяжести: кольцевого плоского диска $Q_1 = m_1 g \approx 580 \text{ Н}$; цилиндрической обечайки $Q_2 = m_2 g \approx 1345 \text{ Н}$; диска (днища) $Q_3 = m_3 g \approx 2065 \text{ Н}$; жидкости $Q_4 = m_4 g \approx 3810 \text{ Н}$ и заполненного жидкостью барабана $Q = mg \approx 7800 \text{ Н}$.

3. Расстояние:

от центров масс деталей (кольца, обечайки, днища) до точки B (см. рис. 3.21):

$$l_1 = 0,5s_1 + l_{об} + s_2 = 0,5 \cdot 0,02 + 0,4 + 0,039 = 0,449 \text{ м};$$

$$l_2 = 0,5l_{об} + s_2 = 0,5 \cdot 0,4 + 0,039 = 0,239 \text{ м};$$

$$l_3 = 0,5s_2 = 0,5 \cdot 0,039 = 0,0195 \text{ м};$$

от центра массы барабана до края днища из условия равенства нулю суммы моментов относительно точки B

$$l = [Q_1 l_1 + (Q_2 + Q_4) l_2 + Q_3 l_3] / Q =$$

$$= [580 \cdot 0,449 + (1345 + 3810) \cdot 0,239 + 2065 \cdot 0,0195] / 7800 = 0,196 \text{ м};$$

от центра массы барабана до центров масс деталей:

$$a_1 = l_1 - l = 0,449 - 0,196 = 0,253 \text{ м}; \quad a_2 = a_4 = l_2 - l = 0,239 - 0,196 =$$

$$= 0,043 \text{ м}; \quad a_3 = l - l_3 = 0,196 - 0,0195 = 0,177 \text{ м}.$$

4. Вылет центра массы барабана (см. рис. 3.21) $l_c = a_3 = 0,177 \text{ м}$.

5. Моменты инерции вращающихся масс (см. формулы в табл. 3.2): осевые:

$$J_{z1} = m_1 (R_H^2 + R^2) / 2 = 58 (0,465^2 + 0,313^2) / 2 = 9,1 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$J_{z2} = m_2 (R_H^2 + R^2) / 2 = 134 (0,465^2 + 0,313^2) / 2 = 23,14 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$J_{z3} = m_3 R_H^2 / 2 = 206,5 \cdot 0,465^2 / 2 = 22,3 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$J_{z4} = m_4 R^2 / 2 = 381 \cdot 0,450^2 / 2 = 38,5 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

экваториальные:

$$J_{x1} = m_1 \left(\frac{3R_H^2 + 3R_1^2 + h_1^2}{12} + a_1^2 \right) = 58 \left(\frac{3 \cdot 0,465^2 + 3 \cdot 0,313^2 + 0,02^2}{12} + 0,253^2 \right) =$$
$$= 8,3 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$J_{x2} = m_2 \left(\frac{6R_H^2 + l_{об}^2}{12} + a_2^2 \right) = 134,5 \left(\frac{6 \cdot 0,465^2 + 0,4^2}{12} + 0,043^2 \right) = 16,7 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$J_{x3} = m_3 \left(\frac{3R_H^2 + h_3^2}{12} + a_3^2 \right) = 206,5 \left(\frac{3 \cdot 0,465^2 + 0,039^2}{12} + 0,176^2 \right) = 17,6 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$J_{x4} = m_4 \left(\frac{3R^2 + l_{об}^2}{12} + a_4^2 \right) = 381 \left(\frac{3 \cdot 0,45^2 + 0,4^2}{12} + 0,043^2 \right) = 25 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Следовательно, осевой и экваториальный моменты инерции барабана соответственно составят:

$$J_z = \sum J_{zi} = 9,1 + 28,14 + 22,3 + 38,5 = 98,04 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$J_x = \sum J_{xi} = 8,3 + 16,7 + 17,6 + 25 = 67,6 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

6. Критическая скорость вала при условии, что вся масса барабана сосредоточена в точке B его крепления к валу [см. формулу (3.2) и табл. 3.1],

$$\begin{aligned} \omega_{\text{кр}} &= \sqrt{\frac{1}{\delta_{11}m}} = \sqrt{\frac{3EI}{L_2L_1^2m}} = \sqrt{\frac{3E\pi d^4}{64L_2L_1^2m}} = \\ &= \sqrt{\frac{3 \cdot 2 \cdot 10^{11} \cdot 3,14 \cdot 0,125^4}{64 \cdot 0,84 \cdot 0,24^2 \cdot 780}} = 436,4 \text{ рад/с.} \end{aligned}$$

7. Критическая скорость вала при учете вылета l_C центра массы барабана от точки B крепления его на валу и с учетом массы барабана (расчет ведем по предыдущей формуле, в которую необходимо вместо $L_1 = 0,24$ м подставить расстояние от опоры B до сосредоточенной массы $L'_1 = L_1 + l_C = 0,24 + 0,177 = 0,417$ м и длину $L'_2 = L_2 + l_C = 0,84 + 0,177 = 1,017$ м)

$$\omega'_{\text{кр}} = \sqrt{\frac{3E\pi d^4}{64L'_2(L'_1)^2m}} = \sqrt{\frac{3 \cdot 2 \cdot 10^{11} \cdot 3,14 \cdot 0,125^4}{64 \cdot 1,017 \cdot 0,417^2 \cdot 780}} = 228 \text{ рад/с.}$$

8. Критическая скорость с учетом всех действующих факторов: массы барабана, вылета l_C центра его массы, гироскопического момента барабана согласно формуле (3.12)

$$\omega_{\text{кр}}^C = \sqrt{\frac{B_C + \sqrt{B_C^2 + 4A_C}}{2A_C}},$$

где

$$A_C = m(J_z - J_x)(\delta_{1C}\delta_{22} - \delta_{2C}\delta_{12}); \quad B_C = \delta_{22}(J_z - J_x) - m(\delta_{1C} + \delta_{2C}l_C).$$

Коэффициенты влияния по формулам (3.9) и табл. 3.3:

$$\delta_{11} = \frac{L_2L_1^264}{3E\pi d^4} = \frac{0,84 \cdot 0,24^2 \cdot 64}{3 \cdot 2 \cdot 10^{11} \cdot 3,14 \cdot 0,125^4} = 0,67 \cdot 10^{-8} \text{ м/Н};$$

$$\delta_{12} = \delta_{21} = \frac{L_1(2L + 3L_1)64}{6E\pi d^4} = \frac{0,24(2 \cdot 0,6 + 3 \cdot 0,24)64}{6 \cdot 2 \cdot 10^{11} \cdot 3,14 \cdot 0,125^4} = 3,2 \cdot 10^{-8} \text{ 1/Н};$$

$$\delta_{22} = \frac{(L + 3L_1)64}{3E\pi d^4} = \frac{(0,6 + 3 \cdot 0,24)64}{3 \cdot 2 \cdot 10^{11} \cdot 3,14 \cdot 0,125^4} = 0,18 \cdot 10^{-6} \text{ 1/Н} \cdot \text{м};$$

$$\delta_{1C} = \delta_{11} + \delta_{12}l_C = 0,67 \cdot 10^{-8} + 3,2 \cdot 10^{-8} \cdot 0,177 = 1,23 \cdot 10^{-8} \text{ м/Н};$$

$$\delta_{2C} = \delta_{21} + \delta_{22}l_C = 3,2 \cdot 10^{-8} + 0,18 \cdot 10^{-6} \cdot 0,177 = 6,4 \cdot 10^{-8} \text{ 1/Н}.$$

Тогда

$$A_C = 780(98,04 - 67,6)(1,23 \cdot 10^{-8} \cdot 0,18 \cdot 10^{-6} - 6,4 \cdot 10^{-8} \cdot 3,2 \cdot 10^{-8}) = 4 \cdot 10^{-12} \text{ с}^4;$$

$$B_C = 0,18 \cdot 10^{-6}(98,04 - 67,6) - 780(1,23 \cdot 10^{-8} + 6,4 \cdot 10^{-8} \cdot 0,177) = -12,8 \cdot 10^{-6} \text{ с}^2,$$

$$\omega_{\text{кр}}^C = \sqrt{\frac{-12,8 \cdot 10^{-6} + \sqrt{(-12,8 \cdot 10^{-6})^2 + 4 \cdot 4 \cdot 10^{-12}}}{2 \cdot 4 \cdot 10^{-12}}} = 276 \text{ рад/с}$$

9. Выводы. Таким образом, критическая скорость вала: $\omega_{\text{кр}} = 436,41$ рад/с — без учета вылета l_C и гироскопического момента; $\omega'_{\text{кр}} = 228$ рад/с — с учетом вылета l_C ; $\omega_{\text{кр}}^C = 276$ рад/с — с учетом вылета l_C и гироскопического момента. Следова-

тельно, пренебрежение при расчетах вылетом и гироскопическим моментом способствовало завышению критической скорости на $100 (436,4 - 276)/276 \approx 58 \%$, а пренебрежение гироскопическим моментом способствовало занижению критической скорости на $100 (276 - 228)/276 \approx 17,4 \%$, что недопустимо в практических расчетах. Близкую к истинной (в нашем расчете не учтена масса вала, составляющая 80 кг, т. е. 10 % от массы барабана) $\omega_{кр}^C = 276$ рад/с следует в заключение сопоставить с рабочей угловой скоростью $\omega = 157$ рад/с для проверки условия (3.3) виброустойчивости $\omega/\omega_{кр}^C = 157/276 = 0,57 < 0,7$. Таким образом, вал центрифуги является виброустойчивым (работает в докритической области).

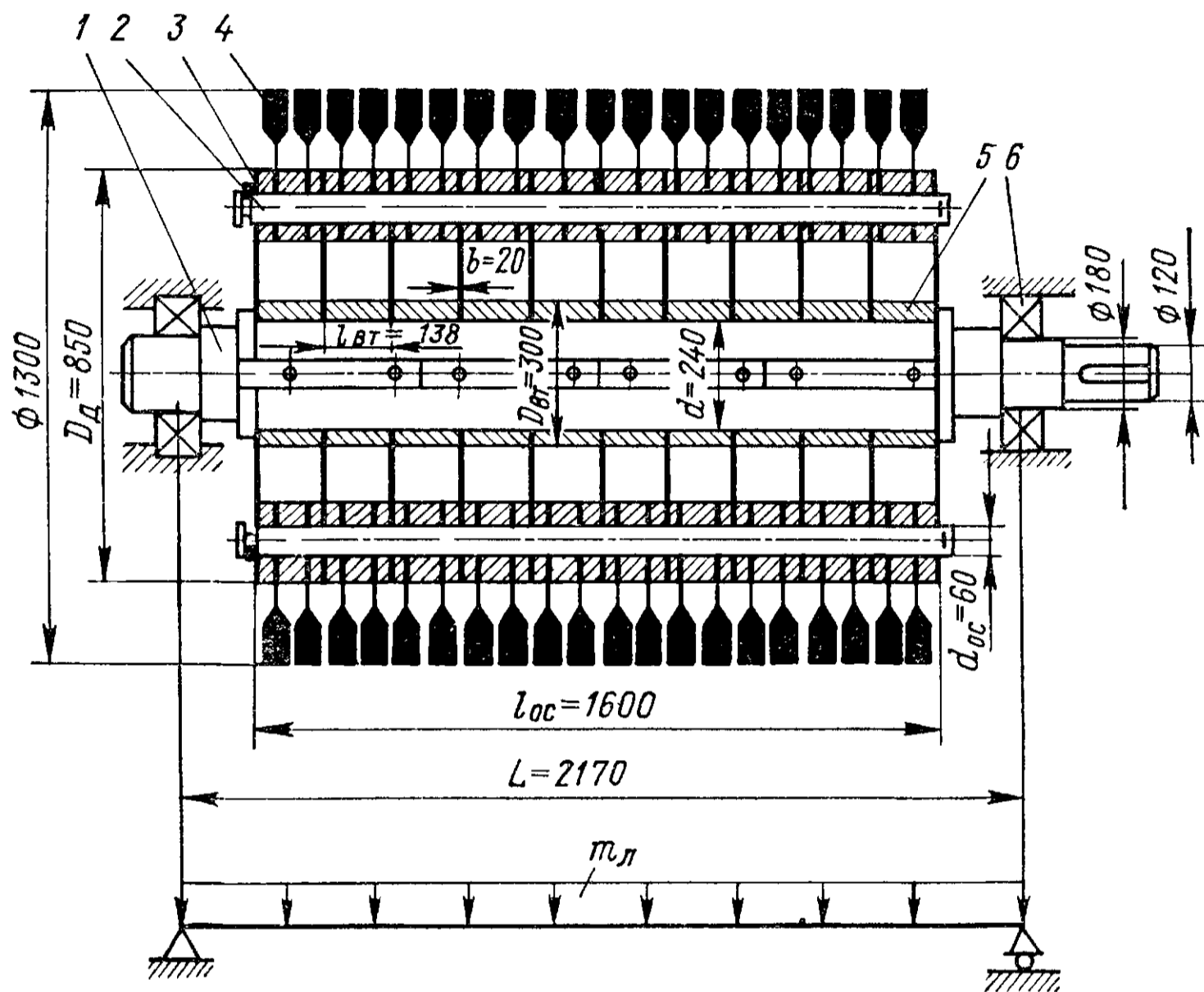


Рис. 3.22. Ротор молотковой дробилки и расчетная схема его однопролетного вала:

1 — вал, 2 — ось; 3 — диск; 4 — молоток; 5 — втулка; 6 — подшипник

3.2.6. Рассчитать $\omega_{кр}$ и проверить условие виброустойчивости вала молотковой дробилки.

Исходные данные. Вал изготовлен из стали 45, масса одного молотка $m_{мол} = 12$ кг; количество молотков $n_1 = 120$ шт.; дисков $n_2 = 11$ шт.; втулок $n_3 = 10$ шт., осей $n_4 = 6$ шт.; угловая скорость ротора $\omega = 76,8$ рад/с. Размеры ротора указаны на рис. 3.22.

Решение. 1. В связи с размещением практически по всей длине пролета однотипных конструктивных элементов одинаковой массы примем в качестве расчетной схемы ротора стержень на двух шарнирных опорах с равномерно распределенной массой

$$\begin{aligned}
 m_{л} &= (m_{вал} + n_1 m_{мол} + n_2 m_{д} + n_3 m_{вт} + n_4 m_{ос})/L = \\
 &= [\pi d^2 l \rho / 4 + n_1 m_{мол} + n_2 \pi (D_{д}^2 - d^2) b \rho / 4 + \\
 &\quad + n_3 \pi (D_{вт}^2 - d^2) l_{вт} \rho / 4 + n_4 \pi d_{ос}^2 l_{ос} \rho / 4] / L = \\
 &= [3,14 \cdot 0,24^2 \cdot 2,17 \cdot 7800 / 4 + 120 \cdot 12 + 11 \cdot 3,14 (0,85^2 - 0,24^2) 0,02 \cdot 7800 / 4 + \\
 &\quad + 10 \cdot 3,14 (0,3^2 - 0,24^2) 0,138 \cdot 7800 / 4 + 6 \cdot 3,14 \cdot 0,06^2 \cdot 1,6 \cdot 7800 / 4] \cdot 1/2,17 = 1270 \text{ кг/м,}
 \end{aligned}$$

где $m_{вал}$, $m_{д}$, $m_{вт}$, $m_{ос}$ — масса вала, диска, втулки, оси соответственно.

2. Угловая критическая скорость ротора с такой расчетной схемой определяется по формуле (3.24)

$$\omega_{кр} = (\alpha_1/L_2)^2 \sqrt{EI/m_{пл}}$$

Корень α_1 частотного уравнения согласно рис. 3.12, б $\alpha_1 = \pi = 3,14$. Момент инерции сечения вала диаметром 240 мм

$$I = \pi d^4/64 = 3,14 \cdot 0,24^4/64 = 1,62 \cdot 10^{-4} \text{ м}^4.$$

Тогда

$$\omega_{кр} = (3,14/2,17)^2 \sqrt{2 \cdot 10^{11} \cdot 1,62 \cdot 10^{-4}/1270} = 337 \text{ рад/с};$$

$$\omega/\omega_{кр} = 76,8/337 \approx 0,23 < 0,7.$$

Следовательно, условие виброустойчивости жесткого вала молотковой дробилки выполняется с большим запасом.

3.2.7. Вычислить $\omega_{кр}$ и проверить условие виброустойчивости ротора центробежного сепаратора.

Исходные данные. Вал закреплен на одной шарнирной и второй податливой опорах с коэффициентом жесткости $c_2 = 2,6 \cdot 10^5 \text{ Н/м}$ (рис. 3.23). Моменты инерции барабана относительно осей z и x соответственно: $J_z = 39,8 \text{ кг/м}^2$; $J_x = 21 \text{ кг/м}^2$; $m = 214 \text{ кг}$; $\omega = 523,6 \text{ рад/с}$.

Решение. В связи со значительной податливостью опоры можно пренебречь податливостью вала и считать его абсолютно жестким. Тогда критическую скорость ротора можно определить по формуле (3.17)

$$\begin{aligned} \omega_{кр}^п &= \sqrt{\frac{c_2 I^2}{J_x + m(L_2')^2 - J_z}} = \\ &= \sqrt{\frac{2,6 \cdot 10^5 \cdot 0,44^2}{21 + 214 \cdot 0,71^2 - 39,8}} = 75 \text{ рад/с}. \end{aligned}$$

Таким образом, $\omega/\omega_{кр}^п = 523,6/75 \approx 7$, что обеспечивает хорошее самоцентрирование ротора в послерезонансной области.

3.2.8. Для вертикального аппарата, снабженного мешалками (рис. 3.24), выполнить расчет вала постоянного поперечного сечения на жесткость, прочность и виброустойчивость.

Исходные данные. Вал жесткий; длина вала $L = 5500 \text{ мм}$; координаты центра тяжести мешалок: $l_1 = 2800 \text{ мм}$, $l_2 = 4600 \text{ мм}$; координаты опасных сечений: по жесткости $z_1 = 600 \text{ мм}$ (торцовое уплотнение вала); по прочности: $z_2 = 2750 \text{ мм}$ (середина пролета вала), $z_3 = 2800 \text{ мм}$ (шпоночная канавка); концентраторы напряжений в опасных по прочности сечениях: z_2 — отсутствуют; z_3 — шпоночная канавка; угловая скорость вращения вала $\omega = 12,6 \text{ рад/с}$ ($n = 120 \text{ об/мин}$); материал вала — легированная сталь 15ХМ ($\rho = 7850 \text{ кг/м}^3$; $E = 2 \cdot 10^{11} \text{ Па}$); диаметр аппарата $D = 2800 \text{ мм}$; мешалки — пропеллерные; массы мешалок: $m_1 = 66 \text{ кг}$, $m_2 = 66 \text{ кг}$; диаметры мешалок: $d_{M1} = 900 \text{ мм}$, $d_{M2} = 900 \text{ мм}$; мощность, потребляемая одной мешалкой, $N_1 = N_2 = N = 5000 \text{ Вт}$; внутри аппарата имеются отражательные перегородки и труба для перекачивания реакционной массы; рабочая температура в аппарате $t = 80^\circ \text{ С}$.

Решение. 1. Расчет на виброустойчивость. Относительные координаты центра тяжести перемешивающих устройств [18]:

$$l_1 = l_1/L = 2800/5500 = 0,509; \quad l_2 = l_2/L = 4600/5500 = 0,837.$$

Безразмерные динамические прогибы вала в центре тяжести перемешивающих устройств согласно рис. 3.17:

$$\bar{y}_{z3} = \bar{y}_{l1} = f(l_1) = f(0,509) = 0,99; \quad \bar{y}_{z4} = \bar{y}_{l2} = f(l_2) = f(0,837) = 0,47.$$

Безразмерный коэффициент ξ , учитывающий приведенную массу вала в формуле (3.36), будет равен

$$\xi = \rho \omega^2 L^2 / (3E) = 7850 \cdot 12,6^2 \cdot 5,5^2 / (3 \cdot 2 \cdot 10^{11}) = 0,624 \cdot 10^{-4}.$$

Приведенные к точке B (середина пролета вала) массы мешалок:

$$m_{1 \text{ пр}} = m_1 \bar{y}_{11}^2 = 66 \cdot 0,99^2 = 64,7 \text{ кг}; \quad m_{2 \text{ пр}} = m_2 \bar{y}_{12}^2 = 66 \cdot 0,47^2 = 14,5 \text{ кг}.$$

Суммарная приведенная масса мешалок составляет

$$m_{\Sigma \text{ пр}} = m_{1 \text{ пр}} + m_{2 \text{ пр}} = 64,7 + 14,5 = 79,2 \text{ кг}.$$

Расчетный диаметр вала определяется по формуле (3.36), где:

$$A_5 = 0,5 \xi L^2 = 0,5 \cdot 0,624 \cdot 10^{-4} \times 5,5^2 = 9,4 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2;$$

$$A_6 = 8 m_{\Sigma \text{ пр}} \xi L / (\pi \rho) = 8 \cdot 79,2 \times 0,624 \cdot 10^{-4} \cdot 5,5 / (3,14 \cdot 7850) = 8,82 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4.$$

Тогда

$$d_B = \sqrt{A_5 + \sqrt{A_5^2 + A_6}} = \sqrt{9,4 \cdot 10^{-4} + \sqrt{(9,4 \cdot 10^{-4})^2 + 8,82 \cdot 10^{-6}}} = 0,0637 \text{ м} = 63,7 \text{ мм}.$$

Принимаем [18] ближайший больший диаметр вала $d = 65 \text{ мм}$.

Масса единицы длины вала

$$m_{\text{л}} = \pi d^2 \rho / 4 = 3,14 \cdot 0,065^2 \cdot 7800 / 4 = 26 \text{ кг/м}.$$

Относительная [18] масса мешалок

$$\bar{m}_{\Sigma \text{ пр}} = m_{\Sigma \text{ пр}} / (m_{\text{л}} L) = 79,2 / (26 \cdot 5,5) = 0,554.$$

Корень частотного уравнения α_1 согласно рис. 3.12

$$\alpha_1 = f [m_{\Sigma \text{ пр}} / (m_{\text{л}} L)] = f (0,554), \text{ откуда } \alpha_1 = 2,6.$$

Момент инерции сечения вала составляет

$$I = \pi d^4 / 64 = 3,14 \cdot 0,065^4 / 64 = 8,72 \cdot 10^{-7} \text{ м}^4.$$

Первая критическая угловая скорость вала вычисляется по формуле (3.24)

$$\omega_{\text{кр}} = (\alpha_1 / L)^2 \sqrt{EI / m_{\text{л}}} = (2,6 / 5,5)^2 \sqrt{2 \cdot 10^{11} \cdot 8,72 \cdot 10^{-7} / 26} = 18,3 \text{ рад/с}.$$

Условие виброустойчивости $\omega / \omega_{\text{кр}} < 0,7$ выполняется: $\omega / \omega_{\text{кр}} = 12,6 / 18,3 = 0,688 < 0,7$.

2. Расчет на жесткость и прочность. Эксцентриситет массы мешалок согласно [5] составляет

$$e_1 = e_2 = 10^{-3} / \sqrt{\omega} = 10^{-3} / \sqrt{12,6} = 0,28 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

Относительная координата опасного по жесткости сечения в месте установки уплотнения вала $\bar{z}_1 = z_1 / L = 600 / 5500 = 0,109$.

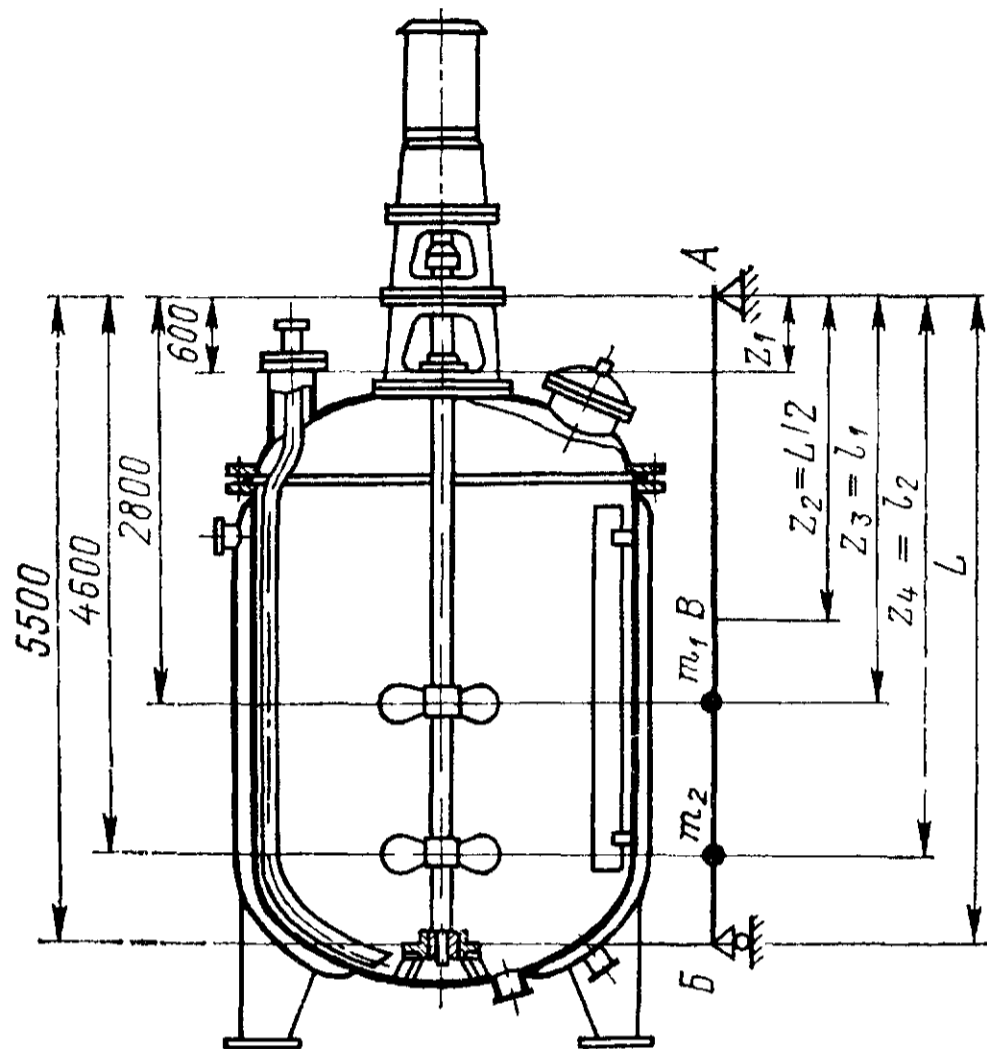


Рис. 3.24. Аппарат с мешалками и расчетная схема его однопролетного вала

безразмерный динамический прогиб вала в опасном по жесткости сечении согласно рис 3 17, в $\bar{y}_{z1} = f(\bar{z}_1) = f(0,109) = 0,34$

Приведенные эксцентриситеты массы перемещающих устройств согласно формуле (3 48)

$$e_{1 \text{ пр}} = e_1/\bar{y}_{l1} = 0,28 \cdot 10^{-3}/0,99 = 0,283 \cdot 10^{-3} \text{ м,}$$

$$e_{2 \text{ пр}} = e_2/\bar{y}_{l2} = 0,28 \cdot 10^{-3}/0,47 = 0,595 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

Приведенная масса вала согласно формулам (3,28а) и (3 35) составляет для однопольстного вала постоянного поперечного сечения ($d_z = 1$)

$$m_{\text{в пр}} = (\pi d^2 \rho L/4) \int_0^1 d_z^2 \sin^2(\pi z/L) dz = 0,5 m_{\text{л}} L = 0,5 \cdot 26 \cdot 5,5 = 71,5 \text{ кг}$$

Смещение оси вала от оси вращения за счет зазоров в опорах [18] по формуле (3 54) составит

в месте установки верхней мешалки

$$\Delta_{l1} = \Delta_{z3} = (\Delta_B - \Delta_A) z_3/L + \Delta_A,$$

где Δ_A — для радиального однорядного шарикового подшипника (см. табл 3 5), $\Delta_A = 0,03 \cdot 10^{-3}$ м; Δ_B — для подшипника скольжения нижней опоры (см. табл. 3 6), $\Delta_B = 0,03 \cdot 10^{-3}$ м, т. е. $\Delta_A = \Delta_B$, тогда

$$\Delta_{l1} = (0,03 \cdot 10^{-3} - 0,03 \cdot 10^{-3}) 2,8/5,5 + 0,03 \cdot 10^{-3} = 0,03 \cdot 10^{-3} \text{ м;}$$

в месте установки нижней мешалки

$$\Delta_{l2} = \Delta_{z4} = (\Delta_B - \Delta_A) z_4/L + \Delta_A = 0 + 0,03 \cdot 10^{-3} = 0,03 \cdot 10^{-3} \text{ м;}$$

в месте установки уплотнения вала

$$\Delta_{z1} = (\Delta_B - \Delta_A) z_1/L + \Delta_A = 0 + 0,03 \cdot 10^{-3} = 0,03 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

Смещение оси вала от оси вращения [18] за счет начальной изогнутости вала (радиальное биение вала)

в месте установки верхней мешалки согласно формуле (3 49) $e_{l1} = e_{z3} = e_B \bar{y}_{z3}$, где e_B — начальная изогнутость вала в точке приведения B , принимаемая по табл 3 7, $e_B = f(L/d)$. При $L/d = 55/0,065 = 84,4$ $e_B = 0,09 \cdot 10^{-3}$ м, тогда $e_{z3} = 0,09 \cdot 10^{-3} \times 0,99 = 0,089 \cdot 10^{-3}$ м;

в месте установки нижней мешалки

$$e_{l2} = e_{z4} = e_B \bar{y}_{z4} = 0,09 \cdot 10^{-3} \cdot 0,47 = 0,042 \cdot 10^{-3} \text{ м;}$$

в месте установки уплотнения вала

$$e_{z1} = e_B \bar{y}_{z1} = 0,09 \cdot 10^{-3} \cdot 0,34 = 0,031 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

Смещение оси вала от оси вращения в точке приведения B за счет зазоров в опорах согласно формуле (3 51)

$$\Delta_B = (\Delta_A + \Delta_B)/2 = (0,03 \cdot 10^{-3} + 0,03 \cdot 10^{-3})/2 = 0,03 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Приведенный эксцентриситет массы вала с мешалками согласно формуле (3.47)

$$e_{\text{пр}} = (m_{1 \text{ пр}} e_{1 \text{ пр}} + m_{2 \text{ пр}} e_{2 \text{ пр}}) / (m_{\text{о. пр}} + m_{\text{в. пр}}) + \Delta_B + e_B = \\ = (64,7 \cdot 0,283 \cdot 10^{-3} + 14,5 \cdot 0,595 \cdot 10^{-3}) / (79,2 + 71,5) + 0,03 \cdot 10^{-3} + \\ + 0,09 \cdot 10^{-3} = 0,298 \cdot 10^{-2} \text{ м}$$

Динамический прогиб оси вала в точке приведения B по формуле (3.46)

$$y_B = e_{\text{пр}} / [(\omega_{\text{пр}}/\omega)^2 - 1] = 0,298 \cdot 10^{-2} / [(18,3/12,6)^2 - 1] = 0,27 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Динамическое смещение центров тяжести мешалок по формуле (3 58) верхней мешалки

$$A_{l1} = y_B \bar{y}_{l1} + e_{l1} + \Delta_{l1} + e_1 = 0,27 \cdot 10^{-3} \cdot 0,99 + 0,089 \cdot 10^{-3} + 0,03 \cdot 10^{-3} + \\ + 0,28 \cdot 10^{-3} = 0,668 \cdot 10^{-3} \text{ м;}$$

нижней мешалки

$$A_{12} = y_B \bar{y}_{12} + \varepsilon_{12} + \Delta_{12} + e_2 = 0,27 \cdot 10^{-3} \cdot 0,47 + 0,042 \cdot 10^{-3} + 0,03 \cdot 10^{-3} + 0,28 \cdot 10^{-3} = 0,480 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

Динамическое смещение оси вала в опасном по жесткости сечении в месте установки уплотнения вала согласно (3 55), (3 56)

$$A_{21} = y_B \bar{y}_{21} + \varepsilon_{21} + \Delta_{21} = 0,27 \cdot 10^{-3} \cdot 0,34 + 0,031 \cdot 10^{-3} + 0,03 \cdot 10^{-3} = 0,153 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

Динамическое смещение вала в точке приведения B согласно (3 57)

$$A_B = y_B + \varepsilon_B + \Delta_B = 0,27 \cdot 10^{-3} + 0,09 \cdot 10^{-3} + 0,03 \cdot 10^{-3} = 0,36 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

Условие жесткости (3 59) $A_{21} \leq [A]_{21}$, где $[A]_{21}$ — допустимое смещение вала в зоне уплотнительного устройства (см. табл. 3 8). Для сальникового уплотнения $[A]_{21} = 0,1 \cdot 10^{-3}$ м, для торцового уплотнения $[A]_{21} = 0,25 \cdot 10^{-3}$ м. Таким образом, условие жесткости (3 59) выполняется лишь при использовании торцового уплотнения $0,153 \cdot 10^{-3} < 0,25 \cdot 10^{-3}$.

Сосредоточенная центробежная сила, действующая на мешалки, рассчитывается по формуле (3 67):

на верхнюю

$$F_1 = m_1 \omega^2 A_{11} = 66 \cdot 12,6^2 \cdot 0,688 \cdot 10^{-3} = 6,96 \text{ Н,}$$

на нижнюю

$$F_2 = m_2 \omega^2 A_{12} = 66 \cdot 12,6^2 \cdot 0,480 \cdot 10^{-3} = 5,0 \text{ Н.}$$

Приведенная центробежная сила, действующая в точке приведения B , от собственной массы вала согласно формуле (3 69)

$$F_{B, \text{пр}} = m_{B, \text{пр}} \omega^2 A_B = 71,5 \cdot 12,6^2 \cdot 0,36 \cdot 10^{-3} = 4,07 \text{ Н.}$$

Реакции опор:

реакция опоры A (верхней)

$$R_A = B_1/L + F_{B, \text{пр}}/2,$$

где

$$B_1 = F_1(L - l_1) + F_2(L - l_2) = 6,96(5,5 - 2,8) + 5,0(5,5 - 4,6) = 23,3 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$R_A = 23,3 \cdot 1/5,5 + 4,07/2 = 6,27 \text{ Н};$$

реакция опоры B (нижней)

$$R_B = B_2/L + F_{B, \text{пр}}/2,$$

где

$$B_2 = F_1 l_1 + F_2 l_2 = 6,96 \cdot 2,8 + 5,0 \cdot 4,6 = 42,5 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$R_B = 42,5/5,5 + 4,07/2 = 9,75 \text{ Н.}$$

Изгибающий момент в опасных по прочности сечениях, между A и B

$$M_{Bz2} = R_A z_2 = 6,27 \cdot 2,75 = 17,3 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

между B и B

$$M_{Bz3} = R_A z_3 - F_{B, \text{пр}}(z_3 - L/2) = 6,27 \cdot 2,8 - 4,07(2,8 - 5,5/2) = 17,3 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Крутящий момент в опасных по прочности сечениях: в середине пролета вала

$$M_{Kz2} \approx (N_1 + N_2)/\omega = (5000 + 5000)/12,6 = 793 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

в месте установки верхней мешалки

$$M_{Kz3} = N_2/\omega = 5000/12,6 = 397 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

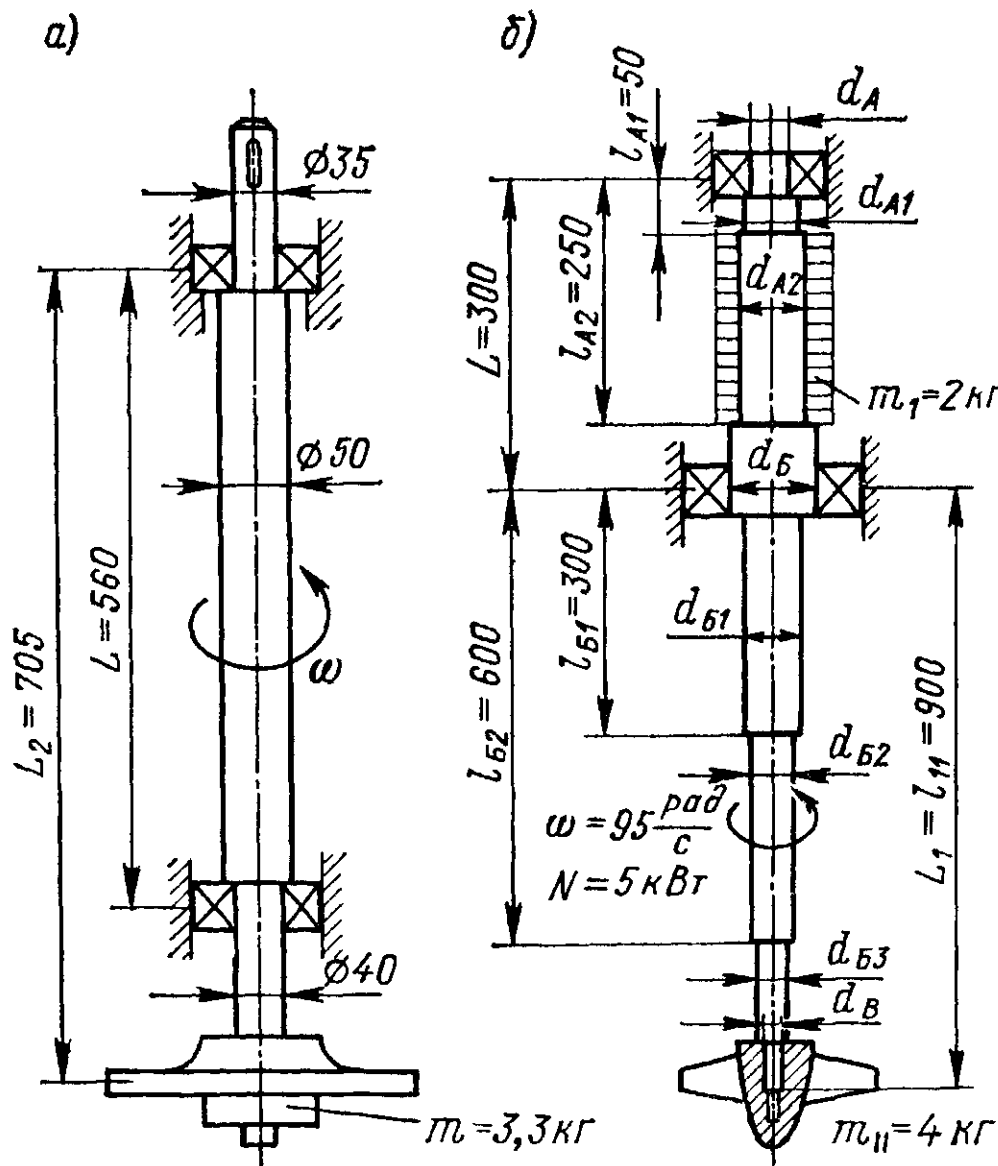
Момент сопротивления вала в опасных по прочности сечениях z_2, z_3

$$W_{z2} = W_{z3} = \pi d^3/32 = 3,14 \cdot 0,065^3/32 = 2,69 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3.$$

Эквивалентные напряжения в этих сечениях:

$$\sigma_{\text{экв } z2} = \frac{\sqrt{M_{\text{н } z2}^2 + M_{\text{к } z2}^2}}{W_{z2}} = \frac{\sqrt{17,3^2 + 793^2}}{2,69 \cdot 10^{-5}} = 2,95 \cdot 10^7 \text{ Па};$$

$$\sigma_{\text{экв } z3} = \frac{\sqrt{M_{\text{н } z3}^2 + M_{\text{к } z3}^2}}{W_{z3}} = \frac{\sqrt{17,3^2 + 397^2}}{2,69 \cdot 10^{-5}} = 1,48 \cdot 10^7 \text{ Па}.$$



Допускаемые напряжения в сечениях z_i определяются по формуле (3.71)

$$[\sigma]_{zi} = \varepsilon_M \sigma_{-1} / (K_{\sigma zi} n_{\min}).$$

Для вала диаметром $d = 65$ мм, изготовленного из легированной стали 15ХМ, согласно рис. 3.19 коэффициент $\varepsilon_M = 0,67$, а при $t = 80^\circ\text{C}$ предел выносливости $\sigma_{-1} = 200$ МПа. Так как на валу в местах установки мешалок имеются шпоночные канавки, выполненные торцовой фрезой, то $K_{\sigma z3} = 1,34$ согласно табл. 3.9. В неослабленном сечении $K_{\sigma z2} = 1$. Приняв [5] ориентировочно $n_{\min} = 2$, получим:

$$[\sigma]_{z2} = 0,67 \cdot 2 \cdot 10^8 / (1 \cdot 2) = 6,7 \cdot 10^7 \text{ Па};$$

$$[\sigma]_{z3} = 0,67 \cdot 2 \times 10^8 / (1,34 \cdot 2) = 5,0 \cdot 10^7 \text{ Па}.$$

Условия прочности выполняются:

$$\sigma_{\text{экв } z2} \leq [\sigma]_{z2}; \quad 2,95 \cdot 10^7 < 6,7 \cdot 10^7;$$

$$\sigma_{\text{экв } z3} \leq [\sigma]_{z3}; \quad 1,48 \cdot 10^7 < 5,0 \cdot 10^7.$$

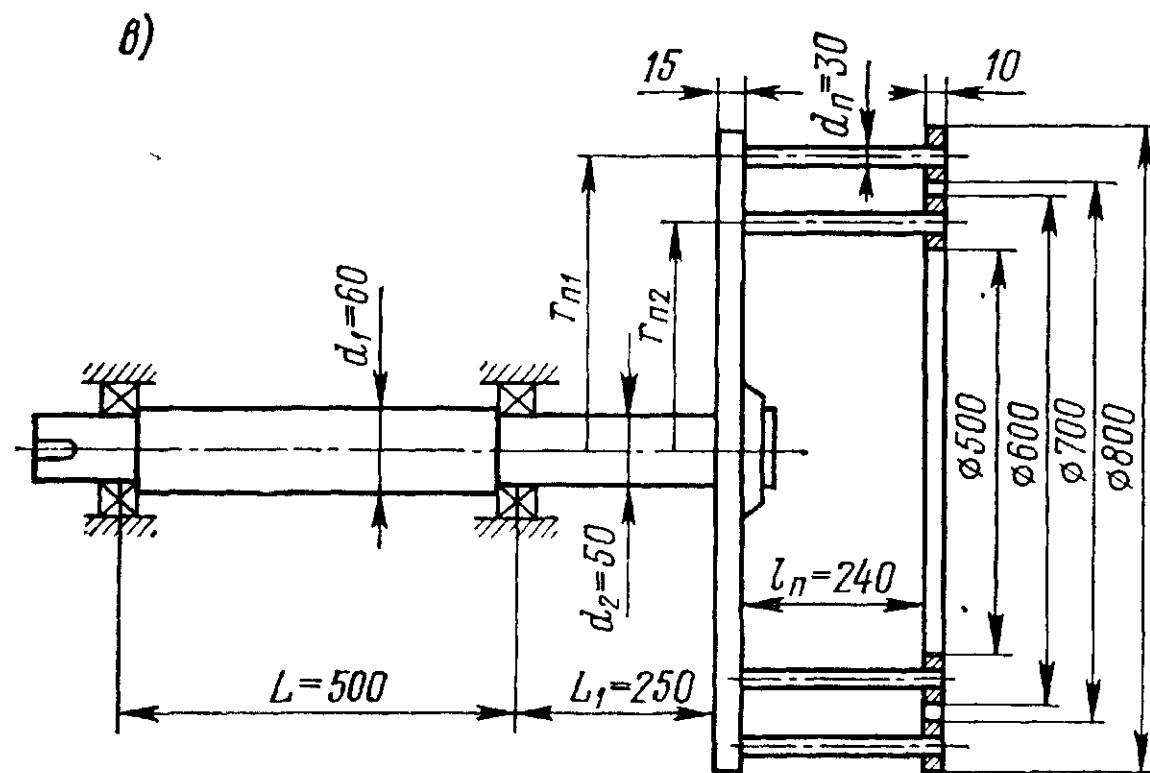


Рис. 3.25. Ротор: а — распылительной сушилки; б — реактора с герметичным электроприводом; в — дезинтегратора

Таким образом, однопролетный вал диаметром $d = 65$ мм и длиной $L = 5500$ мм при заданной нагрузке является виброустойчивым, прочным и достаточно жестким в опасных сечениях.

Контрольные задачи

3.2.1. Определить, насколько необходимо увеличить расстояние между подшипниками и уменьшить консоль L_1 при той же длине вала L , что и в примере 3.2.1 (см. рис. 3.20, а), чтобы при заданном диаметре жесткого вала $d = 56,8$ мм удовлетворить условию виброустойчивости. Задачу решать последовательными приближениями по методу А. Н. Крылова.

О т в е т: на 500 мм.

3.2.2. Рассчитать на виброустойчивость по методу приведения диаметры жестких валов аппаратов, указанных на рис. 3.20, если на валу расположены не одна, а две турбинных мешалки той же массы, что и в примере 3.2.1. Расстояние между нижней и верхней мешалками принять равным диаметру мешалки d_m .

О т в е т: диаметр консольного вала $d = 68,5$ мм; диаметр вала с концевой опорой $d = 34,3$ мм.

3.2.3. Решить контрольную задачу 3.2.2 при условии, что на каждом валу расположено по три одинаковых мешалки, расстояние между которыми составляет $0,6d_m$.

О т в е т: диаметр консольного вала $d = 75$ мм; диаметр вала с концевой опорой $d = 38$ мм.

3.2.4. Проверить удовлетворение условию виброустойчивости стального ротора распылительной сушилки (рис. 3.25, а) и оценить влияние на $\omega_{кр}$ гироскопического момента диска. Собственной массой вала пренебречь. Диаметр диска 220 мм, его масса 3,3 кг, угловая скорость 1608 рад/с.

О т в е т: $\omega_{кр} = 1323$ рад/с; $\omega_{кр}^{гир} = 1944$ рад/с; $\omega/\omega_{кр}^{гир} = 1608/1944 = 0,83$, что не удовлетворяет условию виброустойчивости жесткого ротора. Необходимо или увеличить диаметр жесткого вала, или применить упругие опоры для обеспечения работы ротора в резонансной области.

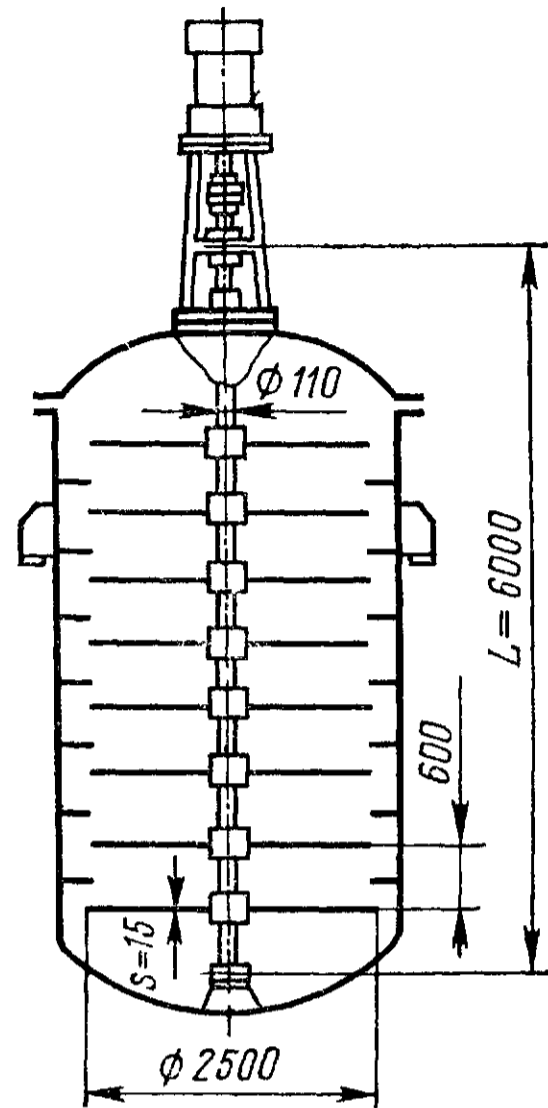


Рис. 3.26. Роторно-дисковый экстрактор

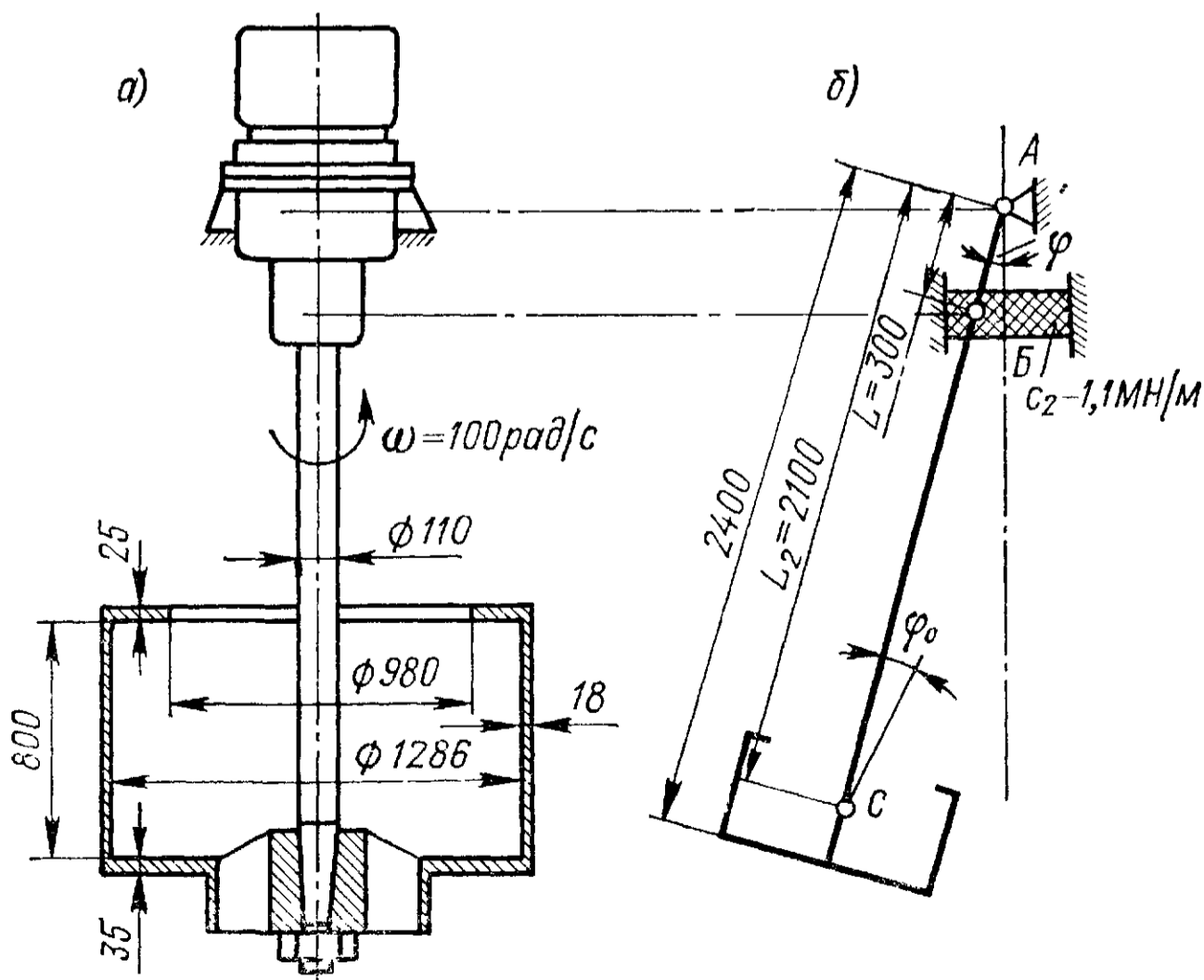


Рис. 3.27. Ротор подвесной центрифуги (а) и расчетная схема (б) его консольного вала с податливой опорой

3.2.5. Оценить по методу приведения прочность вала центрифуги типа АГ (см. рис. 3.21, пример 3.2.5) с учетом постоянно действующей в центре массы барабана его силы тяжести $Q = 7800$ Н. Эксцентриситет массы барабана $e = 0,08$ мм. Предел выносливости материала $\sigma_{-1} = 260$ МПа.

О т в е т: условие прочности вала удовлетворяется.

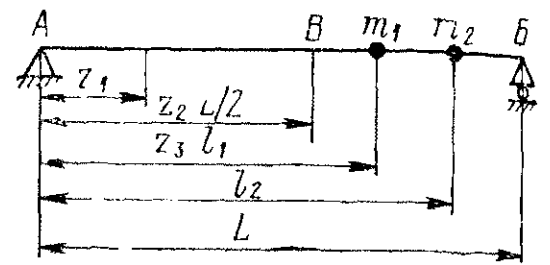
3.2.6. Определить критическую скорость стального вала ротора дезинтегратора с учетом вылета центра массы барабана и его гироскопического момента [10] Для сопоставительного анализа те же расчеты выполнить.

при учете только вылета;

при учете только гироскопического момента;

пренебрегая гироскопическим моментом и вылетом.

Расчетные параметры жесткого однопролетного



Номер варианта	L	l_1	l_2	z_1	n , об/мин	Марка стали
	М					
1 (21)	6,2	4,0	5,2	0,80 (0,75)	100 (150)	12X18H10T
2 (22)	6,0	3,5	5,0	0,70 (0,65)	120 (160)	15XM
3 (23)	5,8	4,0	4,9	0,72 (0,77)	150 (170)	40XH
4 (24)	5,5	3,2	4,5	0,65 (0,50)	100 (150)	30XГТ
5 (25)	5,0	3,0	4,0	0,56 (0,52)	120 (140)	25X2ГНТ
6 (26)	4,6	2,8	3,8	0,45 (0,42)	130 (200)	20X
7 (27)	4,2	2,6	3,4	0,50 (0,35)	100 (160)	12XH3A
8 (28)	4,0	2,2	3,1	0,48 (0,33)	120 (170)	12X2H4A
9 (29)	3,7	2,1	2,9	0,35 (0,45)	150 (180)	18XГТ
10 (30)	3,5	2,0	2,8	0,42 (0,37)	200 (230)	Ст5
11 (31)	6,0	4,0	5,2	0,78 (0,80)	100 (140)	45
12 (32)	5,6	3,6	4,8	0,67 (0,72)	120 (160)	40X
13 (33)	5,4	3,8	4,7	0,56 (0,44)	170 (220)	12X18H10T
14 (34)	5,2	3,7	4,5	0,50 (0,40)	140 (180)	15XM
15 (35)	4,7	3,0	4,1	0,38 (0,48)	150 (250)	18XГТ
16 (36)	5,7	4,2	5,1	0,60 (0,55)	100 (200)	30XГТ
17 (37)	4,3	3,1	3,7	0,44 (0,37)	250 (300)	25X2ГНТ
18 (38)	5,3	3,8	4,6	0,55 (0,50)	200 (230)	12X18H10T
19 (39)	4,2	2,6	3,5	0,38 (0,42)	120 (170)	40X
20 (40)	3,8	2,8	3,3	0,45 (0,30)	280 (250)	15XM

Примечание В скобках дан близкий вариант

Исходные данные: пальцы дезинтегратора изготовлены из стали и посажены в количестве $n_1 = 34$ шт. на радиусе $r_{п1}$ и $n_2 = 24$ шт. на радиусе $r_{п2}$. Остальные размеры указаны на рис. 3.25, в

О т в е т:

при учете только вылета $\omega_{кр} = 131,2$ рад/с;

при учете только гироскопического момента $\omega_{кр} = 309,4$ рад/с;

пренебрегая гироскопическим моментом и вылетом, $\omega_{кр} = 199$ рад/с;

при учете гироскопического момента и вылета $\omega_{кр} = 176,9$ рад/с, т. е. $\omega/\omega_{кр} = 235/176,9 = 1,33$, что не удовлетворяет условию виброустойчивости жесткого ротора. Целесообразно увеличить диаметры участков вала так, чтобы вал дезинтегратора оказался жестким и удовлетворял бы условию (3.3).

Таблица 3.11

вала постоянного поперечного сечения

D , м	Мешалка	$m_1 =$ $= m_2$, кг	d_M , м	N , Вт	t , °С	Внутренние устройства
3,5 (4,0)	Пропел- лерная	76,2	1,0	2000 (3000)	20	Отражательные пере- городки
3,8 (3,0)	То же	71,0	1,0	2500 (3200)	80	То же
3,6 (3,3)	»	66,0	0,9	2000 (2400)	100	Труба передавливания
3,5 (3,8)	Открытая турбинная	96,5	1,0	3000 (4000)	60	То же
4,0 (3,0)	То же	70,7	1,0	2800 (3600)	20	Гильза термометра
3,2 (2,6)	»	48,34	0,8	1500 (2200)	120	То же
2,5 (3,0)	»	35,52	0,8	1200 (2000)	40	Отражательные пере- городки и труба пере- давливания
3,6 (2,7)	Закрытая турбинная	86,65	0,9	1500 (2400)	60	То же
3,1 (2,8)	То же	67,18	0,8	1600 (2700)	100	»
2,7 (2,2)	»	38,6	0,7	1300 (1800)	20	Отражательные пере- городки
3,2 (2,4)	Открытая турбинная	48,34	0,8	2000 (2500)	20	То же
3,0 (2,6)	То же	35,52	0,8	2400 (3000)	100	»
2,8 (2,1)	»	34,14	0,7	1900 (2700)	120	Труба передавливания
2,5 (2,7)	»	26,33	0,7	1600 (2500)	20	То же
2,4 (1,8)	Закрытая турбинная	33,14	0,6	1500 (2600)	60	Отражательные пере- городки
2,0 (1,9)	То же	29,68	0,6	1100 (2000)	80	То же
2,2 (2,0)	Пропел- лерная	25,0	0,6	900 (1400)	120	»
2,6 (2,1)	То же	36,6	0,7	1200 (1600)	20	Гильза термометра
2,2 (2,5)	»	27,7	0,7	1000 (1700)	100	То же
2,0 (1,5)	»	14,0	0,5	900 (700)	20	»

3.2.7. Рассчитать по методу А. Н. Крылова $\omega_{кр}$ стального вала роторно-дискового экстрактора (рис. 3.26) и проверить условие его виброустойчивости. Рабочая угловая скорость $\omega = 28,2$ рад/с.

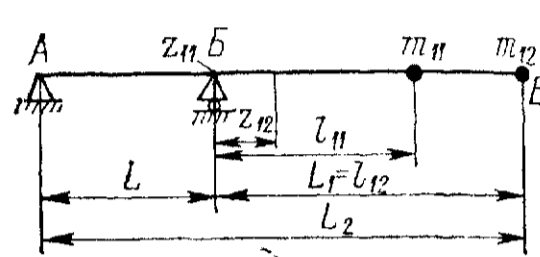
О т в е т: $\omega_{кр} = 18,6$ рад/с; $\omega/\omega_{кр} = 28,2/18,6 = 1,52$; вал гибкий, виброустойчивый.

3.2.8. Рассчитать $\omega_{кр}$ и проверить условие самоцентрирования вала подвешенной центрифуги (рис. 3.27), закрепленного в шарнирной и упругой опорах. Податливостью вала центрифуги пренебречь.

О т в е т: $\omega_{кр} = 24,9$ рад/с; $\omega/\omega_{кр} = 100/24,9 = 4$, что соответствует хорошему самоцентрированию ротора.

3.2.9. Для реактора с герметическим электроприводом мешалки (см. рис. 3.25, б), считая, что вал работает как жесткий, определить его диа-

Расчетные параметры жесткого консольного



Номер варианта	L_2	L	l_{11}	l_{12}	$z_{1,2}$	n, об/мин	Марка стали
	м						
41 (61)	6,2	1,0	4,2	5,2	0,80 (0,75)	100 (150)	12X18H10T
42 (62)	6,0	0,8	4,0	5,2	0,70 (0,65)	120 (160)	15XM
43 (63)	5,8	0,7	4,1	5,1	0,72 (0,77)	150 (170)	40XH
44 (64)	5,5	0,7	3,8	4,8	0,65 (0,50)	100 (150)	30XГТ
45 (65)	5,0	0,6	3,0	4,4	0,56 (0,52)	120 (140)	25X2ГНТ
46 (66)	4,6	0,5	3,3	4,1	0,45 (0,42)	130 (200)	20X
47 (67)	4,2	0,6	2,8	3,6	0,50 (0,35)	100 (160)	12XH3A
48 (68)	4,0	0,6	2,5	3,4	0,48 (0,33)	120 (170)	12X2H4A
49 (69)	3,7	0,5	2,4	3,2	0,35 (0,45)	150 (180)	18XГТ
50 (70)	3,5	0,4	2,3	3,1	0,42 (0,37)	200 (230)	Ст5
51 (71)	6,0	0,9	4,3	5,1	0,78 (0,80)	100 (140)	45
52 (72)	5,6	0,7	4,0	4,9	0,67 (0,72)	120 (160)	40X
53 (73)	5,4	0,6	4,0	4,8	0,56 (0,44)	170 (220)	12X18H10T
54 (74)	5,2	0,5	3,8	4,7	0,50 (0,40)	140 (180)	15XM
55 (75)	4,7	0,5	3,6	4,2	0,38 (0,48)	150 (250)	18XГТ
56 (76)	5,7	0,8	4,3	4,9	0,60 (0,55)	100 (200)	30XГТ
57 (77)	4,3	0,5	3,2	3,8	0,44 (0,37)	250 (300)	25X2ГНТ
58 (78)	5,3	0,6	4,0	4,7	0,55 (0,50)	200 (230)	12X18H10T
59 (79)	4,2	0,5	3,0	3,7	0,38 (0,42)	120 (170)	40X
60 (80)	3,8	0,4	2,9	3,4	0,45 (0,30)	280 (250)	15XM

Примечание. В скобках дан близкий вариант.

метры: $d_A, d_B, d_B, d_{A1}, d_{A2}, d_{B1}, d_{B2}, d_{B3}$, а также $\omega_{кр}$ по методу приведения.

О т в е т: $d_A = 25$ мм; $d_B = 60$ мм; $d_B = 25$ мм; $d_{A1} = 30$ мм; $d_{A2} = 50$ мм; $d_{B1} = 50$ мм; $d_{B2} = 40$ мм; $d_{B3} = 30$ мм; $\omega_{кр} = 212$ рад/с; $\omega/\omega_{кр} = 95/212 = 0,45$, что удовлетворяет требованию виброустойчивости.

3.2.10. Выполнить расчет жесткого однопролетного вала постоянного поперечного сечения на жесткость, прочность и виброустойчивость по данным табл. 3.11.

3.2.11. Выполнить расчет жесткого консольного вала постоянного поперечного сечения на жесткость, прочность и виброустойчивость по данным табл. 3.12.

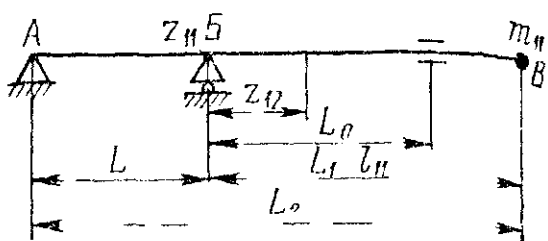
3.2.12. Выполнить расчет гибкого консольного вала постоянного поперечного сечения на жесткость, прочность и виброустойчивость по данным табл. 3.13.

Таблица 3.12

Таблица 3.12

$D, \text{ м}$	Мешалка	$m_{11} = m_{12}, \text{ кг}$	$d_M, \text{ м}$	$N, \text{ Вт}$	$t, \text{ }^\circ\text{C}$	Внутренние устройства
3,5 (4,0)	Пропеллерная	76,2	1,0	2000 (3000)	20	Отражательные перегородки
3,8 (3,0)	То же	71,0	1,0	2500 (3200)	80	То же
3,6 (3,3)	»	66,0	0,9	2200 (2400)	100	Труба передавливания
3,5 (3,8)	Открытая турбинная	96,5	1,0	3000 (4000)	60	То же
4,0 (3,0)	То же	70,7	1,0	2800 (3600)	20	Гильза термометра
3,2 (2,6)	»	48,34	0,8	1500 (2200)	120	То же
2,5 (3,0)	»	35,52	0,8	1200 (2000)	40	Отражательные перегородки и труба передавливания
3,6 (2,7)	Закрытая турбинная	86,65	0,9	1500 (2400)	60	То же
3,1 (2,8)	То же	67,18	0,8	1600 (2700)	100	»
2,7 (2,2)	»	38,6	0,7	1300 (1800)	20	Отражательные перегородки
3,2 (2,4)	Открытая турбинная	48,34	0,8	2000 (2500)	20	То же
3,0 (2,6)	То же	35,52	0,8	2400 (3000)	100	»
2,8 (2,1)	»	34,14	0,7	1900 (2700)	120	Труба передавливания
2,5 (2,7)	»	26,33	0,7	1600 (2500)	20	То же
2,4 (1,8)	Закрытая турбинная	33,14	0,6	1500 (2600)	60	Отражательные перегородки
2,0 (1,9)	То же	29,68	0,6	1000 (2000)	80	То же
2,2 (2,0)	Пропеллерная	25,0	0,6	900 (1400)	120	»
2,6 (2,1)	То же	36,6	0,7	1200 (1600)	20	Гильза термометра
2,2 (2,5)	»	27,7	0,7	1000 (1700)	100	То же
2,0 (1,5)	»	14,0	0,5	900 (700)	20	»

Расчетные параметры гибкого консольного



Номер варианта	L_2	L	l_{11}	L_0	z_{12}	n , об/мин ^к	Марка стали
	м						
81 (91)	6,0	0,9	5,1	4,3	0,78 (0,80)	100 (140)	45
82 (92)	5,6	0,7	4,9	4,2	0,64 (0,72)	120 (160)	40X
83 (93)	5,4	0,6	4,8	4,3	0,56 (0,44)	170 (220)	12X18H10T
84 (94)	5,2	0,5	4,7	4,1	0,50 (0,40)	140 (180)	15XM
85 (95)	4,7	0,5	4,2	3,8	0,38 (0,48)	150 (250)	18XГТ
86 (96)	5,7	0,8	4,9	4,4	0,60 (0,55)	100 (200)	30XГТ
87 (97)	4,3	0,5	3,8	3,3	0,44 (0,37)	250 (300)	25X2ГНТ
88 (98)	5,3	0,6	4,7	4,2	0,55 (0,50)	200 (230)	12X18H10T
89 (99)	4,2	0,5	3,7	3,2	0,38 (0,42)	120 (170)	40X
90 (100)	3,8	0,4	3,4	2,9	0,45 (0,30)	280 (250)	15XM

Примечание В скобках дан близкий вариант

§ 3.3. ДИСКИ

Быстровращающиеся диски являются важными рабочими элементами роторов молотковых дробилок и дезинтеграторов, распылительных сушилок, коллоидных мельниц, барабанов центрифуг, центробежных насосов и компрессоров, а также ряда другого химического оборудования [3, 10, 22].

В зависимости от изменения толщины диска по его радиусу различают диски простого профиля (диски постоянной толщины, конические, гиперболические, рис. 3.28, а—в) и сложного (рис. 3.28, г). Рассмотрим методы расчета дисков указанных профилей.

Диски постоянной толщины. В роторах химического оборудования наибольшее применение нашли диски постоянной толщины, нагруженные по внутренней поверхности радиуса R_1 радиальным напряжением σ_{r1} , возникающим от посадки диска с натягом на вал, а по наружной поверхности радиуса R_2 — радиальным напряжением σ_{r2} , возникающим от центробежного воздействия различного рода лопаток, молотков и других элементов ротора (рис. 3.29).

Задача определения напряжений и деформаций в диске постоянной толщины может быть решена с привлечением расчетной схемы

вала постоянного поперечного сечения

D , м	Мешалка	m_{11} , кг	d_M , м	N , Вт	t , °С	Внутренние устройства
3,2 (2,4)	Открытая турбинная	48,34	0,8	2000 (2500)	20	Отражательные перегородки
3,0 (2,6)	То же	35,52	0,8	2400 (3000)	100	То же
2,8 (2,1)	»	34,14	0,7	1900 (2700)	120	»
2,5 (2,7)	»	26,33	0,7	1600 (2500)	20	Отсутствуют
2,4 (1,8)	Закрытая турбинная	33,14	0,6	1500 (2600)	60	»
2,0 (1,9)	То же	29,68	0,6	1000 (2000)	80	»
2,2 (2,0)	»	25,0	0,6	900 (1400)	120	Отражательные перегородки и труба пере- давливания
2,6 (2,1)	Пропел- лерная	36,6	0,7	1200 (1600)	20	То же
2,2 (2,5)	То же	27,7	0,7	1000 (1700)	100	»
2,0 (1,5)	»	14,0	0,5	900 (700)	20	»

массивного тела вращения, которая использовалась ранее при расчете аппаратов высокого давления (см. § 2.2). Примем, что напряже-

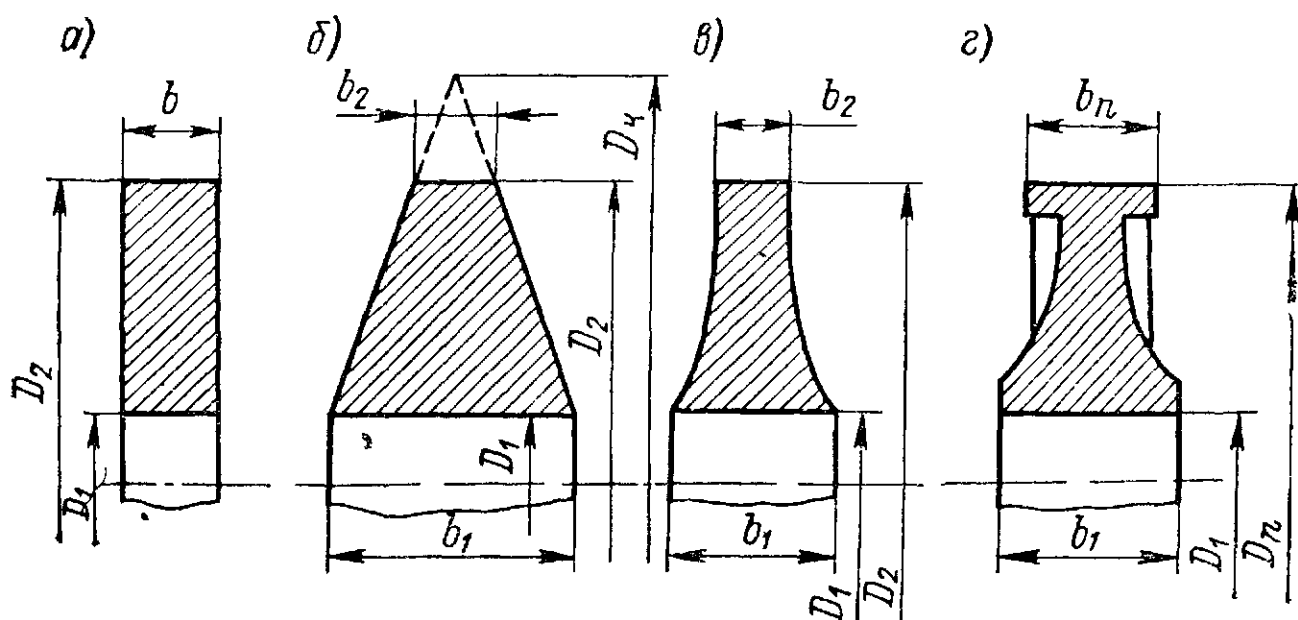


Рис. 3 28. Конструктивные формы быстро вращающихся дисков а — постоянной толщины; б — конический; в — гиперболический; г — сложного профиля

ния σ_{r1} и σ_{r2} симметричны относительно оси вращения и действуют в плоскости симметрии диска, изгиб диска от вибрации и внешних нагрузок пренебрежимо мал, температура по радиусу и толщине

диска постоянна. Тогда [3, 10] условие равновесия выделенного из диска элемента (рис. 3.29) может быть записано в виде:

$$(\sigma_r + d\sigma_r) b (r + dr) d\varphi - \sigma_r b r d\varphi - \sigma_t b r d\varphi + \rho r^2 b dr d\varphi \omega^2 = 0,$$

$$\text{т. е. } \sigma_r + r \frac{d\sigma_r}{dr} - \sigma_t + \rho r^2 \omega^2 = 0$$

или

$$\frac{d}{dr} (\sigma_r r) - \sigma_t = -\rho r^2 \omega^2. \quad (3.73)$$

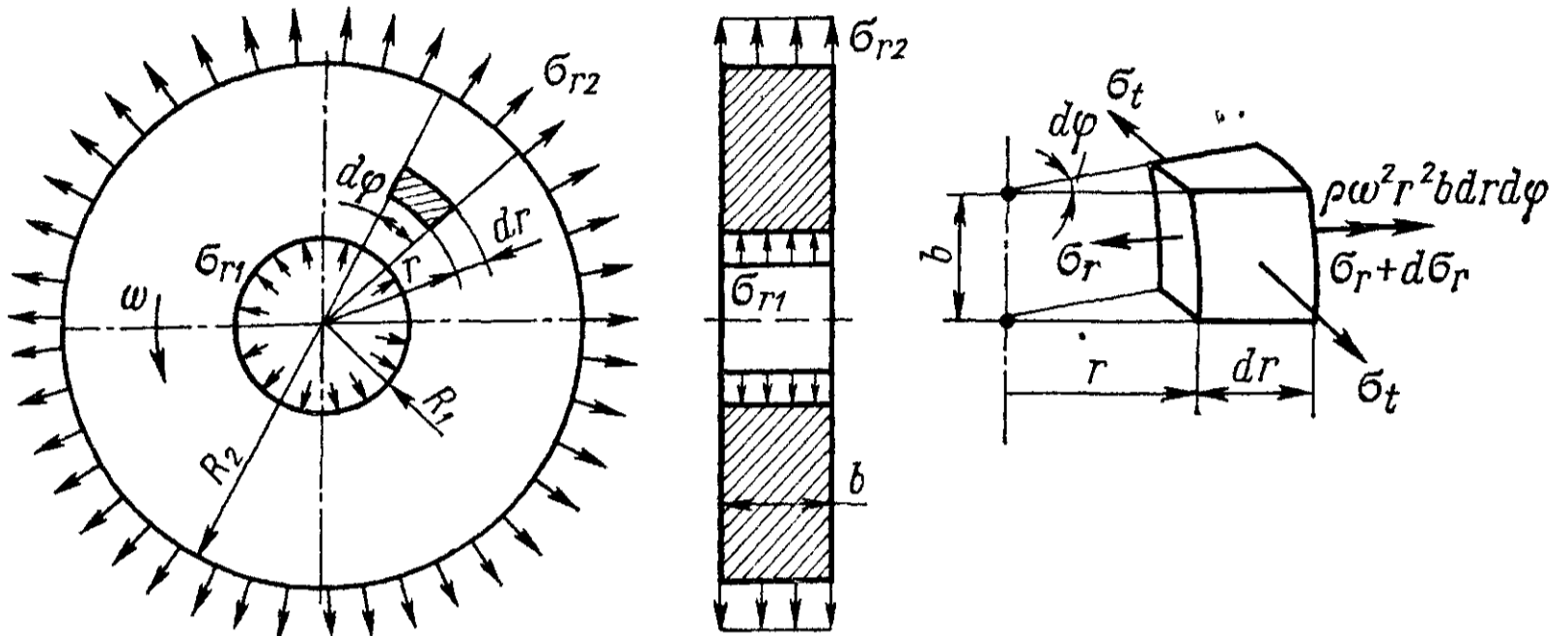


Рис. 3.29. Расчетная схема диска постоянной толщины

Воспользовавшись далее уравнениями обобщенного закона Гука:

$$\varepsilon_r = \frac{1}{E} (\sigma_r - \mu \sigma_t); \quad \varepsilon_t = \frac{1}{E} (\sigma_t - \mu \sigma_r)$$

и известными из § 2.2 уравнениями относительных деформаций:

$$\varepsilon_r = du/dr; \quad \varepsilon_t = u/r,$$

получим после объединения последних уравнений:

$$\sigma_r = \frac{E}{1-\mu^2} \left(\frac{du}{dr} + \mu \frac{u}{r} \right); \quad \sigma_t = \frac{E}{1-\mu^2} \left(\frac{u}{r} + \mu \frac{du}{dr} \right). \quad (3.74)$$

Подставляя эти зависимости в равенство (3.73), получим следующее дифференциальное уравнение второго порядка с переменными коэффициентами:

$$\frac{d^2 u}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{du}{dr} - \frac{u^2}{r^2} = -\frac{1-\mu^2}{E} \rho \omega^2 r,$$

т. е.

$$\frac{d}{dr} \left(\frac{du}{dr} + \frac{u}{r} \right) = -Br$$

или

$$\frac{d}{dr} \left[\frac{1}{r} \frac{d}{dr} (ur) \right] = -Br, \quad (3.75)$$

где

$$B = \frac{1-\mu^2}{E} \rho \omega^2. \quad (3.76)$$

после интегрирования (3.75) получим

$$\frac{1}{r} \frac{d}{dr} (ur) = -\frac{Br^2}{2} + 2A_1,$$

откуда

$$\frac{d}{dr} (ur) = -\frac{Br^3}{2} + 2A_1r, \quad (3.77)$$

где $2A_1$ — постоянная интегрирования.

Интегрирование выражения (3.77) дает

$$u = A_1r + A_2/r - Br^3/8, \quad (3.78)$$

откуда

$$du/dr = A_1 - A_2/r^2 - 3Br^2/8, \quad (3.79)$$

где A_2 — постоянная интегрирования.

Подстановка зависимостей (3.78) и (3.79) в уравнение (3.74) приводит к следующим формулам для радиальных σ_r и окружных σ_t напряжений на текущем радиусе r диска:

$$\sigma_r = \frac{E}{1-\mu^2} \left[(1+\mu) A_1 - (1-\mu) \frac{A_2}{r^2} - (3+\mu) \frac{Br^2}{8} \right]; \quad (3.80)$$

$$\sigma_t = \frac{E}{1-\mu^2} \left[(1+\mu) A_1 + (1-\mu) \frac{A_2}{r^2} - (1+3\mu) \frac{Br^2}{8} \right]. \quad (3.81)$$

Для внутреннего радиуса диска $r = R_1$ уравнения (3.80) и (3.81) принимают [21, 22] вид:

$$\sigma_{r(r=R_1)} = \sigma_{r1} = \frac{E}{1-\mu^2} \left[(1+\mu) A_1 - (1-\mu) \frac{A_2}{R_1^2} - (3+\mu) \frac{BR_1^2}{8} \right];$$

$$\sigma_{t(r=R_1)} = \sigma_{t1} = \frac{E}{1-\mu^2} \left[(1+\mu) A_1 + (1-\mu) \frac{A_2}{R_1^2} - (1+3\mu) \frac{BR_1^2}{8} \right].$$

Решая совместно последние два уравнения, найдем:

$$A_1 = \frac{1-\mu}{2E} \sigma_{r1} + \frac{1-\mu}{2E} \sigma_{t1} + \frac{BR_1^2}{4};$$

$$A_2 = \frac{1+\mu}{2E} R_1^2 \sigma_{t1} - \frac{1+\mu}{2E} R_1^2 \sigma_{r1} - \frac{BR_1^4}{8}.$$

Подстановка этих выражений в формулы (3.80) и (3.81) приводит [21] к следующей окончательной и удобной для расчетов форме уравнений:

$$\sigma_r = \alpha_r \sigma_{r1} + \alpha_t \sigma_{t1} + \alpha_c T; \quad (3.82)$$

$$\sigma_t = \beta_r \sigma_{r1} + \beta_t \sigma_{t1} + \beta_c T. \quad (3.83)$$

Здесь для стальных дисков при $\mu = 0,3$; $E = 2 \cdot 10^{11}$ Па; $\rho = 8 \cdot 10^3$ кг/м³:

$$\begin{aligned} \alpha_r = \beta_t &= (1+x^2)/2; & \alpha_t = \beta_r &= (1-x^2)/2; \\ \alpha_c &= -2,74 (3,3 - 2,6x^2 - 0,7x^4); & \beta_c &= -2,74 (1,9 - \\ & & & - 2,6x^2 + 0,7x^4), \end{aligned}$$

где $x = R_1/r = D_1/D$;

$$T = (2r)^2 (n/1000)^2, \quad (3.84)$$

где n — частота вращения диска, об/мин; r — текущий радиус диска, м; σ_{r1} ; σ_r ; σ_{t1} ; σ_t — радиальные и окружные напряжения на внутреннем и текущем радиусах соответственно, МПа.

Если диск изготовлен не из стали с плотностью ρ , а из другого материала с плотностью ρ_m , то необходимо последнее слагаемое в формулах (3.82) и (3.83) умножить на поправочный коэффициент ρ_m/ρ . На рис. 3.30 даны значения коэффициентов α и β графически [21].

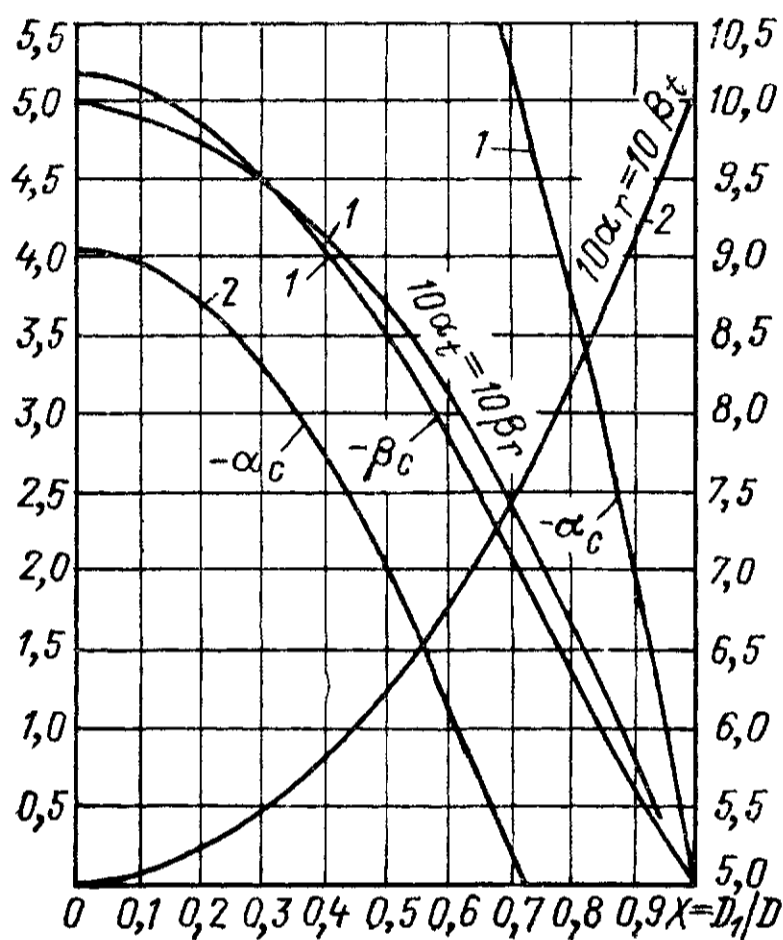


Рис. 3.30. Номограмма для определения коэффициентов α и β уравнений (3.82), (3.83) при расчете дисков постоянной толщины (слева ось ординат для кривых 1, справа — для кривых 2)

Чтобы применить уравнения (3.82) и (3.83) для расчета напряжений в любой точке диска и, следовательно, для построения эпюр напряжений $\sigma_r = f(r)$; $\sigma_t = f(r)$, необходимо из заданных начальных условий определить σ_{t1} . Обычно эту величину находят благодаря условию

$$\sigma_{r(r=R_2)} = \sigma_{r2} = \sum F_{ц} / (2\pi R_2), \quad (3.85)$$

где $\sum F_{ц}$ — суммарная центробежная сила по наружному контуру диска ($2\pi R_2$) от действия лопаток, молотков и других элементов. Если такие элементы отсутствуют, то $\sigma_{r2} = 0$ (например, диск распылительной сушилки, наждачный или шлифовальный круг и т. п.). Таким образом, граничное условие (3.85) при подстановке в (3.82) позволяет определить

$$\sigma_{t1} = (\sigma_{r2} - \alpha_{r(R_2)} \sigma_{r1} - \alpha_{c(R_2)} T_{(R_2)}) / \alpha_{t(R_2)} \quad (3.86)$$

и перейти далее к расчету напряжений σ_r и σ_t по формулам (3.82) и (3.83) для любого радиуса r , а затем и к построению эпюры напряжений по радиусу диска. Эюра наглядно иллюстрирует участки с максимальными напряжениями σ_r^{\max} , σ_t^{\max} и позволяет перейти к оценке местных запасов прочности диска по напряжениям [3, 10]:

$$n_m = \sigma_{д10^6} / \sigma_{\max}; \quad n_m = \sigma_T / \sigma_{\max}, \quad (3.87)$$

$$n_m \geq [n_m],$$

где n_m — запас прочности (местный); $\sigma_{д10^6}$ — предел длительной прочности материала, зависящий от рабочей температуры и длительности работы диска [3]; σ_T — предел текучести материала; σ_{\max} — наибольшее напряжение (радиальное или окружное) на данном радиусе диска, $\sigma_{\max} = \max \{ \sigma_r^{\max}; \sigma_t^{\max} \}$; $[n_m]$ — допускаемый местный запас прочности, принимаемый [3, 10] обычно $[n_m] = 2$.

Конические диски. Напряжения σ_r и σ_t на любом радиусе стального конического диска (см. рис. 3.28, б) могут быть вычислены по уравнениям (3.82), (3.83). При этом коэффициенты α и β , зависящие от безразмерных параметров:

$$\kappa = D/D_K; \quad \kappa_1 = D_1/D_K, \quad (3.88)$$

находят по специальным графикам (рис. 3.31—3.36), а параметры T и D_K определяют по следующим формулам [21]:

$$T = T_K = D_K^2 (n/1000)^2, \quad (3.89)$$

$$D_K = D_1 + (D_2 - D_1) b_1/(b_1 - b_2), \quad (3.90)$$

где D_K — диаметр полного конуса, м; D — диаметр, на котором определяют напряжения, м.

Дальнейший расчет конического диска ничем не отличается от расчета диска постоянной толщины и осуществляется в соответствии с формулами (3.85)—(3.87). Как показывают расчеты, максимальные (окружные) напряжения в коническом диске значительно ниже, чем у диска постоянной толщины (при одинаковых окружных скоростях и внешних нагрузках). Изготовление конического диска нетрудоемко, поэтому конические диски более экономичны и применяются чаще, чем диски постоянной толщины.

Гиперболические диски. Изменение толщины гиперболического диска (см. рис. 3.28, в) по его радиусу описывается уравнением гиперболы

$$b = A/r^a,$$

где A и a — постоянные.

Если задаться из конструктивных соображений толщинами b_1 и b_2 на радиусах R_1 и R_2 , то можно легко найти значения величины a — показателя гиперболы:

$$b_1 = A/R_1^a; \quad b_2 = A/R_2^a$$

или после почленного деления

$$b_1/b_2 = (R_1/R_2)^a = (D_1/D_2)^a,$$

т. е.

$$a = \log (b_1/b_2) / \log (D_1/D_2). \quad (3.91)$$

Зная показатель a из (3.91), через коэффициенты $\kappa_r = D_1/D$ и $\kappa_t = b/b_1$ по рис. 3.37—3.42 находят α и β , а по формулам (3.82), (3.83) вычисляют напряжения на любом радиусе стального гиперболического диска. Параметр T вычисляют при этом по формуле (3.84).

Дальнейший расчет гиперболического диска полностью аналогичен расчету диска постоянной толщины и выполняется согласно формулам (3.85)—(3.87). Как показывают расчеты, значения максимальных окружных напряжений гиперболических дисков еще ниже, чем конических, при одинаковых окружных скоростях и внешних нагрузках. Поэтому, даже несмотря на некоторую сложность изготовления гиперболического профиля, такие диски нашли широкое

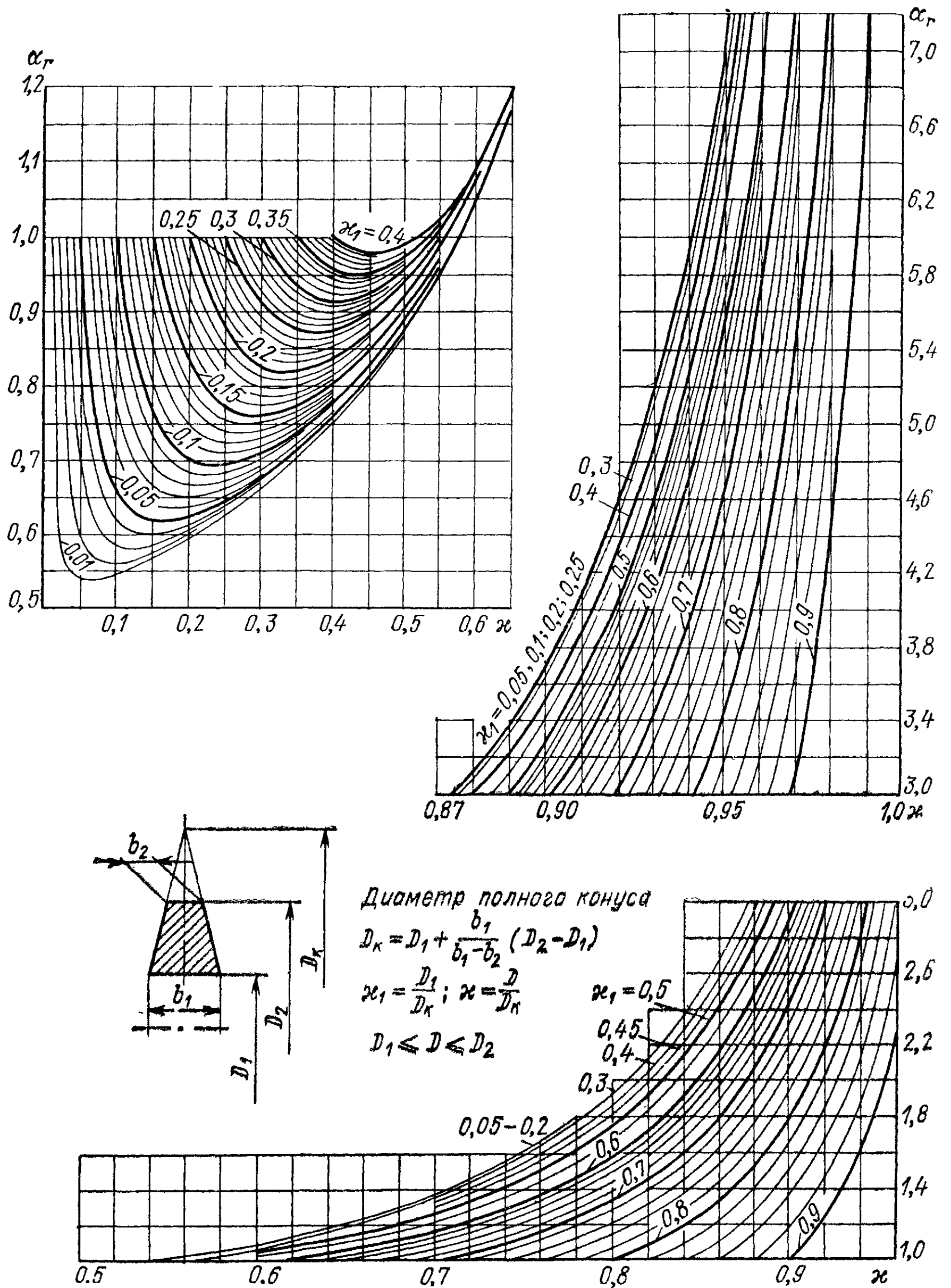


Рис. 3.31. Номограмма для определения коэффициента α_r при расчете конических дисков

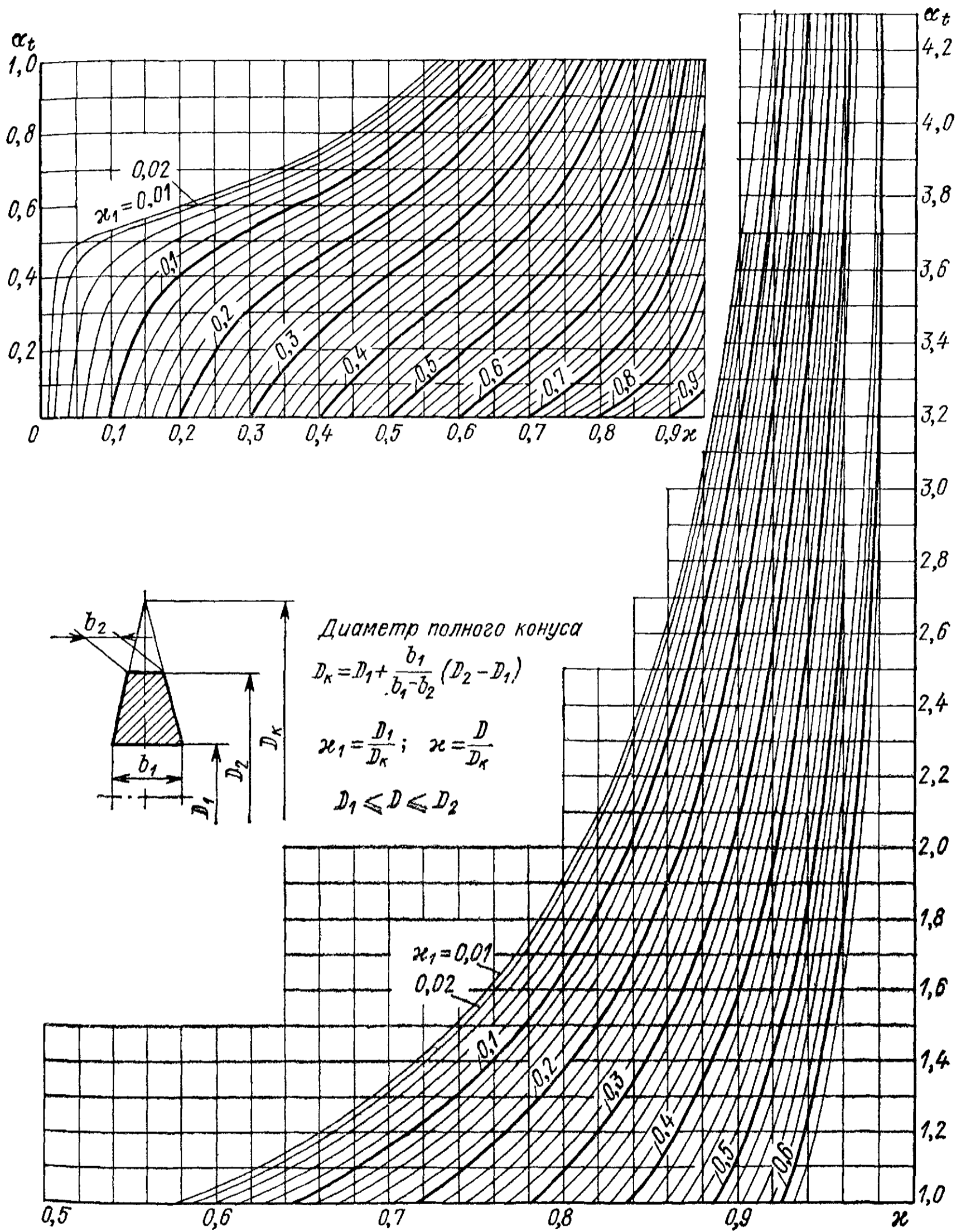
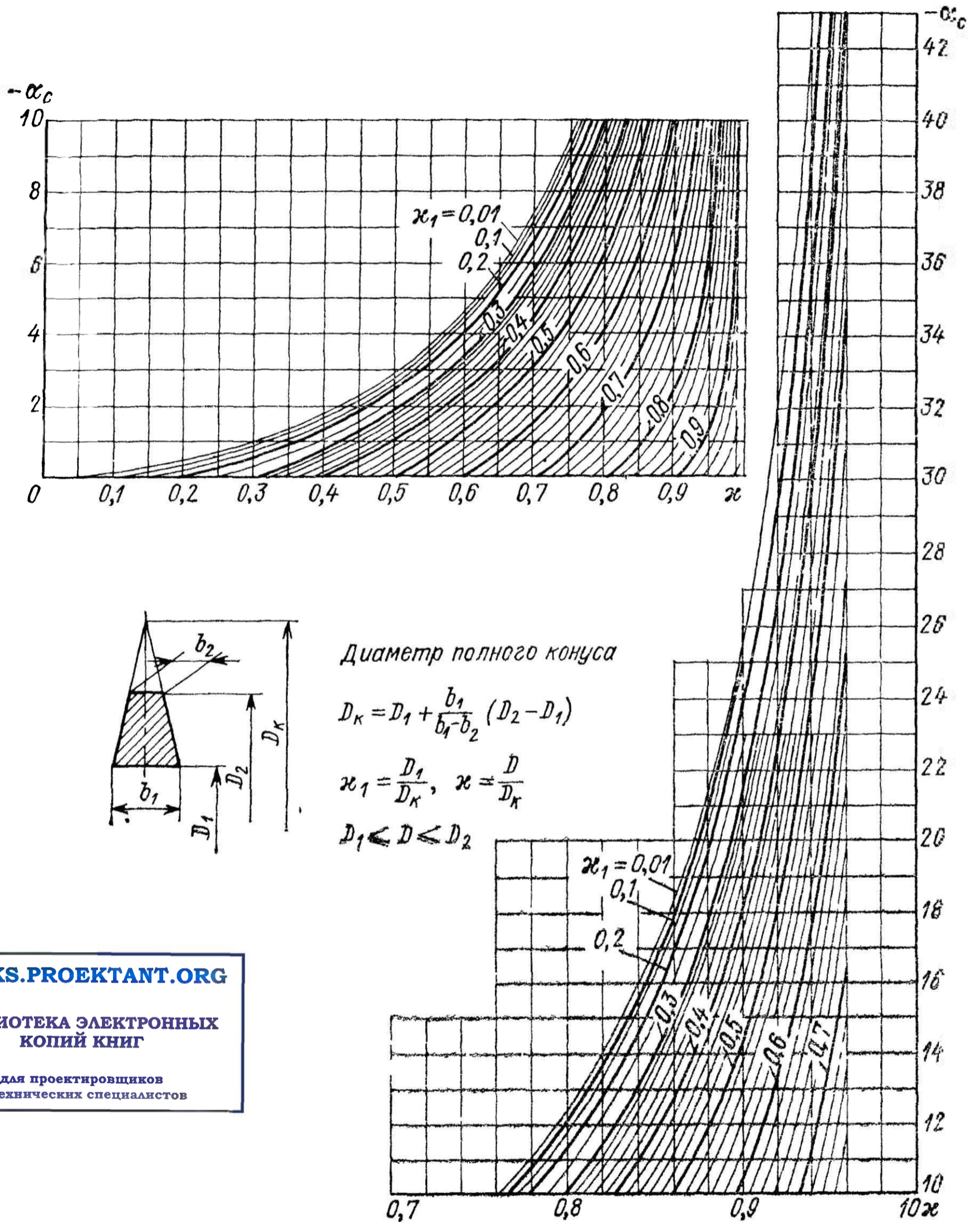


Рис. 3.32. Номограмма для определения коэффициента α_t при расчете конических дисков



BOOKS.PROEKTANT.ORG
 БИБЛИОТЕКА ЭЛЕКТРОННЫХ
 КОПИЙ КНИГ
 для проектировщиков
 и технических специалистов

Рис. 3.33. Номограмма для определения коэффициента $-\alpha_c$ при расчете конических дисков

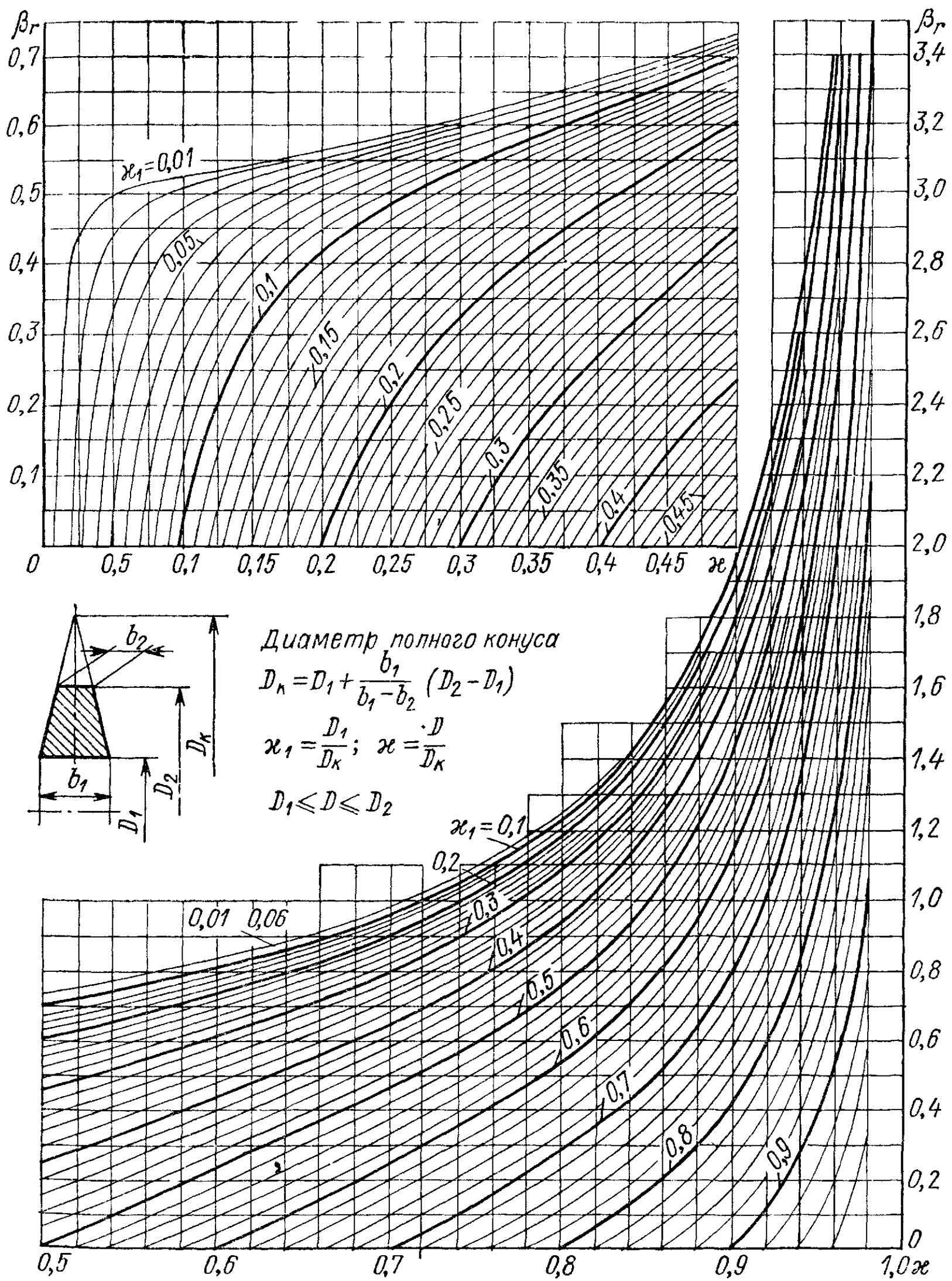


Рис. 3.34. Номограмма для определения коэффициента β_r при расчете конических дисков

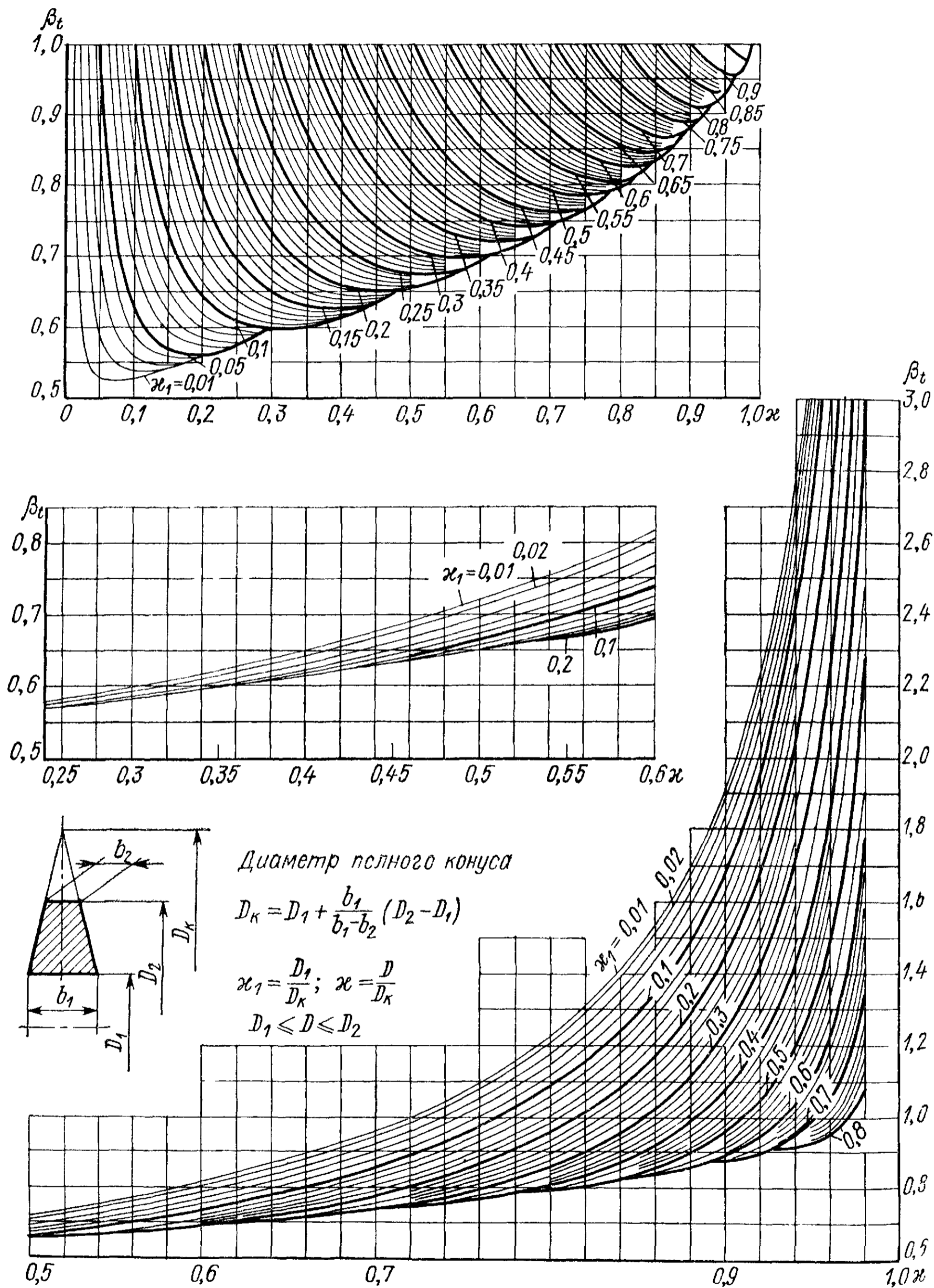


Рис. 3.35. Номограмма для определения коэффициента β_t при расчете конических дисков

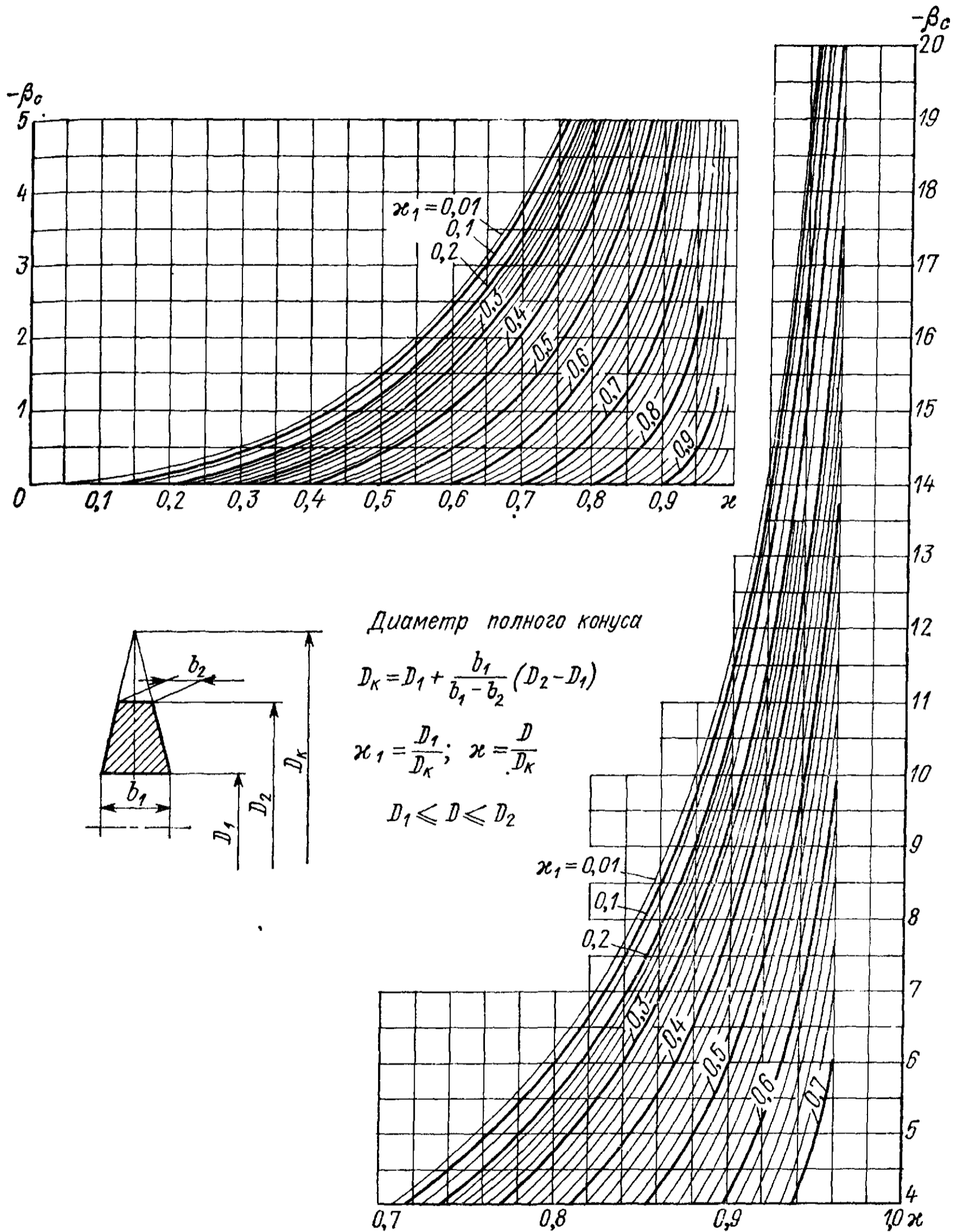


Рис. 3.36. Номограмма для определения коэффициента $-\beta_c$ при расчете конических дисков

применение при конструировании роторов центробежных компрессоров и других быстроходных агрегатов.

Диски сложного профиля. При расчете дисков сложного профиля (см. рис. 3.28, *г*) пользуются методом аппроксимации, когда реальный сложный профиль диска условно заменяют участками простейшего профиля, для которых точное решение известно. В частности, широко применяется разбивка диска сложного профиля на ряд участков постоянной толщины (рис. 3.43) с последовательным применением к каждому i -му участку уравнений (3.82), (3.83), связывающих между собой напряжения σ_{ri}^* , σ_{ti}^* в начале (радиус r_i) участка с напряжениями $\sigma_{r(i+1)}$, $\sigma_{t(i+1)}$ в конце (радиус r_{i+1}) участка:

$$\sigma_{r(i+1)} = \sigma_{ri}^* \alpha_{r(i+1)} + \sigma_{ti}^* \alpha_{t(i+1)} + T_{i+1} \alpha_c(i+1); \quad (3.92)$$

$$\sigma_{t(i+1)} = \sigma_{ri}^* \beta_{r(i+1)} + \sigma_{ti}^* \beta_{t(i+1)} + T_{i+1} \beta_c(i+1), \quad (3.93)$$

где коэффициенты α и β , как и ранее, зависят от

$$x_i = r_i / r_{i+1}, \quad (3.94)$$

а сомножитель

$$T_{i+1} = (2r_{i+1})^2 (n/1000)^2. \quad (3.95)$$

Поскольку на i -м радиусе происходит «скачок» толщины b (см. рис. 3.43), то напряжения σ_{ri} , σ_{ti} в конце $i - 1$ -го участка связаны с напряжениями σ_{ri}^* , σ_{ti}^* в начале i -го участка следующими зависимостями:

$$\sigma_{ri}^* = \sigma_{ri} b_{i-1} / b_i; \quad (3.96)$$

$$\sigma_{ti}^* = \sigma_{ti} + \mu (\sigma_{ri}^* - \sigma_{ri}), \quad (3.97)$$

полученными соответственно из условия равенства радиальных сил и равенства радиальных напряжений на границе «скачка» толщины диска. Чтобы удовлетворить заданным граничным условиям σ_{r1} и σ_{rn} , применяют так называемый метод двух расчетов [10].

Так как заданными являются только радиальные напряжения на внутреннем и наружном радиусах диска, а окружные напряжения неизвестны ни на одном радиусе, то при выполнении первого расчета необходимо следующее.

1. Задаться произвольным значением напряжений σ_{t1}^I на начальном радиусе диска (значение σ_{r1}^I задано; например: $\sigma_{r1}^I = -p_1$ — для диска с отверстием; $\sigma_{r1}^I = \sigma_{t1}^I = 0$ — для сплошного диска, выточенного заодно с валом).

2. Вычислить по формулам (3.92), (3.93) напряжения σ_{r2}^I и σ_{t2}^I на наружной поверхности первого участка, что дает возможность с помощью формул (3.96) и (3.97) получить напряжения σ_{r2}^* , σ_{t2}^* на внутренней поверхности второго участка, являющиеся исходными для расчета по формулам (3.92), (3.93) напряжений σ_{r3}^I , σ_{t3}^I на наружной поверхности второго участка.

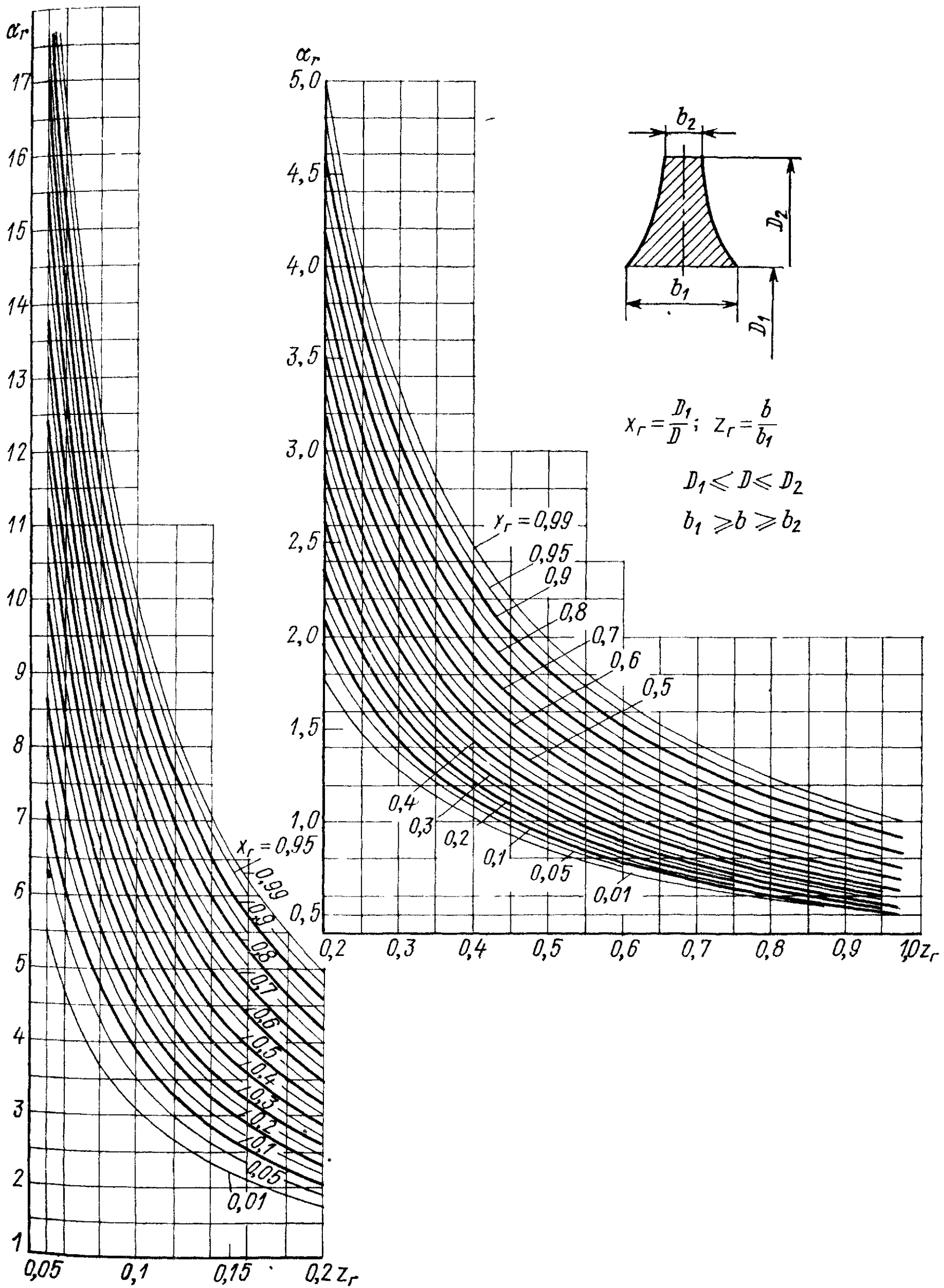


Рис. 3.37. Номограмма для определения коэффициента α_r при расчете гиперболических дисков

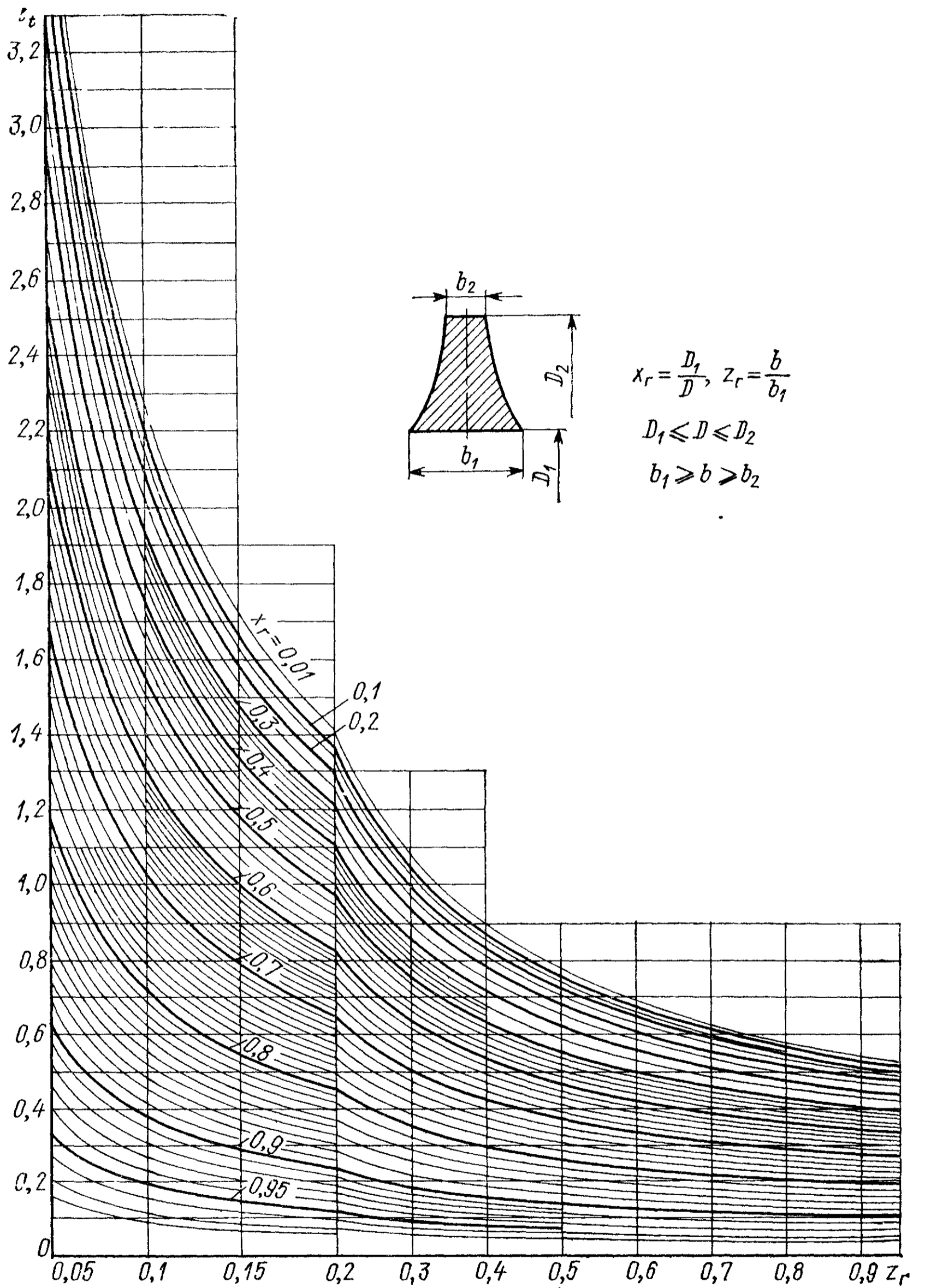


Рис. 3.38. Номограмма для определения коэффициента α_t при расчете гиперболических дисков

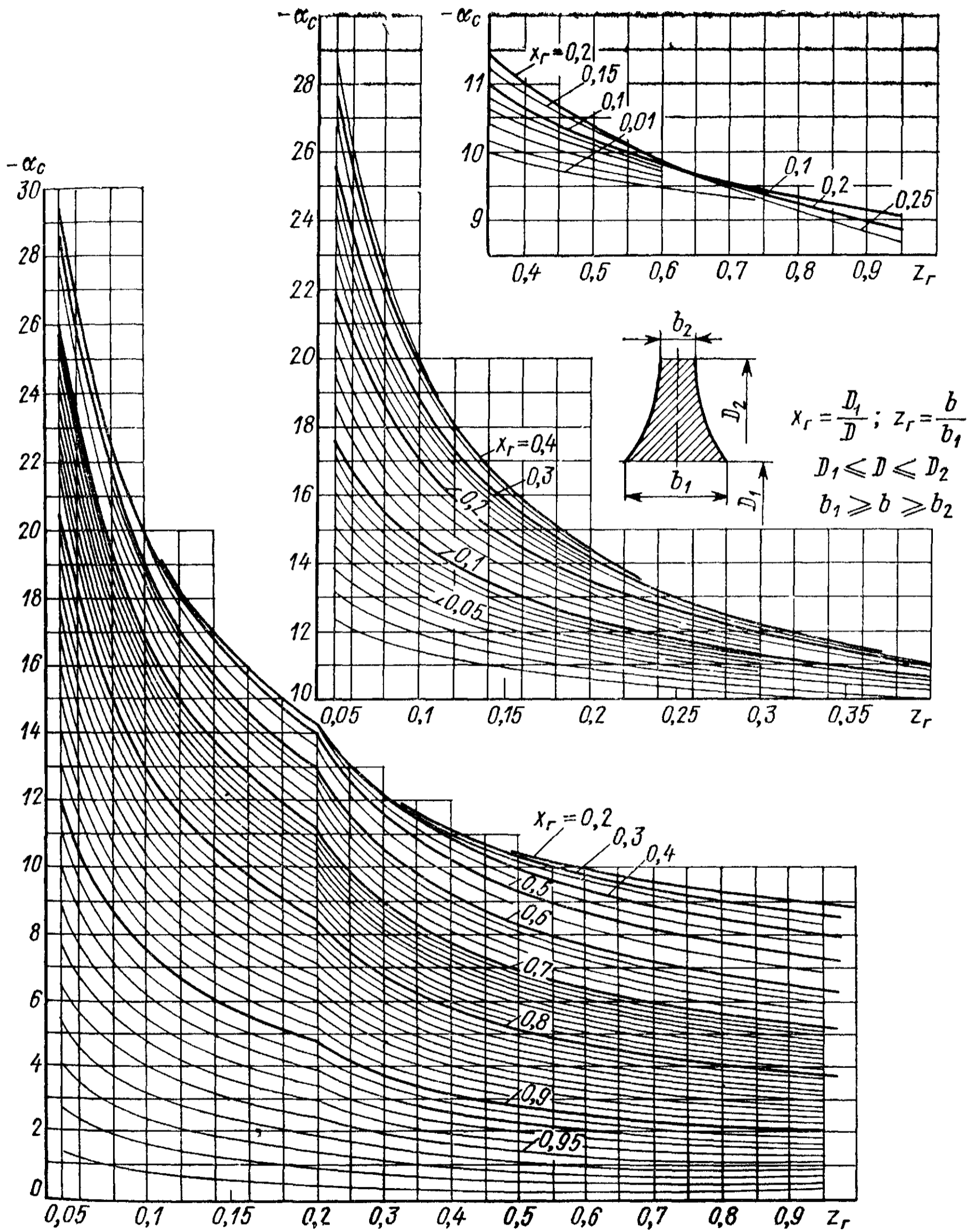


Рис. 3.39. Номограмма для определения коэффициента $-\alpha_c$ при расчете гиперболических дисков

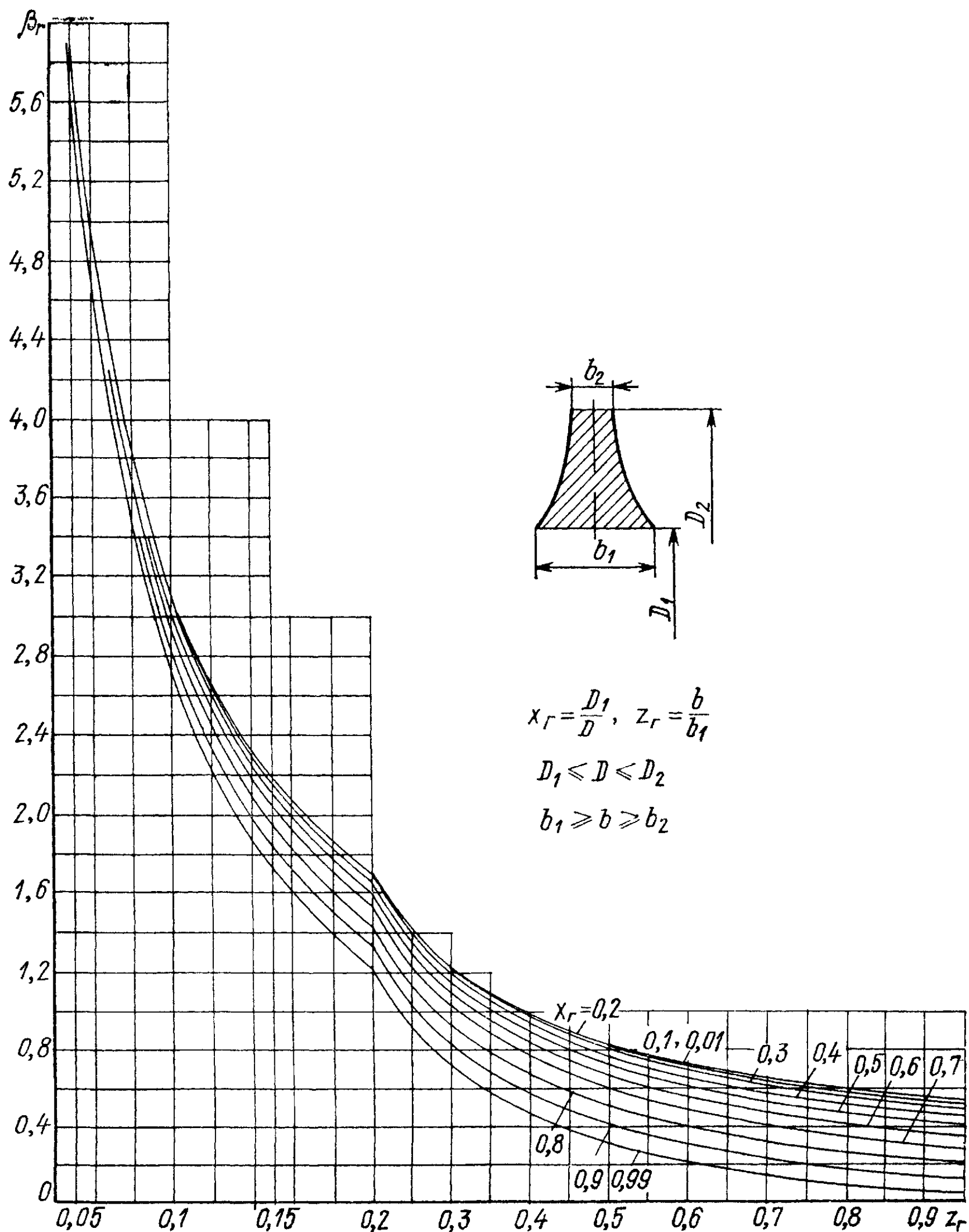


Рис. 3.40. Номограмма для определения коэффициента β_r при расчете гиперболических дисков

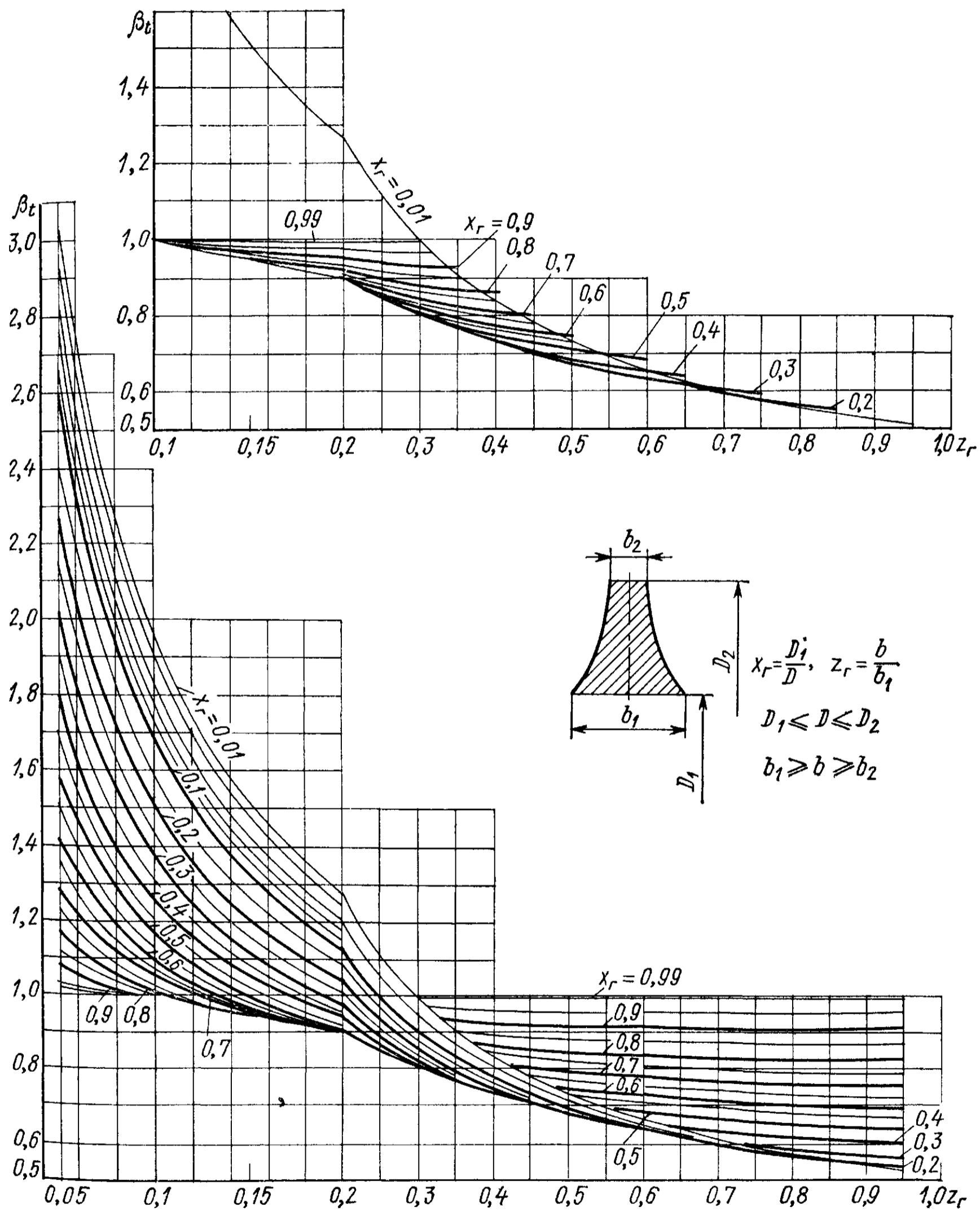


Рис. 3.41. Номограмма для определения коэффициента β_t при расчете гиперболических дисков

3. Переходя от участка к участку, найти в итоге напряжения на наружной поверхности последнего участка σ_{rn}^I , σ_{tn}^I . На этом заканчивается первый расчет, в котором обозначения всех напряжений содержат индекс I.

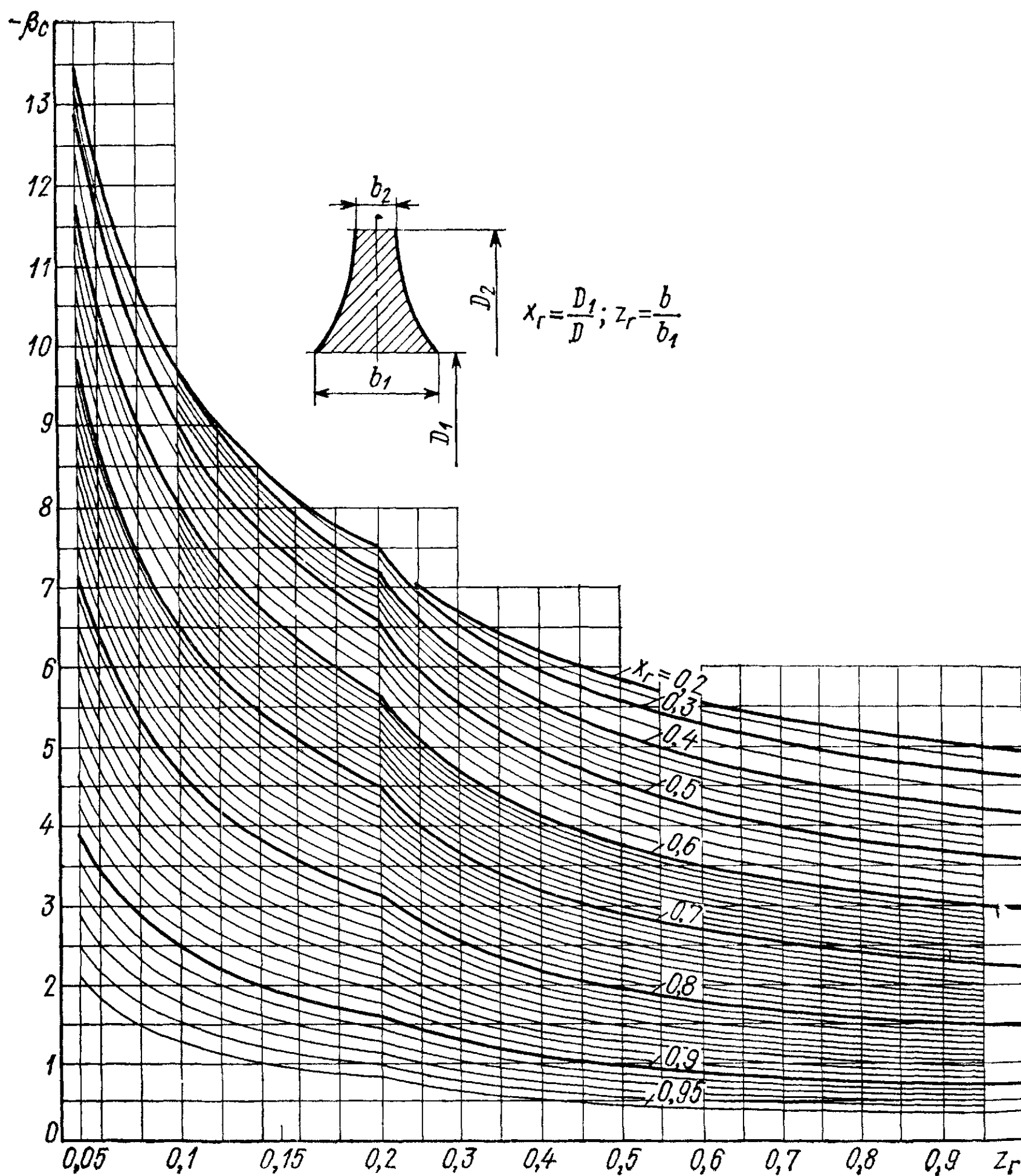


Рис. 3.42. Номограмма для определения коэффициента $-\beta_c$ при расчете гиперболических дисков

Поскольку значение σ_{t1}^I в первом расчете было выбрано произвольно, то σ_{rn}^I не будет равно заданному напряжению σ_{rn} . Поэтому далее выполняется второй расчет, где необходимо следующее.

1. Задаться новым произвольным значением σ_{t1}^{II} на начальном радиусе R_1 диска и, кроме того, принять $\omega = 0$ ($n = 0$), т. е. $T = 0$ (невращающийся диск) и $\sigma_{r1}^{II} = 0$ (диск свободно покоится на валу).

2. Выполнить расчеты в соответствии с пп. 2, 3 первого расчета при новых принятых условиях и получить в итоге новое значение радиального напряжения σ_{rn}^{II} на наружной поверхности последнего участка. На этом заканчивается второй расчет, в котором обозначения всех напряжений содержат индекс II.

В соответствии с принципом независимости действия сил напряжения первого и второго расчетов могут быть суммированы:

$$\sigma_{rn}^{\text{I}} + k\sigma_{rn}^{\text{II}} = \sigma_{rn}. \quad (3.98)$$

Отсюда легко найти поправочный коэффициент k , на который нужно умножить напряжения второго расчета, чтобы суммированные

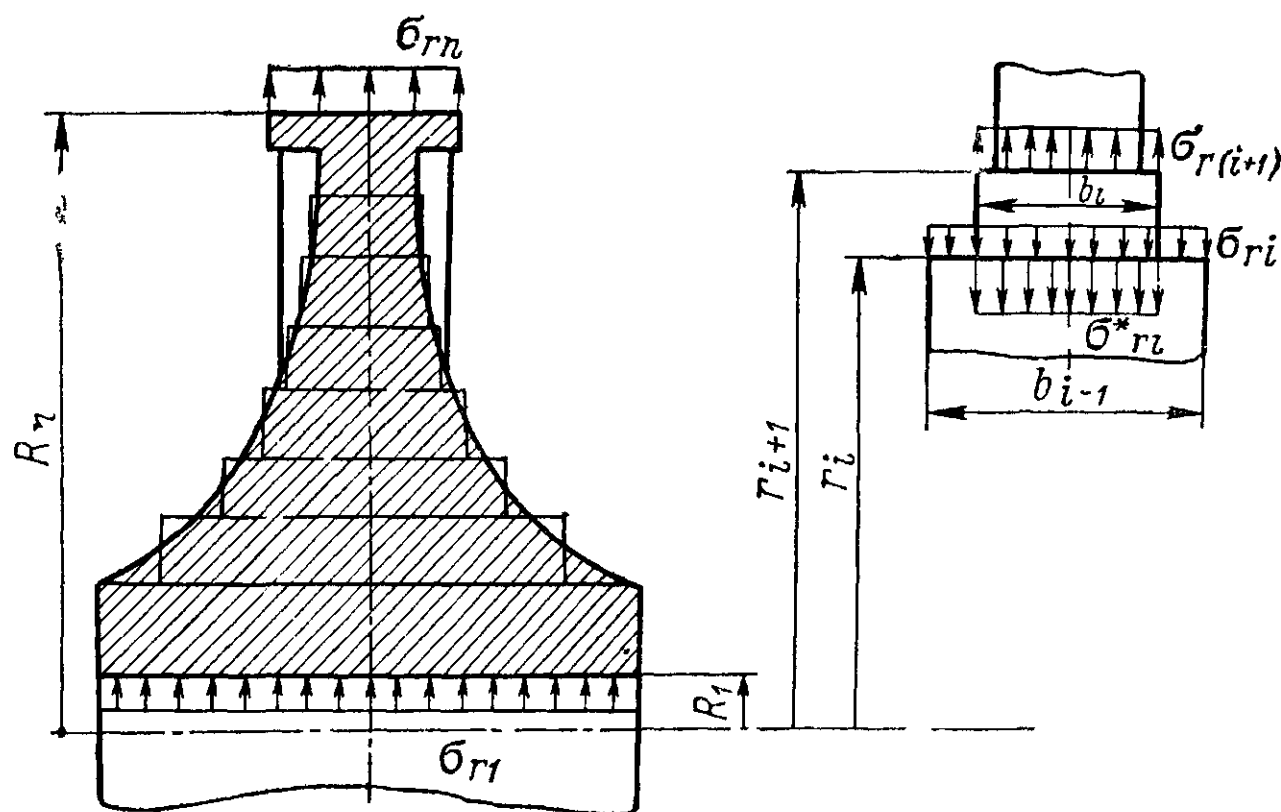


Рис. 3.43. Расчетная схема диска сложного профиля с его аппроксимацией участками постоянной толщины

с напряжениями первого расчета они дали бы истинные напряжения в диске,

$$k = (\sigma_{rn} - \sigma_{rn}^{\text{I}}) / \sigma_{rn}^{\text{II}}. \quad (3.99)$$

Расчет диска заканчивается определением истинных напряжений σ_{ri} , σ_{ti} на любом радиусе r_i по формулам:

$$\sigma_{ri} = \sigma_{ri}^{\text{I}} + k\sigma_{ri}^{\text{II}}; \quad (3.100)$$

$$\sigma_{ti} = \sigma_{ti}^{\text{I}} + k\sigma_{ti}^{\text{II}}. \quad (3.101)$$

Далее, как и для дисков постоянной толщины, строятся эпюры радиальных и окружных напряжений, выявляются участки с максимальными напряжениями σ_r^{max} , σ_t^{max} и по формуле (3.87) оцениваются местные запасы прочности.

Примеры

3.3.1. Построить эпюры напряжений σ_r и σ_t и проверить прочность диска молотковой дробилки (см. рис. 3.22).

Исходные данные. На диске размещены молотки в количестве $z_M = 12$ с массой $m_M = 10$ кг; материал диска — сталь 20; предел текучести $\sigma_T = 220$ МПа;

напряжение на внутренней поверхности диска $\sigma_{r1} = 0$; рабочая температура диска 20°C ; угловая скорость $\omega = 76,8 \text{ рад/с}$ ($n = 735 \text{ об/мин}$); размеры диска согласно рис. 3.44.

Решение. Как видно из рис. 3.44, диск молотковой дробилки можно привести к расчетной схеме диска постоянной толщины, нагруженного по радиусу $r_{\text{отв}}$ креплением молотков радиальным напряжением

$$\sigma_{r \text{ отв}} = \frac{m_M z_M \omega^2 r_C}{2\pi r_{\text{отв}} b} 10^{-6} = \frac{10 \cdot 12 \cdot 76,8^2 \cdot 0,55 \cdot 10^{-6}}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,38 \cdot 0,02} = 9,1 \text{ МПа},$$

а по внутреннему радиусу R_1 — радиальным напряжением $\sigma_{r1} = 0$.

Для построения эпюр напряжений σ_r , σ_t по радиусу диска необходимо знать σ_{t1} — тангенциальное напряжение на внутреннем радиусе диска R_1 . Найдем его значение из граничного условия $\sigma_r = \sigma_{r \text{ отв}} = 9,1 \text{ МПа}$ при $r = r_{\text{отв}} = 380 \text{ мм}$, тогда $x = R_1/r = 120/380 = 0,32$; $T = (2r)^2 (n/1000)^2 = (2 \cdot 0,38)^2 (735/1000)^2 = 0,3$. Согласно рис. 3.30, $\alpha_c = -8,3$; $\alpha_r = f(x) = f(0,32)$, откуда $\alpha_r = 0,554$; $\alpha_t = f(x) =$

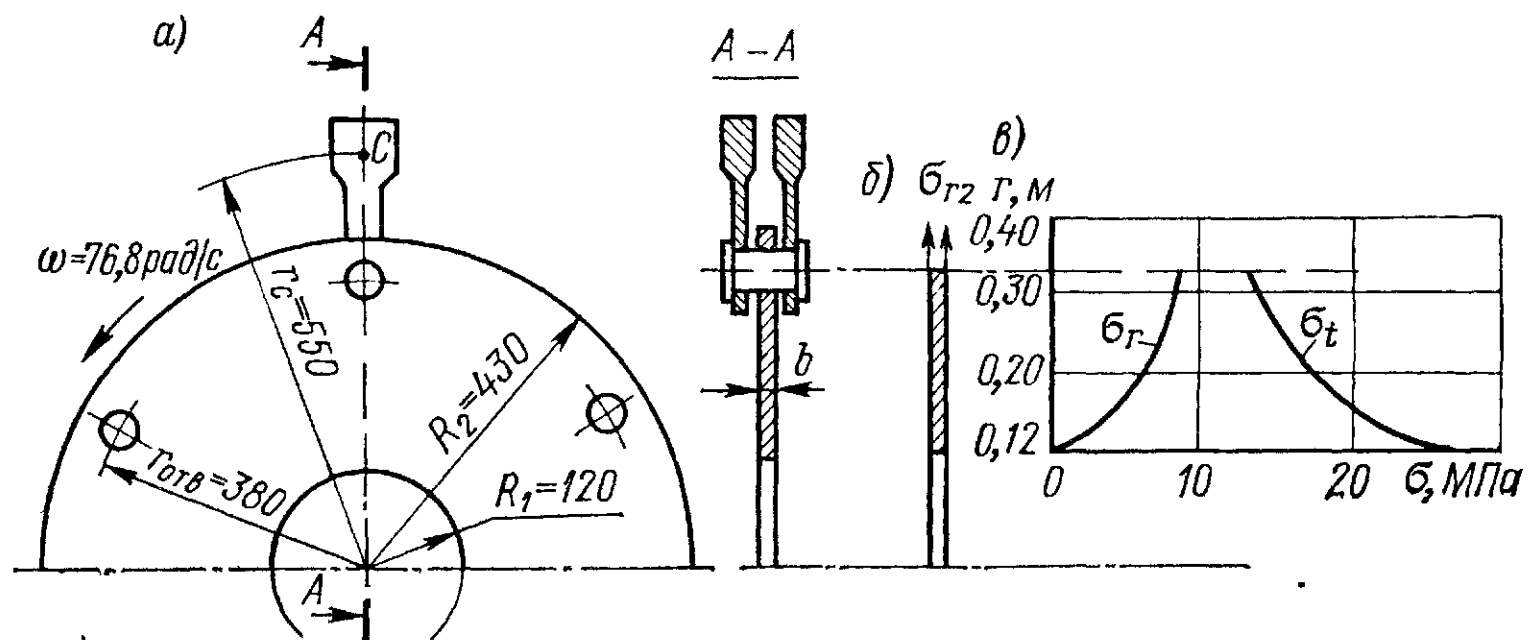


Рис. 3.44. Диск молотковой дробилки: а — эскиз; б — расчетная схема; в — эпюры напряжений σ_r и σ_t

$= f(0,32)$, откуда $\alpha_t = 0,448$. Подставим эти параметры в уравнение (3.82): $\sigma_{r \text{ отв}} = 9,1 = 0,554 \cdot 0 + 0,448 \sigma_{t1} + (-8,3) \cdot 0,3$, откуда $\sigma_{t1} = (9,1 + 8,3 \cdot 0,3)/0,448 = 26 \text{ МПа}$.

Дальнейшие расчеты по уравнениям (3.82), (3.83) целесообразно вести в табличной форме (табл. 3.14).

Таким образом, как видно из табл. 3.14 и эпюры напряжений (см. рис. 3.44, в), наиболее нагруженной является внутренняя поверхность диска радиусом R_1 , где $\sigma_{\text{max}} = \sigma_t^{\text{max}} = 26 \text{ МПа}$. Местный запас прочности диска составляет согласно формуле (3.87) $n_M = \sigma_T / \sigma_{\text{max}} = 220/26 = 8,46$, что значительно больше допускаемого $[n_M] = 2$.

3.3.2. Рассчитать на прочность конический диск коллоидной мельницы.

Исходные данные. Угловая скорость вращения $\omega = 314 \text{ рад/с}$ ($n = 3000 \text{ об/мин}$), радиальные напряжения от посадки диска на вал $\sigma_{r1} = -10 \text{ МПа}$, напряжения на внешнем контуре $\sigma_{r2} = 0$, материал диска — сталь 15Х5М, предел текучести $\sigma_T = 220 \text{ МПа}$ при $t = 20^\circ\text{C}$, размеры диска указаны на рис. 3.45.

Решение. Чтобы воспользоваться уравнениями (3.82), (3.83) для конического диска, необходимо предварительно вычислить ряд вспомогательных величин и коэффициентов. Диаметр полного конуса согласно формуле (3.90)

$$D_K = D_1 + (D_2 - D_1) b_1 / (b_1 - b_2) = 40 + (380 - 40) 50 / (50 - 10) = 464 \text{ мм}.$$

Численные значения безразмерных параметров, определяемых по формулам (3.88): $\kappa = D/D_K$; $\kappa_1 = D_1/D_K$, указаны в табл. 3.15.

Найдем из граничного условия $\sigma_{r2} = 0$ и уравнения (3.82) необходимое для дальнейших расчетов значение тангенциального напряжения σ_{t1} :

$$\sigma_{r2} = \alpha_r (R_2) \sigma_{r1} + \alpha_t (R_2) \sigma_{t1} + \alpha_c (R_2) T_K = 0,$$

те. $T_K = D_K^2 (n/1000)^2 = 0,464^2 (3000/1000)^2 = 1,94$; коэффициенты же $\alpha_r (R_2)$, $\alpha_t (R_2)$, $\alpha_c (R_2)$ определим по рис. 3.31—3.36 в зависимости от безразмерных параметров:

$$\kappa_1 = D_1/D_K = 40/464 = 0,086; \quad \kappa = D_2/D_K = 380/464 = 0,82.$$

Для этих значений κ_1 и κ $\alpha_r (R_2) = 2,19$; $\alpha_t (R_2) = 1,88$; $\alpha_c (R_2) = -14,7$.

Тогда $\sigma_{t1} = (\sigma_{r2} - \alpha_r (R_2)\sigma_{r1} - \alpha_c (R_2)T_K)/\alpha_t (R_2) = [0 - 2,19 (-10) - (-14,7) 1,94]/1,88 = 26,8$ МПа.

Напряжения σ_r и σ_t на любом радиусе диска легко найти по формулам (3.82), (3.83)

$$\sigma_r = \alpha_r \sigma_{r1} + \alpha_t \sigma_{t1} + \alpha_c T_K; \quad \sigma_t = \beta_r \sigma_{r1} + \beta_t \sigma_{t1} + \beta_c T_K$$

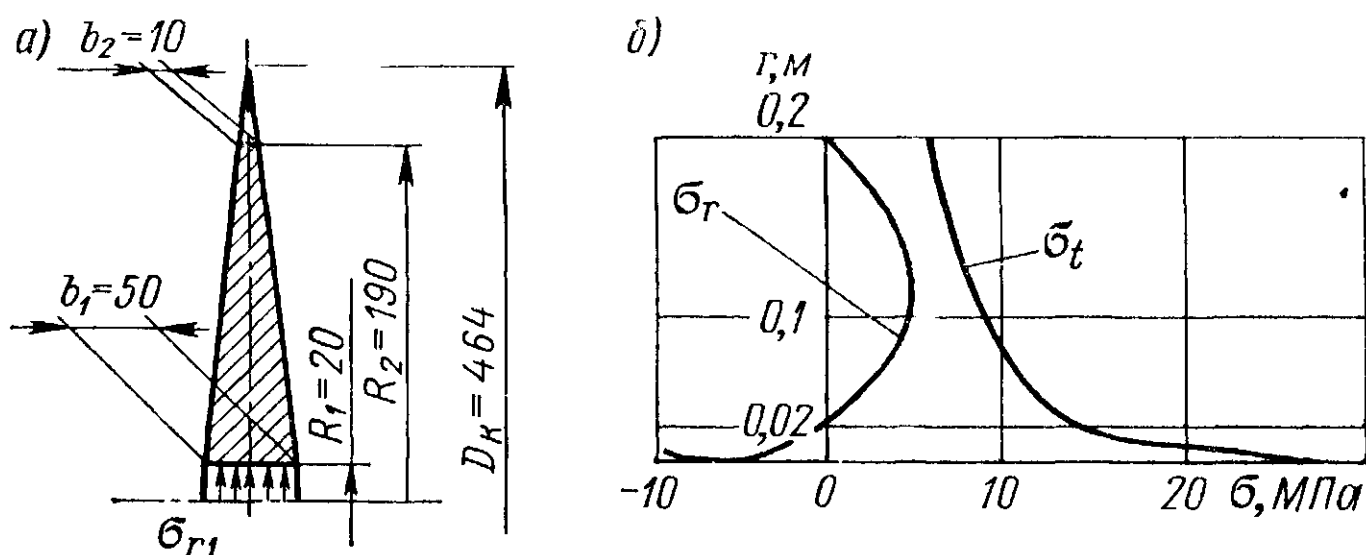


Рис. 3.45. Конический диск коллоидной мельницы: а — расчетная схема; б — эпюры напряжений σ_r и σ_t

Результаты расчетов представлены в табл. 3.15. Как и в примере 3.3.1, наиболее нагруженной оказалась внутренняя цилиндрическая поверхность диска, где $\sigma_{\max} = \sigma_t^{\max} = 26,8$ МПа. Местный запас прочности диска в соответствии с формулой (3.87) составляет $n_M = \sigma_T/\sigma_{\max} = 220/26,8 = 8,22$, что больше допускаемого коэффициента запаса $[n_M] = 2$.

Таблица 3.14

Расчет радиальных σ_r и тангенциальных σ_t напряжений в диске постоянной толщины

r , мм	$x = R_1/r$	α_r	α_t	α_c	T	$\alpha_r \sigma_{r1}$	$\alpha_t \sigma_{t1}$	$\alpha_c T$	σ_r , МПа
120	1,00	1,00	0	0	0,03	0	0	0	0
170	0,70	0,75	0,25	-4,92	0,06	0	6,45	-0,29	6,2
220	0,55	0,65	0,34	-6,64	0,10	0	8,92	-0,66	8,3
270	0,44	0,60	0,40	-7,50	0,16	0	10,3	-1,20	9,1
320	0,38	0,58	0,42	-7,90	0,22	0	10,9	-1,74	9,1
380	0,32	0,55	0,45	-8,20	0,30	0	11,6	-2,50	9,1
r , мм	$x = R_1/r$	β_r	β_t	β_c	T	$\beta_r \sigma_{r1}$	$\beta_t \sigma_{t1}$	$\beta_c T$	σ_t , МПа
120	1,00	0	1,00	0	0,03	0	26,0	0	26,0
170	0,70	0,25	0,75	-2,10	0,06	0	19,50	-0,13	19,4
220	0,55	0,34	0,65	-3,20	0,1	0	17,00	-0,32	16,7
270	0,44	0,40	0,60	-3,80	0,16	0	15,60	-0,61	15,0
320	0,38	0,42	0,58	-4,10	0,22	0	15,00	-0,91	14,0
380	0,32	0,45	0,55	-4,46	0,30	0	14,40	-1,33	13,0

Расчет радиальных σ_r и тангенциальных σ_t напряжений
в коническом диске при $\kappa_1 = D_1/D_K = 0,086$

$r, \text{ мм}$	$\kappa = R_1/r$	$\kappa = D/D_K$	α_r	α_t	α_c	T_K	$\alpha_r \sigma_{r1}$	$\alpha_t \sigma_{t1}$	$\alpha_c T_K$	$\sigma_r, \text{ МПа}$
20	1,00	0,086	1,00	0	0	1,94	-10,0	0	0	-10
50	0,40	0,215	0,65	0,48	-0,5	1,94	-6,5	12,8	-0,97	5,3
100	0,20	0,430	0,78	0,68	-2,0	1,94	-7,8	18,2	-3,88	6,5
150	0,13	0,646	1,17	1,03	-5,6	1,94	-11,7	27,6	-10,80	5,1
190	0,10	0,820	2,20	1,88	-14,7	1,94	-22,0	50,4	-28,50	0

$r, \text{ мм}$	$\kappa = R_1/r$	$\kappa = D/D_K$	β_r	β_t	β_c	T_K	$\beta_r \sigma_{r1}$	$\beta_t \sigma_{t1}$	$\beta_c T_K$	$\sigma_t, \text{ МПа}$
20	1,00	0,086	0	1,00	0	1,94	0	26,8	0	26,8
50	0,40	0,215	0,45	0,62	-0,25	1,94	-4,5	16,6	-0,50	11,6
100	0,20	0,430	0,64	0,66	-1,00	1,94	-6,4	17,7	-1,94	9,4
150	0,13	0,645	0,85	0,81	-3,00	1,94	-8,5	21,7	-5,80	7,4
190	0,10	0,820	1,30	1,19	-6,70	1,94	-13,0	31,9	-13,00	5,9

3.3.3. Построить эпюру напряжений σ_r и σ_t и проверить прочность диска распылительной сушилки.

Исходные данные. Угловая скорость $\omega = 1610$ рад/с ($n = 15365$ об/мин); диск изготовлен из стали 16ГС; размеры диска указаны на рис. 3.46, а; радиальные напряжения от посадки ступицы диска на вал $\sigma_{r1} = -5$ МПа; напряжения на внешнем контуре $\sigma_{rn} = 0$; предел текучести материала диска при $t = 20^\circ\text{C}$ $\sigma_T = 280$ МПа.

Решение. Как известно, диск распылительной сушилки представляет собой диск сложного профиля, состоящий из двух дисков постоянной толщины. Поэтому при расчете воспользуемся уравнениями (3.92)—(3.97) метода двух расчетов.

Первый расчет. На внутренней поверхности диска (ступицы) радиусом R_1 (первый участок) зададимся произвольным значением σ_{t1}^I , например $\sigma_{t1}^I = 30$ МПа. Это даст возможность для различных значений радиуса ступицы, как это сделано в примере 3.3.1, вычислить σ_r^I и σ_t^I (табл. 3.16, первый участок).

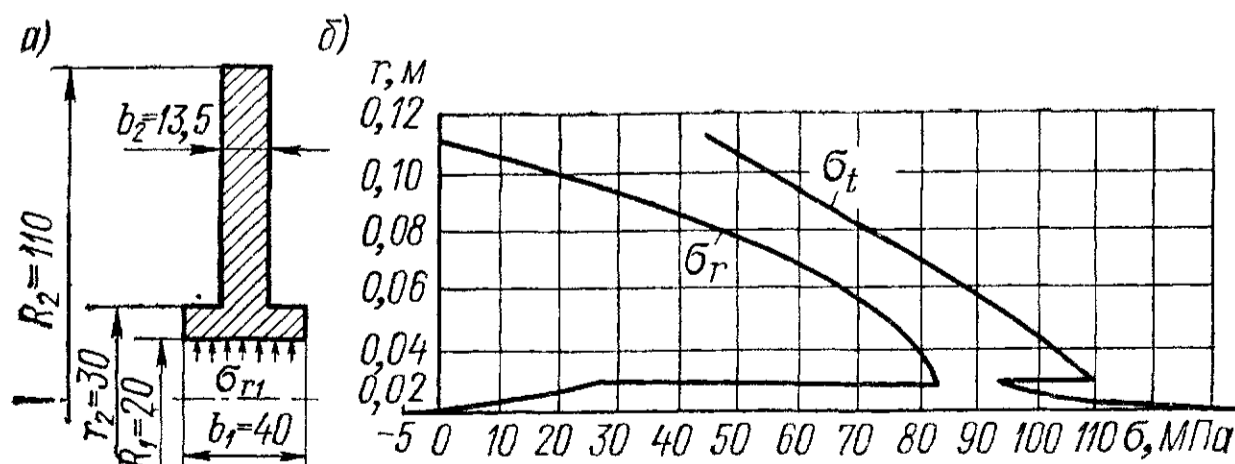


Рис. 3.46. Ступенчатый диск распылительной сушилки: а — расчетная схема; б — эпюры напряжений σ_r и σ_t

При переходе к расчету диска, имеющего толщину $b_2 = 13,5$ мм (табл. 3.16, второй участок) с учетом резкого скачка значений его толщины от $b_1 = 40$ мм до $b_2 = 13,5$ мм, необходимо по формулам (3.96) и (3.97) для внутренней поверхности

Первый расчет радиальных σ_r^I и тангенциальных σ_t^I напряжений в диске сложного профиля

Участки	r , мм	$x = R_1/r$	α_r	α_t	α_c	T	$\alpha_r \sigma_{r1}^I$	$\alpha_t \sigma_{t1}^I$	$\alpha_c T$	σ_r^I , МПа
Первый ($R_1 = 20$ мм)	20	1,00	1,00	0	0	0,38	-5,00	0	0	-5,00
	25	0,80	0,82	0,17	-3,6	0,59	-4,10	5,10	-2,10	-1,00
	30	0,67	0,73	0,27	-5,4	0,85	-3,65	8,10	-4,59	0,14
Второй ($R_1 = r_2 = 30$ мм)	30	1,00	1,00	0	0	0,85	0,40	0	0	0,40
	40	0,75	0,78	0,21	-4,3	1,50	0,31	3,93	-6,45	-2,20
	50	0,60	0,68	0,31	-6,2	2,35	0,27	5,80	-14,60	-8,53
	60	0,50	0,63	0,37	-7,1	3,38	0,25	6,92	-24,00	-16,83
	80	0,38	0,57	0,42	-7,8	6,00	0,23	7,85	-46,80	-38,70
	110	0,27	0,54	0,46	-8,5	11,40	0,22	8,60	-96,90	-88,10
Участки	r , мм	$x = R_1/r$	β_r	β_t	β_c	T	$\beta_r \sigma_{r1}^I$	$\beta_t \sigma_{t1}^I$	$\beta_c T$	σ_t^I , МПа
Первый ($R_1 = 20$ мм)	20	1,00	0	1,00	0	0,38	0	30,0	0	30,00
	25	0,80	0,17	0,82	-1,4	0,50	-0,850	24,6	-0,83	23,00
	30	0,67	0,27	0,73	-2,3	0,85	-1,350	21,9	-1,96	18,60
Второй ($R_1 = r_2 = 30$ мм)	30	1,00	0	1,00	0	0,85	0	18,7	0	18,70
	40	0,75	0,21	0,78	-1,75	1,50	0,084	14,6	-2,63	12,04
	50	0,60	0,31	0,68	-2,85	2,35	0,124	12,7	-6,70	6,12
	60	0,50	0,37	0,63	-3,5	3,38	0,148	11,8	-11,80	0,15
	80	0,38	0,42	0,57	-4,2	6,00	0,168	10,7	-25,20	-14,40
	110	0,27	0,46	0,54	-4,7	11,40	0,184	10,1	-53,40	-43,20

Второй расчет радиальных σ_r^{II} и тангенциальных σ_t^{II} напряжений
в диске сложного профиля

Участки	r , мм	$x = R_1/r$	α_r	α_t	$\alpha_r \sigma_{r1}^{\text{II}}$	$\alpha_t \sigma_{t1}^{\text{II}}$	σ_r^{II} , МПа
Первый ($R_1 = 20$ мм)	20	1,00	1,00	0	0	0	0
	25	0,80	0,82	0,17	0	10,2	10,2
	30	0,67	0,73	0,27	0	16,2	16,2
Второй ($R_1 = r_2 = 30$ мм)	30	1,00	1,00	0	48,0	0	48,0
	40	0,75	0,78	0,21	37,4	11,2	48,6
	50	0,60	0,68	0,31	32,6	16,5	39,1
	60	0,50	0,63	0,37	30,2	19,7	49,9
	80	0,38	0,57	0,42	27,4	22,4	49,8
	110	0,27	0,54	0,46	26,0	24,6	50,5
Участки	r , мм	$x = R_1/r$	β_r	β_t	$\beta_r \sigma_{r1}^{\text{II}}$	$\beta_t \sigma_{t1}^{\text{II}}$	σ_t^{II} , МПа
Первый ($R_1 = 20$ мм)	20	1,00	0	1,00	0	60,0	60,0
	25	0,80	0,17	0,82	0	49,2	49,2
	30	0,67	0,27	0,73	0	43,8	43,8
Второй ($R_1 = r_2 = 30$ мм)	30	1,00	0	1,0	0	53,3	53,3
	40	0,75	0,21	0,78	10,2	41,6	51,8
	50	0,60	0,31	0,68	14,8	36,2	51,0
	60	0,50	0,37	0,63	17,7	34,6	52,3
	80	0,38	0,42	0,57	20,2	30,4	50,6
	110	0,27	0,46	0,54	22,1	28,8	50,9

диска с $b_2 = 13,5$ мм вычислить новые значения $\sigma_r^{\text{I}*}$ и $\sigma_t^{\text{I}*}$ с помощью уже известных σ_r^{I} и σ_t^{I} на наружной поверхности диска с толщиной $b_1 = 40$ мм. В нашем случае при $r = r_2 = 30$ мм; $\sigma_r^{\text{I}} = 0,14$ МПа; $\sigma_t^{\text{I}} = 18,6$ МПа:

$$\sigma_r^{\text{I}*} = \sigma_r^{\text{I}} b_1 / b_2 = 0,14 \cdot 40 / 13,5 = 0,4 \text{ МПа};$$

$$\sigma_t^{\text{I}*} = \sigma_t^{\text{I}} + \mu (\sigma_r^{\text{I}*} - \sigma_r^{\text{I}}) = 18,6 + 0,3 (0,4 - 0,14) = 18,7 \text{ МПа}.$$

Именно эти значения напряжений указаны при радиусе $r = r_2 = 30$ мм в табл. 3.16, второй участок.

Зная эти напряжения, далее по формулам (3.92), (3.93) рассчитываем напряжения σ_r^{I} и σ_t^{I} на радиусах 40; 50; 60; 80; 110 мм (см. табл. 3.16, второй участок), определяя для них коэффициенты α , β , как для самостоятельного диска постоянной толщины при $R_1 = r_2 = 30$ мм; $R_2 = 110$ мм.

Второй расчет. Зададимся новым произвольным значением $\sigma_{t1}^{\text{II}} = 60$ МПа, кроме того, положим $n = 0$, $T = 0$, $\sigma_{r1}^{\text{II}} = 0$ (невращающийся диск, свободно посаженный на вал).

Дальнейшие расчеты выполняются по тем же формулам (3.92)—(3.97), и их результаты для удобства сведены в табл. 3.17. В табл. 3.17 приведены значения напряжений σ_r^{II} и σ_t^{II} для различных радиусов.

Поправочный коэффициент по формуле (3.99)

$$k = (\sigma_{rn} - \sigma_{rn}^{\text{I}}) / \sigma_{rn}^{\text{II}} = [0 - (-88,1)] / 50,5 = 1,74,$$

Расчет истинных значений радиальных σ_r и тангенциальных σ_t напряжений в диске сложного профиля

Участки	r, мм	σ_r^I	σ_r^{II}	σ_r^{IIk}	σ_r	σ_t^I	σ_t^{II}	σ_t^{IIk}	σ_t
		МПа							
Первый	20	-5,00	0	0	-5,00	30,00	60,0	104,0	134,00
	25	-1,00	10,2	17,7	16,70	23,00	49,2	86,5	109,50
	30	0,14	16,2	28,2	28,34	18,60	43,8	76,4	95,00
Второй	30	0,40	48,0	83,5	83,90	18,70	53,3	92,8	111,50
	40	-2,20	48,6	84,6	82,40	12,04	51,8	90,3	102,34
	50	-8,53	49,1	85,5	76,97	6,12	51,0	88,6	94,72
	60	-16,83	49,8	86,4	69,57	0,15	52,3	91,0	91,15
	80	-38,70	49,9	86,5	47,80	-14,40	50,6	88,7	74,30
	110	-88,10	50,5	88,1	0	-43,20	50,9	88,6	45,40

так как напряжение на наружном контуре диска $\sigma_{rn} = 0$ и согласно табл. 3.16, 3.17 для $R_n = 110$ мм $\sigma_{rn}^I = -88,1$ МПа; $\sigma_{rn}^{II} = 50,5$ МПа.

Истинные значения σ_r и σ_t для различных радиусов диска определяются по формулам (3.100) и (3.101). Результаты вычислений сведены в табл. 3.18.

Как видно из эпюр напряжений (см. рис. 3.46, б), наиболее нагруженной оказалась внутренняя поверхность ступицы диска при $r = R_1 = 20$ мм, где $\sigma_{\max} = \sigma_t^{\max} = 134$ МПа. Учитывая, что для стали 16ГС $\sigma_T = 280$ МПа, коэффициент запаса прочности (местный) по формуле (3.87) $n_M = \sigma_T / \sigma_{\max} = 280 / 134 = 2,08$, т. е. условие (3.87) местной прочности рассмотренного диска распылительной сушилки по пределу текучести выполняется, $[n_M] = 2$.

Контрольные задачи

3.3.1. Определить максимальное напряжение, возникающее в коническом диске коллоидной мельницы, согласно исходным данным примера 3.2.2, но при условии свободной посадки диска на вал, т. е. когда $\sigma_{r1} = 0$.

О т в е т: $\sigma_{\max} = \sigma_t^{\max} = 15,2$ МПа на радиусе $r = R_1 = 20$ мм.

3.3.2. Определить максимальное напряжение, возникающее в коническом диске коллоидной мельницы (см. рис. 3.46), если известно, что $R_1 = 12,5$ мм, $R_2 = 127$ мм, $b_1 = 40$ мм, $b_2 = 10$ мм, $n = 4500$ об/мин, $\sigma_{r2} = 0$, $\sigma_{r1} = -10$ МПа, материал диска — сталь 15Х5М, предел текучести $\sigma_T = 220$ МПа.

О т в е т: $\sigma_{\max} = \sigma_t^{\max} = 24$ МПа на радиусе $r = R_1 = 12,5$ мм.

3.3.3. Проверить прочность диска сложного профиля (рис. 3.47) методом двух расчетов, если известно, что $n = 3000$ об/мин, $\sigma_{r1} = -15$ МПа, $\sigma_{rn} = 10$ МПа, материал диска — сталь плотностью $\rho = 8000$ кг/м³ и пределом текучести $\sigma_T = 550$ МПа.

О т в е т: $\sigma_{\max} = \sigma_t^{\max} = 250$ МПа, что соответствует $n_M = 2,2$.

3.3.4. Оценить прочность диска указанного в табл. 3.19 типа. Сопоставить эпюры напряжений σ_r и σ_t трех типов дисков: конического, гиперболического и постоянной толщины (см. рис. 3.28). Материал дисков — сталь, имеющая $\rho = 8000$ кг/м³, $\sigma_T = 240$ МПа.

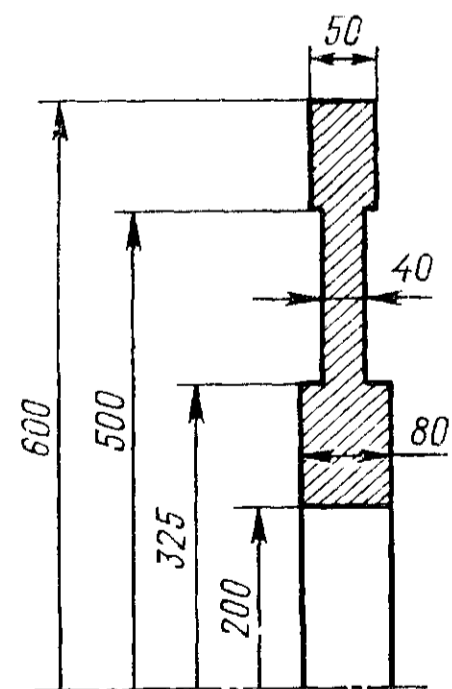


Рис. 3.47. Диск сложного профиля

Расчетные параметры дисков

Номер вари- анта	D_2	D_1	b_2	b_1	ω , рад/с	σ_{r1}	σ_{r2}	Тип диска
	мм					МПа		
1	800	260	30	30	300	-5	10	Диск постоянной тол- щины
2				100				Конический
3				100				Гиперболический
4	1000	280	25	25	250	-4	12	Диск постоянной тол- щины
5				120				Конический
6				120				Гиперболический
7	1100	320	40	40	320	-7	18	Диск постоянной тол- щины
8				110				Конический
9				110				Гиперболический
10	1200	300	35	35	220	-6	16	Диск постоянной тол- щины
11				120				Конический
12				120				Гиперболический
13	1400	340	38	38	400	-3	8	Диск постоянной тол- щины
14				128				Конический
15				128				Гиперболический
16	1600	360	40	40	240	-4	10	Диск постоянной тол- щины
17				120				Конический
18				120				Гиперболический
19	1800	400	45	45	200	-10	10	Диск постоянной тол- щины
20				130				Конический
21				130				Гиперболический

Номер варианта	D_2	D_1	b_2	b_1	ω , рад/с	σ_{r1}	σ_{r2}	Тип диска
	мм					МПа		
22	1300	340	50	50	500	-10	6	Диск постоянной толщины
23				140				Конический
24				Гиперболический				
25	900	200	40	40	360	-6	8	Диск постоянной толщины
26				130				Конический
27				Гиперболический				

§ 3.4. БЫСТРОВРАЩАЮЩИЕСЯ ОБЕЧАЙКИ

Одними из основных элементов конструкций роторов центрифуг (см. рис. 3.21), сепараторов (см. рис. 3.23) и т. п. химического оборудования являются цилиндрические или конические обечайки. В общем случае (рис. 3.48) они находятся под совместным действием:

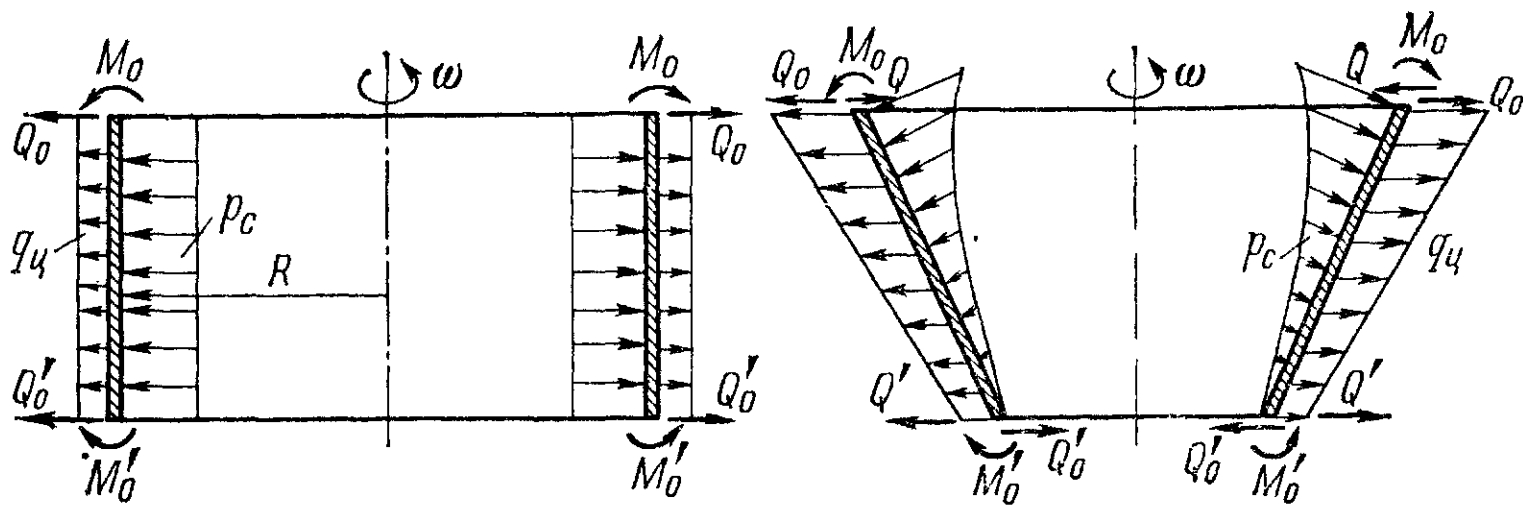


Рис. 3.48. Схема действия нагрузок на обечайки ротора

распределенных по поверхности инерционных нагрузок от собственной массы обечайки $q_{ц}$ и массы обрабатываемой среды p_c ; краевых силы Q_0 и момента M_0 .

Нормальные напряжения, возникающие в быстровращающихся обечайках от действия указанных нагрузок, определяют в узлах их сопряжений с другими деталями ротора по формулам (1.72) и (1.73), а на участках обечайки, отстоящих от края, — по формулам (1.2) и (1.3), так как нормальные к боковой поверхности распределенные нагрузки можно рассматривать как внутреннее давление, растягивающее обечайку. Так, на элемент единичной площади боковой поверхности обечайки ротора действуют:

центробежная нагрузка (рис. 3.49) от собственной массы элемента

$$q_{ц} = m_{\partial} \omega^2 r_{\partial},$$

где $m_0 = \rho s l \cdot 1$ — масса элемента обечайки; ω — угловая скорость ротора; r_0 — расстояние от оси ротора до выделенного элемента, ρ — плотность материала обечайки; s — толщина стенки обечайки. давление обрабатываемой среды (см. рис. 3.49), обусловленное ее вращением,

$$p_c = \int_{R_0}^{r_0} dp_c = \int_{R_0}^{r_0} \rho_c \omega^2 r dr,$$

где dp_c — центробежная сила, приложенная на радиусе r к элементу обрабатываемой среды толщиной dr , высотой и шириной, равной единице, $dp_c = \rho_c \omega^2 r dr$; ρ_c — плотность обрабатываемой среды; R_0 — минимальный радиус внутренней поверхности обрабатываемой среды, заполняющей ротор при его вращении.

Отсюда давление обрабатываемой среды¹ (инерционная нагрузка)

$$p_c = 0,5 \rho_c \omega^2 R^2 \psi, \quad (3.102)$$

а нормальная составляющая распределенной по боковой поверхности инерционной нагрузки от собственной массы обечайки:

цилиндрической

$$p_m = \rho s \omega^2 R; \quad (3.103)$$

конической на ее широком краю

$$p_m = \rho s \omega^2 R \cos \alpha, \quad (3.103a)$$

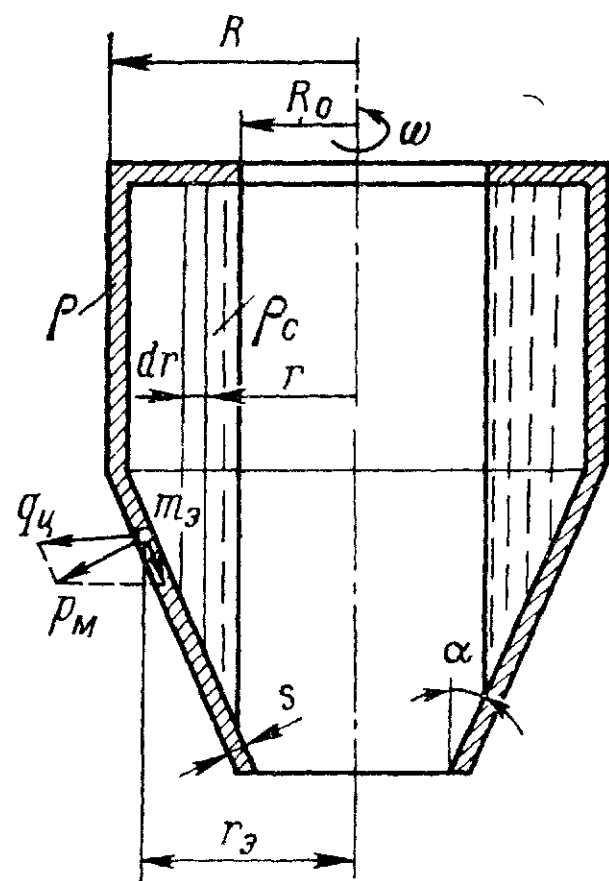


Рис. 3.49. Схема действия центробежной нагрузки на единичный элемент обечайки

где ψ — условный коэффициент заполнения ротора, $\psi = 1 - (R_0/R)^2$; R — радиус обечайки; α — половина угла при вершине конической обечайки.

Принимая во внимание, что для обечаек роторов нормальная составляющая внутреннего давления $p_n = p_m + p_c$, получают с помощью основных уравнений безмоментной теории оболочек [(1.2) и (1.3)] расчетные зависимости для определения толщины их стенки (s) на участках, удаленных от края, и формулы для вычисления допускаемой угловой скорости вращения $[\omega]$.

В узле соединения обечайки с другими деталями ротора, как хорошо известно, действуют краевые нагрузки Q_0 и M_0 , а также распорная сила Q , которые вызывают в зоне их действия дополнительные локальные напряжения. Эти дополнительные краевые напряжения следует учитывать при расчете толщины стенки в пределах данной «краевой зоны». В настоящем параграфе даны основные формулы, позволяющие рассчитывать на прочность обечайки быстровраща-

¹ Для конической обечайки на ее широком краю.

ющихся роторов, находящихся под действием как инерционных, так и краевых нагрузок.

Основные положения и расчетные зависимости следующие.

1. Расчетные нагрузки [16] — это, как правило, рабочие нагрузки, действующие на ротор при рабочей частоте вращения с максимальным заполнением обрабатываемой средой.

2. Расчетная температура стенки ротора [16] принимается равной температуре обрабатываемой среды, соприкасающейся со стенкой.

3. Допускаемое напряжение для обечайки, борта и днища ротора [16]

$$[\sigma]_p = \eta \sigma_p^*, \quad (3.104)$$

где σ_p^* — нормативное допускаемое напряжение материала ротора при расчетной температуре; η — поправочный коэффициент, учитывающий способ изготовления обечайки, борта и днища ротора (т. е. тип заготовки). Нормативное допускаемое напряжение σ_p^* для углеродистых и легированных сталей определяется по формуле

$$\sigma_p^* = \min\{\sigma_T/n_{1.p}; \sigma_{0,2}/n_{T.p}; \sigma_B/n_{B.p}\}, \quad (3.105)$$

где $n_{1.p}$ — коэффициент запаса прочности деталей ротора по пределу текучести, $n_{T.p} = 2,0$; $n_{B.p}$ — коэффициент запаса прочности деталей ротора по пределу прочности, $n_{B.p} = 3,0$; σ_T и $\sigma_{0,2}$ — минимальные значения предела текучести и условного предела текучести при расчетной температуре; σ_B — минимальное значение предела прочности при расчетной температуре.

В табл. 3.20 приведены значения σ_p^* для некоторых марок углеродистых и легированных сталей. Значения поправочного коэффициента представлены на с. 10.

4. Расчетные значения модуля продольной упругости E в зависимости от температуры приведены в приложении (табл. VII).

5. Коэффициенты прочности сварных соединений φ в зависимости от конструкции и способа соединения даны в табл. 1.7.

Таблица 3.20

Нормативное допускаемое напряжение σ_p^* , МПа, для материала ротора

Марка стали	Расчетная температура стенки, °С		Марка стали	Расчетная температура стенки, °С	
	20	100		20	100
Ст3	117	110	06ХН28МДТ	110	100
20	122	118	10Х18Н9ТЛ	72	72
25Л	86	72	08Х22Н6Т (ЭП53);	175	150
12Х18Н10Т;	134	127	08Х21Н6М2Т (ЭП54)		
10Х17Н13М2Т;			09Х15Н8Ю	366	334
10Х17Н13М3Т			30ХГСА	366	350

6. Коэффициент уменьшения допускаемого напряжения для перфорированных обечаек [16] ротора ¹

$$\varphi_0 = \min \{ \varphi; 1 - d_0/t_0 \}, \quad (3.106)$$

где d_0 — диаметр отверстия; t_0 — шаг отверстий.

7. Коэффициент перфорации обечаек k_{Π} при расположении отверстий [16]:

по вершинам квадратов и в шахматном порядке ¹

$$k_{\Pi} = 0,785 (d_0/t_0)^2; \quad (3.107)$$

по вершинам равносторонних треугольников ¹

$$k_{\Pi} = 0,907 (d_0/t_0)^2. \quad (3.108)$$

8. Прибавки к расчетным толщинам конструктивных элементов определяются по формулам на с. 10.

9. Толщина стенки сплошной обечайки ротора:
цилиндрической

$$s = \rho_c \omega^2 R^3 \psi / [2 (\varphi [\sigma]_p - \rho \omega^2 R^2)] + c + c_0; \quad (3.109)$$

конической

$$s_K = \rho_c \omega^2 R^3 \psi / [2 (\varphi [\sigma]_p - \rho \omega^2 R^2) \cos \alpha] + c + c_0. \quad (3.110)$$

10. Толщина стенки перфорированной обечайки ротора:
цилиндрической

$$s = \rho_c \omega^2 R^3 \psi / \{ 2 [\varphi_0 [\sigma]_p - (1 - k_{\Pi}) \rho \omega^2 R^2] \} + c + c_0; \quad (3.111)$$

конической

$$s_K = \rho_c \omega^2 R^3 \psi / \{ 2 [\varphi_0 [\sigma]_p - (1 - k_{\Pi}) \rho \omega^2 R^2] \cos \alpha \} + c + c_0. \quad (3.112)$$

11. Допускаемая угловая скорость сплошной обечайки:
цилиндрической

$$[\omega] = \frac{1}{R} \sqrt{\frac{\varphi [\sigma]_p}{\rho_c R \psi / [2 (s - c)] - \rho}}; \quad (3.113)$$

конической

$$[\omega] = \frac{1}{R} \sqrt{\frac{\varphi [\sigma]_p}{\rho_c R \psi / [2 (s_K - c) \cos \alpha] - \rho}}. \quad (3.114)$$

12. Допускаемая угловая скорость перфорированной обечайки:
цилиндрической

$$[\omega] = \frac{1}{R} \sqrt{\frac{\varphi_0 [\sigma]_p}{\rho_c R \psi / [2 (s - c)] - \rho (1 - k_{\Pi})}}; \quad (3.115)$$

конической

$$[\omega] = \frac{1}{R} \sqrt{\frac{\varphi_0 [\sigma]_p}{\rho_c R \psi / [2 (s_K - c) \cos \alpha] - \rho (1 - k_{\Pi})}}. \quad (3.116)$$

¹ Формулы применимы при $k_{\Pi} \leq 0,2$ и $d_0^2/(4Rs) < 0,02$.

13. Краевая сила Q_0 и краевой момент M_0 , действующие в узлах сопряжения обечайки с другими деталями ротора, определяются из уравнений совместности радиальных Δ и угловых θ деформаций (см. § 1.4), составляемых для краев вращающихся элементов в месте соединения их друг с другом. В общем случае (без учета правила знаков):

уравнение совместности радиальных деформаций

$$\Delta_{r_M}^o + \Delta_{r_C}^o + \Delta_{Q_0}^o + \Delta_{M_0}^o = \Delta_{r_M}^d + \Delta_{r_C}^d + \Delta_{(Q_0-Q)}^d + \Delta_{M_0}^d; \quad (3.117)$$

уравнение совместности угловых деформаций

$$\theta_{r_M}^o + \theta_{r_C}^o + \theta_{Q_0}^o + \theta_{M_0}^o = \theta_{r_M}^d + \theta_{r_C}^d + \theta_{(Q_0-Q)}^d + \theta_{M_0}^d, \quad (3.118)$$

где $\Delta_{r_M}^o$, $\Delta_{r_C}^o$, $\Delta_{Q_0}^o$, $\Delta_{M_0}^o$ — радиальные деформации края обечайки от действия соответственно инерционных нагрузок собственной массы оболочки r_M и массы обрабатываемой среды r_C , а также краевых силы Q_0 и момента M_0 ; $\Delta_{r_M}^d$, $\Delta_{r_C}^d$, $\Delta_{(Q_0-Q)}^d$, $\Delta_{M_0}^d$ — радиальные деформации края сопрягаемой с обечайкой детали от действия соответственно инерционных нагрузок r_M и r_C , краевой и распорной сил Q_0 и Q , краевого момента M_0 ; $\theta_{r_M}^o$, $\theta_{r_C}^o$, $\theta_{Q_0}^o$, $\theta_{M_0}^o$ — угловые деформации края обечайки от действия соответственно нагрузок r_M , r_C , Q_0 , M_0 ; $\theta_{r_M}^d$, $\theta_{r_C}^d$, $\theta_{Q_0-Q}^d$, $\theta_{M_0}^d$ — угловые деформации края сопрягаемой с обечайкой детали от действия соответственно нагрузок r_M , r_C , Q_0 , Q , M_0 . Выражения для радиальных Δ и угловых θ деформаций края элементов ротора от действия указанных нагрузок сведены в табл. 3.21 и 3.22.

14. Нормальные напряжения на наружной (—) и внутренней (+) поверхностях края обечайки¹:

меридиональное

$$\sigma_{m_0} = \sigma_{m_0}^{r_M} + \sigma_{m_0}^{r_C} + \sigma_{m_0}^{(Q_0-Q)} + \sigma_{m_0}^{M_0} \text{ или } \sigma_{m_0} = \sum U/(s - c) \pm 6 \sum M_m/(s - c)^2; \quad (3.119)$$

кольцевое

$$\sigma_{t_0} = \sigma_{t_0}^{r_M} + \sigma_{t_0}^{r_C} + \sigma_{t_0}^{(Q_0-Q)} + \sigma_{t_0}^{M_0} \text{ или } \sigma_{t_0} = \sum T/(s - c) \pm 6 \sum M_t/(s - c)^2; \quad (3.120)$$

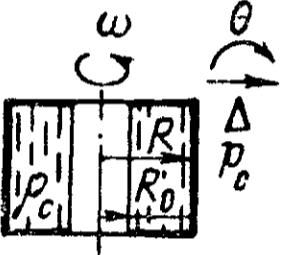
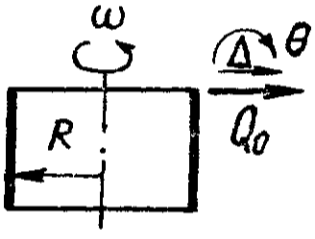
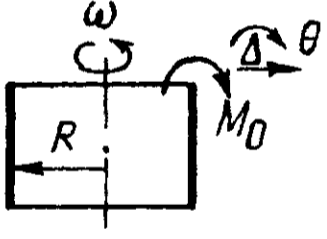
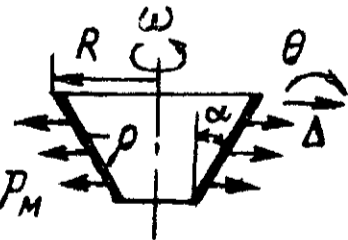
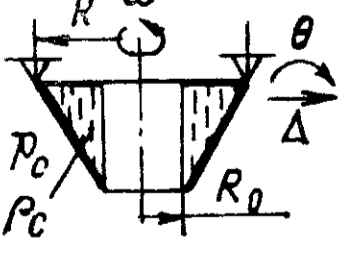
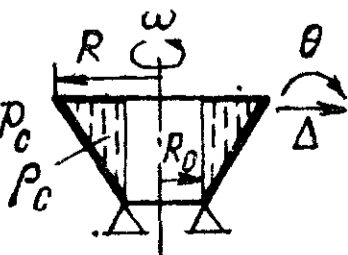
эквивалентное

$$\sigma_{\text{эkv. o}} = \max \{ \sigma_{m_0}; \sigma_{t_0} \}, \quad (3.121)$$

где $\sigma_{m_0}^{r_M}$, $\sigma_{m_0}^{r_C}$, $\sigma_{m_0}^{(Q_0-Q)}$, $\sigma_{m_0}^{M_0}$ — меридиональные напряжения, возникающие на краю обечайки от действия соответственно инерцион-

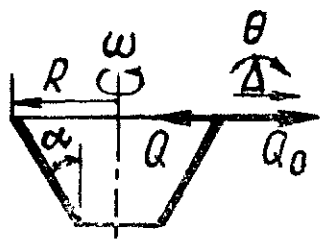
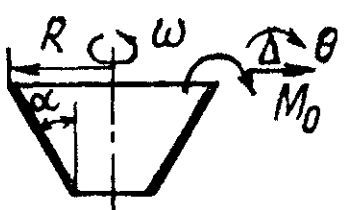
¹ При направлении действия нагрузки, противоположном указанному в табл. 3.21, знак перед соответствующим слагаемым следует изменить на обратный.

Формулы для определения нагрузок, перемещений

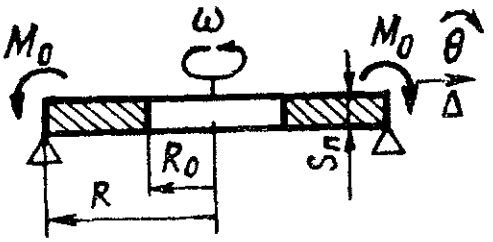
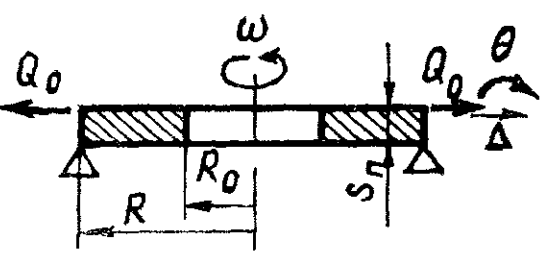
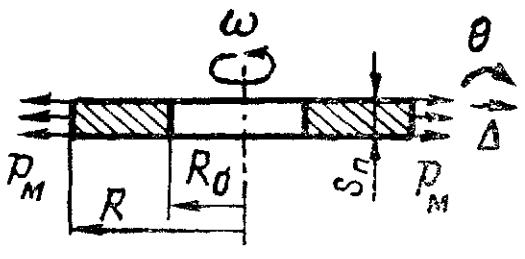
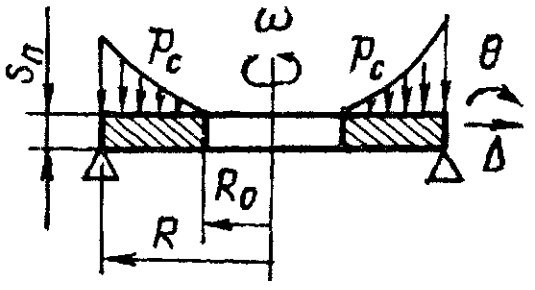
Нагрузка	Усилие		Момент		Перемещение радиальное Δ
	меридиональное U	кольцевое T	меридиональный M_m	кольцевой M_t	
	0	$\rho (s - c) \times \times \omega^2 R^2$	0	0	$\frac{\rho \omega^2 R^3}{E}$
	$\frac{\rho c \omega^2 R^3}{8} \psi^2$	$\frac{\rho c \omega^2 R^3}{2} \psi$	0	0	$\frac{\rho c \omega^2 R^4}{2E(s-c)} \psi \left(1 - \frac{\mu \psi}{4} \right)$
	0	$2\beta R Q_0$	0	0	$\frac{2\beta R^2}{E(s-c)} Q_0$
	0	$2\beta^2 R M_0$	M_0	μM_0	$\frac{2\beta^2 R^2}{E(s-c)} M_0$
	0	$\rho (s_K - c) \omega^2 R^2$	0	0	$\frac{\rho \omega^2 R^3}{E}$
	$\frac{\rho c \omega^2 R^3}{8 \cos \alpha} \psi^2$	$\frac{\rho c \omega^2 R^3}{2 \cos \alpha} \psi$	0	0	$\frac{\rho c \omega^2 R^4}{8E(s_K - c) \cos \alpha} \times \times \psi (4 - \mu \psi)$
	$\frac{\rho c \omega^2 R^3}{8 \cos \alpha} \psi^2$	$\frac{\rho c \omega^2 R^3}{2 \cos \alpha} \psi$	0	0	$\frac{\rho c \omega^2 R^4 \psi}{2E(s_K - c) \cos \alpha}$

й напряжений на краю обечайки ротора

Перемещение	Напряжение		Примечание
	меридиональное σ_{m0}	кольцевое $\sigma_{\theta 0}$	
угловое θ			
0	0	$\rho\omega^2 R^2$	—
0	$\frac{\rho c \omega^2 R^3}{8(s-c)} \psi^2$	$\frac{\rho c \omega^2 R^3}{2(s-c)} \psi$	$\psi = 1 - \frac{R_0^2}{R^2}$
$\frac{2\beta^2 R^2}{E(s-c)} Q_0$	0	$\frac{2\beta R}{s-c} Q_0$	$\beta = \frac{\sqrt[4]{3(1-\mu^2)}}{\sqrt{R(s-c)}}$
$\frac{4\beta^3 R^2}{E(s-c)} M_0$	$\pm \frac{6M_0}{(s-c)^2}$	$\frac{2\beta^2 R M_0}{s-c} \pm \frac{6\mu M_0}{(s-c)^2}$	
$(3 + \mu) \frac{\rho\omega^2 R^2}{E} \operatorname{tg} \alpha$	0	$\rho\omega^2 R^2$	—
$\frac{\rho c \omega^2 R^3 \sin \alpha}{8E(s_R - c) \cos^2 \alpha} \times$ $\times [8(1 + \psi) - \psi^2]$	$\frac{\rho c \omega^2 R^3}{8(s_R - c) \cos \alpha} \psi^2$	$\frac{\rho c \omega^2 R^3}{2(s_R - c) \cos \alpha} \psi$	$\psi = 1 - \frac{R_0^2}{R^2};$ $\beta_R = \frac{\sqrt[4]{3(1-\mu^2)}}{\sqrt{\frac{R(s_R - c)}{\cos \alpha}}};$ $Q = \frac{\rho c \omega^2 R^3}{8} \psi^2 \operatorname{tg} \alpha$
$\frac{\rho c \omega^2 R^3 \sin \alpha}{E(s_R - c) \cos^2 \alpha} (1 + \psi)$	$\frac{\rho c \omega^2 R^3}{8(s_R - c) \cos \alpha} \psi^2$	$\frac{\rho c \omega^2 R^3}{2(s_R - c) \cos \alpha} \psi$	

Нагрузка	Усилие		Момент		Перемещение
	меридиональное U	кольцевое T	меридиональный M_m	кольцевой M_t	
	$(Q_0 - Q) \sin \alpha$	$2\beta_K R (Q_0 - Q)$	0	0	$\frac{2\beta_K R^2 (Q_0 - Q)}{E (s_K - c)}$
	0	$\frac{2\beta_K R}{\cos \alpha} M_0$	M_0	μM_0	$\frac{2\beta_K R^2 M_0}{E (s_K - c) \cos \alpha}$

Формулы для определения перемещений по наружному контуру

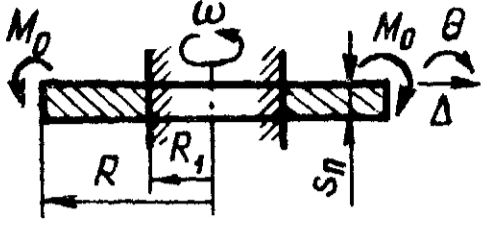
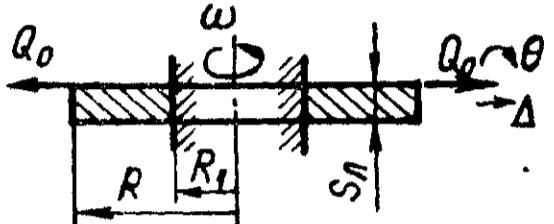
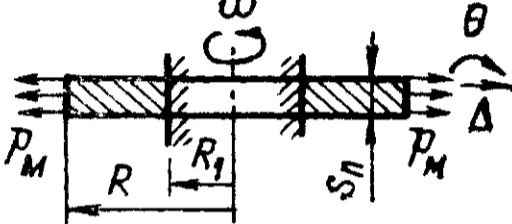
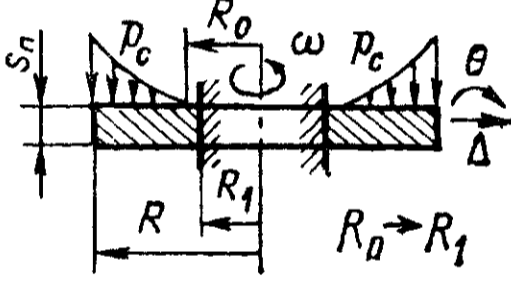
Нагрузка	Радиальное перемещение Δ
	$\frac{6R}{E (s_\Pi - c)^2 (1 - \lambda^2)} [1 - \mu + (1 + \mu) \lambda^2] M_0$
	$\frac{4R}{E (s_\Pi - c) (1 - \lambda^2)} [1 - \mu + (1 + \mu) \lambda^2] Q_0$
	$\frac{\rho \omega^2 R^3}{4E} [1 - \mu + (3 + \mu) \lambda^2]$
	$-\frac{\rho c \omega^2 R^5}{16E (s_\Pi - c)^2 (1 - \lambda^2)} \{3(1 + \mu) [(1 - \lambda^4)(1 - 2\lambda^2) - 2\lambda^6 \ln \lambda^2] - (1 + 5\mu)(1 - \lambda^2)^3\}$

Перемещение	Напряжение		Примечание
	меридиональное σ_{m0}	кольцевое σ_{t0}	
угловое θ	$\frac{\sin \alpha (Q_0 - Q)}{s_K - c}$	$\frac{2\beta_K R (Q_0 - Q)}{s_K - c}$	$\psi = 1 - \frac{R_0^2}{R^2};$ $\beta_K = \frac{\sqrt[4]{3(1-\mu^2)}}{\sqrt{\frac{R(s_K - c)}{\cos \alpha}}};$ $Q = \frac{\rho c \omega^2 R^3}{8} \psi^2 \operatorname{tg} \alpha$
$\frac{2\beta_K^2 R^2 (Q_0 - Q)}{E (s_K - c) \cos \alpha}$	$\pm \frac{6M_0}{(s_K - c)^2}$	$\frac{2\beta_K^2 R M_0}{(s_K - c) \cos \alpha} \pm \frac{6\mu M_0}{(s_K - c)^2}$	

Таблица 3.22

ДИСКА ПОСТОЯННОЙ ТОЛЩИНЫ

Угловое перемещение θ	Примечание
$\frac{12R}{E (s_{II} - c)^3 (1 - \lambda^2)} [1 - \mu + (1 + \mu) \lambda^2] M_0$	$\lambda = \frac{R_0}{R}$
$\frac{6R}{E (s_{II} - c)^2 (1 - \lambda^2)} [1 - \mu + (1 + \mu) \lambda^2] Q_0$	
0	
$\frac{\rho c \omega^2 R^5}{8E (s_{II} - c)^3 (1 - \lambda^2)} \{3(1 + \mu)[(1 - \lambda^4)(1 - 2\lambda^2) - 2\lambda^6 \ln \lambda^2] - (1 + 5\mu)(1 - \lambda^2)^3\}$	

Нагрузка	Радиальное перемещение Δ
	$\frac{6R}{E(s_{II}-c)^2} \frac{(1-\mu)(2+\mu) + (1+\mu)(2-\mu)\lambda_1^2}{(2+\mu) - (2-\mu)\lambda_1^2} M_0$
	$\frac{4R}{E(s_{II}-c)} \frac{(1-\mu^2)[(2+\mu) + (2-\mu)\lambda_1^4] + (2+\mu^2)\lambda_1^2}{[(1+\mu) + (1-\mu)\lambda_1^2][(2+\mu) - (2-\mu)\lambda_1^2]} Q_0$
	$\frac{\rho\omega^2 R^3}{4E} \frac{(2\mu^2 + 3\mu - 5)\lambda_1^4 + [2(1-\mu) - (3+\mu)\mu^2]\lambda_1^2 - (1+\mu)^2}{(1-\mu)\lambda_1^2 + (1+\mu)}$
	$\frac{\rho c \omega^2 R^5 (1-\mu^2)}{16E(s_{II}-c)^2 [1+\mu + \lambda_1^2(1-\mu)]} \times$ $\times \{2(1+\mu)(1-\lambda_1^2)^3 - 3\lambda_1^2 [(1-\lambda_1^2)^2 + \lambda_1^4(1-2\ln\lambda_1^2)]\}$

ных p_M и p_c , краевых $(Q_0 - Q)$ и M_0 нагрузок; $\sigma_{to}^{p_M}$, $\sigma_{to}^{p_c}$, $\sigma_{to}^{(Q_0-Q)}$, $\sigma_{to}^{M_0}$ — кольцевые напряжения, возникающие на краю обечайки от действия соответственно инерционных p_M , p_c и краевых $(Q_0 - Q)$, M_0 нагрузок; $\sum U$ и $\sum T$ — сумма меридиональных и сумма окружных (тангенциальных) усилий соответственно, действующих на краю обечайки, от действия нагрузок p_M , p_c , $(Q_0 - Q)$, M_0 ; $\sum M_m$, $\sum M_t$ — сумма меридиональных и сумма тангенциальных моментов соответственно, действующих на краю обечайки, от действия нагрузок p_M , p_c , $(Q_0 - Q)$, M_0 .

Формулы для определения напряжений $\sigma_{mo}^{p_M}$, $\sigma_{to}^{p_M}$, $\sigma_{mo}^{p_c}$, $\sigma_{to}^{p_c}$, $\sigma_{mo}^{(Q_0-Q)}$, $\sigma_{to}^{(Q_0-Q)}$, $\sigma_{mo}^{M_0}$, $\sigma_{to}^{M_0}$, усилий U , T и моментов M_m , M_t представлены в табл. 3.21.

15. Нормальные напряжения на верхней (+) и нижней (-) поверхностях края плоских элементов (борта, днища):

радиальное

$$\sigma_{rII} = \sigma_{rII}^{p_M} + \sigma_{rII}^{p_c} + \sigma_{rII}^{Q_0} + \sigma_{rII}^{M_0} \text{ или } \sigma_{rII} = \sum p / (s_{II} - c) \pm 6 \sum M_r / (s_{II} - c)^2; \quad (3.122)$$

Угловое перемещение θ	Примечание
$\frac{12R}{E (s_{\Pi} - c)^3} \frac{(1 - \mu)(2 + \mu) + (1 + \mu)(2 - \mu) \lambda_1^2}{(2 + \mu) - (2 - \mu) \lambda_1^2} M_0$	
$\frac{6R}{E (s_{\Pi} - c)^2} \frac{(1 - \mu)(2 + \mu) + (1 + \mu)(2 - \mu) \lambda_1^2}{(2 + \mu) - (2 - \mu) \lambda_1^2} Q_0$	
0	$\lambda_1 = \frac{R_1}{R}$
$\frac{\rho_c \omega^2 R^5 (1 - \mu^2)}{8E (s_{\Pi} - c)^3 [1 + \mu + \lambda_1^2 (1 + \mu)]} \times$ $\times \{2 (1 + \mu) (1 - \lambda_1^2)^3 - 3 \lambda_1^2 [(1 - \lambda_1^2)^2 + \lambda_1^4 (1 - 2 \ln \lambda_1^2)]\}$	

кольцевое

$$\sigma_{t\Pi} = \sigma_{t\Pi}^{p_M} + \sigma_{t\Pi}^{p_c} + \sigma_{t\Pi}^{Q_0} + \sigma_{t\Pi}^{M_0} \text{ или } \sigma_{t\Pi} = \sum T / (s_{\Pi} - c) \pm 6 \sum M_t (s_{\Pi} - c)^2; \tag{3.123}$$

эквивалентное

$$\sigma_{\text{ЭКВ. } \Pi} = \max \{ \sigma_{r\Pi}; \sigma_{t\Pi} \}, \tag{3.124}$$

где $\sigma_{r\Pi}^{p_M}, \sigma_{r\Pi}^{p_c}, \sigma_{r\Pi}^{Q_0}, \sigma_{r\Pi}^{M_0}$ — радиальные напряжения, возникающие на краю днища (борта) от действия соответственно инерционных p_M, p_c и краевых Q_0, M_0 нагрузок; $\sigma_{t\Pi}^{p_M}, \sigma_{t\Pi}^{p_c}, \sigma_{t\Pi}^{Q_0}, \sigma_{t\Pi}^{M_0}$ — кольцевые напряжения, возникающие на краю днища (борта) от действия соответственно инерционных p_M, p_c и краевых Q_0, M_0 нагрузок; $\sum P, \sum T$ — сумма радиальных и сумма окружных усилий соответственно, действующих по контуру плоского элемента, от нагрузок p_M, p_c, Q_0, M_0 ; $\sum M_r, \sum M_t$ — сумма радиальных и сумма тангенциальных моментов соответственно, действующих по контуру плоского элемента, от нагрузок p_M, p_c, Q_0, M_0 .

16. Толщина стенки на краю обечайки s_0 и сопрягаемого с ней плоского элемента s_{Π} определяется методом последовательных приближений до обеспечения условия прочности:

$$\sigma_{\text{экв. о}} \leq \varphi [\sigma]_{\text{р. кр}}; \quad (3.125)$$

$$\sigma_{\text{экв. п}} \leq [\sigma]_{\text{р. кр}}; \quad (3.126)$$

где $[\sigma]_{\text{р. кр}}$ — допускаемое напряжение в зоне краевого эффекта с учетом локального (местного) характера распределения напряжений от краевых нагрузок, $[\sigma]_{\text{р. кр}} = 1,3[\sigma]_{\text{р}}$.

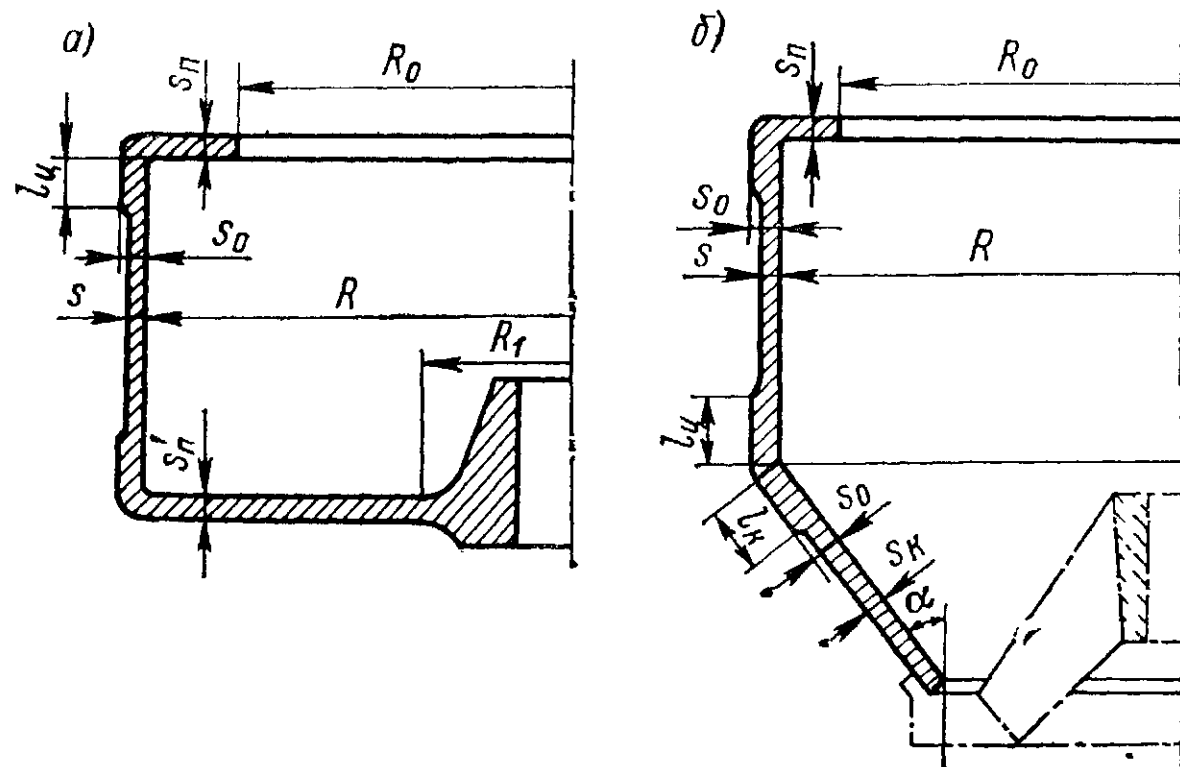


Рис. 3.50. Схема ротора: а — цилиндрического; б — цилиндрикоконического

Для первого приближения [22]:

$$s_0 = \sqrt{6M_0 / (\varphi [\sigma]_{\text{р. кр}} - \sigma_{m0}^{pc})} + c + c_1; \quad (3.127)$$

$$s_{\Pi} \approx 1,5s. \quad (3.128)$$

17. Размер краевой зоны (рис. 3.50) по длине образующей обечайки:

цилиндрической

$$l_{\text{ц}} = 0,7\sqrt{D(s_0 - c)}; \quad (3.129)$$

конической

$$l_{\text{к}} = 0,7\sqrt{D(s_0 - c) / \cos \alpha}. \quad (3.130)$$

Примеры

3.4.1. Определить допускаемое значение угловой скорости цилиндрикоконического ротора саморазгружающейся центрифуги (см. рис. 3.50, б) и проверить прочность соединения обечаек ротора.

И с х о д н ы е д а н н ы е. Внутренний диаметр ротора $D = 2R = 1200$ мм, длина цилиндрической обечайки $l = 900$ мм, угол при вершине конической обечайки $2\alpha = 46^\circ$, диаметр загрузочного отверстия $D_0 = 2R_0 = 840$ мм. Исполнительная толщина стенок цилиндрической и конической обечаек ротора $s = s_{\text{к}} = 14$ мм. Рабочая угловая скорость ротора $\omega = 100$ рад/с. Плотность и температура обрабатываемой среды соответственно $\rho_c = 1500$ кг/м³, $t = 100$ °С. Материал ротора — листовой прокат из стали 20 плотностью $\rho = 7850$ кг/м³, коэффициент Пуассона $\mu = 0,3$. Прибавка к расчетной толщине стенки $c = 1$ мм. Коэффициент прочности сварных швов $\varphi = 0,9$.

Решение. Допускаемое напряжение материала ротора при рабочей температуре по формуле (3.104)

$$[\sigma]_p = \eta \sigma_p^* = 1 \cdot 118 = 118 \text{ МПа} = 118 \cdot 10^6 \text{ Па},$$

где $\eta = 1$ (см. с. 10); $\sigma_p^* = 118 \text{ МПа}$ (см. табл. 3.20).

Допускаемое напряжение в зоне краевого эффекта

$$[\sigma]_{p,kr} = 1,3 [\sigma]_p = 1,3 \cdot 118 = 153,4 \text{ МПа}.$$

Допускаемая угловая скорость:

цилиндрической обечайки по формуле (3.113)

$$[\omega]_{ц} = \frac{1}{R} \sqrt{\frac{\varphi [\sigma]_p}{\rho_c R \psi / [2(s-c)] - \rho}} =$$

$$= \frac{1}{0,6} \sqrt{\frac{0,9 \cdot 118 \cdot 10^6}{1500 \cdot 0,6 \cdot 0,51 / [2(14-1) 10^{-3}] - 7850}} = 173,46 \text{ рад/с},$$

где $\psi = 1 - (R_o/R)^2 = 1 - (0,42/0,6)^2 = 0,51$;
конической оболочки по формуле (3.114)

$$[\omega]_{к} = \frac{1}{R} \sqrt{\frac{\varphi [\sigma]_p}{\rho_c R \psi / [2(s_k - c) \cos \alpha] - \rho}} =$$

$$= \frac{1}{0,6} \sqrt{\frac{0,9 \cdot 118 \cdot 10^6}{1500 \cdot 0,6 \cdot 0,51 / [2(14-1) 10^{-3} \cos 23^\circ] - 7850}} = 161,3 \text{ рад/с};$$

ротора цилиндрикоконического

$$[\omega] = \min \{[\omega]_{ц}; [\omega]_{к}\} = \min \{173,46; 161,3\} = 161,3 \text{ рад/с}.$$

Уравнения совместности деформаций для узла соединения цилиндрической и конической обечаек ротора (рис. 3.51) с учетом направления действия нагрузок:

$$\left. \begin{aligned} \Delta_{p_M}^u + \Delta_{p_c}^u + \Delta_{M_0}^u + \Delta_{Q_0}^u &= \Delta_{p_M}^k + \Delta_{p_c}^k + \Delta_{M_0}^k + \Delta_{(Q_0-Q)}^k; \\ -\theta_{p_M}^u - \theta_{p_c}^u - \theta_{M_0}^u + \theta_{Q_0}^u &= \theta_{p_M}^k + \theta_{p_c}^k + \theta_{M_0}^k + \theta_{(Q_0-Q)}^k, \end{aligned} \right\} (3.131)$$

где (согласно формулам табл. 3.21) для края цилиндрической оболочки при $s = 14 \text{ мм}$:

$$\Delta_{p_c}^u = \frac{\rho_c \omega^2 R^4}{2E(s-c)} \psi \left(1 - \mu \frac{\psi}{4}\right) = \frac{1500 \cdot 100^2 \cdot 0,6^4}{2E(0,014 - 0,001)} 0,51 \left(1 - 0,3 \frac{0,51}{4}\right) =$$

$$= 36,674 \cdot 10^6 / E \text{ м};$$

$$\Delta_{p_M}^u = \rho \omega^2 R^3 / E = 7850 \cdot 100^2 \cdot 0,6^3 / E = 16,956 \cdot 10^6 / E \text{ м};$$

$$\beta = \sqrt[4]{3(1-\mu^2)/V R(s-c)} = \sqrt[4]{3(1-0,3^2)/V 0,6(14-1) 10^{-3}} = 14,55 \text{ м}^{-1};$$

$$\Delta_{Q_0}^u = \frac{2\beta R^2}{E(s-c)} Q_0 = \frac{2 \cdot 14,55 \cdot 0,6^2}{E(0,014 - 0,001)} Q_0 = 805,846 Q_0 / E \text{ м};$$

$$\Delta_{M_0}^u = \frac{2\beta^2 R^2}{E(s-c)} M_0 = \frac{2 \cdot 14,55^2 \cdot 0,6^2}{E(0,014 - 0,001)} M_0 = 11725,061 M_0 / E \text{ м};$$

$$\theta_{p_M}^u = \theta_{p_c}^u = 0;$$

$$\theta_{Q_0}^u = \frac{2\beta^2 R^2}{E(s-c)} Q_0 = \frac{2 \cdot 14,55^2 \cdot 0,6^2}{E(0,014 - 0,001)} Q_0 = 11725,061 Q_0 / E \text{ рад};$$

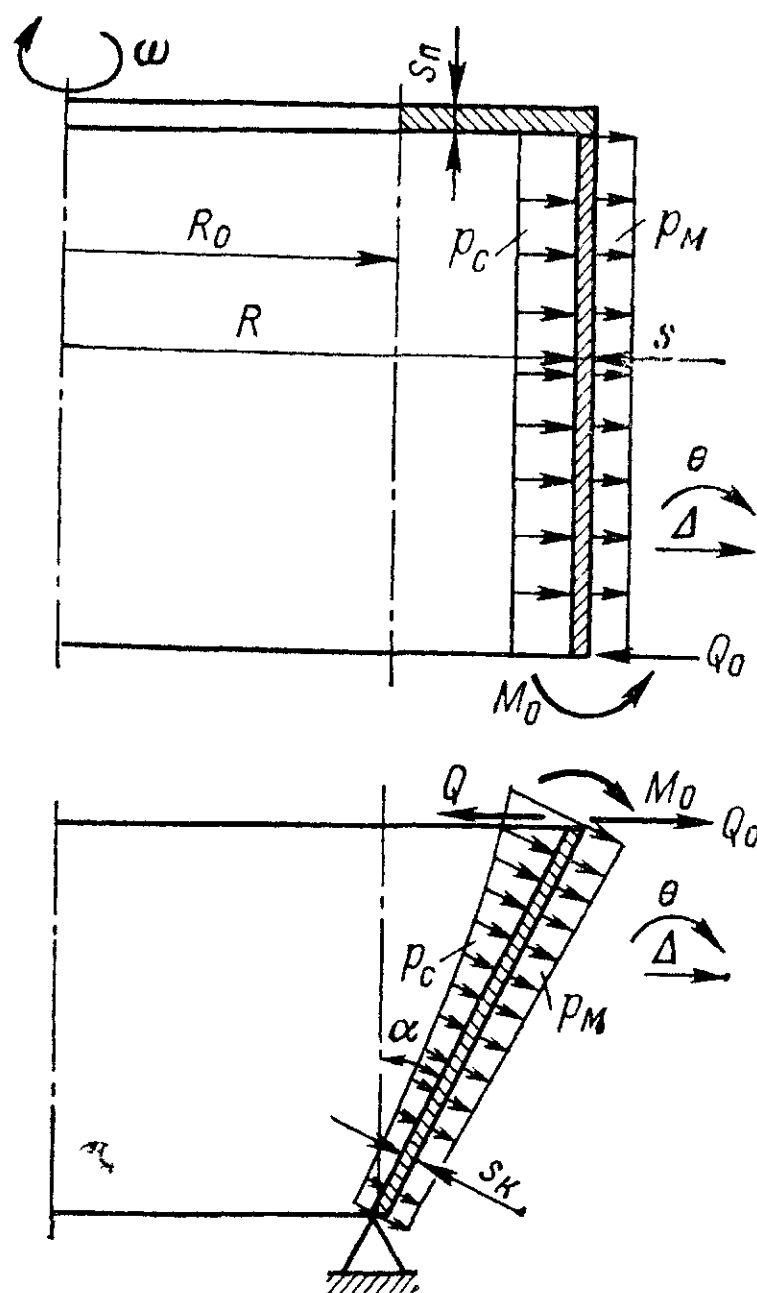
$$\theta_{M_0}^u = \frac{4\beta^3 R^2}{E(s-c)} M_0 = \frac{4 \cdot 14,55^3 \cdot 0,6^2}{E(0,014 - 0,001)} M_0 = 341199,13 M_0 / E \text{ рад};$$

для широкого края конической обечайки при $s_K = s = 14$ мм; $\alpha = 23^\circ$:

$$\Delta_{p_c}^k = \frac{\rho_c \cdot \omega^2 R^4 \psi}{2E (s_K - c) \cos \alpha} = \frac{1500 \cdot 100^2 \cdot 0,6^4 \cdot 0,51}{2E (0,014 - 0,001) \cos 23^\circ} = 41,45 \cdot 10^6 / E \text{ м};$$

$$\Delta_{p_M}^k = \rho \omega^2 R^3 / E = 7850 \cdot 100^2 \cdot 0,6^3 / E = 16,96 \cdot 10^6 / E \text{ м};$$

$$\beta_K = \frac{\sqrt[4]{3(1-\mu^2)}}{\sqrt{R(s_K - c) / \cos \alpha}} = \frac{\sqrt[4]{3(1-0,3^2)}}{\sqrt{0,6(14-1) \cdot 10^{-3} / \cos 23^\circ}} = 13,96 \text{ м}^{-1};$$



$$Q = \frac{\rho_c \omega^2 R^3}{8} \psi^2 \operatorname{tg} \alpha = \frac{1500 \cdot 100^2 \cdot 0,6^3}{8} \times \\ \times 0,51^2 \operatorname{tg} 23^\circ = 44714,06 \text{ Н/м};$$

$$\Delta_{(Q_0-Q)}^k = \frac{2\beta_K R^2 (Q_0 - Q)}{E (s_K - c)} = \\ = \frac{2 \cdot 13,96 \cdot 0,6^2}{E (0,014 - 0,001)} (Q_0 - 44714,06) = \\ = 773,17 Q_0 / E - 34,57 \cdot 10^6 / E \text{ м};$$

$$\Delta_{M_0}^k = \frac{2\beta_K^2 R^2 M_0}{E (s_K - c) \cos \alpha} = \\ = \frac{2 \cdot 13,96^2 \cdot 0,6^2 M_0}{E (0,014 - 0,001) \cos 23^\circ} = 11732 M_0 / E \text{ м};$$

$$\theta_{p_c}^k = \frac{\rho_c \omega^2 R^3 \sin \alpha}{E (s_K - c) \cos^2 \alpha} (1 + \psi) = \\ = \frac{1500 \cdot 100^2 \cdot 0,6^3 \sin 23^\circ}{E (0,014 - 0,001) \cos^2 23^\circ} (1 + 0,51) = \\ = 173,85 \cdot 10^6 / E \text{ рад};$$

$$\theta_{p_M}^k = \frac{(3 + \mu) \rho \omega^2 R^2}{E} \operatorname{tg} \alpha = \frac{1}{E} \times \\ \times (3 + 0,3) 7850 \cdot 100^2 \cdot 0,6^2 \cdot \operatorname{tg} 23^\circ = \\ = 39,54 \cdot 10^6 / E \text{ рад};$$

Рис. 3.51 Расчетная схема узла соединения цилиндрической и конической обечайек ротора

$$\theta_{(Q_0-Q)}^k = \frac{2\beta_K^2 R^2 (Q_0 - Q)}{E (s_K - c) \cos \alpha} = \frac{2 \cdot 13,96^2 \cdot 0,6^2 (Q_0 - 44714,06)}{E (0,014 - 0,001) \cos 23^\circ} = \\ = 11732 Q_0 / E - 524,585 \cdot 10^6 / E \text{ рад};$$

$$\theta_{M_0}^k = \frac{4\beta_K^3 R^2 M_0}{E (s_K - c) \cos^2 \alpha} = \frac{4 \cdot 13,96^3 \cdot 0,6^2 M_0}{E (0,014 - 0,001) \cos^2 23^\circ} = 356040,61 M_0 / E \text{ рад}.$$

Подставив найденные значения радиальных и угловых деформаций в систему уравнений (3.131) и упростив, получим:

$$\left. \begin{aligned} 6,939 M_0 + 1579,016 Q_0 &= 29,794 \cdot 10^6; \\ 697239,74 M_0 + 6,939 Q_0 &= 311,195 \cdot 10^6. \end{aligned} \right\}$$

Отсюда: краевая сила $Q_0 = 18866,94$ Н/м; краевой момент $M_0 = 447,66$ Н·м/м. Нормальные напряжения на внутренней поверхности края цилиндрической обечайки с учетом формул в табл. 3.21 и направления действия нагрузок (см. рис. 3.51):

меридиональные [по формуле (3.119)]

$$\begin{aligned}\sigma_{mц} &= \sigma_{mц}^{p_M} + \sigma_{mц}^{p_c} + \sigma_{mц}^{Q_0} + \sigma_{mц}^{M_0} = 0 + 0 + \frac{\rho_c \omega^2 R^3}{8(s-c)} \psi^2 + \frac{6M_0}{(s-c)^2} = \\ &= \frac{1500 \cdot 100^2 \cdot 0,6^3}{8(0,014 - 0,001)} 0,51^2 + \frac{6 \cdot 447,66}{(0,014 - 0,001)^2} = 23,99 \cdot 10^6 \text{ Па} \approx 24 \text{ МПа};\end{aligned}$$

кольцевое [по формуле (3.120)]

$$\begin{aligned}\sigma_{tц} &= \sigma_{tц}^{p_M} + \sigma_{tц}^{p_c} - \sigma_{tц}^{Q_0} + \sigma_{tц}^{M_0} = \rho \omega^2 R^2 + \frac{\rho_c \omega^2 R^3}{2(s-c)} \psi - \frac{2\beta R}{s-c} Q_0 + \\ &+ \frac{2\beta^2 R}{s-c} M_0 + \frac{6\mu M_0}{(s-c)^2} = 7850 \cdot 100^2 \cdot 0,6^2 + \frac{1500 \cdot 100^2 \cdot 0,6^3}{2(0,014 - 0,001)} 0,51 - \\ &- \frac{2 \cdot 14,55 \cdot 0,6}{0,014 - 0,001} 18866,94 + \frac{2 \cdot 14,55^2 \cdot 0,6}{0,014 - 0,001} 447,66 + \frac{6 \cdot 0,3 \cdot 447,66}{(0,014 - 0,001)^2} = \\ &= 79,98 \cdot 10^6 \text{ Па} \approx 79,98 \text{ МПа};\end{aligned}$$

эквивалентное

$$\sigma_{\text{эkv. ц}} = \max\{\sigma_{mц}; \sigma_{tц}\} = \max\{24; 79,98\} = 79,98 \text{ МПа.}$$

Так как $\sigma_{\text{эkv. ц}} < \varphi[\sigma]_{p.кр}$ ($79,98 \text{ МПа} < 0,9 \cdot 153,4 = 138,06 \text{ МПа}$), то условие прочности края цилиндрической обечайки выполняется.

Нормальные напряжения на внутренней поверхности края конической обечайки с учетом формул в табл. 3.21 и направления действия нагрузок:

меридиональное

$$\begin{aligned}\sigma_{mk} &= \sigma_{mk}^{p_M} + \sigma_{mk}^{p_c} + \sigma_{mk}^{(Q_0-Q)} + \sigma_{mk}^{M_0} = 0 + \frac{\rho_c \omega^2 R^3}{8(s_K - c) \cos \alpha} \psi^2 + \\ &+ \frac{(Q_0 - Q) \sin \alpha}{s_K - c} + \frac{6M_0}{(s_K - c)^2} = \frac{1500 \cdot 100^2 \cdot 0,6^3}{8(0,014 - 0,001) \cos 23^\circ} 0,51^2 + \\ &+ \frac{18866,94 - 44714,06}{0,014 - 0,001} \sin 23^\circ + \frac{6 \cdot 447,66}{(0,014 - 0,001)^2} = \\ &= 23,56 \cdot 10^6 \text{ Па} \approx 23,6 \text{ МПа};\end{aligned}$$

кольцевое

$$\begin{aligned}\sigma_{tk} &= \sigma_{tk}^{p_M} + \sigma_{tk}^{p_c} + \sigma_{tk}^{(Q_0-Q)} + \sigma_{tk}^{M_0} = \rho \omega^2 R^2 + \frac{\rho_c \omega^2 R^3}{2(s_K - c) \cos \alpha} \psi + \\ &+ \frac{2\beta_K R (Q_0 - Q)}{s_K - c} + \frac{2\beta_K^2 R M_0}{(s_K - c) \cos \alpha} + \frac{6\mu M_0}{(s_K - c)^2} = 7850 \cdot 100^2 \cdot 0,6^2 + \\ &+ \frac{1500 \cdot 100^2 \cdot 0,6^3}{2(0,014 - 0,001) \cos 23^\circ} 0,51 + \frac{2 \cdot 13,96 \cdot 0,6 (18866,94 - 44714,06)}{0,014 - 0,001} + \\ &+ \frac{2 \cdot 13,96^2 \cdot 0,6 \cdot 447,66}{(0,014 - 0,001) \cos 23^\circ} + \frac{6 \cdot 0,3 \cdot 447,66}{(0,014 - 0,001)^2} = 77,55 \cdot 10^6 \text{ Па} = 77,55 \text{ МПа};\end{aligned}$$

эквивалентное

$$\sigma_{\text{эkv. к}} = \max\{\sigma_{mk}; \sigma_{tk}\} = \max\{23,6; 77,55\} = 77,55 \text{ МПа.}$$

Так как

$$\sigma_{\text{эkv. ц}} < \varphi[\sigma]_{p.кр} (79,98 \text{ МПа} < 138,06 \text{ МПа});$$

$$\sigma_{\text{эkv. к}} < \varphi[\sigma]_{p.кр} (77,55 \text{ МПа} < 138,06 \text{ МПа}),$$

то условие прочности узла соединения цилиндрической и конической обечаек ротора выполняется.

3.4.2. В роторе осадительной центрифуги (см. рис. 3.50, а) определить толщину стенки цилиндрической обечайки в ее средней части и в месте соединения с бортом.

Исходные данные. Рабочая угловая скорость ротора $\omega = 75,4$ рад/с. Диаметр обечайки $D = 2R = 1800$ мм, рабочая температура стенки $t = 20^\circ\text{C}$, материал ротора — сталь 20 плотностью $\rho = 7850$ кг/м³. Диаметр загрузочного отверстия $D_0 = 2R_0 = 1260$ мм, плотность обрабатываемой среды $\rho_c = 1650$ кг/м³. Коэффициент прочности сварных швов $\varphi = 0,9$, прибавка к расчетной толщине стенки $c = 1$ мм. Коэффициент Пуассона $\mu \approx 0,3$. Допускаемые напряжения $[\sigma]_p = 120$ МПа, $[\sigma]_{p.kp} = 156$ МПа.

Решение. Условный коэффициент заполнения ротора

$$\psi = 1 - (R_0/R)^2 = 1 - (0,63/0,9)^2 = 0,51.$$

Исполнительная толщина стенки обечайки по формуле (3.109)

$$s_0 = \frac{\rho_c \omega^2 R^3 \psi}{2(\varphi [\sigma]_p - \rho \omega^2 R^2)} + c + c_0 =$$

$$= \frac{1650 \cdot 75,4^2 \cdot 0,9^3 \cdot 0,51}{2(0,9 \cdot 120 \cdot 10^6 - 7850 \cdot 75,4^2 \cdot 0,9^2)} +$$

$$+ 1 \cdot 10^{-3} + 0,73 \cdot 10^{-3} = 0,026 \text{ м} = 26 \text{ мм}$$

Толщина плоского борта в первом приближении по формуле (3.128)

$$s_{\text{п}} \approx 1,5s = 1,5 \cdot 26 = 39 \text{ мм}.$$

Уравнения совместности деформаций для узла соединения обечайки и борта (рис. 3.52) с учетом направления действия нагрузок:

$$\left. \begin{aligned} \Delta_{p_M}^{\text{ц}} + \Delta_{p_c}^{\text{ц}} - \Delta_{Q_0}^{\text{ц}} + \Delta_{M_0}^{\text{ц}} &= \\ = \Delta_{p_M}^{\text{п}} + \Delta_{p_c}^{\text{п}} + \Delta_{Q_0}^{\text{п}} + \Delta_{M_0}^{\text{п}}; \\ -\theta_{p_M}^{\text{ц}} - \theta_{p_c}^{\text{ц}} + \theta_{Q_0}^{\text{ц}} - \theta_{M_0}^{\text{ц}} &= \\ = \theta_{p_M}^{\text{п}} + \theta_{p_c}^{\text{п}} + \theta_{Q_0}^{\text{п}} + \theta_{M_0}^{\text{п}}; \end{aligned} \right\} (3.132)$$

Рис. 3.52. Расчетная схема ротора

радиальные и угловые деформации края цилиндрической обечайки от действия p_M , p_c , Q_0 и M_0 (по формулам табл. 3.21):

$$\Delta_{p_M}^{\text{ц}} = \rho \omega^2 R^3 / E = 7850 \cdot 75,4^2 \cdot 0,9^3 / E = 32,53 \cdot 10^6 / E \text{ м};$$

$$\Delta_{p_c}^{\text{ц}} = \frac{\rho_c \omega^2 R^4}{2E(s-c)} \psi \left(1 - \mu \frac{\psi}{4} \right) = \frac{1650 \cdot 75,4^2 \cdot 0,9^4}{2E(0,026 - 0,001)} 0,51 \left(1 - 0,3 \frac{0,51}{4} \right) =$$

$$= 60,26 \cdot 10^6 / E \text{ м};$$

$$\beta = \sqrt[4]{3(1-\mu^2)/R(s-c)} = \sqrt[4]{3(1-0,3^2)/0,9(26-1) \cdot 10^{-3}} = 8,57 \text{ м}^{-1};$$

$$\Delta_{Q_0}^{\text{ц}} = \frac{2\beta R^2}{(s-c)E} Q_0 = \frac{2 \cdot 8,57^2 \cdot 0,9^2}{(0,026 - 0,001)E} Q_0 = 555,34 Q_0 / E \text{ м};$$

$$\Delta_{M_0}^{\text{ц}} = \frac{2\beta^2 R^2}{(s-c)E} M_0 = \frac{2 \cdot 8,57^2 \cdot 0,9^2}{(0,026 - 0,001)E} M_0 = 4759,23 M_0 / E \text{ м};$$

$$\theta_{p_M}^{\text{ц}} = \theta_{p_c}^{\text{ц}} = 0;$$

$$\theta_{Q_0}^{\text{ц}} = \frac{2\beta^2 R^2}{(s-c)E} Q_0 = \frac{2 \cdot 8,57^2 \cdot 0,9^2}{(0,026 - 0,001)E} Q_0 = 4759,23 Q_0 / E \text{ рад};$$

$$\theta_{M_0}^{\text{ц}} = \frac{4\beta^3 R^2}{(s-c)E} M_0 = \frac{4 \cdot 8,57^3 \cdot 0,9^2}{(0,026 - 0,001)E} M_0 = 81573,188 M_0 / E \text{ рад};$$

радиальные и угловые деформации наружного края плоского борта от действия p_M , p_c , Q_0 и M_0 (по формулам табл. 3.22) при $\lambda = R_0/R = 0,63/0,9 = 0,7$:

$$\Delta_{p_M}^{\Pi} = \frac{\rho \omega^2 R^3}{4E} [(1 - \mu) + (3 + \mu) \lambda^2] = \frac{7850 \cdot 75,4^2 \cdot 0,9^3}{4E} [(1 - 0,3) + (3 + 0,3) 0,7^2] = 18,845 \cdot 10^6/E \text{ м};$$

$$\Delta_{p_c}^{\Pi} = - \frac{\rho_c \omega^2 R^5}{16E (s_{\Pi} - c)^2 (1 - \lambda^2)} \{3(1 + \mu) [(1 - \lambda^4)(1 - 2\lambda^2) - 2\lambda^6 \ln \lambda^2] - (1 + 5\mu)(1 - \lambda^2)^3\} = - \frac{1650 \cdot 75,4^2 \cdot 0,9^5}{16E (0,039 - 0,001)^2 (1 - 0,7^2)} \{3(1 + 0,3) [(1 - 0,7^4)(1 - 2 \cdot 0,7^2) - 2 \cdot 0,7^6 \ln 0,7^2] - (1 + 5 \cdot 0,3)(1 - 0,7^2)^3\} = -179,7 \cdot 10^6/E \text{ м};$$

$$\Delta_{Q_0}^{\Pi} = \frac{4R}{E (s_{\Pi} - c) (1 - \lambda^2)} [1 - \mu + (1 + \mu) \lambda^2] Q_0 =$$

$$= \frac{4 \cdot 0,9}{E (0,039 - 0,001) (1 - 0,7^2)} [1 - 0,3 + (1 + 0,3) 0,7^2] Q_0 = 248,36 Q_0/E \text{ м};$$

$$\Delta_{M_0}^{\Pi} = \frac{6R}{E (s_{\Pi} - c)^2 (1 - \lambda^2)} [1 - \mu + (1 + \mu) \lambda^2] M_0 =$$

$$= \frac{6 \cdot 0,9}{E (0,039 - 0,001)^2 (1 - 0,7^2)} [1 - 0,3 + (1 + 0,3) 0,7^2] M_0 = 9803,65 M_0/E \text{ м};$$

$$\theta_{p_M}^{\Pi} = 0;$$

$$\theta_{p_c}^{\Pi} = - \frac{\rho_c \omega^2 R^5}{8E (s_{\Pi} - c)^3 (1 - \lambda^2)} \{3(1 + \mu) [(1 - \lambda^4)(1 - 2\lambda^2) - 2\lambda^6 \ln \lambda^2] - (1 + 5\mu)(1 - \lambda^2)^3\} = - \frac{1650 \cdot 75,4^2 \cdot 0,9^5}{8E (0,039 - 0,001)^3 (1 - 0,7^2)} \{3(1 + 0,3) [(1 - 0,7^4)(1 - 2 \cdot 0,7^2) - 2 \cdot 0,7^6 \ln 0,7^2] - (1 + 5 \cdot 0,3)(1 - 0,7^2)^3\} =$$

$$= -9457,78 \cdot 10^6/E \text{ рад};$$

$$\theta_{Q_0}^{\Pi} = \frac{6R}{E (s_{\Pi} - c)^2 (1 - \lambda^2)} [1 - \mu + (1 + \mu) \lambda^2] Q_0 =$$

$$= \frac{6 \cdot 0,9}{E (0,039 - 0,001)^2 (1 - 0,7^2)} [1 - 0,3 + (1 + 0,3) 0,7^2] Q_0 =$$

$$= 9803,65 Q_0/E \text{ рад};$$

$$\theta_{M_0}^{\Pi} = \frac{12R}{E (s_{\Pi} - c)^3 (1 - \lambda^2)} [1 - \mu + (1 + \mu) \lambda^2] M_0 =$$

$$= \frac{12 \cdot 0,9}{E (0,039 - 0,001)^3 (1 - 0,7^2)} [1 - 0,3 + (1 + 0,3) 0,7^2] M_0 =$$

$$= 515981,57 M_0/E \text{ рад}.$$

Подставляя найденные значения величин деформаций в систему уравнений (3.132) и группируя однородные члены, получим:

$$\left. \begin{aligned} 803,7Q_0 + 5044,42M_0 &= 253,65 \cdot 10^6; \\ 5044,42Q_0 + 597554,7M_0 &= 9457,78 \cdot 10^6. \end{aligned} \right\} \quad (3.133)$$

Отсюда при $s = 26$ мм крайевые нагрузки: $Q_0 = 228\,354,8$ Н/м; $M_0 = 13899,76$ Н·м/м.

Меридиональное напряжение от действия сил инерции обрабатываемой среды (см. табл. 3.21)

$$\sigma_{m0}^p = \frac{\rho_c \omega^2 R^3}{8(s-c)} \psi^2 = \frac{1650 \cdot 75,4^2 \cdot 0,9^3}{8(0,026 - 0,001)} 0,51^2 = 8,89 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Толщина стенки обечайки в краевой зоне в первом приближении по формуле (3.127)

$$\begin{aligned} s_0 &= \sqrt{6M_0/(\varphi [\sigma]_{p,kr} - \sigma_{m0}^p)} + c + c_0 = \\ &= \sqrt{6 \cdot 13899,76 / (0,9 \cdot 156 \cdot 10^6 - 8,89 \cdot 10^6)} + 1 \cdot 10^{-3} + 1,82 \cdot 10^{-3} = \\ &= 28 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 28 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Сила Q_0 и момент M_0 при толщине стенки $s_0 = 28$ мм определяются путем вычисления радиальных и угловых деформаций обечайки и борта по формулам табл. 3.21 и 3.22 и подстановки их в систему уравнений совместности деформаций (3.132). Преобразуя уравнения, получим:

$$\left. \begin{aligned} 743,36Q_0 + 5719,9M_0 &= 249,18 \cdot 10^6; \\ 5719,9Q_0 + 583363,4M_0 &= 9457,78 \cdot 10^6 \end{aligned} \right\}$$

Отсюда при $s_0 = 28$ мм краевые нагрузки: $Q_0 = 227 633,9$ Н/м; $M_0 = 13980,54$ Н·м/м. Напряжения в обечайке на внутренней поверхности края (см. пример 3.4.1) меридиональное

$$\begin{aligned} \sigma_{m0} &= \frac{6M_0}{(s_0-c)^2} + \frac{\rho_c \omega^2 R^3}{8(s_0-c)} \psi^2 = \frac{6 \cdot 13980,54}{(0,028 - 0,001)^2} + \\ &+ \frac{1650 \cdot 75,4^2 \cdot 0,9^3}{8(0,028 - 0,001)} 0,51^2 = 123,3 \text{ МПа;} \end{aligned}$$

кольцевое

$$\begin{aligned} \sigma_{t0} &= \rho \omega^2 R^2 + \frac{\rho_c \omega^2 R^3}{2(s_0-c)} \psi - \frac{2\beta_0 R}{s_0-c} Q_0 + \left[\frac{2\beta_0^2 R}{s_0-c} + \frac{6\mu}{(s_0-c)^2} \right] M_0 = \\ &= 7850 \cdot 75,4^2 \cdot 0,9^2 + \frac{1650 \cdot 75,4^2 \cdot 0,9^3}{2(0,028 - 0,001)} 0,51 - \frac{2 \cdot 8,25 \cdot 0,9}{0,028 - 0,001} 227633,9 + \\ &+ \left[\frac{2 \cdot 8,25^2 \cdot 0,9}{0,028 - 0,001} + \frac{6 \cdot 0,3}{(0,028 - 0,001)^2} \right] 13980,54 = 73,48 \text{ МПа,} \end{aligned}$$

где

$$\beta_0 = \sqrt[4]{3(1-\mu^2)/V R (s_0-c)} = \sqrt[4]{3(1-0,3^2)/V 0,9(28-1) 10^{-3}} = 8,25 \text{ м}^{-1};$$

эквивалентное

$$\sigma_{\text{экрв.о}} = \max \{ \sigma_{m0}; \sigma_{t0} \} = \max \{ 123,3 \text{ МПа}; 73,48 \text{ МПа} \} = 123,3 \text{ МПа}$$

Так как $\sigma_{\text{экрв.о}} < \varphi [\sigma]_{p,kr} (123 \text{ МПа} < 0,9 \cdot 156 = 140,4 \text{ МПа})$, то условие прочности края цилиндрической обечайки выполняется.

Размер краевой зоны по длине образующей обечайки (см. рис. 3.50)

$$l_{\text{ц}} = 0,7 \sqrt{D(s_0-c)} = 0,7 \sqrt{1,8(0,028 - 0,001)} \approx 0,154 \text{ м} = 154 \text{ мм.}$$

Контрольные задачи

3.4.1. Для осадительной центрифуги определить максимально допускаемое значение угловой скорости цилиндрического ротора с плоским дном при обработке среды плотностью $\rho_c = 1500 \text{ кг/м}^3$. Диаметр ротора $D = 1000 \text{ мм}$, минимальный диаметр внутренней поверхности обрабатываемой среды $D_0 = 720 \text{ мм}$, толщина стенки ротора $s = 15 \text{ мм}$. Материал ротора — сталь ВСт3сп плотностью $\rho = 7550 \text{ кг/м}^3$. Рабочая температура стенки $t = 20^\circ\text{C}$. Коэффициент прочности сварных швов $\varphi = 0,9$. Прибавка к толщине стенки $c = 2 \text{ мм}$.

Ответ: $[\omega] = 280 \text{ рад/с}$.

3.4.2. В вертикальной центрифуге, имеющей цилиндрический ротор с плоскими бортом и дном, обрабатывается материал с плотностью $\rho_c = 1650 \text{ кг/м}^3$. Определить наибольшую плотность материала, с которой возможна работа центрифуги, если частота вращения ротора $n = 720 \text{ об/мин}$. Диаметр ротора $D = 1800 \text{ мм}$, минимальный диаметр внутренней поверхности обрабатываемой среды $D_0 = 1260 \text{ мм}$, толщина стенки ротора $s = 30 \text{ мм}$. Материал ротора — сталь 20 плотностью $\rho = 7850 \text{ кг/м}^3$, рабочая температура стенки $t = 20^\circ\text{C}$. Коэффициент прочности сварных швов $\varphi = 0,9$. Прибавка к толщине стенки $c = 2 \text{ мм}$.

Ответ: $\max \rho_c = 2120 \text{ кг/м}^3$.

3.4.3. У ротора вертикальной центрифуги проверить прочность узла соединения плоского дна и цилиндрической обечайки диаметром $D = 1250 \text{ мм}$. Угловая скорость ротора $\omega = 150 \text{ рад/с}$. Толщина стенки обечайки $s_0 = 25 \text{ мм}$, толщина дна $s_d = 27 \text{ мм}$. Минимальный диаметр внутренней поверхности обрабатываемой среды $D_0 = 875 \text{ мм}$, плотность среды $\rho_c = 1240 \text{ кг/м}^3$. Рабочая температура стенки

Таблица 3.23

Параметры цилиндрического ротора центрифуги

Номер варианта	Внутренний диаметр ротора D	Диаметр загрузочного отверстия D_c	Длина ротора L	Рабочая угловая скорость ω , рад/с	Марка стали	Плотность обрабатываемой среды ρ_c , кг/м ³	Рабочая температура t , °C	Толщина стенки		Прибавка к толщине c	Половина угла при вершине дна δ , °
								цилиндрической обечайки s	конического дна s_k		
мм											
1	350	245	200	315	12X18H10T	1500	40	6	10	2	30
2	630	440	300	250	12X18H10T	1500	40	4	8	2	25
3	900	630	400	158	12X18H10T	1650	20	14	26	2	70
4	1250	850	800	207	20	1650	20	20	28	1	25
5	1800	1200	600	75	20	1400	20	22	44	1	70
6	1200	850	500	85	20	1400	50	8	16	1	60
7	800	560	400	150	10X18H9TЛ	1500	50	10	18	2	70
8	1500	1000	500	75	10X18H9TЛ	1560	50	14	26	2	25
9	800	550	400	132	10X18H9TЛ	1600	25	6	14	1	23
10	1200	850	500	88	10X18H9TЛ	1600	25	10	18	2	70
11	1600	1000	600	75	12X18H10T	1500	40	20	42	1	70
12	1000	760	400	150	12X18H10T	1500	50	12	20	2	25
13	800	550	400	132	10X18H9TЛ	1400	25	4	10	2	25
14	400	295	200	315	12X18H10T	1650	40	8	12	2	25
15	630	440	300	250	20	1500	20	6	10	2	25
16	1250	850	800	207	20	1600	50	18	28	2	70
17	850	780	400	158	12X18H10T	1560	40	12	24	2	70
18	1300	950	500	85	12X18H10T	1650	50	10	18	1	70
19	1500	1000	500	75	20	1560	25	16	28	2	25
20	1100	750	400	88	10X18H9TЛ	1400	20	8	16	2	25
21	1800	1200	600	75	12X18H10T	1650	20	20	40	1	75
22	900	630	400	158	12X18H10T	1500	40	12	24	2	25
23	350	245	200	315	20	1400	50	8	10	2	75
24	1200	850	500	85	20	1600	25	6	14	1	75
25	1600	1100	600	207	20	1400	40	22	44	1	25

Параметры цилиндрического ротора центрифуги

Номер варианта	Внутренний диаметр ротора D	Диаметр загрузочного отверстия D_0	Длина ротора L	Рабочая угловая скорость ω , рад/с	Марка стали	Плотность обрабатываемой среды ρ_c , кг/м ³	Рабочая температура t , °С	Толщина стенки		Прибавка к толщине c
								обечайки s_0	днища $s_{\text{п}}$	
								мм		
1	1200	850	500	85	20	1400	20	10	18	2
2	1000	760	670	158	20	1650	20	12	20	2
3	1250	850	800	104	10X17H13M2T	1500	50	14	26	2
4	1220	800	720	95	10X18H9TЛ	1600	40	8	14	1
5	630	440	300	250	10X18H9TЛ	1560	25	6	10	1
6	350	245	200	418	20	1400	50	4	8	2
7	900	630	400	164	10X17H13M3T	1500	50	12	22	1
8	1800	1200	600	75	10X17H13M3T	1600	40	20	38	1
9	2000	1340	1200	62	10X18H9TЛ	1560	20	22	40	2
10	1850	1250	1100	70	10X18H9TЛ	1400	25	18	34	2
11	1000	760	670	130	10X17H13M2T	1500	25	12	20	1
12	1220	800	720	85	10X17H13M2T	1400	50	8	14	2
13	350	245	200	350	20	1560	40	4	8	1
14	1800	1200	600	62	12X18H10T	1600	40	20	38	1
15	1850	1250	1100	54	20	1500	20	18	34	2
16	1200	850	500	80	20	1650	50	10	18	2
17	1250	850	800	100	10X17H13M3T	1600	25	14	26	2
18	630	440	300	230	10X17H13M3T	1400	25	6	10	1
19	900	630	400	158	12X18H10T	1560	50	12	22	1
20	2000	1340	1200	65	20	1400	40	22	40	2

$t = 20$ °С. Материал ротора — сталь 16ГС плотностью $\rho = 7800$ кг/м³. Коэффициент прочности сварных швов $\varphi = 0,9$. Прибавка к толщине стенки $c = 2$ мм.

Отв е т: узел не удовлетворяет условию прочности $\sigma_{\text{экв.о}} > \varphi[\sigma]_{\text{р.кр}}$ ($168,9$ МПа $>$ 140 МПа); требуется увеличение толщины стенок в месте соединения обечайки с днищем.

3.4.4. По исходным данным табл. 3.23 проверить на прочность обечайку ротора (см. рис. 3.50, б) и определить толщину ее в узле соединения с коническим днищем.

3.4.5. По данным табл. 3.24 проверить на прочность обечайку ротора (см. рис. 3.50, а) и определить толщину ее в узле соединения с плоским днищем.

§ 3.5. ТИХОХОДНЫЕ БАРАБАНЫ¹

Аппараты, выполненные в виде вращающихся горизонтальных барабанов (рис. 3.53), широко распространены в промышленности и применяются для проведения ряда процессов, например сушки, обжига и кальцинирования материалов. Вращающиеся барабанные аппараты состоят из барабана, габаритные размеры которого определяются необходимой величиной рабочего или реакционного пространства. Внутри барабан может иметь насадку для лучшего перемещения и пересыпания материала с целью улучшения теплопередачи. Барабан наклонен к горизонту под небольшим углом $1-5^\circ$ [10]. Барабан вращается с помощью венцовой шестерни, которая связана с шестерней, сидящей на валу редуктора.

Для передачи давления от масс всех вращающихся частей аппарата барабан снабжен бандажами, которые опираются на опорные

¹ В написании данного параграфа принял участие канд. техн. наук Н. А. Незамаев.

ролики так называемой опорной станции. Количество опорных станций зависит от длины барабана, расстояние между опорами не превышает 18—20 м [9]. Опорные ролики изготавливаются обычно из более мягкого, чем бандаж, или одинакового с ним материала. Чаще всего бандаж (см. рис. 3.53) представляет собой кольцо прямоугольного сечения, свободно надетое на установленные по окружности барабана башмаки, под которые подкладываются усиливающие и регулирующие подкладки. Подбором толщины регулирующих подкладок достигается совмещение центров барабана и бандажа. Также

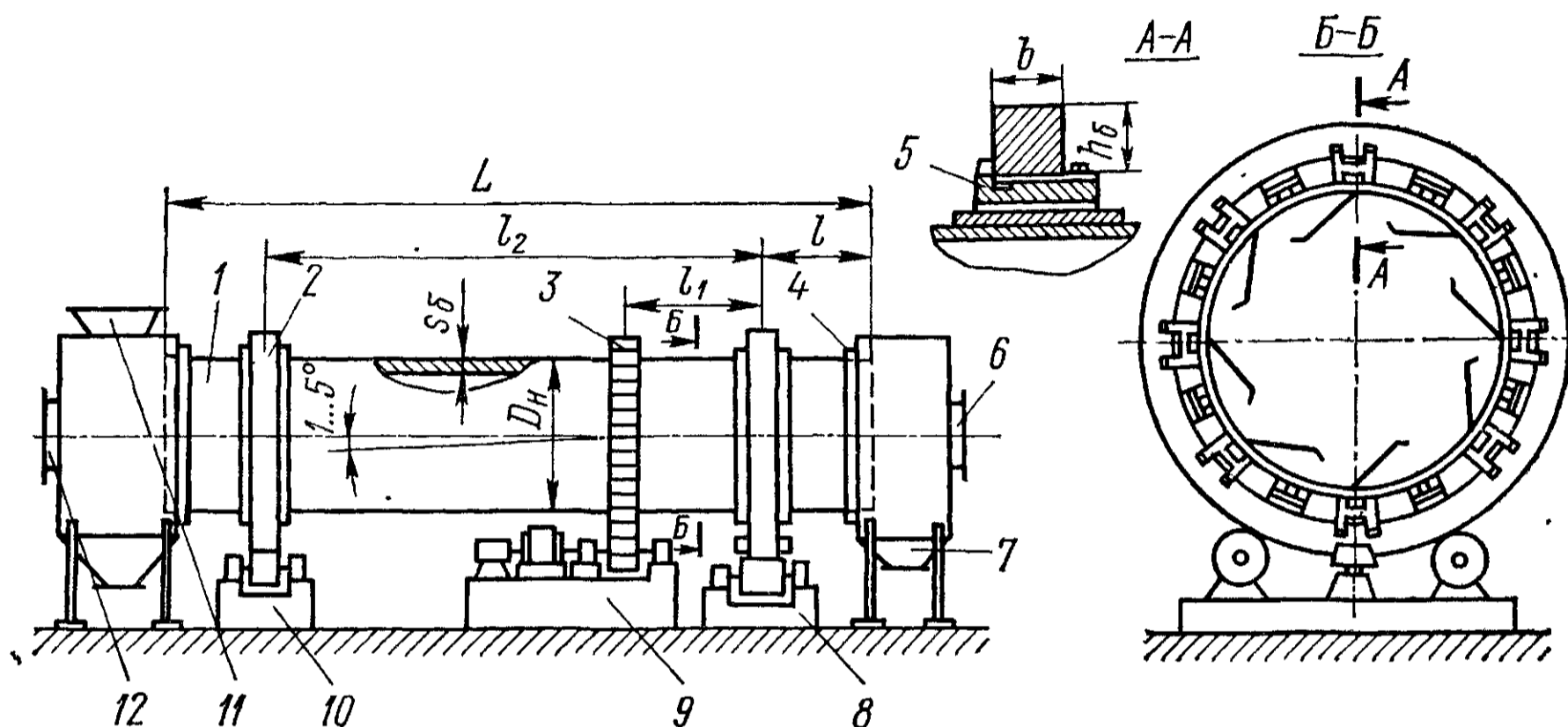


Рис. 3.53. Вращающийся барабанный аппарат:

1 — барабан; 2 — бандаж; 3 — венцовая шестерня; 4 — уплотнение; 5 — башмак; 6 — штуцер входа сушильного агента; 7 — штуцер выхода материала; 8 — опорно-упорная станция; 9 — приводная станция; 10 — опорная станция; 11 — штуцер входа материала; 12 — штуцер выхода газа

применяются бандажи, жестко скрепленные с барабаном. Жесткое крепление бандажа на корпус ухудшает его взаимодействие с опорными роликами и требует большой точности при изготовлении и монтаже конструкции. При свободной посадке бандажа на барабан необходимо предусматривать температурные зазоры, иначе в стенках барабана при разогреве возникают концентрации напряжений из-за дополнительных нагрузок. По обоим концам барабана устанавливаются камеры, необходимые для загрузки и выгрузки материала, а также для подвода и отвода сушильного агента. Зазор между вращающимся барабаном и неподвижными камерами уплотняется лабиринтными, сальниковыми или манжетными уплотнениями [10]. Теоретические основы расчета барабанных аппаратов изложены в работах [9, 10].

Основные расчетные зависимости для аппарата, имеющего две опоры, следующие.

1. Расчет барабана на прочность. Толщина стенки барабана

$$s_{\delta} = (0,007 \div 0,01) D_{\text{н}}, \quad (3.134)$$

где $D_{\text{н}}$ — наружный диаметр барабана.

Масса обрабатываемого материала, находящегося в аппарате,

$$m_M = \rho_M L \psi \pi D_B^2 / 4, \quad (3.135)$$

где D_B — внутренний диаметр барабана; ψ — коэффициент заполнения барабана; ρ_M — насыпная плотность материала; L — длина барабана.

Масса футеровки

$$m_\Phi = \rho_\Phi L_\Phi \pi (D_B^2 - D_\Phi^2) / 4, \quad (3.136)$$

где D_Φ — внутренний диаметр футеровки, $D_\Phi = D_B - 2s_\Phi$; ρ_Φ — плотность футеровки; s_Φ — толщина футеровки; L_Φ — длина футеровки.

Поперечная сила, действующая на барабан в месте крепления венцовой шестерни,

$$Q_B = (m_{ш} + m_{кр}) g, \quad (3.137)$$

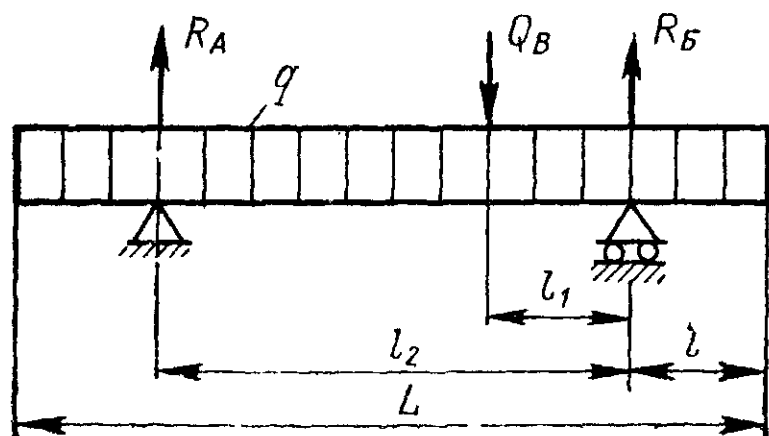


Рис. 3.54. Распределение нагрузок на барабан

где $m_{ш}$ — масса венцовой шестерни; $m_{кр}$ — масса элементов крепления венцовой шестерни; g — ускорение свободного падения.

Суммарная масса (футеровки, обрабатываемого материала и барабана)

$$m = m_M + m_\Phi + m_K, \quad (3.138)$$

где m_K — масса корпуса барабана.

Линейная нагрузка

$$q = mg/L. \quad (3.139)$$

Реакции опор от действия q и Q_B (рис. 3.54):

$$\left. \begin{aligned} R_A &= qL/2 + Q_B l_1 / l_2; \\ R_B &= qL/2 + Q_B (l_2 - l_1) / l_2. \end{aligned} \right\} \quad (3.140)$$

Максимальный изгибающий момент, действующий на барабан (на двух опорах),

$$M_{\max} = qL(2l_2 - L)/8 + Q_B(l_2 - l_1)l_1/l_2. \quad (3.141)$$

Момент сопротивления сечения барабана

$$W = s_0 \pi D_{cp}^2 / 4, \quad (3.142)$$

где D_{cp} — средний диаметр барабана.

Напряжение в барабане

$$\sigma = M_{\max} / W \leq [\sigma], \quad (3.143)$$

где $[\sigma] = 5 \div 10$ МПа — допускаемое напряжение для аппаратов из сталей марок Ст2, Ст3, 10, 15 без футеровки; $[\sigma] = 20$ МПа — для аппаратов с футеровкой.

2. Расчет барабана на жесткость. Суммарный максимальный прогиб от действующих нагрузок

$$y_{\max} = \frac{D_{cp}^3}{8EI_x} (0,04q_1 + 0,002q_2), \quad (3.144)$$

где q_1 — линейная нагрузка от массы обрабатываемого материала; q_2 — линейная нагрузка от масс (футеровки, насадки и барабана); E — модуль упругости материала корпуса при рабочей температуре (см. в приложении табл. VII); $I_x = 1s_0^3/12$ — момент инерции единичного кольцевого участка барабана.

Относительный прогиб

$$\varepsilon = y_{\max}/D_{\text{ср}} \leq [\varepsilon], \quad (3.145)$$

где $[\varepsilon] = 1/300$ — допускаемый относительный прогиб (барабан с футеровкой); $[\varepsilon] = 1/200$ — допускаемый относительный прогиб (барабан без футеровки).

3. Нагрузки на свободно надетый бандаж, опирающийся на башмаки. Реакция опорного ролика (рис. 3.55)

$$R_p = R_{\text{оп}}/(2 \cos j), \quad (3.146)$$

где $R_{\text{оп}} = \max(R_A, R_B)$ — реакция опоры; j — половина угла между роликами.

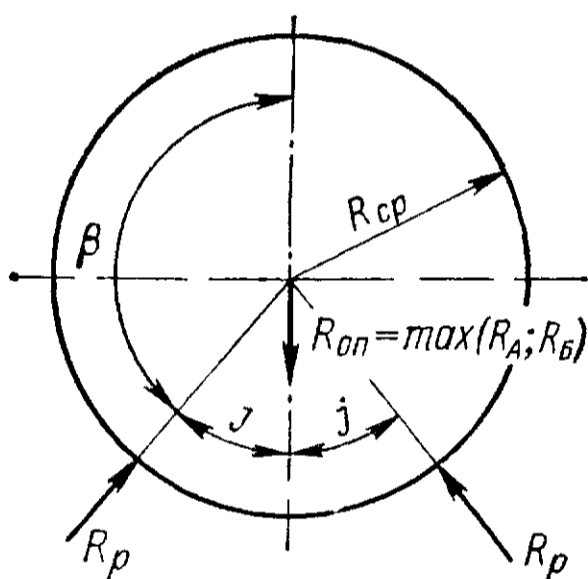


Рис. 3.55. Схема действия опорных реакций

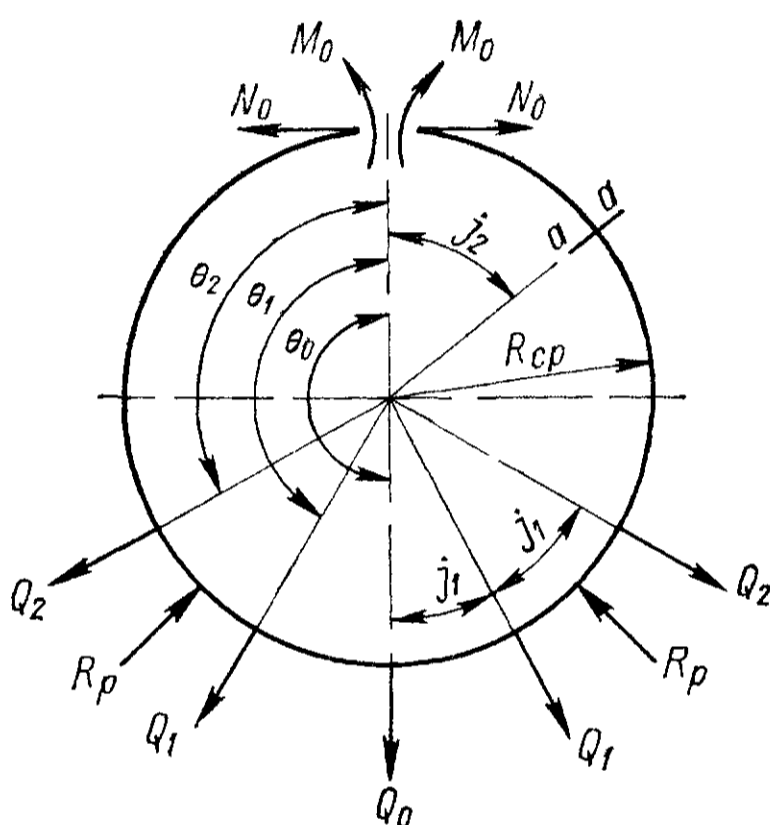


Рис. 3.56. Нагрузки, действующие на бандаж

Угол между башмаками

$$j_1 = 2\pi/n_б, \quad (3.147)$$

где $n_б$ — число башмаков (четное число).

Силы, действующие на башмак,

$$Q_0 = 4R_{\text{оп}}/n_б; \quad (3.148)$$

когда один башмак расположен в самой нижней точке вертикального диаметра (рис. 3.56),

$$Q_i = Q_0 \cos (ij_1), \quad (3.149)$$

где $i = 0, 1, 2, \dots, n_{б1}$;

$$n_{б1} = (n_б - 2)/4; \quad (3.150)$$

когда внизу расположены два башмака симметрично относительно вертикального диаметра,

$$Q_i = Q_0 \cos (i + 1/2) j_1, \quad (3.151)$$

где $i = 0, 1, 2, \dots, n_{62}$;

$$n_{62} = n_6/4. \quad (3.152)$$

Здесь i — порядковый номер башмака; n_{61} , n_{62} — число башмаков в одном квадранте.

Изгибающий момент M_0 и нормальная сила N_0 , действующие в ключевом сечении бандажа, показаны на рис. 3.56. Бандаж является замкнутой статически неопределимой системой, нагруженной внешними силами, симметричными относительно вертикали. Действие каждой пары сил рассматривают отдельно и затем результат суммируют. Определив силы, действующие на каждый башмак, находим расчетные углы для отдельных пар сил (см. рис. 3.56):

$$\left. \begin{aligned} Q_0: \theta_0 &= 180^\circ; \\ Q_1: \theta_1 &= \theta_0 - j_1; \\ Q_2: \theta_2 &= \theta_1 - j_1; \\ &\dots \dots \dots \\ Q_n: \theta_n &= \theta_{n-1} - j_1. \end{aligned} \right\} \quad (3.153)$$

Чтобы система стала статически определимой, необходимо мысленно рассечь бандаж в ключевом сечении и нарушенную связь заменить моментом M_0 и нормальной силой N_0 , значения которых легко определить с помощью метода Кастельяно:

$$\left. \begin{aligned} M_{00} &= -\frac{Q_0 R_{\text{ср}}}{2\pi} [1 + 1/\cos \beta - (\pi - \beta) \operatorname{tg} \beta]; \\ M_{01} &= -\frac{Q_1 R_{\text{ср}}}{\pi} [1 - \cos \theta_1 / \cos \beta - (\pi - \theta_1) \sin \theta_1 + (\pi - \\ &\quad - \beta) \cos \theta_1 \operatorname{tg} \beta]; \\ M_{02} &= -\frac{Q_2 R_{\text{ср}}}{\pi} [1 - \cos \theta_2 / \cos \beta - (\pi - \theta_2) \sin \theta_2 + (\pi - \\ &\quad - \beta) \cos \theta_2 \operatorname{tg} \beta], \\ &\dots \dots \dots \\ M_{0n} &= -\frac{Q_n R_{\text{ср}}}{\pi} [1 - \cos \theta_n / \cos \beta - (\pi - \theta_n) \sin \theta_n + \\ &\quad + (\pi - \beta) \cos \theta_n \operatorname{tg} \beta], \end{aligned} \right\} \quad (3.154)$$

где $R_{\text{ср}} = D_{\text{ср.с}}/2$ — средний радиус бандажа, который для расчетов можно определить из соотношения $D_{\text{ср.с}} = (1,14 \div 1,22) D_{\text{н}}$. Суммируя, получим

$$M_0 = M_{00} + M_{01} + M_{02} + \dots + M_{0n}, \quad (3.155)$$

если $\beta < j_2 < \pi$,

$$M_{j_2} = M_0 + N_0 R_{cp} (1 - \cos j_2) - q_3 R_{cp}^2 (j_2 \sin j_2 - 2 \sin^2 j_2 / 2) - R_p R_{cp} \sin(\theta - \beta), \quad (3.162a)$$

где $q_3 = R_{оп} / (2\pi R_{cp})$.

При $\beta = 150^\circ$ в результате решения уравнений (3.162) и (3.162a) получено [10] выражение для определения максимального изгибающего момента в бандаже $M_{\max \delta} = 0,0857 R_{оп} R_{cp}$. Значение $M_{\max \delta}$ подставляется в формулу (3.164) для определения высоты сечения бандажа.

5. Геометрические размеры бандажа и опорного ролика. Ширина бандажа [10]

$$b = 0,59^2 \frac{R_p E_1 E_2 (D_{н. \delta} + d_p)}{[\sigma_K]^2 (E_1 + E_2) D_{н. \delta} d_p}, \quad (3.163)$$

где E_1 и E_2 — модули упругости материала бандажа и опорного ролика соответственно; $[\sigma_K]$ — допускаемое контактное напряжение

Таблица 3.25

Допускаемое контактное напряжение

Марка стали	$[\sigma_K]$, МПа	Марка стали (чугуна)	$[\sigma_K]$, МПа
Ст3	400	Ст6	600
Ст5	500	СЧ18-36	200

табл. 3.25); $D_{н. \delta}$ — наружный диаметр бандажа; d_p — диаметр опорного ролика, для расчетов можно принять $0,25 D_{н. \delta} \leq d_p \leq 0,33 D_{н. \delta}$.

Высота сечения бандажа

$$h_\delta = \sqrt{6 M_{\max \delta} / (b [\sigma_{из}])}, \quad (3.164)$$

где $M_{\max \delta}$ — максимальный изгибающий момент, зависящий от схемы крепления бандажа; $[\sigma_{из}]$ — допускаемое напряжение на изгиб. Как показала практика эксплуатации бандажей, для стальных бандажей $[\sigma_{из}]$ можно принять приблизительно 50 МПа.

Наружный диаметр бандажа

$$D_{н. \delta} = D_{cp. \delta} + h_\delta. \quad (3.165)$$

Внутренний диаметр бандажа; бандаж надет на башмаки

$$D_{в. \delta} = D_{cp. \delta} - h_\delta. \quad (3.166)$$

бандаж жестко скреплен с барабаном

$$D_{н. \delta} = D_{н. \delta}. \quad (3.167)$$

Диаметр внешней опорной поверхности башмаков

$$D_{оп} = D_{в. \delta} - \Delta t \alpha_t D_{cp. \delta} - u_\delta, \quad (3.168)$$

где α_t — коэффициент линейного расширения материала барабана; Δt — разность между температурами барабана при монтаже и в рабочем состоянии; $u_\delta = 2$ мм — максимальный монтажный зазор между внутренним диаметром бандажа и наружным диаметром башмаков.

Ширина опорного ролика

$$b_p = b + \alpha_t \Delta t l_2 + u_p, \quad (3.169)$$

где u_p — конструктивная добавка, компенсирующая отклонения, возникающие при монтаже, $u_p = 30 \div 40$ мм; l_2 — расстояние между бандажами (опорами).

Контактные напряжения, возникающие в материале бандажа и ролика [10],

$$\sigma_{\kappa} = 0,59 \sqrt{q_{\kappa} \frac{E_1 E_2}{(E_1 + E_2)} \frac{2(D_{н.б} + d_p)}{D_{н.б} d_p}} \leq [\sigma_{\kappa}], \quad (3.170)$$

где q_{κ} — усилие, приходящееся на единицу длины контакта, $q_{\kappa} = R_p/b$.

Ширина упорного ролика

$$b_{y.p} = 0,59^2 \frac{E_1 E_3 (m + m_{ш} + m_{кp} + 2m_6) g \sin \beta_6}{(E_1 + E_3) [\sigma_{\kappa}]^2 0,5 D_{н.б} \sin(\beta'/2)}, \quad (3.171)$$

где β_6 — угол наклона барабана, $\beta_6 = 1 \div 5^\circ$; β' — угол конусности упорного ролика, $\beta' = 17^\circ$; E_1 и E_3 — модули упругости материала бандажа и упорного ролика; m_6 — масса бандажа.

Диаметр упорного ролика $D_{y.p}$ можно определить по формуле

$$D_{y.p} = D_{н.б} \sin(\beta'/2). \quad (3.172)$$

6. Напряжение в бандаже от температурных воздействий [22]: на наружной поверхности

$$\sigma_{\text{н}} = \frac{\alpha_t E \Delta t_6}{2(1-\mu)} [1/\ln(D_{н.б}/D_{в.б}) - 2D_{н.б}^2 / (D_{н.б}^2 - D_{в.б}^2)]; \quad (3.173)$$

на внутренней поверхности

$$\sigma_{\text{в}} = \frac{\alpha_t E \Delta t_6}{2(1-\mu)} [1/\ln(D_{н.б}/D_{в.б}) - 2D_{н.б}^2 / (D_{н.б}^2 - D_{в.б}^2)], \quad (3.174)$$

где μ — коэффициент Пуассона, $\mu = 0,3$; Δt_6 — перепад температур в сечении бандажа, $\Delta t_6 = t_6^{\text{вн}} - t_6^{\text{н}}$ (здесь $t_6^{\text{вн}}$ — температура внутренней поверхности бандажа; $t_6^{\text{н}}$ — температура наружной поверхности бандажа). Температуру бандажа с достаточной точностью для расчетов можно определить, пользуясь моделью теплообмена между корпусом барабана и бандажом, при следующих допущениях: 1) изменение температур в поперечном сечении бандажа происходит по законам теплопроводности при охлаждении прямого ребра постоянной толщины; 2) температура внутренней поверхности бандажа одинакова во всех точках; 3) коэффициент теплоотдачи во внешнюю среду одинаков для торцевой и боковой поверхностей бандажа; 4) распределение термических сопротивлений, приходящихся на стальные подкладки под бандаж $\Phi_{\text{н}}$, воздушный зазор между ними $\Phi_{\text{в}}$ и радиаль-

ный зазор между бандажом и подкладками $\Phi_в$, при установившемся режиме следующие: $\Phi_и \approx 35\%$; $\Phi_в \approx 45\%$; $\Phi_с \approx 20\%$. Тогда

$$t_6^{вн} = \frac{t_k [1 + th (wh_6) \alpha_6 / (\omega \lambda_6)]}{\alpha_6 \Phi_{экр} [1 + th (wh_6) \lambda_6 \omega / \alpha_6] + [1 + th (wh_6) \alpha_6 / (\omega \lambda_6)]}; \quad (3.175)$$

$$t_6^{и} = \frac{t_6^{вн}}{\operatorname{ch} (wh_6) + \alpha_6 \operatorname{sh} (wh_6) / (\omega \lambda_6)}; \quad (3.176)$$

$$\frac{1}{\Phi_{экр}} = \frac{0,35}{h_{и}/\lambda_{и}} + \frac{0,45}{h_{в}/\lambda_{в}} + \frac{0,2}{h_{и}/\lambda_{и} + \delta_в/\lambda_{и}}, \quad (3.177)$$

где $\Phi_{экр}$ — эквивалентное термическое сопротивление подкладок, воздушных просветов между ними и радиального зазора между бандажом и подкладками; $h_{и}$ — высота подкладок; $\delta_в$ — радиальный зазор между бандажом и подкладками при установившемся режиме работы, $\delta_в = (1 \div 3)$ мм; $\lambda_{и}$ — коэффициент теплопроводности материала бандажа; $\lambda_{в}$ — коэффициент теплопроводности материала подкладок; $\lambda_{в}$ — коэффициент теплопроводности воздуха; α_6 — коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности бандажа в окружающую среду при работе аппарата в помещении, $\alpha_6 = 10 \div 12$ Вт/(м²·°С); t_k — температура корпуса барабана; $th (wh_6)$; $\operatorname{ch} (wh_6)$; $\operatorname{sh} (wh_6)$ — гиперболические функции; ω — симплекс,

$$\omega = \sqrt{2\alpha_6 / (\lambda_6 b)}. \quad (3.178)$$

7. Расчет бандажа на выносливость. Напряжения на наружной поверхности бандажа:

максимальное

$$\sigma_{\max}^н = \sigma_{тв} + \sigma_{j_2}^н, \quad (3.179)$$

где $\sigma_{j_2}^н$ — напряжение в сечении бандажа j_2 на наружной поверхности, $\sigma_{j_2}^н = M_{j_2} / W_6$ (здесь M_{j_2} — изгибающий момент в сечении j_2 ; W_6 — момент сопротивления бандажа, $W_6 = bh_6^2/6$);

минимальное

$$\sigma_{\min}^н = \sigma_{тв} + \sigma_{j_2-\beta}^н, \quad (3.180)$$

где $\sigma_{j_2-\beta}^н$ — напряжение в сечении $j_2 = \beta$ бандажа под опорой на наружной поверхности, $\sigma_{j_2-\beta}^н = M_{j_2-\beta} / W_6$; ϵ

среднее

$$\sigma_c^н = (\sigma_{\max}^н + \sigma_{\min}^н) / 2; \quad (3.181)$$

амплитуда напряжений цикла

$$\sigma_a^н = (\sigma_{\max}^н - \sigma_{\min}^н) / 2. \quad (3.182)$$

Напряжения на внутренней поверхности бандажа:
максимальное

$$\sigma_{\max}^в = \sigma_{тв} + \sigma_{j_2-\beta}^в, \quad (3.183)$$

где $\sigma_{j_2=\beta}^B$ — напряжение в сечении бандажа $j_2 = \beta$ на внутренней поверхности под опорой, $\sigma_{j_2=\beta}^B = -M_{j_2=\beta}/W_6$;
минимальное

$$\sigma_{\min}^B = \sigma_{tB} + \sigma_{j_2}^B, \quad (3.184)$$

где $\sigma_{j_2}^B$ — напряжение в сечении бандажа j_2 на внутренней поверхности, $\sigma_{j_2}^B = -M_{j_2}/W_6$;
среднее

$$\sigma_c^B = (\sigma_{\max}^B + \sigma_{\min}^B)/2; \quad (3.185)$$

амплитуда напряжений цикла

$$\sigma_a^B = (\sigma_{\max}^B - \sigma_{\min}^B)/2. \quad (3.186)$$

Коэффициент запаса прочности:
на наружной поверхности

$$n_{\min}^H = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a^H K_\sigma / \varepsilon_m \varepsilon_H + \psi_\sigma \sigma_m^H}; \quad (3.187)$$

на внутренней поверхности

$$n_{\min}^B = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a^B K_\sigma / \varepsilon_m \varepsilon_H + \psi_\sigma \sigma_m^B}, \quad (3.188)$$

где K_σ — коэффициент концентрации напряжений стыковых швов с полным проваром [3], для углеродистой стали $K_\sigma = 1,2$ и для низколегированной стали $K_\sigma = 1,4$; ψ_σ — коэффициент, характеризующий чувствительность металла к асимметрии цикла, для углеродистых сталей $\psi_\sigma = 0,1 \div 0,2$, для легированных $\psi_\sigma = 0,2 \div 0,3$; ε_H — коэффициент состояния поверхности (табл. 3.26); ε_m — коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения бандажа на сопротивление усталости (табл. 3.27); σ_{-1} — предел выносливости, для углеродистых сталей $\sigma_{-1} = (0,4 \div 0,46) \sigma_B$, для легированных сталей $\sigma_{-1} = (0,45 \div 0,55) \sigma_B$. Значения предела прочности σ_B для некоторых сталей представлены в табл. 3.26.

Условие выносливости бандажа:

$$n_{\min}^H \leq [n_{\min}]; \quad n_{\min}^B \leq [n_{\min}], \quad (3.189)$$

Таблица 3.26

Предел прочности σ_B и коэффициент состояния поверхности ε_H

Показатели	Марка стали				
	10	20	30Л	35Л	45Л
Предел прочности σ_B , МПа	350	400	480	500	550
Коэффициент состояния поверхности ε_H	0,86	0,84	0,84	0,84	0,82

Коэффициент влияния абсолютных размеров сечения бандажа e_m
на сопротивление усталости

Сталь	Площадь поперечного сечения бандажа $A_b \cdot 10^4, \text{ м}^2$									
	3,14	7,065	12,56	19,625	28,26	50,24	78,5	176,6	314	706,5
Углеродистая Легированная	0,92	0,88	0,85	0,815	0,79	0,72	0,7	0,66	0,64	0,62
	0,84	0,78	0,74	0,7	0,68	0,65	0,62	0,59	0,57	0,55

где $[n_{\min}]$ — нормативный коэффициент запаса прочности [23], определяемый по формуле

$$[n_{\min}] = [n_1][n_2][n_3]. \quad (3.190)$$

Здесь $[n_1]$ — коэффициент, учитывающий неточность в определении нагрузок и напряжений, $[n_1] = 1,2 \div 1,5$ — при повышенной точности, $[n_1] = 2 \div 3$ — при меньшей точности; $[n_2]$ — коэффициент, учитывающий неоднородность материала и повышенную его чувствительность к недостаткам механической обработки, $[n_2] = 1,5 \div 2$ — при расчете на усталость; $[n_3]$ — коэффициент условий работы, учитывающий степень ответственности детали, $[n_3] = 1 \div 1,5$.

Примеры

3.5.1. Провести расчет на прочность барабана сушилки, имеющей две опорные станции.

И с х о д н ы е д а н н ы е. Барабан не футерован и имеет насадку, наружный диаметр барабана $D_H = 1200$ мм, длина барабана (см. рис. 3.53) $L = 10\,000$ мм, $l = 2050$ мм, $l_2 = 5900$ мм, $l_1 = 900$ мм, коэффициент заполнения барабана материалом $\psi = 0,15$, насыпная плотность обрабатываемого материала $\rho_M = 700$ кг/м³, масса корпуса барабана с насадкой $m_K = 3000$ кг, нагрузка от венцовой шестерни $Q_B = 7500$ Н, материал барабана — Ст3, допускаемое напряжение $[\sigma] = 10$ МПа.

Р е ш е н и е. Толщина стенки барабана согласно (3.134) $s_b \geq 0,007D_H = 0,007 \cdot 1200 = 8,4$ мм; принимаем $s_b = 10$ мм.

Внутренний диаметр барабана

$$D_B = D_H - 2s_b = 1200 - 2 \cdot 10 = 1180 \text{ мм} = 1,18 \text{ м.}$$

Масса материала, находящегося в сушилке,

$$m_M = \psi \rho_M L \pi D_B^2 / 4 = 0,15 \cdot 700 \cdot 10 \cdot 3,14 \cdot 1,18^2 / 4 = 1148 \text{ кг.}$$

Суммарная масса барабана и материала

$$m = m_K + m_M = 3000 + 1148 = 4148 \text{ кг.}$$

Линейная нагрузка

$$q = mg/L = 4148 \cdot 9,81 / 10 = 4065 \text{ Н/м.}$$

Реакция на опорах согласно (3.140):

$$R_A = qL/2 + Q_B l_1/l_2 = 4065 \cdot 10/2 + 7500 \cdot 0,9/5,9 = 21\,469 \text{ Н};$$

$$R_B = qL/2 + Q_B (l_2 - l_1)/l_2 = 4065 \cdot 10/2 + 7500 (5,9 - 0,9)/5,9 = 26\,680 \text{ Н}.$$

Максимальный изгибающий момент, действующий на барабан согласно (3.141),

$$\begin{aligned} M_{\max} &= qL (2l_2 - L)/8 + Q_B (l_2 - l_1) l_1/l_2 = \\ &= 4065 \cdot 10 (2 \cdot 5,9 - 10)/8 + 7500 (5,9 - 0,9) 0,9/5,9 = 14\,866 \text{ Н} \cdot \text{м}. \end{aligned}$$

Момент сопротивления сечения корпуса барабана

$$W = s_6 \pi D_{\text{cp}}^2 / 4 = 10 \cdot 10^{-3} \cdot 3,14 \cdot 1,19^2 / 4 = 1,11 \cdot 10^{-2} \text{ м}^3,$$

где

$$D_{\text{cp}} = (D_{\text{H}} + D_{\text{B}}) / 2 = (1200 + 1180) / 2 = 1190 \text{ мм} = 1,19 \text{ м}.$$

Напряжение в корпусе барабана

$$\sigma = M_{\max} / W = 14\,866 / 1,11 \cdot 10^{-2} = 1,34 \cdot 10^6 \text{ Па} = 1,34 \text{ МПа}.$$

Условие прочности выполняется: $\sigma \leq [\sigma]$ ($1,34 < 10$ МПа).

3.5.2. Произвести расчет барабана сушилки на жесткость (определить прогиб). Исходные данные. Наружный диаметр барабана $D_{\text{H}} = 1200$ мм, длина барабана $L = 1000$ мм, материал корпуса — Ст3, модуль упругости $E = 1,87 \cdot 10^5$ МПа, масса обрабатываемого материала $m_{\text{M}} = 2500$ кг, масса барабана $m_{\text{B}} = 3000$ кг, допускаемый относительный прогиб барабана без футеровки $[\epsilon] = 1/200$.

Решение. Линейная нагрузка от массы обрабатываемого материала

$$q_1 = gm_{\text{M}} / L = 9,81 \cdot 2500 / 10 \approx 2500 \text{ Н/м}.$$

Линейная нагрузка от массы барабана

$$q_2 = m_{\text{B}} / L = 3000 / 10 \approx 3000 \text{ Н/м}.$$

Толщина стенки барабана согласно (3.134)

$$s_6 \geq 0,007 D_{\text{H}} = 0,007 \cdot 1200 = 8,4 \text{ мм} = 8,4 \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

принимая $s_6 = 10$ мм.

Момент инерции единичного кольца барабана

$$I_x = 1s_6^3 / 12 = 1 (10 \cdot 10^{-3})^3 / 12 = 83,3 \cdot 10^{-9} \text{ м}^4.$$

Средний диаметр барабана

$$D_{\text{cp}} : D_{\text{H}} - s_6 = 1200 - 10 = 1190 \text{ мм} = 1,19 \text{ м}.$$

Суммарный прогиб от действующих нагрузок согласно (3.144)

$$\begin{aligned} \epsilon_{\text{ш}} &= \frac{D_{\text{cp}}^3}{8EI_x} (0,04q_1 + 0,002q_2) = \\ &= \frac{1,19^3}{8 \cdot 1,87 \cdot 10^5 \cdot 83,3 \cdot 10^{-9}} (0,04 \cdot 2500 + 0,002 \cdot 3000) = 0,143 \cdot 10^{-2} \text{ м}. \end{aligned}$$

Относительный прогиб согласно (3.145)

$$\epsilon = y_{\max} / D_{\text{cp}} = 0,143 \cdot 10^{-2} / 1,19 = 0,0012 = 1/833.$$

Условие жесткости выполнено. $\epsilon \leq [\epsilon]$ ($1/833 < 1/200$).

3.5.3. Определить геометрические размеры бабдажа, свободно надетого на корпус сушилки, из условия его работы на изгиб и контактную прочность.

Исходные данные. Наружный диаметр барабана $D_H = 1200$ мм, число башмаков $n_б = 8$, реакция опоры $R_{оп} = 50$ кН, диаметр опорного ролика $d_p = 300$ мм, угол между опорными роликами $j = 30^\circ$, материал бандажа и роликов — сталь 45Л, модуль упругости $E_1 = E_2 = 2 \cdot 10^5$ МПа, допускаемое напряжение на изгиб $[\sigma]_{из} = 50$ МПа, допускаемое контактное напряжение $[\sigma]_к = 500$ МПа.

Решение. Реакция опорного ролика

$$R_p = R_{оп}/(2 \cos j) = 50/(2 \cos 30^\circ) = 28,9 \text{ кН} = 28,9 \cdot 10^{-3} \text{ МН.}$$

Угол между башмаками $j_1 = 2\pi/n_б = 2 \cdot 180^\circ/8 = 45^\circ$.

Число башмаков в одном квадранте $n_{б1} = (n_б - 2)/4 = (8 - 2)/4 = 1,5$; принимаем $n_{б1} = 2$.

Сила, действующая на самый нижний башмак, по формуле (3.148)

$$Q_0 = 4R_{оп}/n_б = 4 \cdot 50/8 = 25 \text{ кН.}$$

Силы, действующие на башмаки, по формуле (3.149):

$$Q_1 = Q_0 \cos j_1 = 25 \cos 45^\circ = 17,7 \text{ кН}; \quad Q_2 = Q_0 \cos (2j_1) = 25 \cos 90^\circ = 0.$$

Расчетные углы для определения пар сил:

$$Q_0; \theta_0 = 180^\circ; \sin 180^\circ = 0; \cos 180^\circ = -1;$$

$$Q_1; \theta_1 = 135^\circ; \sin 135^\circ = 0,7; \cos 135^\circ = -0,7;$$

$$Q_2; \theta_2 = 90^\circ; \sin 90^\circ = 1; \cos 90^\circ = 0;$$

$$\beta = 150^\circ; \operatorname{tg} 150^\circ = -0,57; \cos 150^\circ = -0,866.$$

Средний радиус бандажа при $D_{ср.б} = 1,2D_H = 1,2 \cdot 1200 = 1440$ мм

$$R_{ср} = D_{ср.б}/2 = 1440/2 = 720 \text{ мм} = 0,72 \text{ м.}$$

Изгибающий момент в местах приложения сил по формуле (3.154)

$$M_{00} = -\frac{Q_0 R_{ср}}{2\pi} [1 + 1/\cos \beta - (\pi - \beta) \operatorname{tg} \beta] =$$

$$= -\frac{25 \cdot 0,72}{2 \cdot 3,14} [1 + 1/\cos 150^\circ - (3,14 - 2,61) \operatorname{tg} 150^\circ] = -0,45 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

$$M_{01} = -\frac{Q_1 R_{ср}}{\pi} [1 - \cos \theta_1 / \cos \beta - (\pi - \theta_1) \sin \theta_1 + (\pi - \beta) \cos \theta_1 \operatorname{tg} \beta] =$$

$$= -\frac{17,7 \cdot 0,72}{3,14} [1 - \cos 135^\circ / \cos 150^\circ - (3,14 - 2,355) \sin 135^\circ +$$

$$+ (3,14 - 2,61) \cos 135^\circ \operatorname{tg} 150^\circ] = 0,63 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

Суммарный изгибающий момент в ключевом сечении

$$M_0 = M_{00} + M_{01} = -0,45 + 0,63 = 0,18 \text{ кН} \cdot \text{м.}$$

Нормальное усилие по формуле (3.157) $N_0 = N_{00} + N_{01}$, где

$$N_{00} = -(Q_0/2\pi) (\pi - \beta) \operatorname{tg} \beta = (25/2 \cdot 3,14) (3,14 - 2,61) 0,57 = 1,18 \text{ кН};$$

$$N_{01} = -(Q_1/\pi) [(\pi - \theta_1) \sin \theta_1 - (\pi - \beta) \cos \theta_1 \operatorname{tg} \beta] =$$

$$= -(17,7/3,14) [(3,14 - 2,355) 0,7 - (3,14 - 2,61) 0,7 \cdot 0,57] = -1,92 \text{ кН.}$$

Тогда $N_0 = 1,18 - 1,92 = -0,74$ кН.

Значения изгибающих моментов, действующих на бандаж, рассчитанные по формулам (3.158) и (3.159), сведены в табл. 3.28, а эпюра изгибающих моментов в бандаже представлена на рис. 3.57.

Ширина бандажа по формуле (3.163) при $D_{н.б} > D_{ср.б}$ ($D_{н.б} = 1,5$ м)

$$b = 0,59^2 \frac{R_p E_1 E_2 2 (D_{н.б} + d_p)}{[\sigma_K]^2 (E_1 + E_2) D_{н.б} d_p} =$$

$$= 0,59^2 \frac{28,9 \cdot 10^{-3} \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 2 (1,5 + 0,3)}{500^2 (2 \cdot 10^5 + 2 \cdot 10^5) 1,5 \cdot 0,3} = 0,032 \text{ м} = 32 \text{ мм.}$$

Высота сечения бандажа по формуле (3.164)

$$h_б = \sqrt{6M_{\max б} / (b [\sigma]_{из})} = \sqrt{6 \cdot 2,71 \cdot 10^3 / (0,032 \cdot 50 \cdot 10^6)} = 0,1 \text{ м.}$$

3.5.4. Определить перепад температур по высоте сечения бандажа, изготовленного из стали 35Л.

Исходные данные. Температура корпуса под бандажом $t_K = 330$ °С, сечения бандажа: $h_б = 0,4$ м, $b = 1$ м, высота подкладок $h_{п} = 0,09$ м, радиальный

Таблица 3.28

Значения изгибающих моментов в бандаже

φ_2, \dots°	$M_{\varphi 2},$ кН·м	φ_2, \dots°	$M_{\varphi 2},$ кН·м
0	0,180	135	-1,08
20	0,135	140	0,03
45	-0,042	150	2,24
60	-0,190	170	-1,09
90	-0,056	180	-2,71

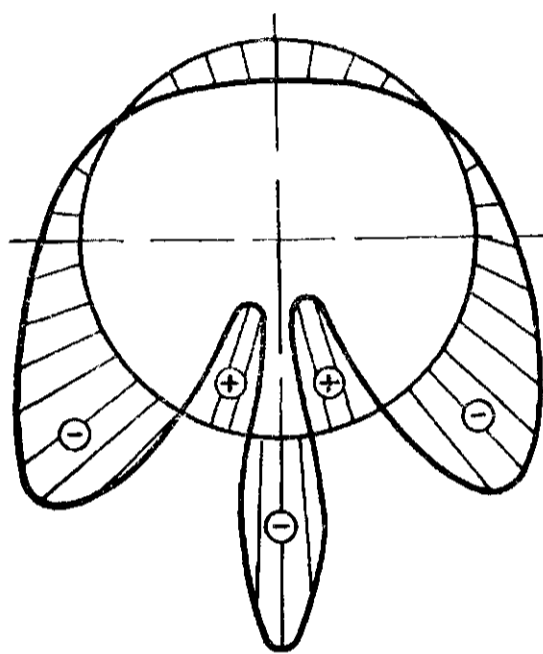


Рис. 3.57. Эпюра изгибающих моментов в бандаже

зазор между бандажом и подкладками $\delta_3 = 0,001$ м, коэффициент теплопроводности: стали бандажа $\lambda_б = 50,66$ Вт/(м·°С), стали подкладок $\lambda_{п} = 52,3$ Вт/(м·°С), воздуха $\lambda_в = 0,025$ Вт/(м·°С), коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности бандажа в окружающую среду $\alpha_б = 12$ Вт/(м²·°С).

Решение. Эквивалентное термическое сопротивление из выражения (3.177)

$$\frac{1}{\Phi_{эКВ}} = \frac{0,35}{h_{п}/\lambda_{п}} + \frac{0,45}{h_{п}/\lambda_в} + \frac{0,2}{h_{п}/\lambda_{п} + \delta_3/\lambda_в} =$$

$$= \frac{0,35}{0,09/52,3} + \frac{0,45}{0,09/0,025} + \frac{0,2}{0,09/52,3 + 0,001/0,025} = 210,925 \text{ Вт/(м}^2 \text{ °С)}.$$

Тогда $\Phi_{эКВ} = 1/210,925 = 0,0047$ м² °С/Вт.

Симплекс

$$\omega = \sqrt{2\alpha_б / (\lambda_б b)} = \sqrt{2 \cdot 12 / (50,66 \cdot 1)} = 0,6883 \text{ м}^{-1}.$$

Температура внутренней поверхности бандажа

$$t_б^{вн} = \frac{t_K [1 + \text{th}(\omega h_б) \alpha_б / (\omega \lambda_б)]}{\alpha_б \Phi_{эКВ} [1 + \text{th}(\omega h_б) \lambda_б \omega / \alpha_б] + [1 + \text{th}(\omega h_б) \alpha_б / (\omega \lambda_б)]} =$$

$$= \frac{330 [1 + 0,272 \cdot 12 / (0,6883 \cdot 50,66)]}{12 \cdot 0,0047 [1 + 0,272 \cdot 50,66 \cdot 0,6883 / 12] + [1 + 0,272 \cdot 12 / (0,6883 \cdot 50,66)]} = 302^\circ \text{ С,}$$

где

$$\text{th}(wh_6) = \text{th}(0,6883 \cdot 0,4) = 0,272,$$

$$\text{ch}(wh_6) = \text{ch}(0,6883 \cdot 0,4) = 1,04;$$

$$\text{sh}(wh_6) = \text{sh}(0,6883 \cdot 0,4) = 0,285.$$

Температура наружной поверхности бандажа

$$t_6^H = \frac{t_6^{\text{BH}}}{\text{ch}(wh_6) + \alpha_6 \text{sh}(wh_6)/(\omega \lambda_6)} = \frac{302}{1,04 + 12 \cdot 0,285/(0,6883 \cdot 50,66)} = 265^\circ \text{C}.$$

Перепад температур в бандаже

$$\Delta t_6 = t_6^{\text{BH}} - t_6^H = 302 - 265 = 37^\circ \text{C}$$

3.5.5. Произвести расчет температурных напряжений и определить запас выносливости n_{min} в сечении $j_2 = 180^\circ$ бандажа барабанного аппарата.

Исходные данные. Наружный диаметр бандажа $D_{\text{н.б}} = 2730$ мм, высота бандажа $h = 140$ мм, ширина бандажа $b = 200$ мм, изгибающий момент сечения бандажа в месте установки опор $M_{j_2=150} = -3,35 \cdot 10^4$ Н·м, изгибающий момент (в сечении $j_2 = 180^\circ$) $M_{j_2=180} = 1,34 \cdot 10^4$ Н·м, материал бандажа — сталь 35Л, коэффициент линейного расширения $\alpha_t = 11,9 \cdot 10^{-6}$ $1/^\circ\text{C}$, модуль упругости $E = 2,01 \cdot 10^5$ МПа, перепад температур в бандаже $\Delta t_6 = 57^\circ \text{C}$, коэффициент Пуассона $\mu = 0,3$, предел выносливости $\sigma_{-1} = 200$ МПа.

Решение. Внутренний диаметр бандажа

$$D_{\text{в.б}} = D_{\text{н.б}} - 2h = 2730 - 2 \cdot 140 = 2450 \text{ мм} = 2,45 \text{ м}$$

Момент сопротивления бандажа

$$W_6 = bh_6^2/6 = 0,2 \cdot 0,14^2/6 = 0,65 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$$

Максимальное напряжение в сечении бандажа под опорой ($j_2 = 150^\circ$) на наружной поверхности

$$\sigma_{j_2=150}^H = M_{j_2=150}/W_6 = -3,35 \cdot 10^4/0,65 \cdot 10^{-3} = -515 \cdot 10^5 \text{ Па} = -51,5 \text{ МПа};$$

на внутренней поверхности

$$\sigma_{j_2=150}^B = -M_{j_2=150}/W_6 = 3,35 \cdot 10^4/0,65 \cdot 10^{-3} = 515 \cdot 10^5 \text{ Па} = 51,5 \text{ МПа}.$$

Максимальное напряжение в сечении $j_2 = 180^\circ$.

на наружной поверхности

$$\sigma_{j_2=180}^H = M_{j_2=180}/W_6 = 1,34 \cdot 10^4/0,65 \cdot 10^{-3} = 206 \cdot 10^5 \text{ Па} = 20,6 \text{ МПа},$$

на внутренней поверхности

$$\sigma_{j_2=180}^B = -M_{j_2=180}/W_6 = -1,34 \cdot 10^4/0,65 \cdot 10^{-3} = -206 \cdot 10^5 \text{ Па} = -20,6 \text{ МПа}$$

Напряженне в бандаже от температурного перепада:

на наружной поверхности по формуле (3.173)

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{TH}} &= \frac{\alpha_t E \Delta t_6}{2(1-\mu)} \left[1/\ln(D_{\text{н.б}}/D_{\text{в.б}}) - 2D_{\text{в.б}}^2 / (D_{\text{н.б}}^2 - D_{\text{в.б}}^2) \right] = \\ &= \frac{11,9 \cdot 10^{-6} \cdot 2,01 \cdot 10^{11} \cdot 57}{2(1-0,3)} [1/\ln(2,73/2,45) - 2 \cdot 2,45^2 / (2,73^2 - 2,45^2)] = \\ &= 939 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2 = 93,9 \text{ МПа}, \end{aligned}$$

на внутренней поверхности по формуле (3.174)

$$\begin{aligned}\sigma_{tв} &= \frac{\alpha_t E \Delta t_6}{2(1-\mu)} \left[1/\ln(D_{н.б}/D_{в.б}) - 2D_{н.б}^2/(D_{н.б}^2 - D_{в.б}^2) \right] = \\ &= \frac{11,9 \cdot 10^{-6} \cdot 2,01 \cdot 10^{11} \cdot 57}{2(1-0,3)} \left[1/\ln(2,73/2,45) - 2 \cdot 2,73^2/(2,73^2 - 2,45^2) \right] = \\ &= -1008,9 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2 = -100,89 \text{ МПа.}\end{aligned}$$

Напряжения на наружной поверхности бандажа согласно (3.179)—(3.182):
максимальное

$$\sigma_{max}^H = \sigma_{tв} + \sigma_{j2=180}^H = 93,9 + 20,6 = 114,5 \text{ МПа;}$$

минимальное

$$\sigma_{min}^H = \sigma_{tн} + \sigma_{j2=150}^H = 93,9 - 51,5 = 42,4 \text{ МПа;}$$

среднее

$$\sigma_m^H = (\sigma_{max}^H + \sigma_{min}^H)/2 = (114,5 + 42,4)/2 = 78,45 \text{ МПа;}$$

амплитуда напряжений цикла

$$\sigma_a^H = (\sigma_{max}^H - \sigma_{min}^H)/2 = (114,5 - 42,4)/2 = 36,05 \text{ МПа.}$$

Напряжения на внутренней поверхности бандажа по формулам (3.183)—(3.186):
минимальное

$$\sigma_{min}^B = \sigma_{tв} + \sigma_{j2=180}^B = -100,89 - 20,6 = -121,49 \text{ МПа;}$$

максимальное

$$\sigma_{max}^B = \sigma_{tв} + \sigma_{j2=150}^B = -100,89 + 51,5 = -49,39 \text{ МПа;}$$

среднее

$$\sigma_m^B = (\sigma_{max}^B + \sigma_{min}^B)/2 = (-49,39 - 121,49)/2 = 85,44 \text{ МПа;}$$

амплитуда напряжений цикла

$$\sigma_a^B = (\sigma_{max}^B - \sigma_{min}^B)/2 = (-49,39 + 121,49)/2 = 36,05 \text{ МПа.}$$

Коэффициент концентрации напряжений стыковых швов с полным проваром для стали 35Л, из которой изготовлен бандаж, $K_\sigma = 1,2$.

Коэффициент чувствительности материала бандажа к асимметрии цикла принимаем $\psi_\sigma = 0,1$.

Коэффициент состояния поверхности для стали 35Л согласно табл. 3.26 $\epsilon_n = 0,84$.

Коэффициент влияния размеров поперечного сечения бандажа на сопротивление усталости принимаем согласно табл. 3.27 $\epsilon_m = 0,644$.

Коэффициент запаса прочности:

на наружной поверхности

$$n_{min}^H = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a^H K_\sigma / (\epsilon_m \epsilon_n) + \psi_\sigma \sigma_m^H} = \frac{200}{36,05 \cdot 1,2 / (0,644 \cdot 0,84) + 0,1 \cdot 78,45} = 2,278;$$

на внутренней поверхности

$$n_{min}^B = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a^B K_\sigma / (\epsilon_m \epsilon_n) + \psi_\sigma \sigma_m^B} = \frac{200}{36,05 \cdot 1,2 / (0,644 \cdot 0,84) + 0,1 \cdot 85,44} = 2,259.$$

Нормативный коэффициент запаса прочности по формуле (3.190)

$$[n_{\min}] = [n_1] [n_2] [n_3] = 1,3 \cdot 1,5 \cdot 1,3 = 2,53,$$

где $[n_1] = 1,3$ — при средней точности определения нагрузок и напряжений; $[n_2] = 1,5$ — нижнее значение коэффициента, учитывающего неоднородность материала бандажа — сталь 35Л; $[n_3] = 1,3$ — при средней степени ответственности детали. Так как условие (3.189) выполняется: $n_{\min}^{\text{II}} < [n_{\min}]$ ($2,278 < 2,53$) и $n_{\min}^{\text{B}} < [n_{\min}]$ ($2,259 < 2,53$), то выносливость бандажа при заданных нагрузках обеспечена

Контрольные задачи

3.5.1. Произвести проверку бандажа на контактную прочность (материал бандажа и ролика с одинаковым значением модуля упругости $E = 2 \cdot 10^5$ МПа). Наружный диаметр бандажа $D_{\text{н.б}} = 1,99$ м, длина барабана $L = 8$ м, $l_1 = 1,1$ м, $l_2 = 4,7$ м (см. рис. 3.53), ширина бандажа $b = 0,14$ м, масса корпуса $m_{\text{к}} = 3500$ кг, масса обрабатываемого материала $m_{\text{м}} = 3500$ кг, масса венцовой шестерни $m_{\text{ш}} = 1095$ кг, наружный диаметр опорного ролика $d_{\text{р}} = 0,5$ м, угол между опорными роликами $2j = 60^\circ$, допускаемое контактное напряжение $[\sigma_{\text{к}}] = 600$ МПа.

Ответ $\sigma_{\text{к}} = 187,54$ МПа ($\sigma_{\text{к}} < [\sigma_{\text{к}}]$).

3.5.2. Определить нагрузку, действующую на башмаки. Количество башмаков $n_{\text{б}} = 30$, реакция опоры $R_{\text{оп}} = 800$ кН.

Ответ $Q_0 = 106,7$ кН; $Q_1 = 102,3$ кН; $Q_2 = 97,49$ кН; $Q_3 = 86,4$ кН; $Q_4 = 71,46$ кН; $Q_5 = 53,33$ кН; $Q_6 = 33,06$ кН; $Q_7 = 11,2$ кН.

3.5.3. Определить изгибающий момент в сечении бандажа $j_2 = 130^\circ$. Средний диаметр бандажа $D_{\text{ср.б}} = 2,4$ м, количество башмаков $n_{\text{б}} = 18$, угол между опорными роликами $2j = 60^\circ$, реакция опоры $R_{\text{оп}} = 300$ кН.

Ответ: $M_{j_2=130} = -1070$ Н·м.

3.5.4. Произвести расчет корпуса сушилки на прочность и жесткость по данным табл. 3.29.

Таблица 3.29

Расчетные параметры корпуса сушилки

Номер варианта	Наружный диаметр барабана $D_{\text{н}}$	Толщина стенки барабана $\delta_{\text{б}}$	Длина барабана (см. рис. 3.53)			Коэффициент заложения барабана Φ	Плотность обрабатываемого материала $\rho_{\text{м}}$, кг/м ³	Масса корпуса барабана $m_{\text{к}}$, кг	Сила, действующая на барабан в месте установки венцовой шестерни, $Q_{\text{в}}$, Н
			L	l_2	l_1				
1	1000	5	4 000	2 300	800	0,15	600	900	5 000
2	1000	5	6 000	3 500	800	0,15	600	1 270	5 000
3	1200	6	6 000	3 500	900	0,18	600	1 860	7 500
4	1200	6	10 000	5 900	900	0,18	2000	3 010	7 500
5	1600	8	8 000	4 700	1100	0,18	2000	4 740	10 950
6	1600	8	12 000	7 000	1100	0,25	2500	6 940	10 950
7	2000	10	8 000	4 700	1200	0,21	2500	7 695	18 600
8	2000	10	10 000	5 900	1200	0,21	2000	9 635	18 600
9	2200	12	14 000	8 200	1200	0,15	1500	17 320	20 900
10	2200	12	16 000	9 300	1200	0,18	1500	19 700	20 900
11	2500	16	12 000	7 000	2500	0,18	2500	25 600	72 000
12	2500	16	14 000	8 200	2500	0,15	2500	34 220	72 000
13	2800	20	14 000	8 200	2500	0,21	1500	45 830	93 000
14	2800	20	16 000	9 300	2500	0,21	1500	60 560	93 000
15	3000	20	18 000	10 500	2500	0,25	2000	140 000	150 000
16	3000	20	20 000	117 007	2500	0,25	2000	140 000	150 000

Таблица 3.30

Параметры барабанного аппарата

Номер варианта	Наружный диаметр барабана, D_n , мм	Количество башмаков n_b , шт.	Угол между опорными роликками β , ...°	Диаметр опорного ролика d_p , мм	Реакция опоры $R_{оп}$, кН	Масса бандажа m_b , т
1	1000	8	27	300	100	0,34
2	1200	8	30	400	160	0,45
3	1600	12	34	500	250	0,9
4	2000	16	41	600	400	1,93
5	2200	16	41	600	400	2,5
6	2200	16	41	600	640	2,5
7	2500	20	41	800	400	3,3
8	2500	20	41	800	630	3,9
9	2800	24	41	900	400	4,0
10	2800	24	41	900	800	5,2
11	3000	24	41	990	820	5,6
12	3000	28	41	990	1640	7,7
13	3200	32	41	1056	1020	6,0
14	3500	36	41	1155	1270	10
15	4000	40	41	1320	1630	12

3.4.5. Определить ширину бандажа b из условия контактной прочности и высоту бандажа h_b из условия прочности на изгиб по данным табл. 3.30. Материал бандажа — сталь 45Л.

§ 3.6. САЛЬНИКИ С МЯГКОЙ НАБИВКОЙ¹

Принцип работы сальника состоит в следующем. При затяжке сальника (рис. 3.58) давление от нажимной втулки заставляет мягкую набивку уплотняться. Последняя, деформируясь, за счет бокового давления плотно прижимается к валу и стенке сальниковой камеры, в результате чего обеспечивается надежная герметизация места ввода вала или штока. Расчет сальника, как правило, включает определение геометрических параметров элементов его конструкции; усилия затяга, обеспечивающего герметичность, и потерю прочности на преодоление сил трения, возникающих в сальнике [5, 11]. В каждой точке набивки одновременно действуют осевое давление p_y и боковое давление p_x . Если бы материал набивки был подобен жидкости, то согласно закону Паскаля осевое давление в набивке равнялось бы боковому давлению. Поскольку материал набивки наряду со смазкой содержит и волокнистый наполнитель, эти давления не равны и связаны соотношением

$$p_x = k p_y, \quad (3.191)$$

где коэффициент пропорциональности k носит название коэффициента бокового давления. Для мягких набивок $k < 1$, так как боковое давление набивки не может быть больше осевого давления.

¹ В написании данного параграфа принял участие канд. техн. наук А. С. Тимошук.

Рассматривая равновесие элементарного слоя набивки толщиной dy на расстоянии y от поверхности нажимной втулки, получим

$$p_y \pi (D^2 - d^2)/4 - (p_y - dp_y) \pi (D^2 - d^2)/4 - dF_B - dF_K = 0, \quad (3.192)$$

где D и d — диаметры сальниковой камеры и вала соответственно; dp_y — отрицательное приращение осевого давления p_y , вызванное статическим трением набивки о поверхность вала и сальниковой камеры; dF_B — сила трения элементарного слоя набивки о вал, $dF_B = p_y k f_B \pi d (dy)$; dF_K — сила трения элементарного слоя набивки о сальниковую камеру, $dF_K = p_y k f_K \pi D (dy)$; f_B и f_K — коэффициенты статического трения набивки о вал и сальниковую камеру соответственно. Приняв равенство коэффициентов $f_B = f_K = f$, преобразуя и интегрируя уравнение (3.192), можно получить

$$p_y = p_H e^{-2kfy/s_H}, \quad (3.193)$$

где p_H — давление нажимной втулки на набивку; s_H — толщина набивки; e — основание натуральных логарифмов.

Анализируя уравнения (3.191) и (3.193), нетрудно заметить, что значения p_x и p_y уменьшаются с увеличением y . При $y = h$ значения p_x и p_y будут минимальными. Поэтому, если значение p_x в нижней точке сальника будет достаточным для обеспечения герметичности, т. е.

$$p_x \geq p, \quad (3.194)$$

то во всех других точках сальника герметичность также будет обеспечена (p — рабочее давление среды). Обозначая p_x , достаточное для обеспечения герметичности, через p_r и решая уравнение (3.193) относительно p_H с учетом (3.191), получим выражение

$$p_H = (p_r/k) e^{2kfh/s_H}. \quad (3.195)$$

Усилие затяга болтов (шпилек) F_3 , при котором обеспечивается необходимое для герметичности сальника давление нажимной втулки p_H , может быть определено по формуле

$$F_3 = p_H \pi (D^2 - d^2)/4. \quad (3.196)$$

При этом сила трения элементарного слоя набивки о вал (шток), препятствующая его вращательному (поступательному или винтовому) движению, определится выражением

$$dF_{тр} = p_x f_{кин} \pi d (dy), \quad (3.197)$$

где $f_{кин}$ — коэффициент кинетического трения между набивкой и движущимся рабочим органом. После интегрирования и преобразо-

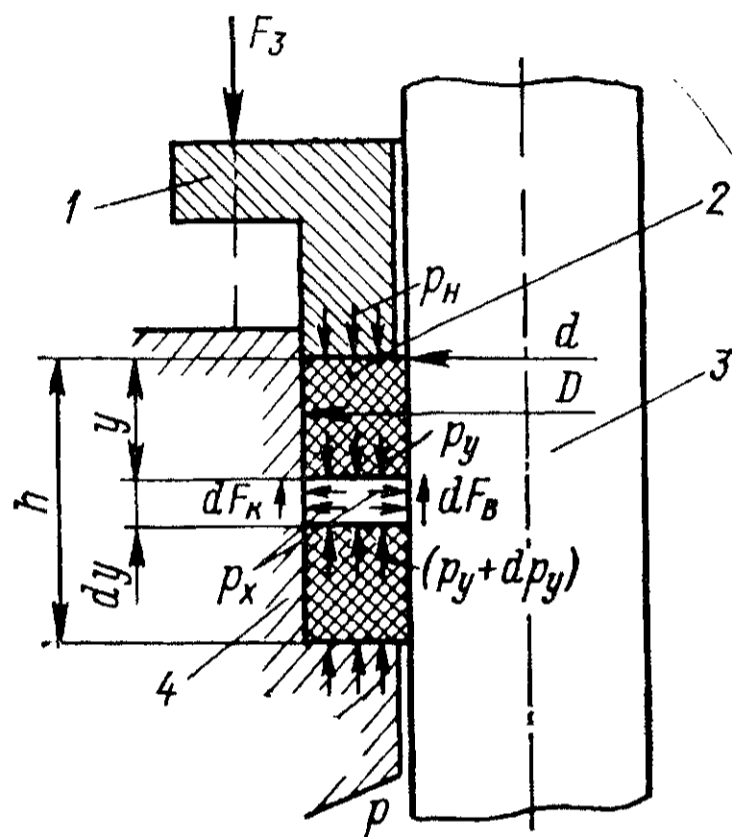


Рис. 3.58. Расчетная схема сальника:

1 — нажимная втулка; 2 — набивка;
3 — вал; 4 — сальниковая камера

вания с учетом уравнения (3.195) можно получить основные расчетные зависимости для определения потери мощности на преодоление сил трения в сальнике.

Рассмотрим основные расчетные формулы и рекомендации.

Выбор типа набивки производится с учетом ее работы по данным табл. 3.31. Определение основных геометрических параметров для конструирования сальников (рис. 3.59) осуществляется на основании данных практики с учетом факторов, оказывающих влияние на работу движущихся частей.

Толщина набивки:
в машиностроении

$$s_H = (1,5 \div 2,5) \sqrt{d}; \quad (3.198)$$

в арматуростроении

$$s_H = (1,4 \div 2,0) \sqrt{d}, \quad (3.199)$$

где d — диаметр вала или штока, мм. Полученное по формулам (3.198), (3.199) значение s_H округляется до ближайшего стандартного значения из ряда: 3; 4; 5; 6; 8; 10; 13; 16; 19; 22; 25; 28; 32; 35; 38; 42; 45; 50 мм. Ширина сальниковой камеры, как правило, равна толщине набивки s_H .

Первоначальная высота набивки h_0 (до затяга болтов) зависит от давления и характера уплотняемой среды и принимается:
в машиностроении

$$h_0 = (6 \div 8) s_H; \quad (3.200)$$

в арматуростроении

$$h_0 = (5 \div 8) s_H. \quad (3.200a)$$

Для уплотнений, работающих в газовой среде, рекомендуются большие значения h_0 , чем для уплотнений, работающих в жидкости, так как в последнем случае легче достигается герметичность сальника.

Высота набивки в рабочем состоянии

$$h = K_y h_0, \quad (3.201)$$

где K_y — коэффициент усадки набивки, определяемый по табл. 3.32 и рис. 3.60.

Полная глубина расточки сальниковой камеры с учетом установки фонарного кольца для подвода запирающей жидкости и обеспечения направления нажимной втулки

$$H_c = h_0 + 2s_H + h_\phi, \quad (3.202)$$

где $2s_H$ — прибавка к высоте для обеспечения направления нажимной втулки; h_ϕ — высота фонаря, $h_\phi = (1,5 \div 2) s_H$.

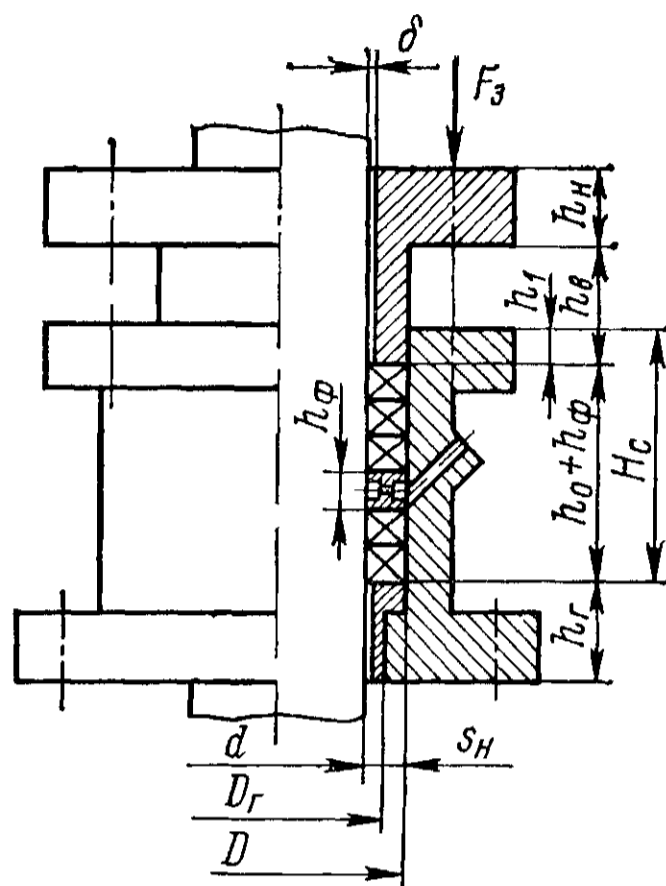


Рис. 3.59. Конструкция сальника

Назначение и условия применения набивок

№ п.п.	Марка набивки	Давление среды P , МПа	Температура среды t , °С	Рабочая среда	Назначение
1	Хлопчатобумажная сухая (ХБС)	$\leq 20,0$	≤ 100	Холодная и горячая питьевая вода, пищевые продукты, воздух, инертные газы и пары, смазочные масла, жиры, органические растворители, углеводороды, спирты, нейтральные растворы солей	В комбинации с хлопчатобумажными самосмазывающимися (пропитанными) набивками в качестве конечных колец С пропиткой на месте потребления специальными смазками или маслами, например для холодильных машин В качестве уплотнения арматуры
2	Пеньковая сухая (ПС)	$\leq 16,0$	-	Промышленная вода, водяной пар, смазочные масла, непивцевые жиры, углеводороды, топливо, воздух, инертные газы и пары	В комбинации с пеньковыми самосмазывающимися (пропитанными) набивками в качестве конечных колец С пропиткой на месте потребления специальными маслами, например смесью животных жиров, вазелина, петролатума с небольшим количеством талька и графита В качестве уплотнения сальников арматуры
3	Асбестовая сухая (АС)	$\leq 4,5$	≤ 400	Водяной пар, перегретая вода, воздух, инертные газы, органические растворители, нефтепродукты, растворы щелочей, слабые растворы кислот	В комбинации с асбестовыми, асбестопроволочными и пластичными, самосмазывающимися (пропитанными) набивками в качестве конечных колец С пропитыванием на месте потребления специальными составами, например щелочес-, кислотостойкими В сальниках арматуры с перегретым и насыщенным паром в комбинации со слоями графита

№ п. п.	Марка набивки	Давление среды P , МПа	Температура среды t , °С	Рабочая среда	Назначение
4	Хлопчатобумажная пропитанная (ХБП)	$\leq 20,0$	≤ 100	Промышленная вода, воздух, инертные газы и пары, смазочные масла, топливо нефтяное, углеводороды	С конечными кольцами соответствующей сухой набивки В сочетании с металлическими и комбинированными набивками в виде чередующихся конечных колец В предсальниках сальников с металлической и комбинированной набивками
5	Пеньковая пропитанная (ПП)	$\leq 16,0$		Промышленная вода, воздух, инертные газы и пары, насыщенный водяной пар, смазочные масла, топливо нефтяное, слабощелочные растворы, соленая вода	
6	Асбестовая пропитанная (АП)	$\leq 4,5$	≤ 300	Насыщенный и перегретый водяной пар, перегретая вода, газы, пары, щелочные растворы, слабокислые растворы, нефтепродукты	
7	Асбесто-проволочная с медной или латуниной проволокой (АПР)			Насыщенный и перегретый водяной пар, перегретая вода, воздух, пары и газы, разнообразные нефтепродукты, слабокислые масла	Для сальников с эллипсоидными и сильно вибрирующими валами С конечными кольцами из сухой асбестовой набивки Поочередно с массивными металлическими и полуметаллическими кольцами
8	Асбестовый шнур (АШ) *	$\leq 2,5$	≤ 400	Насыщенный и перегретый пар, инертные газы, щелочи, слабые растворы кислот	Исключительно для сальников запорной арматуры и компенсаторов
9	Пластичная набивка (ПН) *			150—400	

№ п.п.	Марка набивки	Давление среды P , МПа	Температура среды t , °С	Рабочая среда	Назначение
10	Асбестографитовая композиция (АГ)	$\leq 40,0$	≤ 600	Насыщенный и перегретый пар, перегретая вода	Для сальников вентилях, задвижек и других типов арматуры С конечными кольцами из фторопласта-4
11	Набивка из стружки фторопласта-4 со смазкой (Ф4с)*	$\leq 10,0$	≤ 250	Кислотные и щелочные среды различной концентрации, органические жидкости, жидкое топливо, фтор, хлор, бром, хлористая сера, растворители	Для сальников центробежных и поршневых насосов, аппаратов с перемешивающими устройствами, регулирующей аппаратуры и арматуры с прокладками между отформованными кольцами уплотнителя из листового фторопласта-4 или полиэтилена
12	Набивка из стружки фторопласта-4 без смазки (Ф-4)*			Среды, приведенные в п. 11, а также концентрированная азотная кислота, кислород, концентрированная перекись водорода	Для сальников малоподвижных рабочих органов машины и арматуры с прокладками между отформованными кольцами уплотнителя
13	Фторопластографитовая композиция (ФГ)*			Насыщенный и перегретый пар, перегретая вода, газы, пары, щелочные растворы, смазочные масла, нефтепродукты	Для сальников среднескоростных машин и аппаратов с перемешивающими устройствами и арматуры с прокладками между отформованными кольцами уплотнителя
14	Вентильная (АПРПС)	$\leq 90,0$	≤ 450	Нефтепродукты, нефтяные газы, насыщенный и перегретый пар, перегретая вода, смола, паста и шламы, состоящие из угля, торфа и т.д., органические кислоты, жиры, щелочи	Для сальников вентилях, задвижек и других типов арматуры

Примечания: 1. Состав по массе 30 % асбеста, 35 % цилиндрического масла, 7 % парафина, 15 % графита, 13 % талька (см. п. 9). 2. Состав по массе: 42,5 % асбеста, 46,8 % тигельного графита, 2,5 % алюминиевой пудры, 8,2 % промышленной воды (см. п. 10). 3. Стружка толщиной 0,1 мм и шириной 2 мм, смазанная минеральным маслом, глицерином или теплостойкими или химически стойкими смазками (см. п. 11). 4. Стружка толщиной 0,1 мм и шириной 2 мм (см. п. 12). 5. Состав по массе 70 % мелкозернистой стружки фторопласта-4, 30 % графита.

* Для нестандартных набивок сокращенные обозначения введены авторами.

Давление герметичности p_r и коэффициенты K_y , k , f и $f_{кин}$ при различных условиях

Определяемый параметр	Условие	Расчетная зависимость	Исходная величина	Примечание
Давление герметичности p_r	$p < 0,3$ МПа $p \geq 0,3$ МПа	$p_r = 0,3$ МПа $p_r = p$	—	—
Коэффициент усадки K_y	$s_H = 16 \div 19$ мм $s_H < 16$ мм $s_H > 19$ мм	$K_y = K_1$ $K_y = \min\{1; (1,1 \div 1,2) K_1\}$ $K_y = (0,8 \div 0,9) K_1$	K_1 (см. рис. 3.60)	K_1 выбирается в зависимости от ориентировочного значения давления нажимной втулки $p'_H = (2 \div 2,5) p$
Коэффициент бокового давления k	$s_H = 16 \div 19$ мм $s_H < 16$ мм $s_H > 19$ мм	$k = k_1$ $k = (0,7 \div 0,75) k_1$ $k = \min\{1; (1,25 \div 1,30) k_1\}$	k_1 (см. табл. 3.33)	Для всех пропитанных набивок $k = k_1 = 1$
Коэффициент статического трения f	8-й класс шероховатости поверхности вала и сальниковой камеры	$f = f'/k_1$	f' (см. рис. 3.61)	Значения f' для набивок марки АС сечения более 10×10 мм принимать такие же, как для асбестового шнура марки АШ (см. рис. 3.61), при меньших сечениях — как для вентиляльных набивок
	6-й класс шероховатости поверхности вала и сальниковой камеры	$f = \xi f'/k_1$		Для набивок, содержащих асбест, $\xi = 1,25$; для набивок, содержащих фторопласт, $\xi = 1,55$, для хлопчатобумажных набивок $\xi = 1,70$, для набивок, пропитанных антифрикционной массой, $\xi = 1,30$
Коэффициент кинетического трения $f_{кин}$	—	—	$f_{кин}$ (см. рис. 3.62)	При линейной скорости движения вала или штока v , не указанной на графиках (см. рис. 3.62), следует пользоваться методом интерполяции, предполагая линейную связь между v и $f_{кин}$. Значения $f_{кин}$ для набивок сечения более 10×10 мм марки АС принимать такие же, как для асбестового шнура марки АШ (см. рис. 3.62), при меньших сечениях — как для вентиляльных набивок

Высота цилиндрической части нажимной втулки

$$h_B = (0,4 \div 0,5)h_0. \quad (3.203)$$

Высота (толщина) фланца нажимной втулки

$$h_H = 1,25d_6, \quad (3.204)$$

где d_6 — диаметр стяжных болтов или шпилек.

Высота грундбуксы ориентировочно:

для штоков

$$h_T = \max \{ 25d / (\sqrt{d} + 10) \text{ мм}; 20 \text{ мм} \}; \quad (3.205)$$

для валов

$$h_T = \max \{ (1/3 \div 1/4) d \text{ мм}; 20 \text{ мм} \}. \quad (3.206)$$

Посадочный диаметр грундбуксы

$$D_T = d + (1 \div 1,5) s_H. \quad (3.207)$$

Внутренний диаметр сальниковой камеры

$$D = d + 2s_H. \quad (3.208)$$

Зазор между валом (штоком) и нажимной втулкой (грундбуксой)

$$\delta = \min \{ (1/200 \div 1/250) d; 0,8 \text{ мм} \}. \quad (3.209)$$

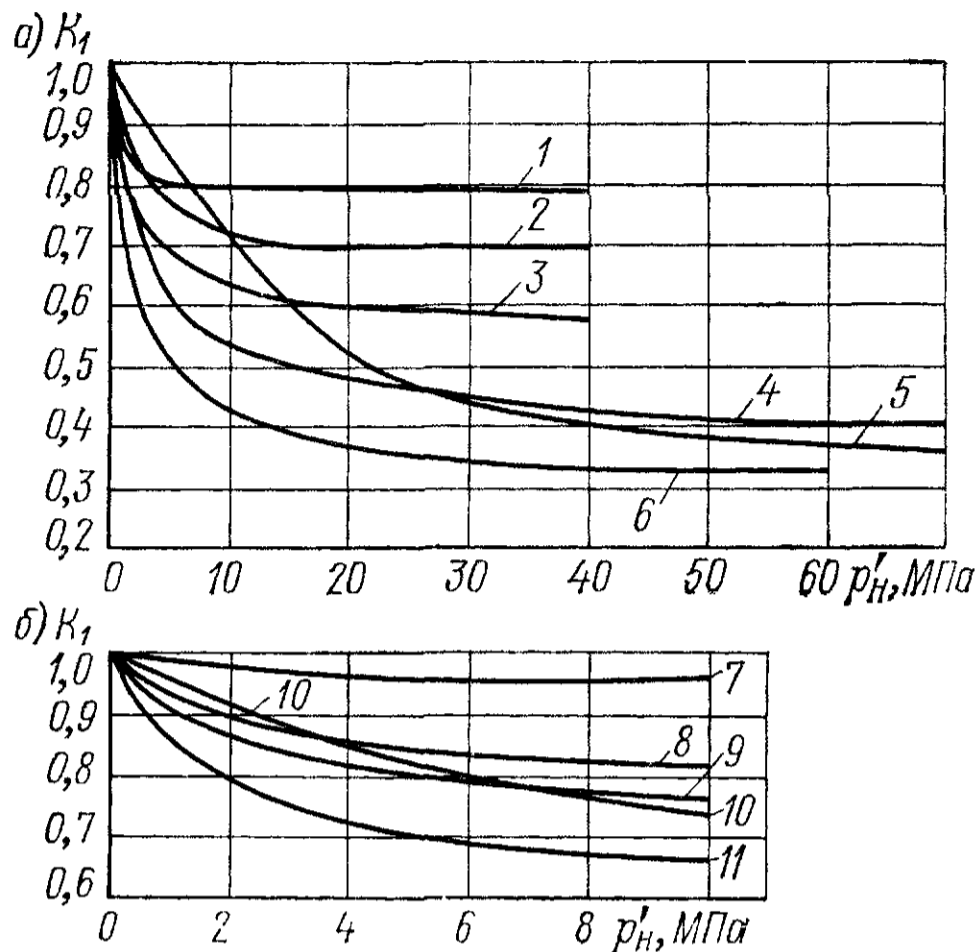


Рис. 3.60. Зависимость коэффициента K_1 , учитывающего усадку набивки от давления p'_H нажимной втулки: а — $p'_H = 0 \div 70$ МПа; б — $p'_H = 0 \div 10$ МПа:

1 — асбестовая пропитанная (АП) и асбестопроволочная (АПР) набивки; 2 — хлопчатобумажная пропитанная набивка (ХБП); 3 — пеньковая пропитанная набивка (ПП); 4 — хлопчатобумажная сухая набивка (ХБС); 5 — вентильная набивка (АПРПС); 6 — асбестовая сухая набивка (АС); 7 — пластичная набивка (ПН); 8 — набивка из стружки фторопласта-4 без смазки (Ф-4); 9 — фторопластографитовая композиция (ФГ); 10 — асбестографитовая композиция (АГ); 11 — асбестовый шнур (АШ)

Примерно такой же зазор принимают между нажимной втулкой и сальниковой камерой.

Внутренний диаметр резьбы стяжных болтов (шпилек)

$$d_B = \sqrt{3(D^2 - d^2) p / (n_6 [\sigma]_p)}, \quad (3.210)$$

где n_6 — количество болтов (шпилек), выбираемое из конструктивных соображений из ряда 2; 4; 6; 8; 12; ... и далее, кратное 4; $[\sigma]_p$ — допускаемое напряжение, которое исходя из условий длительной эксплуатации резьбы болтов (шпилек) принимается равным 25—35 МПа. Большие значения $[\sigma]_p$ рекомендуется принимать при $p \geq 3$ МПа.

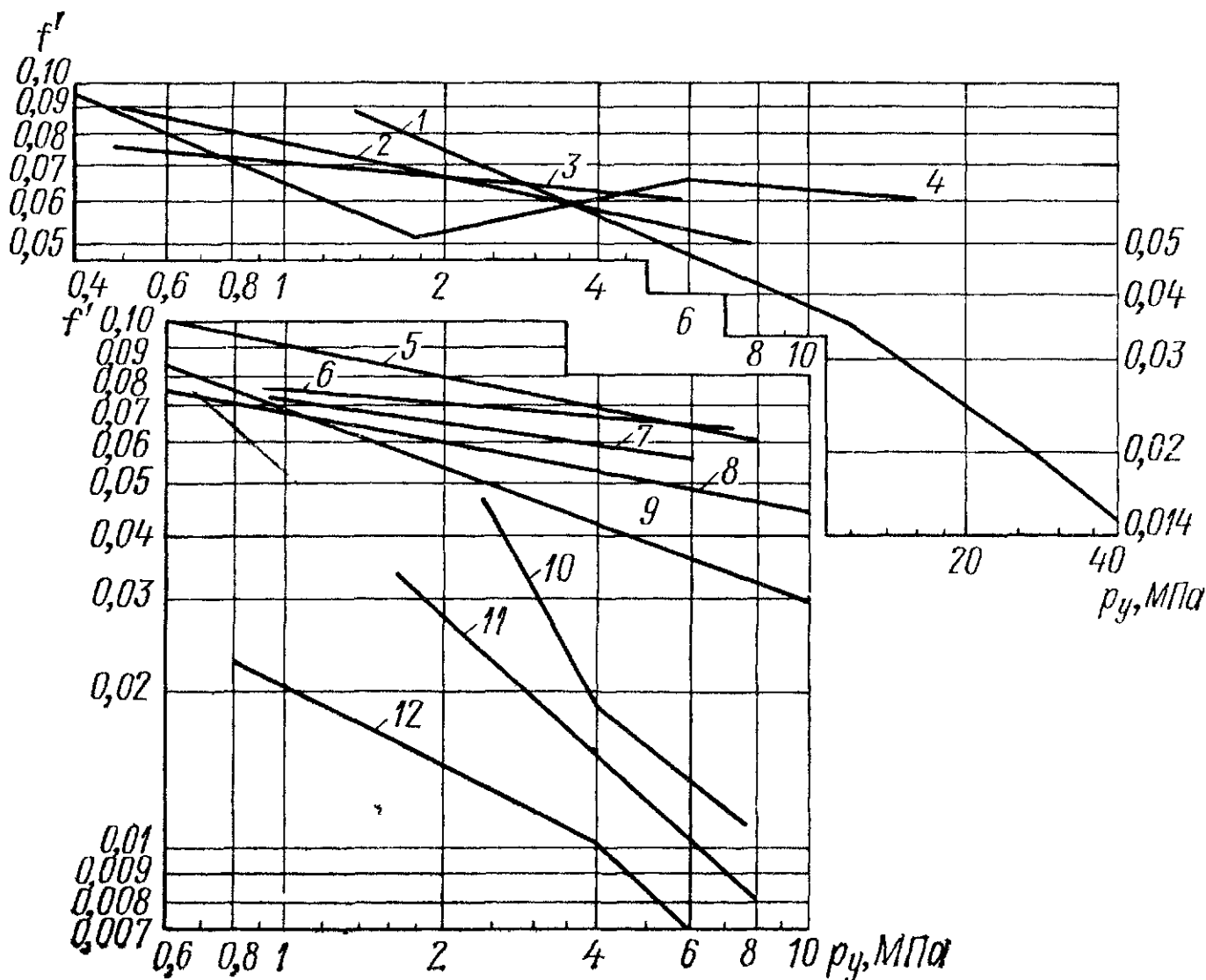
Усилие затяга болтов, с которым должна действовать нажимная втулка на сальниковую набивку для обеспечения герметичности,

$$F_B = [\pi (D^2 - d^2) p_T / (4k)] e^{2kfh/s_H}. \quad (3.211)$$

Коэффициент k_1 бокового давления набивочных материалов

Тип набивки	Давление среды p , МПа							Примечание
	0,5	1	5	10	30	50	100	
Асбестовая сухая, шнур круглого сечения (АШ) *	0,37	0,37	0,37	—	—	—	—	Диаметр шнур 16 мм
Фторопластографитовая композиция (ФГ) *	0,44	0,44	0,44	—	—	—	—	Сечения набивки 16×16 и 19×19 мм
Набивка из стружки фторопласта-4 (Ф4) *	0,55	0,60	0,65	0,65	—	—	—	
Пластичная набивка (ПН) *	0,60	0,60	0,65	0,70	—	—	—	
Асбестографитовая композиция (АГ)	0,50	0,50	0,45	0,40	—	—	—	
Хлопчатобумажная сухая (ХБС)	0,92	0,92	0,91	0,90	0,87	0,83	0,76	
Вентильная набивка (АПРПС, АС)	—	—	0,33	0,45	0,60	0,65	0,72	Сечение 6×6 мм

* Для нестандартных набивок сокращенные обозначения введены авторами.

Рис. 3.61. Зависимость величины f' от осевого давления p_y :

1 — вентильная (АПРПС) и асбестовая сухая (АС) набивки; 2 — набивка из стружки фторопласта-4 без смазки (Ф4); 3 — асбестографитовая композиция (АГ); 4 — хлопчатобумажная сухая набивка (ХБС); 5 — асбестовый шнур (АШ); 6 — пенёковая пропитанная набивка (ПП); 7 — хлопчатобумажная пропитанная набивка (ХБП); 8 — фторопластографитовая композиция (ФГ); 9 — набивка из стружки фторопласта-4 со смазкой (Ф4с); 10 — асбестопроволочная набивка (АПР); 11 — асбестовая пропитанная набивка (АП); 12 — пластичная набивка (ПН)

Сила трения между набивкой и вращающимся или поступательно перемещающимся рабочим органом (валом или штоком)

$$F_{\text{тр}} = [\pi d f_{\text{кин}} p_{\Gamma} s_{\text{н}} / (2kf)] (e^{2kfh/s_{\text{н}}} - 1), \quad (3.212)$$

где k , f , $f_{\text{кин}}$ и давление p_{Γ} определяют по рекомендациям, приведенным в табл. 3.32, 3.33 и по рис. 3.61, 3.62.

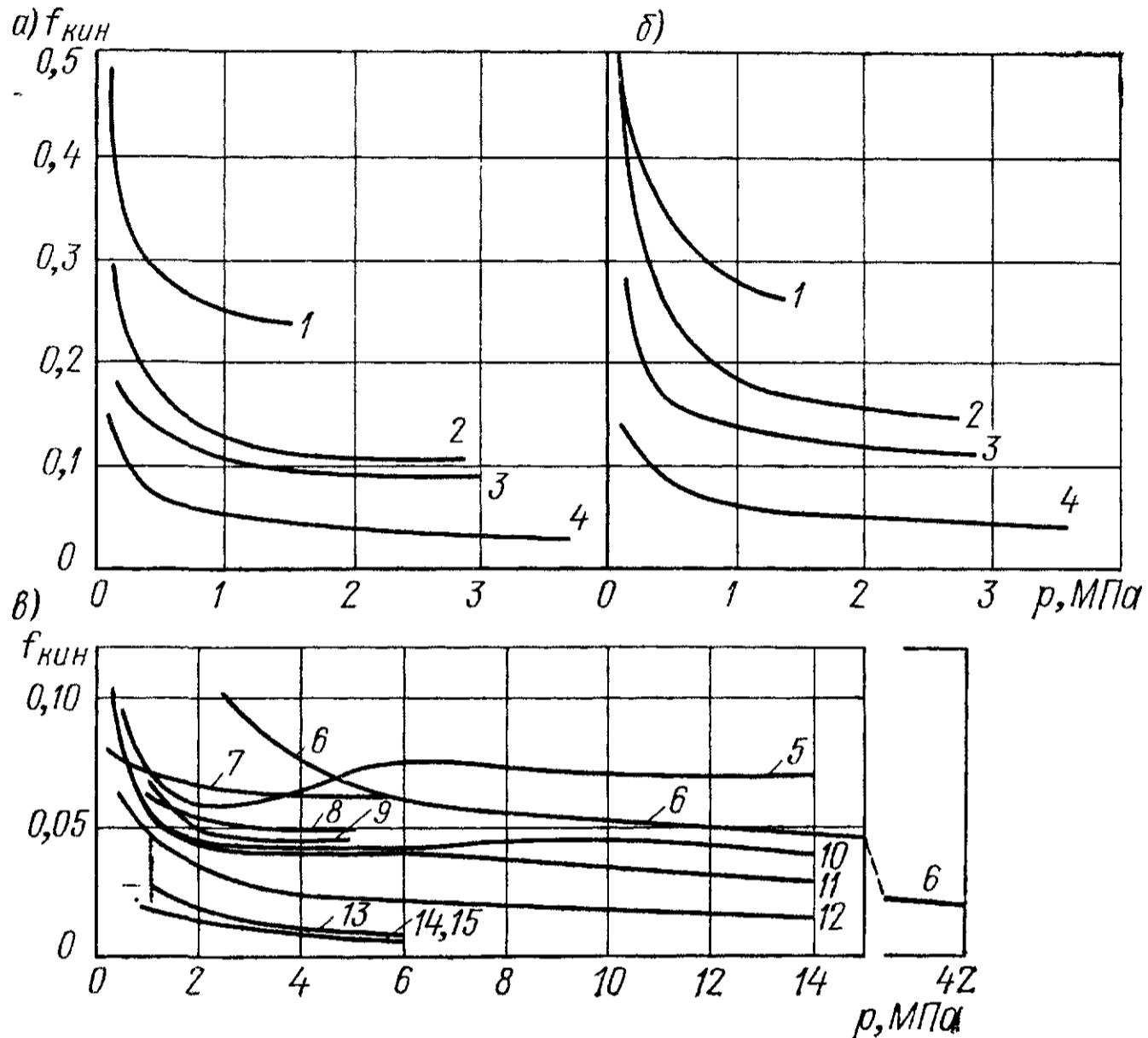


Рис. 3.62. Зависимость коэффициента $f_{\text{кин}}$ кинетического трения между валом и набивкой от давления p среды: а — $v = 0,05$ м/с, $p \leq 4$ МПа; б — $v = 0,35$ м/с, $p \leq 4$ МПа; в — $v = 0,01$ м/с (кривые 5, 6, 7, 10, 11, 12, 15) и $v = 2,76$ м/с (кривые 8, 9, 13, 14), $p \leq 15$ МПа;

1 — асбестовый шнур (АШ); 2 — набивка из стружки фторопласта-4 без смазки (Ф4); 3 — фторопластографитовая композиция (ФГ); 4 — набивка из стружки фторопласта-4 со смазкой (Ф4с); 5 — хлопчатобумажная сухая набивка (ЖБС); 6 — вентиляционная (АПРПС) и асбестовая сухая (АС) набивки; 7 — асбестографитовая композиция (АГ); 8, 10 — пеньковая пропитанная набивка (ПП); 9, 11 — хлопчатобумажная пропитанная набивка (ХБП); 12, 13 — асбестовая пропитанная набивка (АП); 14 — асбестопроволочная набивка (АПР); 15 — пластичная набивка (ПН)

Момент трения в сальниковом уплотнении вала

$$M_{\text{тр}} = F_{\text{тр}} d / 2. \quad (3.213)$$

Мощность, затрачиваемая на преодоление сил трения в сальнике: для валов

$$N_{\text{с}} = M_{\text{тр}} \omega; \quad (3.214)$$

для штоков

$$N_{\text{с}} = F_{\text{тр}} v, \quad (3.215)$$

где ω — угловая скорость вращения вала; v — линейная скорость движения штока.

Примеры

3.6.1. Для теплообменника (рис. 3.63), используемого для подогрева органических растворителей водой, определить усилие затяга болтов сальникового уплотнения, обеспечивающее герметичность.

Исходные данные. Наружный диаметр плавающей головки, проходящей через сальник, $d = 400$ мм, рабочее давление среды $p = 0,8$ МПа, температура среды $t = 70$ °С, число колец набивки сечением 16×16 в сальниковой камере $n_k = 5$ шт.

Решение. Для заданных условий эксплуатации сальника ($t = 70$ °С, $p = 0,8$ МПа, среда — вода) устанавливаем по данным табл. 3.31 вид материала набивки: хлопчатобумажная сухая марки ХБС.

Диаметр сальниковой камеры

$$D = d + 2s_H = 400 + 2 \cdot 16 = 432 \text{ мм} = 0,432 \text{ м},$$

где s_H — толщина набивки, $s_H = 16$ мм.

Высота набивки в рабочем состоянии с учетом усадки под действием усилия затяга

$$h = K_y h_0 = 0,8 \cdot 80 = 64 \text{ мм} = 0,064 \text{ м},$$

где $K_y = K_1 = 0,8$ — для набивки ХБС ($s_H = 16$ мм) при $p_H = 2p = 1,6$ МПа согласно данным табл. 3.32 и зависимостям на рис. 3.60; $h_0 = n_k s_H = 5 \cdot 16 = 80$ мм — первоначальная высота набивки (до затяга болтов).

Коэффициент статического трения набивки о наружную поверхность головки и сальниковую камеру, имеющих шероховатость 6-го класса:

$$f = \xi f' / k_1 = 1,7 \cdot 0,076 / 0,92 = 0,14,$$

где $k_1 = 0,92$ — для набивки ХБС при $p = 0,8$ МПа (см. табл. 3.33); $\xi = 1,7$ — для набивки ХБС (см. табл. 3.32); $f' = 0,076$ при $p_y = p/k = 0,8/0,92 = 0,87$ МПа (см. рис. 3.61).

Усилие затяга болтов сальникового компенсатора по формуле (3.211)

$$\begin{aligned} F_3 &= [\pi (D^2 - d^2) p_r / (4k)] e^{2kfh/s_H} = \\ &= [3,14 (0,432^2 - 0,4^2) 0,8 / (4 \cdot 0,92)] \times \\ &\times e^{2 \cdot 0,92 \cdot 0,14 \cdot 0,064 / 0,016} = 0,051 \text{ МН}, \end{aligned}$$

где $p_r = p = 0,8$ МПа — давление герметичности, так как $p > 0,3$ МПа; $k = k_1 = 0,92$ — коэффициент бокового давления набивки при $s_H = 16$ мм.

3.6.2. Для многоступенчатого насоса (рис. 3.64), перекачивающего воду, определить затраты мощности на преодоление сил трения в одном сальниковом уплотнении вала.

Исходные данные. Диаметр шейки вала $d = 30$ мм, давление среды $p = 3$ МПа, угловая скорость вала $\omega = 152$ рад/с, температура среды $t = 20$ °С, количество колец набивки размером 13×13 мм $n_k = 8$ шт.

Решение. При заданных параметрах согласно табл. 3.31 можно использовать пеньковую пропитанную набивку марки ПП.

Высота набивки в рабочем состоянии при ориентировочном значении давления нажимной втулки $p'_H = 2p = 6$ МПа (см. табл. 3.32) и коэффициенте усадки набивки $K_y = 1,1$ $K_1 = 1,1 \cdot 0,68 = 0,75$ (см. табл. 3.32 и рис. 3.60) будет $h = K_y h_0 = 0,75 \cdot 104 = 78$ мм, где $h_0 = n_k s_H = 8 \cdot 13 = 104$ мм — первоначальная высота набивки до затяга болтов.

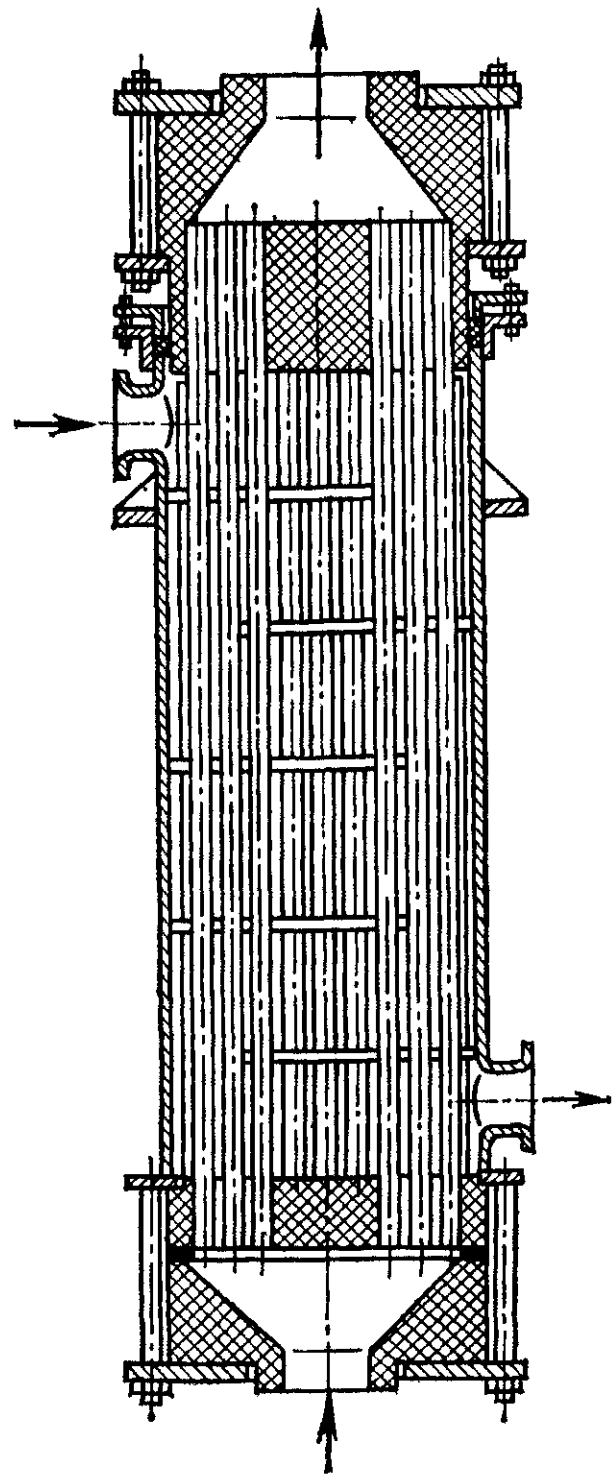


Рис. 3.63. Графитовый теплообменник с сальниковым уплотнением плавающей головки

Коэффициент статического трения набивки о вал и сальниковую камеру при обработке их поверхностей по 8-му классу шероховатости $f = f'/k = 0,068/1 = 0,068$, где $k = k_1 = 1$ — для пропитанных набивок (см. табл. 3.32); $f' = 0,068$ при $p_y = p/k = 3/1 = 3$ МПа (см. рис. 3.61).

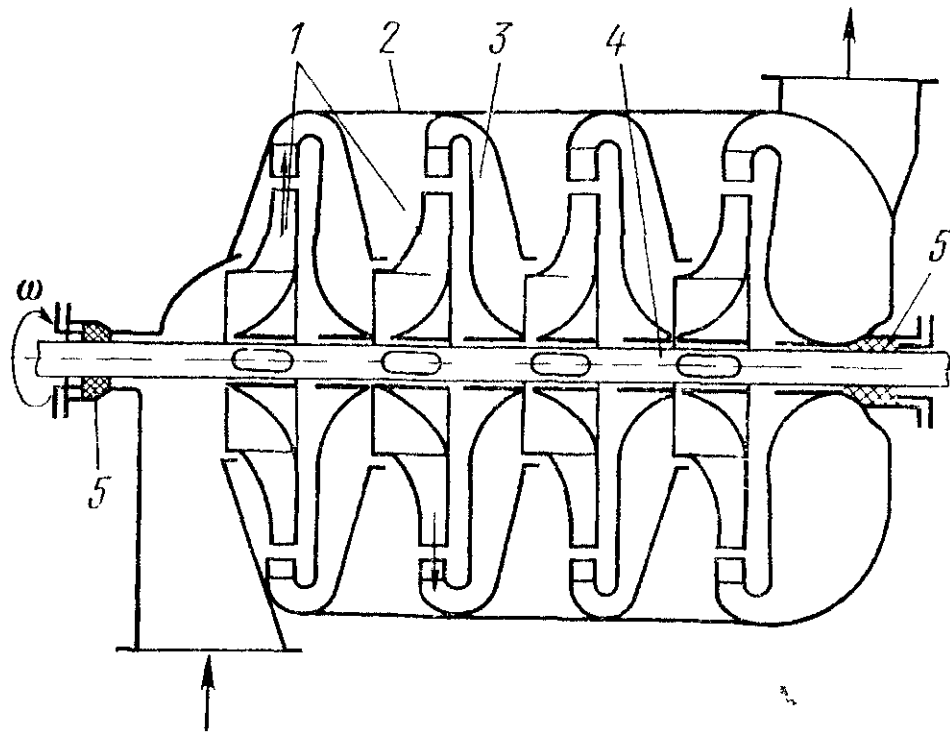


Рис. 3.64. Схема многоступенчатого насоса: 1 — рабочее колесо; 2 — корпус; 3 — отводной канал; 4 — вал; 5 — сальниковое уплотнение

Коэффициент кинетического трения между набивкой ПП и валом при скорости $v = \omega d/2 = 152 \cdot 0,03/2 = 2,275$ м/с и давлении среды $p = 3$ МПа согласно рекомендациям, приведенным в табл. 3.32 и на рис. 3.62, будет $f_{кин} = 0,048$.

Сила трения между набивкой и валом

$$F_{тр} = [\pi d f_{кин} p_{гсн} / (2kf)] (e^{2kfh/s_H} - 1) = [3,14 \cdot 0,03 \cdot 0,048 \cdot 3 \cdot 0,013 / (2 \times 1 \cdot 0,068)] (e^{2 \cdot 1 \cdot 0,068 \cdot 0,078 / 0,013} - 1) = 1,15 \cdot 10^{-3} \text{ МН} \approx 1150 \text{ Н},$$

где $p_{г} = p = 3$ МПа — давление набивки на вал на дне сальниковой камеры.

Затраты мощности на преодоление сил трения в уплотнении

$$N_c = F_{гp} v = F_{тр} \omega d/2 = 1150 \cdot 152 \cdot 0,03/2 = 2620 \text{ Вт} = 2,62 \text{ кВт}.$$

3.6.3. Плунжерный насос (рис. 3.65) перекачивает подогретый щелочной раствор. Определить затраты мощности на преодоление сил трения в сальнике при перемещении плунжера.

Исходные данные. Ход плунжера составляет $L = 0,08$ м. Число двойных ходов плунжера $n = 60$ 1/мин, диаметр плунжера $d = 16$ мм, давление среды в рабочей полости $p = 5$ МПа. В сальнике установлено 7 колец ($n_k = 7$) асбестовой пропитанной набивки (АП) сечением 10×10 мм ($s_H = 10$ мм).

Решение. Средняя скорость движения плунжера

$$v = 2Ln/60 = 2 \cdot 0,08 \cdot 60/60 = 0,16 \text{ м/с}.$$

Высота набивки в рабочем состоянии $h = h_0 K_y = n_k s_H K_y = 7 \cdot 10 \cdot 0,88 = 62 \text{ мм} = 0,062 \text{ м}$, где $K_y = 1,1 K_1 = 1,1 \cdot 0,8 = 0,88$ — коэффициент усадки набивки АП при $p'_H = 2p = 2 \cdot 5 = 10$ МПа и $K_1 = 0,8$ согласно табл. 3.32 и рис. 3.60.

Коэффициент статического трения набивки о шлифованную (8-й класс шероховатости) поверхность плунжера $f = f'/k_1 = 0,012/1 = 0,012$, где $k_1 = k = 1$, так как набивка пропитанная (см. табл. 3.32); $f' = 0,012$ при $p_y = p/k = 5/1 = 5$ МПа (см. рис. 3.61).

Коэффициент кинетического трения набивки АП о плунжер при его скорости $v = 0,16$ м/с и давлении среды $p = 5$ МПа будет $f_{кин} = 0,021$ согласно рекомендациям, приведенным в табл. 3.32, о применении метода интерполирования к графическим зависимостям $f_{кин} = \varphi(p, v)$ на рис. 3.62.

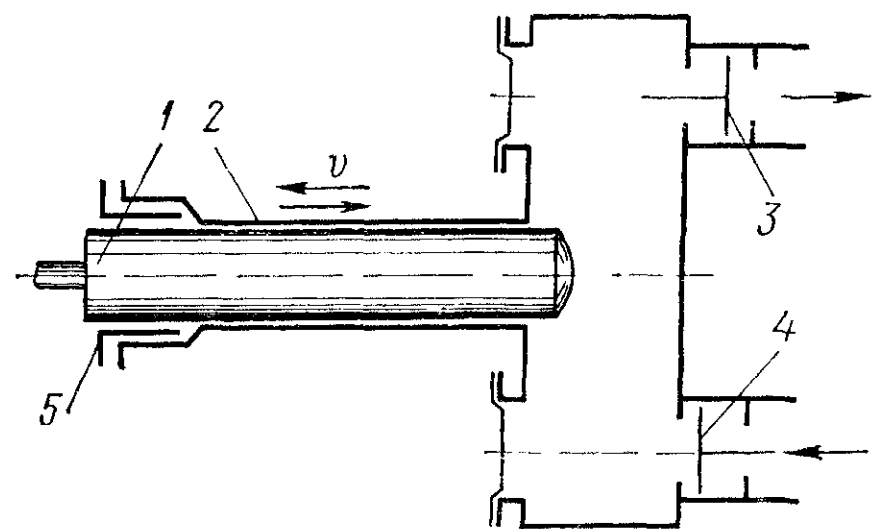


Рис. 3.65. Схема горизонтального плунжерного насоса простого действия:

1 — плунжер; 2 — цилиндр; 3 — нагнетательный клапан; 4 — всасывающий клапан; 5 — сальник

Сила трения плунжера о набивку по формуле (3.212)

$$F_{\text{тр}} = [\pi d s_{\text{н}} \rho_{\text{Г}} f_{\text{кин}} / (2kf)] (e^{2kfh/s_{\text{н}}} - 1) = \\ = [3,14 \cdot 0,016 \cdot 0,01 \cdot 5 \cdot 0,021 / (2 \cdot 1 \cdot 0,012)] (e^{2 \cdot 1 \cdot 0,012 \cdot 0,062 / 0,01} - 1) = \\ = 0,315 \cdot 10^{-3} \text{ МН} = 315 \text{ Н.}$$

Затраты мощности на преодоление сил трения в сальниковом уплотнении плунжера

$$N_{\text{с}} = F_{\text{тр}} v = 315 \cdot 0,16 = 50 \text{ Вт} = 0,05 \text{ кВт.}$$

Небольшое значение $N_{\text{с}}$ обусловлено применением пропитанной набивки.

3.6.4. Установить резерв повышения давления в аппарате исходя из возможностей сальника.

Исходные данные. Усилие затяга $F_{\text{з}} = 0,023 \text{ МН}$, давление среды в аппарате $p = 3 \text{ МПа}$, диаметр вала $d = 60 \text{ мм}$, сальниковая камера содержит 5 колец набивки из стружки фторопласта-4 и работает со смазкой, размеры колец набивки $10 \times 10 \text{ мм}$.

Решение. Диаметр сальниковой камеры при толщине набивки $s_{\text{н}} = 10 \text{ мм}$

$$D = d + 2s_{\text{н}} = 60 + 2 \cdot 10 = 80 \text{ мм} = 0,08 \text{ м.}$$

Давление нажимной втулки на набивку при $F_{\text{з}} = 0,023 \text{ МН}$

$$p_{\text{н}} = \frac{F_{\text{з}}}{\pi (D^2 - d^2) / 4} = \frac{0,023}{3,14 (0,08^2 - 0,06^2) / 4} = 10,4 \text{ МПа.}$$

Ориентировочное максимальное значение давления среды, которое можно создать в аппарате при заданном усилии затяга согласно рекомендациям [$p'_{\text{н}} = (2 \div 2,5) p$], приведенным в табл. 3.32, будет

$$p' = p'_{\text{н}} / 2,3 = 10,4 / 2,3 = 4,5 \text{ МПа.}$$

Высота набивки в рабочем состоянии ($p'_{\text{н}} = 10,4 \text{ МПа}$)

$$h = K_y h_0 = 0,9 \cdot 50 = 45 \text{ мм,}$$

где $K_y = 1,1$, $K_1 = 1,1 \cdot 0,82 = 0,9$ — коэффициент усадки заданной набивки толщиной $s_{\text{н}} = 10 \text{ мм}$ при $K_1 = 0,82$ (см. табл. 3.32 и рис. 3.60); $h_0 = n_{\text{к}} s_{\text{н}} = 5 \cdot 10 = 50 \text{ мм}$ — первоначальная высота набивки (до затяга шпилек).

Коэффициент бокового давления набивки толщиной $s_{\text{н}} = 10 \text{ мм}$ согласно табл. 3.32 $k = 0,75$, $k_1 = 0,75 \cdot 0,65 = 0,49$, где $k_1 = 0,65$ — для набивки из стружки фторопласта при $p' = 4,5 \text{ МПа}$ (см. табл. 3.33).

Коэффициент статического трения набивки о вал при 8-м классе шероховатости его поверхности $f = f' / k_1 = 0,031 / 0,65 = 0,048$, где $f' = 0,031$ при $p_y = p' / k = 4,5 / 0,49 \approx 9,2 \text{ МПа}$ (см. рис. 3.61).

Расчетное усилие затяга шпилек сальникового уплотнения для обеспечения герметичности аппарата при внутреннем давлении $p'_r = p' = 4,5 \text{ МПа}$

$$F'_3 = [\pi (D^2 - d^2) p'_r / (4k)] e^{2kfh/s_{\text{н}}} = \\ = [3,14 (0,08^2 - 0,06^2) 4,5 / (4 \cdot 0,49)] e^{2 \cdot 0,49 \cdot 0,048 \cdot 0,045 / 0,01} = 0,022 \text{ МН.}$$

Таким образом, сравнивая фактическое усилие затяга шпилек ($F_{\text{з}} = 0,023 \text{ МН}$) с расчетным усилием ($F'_3 = 0,022 \text{ МН}$), необходимым для обеспечения герметичности сальникового уплотнения при давлении среды $p' = 4,5 \text{ МПа}$, можно заключить, что герметичность уплотнения будет обеспечена не только при давлении среды $p' = 4,5 \text{ МПа}$, но даже несколько большем. Следовательно, резерв повышения давления составляет

$$[(p' - p) / p] 100 \% = [(4,5 - 3) / 3] 100 \% = 50 \% \text{ и более.}$$

3.6.5. Для сальника с параметрами, заданными в примере 3.6.4, установить, насколько будет превышен расход мощности, теряемой в сальнике на преодоление сил трения набивки о вал.

Исходные данные. Угловая скорость вала $\omega = 10,5$ рад/с, кинетический коэффициент трения $f_{\text{кин}} = 0,04$.

Решение. Сила трения между валом и набивкой при заданном усилии затяга шпилек $F_3 = 0,023$ МН, соответствующем $p' = p'_r = 4,5$ МПа,

$$F'_{\text{тр}} = [\pi d s_{\text{н}} p'_r f_{\text{кин}} / (2kf)] (e^{2kh/s_{\text{н}}} - 1) = \\ = [3,14 \cdot 0,06 \cdot 0,01 \cdot 4,5 \cdot 0,04 / (2 \cdot 0,49 \cdot 0,049)] (e^{2 \cdot 0,49 \cdot 0,049 \cdot 0,015 / 0,01} - 1) = \\ = 1,76 \cdot 10^{-3} \text{ МН,}$$

где $d = 0,06$ м; $s_{\text{н}} = 0,01$ м; $k = 0,49$, $f = 0,049$, $h = 0,045$ (см пример 3.6.4)

Сила трения между валом и набивкой при нормальном усилии затяга шпилек, соответствующем заданному давлению $p = p_r = 3$ МПа,

$$F_{\text{тр}} = [\pi d s_{\text{н}} p_r f_{\text{кин}} / (2k_{(p)} f_{(p)})] (e^{2k_{(p)} f_{(p)} h_{(p)} / s_{\text{н}}} - 1),$$

где $k_{(p)} = 0,75 k_{1(p)} = 0,75 \cdot 0,625 = 0,47$ — коэффициент бокового давления набивки из стружки фторопласта-4 при нормальных условиях эксплуатации согласно рекомендациям, приведенным в табл. 3.32 и 3.33, $f_{(p)} = f'_{(p)} k_{1(p)} = 0,036 / 0,625 = 0,057$ — коэффициент статического трения набивки о вал при $p_y = p / k_{(p)} = 3 / 0,47 = 6,4$ МПа и $f'_{(p)} = 0,036$ (см. рис. 3.61); $h_{(p)} = K_y(p) h_0 = 1,1 K_{1(p)} h_0 = 1,1 \cdot 0,84 \cdot 0,05 = 0,046$ м — высота набивки в нормальном рабочем состоянии при $p_{\text{н}} = 2p = 6$ МПа и $K_{1(p)} = 0,84$ согласно рис. 3.60 и табл. 3.32,

$$F_{\text{тр}} = [3,14 \cdot 0,06 \cdot 0,01 \cdot 3 \cdot 0,04 / (2 \cdot 0,47 \cdot 0,057)] (e^{2 \cdot 0,47 \cdot 0,057 \cdot 0,046 / 0,01} - 1) = \\ = 1,18 \cdot 10^{-3} \text{ МН} = 1180 \text{ Н.}$$

Мощность, затрачиваемая на преодоление сил трения в сальнике, в нормальных условиях эксплуатации при $p = 3$ МПа

$$N_c = F_{\text{тр}} \omega d / 2 = 1180 \cdot 10,5 \cdot 0,06 / 2 = 372 \text{ Вт;}$$

при завышенном усилии затяга шпилек ($F_3 = 0,023$ МН)

$$N'_c = F'_{\text{тр}} \omega d / 2 = 1760 \cdot 10,5 \cdot 0,06 / 2 = 550 \text{ Вт}$$

Таким образом, превышение расхода мощности из-за чрезмерно большого усилии затяга шпилек составит

$$[(N'_c - N_c) / N_c] 100\% = [(550 - 372) / 372] 100\% = 47,85\%.$$

3.6.6. Для аппарата с перемешивающим устройством рассчитать сальник с мягкой набивкой.

Исходные данные. Диаметр вала $d = 120$ мм, давление среды в аппарате $p = 4,2$ МПа, угловая скорость вала $\omega = 42$ рад/с, среда — щелочная с температурой $t = 220$ °С. Попадание паров из аппарата в атмосферу помещения недопустимо.

Решение. 1. Определим геометрические параметры элементов конструкции.

По данным табл. 3.31 для заданных условий эксплуатации сальника выберем тип набивки. Асбестовая пропитанная набивка марки АП удовлетворяет требованиям, поскольку работоспособна в щелочной среде при параметрах более высоких, чем рабочие: t до 300 °С и p до 4,5 МПа.

Ширина набивки (сальниковой камеры) согласно формуле (3.198) $s_{\text{н}} = 2 \sqrt{d} = 2 \sqrt{120} = 21,97$ мм. С округлением до ближайшего стандартного значения принимаем набивку квадратного сечения размером 22 × 22 мм, т. е. $s_{\text{н}} = 22$ мм.

Первоначальная высота набивки h_0 с учетом герметизации пространства, содержащего пары щелочи, согласно выражению (3.200) $h_0 = 8 \cdot 22 = 176$ мм.

По условию задачи попадание паров в атмосферу цехового помещения недопустимо. Поэтому необходима установка в сальнике фонарного кольца для подвода запирающей жидкости. Поскольку сальник работает при повышенной температуре,

запирающая жидкость, прокачиваемая через фонарь, улучшает условия теплоотвода. Тогда полная глубина расточки сальниковой камеры согласно формуле (3.202)

$$H_c = h_0 + 2s_n + h_{\phi} = 176 + 2 \cdot 22 + 33 = 252 \text{ мм},$$

где h_{ϕ} — высота фонаря, $h_{\phi} = 1,5$, $s_n = 1,5 \cdot 22 = 33$ мм.

Длина цилиндрической части нажимной втулки по формуле (3.203) $h_B = 0,5h_0 = 0,5 \cdot 176 = 88$ мм, с округлением может быть принята $h_B = 90$ мм.

Высота грундбуксы для вращающегося вала из конструктивных соображений по формуле (3.206) $h_r = d/3 = 120/3 = 40$ мм.

Диаметр грундбуксы согласно (3.207) $D_r = d + s_n = 120 + 22 = 142$ мм.

Величина зазора δ между валом и грундбуксой (нажимной втулкой) из соотношения (3.209) $\delta = d/200 = 120/200 = 0,6$ мм.

Диаметр сальниковой камеры по формуле (3.208) $D = d + 2s_n = 120 + 2 \cdot 22 = 164$ мм.

Диаметр стяжных шпилек согласно выражению (3.210)

$$d_B = \sqrt{3(D^2 - d^2) \rho / (n_6 [\sigma]_p)} = \sqrt{3(0,164^2 - 0,12^2) 4,2 / (16 \cdot 35)} = 0,0168 \text{ м} = 16,8 \text{ мм},$$

где n_6 — количество шпилек, $n_6 = 16$ (принято конструктивно), $[\sigma]_p = 35$ МПа — допускаемое напряжение из условия длительной эксплуатации резьбы при $\rho = 4,2$ МПа > 3 МПа. Согласно ГОСТ 9150—59, принимаем шпильки М18.

Высота (толщина) фланца нажимной втулки $h_n = 1,25d_B = 1,25 \cdot 18 = 22,5$ мм. Принимаем $h_n = 24$ мм.

2. Рассчитаем нажимное усилие на сальниковую набивку (усилие затяга шпилек)

Высота набивки в рабочем состоянии с учетом усадки под действием нажимного усилия $h = K_y h_0 = 0,6 \cdot 176 = 125$ мм, где $K_y = 0,8K_1 = 0,8 \cdot 0,8 = 0,64$ — коэффициент усадки пропитанной набивки марки АП при $s_n = 22$ мм и $\rho_n = 2,5\rho = 2,5 \cdot 4,2 = 10,5$ МПа согласно рекомендациям, приведенным в табл. 3.32 и на рис. 3.60.

Коэффициент статического трения набивки о поверхности вала и сальниковой камеры, имеющие шероховатость 8-го класса, $f = f'/k_1 = 0,0142/1 = 0,0142$, где $k_1 = k = 1$ — коэффициент бокового давления для пропитанной набивки (табл. 3.32); $f' = 0,0142$ при $p_y = p/k = 4,2/1 = 4,2$ МПа (см. рис. 3.61).

Усилие затяга стяжных шпилек

$$F_0 = [\pi(D^2 - d^2) p_r / (4k)] e^{2kh/s_n} = [3,14(0,164^2 - 0,12^2) 4,2 / (4 \cdot 1)] e^{2 \cdot 1 \cdot 0,0142 \cdot 0,125 / 0,22} = 0,0483 \text{ МН},$$

где $p_r = p = 4,2$ МПа — давление герметичности, так как $p > 3$ МПа (см. табл. 3.32)

3. Определим потери мощности на преодоление сил трения в сальнике.

Коэффициент кинетического трения между набивкой (пропитанной марки АП) и валом при давлении среды $p = 4,2$ МПа (см. рис. 3.62) в зависимости от скорости v . $f_{кин} = 0,023$ при $v = 0,01$ м/с; $f_{кин} = 0,010$ при $v = 2,76$ м/с. При рабочей скорости $v = \omega d/2 = 42 \cdot 0,12/2 = 2,52$ м/с с учетом линейного интерполирования $f_{кин} = 0,011$.

Сила трения между набивкой и валом

$$F_{тр} = [\pi d s_n p_r / f_{кин} (2kl)] (e^{2kh/s_n} - 1) = [3,14 \cdot 0,12 \cdot 0,022 \cdot 4,2 \cdot 0,011 (2 \cdot 1 \cdot 0,0142)] (e^{2 \cdot 1 \cdot 0,0142 \cdot 0,125 / 0,22} - 1) = 2,02 \cdot 10^{-3} \text{ МН} = 2020 \text{ Н}.$$

Затраты мощности на преодоление сил трения в сальнике

$$N_c = F_{тр} \omega d/2 = 2020 \cdot 42 \cdot 0,12/2 = 5050 \text{ Вт} = 5,05 \text{ кВт}.$$

Контрольные задачи

3.6.1. Гидравлический агрегат, работающий на воде при давлении среды $p = 3$ МПа и температуре $t = 20$ °С, имеет частоту вращения рабочего вала $n = 1450$ об/мин. Диаметр вала $d = 30$ мм. В сальнике предполагается использовать

Параметры сальников различных агрегатов

Номер варианта	Тип агрегата	Рабочая среда и температура t , °C	Давление среды p , МПа	Частота вращения или число двойных ходов n , мин ⁻¹	Длина хода L , мм	Диаметр рабочего органа d , мм	Размер сечения набивки, мм×мм	Тип набивки	Количество колец набивки k , шт.	Глубина расточки камеры H_c , мм
1	Пусковой масляный насос для центробежного компрессора	Масло турбинное УТ-20, $t = 28^\circ\text{C}$	2,2	1460	—	24	8×8	АПР	5	—
2	Теплообменник ПВ-35 подогрева воздуха	Воздух, $t = 480^\circ\text{C}$	0,025	—	—	108	16×16	АЩ	6	—
3	Плунжерный насос	Минеральное масло, $t = 80^\circ\text{C}$	5,0	60	80	16	10×10	АП	7	—
4	Вентиль гидросистемы	Масло, $t = 20^\circ\text{C}$	7,0	0,2	—	40	4×4	ПП	—	40
5	Аппарат с мешалкой	Водный раствор КОН, $t = 60^\circ\text{C}$	1,2	630	—	75	*	АПР	8	—
6	Насос фильтр-пресса ФПР-200	Минеральные масла, $t = 50^\circ\text{C}$	4,0	1460	—	24	8×8	*	5	—
7	Теплообменник подогрева воздуха	Воздух, $t = 320^\circ\text{C}$	0,6	—	—	108	*	*	6	—
8	Распылительная турбинка сушилки	Нитрозилсерная 85%-ная кислота, $t = 75^\circ\text{C}$	0,3	170	—	48	10×10	ФГ	—	85
9	Вентили	Азотная 65%-ная кислота, $t = 20^\circ\text{C}$	10	15	—	30	4×4	ФГ	8	—
10	Паровой шток компрессора	Перегретый пар, $t = 300^\circ\text{C}$	1,4	60	100	40	8×8	АГ	*	—
11	Сырьевой насос 4НК	Нефтепродукты, $t = 180^\circ\text{C}$	1,6	735	—	55	12×12	АП	4	—
12	Коллектор смеси	Углеродно-газовая смесь, $t = 200^\circ\text{C}$	0,003	—	—	1000	25×25	АГ	—	150
13	Клапан острого пара	Острый пар, $t = 300^\circ\text{C}$	1,4	60	20	35	*	*	8	—
14	Вентиль	Плав мочевины, $t = 200^\circ\text{C}$	40	10	—	40	*	*	*	—
15	Аппарат с мешалкой	Водный раствор H_2SO_4 , $t = 20^\circ\text{C}$	1,5	400	—	120	*	Ф4с	—	120

16	Центробежный насос	Водный раствор HNO_3 , $t = 100^\circ\text{C}$											
17	Теплообменник	Промышленная вода, $t = 90^\circ\text{C}$	1,2	—	—	1000	25×25	ХБП	7	—			
18	Паровой питательный насос	Насыщенный пар, $t = 180^\circ\text{C}$	1,2	60	180	50	10×10	Ф4	—	80			
19	Вентиль воздушной системы	Воздух, $t = 20^\circ\text{C}$	8,2	1,0	—	60	6×6	Ф4	—	50			
20	Аппарат с мешалкой	Глицерин, $t = 280^\circ\text{C}$	1,45	63	—	42	*	ХБП	6	—			
10	Центробежный насос	Кремнефтористая кислота, $t = 20^\circ\text{C}$	0,3	1460	—	24	6×6	Ф4с	6	6			
22	Теплообменник	Водяной пар, $t = 100^\circ\text{C}$	2,2	—	—	800	19×19	ХБС	—	180			
23	Золотник насоса	Насыщенный пар, $t = 180^\circ\text{C}$	1,2	60	50	40	8×8	*	*	—			
24	Задвижка	Едкий натр, $t = 6^\circ\text{C}$	60	20	—	40	*	ПН	—	60			
25	Аппарат с мешалкой	Нефтепродукты, $t = 60^\circ\text{C}$	0,8	80	—	68	*	*	*	—			
26	Центробежный насос	Минеральные масла, $t = 80^\circ\text{C}$	0,6	1200	—	30	*	*	8	—			
27	Теплообменник	Горячая нитьевая вода, $t = 90^\circ\text{C}$	2,8	—	—	600	22×22	АШ	—	150			
28	Поршневой санитарный насос	Морская вода, $t = 30^\circ\text{C}$	0,8	60	300	40	8×8	ХБП	8	—			
29	Задвижка	Нефтепродукты, $t = 200^\circ\text{C}$	32,5	10	—	80	8×8	АПРГК	—	60			
30	Аппарат с мешалкой	Водный раствор NH_4OH , $t = 60^\circ\text{C}$	1,3	750	—	70	*	АПР	7	—			
31	Центробежный насос	Щелочной раствор, $t = 80^\circ\text{C}$	1,0	1410	—	30	*	*	—	30			
32	Теплообменник	Углеводорода, $t = 160^\circ\text{C}$	3,2	—	—	500	22×22	ХБП	—	150			
33	Поршневой насос	Хлорметил, $t = 2^\circ\text{C}$	1,0	32	200	80	16×16	ПН	—	100			
34	Кран	Органические кислоты, $t = 400^\circ\text{C}$	30,0	20	—	40	6×6	АПРГК	—	40			
35	Аппарат с мешалкой	Водный раствор H_2SO_4 , $t = 150^\circ\text{C}$	0,8	200	—	55	*	*	*	—			
36	Центробежный насос	Растворы солей, $t = 100^\circ\text{C}$	1,2	1460	—	42	*	ХБС	8	—			
37	Теплообменник	Пищевые жиры, $t = 100^\circ\text{C}$	2,8	—	—	400	*	*	*	—			
38	Плунжерный насос	Бензол, $t = 20^\circ\text{C}$	9,2	120	120	62	13×13	Ф4с	—	120			
39	Запорный вентиль	Кислород, $t = 245^\circ\text{C}$	8,0	12	—	42	8×8	Ф4	6	—			
40	Аппарат с мешалкой	Водный раствор HNO_3 , $t = 150^\circ\text{C}$	0,8	500	—	88	*	АПР	—	120			

Номер варианта	Тип агрегата	Рабочая среда и температура t , °C	Давление среды P МПа	Частота вращения или число двойных ходов n , мин ⁻¹	Длина хода L , мм	Диаметр рабочего органа d , мм	Размер сечения набивки, мм×мм	Тип набивки	Количество колец набивки $n_{\text{к}}$, шт.	Глубина расточки камеры $H_{\text{с}}$, мм
41	Центробежный насос	Нефтепродукты, $t = 130^\circ\text{C}$	1,6	930	—	45	*	*	*	60
42	Теплообменник	Спирты, $t = 93^\circ\text{C}$	3,5	—	—	300	19×19	ХБС	6	—
43	Плунжерный насос	Суспензия нитроцикло-гексана с медным порош-ком, $t = 100^\circ\text{C}$	8,0	200	80	40	8×8	Ф4с	—	72
44	Задвижка	Шлам, содержащий торф в смеси с тяжелыми масла-ми, $t = 250^\circ\text{C}$	10	15	—	60	*	*	—	50
45	Аппарат с мешалкой	Толуол, $t = 100^\circ\text{C}$	0,75	125	—	70	*	Ф4с	*	—
46	Сырьевой насос	Нефтепродукты, $t = 150^\circ\text{C}$	1,1	1230	—	40	*	АП	*	—
47	Плунжерный насос	Масло минеральное, $t = 45^\circ\text{C}$	3,0	60	120	20	*	*	*	—
48	Кран	Смоли, $t = 280^\circ\text{C}$	40,0	4	—	35	4×4	АПРС	—	30
49	Теплообменник	Смазочные масла, $t = 80^\circ\text{C}$	4,0	—	—	200	19×19	ХБП	8	—
50	Аппарат с мешалкой	Водяной раствор AlCl_3 , $t = 95^\circ\text{C}$	0,9	160	—	100	*	*	*	—
51	Насос фильтр-пресса	Масло минеральное, $t = 80^\circ\text{C}$	2,5	1230	—	60	*	*	*	—
52	Теплообменник	Воздух, $t = 95^\circ\text{C}$	4,2	—	—	150	19×19	ХБП	—	150
53	Клапанострого пара	Острый пар, $t = 255^\circ\text{C}$	1,6	40	10	42	6×6	АГ	8	—
54	Запорный вентиль	Жидкий азот N_2 , $t = -160^\circ\text{C}$	—	—	—	—	—	—	—	—
55	Аппарат с мешалкой	Пницевые продукты, $t = 80^\circ\text{C}$	1,2	32	—	110	22×22	ХБС	*	—
56	Центробежный насос	Техническая вода, $t = 80^\circ\text{C}$	0,8	1500	—	30	8×8	ПН	—	70

57	Поршневой насос	Морская вода, $t = 45^{\circ}\text{C}$	0,6	60	250	50	*	*	*	—
58	Вентиль	Органические кислоты, $t = 450^{\circ}\text{C}$	42	30	—	28	6×6	АПРПС	*	—
59	Теплообменник	Растворы солей, $t = 130^{\circ}\text{C}$	1,1	—	—	1400	25×25	ХБС	8	—
60	Аппарат с мешалкой	Толуол, $t = 80^{\circ}\text{C}$	0,6	20	—	130	22×22	*	—	150
61	Вентиль	Питьевая вода, $t = 90^{\circ}\text{C}$	20	12	—	45	8×8	ХБС	5	—
62	Теплообменник	Нефтепродукты, $t = 100^{\circ}\text{C}$	1,5	—	—	1200	25×25	АС	—	180
63	Задвижка	Спирты, $t = 80^{\circ}\text{C}$	14	20	—	30	6×6	*	—	50
64	Аппарат с мешалкой	Глицерин, $t = 280^{\circ}\text{C}$	0,25	16	—	140	25×25	Ф4с	—	150
65	Плунжерный насос	Минеральные масла	4,0	60	80	22	10×10	ПП	7	—
66	Кран	Соленая вода, $t = 95^{\circ}\text{C}$	6,0	40	—	28	*	ПП	8	—
67	Теплообменник	Слабые растворы кислот, $t = 350^{\circ}\text{C}$	2,5	—	—	900	22×22	АС	—	180
68	Задвижка	Жидкое топливо, $t = 50^{\circ}\text{C}$	1,0	20	—	32	6×6	АС	—	40
69	Вентиль	Щелочи, $t = 350^{\circ}\text{C}$	10	16	—	50	*	АШ	*	—
70	Теплообменник	Органический растворитель, $t = 110^{\circ}\text{C}$	2,2	—	—	750	19×19	АШ	—	180
71	Аппарат с мешалкой	Этиловый эфир, $t = 120^{\circ}\text{C}$	0,4	45	—	50	10×10	ПН	6	—
72	Кран	Водяной пар, $t = 350^{\circ}\text{C}$	45	24	—	32	*	АС	*	—

* Данные параметры определяются в соответствии с методикой, приведенной в настоящем параграфе

восемь колец пеньковой пропитанной набивки марки ПП сечением 13×13 мм. На сколько изменится сила трения в сальнике, если при отсутствии набивки марки ПП воспользоваться набивкой марки АП того же сечения и в том же количестве?

О т в е т. уменьшится на 69 %.

3.6.2. По данным задачи 3.6.1 установить, во сколько раз можно уменьшить усилие затяга сальника, если заменить набивку марки ПП набивкой марки АП

О т в е т. в 1,72 раза.

3.6.3. Исходя из усилия затяга, обеспечивающего герметичность сальника компенсатора, работающего при давлении среды $p = 8$ МПа, установить диаметр стяжных шпилек, если допустимое напряжение материала шпильки $[\sigma]_p = 32$ МПа. Размеры сальника $D = 152$ мм; $d = 120$ мм. Число стяжных шпилек $n_b = 8$. Сальник уплотняется пятью кольцами хлопчатобумажной сухой набивки (ХБС) сечением 16×16 мм.

О т в е т. расчетный внутренний диаметр резьбы шпильки 22,8 мм, т е следует принять резьбу М24 \times 0,75.

3.6.4. Для уменьшения релаксации напряжений в набивке, т е. обеспечения постоянства усилия затяга, нажимная втулка сальника затягивается посредством пружин, по степени сжатия которых можно судить о величине усилия затяга. Какой длины следует подготовить шнур набивки марки АП сечением 22×22 мм для замены уплотнения, если глубина сальниковой камеры неизвестна, но известно, что усилие затяга составляет $F_a = 0,0483$ МН? Агрегат работает при давлении $p = 4,2$ МПа; диаметры $D = 164$ мм, $d = 120$ мм.

О т в е т. ~ 3 м.

3.6.5. Аппарат с перемешивающим устройством работает при давлении среды $p = 4,5$ МПа и частоте вращения вала $n = 100$ об/мин. Диаметр вала $d = 60$ мм. В сальнике установлено 5 колец набивки из стружки фторопласта-4 сечением 10×10 мм. Набивка работает со смазкой. В связи с производственной необходимостью принято решение снизить затраты мощности на трение в сальнике на 10 %. При какой частоте вращения можно будет эксплуатировать аппарат на новом режиме?

О т в е т. 73 об/мин.

3.6.6. По данным табл. 3.34 определить затраты мощности на преодоление сил трения в сальнике агрегата, герметизирующего ввод рабочего органа.

3.6.7. Определить усилие затяга сальника агрегата по данным табл. 3.34, обеспечивающего герметичность ввода рабочего органа.

3.6.8. По данным табл. 3.34 установить число болтов для поджатия нажимной втулки, достаточное для нормальной эксплуатации сальника проектируемого агрегата. Допускаемое напряжение материала болта из условия надежной работы резьбы принято $[\sigma]_p = 32$ МПа.

3.6.9. При модернизации агрегата его рабочее давление предполагается увеличить на 20 %. Установить, следует ли изменить глубину расточки сальниковой камеры, если до модернизации она составляла H_c . Промывная жидкость вводится через фонарь высотой $h_{\phi} = s_n$. Глубина первоначальной установки рабочей поверхности нажимной втулки для ее направления при затяжке сальника $h_1 = 2s_n$ (табл. 3.34)

3.6.10. По данным табл. 3.34 установить, на сколько возрастет расход мощности на трение в сальнике, если с целью интенсификации технологического процесса: скорость рабочего органа агрегата увеличить на 15 %; давление рабочей среды в агрегате увеличить на 12 %; скорость рабочего органа агрегата уменьшить на 8 %, а давление среды увеличить на 18 %, давление рабочей среды снизить на 5 %, а скорость рабочего органа увеличить на 22 %

3.6.11. Привод аппарата с перемешивающим устройством (оборудован электродвигателем АОП2 мощностью $N_{эд}$. Какой двигатель необходимо установить при переводе аппарата на новый режим работы перемешивающего устройства, если, по данным эксперимента, мощность перемешивания составит N_p ? Общий КПД привода $\eta_{пр} = 0,8$. Основные исходные данные взять из табл. 3.35, а дополнительные — принять по соответствующим вариантам табл. 3.34.

3.6.12. При каком рабочем давлении среды p может произойти потеря герметичности в сальнике компенсатора теплообменника при исходных данных табл. 3.36? Диаметр подвижной части компенсатора d . Затяг нажимной втулки сальника обеспечивается стяжными шпильками в количестве n_b , допустимое напряжение из

Таблица 3 35

Параметры привода аппарата
с перемешивающим устройством

Номер варианта	Тип электродвигателя	Мощность электродвигателя N _{эд} , кВт	Мощность перемешивания N _{дц} , кВт	Номер варианта в табл 3.34
1	АОП2 41-4	4	3,40	5
2	АОП2 41-6	3	2,80	15
3	АОП2 42-4	5,5	4,85	20
4	АОП2 52-4	10	9,50	35
5	АОП2 61-4	13	12,00	30
6	АОП2 51-4	7,5	6,10	25
7	АОП2 51-6	7,5	5,60	45
8	АОП2 41-4	4	3,90	50
9	АОП2 61-6	10	8,20	55
10	АОП2 52-4	10	7,80	60
11	АОП2 42 4	5,5	5,40	64
12	АОП2 61 6	10	9,20	40

Таблица 3 36

Расчетные параметры
сальника компенсатора теплообменника

Номер варианта	d, м	n _б , шт	Шпильки	[σ] _р , МПа	Номер варианта в табл 3 34
1	1,00	72	M22	30	17
2	0,80	64	M20	25	22
3	0,60	64	M16	28	27
4	0,50	50	M16	32	32
5	0,40	36	M12	28	37
6	0,30	32	M10	35	42
7	0,20	20	M10	28	49
8	0,15	16	M10	32	52
9	1,40	80	M22	25	58
10	1,20	72	M22	25	62
11	0,90	68	M20	28	67
12	0,75	64	M16	32	70

условия надежной работы резьбы [σ]_р. Дополнительные данные необходимо принять по соответствующим вариантам табл. 3.34.

3.6.13. По данным табл 3 34 для вариантов 4, 9, 14, 19, 24, 29, 34, 39, 44, 48, 54, 59, 63, 66, 68, 69, 72 установить момент трения в сальнике при силовом расчете различных конструкций арматуры.

3.6.14. Рассчитать уплотняющее устройство сальникового типа с мягкой набивкой для оборудования по данным табл. 3 34.

Приложение 1

МЕХАНИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА МАТЕРИАЛОВ ПРИ РАЗЛИЧНОЙ ТЕМПЕРАТУРЕ

Таблица I

**Минимальное значение предела текучести (σ_t , МПа) углеродистых
и низколегированных сталей**

Температура t , °C	Марка стали				Температура t , °C	Марка стали			
	ВСтЗ	10	20 20К	09Г2С, 16ГС		ВСтЗ	10	20 20К	09Г2С, 16ГС
20	210	195	220	280	350	147	132	159	185
100	201	188	213	240	375	140	123	147	174
150	197	183	209	231	400	—	—	—	158
200	189	177	204	222	410	—	—	—	156
250	180	168	198	218	420	—	—	—	138
300	162	150	179	201					

Таблица II

**Минимальное значение предела текучести (σ_t , МПа) теплостойких
и кислотостойких сталей**

Температура t , °C	Марка стали				
	12ХМ 12МХ 15ХМ	15Х5М	12Х18Н10Т 12Х18Н12Т 10Х17Н13М2Т 10Х17Н13М3Т	08Х18Н10Т 08Х18Н12Т	08Х17Н13М2Т 08Х17Н13М3Т
20	240	220	240	210	200
100	235	210	228	195	195
150	226	207	219		180
200	218	201	210		173
250	218	190	204		165
300	212	180	195		150
350	206	171	190		137
375	202	164	186		133
400	198	158	181		129
410	195	155	180		128
420	194	152	180		128
430	—	—	179		127
440	—	—	177		126
450	—	—	176		125
460	—	—	174		125
470	—	—	173		124
480	—	—	173		123
490	—	—	171		122
500	—	—	170		122
510	—	—	168		120
520	—	—	168		119
530	—	—	167		119

Таблица III

Предел текучести (σ_T , МПа) и предел прочности (σ_B , МПа) алюминия и его сплавов (листовой прокат не более 60 мм)

Температура t , °C	Механические свойства алюминия марки											
	А85М*, А8М*		АД00М, АД0М, АД1М		АМцСМ		АМг2М, АМг3М		АМг5М		АМг6М	
	σ_T	σ_B	σ_T	σ_B	σ_T	σ_B	σ_T	σ_B	σ_T	σ_B	σ_T	σ_B
20	24	60	30	60	50	120	70	170	110	260	130	280
30	24	58	29,7	58,7	49,1	118	70	170	107,8	258,5	130	280
40	23	56	29,4	57,5	48,3	116,1	70	170	105,5	257,5	130	280
50	23	55	29,2	56,3	47,4	115	70	170	103,2	257	130	280
60	23	53	29	55,2	46,5	113,5	70	170	100,8	256,9	130	280
70	22	52	28	54,1	45,6	112	70	170	98,3	256	130	280
80	22	50	27,5	53	44,6	110	70	170	95,7	255	130	280
90	22	49	27	51,6	43,8	107,7	70	170	93,7	253	130	280
100	22	47	26,7	50	43	105	70	170	92	252	130	280
110	21	45	26,2	48,2	42,3	101,8	68,4	168,1	90,5	246,6	130	272,3
120	21	44	26	46,2	41,6	98,3	66,4	165,5	89,3	239,6	130	262,1
130	21	42	25,7	44	41	94,3	63,8	162,3	88,3	231,2	130	249,3
140	20	40	25,2	41,6	40,5	89,8	60,6	158,5	87,5	221,4	130	233,9
150	20	39	25	39	40	85	57	154	87	210	130	216

* Для А85М и А8М механические свойства приведены для толщин не более 30 мм

Таблица IV

Предел текучести (σ_T , МПа) и предел прочности (σ_B , МПа) меди и ее сплавов (листовой прокат от 3 до 10 мм)

Температура t , °C	Механические свойства меди марки					
	М2		М3		МЗр	
	σ_T	σ_B	σ_T	σ_B	σ_T	σ_B
20	77,3	217,4	80,7	218	81,5	218,6
30	76,2	214,1	78,6	214,8	79,9	215,5
40	75,1	210,9	76,7	211,7	78,4	212,4
50	74	207,7	74,9	208,6	76,8	209,3
60	73	204,6	73,3	205,5	75,3	206,3
70	71,9	201,5	71,8	202,5	73,9	203,4
80	70,9	198,4	70,5	199,5	72,4	200,5
90	69,9	195,4	69,2	196,6	71	197,6
100	68,9	192,5	68,1	193,7	69,6	194,8
110	67,9	189,6	67	190,9	68,3	192
120	67	186,7	66	188,1	66,9	189,2
130	66	183,9	65	185,3	65,6	186,5
140	65,1	181,1	64,1	182,6	64,4	183,9
150	64,2	178,4	63,2	179,9	63,1	181,2
160	63,3	175,7	62,3	177,3	61,9	178,6
170	61,9	173,1	61,4	174,7	60,7	176,1
180	60,2	170,5	60,4	172,1	59,5	173,6
190	58,5	167,9	59,4	169,6	58,3	171,1
200	57	165,4	58,4	167,1	57,2	168,6
210	55,6	162,9	57,3	164,7	56,1	166,2
220	54,4	160,4	56,1	162,2	55	163,8
230	53,4	158,0	54,8	159,9	53,9	161,5
240	52,7	155,6	53,4	157,5	52,9	159,2
250	52,3	153,3	51,8	155,2	51,8	165,9

Таблица V

Предел текучести (σ_T , МПа) и предел прочности (σ_B , МПа)
латуни (листовой прокат от 3 до 10 мм)

Температура t , °C	Механические свойства латуни марки					
	Л63; ЛС59-1		ЛО62-1		ЛЖМц59-1 1	
	σ_T	σ_B	σ_T	σ_B	σ_T	σ_B
20	105	340,4	163	408,9	204	503,5
30	103,8	339,2	162,7	405,7	202,3	496,7
40	102,6	338	161	402,5	201,4	489
50	101,4	336,9	159,3	399,4	201	481,3
60	100,2	335,7	157,6	396,3	201	473,8
70	98,8	333,8	155,9	393,2	201	466,4
80	97,6	331,5	154,3	390,2	201	459,2
90	96,4	329,2	152,7	387,2	201	452
100	95,2	326,5	151	384,2	201	445
110	94	324,2	149,5	381,2	201	438
120	93	322	147,9	378,2	201	431,1
130	92	319,7	146,3	375,3	201	424,4
140	91	317,8	144,8	372,4	201	421
150	90	316	143,2	369,5	201	419
160	89,2	314,2	141,7	366,6	201	411
170	88,5	312,7	140,2	363,8	201	401,5
180	87,7	311	138,8	360,9	201	398,5
190	87	308,5	137,3	358,1	201	386,1
200	86,5	307	135,8	355,4	201	370,3
210	85,9	301	134,4	352,6	201	369
220	85,2	294	133	349,9	201	366
230	84,5	286,5	131,6	347,1	201	362,6
240	83,8	279	130,2	344,4	201	359,5
250	83,2	272	128,8	341,8	201	355

Таблица VI

Предел текучести (σ_T , МПа) и предел прочности (σ_B , МПа)
титана и его сплавов (листовой прокат до 60 мм)

Температура t , °C	Механические свойства титана марки					
	BT1-0		OT4-0		AT3	
	σ_T	σ_B	σ_T	σ_B	σ_T	σ_B
20	310	380	400	480	540	600
100	260	335	330	415	475	528
200	210	280	240	333	402	447
250	190	250	200	300	387	430
300	175	225	180	255	374	415
350	—	—	160	250	340	379
400	—	—	150	245	—	—

Таблица VII

Модуль продольной упругости
($E \cdot 10^{-5}$, МПа) сталей

Температура t , °С	Сталь	
	углеродистая	легированная
20	1,99	2,00
100	1,91	2,00
150	1,86	1,99
200	1,81	1,97
250	1,76	1,94
300	1,71	1,91
350	1,64	1,86
400	1,55	1,81
450	1,40	1,75
500	—	1,68
550	—	1,61
600	—	1,53
650	—	1,45
700	—	1,36

Таблица VIII

Модуль продольной упругости
($E \cdot 10^{-5}$, МПа) алюминия и его сплавов

Температура t , °С	Марка алюминия			
	А85М, А6М, АД00М; АД0М; АД1М	АМг2М, АМг3М, АМг5М, АМг6М	АМцСМ	
20	0,720	0,730	0,740	
30	0,717	0,727	0,737	
40	0,713	0,723	0,733	
50	0,710	0,720	0,730	
60	0,707	0,717	0,728	
70	0,703	0,715	0,726	
80	0,700	0,713	0,725	
90	0,694	0,710	0,723	
100	0,690	0,704	0,720	
110	0,686	0,700	0,717	
120	0,682	0,696	0,713	
130	0,678	0,692	0,709	
140	0,674	0,688	0,705	
150	0,670	0,684	0,700	

Таблица IX

Модуль продольной упругости ($E \cdot 10^{-5}$, МПа) меди и ее сплавов

Температура t , °С	Марка					
	М3, М2	М3р	ЛСБ9-1	ЛО62 1	Л63	ЛЖМц59 1-1
20	1,235	1,268	1,055	1,122	1,088	1,056
30	1,231	1,264	1,046	1,118	1,084	1,052
40	1,228	1,261	1,043	1,115	1,080	1,049
50	1,224	1,257	1,039	1,111	1,077	1,046
60	1,221	1,254	1,035	1,108	1,074	1,042
70	1,217	1,251	1,031	1,104	1,070	1,038
80	1,213	1,247	1,028	1,100	1,066	1,034
90	1,210	1,243	1,024	1,097	1,062	1,030
100	1,206	1,240	1,021	1,093	1,059	1,027
110	1,203	1,237	1,017	1,089	1,059	1,024
120	1,199	1,233	1,014	1,085	1,052	1,020
130	1,195	1,229	1,011	1,082	1,048	1,016
140	1,192	1,226	1,007	1,078	1,045	1,013
150	1,188	1,223	1,003	1,075	1,041	1,009
160	1,185	1,219	0,999	1,072	1,038	1,005
170	1,181	1,214	0,996	1,068	1,036	1,001
180	1,177	1,211	0,992	1,064	1,031	0,998
190	1,174	1,208	0,988	1,061	1,027	0,994
200	1,170	1,205	0,985	1,058	1,024	0,991
210	1,167	1,201	0,981	1,054	1,020	0,988
220	1,163	1,197	0,978	1,050	1,016	0,985
230	1,159	1,193	0,974	1,047	1,011	0,981
240	1,156	1,189	0,971	1,043	1,008	0,977
250	1,152	1,185	0,967	1,039	1,005	0,973

Таблица X

Модуль продольной упругости ($E \cdot 10^{-5}$, МПа) титана и его сплавов

Марка титана	Температура t , °C							
	20	100	150	200	250	300	350	400
BT1-0	1,15	1,10	1,06	1,01	0,95	0,88	—	—
OT4 0	1,10	1,06	1,02	0,96	0,90	0,83	0,76	0,70
AT3	1,12	1,12	1,11	1,10	1,08	1,05	1,02	—

Таблица XI

Коэффициент линейного расширения ($\alpha \cdot 10^6$, $1/^\circ\text{C}$) сталей

Температура t , °C	10	20	35	35Y	38XA	12XM	15X5M	15XM	20X2MA	20X3M
	20—100	12,2	12,0	11,2	13,1	12,2	11,2	12,0	11,9	11,5
20—200	12,5	12,4	12,1	13,3	12,9	12,5	12,1	12,6	12,9	11,8
20—300	12,8	12,9	12,8	13,8	13,1	12,7	12,2	13,2	13,0	12,1
20—400	13,3	13,3	13,4	14,2	13,4	12,9	12,3	13,7	13,2	12,3
20—500	13,8	13,7	13,9	14,6	13,8	13,2	12,7	14,0	13,5	12,7
20—600	14,2	14,1	14,4	14,8	14,1	13,9	13,0	14,3	13,8	12,9
20—700	—	—	—	—	—	—	13,1	—	—	—
20—800	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Температура t , °C	12X18H10T	12X18H12T	10X17H13M2T	18X12BMBФP	20X1M1Ф15P	25X2MФA	25X1MФ	25X2M1Ф	45X14H14B2M	37X12H8Г8MФБ
	20—100	16,6	16,0	15,7	10,8	12,3	11,3	10,9	12,5	17,0
20—200	17,0	17,0	16,1	11,2	12,3	11,8	12,0	12,9	17,0	17,1
20—300	17,2	18,0	16,7	12,3	12,3	12,7	12,7	13,6	17,0	18,2
20—400	17,5	18,0	17,2	12,9	12,3	13,9	13,6	13,7	17,5	19,2
20—500	17,9	18,0	17,6	13,1	12,7	14,2	13,7	14,0	18,0	20,3
20—600	18,2	18,5	17,9	13,5	12,8	14,6	13,8	14,7	18,0	21,2
20—700	18,6	19,0	18,2	—	13,8	—	—	—	18,5	22,2
20—800	—	—	—	—	—	—	—	—	19,0	—

Основные механические свойства стальных поковок при толщине
или диаметре до 800 мм

Марка стали, ГОСТ	Технические требования	$\sigma_{в}$, МПа	$\sigma_{т}$, МПа
ВСт5сп по ГОСТ 380—71	По ГОСТ 8479—70, группа IV—КП25	480	250
20 по ГОСТ 1050—74	По ГОСТ 8479—70, группа IV—КП22	440	220
	По ГОСТ 8479—70, группа IV—КП20	400	200
16ГС по ГОСТ 19282—73	По ГОСТ 8479—70, группа IV—КП25	480	250
10Г2 по ГОСТ 4543—71	По ГОСТ 8479—70, группа IV—КП22	440	220
09Г2С по ГОСТ 19281—73	По ГОСТ 8479—70, группа IV—КП25	480	250
20Х по ГОСТ 4543—71	По ГОСТ 8479—70, группа IV—КП40	630	400
15ХМ по ГОСТ 4543—71	По ГОСТ 8479—70, группа IV—КП28с	540	280
15Х5БФ, 15Х5М по ГОСТ 5632—72	По ОСТ 26-704—72	600	420
08Х22Н6Т по ГОСТ 5632—72		500	300
08Х21Н6М2Т по ГОСТ 5632—72		550	
12Х18Н9Т; 12Х18Н10Т; 08Х18Н10Т, 10Х17Н13М2Т, 10Х17Н13М3Т, 08Х17Н15М3Т по ГОСТ 5632—72		500	200
03Х18Н11 по ГОСТ 5632—72	По ОСТ 26-704—72	450	160
03Х17Н14М3 по ГОСТ 5632—72		480	180
06Х128МДТ по ГОСТ 5632—72		520	200
08Х13 по ГОСТ 5632—72		600	400
12Х13 по ГОСТ 5632—72		630	

Основные механические свойства стальных отливок

Марка стали ГОСТ, ТУ	Режим термической обработки	$\sigma_{в}$, МПа	$\sigma_{г}$, МПа
20Л по ГОСТ 977—75	Нормализация с отпуском или нормализация	420	220
25Л по ГОСТ 977—75	Нормализация с отпуском или нормализация	450	240
35Л по ГОСТ 977—75	Закалка и отпуск	500	300
	Нормализация с отпуском или нормализация	500	280
45Л по ГОСТ 977—75	Закалка и отпуск	550	350
	Нормализация с отпуском или нормализация	550	320
35ХМЛ по ГОСТ 977—75	Закалка и отпуск	600	400
	Нормализация с отпуском или нормализация	600	400
	Закалка и отпуск	700	550
20Х5МЛ, 20Х5ТЛ, 20Х8ВЛ по ГОСТ 2176—77; 20Х5ВЛ по ТУ 26-02-19—75, 20ХНЗЛ по ТУ 26-02-19—75	По технологии предприятия-изготовителя	600	400
20ГМЛ по ТУ 26 0781-26—77		450	280
10Х18Н9Л по ГОСТ 2176—77			180
12Х8Н9Л по ГОСТ 2176—77			200
12Х18Н12МЗТЛ по ГОСТ 2176—77			220
10Х21Н6М2Л по ТУ 26 02-19—75		600	300
40Х24Н12СЛ по ГОСТ 2176—77		500	250
35Х23Н7СЛ по ГОСТ 2176—77		Без термической обработки	

Рекомендуемые марки сталей крепежных деталей

Марка стали, ГОСТ	Технические требования	Рабочие условия			
		$t, ^\circ\text{C}$		$p, \text{МПа}$	
		Болты (шпильки)	Гайки	Болты (шпильки)	Гайки
ВСтЗсп4 по ГОСТ 380—71	По ГОСТ 380—71	От -20 до +300	От -20 до +300	До 2,5	До 2,5
10 по ГОСТ 1050—74	По ГОСТ 1050—74	—	От 0 до 300		До 10
20, 25, 30, 35, 45, по ГОСТ 1050—74		От -10 до +425	От -10 до +450		
35Х, 40Х; 38ХА по ГОСТ 4543—71	По ГОСТ 4543—71	От -40 до +425	От -40 до +450	До 16	
30ХМ, 35ХМ, 30ХМА по ГОСТ 4543—71		От -40 до +450	От -40 до +510		
18Х2Н4МА по ГОСТ 4543—71		От -70 до +400	От -70 до +400		
10Г2, 15ХМ; 20ХНЗА по ГОСТ 4543—71		От -70 до +425	От -70 до +425		
09Г2С по ГОСТ 19281—73		По ГОСТ 19281—73			
25Х1МФ, 20Х1МФ1БР по ГОСТ 20072—74	По ГОСТ 20072—74	От -40 до +510	От -40 до +540		
25Х2М1Ф по ГОСТ 20072—74		От -40 до +540			
20Х1М1Ф1ТР по ГОСТ 20072—74		От -40 до +565	От -50 до +565		

Марка стали, ГОСТ	Технические требования	Рабочие условия			
		t, °C		p, МПа	
		Болты (шпильки)	Гайки	Болты (шпильки)	Гайки
07X16H6 по ГОСТ 5632—72	По ТУ 14-1-205—72	От —40 до +325	От —40 до +325	До 16	
18X12BMBФР по ГОСТ 5632—72	По ГОСТ 5949—75	От —40 до +580	От —40 до +580		
45X14H14B2M по ГОСТ 5632—72		От —70 до +600	От —70 до +600		
08X13, 12X13 по ГОСТ 5632—72		От —40 до +550	От —40 до +550	До 6,4	
20X13, 30X13 по ГОСТ 5632—72	От —30 до +475	От —30 до +475			
10X14Г14Н4Т по ГОСТ 5632—72	По ТУ 14-1-1139—74	От —196 до +500	От —196 до +500	До 16	
07X21Г7АН5 по ГОСТ 5632—72		От —196 до +400	От —196 до +400		
08X15H24B4TP по ГОСТ 5632—72		От —196 до +600	От —196 до +600		
12X18H10T, 10X17H13M2T, 10X17H13M3T; 08X17H15M3T, 31X19H9MBBT по ГОСТ 5632—72	По ГОСТ 5949—75	От —253 до +600	От —253 до +600	До 5,0	
06XH28MДТ по ГОСТ 5632—72		От —196 до +400	От —196 до +400		

Приложение 2

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОТНОШЕНИЯ ВЫСОТЫ ФЛАНЦА КРЫШКИ К ЕЕ СФЕРИЧЕСКОЙ ЧАСТИ ДЛЯ ТОЛСТОСТЕННЫХ АППАРАТОВ

Отношение высоты фланца крышки к ее сферической части

$$k_c = y_1 + y_2 + y_3 + y_4$$

Значения y_1, y_2, y_3, y_4 определяются [15] с учетом знака по номограммам, представленным соответственно на рис I — IV, в зависимости от следующих параметров условного коэффициента толстостенности фланца крышки $\beta_{ф.у} = D_a/D$, рас-

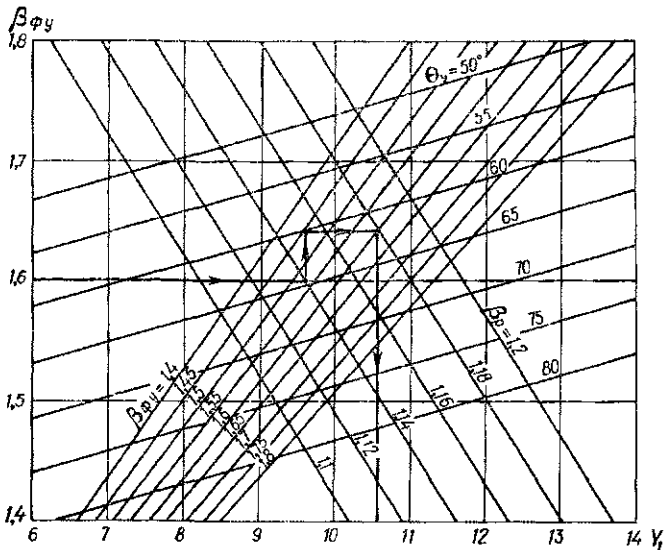


Рис I Номограмма для определения y_1

четного коэффициента толстостенности сферической части крышки β_p , условного угла сферического сегмента $\theta_y = \arcsin [(D + s_{в.л})/\sin \theta'] / (2R + s_{в.к})$ (принимаемого ближайшим большим из ряда значений 50, 55, 60, 65, 70, 75, 80°) и отношения $N = \sigma_T / (1,1p_p)$

На номограммах дан пример расчета k_c для крышки с параметрами $\beta_{ф.у} = 1,6$, $\beta_p = 1,14$, $\theta_y = 60^\circ$ и $N = 1,0$. Из рис I — IV находим $y_1 = 10,56$, $y_2 = -161,6$, $y_3 = 26,2$, $y_4 = 127,8$,

$$k_c = 10,56 - 161,6 + 26,2 + 127,8 = 2,96$$

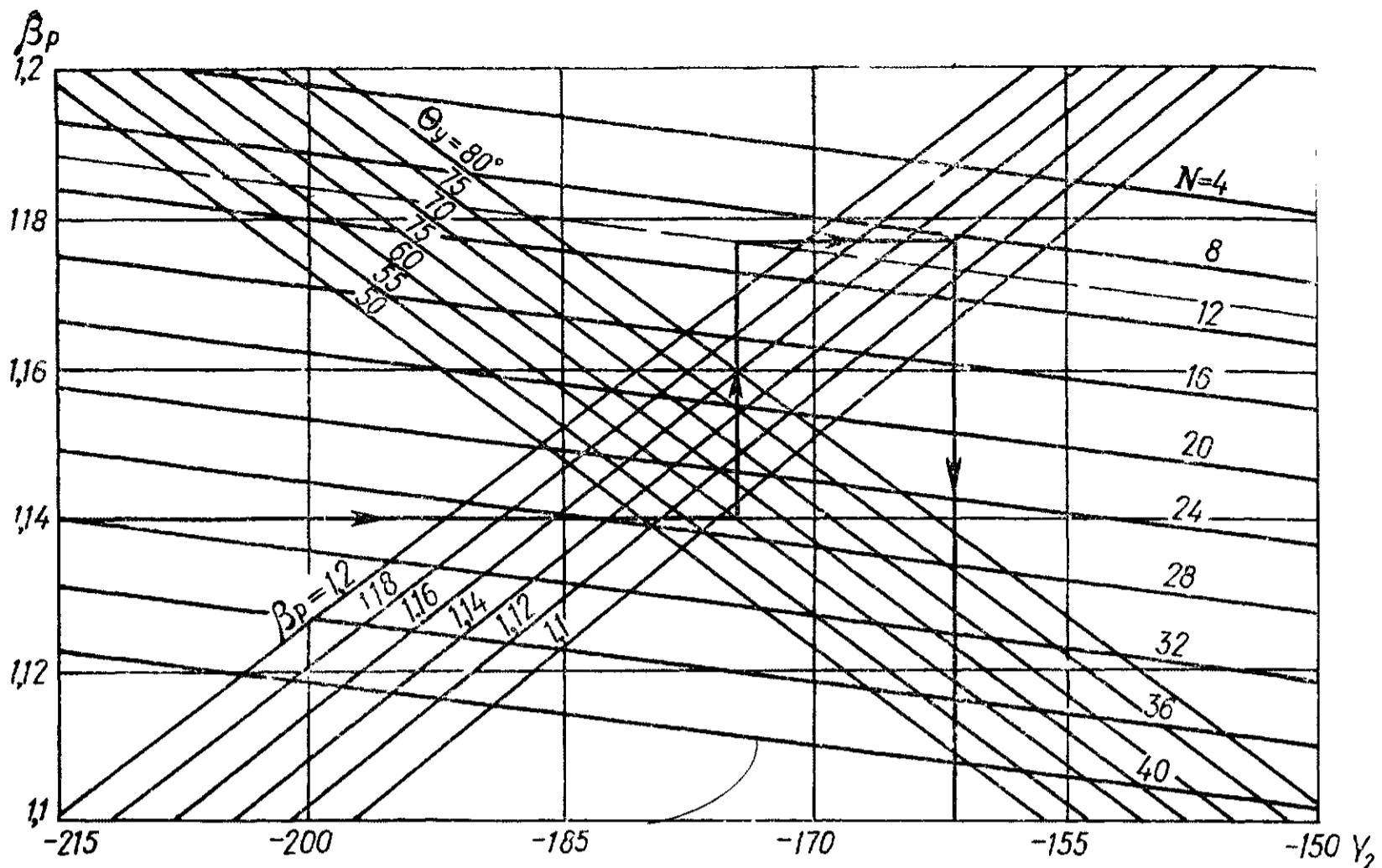


Рис. II. Номограмма для определения y_2

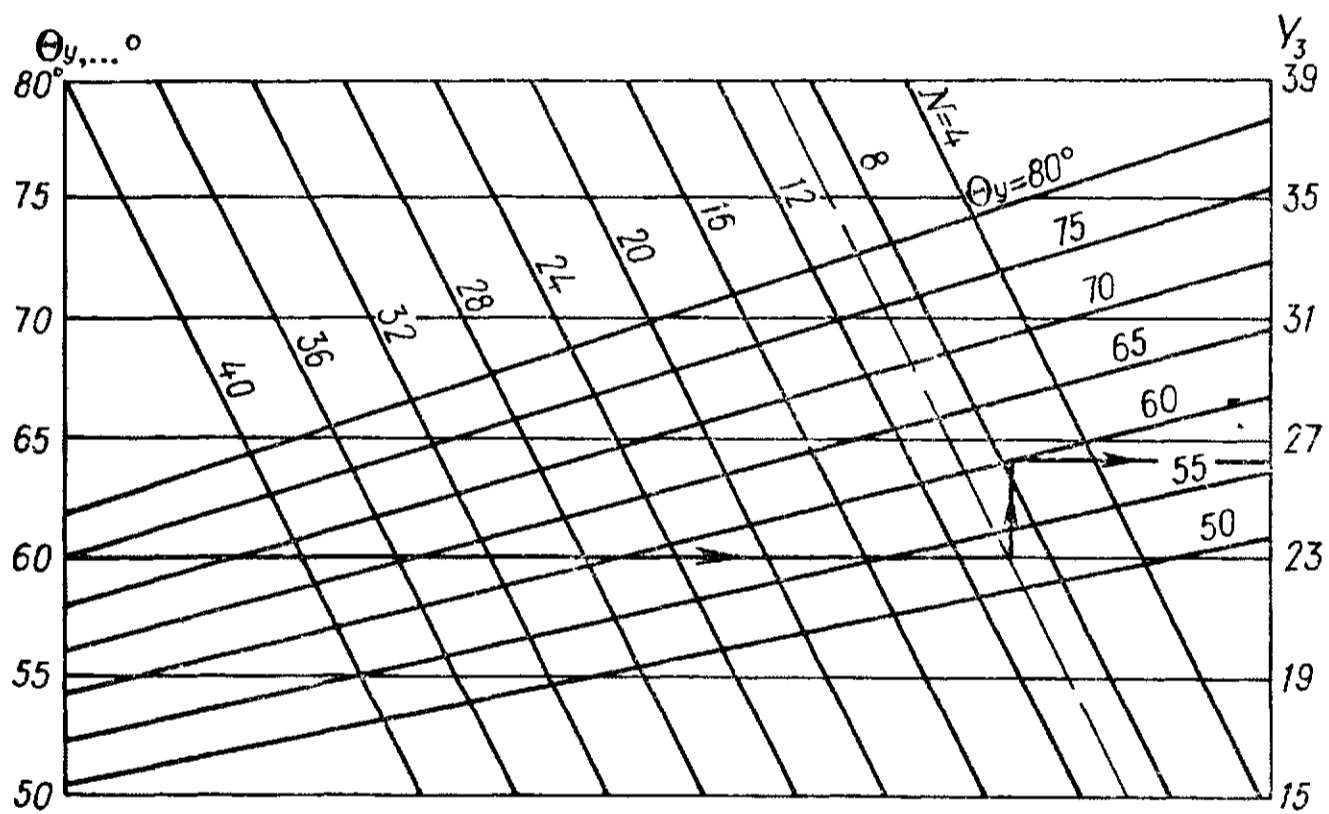


Рис. III. Номограмма для определения y_3

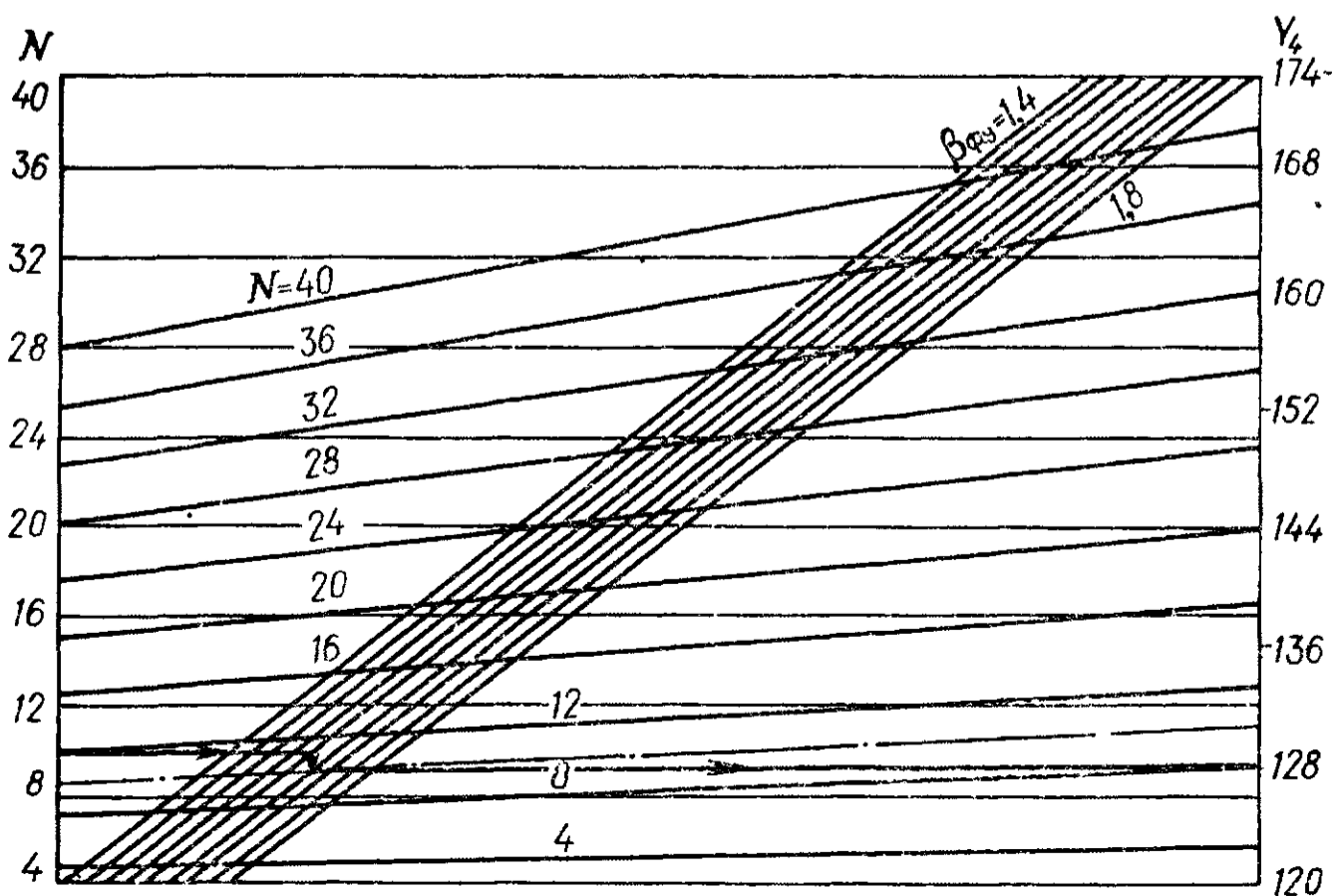


Рис. IV. Номограмма для определения y_4

Приложение 3

ПРИМЕР РАСЧЕТА АППАРАТА С РУБАШКОЙ¹

Определить минимально необходимые толщины стенок вертикального аппарата с эллиптическим днищем и крышкой (рис. V) из условия прочности и устойчивости. Вычислить при этих толщинах допускаемое давление в рубашке и внутри аппарата.

И с х о д н ы е ¹д а н н ы е. Внутренние диаметры: корпуса $D = 1400$ мм, рубашки $D_{руб} = 1500$ мм; высота цилиндрической части корпуса под рубашкой $l = 1200$ мм; рабочие давления: в рубашке $p_{руб} = 0,4$ МПа, в аппарате $p = 0,5$ МПа; максимальная температура среды, соприкасающейся со стенкой, $t_c = 150$ °С, материал аппарата — сталь марки 16ГС. Среда в аппарате плотностью $\rho_c = 1010$ кг/м³ оказывает лишь коррозионное воздействие на материал корпуса при заданной тем-

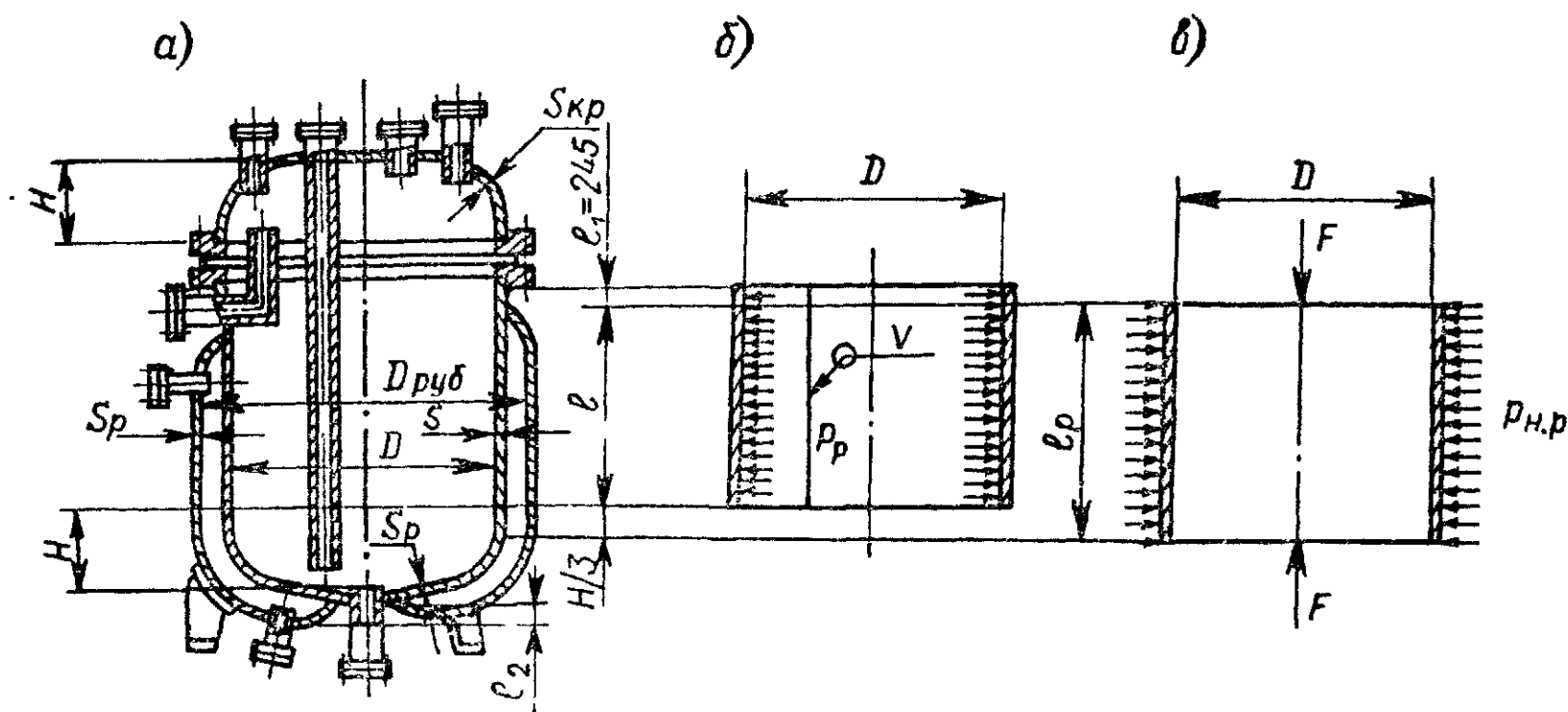


Рис. V. Вертикальный аппарат с эллиптическим днищем и крышкой, с рубашкой (а) и расчетные схемы цилиндрической обечайки его корпуса при действии в отдельности внутреннего давления (б) и давления в рубашке (в)

пературе с проникаемостью $\Pi = 0,05$ мм/год. Теплоноситель — водяной пар, вызывающий коррозию стенок с проникаемостью $\Pi_{руб} = 0,01$ мм/год. Эрозия стенок отсутствует. Аппарат изготовлен из листового проката, не имеющего минусового допуска. Утонение стенок при вальцовке обечайки и штамповке днищ не превышает 5 % толщины листа. Продольные швы цилиндрических обечаек, а также сварные швы днищ выполнены стыковыми с двусторонним сплошным проваром полуавтоматически. Длина контролируемых швов составляет 100 % от общей длины. Срок эксплуатации $\tau = 20$ лет. Колебания нагрузки во времени отсутствуют. Одновременное действие давлений p и $p_{руб}$ при эксплуатации не обеспечивается.

Р е ш е н и е. 1. Расчетные параметры:

Расчетная температура стенок

$$t = \max(t_c; 20 \text{ °С}) = \max(150 \text{ °С}; 20 \text{ °С}) = 150 \text{ °С}.$$

Расчетное давление:

а) внутри аппарата (для днища, обечайки корпуса и крышки) $p_p = p = 0,5$ МПа, так как максимальное значение гидростатического давления рабочей

¹ Аппараты с рубашками являются сложными конструкциями, у которых цилиндрическая обечайка корпуса одновременно воспринимает внутреннее и наружное давление. Возможны ситуации, когда одно из давлений отсутствует. При этом не очевидно, какой из режимов ее нагружения приведет к максимальной расчетной толщине стенки.

среды $p_T = \rho p_c (2H + l_1 + l) = 9,81 \cdot 1010 (2 \cdot 0,35 + 0,245 + 1,2) = 21252,87 \text{ Па} \approx \approx 0,021 \text{ МПа} < 5\% p = 0,05 \cdot 0,5 = 0,025 \text{ МПа}$, где $H = 0,25D = 0,25 \cdot 1,4 = = 0,35 \text{ м}$,

б) в рубашке $p_{p.p} = p_{руб} = 0,4 \text{ МПа}$, так как максимальное значение гидростатического давления в рубашке при наличии конденсата водяного пара $p_{p.p} = = \rho_{в} (H + l_2 + l) = 9,81 \cdot 1000 (0,35 + 0,1 + 1,2) = 16186,5 \text{ Па} \approx 0,016 \text{ МПа} < < 5\% p_{руб} = 0,05 \cdot 0,4 = 0,02 \text{ МПа}$, где $\rho_{в} = 1000 \text{ кг/м}^3$ — плотность воды.

Допускаемое напряжение

в рабочем состоянии $[\sigma] = \eta \sigma^* = 1 \cdot 154 = 154 \text{ МПа}$, где $\eta = 1$ — для листового проката, $\sigma^* = 154 \text{ МПа}$ — для стали марки 16 ГС при $t = 150^\circ \text{C}$ при гидравлических испытаниях $[\sigma]_{II} = \sigma_{t20}/1,1 = 280/1,1 = 254,6 \text{ МПа}$, где $\sigma_{t20} = 280 \text{ МПа}$ — для стали марки 16 ГС при $+20^\circ \text{C}$

Коэффициент запаса устойчивости

для рабочих условий $n_y = 2,4$, для условий испытаний n_y и $= 1,8$

Расчетное значение модуля продольного упругости для стали марки 16 ГС при $t = 150^\circ \text{C}$ и при $+20^\circ \text{C}$ соответственно равны $E = 1,86 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ и $E_{20} = 1,99 \times \times 10^5 \text{ МПа}$

Коэффициент прочности сварных швов $\varphi = 1$ при указанных в исходных данных способах исполнения.

Прибавки к расчетным толщинам стенок

а) для компенсации коррозии обечайки и днища корпуса $c_K = (P + P_{руб}) \tau = = (0,05 + 0,01) 20 = 1,2 \text{ мм}$, крышки $c_{к.кр} = P \tau = 0,05 \cdot 20 = 1 \text{ мм}$, рубашки $c_{к.p} = P_{руб} \tau = 0,01 \cdot 20 = 0,2 \text{ мм}$,

б) для компенсации эрозии $c_3 = 0$, так как эрозия отсутствует,

в) для компенсации минусового допуска и утонения стенки элементов аппарата соответственно $c_2 = 0$ и $c_3 = 0$, так как сумма $(c_2 + c_3)$ не превышает 5% толщины листа

Тогда при условии, что $c_1 = c_K + c_p$, величина суммарной прибавки к расчетным толщинам обечайки и днища корпуса $c = \sum c_i = c_K = 1,2 \text{ мм}$, крышки $c_{кр} = = \sum c_{кр i} = c_{к.кр} = 1 \text{ мм}$, рубашки $c_p = \sum c_{p i} = c_{к.p} = 0,2 \text{ мм}$

Расчетная длина цилиндрической обечайки корпуса

$$l_p = l + H/3 = 1200 + 350/3 = 1317 \text{ мм}$$

2 Толщина стенок

Расчетная толщина цилиндрической обечайки корпуса

а) при действии внутреннего давления

$$s_p = \frac{p_p D}{2 [\sigma] \varphi - p_p} = \frac{0,5 \cdot 1400}{2 \cdot 154 \cdot 1 - 0,5} = 2,28 \text{ мм},$$

б) при действии наружного давления (приближенно)

$$s_{p.n} = \max \left\{ \begin{array}{l} K_2 D 10^{-2} = 0,52 \cdot 1400 \cdot 10^{-2} = 7,28 \text{ мм} \\ 1,1 p_{н.p} D / (2 [\sigma]) = 1,1 \cdot 0,4 \cdot 1400 / (2 \cdot 154) = 2 \text{ мм} \end{array} \right\} = 7,28 \text{ мм},$$

где $p_{н.p} = p_{p.p} = 0,4 \text{ МПа}$, $K_2 = 0,52$ — по номограмме (см рис 1 14) при

$$K_1 = \frac{n_y p_{н.p}}{2,4 \cdot 10^{-6} E} = \frac{2,4 \cdot 0,4}{2,4 \cdot 10^{-6} \cdot 1,86 \cdot 10^5} = 2,15, \quad K_3 = \frac{l_p}{D} \cdot \frac{1317}{1400} = 0,94 \text{ и}$$

$$\frac{10^3 [\sigma]}{E} = \frac{10^3 \cdot 154}{1,86 \cdot 10^5} = 0,83$$

Исполнительная толщина стенки цилиндрической обечайки корпуса в первом приближении

$$s > \max (s_p, s_{p.n}) + c = \max (7,28, 2) + 1,2 = 8,48 \text{ мм}$$

Принимаем большее стандартное значение $s = 10 \text{ мм}$. Так как обечайка корпуса при наличии давления в рубашке и отсутствии давления внутри аппарата работает под совместным действием (см рис V, в) наружного давления $p_{н.p}$ и осе

вого сжимающего усилия F , то должно выполняться условие устойчивости

$$\frac{p_{н.р}}{[p_{н.р}]} + \frac{F}{[F]} \leq 1$$

Осевое сжимающее усилие — это усилие прижатия днища к обечайке давлением в рубашке, которое может быть рассчитано (пренебрегая силой тяжести днища и его связью с рубашкой) следующим образом

$$F \approx 0,25\pi (D + 2s)^2 p_{н.р} = 0,25 \cdot 3,14 (1,4 + 2 \cdot 0,01)^2 \cdot 0,4 = 0,63 \text{ МН}$$

Допускаемое наружное давление
из условия прочности

$$[p_{н.р}]_{\sigma} = 2 [\sigma] (s - c) / (D + s - c) = \\ = 2 \cdot 154 (10 - 1,2) / (1400 + 10 - 1,2) = 1,92 \text{ МПа},$$

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

$$(l_p = 1317 \text{ мм}, l_0 = 8,15D \sqrt{D/[100(s-c)]} = 8 \cdot 15 \cdot 1400 \sqrt{1400/[100(10 - 1,2)]} = \\ = 14392 \text{ мм})$$

$$[p_{н.р}]_E = \frac{18 \cdot 10^{-6} E}{n_y} \frac{D}{l_p} \left[\frac{100(s-c)}{D} \right]^2 \sqrt{\frac{100(s-c)}{D}} = \\ = \frac{18 \cdot 10^{-6} \cdot 1,86 \cdot 10^5}{2,4} \frac{1400}{1317} \left[\frac{100(10 - 1,2)}{1400} \right]^2 \sqrt{\frac{100(10 - 1,2)}{1400}} = 0,46 \text{ МПа},$$

с учетом обоих условий

$$[p_{н.р}] = \frac{[p_{н.р}]_{\sigma}}{\sqrt{1 + ([p_{н.р}]_{\sigma} / [p_{н.р}]_E)^2}} = \frac{1,92}{\sqrt{1 + (1,92/0,46)^2}} = 0,45 \text{ МПа}$$

Допускаемое осевое сжимающее усилие
из условия прочности

$$[F]_{\sigma} = \pi (D + s - c) (s - c) [\sigma] = \\ = 3,14 (1,4 + 0,01 - 0,0012) (0,01 - 0,0012) \cdot 154 = 5,99 \text{ МН},$$

из условия устойчивости в пределах упругости при $l_p/D = 1317/1400 < 10$

$$[F]_E = \frac{310 \cdot 10^{-6} E}{n_y} D^2 \left[\frac{100(s-c)}{D} \right]^2 \sqrt{\frac{100(s-c)}{D}} = \\ = \frac{310 \cdot 10^{-6} \cdot 1,86 \cdot 10^5}{2,4} \cdot 1,4^2 \left[\frac{100(10 - 1,2) \cdot 10^{-3}}{1,4} \right]^2 \sqrt{\frac{100(10 - 1,2) \cdot 10^{-3}}{1,4}} = \\ = 14,75 \text{ МН},$$

с учетом обоих условий

$$[F] = \frac{[F]_{\sigma}}{\sqrt{1 + ([F]_{\sigma} / [F]_E)^2}} = \frac{5,99}{\sqrt{1 + (5,99/14,75)^2}} = 5,55 \text{ МН}$$

Условие устойчивости обечайки корпуса выполняется

$$0,4 \cdot 0,45 + 0,63/5,55 = 1$$

Однако превышение давления в рубашке ($p_{н.р} > 0,4$ МПа) приведет к потере устойчивости цилиндрической обечайки корпуса, так как будет $p_{н.р}/[p_{н.р}] + F/[F] > 1$. Поэтому, если в процессе эксплуатации возможно хотя бы незначительное превышение давления в рубашке над рабочим, необходимо увеличить толщину стенки до следующего ближайшего большего стандартного значения

Допускаемое внутреннее давление на обечайку корпуса

$$[p] = \frac{2 [\sigma] \varphi (s - c)}{D + s - c} = \frac{2 \cdot 154 \cdot 1 (10 - 1,2)}{1400 + 10 - 1,2} = 1,92 \text{ МПа}$$

Условие $p_p < [p]$ выполняется ($0,5 < 1,92$)

Исполнительную толщину s_3 эллиптического днища корпуса аппарата примем из условия равной толщины свариваемых друг с другом оболочек: $s_3 = s = 10$ мм

При этом должны выполняться условия: $p_{p.p} \leq [p_n]_3$ и $p_p \leq [p]_3$

Допускаемое наружное давление для днища

$$[p_n]_{3\sigma} = 2 [\sigma] (s_3 - c) / [D + 0,5 (s_3 - c)] =$$

$$= 2 \cdot 154 (10 - 1,2) / [1400 + 0,5 (10 - 1,2)] = 1,93 \text{ МПа};$$

из условия устойчивости в пределах упругости

$$[p_n]_{E3} = \frac{26 \cdot 10^{-6} E}{n_y} \left[\frac{100 (s_3 - c)}{K_3 D} \right]^2 = \frac{26 \cdot 10^{-6} \cdot 1,86 \cdot 10^5}{2,4} \left[\frac{100 (10 - 1,2)}{0,946 \cdot 1400} \right]^2 =$$

$$= 0,89 \text{ МПа},$$

где при $x = 15 (s_3 - c) / D = 15 (10 - 1,2) / 1400 = 0,094$ коэффициент $K_3 =$
 $= [1 + (2,4 + 8x) x] / [1 + (3 + 10x) x] = [1 + (2,4 + 8 \cdot 0,094) \cdot 0,094] / [1 + (3 +$
 $+ 10 \cdot 0,094) \cdot 0,094] = 0,946,$

с учетом обоих условий

$$[p_n]_3 = \frac{[p_n]_{3\sigma}}{\sqrt{1 + ([p_n]_{3\sigma} / [p_n]_{E3})^2}} = \frac{1,93}{\sqrt{1 + (1,93 / 0,89)^2}} = 0,81 \text{ МПа}$$

Условие устойчивости днища выполняется

$$p_p \cdot p / [p_n]_3 = 0,4 / 0,81 < 1$$

Допускаемое внутреннее давление для эллиптического днища

$$[p]_3 = \frac{2 [\sigma] \varphi (s_3 - c)}{D + 0,5 (s_3 - c)} = \frac{2 \cdot 154 \cdot 1 (10 - 1,2)}{1400 + 0,5 (10 - 1,2)} = 1,93 \text{ МПа}$$

Условие $p_p < [p]_3$ выполняется ($0,5 < 1,93$)

Исполнительная толщина эллиптической крышки

$$s_{кр} > \frac{p_p D}{2 [\sigma] \varphi - 0,5 p_p} + c_{кр} = \frac{0,5 \cdot 1400}{2 \cdot 154 \cdot 1 + 0,5 \cdot 0,5} + 1 = 3,28 \text{ мм}.$$

Принимаем $s_{кр} = 4$ мм

Допускаемое внутреннее давление для крышки

$$[p]_{кр} = \frac{2 [\sigma] \varphi (s_{кр} - c_{кр})}{D + 0,5 (s_{кр} - c_{кр})} = \frac{2 \cdot 154 \cdot 1 (4 - 1)}{1400 + 0,5 (4 - 1)} = 0,66 \text{ МПа}$$

Условие $p_p < [p]_{кр}$ выполняется ($0,5 < 0,66$).

Исполнительная толщина
цилиндрической обечайки рубашки

$$s_{p.ц} > \frac{p_p \cdot D_{руб}}{2\varphi [\sigma] - p_p} + c_p = \frac{0,4 \cdot 1500}{2 \cdot 1 \cdot 154 - 0,4} + 0,2 = 2,15 \text{ мм},$$

эллиптического днища рубашки

$$s_{p.3} > \frac{p_p \cdot D_{руб}}{2\varphi [\sigma] - 0,5 p_p} + c_p = \frac{0,4 \cdot 1500}{2 \cdot 1 \cdot 154 - 0,5 \cdot 0,4} + 0,2 = 2,15 \text{ мм}$$

Принимаем толщину стенки рубашки $s_p = 3$ мм.

Допускаемое внутреннее давление
на обечайку рубашки

$$[p]_{п.ц} = \frac{2\varphi [\sigma] (s_p - c_p)}{D_{руб} + s_p - c_p} = \frac{2 \cdot 1 \cdot 154 (3 - 0,2)}{1500 + 3 - 0,2} = 0,57 \text{ МПа},$$

на эллиптическое днище рубашки

$$[p]_{p.з} = \frac{2\varphi [\sigma] (s_p - c_p)}{D_{pуб} + 0,5 (s_p - c_p)} = \frac{2 \cdot 1 \cdot 154 (3 - 0,2)}{1500 + 0,5 (3 - 0,2)} = 0,57 \text{ МПа}$$

3 Допускаемое давление внутри аппарата в рабочих условиях

$$[p]_a = \min \{ [p], [p]_a, [p]_{пр} \} = \min \{ 1,92, 1,93, 0,66 \} = 0,66 \text{ МПа}$$

Укрепление отверстий штуцеров целесообразно делать такое, чтобы допускаемое внутреннее давление для зоны укрепления $[p]_{ш}$ было не менее величины $[p]_a$.

4. Допускаемое давление в рубашке при работе аппарата

$$[p]_p = \min \{ [p_n]_F, [p_n]_a, [p]_{p.ц}, [p]_{p.з} \} = \min \{ 0,4, 0,81, 0,57, 0,57 \} = 0,4 \text{ МПа},$$

где $[p_n]_F$ — допускаемое наружное давление на цилиндрическую обечайку корпуса, определяемое из условия $[p_n]_F/[p_n] + F/[F] = 1$. В данном случае

$$[p_n]_F = p_{p.p} = 0,4 \text{ МПа.}$$

5. Допускаемое давление внутри аппарата при проведении гидравлических испытаний $[p]_{a.и}$ определяем, учитывая, что в нашем случае значение рабочего допускаемого давления внутреннего давления минимально для крышки

$$[p]_{a.и} = \frac{2 (s_{кр} - c_{кр}) \varphi [\sigma]_{и}}{D + 0,5 (s_{кр} - c_{кр})} = \frac{2 (4 - 1) \cdot 1 \cdot 254,6}{1400 + 0,5 (4 - 1)} = 1,09 \text{ МПа.}$$

6 Допускаемое давление в рубашке при гидравлических испытаниях определяем, учитывая, что в нашем случае минимальное значение рабочего допускаемого давления в рубашке приходится на цилиндрическую обечайку корпуса аппарата, работающую (при внезапном сбросе внутреннего давления) под совместным действием наружного давления и осевого сжимающего усилия. Поэтому допускаемое давление в рубашке при проведении гидравлических испытаний $[p]_{p.и}$ может быть найдено из условия

$$[p]_{p.и}/[p_n]_{и} + F_n/[F]_{и} = 1,$$

где $[p_n]_{и}$ — допускаемое наружное давление на обечайку при испытаниях; F_n и $[F]_{и}$ — соответственно расчетное и допускаемое осевые сжимающие усилия при испытаниях. Так как $F_n \approx 0,25\pi (D + 2s)^2 [p]_{p.и}$, получим из приведенного условия следующее выражение.

$$[p]_{p.и} = \frac{1}{1/[p_n]_{и} + 0,25\pi (D + 2s)^2/[F]_{и}}.$$

Допускаемое наружное давление при гидравлических испытаниях из условия прочности

$$[p_n]_{си} = 2 [\sigma]_{и} (s - c)/(D + s - c) = 2 \cdot 254,6 (10 - 1,2)/(1400 + 10 - 1,2) = 3,18 \text{ МПа},$$

из условия устойчивости в пределах упругости

$$[p_n]_{Eи} = \frac{18 \cdot 10^{-6} E_{20}}{n_{у.и}} \frac{D}{l_p} \left[\frac{100 (s - c)}{D} \right]^2 \sqrt{\frac{100 (s - c)}{D}} =$$

$$= \frac{18 \cdot 10^{-6} \cdot 1,99 \cdot 10^6}{1,8} \frac{1400}{1317} \left[\frac{100 (10 - 1,2)}{1400} \right]^2 \sqrt{\frac{100 (10 - 1,2)}{1400}} = 0,66 \text{ МПа},$$

с учетом обоих условий

$$[p_n]_{и} = \frac{[p_n]_{си}}{\sqrt{1 + ([p_n]_{си}/[p_n]_{Eи})^2}} = \frac{3,18}{\sqrt{1 + (3,18/0,66)^2}} = 0,646 \text{ МПа}$$

Допускаемое осевое сжимающее усилие при гидравлических испытаниях: из условия прочности

$$[F]_{си} = \pi (D + s - c) (s - c) [\sigma]_{и} =$$

$$= 3,14 (1,4 + 0,01 - 0,0012) (0,01 - 0,0012) 254,6 = 9,91 \text{ МН},$$

из условия устойчивости в пределах упругости

$$[F]_{Eи} = \frac{310 \cdot 10^{-6} E_{20}}{n_{у.и}} D^2 \left[\frac{100 (s - c)}{D} \right]^2 \sqrt{\frac{100 (s - c)}{D}} =$$

$$= \frac{310 \cdot 10^{-6} \cdot 1,99 \cdot 10^5}{1,8} \cdot 1,4^2 \left[\frac{100 (10 - 1,2) \cdot 10^{-3}}{1,4} \right]^2 \sqrt{\frac{100 (10 - 1,2) \cdot 10^{-3}}{1,4}} =$$

$$= 21,04 \text{ МН};$$

с учетом обоих условий

$$[F]_{и} = \frac{[F]_{\sigmaи}}{\sqrt{1 + ([F]_{\sigmaи}/[F]_{Eи})^2}} = \frac{9,91}{\sqrt{1 + (9,91/21,04)^2}} = 8,96 \text{ МН}$$

Тогда

$$[p]_{р.и} = \frac{1}{1/0,646 + 0,25 \cdot 3,14 (1,4 + 2 \cdot 0,01)^2 / 8,96} = 0,58 \text{ МПа.}$$

7 Условия применения расчетных формул выполняются

$$(s - c)/D = (10 - 1,2)/1400 = 0,006 < 0,1;$$

$$(s_3 - c)/D = (10 - 1,2)/1400 = 0,006 < 0,1,$$

$$(s_{кр} - c_{кр})/D = (4 - 1)/1400 = 0,002 < 0,1,$$

$$(s_p - c_p)/D_{руб} = (3 - 0,2)/1500 = 0,0019 < 0,1.$$

BOOKS.PROEKTANT.ORG

**БИБЛИОТЕКА ЭЛЕКТРОННЫХ
КОПИЙ КНИГ**

для проектировщиков
и технических специалистов

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ануриев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя. 5-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1978. Т. 1. 728 с.
2. Бейзельман Р. Д., Цыпкин Б. В., Перель Л. Я. Подшипники качения: Справочник. М.: Машиностроение, 1975. 564 с.
3. Биргер И. А., Шорр Б. Ф., Иосилевич Г. Б. Расчет на прочность деталей машин: Справочник. М.: Машиностроение, 1979. 702 с.
4. Валы и оси. Конструирование и расчет/С. В. Серенсен, М. Б. Громан, В. П. Когаев, Р. М. Шнейдерович. М.: Машиностроение, 1979. 320 с.
5. Васильцов З. А., Ушаков В. Г. Аппараты для перемешивания жидких сред. Справочное пособие Л.: Машиностроение, 1979. 272 с.
6. Вихман Г. Л., Круглов С. А. Основы конструирования аппаратов и машин нефтеперерабатывающих заводов Учебник для студентов вузов М.: Машиностроение, 1978. 328 с.
7. ГОСТ 14249—80 (СТ СЭВ 596—77, СТ СЭВ 597—77, СТ СЭВ 1039—78, СТ СЭВ 1040—78, СТ СЭВ 1041—78) Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Взамен ГОСТ 14249—73. Введ. 01.07.80. 62 с. УДК 66.023.539.4:006.354. Группа ГО2 СССР.
8. ГОСТ 24755—81 (СТ СЭВ 1639—79) Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета укрепления отверстий. Введ. 01.07.81. 20 с. УДК 66.023-47.001.24:006.354. Группа ГО2 СССР.
9. Домашнев А. Д. Конструирование и расчет химических аппаратов: Учебник для вузов. М.: Машиностроение, 1961. 624 с.
10. Канторович Э. Б. Основы расчета химических машин и аппаратов: Учебное пособие для вузов. М.: Машиностроение, 1960. 744 с.
11. Лацинский А. А., Толчинский А. Р. Основы конструирования и расчета химической аппаратуры: Справочник. 2-е изд., перераб. и доп. Л.: Машиностроение, 1970. 762 с.
12. Нормы расчета на прочность элементов реакторов и парогенераторов, сосудов и трубопроводов атомных электростанций, опытных и исследовательских ядерных реакторов и установок. М.: Metallургия, 1973. 408 с.
13. Основы расчета и конструирования машин и аппаратов химических производств. Тонкостенные сосуды и аппараты: Учебное пособие/Н. П. Третьяков, М. Ф. Михайлев, А. И. Мильченко, В. В. Зобнин. Л.: ЛТИ им. Лексоева, 1979. 80 с.
14. ОСТ 26-373—78. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность фланцевых соединений, Взамен ОСТ 26-373—71. Введ. 01.01.79. 38 с. УДК 66.023:539.4. Группа ГО2 СССР.
15. ОСТ 26-1046—74. Сосуды и аппараты высокого давления. Нормы и методы расчета на прочность. Введ. 01.07.75. 113 с. УДК 66.623-213.6:539.4. Группа ГО2 СССР.
16. ОСТ 26-01-1271—81. Роторы центрифуг. Нормы и методы расчета на прочность. Взамен ОСТ 26-01-1271—75. Введ. 01.07.82. 99 с. УДК 621.928.3-251:539.4. Группа ГО2 СССР.
17. Рахмилевич Р. З., Зусмановская С. И. Расчет аппаратуры, работающей под давлением М. Изд. во стандартов, 1968. 180 с.

18 РТМ 26-01-72—75. Валы вертикальные аппаратов с перемешивающими устройствами Методы расчета. Взамен РТМ 145—66. Введ. 01 01 77, 112 с, УДК 66 023 8. Группа Г47 СССР.

19 Румянцева О. В. Оборудование цехов синтеза высокого давления в азотной промышленности. М.: Химия, 1970. 376 с.

20. Сборник правил и руководящих материалов по котлонадзору. 3-е изд., перераб. и доп./Сост. Л. Б. Сигалов. М.: Недра, 1975. 560 с.

21. Скубачевский Г. С. Авиационные газотурбинные двигатели. М.: Машиностроение, 1974. 520 с.

22. Соколов В. И. Основы расчета и конструирования деталей и узлов пищевого оборудования: Учебное пособие для вузов. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1970. 422 с.

23. Сопротивление материалов/Г. С. Писаренко, В. А. Агарев, А. Л. Квитко, В. Т. Попков, Э. С. Уманский Киев Вища школа, 1979 672 с.

24. Федосьев В. И. Сопротивление материалов. М.: Наука, 1979. 560 с.

ИБ № 4033

Михаил Федорович МИХАЛЕВ, Николай Петрович ТРЕТЬЯКОВ,
Алексей Иванович МИЛЬЧЕНКО, Владимир Викторович ЗОБНИН

**РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ
МАШИН И АППАРАТОВ
ХИМИЧЕСКИХ ПРОИЗВОДСТВ**

ПРИМЕРЫ И ЗАДАЧИ

Редакторы: *Н. С. Анкирева, Г. Г. Степанова*
Художественный редактор *С. С. Венедиктов*
Технические редакторы *Л. В. Щетинкина, Т. П. Малашикина*
Корректор *Н. Б. Старостина*
Переплет художника *В. Т. Левченко*

Сдано в набор 15.07.83. Подписано в печать 03.02.84. М-34062.
Формат 60×90^{1/16}. Бумага типографская № 2.
Гарнитура литературная. Печать высокая.
Усл. печ. л. 19,0. Усл. кр.-отг. 19,0. Уч.-изд. л. 20,9.
Тираж 16 000 экз. Заказ 163. Цена 1 р. 10 к.

Ленинградское отделение ордена Трудового Красного Знамени
издательства «Машиностроение»
191065, Ленинград, ул. Дзержинского, 10

Ленинградская типография № 6 ордена Трудового Красного Знамени
Ленинградского объединения «Техническая книга» им. Евгения Соколовой
Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР
по делам издательств, полиграфии и книжной торговле,
193114, г. Ленинград, ул. Моисеева, 19

ЗАМЕЧЕННЫЕ ОПЕЧАТКИ

Страница	Строка	Напечатано	Должно быть
38	6-я снизу	$[F]_{\sigma} = \pi D + s - c) \times (s - c) [\sigma]$	$[F]_{\sigma} = \pi (D + s - c) \times (s - c) [\sigma]$
66	Формула (1.79)	$\dots + \frac{6(1-\mu)R}{E(s_{\Pi}-c)^2} + Q_0 + \dots$	$\dots + \frac{6(1-\mu)R}{E(s_{\Pi}-c)^2} Q_0 + \dots$
69	23-я снизу	$(486,7 \text{ МПа} < 1.210,6 \text{ МПа})$	$(486,7 \text{ МПа} > 1.210,6 \text{ МПа})$
98	20-я и 22-я снизу	$f_c \cdot 10^{-4}, \text{ м}^2$	$f_c \cdot 10^4, \text{ м}^2$
98	21-я снизу	65	64
122	Формула (2.5)	$\Phi = \left(\sum_i s_i \Phi_i + \sum_j s_j \right) / s$	$\Phi = \left(\sum_i s_i \Phi_i + \sum_j s_j \right) / s$
127	Формула (2.42)	$[p] = [\sigma] (\beta^2 - 1) \sqrt{3}$	$[p] = [\sigma] (\beta^2 - 1) / (\beta^2 \sqrt{3})$
164	12-я сверху	l	l_c
175	Формула (3.48)	$e_{i \text{ пр}} = e_i / y_{ii}$	$e_{i \text{ пр}} = e_i / \bar{y}_{ii}$
184	4-я сверху	$\dots = 7800 \cdot 16,75^2 \times 3,14^2 / (3 \cdot 2 \cdot 10^{11}) = \dots$	$\dots = 7800 \cdot 16,75^2 \times 3,12^2 / (3 \cdot 2 \cdot 10^{11}) = \dots$
234	2-я снизу	$\sigma_{r \Pi} = \sum p / (s_{\Pi} - c) \pm \dots$	$\sigma_{r \Pi} = \sum P / (s_{\Pi} - c) \pm \dots$
235	Табл. 3.22	$\frac{\rho_c \omega^2 R^b (1 - \mu^2)}{8E (s_{\Pi} - c)^3 [1 + \mu + \lambda_1^2 (1 + \mu)]} \times \dots$	$\frac{\rho_c \omega^2 R^b (1 - \mu^2)}{8E (s_{\Pi} - c)^3 [1 + \mu + \lambda_1^2 (1 - \mu)]} \times \dots$
255	23-я сверху	$q_2 = m_{\text{ш}} L = 3000/10 \approx \dots$	$q_2 = g m_{\text{ш}} / L = 9,81 \cdot 3000/10 \approx \dots$

М. Ф. Михалев, Н. П. Третьяков, А. И. Мильченко, В. В. Зобнин

Рецензенты:

кафедра «Машины и аппараты химических производств» КХТИ им. С. М. Кирова
и д-р техн. наук проф. *В. Д. Геоздев*

Расчет и конструирование машин и аппаратов химических производств: Примеры и задачи: Учеб. пособие для студентов вузов/М. Ф. Михалев, Н. П. Третьяков, А. И. Мильченко, В. В. Зобнин; Под общ. ред. М. Ф. Михалева.
Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1984. — 301 с., ил.

В пер. 1 р. 10 к.