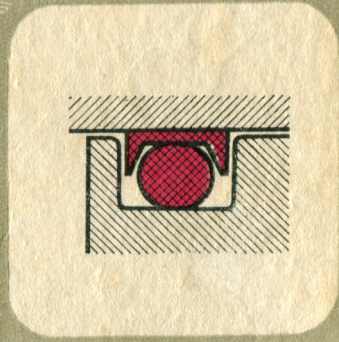
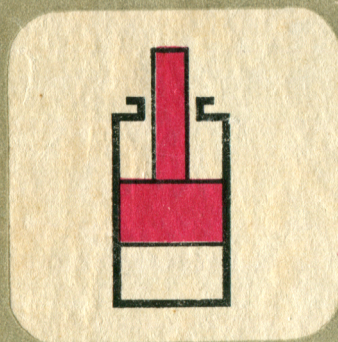
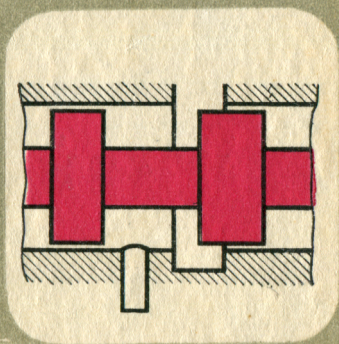
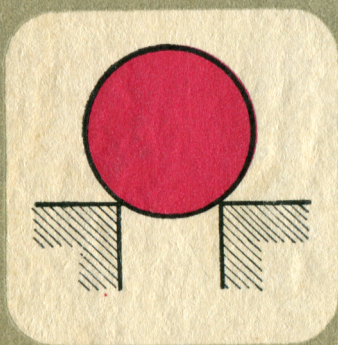


Е. И. АБРАМОВ  
К. А. КОЛЕСНИЧЕНКО  
В. Т. МАСЛОВ

# ЭЛЕМЕНТЫ ГИДРО- ПРИВОДА



Е. И. АБРАМОВ,  
К. А. КОЛЕСНИЧЕНКО,  
В. Т. МАСЛОВ

# ЭЛЕМЕНТЫ ГИДРОПРИВОДА

Изд. 2-е,  
переработанное и дополненное

КИЕВ  
«ТЕХНІКА»  
1977



6П2.3(083)

A16

УДК 621-82 (031)

**Элементы гидропривода. (Справочник).** Изд. 2-е, перераб. и доп. Абрамов Е. И., Колесниченко К. А., Маслов В. Т. Киев, «Техніка», 1977. 320 с.

В виде таблиц, номограмм и графиков приводятся справочные материалы по элементам гидропривода. В основу положены типовые расчеты, сведения из ГОСТ, нормалей, а также рекомендации, основанные на опыте отечественного и зарубежного машиностроения. Во второе издание включены сведения о новых жидкостях, уплотнениях, стандартизованных типах фильтров, а также прогрессивных методах обработки элементов гидропривода. Кроме того помещены расчеты неустановившегося течения в трубопроводе и утечек через уплотнение. Расчеты элементов гидропривода на прочность существенно дополнены и выделены в отдельную главу. Справочник рассчитан на инженерно-технических работников, занимающихся проектированием и эксплуатацией гидравлических агрегатов и систем. Табл. 224 Ил 148 Список лит.: 67 назв.

Рецензент д-р техн наук *Н. Т. Романенко*

Редакция литературы по машиностроению и транспорту  
Зав редакцией *М. А. Василенко*

А  $\frac{31303-195}{M202(04)-77}$  77-77

© Издательство «Техніка», 1977

## ПРЕДИСЛОВИЕ

XXV съездом КПСС предусмотрено значительное улучшение качества выпускаемых машин, оборудования и приборов, повышение их технического уровня, производительности, надежности и безопасности в эксплуатации. Одним из условий выполнения этих задач является широкое внедрение гидропривода.

При всем многообразии промышленных гидравлических систем и агрегатов они содержат много элементов, расчеты и конструирование которых производятся по общим для всех-видов машин зависимостям. В настоящий справочник включены сведения по типовым расчетам и стандартизованным элементам гидравлических устройств, работающих, главным образом, на минеральных маслах. Даны также сведения об используемых конструкционных материалах и краткие технологические рекомендации.

В отличие от большинства книг по вопросам конструирования гидропривода, в справочнике не приводятся описания гидравлических схем и конструкций агрегатов. Это позволило более подробно остановиться на практических сведениях, необходимых в повседневной работе тем, кто занят расчетом, конструированием и эксплуатацией гидравлических устройств. В книгу включены только те материалы, которые, по мнению авторов, являются наиболее употребительными. Так, например, в главах, посвященных уплотнениям и трубопроводам, имеется много сведений по стандартизованным элементам, в то время как по регулирующим и распределительным устройствам даны в основном расчетные зависимости.

Практические расчеты гидравлических систем являются обычно приближенными. Это связано с тем, что часто трудно установить точные значения многих исходных параметров, либо они существенно изменяются в зависимости от конструкции и условий работы системы. В таких случаях целесообразным является использование графического справочного материала, что позволяет быстро и с наименьшей вероятностью грубых ошибок получить результаты при достаточной для инженерных расчетов точности. С учетом этого значительная часть материала представлена в виде графиков и номограмм, кроме того, приведены формулы и таблицы, которыми можно воспользоваться

ся для уточнения расчетов, а также для случаев, не охваченных графическим материалом.

Механические характеристики материалов и рассматриваемые в справочнике расчеты приведены в технической системе единиц (м — кГ — с). При выполнении расчетов в Международной системе единиц (СИ) следует пользоваться соотношениями величин, приведенными в «Приложениях».

При подготовке книги был использован опыт отечественного и зарубежного машиностроения. Вместе с тем ряд расчетов и значительная часть номограмм являются оригинальными и приводятся в литературе впервые. Материал второго издания существенно переработан и обновлен, приведен в соответствие с действующими нормативными материалами и стандартами. Авторами учтены многочисленные отзывы и пожелания, полученные после выхода первого издания справочника (1969 г.).

Отзывы и пожелания просим направлять по адресу: 252601, Киев, 1, ГСП, Пушкинская, 28, издательство «Техніка».



## ОСНОВНЫЕ СВОЙСТВА РАБОЧИХ ЖИДКОСТЕЙ

Плотностью  $\rho$  называется масса  $m$  единицы объема жидкости:

$$\rho = m/V = G/gV = \gamma/g.$$

Сжимаемость жидкости характеризуется коэффициентом относительного объемного сжатия  $\beta$ , под которым понимают относительное изменение объема жидкости, приходящееся на единицу изменения давления:

$$\beta = (1/\Delta p)(\Delta V/V).$$

Модуль упругости  $E$  является величиной, обратной коэффициенту объемного сжатия  $\beta$ :

$$E = 1/\beta.$$

Ориентировочные значения модуля упругости некоторых жидкостей даны в табл. 1.

Изменение объема под действием давления  $\Delta V = \beta V \Delta p$ , а искомый объем

$$V_p = (V - \Delta V) = V(1 - \beta \Delta p),$$

где  $\Delta p$  — приращение давления;  $V$  — начальный объем.

В расчетах рекомендуется для минеральных масел при давлении до 250 кг/см<sup>2</sup> принимать  $\beta = 6 \times 10^{-5}$  см<sup>2</sup>/кг. С учетом этого

$$\Delta V = 6 \cdot 10^{-5} V \Delta p; V_p = V(1 - 6 \cdot 10^{-5} \Delta p).$$

Таким образом, сжимаемость минеральных масел составляет приблизительно 0,6% на каждые 100 кг/см<sup>2</sup> повышения давления.

Сжимаемость масел снижает быстродействие системы. Для систем с насосами постоянной производительности время, необходимое для создания требуемого давления с учетом сжимаемости масла, может быть определено по формуле

$$t = \beta V p / Q \approx 6 \cdot 10^{-5} V p / Q,$$

где  $V$  — объем жидкости в напорной магистрали и в рабочей полости исполнительного механизма устройства, см<sup>3</sup>,  $Q$  — производительность насоса, см<sup>3</sup>/с;  $p$  — требуемое давление в системе, кг/см<sup>2</sup>.

Сжимаемость механической смеси масла с воздухом. Обычно в минеральных маслах содержится до 6% нерастворенного воздуха, а в зависимости от конструкции и условий эксплуатации гидросистемы количество воздуха может повыситься до 15—18%. При увеличении содержания нерастворенного воздуха сжимаемость жидкости повышается.

1. Модуль упругости  $E$  некоторых жидкостей, кг/см<sup>2</sup>

Жидкость	$E$
Ртуть	250 000
Глицерин	43 000
Вода дистиллированная	21 000
Масло:	
касторовое	19 500
цилиндровое	18 500
турбинное	17 500
индустриальное И-50А	15 000
индустриальное И-20А	14 000
АМГ-10	13 300
Керосин	13 500
Силиконовая жидкость	10 500

Объемный модуль упругости газо-жидкостной смеси [62]

$$E' = E [(V_f/V_a) + 1] : [(V_f/V_a) + (E p_0/p^2)],$$

где  $E$  — модуль упругости жидкости, не содержащей воздух;  $V_f$  — объем жидкостной фазы при атмосферном давлении  $p_0$ ;  $V_a$  — объем газовой фазы при атмосферном давлении  $p_0$ ;  $p$  — давление в системе.

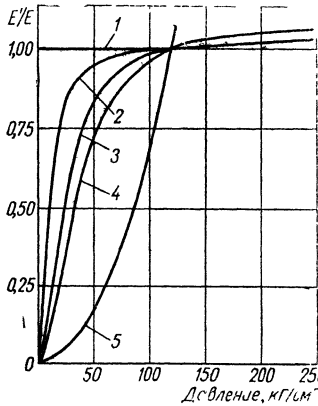


Рис. 1. Зависимость отношения  $E'/E$  от давления для масел с различным соотношением жидкостной и газовой фаз и содержанием воздуха:

- 1 —  $V_f/V_a = \infty$ ; воздуха — 0%;
- 2 —  $V_f/V_a = 100$ ; воздуха — 1%;
- 3 —  $V_f/V_a = 20$ ; воздуха — 5%;
- 4 —  $V_f/V_a = 10$ ; воздуха — 10%;
- 5 —  $V_f/V_a = 0$ ; воздуха — 100%.

На рис. 1 показана зависимость отношения  $E'/E$  от давления для различного соотношения жидкостной и газовой фаз. Из рисунка видно, что наибольшее влияние на изменение сжимаемости оказывает повышение давления до 35—50 кг/см<sup>2</sup>.

**Температурное расширение жидкости.** С повышением температуры объем рабочей жидкости увеличивается. Температурный коэффициент объемного расширения жидкости  $\alpha$ , 1/град, характеризует относительное изменение объема при повышении температуры на 1°С:

$$\alpha = (1/\Delta t)(\Delta V/V),$$

где  $V$  и  $\Delta V$  — соответственно начальный объем и приращение объема;  $\Delta t = (t_2 - t_1)$  — приращение температуры;  $t_1$  и  $t_2$ , °С — начальная и конечная температура рабочей жидкости.

В соответствии с этим изменение объема и новый объем при температуре  $t_2$  вычисляются по формулам

$$\Delta V = \alpha V \Delta t,$$

$$V_t = V + \Delta V = V(1 + \alpha \Delta t).$$

Значения  $\alpha$  изменяются в зависимости от плотности рабочих жидкостей (табл. 2).

Для минеральных масел при давлении в системе до 150 кг/см<sup>2</sup> принимают  $\alpha = 7 \cdot 10^{-4}$  1/град. Тогда

$$\Delta V = 7 \cdot 10^{-4} V \Delta t,$$

$$V_t (1 + 7 \cdot 10^{-4} \Delta t).$$

Таким образом, расширение минеральных масел составляет приблизительно 0,07% при нагревании на 1°С. Изменения удельного веса и плотности жидкости, вызванные приращением температуры, определяют по формулам

$$\gamma_t = \gamma / (1 + 7 \cdot 10^{-4} \Delta t);$$

$$\Delta \rho_t = \rho / (1 + 7 \cdot 10^{-4} \Delta t),$$

**2. Значения температурного коэффициента объемного расширения  $\alpha$  минеральных масел в зависимости от их исходной плотности  $\rho$  при температуре 15° С**

$\rho$ , г/см <sup>3</sup>	$\alpha$ , 1/град	$\rho$ , г/см <sup>3</sup>	$\alpha$ , 1/град	$\rho$ , г/см <sup>3</sup>	$\alpha$ , 1/град
0,70—0,72	0,001255	0,80—0,82	0,000937	0,90—0,92	0,000688
0,72—0,74	0,001183	0,82—0,84	0,000882	0,92—0,94	0,000645
0,74—0,76	0,001118	0,84—0,86	0,000831	0,94—0,96	0,000604
0,76—0,78	0,001054	0,86—0,88	0,000782	0,96—0,98	0,000565
0,78—0,80	0,000995	0,88—0,90	0,000734	0,98—1,00	0,000526

где  $\rho_t$  — плотность при температуре  $t_2$ ;  $\rho$  — плотность при начальной температуре  $t_1$ .

Ориентировочные значения относительного изменения плотности  $\rho_t/\rho$  масел в зависимости от  $\Delta t$  могут быть определены по графику (рис. 2).

Температурное расширение вызывает повышение давления рабочей жидкости, находящейся в замкнутом объеме. Повышение давления,  $\Delta p$ ,  $\text{кг/см}^2$ , можно определить по формуле

$$\Delta p = \Delta t(\alpha - \alpha_0)/\beta K,$$

где  $K \gg 1$  — коэффициент, характеризующий объемную упругость резервуара (для абсолютно жесткого резервуара  $K = 1$ );  $\alpha_0$  — коэффициент температурного объемного расширения материала, из которого изготовлен резервуар,  $1/\text{град}$ ,  $\beta$  — коэффициент объемного сжатия жидкости, характеризующий уменьшение объема под действием давления,  $\text{см}^3/\text{кг}$ .

Учитывая, что коэффициент температурного объемного расширения  $\alpha_0$  металлов колеблется от  $3,6 \cdot 10^{-5}$  (для стали) до  $7 \cdot 10^{-5}$   $1/\text{град}$  (для бронзы) и принимая  $\beta = 6 \cdot 10^{-5}$ ,  $K = 1$ , получаем

$$\Delta p = \Delta t[70 - (3,6 - 7)] \cdot 10^{-5}/6 \cdot 10^{-5} \approx 11 \Delta t.$$

Таким образом, повышение температуры на  $1^\circ\text{C}$  вызывает повышение давления жидкости, находящейся в замкнутом жестком объеме, примерно на  $11 \text{ кг/см}^2$ . Поэтому в системах с широким диапазоном эксплуатационных температур резервуары, образующие замкнутые объемы, должны быть снабжены предохранительными клапанами, сапунами и т. п.

**Теплоемкость и теплопроводность.** Теплоемкость жидкости — это количество тепла, необходимое для повышения температуры единицы веса на  $1^\circ\text{C}$ . Коэффициент теплоемкости, характеризующий интенсивность повышения температуры жидкости, может быть определен по формуле [3]

$$C = [2020 + 1,61(t - 100)]/4187 \text{ ккал}/(\text{кг град}),$$

где  $t$  — температура, при которой определяется теплоемкость,  $^\circ\text{C}$ .

Для минеральных масел при температурах до  $100^\circ\text{C}$  принимают

$$C = 0,45 \dots 0,5 \text{ ккал}/\text{кг град}.$$

Теплопроводность жидкости — это количество тепла, которое проходит за секунду через  $1 \text{ см}^2$  слоя толщиной  $1 \text{ см}$ . Коэффициент теплопроводности, определяющий тепловой баланс системы, может быть рассчитан по формуле [3]

$$\lambda = [117(1 - 0,00054t)]/418,7 \text{ ккал}/(\text{см} \cdot \text{с} \cdot \text{град}),$$

где  $\rho$  — плотность при температуре  $15^\circ\text{C}$ .

Для минеральных масел можно принять  $\lambda = 3,24 \cdot 10^{-4} \text{ ккал}/(\text{см} \cdot \text{с} \times \text{град})$ .

**Упругость (давление) насыщенного пара** характеризует антикавитационные свойства жидкостей, а также их пригодность для работы при высоких температурах.

Под упругостью насыщенного пара понимают установившееся в замкнутом пространстве давление пара, находящегося в равновесии с жидкостью. Давление насыщенного пара зависит от соотношения паровой и жидкостной

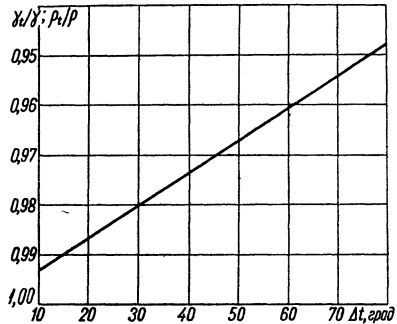


Рис. 2. График относительного изменения плотности и удельного веса жидкости в зависимости от температуры.



фаз, при котором ведется определение. Давление насыщенного пара увеличивается при уменьшении объема паровой фазы, а также при увеличении температуры и количества растворенного в жидкости воздуха или газа. Зависимость давления насыщенного пара от температуры при соотношении жидкостной и паровой фаз 1:4 приведена на рис. 3.

Вязкость масла определяется силами трения между отдельными слоями жидкости. Динамический коэффициент вязкости

$$\mu = F / (S \cdot dv/dz),$$

где  $F$  — сила трения, которая действует на поверхность, разделяющую два слоя жидкости;  $S$  — площадь слоя;  $dv/dz$  — поперечный градиент скорости, т. е. прирост скорости на единицу расстояния между движущимися слоями.

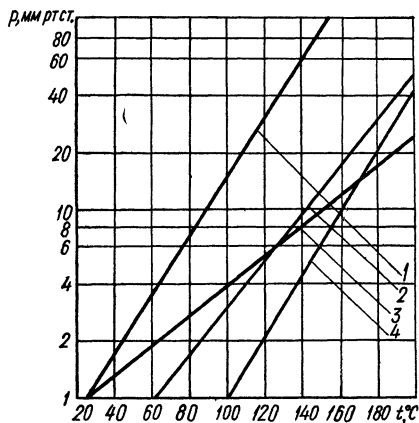


Рис. 3. Зависимость давления насыщенных паров от температуры жидкостей, не содержащих воздуха:

1 — АМГ-10; 2 — масло индустриальное И-20А; 3 — 7-50С-3; 4 — масло индустриальное И-50А.

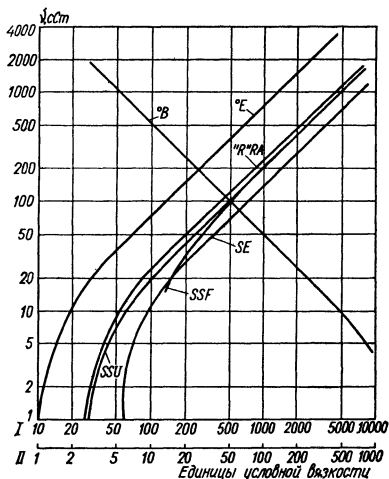


Рис. 4. Соотношение между единицами условной вязкости:

шкала I — секунды Энглера (SE); секунды Сейболта-Универсал (SSU), секунды Редвуда 1-Стандарт ("R"); шкала II — градусы Энглера (°E); градусы Барбэ (°B); секунды Сейболта-Фурол (SSF); секунды Редвуда 2-Адмиралти ("RA").

Коэффициент  $\mu$  измеряется в паузах (П),  $1П = 1 \text{ г/см} \cdot \text{с}$ .

Коэффициент кинематической вязкости

$$\nu = \mu / \rho, \text{ Ст},$$

где  $\mu$  — коэффициент динамической вязкости, П,  $\rho$  — плотность жидкости,  $\text{г/см}^3$ .

Коэффициент  $\nu$  измеряется в стоках (Ст),  $1 \text{ Ст} = \text{см}^2/\text{с}$ .

Вязкость жидкости определяют также в условных (технических) единицах по времени истечения определенного количества жидкости через заданный капилляр. Для определения условной вязкости в различных странах пользуются вискозиметрами Энглера, Сейболта, Редвуда, Барбэ и т. д. В СССР по ГОСТ 1532—54 для определения вязкости служит вискозиметр ВУ (значения условной вязкости в градусах Энглера (°E) и градусах ВУ (°ВУ) одинаковы).

Вязкость по Энглеру определяется отношением времени истечения из вискозиметра  $200 \text{ см}^3$  жидкости при данной температуре ко времени истечения  $200 \text{ см}^3$  дистиллированной воды из того же прибора при  $20^\circ \text{C}$ .

Соотношения между наиболее распространенными единицами условной вязкости даны в табл. 3 и на рис. 4.

При пересчете градусов ВУ (Энглера) в единицы абсолютной вязкости для применяемых в гидросистемах масел можно пользоваться формулой

$$\mu = 0,00067^{\circ}E - (0,00058/^{\circ}E) \approx (0,00065^{\circ}E), \text{ сП,}$$

а также графиком, приведенным на рис. 5.

### 3. Формулы для перевода технических единиц вязкости в сантистоксы и обратно [4] ( $1\text{сСт} = 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ )

Технические единицы	Формулы перевода	
	технических единиц в сантистоксы	сантистоксов в технические единицы
Градусы ВУ ( $^{\circ}\text{ВУ}$ )	Формула Уббелоде $\nu = 7,31^{\circ}E - 6,31/^{\circ}E;$	$^{\circ}E = 0,0683 [\nu + \sqrt{\nu^2 + 185}]$
Градусы Энглера ( $^{\circ}E$ )	более точная формула Фогеля $\nu = ^{\circ}E \cdot 7,6 (1 - 1/^{\circ}E^3)$	
Секунды Сейболта—Универсал (SSU)	$\nu = 0,22\text{SSU} - 180/\text{SSU}$	$\text{SSU} = 2,27 [\nu + \sqrt{\nu^2 + 158}]$
Секунды Сейболта—Фурол (SSF)	$\nu = 2,20\text{SSF} - 203/\text{SSF}$	$\text{SSF} = 0,227 [\nu + \sqrt{\nu^2 + 1810}]$
Секунды Редвуда 1-Стандарт ( $^{\circ}\text{R}$ )	$\nu = 0,26 ^{\circ}\text{R} - 1,72/^{\circ}\text{R}$	$^{\circ}\text{R} = 1,92 [\nu + \sqrt{\nu^2 + 179}]$
Секунды Редвуда 2-Адмиралти ( $^{\circ}\text{RA}$ )	$\nu = 2,39 ^{\circ}\text{RA} - 40,3/^{\circ}\text{RA}$	$^{\circ}\text{RA} = 0,209 [\nu + \sqrt{\nu^2 + 385}]$
Градусы Барбэ ( $^{\circ}\text{B}$ )	$\nu = 4850/^{\circ}\text{B}$	$^{\circ}\text{B} = 4850/\nu$

Жидкости, у которых динамический коэффициент вязкости постоянен при всех градиентах скорости, называются ньютоновскими (вода, керосин, незагущенные минеральные масла, большинство синтетических масел). У загущенных минеральных и синтетических масел коэффициент вязкости изменяется с изменением градиента скорости. Такие жидкости называются неньютоновскими. При низких температурах (до  $-60^{\circ}\text{C}$ ) и неработающих приводах кинематическая вязкость загущенных масел велика (3000—5000 сСт), герметичность системы достаточно высокая. В момент запуска при указанных температурах вязкость масла резко понижается, что облегчает условия запуска.

Вязкость смеси двух масел может быть определена по формуле

$$^{\circ}E = [a^{\circ}E_1 + b^{\circ}E_2 - C(^{\circ}E_1 - ^{\circ}E_2)]/100,$$

где  $^{\circ}E$  — вязкость смеси;  $^{\circ}E_1$  и  $^{\circ}E_2$  — вязкость компонентов;  $a$  и  $b$  — процентное содержание компонентов в смеси ( $a+b=100\%$ );  $c$  — эмпирический коэффициент, определяемый в зависимости от  $a$  и  $b$  (табл. 4).

#### 4. Значение коэффициента $c$ для определения вязкости смеси масел

$a, \%$	10	20	30	40	50	60	70	80	90
$b, \%$	90	80	70	60	50	40	30	20	10
$c$	6,7	13,1	17,9	22,1	25,5	27,9	28,2	25	17

**Зависимость вязкости от температуры.** Вязкость жидкости с увеличением температуры уменьшается. Кинематическая вязкость при повышении температуры до значения  $t$  может быть определена по формуле [49]

$$\nu_t = \nu_{50}(50/t)^n, \text{ сСт},$$

где  $\nu_{50}$  — вязкость масла при температуре  $50^{\circ}\text{C}$ , сСт;  $n$  — показатель степени, который определяется по графику (рис. 6).

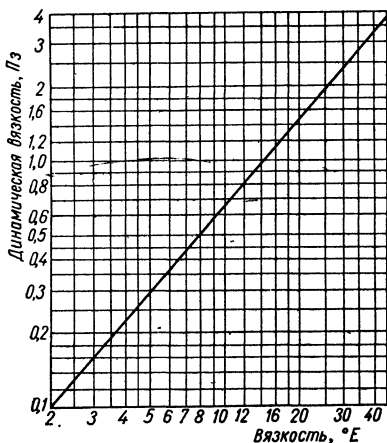


Рис. 5. График перевода динамической вязкости в условную.

При определении вязкости применяемых в гидросистемах жидкостей в зависимости от температуры можно пользоваться графиком, приведенным на рис. 7.

Степень зависимости вязкости от температуры оценивают (ГОСТ 3153—51) по наклону графика зависимости

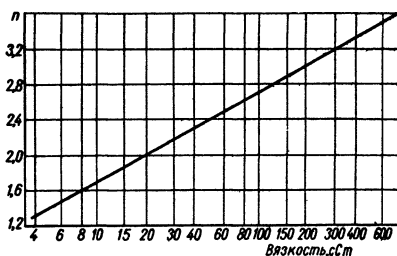


Рис. 6. Зависимость показателя степени  $n$  от кинематической вязкости при  $50^{\circ}\text{C}$ .

вязкости масла от температуры, который характеризуется температурным коэффициентом вязкости  $TKB$ . В зависимости от диапазона температур различают

$$TKB_{0-100} = (\nu_0 - \nu_{100})/\nu_{50} \text{ и } TKB_{20-100} = 1,25(\nu_{20} - \nu_{100})/\nu_{50},$$

где  $\nu_0$ ;  $\nu_{20}$ ;  $\nu_{50}$ ;  $\nu_{100}$  — кинематическая вязкость при температуре соответственно 0, 20, 50 и  $100^{\circ}\text{C}$ .

**Зависимость вязкости от давления.** Вязкость большинства минеральных масел в зависимости от давления изменяется по экспоненциальному закону:  $\mu_p = \mu_0 K^{p-1}$ , где  $\mu_p$  и  $\mu_0$  — динамическая вязкость жидкости соответственно при давлении  $p$  и атмосферном давлении;  $K$  — коэффициент, равный 0,003 для минеральных масел при давлениях до  $500 \text{ кг/см}^2$ .

По приведенной зависимости построен график (рис. 8).



Зависимость вязкости от содержания нерастворенного воздуха описывается эмпирической формулой [7]

$$\mu_B/\mu_0 = 1 + 0,015v,$$

где  $\mu_B$  и  $\mu_0$  — динамическая вязкость жидкости соответственно с пузырьками воздуха и без них;  $v$  — содержание пузырьков воздуха, %.

По указанной зависимости построен график (рис. 9).

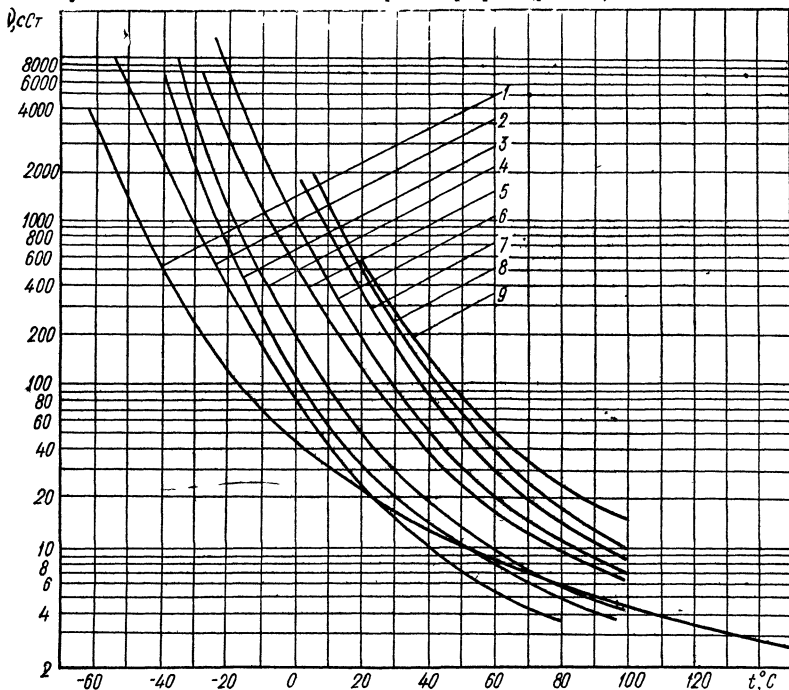


Рис. 7. Зависимость кинематической вязкости жидкостей и масел от температуры:

1 — АМГ-10; 2 — МВП; 3 — трансформаторное; 4 — АУ; АУП; масло промышленное И-12А; 5 — Т<sub>22</sub>; 6 — промышленное И-30А; 7 — промышленное И-40А; 8 — промышленное И-50А; 9 — ДП-11

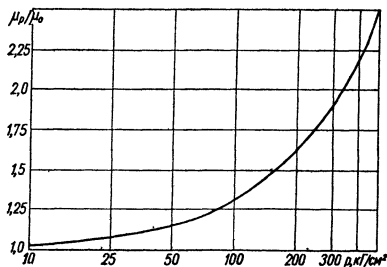


Рис. 8. Зависимость кинематической вязкости минеральных масел от давления.

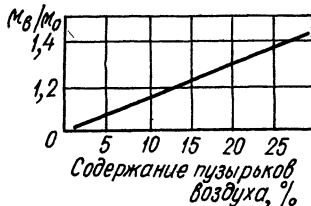


Рис. 9. Зависимость кинематической вязкости жидкости от содержания нерастворенного воздуха.

**Растворимость воздуха** в жидкости определяется отношением объема растворенного воздуха  $V_B$  (приведенного к нормальным условиям—  $0^\circ\text{C}$  и 760 мм рт. ст.) к объему жидкости  $V_{ж}$ .

<sup>1</sup> С изменением плотности рабочих жидкостей растворимость воздуха в них изменяется обратно пропорционально. С увеличением давления растворимость увеличивается линейно:

$$a = V_B / V_{ж} = c p,$$

где  $c$  — коэффициент растворимости,  $\text{см}^3/\text{кг}$  (табл. 5);  $p$  — давление воздуха на поверхности раздела,  $\text{кг}/\text{см}^2$ .

### 5. Растворимость воздуха в жидкостях при температуре $20^\circ\text{C}$

Жидкость	Плотность $\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	Вязкость $\nu$ сСт	Коэффициент растворимости $c$ , см <sup>3</sup> /кг
Бензин	700	0,76	0,2200
Керосин	815	2,39	0,1270
Масло:			
ГМЦ-2	834	24,0	0,1038
велосит	854	8,5	0,0959
АМГ-10	851	26,0	0,0943
индустриальное И-8А	872	16,0	0,0877
трансформаторное	884	32,0	0,0828
индустриальное И-12А	901	34,0	0,0759
Вода дистиллированная	998	1,0	0,0160
Спиртоглицериновая смесь 50:50	1009	15,0	0,0392
Спиртоглицериновая смесь 30:70	1104	50,0	0,0189
Глицерин	1260	1170	—

Полностью растворенный воздух практически не влияет на физико-механические свойства масел, однако способствует пенообразованию при понижении давления в системе.

**Поверхностное натяжение.** Характеризуется силой, с которой жидкость сопротивляется изменению формы своей поверхности. От поверхностного натяжения в значительной степени зависит вспениваемость жидкости. Поверхностное натяжение глицерина составляет  $66 \cdot 10^{-6}$  кг/см, масла АМГ-10—  $30 \cdot 10^{-6}$  кг/см, масла МВП—  $31 \cdot 10^{-6}$  кг/см, спирта—  $24 \cdot 10^{-6}$  кг/см.

**Наличие в масле воды.** Даже незначительное количество воды вызывает коррозию агрегатов гидросистем и, подобно воздуху, способствует пенообразованию. Визуальным признаком наличия в масле воды (более 0,008% по весу при  $20^\circ\text{C}$ ) является помутнение масла. В промышленных системах допустимое содержание воды ограничивается 0,1%.

**Кислоты, содержащиеся в масле,** действуют на металлы, в результате этого образуются металлические мыла, выпадающие в осадок и засоряющие трубопроводы.

Быстрое окисление масла начинается при температурах выше  $70^\circ\text{C}$ . Степень окисления и пригодность масла к дальнейшей работе определяется по кислотному числу (ГОСТ 5985—59). Кислотное число характеризуется количеством миллиграммов КОН (едкого кали), необходимых для нейтрализации свободных кислот в одном грамме масла. В свежем масле без присадок кислотное число составляет 0,1—0,2 мг КОН, в маслах с присадкой— 0,2—0,35 мг КОН.

**Зольность.** При сжигании масла минеральные вещества переходят в золь в виде окислов и солей. Количество полученного от сжигания и прокаливания масла остатка, выраженное в процентах, называется зольностью.

**Коксуемость.** Свойство минерального масла под влиянием высоких температур образовывать углистый осадок (кокс) в условиях нагрева без доступа воздуха. Коксуемость приводит к засорению маслопроводов и каналов. Мерой коксуемости служит коксовое число — количество осадка, полученного в результате прокаливании 10 г масла при температуре 500—600°С.

**Содержание водорастворимых кислот и щелочей в маслах.** Вызывает интенсивную коррозию металлических деталей, причем кислоты действуют на железо и его сплавы, а щелочи — на цветные металлы. Определение содержания водорастворимых кислот и щелочей производится в соответствии с ГОСТ 6307—60.

**Наличие механических примесей в масле.** Приводит к засорению гидросистемы и способствует повышенному износу ее деталей. Содержание механических примесей определяют по ГОСТ 6370—59 (допускаемое содержание не должно превышать 0,005% по весу).

**Температурой застызания** называется температура, при которой масло загустевает настолько, что при наклоне пробирки на 45° его уровень в течение 1 мин остается неизменным.

**Температурой вспышки** называется температура, при которой пары масла, нагретого в определенных (ГОСТ 4333—48 и ГОСТ 6356—52) условиях, образуют с окружающим воздухом смесь, вспыхивающую при поднесении к ней пламени. С повышением плотности минерального масла температура вспышки повышается. Так, для легких масел ее величина находится в пределах 85—110°С. Смесь средних масел с воздухом вспыхивает при 120—165°С.

**Температурой воспламенения** называется температура, при которой нагретое масло загорается при поднесении к нему пламени и горит в течение 5 мин.

**Цвет масла.** Определение цвета масла сводится к сравнению его с цветом эталонного стекла или стандартного раствора в специальном приборе (калориметре). Цвет чистого минерального масла является показателем степени его очистки. Он характеризуется высотой столба масла (в миллиметрах), дающего окраску, одинаковую по интенсивности с окраской эталонной жидкости или стекла.

**Изменение свойств рабочих жидкостей с помощью присадок** [4; 7]. Свойства рабочих жидкостей определяются химическим составом компонентов, входящих в их основу. Присадками называются специальные вещества, введение которых в основу рабочей жидкости позволяет изменить некоторые ее свойства, принципиально не изменяя строения компонентов основы. В жидкостях для гидравлических систем концентрация присадок составляет от 0,05 до 20%. Существуют два основных вида присадок:

а) присадки, изменяющие химические свойства основы (антиокислители, ингибиторы коррозии и др.);

б) присадки, изменяющие физические свойства основы (улучшающие индекс вязкости, снижающие температуру застызания, улучшающие смазочную способность, противопенные присадки и т. д.).

Наиболее часто применяют присадки:

противоизносные, повышающие содержание поверхностно-активных веществ и улучшающие смазочные свойства масел. В качестве противоизносных присадок используют окисленные продукты нефтепереработки (МНИ-5), органические соединения серы (ЛЗ) и др.;

противозадирные, содержащие серу, хлор, фосфор, которые при высоких удельных давлениях на трущихся поверхностях разлагаются, в результате чего на металлах образуется слой сульфида, хлорида или фосфида, препятствующий появлению задиров и заеданий;

противоокислительные, препятствующие вступлению в реакцию молекул основы (параоксидифениламин, фенотиазин, ионол и т. д.) и образованию перекисных цепей углеводородов;

загущающие (винипол, полиметакрилаты и т. д.), которые при растворении в маловязких маслах повышают вязкость при высоких температурах,



## 6. Характеристики рабочих жидкостей, применяемых в гидросистемах

Рабочая жидкость	Кинематическая вязкость сСт	Температура определения вязкости °С	Плотность, кг/м <sup>3</sup>	Кислотное число, мг КОН на 1 г масла (не более)	Температура вспышки, °С (не ниже)	Температура застывания, °С (не выше)
Масло АМГ-10* (по ГОСТ 6794—53)	10 1250	50 —50	850	0,05	92	—70
132-10 (ВПС) (по ГОСТ 18613—73)	10 20—23 1100	50 20 —55	890—960	0,05	130	—70
7-50С-3 (по ГОСТ 20734—75)	1,3 22,0 4200	200 20 —60	930—940	0,1	180	—70
Приборное (МВП) (по ГОСТ 1805—51)	6,3—8,5	50		0,14	120**	—60
ГТН (жидкость гидротормозная нефтяная) (по ГОСТ 8621—57)	10 1500	50 —50	850	0,05	92	—63
АГМ (по МРТУ 37—1—193—66)	8,5 4000	50 —50	860	0,35	110**	—60
ГМ 50И* (по МРТУ 38—1—192—66)	7	50	860	0,1-0,3	98**	—60
Масло ЭШ (по ГОСТ 10363—63)	20	50		0,15	150	—50
Трансформаторное (по ГОСТ 982—68)	30 9,6	20 50	884	0,05	135	—45
Веретенное АУ* (по ГОСТ 1642—50)	12—14 49	50 20	888—896	0,07	163	—45
АУП* (по МРТУ 38—1—194—66)	12—14	50	890	0,3—0,6	145	—45
Масла индустриальные (по ГОСТ 20799—75):						
И-5А	4—5	50	—	0,05	120	—25
И-8А	6—8	50	—	0,05	130	—20
И-12А	10—14	50	—	0,05	165	—15
И-20А	17—23	50	—	0,05	180	—15
И-20А	17—23	50	—	0,05	190	—15
И-25А	24—27	50	—	0,05	180	—15
И-30А	28—33	50	—	0,05	190	—15
И-40А	35—45	50	—	0,05	200	—15
И-40А	35—45	50	—	0,05	210	—15
И-50А	47—55	50	—	0,05	200	—20
И-70А	65—75	50	—	0,05	200	—10
И-100А	90—118	50	—	0,05	210	—10

Рабочая жидкость	Кинематическая вязкость, сСт	Температура определения вязкости, °С	Плотность, кг/м <sup>3</sup>	Кислотное число, мг КОН на 1 г масла (не более)	Температура вспышки, °С (не ниже)	Температура застывания, °С (не выше)
Турбинное 22 * (по ГОСТ 32—74)	20—23	50	900	0,02	180	—15
Турбинное 30 * (по ГОСТ 32—74)	28—32	50	900	0,02	180	—10
Турбинное 46 * (по ГОСТ 32—74)	44—48	50	900	0,02	195	—10
Турбинное 57 (по ГОСТ 32—74)	55—59	50	—	0,05	195	—
Турбинное Т <sub>п</sub> -22 (по ГОСТ 9972—74)	20—23	50	—	0,05	186	—15
Турбинное Т <sub>п</sub> -30 (по ГОСТ 9972—74)	28—32	50	—	0,5	190	—10
Турбинное Т <sub>п</sub> -46 (по ГОСТ 9972—74)	—	—	—	—	—	—
ВНИИ НП-403 (по ГОСТ 16728—71)	25—35	50	—	0,7—1,1	200	—10
ДП-11 * (по ГОСТ 5304—54)	68—81	50	900	0,1	190	—15
Цилиндровое 11 (по ГОСТ 1841—51)	9—13	100	—	0,3	215	+5
Цилиндровое 24 (по ГОСТ 1841—51)	20—28	100	—	—	240	—
Цилиндровое 38 (по ГОСТ 6411—52)	32—44	100	—	—	300	+17
Цилиндровое 52 * (по ГОСТ 6411—52)	44—64	100	—	—	310	—5

\* Масла могут применяться в системах, предназначенных для эксплуатации в районах с тропическим климатом (ГОСТ 15156—69).

\*\* Температура вспышки определена в закрытом тигле, для всех остальных масел — в открытом.

вязкостно-температурная характеристика при этом становится более полой;

противокоррозионные, образующие на поверхностях гидроприводов прочные адсорбированные пленки, которые предохраняют металл от коррозии. Широко распространены присадки этого типа являются натриевые соли нефтяных сульфокислот, соли парафиновых кислот и т. д.;

противопенные, содержащие кремнийорганические соединения с низким по сравнению с маслами поверхностным натяжением ( $19...20 \times 10^{-6}$  кг/см). В качестве противопенных присадок применяются, в основном, полиметилсилоксановые жидкости.

**Характеристики рабочих жидкостей, применяемых в гидроприводах.** Основные характеристики приведены в табл. 6.

Назначение некоторых типов присадок приведено в табл. 7.

Перечень показателей свойств, характеризующих качество масел, приведен в ГОСТ 4.24—71. Стандартизованы методики определения следующих основных показателей: вязкости кинематической — ГОСТ 33—66, стабильности вязкости загущенных масел — ГОСТ 10497—63; температурного коэффициента вязкости — ГОСТ 3153—51; кислотного числа — ГОСТ 5985—59; плотности — ГОСТ 3900—47; стабильности против окисления — ГОСТ 981—55; температуры вспышки, определяемой в открытом (ГОСТ 4333—48)

## 7. Назначение присадок для гидравлических масел

Марка присадки	Назначение	Кинематическая вязкость, сСт, при 100° С
АКОР-1 (по ГОСТ 15171—70) ЛЗ-23К (по ГОСТ 11883—66)	Противокоррозионная Противоизносная, противозадирная	100 —
ВНИИ НП-360 (по ГОСТ 9899—61)	Противоокислительная, противокоррозионная	13—20
Винипол ВВ-2 ТУ 2590—53	Повышающая вязкость	6*
ДБК (по ГОСТ 10897—64)	Противоокислительная	—
ДФ-1 (по ГОСТ 10644—63)	Противоокислительная, противоизносная, противокоррозионная	20
АФК (по ГОСТ 12261—66)	Снижающая температуру застывания	8,5
МНИ-3, МНИ-5, МНИ-7 (по ГОСТ 10584—63)	Противоизносная, защитная	—
ЭФО (по ГОСТ 14625—69)	Противоизносная	30—50
ЛЗ-6/9 (по ГОСТ 9973—62)	Противозадирная	2,5**
ПМС 200А (по ГОСТ 13032—67) (для масел средней вязкости и водных эмульсий)	Противопенная	1000***
ПМС 2500, ПМС 5000 (по МРТУ 6—02—294—64) (для невязких масел)	Противопенная	694; 1520

\* Приведена вязкость 10%-ного раствора в бензоле.

\*\* При температуре +50° С.

\*\*\* При температуре +20° С.

и закрытом (ГОСТ 6356—52) тиглях; температуры застывания — ГОСТ 20287—74; содержания водорастворимых кислот и щелочей — ГОСТ 6307—60; содержания механических примесей — ГОСТ 6370—59; содержания воды, определяемого качественным (ГОСТ 1547—74) и количественным (ГОСТ 2477—65) методами; числа деэмульсации — ГОСТ 12068—66; испаряемости — ГОСТ 10306—62; коксуемости — ГОСТ 19932—74; зольности — ГОСТ 1461—59; цвета — ГОСТ 20284—74.

## ЭКСПЛУАТАЦИЯ РАБОЧИХ ЖИДКОСТЕЙ [3; 4; 7; 8; 20; 43]

**Рекомендации по выбору рабочей жидкости.** Основными исходными параметрами, определяющими выбор типа рабочей жидкости являются:

1) диапазон температур окружающей среды и характер изменения температур в этом диапазоне;

2) максимально возможная температура в установившемся режиме работы;

3) давление рабочей жидкости в гидроприводе;

4) допустимая длительность эксплуатации гидравлической системы без замены масла;

5) допустимая в процессе эксплуатации загрязненность рабочей жидкости (с учетом требований к элементам гидропривода, возможных источников загрязненности и тонкости фильтрации);

- 6) трудоемкость замены масла;
- 7) характеристики применяемых материалов, в частности, материалов уплотнительных устройств,
- 8) стоимость рабочей жидкости.

При выборе рабочей жидкости необходимо также учитывать следующие особенности рабочих жидкостей и их влияние на работоспособность гидроприводов.

Для обеспечения герметичности и заданного ресурса гидросистем, эксплуатирующихся при положительных температурах, целесообразно применять минеральные масла с кинематической вязкостью 20—40 сСт при давлении до 70 кг/см<sup>2</sup> и 60—100 сСт при давлениях 70—200 кг/см<sup>2</sup>. Практически длительная работа с относительно высоким КПД может быть обеспечена при кинематической вязкости не менее 20—25 сСт.

В станках, горных машинах, прессах широко применяются масла высокой степени очистки: АУ, турбинные 22 и 30, индустриальные (ГОСТ 20799—75). Недостатком масел по ГОСТ 20799—75 является склонность их к окислению и выделению смол.

Нормальная эксплуатация гидросистем возможна при кинематической вязкости рабочей жидкости не более 1500 сСт. Запуск гидросистем может быть обеспечен при повышении кинематической вязкости до величины 3000—5000 сСт. Для гидросистем немедленной готовности кинематическая вязкость не должна превышать 2000 сСт.

Длительная стабильность характеристик минеральных масел может быть обеспечена при температурах, не превышающих 70°С. Работа при более высоких температурах приводит к резкому снижению срока службы рабочих жидкостей. При высоких температурах (до 200°С) целесообразно применять кремнийорганические жидкости (например, 7-50С-3). При этом необходимо учитывать, что эти жидкости имеют высокую текучесть, низкие смазывающие свойства. В них растворяются пластификаторы синтетических каучуков. В связи с этим особое внимание следует уделить выбору конструкции и материалов уплотнений и трущихся пар.

Для гидросистем, эксплуатирующихся в широком диапазоне температур в зависимости от сезона, у которых смена масла не вызывает значительных трудозатрат, целесообразно применять два сорта масел: летнее и зимнее. Так, в гидросистемах тракторов и других сельскохозяйственных машин широко применяются летом масло ДП-11 и зимой — смесь масла ДП-8 с 6% присадки ВНИИ НП-360.

Для гидросистем, которые эксплуатируются в широком диапазоне температур окружающей среды независимо от сезона, а также в случаях, когда замена масла связана со значительными затратами труда, рекомендуется применять морозостойкие масла, получаемые введением в маловязкие масла загущающих присадок. Так, при температурах не ниже —20°С можно применять масла АУ, АУП (масло АУ с присадками МНИ-5 и ДБК) Для более низких температур рекомендуются масла АГМ, ГМ-50И, МВП и 132-10. Наиболее приемлемой по вязкостно-температурной характеристике для работы в диапазоне температур  $\pm 60^{\circ}\text{C}$  является жидкость АМГ-10. Необходимо учитывать, что стоимость масел АГМ, ГМ-50И, АМГ-10 в 3—4 раза превышает стоимость МВП, АУ, АУП.

Морозостойкими жидкостями являются также трансформаторное масло и спиртоглицериновая смесь, однако трансформаторное масло склонно к облитерации и агрессивно по отношению к резиновым уплотнениям, а спиртоглицериновая смесь обладает низкими смазывающими и антикоррозионными свойствами.

При необходимости обеспечения длительной работы без замены жидкости следует применять масла (например, турбинные Т<sub>п</sub>-22, Т<sub>п</sub>-30, Т<sub>п</sub>-46) с противокоррозионными присадками. Введение этих присадок увеличивает срок службы масел в 2—3 раза.

Не рекомендуется применять в гидроприводах с высоким давлением смеси масел, а также выщелоченные индустриальные масла по ГОСТ 2854—51, так как они быстро разлагаются, теряя свои свойства.

## 8. Масла, применяемые в различных видах оборудования

Область применения	Масла
Станки	Веретенное АУ, турбинные Т <sub>22</sub> и Т <sub>30</sub> , ВНИИ НП-403, индустриальные
Горнодобывающие машины	Индустриальные с кинематической вязкостью 20—50 сСт; трансформаторное; водно-масляные эмульсии с 1—5% присадки ВНИИ НП-177
Турбины	Турбинные Т <sub>22</sub> , Т <sub>30</sub> , Т <sub>46</sub> , Т <sub>57</sub> ; турбинные с присадками Т <sub>п-22</sub> , Т <sub>п-30</sub> , Т <sub>п-46</sub>
Строительно - дорожные машины	Индустриальные И-12А, И-20А, И-40; трансформаторное; АУ, АУП, ЭШ (смесь АУ с 2% загущающей присадки)
Кузнечно - прессовое оборудование	Цилиндровые; водно-масляные 2%-ные эмульсии (2% эмульсолов марки А или Б); ВНИИ НП-403
Тракторы и другие сельскохозяйственные машины	ДП-11; смесь ДП-8 с 6% присадки ВНИИ НП-360; автол АК-10
Оборудование судов	АУ, АУП (АУ с присадками МНИИ-5 и ДБК), МВП, 132-10 (смесь МВП с полиэтилсилоксановой жидкостью), АМГ-10
Оборудование самолетов	АМГ-10, 7-50С-3

В табл. 8 указаны масла, применяемые в различных видах оборудования.

**Срок службы рабочих жидкостей.** Рабочие жидкости при длительной работе в условиях высоких давлений и температур изменяют свои физико-химические свойства, поэтому их необходимо периодически заменять. Увеличить срок службы рабочих жидкостей можно при применении масел с присадками, обеспечении теплового режима с максимальной температурой масла не более 60—70° С, защиты системы от попадания извне загрязнений и воды, а также надлежащей фильтрацией масла.

Контроль за состоянием масла в процессе эксплуатации осуществляется по изменению следующих основных параметров: стабильности кислотного числа, вязкости и уровня загрязненности.

Стабильность оценивается по стойкости масла против окисления кислородом воздуха (по ГОСТ 981—55) и характеризуется процентным содержанием осадка, кислотным числом и содержанием водорастворимых кислот в масле, подвергнутому искусственному старению при пропускании через масло воздуха. Кислотное число само по себе не свидетельствует о пригодности масла к дальнейшей эксплуатации (в свежем масле без присадок кислотное число равно 0,1—0,2 мг КОН, а в маслах с присадками — 0,2—0,35 мг КОН). Для оценки качества масла важно знать величину, на которую изменилось кислотное число в процессе эксплуатации.

Для масел, идущих на последующую регенерацию, кислотное число не должно превышать 3—3,5 мг КОН при нейтральной реакции водной вытяжки и сохранении деэмульгирующей способности. Для масел, не идущих на регенерацию, допускается увеличение кислотного числа до 4—5 мг КОН. При резком ухудшении деэмульгирующей способности кислотное число необходимо снизить до 1,5 мг КОН, а при появлении кислой реакции водной вытяжки — до 0,2—0,6 мг КОН.

При работе в условиях высоких давлений происходят молекулярно-структурные изменения (деструкция) масел, в особенности с загущающими присадками, в результате чего вязкость понижается. В то же время окисленные масла, в особенности кремний-органических, и накопление в них смолистых веществ могут привести к повышению вязкости. Принято считать, что масло подлежит замене при изменении его вязкости при 50°С на ±20—25%.

Так, в авиационных гидросистемах масло АМГ-10 подлежит замене при снижении его вязкости до 8 сСт (при 50° С), а жидкость 7-50С-3— после повышения ее кинематической вязкости при 20° С до 26 сСт.

Нормы загрязненности для гидросистем и их элементов предусмотрены соответствующими нормативными документами. Наиболее интенсивно загрязняется рабочая жидкость в течение первых 50—100 ч работы за счет появления в ней продуктов износа. Поэтому в ответственных системах после первых 100 ч работы рекомендуется полная замена масла.

**Загрязненность рабочей жидкости.** Под частицами загрязнения понимают все посторонние частицы, включая смолообразования, органические частицы, колонии бактерий и продукты их жизнедеятельности. Размер этих частиц, кроме волокон, принимается по наибольшему измерению. Волокнами считаются частицы толщиной не более 30 мкм при отношении длины к толщине не менее 10:1.

Степень загрязненности рабочих жидкостей может быть оценена весовым способом по ГОСТ 6370—59, в соответствии с которым содержание в жидкости механических примесей до 0,005% включительно оценивается как отсутствие их. Однако весовая концентрация лишь косвенно характеризует опасность загрязнений для работы гидросистемы, так как при одной

### 9. Классы чистоты жидкости (по ГОСТ 17216—71)

Классы чистоты жидкости	Число частиц загрязнений в объеме жидкости 100 ± 0,5 см <sup>3</sup> , не более, при размере частиц, мкм								Масса загрязнений, % не более		
	От 0,5 до 1	Свыше 1 до 2	Свыше 2 до 5	Свыше 5 до 10	Свыше 10 до 25	Свыше 25 до 50	Свыше 50 до 100	Свыше 100 до 200		Волокна	
	Не более										
00	800	400	32	8	4	1	Отсутствие	А. О.	Не нормируется		
0	1600	800	63	16	8	2	Отсутствие	А. О.			
1		1600	125	32	16	3					
2			250	63	32	4	1	Отсутствие			
3				125	63	8	2				
4				250	125	12	3	1			
5				500	250	25	4				
6				1000	500	50	6	2		0,0002	
7				2000	1000	100	12	4		0,0002	
8	Не нормируется			4000	2000	200	25	6		3	0,0004
9				8000	4000	400	50	12		4	0,0006
10				16 000	8000	800	100	25		5	0,0008
11				31 500	10 000	1000	200	50		10	0,0016
12				63 000	31 500	3150	400	100		20	0,0032
13					63 000	6300	800	200		40	0,005
14					125 000	12 500	1600	400		80	0,008
15						25 000	3150	800		160	0,016
16						50 000	6300	1600	315	0,032	
17							12 500	3150	630	0,063	

Примечания: 1. «Отсутствие» означает, что при взятии одной пробы жидкости частицы заданного размера не обнаружены или при взятии нескольких проб общее число обнаруженных частиц меньше числа взятых проб.

2. «А. О.» — абсолютное отсутствие частиц загрязнения.

3. Масса загрязнений для классов 6—12 не является обязательным контрольным параметром. Контроль может вводиться по усмотрению разработчика системы, применяющего жидкость.



и той же весовой концентрации характер загрязнений (размеры и количество) могут быть различными.

Более точной является оценка степени загрязненности по ГОСТ 17216—71, которым установлено 17 классов отличающихся друг от друга по количеству и размерам находящихся в жидкости частиц загрязнения (табл. 9).

Жидкости классов 0—2 целесообразно использовать для прецизионных приборов, особо точных лабораторных и контрольных работ, классов 3—12— для испытательных и промывочных стендов, ответственных систем (гидросистемы самолетов, прецизионные станки и т. д.), классов 13—17— для гидросистем грубого силового оборудования в общем машиностроении.

По ГОСТ 17216—71 наличие в жидкостях частиц размером более 200 мкм (не считая волокон) не допускается.

Контроль размеров и количества частиц загрязнений (по гранулометрическому составу) основан на визуальном подсчете частиц, находящихся в пробе жидкости, либо с помощью микроскопа с пятидесятикратным увеличением, либо по микрофотографии пробы. Недостатком этих методов является их длительность (после отстоя пробы в течение суток подсчет частиц длится 2—3 ч). Применение фотоэлектронных приборов позволяет автоматизировать этот процесс [9].

**Фильтрация рабочих жидкостей.** В современных гидросистемах, агрегаты которых имеют малые зазоры в подвижных соединениях, наличие в жидкости примесей, соизмеримых с величинами зазоров, может привести не только к снижению ресурса, но и к выходу из строя системы из-за существенного повышения трения или заклинивания трущихся пар. Для очистки от примесей, содержащихся в самой жидкости или попадающих в нее в виде продуктов износа, коррозии и разложения материалов гидропривода, применяется фильтрация.

Фильтрация осуществляется при протекании жидкости через поры фильтрующего материала, размер которых определяет тонкость фильтрации  $d$ . Фильтрующие элементы делятся на поверхностные (сетчатые, проволочные, бумажные, тканевые) и объемные (пластинчатые, войлочные, фетровые, многослойные сетчатые и тканевые, пластмассовые, металлокерамические и др.).

Тонкость фильтрации  $d$  оценивается по наименьшему размеру частиц, задерживаемых фильтром (табл. 10).

## 10. Тонкость фильтрации $d$ некоторых фильтровальных материалов

Фильтрующий материал	$d$ , мкм	Фильтрующий материал	$d$ , мкм
Сетка фильтровальная:		сжатии в фильтрующем пакете, %:	
саржевая 10/100	405	10	26
» 24/240	72	20	19
гладкая 10/100	220	30	13
» 20/160	124	40	10
Сетка проволочная тканая с ячейками:		Картон фильтровальный	8
0,315×0,315	315	Картон технический фильтровальный	3—4
0,10×0,10	100	Бумага лабораторная быстрофильтрующая	6—7
0,040×0,040	40	Бумага АФБ-1	6—7
Замша натуральная	14	Керамика	2
Войлок при относительном		Пластмасса пористая	1—2

Потери давления в фильтрующем элементе ориентировочно определяются по формуле

$$\Delta p = Q\mu/kF, \text{ кг/см}^2,$$

# 11. Удельная пропускная способность $k$ основных фильтрующих материалов

Фильтрующий материал	$k$	Фильтрующий материал	$k$
Сетка проволочная:		Металлокерамика из спеченных стальных шариков диаметром $D$ , мм:	
№ 01	11,24		
№ 009	9,91	0,6	0,0182
№ 0071	6,83	0,4	0,0172
№ 006	6,06	0,3	0,0138
№ 0045	2,27	0,2	0,0132
Сетка проволочная с размером ячейки 20 мкм	1,16	0,1	0,0116
Сетка проволочная плюсовая с размером ячейки 15—20 мкм	0,022	0,08	0,0073
Фильтр проволочный с размером щели 0,08 мм	0,105	0,06	0,0021
Фетр авиационный	0,037	0,025	0,001
Бумага:		Металлокерамика из спеченных бронзовых шариков диаметром $D$ , мм:	
АФБ-1	0,015	0,2	0,012
АФБ-1к	0,030	0,15	0,0105
АФБ-2	0,035	0,07	0,0093
Ткань «Фильтросванбой»	0,016	0,15	0,0105
» лабораторная быстрофильтрующая	0,00065	0,07	0,0093
нейлоновая	0,014	0,05	0,0030
капроновая	0,013	0,03	0,0017
Картон фильтровальный	0,012	0,02	0,0014
		0,01	0,0008
		0,005	0,00072

Примечание В металлокерамических элементах диаметр пор  $d \approx 0,1 D$ .

где  $Q$  — расход жидкости через фильтрующий элемент, л/мин;  $F$  — площадь фильтрующего элемента,  $\text{см}^2$ ;  $\mu$  — коэффициент динамической вязкости, П;  $k$  — удельная пропускная способность единицы поверхности фильтрующего элемента при перепаде давления  $1 \text{ кг/см}^2$  и вязкости жидкости  $1 \text{ П}$  (табл. 11).

**Удельная поверхность фильтра.** Выражается отношением полной площади поверхности фильтрующего элемента к объему жидкости, после прохождения которого пропускная способность его снижается до нуля при перепаде давления  $1 \text{ кг/см}^2$ :

$$\bar{F} = F/V_1, \text{ см}^2/\text{л}.$$

Удельную поверхность  $\bar{F}$  различных фильтрующих материалов в зависимости от объемной концентрации  $\delta$  механических примесей можно определить по графикам, приведенным на рис. 10 [8].

Число объемов жидкости системы, пропущенных через фильтр до полного засорения фильтроэлемента при перепаде давления  $1 \text{ кг/см}^2$ ,

$$n = V_1/V = \bar{F}/\bar{F}_V,$$

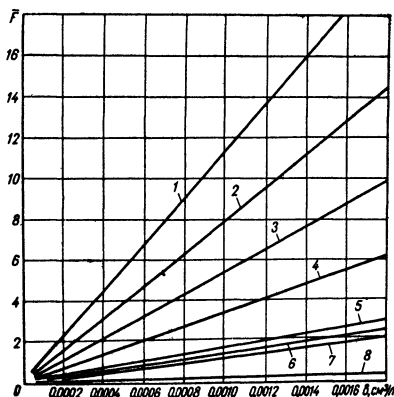


Рис. 10. Зависимость удельной поверхности различных фильтров  $\bar{F}$  от концентрации загрязняющих примесей:

1 — металлокерамического с  $d = 6$  мкм; 2 — металлокерамического с  $d = 20$  мкм; 3 — сетки плюсовой; 4 — бумаги АФБ-1; 5 — бумаги АФБ-1к; 6 — бумаги АФБ-2; 7 — картона фильтровального; 8 — фетра.

где  $V$  — емкость системы, л

Число объемов жидкости, пропущенных через фильтр до полного засорения фильтрующего элемента при максимально допусаемом перепаде давления  $\Delta p$  на фильтре, определяют по формуле

$$n_p = n \Delta p = \Delta p F / \bar{F} = V_p / V,$$

где  $V_p$  — объем загрязненной жидкости, после прохождения которой пропускная способность фильтроэлемента снизится до нуля при перепаде давления  $\Delta p$ .

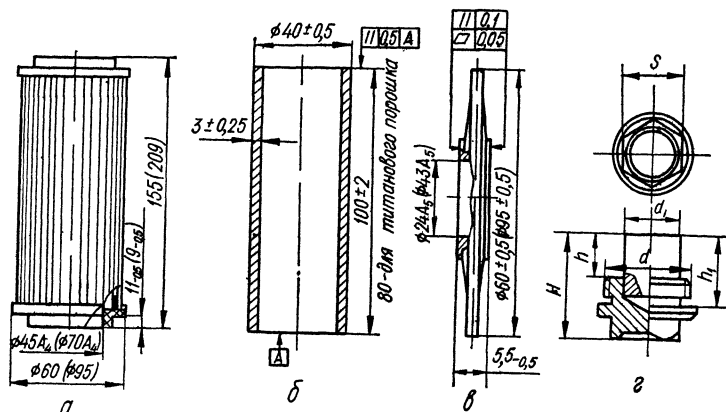


Рис 11. Типы фильтроэлементов:

*a* — бумажный *б* — металлокерамический, *в* — сетчатый, *г* — магнитный очиститель

Срок службы фильтрующего элемента определяется отрезком времени, в течение которого при заданном расходе перепад давления на фильтре возрастет до значения  $\Delta p$ :

$$T = V_p / 60Q, \text{ ч.}$$

где  $Q$  — расход жидкости через фильтр, л/мин.

## 12. Основные параметры фильтров с бумажными

Условный диаметр $D_y$ , мм	Пропускная способность л/мин	Перепад давления при расходе масла, равном пропускной способности, кг/см <sup>2</sup>	Фильтроэлементы		Резьба (по ГОСТ 9150—59)
			Типоразмер	Количество	
10	16	0,6	1		M16×1,5
16	40	1,5	2	1	M22×1,5
20	63	1,1		M27×2	
25	10	1,7		2	M33×2

- Примечания 1 Параметры указаны для масел с кинематической вязкостью  
 2 Фильтры должны быть снабжены перепускными клапанами, перекрывными устрой-  
 3 Фильтроэлемент должен выдерживать без разрушения перепад давления до 9 кг/см<sup>2</sup>  
 4 Через перекрывное устройство при давлении до 6 кг/см<sup>2</sup> не допускается утечка  
 5 Через перепускной клапан при перепаде давления до 5 кг/см<sup>2</sup> не допускается  
 6 Ресурс фильтра должен быть не более 10 000 ч  
 7. Давление открытия перепускного клапана составляет 6 кг/см<sup>2</sup>.

**Бумажные фильтроэлементы.** Изготавливают из специальной бумаги (например, АФБ-1К), обеспечивают тонкую очистку масла (до 10 мкм). Фильтроэлемент состоит из бумажного гофрированного каркаса, надетого на опорную сетку, и закрепленных по торцам пластмассовых или металлических фланцев.

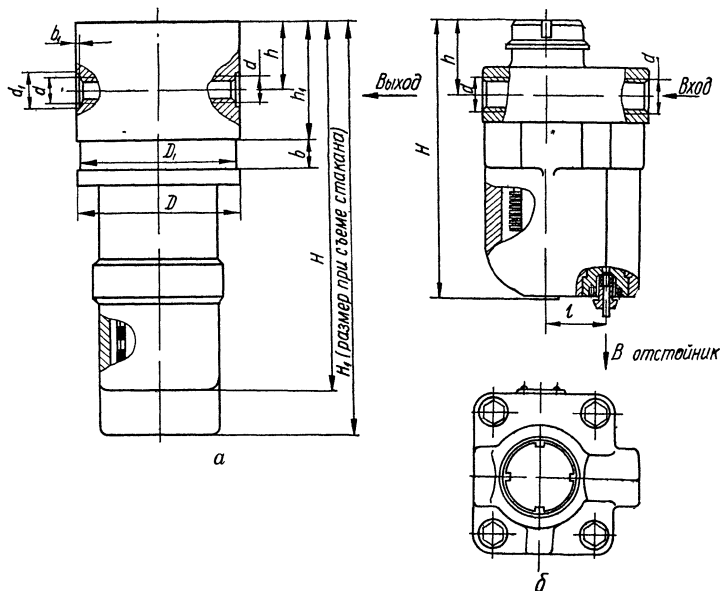


Рис. 12. Конструкция бумажных фильтров по ГОСТ 16026—70 (а) и шелевых фильтров по ГОСТ 16027—70 (б).

Основные параметры фильтров с бумажными фильтроэлементами по ГОСТ 16026—70, предназначенных для очистки с номинальной тонкостью фильтрации 11 мкм минеральных масел кинематической вязкостью не более 500 сСт при давлении до 200 кг/см<sup>2</sup> и температуре масел не более 60°C, приведены на рис. 11, 12 и в табл. 12.

**фильтроэлементами (по ГОСТ 16026—70)**

Размеры, мм									Масса, кг, не более
$d_1 +0,1$	$D$ , не более	$D_1 -0,1$	$H$	$H_1$	$h$	$h_1$	$b +0,1$	$b_1 \pm 0,1$	
22	110	105	300	340	75	105		1,5	8,5
28	140	135	375	420	90	130	25	2,5	16,5
33									
40			580	625					22,0

20 сСт.  
ствами и индикаторами загрязненности

более 10 капель в минуту.  
утечка более 10 см<sup>3</sup>/мин.

### 13. Основные параметры металлокерамических фильтроэлементов (по ГОСТ 12455—72)

Обозначение	Средний размер пор, мкм	Тонкость фильтрации, мкм		Номинальный пропускемый расход жидкости, л/мин	Внутреннее разрушающее давление, не менее, кг/см <sup>2</sup>	Допускаемое усилие при осевом сжатии, кг		
		абсолютная	номинальная					
00.1	12	10	5	0,1'	25	50		
04.2	25	16	10	4,0	5	90		
06.1	45	25	16	10	20	350		
06.2	35			12	5	90		
06.3	40			15	15	250		
06.4		25						
10.1	70	32	25	25	5	90		
10.2	65			20				
10.3	70			25				
10.4	80	36	32	40	15	250		
20.1				40				
20.2				35	5	90		
20.3	90	40	36	50	10	150		
20.4				90				
30.1	100	40	36	60	5	90		
30.2	80	40	36	50				
30.3	100			60				
30.4	120	63	50	110	10	150		
40.1				120	70			
40.2				100	60	5	90	
40.3	120	80	63	70	10	150		
40.4				120				
60.1	180	80	63	100	7	120		
60.2	140			70	5	90		
60.3	180			100	7	120		
60.4		150						
80.1	250	100	80	100	5	90		
80.2	220			70				
80.3	230			100			7	120
80.4				150				

Примечания: 1. Последние цифры в обозначении соответствуют следующим материалам: 1 — никель, 2 — титан, 3 — углеродистая сталь, 4 — коррозионноустойчивая сталь

2. Номинальный пропускемый поток — поток дизельного топлива по ГОСТ 305—62 с кинематической вязкостью 1,15 сСт, проходящий через фильтрующий элемент высотой 100 мм при перепаде давления 1 кг/см<sup>2</sup>

3. Номинальная тонкость фильтрации — минимальный размер частиц, задерживаемых фильтром, число которых составляет 90—95% от числа частиц такого же размера, находящихся в нефилтрованной жидкости.

4. Масса фильтрующих элементов из сталей и никеля — 0,15—0,22 кг, из титана — 0,065—0,10 кг.

Примеры условных обозначений: фильтр с условным диаметром  $D_y = 16$  мм —

фильтр 16 ГОСТ 16026—70,

фильтроэлемент типоразмера 2 (рис. 11) —

фильтроэлемент 2 ГОСТ 16026—70.

Металлокерамические фильтрующие элементы обеспечивают очистку рабочей жидкости при протекании ее через каналы, образованные при спекании порошков со сферической формой частиц, обеспечивающих легкость промывки и регенерации фильтрующих свойств. Диаметр  $D$  гранул порошка и максимальный размер  $d$  частиц, пропускаемых фильтром, связаны соотношением  $d \approx 0,1 D$ .

Порошки со сферической формой частиц изготавливают из железа, оловянистых бронз, никеля, титана и других металлов. Пористость металлокерамических материалов составляет 30—70%, тонкость фильтрации — 5—80 мкм.

На рис. 11 и в табл. 13 приведены основные параметры металлокерамических фильтроэлементов. Типовые конструкции металлокерамических фильтров приведены на рис. 13 (ГОСТ 12455—72).

В качестве материалов для фильтроэлементов по ГОСТ 12455—72 используются никелевый порошок (ГОСТ 14086—68 и ГОСТ 9722—71); титановый порошок № 19-64; порошки из углеродистой (ГОСТ 380—71) или коррозионностойкой (ГОСТ 14086—68) стали с добавками 6—8% меди или без них.

Условное обозначение фильтрующего элемента из коррозионностойкой стали с размером пор 70 мкм:

фильтроэлемент 10.4.12455—72.

Сетчатые фильтроэлементы (ГОСТ 12245—66) изготавливаются из тканых проволочных сеток квадратного плетения (ГОСТ 6613—73 или ГОСТ 3584—73) с размерами стороны ячейки в свету 0,045; 0,063; 0,080; 0,125 мм или из сетки по ГОСТ 3187—65. В зависимости от размеров ячейки сетчатые фильтроэлементы (рис. 11) обеспечивают тонкость фильтрации в пределах 45—125 мкм. Тонкость фильтрации может быть повышена до 2—3 мкм при применении сеток саржевого плетения. Фильтроэлементы с такими сетками из никелевой проволоки взаимозаменяемы с фильтроэлементами из сеток квадратного плетения.

Щелевые (пластинчатые) фильтры состоят из набора плоских пластин, разделенных проставками. Фильтрация осуществляется при протекании масла через зазор между пластинами, величина которого определяется толщиной проставок. Тонкость фильтрации фильтров с механической очисткой от загрязнений составляет 80—200 мкм.

В фильтрах по ГОСТ 16027—70 (рис. 12, табл. 14) предусмотрена автоматическая очистка фильтроэлементов и выброс загрязнений при обратном потоке масла в период снятия давления. Автоматическая очистка позволяет повысить тонкость фильтрации до 25—80 мкм. Упомянутые фильтры применяются для масел кинематической вязкостью от 10 до 500 сСт при давлении до 160 кг/см<sup>2</sup>.

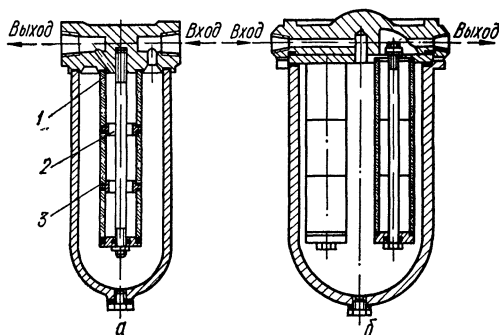


Рис. 13. Типовые (ГОСТ 12455—72) конструкции металлокерамических фильтров: *a* — с несколькими фильтроэлементами и мягкими прокладками; *b* — с фильтроэлементами, соединенными аргоно-дуговой сваркой; 1 — фильтроэлемент; 2 — промежуточное кольцо; 3 — прокладка.

#### 14. Основные параметры щелевых фильтров (по ГОСТ 16027—70)

Типоразмер	Условный диаметр, мм	Пропускная способность, л/мин	Тонкость фильтрации, мкм	Номинальный перепад давления, кг/см <sup>2</sup>	Резьба	Размеры, мм, не более					Масса, кг, не более
						H	h	B	B <sub>1</sub>	l	
1	16	8	80	1,5	M22×1,5	150	45	85	95	35	4,0
			40	2,0							
2			25	2,5							
		16	80	1,5		190					5,0
			40	2,0							
			25	2,5							
3	20	32	80	1,5	M27×2	200	50	115	120	45	8,0
			40	2,0							
			25	2,5							
4		63	80	1,5		270					10,5
			40	2,0							
			25	2,5							

Примечания: 1. Параметры указаны при работе на минеральном масле кинематической вязкостью 45 сСт.

2. Под тонкостью фильтрации понимается минимальный размер частиц, задерживаемых фильтром в количестве 92%, от числа частиц такого же размера в нефильтованной жидкости.

3. Объем загрязненной жидкости, сбрасываемой в дренажное отверстие автоматическим очистительным устройством, должен составлять не менее 8 см<sup>3</sup> для фильтров типоразмеров 1 и 2, 25 см<sup>3</sup> — для типоразмеров 3 и 4.

4. Ресурс фильтров — не менее 10 000 циклов срабатывания очистительного устройства. В конце ресурса объем сбрасываемой в дренаж жидкости должен быть не менее 80% номинального.

5. Допускается изготовление фильтров с резьбой К 1/2" и К 3/4" (ГОСТ 6111—52).

6. Допускается перепад давления не более 10 кг/см<sup>2</sup>.

**Магнитные уловители.** Предназначены для улавливания ферромагнитных частиц из масел. Основные параметры уловителей приведены на рис. 11 и в табл. 15. Корпус уловителя изготавливается из алюминиевого сплава АЛ3 (ГОСТ 2685—63), магнит — из сплава ЮНДК 24 (ГОСТ 9575—60). Магнит крепится в корпусе при помощи эпоксидной смолы ЭД-5 или ЭД-6 (ГОСТ 10587—63) или путем развальцовки. Магнитные уловители устанавливаются в сливных магистральных, отстойниках и резервуарах, причем скорость жидкости в зоне установки не должна превышать 1 см/мин. Уловители уплот-

#### 15. Основные параметры уловителей (по ГОСТ 17429—72)

Резьба (по ГОСТ 12853—67)	Размеры, мм						Масса, кг, не более	Масса ферромагнитных частиц, задерживаемых магнитом, кг, не более
	Диаметр магнита, d <sub>1</sub>	H	h	h <sub>1</sub>	S			
					Номинальный размер	Предельное отклонение		
M18×1,5	10	30	10	20	17	—0,24	0,06	0,007
M27×2	17	40	18	28	24	—0,28	0,10	0,020
M42×2	30	50		30	36	—0,34	0,25	0,050

няются при установке резиновыми кольцами круглого сечения. Суммарный ресурс уловителей — не менее 10 000 ч при условии очистки их через каждые 500 ч.

Условное обозначение магнитного уловителя с резьбой М27×2.  
*уловитель магнитный М27×2 ГОСТ 17429—72*

При выборе типа фильтра или его изготовлении необходимо руководствоваться указаниями ГОСТ 16515—70, ГОСТ 14066—68, ГОСТ 15108—69 и ГОСТ 16028—70 в части общих технических условий и стандартизованных рядов параметров.

## Глава II

# ТРУБОПРОВОДЫ И ПРИСОЕДИНИТЕЛЬНАЯ АРМАТУРА

## РАСЧЕТ ТРУБОПРОВОДА

### СКОРОСТЬ И РЕЖИМ ТЕЧЕНИЯ МАСЛА

Средняя скорость течения масла в трубопроводе (табл. 16, рис. 14) является критерием, по которому оценивают режим работы магистрали в зависимости от ее назначения, а также предварительно выбирают диаметр  $d$  труб при конструировании гидросистемы. По предварительно выбранному диаметру  $d$  определяют число Рейнольдса  $Re$  и коэффициент сопротивления  $\lambda$ , после чего проводится уточненный гидравлический расчет магистрали. Максимальную скорость потока обычно ограничивают с целью уменьшения потерь напора. Ориентировочные значения максимальных скоростей, принятые в практике конструирования гидропривода, даны в табл. 17.

#### 16. Формулы для расчета средней скорости течения масла в трубопроводе

Рассчитываемая величина	Формула
Скорость $u$ для канала любой формы с площадью сечения $F$ при расходе $Q$	$u = Q/F$
То же, при размерностях: $Q$ — л/мин; $F$ — см <sup>2</sup>	$u = 0,167Q/F$ м/с
Скорость $u$ и внутренний диаметр $d$ для круглого трубопровода	$u = 4Q/\pi d^2$ ; $d = 1,13 \sqrt{\frac{Q}{u}}$
То же, при размерностях $u$ — м/с; $d$ — мм; $Q$ — л/мин	$u = 21,2Q/d^2$ м/с; $d = 4,6 \sqrt{\frac{Q}{u}}$ мм
То же, при размерности $Q$ — см <sup>3</sup> /с	$u = 1,27Q/d^2$ м/с; $d = 1,13 \sqrt{\frac{Q}{u}}$ мм

#### 17. Ориентировочные значения максимальных скоростей $u_{\max}$ течения масла

Магистраль	$u_{\max}$ , м/с
Всасывающая	1,2
Сливная	2
Нагнетающая при давлениях, кг/см <sup>2</sup> :	
< 25	3
< 50	4
< 100	5
> 150	8—10



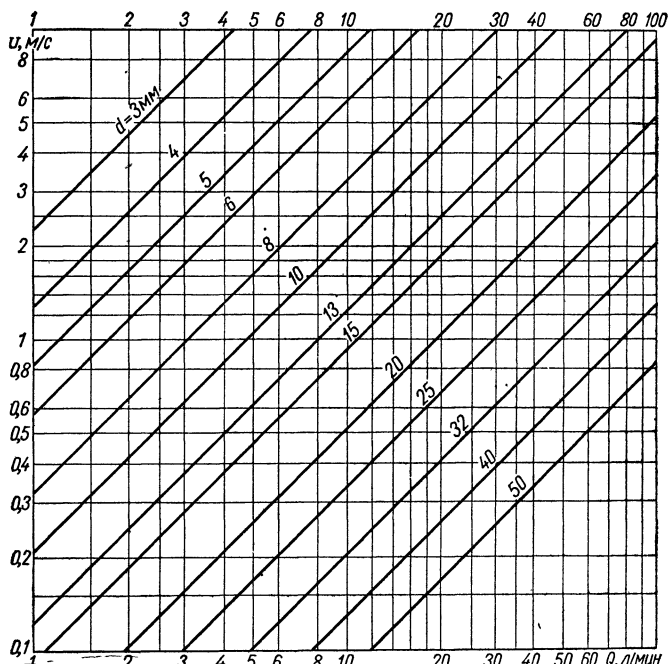


Рис. 14. Номограмма средней скорости течения масла.  
Ключи номограммы:  $Q - d - u$ .

### 18. Значение числа Re

Определяемая величина	Формула
<p>Число Re для трубопровода любой формы (<math>u</math> — скорость течения; <math>F</math> — площадь сечения; <math>\Pi</math> — периметр сечения; <math>\nu</math> — вязкость масла; <math>r</math> — гидравлический радиус) То же, при размерностях: <math>\Pi</math> — мм, <math>F</math> — мм<sup>2</sup>, <math>\nu</math> — сСт и подстановке величин: <math>u</math>, м/с <math>Q</math>, л/мин <math>Q</math>, см<sup>3</sup>/с</p>	$Re = 2ur/\nu = 4Q/\nu\Pi,$ $r = 2F/\Pi$ $Re = 4 \cdot 10^3 uF/\Pi\nu$ $Re = 67 \cdot 10^3 Q/\Pi\nu$ $Re = 4 \cdot 10^3 Q/\Pi\nu$
<p>Число Re для круглого трубопровода То же, при размерностях: <math>d</math> — мм, <math>\nu</math> — сСт и подстановке величин: <math>u</math>, м/с <math>Q</math>, л/мин <math>Q</math>, см<sup>3</sup>/с</p>	$Re = ud/\nu = 4Q/\pi d\nu$ $Re = 10^3 ud/\nu$ $Re = 21,2 \cdot 10^3 Q/\nu d$ $Re = 1,27 \cdot 10^3 Q/\nu d$
<p>Число Re для плоской щели (<math>b</math> — ширина, <math>\delta</math> — толщина) То же, при <math>\delta \ll b</math></p>	$Re = 2Q/(b + \delta)\nu$ $Re = 2Q/b\nu$

Определяемая величина	Формула
Число Re для концентрической цилиндрической щели ( $d_1$ , $d_2$ и $d_{cp}$ — внутренний, наружный и средний диаметры)	$Re = \frac{4Q}{\pi(d_1 + d_2)\nu} = \frac{2Q}{\pi d_{cp}\nu}$
Число Re для плоской кольцевой щели ( $z$ — ширина, $d$ — внутренний диаметр кольца)	$Re = \frac{2uz}{\nu} = \frac{2Q}{\pi d\nu}$

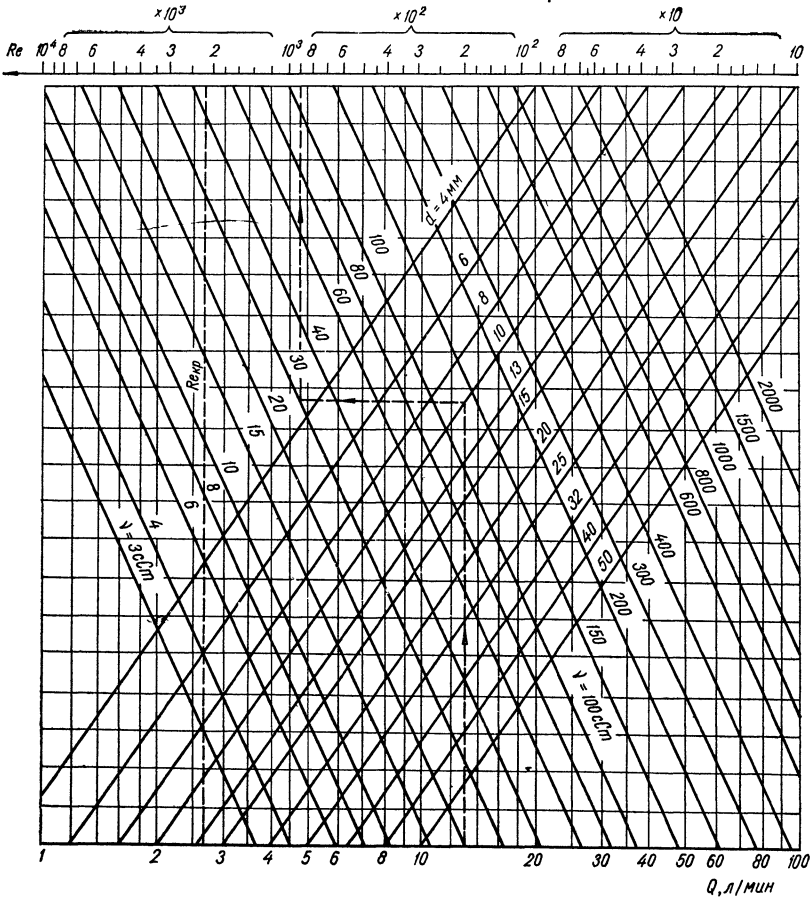
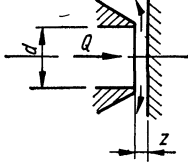


Рис. 15. Номограмма для определения числа Re при течении масла в круглой трубе. Ключ номограммы:  $Q - d - \nu - Re$ .

Число  $Re$  (рис. 15, табл. 18) характеризует режим течения масла. Изменение режима происходит при критическом значении числа Рейнольдса  $Re_{кр}$  (табл. 19): поток ламинарный, если  $Re < Re_{кр}$ , поток турбулентный, если  $Re > Re_{кр}$ . В магистральных гидравлических системах обычно наблюдается ламинарный поток, особенно при малых скоростях и высокой вязкости масла. Турбулентный режим встречается у предохранительных клапанов, дросселей, золотников, у местных сопротивлений на трубопроводе. В ответственных системах гидроавтоматики стремятся избегать длительной работы на режимах, число Рейнольдса для которых близко к  $Re_{кр}$ , так как может возникнуть нарушение стабильности расходов на отдельных участках системы.

### 19. Критические значения числа $Re$ (ориентировочные)

Гидравлический канал	$Re$
Круглая гладкая труба	2100—2300
Рукав	
резинный	1600
металлический	1800—2000
Концентрическая щель	
гладкая	1100
с выточками	700
Неконцентрическая щель с выточками	400
Кран распределительный	550—750
Фильтр сетчатый	400
Окна цилиндрических золотников	260
Плоский и конусный клапаны	20—100

### ПОТЕРИ ДАВЛЕНИЯ В ТРУБОПРОВОДЕ

Для расчета потерь давления между двумя сечениями одного трубопровода применяется уравнение Бернулли, определяющее составляющие давления в этих сечениях в единицах высоты столба жидкости (направление потока — от сечения 1 к сечению 2):

$$z_1 + p_1/\gamma + \alpha_1 u_1^2/2g = z_2 + p_2/\gamma + \alpha_2 u_2^2/2g + \Sigma h,$$

где  $z$  — высота центра тяжести сечений над произвольно принятой горизонтальной поверхностью;  $p$  — статическое давление в сечениях;  $u$  — средняя скорость масла;  $\alpha$  — коэффициент кинетической энергии,  $\Sigma h$  — сумма потерь напора,  $\Sigma h = h + h_{м.с} + h_{и}$ ,  $h$  — потери давления в результате трения по длине трубопровода (табл. 20);  $h_{м.с}$  — потери давления на местных сопротивлениях (см. с. 41);  $h_{и}$  — инерционная составляющая давления при неустановившемся движении потока (см. с. 46).

Коэффициент  $\alpha$  характеризует неравномерность скоростей в поперечном сечении потока; для ламинарного потока  $\alpha = 2$ , для турбулентного  $\alpha = 1$ .

Уравнение Бернулли в полном виде используется только в тех случаях, когда уровень статического давления относительно низкий, и существенными являются составляющие напора от столба жидкости и скоростного напора. В промышленном гидроприводе трубопроводы обычно рассчитываются по потерям давления:

$$p_1 - p_2 = \Delta p + \Delta p_{м.с} \pm \Delta p_{и},$$

где  $\Delta p$  — потери давления на трение по длине трубопровода;  $\Delta p_{м.с}$  — потери давления на местных сопротивлениях;  $\Delta p_{и}$  — инерционная составляющая давления.

## 20. Потери давления на трение по длине трубопровода

Рассчитываемый параметр	Формула
Потери давления в круглой трубе, выраженные в единицах высоты столба жидкости ( $L$ — длина трубы; $d$ — внутренний диаметр; $u$ — средняя скорость потока (табл. 21, рис. 16), $\lambda$ — коэффициент сопротивления)	$h = L\lambda/d u^2/2g$
Потери давления, выраженные в единицах давления ( $\gamma$ — удельный вес масла) То же, при размерностях: $h$ — м; $\gamma$ — кГ/м <sup>3</sup> ; $\Delta p$ — кГ/см <sup>2</sup>	$\Delta p = \gamma h$ $\Delta p = 10^{-4}\gamma h$
Потери давления в круглой трубе для минерального масла $\gamma = 880$ кГ/м <sup>3</sup> при размерностях: $d$ — мм; $L$ — м; $\Delta p$ — кГ/см <sup>2</sup> ; $\nu$ — сСт и подстановке величин: $Q$ , л/мин $Q$ , см <sup>3</sup> /с	$\Delta p = 2 \cdot 10^3 \lambda L Q^2 / d^5$ $\Delta p = 7,2 \lambda L Q^2 / d^5$
То же, при ламинарном течении и подстановке величин: $Q$ , л/мин $Q$ , см <sup>3</sup> /с	$\Delta p = 8\nu Q L / d^4$ $\Delta p = 0,48\nu Q L / d^4$
То же, при турбулентном течении для $\lambda = 0,04$ (средненное значение в диапазоне $2 \cdot 10^3 < Re < 10^4$ ) и подстановке величин: $Q$ , л/мин $Q$ , см <sup>3</sup> /с	$\Delta p = 80 L Q^2 / d^5$ $\Delta p = 0,29 L Q^2 / d^5$

Примечания: 1. Потери давления при ламинарном течении для масел с высокой кинематической вязкостью (свыше 250 сСт) могут быть меньше рассчитанных по формулам на 20—30% из-за нагрева отдельных слоев жидкости, вызванного неравномерным распределением скоростей в сечении трубы.

2. При пульсации потока и вибрации трубопровода потери давления могут быть больше расчетных.

3. Падение давления в трубах длиной 1 м определяют также по номограммам на рис. 17—30.

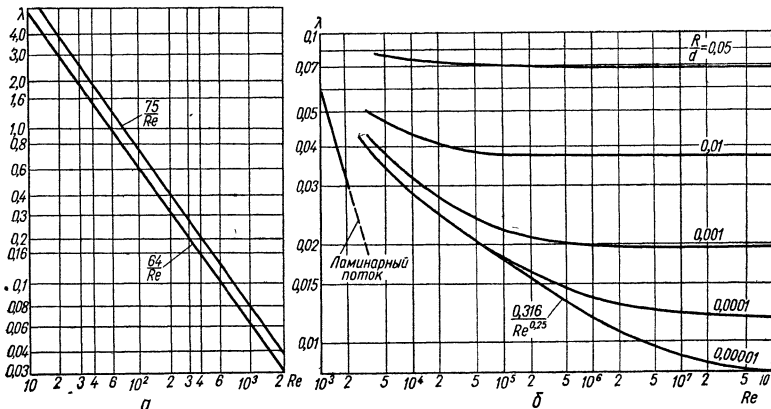


Рис. 16. Коэффициент сопротивления  $\lambda$  для круглого трубопровода: а — для ламинарного потока; б — для турбулентного.

Суммарные потери давления на местных сопротивлениях и по длине трубопровода обычно не превышают 5—10% от давления, развиваемого насосом, в отдельных случаях допускается, чтобы потери достигали 30%.

Коэффициент сопротивления  $\lambda$  (табл. 21) зависит от характера течения жидкости. Величина  $\lambda$  для ламинарного потока в круглых трубах изменяется обратно пропорционально числу  $Re$  и не зависит от степени шероховатости трубы, которая в этом случае считается гидравлически гладкой. Коэффициент  $\lambda$  для турбулентного потока зависит от числа  $Re$  и шероховатости трубы  $R$  (рис. 16). Влияние шероховатости начинает проявляться при повышении числа  $Re$  до определенного уровня. Так, при относительной шероховатости  $R : d = 0,01$  труба является гидравлически гладкой до числа Рейнольдса  $Re = 5,2 \cdot 10^3$ , при  $R : d = 0,005$  — до  $Re = 11 \cdot 10^3$ . Практически для гидропривода числа  $Re$  редко достигают больших значений, и, учитывая, что в гидравлических системах применяются трубы с достаточно высокой чистотой поверхности (табл. 22), в расчетах принимают их гидравлически гладкими.

Потери давления в гофрированных металлических рукавах рассчитываются по формулам для гладких труб, расчет ведут для внутреннего диаметра  $d$  рукава. Коэффициент  $\lambda$  для рукавов зависит от глубины и шага гофра (табл. 21), а потери давления в гофрированных рукавах превышают потери в гладких трубах в 1,2—4 раза.

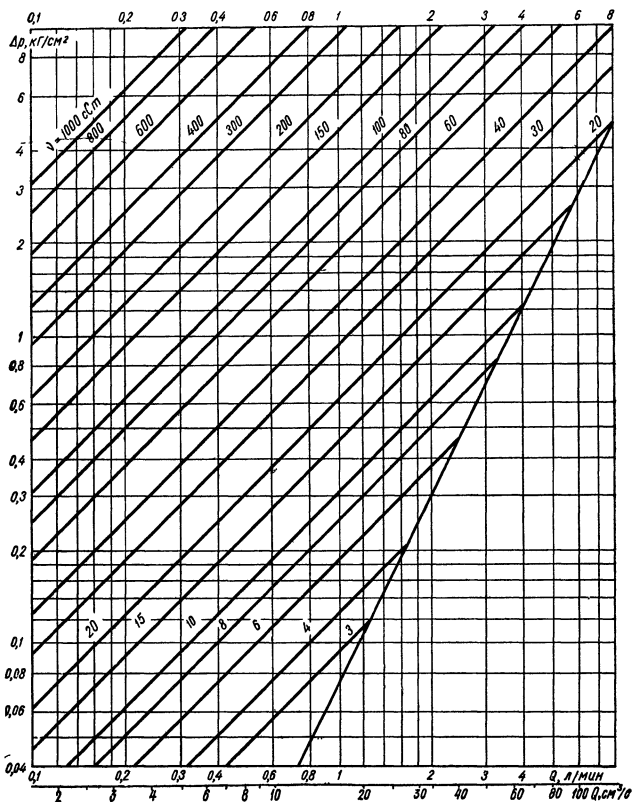


Рис. 17. Номограмма потерь давления масла в круглой трубе диаметром  $d = 4$  мм.

2  
 $\delta = 50^\circ$

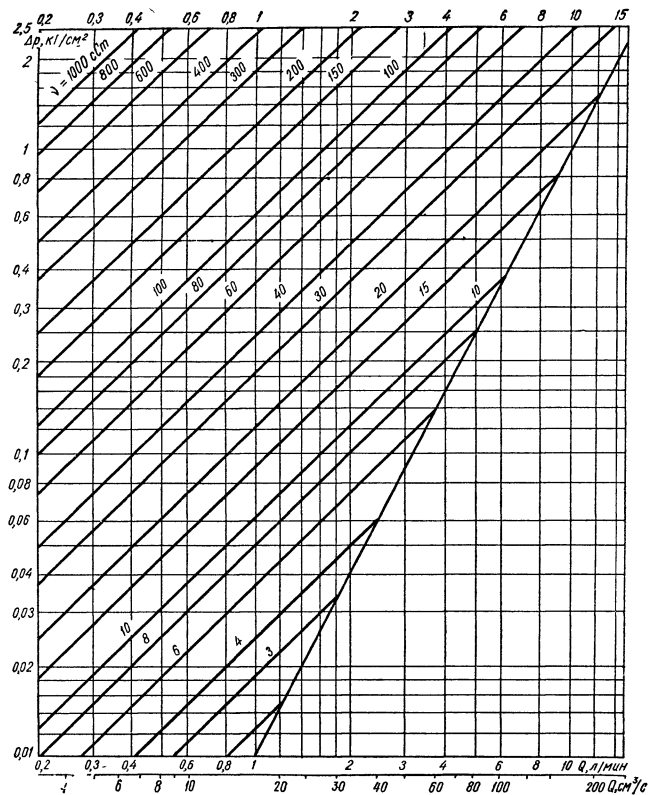


Рис. 18. Номограмма потерь давления масла в круглой трубе диаметром  $d = 6$  мм на участке длиной 1 м.

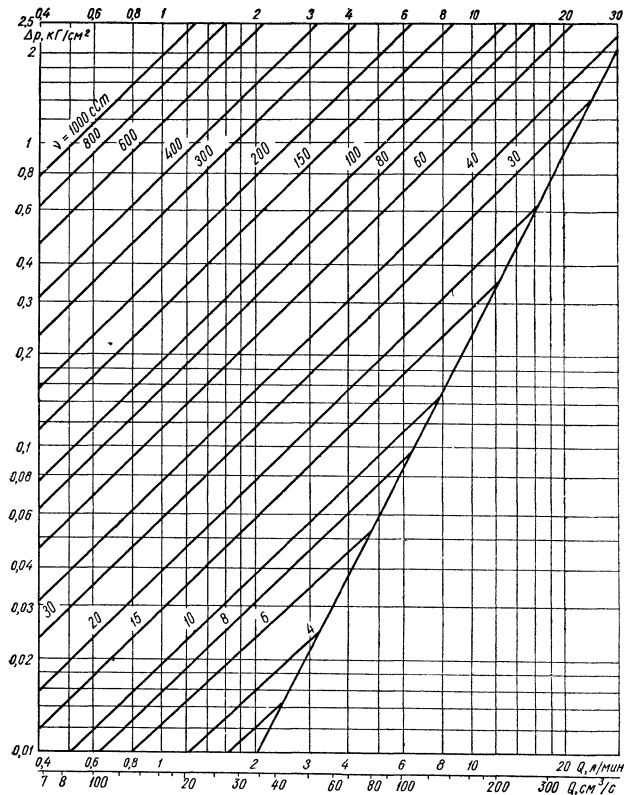


Рис. 19. Номограмма потерь давления масла в круглой трубе диаметром  $d = 8$  мм.

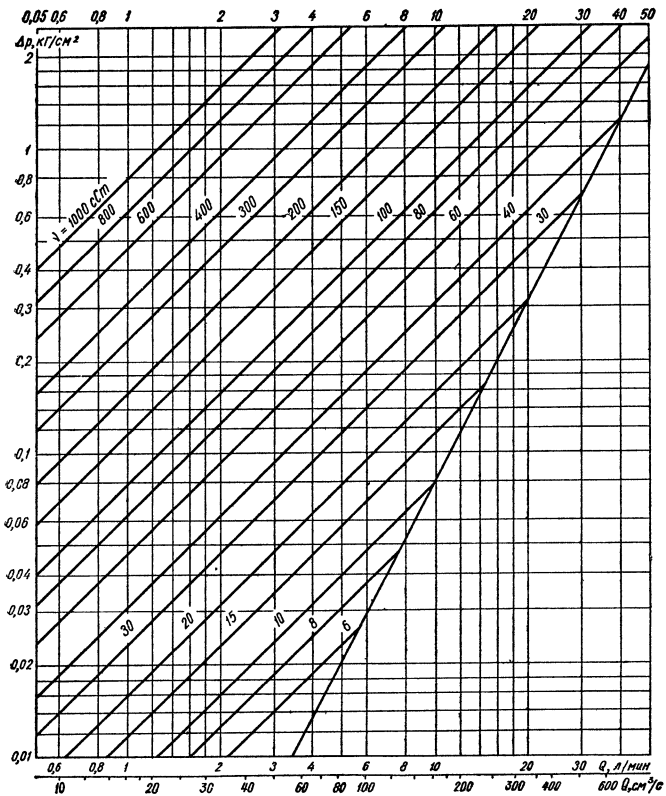


Рис. 20. Номограмма потерь давления масла в круглой трубе диаметром  $d = 10$  мм.

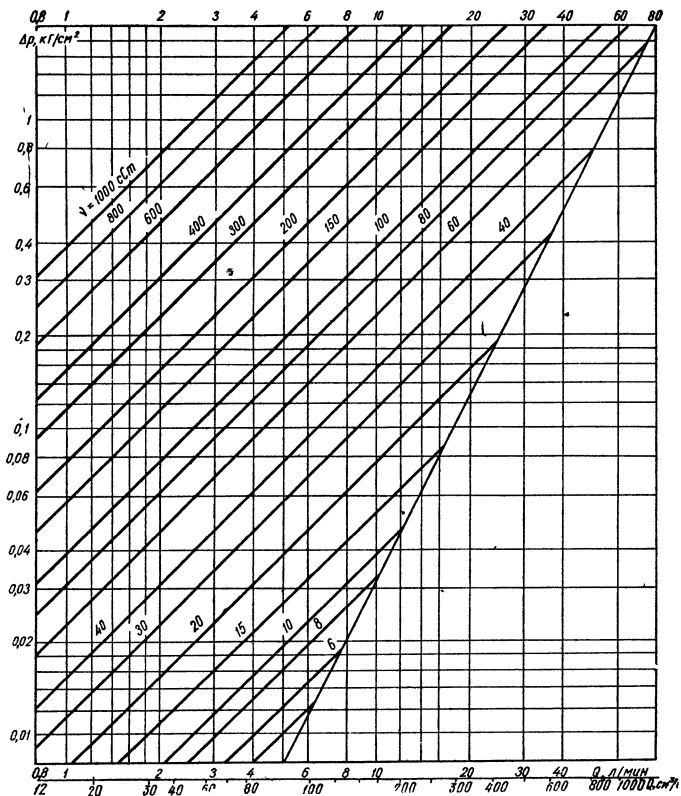


Рис. 21. Номограмма потерь давления масла в круглой трубе диаметром  $d = 12$  мм.

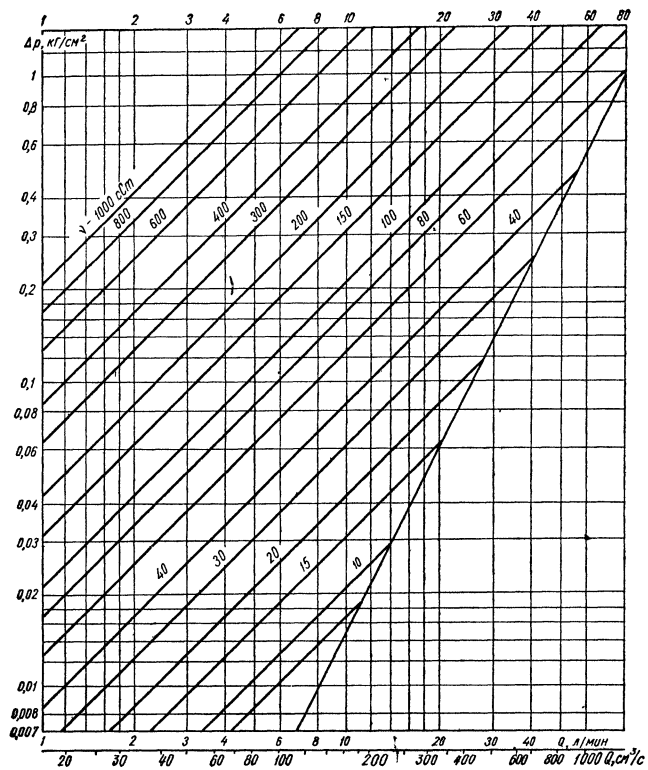


Рис. 22. Номограмма потерь давления масла в круглой трубе диаметром  $d = 14$  мм

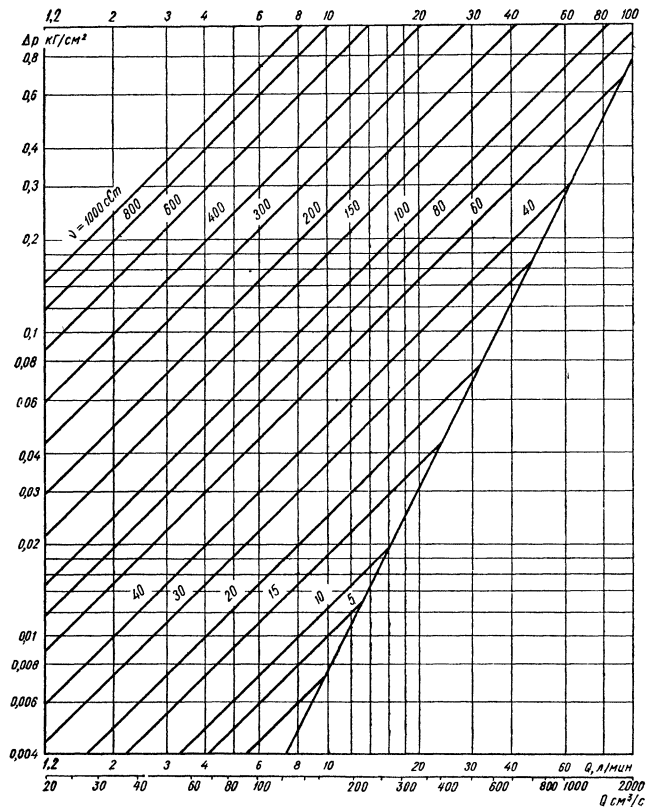


Рис. 23. Номограмма потерь давления масла в круглой трубе диаметром  $d = 16$  мм.



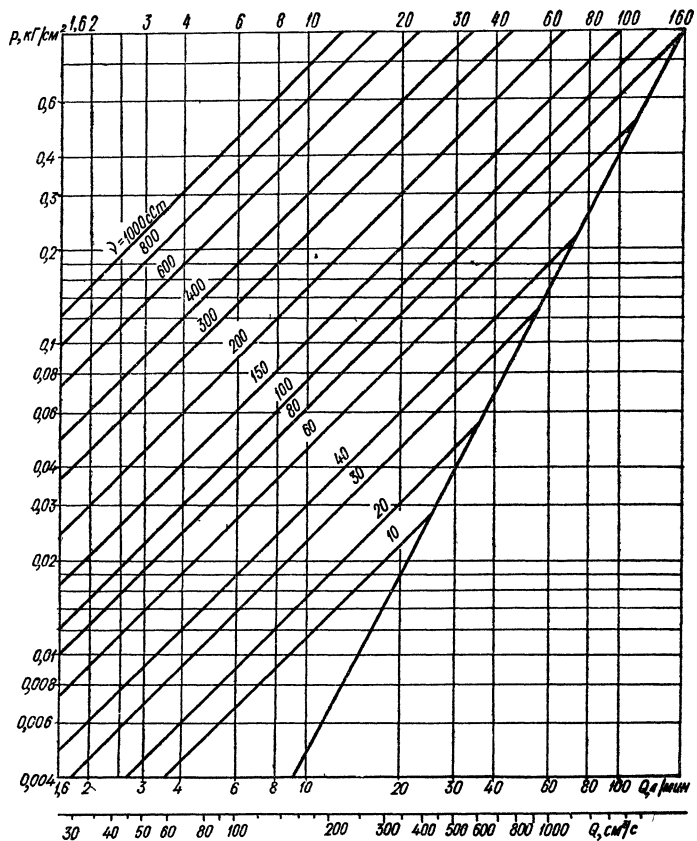


Рис. 24. Номограмма потерь давления масла в круглой трубе диаметром  $d = 18$  мм.

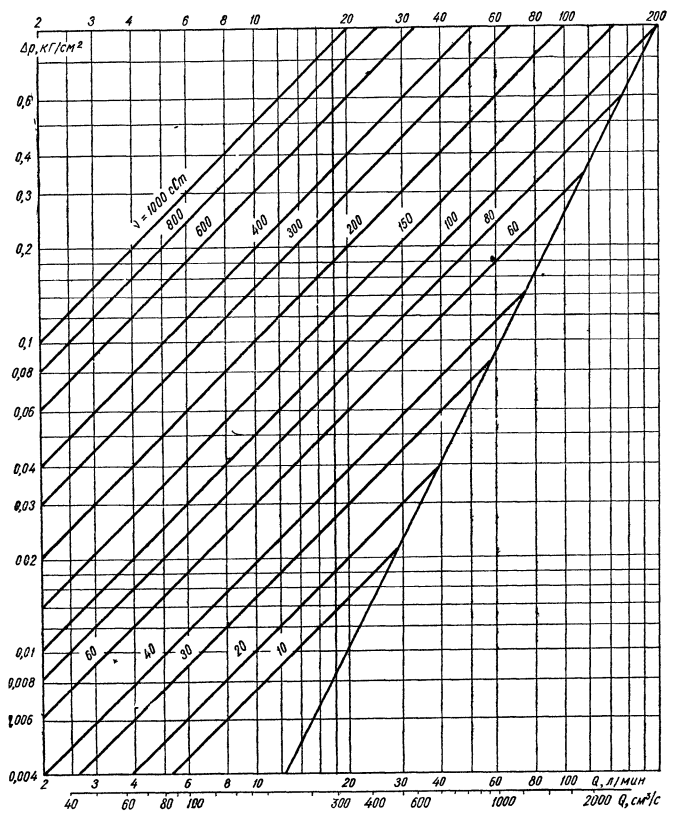


Рис. 25. Номограмма потерь давления масла в круглой трубе диаметром  $d = 20$  мм.

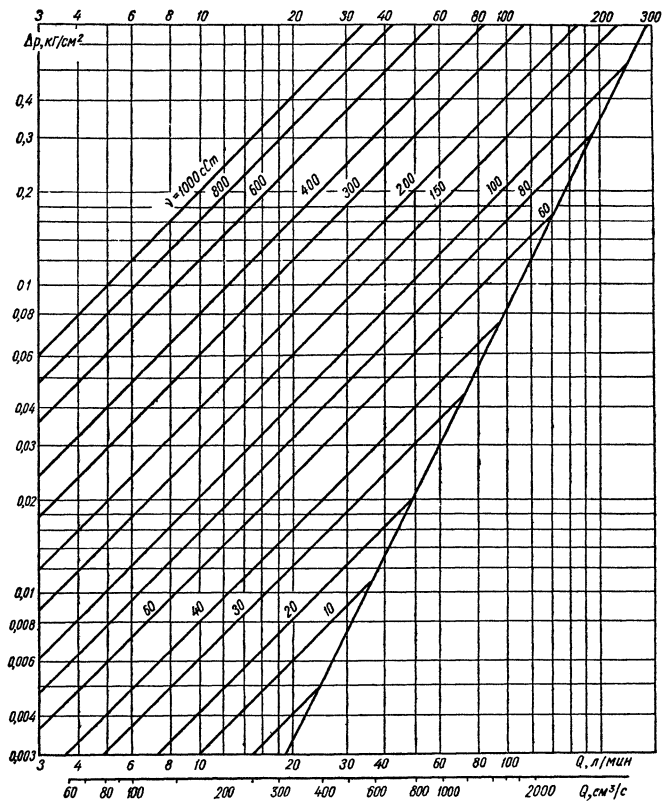


Рис. 26. Номограмма потерь давления масла в круглой трубе диаметром  $d = 25$  мм.

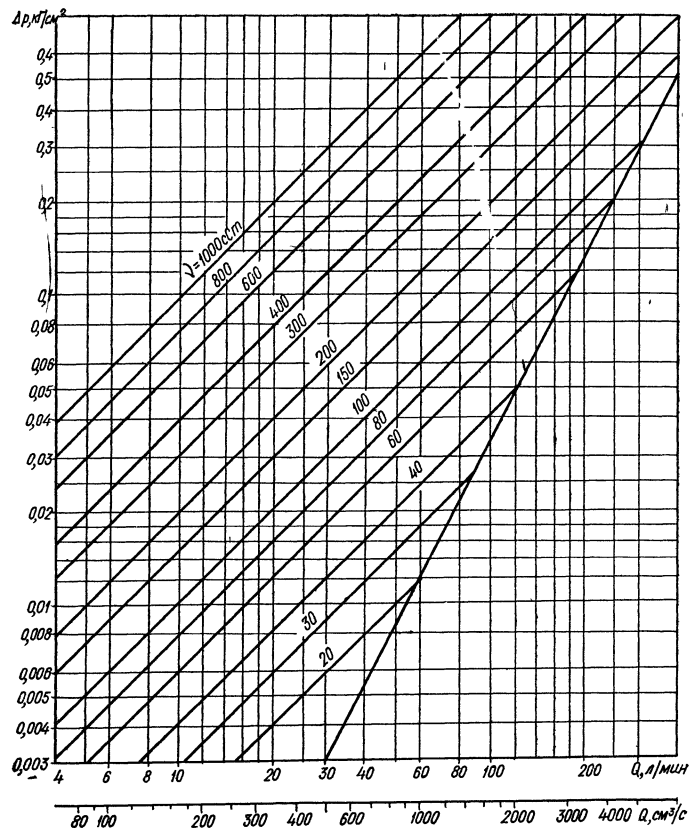


Рис. 27. Номограмма потерь давления масла в круглой трубе диаметром  $d = 30$  мм

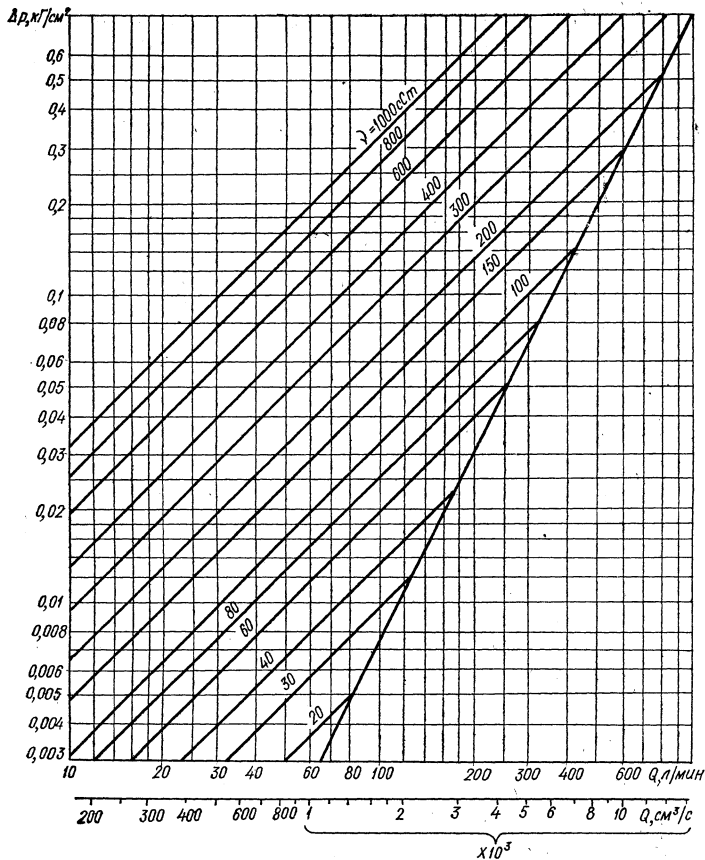


Рис. 28. Номограмма потерь давления масла в круглой трубе диаметром  $d = 40$  мм.

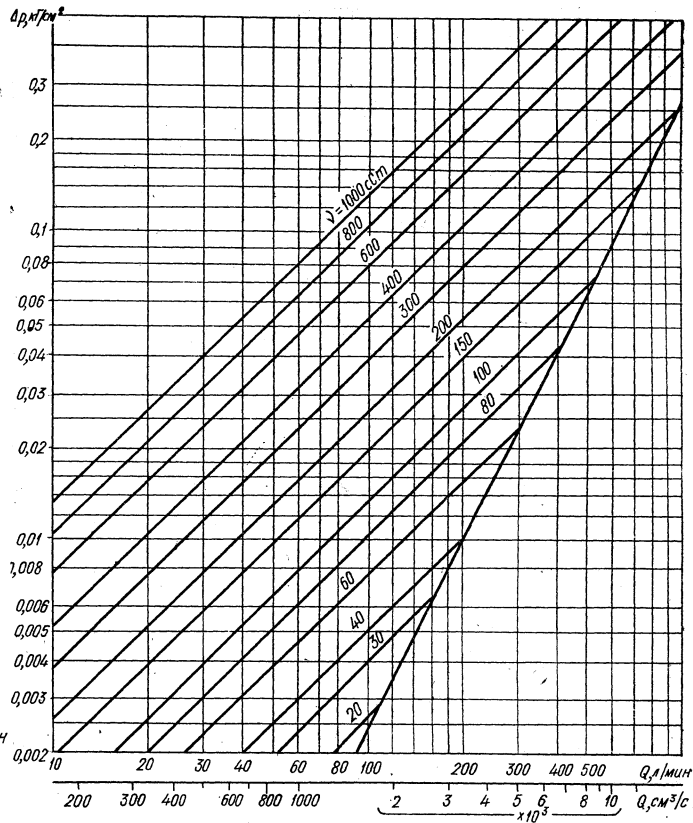


Рис. 29. Номограмма потерь давления масла в круглой трубе диаметром  $d = 50$  мм.

## 21. Значения коэффициентов сопротивления $\lambda$

Режим течения и тип трубопровода	$\lambda$	
Ламинарный поток: в металлических трубах с изотермическим течением масла в металлических трубах с учетом охлаждения внешних слоев жидкости и возможных неровностей на прямолинейных участках резиновых шлангов со стандартной арматурой	$\lambda = 64/Re$ $\lambda = 75/Re$ $\lambda = 75...85/Re$	
Турбулентный поток в трубах: гидравлически гладких шероховатых	$\lambda = 0,316Re^{-0,25}$ Выбирают по номограмме (рис. 16)	
Резиновые рукава, армированные по внутреннему диаметру $d$ стальной спиралью (ГОСТ 5398—57)	$d$ , мм	$\lambda$
	25	0,055
	32	0,06
	38	0,085
	50	0,09
Гибкие гофрированные металлические рукава, поток ламинарный ( $t$ — шаг гофра; $h$ — глубина гофра, $d$ — внутренний диаметр рукава)	$\lambda = 0,4d/t (h/d)^{1,6}$	
	$h/d$	$(h/d)^{1,6}$
	0,06	$3,8 \cdot 10^{-3}$
	0,08	$6,2 \cdot 10^{-3}$
	0,1	$8,4 \cdot 10^{-3}$
	0,15	$1,7 \cdot 10^{-2}$
	0,2	$2,8 \cdot 10^{-2}$
0,3	$5,8 \cdot 10^{-2}$	
0,4	$9 \cdot 10^{-2}$	
То же, поток турбулентный ( $Re \geq 2000$ )	$\lambda = 0,6 \cdot Re^{-0,25}$	

## 22. Средняя высота неровностей $R$ для трубопроводов

Материал труб и способ изготовления	$R$ , мм
Стальные холоднотянутые и холоднокатанные горячекатаные	0,04 0,04
Медные, латунные, свинцовые холоднотянутые	0,0015—0,01
Алюминиевые и из алюминиевых сплавов холоднотянутые	0,0015—0,06
Рукава и шланги резиновые	0,03

По формулам табл. 20 для ламинарного и турбулентного потока построены номограммы (рис. 17—29) потеря давления в трубе длиной 1 м для ряда диаметров труб (при ламинарном потоке принято  $\lambda = \frac{75}{Re}$ , при турбулентном —  $\lambda = 0,04$ ).

Группы характеристик, данные для различных вязкостей, относятся к ламинарному потоку в трубе. Потери давления при турбулентном потоке, мало зависящие от вязкости масла, определяются по одной характеристике, ограничивающей характеристики ламинарного потока справа. Точки пересечения характеристик ламинарного и турбулентного потоков соответствуют  $Re = 2200$ . Потери давления на трубах промежуточных диаметров  $d_{\text{пром}}$ :

$$\Delta p_{\text{пром}} = \Delta p / K,$$

где  $\Delta p$  — потеря давления для ближайшего меньшего диаметра, определяемая по номограмме при том же расходе и вязкости масла;  $K$  — коэффициент (см. рис. 30); для ламинарного потока  $K = \left(\frac{d_{\text{пром}}}{d}\right)^4$ , для турбулентного —  $K = \left(\frac{d_{\text{пром}}}{d}\right)^5$ .

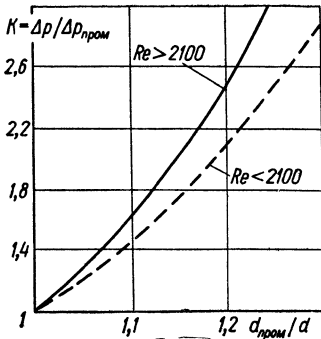


Рис. 30. График для определения коэффициента  $K$  при расчете потерь давления в трубах промежуточных диаметров  $d_{\text{пром}}$  (значения  $Re$  относятся к диаметру  $d$ ).

Примеры расчета перепада давления  $\Delta p$  по номограммам.  
*Пример 1.* Определить режим течения масла и величину  $\Delta p$  для трубы с  $d = 12$  мм.  $l = 10$  м при  $\nu = 20$  сСт и  $Q = 9$  л/мин.

Режим течения — ламинарный, так как на номограмме (рис. 21) линия  $Q = 9$  л/мин пересекается с линией  $\nu = 20$  сСт. По номограмме для  $l = 1$  м определяем  $\Delta p = 0,07$  кг/см<sup>2</sup>. Для  $l = 10$  м перепад давления  $\Delta p = 0,07 \times 10 = 0,7$  кг/см<sup>2</sup>.

*Пример 2.* Определить режим течения масла и  $\Delta p$  при тех же условиях, что и в примере 1 для  $Q = 34$  л/мин.

Режим течения — турбулентный, так как линия  $Q = 34$  л/мин пересекается не с линией  $\nu = 20$  сСт, а с продолжающей ее характеристикой турбулентного режима. По номограмме для  $l = 1$  м определяем  $\Delta p = 0,38$  кг/см<sup>2</sup>. При  $l = 10$  м величина  $\Delta p = 0,38 \times 10 = 3,8$  кг/см<sup>2</sup>.

*Пример 3.* Определить режим течения масла и  $\Delta p$  при тех же условиях, что и в примере 1 для  $d = 13$  мм.

Диаметр 13 мм является промежуточным ( $d_{\text{пром}}$ ) в ряду диаметров, для которых построены номограммы, поэтому расчет ведем по номограмме для ближайшего меньшего диаметра  $d = 12$  мм с введением поправки  $K$  (см. рис. 30). По отношению  $\frac{d_{\text{пром}}}{d} = \frac{13}{12} = 1,08$  для ламинарного режима (пунктирная линия) определяем  $K = \frac{\Delta p}{\Delta p_{\text{пром}}} = 1,35$

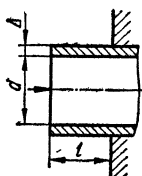
По известному значению  $\Delta p = 0,7$  для  $d = 12$  мм (см. пример 1) определяем для  $d = 13$  мм:  $\Delta p_{\text{пром}} = \frac{\Delta p}{K} = \frac{0,7}{1,35} = 0,52$  кг/см<sup>2</sup>.

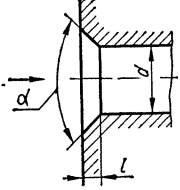
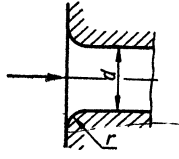
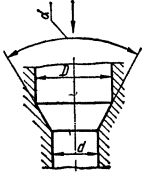
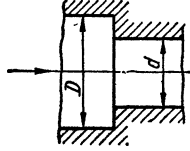
## МЕСТНЫЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ

### 23. Потери давления на местных сопротивлениях и эквивалентная длина трубы

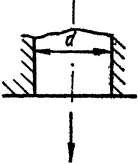
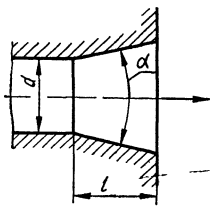
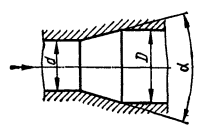
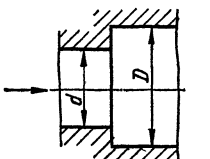
Расчитываемая величина	Формула
Потери давления на местном сопротивлении, выраженные в единицах столба жидкости ( $\zeta$ — коэффициент сопротивления (табл. 24, 25); $u$ — скорость жидкости в трубопроводе)	$h_{м.с} = \zeta u^2 / 2g$
Потери давления, выраженные в единицах давления ( $\gamma$ — удельный вес жидкости)	$\Delta p_{м.с} = \gamma h_{м.с}$ (см. рис. 31)
Потери давления ( $\text{кг/см}^2$ ) для минерального масла с $\gamma = 880 \text{ кг/м}^3$ ( $Q$ — расход масла, л/мин; $d$ — диаметр трубопровода, мм; $u$ — скорость, м/с)	$\Delta p = 10^{-4} \gamma \zeta u^2 / 2g =$ $= 4,5 \cdot 10^{-3} \zeta u^2 = 2,1 \zeta Q^2 / d^4$
Коэффициент сопротивления, выраженный через коэффициент расхода $\mu$ , для дросселирующего элемента (см. гл. III)	$\zeta = 1/\mu^2$
Коэффициент сопротивления для ряда последовательно расположенных местных сопротивлений	$\sum_1^n \zeta = \zeta + \zeta + \dots + \zeta_n$
Эквивалентная длина трубы, потери давления на которой равны потерям на местных сопротивлениях ( $\lambda$ — коэффициент сопротивления в трубе для рассчитываемого режима)	$L_{\text{эkv}} = \frac{\sum \zeta d}{\lambda}$ (см. рис. 32)

### 24. Значение коэффициентов местных сопротивлений

Тип местного сопротивления	Значение коэффициента $\zeta$ в зависимости от определяющих параметров					
	$\Delta/d$	$l: d$				
		0,01	0,05	0,1	0,3	0,5
Вход в трубу с острой кромкой 	0,01	0,57	0,65	0,72	0,82	0,85
	0,02	0,55	0,56	0,6	0,69	0,72
	0,03	0,52	0,52	0,54	0,58	0,62
	0,04	0,51	0,51	0,52	0,53	0,54
	При $l = 0 \quad \zeta = 0,5$					

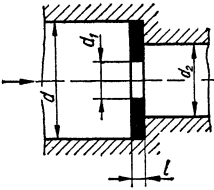
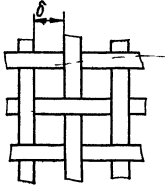
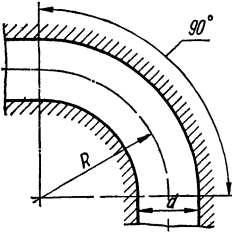
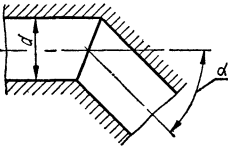
Тип местного сопротивления	Значение коэффициента $\zeta$ в зависимости от определяющих параметров										
	Вход в трубу с конической фаской 	$\alpha, \dots^\circ$	$l : d$								
0,025			0,05	0,075	0,1	0,15	0,6				
30		0,43	0,36	0,3	0,25	0,2	0,13				
60		0,4	0,3	0,23	0,18	0,15	0,12				
90		0,41	0,33	0,28	0,25	0,23	0,21				
120	0,43	0,38	0,35	0,33	0,31	0,29					
Вход в трубу со скруглением 	$r/d$	0	0,02	0,04	0,08	0,12	0,16	0,2			
	$\zeta$	0,5	0,37	0,26	0,15	0,09	0,06	0,03			
Плавное сужение трубы 	$\alpha, \dots^\circ$	$d : D$									
		0,3	0,45	0,6	0,8						
	30	—	—	—	0,05						
	60	—	—	0,08	0,05						
	90	—	0,16	0,14	0,08						
120	0,26	0,24	0,2	0,12							
Резкое сужение трубы 	$d/D$	Re									
		10	30	50	$10^2$	$2 \cdot 10^2$	$5 \cdot 10^2$	$10^3$	$2 \cdot 10^3$	$4 \cdot 10^3$	$10^4$
	0,3	5	2,4	1,8	1,3	1	0,8	0,64	0,5	0,8	0,5
	0,45	5	2,3	1,6	1,2	0,95	0,7	0,5	0,4	0,6	0,4
	0,55	5	2,15	1,5	1,1	0,85	0,6	0,45	0,3	0,55	0,35
	0,65	5	2	1,4	1	0,8	0,5	0,35	0,25	0,45	0,3
	0,8	5	1,7	1,2	0,8	0,56	0,35	0,24	0,15	0,35	0,2

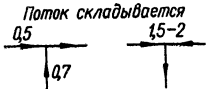
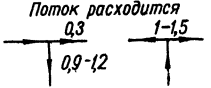
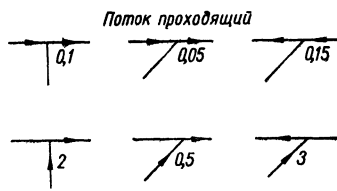
Примечание. При расчете потерь напора в зависимости от скорости в трубе диаметром  $D$  следует вычислить  $\zeta_D = \zeta \left(\frac{D}{d}\right)^4$ .

Тип местного сопротивления	Значение коэффициента $\zeta$ в зависимости от определяющих параметров																																																	
Выход из трубы в объем, кромки острые 	При ламинарном потоке $\zeta = 2$ ; при турбулентном — $\zeta = 1$																																																	
Выход из трубы с коническим диффузором 	$l/d$	$\alpha, ^\circ$								6	8	10	12	16	20	24	30																																	
1		0,7	0,6	0,5	0,46	0,4	0,42	0,49	0,6	0,6	2	0,6	0,3	0,27	0,3	0,38	0,5	0,67	0,6	0,6																														
4	0,4	0,34	0,3	0,27	0,3	0,47	0,59	0,66	0,66	6	0,25	0,22	0,2	0,22	0,3	0,38	0,5	0,67	0,67																															
10	0,15	0,14	0,16	0,18	0,26	0,35	0,45	0,6	0,6																																									
Плавное расширение трубы 	$\alpha, ^\circ$	$D/d$					1,5	2	3	4	5																																							
5		0,04	0,08	0,11	0,11	0,11	0,11	0,16	0,38	0,38	10	0,05	0,09	0,15	0,34	0,37	0,57	0,58	0,76	0,76																														
20	0,12	0,25	0,45	0,55	0,72	0,75	0,83	0,84	0,84	30	0,22	0,45	0,72	0,82	0,88	0,88	0,89	0,89	0,89																															
45	0,3	0,62	0,8	0,82	0,82	0,88	0,88	0,89	0,89	60	0,36	0,68	0,8	0,82	0,88	0,88	0,89	0,89	0,89																															
90	0,34	0,63	0,82	0,82	0,82	0,88	0,88	0,89	0,89	120	0,32	0,60	0,82	0,82	0,88	0,88	0,89	0,89	0,89																															
180	0,3	0,56	0,82	0,82	0,82	0,88	0,88	0,89	0,89																																									
Резкое расширение трубы 	$d/D$	Re										10	30	50	10 <sup>2</sup>	2 · 10 <sup>2</sup>	5 · 10 <sup>2</sup>	10 <sup>3</sup>	2 · 10 <sup>3</sup>	3 · 10 <sup>3</sup>	3,5 · 10 <sup>3</sup>																													
0,3		3,1	2,4	2	1,7	1,65	1,7	2	1,6	1	0,45	3,1	2,2	1,7	1,4	1,3	1,3	1,6	1,25	0,7	0,55	3,1	2	1,5	1,2	1,1	1,1	1,3	0,95	0,6	0,65	3,1	1,8	1,3	1,1	1	0,85	1	0,8	0,4	0,8	3,1	1,55	1	0,8	0,65	0,4	0,6	0,5	0,2

Примечание. При расчете потерь напора в зависимости от скорости в трубе диаметром  $D$  коэффициент  $\zeta_D = \zeta \left(\frac{D}{d}\right)^4$



Тип местного сопротивления	Значение коэффициента $\zeta$ в зависимости от определяющих параметров										
<p>Диафрагма</p> 	$d_1/d$	$d_1 : d_2$									
		0	0,45	0,65	0,8	0,9	0,95				
<p>Сетка из круглой проволоки (<math>F</math> — полное сечение сетки; <math>F_0</math> — проходное сечение; <math>Re = u\delta/\nu</math>; <math>u</math> — скорость в сечении <math>F_0</math>; <math>\nu</math> — вязкость масла)</p> 	Re	$F_0 : F$									
		0,1	0,15	0,2	0,25	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
<p>Изгиб трубы</p> 	$R : d$	1	2	4	6						
	$\zeta$	0,5	0,3	0,2	0,18						
<p>Колено</p> 	$\alpha, \dots^\circ$	30	45	60	90						
	$\zeta$	0,15	0,28	0,52	1,2						

Тип местного сопротивления	Значение коэффициента $\zeta$ в зависимости от определяющих параметров										
Трубопроводная арматура	<p>Тройники с одинаковым диаметром всех каналов (складывающиеся и расходящиеся потоки равны по величине)</p>  <p>Поток складывается</p>  <p>Поток расходуется</p>  <p>Поток проходящий</p> <table border="0" data-bbox="372 502 957 582"> <tr> <td>Сверленный угольник</td> <td style="text-align: right;"><math>\xi</math></td> </tr> <tr> <td>Присоединительные штуцера и проходники</td> <td style="text-align: right;">2 0,15</td> </tr> </table>	Сверленный угольник	$\xi$	Присоединительные штуцера и проходники	2 0,15						
Сверленный угольник	$\xi$										
Присоединительные штуцера и проходники	2 0,15										
Агрегаты гидросистем	<table border="0"> <tr> <td>Обратный клапан</td> <td style="text-align: right;">2—3</td> </tr> <tr> <td>Разъемная самозапирающаяся муфта</td> <td style="text-align: right;">1—1,5</td> </tr> <tr> <td>Вентиль с поворотом потока на <math>90^\circ</math></td> <td style="text-align: right;">2,5—5</td> </tr> <tr> <td>Вентиль без поворота потока</td> <td style="text-align: right;">0,5—1</td> </tr> <tr> <td>Редукционный клапан</td> <td style="text-align: right;">3</td> </tr> </table>	Обратный клапан	2—3	Разъемная самозапирающаяся муфта	1—1,5	Вентиль с поворотом потока на $90^\circ$	2,5—5	Вентиль без поворота потока	0,5—1	Редукционный клапан	3
Обратный клапан	2—3										
Разъемная самозапирающаяся муфта	1—1,5										
Вентиль с поворотом потока на $90^\circ$	2,5—5										
Вентиль без поворота потока	0,5—1										
Редукционный клапан	3										

Примечания: 1. Коэффициенты  $\zeta$  даны по отношению к скорости масла в трубе с диаметром  $d$ .  
 2. Коэффициенты  $\zeta$ , для которых не дана зависимость от числа  $Re$ , относятся к турбулентному режиму течения.

### НЕУСТАНОВИВШЕЕСЯ ТЕЧЕНИЕ В ТРУБОПРОВОДЕ

Основными видами неустановившегося течения жидкости, которые учитываются при инженерных расчетах гидросистем, являются ускоренное (замедленное) движение жидкости в трубе, гидравлический удар и пульсация потока.

Расчет ускоренного движения потока выполняют в тех случаях, когда время  $T$  изменения скорости течения относительно велико и сжимаемость жидкости, обуславливающая волновые явления, не оказывает существенного влияния на режим течения. Это наблюдается при разгоне и торможении потока во всасывающих магистралях, разгоне потока при истечении из сосуда и в других случаях, когда при длине  $l$  трубопровода и скорости  $c$  прохождения импульса в трубе выполняется условие:

$$T \gg 2l/c.$$

При ускорении потока инерционная составляющая  $\Delta p_i$  напора (табл. 25) учитывается в формуле потерь напора (с. 30) как положительная величина, при замедлении потока — как отрицательная.

Гидравлический удар наблюдается при резком изменении скорости потока, например, при срабатывании распределительных устройств. Приведенная в табл. 26 формула справедлива для прямого (полного) гидравлического удара, при котором время изменения скорости потока меньше, чем время прохождения ударного импульса от источника возмущения до конца трубопровода и обратно, т. е.

$$T \leq 2l/c.$$

Для  $c = 1200$  м/с минимальные значения длины  $l$ , при которых выполняется условие прямого гидравлического удара, приведены в табл. 26. Если

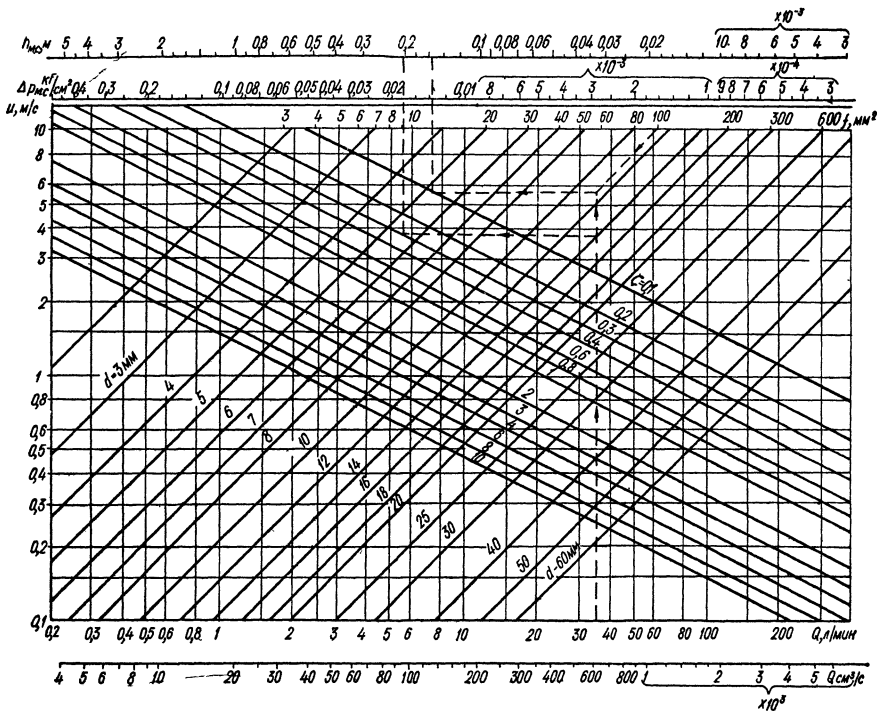


Рис. 31. Номограмма для определения потерь давления на местных сопротивлениях  $\Delta p_{м.с}$  для минерального масла с  $\gamma = 880 \text{ кг/см}^3$ , величины  $h_{м.с}$  (независимо от величины  $\gamma$ ) и скорости течения масла через круглое (в зависимости от диаметра  $d$ ) и некруглое (в зависимости от площади  $f$ ) сечения. Ключи номограммы:

$Q-d-\zeta-\Delta p_{м.с}$  или  $h_{м.с}$ ;  $Q-f-\zeta-\Delta p_{м.с}$  или  $h_{м.с}$ ;  $u-\zeta-\Delta p_{м.с}$  или  $h_{м.с}$ ;  $Q-d-u$ ;  $Q-f-u$ .

## 25. Параметры ускоренного движения и гидравлического удара

Рассчитываемый параметр	Формула
Инерционная составляющая напора при ускоренном движении ( $l$ — длина трубы, $\Delta u$ — изменение скорости потока)	$\Delta p_{и} = \gamma h_{и} = \gamma l \Delta u / g T$
То же, в круглой трубе диаметром $d$ при изменении расхода на величину $\Delta Q$ за время $T$ при $\gamma = 880 \text{ кг/м}^3$ и размерностях: $\Delta p_{и} - \text{кг/см}^2$ , $l - \text{м}$ , $\Delta Q - \text{л/мин}$ , $T - \text{с}$ , $d - \text{мм}$	$\Delta p_{и} = 0,19 l \Delta Q / T d^2$

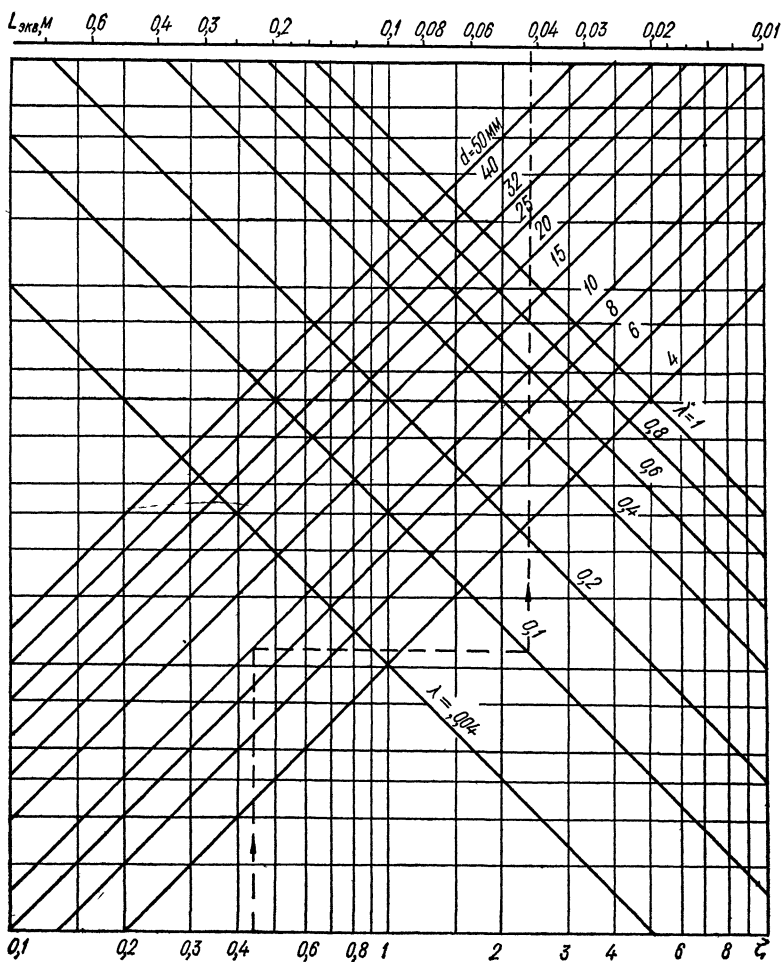


Рис. 32. Номограмма для определения длины трубы, эквивалентной по потерям давления местному сопротивлению с коэффициентом сопротивления  $\zeta$ .

Рассчитываемый параметр	Формула
То же, при $\Delta Q - \text{см}^3/\text{с}$	$\Delta p_{\text{и}} = 1,1 \cdot 10^{-2} \Delta Q / T d^2$ (рис. 33)

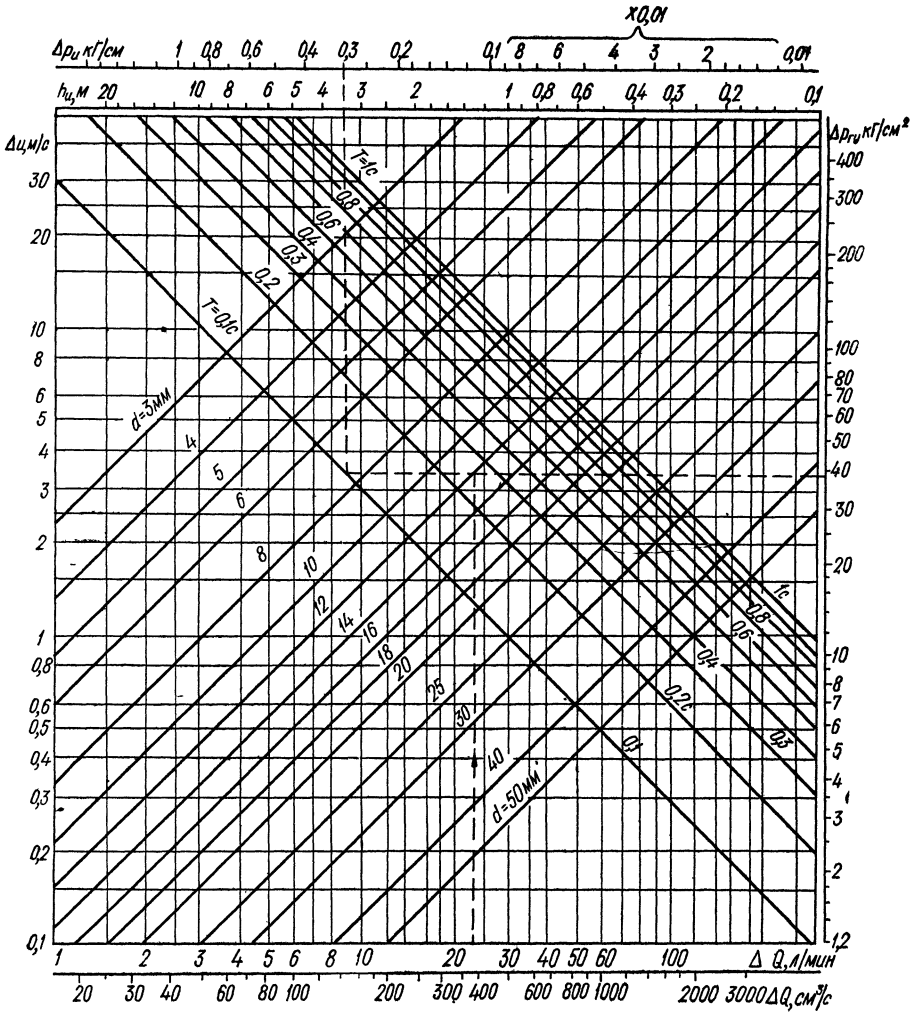


Рис. 33. Номограмма для определения инерционных составляющих  $h_{\text{и}}$  (независимо от  $\gamma$ ) и  $\Delta p_{\text{и}}$  на длине трубы 1 м при изменении скорости  $\Delta u$  течения минерального масла с  $\gamma \approx 880 \text{ кг/м}^3$  за время  $T$  и составляющей от гидравлического удара  $\Delta p_{\text{г. у}}$ . Ключи номограммы:  $\Delta Q - d - T - \Delta p_{\text{и}}$  или  $h_{\text{и}}$ ;  $\Delta u - T - \Delta p_{\text{и}}$  или  $h_{\text{и}}$ ;  $\Delta Q - d - \Delta p_{\text{г. у}}$ ,  $\Delta u - \Delta p_{\text{г. у}}$ .

Рассчитываемый параметр	Формула
Изменение давления при гидравлическом ударе ( $g = 981 \text{ см/с}^2$ )	$\Delta p_{г.у} = \gamma c \Delta u / g = 4\gamma c \Delta Q / g \pi d^2$
То же, при $\gamma = 880 \text{ кГ/м}^3$ , $c = 1300 \text{ м/с}$ и размерностях: $\Delta Q$ — л/мин, $d$ — мм, $\Delta u$ — м/с, $\Delta p_{г.у}$ — кГ/см <sup>2</sup>	$\Delta p_{г.у} = 11,7 \Delta u = 247 \Delta Q / d^2$ (рис. 33)
То же, при $\Delta Q$ — см <sup>3</sup> /с	$\Delta p_{г.у} = 0,7 \Delta u = 14,8 \Delta Q / d^2$
Скорость $c$ распространения импульса в трубопроводе ( $E_{ж}$ и $E$ — модули упругости жидкости и материала трубы, $s$ — толщина стенки трубы)	$c = \sqrt{\frac{g E_{ж}}{\gamma}} \times \sqrt{\left(1 + \frac{E_{ж} d}{E s}\right)^{-1}}$

Примечание. Переменные во времени параметры, выраженные в приращениях  $\Delta Q$ ,  $\Delta u$ ,  $\Delta p$ , соответствуют случаю равноускоренного процесса, рассматриваемому обычно в приближенных расчетах.

**26. Минимальные значения длины  $l$ , при которой выполняются условия прямого гидравлического удара**

$T, \text{ с}$	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09	0,1
$l_{\text{min}}, \text{ м}$	6	12	18	24	30	36	42	48	54	60

для определенной величины  $T$  длина  $l$  равна  $l_{\text{min}}$  или больше ее, то расчет следует вести по формулам для гидравлического удара, если длина  $l$  существенно (в несколько раз) меньше  $l_{\text{min}}$ , то применимы формулы для расчета инерционной составляющей напора.

Расчетные величины скорости  $c$  для трубопроводов с диаметрами до 15 мм следует рассматривать как ориентировочные, так как действительные величины  $c$  могут оказаться ниже расчетных при этом отклонения наблюдаются чаще для труб с малыми диаметрами. Так, по экспериментальным данным, полученным в различных условиях для трубы  $d = 10 \text{ мм}$  величина  $c$  колеблется от 1000 до 1330 м/с.

По расчетным данным можно определить влияние на скорость  $c$  материала и диаметра трубы. Так, например, в стальной трубе, заполненной минеральным маслом ( $\gamma = 800 \text{ кГ/м}^3$ ,  $E = 1,5 \cdot 10^4 \text{ кГ/см}^2$ ) при изменении диаметра  $d$  от 10 до 40 мм расчетная скорость  $c$  изменяется от 1250 до 1130 м/с при  $s = 1 \text{ мм}$  и от 1280 до 1230 м/с при  $s = 3 \text{ мм}$ . В алюминиевой трубе при тех же условиях расчетная скорость изменяется от 1170 до 950 м/с и от 1250 до 1140 м/с соответственно.

В резиновых рукавах с металлическими оплетками ( $d = 10 \text{ мм}$ ) при давлении  $p = 150 \text{ кГ/см}^2$  экспериментально получена скорость  $c = 870 \text{ м/с}$ .

Пульсация потока вызывается работой насосов и гидромоторов, неустойчивостью регулирующих устройств, вибрационной нагрузкой и другими причинами (табл. 27). При определенных соотношениях частоты  $f$  пульсации и длины  $l$  трубопровода возможен резонансный режим, характеризующийся увеличением размаха пульсирующего давления и возникновением по длине трубы стоячих волн с узлами (зонами с малым размахом) и пучностями пульсирующего давления. При изменении частоты  $f$  пульсации (например, при переменных оборотах насоса) либо при изменении длины  $l$  трубопровода условие резонанса может выполняться многократно (при  $k = 1, 2, 3, \dots$ ).

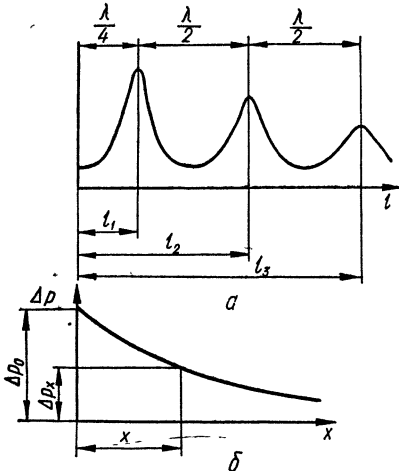


Рис. 34. Характеристики пульсирующего давления (по табл. 27):

$a$  — резонансное изменение давления  $\Delta p$  для участка источник пульсации — труба — емкость в зависимости от длины  $l$  трубопровода при  $f = \text{const}$  (аналогично — в зависимости от частоты  $f$  при  $l = \text{const}$ );  $l_1, l_2, l_3$  — длины труб, соответствующие резонансу при  $k = 1, 2, 3$ ;  $b$  — затухание пульсирующего давления по длине трубы.

ли выбирают так, чтобы исключить возможность возникновения резонансного режима.

При этом для определения конструктивной длины  $l_{\text{тр}}$  трубы, установленной за насосом, необходимо из полученной расчетом длины  $l$  магистрали вычесть длины канала насоса (от распределительного золотника или клапана до напорного штуцера) и канала фильтра или аккумулятора (от штуцера до объема).

Часто резонанс наблюдается на начальном участке напорной магистрали, построенной по схеме насос — трубопровод — емкость — ..., где в качестве емкости служит фильтр или гидропневматический аккумулятор. Из условия резонанса (табл. 27) следует, что при постоянной частоте вращения  $n$  насоса в такой напорной магистрали появление резонансного режима наиболее вероятно при ее длине (от насоса до емкости), близкой к величинам  $l_A = \frac{\lambda_B}{4}$ ;

$$l_2 = \frac{3\lambda_B}{4}; l_3 = \frac{5\lambda_B}{4} \text{ и т. д. (рис. 34).}$$

В системах с плунжерными насосами резонанс может увеличивать размах пульсации давления в 2—4 раза, наблюдается, как правило, на плунжерной частоте, а условие резонанса рассчитывается с поправкой  $l'$ , учитывающей влияние объема напорного канала насоса (например, для группы аксиально-плунжерных насосов поправка  $l' = (4,4 - 7,5\%) \lambda_B$  [30]. Для уменьшения пульсации потока длину  $l$  магистрали

## 27. Параметры пульсирующего потока

Расчитываемый параметр	Формула
Частота пульсации, создаваемая плунжерами насоса (плунжерная частота), с числом $z$ плунжеров при $n$ мин <sup>-1</sup>	$f = nz/60$ (см. рис. 35)

Рассчитываемый параметр	Формула
-------------------------	---------

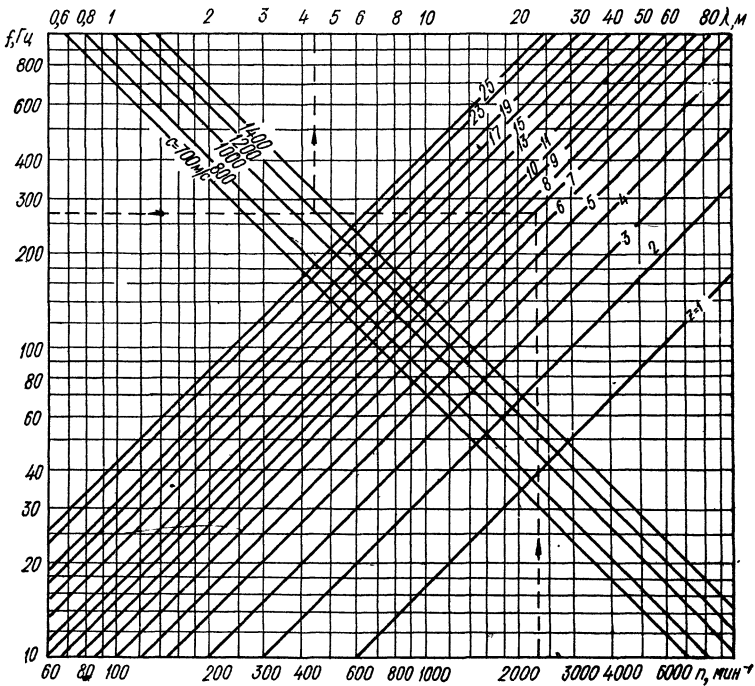


Рис. 35. Номограмма частоты, создаваемой плунжерами насоса (ключ номограммы:  $n - z - f$ ), и длины волны пульсирующего давления (ключи  $f - c - \lambda_b$ ;  $n - z - c - \lambda_b$ ).

Длина волны при гармонической пульсации в трубопроводе

$$\lambda_b = c/f$$

(рис. 35)

Длина трубопровода, при которой возникает резонанс пульсирующего давления на участке источник пульсации — трубопровод длиной  $l$  — емкость

$$l = \lambda_b/4 + \lambda_b/2 (k - 1) = c/4f (2k - 1),$$

где  $k = 1, 2, 3, \dots$   
(см. рис. 34, а)

То же для участка насос — трубопровод — емкость ( $l'$  — поправка на влияние объема насоса)

$$l = \lambda_b/4 + \lambda_b/2 (k - 1) - l'$$

Длина трубопровода, при которой отсутствует резонанс на участке источник пульсации — трубопровод — емкость или возникает резонанс на участке источник пульсации — трубопровод — тупик

$$l = \lambda_b/2 k$$



Рассчитываемый параметр	Формула
Амплитуда гармонической пульсации давления по длине трубы при ламинарном потоке ( $\Delta p_0$ — амплитуда в точке с координатой $x = 0$ , $p_x$ — то же на расстоянии $x$ , $\nu$ — коэффициент кинематической вязкости)	$p_x = p_0 e^{mx},$ $m = 2 \sqrt{\frac{\pi \nu}{cd}}$ (см. рис. 34, б)
То же при турбулентном потоке ( $\lambda$ — коэффициент сопротивления трубопровода, см. рис. 16)	$p_x = p_0 e^{bmx},$ где $b = \lambda Re/64$ ; $\lambda = 0,316 \sqrt[4]{Re}$

Амплитуда пульсирующего давления уменьшается по мере удаления от источника пульсации. Степень затухания определяется трением жидкости о стенки трубы, которое зависит от диаметра трубопровода, вязкости масла, частоты пульсации и режима течения в трубопроводе [46]. Приведенные в табл. 27 зависимости относятся к гармоническому процессу. Изменение размаха пульсации давления вдоль трубопровода, соответствующее расчетному, наблюдается в случае отсутствия волн, отраженных от конца участка трубопровода, например, в очень длинной магистрали, в которой колебания полностью затухают. В реальных магистралях размах пульсации давления в каждом сечении определяется суммой прямых и отраженных волн.

### П р и м е р ы р а с ч е т а п р и н е у с т а н о в и в ш е м с я т е ч е н и и ж и д к о с т и

*Пример 1.* Определить повышение давления в трубе диаметром  $d = 12$  мм,  $l = 8$  м при перекрытии потока масла с  $Q = 23$  л/мин за время  $T = 0,1$  с.

По табл. 25 определяем:  $l_{\min} = 60$  м. Следовательно,  $l < l_{\min}$ , и можно рассчитать инерционную составляющую напора. По номограмме (рис. 33) для  $l = 1$  м повышение давления  $\Delta p_{\text{и}} = 0,3$  кг/см<sup>2</sup>. Для  $l = 8$  м  $\Delta p_{\text{и}} = 0,3 \times 8 = 2,4$  кг/см<sup>2</sup>.

*Пример 2.* Определить повышение давления в трубе при таких же параметрах, как в примере 1, за время  $T = 0,01$  с.

По табл. 25 определяем длину  $l_{\min} = 6$  м, т. е.  $l > l_{\min}$ , что свидетельствует о прямом гидравлическом ударе. По номограмме (см. рис. 33) находим повышение давления  $\Delta p_{\text{г. у}} = 38$  кг/см<sup>2</sup>.

*Пример 3.* Определить плунжерную частоту пульсации давления на начальном участке напорной магистрали насос—труба  $d = 10$  мм — фильтр . . . и длины  $l_{\text{тп}}$  труб, при которых возможен резонанс пульсации на плунжерной частоте, если  $z = 9$ ,  $n = 2880$  об/мин<sup>-1</sup>, а суммарная длина каналов насоса и фильтра составляет 0,14 м.

По номограмме (рис. 35) или табл. 27, приняв  $c = 1200$  м/с, определяем

$$f = nz/60 = 432 \text{ гц}; \quad \lambda_{\text{в}} = c/f = 278 \text{ м.}$$

По табл. 27 находим резонансные длины  $l$  магистрали, приняв ориентировочно  $l' = 0,06 \times \lambda_{\text{в}} = 0,16$  м; для  $k = 1$   $l_1 = \frac{2,78}{4} - 0,16 = 0,54$  м; для  $k = 2$   $l_2 = \frac{2,78}{4} + \frac{2,78}{2} - 0,16 = 1,93$  м и т. д.

С учетом суммарной длины каналов насоса и фильтра

$$l_{\text{тп}1} = l_1 - 0,14 = 0,4 \text{ м}; \quad l_{\text{тп}2} = l_2 - 0,14 = 1,79 \text{ м и т. д.}$$

*Пример 4.* Определить для условий, указанных в примере 3, длины  $l_{\text{тп}}$  труб, при которых резонанс отсутствует.

Здесь, как и в примере 3,  $\lambda_{\text{в}} = 278$  м.

По данным табл. 27 рассчитываем нерезонансные длины магистрали для  $k = 1$   $l_1 = \frac{2,78}{2} = 1,39$  м; для  $k = 2$   $l_2 = 2,78$  м и т. д. С учетом суммарной длины каналов насоса и фильтра  $l_{\text{тп}1} = l_1 - 0,14 = 1,25$  м,  $l_{\text{тп}2} = l_2 - 0,14 = 1,64$  м и т. д.

## МАССА ТРУБОПРОВОДА

Массу круглой концентрической трубы (рис. 36) определяют по формуле

$$G = \pi d_{\text{ср}} s l m = \pi (D_{\text{н}} - s) s l m,$$

где  $d_{\text{ср}}$  и  $D_{\text{н}}$  — средний и наружный диаметры;  $l$  — длина;  $m$  — плотность металла;  $s$  — толщина стенки трубы.

Если подставить значения  $D_{\text{н}}$  и  $s$  в миллиметрах,  $l$  — в метрах,  $m$  — в килограммах на кубический метр, то получим

$$G = 3,14 \cdot 10^{-6} (D_{\text{н}} - s) s l m = k (D_{\text{н}} - s) s l, \text{ кг.}$$

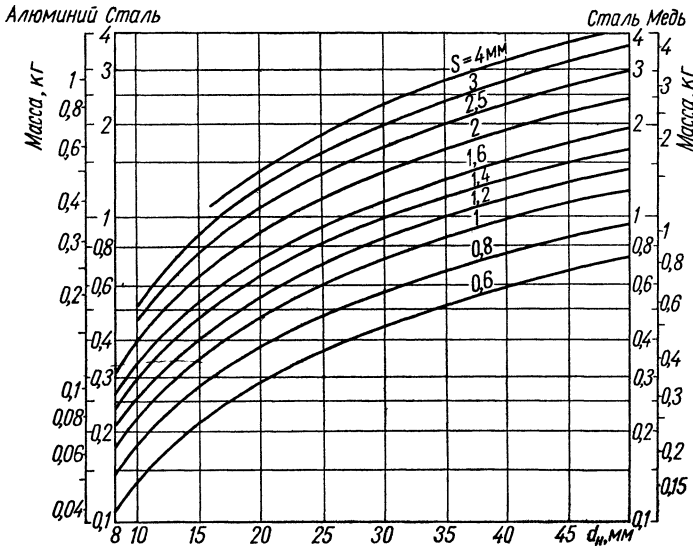


Рис. 36. Масса 1 м концентрической металлической трубы в зависимости от наружного диаметра  $D_{\text{н}}$  и толщины стенки  $s$ .

### 28. Объем и масса, г, масла, находящегося в круглой трубе длиной 1 м

$d$ , мм	$V$ , см <sup>3</sup>	Масса при плотности, г/см <sup>3</sup>			$d$ , мм	$V$ , см <sup>3</sup>	Масса при плотности, г/см <sup>3</sup>		
		0,85	0,9	0,95			0,85	0,9	0,95
4	12,6	10,7	11,3	12	28	616	522	553	584
6	28,3	24	25,4	26,8	30	707	600	635	670
8	50,3	42,7	45,2	47,7	32	804	682	722	763
10	78,5	66,5	70,5	74,5	34	908	770	816	860
12	113	95,5	101	107	36	1018	866	917	968
14	154	131	138	146	38	1134	964	1020	1076
16	200	170	180	190	40	1257	1067	1130	1190
18	254	216	229	241	42	1385	1175	1245	1315
20	314	267	282	298	44	1521	1290	1366	1443
22	380	322	342	360	46	1662	1405	1490	1570
24	452	385	408	430	48	1810	1535	1625	1715
26	531	452	478	505	50	1963	1670	1765	1865

Для стальных труб коэффициент  $k = 24,6 \cdot 10^{-3}$ , для медных —  $k = 28 \cdot 10^{-3}$ , для алюминиевых —  $k = 8,8 \cdot 10^{-3}$ .

Масса масла, находящегося в круглой трубе, приведена в табл. 28.

## ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ РАСЧЕТА ТРУБОПРОВОДА

При конструировании обычно задаются длина  $l$  трубопровода, характеристики масла ( $\gamma, \nu$ ) и гидравлического режима ( $p, Q, \Delta Q$ ) и ограничивается допустимая потеря давления в магистрали. В результате гидравлического и прочностного расчетов определяется диаметр  $d$ , при котором величина потерь не превышает допустимой, и выбирается стандартизованная труба, удовлетворяющая требованиям прочности. Гидравлический расчет производится в такой последовательности:

а) определяется ориентировочная величина  $d = f(u)$  для данного типа магистрали (см. табл. 16, 17, рис. 14), полученное значение округляется;

б) по данным табл. 18 и рис. 15 определяются величины  $Re = f(d, Q, \nu)$ , по данным табл. 21 и рис. 16 —  $\lambda = f(Re)$ ;

в) рассчитываются потери давления  $\Delta p = f(\lambda, d, Q, l)$  по длине трубы (см. табл. 20, рис. 17—30);

г) находятся потери давления  $\Delta p_{м.с} = f(d, Q, \zeta)$  на местных сопротивлениях (см. табл. 23, рис. 31);

д) при необходимости по табл. 25 и рис. 33 рассчитывается инерционная составляющая потеря  $\Delta p_{и} = f(d, \Delta Q, T, l)$ ;

е) суммарные потери давления ( $\Delta p + \Delta p_{м.с} + \Delta p_{и}$ ) сравниваются с заданными; при значительном расхождении величина  $d$  соответственно изменяется и производится повторный расчет, при удовлетворительном совпадении расчет диаметра  $d$  заканчивается.

Прочностной расчет начинают с выбора типа и материала трубы. Затем выбирается коэффициент  $n_b$  запаса прочности и рассчитывается минимальная толщина стенки  $s = f(d, p, k, \sigma_b)$ , при этом подставляется значение  $d$ , полученное в гидравлическом расчете. Для режимов работы с гидравлическими ударами (см. табл. 26, рис. 34) расчет ведется по величине давления  $p' = p + \Delta p_{г.у}$ . По сортаменту (см. табл. 29—39) выбирается стандартная труба с ближайшими к расчетным значениям величин  $s$  и  $D_n = d + 2s$ . С целью проверки правильности расчетов определяются величины  $\Delta p$  и  $\sigma$  для выбранной трубы.

Расчеты трубопровода целесообразно вести по номограммам, что позволяет упростить и сократить вычисления.

## ТРУБЫ ДЛЯ ГИДРОСИСТЕМ

### МАТЕРИАЛЫ И ТИПЫ ТРУБ

Выбор типа трубы зависит от рабочего давления и температуры, агрессивности рабочей жидкости и внешней среды, вида соединения труб, условий гибки и монтажа, веса и стоимости труб.

Трубы из углеродистых сталей применяются в неагрессивных средах при температурах до 250° С. При использовании в атмосферных условиях предусматриваются окраска или гальваническое покрытие поверхностей труб. Бесшовные трубы (табл. 29—31) работают на всех давлениях, встречающихся в промышленном гидроприводе, трубы электросварные (табл. 32—34) используются на меньших, чем бесшовные, давлениях. Для систем с ограничениями по весу (например, в транспортном машиностроении) используются тонкостенные ( $S < 1,5$  мм) бесшовные трубы, большей частью из конструкционных сталей марок 10 и 20. Соединяют их в основном по наружному конусу

## 29. Трубы стальные бесшовные горячекатаные

### А. Сортамент, мм (по ГОСТ 8732—70)

$D_H$	25	28	32	38	42	45	50
S	2,5—8	2,5—8	2,5—8	2,5—8	2,5—10	2,5—10	2,5—10

Примечания 1. Толщина стенок в указанном диапазоне выбирается по табл. 30, пункт Б.

2. Допустимые отклонения размеров  $D_H \pm 0,5$  мм;  $S \begin{matrix} +12,5\% \\ -15\% \end{matrix}$ .

### Б. Механические свойства (по ГОСТ 8731—66)

Марка стали	$\sigma_T$ , кг/мм <sup>2</sup>	$\sigma_B$ , кг/мм <sup>2</sup>	$\delta_s$ , %	Марка стали	$\sigma_T$ , кг/мм <sup>2</sup>	$\sigma_B$ , кг/мм <sup>2</sup>	$\delta_s$ , %
	не менее				не менее		
10	21	34	24	15ХМ	23	44	21
20	25	42	21	30ХМА	40	60	13
35	30	52	17	12ХН2	40	55	14
45	33	60	14	Ст. 2сп	21	34	24
10Г2	27	48	21	Ст. 4сп	25	42	20
20Х	—	44	16	Ст. 6сп	27	60	14
40Х	—	67	9	Ст. 6сп	30	50	17
30ХГСА	—	70	11				

Примечание. В зависимости от показателей качества трубы подразделяются на группы А, Б, В, Г и Д, для которых нормируются: механические свойства (А), указанные в таблице для сталей по ГОСТ 380—71, химический состав (Б), механические свойства и химический состав (В), химический состав и механические свойства образцов, подвергнутых термообработке (Г), и испытательное гидравлическое давление (Д).

Примеры условных обозначений труб; труба группы А диаметром  $D_H = 70$  мм с толщиной стенки  $S = 2$  мм, длиной 1250 мм изготовленная из стали марки 10 по ГОСТ 8731—66—

труба  $\frac{70 \times 2 \times 1250 \text{ ГОСТ } 8732-70}{A \text{ } 10 \text{ ГОСТ } 8731-66}$ ,

такая же труба без указания ее длины —

труба  $\frac{70 \times 2 \text{ ГОСТ } 8732-70}{A \text{ } 10 \text{ ГОСТ } 8731-66}$ .

(рис. 37). Используются также соединения по внутреннему конусу (рис. 38). Толстостенные ( $S > 1,5$  мм) трубы из сталей обыкновенного качества и конструкционных, используемые в гидросистемах промышленных установок, соединяются, как правило, с применением сварки, бесшовные трубы повышенной точности могут соединяться с использованием врезавшегося кольца (рис. 39).

Трубы из нержавеющей стали применяются при температурах до 500°С (табл. 35, 36). Они обладают повышенными по сравнению с трубами из углеродистых сталей прочностью и коррозионной стойкостью в агрессивных средах. Наиболее широкое применение находят бесшовные трубы из сталей типа 12Х18Н10Т (табл. 35). Прочность этих труб на 25—50% выше прочности труб из стали 20, что позволяет со-

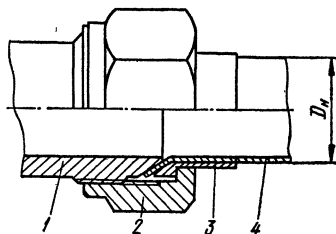


Рис. 37. Соединение по наружному конусу:  
1 — резьбовая часть штуцера; 2 — гайка накидная; 3 — ниппель; 4 — труба.

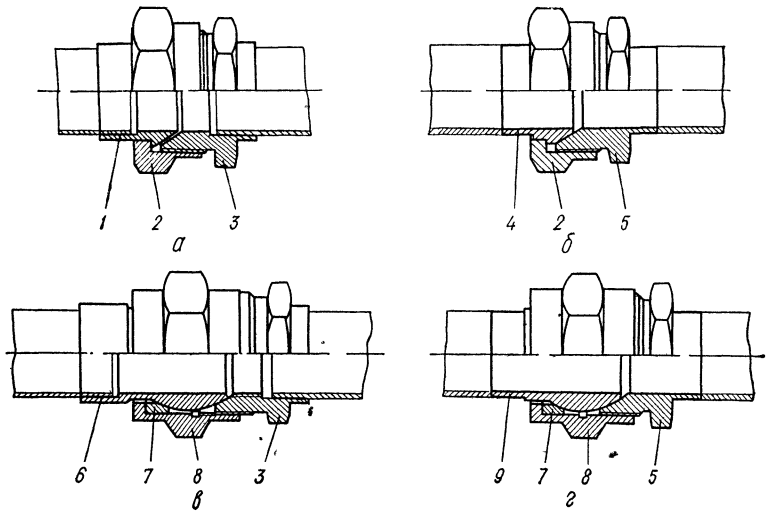


Рис. 38. Полусферические припайное (а) и приварное (б), сферические припайное (в) и приварное (г) соединения по внутреннему конусу: 1 — ниппель полусферической припайной; 2 — гайка накидная для полусферических ниппелей; 3 — штуцер припайной; 4 — ниппель полусферический приварной; 5 — штуцер приварной; 6 — ниппель сферический припайной; 7 — кольцо упорное; 8 — гайка накидная для сферического ниппеля; 9 — ниппель сферический приварной.

### 30. Трубы стальные бесшовные холоднотянутые и холоднокатаные А. Сортамент, мм (по ГОСТ 8734—58)

$D_H$		S	$D_H$		S
Номинальный размер	Предельные отклонения		Номинальный размер	Предельные отклонения	
4	$\pm 0,15$	0,2—1,2	22	$\pm 0,3$	0,4—6
5		0,2—1,6	23		0,4—6
6		0,2—2,5	24		0,4—7
7		0,2—2,5	25		0,4—7
8		0,2—2,5	26		0,4—7
9		0,2—2,8	27		0,4—7
10		0,2—3,5	28		0,4—7
11		0,2—3,5	30		0,4—8
12		$\pm 0,3$	0,2—4		32
(13)	0,2—4		34		0,4—8
14	0,2—4		35	0,4—8	
15	0,2—5		36	0,4—8	
16	0,2—5		38	0,4—9	
17	0,2—5		40	$\pm 0,4$	0,4—9
18	0,2—5		42		1,0—9
19	0,2—6		45		1,0—10
20	0,2—6		48		1,0—10
21	0,4—6		50		1,0—12

Б. Толщина стенок труб  $S$ , мм

(0,2)	0,25	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	1
1,2	1,4	(1,5)	1,6	1,8	2	2,2	2,5
2,8	3	3,2	3,5	4	4,5	5	5,5
6	6,5	7	7,5	8	8,5	9	9,5

Примечание. Предельные отклонения толщины холоднотянутых труб:  $\pm 0,12$  мм при  $S < 1$  мм;  $\pm 10\%$  при  $S = 1 \dots 5$  мм;  $\pm 8\%$  при  $S > 5$  мм.

## В. Механические свойства (по ГОСТ 8733—74)

Марка стали	$\sigma_T$ , кг/мм <sup>2</sup>	$\sigma_B$ , кг/мм <sup>2</sup>	$\delta_5$ , %	Марка стали	$\sigma_T$ , кг/мм <sup>2</sup>	$\sigma_B$ , кг/мм <sup>2</sup>	$\delta_5$ , %
	не менее				не менее		
10	21	35	24	15X	—	42	19
20	25	42	21	20X	—	44	17
35	30	52	17	40X	—	63	14
45	33	60	14	30ХГСА	—	50	18
10Г2	25	43	22	15ХМ	23	44	21

Примечание. Трубы изготавливаются групп Б, В, Г, Д (см. табл. 29), а также группы Е — после специальной термообработки.

Условное обозначение труб такое же, как в табл. 29. Например,

труба  $\frac{70 \times 2 \text{ ГОСТ } 8734-58}{B20 \text{ ГОСТ } 8733-74}$ .

## 31. Трубы стальные прецизионные (по ГОСТ 9567—75)

## А. Сортамент, мм (после холодного передела)

$D_H$		$S$	$D_H$		$S$	
Номинальный размер	Предельные отклонения		Номинальный размер	Предельные отклонения		
4	$\pm 0,1$	0,1—1,0	25	$\pm 0,1$	0,16—7,0	
5		0,1—(1,5)	(26)		0,16—7,0	
6		0,1—2,0	(27)		0,16—7,0	
7		0,1—2,5	28		0,16—7,0	
8		0,1—2,5	30		0,16—8,0	
9		0,1—2,5	32		0,16—8,0	
10		0,1—3,5	34		$\pm 0,15$	0,16—8,0
11		0,1—3,5	36			0,16—8,0
12		0,1—3,5	38			0,16—9,0
14		0,1—4,0	40			0,16—9,0
16		0,1—5,0	42	$\pm 0,2$	0,3—9,0	
18		0,1—5,0	45		0,3—10,0	
20		0,16—6,0	(48)		0,3—10,0	
22		0,16—6,0	50		0,3—12,0	
(24)		0,16—7,0	(54)		0,3—12,0	

Б. Толщина стенок труб  $S$ , мм

0,1	0,16	(0,2)	0,25	0,3	0,4	0,5	0,6
0,8	1,0	(1,5)	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0
4,5	5,0	5,5	6,0	7,0	8,0	9,0	10,0

Примечания: 1. Допускаемые отклонения толщины стенки:  $\pm 0,05$  мм при  $S = 0,16 \dots 0,8$  мм,  $\pm 7,5\%$  при  $S = 1 \dots 5$  мм,  $\pm 6\%$  при  $S > 5$  мм.

2. По ГОСТ 9567-75 выпускаются также горячекатаные трубы с диапазонами размеров  $D_H$  и  $S$  по табл. 29 А и допустимыми отклонениями (в пределах указанных диапазонов)  $D_H \pm 0,35$  мм,  $S \pm 10\%$ .

3. Материал и технические требования на трубы регламентированы ГОСТ 8733-74.

4. Допускается поставка труб повышенной точности только по одному параметру. Допуски по другим могут соответствовать указанным в ГОСТ 8734-58 (табл. 30, пункт А).

Примеры условных обозначений: труба после холодного передела с  $D_H = 8$  мм,  $S = 0,3$  мм, немерной длины, из стали марки 20 с прецизионными допусками только по наружному диаметру, поставляемая по химическому составу и механическим свойствам (по ГОСТ 8733-74) —

труба  $8n \times 0,3-20-A$  ГОСТ 9567-60;

такая же труба длиной 1250 мм с прецизионными допусками по диаметру и толщине стенки —

труба  $8n \times 0,3n \times 1250-20-A$  ГОСТ 9567-60.

## 32. Трубы стальные электросварные

## А. Сортамент, мм (по ГОСТ 10704-63)

$D_H$	$S$	$D_H$	$S$	$D_H$	$S$
8	1—1,2	(19)	1—2	32	1—3
9	1—1,2	20	1—2	33	1—3
10	1—1,2	(21)	1—2	34	1,2—3
11	1—1,2	22	1—2	(35)	1,2—3
12	1—1,6	(23)	1—2,5	36	1,2—3
(13)	1—1,6	(24)	1—2,5	38	1,2—3
14	1—1,6	25	1—2,5	40	1,2—3
(15)	1—1,6	26	1—2,5	42	1,2—3
16	1—1,6	(27)	1—2,5	45	1,2—3
(17)	1—1,6	28	1—2,5	48	1,4—3
18	1—2	30	1—2,5	50	1,4—3,5

## Б. Механические свойства (по ГОСТ 10705-63)

Марка стали	Термообработанные трубы		Трубы без термообработки			
			При $D_H = 20-60^*$ мм		При $D_H < 20^{**}$ мм	
	$\sigma_B$ , кг/мм <sup>2</sup>	$\delta_5$ , %	$\sigma_B$ , кг/мм <sup>2</sup>	$\delta_5$ , %	$\sigma_B$ , кг/мм <sup>2</sup>	$\delta_5$ , %
08	32	25	34	15	38	6
10, Ст. 2	34	24	34	15	38	6
15, Ст. 3	38	22	38	13	45	5
20, Ст. 4	42	21	40	10	50	4

\* Для толщины стенки  $S < 0,06D_H$ .

\*\* Для труб диаметром 20—60 мм при  $S > 0,06D_H$ .

Условное обозначение труб и группы их изготовления:

труба  $\frac{25 \times 2}{D20}$  ГОСТ 10704-63  
 $\frac{D20}{D20}$  ГОСТ 10705-63

### 33. Трубы стальные электросварные холоднотянутые и холоднокатаные (по ГОСТ 10707—73)

Сортамент, мм

$D_n$		S	$D_n$		S	
Номинальный размер	Предельные отклонения		Номинальный размер	Предельные отклонения		
5	±0,15	0,5—1	21	±0,3	1—2,5	
6		0,5—1	22		1—3	
7		0,5—1	23		1—3	
8		0,5—1,2	24		1—3	
9		0,5—1,2	25		1—3	
10		0,5—1,5	27		1—3	
11		0,5—2,5	28		1—3	
12		0,5—2,5	30		1—3	
13		0,8—2,5	32		±0,4	1—3
14		0,8—2,5	34			1—3
15	0,8—2,5	35	1—3			
16	0,8—2,5	36	1,2—3			
17	0,8—2,5	38	1,2—3			
18	0,8—2,5	40	1,4—3			
19	0,8—2,5	41,5	1,4—3			
20	0,8—2,5	42	1,4—3			
			45	1,4—3		

Примечания: 1. Материал и механические свойства труб см. в табл. 32, пункт Б.

2. Толщина стенок труб в указанном диапазоне диаметров выбирается по табл. 30, пункт Б.

3. Для труб обычной точности допускаемые отклонения толщины стенок ±0,12 мм при  $S < 1$ ; ±10% при  $S > 1$ . Выпускаются также трубы повышенной точности.

4. Технические требования к трубам регламентированы ГОСТ 8733—74.

Условное обозначение труб и групп их изготовления — по типу, показанному в табл. 29, например:

труба  $20 \times 2$  ГОСТ 10707—73  
Д10 ГОСТ 8733—73

### 34. Трубы стальные водогазопроводные (по ГОСТ 3262—62)

Сортамент, мм

$d_y$	$D_n$	Трубы			Резьба	
		легкие	обыкновенные	усиленные	Наружный диаметр	Число ниток на дюйм
6	10,2	1,8	2	2,5	—	—
8	13,5	2	2,2	2,8	—	—
10	17	2	2,2	2,8	—	—
15	21,3	2,5	2,8	3,2	20,956	14
20	26,8	2,5	2,8	3,2	26,442	14
25	33,5	2,8	3,2	4	33,250	11
32	42,3	2,8	3,2	4	41,912	11
40	48	3	3,5	4	47,805	11
50	60	3	3,5	4,5	59,616	11

Примечания: 1. Трубы изготавливаются сварными или бесшовными из мягкой, хорошо сваривающейся стали (по ГОСТ 380—71).

2. Допускаемые отклонения по наружному диаметру составляют ±0,5 мм при обычной и ±0,4 мм при повышенной точности изготовления; допускаемые отклонения по толщине стенки — соответственно 15% и 10%.

3. В обозначениях труб используются индексы: М (комплектуется с муфтой), Ц (с цилиндрической резьбой), К (с конической резьбой), У (усиленная), Л (легкая), П (повышенной точности), О (оцинкованная).



Примеры условного обозначения: труба обычной точности изготовления диаметром  $d_y = 20$  мм —

труба 20 ГОСТ 3262—62,  
 труба обычной точности изготовления диаметром  $d_y = 20$  мм длиной 4000 мм, оцинкованная с цилиндрической резьбой —  
 труба О—Ц—20×4000 ГОСТ 3262—62.

ответственно уменьшить толщину стенок и вес трубопровода. При длительном воздействии морской воды рекомендуется применять трубы из стали 08Х18Н10Т, предварительно подвергнув их электролитическому полированию.

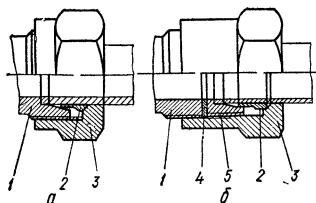


Рис. 39. Соединения с врезным кольцом (а) и врезным кольцом и радиальным монтажом (б):

1 — присоединительная часть штуцера; 2 — кольцо врезное; 3 — гайка накидная; 4 — прокладка уплотнительная; 5 — кольцо нажимное.

Трубы из меди (табл. 37) используются при температурах до 150° С и давлениях до 250 кг/см<sup>2</sup>. Они устойчивы к воздействиям атмосферы и морской воды. Наиболее часто применяемые виды соединений — по наружному конусу (для давлений до 100 кг/см<sup>2</sup>) и паяные. Трубы из меди отличаются высокой гибкостью, удобны для применения на коротких участках со сложными изгибами и при необходимости подгонки в процессе монтажа. Эти преимущества в наибольшей степени проявляются при малых диаметрах, поэтому медные трубы применяются большей частью до диаметров  $d = 16$  мм. Недостатки медных труб — способность к окислению минерального масла, высокая стоимость и низкая удельная прочность. Они примерно в 2—3 раза тяжелее стальных труб равной прочности.

### 35. Трубы бесшовные холодно- и теплodeформированные из коррозионностойкой стали (по ГОСТ 9941—72)

А. Сортамент, мм

$D_n$		S	$D_n$		S
Номинальный размер	Предельные отклонения		Номинальный размер	Предельные отклонения	
5	±0,3	0,2—1	21	±0,45	0,3—4
6		0,2—1,5	22		0,3—4
7		0,2—1,5	23		0,3—4
8		0,2—2	24		0,3—4
9		0,2—2	25		0,3—4,5
10		0,2—2,5	27		0,3—4,5
11		0,2—2,5	28		0,3—5,5
12		0,2—2,5	30		0,3—5,5
13		0,2—2,5	32		0,3—5,5
14		0,2—3	34		±1,2%
15	0,2—3	35	0,3—5,5		
16	0,2—3	36	0,4—6		
17	0,2—3,5	38	0,4—6		
18	0,2—3,5	40	0,4—6		
19	±0,45	0,2—4	42	0,4—6	
20		0,2—4	45	0,4—7,5	
		0,2—4	48	0,4—7,5	

Примечание. Толщина стенок в указанном диапазоне  $D_n$  выбирается по табл. 30, пункт Б.

## Б. Допускаемые отклонения по толщине

S, мм	0,2	0,3—0,4	0,5—0,6	0,7—1	Свыше 1 до 3	Свыше 3 до 7
Предельные отклонения	±0,05 мм	±0,07 мм	±0,1 мм	±0,15 мм	±15%	±12,5%

Примечание. Предельные отклонения указаны для обычной точности изготовления. Трубы выпускаются также повышенной и высокой точности.

## В. Механические свойства (постановка в термообработанном состоянии)

Марка стали	$\sigma_{в'}$ кг/мм <sup>2</sup>	$\delta_5$ , %	Марка стали	$\sigma_{в'}$ кг/мм <sup>2</sup>	$\delta_5$ , %
	не менее			не менее	
08X17T	38	17	08X18H10	54	37
08X13	38	22	08X18H10T	56	37
12X13	40	22	08X18H12T	56	37
12X17	45	17	08X17H15M3T	56	35
15X25T	47	17	12X18H10T	56	35
04X18H10	50	45	12X18H12T	56	35
08X20H14C2	52	35	09X14H19B2BP	56	35
10X17H13M2T	54	35	12X18H9	56	37
08X18H12B	54	37	17X18H9	58	35
10X23H18	54	35	08X22H6T	60	20

Примеры условного обозначения: труба из стали марки 12X18H10T,  $D_n = 25$  мм,  $S = 2$  мм, повышенной точности изготовления по диаметру и высокой точности по толщине стенки длиной 3 м —  
*труба 25n × 2в × 3000 — 12 X 18H10T ГОСТ 9941—72,*  
такая же труба обычной точности изготовления без указания длины —  
*труба 25 × 2 — 12X18H10T ГОСТ 9941—72.*

## 36. Трубы из нержавеющей стали электросварные (по ГОСТ 11068—64)

## А. Сортамент, мм

$D_n$		S	$D_n$		S
Номинальный размер	Предельные отклонения		Номинальный размер	Предельные отклонения	
8	±0,3 мм	1—1,2	28	±0,4 мм	1,2—3,2
9		1—1,2	30		1,2—3,2
10		1—1,2	32		1,2—3,2
11		1—1,8	(33)		1,2—3,2
12		1—1,8	34		1,2—3,2
14		1—1,8	(35)		1,2—3,2
15		1—1,8	36		1,2—3,2
16		1—2,2	38		1,2—3,2
(17)		1—2,2	40		1,2—3,2
18		±0,4 мм	42		±1%
(19)	1—2,2	45	1,2—3,2		
20	1—2,2	48	1,4—3,2		
22	1—2,2	50	1,4—3,2		
25	1—3,2				

Примечания: 1. Толщина стенок в указанном диапазоне выбирается по табл. 30, пункт Б.

2. Предельные отклонения по толщине стенки составляют ±0,2 мм при  $S = 2$  мм и ±0,25 мм при  $2 < S < 3$  мм.

## Б. Механические свойства

Марка стали	После термообработки		Марка стали	После термообработки	
	$\sigma_B$ , кг/мм <sup>2</sup>	$\delta_s$ , %		$\sigma_B$ , кг/мм <sup>2</sup>	$\delta_s$ , %
	не менее			не менее	
00X18H10T	50	40	08X18H12T	54	37
08X18H10T	54	37	12X18H12T	56	35
12X18H10T	56	35			

Примечание. В таблице приведены механические свойства сталей после термообработки. До термообработки предел прочности  $\sigma_B$  указанных в таблице сталей составляет 60 кг/мм<sup>2</sup>, относительное удлинение  $\delta_s$  — 25%.

Условное обозначение трубы с  $D_H = 25$  мм,  $S = 2$  мм длиной 6000 мм из стали марки 12X18H10T:

труба 25 × 2 × 6000 12X18H10T ГОСТ 11068—64.

## 37. Трубы медные (по ГОСТ 617—72)

## А. Сортамент, мм

$D_H$		S	$D_H$		S
Номинальный размер	Предельные отклонения		Номинальный размер	Предельные отклонения	
3	—0,15	0,5—0,8	15	—0,2	1—3,5
4		0,5—1	16		0,8—4
5		0,5—1,2	17		1—2
6		0,5—2	18		1—4
7		0,5—1,5	19		1—2
8		0,5—2	20		1—5
9		0,5—2,5	22		1—6
10		0,5—2	23		1,5—4,5
11		1,5—3	24		1—7
12		—0,2	0,8—2		25
13	1—3		26	1—7	
14	1—3		(27)	1—5	

## Б. Толщина стенки, мм

0,5 ± 0,07	0,6 ± 0,07	0,8 ± 0,08	1,0 ± 0,1	1,2 ± 0,12
1,5 ± 0,15	2,0 ± 0,2	2,5 ± 0,25	3 ± 0,25	3,5 ± 0,3
4,0 ± 0,3	4,5 ± 0,35	5,0 ± 0,4	6,0 ± 0,5	7,0 ± 0,6

Примечания: 1. Трубы изготавливаются из меди марок М1, М1р, М2, М2р, М3, М3р и томпака марки Д96 (по ГОСТ 15527—70).

2. Тянутые и холоднокатаные трубы изготавливаются мягкими (М), полутвердыми (ПТ) и твердыми (Т).

3. Механические свойства мягких труб:  
 $\sigma_B > 20$  кг/мм<sup>2</sup>;  $\delta_s > 35\%$ .

Примеры условных обозначений: труба из мягкой меди М3 с  $D_H = 10$  мм,  $S = 2$  мм, длиной 3000 мм —

труба М3—М—10 × 2 × 3000 ГОСТ 617—72,

такая же труба без указания длины —

труба М3—М—10 × 2 ГОСТ 617—72.

Трубы из алюминиевых сплавов АМг2М и АМдМ (табл. 38) отличаются легкостью, гибкостью, удобством в монтаже. Они устанавливаются в большинстве случаев на всасывающих и сливных магистралях, трубы малых

### 38. Трубы катаные и тянутые из алюминия и алюминиевых сплавов (по ГОСТ 18475—73)

А. Сортамент круглых труб, мм

$D_H$		S	$D_H$		S
Номинальный размер	Предельные отклонения		Номинальный размер	Предельные отклонения	
6	-0,15	0,5—1,5	25	-0,20	0,5—5
7		0,5—1,5	26		0,5—5
8		0,5—2,0	27		0,75—5
9		0,5—2,0	28		0,75—5
10		0,5—2,5	30		0,75—5
11		0,5—2,5	32		0,75—6
12		0,5—3,0	33		0,75—6
13		0,5—3,0	34		0,75—6
14		0,5—3,0	35		0,75—6
15		0,5—3,0	36		0,75—6
16	-0,20	0,5—3,5	37	-0,25	0,75—6
17		1,5	38		0,75—6
18		0,5—3,5	40		0,75—8
19		1,5	42		0,75—8
20		0,5—4	43		0,75—8
21		0,5—4	45		0,75—8
22		0,5—5	48		0,75—8
23		1,5	50		0,75—10
24		0,5—5			

Б. Толщина S для труб, мм (по ГОСТ 18475—73)

0,5±0,05	0,75±0,08	1±0,1	1,5±0,14	2±0,18	2,5±0,2
3±0,25	3,5±0,25	4±0,28	5±0,4	6±0,5	8±0,7

В. Механические свойства отожженных труб

Шифр материала	$\sigma_B$ , кг/мм <sup>2</sup>	$\delta_5$ , %	Шифр материала	$\sigma_B$ , кг/мм <sup>2</sup>	$\delta_5$ , %
АДОМ	6	20	АМг5М	27	15
АДМ	6—11	20	АМг6М	32	15
АМцМ	9—14	—	АВМ	<15	17
АМг2М	16—22,5	—	Д1М	<25	10
АМг3М	19	15	Д16М	<25	10

Примечание. Первая часть шифра указывает марку материала, вторая — отражает состояние поставки. Символами М обозначают отожженные трубы, Н — нагартованные, Т — закаленные, подвергнутые естественному старению; Т1 — закаленные, подвергнутые искусственному старению.

Условное обозначение круглой трубы с  $D_H=40$ ,  $S=2$  мм, длиной 2500 мм, из сплава АМгМ, отожженной:

труба круглая 40×2×2500 АМгМ ГОСТ 18475—73.

диаметров — на линиях с давлением до 200 кг/см<sup>2</sup>. Используются в неагрессивных средах при температурах до 150°С, как правило, подвергаются защитной гальванической обработке (анодированию). При повышенной агрессивности среды (например, в судостроении) применяются только для дренажных каналов. Основной вид соединений — по наружному конусу, применяются также муфты из рукавов с нитяными оплетками, закрепляемыми хомутами.

Трубы из титановых сплавов ВТ-1, ОТ4-0, ОТ4-1 и 7М находят применение в самолетостроении. Отличаются стойкостью при высоких температурах и повышенной агрессивности среды. Работая на тех же давлениях, что и стальные трубы, дают экономию веса до 40%.

В табл. 29—39 приведены данные для труб, наружные диаметры которых не превышают 50 мм. В скобки взяты размеры труб, применение которых не рекомендуется. Допустимые рабочие и разрушающие давления для труб даны в гл. VI.

В таблицах приняты следующие условные обозначения:  $d_y$  — диаметр условного прохода;  $D_H$  — наружный диаметр трубы;  $S$  — толщина стенки трубы;  $\sigma_B$  — предел временного сопротивления;  $\sigma_T$  — предел текучести;  $\delta_s$  — относительное удлинение.

### 39. Трубы латунные тянутые общего назначения (по ГОСТ 494—69)

#### А. Сортамент, мм

$D_H$		$S$	$D_H$		$S$
Номинальный размер	Предельные отклонения		Номинальный размер	Предельные отклонения	
3		0,5	14		0,5—2
4		0,5	15		0,5—3
5		0,5—1	16		0,5—3
6		0,5—2	17	—0,24	0,5—3,5
7	—0,2	0,5—0,8	18		1—4
8		0,5—2	19	0,5—4,5	
9		0,5—2	20	—0,3	1—5
10		0,5—2	21		2—4,5
11		1—2	22		1—6
12		0,5—3	23		1—4,5
13		0,5—3	24		1—7

#### Б. Механические свойства

Марка	Трубы			
	мягкие		полутвердые	
	$\sigma_B$ , кг/мм <sup>2</sup>	$\delta_s$ , %	$\sigma_B$ , кг/мм <sup>2</sup>	$\delta_s$ , %
Л63	30	38	34	30
Л68	30	38	35	30
Л070-1	30	38	35	30

<sup>i</sup> Условное обозначение мягкой трубы с  $D_H = 28$  мм,  $S = 3$  мм из латуни Л63 без указания длины:

труба М 28×3 Л63 ГОСТ 494—69.

# РАЗЪЕМНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ ТРУБОПРОВОДОВ

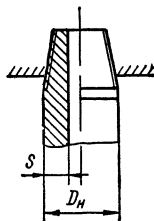
## ВИДЫ СОЕДИНЕНИЙ

Разъемные соединения трубопроводов различаются по типу арматуры (с арматурной резьбовой и фланцевой) крепления (с механическим креплением, с использованием сварки или пайки), и по способу герметизации разъема (обжатием трубы, обжатием деталей соединения, с использованием прокладки).

Вид и материал соединения выбирают в зависимости от рабочих параметров (давления, температуры), агрессивности рабочей жидкости и внешней среды, диаметра, толщины стенки, материала и типа труб, точности стыковки труб при монтаже, числа переборок в эксплуатации, технологии изготовления соединения.

Арматура резьбового типа обычно применяется для труб с диаметрами до  $d_y = 30...40$  мм. С увеличением диаметра повышаются силы, необходимые для затяжки (особенно при соединении по наружному конусу и с торцевым уплотнением), поэтому для труб больших диаметров используются фланцевые соединения. В промышленных установках иногда используются резьбовые безарматурные соединения труб с корпусом агрегата (табл. 40).

### 40. Рекомендуемые конические резьбы для соединения труб



Размеры труб, мм	Резьба коническая (по ГОСТ 6111—52)	Диаметр резьбы, мм	Размеры труб, мм	Резьба коническая (по ГОСТ 6111—52)	Диаметр резьбы, мм
14×2	K 1/4"	13,572	34×5	K 1"	33,228
18×2,5	K 3/8"	17,055	42×6	K 1/4"	41,985
22×3	K 1/2"	21,223	50×6	K 1/2"	48,054
28×4	K 3/4"	26,568	63×8	K 2"	60,092

При герметизации разъема обжатием трубы или деталей соединения допускается ограниченное число переборок из-за нарушения контактирующих поверхностей. Для соединений с мягкими сменными прокладками (торцевых, фланцевых) число переборок не ограничивается.

В табл. 41 приведены характеристики основных стандартизованных и нормализованных видов соединений.

Соединения по наружному конусу с развальцовкой трубы применяются в широком диапазоне давлений и температур, они хорошо работают в условиях вибрации, используются для труб из различных материалов. Так как для развальцовки пригодны только тонкостенные бесшовные трубы, то рабочее давление ограничивается прочностью трубы и снижается с увеличением диаметра. Развальцовка трубы может выполняться с помощью переносного приспособления, что позволяет производить стыковку непосредственно на изделии и облегчает ремонт трубопровода. Для выполнения соединений по наружно-

#### 41. Характеристики стандартизованных и нор-

Вид соединения	ГОСТ, нормаль	Рабочие параметры		
		$P_{\text{max}}$ , кг/см <sup>2</sup>	$t$ , °C	$D_n$ , мм
По наружному конусу	ГОСТ 13954—74— ГОСТ 13977—74; ГОСТ 20188—74— ГОСТ 20200—74	1060*	От —50 до +500	3—38
По внутреннему конусу: с полусферическим ниппелем	ГОСТ 16039—70—	650*	От —60 до +500	6—38
со сферическим ниппелем	ГОСТ 16078—70			18—38
С шаровым ниппелем	ГОСТ 20969—75— ГОСТ 20987—75	400	От —40 до +120	3—25
С врезающимся кольцом	ГОСТ 15763—70— ГОСТ 15804—70	400	От —40 до +120	6—38
С врезающимся кольцом и радиальным монтажом	ГОСТ 18527—73— ГОСТ 18563—73	250	От —40 до +120	10—38
Ниппельные (с прокладкой)	ГОСТ 4340—68, ГОСТ 4341—68	250	От —50 до +50	8—30
Штуцерно-торцевые (с прокладкой)	ГОСТ 5890—68	100	+250	6—32
С торцевым уплотнением (с прокладкой)	МН2286—61— МН2312—61	320	—	6—40
Фланцевые	ГОСТ 19535—74	320	От —40 до +100	32—299
Линзовое	ГОСТ 9400—63, ГОСТ 10493—63	1000*	—	14—80

\* Рабочее давление зависит от прочности трубы.

\*\* Применяется сталь с прочностными свойствами не ниже стали 20.

му конусу необходимо, чтобы трубы и детали были изготовлены с высокой точностью и шероховатость их поверхности была низкой. Из-за большой контактной поверхности для достижения герметичности необходимы значительные осевые усилия (с. 75). Соединения стальных труб выдерживают до 20—30 переборок.

Соединения по внутреннему конусу (шаровые) выполняются для тонкостенных и толстостенных труб с помощью пайки или сварки. Опыт эксплуатации показывает, что при малых диаметрах труб соединения выдерживают до 2500 кг/см<sup>2</sup>. Требования к точности монтажа соединений по внутреннему конусу значительно ниже, чем по наружному. При сферическом ниппеле допускается перекос соединяемых трубопроводов до 5°. Моменты затяжки соединений по внутреннему конусу в 1,5—2 раза меньше моментов затяжки соединений по наружному. Соединения, состоящие из термообработанных деталей, выдерживают до 20 переборок, после чего для достижения герметичности требуется момент затяжки одного порядка с максимально допустимым

## мализованных разъемных соединений труб

Трубы			Особенности технологического процесса изготовления	Номер рисунка	Номер табл.
S, мм	Материал	ГОСТ на сортамент			
0,5—1,5	Стали 20, 12Х18Н10Т, сплав АМг2М, медь М2	9567—60 9941—72 18475—73 617—72	Развальцовка труб	37	42—47
0,8—1,2	Стали 20, 12Х18Н10Т	9567—60 9941—72	Пайка, сварка	38	48—54
—	Сталь 20	8734—58	Сварка	40	62
1,6—6	» 20	9567—60	Механическая сборка	39	55—61
2,5—6	» 20	9567—60	Механическая сборка	39	55—61
2—5	Медь (углеродистая сталь, латунь)	617—72 (8734—58 494—52)	Пайка	—	—
1,6—3	Углеродистая нержавеющая сталь, медь, медно-никелевый сплав	9941—72 617—72	Пайка, сварка	—	—
1,6—5	Сталь 20	8734—58	Сварка	41	63
2,5—5,6	Сталь**	—	»	42	64,65
4—20	Сталь**	—	Механическая сборка	43	66,67

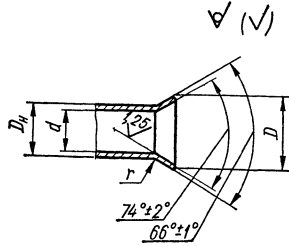
по условиям пластической деформации в местах контакта (с. 85). Переборка соединений, имеющих детали, изготовленные из мягких материалов, вызывает надирь.

Соединения с врезавшимся кольцом производится без использования сварки и пайки. При стягивании соединения врезавшееся кольцо обжимается и его кромка внедряется в трубу. Известны случаи использования соединения при давлениях до 800 кг/см<sup>2</sup> и температуре 280° С. Соединение работоспособно при вибрации и гидравлических ударах. При выполнении соединений с врезавшимся кольцом предъявляются повышенные требования к точности диаметра и шероховатости поверхности трубы.

Соединение с врезавшимся кольцом и радиальным монтажом совмещает в себе принципы соединения с врезавшимся кольцом и соединения с торцевым уплотнением. В отличие от всех остальных соединений с резьбовой арматурой, в которых обязательным является осевое смещение деталей при сборке, это соединение осуществляется без осевого смещения, что позволяет произво-



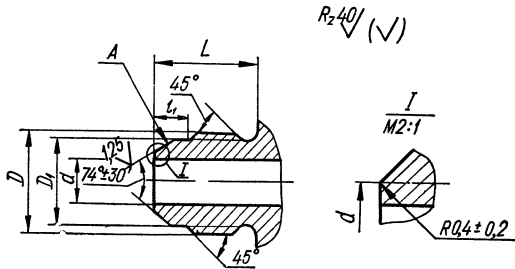
42. Концы труб развальцованные (по ГОСТ 13954—74)



$D_H$	Концы труб			$\alpha$ , град	Резьбовая
	$D$	$r$	$l$		$d$
	Предельные отклонения				
	по $C_s$	-0,3	$\pm 1$		
3	5,8	1,0	30	3	1,7
4	7,5				2,7
6	9,0	2,0	35		3,7
8	11,0				5,5
10	13,5		40		7,5
12	16,3				9,5
14	18,6		45	11,5	
16	20,5			13,5	
18	23,5	50	15,5		
20	26,5		17,0		
22	-29,0	2,5	55	4	19,0
25					22,0
28	35,0		30,0		
30	35,5				
32	38,0		28,0		
34	41,0		30,0		
36	44,0	32,0			
38			34,0		

Примечание. Толщина стенки у края конусной развальцованной части трубы алюминиевого сплава диаметром  $D_H < 8$  мм допускается уменьшение стенки до 55—60%.

и резьбовая часть арматуры (по ГОСТ 13955—74), мм



часть арматуры					
$d_1$	Резьба	$D_1$	$l$ (предельные отклонения $\pm 0,3$ )		$l_1$ (предельные отклонения $\pm 0,25$ )
			Исполнение 1	Исполнение 2	
2,6	M8×1	6,5	11	13	4,0
3,6	M10×1	8,5	12	14	4,5
4,6	M12×1	10,5			
6,6	M14×1	12,5	13	15	5,5
8,8	M16×1	14,5	14	16	5,0
10,8	M20×1,5	17,8			6,5
12,8	M22×1,5	19,8	17	20	6,0
14,8	M24×1,5	21,8			6,5
16,8	M27×1,5	24,8	18	21	7,0
18,5	M30×1,5	27,8	19	22	8,0
20,5					8,5
23,5	M33×2	30,0	22	26	7,5
26,5					9,5
28,5	M39×2	36,0			7,5
29,5			23	27	8,0
31,5	M42×2	39,0			
33,5	M45×2	42,0	24	28	
33,5					9,5
35,8	M48×2	45,0	25	29	8,0

не должна быть менее 70% толщины стенки цилиндрической части трубы. Для труб из

дить радиальный монтаж жестких трубопроводов. Соединение является более сложным и состоит из большего числа деталей, чем остальные рассматриваемые соединения.

Соединения с торцевым уплотнением применяются для давления до  $320 \text{ кг/см}^2$ , в большинстве случаев — с медной или паронитовой прокладкой. В условиях повышенной вибрации более надежными являются прокладки из резиновых колец. Для выполнения соединений требуется строгая соосность труб и большие моменты затяжки. Детали соединений изготавливаются из сталей, латуни и бронзы. Высокие твердость и чистота обработки не требуются.

Фланцевые соединения используются для стальных и медных труб диаметром от  $d_y = 10$  до любых больших диаметров, на которых они являются основным видом соединений. При изготовлении фланцев к точности и шероховатости поверхности жесткие требования не предъявляются. При затяжке соединения частично устраняются неточности монтажа труб.

## СОЕДИНЕНИЯ ПО НАРУЖНОМУ КОНУСУ

Соединения труб по наружному конусу (ГОСТ 13954—74—13974—74, ГОСТ 13976—74, ГОСТ 13977—74, ГОСТ 20188—74—20200—74) применяются в системах, предназначенных для различных жидкостных и газовых сред, в том числе и агрессивных (см. рис. 37, табл. 42—47). Необходимо, чтобы отклонение наружного диаметра трубы  $D_n$  на длине  $l$  используемых для соединений труб перед развальцовкой (табл. 42) не превышало верхнего отклонения по посадке  $Ш_3$ . Трубы, диаметр которых превышает верхнее отклонение посадки  $Ш_3$ , калибруют на длине  $l$  до размера, находящегося в пределах от верхнего отклонения посадки  $Ш_3$  до нижнего отклонения труб в состоянии поставки. Переход от калиброванного участка трубы к некалиброванному выполняют по конусу с углом  $\alpha$ .

В условных обозначениях деталей соединений материал обозначается цифрами: 11—15 — нержавеющие стали, 21 и 22 — стали соответственно 30ХГСА и 45, 31 — алюминиевые сплавы, 41 — бронза. Символами, стоящими после этих цифр, обозначают изделия основного производства (А), оцинкованные стальные детали, соприкасающиеся с топливом (Ц), омедненные (М) или посеребренные (Ср) гайки (для улучшения свинчивания), изделия для кислородных систем (К). Шифр кадмированных изделий состоит только из обозначения материала.

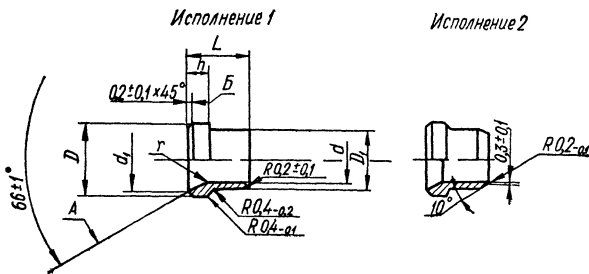
## СОЕДИНЕНИЯ ПО ВНУТРЕННЕМУ КОНУСУ

Соединения трубопроводов по внутреннему конусу (ГОСТ 16039—70—16078—70) применяются в системах, предназначенных для различных жидкостных и газовых сред, в том числе и агрессивных, на изделиях с поршневыми, газотурбинными и ракетными двигателями, а также в системах наземного оборудования, обслуживающих эти изделия, и в других видах техники (рис. 38, табл. 48—54).

Для соединений используются стальные трубы (табл. 41, 53) с толщиной стенки 0,8—1,2 мм. Детали соединений из нержавеющей сталей и стали марки 38ХА подвергаются закалке, из стали 45 (штампованные) — нормализации. Детали из сталей 20, 25, 45 и 12Х18Н9Т, изготовленные из прутков или листов, должны иметь свойства исходного материала. Рабочие давления для труб приведены в табл. 41. В условных обозначениях символами 011 и 012 обозначают нержавеющие стали, символами 021, 022, 023 — легированные и конструкционные.

Символами, стоящими после шифра материала, обозначают изделия оцинкованные (Ц), изделия общего машиностроения (А). Условное обозначение кадмированных деталей состоит из шифра материала.

43. Ниппели (по ГОСТ 13956—74), мм



$D_H$	$d$		$d_1$	$D$	$D_1$	$h$	$L$	$r$ (предельные отклонения $\pm 0,3$ )	Масса 100 штук, кг
	Номинальный размер	Предельные отклонения		Предельные отклонения					
				по $C_4$		$\pm 0,2$			
3	3	По $A_4$	$\sim 5,3$	6,8	4,0	3,5	9	1,0	0,103
4	4		7,0	8,8	5,0		10		0,157
6	6		8,6	10,8	7,3	4,0	11		0,249
8	8		10,6	12,8	9,3		12		0,353
10	10		12,5	14,8	11,7	4,5	13		0,525
12	12		15,5	18,2	14,0		14		0,780
14	14		17,5	20,2	16,0	5,0	15		0,966
16	16		19,3	22,2	18,0		16		1,120
18	18		22,3	25,2	20,0	6,0	17		1,525
20	20		25,0	28,2	22,0		18		1,918
22	22	По $A_{3a}$	28,0	30,6	24,0	6,5	20	3,5	1,850
25	25		27,3		27,0				6,5
28	28		34,0	36,6	30,0	7,0	22		2,621
30	30		33,5		32,0				2,792
32	32		36,5	39,6	34,0	7,5	23		3,016
34	34		40,0	42,6	36,3				3,464
36	36		43,0	45,6	38,3	7,5	23		3,865
38	38				40,5				4,063

Примечания: 1. Радиус  $R = 0,4$  допускается заменять фаской  $0,4_{-0,1} \times 45^\circ$ .

2. Торцевое биеие поверхности  $A$  относительно поверхности  $B$  не должно превышать  $0,05$  мм.

Условное обозначение ниппеля исполнения 1 из стали марки 45 к трубе диаметром  $D_H = 12$  мм:

ниппель 1—12—22 ГОСТ 13956—74.

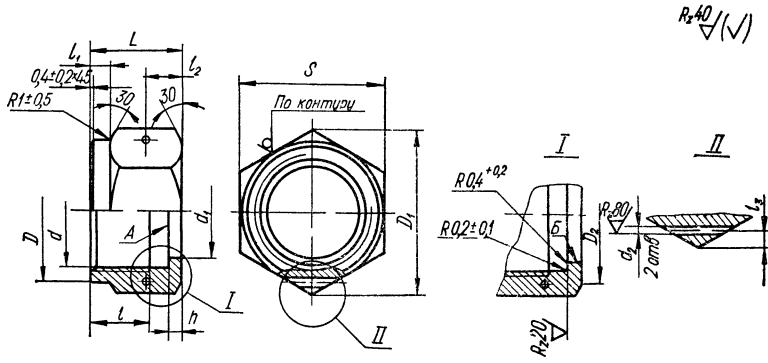
44. Гайки накладки (по ГОСТ 13957—74), мм

$D_H$	Резьба	$d_1$	$d_2$	$D$	$D_1$	$S$
		Предельные отклонения				
		по $A_4$	$+0,12$ $-0,06$			
3	M8×1	4,1	1,0	12	13,8	12
4	M10×1	5,2	1,2	14	16,2	14
6	M12×1	7,5		1,5	17	19,6
8	M14×1	9,5	1,5		19	21,9
10	M16×1	11,9		1,5	24	27,7
12	M20×1,5	14,2	1,5		27	31,2
14	M22×1,5	16,2		1,5	30	34,6
16	M24×1,5	18,2	1,5		36	41,6
18	M27×1,5	20,2		1,5	36	41,6
20	M30×1,5	22,2				
22	M33×2	24,2	2,0	46	53,1	46
25		27,3				
28	M39×2	30,3	2,0	50	57,7	50
30		32,3				
32	M42×2	34,3	2,0	55	63,5	55
34		36,6				
36	M48×2	38,6	2,0	55	63,5	55
38		40,8				

Примечания: 1. Допустимые биения относительно среднего диаметра резьбы: 0,1 мм.

2. Радиус  $R = 0,4^{+0,2}$  допускается заменять фаской  $0,4^{+0,2} \times 45^\circ$

Условное обозначение накладной гайки из алюминиевого сплава к гайка накладная 12—31 ГОСТ 13957—74.

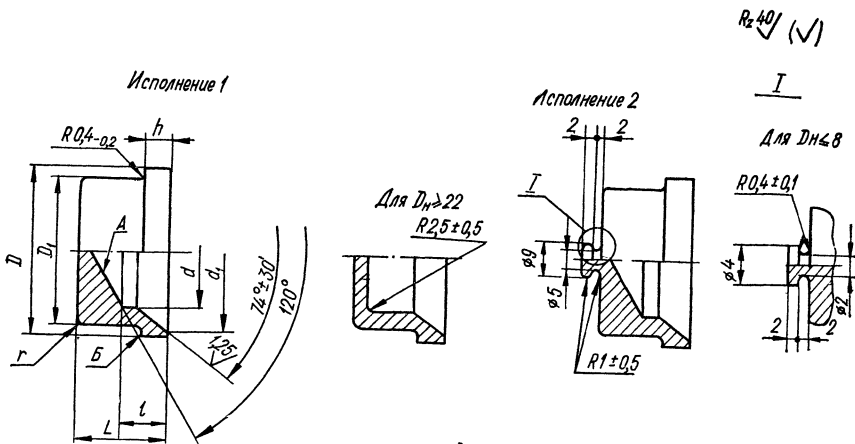


l	l <sub>1</sub>	l <sub>2</sub>		l <sub>3</sub> (пре-дель-ные откло-нения ±0,2)	L	h	Масса 100 штук, кг	
		Номи-нальный размер	Пре-дель-ные откло-нения				Алюминиевый сплав	Сталь
9	4	5,0	±0,25	1,2	14	3,0	—	0,75
10		5,5			15		—	1,17
11		6,5		1,5	17		0,67	1,87
12		4,0			18		0,50	1,39
15	5	7,0		2,0	21		0,61	1,70
		8,5					1,22	3,40
		8,0			3,5	1,56	4,34	
		4,0				1,19	3,32	
17		8,5		4,0	22	1,49	4,15	
18		9,5				24	3,09	8,61
19		10,5			26	2,45	6,82	
20		11,0				28	2,69	7,50
21	6	11,5	±0,3	29	4,5	4,61	12,85	
		12,0				30	5,71	15,20
				5,58	15,51			
22			12,5	2,5	31	5,0	6,62	18,45
		7,44					20,70	
								7,13

торцевой поверхности А — не более 0,07 мм, радиальной поверхности — Б — не более

трубопроводу с D<sub>н</sub> = 12:

45. Крышки (по ГОСТ 13976—74), мм



$D_n$	$d$	$d_1$	$D$	$D_1$	$h$	$l$ (предельное отклонение $-1,0$ )	$L$	$r$ (предельное отклонение $\pm 0,5$ )	Масса 100 штук, кг	
									Алюминиевый сплав	Сталь
3	1,5	5	6,5	4,0	3,0	5,0	7,0	1,0	—	0,08
4	2,0	7	8,5	5,0	4,0	5,5	8,0		—	0,08
6	3,0	9	10,5	7,0	4,5	6,0	9,0		0,12	0,33
8	5,0	10	12,5	9,0		5,5	9,5		0,17	0,47
10	7,0	12	14,5	11,0	4,0	5,0	9,5		0,26	0,72
12	9,0	15	17,8	14,0		6,0			12,0	0,46
14	12,0	17	19,8	16,0	5,0	5,5	11,0		0,54	1,51
16	13,0	20	21,8	18,0		6,0	12,0		0,68	1,89
18	15,0	23	24,8	20,0	6,0	7,0	14,0		0,94	2,62
20	17,0	26	27,8	22,0	6,5	8,0	15,0		1,24	3,46
22	19,0	28	30,0	24,0	7,5	13,0	16,0	1,6	1,35	3,7
25	22,0	27		27,0	25,0	5,5	10,0		14,0	1,84
28	23,0	34	36,0	30,0	8,0	13,0	17,0		2,36	6,58
30	26,0		32,0	32,0	6,0	11,0	15,0		2,46	6,87
32	27,0	40	39,0	34,0	7,5	11,0	15,0		2,66	7,42
34			42,0	36,0	8,5	14,0	18,0		3,00	8,37
36	30,0	43	45,0	38,0	7,5	12,5	17,0		3,39	9,46
38	32,0			40,0					3,63	10,15

Примечание. Торцевое биеие поверхности А относительно поверхности Б не более 0,05 мм.

Условное обозначение крышки к трубопроводу диаметром  $D_n = 12$  мм из стали 30ХГСА:  
крышка 12—21 ГОСТ 13976—74.

**46. Рекомендуемые сочетания материалов труб и арматуры для соединений и допустимая температура их использования (по ГОСТ 13977—74)**

Марка материала трубы	Вид арматуры	Марка материала арматуры	t, °C
АМГ2М	Ниппели	45, 30ХГСА	150
	Гайки накидные, проходники, пробки, крышки	Д16Т, 45	
	Угольники, тройники, крестовины	АК6, 45	
М2	Ниппели, гайки накидные	1Х17Н2 (ЭИ268)	250
	Проходники, угольники, тройники, крестовины	БрАЖМц—10-3-1,5	
20А, 20	Ниппели	30ХГСА	250
	Гайки накидные, проходники угольники, тройники, крестовины, пробки, крышки	45	
12Х18Н10Т (ЭЯ1Т, 12Х18Н9Т)	Ниппели, гайки накидные, пробки, крышки	1Х12Н2ВМФ (ЭИ961)	500
	Проходники, угольники, тройники, крестовины	12Х18Н9Т, 1Х12Н2ВМФ (ЭЯ1Т, ЭИ961, 12Х18Н9Т)	

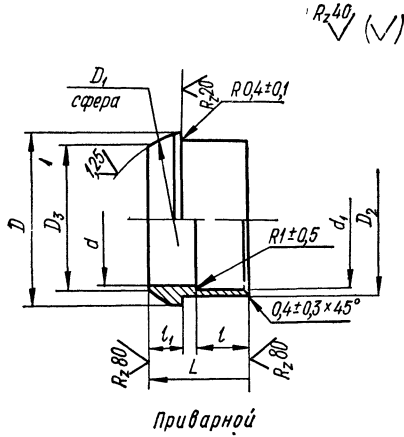
**47. Крутящие моменты затяжки, кГ·см, накидных гаек в соединениях по наружному конусу (по ГОСТ 13977—74)**

Размер трубы D <sub>н</sub> × S	Крутящие моменты затяжки гаек из сталей марок 20А и Х12Н10Т			Крутящие моменты затяжки гаек из алюминиевых сплавов		
	Рабочий		максимально допустимый	Рабочий		максимально допустимый
	номинальный	предельное отклонение		номинальный	предельное отклонение	
6×1	240		600	160		210
8×1	340		680	230		280
10×1	430		760	310		400
12×1	530	25	840	390	15	500
14×1	630		920	460		600
16×1	720		1000	540		700
18×1	810		1080	610		800
20×1	900		1150	690		900
22×1	1000		1230	770		990
25×1	1170	50	1360	900	25	1120
28×1	1300		1490	1020		1220
30×1	1370		1550	1080		1280

Примечание. Затяжку накидных гаек соединений, для которых не заданы значения крутящих моментов, следует производить ключами по ГОСТ 2839—71 и ГОСТ 2841—71.



### 48. Ниппели полусферические припайные

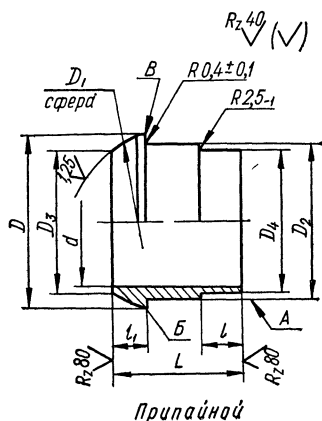


D <sub>н</sub>	d	D <sub>з</sub>	D <sub>1</sub>		D	D <sub>2</sub>	l <sub>1</sub>	Нип-
			Номинальный размер	Предельное отклонение	Предельные отклонения			d
					по С	по L <sub>1</sub>	±0,2	Предельное отклонение по L <sub>1</sub>
6	4	5,5	11,5	+0,2 -0,1	11,5	8,5	6,5	6
8	6	7,5	13,5		13,5	10,5		8
10	8	9,5	15,5		15,5	12,5	7,0	10
12	10	11,5	17,5		17,5	14,2	7,5	12
14	12	13,5	19,5		19,5	16,5	8,0	14
16	14	15,5	21,5		21,5	18,5	8,5	16
18	16	17,5	24,5		24,0	21,0		18
20	18	21,5	28,0		27,5	23,0		20
22	20	23,0	30,5		30,0	25,0		22
24	22	23,5	31,0		30,5	27,0		24
25	23	25,0	33,0	32,5	28,0	25		
28	26	28,0	36,0	±0,2	35,5	31,0	28	
30	28	29,0	38,0		36,5	33,0	30	
32	30	32,0	41,0		39,0	35,0	9,0	32
34	32	34,0	44,0		42,0	37,0		34
36	34	37,5	47,0	45,0	39,0	36		
38	36	38,0		45,5	41,0	38		

Примечания: 1 Кромку В не притуплять. Заусеницы на кромке не допуска  
2 Радиальное биение сферы D<sub>1</sub> и торцевое поверхности В относительно поверхности

Условное обозначение ниппеля припайного к трубопроводу диаметром  
ниппель припайной 18-023 ГОСТ 16040-70.

(по ГОСТ 16040—70) и приварные (по ГОСТ 16042—70), мм



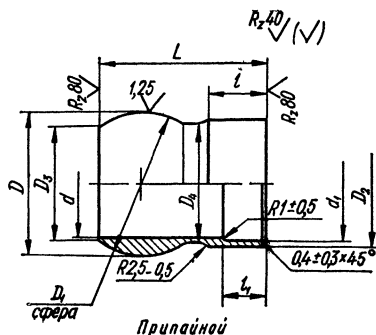
пель припайной				Ниппель приварной			
l		L	Масса 100 штук, кг	D <sub>4</sub>	l	L	Масса 100 штук, кг
Номи- нальный размер	Пределъ- ные от- клонения			Пределъные отклонения			
		C <sub>4</sub>	±0,2	±0,4			
6	±0,2	15	0,60	6,5	8,5	19	0,66
			0,80	8,5			0,83
8	±0,2	18	0,99	10,5	9,0	20	1,08
			1,18	12,5	9,5	21	1,35
10	±0,2	21	1,41	14,5	10,0	22	1,64
			1,49	16,5			1,96
12	±0,4	23	1,84	18,5	10,5	23,0	2,46
			2,72	20,5			2,89
			3,06	22,5			3,47
			3,18				
14	±0,4	26	3,74	25,5	11,0	24,0	3,69
			4,22	28,5			4,10
			4,49	30,5			4,18
			5,47	32,5			4,99
			6,76	34,5			5,51
			7,24	36,5			6,39
			8,84	38,5			5,82

ются.

A допускаются не более 0,05 мм.

D<sub>н</sub> = 18 из стали марки 25:

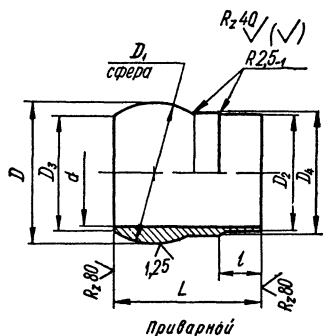
### 49. Ниппели сферические припайные (по ГОСТ 16041-70)



$D_H$	$D_1$ (предельные отклонения $\pm 0,2$ )	$D_3$	$D_4$	Ниппели				
				$d$	$d_1$	$D$	$D_2$	$l$
					Предельные отклонения			
					по $L_4$	по $C_4$	по $L_4$	$\pm 0,4$
18	25,0	17,0	19,5	16	18	24,5	21	15
20	28,0	20,0	21,5	18	20	27,5	23	16
22	30,5	22,0	23,5	20	22	—	25	
24	31,0	23,0	25,5	22	24	30,5	27	
25	33,0	24,0	26,5	23	25	—	28	
28	36,0	27,0	29,5	26	28	—	31	17
30	37,5	29,0	31,5	28	30	37,0	33	
32	40,0	32,0	33,5	30	32	39,5	35	
34	43,0	33,0	35,5	32	34	42,5	37	
36	46,0	37,5	37,5	34	36	46,0	39	19
38			39,0	36	38		41	

Условное обозначение ниппеля приварного к трубопроводу с диаметром ниппель приварной 18-012 ГОСТ 16043-70.

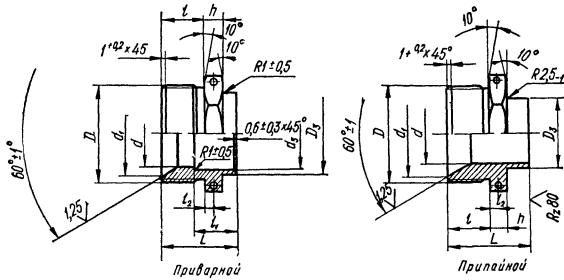
и приварные (по ГОСТ 16043—70), мм



припайные			Ниппели приварные						
$l_1$	$L$	Масса 100 штук, кг	$d$	$D$	$D_2$	$l$	$L$	Масса 100 штук, кг	
нения				Предельные отклонения					
$\pm 0,4$				по $C_4$		$\pm 0,2$	$\pm 0,4$		
11	41	4,63	15,5		18,5		35	4,22	
	43	6,12	17,5	—	20,5		36	5,97	
	44	6,42	19,5	—	22,5	10	38	7,25	
		6,57	—	—	—	—	—	—	
12	46	7,23	22,5		25,5	11	40	7,69	
	47	8,52	25,5	—	28,5			8,86	
	48	9,37	27,5	37,5	30,5	12	42	9,02	
	49	10,75	29,5	—	32,5		45	10,34	
13	50	12,41	31,5	—	34,5			12,84	
14	54	13,78	33,5		36,5			16,67	
		15,20	35,5	46,0	38,5	14	48	14,13	

$D_H = 18:$

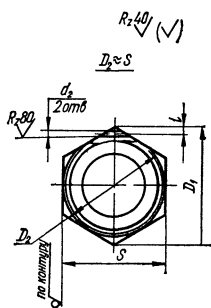
50. Штуцера припайные (по ГОСТ 16044—70)



D <sub>н</sub>	Резьба	D <sub>1</sub>	S	d <sub>1</sub>	d <sub>2</sub>	l	l <sub>2</sub>	l <sub>3</sub>	h	Шту-	
					Предельные отклонения						D <sub>3</sub>
					+0,12 -0,06	±0,4	±0,2				
6 8	M14×1,5	19,6	17	11,0	1,5	13	2,5		5	8,5	
	M16×1,5			13,0						11,0	
10	M18×1,5	21,9	19	15,0						13,0	
12 14	M20×1,5	25,4	22	17,0						15,0	
	M22×1,5	27,7	24	19,0						17,0	
16 18	M24×1,5	31,2	27	21,0		15	3,0	2,0	6	19,0	
	M27×1,5	34,6	30	24,0						21,0	
20	M30×1,5	36,9	32	27,0		23,0					
22 24	M33×1,5	41,6	36	29,0		16				25,0	
				27,0							
25	M36×1,5	47,3	41	32,0					28,0		
28 30	M39×1,5			35,0					3,5	7	31,0
				35,5							33,0
32 34	M42×1,5	51,3	46	38,0	17				35,0		
	M45×1,5			41,0					37,0		
36 38	M48×1,5	57,7	50	44,0	2,0	4,0	2,5	8	39,0		
				41,0	41,0						

Условное обозначение штуцера припайного из стали марки 25 к трубе  
штуцер припайной 16—023 ГОСТ 16044—70.

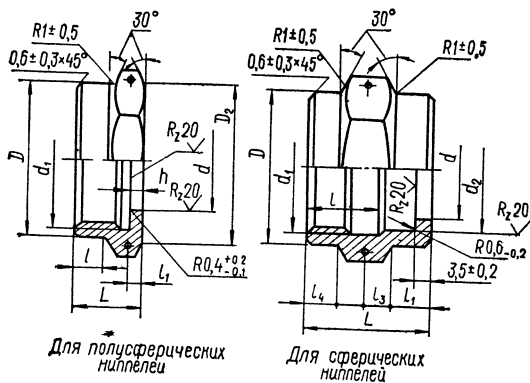
и приварные (по ГОСТ 16045—70), мм



Щера припаяные						Штуцера приварные							
d	l <sub>1</sub>		d <sub>s</sub>	L	h	Масса 100 штук, кг	L (пре- дель- ные от- клонения ±0,4)	d	D <sub>s</sub>	Масса 100 штук, кг			
	Номи- наль- ный раз- мер	Пре- дель- ные откло- нения									Предельные отклонения		
			по J <sub>4</sub>	±0,4	±0,2								
4	9	±0,02	6	24	5	1,53	26	4,0	6,5	2,17			
6			8			1,97					6,0	8,5	2,42
8			10			2,34							
10	11	±0,02	12	26	6	2,87	28	10,0	12,5	3,76			
12			14			3,08					12,0	14,5	4,27
14	13	±0,4	16	28	6	3,57	30	14,0	16,5	5,43			
16			18			4,52					15,5	18,5	6,48
18			20			4,92							
20	14	±0,4	22	29	7	4,97	32	19,5	22,5	11,39			
22			24			5,18					25,5	28,5	12,63
23	15	±0,4	25	30	7	6,36	33	22,5	25,5	12,40			
26			28			7,66					27,5	30,5	12,23
28			30			8,53							
30	17	±0,4	32	32	8	10,00	35	29,5	32,5	16,01			
32			34			12,42					31,5	34,5	16,40
34	17	±0,4	36	32	8	13,50	35	33,5	36,5	19,93			
36			38			15,10					31,5	38,5	17,39

проводу диаметром  $D_{II} = 16$ :

### 51. Гайки накидные полусферических (по ГОСТ 16046—70)

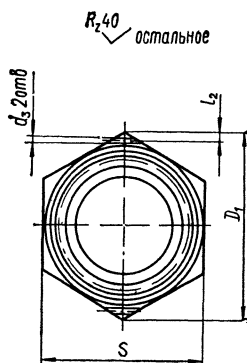


D <sub>H</sub>	Резьба	D	D <sub>1</sub>	S	d <sub>3</sub>	l <sub>2</sub>	Гайки полусферических			
							d	l	l <sub>1</sub>	L
							Предельные отклонения			
					±0,12 -0,06	±0,2	по A <sub>4</sub>	±0,2	±0,4	
6	M14×1,5	17	21,9	19	1,2	1,5	8,7	7	2,5	14
8	M16×1,5	19	25,4	22			10,7			
10	M18×1,5	21	27,7	24	1,5	2,0	12,7	3,0	15	18
12	M20×1,5	23	31,2	27			14,7			
14	M22×1,5	25	34,6	30			16,7			
16	M24×1,5	27	36,9	32			18,7			
18	M27×1,5	31	41,6	36	2,0	2,5	21,3	4,0	21	21
20	M30×1,5	34	47,3	41			23,3			
22	M33×1,5	37	53,1	46			25,3			
24	M36×1,5	40	57,7	50			27,3			
25	M39×1,5	43	63,5	55	2,0	2,5	28,3	10	4,0	21
28	M42×1,5	46	63,5	55			31,3			
32	M45×1,5	50	63,5	55			33,3			
34	M48×1,5	53	63,5	55			35,3			
36	M48×1,5	53	63,5	55	2,0	2,5	37,3	10	4,0	21
38	M48×1,5	53	63,5	55			39,3			
							41,3			

Примечание. Биение поверхности A относительно среднего диаметра резьбы

Условное обозначение накидной гайки к трубопроводу диаметром  
гайка накидная 18—022 ГОСТ 16047—70.

и сферических nipples (по ГОСТ 16047—70), мм



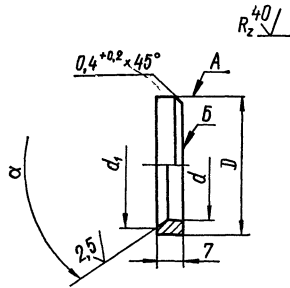
ниппелей		Гайки сферических ниппелей								Масса 100 штук, кг		
h	Масса 100 штук, кг	d	d <sub>2</sub>	l	l <sub>1</sub>	l <sub>2</sub>	l <sub>3</sub>	l <sub>4</sub>	L			
				Предельные отклонения							±0,4	
				±0,4	±0,2			±0,4				
3	1,60	—	—	—	—	—	—	—	—	5,71		
	1,99	—	—	—	—	—	—	—	—			
	2,23	—	—	—	—	—	—	—	—			
	3,54	—	—	—	—	—	—	—	—			
	2,67	—	—	—	—	—	—	—	—			
4	3,94	—	—	—	—	—	—	—	—		28	
	4,21	21	25,5	14	9	—	—	—	28			
	5,46	23	28,5	15	10	2,0	5,5	8	29			6,70
	7,10	25	31,5						8,30			
	6,84	27	34,5	6,5			9	32	8,30			
	7,35	28		7,0		33	8,60					
	5	9,65	31	37,5		16	2,5	7,0	10			34
9,24		33	40,5	7,5							35	11,35
8,13		35		43,5				8,0			36	11,55
10,23		37	46,5	9,0	10			38			16,00	
12,48		39						18,50				
12,00		41	17,50									

допускается не более 0,1 мм.

D<sub>H</sub> = 18 из стали марки 45:



52. Кольца упорные для сферических nipples (по ГОСТ 1648—70), мм



$D_H$	$d$ (предельные отклонения по $A_4$ )	$d_1$	$D$	$\alpha, \dots^\circ$	Масса 100 штук, кг
			Предельные отклонения		
			по $C_4$	$\pm 1^\circ$	
18	21,0	24,0	25	55	0,62
20	23,0	27,0	28		0,74
22	25,5	29,0	31		1,09
24	27,0	29,5			0,75
25	28,5	31,0	34		0,82
28	31,5	34,0	37	50	1,00
30	33,0	35,0			37
32	35,0	38,0	40		1,28
34	37,0	41,0	43		1,60
36	39,0	43,5	46		1,80
38	41,0				1,93

Примечания: 1. Кольца упорные подвергаются закалке,  $\sigma_B = 120 \pm 10$  кг/мм<sup>2</sup>.  
 2. Биение поверхности  $A$  относительно конуса допускается не более 0,05 мм; поверхности  $B$  относительно конуса — не более 0,1 мм.

Условное обозначение упорного кольца к трубопроводу диаметром  $D_H = 18$ :  
 кольцо упорное 18—011 ГОСТ 16048—70.

53. Материалы деталей соединения по внутреннему конусу и максимальные температуры их использования

Марка материала трубы	Вид арматуры	Марка материала арматуры	Температура, °C
12X18H10T (12X18H9T, ЭЯ1Т)	Гайки накидные, кольца упорные, проходные детали	1X12H2BМФ (ЭИ961)	500
	Ниппели, штуцера, проходные детали	12X18H9T (ЭЯ1Т)	

Марка материала трубы	Вид арматуры	Марка материала арматуры	Температура, °С
20А, 20	Проходные детали	30ХА	250
	Гайки накидные, проходные детали	45	
	Ниппели, штуцера	25	

Примечания: 1. Проходными деталями названы проходники, переходники, угольники, тройники, крестовины.  
2. Стали марок 12Х18Н9Т, 12Х18Н10Т, ЭЯ1Т применяются для припайных и приварных деталей, сталь марки 25 — для припайных.

## 54. Моменты затяжки, кг·см, соединений по внутреннему конусу

D <sub>n</sub>	Крутящий момент затяжки								максимально допустимый		
	первоначальный*	после переборки									
		пятой		десятой		пятнадцатой				двадцатой	
		Номинальный	Предельное отклонение	Номинальный	Предельное отклонение	Номинальный	Предельное отклонение			Номинальный	Предельное отклонение
6	160	230		260		275		285		300	
8	220	300		340		360		375		390	
10	270	380	+25	425	+15	450	+10	470	+10	490	
12	330	460		510		540		565		580	
14	380	525		595		630		655		670	
16	450	600		680		725		750		770	
18	500	675		770		815		845		870	
20	560	750		850		900		940		960	
22	620	825		930		990		1035		1060	
25	705	940		1060		1125		1170		1200	
28	790	1040	+50	1180	+30	1265	+20	1310	+20	1350	
30	850	1120		1270		1355		1405		1450	
32	930	1180		1350		1450		1500		1550	
34	1010	1270		1435		1535		1600		1650	
36	1040	1310		1475		1580		1650		1700	
38	1130	1415		1600		1720		1790		1850	

\* Предельное отклонение первоначального крутящего момента составляет +50 кг·см.

## СОЕДИНЕНИЯ С ВРЕЗАЮЩИМСЯ КОЛЬЦОМ

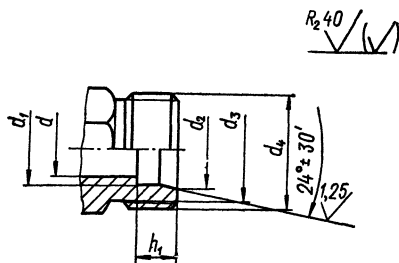
Соединения трубопроводов с врезающимся кольцом (ГОСТ 15763—70—ГОСТ 15804—70) и врезающимся кольцом и радиальным монтажом (ГОСТ 18527—73—ГОСТ 18563—73) предназначены для работы в системах гидравлики, пневматики и смазки с неагрессивными средами при рабочих давлениях 400 кг/см<sup>2</sup> для первых и 250 кг/см<sup>2</sup> для вторых и третьих (рис. 39, табл. 55—62).

Соединения при правильной эксплуатации обеспечивают надежную герметичность, для достижения которой рекомендуется использовать только прецизионные стальные трубы по ГОСТ 9567—60 с временным сопротивлением разрыву  $\sigma_B$  не менее 42 кг/мм<sup>2</sup>. Допускается применять трубы по другим стандартам с обязательной калибровкой концов труб, предельные отклонения наружного диаметра калиброванной части трубы регламентируются ГОСТ 9567—60.

Труба закрепляется в соединении за счет внедрения в нее кромки врезающегося кольца, которое осаживается на конусе штуцера или нажимного кольца при затяжке гайки. При первой сборке для нормального врезания кольца соединение рекомендуется затянуть полностью, затем разобрать, проверить закромку на трубе и собрать вновь, сделав, когда кольцо сядет на место, от  $1/8$  до  $1/3$  оборота. При соединении тонкостенных труб следует применять оправку, которая вставляется внутрь трубы и препятствует ее смятию в месте врезания кольца. Разборка и сборка соединения не влияет на его качество. Соединения труб, которые подвергаются сильному нагреву, следует еще раз подтягивать после первого нагрева.

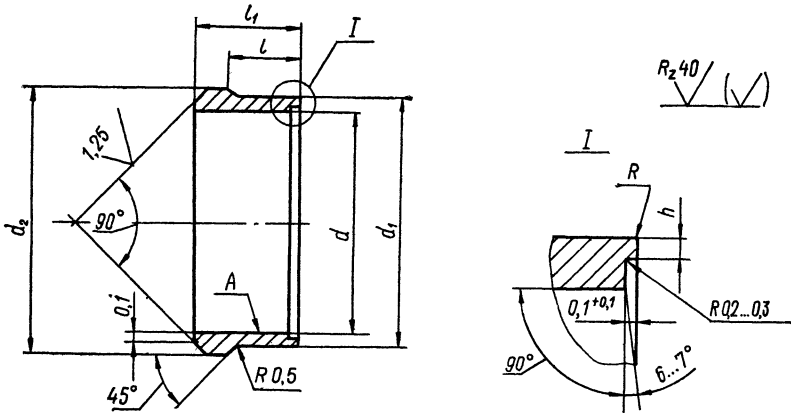
Расчет на долговечность соединений с врезающимся кольцом выполняется по ГОСТ 20467—75.

### 55. Присоединительные размеры штуцеров для соединений с врезающимся кольцом (по ГОСТ 15763—70—ГОСТ 15004—70) и соединений с шаровым ниппелем (по ГОСТ 20969—75—ГОСТ 20987—75), мм



$d_y$	$d$	$d_1$	$d_2$	$h_1$	$d_3$	Резьба
		Предельные отклонения				
		$\pm 0,15$	$\pm 0,1$	$\pm 0,4$		
3	3	6	8,1	7,0	11,8	M14 × 1,5
4	5	8	10,1	—	13,8	M16 × 1,5
5	6	10	12,3	7,5	15,8	M18 × 1,5
6	8	12	14,3	—	17,8	M20 × 1,5
8	10	14	16,3	8,0	19,8	M22 × 1,5
10	12	16	18,3	8,5	21,8	M24 × 1,5
13	15	20	22,9	10,5	27,0	M30 × 2
16	18	25	27,9	12,5	33,0	M36 × 2
20	22	30	33,0	13,5	39,0	M42 × 2
25	28	38	41,0	16,0	49,0	M52 × 2

56. Кольца врезающиеся (по ГОСТ 15800—70), мм



$d_y$	$D_H$	$d$	$d_1$	$d_2$	$l$	$l_1$	$R$	$h$
		Предельные отклонения						
		$\pm 0,15$	$-0,12$	по $C_4$	$\pm 0,2$	$-0,1$	$\pm 0,1$	
3	6	6	7,7	9				
4	8	8	9,7	11	5,0	8,0	0,25	0,35
5	10	10	11,7	13				
6	12	12	14,0	15	5,5	9,0		
8	14	14	16,0	17				
10	16	16	18,0	19	6,0	9,5	0,35	0,45
13	20	20	22,6	24				
16	25	25	27,6	29	7,0	11,0	0,40	0,50
20	30	30	32,7	35				
25	38	38	40,7	43	7,5	12,0	0,45	0,55
						12,5		

Примечания: 1. Кольца из стали 40X улучшают до твердости  $HV$  270—300, кольца из стали А12 цементруют на глубину 0,02—0,03 мм и калят на твердость  $HV$  380—412; кольца из стали 12ХН3А цианируют на глубину 0,05—0,08 мм и калят на твердость  $HV$  380—412.

2. Не допускается разностенность более 0,1 мм.

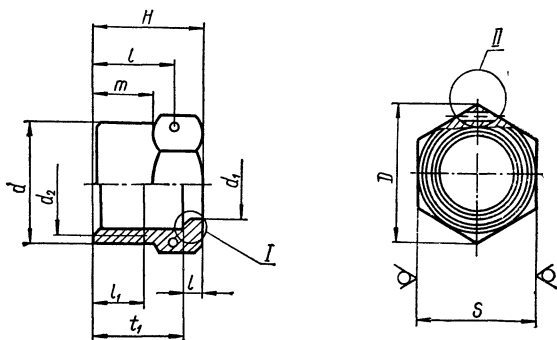
3. Биение конической поверхности относительно поверхности А должно соответствовать требованиям ГОСТ 10356—63.

4. В зависимости от марки материала на кольца по диаметру  $d_2$  выполняют маркировочные кольцевые проточки: для сталей 40X — одна, А12 — две, 12ХН3А — три проточки.

Условное обозначение кольца  $d_y = 20$  мм из стали марки 40X:

кольцо 20—40X ГОСТ 15800—70.

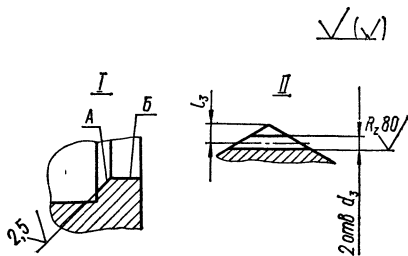
57. Гайки накладки для соединений с врезающимся кольцом (по ГОСТ (по ГОСТ



Условный диаметр $d_y$	$d$	$d_1$ (предельные отклонения по $A_3$ )	Резьба	$d_s$ (предельные отклонения $+0,12$ $-0,06$ )	$D$		$l_s$ (предельные отклонения $\pm 0,2$ )	$S$	Соеди	
									$l_1$	
3	17	6	M14 × 1,5	1,2	19,6	2,5	1,5	17	8,5	
4	19	8	M16 × 1,5		21,9	2,6		19		
5	22	10	M18 × 1,5	1,5	25,4	3,6	22			
6	24	12	M20 × 1,5		27,7	4,5	24			
8	28	14	M22 × 1,5		31,2		2,0	27		
10	30	16	M24 × 1,5	2,0	34,6	4,7	30	10,5		
13	36	20	M30 × 2		41,6	5,0	36	12,0		
16	45	25	M36 × 2		53,1	5,8	46	14,0		
20	50	30	M42 × 2	2,0	57,7	6,4	50	15,0		
25	60	38	M52 × 2		69,3	7,5	60	17,0		

Примечания: 1. Биение поверхностей А и В относительно среднего диаметра  
2. Биение конической поверхности относительно среднего диаметра резьбы и несосо  
Условное обозначение гайки накладки диаметром 42 мм:  
гайка накладка М42 ГОСТ 15801-70.

15801—70) и с врезающимся кольцом и радиальным монтажом  
18563—73), мм

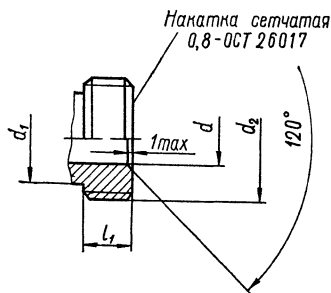


Соединения с вращающимся кольцом				Соединения с вращающимся кольцом и радиальным монтажом				
$l_2$	$H$	$t_{1a}$	$m$	$l_1$	$l_2$	$H$	$t_1$	$m$
11	16,5	12,5	5	—	—	—	—	—
	17,5			14	20,8	27,0	22,0	14,5
13	20,5	14,5	6	16	22,3	29,5	23,5	15,0
					24,3	31,5	25,5	17,0
16	24,0	17,0	8	18	28,0	36,5	29,5	19,5
18	27,0	19,0	9	20	32,5	41,5	33,5	23,5
20	29,0	20,0	10	22	37,0	46,5	37,5	27,5
	32,5	22,5		24	41,0	52,0	42,0	30,5

резьбы допускается соответственно не более 0,07 мм и 0,1 мм.  
ночь оси отверстия относительно оси гаек должны соответствовать ГОСТ 10356—63.

58. Присоединительные размеры  
штуцеров для соединений  
с врезавшимся кольцом и радиальным  
монтажом (по ГОСТ 18527—73—  
ГОСТ 18563—73), мм

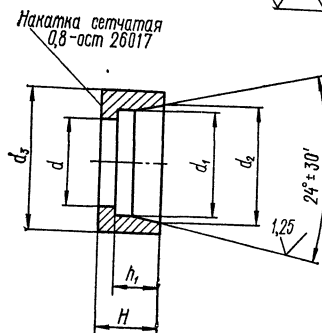
$R_2 40$



$d_y$	$d$	$d_1$	$d_2$	$L_1$
5	7,5	15,8	M18 × 1,5	10,1
6	9,5	17,8	M20 × 1,5	
8	10,5	19,8	M22 × 1,5	12,1
10	12,5	22,8	M24 × 1,5	
13	16,5	27,0	M30 × 2	13,5
16	21,5	33,0	M36 × 2	15,5
20	26,5	39,0	M42 × 2	17,5
25	34,5	49,0	M52 × 2	19,5

59. Кольца нажимные (по ГОСТ 18561—73)  
для соединений с врезавшимся кольцом  
и радиальным монтажом, мм

$R_2 40$



$d_y$	$d$	$d_1$	$d_2$	$d_3$	$h_1$	$H$
		Предельные отклонения			Предельные отклонения	
		±0,15	±0,1		±0,4	±0,2
5	7,5	10	12,3	15,8	7,5	9,0
6	9,5	12	14,3	17,3		
8	10,5	14	16,3	19,8	8,0	10,0
10	12,5	16	18,3	21,8	8,5	10,5

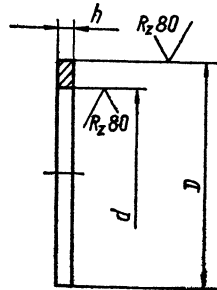
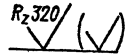
$d_y$	$d$	$d_1$	$d_2$	$d_3$	$h_1$	$H$
		Предельные отклонения			Предельные отклонения	
		$\pm 0,15$	$\pm 0,1$		$\pm 0,4$	$\pm 0,2$
13	16,5	20	22,9	27,0	10,5	12,5
16	21,5	25	27,9	33,0	12,0	15,0
20	26,5	30	33,0	39,0	13,5	16,5
25	34,5	38	41,0	49,0	16,0	19,0

Примечания: 1. Материал кольца нажимного — сталь 45 по ГОСТ 1051—73 улучшенная, НВ 240.. 270.

2. Биение торцевой поверхности кольца относительно оси — по VII степени точности ГОСТ 10356—63.

Условное обозначение кольца нажимного с  $d = 20$  мм:  
*кольцо нажимное 20 ГОСТ 18561—73.*

**60. Прокладки уплотнительные (по ГОСТ 18562—73) для соединений с врезавшимся кольцом и радиальным монтажом, мм**



Обозначение прокладок	$d$	$D$	$h$
8×16×1,5	8	15,9	1,5
10×18×1,5	10	17,9	
11×20×1,5	11	19,9	
13×22×1,5	13	21,9	
17×27×1,5	17	26,9	
22×33×2	22	32,9	2,0
27×39×2	27	38,9	
35×49×2	35	48,9	

Примечания: 1. Материал прокладки — алюминий марок А1, А0, А00, А000 (по ГОСТ 13722—68); медь М1, М3 (по ГОСТ 495—70); паронит (по ГОСТ 481—71); резина (по ГОСТ 7338—65). Марка материала обозначается буквами А1, М, П и Р соответственно.

2. Рекомендации по выбору прокладок даны в главе V справочника.

Условное обозначение прокладки уплотнительной с  $d = 27$  мм,  $D = 38,9$  мм,  $h = 2$  мм из алюминия:  
*прокладка А1 27×29×2 ГОСТ 18562—73.*



**61. Материалы арматуры и труб (по ГОСТ 15763—75) для соединений с шаровым ниппелем и соединений с врезавшимся кольцом**

Наименование элемента	Материал
Ниппель шаровой (ГОСТ 20987—75)	Сталь 35 (ГОСТ 1050—74); сталь А12 (ГОСТ 1414—54); сталь 0Х18Н10Т (ГОСТ 5632—72)
Кольцо врезавшееся (ГОСТ 15800—70)	Сталь 40Х (ГОСТ 1051—73); Сталь 12ХН3А (ГОСТ 1051—73); Сталь А12 (ГОСТ 1414—54)
Гайки, заглушки, штуцеры	Сталь 45 (ГОСТ 1051—73)
Угольники, тройники, крестовины	Сталь 45 (ГОСТ 1050—74)
Трубы для соединений с врезавшимся кольцом	Сталь 20 (ГОСТ 1050—74)
Трубы для соединений с шаровым ниппелем	Сталь 20 (ГОСТ 1050—74)

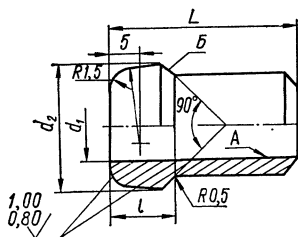
Примечания: 1. Допускается применять другие марки сталей (кроме врезавшегося кольца), если их механические свойства не ниже механических свойств сталей, указанных в табл. 61.

2. Сортамент труб для соединений с врезавшимся кольцом — трубы холоднотянутые повышенной прочности по ГОСТ 9567—60.

3. Сортамент труб для соединений с шаровым ниппелем — трубы холоднотянутые по ГОСТ 8734—58.

**62. Ниппели шаровые (по ГОСТ 20987—75), мм**

40  
R<sub>z</sub>20/√



$d_y$	$d_1$	$d_2$	$d_3$	$l$	$L$
		Предельные отклонения			
		по $C_4$	по $X_5$	$\pm 0,2$	
3	3	8,5	6		30,0
4	4	10,5	8		32,0
5	6	12,7	10	9,0	34,0
6	7	14,7	12		36,0
8	9	16,7	14		38,0
10	11	18,7	16		38,0
13	14	23,3	20		40,0
16	17	28,2	25	11,6	42,0
20	20	33,3	30	12,0	42,0
25	24	41,2	38	13,5	44,0

Примечания: 1. Бланение конической поверхности  $B$  относительно поверхности  $A$  — по IX степени точности ГОСТ 10356—63.

2. Подготовка кромок ниппеля под сварку — по ГОСТ 16037—70.

Условное обозначение шарового ниппеля с диаметром  $d_y = 20$  мм:

*ниппель 20 ГОСТ 20987—75.*

## СОЕДИНЕНИЯ С ШАРОВЫМ НИПPEЛЕМ

Соединение трубопроводов с шаровым ниппелем (по ГОСТ 20969—75... ГОСТ 2Р987—75) предназначено для использования в системах, работающих в неагрессивных средах с давлениями до  $40 \text{ кг/см}^2$  (рис. 40). По присоединительной части штуцеров и гайкам эти соединения унифицированы с соединением с врезающимся кольцом (табл. 55, 57) и выполняются по одним техническим условиям (ГОСТ 15763—75). Марки материалов для деталей соединения указаны в табл. 61, размеры ниппеля — в табл. 62.

Расчет соединений на долговечность выполняется по ГОСТ 20467—75.

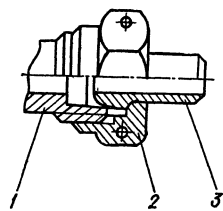


Рис. 40. Соединение с шаровым ниппелем:

1 — присоединительная часть штуцера; 2 — гайка; 3 — ниппель.

## СОЕДИНЕНИЯ С ТОРЦЕВЫМ УПЛОТНЕНИЕМ

Соединения с торцевым уплотнением, выполняемые по нормам МН2286—61... МН2312—61 и МН2421—61 (рис. 41, табл. 63), предназначены для гидравлических систем, работающих на неагрессивных жидкостях при давлениях до  $320 \text{ кг/см}^2$ . Размеры гаек для соединения даны в табл. 57.

По государственным стандартам выполняются ниппельные (ГОСТ 4340—68... ГОСТ 4361—68) и штуцерно-торцевые (ГОСТ 5890—68) соединения с торцевым уплотнением. Ниппельные соединения применяются в системах, работающих на сжатом воздухе, в масляных гидравлических и гидропневматических системах промышленных установок с давлением до  $250 \text{ кг/см}^2$ . Соединения используют для присоединения труб к бакам, баллонам, цилиндрам и другим агрегатам, а также для стыковки труб. Ниппельное соединение выполняют пайкой на трубах из углеродистых конструкционных сталей.

Соединения штуцерно-торцевые применяются в судовых трубопроводах. Они рассчитаны на давления до  $100 \text{ кг/см}^2$ . Детали соединений систем, работающих на масле, изготовляют из латуни, углеродистых и нержавеющей сталей. Детали соединений систем, работающих в морской воде, изготовляют из бронзы. Для соединения труб применяют пайку или сварку. В штуцерно-торцевых соединениях используются медные (МЗр) и паронитовые прокладки.

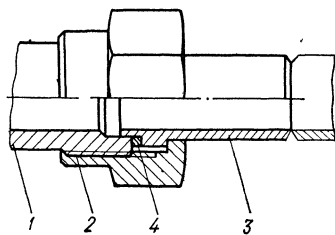


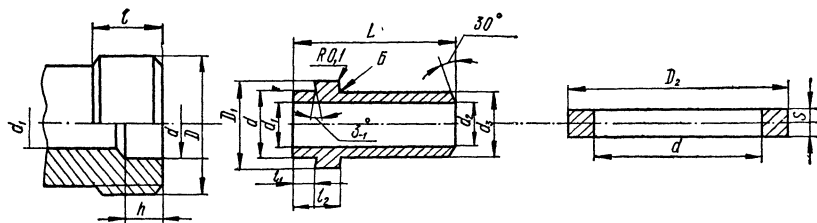
Рис. 41. Соединение с торцевым уплотнением:

1 — присоединительная часть штуцера; 2 — гайка; 3 — ниппель; 4 — прокладка

## ФЛАНЦЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Фланцевое соединение по ГОСТ 19535—74 (рис. 42, табл. 64, 65) предназначено для трубопроводов гидравлических и смазочных систем с  $d_y = 25...200 \text{ мм}$ , работающих при давлениях до  $320 \text{ кг/см}^2$  на минеральных маслах, воде и водно-масляных эмульсиях. Соединение рекомендуется использовать с трубами группы Д по ГОСТ 8732—70 (табл. 29). Фланцы изготовляются из стали, допускающей сварку, прочностные свойства материалов фланцев и труб должны быть не ниже свойств стали 20 по ГОСТ 1050—74. Для

63. Присоединительная часть штуцеров (по нормальям МН2299—61 ... МН2311—61), ниппели (по нормальи МН2312—61) и прокладки (по нормальи МН4221—61), мм



$d_y$	$d$	$d_1$	Штуцер			Ниппель						Прокладка	
			Резьба	$l$	$h$	$D_1$ (предельные отклонения по $C_4$ )	$d_2$	$d_3$ (предельные отклонения по $X_4$ )	$L$	$l_1$	$l_2$	$D_2$	$S \pm 0,2$
6	10	6	M18 × 1,5	10	4,5	16	7	13	32		7	16	1
8	12	8	M20 × 1,5	12	4,5	18	9	14	34	4	8	18	
10	14	10	M22 × 1,5	13	5,5	20	11	16	36	5	9	20	1,5
13	16	12	M24 × 1,5	14	5,5	22	13	18	38		22		
15	20	14	M30 × 2	15	6,5	27	15	22	42	6		26	2
20	26	19	M36 × 2	16	6,5	33	20	28	45		10	33	
25	32	24	M42 × 2	18	6,5	39	25	34	50	12		39	2
32	40	31	M52 × 2	20	6,5	40	32	32	52		49		

Примечания: 1. Предельные отклонения размера  $d$ : для штуцера — по  $A_4$ , для ниппеля — по  $X_4$ , для прокладки — по  $X_5$ .

2. Биение поверхности  $A$  ниппеля относительно поверхности  $B$  допускается не более 0,05 мм.

3. Штуцеры изготавливаются из стали 35 (по ГОСТ 1050—74); ниппели — из стали 20 (по ГОСТ 1050—74); прокладки — из меди М3 (по ГОСТ 859—66).

4. Прокладки перед установкой отжигаются.

уплотнения разъема применяются резиновые уплотнительные кольца по ГОСТ 9833—73.

Примеры условных обозначений: фланцевое соединение типа 2, работающее на давлении  $320 \text{ кг/см}^2$  при  $d_y = 40 \text{ мм}$  —

2—320—40 ГОСТ 19535—74,

то же, типа 1, уменьшенное—

1—320—40—0 ГОСТ 19535—74

Примеры условных обозначений: концевой фланец, рассчитанный на давление  $320 \text{ кг/см}^2$ , при  $d_y = 40 \text{ мм}$  —

фланец 1—320—40—1 ГОСТ 19535—74,

то же, промежуточный —

фланец 2—320—40—2 ГОСТ 19535—74,

то же, уменьшенный —

фланец 1—320—40—0—1 ГОСТ 19535—74

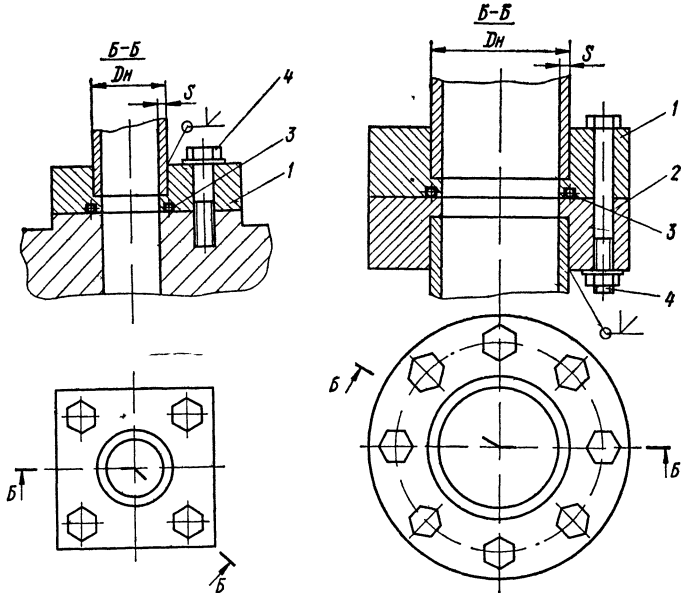


Рис. 42. Фланцевое соединение:

1 — фланец концевой, 2 — фланец промежуточный, 3 — кольцо уплотнительное, 4 — шайба пружинная, 5 — болт, 6 — гайка

Фланцевое линзовое соединение (рис. 43, табл. 66, 67) предназначено для стыковки толстостенных труб, рассчитанных на давление до  $1000 \text{ кг/см}^2$  (см. с. 282)

Для уплотнения трубопроводов диаметром  $d_y > 10 \text{ мм}$  могут быть использованы приварные фланцы с шейкой на резьбе (по ГОСТ 12826—67, 1245—56), плоский приварной (по ГОСТ 12827—67, 1255—67, 12828—67), приварной встык (по ГОСТ 12829—67, ГОСТ 12835—67), свободный на приварном кольце (по ГОСТ 1268—67, 12834—67). В системах с давлением до  $200 \text{ кг/см}^2$  применяются фланцы приварные встык при  $d_y$  до 200 мм, другие типы приварных фланцев пред-

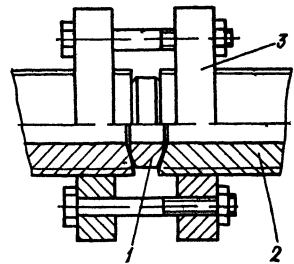
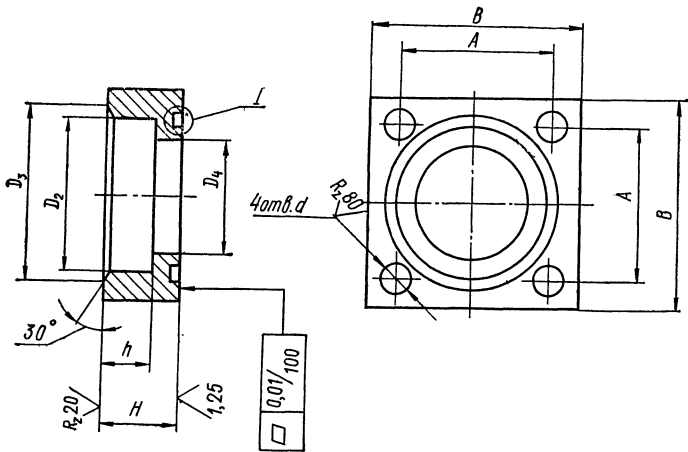


Рис. 43. Фланцевое линзовое соединение:  
1 — линза, 2 — труба, 3 — фланец.

64. Фланец квадратный



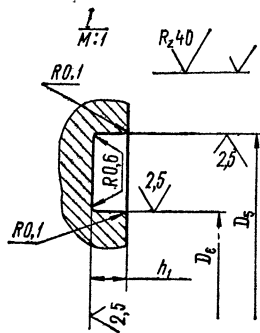
$d_y$	Номинальное давление $P_{\text{ном}}$ , кг/см <sup>2</sup>	A		B	$D_2$	$D_3$	$D_4$	$D_5$	$D_6$
		Номинальный размер	Предельные отклонения					Предельные отклонения	
								по $A_4$	по $C_5$
40	63	70	$\pm 0,22$	102	46	52	37	50	40
50		95		140	58	64	47	65	50
63				78	71	78	60	80	65
32	200	50	$\pm 0,40$	78	39	48	29	42	32
40		70		102	51	60	37	50	40
50				140	61	70	47	65	50
63	320	95	$\pm 0,22$	78	77	90	60	80	65
25		50		102	39	48	24	36	26
32				70	51	64	29	42	32
40	320	95	$\pm 0,40$	140	61	74	37	50	40
50		115		165	77	92	47	65	50
63				78	97	116	60	80	65

Концевой умень

25	320	50	$\pm 0,22$	78	33	41	24	42	32
32		70		102	39	48	29		
40				140	51	60	38		
50	320	95	$\pm 0,40$	78	61	70	47	60	50
63		115		165	77	90	60		
80				78	91	105	72		

Примечание Канавку с размерами  $D_5$ ,  $D_6$  и  $h$ , на промежуточных фланцах не

(по ГОСТ 19535—74), мм



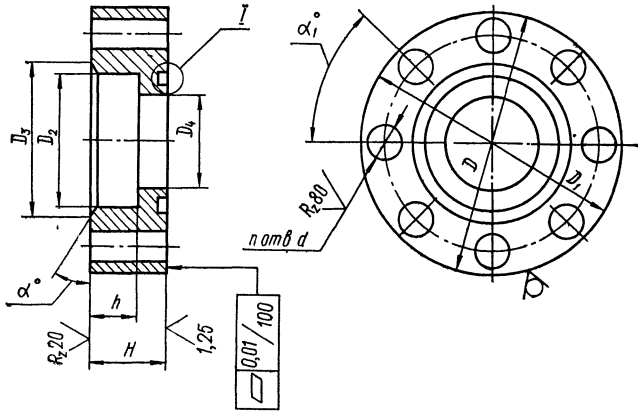
H	h	Предельные отклонения		Рекомендуемые размеры труб		Кольцо уплотнительное (по ГОСТ 9833—73)
		$h_1$	d	D <sub>н</sub>	S	
		±0,1	по A <sub>5</sub>			
30	20	2,6	12,5	45	2,5	044—050—36—2—2
45	30	4,2	16,5	57	3	055—065—58—2—2
56	44			70	3	070—080—58—2—2
38	30	2,6	12,5	38	4	036—042—36—2—2
45	33	4,2	16,5	50	5	044—056—36—2—2
				60	6	055—065—58—2—2
56	44	2,6	21,0	76	8	070—080—58—2—2
38	30			12,5	38	7
45	33	4,2	16,5	50	9	036—042—36—2—2
				60	11	044—050—36—2—2
56	44	2,6	21	76	14	055—065—58—2—2
76	64			4,2	25	95

шенный фланец

38	30	2,6	12,5	32	3,5	036—042—36—2—2	
				38	4		
45	33			16,5	50	5	054—060—36—2—2
					60	6	
56	44			23	76	8	080—086—36—2—2
		189	9				

выполнять

65. Фланец круглый



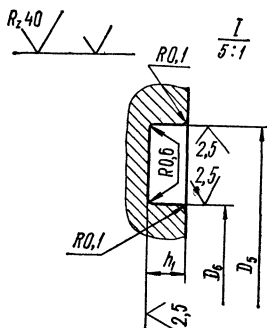
Условный диаметр $d_y$	Номинальное давление $P_{ном}$ , кг/см <sup>2</sup>	$D$	$D_1$		$D_2$	$D_3$	$D_4$	$D_5$	$D_6$
			Номинальный размер	Предельные отклонения				Предельные отклонения	
								по $A_4$	по $C_5$
80	63	170	135	$\pm 0,16$	91	100	76	95	80
100		205	162		110	122	98	119	104
125		250	200	$\pm 0,35$	143	155	120	138	123
160		300	245		183	196	158	178	163
200	200	360	290	$\pm 0,70$	223	236	195	217	202
80		220	175		104	120	76	95	80
100		250	200	$\pm 0,35$	130	150	98	119	104
125		310	245		162	179	120	138	123
160	320	350	290	$\pm 0,70$	207	228	158	178	163
200		400	330		249	278	190	217	202
80		220	175	$\pm 0,35$	116	136	76	95	80
100		250	200		143	167	98	119	104
125	310	260	$\pm 0,70$	184	207	120	138	123	
160	390	330		249	291	158	178	163	
200	480	400	304	355	190	217	202		

Концевой умень

100	320	250	200	$\pm 0,35$	130	159	98	119	104
125		310	245		162	179	120	138	123
160		350	290	$\pm 0,70$	207	228	158	178	163
200		400	330		249	278	190	217	202

Примечание. Канавку с размерами  $D_5$ ,  $D_6$  и  $b_1$  на промежуточных фланцах

(по ГОСТ 19535—74), мм



H	h	$h_1$   $d$		$\alpha$	$\alpha$		n	Рекомендуемые размеры труб $D_{II} \times S$	Кольцо уплотнительное (по ГОСТ 9833—73)	
		Предельные отклонения			Номинальный размер	Предельные отклонения				
		+0,1	по АБ							
45	33	4,2	16,5	30°	45°	$\pm 9$	8	89 × 4	085—095—58—2—2	
50	37		2,5			$\pm 7$		108 × 4	110—120—58—2—2	
58	38		32			$\pm 11$		140 × 7	130—140—58—2—2	
60		48	4,2	45°	30°	12	180 × 9	170—180—58—2—2		
71	58	25			$\pm 16$	6	219 × 10	210—220—58—2—2		
78	64	32			$\pm 14$	6	102 × 12	085—095—58—2—2		
88	68	4,2	25	45°	45°	$\pm 11$	8	127 × 14	110—120—58—2—2	
60	48					30°		12	159 × 18	130—140—58—2—2
71	58					32		$\pm 16$	6	203 × 22
82	69	4,2	32	45°	45°	$\pm 12$	12	245 × 28	210—220—58—2—2	
88	74					30°		6	114 × 20	085—095—58—2—2
127	110					38		$\pm 14$	6	140 × 25
						$\pm 11$	8	180 × 30	130—140—58—2—2	
						$\pm 9$	8	245 × 45	170—180—58—2—2	
						$\pm 12$	12	299 × 56	210—220—58—2—2	

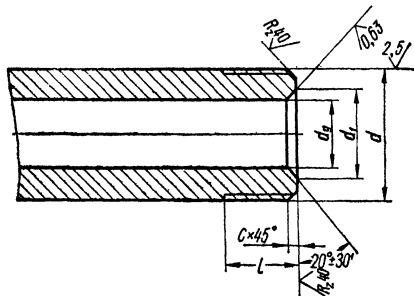
шенный фланец

60	48	4,2	25	30°	45°	$\pm 11$	8	127 × 14	110—120—58—2—2	
71	58		32	45°	30°	$\pm 16$		12	159 × 18	130—140—58—2—2
78	64		38			$\pm 12$			203 × 22	170—180—58—2—2
88	68							245 × 28	210—220—58—2—2	

не выполнять.

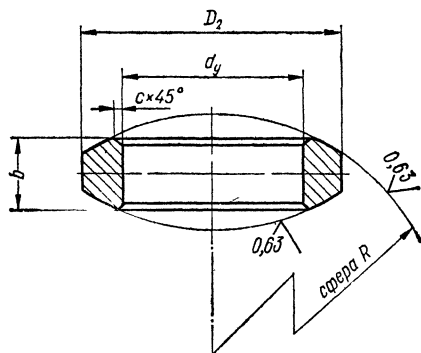


**66. Концы присоединительные резьбовые для линзовых уплотнений (по ГОСТ 9400—63), мм**



$d_y$	$d$	$d_1$	$D_K$	$l$	$\sigma$	Условное рабочее давление, кг/см <sup>2</sup> , для соединений из стали		
						ХЗВМ	20ХГ	20
6	M14 × 1,5	10	8,2	22	1	1000	640	320
10	M24 × 2	18	13,7	28	1,5	1000	640	
15	M33 × 2	28	20,5	35	1,5	1000	640	
25	M42 × 2	37	30,8	35	1,5	800	500	
25	M48 × 2	40	30,8	40	1,5	1000	640	
32	M48 × 2	43	41	40	1,5	500	400	
32	M65 × 3	48	41	50	2	800	500	
32	M64 × 3	55	41	50	2	1000	640	
40	M64 × 3	55	49,9	50	2	800	500	
40	M80 × 3	65	49,9	55	2	1000	640	

**67. Линзы уплотнительные жесткие (по ГОСТ 10493—63), мм**



$d_y$	$D_K$	$D_2$	$b$	$R$		$\sigma$
				Номинальный диаметр	Предельные отклонения	
6	8,2	14	8,5	12	±0,2	0,25
10	13,7	22	10	20	±0,3	
15	20,5	30	11	30		
25	30,8	44	14	45	±0,5	0,5
32	41,0	60	18	60		
40	49,9	65		73		

Примечания 1. Материал для изготовления линз выбирается по табл. 66 в зависимости от условного рабочего давления.

2. Для повышения качества соединения рекомендуется притирать контактные поверхности и покрывать линзы слоем цинка толщиной 10—20 мкм.

3.  $D_K$  — расчетный диаметр касания.

назначены для максимальных давлений 25 кг/см<sup>2</sup>. Фланцы уплотняют мягкими или металлическими с мягкой набивкой прокладками, а также линзовыми и овальными прокладками.

## РЕЗИНОВЫЕ И ФТОРОПЛАСТОВЫЕ РУКАВА

### РУКАВА РЕЗИНОВЫЕ С МЕТАЛЛИЧЕСКИМИ ОПЛЕТКАМИ

Резиновые рукава высокого давления с металлическими оплетками (по ГОСТ 6286—73) применяются для подачи воды и жидкостей на нефтяной основе (табл. 68). Рукава выпускаются для работы в районах умеренного (У) и тропического (Т) климата, а также в районах Крайнего Севера (С) при температуре выше —60°С.

68. Характеристики рукавов резиновых высокого давления с металлическими оплетками (по ГОСТ 6286—73), мм

Внутренний диаметр рукава <i>d</i>		Наружный диаметр рукава						Минимальный радиус изгиба		
		Тип I		Тип II		Тип III				
Номинальный размер	Предельные отклонения	Номинальный размер	Предельные отклонения	Номинальный размер	Предельные отклонения	Номинальный размер	Предельные отклонения	Тип I	Тип II	Тип III
4	±0,3	14,5		17		19,5		50	60	80
6		16,5		19		21,5		60	70	100
8	+0,5 -0,3	18	±1	21	±1	24	±1	80	90	115
10		20,5		23		26,5		80	110	130
12		22,5		25		29	+1,5 -1	100	130	180
16		27,5		29		34	120	170	205	
20	±0,5	32	+1,5 -1	34	+1,5 -1	39		150	200	240
25		37		39		46		170	240	300
32		42	±2	46	±2	53	±2	200	280	400
38		50		52		60	250	320	500	
50	±0,8	62		64		73		300	370	630

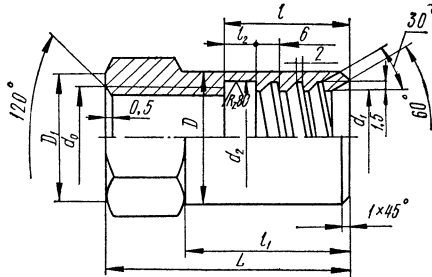
Рукава состоят из внутреннего резинового слоя, хлопчатобумажных и металлических оплеток, промежуточных и наружного резинового слоев.

По количеству металлических оплеток рукава разделяются на три типа. При оплетке рукавов светлой проволокой слои имеют такую последовательность (начиная с наружного слоя): тип I—P—M—X—P; тип II—P—M—P—M—X—P; тип III—P—M—P—M—P—M—X—P. (Буквой P обозначен резиновый слой, X — хлопчатобумажная, M — металлическая оплетка). Рукава, оплетенные латунированной проволокой, хлопчатобумажным слоем не покрывают.

69. Максимальные рабочие давления

Внутренний диаметр рукава, $d$ , мм	Группа А						Группа В	
	Тип I		Тип II		Тип III		Тип I	
	Нагру-							
	Статическое	Динамическое	Статическое	Динамическое	Статическое	Динамическое	Статическое	Динамическое
4	200	120	300	180	350	210	250	150
6	190	115	280	170	325	190	230	140
8	165	100	250	150	300	180	210	125
10	150	90	215	130	275	170	180	110
12	135	80	210	125	250	150	160	100
16	100	60	165	100	190	115	130	95
20	90	55	150	90	175	110	120	70
25	80	50	125	75	150	90	100	65
32	65	40	100	60	120	70	75	45
38	40	25	80	50	105	65	50	30
50	30	15	40	25	50	30	35	20

70. Муфты и ниппели для заделки резиновых рукавов с металлическими станкостроения



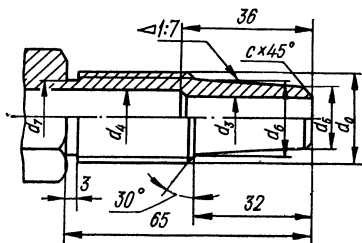
Рукав (по ГОСТ 6286-73)			Резьба	Муф-							
Тип	$d$	$D_H$		$d_1$	$d_2$	$D$	$D_1$	$l$	$l_1$	$l_2$	$L$
I	4	14,5	M12×1,25	12,5	16	19	18	25	45	8	55
	6	16,5	M14×1,5	14,5	18,5	22	21				
	8	18	M16×1,6	17	21	24	23	32	50	10	65
	10	20,5		19,5	23	27	26				
II	12	25	M18×1,5	23	27	32	30,5	32	50	10	65
	16	29	M22×1,5	27	31	36	34	40	55	12	70
	20	34	M27×1,5	32	36	41	39				

Примечания: 1.  $S$  и  $D_2$  — размер под ключ и наружный диаметр шестигранника.  
 2. Резьба с внутренним диаметром  $d_1$  — специальная левая.  
 3. Муфты и ниппель изготавливают из стали 35.

для рукавов (по ГОСТ 6286—73), кг/см<sup>2</sup>

па В				Группа В					
Тип II		Тип III		Тип I		Тип II		Тип III	
жение									
Статическое	Динамическое	Статическое	Динамическое	Статическое	Динамическое	Статическое	Динамическое	Статическое	Динамическое
350	210	425	255	300	180	410	240	500	300
330	200	400	240	270	165	370	225	430	260
320	190	360	220	240	145	350	210	400	240
270	165	320	190	220	135	310	185	370	225
250	150	310	185	200	120	300	180	350	210
200	120	230	140	150	90	240	145	260	155
180	110	220	130	140	85	220	130	250	150
160	95	200	120	120	70	200	120	230	140
130	75	150	90	90	55	140	85	160	95
90	55	120	70	60	35	90	55	120	70
50	30	60	35	40	25	60	35	70	40

оплетками, рассчитанных на рабочее давление до 100 кг/см<sup>2</sup> (по нормам А71—5 и А71—6) мм



та		Ниппель							
S	D <sub>2</sub>	d <sub>3</sub>	d <sub>4</sub>	d <sub>5</sub>	d <sub>6</sub>	d <sub>7</sub>	c	S	D <sub>2</sub>
19 <sub>-0,28</sub>	21,9	2,5	6	4	8,6	10,2	0,5	14 <sub>-0,24</sub>	16,2
22 <sub>-0,28</sub>	25,4	3,5	6	6	10,6	11,8	1	17 <sub>-0,24</sub>	19,6
24 <sub>-0,28</sub>	27,7	5	8	8	12,6	13,8	1,25	19 <sub>-0,28</sub>	21,9
27 <sub>-0,28</sub>	31,2	6,5	10	10	14,6	13,8	1,5	19 <sub>-0,28</sub>	21,9
32 <sub>-0,34</sub>	36,9	8	12	12	16,6	15,8	1,75	24 <sub>-0,28</sub>	27,7
36 <sub>-0,34</sub>	41,6	12	15	16	20,6	19,8	1,75	30 <sub>-0,28</sub>	34,6
41 <sub>-0,34</sub>	47,3	16	20	20	24,6	24,8	1,75	30 <sub>-0,34</sub>	41,6

В зависимости от разрывного усилия применяемой проволоки рукава изготавливаются трех групп (А, Б, В) отличающихся рабочими давлениями (табл. 69).

Примеры условных обозначений: рукав типа 1, с латунированной проволокой, внутренним диаметром  $d = 12$  мм, рабочим статическим давлением  $135 \text{ кг/см}^2$  и динамическим —  $80 \text{ кг/см}^2$ , для тропического климата

рукав 1Л-12-135/80-Т ГОСТ 6286-73,

то же, со светлой проволокой, для районов Крайнего Севера

рукав 1-12-135/80-С ГОСТ 6286-73.

На рукава устанавливается концевая арматура, которая служит для подсоединения их к магистрали и состоит из ниппеля и муфты (рис. 44).

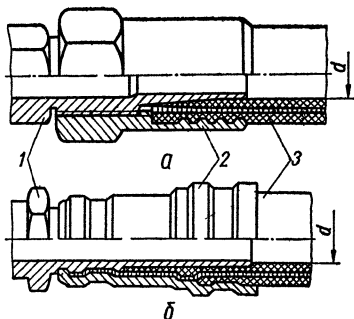


Рис. 44. Арматура для заделки рукавов с металлическими оплетками:

$a$  — для  $p < 100 \text{ кг/см}^2$ ,  $b$  — для  $p > 100 \text{ кг/см}^2$ , 1 — ниппель, 2 — муфта, 3 — рукав.

#### ФТОРОПЛАСТОВЫЕ РУКАВА С МЕТАЛЛИЧЕСКИМИ ОПЛЕТКАМИ

Рукава фторопластовые с металлическими оплетками (по ОСТ 103592-72) предназначены для использования гидравлических систем с неагрессивными и агрессивными жидкостями при температурах от  $-60$  до  $+200^\circ \text{C}$  и давлениях до  $210 \text{ кг/см}^2$  (табл. 71).

Рукава представляют собой фторопластовую трубку с наружной оплеткой из нержавеющей проволоки и имеют наконечники для соединений по наружному конусу (рис. 45).

По чистоте внутренней поверхности от загрязнений рукава подразделяются на 3 класса, отличающихся размерами и количеством частиц, содержащихся в контрольной пробе жидкости, слитой из рукава. Наиболее чистыми являются рукава первого класса. Срок службы рукавов — 10 лет.

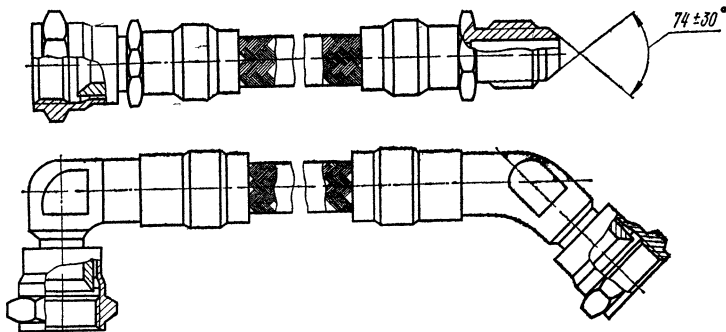


Рис. 45. Примеры заделки рукава фторопластового с металлической оплеткой.

## 71. Рекомендуемые рабочие давления для фторопластовых рукавов

Тип рукава	$d_y$ , мм	$p_{\text{раб}}$ , кг/см <sup>2</sup>
1	20; 25	50
2	6; 8; 10	100
3	12; 14; 16	210

Примечание. Рукава 2- и 3-го типов работоспособны: при пульсации давления  $\pm 5\%$   $p_{\text{раб}}$  с частотой до 600 Гц в течение заданного ресурса, при кратковременной пульсации давления с амплитудой до  $15\%$   $p_{\text{раб}}$ , при гидроударах с забросом жидкости до  $1,5 p_{\text{раб}}$  (количество гидроударов за ресурс — не более 6000).

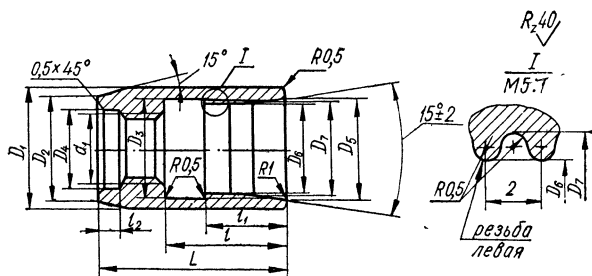
## РЕЗИНОВЫЕ НАПОРНЫЕ РУКАВА С НИТЯНЫМИ ОПЛЕТКАМИ

Рукава (ГОСТ 10362—63) состоят из внутреннего резинового слоя, нитяных оплеток, промежуточных резиновых или пластиковых и наружного резинового слоя (табл. 72). Ниже приведены допустимые температуры использования рукавов:

### 72. Основные характеристики рукава с нитяными оплетками (по ГОСТ 10362—63)

Внутренний диаметр $d$ , мм		Наружный диаметр, мм, при рабочем давлении, $p_{\text{раб}}$ , кг/см <sup>2</sup>								
		15		30		50		70		100
Номинальный размер	Предельные отклонения	Номинальный размер	Предельные отклонения	Номинальный размер	Предельные отклонения	Номинальный размер	Предельные отклонения	Номинальный размер	Предельные отклонения	Предельные отклонения $\pm 1,0$
4	$\pm 0,3$	11,0	$\pm 1,0$	11,5	$\pm 1,0$	12,0	$\pm 1,0$	13,0	$\pm 1,0$	17,5
6		13,0		13,5		16,0		17,5		19,5
8		15,5		16,0		19,0		21,5		21,5
10		17,5		18,0		21,0		25,5		24,0
12	$\pm 0,5$	20,0	$\pm 1,5$	22,0	$\pm 1,5$	24,0	$\pm 1,5$	25,5	$\pm 1,5$	—
14		22,5		25,0		28,5		28,5		—
16		25,0		28,0		30,5		31,5		—
18		27,5		30,5		33,5		—		—
20	$\pm 0,8$	29,5	$\pm 2,0$	32,5	$\pm 2,0$	35,5	$\pm 2,0$	—	$\pm 2,0$	—
22		32,0		34,5		37,5		—		—
25		34,5		38,0		40,5		—		—
28		38,0		44,5		—		—		—
30	$\pm 2,0$	40,0	$\pm 2,0$	46,5	$\pm 2,0$	—	$\pm 2,0$	—	$\pm 2,0$	—
32		42,0		48,5		—		—		—
35		48,5		—		—		—		—
38		51,5		—		—		—		—
40	$\pm 2,0$	54,5	$\pm 2,0$	—	$\pm 2,0$	—	$\pm 2,0$	—	$\pm 2,0$	—
42		56,5		—		—		—		—
45		59,0		—		—		—		—
48		62,0		—		—		—		—
50		64,0		—		—				—

73. Муфты для заделки рукавов с нитяными оплетками, мм



Диаметр рукава $d$	Резьба	$D_1$	$D_2$	$D_3$	$D_4$ (предельные отклонения по $A_4$ )	$D_5$	$D_6$	$D_7^*$	$L$	$l$	$l_1$	$l_2$
--------------------	--------	-------	-------	-------	-----------------------------------------	-------	-------	---------	-----	-----	-------	-------

$$p_{\text{раб}} = 15 \text{ кг/см}^2$$

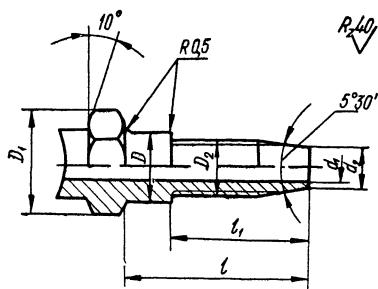
4	M6	15,5	11,5	12,5	7,5	12,5	10	12	30	32	14	3
6	M8×1	18	14	15	9,5	16	12,5	14,5	34	24	15	4
8	M10×1	20	16	16	11,9	1	13,5	15,5	38	27	16	
10	M12×1	22	18	18	14,2	19	15,5	17,5	41		17	
12	M14×1	24	20	21	16,2	22	18,5	20,5	42		16	
14	M16×1	26	22	23	18,2	24	20,5	22,6	46			
16	M18×1,5	29,5	25,5	25,5	20,2	26,5	22,5	24,5	48	33	21	5
18	M20×1,5	32	28	28,5	22,2	29,5	25,5	27,5	50	34	22	
20	M22×1,5	34	30	30,5	24,2	31,5	27,5	29,5	51	36	24	
22	M24×1,5	36	32	32,5	26,3	33,5	29,5	31,5	54	37		
25	M27×1,5	39	35	35,5	29,3	36,5	32,5	34,6	57	39	27	6
28	M30×1,5	43	39	38,5	32,3	39,5	35	37	58	40	28	6
30	M33×1,5	46	42	41	35,3	41,5	38	40	62	42	30	
32	M36×1,5	48	44	43	37,6	43,5	40,5	42,5	66	45		
35	M39×1,5	54	51	49,6	40,8	51	46,5	48,5	67	46	34	

$$p_{\text{раб}} = 30 \text{ кг/см}^2$$

10	M14×1	24,5	22	20,5	14,2	21,5	18	20	41	30	20	4
12	M16×1	26,5	24	22,5	16,2	23,5	20	22	42			
14	M18×1,6	28,5	26	24,5	18,2	25,5	22	24	46	33	18	
16	M20×1,5	32	29	29	20,2	30	26,6	28,5	48		21	5
18	M22×1,5	34,5	32	31	22,2	32	28,5	30,5	50	34	22	
20	M24×1,5	36,5	34	33	24,2	34	30,5	32,5	51	36	24	

\* Резьба по диаметру  $D_7$  — левая.

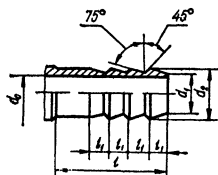
74. Ниппели для заделки рукавов с нитяными оплетками, мм



Диаметр рукава $d$	$d_1$	$d_2$	$D$ (предельные отклонения по $X_4$ )	$l$	$l_1$	$S^*$	$D_1$	$D_2$ при $p_{раб}$ , кг/см <sup>2</sup>	
								15	30
4	3	4,5	7,5	31	25	14	16,2	M6	—
6	5	6,5	9,5	35	29	17	19,6	M8×1	—
8	7	8	11,9	39	33	17	19,6	M10×1	—
10	8	9,5	14,2	42	35	22	25,4	M12×1	M14×1
12	10	11,5	16,2	43	35	24	27,7	M14×1	M16×1
14	12	13,5	18,2	47	40	27	31,2	M16×1	M18×1,5
16	14	15,5	20,2	48	41	30	34,6	M18×1	M20×1,5
18	16	17,5	22,2	51	44	32	36,9	M20×1,5	M22×1,5
20	18	19,5	24,2	52	45	32	36,9	M22×1,5	M24×1,5
22	20	21,5	26,3	55	48	35	41,5	M24×1,5	—
25	23	24,5	29,3	58	50	41	47,3	M27×1,5	—
28	25	27,5	32,3	59	51	41	47,3	M30×1,5	—
30	28	29,5	35,3	62	54	45	51,1	M33×1,5	—
32	30	31,5	37,6	65	58	45	51,1	M36×1,5	—
35	33	34,5	40,8	67	59	50	57,7	M39×1,5	—

\*  $S^*$  — размер шестигранника под ключ

75. Ниппели для соединения резиновых рукавов ( $p_{раб} \leq 5$  кг/см<sup>2</sup>), мм



Условный диаметр $d_y$	$d$	$d_0$	$d_1$	$d_2$	$l$	$l_1$	Число зубьев
8	9	7,5	9	12	26	6	3
10	12	9,5	11	15	34	8	3
15	16	14	16	20	45	8	4
20	18	16	17,5	22	56	10	4
25	25	23	24	29	70	12	4



Рабочая среда	Допустимая температура, °С
Топливо . . . . .	от -50 до +70
Масла и гидравлические жидкости . . . . .	от -50 до +100
Воздух . . . . .	от -50 до +60
Вода . . . . .	до +100
Допустимая температура окружающего воздуха . . . . .	от -50 до -70

Условное обозначение рукавов с внутренним диаметром 4 мм, рассчитанных на  $p_{\text{раб}} = 15 \text{ кг/см}^2$ —

*рукав 4—15 ГОСТ 10362—63.*

Вдоль рукава белой краской наносится маркировка, например, —

*ЛРТИ—4—15—Х1—63—125 ГОСТ 10362—63,*

где *ЛРТИ* — предприятие-поставщик; *4* — внутренний диаметр; *15* — рабочее давление; *Х1—63* — месяц и год изготовления; *125* — номер партии.

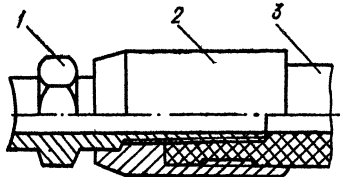


Рис. 46. Заделка рукавов с нитяными оплетками:

*1* — ниппель, *2* — муфта, *3* — рукав.

Концевая арматура для рукавов с нитяными оплетками состоит из ниппеля и муфты (рис. 46). Соединение арматуры с рукавом осуществляется путем зажатия рукава при ввинчивании ниппеля в предварительно насаженную на рукав муфту. В табл. 73 и 74 даны размеры муфт и ниппелей по ведомственным нормам. Резиновые шланги для рабочих давлений до  $5 \text{ кг/см}^2$  могут соединяться только ниппелями (табл. 75). При этом шланг снаружи стягивается проволокой или хомутом. Такого типа соединения применяются в

пневматических магистралях, в системах охлаждения и для предохранения электропроводки.

## РЕЗИНОВОТКАНЕВЫЕ РУКАВА И РЕЗИНОВЫЕ ТРУБКИ

**Резиновые напорные рукава с текстильным каркасом** (по ГОСТ 18698—73). Выпускаются для использования в районах умеренного (*У*) и тропического (*Т*) климата а также в районах с холодным климатом при температуре выше  $-50^\circ\text{C}$  (*С*). Они рассчитаны на статические рабочие давления до 2,5; 6,3; 10; 16 и  $20 \text{ кг/см}^2$ .

Рукава состоят из внутреннего резинового, одного или нескольких текстильных и наружного резинового слоев.

В зависимости от назначения рукава выпускаются различных классов. Для работы на минеральных маслах с температурой от  $-35$  до  $+100^\circ\text{C}$  предназначен класс *Б(1)*.

Рукава выпускаются с внутренними диаметрами (9); 10; 12,5; 16; (18); 20; 25; 31,5; (38); 40; 50 мм и т. д. Максимальный внутренний диаметр — 200 мм.

Условное обозначение рукава класса *Б(1)* при рабочем давлении  $10 \text{ кг/см}^2$  с внутренним диаметром 20 мм, предназначенного для тропического климата: *рукав Б(1)—10—20—Т ГОСТ 18698—73.*

**Рукава резиновотканевые с металлическими спиралями** (по ГОСТ 8496—57). Подразделяются на всасывающие (*I* группа) и напорно-всасывающие (*II* группа). Рукава заканчиваются мягкими манжетами, предназначенными для присоединения их к металлической арматуре.

В каждой группе в зависимости от рабочей среды рукава подразделяются на три типа: *Б* — для бензина, керосина, нефти и минеральных масел; *В* — для воды; *Г* — для газов.

Рукава всасывающие должны быть герметичны и выдерживать испытание под гидравлическим давлением  $3 \text{ кг/см}^2$ . Рукава напорно-всасывающие вы-

пускаются с внутренними диаметрами  $d$ , мм: 16, 20, 25, 32, 38, 50, 65. Рукава рассчитаны на рабочие давления 3, 5 и 10 кг/см<sup>2</sup>. Минимальные радиусы изгиба составляют 250 мм для  $d < 25$  мм, 300 мм для  $d = 32... 38$  мм и 400 для  $d = 50...65$  мм.

Условное обозначение рукава II группы типа Б с внутренним диаметром 50 мм, рассчитанного на давление 5 кг/см<sup>2</sup>:  
*рукав гр. II тип Б-5 ø 50 ГОСТ 8496-57.*

**Рукава резиновотканевые спиральные напорно-всасывающие для жидких топлив и масел** (по ГОСТ 5398—57). Состоят из внутренней проволочной спирали, прорезиненной тканевой прокладки, резинового слоя, нескольких прорезиненных тканевых прокладок, резинового слоя, наружной прорезиненной тканевой прокладки и наружной проволочной спирали из стальной оцинкованной проволоки.

Рукава выпускаются с внутренними диаметрами  $d$ , мм: 25, 32, 38, 50, 65 и 75. Минимальные радиусы изгиба составляют: 300 мм для  $d < 38$  мм, 400 для  $d = 50$  мм, 500 для  $d = 65...75$  мм.

Рукава сохраняют работоспособность в интервалах температур от  $-30$  до  $+60^{\circ}\text{C}$  (I группа) и от  $-45$  до  $+80^{\circ}\text{C}$  (II группа).

Рабочее давление рукавов 5 кг/см<sup>2</sup>, разрушающее давление — не менее 15 кг/см<sup>2</sup>.

Условное обозначение рукава группы II с  $d = 25$  мм:  
*рукав II ø 25 ГОСТ 5398-57.*

**Трубки резиновые технические** (по ГОСТ 5496—57). Предназначаются для подачи жидкостей и газов при низких давлениях (табл. 76). В зависимости от условий применения трубки выпускаются пяти типов. Маслостойкими являются трубки типа 4.

#### 76. Размеры трубок, мм

Внутренний диаметр	2	3	4; 5; 6; 8; 10	12; 16	20; 24	28; 32; 36; 40
Толщина стенки	1,25	1,25; 2	1,25; 2; 3	2; 3; 4,5	2; 3; 4; 5; 6; 8	3; 4; 5; 6; 8

Трубки сохраняют работоспособность в диапазоне температур от  $-30$  до  $+50^{\circ}\text{C}$ .

Наименьший предел прочности на разрыв маслостойкой резины мягкой и средней твердости составляет 50, повышенной твердости — 80 кг/см<sup>2</sup>.

Условное обозначение маслостойкой трубки средней твердости с внутренним диаметром 10 мм и толщиной стенки 2 мм:  
*трубка 4cm10x2 ГОСТ 5496-57.*

## ГИБКИЕ МЕТАЛЛИЧЕСКИЕ ТРУБОПРОВОДЫ

### ГИБКИЕ МЕТАЛЛИЧЕСКИЕ РУКАВА

Гибкие металлические рукава используются при давлениях до 300 кг/см<sup>2</sup> в диапазоне температур от  $-200$  до  $+400^{\circ}\text{C}$ . Рукава применяются также как компенсаторы перемещений при необходимости устранения температурных и монтажных деформаций в трубопроводах с  $d_y = 32...125$  мм.

Основным элементом рукава является тонкостенная гофрированная оболочка из нержавеющей стали 12Х18Н10Т, которая может упрочняться намоткой бронирующей проволоки. Снаружи рукав покрывается силовой проволочной оплеткой, которая служит для повышения прочности и защиты рукава от механических повреждений. Оплетка выполняется одинарной, двойной

или тройной, что определяется назначением рукава и величиной внутреннего давления. Рукава выпускаются следующих конструктивных типов (рис. 47, 48): РГС — рукав герметичный стальной (паяный),  $d_y=6...40$  мм; СРГС — сварной рукав герметичный стальной,  $d_y=20...300$  мм; СРГСА — сварной рукав герметичный стальной (аргоно-дуговая сварка),  $d_y=30...50$  мм; РГТ — рукав герметичный из трубной заготовки,  $d_y=6...150$  мм.

Рукава поставляются с резьбовой, фланцевой или специальной арматурой. Резьбовая арматура применяется в диапазоне диаметров от 6 до 40 мм

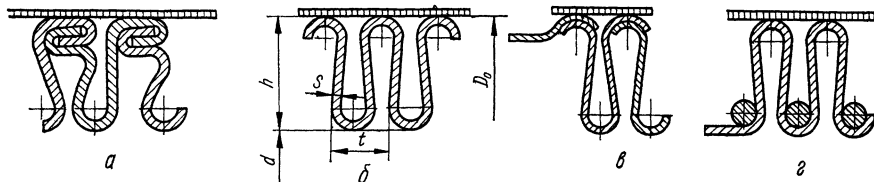


Рис. 47. Профиль рукавов:

*a* — РГС однозаходного, *б* — СРГСА двухзаходного, *в* — СРГС однозаходного, *г* — РГТ двухзаходного; 1 — профилированная лента, 2 — наружная оплетка, 3 — проволочная арматура.

для соединений по наружному (рис. 37) или внутреннему (рис. 38) конусу.

По требованиям к чистоте рукава подразделяются на три класса: I — особо чистые, II — весьма чистые и III — чистые. Класс чистоты определяется количеством и составом частиц, содержащихся в контрольном объеме, слитом из рукава. Рукава I и II классов подвергаются специальной обработке и предназначены для ответственных установок, требующих высокой чистоты рабочих сред.

В зависимости от характера работы рукава выпускаются для условий повышенной вибрации, но с ограниченным числом изгибов (I-й разряд) или для работы с большим числом изгибов, но в ограниченном диапазоне частот вибрации (II-й разряд).

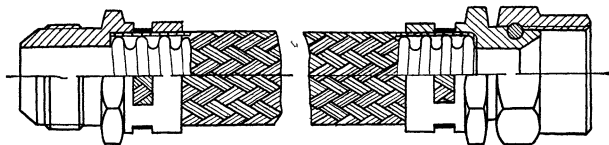


Рис. 48. Примеры заделки гибких металлических рукавов.

В зависимости от свойств рабочей и окружающей среды рукава выпускаются шести групп: 1-я, 2-я — для неагрессивных сред (тип РГС), 3-я, 4-я — для взрывоопасных сред (тип РГТ), 5-я, 6-я — для агрессивных сред (СРГС и РГТ). Диапазон рабочих температур рукавов 5-й и 6-й групп  $\pm 60^\circ\text{C}$ , остальных — от  $-200$  до  $+400^\circ\text{C}$ .

Преимуществом рукавов типа РГС по сравнению со сварными является возможность серийного изготовления их с малыми диаметрами ( $d_y=6-10$  мм). Рукава типа СРГС и СРГСА в отличие от типа РГС можно изготовить цельными длиной до 18 м (РГС только 3 м), они обладают повышенной вибростойкостью, пониженной на 20—25% массой и допускают эксплуатацию в агрессивных средах. По сравнению с другими рукава типа РГТ имеют увеличенный в 2—3 раза ресурс, повышенную надежность, допускают в 1,5 раза большее количество изгибов [34].

В табл. 77—79 приведены основные характеристики рукавов. Рабочее давление указано для  $t = +20^\circ\text{C}$  и ниже, с повышением температуры его ве-

### 77. Основные характеристики рукавов РГС

$d_y$	S	$h/d_y$	$h/t$	z	$D_H$ , мм	$\rho_{разр}$ , кг/см <sup>2</sup>	$\rho_{разр}$ , кг/см <sup>2</sup>	Масса 1 погон- ного метра, кг
6	0,15	0,3	1,3	1	12	100	300	0,21 0,43
				2	13,8	250	750	
8	0,15	0,22	1,3	1	14	100	300	0,26 0,5 r
				2	16	250	750	
10	0,15	0,18	1,3	1	16,5	75	225	0,35 0,44
				2	20	250	750	
12	0,15	0,167	1,25	1	19	60	180	0,4 0,65
				2	21	210	630	
14	0,15	0,18	1,4	1	21,6	55	165	0,54 1,25
				2	24	210	630	
16	0,2	0,187	1,28	1	24,5	50	150	0,68 1,2 1,4
				1	25,2	120	360	
				2	27,5	210	630	
20	0,2	0,175	1,3	1	29,8	45	135	0,92 1,4 2
				1	30,7	100	300	
				2	33,6	210	630	
25	0,25	0,16	1,43	1	36	45	135	1,31 2 2,3
				2	37,5	100	300	
				2	39,8	210	630	
32	0,3	0,147	1,48	1	44,3	45	135	1,95 2,6 4,1
				2	47,3	100	300	
				3	51,3	210	630	
40	0,3	0,119	1,48	1	53,5	45	135	3 4,9 5,5
				2	55,5	100	300	
				3	57,5	150	630	

### 78. Основные характеристики рукавов СРГС

$d_y$	$S$	$h/d_y$	$h/t$	$z$	$D_H$ , мм	$\rho_{\text{разр}}$ , кг/см <sup>2</sup>	$\rho_{\text{разр}}$ , кг/см <sup>2</sup>	Масса погонного метра, кг
мм								
8	0,12	0,188	1	1	13	100	300	0,26
				2	14,5	250	750	0,36
10	0,12	0,175	1,16	1	15,0	75	225	0,35
				2	17,0	250	750	0,6
12	0,12	0,146	1,16	1	17,5	60	180	0,4
				2	19	210	630	0,65
14	0,15	0,125	1,16	1	19,5	55	165	0,54
				2	21,7	210	630	1,25
16	0,15	0,1875	1,3	1	23,9	50	150	0,68
				1	24,5	120	360	1
				2	26,5	210	630	1,4
20	0,15; 0,2	0,15	1,3	1	28	45	135	0,92
				1	28,9	100	300	1,4
				2	31,3	210	630	2
25	0,15; 0,2	0,12	1,3	1	33,1	45	135	1,31
				2	34,6	100	300	2,45
				2	36,4	210	630	2,6
32	0,2	0,125	0,615	1	42,4	45	135	1,95
				2	48,5	100	300	2,95
				3	51,5	210	630	4,5
40	0,2	0,1	0,615	1	51	40	120	3,6
				2	59	100	300	4,6
				3	61,5	150	450	5,5
50	0,2	0,08	0,56	1	61	40		

### 79. Основные характеристики рукавов РГТ

$d_y$	S	$h/d_y$	$h/t$	z	$D_0$ , мм	$\rho_{\text{раб.}}$ кг/см <sup>2</sup>	$\rho_{\text{разр.}}$ кг/см <sup>2</sup>	Масса 1 погон ного метра кг
6	0,12	0,275	1,27	1	10,9	100	720	0,225
	1,12*							
8	0,12	0,206	1,27	1	13,2	100	620	0,32
	0,12*							
10	0,3	0,375	1,5	2	17,1	280	1050	0,836
	0,3	0,3	1,5	2	19,1	280	1020	1
12	0,35	0,292	1,4	2	23,1	210	1050	1,58
14	0,35	0,25	1,4	2	25,1	210	930	1,652
16	0,5	0,375	1,54	2	33,2	210	950	2,884
20	0,15*	0,15 0,16	1,43 1,28	1	28	30 45	230 315	0,731 0,98
	0,15+0,15*							
25	0,5	0,3	1,54	2	37,2	210	750	2,928
	0,15 0,3	0,12 0,128	1,43 1,45	1 2	33,1 36,3	30 210	180 520	0,8 2,1
32	0,2	0,125 0,131	1,46 1,4	1	42,4	30 45	200 228	1,418 2,1
	0,2+0,2							
40	0,6	0,172	1,37	3	53	210	730	4,7
	0,2 0,2+0,2	0,1 0,105	1,46 1,4	1	51	30 45	200 270	2,1 2,88
50	0,6	0,137	1,37	3	61	210	580	6,37
	0,2 0,2+0,2	0,08 0,084	1,46 1,4	1	61	30 40	160 230	2,4 3,4
	0,6	0,11	1,37	3	71,2	210	465	7,562

\* Для рукавов с бронирующей проволокой.

личина уменьшается и при  $+100^{\circ}\text{C}$  составляет  $0,9 p_{\text{раб}}$ , при  $+200^{\circ}\text{C}$  —  $0,8 p_{\text{раб}}$ , при  $+300^{\circ}$  —  $0,73 p_{\text{раб}}$ . В таблицах приняты обозначения:

$S$  — толщина стенки гофрированной трубы;  $h, t$  — высота и шаг профиля гофра;  $z$  — число наружных оплеток;  $D_n$  — наружный диаметр рукава в оплетке.

## ГИБКИЕ МЕТАЛЛИЧЕСКИЕ ГЕРМЕТИЧНЫЕ РУКАВА С ПОДВИЖНЫМ ШВОМ

Рукава (по ГОСТ 3575—47) состоят из трубы, образованной спирально завитой профилированной лентой, уплотняющей прокладкой и проволоочной оплетки на наружной поверхности труб (рис. 49, 50). Рукава могут быть и без оплетки. Они выпускаются с арматурой на концах (рис. 49) и без нее (табл. 80, 81). Ниже приведена классификация и условные обозначения рукавов:

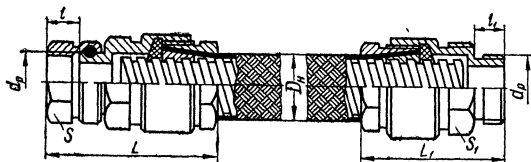


Рис. 49. Заделка с помощью сальниковой арматуры металлических рукавов с подвижным швом.

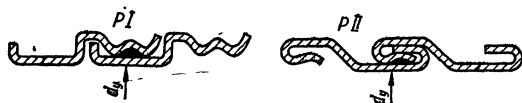


Рис. 50. Профиль металлических рукавов с подвижным швом.

### Классификация рукавов

### Условное обозначение

По профилю ленты (рис. 50)	
простой . . . . .	P I
сложный . . . . .	P II
По наружной оплетке:	
проволоочная стальная оцинкованная . . . . .	O
» медная . . . . .	OM
» луженая . . . . .	Л
без оплетки . . . . .	—
По материалу ленты:	
стальная . . . . .	С
оцинкованная . . . . .	Ц
медная . . . . .	М
По материалу уплотняющей прокладки:	
хлопчатобумажная . . . . .	Х
асбестовая . . . . .	А

Максимальная рабочая температура для рукавов с хлопчатобумажной прокладкой  $+110^{\circ}\text{C}$ , для рукавов с асбестовой прокладкой  $+300^{\circ}\text{C}$ .

Условное обозначение рукава со стальной оцинкованной лентой простого профиля, с асбестовой прокладкой, в медной луженой оплетке диаметром  $d_y = 4$  мм и длиной 18 м:

$P I - Ц - А - Л - 4 - 18$  ГОСТ 3575—47.

## УПРУГИЕ СОЕДИНЕНИЯ ТРУБАМИ

Соединения, в которых трубы играют роль гибкого элемента, применяются при незначительных относительных перемещениях точек подключения трубы (табл. 82, 83).

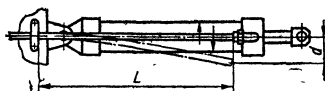
**80. Основные характеристики гибких металлических рукавов с подвижным швом (по ГОСТ 3575—47)**

$d_y$	$d_{вн}$ , не менее	$D_H$ для рукава		$R_{изг}$ , не менее	Пробное давление, $\text{кг/см}^2$ , для рукавов				Масса погонного метра рукава, $\text{кг}$		
		без оп- летки	с оп- леткой		типа P I		типа P II		без оп- летки	с оплеткой	
					без оп- летки	с оп- леткой	без оп- летки	с оп- леткой		сталь- ной	медной
мм											
4	3,8	7,7	9	100	24	30	—	—	0,14	0,21	0,22
6	5,5	10	11,5	120	24	30	—	—	0,2	0,3	0,31
10	9,3	14	15,5	170	19	24	28	35	0,28	0,43	0,45
13	12	18	19,5	210	19	24	28	35	0,5	0,68	0,7
20	19	28	29,5	350	16	19	24	28	1,2	1,5	1,54
25	23,5	33	34,5	425	16	19	24	28	1,5	1,85	1,9
32	30	38	40	525	13	16	24	28	2	2,45	2,5
38	36	46	48	650	13	16	24	28	2,4	2,9	3
50	48	62	64	800	13	16	—	—	4	4,6	4,7

**81. Арматура сальниковая для заделки рукавов с подвижным швом (по нормали станкостроения А71—10)**

$d_y$ , мм	Диаметр резьбы трубной $d_p$ (по ГОСТ 6357—73)		Резьба на арматуре, мм					
			внутренняя			наружная		
	дюйм	мм	$L$	$l$	$S$	$L_1$	$l_1$	$S_1$
10	3/8	16,66	70	12	22	55	12	22
13	1/2	20,96	80	13	27	65	13	27
15	1/2	20,96	85	14	30	70	14	36
20	3/4	26,44	85	14	36	70	14	36
25	1	33,25	95	16	41	80	16	46
32	1 1/4	41,91	100	18	50	85	18	50
40	1 1/2	47,81	110	20	55	95	20	60

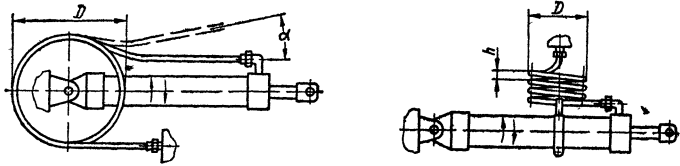
**82. Допускаемый прогиб  $h$ , мм, трубы, работающей с изгибом**



$L$ , мм	Труба из алюми- ние- вого сплава при $\rho = 100 \text{ кг/см}^2$ ; $d = 10 \text{ мм}$	Труба из нержавеющей стали при $\rho = 200 \text{ кг/см}^2$	
		$d = 6 \text{ мм}$	$d = 10 \text{ мм}$
75	0,3	0,43	0,35
150	1,2	1,8	1,36
225	2,7	4	3,1
300	4,7	7,1	6,8
375	7,4	11,2	8,6



83. Допускаемый угол закручивания  $\alpha$ , град, и прогиб  $\Delta h$ , мм, одного витка трубы, работающей как цилиндрическая пружина



D, мм	Труба из алюминиевого сплава при $p = 100 \text{ кг/см}^2$ , $d = 10 \text{ мм}$		Труба из нержавеющей стали при $p = 200 \text{ кг/см}^2$			
			$d = 6 \text{ мм}$		$d = 10 \text{ мм}$	
	$\alpha$	$\Delta h$	$\alpha$	$\Delta h$	$\alpha$	$\Delta h$
75	—	4,2	2	5	—	3,6
100	2,5	7,6	2,6	9	2	6,8
125	3,2	12	3,3	14	2,6	10
150	3,8	23	4	20	3,1	15

## ИЗГОТОВЛЕНИЕ ТРУБОПРОВОДОВ

### ГИБКА ТРУБ

Радиусы изгиба труб, работающих под давлением, ограничиваются значениями, при которых не происходит существенного снижения их статической и усталостной прочности (табл. 84—88).

84. Минимально допускаемые радиусы изгиба стальных труб, мм

Наружный диаметр трубы $D_H$	Толщина стенки S		Наружный диаметр трубы $D_H$	Толщина стенки S	
	< 2	> 2		< 2	> 2
5—20	$4D_H$	$3D_H$	35—60	—	$4D_H$
20—35	$5D_H$	$3D_H$	60—140	—	$5D_H$

85. Минимально допускаемые радиусы изгиба стальных тонкостенных труб

Вид гибки	Размеры трубы, $D_H \times S$ , мм				
	6×1	8×1	10×1	10×2	12×1
Ручная	20	45	75	35	120
В приспособлении с профильными роликами	12	20	25	15	36
С наполнителем	9	12	20	15	24

**86. Минимальные размеры  $R_{\min}$  и  $l_{\min}$  для гибки стальных водогазопроводных труб (по ГОСТ 3262—62), мм**

Размеры трубы		$R_{\min}$ при гибке		$l_{\min}$	Размеры трубы		$R_{\min}$ при гибке		$l_{\min}$
$d_y$	$D_H$	с на-гревом	холод-ной		$d_y$	$D_H$	с на-гревом	холод-ной	
8	13,5	40	80	40	40	48	150	290	100
10	17	50	100	45	50	60	180	360	120
15	21,25	65	130	50	70	75,5	225	450	150
20	26,75	80	160	55	80	88,5	265	530	170
25	33,5	100	200	70	100	114	340	680	230
32	42,25	130	250	85					

Примечание. Следует по возможности выбирать величину  $R_{\min}$ , необходимую для изгиба трубы в холодном состоянии.

**87. Минимальные размеры для гибки медных и латунных труб (по ГОСТ 617—72 и ГОСТ 494—69), мм**

$D_H$	$R_{\min}$	$l_{\min}$	$D_H$	$R_{\min}$	$l_{\min}$
3	6	10	12	24	35
4	8	12	15	30	45
6	12	18	18	36	50
8	16	25	24	72	55
10	20	30	30	90	60

**88. Минимальные радиусы изгиба труб из алюминиевых сплавов АМгМ и АМЦ, мм**

Вид гибки	$D_H \times S$			
	6×1	8×1	10×1	12×1
Вручную:				
без наполнителя	24	45	85	124
с наполнителем	9	16	20	30
В приспособлении:				
без наполнителя	15	25	30	45
с наполнителем	9	12	15	30

В табл. 84—88, составленных по ведомственным нормам, приведены минимальные радиусы изгиба. В них приняты обозначения:  $R_{\min}$ —минимальный внутренний радиус изогнутой трубы;  $l_{\min}$ —минимальная длина прямого участка трубы, необходимая для зажима при изгибе (рис. 51).

Ориентировочно минимальный радиус изгиба по оси трубы определяют в зависимости от наружного диаметра трубы. Для стальных труб  $R_{\min} = (3...5) D_H$ , для медных, алюминиевых и латунных —  $R_{\min} = 2D_H$ . При необходимости стальные трубы с  $D_H < 20$  мм можно изгибать по радиусу  $R = 2D_H$ . При динамическом нагружении такие трубы имеют уменьшенный ресурс.

Гибка трубы может вызвать эллипсность в месте изгиба:

$$e = \left[ \frac{D_6 - D_m}{D_6} \right] 100\%,$$

где  $D_6$  и  $D_m$  — размеры большой и малой осей эллипса.

Максимально допустимая эллипсность, при которой не происходит снижения прочности прямых и гнутых труб, составляет 3,5—4%. При эллипсности 20% срок службы труб, нагруженных пульсирующим давлением, может уменьшиться в 10 раз.

Толщина стенки трубы в растянутой зоне после гибки определяется по формуле

$$S_p = S/[1 + (D_n + S)/(2R + D_n)],$$

где  $S$  — толщина стенки до гибки;  $R$  — радиус изгиба.

Техническими условиями на гибку тонкостенных труб ( $S = 0,8...1,2$  мм) диаметром  $D_n \leq 20$  мм при  $p < 150$  кг/см<sup>2</sup> допускается овальность до 10%, при  $p = 150...220$  кг/см<sup>2</sup> — 5%. Для труб с  $D_n = 20$  мм допускается овальность от 3 до 15% в зависимости от их назначения. Утонение стенки не должно превышать 25% от  $S$  при  $R \leq 3,5 D_n$  и 15% при  $R > 3,5 D_n$ . На трубах сливных, дренажных и других систем с низким давлением допускаются гофры:

$D_n$ , мм	Высота гофра, $h$ , мм
8—12	<0,1
14—18	<0,2
20—30	<0,5
32	<0,8

Для труб, работающих под высоким давлением, гофры не допускаются.

Гибка стальных и алюминиевых тонкостенных ( $S < 1,5$  мм) труб диаметром  $D_n < 10$  мм в приспособлениях может производиться без наполнителя: при  $D_n >$

$> 10$  мм рекомендуется применение сыпучих, легкоплавких и жидкостных наполнителей.

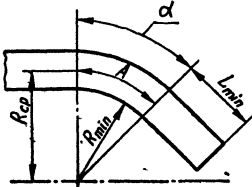


Рис. 51. Изогнутый участок трубы.

В качестве сыпучих наполнителей применяется просушенный и просеянный кварцевый (ГОСТ 2138—56) и речной песок. Использовать песок в качестве наполнителя для труб гидросистем с повышенными требованиями к чистоте масла не рекомендуется, так как трудно полностью удалить песок из трубы после гибки даже путем травления.

В качестве легкоплавких наполнителей используются мочевины техническая (ГОСТ 2081—63) для труб из углеродистых и нержавеющей сталей, азотнокислый кальций (ГОСТ 4142—48) и селитра калиевая (ГОСТ 1949—43)—для труб из нержавеющей сталей; применяется также канифоль сосновая (ГОСТ 797—64). Температуры плавления: мочевины 129—134° С, азотнокислого кальция 42,8° С, селитры калиевой 334° С, канифоли 54—68° С. Для повышения твердости мочевины технической при гибке труб больших диаметров в нее можно добавлять 10—15% нитрита натрия.

В качестве жидкостного наполнителя используются рабочие масла гидросистем или специальные эмульсии. Рекомендуется применять промышленные масла с вязкостью 17—23 сСт при 50° С. Гибка производится под давлением (табл. 89).

Гибка труб без наполнителя или заполненных песком может производиться с подогревом ТВЧ или газопламенной горелкой. Оптимальная температура нагрева углеродистых сталей 800—850° С, нержавеющей сталей 950—1100° С. Трубы из алюминиевых сплавов нагреваются до 350—400° С.

## 89. Рекомендуемые давления $p$ жидкости при гибке труб

Размеры трубы $D_H \times d$ , мм	$p$ , кг/см <sup>2</sup>	Размеры трубы $D_H \times d$ , мм	$p$ кг/см <sup>2</sup>
Алюминиевый сплав		Нержавеющая сталь	
8 × 6	100	6 × 4,8	500
10 × 8	100	6 × 4	800
12 × 10	90	8 × 6,7	400
14 × 12	80	8 × 6	650
16 × 14	70	10 × 8,5	400
18 × 16	70	10 × 8	500
20 × 18	70	12 × 10,2	300
22 × 20	70	12 × 10	380
25 × 23	70	15 × 12,8	380
27 × 25	60	15 × 13	350
		16 × 14	320
		20 × 18	310
		22 × 20	300
		25 × 23	250

Длина изогнутого участка трубы определяется по формуле

$$A = 0,0175\alpha R_{cp}$$

Угол  $\alpha$  измеряется в градусах,  $R_{cp}$  и  $A$  — в миллиметрах (рис. 51).

## МОНТАЖ ТРУБОПРОВОДА

Крепление труб производится скобами (табл. 90,91), колодками (табл. 92), а также различного вида хомутами. Колодки рекомендуется устанавливать при повышенной вибрации трубопровода, так как они уменьшают возможность появления потертости труб и оказывают демпфирующее действие.

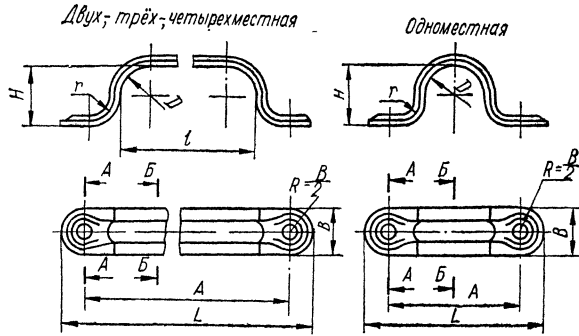
### 90. Рекомендованные расстояния между узлами крепления труб на участках с пульсирующим давлением, мм

$D_H$	$l$ для труб		$D_H$	$l$ для труб	
	стальных	из алюминиевых сплавов		стальных	из алюминиевых сплавов
6	400	340	15	650	560
8	450	380	20	700	600
10	500	400	25	800	660
12	580	500			

Расстояние между точками закрепления трубопровода для участков со спокойным режимом работы выбирается по конструктивным соображениям. Для участков с пульсирующим давлением или вибрацией учитывается собственная частота колебаний участков трубопровода, которая не должна совпадать с частотой возмущений [31].

Трубы устанавливаются с зазором, который должен обеспечить удобство монтажа и отсутствие касаний трубы при ее вибрации или перемещении других элементов конструкции. Ниже приведены рекомендованные величины

## 91. Скобы для крепления

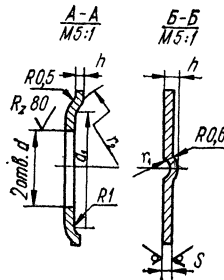


D	Ско									
	одно-местная		двухместная			трехместная			четы	
	A	L	A	$\varnothing L$	l	A	L	l	A	
4			26	42	8	30	46	12	34	
5			27	43	10	32	48	15	37	
6			32	48	12	38	54	18	44	
8			34	50	16	42	58	24	50	
10	28	44	38	54	20	48	64	30	58	
12	30	46	42	58	24	55	71	37	66	
14	38	56	52	70	28	67	85	43	80	
16	40	58	56	74	32	73	91	49	88	
18	42	60	60	78	36	78	96	54	96	
20	45	63	65	83	41	85	102	61	110	
22	52	74	75	97	45	100	122	70	125	
25	55	77	85	104	55	108	130	78	140	
28	58	80	90	112	60	118	140	88	150	
32	62	84	100	122	70	130	152	100	165	
36	65	87	105	127	75	140	162	110	180	
40	75	105	120	150	85	160	190	125	200	
45	78	108	130	160	95	175	205	140	220	
50	85	115	140	170	105	190	220	155	240	
55	90	120	150	180	115	205	235	170	270	
60	95	125	160	190	125	220	250	185	290	
65	105	135	170	200	135	240	270	200	310	

- Примечания: 1. Размер  $S = 3$  приведен для многоместных скоб, одноместные  
 2. С размерами  $d$  и  $d_1$  отмеченными звездочкой, выполняются только одноместные  
 3. Материал — сталь марки Ст3 по ГОСТ 380—71.  
 4. Технические требования — по ГОСТ 16693—71.

Условное обозначение двухместной скобы диаметром  $D = 50$  мм:  
 скоба = 50 × 2 ГОСТ 16688—71.

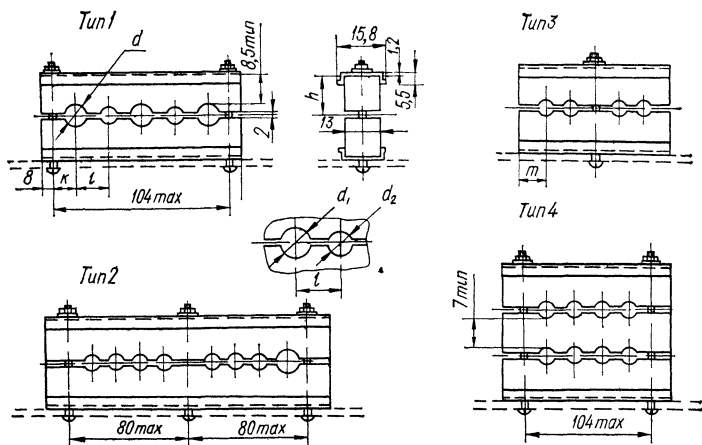
трубопроводов, мм



ба		B	S	H	d	d <sub>1</sub>	h	r	r <sub>1</sub>	r <sub>2</sub>
рехмстная										
L	l									
50	16	16	1,0	3	5,5	9	2	3	2	10
53	20			4						
60	24			5						
66	32			6						
74	40			8						
82	48	10								
98	56	18	1,6	12	6,6	10	3	5	3	
106	64			14						
114	72			16						
128	85	18								
147	90	22		20	9,0	14	4*	6	4*	
162	105			22						
172	115		24							
187	130		28							
208	145		32							
230	165	30	3	35	11,0	16*	4*	6	4*	
250	185			40						
270	205			45						
300	225			50						
320	245			55						
340	365			60						

выполняются с  $S = 2,5$  мм.  
скобы.

## 92. Колодки для крепления трубопроводов, мм



h	k	m	d <sub>1</sub>	Расстояние между любыми соседними отверстиями d <sub>1</sub> и d <sub>2</sub> при диаметре d <sub>2</sub>									
				3	4	6	8	10	12	14	15	16	18
9,5	6		3	5	6	7	9	10	11	13	13	14	15
10	7	10	4	6	7	8	10	11	12	14	14	15	16
11,5	9		6	7	9	9	11	12	13	15	16	16	17
12,5	10	12	8	9	11	11	12	13	14	16	17	17	18
13,5	11		10	10	12	12	13	14	15	17	18	18	19
14,5	12	14	12	11	13	13	14	15	16	18	19	19	20
15,5	13		14		15	15	16	17	18	19	20	20	21
16	14	15	15	13	15	16				20	20	21	22
16,5	15		16	14	16	16	17	18	19	20	21	21	
17,5	16	16	18	15	17	17	18	19	20	21	22	22	23

Примечания: 1. Размеры  $h$ ,  $k$  и  $m$  принимаются в зависимости от максимального диаметра  $d_1$  в таблице соответствующему величине  $d_1$ .

2. Размер  $d$  равняется наружному диаметру трубы.

3. Материал колодки — резина маслостойкая марки 4670 ТУМХП1166—58

4. Планка изготавливается из сплава марки Д16Т профилей ПК629 по АМТУ482—61.

минимальных зазоров для труб с наружным диаметром до 20 мм: между перекрывающимися трубами — 5—10 мм, возле острых кромок или съемных агрегатов — 10 мм, возле подвижных элементов и тросовых проводок — 15 мм,

в параллельных пакетах труб —4 мм, при прохождении через отверстие в стенке конструкции —10 мм без дополнительного крепления и 3 мм при его наличии.

При монтаже труб в соединениях возможно появление несоосности, осевого зазора и перекоса. Несоосность приводит к изгибу трубы и выправляется рихтовкой. Осевой зазор создает осевое растяжение трубы, которое особенно опасно для прямых трубопроводов и может привести к отрыву труб от ниппеля или к нарушению соединения по наружному конусу развальцованной трубы. Осевой зазор изогнутых труб может частично компенсироваться за счет изгибной деформации. Перекос осей ниппеля и трубы оказывает существенное влияние на прочность трубопровода и производится по нормам на изготовление тонкостенных труб не допускается (перекос на 1° снижает выносливость трубы с размерами 12 × 1 длиной 300 мм на 20%).

При монтаже гибких рукавов необходимо учитывать, что они могут работать только на изгиб, работа рукава на скручивание категорически запрещается (рис. 52). Для предохранения рукава от чрезмерного провисания необходимо применять подставки или хомуты.

При зажиме хомутом не допускается деформация гофрированных рукавов. В металлических хомутах следует использовать прокладки из резины, кожи, фторопласта.

Возле арматуры рукава должны иметь участки, не подвергающиеся изгибу. Минимальная длина таких участков для резиновых рукавов составляет 50 мм при  $d_y = 4...8$  и 75 мм при  $d_y = 10...12$  мм, для металлических рукавов — 5  $d_y$  при  $d_y = 6...16$  мм и 4  $d_y$  при  $d_y = 20...50$  мм.

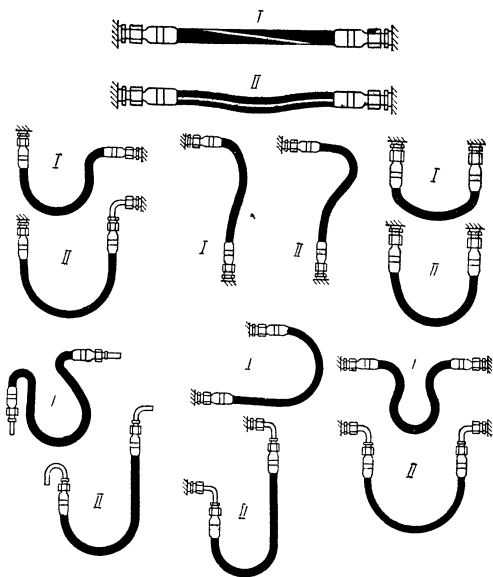


Рис. 52. Примеры неправильного (I) и правильного (II) монтажа рукавов.

### Глава III

## ЭЛЕМЕНТЫ РЕГУЛИРУЮЩИХ И РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫХ УСТРОЙСТВ

### ОСНОВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

В гидросистемах применяются различные устройства для регулирования давления и расхода или изменения направления (распределения) потока жидкости.



Общим для регулирующих устройств, несмотря на разнообразие конструкций, является то, что изменение расхода и давления жидкости в них происходит за счет потери энергии потока в дросселирующем элементе. Закон изменения расхода и давления определяется в основном геометрическими размерами (площадью) и формой проходного сечения рабочего окна дросселирующего элемента.

В распределительных устройствах применяют комбинации из нескольких рабочих окон, геометрические размеры которых могут изменяться в определенной последовательности. Это позволяет, помимо изменения давления и расхода, производить также изменение направления движения рабочей жидкости.

В зависимости от назначения дросселирующего элемента рабочие окна в процессе работы могут иметь постоянную или переменную площадь. Постоянную площадь рабочих окон имеют дроссели, выполненные в виде диафрагм, капилляров и т. п. К устройствам, у которых в процессе работы площадь рабочих окон изменяется от воздействия внешней силы, относятся распределительные золотниковые пары, вентили, регулируемые дроссели и т. д. Размеры рабочих окон могут изменяться также от воздействия давления потока жидкости. К устройствам такого типа относятся обратные, предохранительные, редуцирующие и демферные клапаны; ограничители расхода и давления; дозаторы и т. п.

Рабочие окна дроссельных щелей регулирующих и распределительных устройств образуются типовыми конструктивными элементами (золотниковыми парами, клапанами и дросселями).

Основными рабочими параметрами этих элементов являются расход жидкости через рабочее окно, потери давления и мощности, нагрев жидкости при дросселировании потока.

**Расход жидкости.** Большинство дросселирующих элементов представляет собой местные сопротивления течению жидкости, в которых происходят потери давления за счет резкой деформации потока. Расход жидкости через дросселирующий элемент определяется по формуле

$$Q = v f_c$$

или

$$Q = \mu f \sqrt{(2g/\gamma) \Delta p}, \text{ см}^3/\text{с},$$

где  $v$  — скорость течения жидкости, см/с;  $f_c$  — площадь струн жидкости в сжатом сечении, см<sup>2</sup>;  $\mu$  — коэффициент расхода (см. табл. 99, 110, 118, 119);  $\gamma$  — удельный вес жидкости, кГ/см<sup>3</sup>,  $g$  — ускорение силы тяжести, см/с<sup>2</sup>;  $\Delta p = p - p_1$  — перепад давления на рабочем окне (отверстии), кГ/см<sup>2</sup>,  $p$  — давление на входе в дроссельное окно, кГ/см<sup>2</sup>,  $p_1$  — давление на выходе из окна, кГ/см<sup>2</sup>;  $f$  — площадь поперечного сечения рабочего окна (отверстия), см<sup>2</sup>.

По приведенной формуле построена номограмма (рис. 53).

При выборе рабочих параметров следует учитывать, что в дросселирующих элементах с одной рабочей щелью минимальный стабильный расход жидкости может быть не менее 1—3 см<sup>3</sup>/с. При ширине щели менее 0,1 мм на расход жидкости влияет облитерация щели; в этих случаях с целью обеспечения стабильного расхода расчетное значение  $Q_{\min}$  повышается.

На расход жидкости, особенно через длинные дроссельные щели (капилляр, винтовая канавка, зазор и т. п.) и щели со скругленными рабочими кромками, существенное влияние оказывают изменения температуры жидкости и окружающей среды. Поэтому в устройствах, где требуется обеспечить стабильный расход жидкости в широком диапазоне температур, применяют золотниковые пары, клапаны и диафрагмы с острыми рабочими кромками.

Для определения расхода жидкости при температуре  $t$  в формулу расхода следует подставлять значения удельного веса  $\gamma$  и коэффициента расхода  $\mu$ , соответствующие расчетной температуре  $\gamma_t$  (рис. 2) и  $\mu_t$ . С достаточной для

практических расчетов точностью можно принять

$$\mu_t = K_t \mu_{20}$$

где  $K_t = f\left(\frac{\nu_t}{\nu_{20}}\right)$  коэффициент, определяемый по табл. 93,  $\nu_t$  и  $\nu_{20}$  — вязкость жидкости при расчетной и условной (20° С) температурах.

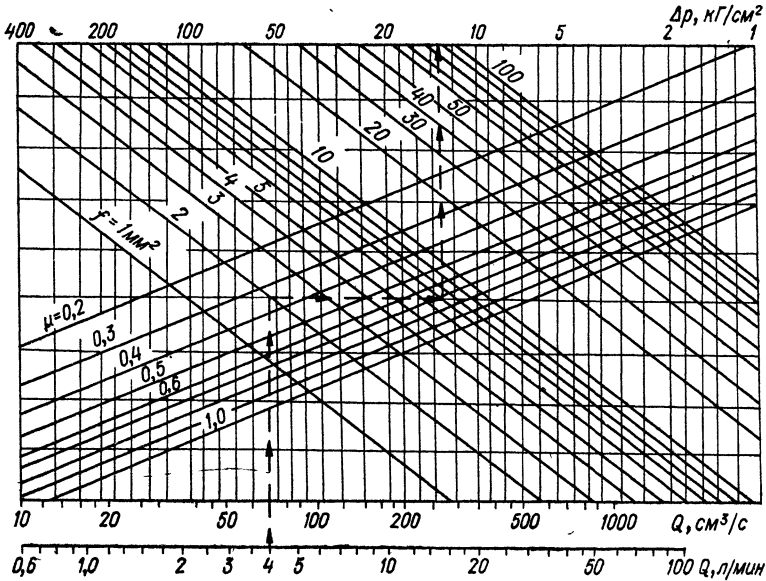


Рис. 53. Номограмма расхода жидкости через дроссельную щель при  $\gamma = 850 \text{ кг/м}^3$ . Ключ номограммы:  $Q \rightarrow f \rightarrow \mu \rightarrow \Delta p$ .

### 93. Приближенные значения коэффициента $K_t$

$\frac{\nu_t}{\nu_{20}}$	100	50	25	10	1	0,5	0,25	0,1
$K_t$	0,63	0,68	0,725	0,8	1	1,14	1,25	1,5

Перепад давления на дросселирующем элементе. Определяется по формуле расхода:

$$\Delta p = (\gamma/2g) (Q/\mu f)^2$$

или по номограмме на рис. 53.

Иногда перепад давления и расход жидкости определяют по коэффициенту местного сопротивления:  $\zeta = 1/\mu^2$ .

Тогда

$$Q = f \sqrt{\Delta p 2g / \zeta \gamma}, \text{ а } \Delta p = \gamma' \zeta (Qf)^2 / 2g.$$

Потери мощности. Определяются по формуле  $N = Q \Delta p / 450 \text{ л. с.}$ ,  $N = Q \Delta p / 612 \text{ кВт}$  при подстановке величин  $Q$  — л/мин;  $\Delta p$  —  $\text{кг/см}^2$  (см. также номограмму — приложение 2).

**Нагрев жидкости.** Часть энергии потока жидкости при дросселировании превращается в тепловую и вызывает нагрев жидкости, дроссельного устройства и гидросистемы в целом [3, 7]. Из-за большой скорости жидкости в рабочем окне теплоотдачей от жидкости к дроссельному устройству обычно пренебрегают, считая, что все тепло идет на нагрев жидкости  $\Delta t$ . В этом случае изменение ее температуры зависит только от перепада давления на рабочем окне и может быть определено по формуле

$$\Delta t = t_{\text{вых}} - t_{\text{вх}} = \Delta p / \gamma c l \cdot 10^{-4}, \text{ } ^\circ\text{C},$$

где  $t_{\text{вх}}$  — температура жидкости на входе в дроссельное устройство,  $^\circ\text{C}$ ;  $t_{\text{вых}}$  — то же, на выходе из него,  $^\circ\text{C}$ ;  $\Delta p$  — перепад давления,  $\text{кг/см}^2$ ;  $c$  — удельная теплоемкость жидкости,  $\text{ккал/кг}\cdot\text{град}$ ;  $\gamma$  — удельный вес жидкости,  $\text{кг/см}^3$ ;  $l = 427 \text{ кгМ/ккал}$  — механический эквивалент.

Для минеральных масел ( $\gamma \approx 850 \text{ кг/м}^3$ ;  $c \approx 0,45 \dots 0,5 \text{ Ккал/кг}\cdot\text{град}$ ) перепад давления в  $10 \text{ кг/см}^2$  вызывает нагрев вытекающей жидкости примерно на  $0,5^\circ\text{C}$ .

## ЗОЛОТНИКОВЫЕ ПАРЫ

### СХЕМЫ И РАСЧЕТНЫЕ ЗАВИСИМОСТИ

По числу управляющих окон и схеме управления нагрузкой золотниковые пары делятся на одно-, двух- и четырехщелевые.

Однощелевые золотниковые пары (рис. 54, а) представляют собой гидравлическое сопротивление только в одной цепи управления нагрузкой. При

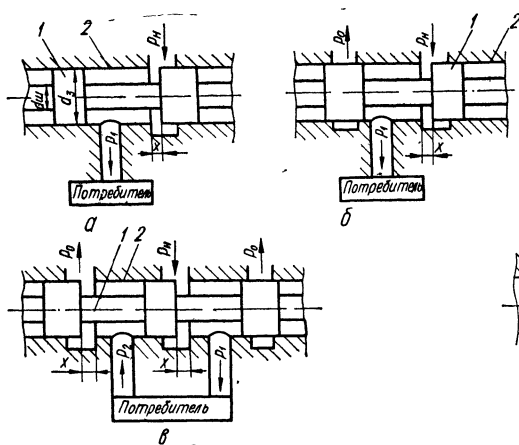


Рис. 54. Схемы золотниковых пар с различным числом управляющих окон:  
1 — золотник, 2 — гильза.

помощи их можно изменять мощность (от нуля до максимума), подводимую от источника давления к потребителю, но нельзя изменять направление потока. Однощелевые золотниковые пары находят широкое применение в устройствах, регулирующих изменение перепада давления или расхода (предохранительные, редуцирующие и другие клапаны).

Двухщелевые золотниковые пары (рис. 54, б) применяются для регулирования мощности и управления потоком жидкости в одной цепи нагрузки, например, в одной полости управления дифференциальным цилиндром. Для обеспечения возвратно-поступательного движения такого цилиндра требуется приложение противодействующей силы (силы веса, сжатия пружины или от давления жидкости).

Четырехщелевые золотниковые пары позволяют регулировать мощность и изменять поток жидкости в двух цепях управления нагрузкой, например, в двух полостях цилиндра двухстороннего действия. Они могут выполняться с тремя (рис. 54, в) и четырьмя (рис. 54, г) поясками.

По величине перекрытия золотниковые пары делятся на идеальные, золотниковые пары с положительным и отрицательным перекрытием.

Идеальная золотниковая пара (рис. 55, а) имеет нулевое перекрытие рабочего окна ( $\Delta x = 0$ ). Зависимость расхода жидкости  $Q$  через рабочее окно от хода такой пары линейная, без зоны нечувствительности. Обеспечить нулевое перекрытие в золотниковых парах трудно.

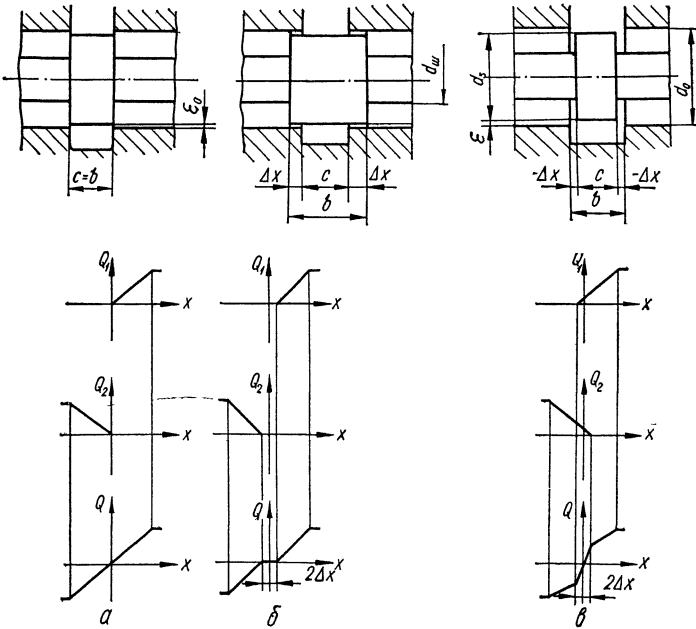


Рис. 55. Схемы золотниковых пар и их расходные характеристики в зависимости от величины перекрытия рабочего окна.

Золотниковые пары с положительным перекрытием (рис. 55, б) имеют расходную характеристику с зоной нечувствительности, равной величине перекрытия  $\Delta x$  рабочего окна. Такие пары обеспечивают минимальные утечки в нейтральном положении и более технологичны, чем идеальные.

Расходная характеристика золотниковой пары с отрицательным перекрытием имеет излом при ходе, равном величине перекрытия без зоны нечувствительности (рис. 55, в). При ходе золотника в пределах отрицательного перекрытия жидкость протекает через рабочее окно, поэтому такие золотниковые пары называются проточными. Применение пар с величиной отрицательного перекрытия, соизмеримой с радиальным зазором позволяет повысить чувствительность и улучшить устойчивость следящих систем. Проточные золотниковые пары с большим отрицательным перекрытием  $\Delta x \leq 0,5x$  находят применение в системах регулирования подачи насосов постоянной производительности.

Золотниковые пары выполняются цилиндрическими или плоскими. Золотники в них совершают поступательные или вращательные перемещения относительно корпуса.

Наиболее широкое применение находят цилиндрические золотниковые пары. Они просты по конструкции, технологичны, имеют малый вес и габариты. Основными недостатками их являются значительные утечки жидкости по зазорам золотниковой пары, увеличение усилия страгивания (возможно

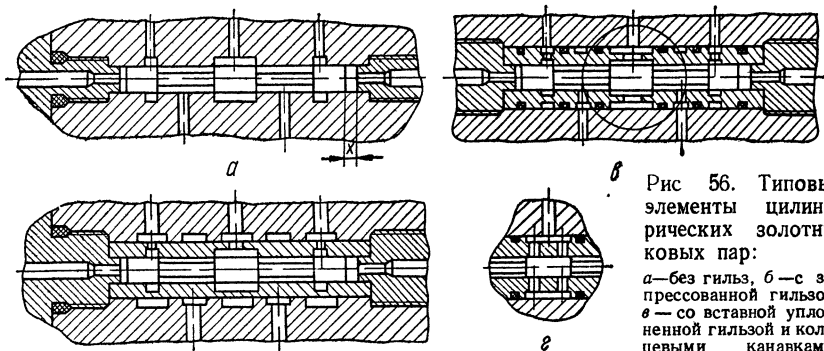


Рис 56. Типовые элементы цилиндрических золотниковых пар:  
 а — без гильз, б — с запрессованной гильзой;  
 в — со вставной уплотненной гильзой и кольцевыми канавками;  
 г — то же, с отверстиями различной формы.

даже заклинивание) после выдержки пары под давлением или работы на загрязненной жидкости. Золотник можно устанавливать в корпус (рис. 56, а), что позволяет выполнить его с минимальными габаритами и весом, или в запрессованную гильзу (рис. 56, б). Для повышения технологичности и ремон-

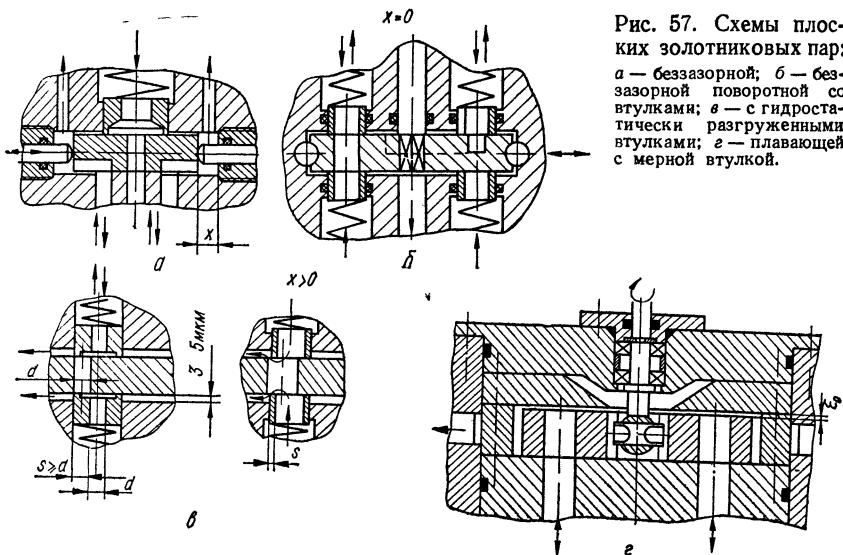


Рис. 57. Схемы плоских золотниковых пар:  
 а — беззазорной; б — беззазорной поворотной со втулками; в — с гидростатически разгруженными втулками; г — плавающей с мерной втулкой.

топригодности применяются золотниковые узлы со вставными уплотненными гильзами (рис. 56, в), а также гильзы с круглыми и профилированными отверстиями вместо внутренних кольцевых канавок (рис. 56, г). Применение плоских золотниковых пар при соответствующем конструктивном исполнении исключает заклинивание даже при работе на загрязненной жидкости, дает возможность работать на жидкостях с низкими смазывающими способностями и на сжатом газе. Эти качества позволяют применять их в системах, к кото-

рым предъявляются высокие требования по надежности при работе в широком диапазоне температур. Они выполняются без зазора между золотником и корпусом или с зазором. В беззазорном исполнении вся поверхность золотника (рис. 57, а) или втулки (рис. 57, б) прижимается к корпусу. В первом случае золотниковые пары обеспечивают практически полную герметичность, однако усилие стягивания достигает значительной величины. В золотниковых парах со втулками силы трения меньше, чем в золотниках без втулок. Однако первые герметичны только в нейтральном и крайних положениях; в промежуточных каналах подвода жидкости, выходов к нагрузке и слива сообщаются между собой. Этот недостаток устраняется введением гидростатически разгруженных втулок с гарантированным зазором на участке разгрузки (рис. 57, в). Плоские золотниковые пары с зазором располагаются либо в пространстве, ограниченном мерной втулкой (рис. 57, г), которая выше золотника на величину зазора, либо на упругом подвесе с гарантированным зазором (рис. 58). На перемещение золотников с зазором требуется меньшее усилие. Такие золотниковые пары технологичны в изготовлении. Основные требования к плоским золотниковым парам с зазором регламентируются ГОСТ 17698—72.

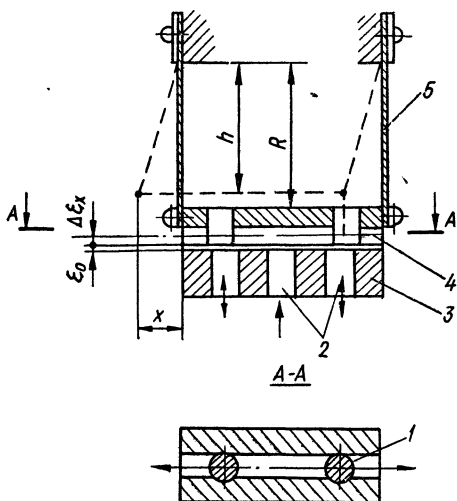


Рис. 58. Схема плоского золотника на упругой подвеске:

1 — вставные втулки; 2 — каналы золотника; 3 — гильза; 4 — упругая подвеска; 5 — золотник

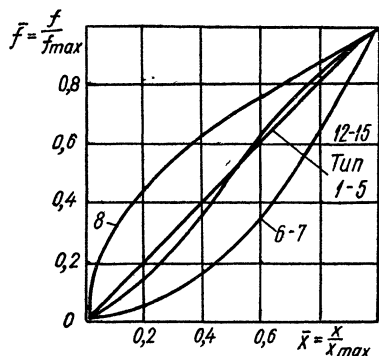


Рис. 59. Безразмерные зависимости площади  $\bar{f} = f(\bar{x})$  дроссельных щелей, приведенных в табл. 94.

значениям. За максимальную площадь щели принята площадь сечения подводящего канала. Схемы и геометрические зависимости параметров некоторых типов золотниковых пар приведены в табл. 94. Приближенное определение параметров золотниковых пар может производиться по

Расчет золотниковой пары включает определение ее конструктивных параметров при заданном расходе и перепаде давления и зависимости изменения площади  $f$  дроссельной щели от хода  $x$  золотника (табл. 94). Максимальная площадь дроссельной щели для распределительных устройств определяется из условия обеспечения минимальной потери давления и принимается обычно равной площади сечения подводящего канала, а для регулирующих устройств — по заданным величинам максимального расхода и соответствующего ему перепада давления. Для упрощения выбора типа золотниковой пары, обеспечивающего заданное изменение площади щели по ходу золотника, могут использоваться безразмерные зависимости (рис. 59), представляющие собой отношение текущего значения хода золотника и площади щели к их максимальным

94. Расчетные зависимости площади  $f$  дроссельных щелей и конструктивных параметров золотниковых пар

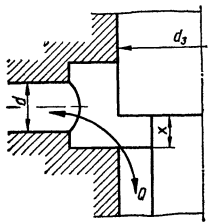
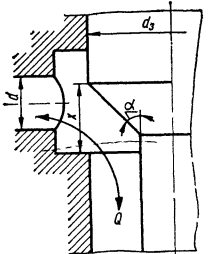
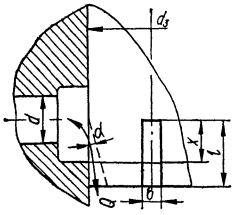
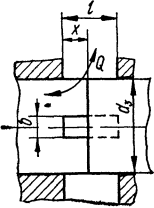
Схема дроссельной щели	Элементы, образующие щель	Расчетная зависимость
<p>Тип 1</p> 	<p>Цилиндрический золотник и кольцевая проточка в гильзе</p>	$f_1 = \pi d_3 x$ <p>(рис. 60)</p>
<p>Тип 2</p> 	<p>Коническая часть золотника и кольцевая проточка в гильзе</p>	$f_2 = \pi d_3 x \sin \alpha$ <p>(рис. 60)</p>
<p>Тип 3</p> 	<p>Кольцевая проточка в гильзе и шлицы на золотнике</p>	$f_3 = zbx \sin \alpha,$ <p><math>z</math> — количество шлицев (рис. 60)</p>
<p>Тип 4</p> 	<p>Цилиндрический золотник и прямоугольные окна в гильзе</p>	$f_4 = zbx,$ <p><math>z</math> — количество окон или отверстий (рис. 64)</p>

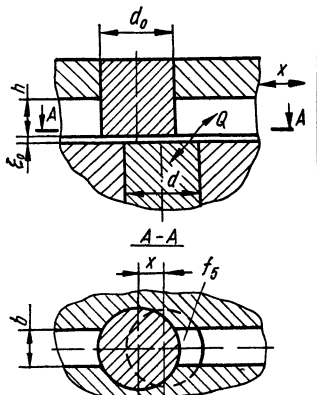
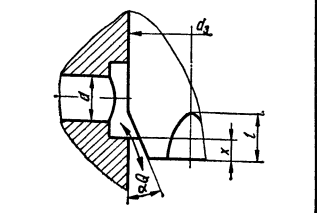
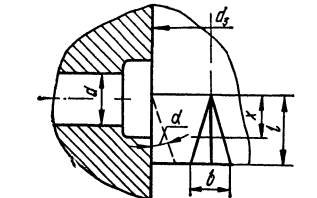
Схема дроссельной щели	Элементы, образующие щель	Расчетная зависимость
<p style="text-align: center;">Тип 5</p> 	<p>Прямоугольная канавка плоского золотника и круглые отверстия в гильзе</p>	$f_5 = f_4$ <p>(рис. 60)</p>
<p style="text-align: center;">Тип 6</p> 	<p>Кольцевая проточка в гильзе и лыски на цилиндрическом золотнике</p>	$f_6 = z \frac{d_2^2}{8} \left( \frac{\pi}{180} \varphi - \sin \varphi \right),$ <p><math>z</math> — число лысок, <math>\varphi =</math></p> $= 2 \arccos \frac{0,5d_2 - x \sin \alpha}{0,5d_2}$ <p>(рис. 61)</p>
<p style="text-align: center;">Тип 7</p> 	<p>Кольцевая проточка в гильзе и треугольные запилы на золотнике</p>	$f_7 = z \frac{bx^2}{2l} \sin \alpha,$ <p><math>z</math> — число запилов</p> <p>(рис. 62)</p>



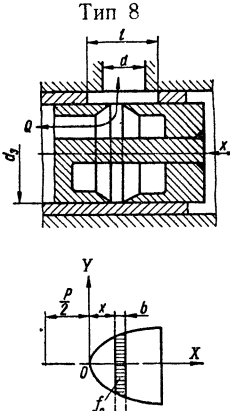
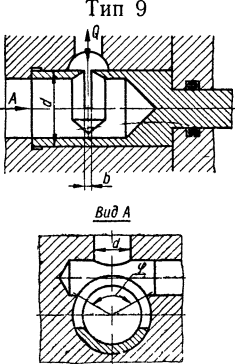
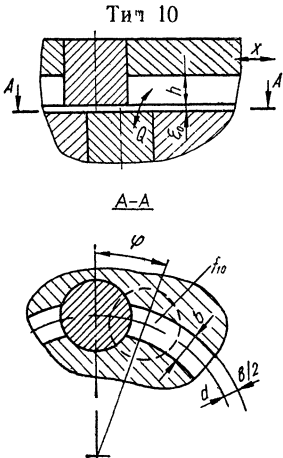
Схема дроссельной щели	Элементы, образующие щель	Расчетная зависимость
<p>Тип 8</p> 	<p>Параболические окна в гильзе и кольцевая проточка цилиндрического золотника</p>	$f_8 = 2zby, \quad y^2 = 2p_1x,$ <p><math>p_1</math> — полюс параболы (рис. 63)</p>
<p>Тип 9</p>  <p>Вид А</p>	<p>Полукольцевая щель поворотного цилиндрического золотника и круглое отверстие в гильзе</p>	$f_9 = f_{10} = \frac{\pi db}{360} \varphi,$ <p><math>\varphi \leq 180^\circ</math> — угол поворота золотника (рис. 64)</p>
<p>Тип 10</p>  <p>А-А</p>	<p>Кольцевая канавка плоского поворотного золотника и круглое отверстие в гильзе</p>	

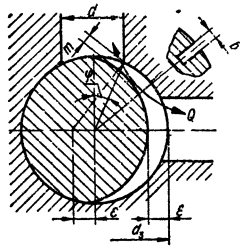
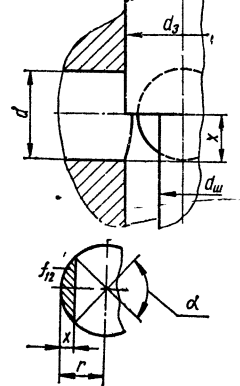
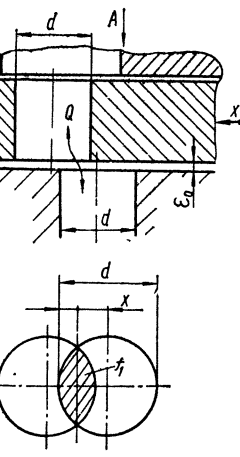
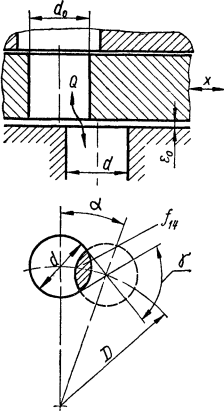
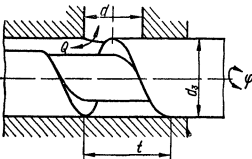
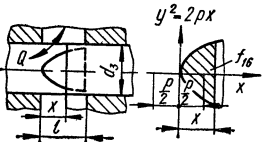
Схема дроссельной щели	Элементы, образующие щель	Расчетная зависимость
<p>Тип 11</p> 	<p>Прямоугольный эксцентричный паз цилиндрического поворотного золотника и кромка отверстия в гильзе</p>	$f_{11} = bm = 2 \cdot b \sin^2 \frac{\varphi}{2}$ <p>(рис. 65)</p>
<p>Тип 12</p> 	<p>Круглые отверстия в гильзе и цилиндрический золотник</p>	$f_{12} =$ $= z \frac{d^2}{8} \left[ \frac{4\pi}{180} \arcsin \sqrt{\frac{x}{d}} - \sin \left( \arcsin \sqrt{\frac{x}{d}} \right) \right]$ <p>или <math>f_{12} = \bar{f}(x) \frac{d^2}{4}</math></p> <p>(рис. 66, 69)</p>
<p>Тип 13</p> 	<p>Круглые отверстия в гильзе и золотнике</p>	$f_{13} = 2f_{12}$ <p>(рис. 66)</p>

Схема дроссельной щели	Элементы, образующие щель	Расчетная зависимость
<p style="text-align: center;">Тип 14</p> 	<p>Круглые отверстия в гильзе и плоском поворотном золотнике</p>	$f_{14} = \bar{f}(\bar{x}) \frac{d^2}{2}$ <p style="text-align: center;">(рис. 69)</p>
<p style="text-align: center;">Тип 15</p> 	<p>Круглое отверстие в гильзе и винтовая канавка поворотного цилиндрического золотника</p>	$f_{15} = \bar{f}(\bar{x}) \frac{d^2}{4}$ $x = \frac{t\varphi}{360}$ <p style="text-align: center;">(рис. 67, 69)</p>
<p style="text-align: center;">Тип 16</p> 	<p>Параболические окна в гильзе и цилиндрический золотник</p>	$f_{16} = \frac{4}{3} x y, \quad y^2 = 2 p x,$ <p style="text-align: center;"><math>p</math> — полюс параболы (рис. 68)</p>

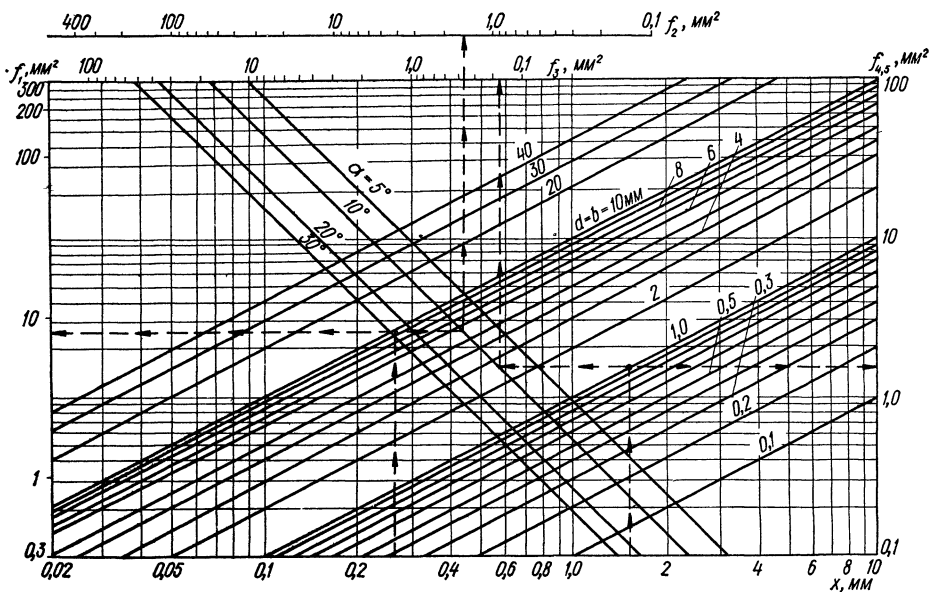


Рис. 60. Номограмма для определения геометрических параметров дроссельных щелей типов 1—5 (см. табл. 94). Ключи номограммы:  $x \rightarrow d \rightarrow f_1$ ;  $x \rightarrow d \rightarrow \alpha \rightarrow f_2$ ;  $x \rightarrow b \rightarrow \alpha \rightarrow f_3$ ;  $x \rightarrow b \rightarrow t_{4,5}$  соответственно для типов 1, 2, 3, 4 и 5.

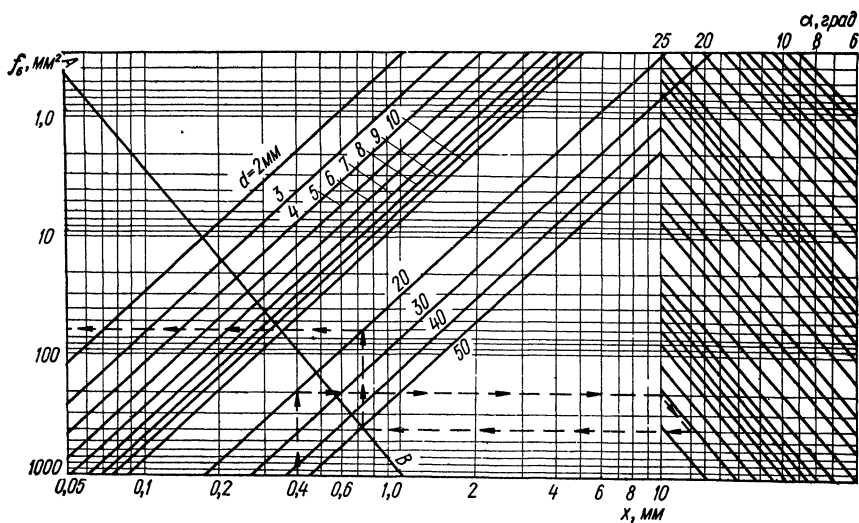


Рис. 61. Номограмма для определения геометрических параметров дроссельной цепи типа 6 (см. табл. 94). Ключ номограммы:  $x \rightarrow d \rightarrow \alpha \rightarrow AB \rightarrow d \rightarrow f_6$ .

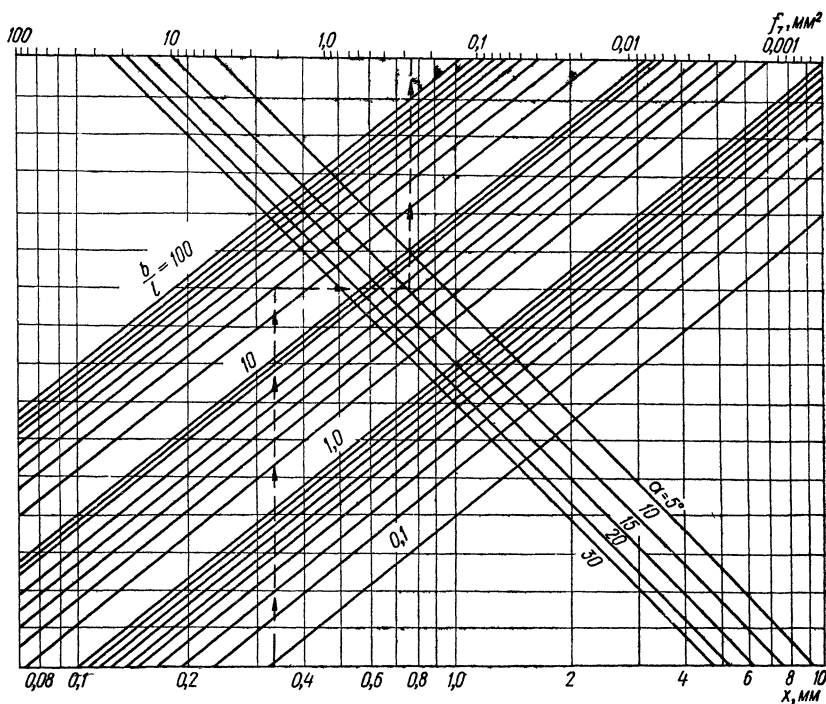


Рис 62 Номограмма для определения геометрических параметров дроссельной щели типа 7 (см табл 94). Ключ номограммы:  $x \rightarrow \frac{b}{l} \rightarrow \alpha \rightarrow f_7$

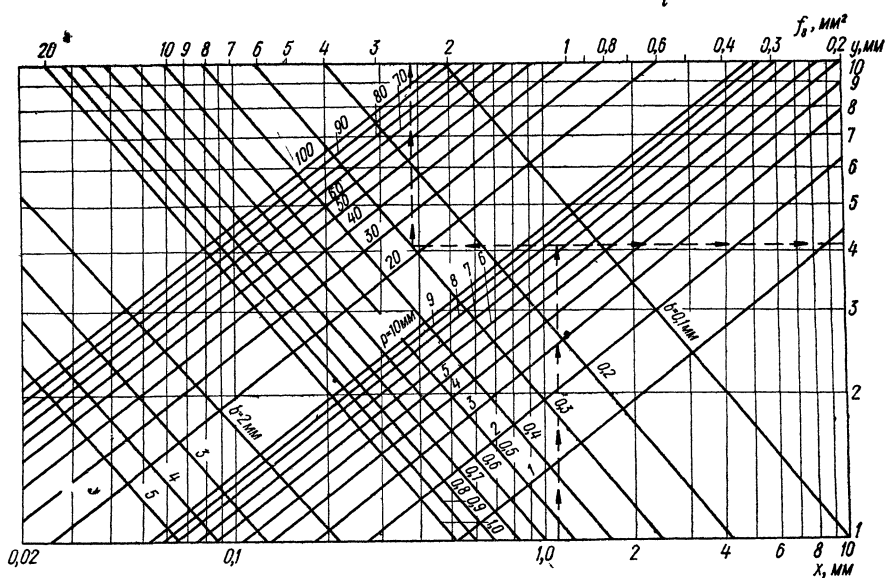


Рис. 63. Номограмма для определения геометрических параметров дроссельной щели типа 8 (см. табл. 94). Ключи номограммы:  $x \rightarrow r \rightarrow f_8$  и  $x \rightarrow r \rightarrow \alpha$ .

номограммам (рис. 60—69). Основные расчетные зависимости приведены в табл. 95—105.

**Сила, необходимая для перемещения золотника** Определяется как сумма осевой гидродинамической (реактивной) силы  $F_x$ , силы трения  $F_T$ , силы инерции  $F_a$ , силы сжатия пружины  $F_{\Pi}$  и нагрузки от неуравновешенных давлений рабочей жидкости  $F_p$ :

$$F_3 = F_x + F_T + F_a + F_{\Pi} + F_p.$$

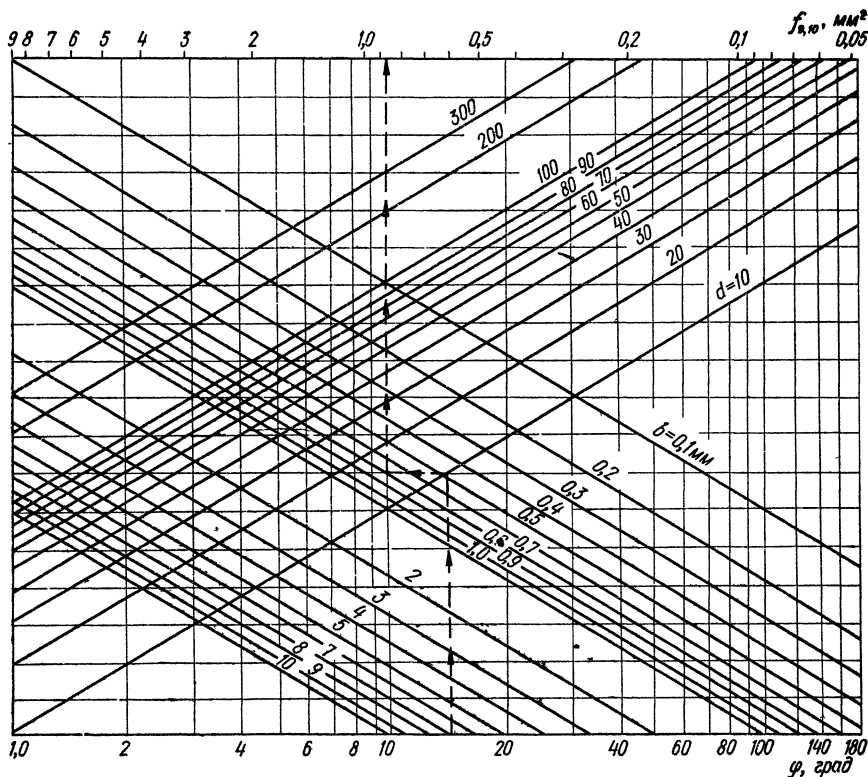


Рис 64. Номограмма для определения геометрических параметров дроссельных щелей типов 9 и 10 (см. табл. 94). Ключ номограмм:  $\varphi \rightarrow d \rightarrow b \rightarrow f_{9, 10}$

Гидродинамическая сила  $F_x$  возникает при прохождении жидкости через дроссельную щель золотника. При этом давление на торцах золотника распределяется неравномерно (рис. 76) из-за сужения струи и изменения скорости ее течения. Угол наклона струи  $\Theta$  зависит от величины хода золотника и радиального зазора (рис. 77). Так как  $\Theta < 90^\circ$ , сила  $F_x$  стремится переместить золотник в сторону закрытия щели. Для уменьшения силы  $F_x$  профилируют канавки золотника или применяют специальные компенсирующие устройства [7, 14, 59].

В общем виде значение гидродинамической силы определяется из уравнения

$$F_x = Q \sqrt{\Delta p \cos \Theta} / g$$

Приближенное значение  $F_x$  (рис. 78) для однощелевого золотника ( $\mu = 0,57$ ;  $\gamma = 850 \text{ кг/м}^3$ ;  $\cos \Theta = 0,4$ ;  $Q = \text{см}^3/\text{с}$ ;  $\Delta p - \text{кг/см}^2$ )

$$F_x = 0,61 \cdot 10^{-3} Q \sqrt{\Delta p}, \text{ кг.}$$

Для двух щелей

$$\Sigma F_x = 2F_x,$$

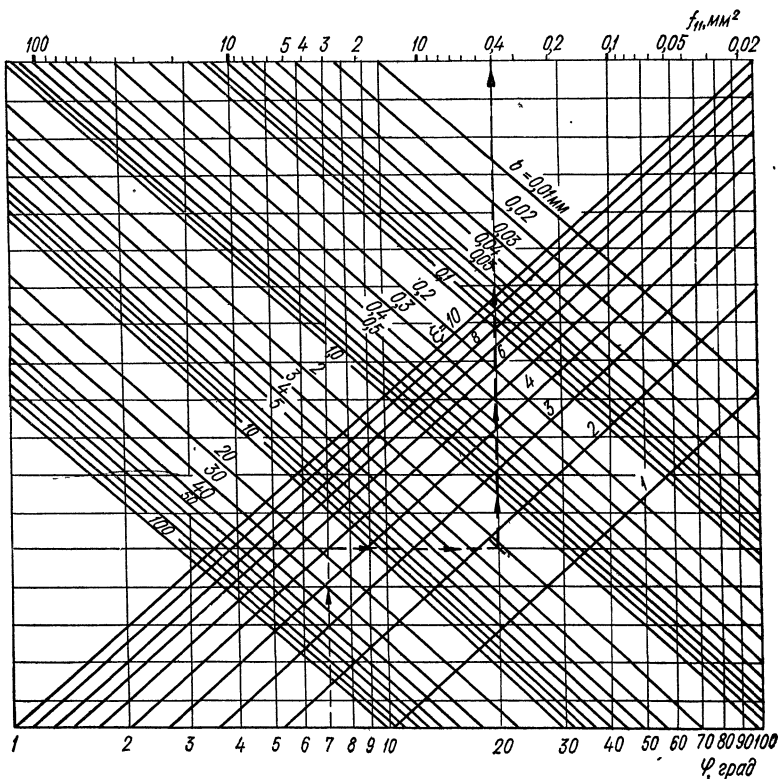


Рис. 65. Номограмма для определения геометрических параметров дроссельной щели типа 11 (см. табл. 94). Ключ номограммы:  $\varphi \rightarrow \varepsilon \rightarrow b \rightarrow \dot{f}_{11}$ .

Сила инерции  $F_a = ma$ , где  $m$  — приведенная масса золотника и перемеющихся с ним деталей,  $a$  — ускорение.

Сила трения  $F_T$  складывается из силы вязкого (скоростного) трения  $F_v$  и силы трения покоя  $F_{v0}$ :

$$F_T = F_v + F_{v0},$$

Сила вязкого трения

$$F_v = (\gamma \sqrt{g \varepsilon_0}) v b l,$$

(см. рис. 79)

где  $\varepsilon_0$  — зазор;  $v$  — относительная скорость элементов пары;  $l$  — длина щели,  $b$  — ширина щели (для цилиндрического золотника  $l = \pi d_0$ ).

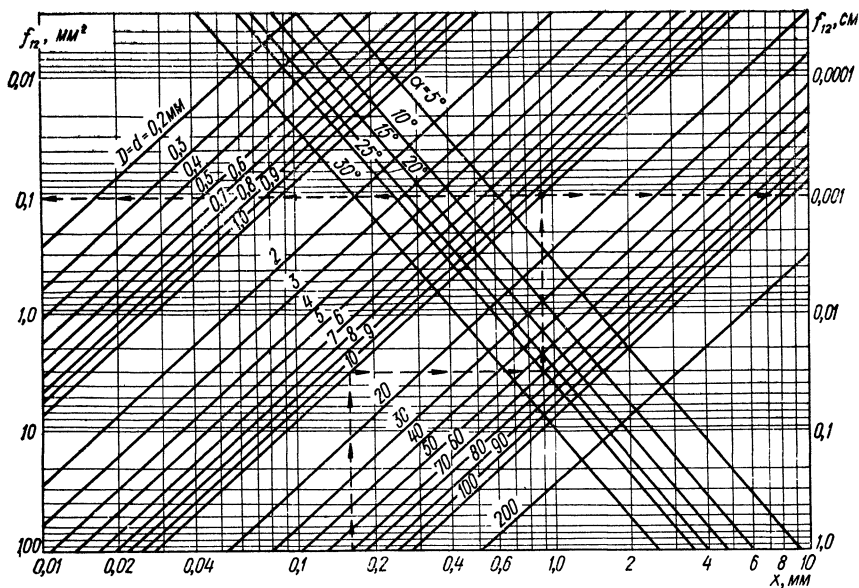


Рис. 66. Номограмма для определения геометрических параметров дроссельных щелей типа 12 и 13 (см. табл. 94). Ключ номограммы:  $x \rightarrow D = d \rightarrow \alpha \rightarrow \hat{f}_{12}$ .

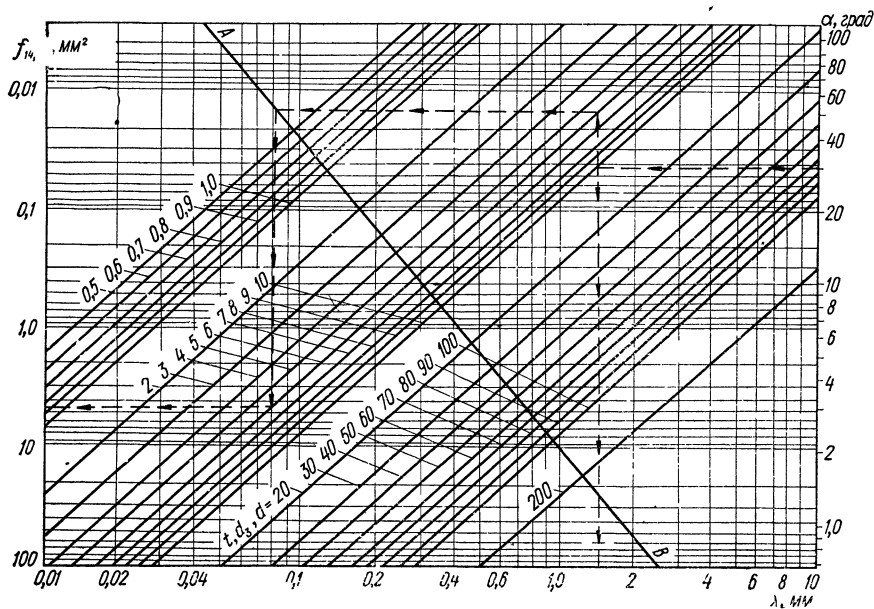


Рис. 67. Номограмма для определения геометрических параметров дроссельной щели типа 15 (см. табл. 91). Ключ номограммы:  $\varphi \rightarrow t \rightarrow d \rightarrow AB \rightarrow d \rightarrow \hat{f}_{15}$ .



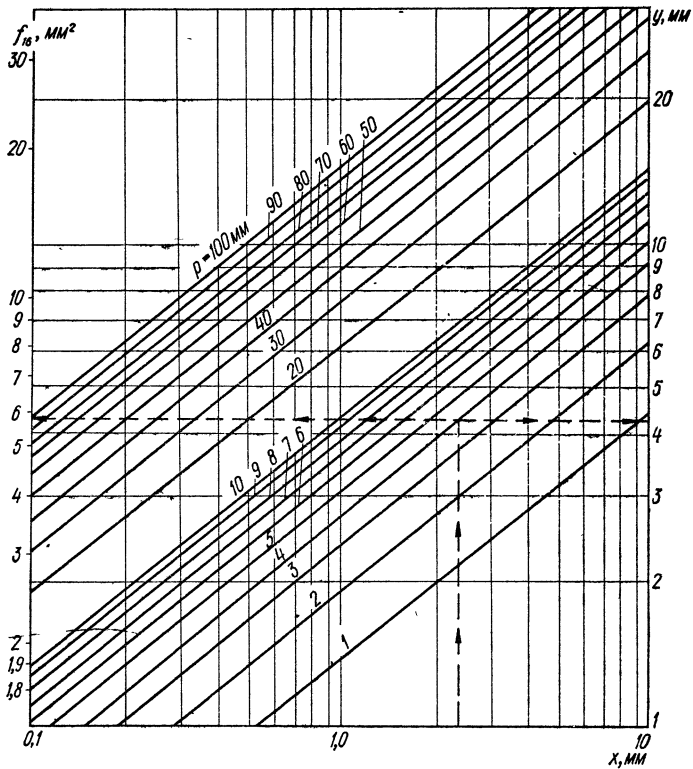


Рис. 68. Номограмма для определения геометрических параметров дроссельной щели типа 16 (см. табл. 94). Ключ номограммы:  $x \rightarrow p \rightarrow f_{16}$ ,  $x \rightarrow p \rightarrow y$ .

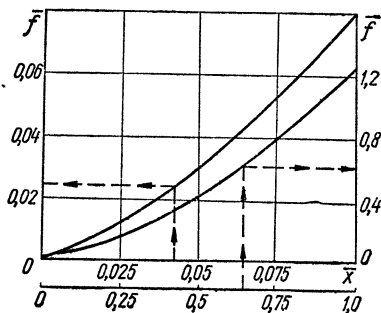


Рис. 69. Зависимость относительной площади  $\bar{f}_{12}$  дроссельной щели (сегмента окружности) типа 12 (табл. 94) от относительного хода  $\bar{x}$  золотника. (Переход от относительных величин производится по формулам  $\bar{f}_{12} = \bar{r}^2$  и  $x = \bar{x}r$ ).

95. Рекомендуемые соотношения основных размеров золотниковых пар

Параметр	Зависимость
Наибольшая потребная площадь сечения рабочего окна, см <sup>2</sup> ( $\Delta p$ — перепад давления на рабочем окне при наибольшем расходе жидкости, кг/см <sup>2</sup> ; $Q_{\max}$ — наибольший заданный расход жидкости, см <sup>3</sup> /с; $\gamma$ — удельный вес жидкости, кг/м <sup>3</sup> ; $\mu$ — коэффициент расхода; $g$ — см/с <sup>2</sup> )	$f_{\max} = \frac{Q_{\max}}{10^3 \mu \sqrt{\frac{2g}{\gamma} \Delta p}}$ (рис. 58)
То же, для $\mu = 0,57$ и $\gamma = 850$ кг/м <sup>3</sup>	$f_{\max} = \frac{Q}{870 \sqrt{\Delta p}}$
Диаметр цилиндрического золотника для отношения диаметра шейки к диаметру золотника $d_{ш}/d_3 = 2/3$ $Q_{\max}$ — см <sup>3</sup> /с; $v_{\text{доп}}$ — допустимая скорость движения жидкости в окнах золотниковых пар, см/с (см. табл. 96)	$d_3 = 1,4 \sqrt{\frac{Q_{\max}}{v_{\text{доп}}}}$ (рис. 70)
Площадь поперечного сечения $f_k$ и диаметр $d_k$ соединительных каналов ( $d_y$ — условный диаметр подводящего канала)	$f_k \geq \frac{\pi d_y^2}{4}$ ( $d_k$ — рис. 71)

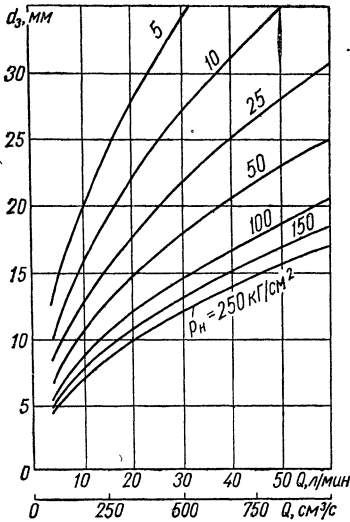


Рис. 70. Рекомендуемая [59] зависимость диаметра золотника  $d_3$  от расхода жидкости  $Q$  и давления  $p_n$  на входе.

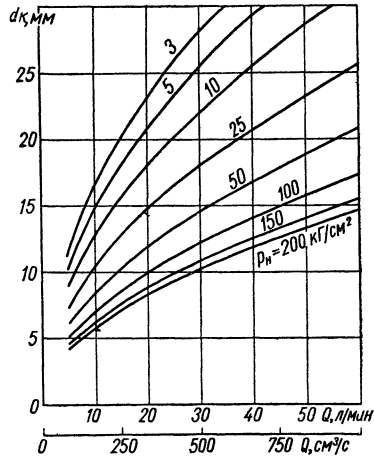


Рис. 71. Рекомендуемая [59] зависимость диаметров подводящего и соединительного каналов  $d_k$  от расхода жидкости  $Q$  и давления  $p_n$  на входе.

96. Ориентировочные значения допустимых скоростей потока жидкости во внутренних каналах распределительных устройств при  $l < 0,5$  м

$\rho$ , кг/см <sup>2</sup>	3	5	10	25	50	100	150	200
$v_{\text{доп}}$ , см/с	100	125	160	250	375	550	675	750

97. Рекомендуемые диаметры золотников (по ГОСТ 13375—74), мм

2,5	3	4	5	6	8	
10	12	16	20	25	32	40

98. Основные параметры плоских золотниковых пар (по ГОСТ 17698—72)

Номинальный расход, л/мин, при $\rho = 280$ кг/см <sup>2</sup>	Момент, кг · см, для рабочих углов поворота управляющего вала, ...°				Внутренние утечки, л/мин, не более	Момент страгивания золотника, кг · см, не более *
	3,2	6,3	12,5	25		
2,5	2,55	—	—	—	1,2	0,5
4,0	3,56	1,02	—	—		
6,3	5,1	1,63	1,02	0,612		
10	7,13	2,55	1,23	0,713	1,5	
16	10,2	4,1	2,04	0,816		
25	15,3	6,12	3,06	1,23	2,0	
40	25,5	10,2	5,10	2,04		
63	—	16,3	10,7	5,6	3,0	2,53
100	—	20,4	12,8	7,6		
160	—	25,5	14,8	12,8		

\* После выдержки золотника в нейтральном положении в течение 10 с.

### 99. Параметры расхода жидкости через дроссельные щели золотниковых пар

Параметр	Зависимость
Расход жидкости через одну дроссельную щель	$Q = \mu f \sqrt{\frac{2g}{\gamma} \Delta p}$
То же, для приближенного расчета	$Q = 870f \sqrt{\Delta p}, \text{ см}^3/\text{с}$
Расход жидкости через две последовательно включенные щели идеального золотника (случай управления цилиндром с двухсторонним симметричным штоком)	$Q = 52f \sqrt{\Delta p}, \text{ л/мин}$
	$Q = \mu f \sqrt{\frac{g}{\gamma} \Delta p}$
То же, для приближенного расчета	$Q = 615f \sqrt{\Delta p}, \text{ см}^3/\text{с}$
	$Q = 37f \sqrt{\Delta p}, \text{ л/мин}$

Примечания 1. Зависимость коэффициента расхода от числа Рейнольдса приведена на рис. 72.

2. Для приближенного расчета приняты следующие значения и размерности:  $\mu = 0,57$ ;  $\gamma = 850 \cdot 10^{-6} \text{ кг/см}^3$ ;  $\Delta p$  — кг/см<sup>2</sup>;  $f$  — см<sup>2</sup>.

### 100. Зазоры в золотниковых парах

Параметр	Зависимость
Радиальный зазор в цилиндрическом золотнике (рис. 55 и 74)	$\varepsilon = \varepsilon_0 + \Delta \varepsilon_t + \Delta \varepsilon_p,$ $\varepsilon = \frac{d_1 - d_2}{2}$
Изменение зазора в цилиндрическом золотнике: под действием внутреннего давления жидкости, мкм	$\Delta \varepsilon_p = \frac{pd_3}{20} \left( \frac{d_3^2 + d_2^2}{d_2^2 - d_3^2} + \mu' \right),$
в заданном диапазоне температур, мкм	$\Delta \varepsilon_t = \frac{d_3}{20} [\alpha (t_1 - t_0) - \alpha_2 (t_2 - t_0)]$
то же, при медленном нагревании или охлаждении $(t_1 = t_2 = t; \Delta \alpha = \alpha_1 - \alpha_2;$ $\Delta t = t - t_0)$	$\Delta \varepsilon_t = \frac{d_3}{20} \Delta \alpha \cdot \Delta t$ (рис. 73)
Изменение зазора в зависимости от хода золотника на упругом подвесе (рис. 58)	$\Delta \varepsilon_x = R - h,$ $h = \sqrt{R^2 - h^2}$

Примечание. В таблице приняты следующие обозначения и размерности:  $d_1, d_2$  — внутренний и наружный диаметры гильзы; мм;  $\varepsilon_0$  — конструктивный зазор, мкм (см. рис. 74);  $E$  — модуль упругости, кг/см<sup>2</sup>;  $\mu'$  — коэффициент Пуассона;  $t_0, t_1$  и  $t_2$  — исходная температура жидкости, температура гильзы и золотника, °С;  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  — коэффициенты температурного расширения материала гильзы и золотника (см. табл. 101).

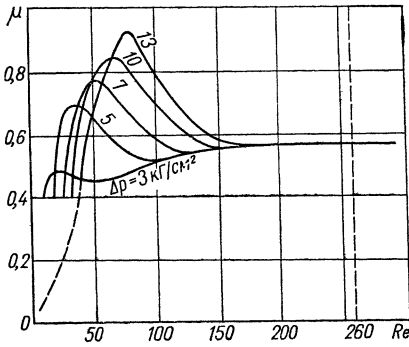


Рис. 72 Зависимость коэффициента расхода  $\mu$  от числа  $Re$  и перепада давления  $\Delta p$  на щели цилиндрического золотника.

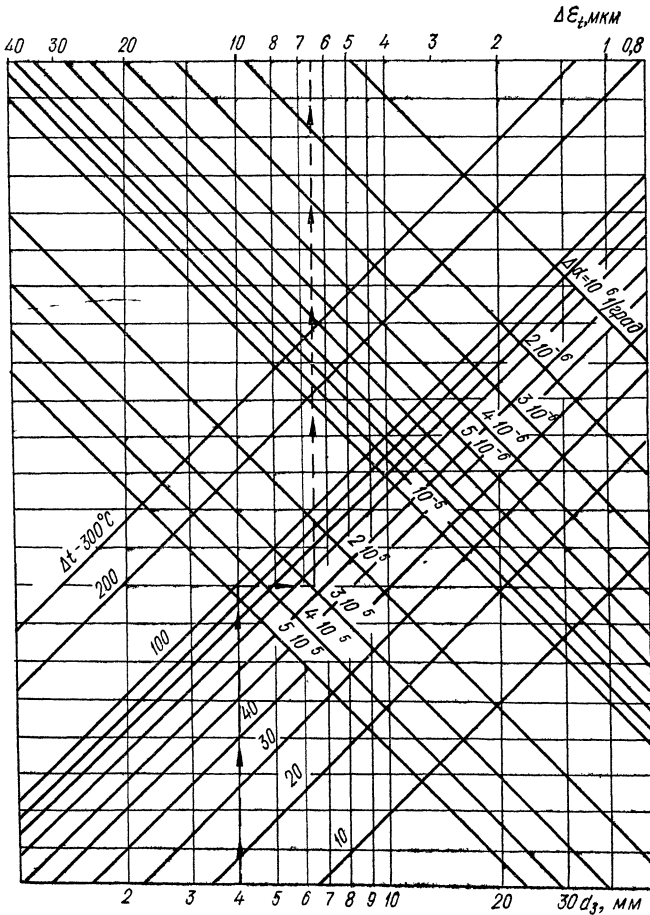


Рис. 73. Номограмма для определения изменения  $\Delta \varepsilon_f$  радиального зазора в зависимости от перепада температуры  $\Delta t$  в начале и в конце процесса. Ключ номограммы:  $d_3 \rightarrow \Delta t \rightarrow \Delta \alpha \rightarrow \Delta \varepsilon_f$

Сила трения покоя  $F_{\text{с0}}$ , определяющая начальную силу страгивания золотника, не является постоянной величиной. Она зависит от времени нахождения золотника под давлением в неподвижном состоянии, рабочего давления, зазора, тонкости фильтрации, температуры жидкости, материала, обработки и размеров золотника. Сила страгивания резко увеличивается, если золотник оставлен на некоторое время под давлением; это происходит в результате зарастания зазора абсорбированными молекулами рабочей жидкости и смолистыми отложениями (залипание золотника). Зарастание наблюдается только при неподвижном золотнике, поэтому одним из методов исключения его является осцилирование золотника [43]. В цилиндрических золотниках может наблюдаться также гидравлическое защемление, вызванное неравномерностью распределения давления в кольцевом зазоре. При этом увеличивается сила страгивания золотника. Для ее уменьшения на уплотнительных поясах золотника выполняются либо прямоугольные разгрузочные канавки шириной 0,3—0,5 мм и глубиной 0,6—1 мм, либо конусность [43].

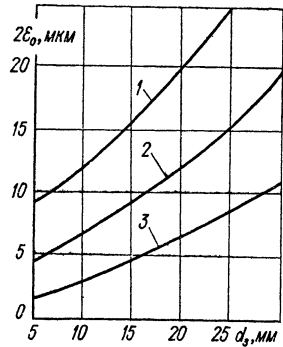


Рис. 74. Рекомендуемые диапазоны диаметральных зазоров золотниковых пар с цилиндрическими золотниками:

между кривыми 1 и 2 для пар с запрессованными гильзами, 2 и 3 — для пар с плавающими гильзами

### 101. Коэффициент линейного расширения $\alpha$ материалов в интервале температур 20—100°С

Материал	$\alpha \cdot 10^{-6}$ , 1/град
Сталь углеродистая	11,1—11,6
» 30ХГСА	11,0
» 20Г	12,3
» 30ХМА	12,3
» ШХ15	14,0
» 45Х	12,8
» 40ХС	11,7
» 12ХМВА	11,3
» 40ХММА	12,0
» 20Х	12,8
Бронзы оловянистые	17—19
» специальные	16—20
Сплавы алюминия	20—24
Чугуны	10—12

## 102. Утечки жидкости через щели

Щель	Утечка жидкости
Плоская параллельная ( $\nu$ — вязкость, $\rho$ — плотность жидкости, $b$ — ширина, $\varepsilon$ — высота, $l$ — длина щели, $\Delta p$ — перепад давления в щели) То же, при размерностях $\nu$ — кг/м <sup>3</sup> , $\Delta p$ — кг/см <sup>2</sup> , $\nu$ — сСт, $\varepsilon$ — мкм	$Q = \frac{1}{12\nu\rho} \frac{b}{l} \varepsilon^3 \Delta p$ (рис. 75) $Q_{\text{п}} = 8,33 \cdot 10^{-6} \frac{1}{\nu_1} \frac{b}{l} \varepsilon^3 \Delta p, \text{ см}^3/\text{с}$
Кольцевая концентричная ( $d$ — внутренний диаметр)	$Q_{\text{к}} = \frac{\pi d}{12\nu\rho l} \varepsilon^3 \Delta p$ (рис. 75)
Эксцентричная ( $e$ — эксцентриситет)	$Q_{\text{э}} = Q_{\text{к}} \left( 1 + \frac{3}{2} \frac{e^2}{\varepsilon^2} \right)$

Примечание. При максимальном эксцентриситете утечка жидкости через эксцентрическую щель  $Q_{\text{э}} \approx 2,5Q_{\text{к}}$ .

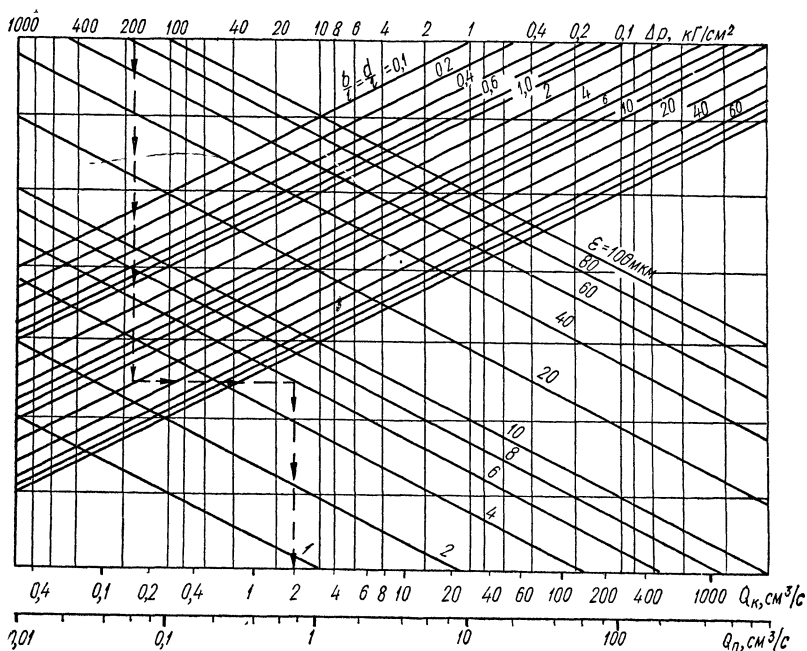


Рис. 75. Номограмма для определения утечек жидкости через кольцевую  $Q_{\text{к}}$  и плоскую  $Q_{\text{п}}$  щели при вязкости  $\nu = 10$  сСт. (Для любого другого значения вязкости  $\nu_1$  утечки определяются по формуле  $Q_{\nu_1} = Q_{\nu=10 \text{ сСт}} \frac{10}{\nu_1}$ ). Ключи номограммы  $\Delta p \rightarrow d/l \rightarrow \varepsilon \rightarrow Q_{\text{к}}$ ;  $\Delta p \rightarrow b/l \rightarrow \varepsilon \rightarrow Q_{\text{п}}$ .

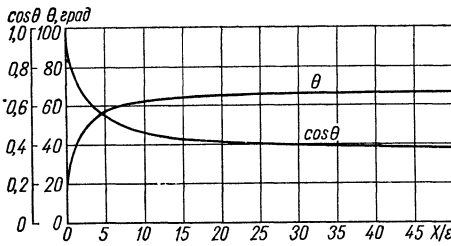


Рис. 77. Изменение угла  $\theta$  в зависимости от отношения величины хода  $x$  золотника к величине радиального зазора  $\epsilon$ .

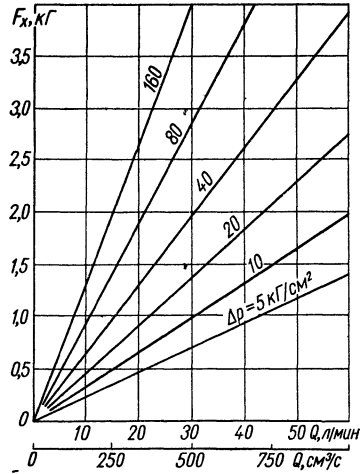


Рис. 78. Приближенная зависимость гидродинамической силы  $F_x$  от расхода  $Q$  и перепада давления  $\Delta p$  на дроссельной щели золотника.

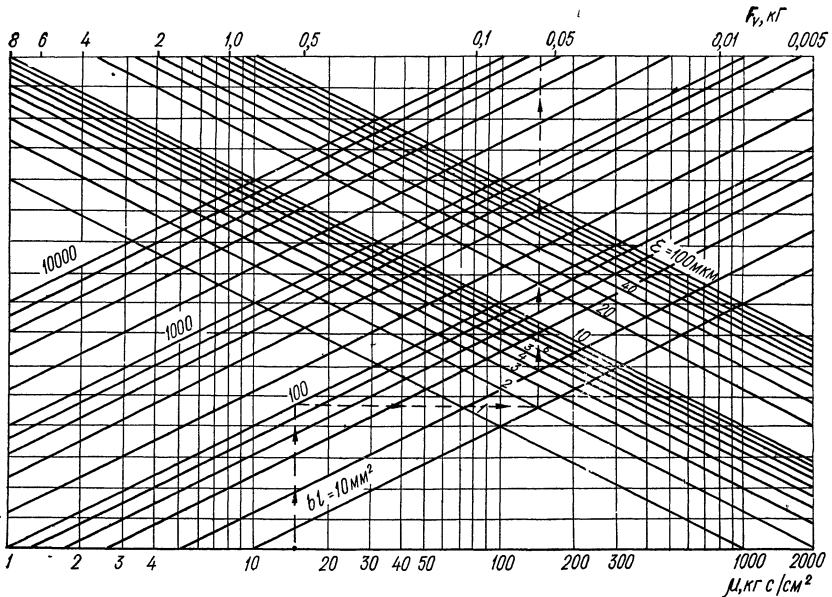


Рис. 79. Номограмма для определения силы вязкого трения  $F_v$  при  $v = 100$  см/с и  $\gamma = 850$  кг/м<sup>3</sup> (для  $\gamma_1$  и  $v_2$ , отличных от принятых в номограмме,  $F_{v_1} = \frac{F_v \gamma_1}{850}$  и  $F_{v_2} = \frac{F_v v_2}{100}$ ). Ключ номограммы:  $v \rightarrow b l \rightarrow \epsilon \rightarrow F_v$



## МАТЕРИАЛЫ И ОБРАБОТКА

Для изготовления деталей золотниковых пар рекомендуется применять материалы твердостью  $HRC \geq 50$  (табл. 103). Повышенная твердость материала необходима для предотвращения эрозионного разрушения поверхностей золотниковых пар при возникновении кавитации и для устранения возможности повреждения рабочих поверхностей абразивными частицами, находящимися в рабочей жидкости. Золотники из твердых материалов в процессе работы разрушают абразивные частицы, что способствует удалению этих частиц с сопрягаемых поверхностей потоком жидкости.

Золотниковые пары должны сохранять свои первоначальные размеры без коробления или изменения объема при работе и хранении. Незначительные перекосы и искривления золотника могут привести к резкому увеличению трения и даже заклиниванию его. Стабильными размерами обладают изделия из термообработанных сталей типа ШХ15, 18ХНВА, 40ХНМА, 20Х, если перед их доводкой сняты внутренние напряжения. Для стабилизации размеров применяется обработка холодом с последующим старением.

При работе золотников на кремнийорганических жидкостях и водных эмульсиях рекомендуется применять нержавеющей стали или обычные стали с антикоррозионными покрытиями. Для предупреждения коррозии окончательно обработанные детали рекомендуется хранить завернутыми в ингибированную бумагу или подвергать обработке ингибиторами. Обработка заключается в погружении деталей примерно на 5 мин в смесь рабочей жидкости (85% по массе) и ингибитора (15%). Перед погружением детали промываются чистым бензином или этиловым спиртом и просушиваются на воздухе. В качестве ингибитора применяется дибутиладипинат. Детали после такой обработки запрещается брать незащищенными руками.

Нерабочие поверхности золотников, гильз, каналы и поверхности деталей, омываемые рабочей жидкостью, оксидофосфатируются. Наружные поверхности стальных деталей покрываются слоем кадмия толщиной 8—12 мкм. Детали из алюминиевых сплавов оксидируются.

Окончательной отделочной операцией, которая обеспечивает параметр шероховатости  $Ra$  от 0,05 до 0,02 мкм, точность обработки 0,001—0,005 мм и правильность геометрической формы, является притирка. Перед притиркой должны быть обеспечены начальный параметр шероховатости поверхности  $Ra$  от 1 до 0,5 мкм и припуск на обработку 0,02—0,06 мм.

Притирка производится абразивными порошками и пастами. Подбор зернистости производится в зависимости от требуемой шероховатости обрабатываемой поверхности (см. табл. 106).

Золотниковые пары притираются двумя-тремя порошками или пастами с последовательным переходом от крупнозернистых к мелкозернистым. Зернистость порошков и паст в начале притирки следует выбирать тем выше, чем тверже обрабатываемый материал. Если требуется высокое качество доводимой поверхности, притирка выполняется за две операции — вначале абразивным микропорошком, а затем тонкой пастой (табл. 107, 108). Высокую чистоту поверхности обеспечивает притирка алмазными порошками и пастами.

Притирка производится со смазкой, наносимой на поверхность притира. В качестве смазок применяют керосин, легкие минеральные масла, содовую воду. Для ускорения процесса доводки в них добавляют олеиновую и стеариновую кислоты, канифоль, парафин. Лучшей смазкой считается оливковое масло. Масло в смазке замедляет процесс доводки и его добавляют по мере перехода от грубой к чистой доводке, уменьшая концентрацию порошка.

Цилиндрические и плоские поверхности притираются как на специальных станках, так и вручную, на малых скоростях подачи при переменном направлении движения заготовки относительно притира. Притир должен самоустанавливаться относительно доводимой поверхности. При станочной обработке притир имеет, как правило, вращательное движение, а заготовка — возвратно-поступательное. Поверхность обрабатываемой детали в результате обработки абразивными зёрнами получается гладкой с частой сеткой

### 103. Материалы золотниковых пар

Материал		Термообработка	Твердость HRC
золотника	гильзы (корпуса)		
18ХНВА	18ХНВА	Цементация на глубину 0,8—1,2 мм; после предварительного шлифования искусственное старение в масляной ванне 8—10ч при $t = 150^{\circ}\text{C}$	60—62
	40ХНМА	Закалка и высокий отпуск	29—33
12ХНЗА	12ХНЗА	Цементация на глубину 0,3—0,6 мм; обработка холодом и старение	Цементированная поверхность 56—60, сердцевины 26—41
	20Х	20Х	Цементация на глубину 0,4—0,7 мм, обработка холодом при $t = -60^{\circ}\text{C}$ в течение 2 ч
ШХ15	ШХ15	Закалка; обработка холодом при $t = -60^{\circ}\text{C}$ в течение 2 ч	58—64
15ХА	15ХА	Цементация на глубину 0,9—1,2 мм, закалка, старение	56—62
12ХНЗА	12ХНЗА	Цементация на глубину 0,3—0,6 мм; обработка холодом и старение	55—62
45	45	Без термообработки	—
45	АК-6	Закалка, старение	38

### 104. Точность обработки и шероховатость деталей золотниковых пар

Параметр	Рекомендации
<b>Цилиндрические золотниковые пары</b>	
Параметр шероховатости $Ra$ поверхности окончательно обработанной гильзы	Не более 0,1 мкм
То же, для золотника	Не более 0,05 мкм
Отклонение от геометрической формы гильзы (конусность, овальность, непрямолинейность)	В сумме не более 0,5 $\epsilon_0$ ( $\epsilon_0$ — конструктивный радиальный зазор)
То же, для золотника	В сумме не более 0,3 $\epsilon_0$

Параметр	Рекомендации
Допуск на диаметр окончательно обработанного отверстия гильзы	Не ниже 2а класса точности, реже — по первому
Допуск на окончательный размер наружного диаметра притираемого золотника	Не оговаривается. Золотник подбирается по требуемой величине диаметрального зазора
То же, при тонком шлифовании	См. табл. 105

Плоские золотниковые пары

Параметр шероховатости $R_a$ поверхности золотника и основания	От 0,05 до 0,02 мкм
Допуск на обработку отверстий под запрессовку втулок	По 2а классу точности
Допуск на обработку наружного диаметра запрессовываемых втулок	По легкопрессовой посадке

105. Рекомендуемые допуски на обработку и зазоры цилиндрических золотниковых пар

$d_3$ , мм	Предельные отклонения, мкм		$e_0$ , мкм
	отверстия гильзы	золотника	
6	+6 -0	+4 -4	2,5—12,5
12	+7,5 -0	+0 -5	5—17,5
19	+10 -0	+0 -6	7,5—23,5
25	+12,5 -0	+0 -12,5	12,5—32,5

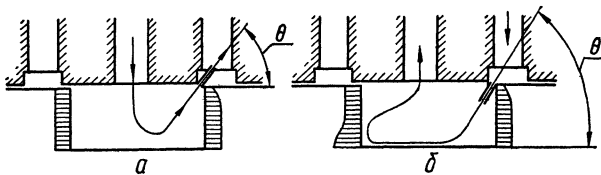


Рис. 76. Распределение давления втекающей (а) и вытекающей (б) жидкостей в каналах золотниковой пары.

**106. Рекомендуемая зёрнистость порошков и паст из синтетических алмазов в зависимости от требуемой шероховатости**

Параметр шероховатости (по ГОСТ 2789—73)	Обозначение		Размер зёрен основной фракции, мкм
	микropорошков	паст	
<i>Ra</i> от 0,2 до 0,08 мкм	АСМ 40	АП 40	40—28
	АСМ 28	АП 28	28—20
	АСМ 20	АП 20	20—14
<i>Ra</i> от 0,1 до 0,04 мкм	АСМ 28	АП 28	28—20
	АСМ 20	АП 20	20—14
	АСМ 14	АП 14	14—10
<i>Ra</i> от 0,05 до 0,02 мкм	АСМ 20	АП 20	20—14
	АСМ 14	АП 14	14—10
	АСМ 10	АП 10	10—7
	АСМ 7	АП 7	7—5
<i>Ra</i> от 0,025 до 0,02 мкм	АСМ 10	АП 10	10—7
	АСМ 7	АП 7	7—5
<i>Rz</i> от 0,063 до 0,05 мкм	АСМ 5	АП 5	5—3
	АСМ 3	АП 3	3—1
<i>Rz</i> от 0,063 до 0,025 мкм	АСМ 5	АП 5	5—3
	АСМ 3	АП 3	3—1
	АСМ 1	АП 1	Мельче 1

**107. Состав пасты ГОИ, %**

Компонент	Обработка		
	грубая	средняя	тонкая
Окись хрома	81	76	74
Силикагель	2	2	1,8
Стеарин	10	10	10
Расщепленный жир	5	10	10
Олеиновая кислота	—	—	2
Двууглекислая сода	—	—	0,2
Керосин	2	2	2

**108. Состав доводочных паст, %**

Компонент	Паста		Компонент	Паста	
	7-микронная	4-микронная		7-микронная	4-микронная
Электрокорунд 7-микронный	46	—	Стеарин	9	11
Окись хрома 4-микронная	25	57	Церезин или воск	3	3,5
Парафин	17	21,5	Керосин	—	7

мельчайших штрихов. В начале притирки удельное давление составляет 1—2 кг/см<sup>2</sup>, в конце — 0,1—0,2 кг/см<sup>2</sup>. Съем металла в единицу времени пропорционален удельному давлению в диапазоне 0,1—0,5 кг/см<sup>2</sup>. Материал притиров: перлитные термообработанные чугуны с присадкой хрома, никеля, молибдена (твердость *HВ* 170—200); красная медь; стекло марки К-3 или К-82; мягкая сталь.

Для уменьшения усилия перемещения и утечек жидкости рекомендуется применять виброобкатывание (см. гл. IV) трущихся поверхностей золотниковых пар. При этом можно добиться повышения ресурса пары в 2—3 раза и уменьшения усилия страгивания на 15—30%.

В окончательно обработанных золотниках проверяются размеры и правильность геометрической формы. Внутренний диаметр гильзы измеряется приборами с ценой деления 1 мкм или пневмокалибрами. Замер производится не менее чем в трех зонах: по краям, с отступлением на 5—15 мм и посредине. Прямолинейность оси отверстия контролируется набором цилиндрических оправок с разницей в диаметрах 5 мкм. Наружный диаметр золотника измеряется микрометром на каждом рабочем пояске. Контроль прямолинейности проверяется на контрольной плите.

Для особо точных золотниковых пар производится контроль перекрытия рабочего окна и зазоров в собранной паре методом гидравлических испытаний [13]. Расход рабочей жидкости (воздуха) через рабочие окна и зазоры, а также ход золотника фиксируются и сравниваются с эталонными значениями. По полученным данным производится доводка поясков золотника или отверстий в гильзе. Величина хода золотника замеряется индикатором, а расхода жидкости (воздуха) — ротаметром.

Отверстия в гильзе различных размеров и формы выполняются после термообработки электронским способом или протяжкой.

## КЛАПАНЫ

В регулирующих и распределительных устройствах применяются шариковые (рис. 80, а), конусные (рис. 80, б) и плоские (рис. 80, в) клапаны. Основные расчетные зависимости для этих клапанов приведены в табл. 109—112.

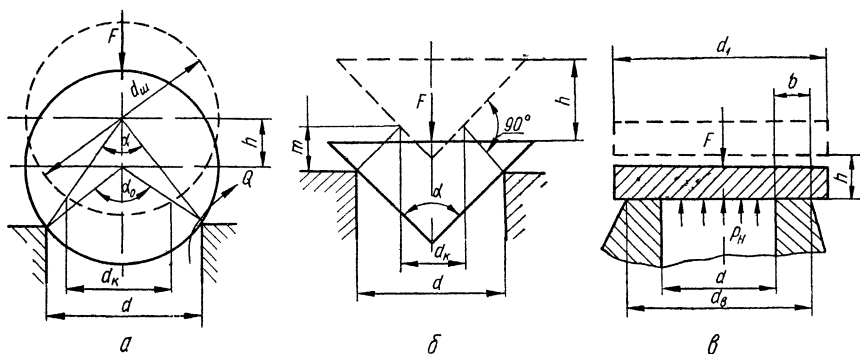


Рис. 80. Схемы клапанов.

Шариковые клапаны применяются в агрегатах с невысокими требованиями к герметичности запорного узла. Они неустойчивы в поперечном направлении, колебания устраняются введением направляющих. Рекомендуемые соотношения основных размеров даны в табл. 113.

Плоские клапаны применяются в агрегатах с большим числом срабатывания и допускающих утечки жидкости

109. Расчетные зависимости для определения параметров клапанов (схемы и обозначения см. рис. 80)

Параметр	Зависимость
Расход жидкости через клапан	$Q = \mu f_k \sqrt{\frac{2g}{\gamma} \Delta p}$ (см. рис. 53)
Ориентировочное значение коэффициента расхода	$\mu = 0,5-0,7$ (см. табл. 110—112)
Площадь дроссельной щели клапана: шарикового	$f_k = \frac{\pi}{2} \left( d + \frac{dd_{ш}}{2A} \right) \left( A - \frac{d_{ш}}{2} \right),$ $A = \sqrt{\frac{d^2}{4} \left( \pi + \sqrt{\frac{d_{ш}^2 - d^2}{4}} \right)^2}$
то же, приближенное значение конусного	$f_k = 2dh$
то же, приближенное значение плоского	$f_k = \frac{\pi}{2} (h \sin \alpha + 2d) h \sin \frac{\alpha}{2}$ $f_k = \pi dh \sin \frac{\alpha}{2}$ $f_k = \pi dh$
Максимальный ход клапанов: шарикового	$h_{\max} = 0,3d$
конусного	$h_{\max} = \frac{d}{4 \sin \frac{\alpha}{2}}$
плоского	$h_{\max} = 0,25d$ (см. рис. 81)
Составляющие силы действия давления жидкости на клапан: гидростатическая	$F_{ст} = F_1 + F_2$
постоянная составляющая	$F_1 = f_1 \Delta p = \frac{\pi d^2}{4} \Delta p$
составляющая от давления	$F_2 = f_2 \Delta p_{ср} = \frac{\pi}{4} \Delta p_{ср} (d_B^2 - d^2),$

Параметр	Зависимость
в зазоре между клапаном и седлом гидродинамическая (направлена на закрытие клапана)	$\Delta p_{ср} \approx 0,5\Delta p$ $F_{дин} = \frac{Q_1}{g} \left( v_1 - v_2 \cos \frac{\alpha}{2} \right)$ $v_1 = \frac{4Q}{\pi d^2}, \quad v_2 = \frac{Q}{f_k}$

Конусные клапаны обеспечивают практически полную герметичность. Основное влияние на герметичность оказывает овальность седла и клапана. Рекомендации по изготовлению конусных клапанов даны в табл. 114.

Для обеспечения полной герметичности конусные и плоские клапаны уплотняются резиновыми или пластмассовыми материалами (табл. 114—116).

Материалы, применяемые для изготовления клапанов и седел, должны быть стойкими к воздействию кавитации.

Для клапанов и седел применяются стали У8А, У10А, 20Х, 18ХНМА и другие, термообработанные до твердости НВ 50 ... 60, реже — чугуны и алюминиевые сплавы.

При обработке клапанов особое внимание следует обращать на шероховатость поверхности и правильность геометрической формы посадочных мест. Поверхности клапана и седла в месте их контакта, а также поверхности, направляющие движение клапана относительно седла, обрабатываются с точностью не ниже 3-го класса и с параметром шероховатости  $Ra$  не более 0,1 мкм. Окончательной отделочной операцией при изготовлении конусных и плоских клапанов является притирка. После притирки должна быть обеспечена

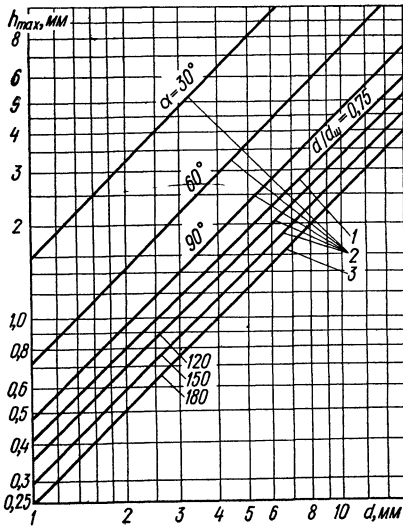


Рис. 81. Номограммы для определения максимального хода шарикового (1), конусного (2) и плоского (3) клапанов при условии  $f = f_{max} = \pi d^2/4$ .

110. Коэффициент расхода  $\mu$  для конусного (рис. 80, б) клапана с углом  $90^\circ$

$h/d$	0,1	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40
$\mu$	0,253	0,371	0,479	0,577	0,663	0,74	0,807

полная прилегаемость клапана к седлу в месте их контакта по замкнутой кольцевой линии.

Для предотвращения коррозии клапаны подвергают такой же антикоррозионной обработке, как и золотники.

**111. Коэффициент расхода  $\mu$  для клапана с усеченным конусом (угол конуса  $90^\circ$ ) и со сферической нижней поверхностью**

$h/d$	0,10	0,12	0,14	0,16	0,18	0,22	0,25
$\mu$	0,339	0,417	0,486	0,562	0,622	0,712	0,758

**112. Коэффициент расхода  $\mu$  для плоского клапана (рис. 80, в)**

$b/d$	$h/d$					
	0,10	0,12	0,14	0,16	0,20	0,25
0,10	0,249	0,298	0,344	0,389	0,477	0,573
0,15	0,248	0,295	0,340	0,383	0,465	0,557
0,20	0,246	0,293	0,337	0,379	0,456	0,542
0,25	0,245	0,290	0,333	0,373	0,446	0,526

**113. Основные параметры шариковых клапанов (рис. 80, а)**

$d$ , мм	$d_{ш}$		$d/d_{ш}$	$h_{\max}$ , мм	$h_{\max}/d_{ш}$	Масса шарика, г
	дюйм	мм				
2	—	3	0,667	0,7	0,233	0,111
2,5	—	3	0,835	1	0,333	0,111
3	—	4	0,75	1,1	0,274	0,263
3,5	—	5	0,7	1,3	0,26	0,515
4	7/32	5,556	0,72	1,5	0,27	0,696
4,5	—	6	0,75	1,75	0,282	0,885
5	1/4	6,35	0,787	1,99	0,314	1,051
6	3/16	7,938	0,75	2,3	0,29	2,053
7	—	9	0,775	2,72	0,302	2,997
8	—	10	0,8	3,3	0,33	4,7602
9	—	12	0,75	3,4	0,284	7,1025
10	17/32	13,494	0,74	3,8	0,282	10,097
12	21/32	16,669	0,78	4,5	0,27	19,015
13	11/36	17,463	0,75	4,9	0,280	21,863
14	25/32	19,844	0,706	5,2	0,262	32,081
16	7/8	22,225	0,73	5,9	0,265	45,07
18	1	25,4	0,7	6,7	0,264	67,277
20	11/32	26,194	0,76	7,8	0,298	73,786
22	13/16	30,163	0,73	8,3	0,264	112,666
25	11/38	34,925	0,735	9,2	0,264	173,462

Примечание. Характеристики и сортамент шариков даны в гл. IV.

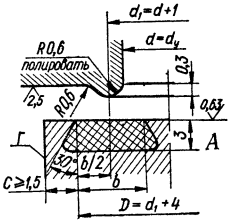
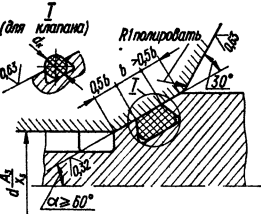


## 114. Параметры конусных клапанов

Параметр	Рекомендации
Форма и соотношение размеров запорного узла	
Угол конуса грибка	$\alpha = (60 \dots 90^\circ) \pm 30'$ Преимущественно $\alpha = 90^\circ \pm 30'$ При $\alpha < 60^\circ$ возможно заклинивание
Шероховатость обработки грибка	$Ra = 0,2 \dots 0,4$ мкм
Некруглость грибка	Не более 0,002
Биение конуса грибка относительно диаметра направляющей	Не более 0,01
Неперпендикулярность торца седла клапана и оси седла	Не более 0,05
Биение диаметров направляющей клапана и седла	Не более 0,005
Овальность отверстия седла в месте контакта	Не более 0,01
Вид кромки седла клапана	Блестящая без разрывов фаски до 0,5 мм после обжатия (опрессовки давлением до 1,5р)
Материал клапана и седла	1Х17Н2; 30ХГСА; ХВГ; 12ХН3А и др Твердость седла на 5...20 ед HRC меньше твердости клапана
Количество циклов «открытие—закрытие»	Не менее $10^5$
Допускаемое количество гидроударов на клапан с $p = 200 \dots 400$ кг/см <sup>2</sup> и скоростью до $10^4$ кг/см <sup>2</sup> ·с	Не менее $10^4$

## 115. Рекомендации по изготовлению клапанов с резиновым и пластиковым уплотнением

Параметр	Рекомендации
Форма и соотношение размеров запорного узла плоского клапана с резиновым уплотнением при $d_y \leq 6$	

Параметр	Рекомендации
<p>Форма и соотношение размеров запорного узла плоского клапана с резиновым уплотнением при <math>d_y \geq 6</math>, а также пластиковым уплотнением после завальцовки при <math>D \leq 20</math>. Для <math>D &gt; 20</math> размер <math>b = D/2</math></p>	
<p>Неперпендикулярность поверхностей А и Г плоского клапана</p>	<p>Не более 0,05</p>
<p>Форма и соотношение размеров конусно го клапана с резиновым кольцом круглого сечения</p>	 <p>Рекомендуемые размеры канавок под кольца см стр 252</p>
<p>Марка резины и клея</p>	<p>ИРП-1225 или ИРП-1225А (по МРТУ 6—07—6031—64), клей 9М-35Ф (по ТУ 38—5—216—67). ИРП-1278 по МРТУ 38—5—6056—65), клей «Лейконат» (по МРТУ 6—14—235—69</p>
<p>Прочность связи резины с металлом</p>	<p>Не ниже 25 кг/см<sup>2</sup>. Проверяется по ГОСТ 209—62</p>
<p>Материал пластика и условия применения</p>	<p>Полиформальдегид, полиамид, поликапролактан; <math>t = -60... +100^\circ \text{C}</math>; <math>p \leq 210 \text{ кг/см}^2</math> для <math>D &lt; 25 \text{ мм}</math>; <math>p \leq 20 \text{ кг/см}^2</math> для <math>D &gt; 45 \text{ мм}</math>. Количество циклов — до <math>10^5</math>. Рабочая среда — воздух, инертные газы</p>

**116. Допускаемые перетечки в закрытом положении обратного клапана (по ГОСТ 19622—74)**

Наработка	Давление, кг/см <sup>2</sup>		
	до 5	от 5 до 50	от 50 до 280
При приемосдаточных испытаниях	0,1 см <sup>3</sup> /мин	Одна капля за 3 мин	Обволакивание без отрыва капель при выдержке в течение 3 мин
В течение ресурса	0,5 см <sup>3</sup> /мин		

**ДИАФРАГМЫ**

Диафрагмы представляют собой дроссельные щели (отверстия) постоянного сечения, выполненные в тонких стенках, с длиной отверстия не более его диаметра. Длина отверстия может быть уменьшена практически до нуля при выполнении острой кромки. Расход жидкости через диафрагмы определяется так же, как и для других дроселирующих элементов (см. табл. 109, рис. 53, 82). Зависимость коэффициентов расхода диафрагм от конструктивных параметров и числа Рейнольдса приведена в табл. 117 и на рис. 83.

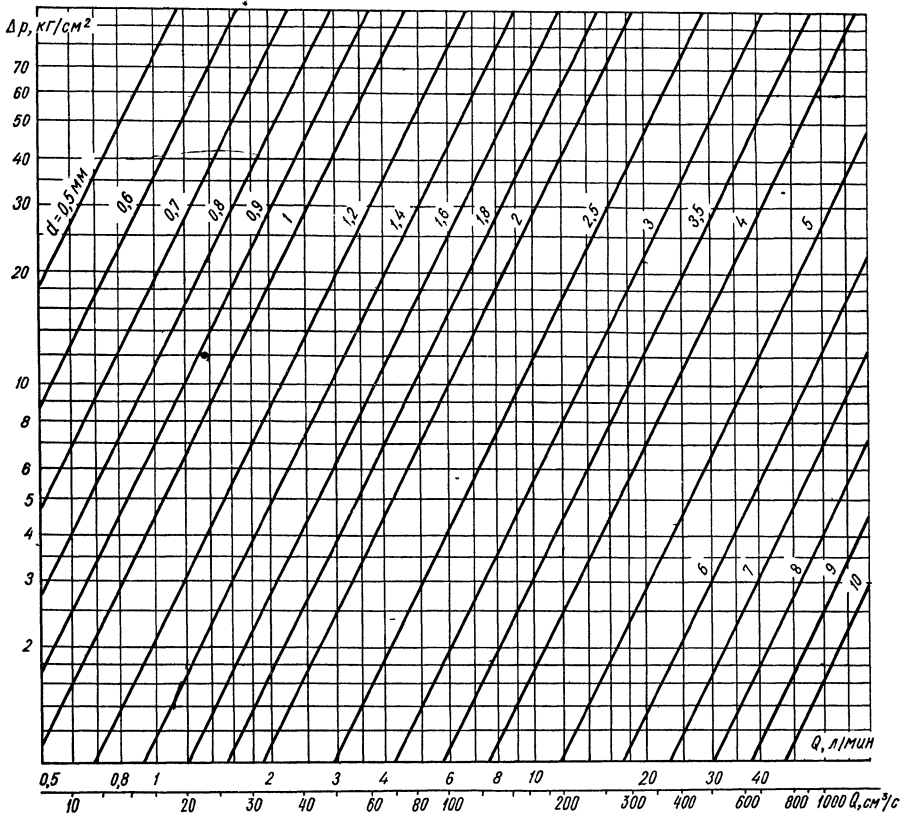


Рис. 82. Номограмма для определения расхода жидкости через дроссельную шайбу ( $\mu = 0,57$ ).

Для создания больших перепадов давления одной диафрагмы может оказаться недостаточно, так как возможность уменьшения диаметра отверстия ограничена из-за возникновения облитерации и технологическими трудностями при выполнении отверстий малых диаметров. Несколько последовательно установленных диафрагм, образующих пакет дроссельных шайб (в пакете сменные шайбы различных типов устанавливаются поочередно), позволяют устранить эти недостатки. Пакеты дроссельных шайб (рис. 84) просты по конструкции и технологичны в изготовлении. Подбором определенных типоразмеров сменных дроссельных шайб можно получить необходимый перепад давлений или расход жид-

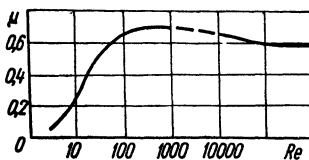


Рис. 83. Зависимость коэффициента расхода через дроссельную шайбу от числа  $Re$

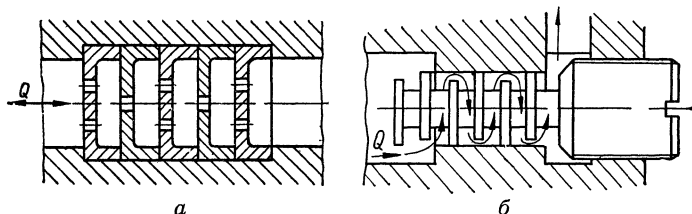
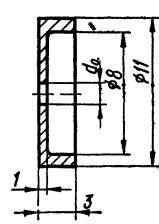
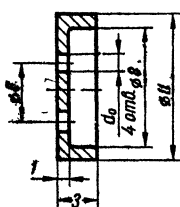


Рис. 84. Пакет дроссельных шайб: а — нерегулируемый, б — регулируемый

**117. Коэффициенты расхода диафрагм с  $l/d < 0,015$  при  $Re \geq 10^5$**

Тип диафрагмы	$d_0/d_1$	Значение коэффициента при $\mu$					
		0,05	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
Конусное отверстие с острыми кромками	0,1	0,59	0,60	0,61	0,63	0,64	0,67
	0,2	0,67	0,68	0,70	0,72	0,74	0,77
	0,4	0,77	0,79	0,81	0,84	0,87	0,91
Цилиндрическое отверстие с острыми кромками	—	0,012	0,0615	0,139	0,242	0,348	0,500





## ВТУЛКИ

Втулки имеют отверстия небольшой длины ( $1 < \frac{l}{d} < 20$ ). Расход жидкости через них определяется так же, как и для диафрагм. Коэффициент расхода  $\mu$  может меняться при изменении режима течения, формы и диаметра отверстия (табл. 119 и рис. 86), но для определенного режима практически стабилен [52].

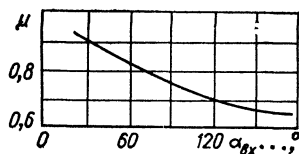


Рис. 86. Зависимость коэффициента расхода  $\mu$  от угла конуса  $\alpha_{вх}$  на входе в отверстие втулки.

### 119. Коэффициенты расхода $\mu$ для втулок [52]

Параметр	Втулки					
	цилиндрическая	коническая			коноидальная	
$\alpha_{вх}$ , град	—	—	120	45	13,6	—
$\alpha_{вых}$ , град	—	5	10	5	8	8
$l/d$	1—4	4	4	4	4	4
$\mu$	0,62	0,685	0,685	0,84	0,96	1,0

## КАПИЛЛЯРЫ

Типичными капиллярами являются тонкие трубы или отверстия малого диаметра (рис. 87, а) с отношением  $\frac{l}{d} \geq 20$ , где  $l$  и  $d$  — длина и диаметр отверстия капилляра. Для уменьшения габаритных размеров и обеспечения

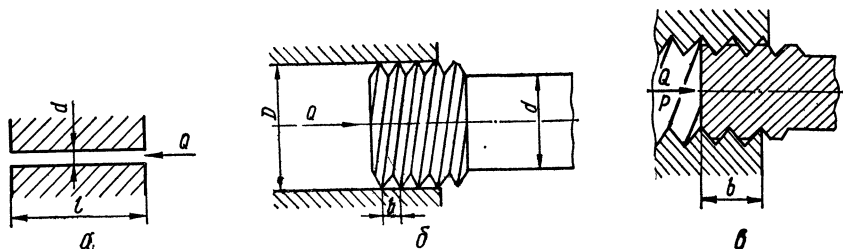


Рис. 87. Схемы капилляров.

возможности регулировки расходных характеристик капилляры выполняются в виде винтовых канавок (рис. 87, б), срезанной резьбы (рис. 87, в) и др.

Применение капилляров ограничивается возможностью возникновения облитерации при малом сечении дросселирующей щели, конструктивными

ограничениями длины щели, а также значительным изменением расходных характеристик в зависимости от вязкости (температуры) жидкости.

Гидравлическое сопротивление в капиллярах определяется вязким трением по длине щели. Расход жидкости для капилляров

$$Q = 3,34 (f^2 \Delta p / \nu \eta l) 10^9, \text{ см}^3/\text{с},$$

где  $f$  — площадь щели;  $\text{см}^2$ ;  $\nu$  — кинематический коэффициент вязкости жидкости,  $\text{сСт}$ ;  $\eta$  — удельный вес жидкости,  $\text{кг/м}^3$ ;  $\Delta p$  — перепад давления,  $\text{кг/см}^2$ ;  $l$  — длина капилляра,  $\text{см}$ ,  $l = \pi D n$  — для винтовой щели;  $n$  — число витков.

## Глава IV

# ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СИЛОВЫЕ ЦИЛИНДРЫ

## ОСНОВНЫЕ СХЕМЫ И ПАРАМЕТРЫ

Гидравлические силовые цилиндры являются объемными гидродвигателями с ограниченным возвратно-поступательным перемещением подвижного элемента. Силовые цилиндры широко используются также для поворота вала привода на ограниченный угол (не более  $120^\circ$ ). Типовая схема подключения силового гидроцилиндра приведена на рис. 88.

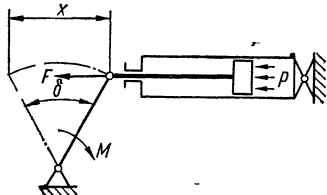


Рис. 88. Схема подключения гидроцилиндра.

В зависимости от конструктивного исполнения различают гидроцилиндры с односторонним (рис. 89, а) и двусторонним (рис. 89, б) выходом штока; плунжерные (рис. 89, в) и телескопические одностороннего (рис. 89, г) и двустороннего (рис. 89, д) действия.

Основными элементами гидроцилиндра являются шток с поршнем и цилиндр. Один из них крепится к объекту неподвижно, а второй совершает возвратно-поступательное движение под действием внешней нагрузки или давления рабочей жидкости на поршень. Шток с поршнем под действием давления рабочей жидкости

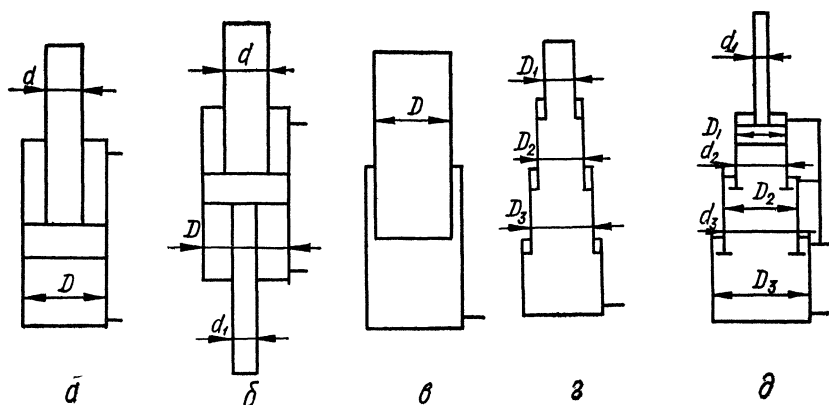


Рис. 89. Схемы гидроцилиндров:

а и б — поршневых с одним и двумя штоками; в — плунжерного; г и д — телескопических одно- и двустороннего действия.

120. Основные параметры и расчетные зависимости гидроцилиндров (рис. 89, а)

Параметр	Зависимости	Ключ номограммы (рис 91)
Площадь поршня на выталкивание штока *, см <sup>2</sup>	$f_1 = \frac{\pi}{4} D^2$ (см. табл. 126)	$D \rightarrow BC \rightarrow f_1$
Площадь поршня на втягивание штока, см <sup>2</sup>	$f_2 = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2)$	$D \rightarrow d \rightarrow f_2$
Усилие на штоке гонящее **, кГ	$F_1 = (p_1 f_1 - p_2 f_2) \eta_{\text{мех}}$	$D \rightarrow BC \rightarrow A \rightarrow p_1 \rightarrow F_1$
То же, тянущее, кГ	$F_2 = (p_2 f_2 - p_1 f_1) \eta_{\text{мех}}$	$D \rightarrow d \rightarrow A = p_2 \rightarrow F_2$
Механический КПД	$\eta_{\text{мех}} = \frac{F_{\text{факт}}}{F_{\text{теор}}}$	—
Скорость штока максимальная, мм/с	$v_{\text{max}} = \frac{Q_{\text{max}}}{f}$	—
Потребный расход жидкости, см <sup>3</sup> /с	$Q_1 = \frac{f_1 x}{t} = f_1 v$ $Q_2 = f_2 v = \frac{f_2 x}{t}$	$D \rightarrow BC \rightarrow A = t \rightarrow Q_1^{***}$ $D \rightarrow d \rightarrow A = t \rightarrow Q_2^{***}$
Время одного полного хода, с	$t = \frac{Q}{fx}$ (см. рис. 91)	—

\* Для цилиндров с двухсторонним выходом штока  $f_1$  определяется так же, как и  $f_2$ .

\*\* Для телескопического цилиндра усилие определяется площадью меньшего поршня, а расход — суммой расходов на каждой ступени.

\*\*\* Расход  $Q_1$  и  $Q_2$  дан при ходе  $X = 100$  мм за время  $t$ , с.

121. КПД гидроцилиндров (по ГОСТ 18464—73)

Параметр	Зависимость
Механический КПД гидроцилиндра с односторонним штоком (рис. 89, а)	$\eta_{\text{мех}} = \frac{KF}{D^2 p_1 - (D^2 - d^2) p_2}$



Параметр	Зависимость
с двухсторонним штоком (рис. 89, б)	$\eta_{\text{мех}} = \frac{KF}{(D^2 - d^2) p_1 - (D^2 - d^2) p_2}$ $\eta'_{\text{мех}} = \frac{KF}{(D^2 - d^2) p_2 - (D^2 - d^2) p_1}$
плунжерного (рис. 89, в)	$\eta_{\text{мех}} = KF/D^2 p_1$
телескопического одностороннего действия (рис. 89, з)	$\eta_{\text{мех}} = KF/D_1^2 h p_1$
телескопического двухстороннего действия (рис. 89, д)	$\eta_{\text{мех}} = KF/D_{\text{п}}^2 p_1 - (D_1^2 - d_1^2) p_2$
Общий КПД	$\eta_{\text{общ}} = \frac{v_{\text{п}}}{v_{\text{т}}} \eta_{\text{мех}}$

Примечание. В таблице приняты обозначения:  $F$  — фактическая сила, развиваемая гидроцилиндром;  $v_{\text{д}}$  — действительная;  $v_{\text{т}}$  — теоретическая скорость поршня;  $K = 4/\pi$ .

## 122. Геометрические характеристики гидроцилиндров (по ГОСТ 6540—68), мм

Внутренний диаметр цилиндра	Диаметр штока	Ход штока
-----------------------------	---------------	-----------

### Основной ряд

10; 12; 16; 20;	10; 12; 16; 20; 25; 32;	4; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25; 32;
25; 32; 40; 50;	40; 50; 63; 80; 100; 125;	40; 50; 60; 80; 100; 125; 160;
63; 80; 100; 125;	160; 200; 250; 320; 400;	200; 250; 320; 400; 500; 630;
160; 200; 250; 320;	500; 630; 800	800; 1000; 1250; 1600; 2000;
400; 500; 630; 800		2500; 3150; 4000; 5000; 6300;
		8000; 10000

### Дополнительный ряд

36; 45; 56; 70; 90;	14; 18; 22; 28; 36; 45; 56;	56; 70; 90; 110; 140; 180; 220;
110; 140; 180; 220;	70; 90; 110; 140; 180;	280; 360; 450; 560; 710; 900;
280; 360; 450; 560;	220; 280; 360; 450; 560;	1120; 1400; 1800; 2240; 2800;
710; 900	710; 900	3000; 3350; 3750; 4250; 4500;
		4750; 5300; 5600; 6000; 6700;
		7100; 7500; 8500; 9000; 9500

**123. Ряд номинальных давлений в гидроцилиндрах (по ГОСТ 6540—68)**

6,3	10	16	25	63	100	160
200	250	320	400	500	630	

**124. Диаметры цилиндров и штоков телескопических цилиндров (по ГОСТ 16029—70)**

Ряд	Диаметры, мм	
	первой ступени	второй и последующих ступеней
Основной	4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 320; 400; 500; 630; 800; 1000	10; 12; 16; 20; 26; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 320; 400; 500; 630; 800; 1000; 1250; 1600
Дополнительный	14*; 18*; 22*; 28*; 36; 45; 56; 71; 90; 110; 140; 180; 220; 280; 360; 450; 560; 710; 900	14; 18; 22; 28; 36; 45; 56; 60; 65; 71; 75; 85; 90; 95; 105; 110; 120; 130; 140; 150; 170; 180; 190; 210; 220; 240; 260; 280; 300; 340; 360; 380; 420; 450; 480; 530; 560; 600; 670; 710; 750; 850; 900; 950; 1060; 1120; 1180; 1320; 1400; 1500

\* Звездочками помечены диаметры штоков.

**125. Ряды ходов штока одной ступени телескопического цилиндра (по ГОСТ 16029—70)**

Основной	6; 8; 10; 12; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 320; 400; 500; 630; 800; 1000; 1250; 1600; 2000; 2500; 3150; 4000; 5000
Дополнительный	56; 71; 90; 110; 140; 180; 220; 280; 360; 450; 560; 710; 900; 1120; 1400; 1800; 2240; 2800; 3550; 4500

126. Зависимость силы, кг, действующей

d, мм	$\frac{\pi d^2}{4}$ , мм <sup>2</sup>	Давление,				
		10	11	12	13	14
2	3,14	0,314	0,345	0,376	0,408	0,439
2,5	4,91	0,491	0,539	0,588	0,637	0,686
3	7,07	0,707	0,777	0,848	0,919	0,989
3,5	9,62	0,962	1,058	1,154	1,250	1,346
4	12,57	1,257	1,382	1,508	1,634	1,759
4,5	15,9	1,59	1,749	1,908	2,067	2,226
5	19,63	1,963	2,159	2,355	2,551	2,748
5,5	23,76	2,376	2,613	2,851	3,088	3,326
6	28,27	2,827	3,109	3,392	3,675	3,957
6,5	33,18	3,318	3,649	3,981	4,313	4,645
7	38,48	3,848	4,232	4,617	5,002	5,387
7,5	44,18	4,418	4,859	5,301	5,743	6,185
8	50,27	5,027	5,529	6,032	6,535	7,037
8,5	56,75	5,675	6,242	6,81	7,377	7,945
9	63,62	6,362	6,998	7,634	8,27	8,906
9,5	70,88	7,088	7,797	8,506	9,214	9,923
10	78,54	7,854	8,639	9,425	10,21	10,99
11	95,03	9,503	10,45	11,40	12,35	13,3
12	113,1	11,31	12,44	13,57	14,70	15,83
13	132,7	13,27	14,59	15,92	17,25	18,58
14	153,9	15,39	16,93	18,47	20,01	21,55
15	176,7	17,67	19,44	21,2	22,97	24,74
16	201,1	20,11	22,12	24,13	26,14	28,15
17	227	22,7	24,97	27,24	29,51	31,78
18	254,5	25,45	28,0	30,54	33,08	35,63
19	283,5	28,35	31,18	34,02	36,85	39,69
20	314,2	31,42	34,56	37,7	40,85	43,99
22	380,1	38,01	41,81	45,61	49,41	53,21
24	452,4	45,24	49,76	54,29	58,81	63,34
25	490,9	49,09	54,0	58,91	63,82	68,73
26	530,9	53,09	58,40	63,71	69,02	74,33
28	615,8	61,58	67,74	73,9	80,05	86,21
30	706,9	70,69	77,76	84,83	91,9	98,97
32	804,2	80,42	88,46	96,5	104,5	112,6
34	907,9	90,79	99,87	108,9	118,0	127,1
35	962,1	96,21	105,83	115,4	125,1	134,7
36	1018	101,8	112,0	122,2	132,3	142,5
38	1134	113,4	124,7	136,1	147,4	158,8
40	1257	125,7	138,3	150,8	163,4	176,0
42	1385	138,5	152,3	166,2	180,0	193,9
44	1521	152,1	167,3	182,5	197,7	212,9
45	1590	159	174,9	190,8	206,7	222,6
46	1662	166,2	182,8	199,4	216,1	232,7
48	1810	181	199,1	217,2	235,3	253,4
50	1963	196,3	215,9	235,6	255,2	274,8
52	2124	212,4	233,6	254,9	276,1	297,4
54	2290	229,0	251,9	274,8	297,7	320,6
55	2376	237,6	261,4	285,1	308,9	332,6
56	2463	246,3	270,9	295,6	320,2	344,8
58	2642	264,2	290,6	317,0	343,5	369,9
60	2827	282,7	311,0	339,2	367,5	395,8
65	3318	331,8	365,0	398,2	431,3	464,5

на площадь круга, от давления

кг/см<sup>2</sup>

15	16	17	18	19	20	21
0,471	0,502	0,533	0,565	0,596	0,628	0,659
0,735	0,784	0,833	0,882	0,931	0,980	1,029
1,060	1,131	1,201	1,272	1,343	1,414	1,484
1,443	1,539	1,635	1,731	1,827	1,924	2,020
1,885	2,011	2,136	2,262	2,388	2,514	2,639
2,385	2,544	2,703	2,862	3,021	3,180	3,339
2,944	3,141	3,337	3,533	3,729	3,926	4,122
3,564	3,801	4,039	4,276	4,514	4,752	4,989
4,240	4,523	4,805	5,088	5,371	5,654	5,936
4,977	5,308	5,640	5,972	6,304	6,636	6,967
5,772	6,156	6,541	6,926	7,311	7,696	8,080
6,627	7,068	7,510	7,952	8,394	8,836	9,277
7,54	8,043	8,545	9,048	9,551	10,05	10,56
8,512	9,080	9,647	10,21	10,78	11,35	11,92
9,543	10,18	10,81	11,45	12,09	12,72	13,36
10,63	11,34	12,05	12,76	13,47	14,18	14,88
11,78	12,57	13,35	14,14	14,92	15,71	16,49
14,25	15,2	16,15	17,10	18,05	19,01	19,96
16,96	18,1	19,23	20,36	21,49	22,62	23,75
19,9	21,23	22,56	23,89	25,21	26,54	27,87
23,08	24,62	26,16	27,7	29,24	30,78	32,32
26,5	28,27	30,04	31,81	33,57	36,34	37,11
30,16	32,18	34,19	36,20	38,21	40,22	42,23
34,05	36,32	38,59	40,86	43,13	45,4	47,67
38,17	40,72	43,26	45,81	48,35	50,9	53,44
42,52	45,36	48,19	51,03	53,86	56,7	59,53
47,13	50,27	53,41	56,56	59,7	62,84	65,98
57,01	60,82	64,62	68,42	72,22	76,02	79,82
67,86	72,38	76,91	81,34	85,96	90,48	95,0
73,63	78,54	83,45	88,36	93,27	98,18	103,09
79,63	84,94	90,25	95,56	100,9	106,2	111,5
92,37	98,53	104,7	110,8	117,0	123,2	129,3
106,0	113,1	120,2	127,2	134,3	141,4	148,4
120,6	128,7	136,7	144,8	152,8	160,8	168,9
136,2	145,3	154,3	163,2	172,5	181,6	190,6
144,3	153,9	163,5	173,2	182,8	192,4	202,0
152,7	162,9	173,1	183,2	193,4	203,6	213,8
170,1	181,4	192,8	204,1	215,5	226,8	238,1
188,5	201,1	213,7	226,3	238,8	251,4	264
207,7	221,6	235,4	249,3	263,1	270,0	290,8
228,1	243,4	258,6	273,8	288,9	304,2	319,4
238,5	254,4	270,3	286,2	302,1	318	333,9
249,3	265,9	282,5	299,2	315,8	332,4	349,0
271,5	289,6	307,7	325,8	343,9	362	380,1
294,4	314,1	333,7	353,3	373,0	392,6	412,2
318,6	339,8	361,1	382,3	403,6	424,8	446,0
343,5	366,4	389,3	412,2	435,1	458,0	480,9
356,4	380,2	403,9	427,7	451,4	475,2	499,0
369,4	394,1	418,7	443,3	468,0	492,6	517,2
396,3	422,7	449,1	475,6	502,0	528,4	554,8
424,0	452,3	480,6	508,9	537,1	565,4	593,7
497,7	530,9	564,1	597,2	630,4	663,6	696,8

d, мм	$\frac{\pi d^2}{4}$ , мм <sup>2</sup>	Давление,				
		10	11	12	13	14
70	3848	384,8	423,3	461,8	500,2	538,7
75	4418	441,8	486,1	530,2	574,3	618,5
80	5027	502,7	553,0	603,2	653,5	703,8
85	5675	567,5	624,2	681,2	737,7	794,5
90	6362	636,2	699,8	763,4	827,1	890,7
95	7088	708,8	779,7	850,6	921,4	992,3
100	7854	785,4	863,9	942,5	1021	1099

d, мм	$\frac{\pi d^2}{4}$ , мм <sup>2</sup>	Давление,				
		22	23	24	25	26
2	3,14	0,690	0,722	0,753	0,785	0,816
2,5	4,9	1,078	1,127	1,176	1,225	1,274
3	7,07	1,555	1,626	1,696	1,767	1,838
3,5	9,62	2,116	2,212	2,308	2,405	2,501
4	12,57	2,765	2,891	3,016	3,142	3,268
4,5	15,9	3,498	3,657	3,816	3,975	4,134
5	19,63	4,318	4,514	4,711	4,907	5,103
5,5	23,76	5,227	5,464	5,702	5,94	6,177
6	28,27	6,219	6,502	6,784	7,067	7,35
6,5	33,18	7,299	7,631	7,963	8,295	8,626
7	38,48	8,465	8,850	9,235	9,620	10,00
7,5	44,18	9,719	10,16	10,64	11,04	11,49
8	50,27	11,06	11,56	12,06	12,57	13,07
8,5	56,75	12,48	13,05	13,62	14,19	14,75
9	63,62	14,00	14,63	15,27	15,9	16,54
9,5	70,88	15,59	16,3	17,01	17,72	18,43
10	78,54	17,28	18,06	18,85	19,63	20,42
11	95,03	20,91	21,86	22,81	23,76	24,71
12	113,1	24,88	26,01	27,14	28,27	29,41
13	132,7	29,19	30,52	31,85	33,17	34,5
14	153,9	33,86	35,4	36,94	38,47	40,01
15	176,7	38,87	40,64	42,41	44,17	45,94
16	201,1	44,24	46,25	48,26	50,27	52,29
17	227	49,94	52,21	54,48	56,75	59,01
18	254,5	55,99	58,53	61,08	63,62	66,17
19	283,5	62,37	65,2	68,04	70,87	73,71
20	314,2	69,12	72,27	75,41	78,55	81,69
22	380,1	83,62	87,42	91,22	95,01	98,83
24	452,4	99,53	104,0	108,6	113,1	117,6
25	490,9	108,0	112,9	117,8	122,7	127,6
26	530,9	116,8	122,1	127,4	132,4	138,0
28	615,8	135,5	141,6	147,8	153,9	160,1
30	706,9	155,5	162,6	169,6	176,7	183,8
32	804,2	176,9	185,0	193	201,0	209,1
34	907,9	199,7	208,8	217,9	227,0	236,0
35	962,1	211,7	221,3	230,9	240,5	250,1
36	1018	224,0	234,1	244,3	254,5	264,7
38	1134	249,5	260,8	272,2	283,5	294,8

15	16	17	18	19	20	21
577,2	615,7	654,2	692,6	731,1	769,6	808,1
662,7	706,9	651,1	795,2	839,4	883,6	927,8
754,0	804,3	854,6	904,9	955,1	1005	1056
851,2	908	964,7	1021	1078	1135	1192
954,3	1018	1081	1145	1209	1272	1336
1063,2	1134	1205	1276	1347	1418	1488
1178	1257	1335	1414	1492	1571	1649

кг/см<sup>2</sup>

27	28	29	30	35	40	45
0,847	0,879	0,910	0,942	1,099	1,256	1,413
1,323	1,372	1,421	1,470	1,715	1,960	2,205
1,908	1,979	2,050	2,121	2,474	2,828	3,181
2,597	2,693	2,789	2,886	3,367	3,847	4,329
3,393	3,519	3,645	3,771	4,399	5,028	5,656
4,293	4,452	4,611	4,770	5,565	6,360	7,155
5,3	5,496	5,692	5,889	6,870	7,852	8,833
6,415	6,652	6,890	7,128	8,316	9,504	10,69
7,632	7,915	8,198	8,481	9,894	11,31	12,72
8,958	9,290	9,622	9,954	11,61	13,27	14,93
10,39	10,77	11,16	11,54	13,47	15,39	17,32
11,93	12,37	12,81	13,25	15,46	17,67	19,88
13,57	14,07	14,58	15,08	17,59	20,11	22,62
15,32	15,89	16,46	17,02	19,86	22,7	22,54
17,17	17,81	18,45	19,01	22,27	25,45	28,63
19,14	19,85	20,55	21,26	24,81	28,35	31,9
21,2	21,99	22,78	23,56	27,49	31,42	35,34
25,66	26,61	27,56	28,51	33,26	38,01	42,76
30,54	31,67	32,80	33,93	39,58	45,21	50,89
35,83	37,16	38,48	39,81	46,44	53,08	59,71
41,55	43,09	44,63	46,17	53,86	61,56	69,25
47,71	49,48	51,24	53,01	61,84	70,68	79,51
54,30	56,31	58,32	60,33	70,38	80,44	90,49
61,29	63,56	65,83	68,1	79,45	90,8	102,1
68,71	71,26	73,8	76,35	89,07	101,8	114,5
76,54	79,38	82,21	85,05	99,22	113,4	127,57
84,83	87,98	91,12	94,26	109,9	125,7	141,4
102,63	106,4	110,2	114,0	133,0	152,0	171,0
122,1	126,7	131,2	135,7	158,3	181,0	203,6
132,5	137,4	142,4	147,3	171,8	196,4	220,9
143,3	148,6	154,0	159,3	185,8	212,4	238,9
166,3	172,4	178,6	184,7	215,5	246,3	277,1
190,9	197,9	205,0	212,1	247,4	282,8	318,1
217	225,2	232,2	241,3	281,5	321,7	361,9
245,1	254,2	263,3	272,4	317,8	363,2	408,5
259,8	269,4	279,0	288,6	336,7	384,8	432,9
274,9	285,0	295,2	305,4	356,3	407,2	458,1
306,2	317,5	328,9	340,2	396,0	453,6	510,3

d, мм	$\frac{\pi d^2}{4}, \text{мм}^2$	Давление,				
		22	23	24	25	26
40	1257	276,5	289,1	301,7	314,2	326,8
42	1385	304,7	318,5	332,4	346,2	360,1
44	1521	334,6	349,8	365,0	380,3	410,7
45	1590	349,8	365,7	381,6	397,5	413,4
46	1662	365,6	382,3	398,9	415,5	432,1
48	1810	398,2	416,3	434,4	452,5	470,6
50	1963	431,9	451,5	471,1	490,7	510,4
52	2124	467,3	488,5	509,8	531,0	552,2
54	2290	503,8	526,7	549,6	572,5	595,4
55	2376	522,7	546,5	570,2	594,0	617,8
56	2463	541,9	566,5	591,1	615,7	640,4
58	2642	581,2	607,7	634,1	660,5	686,9
60	2827	621,9	650,2	678,5	706,7	735,0
65	3318	730,0	763,1	796,3	829,5	862,7
70	3848	846,6	885,3	923,5	962	1000
75	4418	972,0	1016	1060	1104	1149
80	5027	1106	1156	1206	1257	1307
85	5675	1248	1305	1362	1419	1475
90	6362	1400	1463	1527	1590	1654
95	7088	1559	1630	1701	1772	1843
100	7854	1728	1806	1885	1963	2042

d, мм	$\frac{\pi d^2}{4}, \text{мм}^2$	Давление,				
		50	55	60	65	70
2	3,14	1,570	1,727	1,884	2,041	2,198
2,5	4,9	2,450	2,695	2,940	3,185	3,430
3	7,07	3,535	3,888	4,242	4,595	4,949
3,5	9,62	4,810	5,291	5,772	6,253	6,734
4	12,57	6,285	6,913	7,542	8,170	8,799
4,5	15,9	7,950	8,745	9,540	10,33	11,13
5	19,63	9,815	10,79	11,78	12,76	13,74
5,5	23,76	11,88	13,07	14,26	15,44	16,63
6	28,27	14,13	15,55	16,96	18,37	19,79
6,5	33,18	16,59	18,25	19,91	21,57	23,23
7	38,48	19,24	21,17	23,09	25,01	26,94
7,5	44,18	22,09	24,30	26,51	28,72	30,93
8	50,27	25,13	27,65	30,16	32,67	35,19
8,5	56,75	28,37	31,21	34,05	38,89	39,72
9	63,62	31,81	34,99	38,17	41,35	44,53
9,5	70,88	35,44	38,98	42,53	46,07	49,62
10	78,54	39,27	43,2	47,12	51,05	54,98
11	95,03	47,51	52,27	57,02	61,77	66,52
12	113,1	56,55	62,2	67,86	73,51	79,17
13	132,7	66,35	72,98	79,62	86,25	92,89
14	153,9	76,95	84,64	92,34	100,0	107,7
15	176,7	88,35	97,18	106,0	114,8	123,7
16	201,1	100,5	110,6	120,7	130,7	140,8
17	227	113,5	124,8	136,2	147,5	158,9

кг/см <sup>2</sup>						
27	28	29	30	35	40	45
339,4	352,0	364,5	377,1	439,9	502,8	565,6
373,9	387,8	401,6	415,5	484,7	554,0	623,2
410,7	425,9	441,1	456,3	532,3	608,4	684,4
429,3	445,2	461,1	477,0	556,5	636,0	715,5
448,7	465,4	482,0	498,6	581,7	664,8	747,9
488,7	506,8	524,9	543,0	633,5	724,0	814,5
530,0	549,6	569,3	588,9	687,0	785,2	883,3
573,5	594,7	616,0	637,2	743,4	849,6	955,8
618,3	641,2	664,1	687,0	801,5	916,0	1030
641,5	665,3	689,0	712,8	831,6	950,4	1069
665,0	689,6	714,3	738,9	862,0	985,2	1108
713,3	739,8	766,2	792,6	924,7	1057	1189
763,3	791,6	819,8	848,1	989,4	1131	1272
895,9	929,0	962,2	995,4	1161	1327	1493
1039	1077	1116	1154	1347	1539	1732
1193	1237	1281	1325	1546	1767	1988
1357	1407	1458	1508	1759	2011	2262
1532	1589	1646	1702	1986	2270	2554
1718	1781	1845	1909	2227	2545	2863
1914	1985	2055	2126	2481	2835	3190
2120	2199	2278	2356	2749	3142	3534

кг/см<sup>2</sup>

75	80	85	90	95	100
2,355	2,512	2,669	2,826	2,983	3,140
3,675	3,920	4,165	4,410	4,655	4,9
5,302	5,656	6,009	6,363	6,716	7,07
7,215	7,696	8,177	8,658	9,139	9,62
9,427	10,06	10,68	11,31	11,94	12,57
11,92	12,72	13,51	14,31	15,10	15,90
14,72	15,70	16,68	17,67	18,65	19,63
17,82	19,01	20,2	21,38	22,57	23,76
21,20	22,62	24,03	25,44	26,86	28,27
24,88	26,54	28,20	29,86	31,52	33,18
28,86	30,78	32,32	34,63	36,55	38,48
33,13	35,34	37,55	39,76	41,97	44,18
37,7	40,22	42,73	45,24	47,76	50,27
42,56	45,4	48,24	51,07	53,91	56,75
47,71	50,9	54,08	57,26	60,44	63,62
53,16	56,7	60,25	63,79	67,34	70,88
58,9	62,83	66,76	70,69	74,61	78,54
71,27	76,02	80,77	85,53	90,29	95,03
84,82	90,48	96,13	101,79	107,4	113,1
99,52	106,2	112,7	119,4	126,1	132,7
115,4	123,1	130,8	138,5	146,2	153,9
132,5	141,4	150,2	159,0	167,9	176,7
150,8	160,9	170,9	181,0	191,0	201,1
170,2	181,6	192,9	204,3	215,6	227,0



$d$ , мм	$\frac{\pi d^2}{4}$ , мм <sup>2</sup>	Давление,				
		50	55	60	65	70
18	254,5	127,2	140,0	152,7	165,4	178,1
19	283,5	141,7	155,9	170,1	184,3	198,4
20	314,2	157,1	172,8	188,5	204,2	219,9
22	380,1	190,0	209,0	228,1	247,1	266,1
24	452,4	226,2	248,8	271,4	294,1	316,7
25	490,9	245,4	270,0	294,5	319,1	343,6
26	530,9	265,4	292,0	318,5	345,1	371,6
28	615,8	307,9	338,7	369,5	400,3	431,1
30	706,9	353,4	388,8	424,1	459,5	494,8
32	804,2	402,1	440,3	482,5	522,7	562,9
34	907,9	453,9	499,3	544,7	590,1	635,5
35	962,1	481,0	529,1	577,3	625,4	673,5
36	1018	509,0	560,0	610,8	661,7	712,6
38	1134	567,0	623,7	680,4	737,1	793,8
40	1257	628,5	691,3	754,2	817,0	879,9
42	1385	692,5	761,7	831,0	900,2	979,5
44	1521	760,5	836,5	912,6	988,6	1065
45	1590	795,0	874,5	954,0	1033	1113
46	1662	831,0	914,1	997,2	1080	1163
48	1810	905,0	995,5	1086	1176	1267
50	1963	981,5	1079	1178	1276	1374
52	2124	1062	1168	1274	1381	1487
54	2290	1145	1259	1374	1488	1603
55	2376	1188	1307	1426	1544	1663
56	2463	1231	1355	1478	1601	1724
58	2642	1321	1453	1585	1717	1849
60	2827	1413	1555	1696	1837	1979
65	3318	1659	1825	1991	2157	2323
70	3848	1924	2116	2309	2501	2694
75	4418	2209	2430	2651	2872	3093
80	5027	2513	2765	3016	3267	3519
85	5675	2837	3121	3405	3689	3972
90	6362	3181	3499	3817	4135	4463
95	7088	3544	3898	4253	4607	4962
100	7854	3927	4320	4712	5105	5498

может перемещаться в двух противоположных направлениях (силовые цилиндры двухстороннего действия) или только в одном направлении (силовые цилиндры одностороннего действия). Обратный ход гидроцилиндра одностороннего действия совершается под действием внешней нагрузки или пружины. В большинстве случаев эти цилиндры не имеют поршней, роль последних выполняют штоки (плунжеры).

Для предотвращения наружных утечек рабочей жидкости по разъемам гидроцилиндра и штоку, а также перетекания жидкости из одной полости в другую поршень, шток и неподвижные разъемные соединения герметизируются с помощью уплотнительных устройств.

Параметрами гидроцилиндров, определяющими их геометрические размеры и выходные характеристики, являются внутренний диаметр  $D$  цилиндра; ход  $x$  и наружный диаметр  $d$  штока; рабочее давление  $p$ . Диаметры цилиндра  $D$  и штока  $d$  определяют площадь поршня  $f$ , а следовательно, и усилие, развиваемое цилиндром при заданном рабочем давлении. Основные расчет-

кг/см <sup>2</sup>					
75	80	85	90	95	100
190,9	203,6	216,3	229,0	241,8	254,5
212,6	226,8	241,0	255,1	269,3	283,5
235,6	251,4	267,1	282,2	298,5	314,2
285,1	304,1	323,1	342,1	361,1	380,1
339,3	361,9	384,5	407,2	429,8	452,4
368,2	392,7	417,3	441,8	466,3	490,9
398,2	424,7	451,3	477,8	504,3	530,9
461,8	498,6	523,4	554,2	585,0	615,8
530,2	565,5	600,9	636,2	671,5	706,9
603,1	643,3	683,6	723,8	764,0	804,2
680,9	726,3	771,7	817,1	862,5	907,9
721,6	769,7	817,8	865,9	914,0	962,1
763,5	814,4	865,3	916,2	967,1	1018
850,5	907,2	963,9	1020	1077	1134
942,7	1006	1068	1131	1194	1257
1039	1108	1177	1246	1316	1385
1141	1217	1293	1369	1445	1521
1192	1272	1351	1431	1510	1590
1246	1330	1413	1496	1579	1662
1357	1448	1538	1629	1719	1810
1472	1570	1668	1767	1865	1963
1593	1699	1805	1912	2018	2124
1717	1832	1946	2061	2175	2290
1782	1901	2020	2138	2257	2376
1847	1970	2093	2217	2340	2463
1981	2114	2246	2378	2510	2642
2120	2262	2403	2544	2686	2827
2488	2654	2820	2986	3152	3318
2886	3078	3271	3463	3656	3848
3313	3534	3755	3976	4197	4418
3770	4022	4273	4524	4776	5027
4256	4540	4824	5107	5391	5675
4771	5090	5408	5726	6044	6362
5316	5670	6025	6379	6734	7088
5890	6283	6676	7069	7461	7854

ные зависимости, связывающие геометрические размеры гидроцилиндров с их выходными параметрами, приведены в табл. 120—121. Основные параметры гидроцилиндров (диаметры цилиндра и штока, ход штока и рабочее давление) регламентируются ГОСТ 16029—70 и ГОСТ 6540—68 (табл. 122—126).

При проектировании гидроцилиндра расчет ведут в такой последовательности:

- 1) по условиям компоновки определяются максимально допустимые габаритные размеры цилиндра;
- 2) определяется расчетная величина внешней нагрузки, приведенная к штоку цилиндра и действующая вдоль его оси (рис. 90);
- 3) определяется сила, необходимая для преодоления внешней нагрузки в обе стороны движения штока;
- 4) выбираются схема цилиндра и способ его крепления;
- 5) определяется ход штока и округляется до ближайшего значения по ГОСТ 6540—68 (табл. 122);

- 6) задается величина рабочего давления в цилиндре (табл. 123);  
 7) определяются потребные площади поршня по найденным величинам потребной силы и рабочего давления (рис. 91 и табл. 126);  
 8) определяются диаметры цилиндра  $D$  и штока  $d$ . В выполненных конструкциях цилиндров  $d \approx (0,5...0,7) D$ .

Полученные значения  $D$  и  $d$  округляются до ближайших значений по ГОСТ 6540—68 (табл. 122);

- 9) по заданной скорости перемещения штока определяется расход масла (рис. 91);

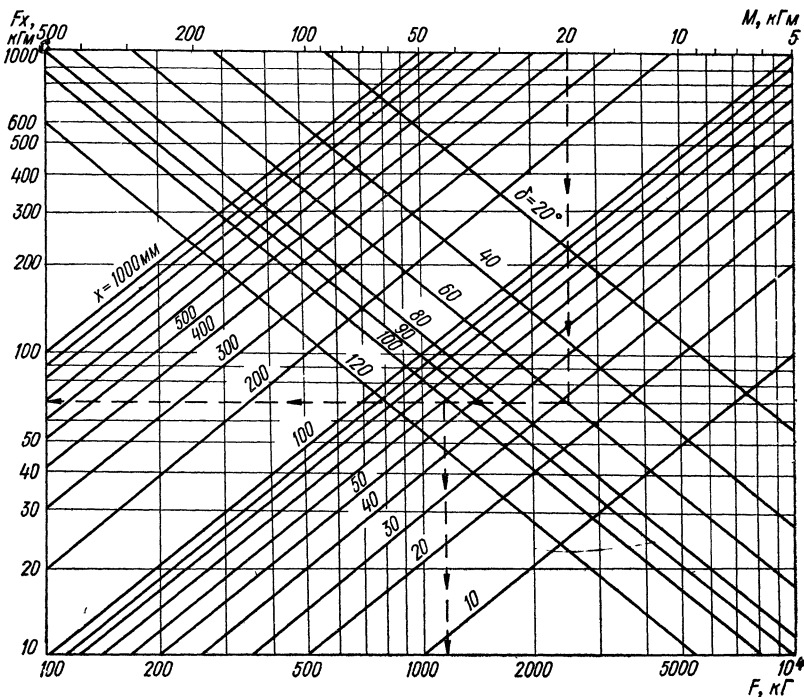


Рис. 90. Номограмма для определения работоспособности гидроцилиндра.  
 Ключ номограммы:  $M \rightarrow \delta \rightarrow Fx \rightarrow x \rightarrow F$ .

10) производится предварительная проработка конструкции цилиндра по прикидочным расчетам на прочность и устойчивость (см. гл. VI) с увязкой основных размеров.

При наличии стандартизованных гидроцилиндров расчет заканчивается пунктом 6 и выбором цилиндра по соответствующему ГОСТ или ОСТ.

Для силовых цилиндров (рис. 88), обеспечивающих поворот вала привода на некоторый угол  $\delta$ , одним из основных параметров следует считать его работоспособность. Под работоспособностью  $A$  понимается произведение хода штока на силу, развиваемую силовым цилиндром при заданном рабочем давлении:  $A = Fx$ .

Как правило, нагрузка в этом случае задается величиной момента  $M$  и углом поворота  $\delta$  вала привода. Взаимосвязь между этими параметрами для ориентировочных расчетов выражается уравнением

$$Fx = 2M \operatorname{tg}(\delta/2).$$

По работоспособности силового цилиндра, соответствующей заданным параметрам  $M$  и  $\delta$  нагрузки, определяют ряд ходов  $x$  штока и соответствующих им сил  $F$ , необходимых для преодоления нагрузки. Зная ряд ходов  $x$  штока и сил  $F$ , легко подобрать из нормализованного ряда необходимый силовой цилиндр. При расчетах рекомендуется пользоваться номограммой, приведенной на рис. 90.

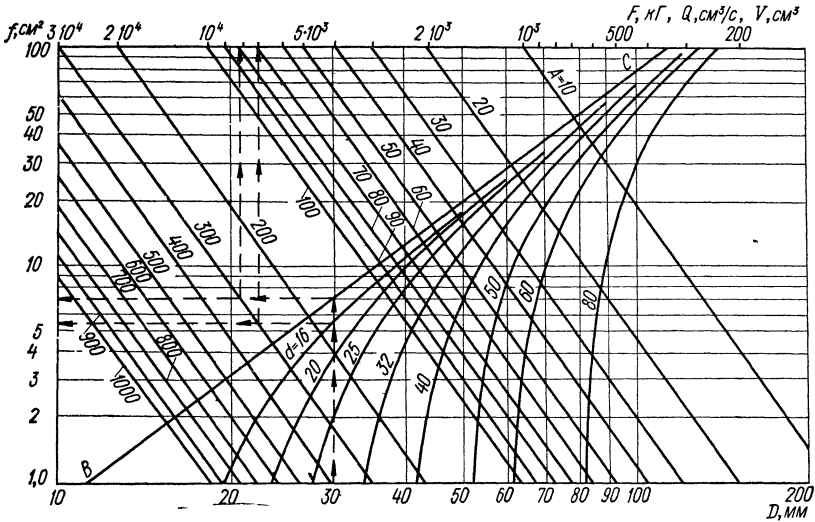


Рис. 91. Номограмма для определения основных параметров гидроцилиндра с односторонним выходом штока (рис. 89, а) при  $\eta_{\text{мех}} = 1$ .

## ЭЛЕМЕНТЫ КОНСТРУКЦИИ

В различных отраслях машиностроения разработан ряд стандартизованных конструкций гидроцилиндров [3, 15, 20, 39, 45].

Помимо гидроцилиндров, выполненных по основным схемам (рис. 89), применяются гидроцилиндры, оснащенные дополнительными элементами, обеспечивающими торможение или фиксацию штока, ограничение хода (табл. 127, 128, 129) и т. п.

Торможение штока в конце хода применяется в гидроцилиндрах с большими присоединенными массами, а также с внешней нагрузкой, направление которой совпадает с направлением усилия, развиваемого цилиндром. Торможение обеспечивается дросселированием вытесняемой из цилиндра жидкости и соответствующим повышением давления в нем за счет изменения площади  $f_{\text{др}}$  дроссельной щели на выходе жидкости. Изменение  $f_{\text{др}}$  по ходу штока на участке торможения обеспечивается выносными (рис. 92, а) или встроенными (рис. 92, б и в) в цилиндр дросселями. Зависимости для приближенного расчета параметров дросселя с равнозамедленным движением штока с массой  $m$  под действием внешней нагрузки  $F_{\text{вн}}$  приведены в табл. 128. Действующие силы описываются уравнением

$$ma + F_{\text{вн}} - p_2 f_2 = 0.$$

Путь торможения  $x_{\text{т}}$  обычно принимается равным 5—25 мм. Давление  $p_1$  в камере торможения принято постоянным, не превышающим  $p_{\text{доп}}$  по прочности цилиндра, силы трения и давление слива не учитываются. Случаи с другими законами торможения подробно рассмотрены в литературе [10, 21, 60].

## 127. Гидроцилиндры с регулируемым ходом поршня (по ГОСТ 8755-71)

$D$ , мм	$d$ , мм	$p$ , кг/см <sup>2</sup>	Исполнение цилиндра
55; 75; 90 100	30 40	100	1
50; 63; 80 100	32 45	140	2
50; 63; 80 100	32 45	160	3
50; 63; 80	45	200	4

Примечание. Пределы регулирования хода — от 40 до 200 мм.

Условное обозначение цилиндра исполнения 2 с внутренним диаметром 100:

Ц 100-2 ГОСТ 8755-71.

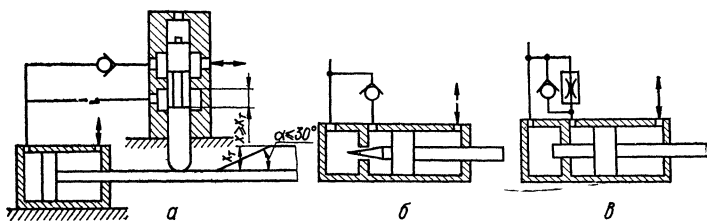


Рис. 92. Схемы тормозных дросселей гидроцилиндров:

*a* — выносного; *b* и *v* — встроенных соответственно переменного и постоянного сечения.

**Механические замки.** Обеспечивают фиксацию штока гидроцилиндра в крайних втянутом или выдвинутом положениях при отсутствии давления жидкости (табл. 129). Наибольшее распространение получили шариковые замки.

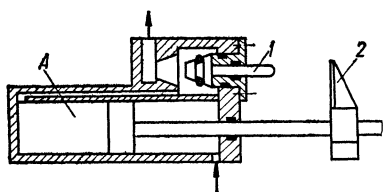
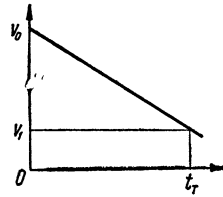
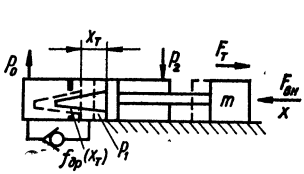


Рис. 93. Регулируемый ограничитель хода штока гидроцилиндра.

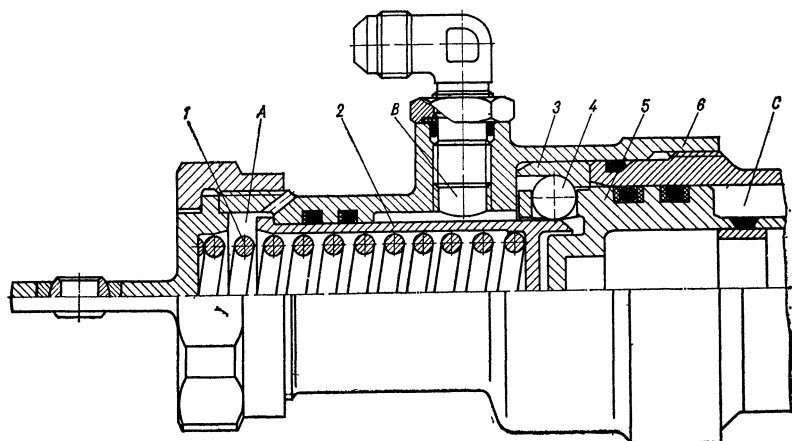
Пружинная полость *A* такого замка в корпусе *б* обычно сообщается с атмосферой, а полости *B* и *C* через распределитель — с линиями давления или слива гидросистемы. При полностью втянутом штоке и отсутствии давления в полости *B* шарики *4* опираются на поршень *5*, запорную втулку *2* и обойму *3* и удерживают поршень со штоком в крайнем положении с помощью механического замка. Для открытия замка в полость *B* под давлением подается жидкость, в результате чего запорная втулка *2* перемещается, сжимая пружину *1*. Шарики при этом освобождаются и перемещаются вместе с поршнем в направлении другого крайнего положения. Для повышения нагрузки, действующей на замок, рекомендуется заменить шарики сегментными

128. Зависимости для приближенного расчета торможения штока в конце хода

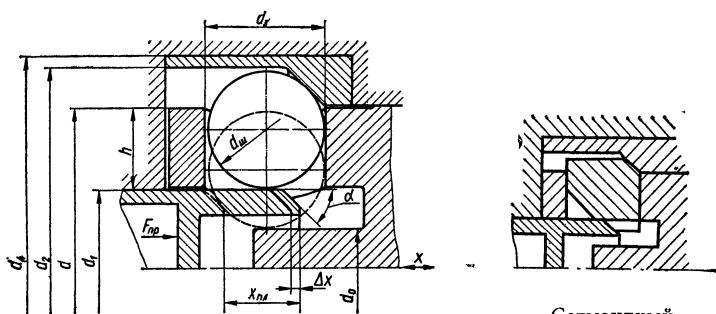


Параметр	Зависимость
Скорость в конце торможения	$v_{т} \approx (0,1 \dots 0,2) v_0$
Давление торможения	$p_1 \leq 1,25 p = \text{const}$
Время торможения	$t_{т} = \frac{2x_{т}}{\Delta v} = \frac{2x_{т}}{v_0 - v_{т}}$
Давление торможения	$p_1 = \frac{1}{f_1} (ma + F_{вн}) + p_2 f_2,$ $a = \frac{v_0 - v_{т}}{t_{т}} = \frac{\Delta v^2}{2x_{т}}$
Площадь дроссельной щели в начале торможения	$f_{др. о} = \frac{v_0 f_1}{\mu \sqrt{\frac{2g}{\gamma} p_1}}$
То же, в конце торможения	$f_{др. т} = \frac{v_{т} f_1}{\mu \sqrt{\frac{2g}{\gamma} p_1}}$

129. Замки крайних положений штока гидроцилиндра



Шариковые



Сегментный

Параметр	Расчетная зависимость
Основные геометрические размеры, мм	$d_0 = d - 2d_{ш}; \quad d_1 = d - 1,8d_{ш};$ $d_2 = d \pm 0,8d_{ш}; \quad d_3 \geq d_{ш} + 0,01;$ $h = 0,6d_{ш}$
Максимальное число шариков в замке, исходя из возможностей компоновки	$z_{\max} = \frac{\pi d_0}{d_{ш}}$

Параметр	Расчетная зависимость
Допускаемое число шариков по условию прочности ( $K \geq 2$ — коэффициент неоднородности работы шариков в замке; $n \geq 2$ — запас прочности; $F_{\text{вн}}$ — внешняя нагрузка на шток; $F_{\text{ш}}$ — разрушающая нагрузка на шарик)	$z_{\text{min}} = K \frac{n}{F_{\text{ш}}} (f\rho + F_{\text{вн}})$
Ход плунжера для открытия замка Запас хода плунжера на открытие и закрытие замка	$x'_{\text{пл. min}} \approx 0,85d_{\text{ш}} \text{ (при } \alpha = 60^\circ\text{),}$ $x'_{\text{пл. min}} \approx 0,6d_{\text{ш}} \text{ (при } \alpha = 45^\circ\text{)}$ $\Delta x_3 = \Delta x_0 \geq 0,15d_{\text{ш}}$
Полный ход плунжера	$x_{\text{пл}} \approx 1,15d_{\text{ш}} \text{ (при } \alpha = 60^\circ\text{),}$ $x_{\text{пл}} \approx 0,9d_{\text{ш}} \text{ (при } \alpha = 45^\circ\text{)}$
Расчетное давление, — требуемое для перемещения плунжера в начале хода ( $p_{\text{тр}}$ — давление, необходимое для преодоления сил трения)	$p_p \geq 1,25p_{0 \text{ max}} + p_{\text{тр}}$
То же, при подаче давления слива в полость А	$p_p \geq 1,5p_{\text{тр}}$

вкладышами. С целью уменьшения габаритов пружины и предотвращения открытия замка при повышении давления на сливе и полости В выше расчетного (для пружины) рекомендуется полость А постоянно соединить с линией слива жидкости в гидросистему.

**Регулируемый ограничитель хода штока.** Клапан 1 ограничения хода штока на втягивании находится в крышке цилиндра и не препятствует выходу жидкости из полости (рис. 93, табл. 127). Клапан перемещается упором 2 и запирает полость А, при этом движение штока прекращается. Изменением положения упора 2 регулируется крайнее положение штока [56].

## МАТЕРИАЛЫ И ОБРАБОТКА

Материал гидроцилиндров должен обладать достаточно высокой прочностью, обеспечивающей работоспособность при заданном рабочем давлении; при давлениях до 100 кг/см<sup>2</sup> применяют материалы с  $\sigma_{\text{в}} \geq 15...60$  кг/мм<sup>2</sup>, при 100—200 кг/см<sup>2</sup> — с  $\sigma_{\text{в}} \geq 30...90$  кг/мм<sup>2</sup>, а при давлениях более 200 кг/см<sup>2</sup> — с  $\sigma_{\text{в}} \geq 90$  кг/мм<sup>2</sup>.

Материалы трущихся пар (поршень и цилиндр, шток и направляющая), помимо требуемой высокой прочности, должны обладать хорошими антифрик-



ционными свойствами при достаточно больших скоростях возвратно-поступательного движения. Как правило, одна из деталей трущейся пары выполняется из материала меньшей твердости или же применяются одинаковые материалы с твердым покрытием (хромирование, твердое анодирование и т. п.) одной из них. В конструкциях гидроцилиндров применяются следующие материалы трущихся пар: сталь — чугун; сталь — упрочненная сталь; сталь — материал с хромированной поверхностью; сталь — алюминиевый сплав с твердоанодированной поверхностью; сталь — бронза и др.

Основные сведения о материалах деталей силовых цилиндров, а также о требованиях к их обработке приведены в табл. 130—136. Материал для изготовления деталей гидроцилиндров может поставляться в виде прутков, труб, поковок или литья. Литье применяется в основном только для давлений не выше  $100 \text{ кг/см}^2$ . Стальные горячекатаные бесшовные трубы изготавливаются по ГОСТ 8732—70; холоднотянутые и холоднокатаные — по ГОСТ 8734—58.

Детали силовых цилиндров изготавливают из коррозионно-стойких материалов или покрывают их поверхность защитными гальваническими покрытиями, наружные поверхности окрашивают.

Требования к точности изготовления деталей гидроцилиндров и шероховатости их поверхностей определяются в основном условиями работы уплотнительных узлов и трущихся поверхностей (см. гл. V и табл. 130). Практический интерес представляет виброобкатывание поверхностей трущихся пар.

**Виброобкатывание** [61] — процесс образования поверхностей деталей с практически регулярным микрорельефом. После виброобкатывания поверхность имеет микронеровности с большими шагом, радиусами закруглений выступов и впадин, малое число выступов на единицу длины опорной поверхности. В зависимости от режима виброобкатывания различают четыре вида микрорельефа или их сочетания. Внешний вид виброобкатанной поверхности — мелкая сетка искаженных синусоид.

Регулярность микрорельефа позволяет повысить маслосъемкость и несущие способности контактирующих поверхностей. Благодаря этому виброобкатывание является эффективным способом повышения износостойкости и герметичности контактирующих пар, в частности узлов уплотнения, уменьшения трения и других важных эксплуатационных свойств. Например, в узлах уплотнения с виброобкатанными штоками по сравнению с шлифованными (при равной шероховатости) силы трения снижаются на 20...25%, а герметичность повышается на 10...18%. Оптимальный микрорельеф определяется по стендовым испытаниям образцов трущихся пар и контролируется по эталону.

Виброобкатывание цилиндрических и торцевых поверхностей производится путем пластической деформации вращающейся детали шаровым или алмазным наконечником инструмента, совершающим осциллирующее движение. При виброобкатывании плоских поверхностей деталь имеет поступательное перемещение, а инструмент с наконечником вращается и одновременно совершает осциллирующее перемещение с заданной амплитудой (табл. 131). По данным канд. техн. наук Ф. Ф. Куприянова виброобкатывание хромированных деталей целесообразно выполнять по специальной технологии. При слое хрома 10—20 мкм виброобкатывание производится до нанесения покрытия, а при слое 40—80 мкм — по покрытию. В последнем случае поверхность имеет впадины с глубиной до 2,5 мкм и выступы с острыми вершинами. Такую поверхность рекомендуется полировать плоским притиром из смеси 60% акрилата АСТ-Т и 40% алмазного порошка на приспособлении для виброобкатывания. После полирования глубина впадин микрорельефа уменьшается до 0,4—0,6 мкм, переходы поверхности становятся плавными, шероховатость снижается, размер полируемого диаметра уменьшается на 3—4 мкм. Притирка производится с подачей до 0,07 мм/об при усилии пружина 12 кг, частоте вращения детали 600...700 мин<sup>-1</sup> и двух проходах. В качестве охлаждающей жидкости при виброобкатывании используется масло индустриальное МС-20, при притирке — керосин.

**130. Рекомендуемые материалы и параметры обработки деталей силовых цилиндров**

Деталь	Материал	Допуск на обработку диаметра трущейся поверхности	Класс точности резьб
Цилиндр (гильза)	30ХГСНА; 30ХСА; 20; 30; 45; твёрдоанодированные сплавы алюминия Д16Т; АК-4; АК-6	По $A_2, A_3$	2
Поршень	30ХГСА; СЧ21-40; СЧ28-48; СЧ32-52	По $X_3$	3
Шток	30ХГСА; 40Х; 35; 45	По $X_3$	2—3
Направляющая штока	30ХГСА; СЧ21-40; СЧ28-48; СЧ32-52; твёрдоанодированные сплавы алюминия АК-6; АК-4; Д16Т; текстолит	По $A_2, A_3$	2
Крышка	30ХГСНА; 30ХГСА; 35; 45; СЧ21-40; СЧ28-48; СЧ32-52; сплавы алюминия Д16Т; АК-4; АК-6	—	2

**131. Основные параметры процесса виброобкатывания**

Параметр	Значение
Параметр $Ra$ шероховатости поверхности до виброобкатывания, мкм:	
без покрытия	0,32—0,4
до нанесения слоя хрома толщиной 10—12 мкм	0,08—0,1
после нанесения слоя хрома толщиной 40—80 мкм	0,08—0,1

Параметр	Значение
Подача инструмента, мм/об, по поверхности: нехромированной хромированной	0,3—1,0 0,5—0,8
Радиус шарикового наконечника для виброобкатывания поверхности с твердостью $HRC < 50$ Радиус алмазного наконечника для виброобкатывания хромированных поверхностей с твердостью $HRC > 50$	4—6 0,8—1,2
Усилие прижима наконечника, кГ, к поверхности: нехромированной покрытой слоем хрома 10—20 мкм » » » 40—80 мкм	До 18 16—18 До 14
Частота вращения, об/мин, для деталей диаметром 5—42 мм	400—80
Время приработки трущихся пар после виброобработки, ч, при твердости $HV$ 170 810	До 2 До 24

Примечание. При нанесении слоя хрома 10—20 мкм поверхность виброобкатывают до хромирования.

### 132. Рекомендуемые материалы и параметры обработки деталей шариковых замков

Деталь	Материал	Размер	Допуск на размер	Поверхность	Параметры шероховатости поверхности $R_a$ , мкм	Рекомендуемая обработка
Втулка	16ХГТА	$d$	По $C_3$	По диаметру $d_1$ и конусу	0,2...0,16	Цементировать на глубину 0,8—1 мм в зоне соприкосновения с шариками; твердость в местах цементации $HRC$ 58...62; середина и остальное — $\sigma_B = 100...120$ кГ/мм <sup>2</sup>

Деталь	Материал	Размер	Допуск на размер	Поверхность	Параметры шероховатости поверхности $R_a$ , мкм	Рекомендуемая обработка
Упор	ШХ15	$d_4$  Все остальные размеры	По $C_3$  По $X_4$	По диаметру $d_3$ и конуса	0,4...0,32	Калить ( $HRC$ 60...65); оксидофосфатировать
Поршень	30ХГСА	$d$  $d_3$	По $X_3$  По $A$ или $A_3$	По диаметрам $d$ и $d_3$	0,2...0,16	Калить ( $\sigma_B = 100...120$ кг/мм <sup>2</sup> ); оксидофосфатировать
Пружина	70, 65С2ВА	—	—	—	—	Кадмировать, слой 9—13 мкм

### 133. Выборочный сортамент шариков (по ГОСТ 3722—60) и основные характеристики

Диаметр шарика		Разрушающая нагрузка, кг, не менее	Вес одной штуки, г	Допускаемые отклонения, мм, диаметров шариков от номинальных для групп		
дюйм	мм			В	П	Н
1/8	3,175	550	0,13	±0,005	±0,01	±0,025
5/32	3,969	860	0,25			
7/32	5,556	1660	0,7	±0,01	±0,025	±0,05
11/32	8,731	4050	2,68			
13/32	10,319	5600	4,43			
15/32	11,906	7500	6,93	±0,01	±0,05	±0,1
1/2	12,7	8500	8,42			

Примечание. Шарики изготавливают из сталей подшипниковой ШХ и нержавеющей Х18 (ЭИ229) Твердость шариков —  $HRC$  62...66.

### 134. Допускаемые отклонения от сферичности и разноразмерность шариков в партии (по ГОСТ 3722—60)

Степень точности шариков	Диаметр шариков, мм		Допускаемые отклонения от сферичности (овальность, огранка), мкм	Допускаемая разноразмерность, мкм
	свыше	до		
0	3	30	0,4	0,8
I	0,8	30	0,5	1,0
II	0,8	30	1,0	2,0
III	0,8	30	1,5	3,0

Условное обозначение шариков диаметром 1/2" группы Н третьей степени точности:

III 1/2 Н ГОСТ 3722—60

### 135. Защитные покрытия деталей силовых цилиндров

Процесс	Краткая характеристика покрытия	Материал детали	Характеристика поверхностей	Толщина покрытия * и твердость по Виккерсу	Внешняя среда
Твердое хромирование	Гальваническое покрытие; применяется для повышения поверхностной твердости, сопротивления износу металла, коррозионной устойчивости; блестящая поверхность	Сталь	Нагруженные, работающие в среде рабочей жидкости (шток, гильза) с уплотнениями из эластичных материалов	40—80 мкм, HV 750...900	Влажная атмосфера, растворы щелочей, азотная, уксусная и молочная кислоты
Цинкование	Горячее покрытие, получаемое путем погружения в ванну с расплавленным металлом; применяется только для антикоррозионной защиты	»	Не работающие на истирание, не омываемые рабочей жидкостью	10—50 мкм, HV 50...60	Влажная атмосфера с температурой не выше 70° С
Кадмирование	Гальваническое покрытие; применяется для антикоррозионной защиты; покрытие имеет серебристо-белый цвет с синеватым отливом	»	То же	3—20 мкм	Влажная атмосфера, морская вода и растворы, содержащие хлориды
Фосфатирование	Антикоррозионное покрытие, получаемое путем обработки детали раствором первичной кислоты марганцевой соли фосфорной кислоты, при этом образуется неорганическая защитная пленка	»	Омываемые рабочей жидкостью, но не работающие на истирание	5—8 мкм	Рабочие жидкости гидросистем, влажная атмосфера
Оксидирование	Защитно-декоративное покрытие, образующееся окисной пленкой из сернокислого электролита (цвет назначается конструктором)	Сплавы алюминия	Не работающие на истирание	—	То же

Процесс	Краткая характеристика покрытия	Материал детали	Характеристика поверхностей	Толщина покрытия * и твердость по Виккерсу	Внешняя среда
Твердое анодирование	Износостойкое и защитное покрытие, образующееся окисной пленкой из сернистого электролита (цвет — от белого до черного)	Сплавы алюминия	Работающие на истирание в среде рабочей жидкости	До HV 770	Рабочие жидкости гидросистем, влажная атмосфера
Окраска	Защитно-декоративное покрытие; детали грунтуются, шпаклюются и окрашиваются масляными красками или эмалью	Сталь, чугун, сплавы алюминия	Наружные (кроме поверхностей штока, посадочных и присоединительных мест)	—	То же
Ферро-сульфидирование	Покрытие обеспечивает улучшение приработки трущихся пар, предотвращение их задиrow, улучшение смазки	Сталь	Поверхности плунжеров цилиндров одно-стороннего действия и золотников, работающие на истирание	—	Рабочие жидкости гидросистем

\* Толщину покрытия при оксидировании и твердом анодировании см. в табл. 136.

### 136. Толщина пленок при оксидировании алюминиевых сплавов

Марка материала	Общая толщина пленки, мкм	Прирост размера на одну сторону, мкм	Марка материала	Общая толщина пленки, мкм	Прирост размера на одну сторону, мкм
Обычное анодирование			Д16	35—42	20—30
В95	16—22	8—10	АЛ-4	30—48	17—23
АК6	25—29	13—15	АЛ-8	42—64	23—27
Д16	11—17	7—8	АЛ-6	32—45	17—20
АЛ-4	11—18	6—9	Износостойкое анодирование (50—60 мкм на диаметр)		
АЛ-8	11—14	5—7	В95	42—50	22—24
АЛ-6	12—16	5—8	АК6	52—63	22—23
Износостойкое анодирование (30—40 мкм на диаметр)			Д16	40—70	30—40
В95	25—35	13—15	АЛ-4	42—60	16—20
АК6	30—35	12—17	АЛ-8	63—77	32—35
			АЛ-6	35—49	16—23

## УПЛОТНЕНИЯ

### ХАРАКТЕРИСТИКИ УПЛОТНЕНИЙ

**Классификация и области применения уплотнений.** По назначению уплотнения делятся на уплотнения неподвижных и подвижных соединений.

Уплотнение неподвижных неразъемных соединений осуществляется с помощью сварки, пайки, склеивания и т. п. (табл. 137). Для уплотнения неподвижных разъемных соединений чаще всего используются резиновые кольца (ГОСТ 9833—73). При высоких температурах применяются металлические прокладки. Недостаток плоских металлических прокладок — большие усилия затяжки — в значительной мере может быть устранен путем применения прокладок фасонного сечения или полых металлических колец круглого сечения.

Уплотнения подвижных соединений по принципу работы делятся на три группы. Первая группа — уплотнения, у которых при монтаже создается контактное давление, превышающее давление уплотняемой жидкости (набивки) и уплотнения, у которых при монтаже создается лишь начальное контактное давление, увеличивающееся в процессе работы под действием давления жидкости (манжеты и резиновые кольца).

В настоящее время набивки применяются редко. Они сохранились только в системах, работающих в тяжелых условиях (агрессивные среды, высокие температуры и давления). Преимуществом манжетных и кольцевых уплотнений перед набивками является возможность обеспечения герметичности при значительно меньших контактных давлениях, создаваемых при монтаже.

Величина предварительного контактного давления у V-образных (шевроновых) уплотнений зависит от материала манжет. U-образные манжеты, изготовленные из резины и полихлорвинила, обеспечивают герметичность при контактном давлении 5—25 кг/см<sup>2</sup>, создаваемом при деформации их в процессе монтажа. Общим недостатком для всех манжетных уплотнений является необходимость в специальных распорных устройствах (манжетодержателях) и в установке манжет в разъемных канавках. Указанного недостатка лишены уплотнения резиновыми кольцами круглого, прямоугольного, X-образного и других сечений. В настоящее время наиболее простыми и распространенными элементами, применяемыми для уплотнения агрегатов с прямолинейным движением являются резиновые кольца круглого сечения, которые в сочетании с защитными шайбами обеспечивают герметичность при давлении до 400 кг/см<sup>2</sup>.

Для уплотнения гидроагрегатов с минимальным трением, а также газом и агрессивных сред целесообразно применять комбинированные резино-фторопластовые и металло-фторопластовые уплотнения.

Валы, вращающиеся с большой угловой скоростью, при избыточных давлениях до 1,5—2 кг/см<sup>2</sup> уплотняют армированными манжетами, при более высоких давлениях — шевронными или торцевыми уплотнениями. В ограниченном диапазоне давлений и скоростей для уплотнения вращающихся соединений могут применяться резиновые кольца круглого сечения.

Вторая группа уплотнений — контактно-щелевые — применяется при высоких давлениях, температурах и скоростях движения. В качестве таких уплотнений используют металлические (бронза, чугун, сталь и т. п.) упругие кольца. Недостатком упругих колец являются повышенные утечки, вызванные наличием прорезей на кольцах.

К уплотнениям третьей группы — щелевым металлическим — относят золотниковые устройства и элементы двухступенчатых уплотнений, воспринимающие в уплотнительном узле полный перепад давлений и разгружающие при этом неметаллические уплотнительные элементы.

### 137. Виды герметизации неразъемных соединений [47]

Метод соединения	Соединяемые материалы	Рабочее давление, кг/см <sup>2</sup>	Рабочая температура, °С
Сварка: электродуговая аргонная атомно-водородная	Металлы	300—1500	500
Сварка: электростыковая точечная шовная		100	500
Сварка игнитронная, газовая		300—500	500
Сварка тепловоздушная	Синтетические материалы	10—20	75
Пайка с припоем серебряным медно-цинковым оловянно-свинцовым	Металлы	300 200 100	500 250 100
Склеивание: клеем БФ-2, БФ-4, № 88, карбинальным, бакелитовым, эпоксидным	Металлы и пластмассы	5—8	80—200
Склеивание: клеем ВС-10Т, ИП-9, Д1		5—8	200—250
Заливка эпоксидных смол ЭД-5, ЭД-6, герметиков КГ-206, КГ-207		10—20	100—150
Комбинированный: резьбы со склеиванием резь- бы с заливкой суриком или шеллаком, растворенным в спирте		20	100
Комбинированный: резьбы с пайкой резьбы со сваркой	Металлы	300—500	150 450
Завальцовка		5—10	100—200



**Герметичность.** Уплотняемая поверхность представляет собой микро-рельеф, на котором неровности создают чередующиеся между собой выступы и впадины. На отдельных участках впадины, сливаясь друг с другом, образуют каналы, по которым может происходить утечка рабочей жидкости. Герметичность, обеспечиваемая контактными уплотнениями, зависит от ширины участка контактной поверхности и от величины внедрения материала уплотнения во впадины микронеровностей на этом участке. Внедрение материала уплотнения в микронеровности высотой  $h_n$  уплотняемой поверхности с образованием микрокамер высотой  $h^*$ , заполненных жидкостью, обеспечивается контактным давлением  $\bar{p}_k$ , которое вначале искусственно создается при монтаже уплотнения, а затем суммируется с давлением  $p$  рабочей жидкости. Зависимость глубины внедрения материала уплотнения в микронеровности от давления  $\bar{p}_k$  для различных уплотнительных материалов приведена на рис.

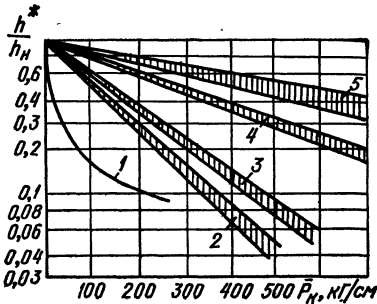


Рис. 94. Зависимость глубины внедрения материала манжеты в микронеровности уплотняемой поверхности от контактного давления: 1 — резина  $H_p = 80$ ; 2 — фторопласт Ф-4; 3 — свинец; 4 — золото; 5 — медь.

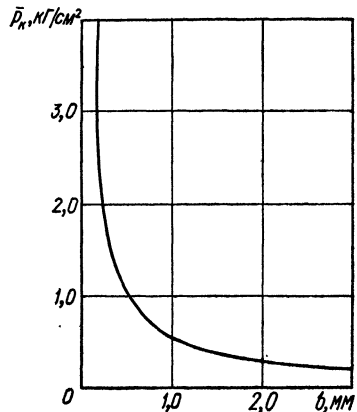


Рис. 95. Зависимость контактного давления от ширины контактной поверхности, при которой обеспечивается герметичность резинового уплотнения.

94 [66]. Ширина контактной поверхности обратно пропорциональна величине контактного давления, так как с увеличением ширины увеличивается количество заполненных уплотнением микрокамер, что позволяет обеспечить герметичность при более низком контактном давлении (рис. 95) [44].

Для большинства жидкостей утечка через капиллярные каналы диаметром до 0,5 мкм, сохранившиеся после внедрения материала уплотнения в микрокамеры уплотняемой поверхности, не наблюдается. Герметичность в этом случае обеспечивается благодаря явлению облитерации — зарастанию капиллярных каналов молекулами поверхностно-активных веществ жидкости.

Герметичность при уплотнении эластомерными материалами в значительной мере определяется режимами работы агрегата. Так, при очень малых скоростях движения имеет место граничное трение, при котором глубина внедрения уплотнения в микронеровности уплотняемой поверхности практически не отличается от глубины внедрения при неподвижном контакте. В этом режиме обеспечивается, как правило, максимальная герметичность агрегата. В диапазоне наиболее распространенных в практике скоростей прямолинейного движения (5—30 см/с) уплотнения работают в режиме смешанного — граничного и жидкостного — трения ( $h^* < h_n$ ). В этом режиме негерметичность определяется разностью объемов жидкости, заключенной в микрокамерах при движении уплотняемой поверхности в прямом и обратном направ-

лениях. Во время движения в микрокамерах возникает гидродинамическое давление, под воздействием которого материал уплотнения вытесняется из микрокамер. При достижении критической скорости, когда высота микрокамер становится больше высоты неровностей ( $h^* > h_n$ ), имеет место переход из режима смешанного в режим жидкостного трения, при котором уплотняемая и уплотняемая поверхность разделены слоем рабочей жидкости, толщина которого определяет величину утечки.

Уплотнения, изготовленные из относительно жестких материалов (полиамиды, фторопласт и т. д.), более чувствительны к шероховатости уплотняемой поверхности и поэтому менее герметичны, чем резиновые.

Процесс возникновения утечек при уплотнении вращающихся соединений армированными манжетами связан, в основном, с тем, что с увеличением скорости вращения резина теряет способность копировать микронеровности вала. Этому также способствует биение вала и старение резины под влиянием высоких температур, развивающихся в контактной зоне. Поэтому в нормативных документах оговариваются шероховатость поверхности, допускаемое биение вала и материал манжеты.

**Трение.** Различают несколько видов трения при контакте эластомерных материалов с уплотняемой поверхностью [33]. Поверхностно-адгезионный вид трения обусловлен взаимодействием между полимерными цепями и граничной пленкой твердого тела. В результате непрерывно возникающих и разрушающихся при этом связей возникают механические потери в поверхностном слое резины. Деформационный вид трения обусловлен тем, что при движении резина, копируя микронеровности твердого тела, постоянно деформируется. При этом возникают гистерезисные потери, доля которых в общем трении весьма значительна. Трение резания (абразивное трение) вызвано разрушением поверхности эластомерного материала острыми выступами микронеровностей. Помимо перечисленных видов имеет место жидкостное трение в пленке смазывающей жидкости.

Доля каждого вида трения зависит от микрорельефа уплотняемой поверхности, вязкости жидкости и режима работы агрегата. Так, в режиме граничного трения преобладают адгезионная и гистерезисная составляющие трения, причем со снижением шероховатости поверхности существенно увеличивается адгезионная составляющая. С учетом этого при необходимости обеспечения минимального трения при малых скоростях движения целесообразно применять уплотнения, изготовленные на основе фторопласта-4, обладающего низкими адгезионными свойствами. В режиме смешанного трения, наиболее характерном для гидроагрегатов, адгезионные и гистерезисные потери уменьшаются, но одновременно возрастают потери, связанные с жидкостным трением. В результате этого при увеличении скорости движения величина общей силы трения существенно уменьшается. В режиме, при котором уплотнение и уплотняемая поверхность полностью разделены пленкой жидкости (жидкостное трение), сила трения пропорциональна вязкости жидкости и скорости движения.

При выдержке агрегата в неподвижном состоянии сила страгивания резиновых уплотнений возрастает в 5—8 раз в зависимости от времени выдержки. Этот недостаток, связанный с вытеснением резиной жидкости из микрокамер, также устраняется при применении уплотнений на основе фторопласта-4.

Долговечность эластомерных уплотнений агрегатов с прямолинейным движением может быть ориентировочно определена по эмпирической формуле [19]

$$T = (1/n)(K/p)^3, \text{ ч},$$

где  $n$  — количество двойных ходов (циклов) в минуту;  $p$  — давление жидкости,  $\text{кг/см}^2$ ;  $K$  — коэффициент работоспособности.

Для круглых колец по ГОСТ 9833—73  $K = 2500$ , для манжет по ГОСТ 6969—54  $K = 2800$ , для резинотканевых шевронных манжет  $K = 3000$ . Долговечность уплотнений вращающихся соединений [19]

$$T = K_1 r / (f \bar{p}_K)^3 v, \text{ ч},$$

где  $\bar{p}_k$  — среднее контактное давление,  $\text{кг/см}^2$ ;  $f$  — коэффициент трения;  $v$  — окружная скорость;  $\text{м/с}$ ;  $r$  — радиус уплотняемой поверхности;  $\text{см}$ ;  $K_I$  — коэффициент работоспособности.

Среднее контактное давление для эластомерных уплотнений резиновыми кольцами круглого сечения определяется по формуле

$$\bar{p}_k = \bar{p}_e + (0,8 \dots 0,9)p,$$

где  $\bar{p}_e$  — контактное давление, создаваемое при монтаже;  $p$  — давление жидкости.

Для армированных манжет по ГОСТ 8752—70  $\bar{p}_e = 0,2 \dots 0,4 \text{ кг/см}^2$ , для резиновых колец круглого сечения  $\bar{p}_e = 2 \dots 5 \text{ кг/см}^2$ .

Величина коэффициента трения изменяется с увеличением скорости вращения от 0,1 до 0,01.

Для армированных манжет  $K_I = 1750$ ; для резиновых колец  $K_I = 2,3 \times 10^4$ ; для резиновых колец в наклонной канавке  $K_I = 5 \cdot 10^4$ .

Долговечность уплотнений в значительной мере определяют некоторые конструктивно-технологические факторы. Снижение шероховатости уплотняемой поверхности позволяет уменьшить абразивную составляющую трения и значительно увеличить долговечность уплотнений. При этом следует иметь в виду, что уменьшение шероховатости ниже  $R_a = 0,05 \text{ мкм}$  нецелесообразно, так как при этом уменьшается объем заполненных маслом микрокамер на уплотняемой поверхности и возрастает адгезионная составляющая трения. Более целесообразным является применение процесса виброобкатывания [61], обеспечивающего увеличение ресурса работы уплотнения.

При давлениях свыше  $150 \text{ кг/см}^2$  эластомерные уплотнения должны предохраняться от выдавливания в зазор защитными шайбами, изготовленными из материалов более жестких, чем резина. Так установка защитных шайб позволяет увеличить срок службы манжет с  $8 \cdot 10^3$  до  $10^5$  двойных ходов при давлении жидкости  $500 \text{ кг/см}^2$  [19].

Для обеспечения требуемой долговечности уплотнений в системах с высокими давлениями особое внимание должно быть обращено на чистоту рабочей жидкости и защиту уплотнений от попадания в контактную зону пыли и грязи. При малых скоростях прямолинейного движения, при работе на маловязких рабочих жидкостях, а также в условиях интенсивного испарения масляной пленки со штоков гидроагрегатов в комплекте с уплотнениями должны устанавливаться маслосборники (сальники).

## МАТЕРИАЛЫ, ПРИМЕНЯЕМЫЕ ДЛЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ УПЛОТНЕНИЙ

### РЕЗИНА [7, 33]

Эксплуатационные качества резины определяются, в основном, маркой каучука, входящего в ее основу. Бутадиен-стирольные и дивинил-метилстирольные каучуки (СКС и СКМС) придают резине стойкость к воздействию воды, спирта, ацетона. Однако такие резины оказываются нестойкими в среде минеральных масел. Содержание стирола в смеси влияет на прочность и износостойкость резины, количество стирола указывают в обозначении (каучук СКС-10 содержит 10% стирола). Чем больше цифра в обозначении, тем выше износостойкость и прочность, но одновременно ниже морозостойкость каучука.

Дивинил-нитрильный (нитрильный) каучук СКН является основой большинства маслостойких уплотнительных резин, обладающих достаточной морозостойкостью и удовлетворительной теплостойкостью. В настоящее время выпускаются каучуки СКН-18, СКН-26 и СКН-40. С увеличением содержания нитрила улучшаются прочностные свойства и повышается маслобен-

зостойкость, но одновременно ухудшается морозостойкость. Температура стеклования каучуков СКН-18, СКН-26 и СКН-40 составляет соответственно — 55°С; —40°С и —20°С.

Хлоропреновые каучуки (наириты) ХП и СКХ также являются основой маслбензостойких резин, однако менее морозостойких, чем резины на основе каучуков СКН. Резины на основе ХП и СКХ применяются при температурах масел не ниже—35°С.

Для изготовления резин, работающих в агрессивных средах и при высокой температуре, применяются фторкаучуки СКФ-26 и СКФ-32. Резины на основе СКФ отличаются высокой стойкостью к воздействию сильных окислителей, синтетических и минеральных масел, топлив и ряда растворителей. Они могут длительно работать при температурах до 200°С и кратковременно до 300°С. К недостаткам этих резин следует отнести их невысокую морозостойкость, сложность технологии изготовления и высокую стоимость.

Резины на основе кремнийорганических (полисилоксановых) каучуков СКТ, СКТВ, СКТН, СКТФ применяются в диапазоне температур от —200°С до +300°С и в агрессивных средах. Недостатками этих резин являются низкие показатели прочности и износостойкости. Резины на основе кремнийорганических соединений применяют, в основном, для уплотнения неподвижных соединений.

**Свойства резин.** Прочность резин при растяжении характеризуется усилием, необходимым для разрушения образца и соответствующими относительным и остаточным удлинениями после разрыва. Кроме того, по диаграмме напряжение — деформация могут быть определены упруго-релаксационные свойства резин. Степень старения материала оценивают по изменению напряжений и деформаций образцов до и после старения. Остаточное сжатие образца заданных размеров определяют при испытаниях на сжатие после его разгрузки и минутного отдыха. Контролируемым параметром является также количество циклов нагружения до разрушения образца (испытания на многократное сжатие).

Упругие свойства резины в значительной степени определяются твердостью. Замер твердости производится при вдавливании в образец наконечника твердомера. Измерение твердости производится двумя методами. Один из них заключается в оценке твердости в условных единицах шкалы, состоящей из 100 делений, соответствующих деформации пружины при вдавливании наконечника твердомера в образец (в СССР оценивают при испытаниях на приборе ТМ-2, за рубежом — по методу Шора). По второму методу твердость, определяемая на приборе ТШМ-2, оценивается по глубине погружения в образец стального шарика под заданной нагрузкой.

### 138. Соотношения единиц твердости и модуля при сжатии

Твердость по шкале Шора (прибор ТМ-2)	Твердость по прибору ТШМ-2, кг/см <sup>2</sup>	Твердость в единицах системы СИ	Модуль при сжатии, кг/см <sup>2</sup>	Твердость по шкале Шора (прибор ТМ-2)	Твердость по прибору ТШМ-2, кг/см <sup>2</sup>	Твердость в единицах системы СИ	Модуль при сжатии, кг/см <sup>2</sup>
40	6,4—4,7	40	15	70	11,4—9,5	70	70
50	7,3—5,5	50	25	80	22,0—14,8	80	100
60	10,0—7,2	60	45	90	39,8—23,0	90	210

В настоящее время в СССР и за рубежом шкалы твердомеров градуируются в единицах системы СИ, которые в диапазоне твердостей 30—85 единиц совпадают с единицами измерений по шкале Шора (табл. 138). Твердость в единицах СИ обозначается  $H_p$ .

Принято считать резины мягкими при  $H_p < 50$ , средней твердости при  $H_p = 60...75$ , твердыми при  $H_p = 75...88$  и очень твердыми при  $H_p > 88$ .

139. Основные показатели резин,

Марка резины	Марка каучука	Диапазон рабочих температур, °С		Тип уплотняемого соединения
		-	+	
В-14	СКН-18	60	100	Подвижные и неподвижные
В-14-1	»	60	100	То же
98-1	»	60	100	» »
ИРП-1054	Смесь	60	100	» »
	СКН-18 и СКМС-10			
НО-68-1	Смесь СКН-18 и наирита	55	100	» »
4327	СКН-18	55	100	» »
4326-1	»	45	100	» »
4670	Смесь СКН-18 и СКН-40	45	100	Подвижные и неподвижные
3109-Н	Наирит	40	130	То же
3465-Н-4	»	40	130	» »
3508-Н-1	»	40	130	» »
С562	»	40	130	Неподвижные
2542-Н	»	35	130	Подвижные и неподвижные
ВИАМ-106-Н	»	30	130	То же
К <sub>3</sub> -117-1	Наирит+СКН-40	30	130	» »
3825	СКН-26	30	100	» »
3824	СКН-40	30	100	Неподвижные
3826С	»	30	100	»
3834	СКН-40	30	100	Неподвижные
ИРП-1225	СКФ-32	20	150	Подвижные и неподвижные
ВР-6	СКФ-26	20	200	Вращающиеся
ИРП-1287	»	25	200	Подвижные и неподвижные
ИРП-1316	»	20	200; 300*	Подвижные

\* При кратковременной работе.

применяемых в гидропроводах

Твердость $H_p$	Относительное остаточное удлинение при разрыве, %, не менее	Предел прочности при раз- рыве, кг/см <sup>2</sup> , не менее	Относи- тельное остаточное удлинение после раз- рыва, %, не более	Темпе- ратура хрупко- сти, —° C	Технические условия
70—77	160	100	8	50	МРТУ 38—5— 1166—64
78—82	140	120	8	50	То же
50—65	160	50	8	60	» »
75—90	120	80	6	55	» »
55—70	250	90	12	55	» »
65—80	170	80	12	50	» »
65—80	170	80	12	50	» »
50—65	140	15	20	40	МРТУ 38—5—1166—64
55—70	350	80	25	30	То же
70—85	180	80	10	40	» »
50—85	450	70	20	40	» »
40—55	500	90	25	45	» »
75—85	180	100	10	32	» »
55—70	300	110	30	40	» »
65—80	300	100	20	35	» »
80—95	120	100	10	30	» »
40—55	320	65	20	45	» »
60—75	300	80	24	27	» »
50—65	250	70	30	33	МРТУ 38—5—1166—64
75—90	130	140	15	—	МРТУ—6—07—6031—64
85—95	40	150	4	—	ТУ 38—5—537—69
70—82	120	120	10	—	МРТУ—38—5—6056—65
76—88	70	160	5	—	ТУ 38—5—275—67

### 140. Основные требования, предъявляемые к резинам стандартизованных уплотнений

Уплотнительный элемент	Группа резины	Твердость Н <sub>Р</sub>	Предел прочности при разрыве, кгс/см <sup>2</sup> , не менее		Относительное удлинение при разрыве, %, не менее	Относительное остаточное удлинение после разрыва, %, не более	Температура хрупкости при замораживании, °С, не выше	Изменение массы при набухании в течение 24 ч при +20±5°С, %, не более*	Коэффициент старения по относительному удлинению за 144 ч при 70°С, не менее	Истираемость (по шкурке), см <sup>2</sup> /кВт·ч, не более
			125	250						
Кольцо круглого сечения (по ГОСТ 18829—73)	0	75—85	125	250	20	—15	15	0,6	375	
	1	55—70	100	300	20	—30	35	0,7	300	
	2	70—80	110	160	8	—50	35	0,6	600	
	3	75—85	120	140	8	—50	35	0,6	600	
	4	75—85	110	150	8	—30	35	0,7	500	
	5	75—90	140	130	15	—25	2	0,8	300	
6	65—80	120	120	10	—25	2	0,8	300		
Манжета (по ГОСТ 6969—54)	—	80—90	80	100	10	—	25	—	1000	
Манжета уменьшенного сечения для ГОСТ 14896—74)	1	75—90	140	130	15	—	2	—	225	
	2	70—85	100	200	28	—	10	—	300	
	3	75—85	125	250	20	—	10	—	300	
	4	70—85	100	150	20	—	20	—	385	
	5	70—85	90	150	4	—	20	—	460	
	6	75—85	120	140	8	—	25	—	600	
Манжета армированная для валов (по ГОСТ 8752—70)	1	75—85	100	200	20	—	25	0,7	—	
	2	75—85	100	200	28	—	20	0,6	—	
	3	67—77	80	280	15	—	15	0,6	—	
	4	76—86	200	90	10	—	3	—	—	

\* Для манжет уменьшенного сечения изменение массы дано для смеси, состоящей из 70% октана (ГОСТ 4374—48) и 30% толуола (ГОСТ 5789—69); для остальных уплотнений — для смеси, состоящей из 75% бензина (ГОСТ 443—56) и 25% бензола (ГОСТ 8448—61).

### 142. Сортамент шнуров из маслобензостойкой

Круглого и квадратного сечения			Шнур				
Номинальный диаметр или высота	Предельное отклонение для резины		Высота	Предельные отклонения для резины			
	мягкой	средней и повышенной твердости		мягкой	повышенной твердости		
2,0	±0,2	±0,2	—	—	—	—	—
2,5	±0,2	±0,2	—	—	—	—	—
3,0	±0,3	±0,3	3,0	±0,3	±0,3	6,0	8,0
4,0	±0,4	±0,4	4,0	±0,4	±0,4	6,0	8,0
5,0	±0,5	±0,4	5,0	±0,5	±0,4	6,0	8,0
6,0	±0,6	±0,5	6,0	±0,6	±0,5	—	8,0
8,0	±0,8	±0,7	8,0	±0,8	±0,7	—	—
10,0	±1,0	±0,9	10,0	±1,0	±0,9	—	—

Примечание. ГОСТ 6467—69 регламентирует размеры круглых шнуров с диа-

Основные показатели некоторых резин, применяемых в гидроприводах, приведены в табл. 139. Требования, предъявляемые к резинам стандартизованных уплотнений, приведены в табл. 140.

Методики определения основных показателей свойств резин, применяемых для уплотнений, стандартизованы: определение предела прочности и относительного удлинения при разрыве, относительного остаточного удлинения после разрыва — ГОСТ 270—64; коэффициента морозостойкости — ГОСТ 13808—68; температуры хрупкости — ГОСТ 7912—56; сопротивления разрыву — ГОСТ 262—73; истираемость — ГОСТ 426—66; коэффициента старения — ГОСТ 271—67; изменения массы при набухании в растворителях — ГОСТ 421—70; относительной остаточной деформации при сжатии — ГОСТ 11099—64; количества циклов сжатия до разрушения образца — ГОСТ 266—67; твердости — ГОСТ 263—53.

#### 141. Основные свойства маслобензостойкой резины (по ГОСТ 7338—65)

Свойства	Резина марки						
	А			Б			В
	Мягкая (М)	Средней твердости (С)	Повышенной твердости (П)	Мягкая (М)	Средней твердости (С)	Повышенной твердости (П)	Повышенной твердости (П)
Относительное удлинение, %, не менее	250	250	200	400	300	180	150
Остаточное удлинение, %, не более	30	30	20	40	40	15	15
в бензине (по ГОСТ 443—56)	+5	+5	+5	35	30	25	20
	-1	-1	-1				
в масле МК44 (по ГОСТ 1013—49)	+1,5	+1,5	+1,5	5	3	3	—

Примечание. Диапазон эксплуатационных температур от -30 до +50° С.  
Условное обозначение технической маслобензостойкой резины марки А мягкой: резина маслобензостойкая марки А мягкая ГОСТ 7338—65.

#### резины (по ГОСТ 6467—69), мм

прямоугольного сечения								
Номинальная ширина								
—	—	—	—	—	—	—	—	—
10,0	12,0	16,0	20,0	—	—	—	—	—
10,0	12,0	16,0	20,0	25,0	—	—	—	—
10,0	12,0	16,0	20,0	20,0	32,0	—	—	—
10,0	12,0	16,0	20,0	25,0	32,0	40,0	—	—
10,0	12,0	16,0	20,0	25,0	32,0	40,0	50,0	—
—	12,0	16,0	20,0	25,0	32,0	40,0	50,0	60,0

метрами до  $D=60$  мм и шнуров с прямолинейным сечением до  $50 \times 60$  мм.



**Техническая резина листовая** применяется для изготовления прокладок, клапанов, уплотнителей и других деталей. Маслобензостойкая резина (по ГОСТ 7338—65) в зависимости от стойкости к воздействию масла и бензина подразделяется на три марки: (табл. 141): А, Б и В.

Сортамент и свойства выпускаемых шнуров из маслобензостойкой резины приведены в табл. 142 и 143.

**143. Физико-механические свойства шнуров и маслобензостойкой резины (тип 4)**

Свойство	Резина		
	мягкая	средней твердости	повышенной твердости
Предел прочности при разрыве, кг/см <sup>2</sup> , не менее	50	55	80
Относительное удлинение, %, не менее	400	300	190
Остаточное удлинение, %, не более	40	40	25
Твердость по ТШМ-2, кг/см <sup>2</sup>	4,5—7,5	7,6—12,0	12,1—20,0
Диапазон рабочих температур, °С	—	(-30)—(+50)	—

Примеры условных обозначений: шнур из маслобензостойкой резины средней твердости круглого сечения диаметром 12 мм — шнур 4С Ø 12 ГОСТ 6467—69, то же из резины повышенной твердости прямоугольного сечения, размером 6×12 мм — шнур 4П 6×12 ГОСТ 6467—69

**ФТОРОПЛАСТЫ (ФТОРЛОНЫ) [57]**

Фторопласт Ф-3 является полимером монохлортрифторэтилена. Он химически инертен, стоек к воздействию всех кислот и щелочей. Допускаемая температура эксплуатации находится в пределах от +70°С до -190°С. Фторопласт Ф-3 не обладает псевдотекучестью, что позволяет применять изготовленные из него прокладки на открытых фланцах (без канавок). При повышении температуры механические свойства фторопласта Ф-3 существенно изменяются. Поэтому для уплотнения подвижных сопряжений деталей при температурах выше 70°С прокладки из фторопласта Ф-3 применять не рекомендуется. Для изготовления уплотнительных деталей фторопласт Ф-3 поставляется в виде порошка (по ГОСТ 13744—68) и заготовок (по ТУ М—830—60).

Фторопласт Ф-4 является полимером тетрафторэтилена. Он химически стоек к воздействию всех кислот, щелочей, органических растворителей, окислителей и других агрессивных сред. Фторопласт Ф-4 не смачивается водой и не набухает в ней. Коэффициент трения фторопласта Ф-4 очень низок, что важно при изготовлении деталей уплотнений подвижных соединений. При уплотнении неподвижных соединений прокладки следует устанавливать только в закрытые канавки, так как этот материал имеет низкий предел псевдотекучести.

Фторопласт Ф-4 в зависимости от конструкции уплотнительного узла можно применять при температурах от -195°С до +250°С и давлениях 300—400 кг/см<sup>2</sup>.

Он поставляется в виде порошка по ГОСТ 10007—72, заготовок (пластин, брусков, дисков, втулок и колец) по ТУ 6—05—810—71, МРТУ 6—05—926—64, ВТУ 52—48—65, СТУ 38—487—64, ТУ 3—338—68, прокладок по

МРТУ 6—05—954—65, защитных шайб для резиновых уплотнений по МРТУ 6—05—953—65, труб по МРТУ 6—05—987—66 и ВТУ 50—48—65, сильфонов по ТУ 1661—169, стружки для сальниковых набивок по ТУ П14—68 и др.

Недостатком уплотнительных элементов, изготовленных из фторопласта Ф-4, является относительно низкая износостойкость. Указанного недостатка можно избежать при применении наполненного фторопласта Ф-4. В качестве наполнителей применяется литейный кокс, графит, бронза, медный порошок, асбест, стекловолокно, дисульфид молибдена и др. Содержание наполнителя в материалах, предназначенных для изготовления уплотнительных элементов, обычно не превышает 20%. Наибольшее распространение получили освоенные отечественной промышленностью наполненные фторопласты Ф4К-20 (смесь фторопласта Ф-4 с 20% по объему литейного кокса марки КЛ-1) по ТУ 6—05—1412—71, ФН-202 (смесь фторопласта Ф-4 с легирующими добавками никеля и дисульфида молибдена) по ТУ П—644—68, АМИП-15М (смесь Ф-4 с микрокристаллическим стеклом — ситаллом — и сернистым молибденом) по ТУ П—407—65, Ф4Г-10 (смесь Ф-4 с графитом) по ТУ П—391—64 и др. Основные свойства чистых и наполненных фторопластов приведены в табл. 144.

#### 144. Основные свойства чистых и наполненных фторопластов

Свойства	Фторопласты			
	Ф-3	Ф-4	Ф4К-20	АМИП-15М
Плотность, г/см <sup>3</sup>	2,16	2,20	2,17	2,19
Разрушающее напряжение при растяжении, кг/мм <sup>2</sup>	350—400	140—250	130	80
Относительное удлинение при разрыве, %	20—40	300	160	90
Напряжение при деформации сжатия 10%, кг/см <sup>2</sup>	165	165	215	205
Модуль упругости при сжатии, кг/см <sup>2</sup>	15000	7100	8050	6400
Твердость по Бринеллю, кг/мм <sup>2</sup>	10—13	3—4	4—5	4,15
Предел псевдотекучности, кг/см <sup>2</sup> , при температуре, °С:	Псевдотеку- чность практичес- ки отсутствует			
25		143	—	—
100		67	—	—
250		29	—	—
Коэффициент линейного термического расширения $\alpha \cdot 10^5$ , 1/град, при температуре, °С:				
от —60 до —10	6	8—10	8	5—8
» —10 » +20	6	10—19	8—11	8—15
» +20 » +30	6—8	19—28	11	15—19
» +30 » +150	8—12	14—15	11—9	12—13
» +150 » +250	—	15—25	9—27	13—21
Отношение износостойкости наполненного фторопласта к износостойкости фторопласта Ф-4	—	—	625	275
Отношение коэффициента трения наполненного фторопласта к коэффициенту трения фторопласта Ф-4	—	—	1,3—1,5	1,3—1,5

## ПОЛИАМИДЫ

Полиамиды — твердые, высокоплавкие смолы, обладающие хорошими механическими свойствами и высокой износостойкостью. Полиамиды стойки к воздействию минеральных масел, керосина, жиров, щелочей, разбавленных кислот.

В качестве уплотнительных материалов наиболее распространены полиамидная смола 68-Н (ГОСТ 10589—73) и капроновая смола Б (ВТУ УХП 69—58). Основные свойства этих полиамидов приведены в табл. 145.

145. Физико-механические свойства полиамидов

Показатель	68-Н	Капроновая смола Б
Плотность, г/см <sup>3</sup>	1,11	1,13—1,15
Предел прочности при растяжении, кг/см <sup>2</sup>	500—600	600—650
Удлинение при разрыве, %	100	150—200
Модуль упругости при растяжении, кг/см <sup>2</sup>	$1,2 \cdot 10^4$	$1,4 \cdot 10^4$
Твердость по Бринеллю, кг/мм <sup>2</sup>	14—15	10—12
Коэффициент линейного расширения в интервале температур 20—200°С	$(1,0 \dots 1,2) \cdot 10^{-4}$	$(1,0 \dots 1,4) \cdot 10^{-4}$
Максимальная водопоглощаемость, %	3,3	12
Усадка при литье, %	1,2—1,4	0,9—1,2

## ПАРОНИТ

Паронит содержит 60—70% асбестового волокна, 15—18% минеральных наполнителей, 12—15% каучука и 1,5—2% серы. По ГОСТ 481—71 для уплотнения систем, работающих на минеральных маслах, применяется маслостойкий паронит ПМБ (УВ-10) и паронит ПА (ферронит), армированный металлической сеткой № 0,9 (по ГОСТ 3826—66 или ГОСТ 12184—66). Для уплотнения плоских разъемов неподвижных соединений типа шип—паз или выступ—впадина паронит ПМБ применяют при давлении до 25 кг/см<sup>2</sup> и температуре до 15°С, паронит ПА — при давлении до 75 кг/см<sup>2</sup> и температуре до 200°С. Для разъемов типа «гладкие» максимальное давление не должно превышать 40 кг/см<sup>2</sup>.

Паронит ПМБ выпускается в виде листов толщиной 0,4; 0,5; 0,6; 0,8; 1,0 мм с предельным отклонением  $\pm 0,10$  мм, а также толщиной 1,5; 2,0; 2,5 и 3,0 мм с предельным отклонением  $\pm 10\%$ . Паронит ПА изготавливают в виде листов толщиной 0,8  $\pm$  0,10; 1,0  $\pm$  0,10 и 1,2  $\pm$  0,15 мм.

При применении паронитовых прокладок параметр шероховатости уплотняемых поверхностей  $R_z$  должен быть не ниже 40 мкм по ГОСТ 2789—59.

## ФИБРА

Фибру изготавливают путем пропитки специальной бумаги концентрированным раствором хлористого цинка. Модуль упругости фибры составляет (5...8)  $10^4$  кг/см<sup>2</sup>, твердость  $HV$  10—30 кг/мм<sup>2</sup>. Фибра не растворяется в керосине, бензине, спирте, ацетоне и ряде кислот. С целью устранения гигроскопичности фибру пропитывают маслами, смолами, парафином. Для изготовления прокладок применяется листовая фибра марки ФТ (ГОСТ 14613—69).

## КАРТОН ПРОКЛАДОЧНЫИ

Картон прокладочный (ГОСТ 9347—74) поставляют двух марок: А — пропитанный, Б — непропитанный (табл. 146). Картон марки А изготовляют толщиной 0,3; 0,5; 0,8; 1,0; 1,5 мм; картон марки Б — толщиной 0,3; 0,5; 0,8; 1,0; 1,25; 1,5; 1,75; 2,0; 2,25; 2,5 мм.

### 146. Физико-механические характеристики картона

Характеристика	Марка А		Марка Б	
	Толщина, мм			
	0,3—0,8	1,8—1,5	0,3—0,5	0,8—2,5
Объемный вес, г/см <sup>3</sup> , не менее	0,75	0,75	0,70	0,75
Сжимаемость при нагрузке 70 кГ/см <sup>2</sup> , % , не менее	15—30	12—25	—	—
Упругая деформация после снятия нагрузки, %, не менее	45	45	—	—
Влажность, %	12	12	10	10

Картон марки А толщиной 0,3—0,8 мм и марки Б толщиной 0,3 и 0,5 мм выпускаются в листах и рулонах. Картон марки А толщиной 1,0—1,5 мм и марки Б толщиной 0,8—2,5 мм выпускаются в листах.

## ПРЕССШПАН

Прессшпан (ГОСТ 6983—54) представляет собой сильно уплотненный лощеный картон (табл. 147). Применяется для изготовления прокладок повышенной плотности (по сравнению с картонными). Выпускается двух марок: А и Б. Прессшпан толщиной до 0,6 мм включительно поставляется в рулонах и листах, толщиной 0,7 мм и более — в листах.

### 147. Физико-механические характеристики прессшпана

Характеристика	Марка А	Марка Б
Толщина, мм	0,35—0,40	0,40—0,50
Плотность, г/см <sup>3</sup> , не менее	0,9	
Предел прочности при растяжении, кГ/мм <sup>2</sup> , не менее	3,5	2,5
Влажность, %	7—10	

## НАБИВОЧНЫЕ МАТЕРИАЛЫ

148. Основные характеристики и сортамент набивочных материалов, применяемых для уплотнений минеральных масел (по ГОСТ 5152—66)

Набивка	Марка	Характеристика	Вес 1 см <sup>3</sup> , г	Условия применения		Сортамент (диаметр стороны квадрата или прямоугольника), мм
				$P_{\text{max}}$ , кг/см <sup>2</sup>	$t_{\text{max}}$ , °C	
<b>Плетеные</b>						
Хлопчатобумажная сухая	ХБС	Шнур, сплетенный из хлопчатобумажных нитей по ГОСТ 6904—54	$\leq 0,8$	200	100	Сквозного плетения, квадратный: 4, 5, 6, 8, 10, 13, 16, 19, 22, 25, 28; с однослойным оплетением сердечника, круглый или квадратный: 5, 6, 8, 10, 13, 16, 19, 22, 25; с многослойным оплетением сердечника, круглый или квадратный 8, 10, 13, 16, 19, 22, 25, 28, 32, 35, 38, 42, 45, 50
Хлопчатобумажная пропитанная	ХБП	То же, с пропиткой антифрикционным составом	$\geq 0,9$	200	100	
Пеньковая сухая	ПС	Шнур, сплетенный из льняной пеньковой пряжи по ГОСТ 4638—69 и ГОСТ 10078—74	$\leq 0,9$	160	100	
Пеньковая пропитанная	ПП	То же, с пропиткой антифрикционным составом	$\geq 0,9$	160	100	
Асбестовая сухая	АС	Шнур сплетенный из асбестовых нитей	$\leq 1,1$	45	400	
Асбестовая пропитанная	АП	То же, с пропиткой антифрикционным составом	$\geq 0,9$	45	300	
Асбестопроволочная	АПР	Шнур, сплетенный из асбестовых нитей, скрученных с латунной или медной проволокой марок Л62 и М3 по ГОСТ 1066—58 и ГОСТ 859—66, пропитанный антифрикционным составом и графитизированный	$\geq 1,2$	45	300	

Набивка	Марка	Характеристика	Вес 1 см <sup>3</sup> , г	Условия применения		Сортамент (диаметр, сторона квадрата или прямоугольника), мм
				$r_{\max}$ , кг/см <sup>2</sup>	$t_{\max}$ , °С	
Асбестомаслобензостойкая (для кислых масел)	АМБ	Шнур, сплетенный из асбестовых нитей, пропитанный антифрикционным маслобензостойким составом	$\geq 0,8$	30	300	Сквозного плетения или с многослойным оплетением сердечника, квадратный: 4, 5, 6, 8, 10, 13, 16, 19, 22, 25, 28, 32, 35, 38, 42, 45, 50
Асбестовая прорезиненная сухая	АПС	Шнур, сплетенный из асбестовых нитей, прорезиненный, вулканизированный и графитизированный	$\geq 1,0$	300	450	Сквозного плетения или с однослойным оплетением сердечника, квадратный: 3, 4, 5, 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18
Асбестовая прорезиненная пропитанная	АПП	То же, с пропиткой	$\geq 1,3$	325	200	С однослойным оплетением сердечника и сквозного плетения, квадратный: 3, 4, 5, 6, 8, 10, 12, 14, 16; 18; с однослойным оплетением сердечника и сквозного плетения, прямоугольный: 6×8; 7×10; 8×10; 9×10; 10×12
Асбестопроблочная прорезиненная пропитанная	АПРПП	Шнур, сплетенный из асбестовых нитей с латунной проволокой, пропитанный и графитизированный	$\geq 1,4$	900	200	
Асбестопроблочная прорезиненная сухая	АПРСП	Шнур, сплетенный из асбестовых нитей с латунной проволокой, прорезиненный, вулканизированный и графитизированный	$\geq 1,1$	900	450	

Набивка	Марка	Характеристика	Вес I см <sup>2</sup> , г	Условия применения		Сортамент (диаметр, сторона квадрата или прямоугольника), мм
				$P_{\text{max}}$ , кг/см <sup>2</sup>	$t_{\text{max}}$ , °C	
<b>Кольцевые</b>						
Манжеты хлопчатобумажные	МХБ	Цельноскатанные или разрезные многослойные кольца фигурного сечения из прорезиненной хлопчатобумажной ткани по ГОСТ 642—68, уплотненные в пресс-форме, вулканизированные и графитизированные	—	400	100	Внутренний диаметр 10—460; ширина 5—40; высота 5—55
Манжеты льняные	МЛ	То же, из прорезиненной льняной ткани	—	400	100	Внутренний диаметр от 10 до 460; ширина от 5 до 40; высота от 5 до 55
Манжеты асбестовые	МА	То же, из прорезиненной асбестовой ткани по ГОСТ 6102—67	—	200	300	
Кольца разрезные асбестоалюминиевые	КРА	Разрезные кольца квадратного или прямоугольного сечения, состоящие из сердечника, асбестовых пропитанных нитей и многослойной обертки из промасленной графитизированной алюминиевой фольги по ГОСТ 618—73, совместно скрученных и уплотненных в пресс-форме	—	50	400	

# УПЛОТНЕНИЯ ПОДВИЖНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

## НАБИВКИ

Уплотнение обеспечивается эластичным герметизирующим элементом, сжимаемым с такой силой, чтобы удельное давление в зоне его контакта с уплотняемой поверхностью превышало давление рабочей среды. В зависимости от материала и типа набивки такие уплотнения могут применяться при давлениях до 900 кг/см<sup>2</sup> и температурах до 450°C. Недостатком уплотнений является большая сила трения в зоне контакта. Типовые конструкции набивочных уплотнений показаны на рис. 96, а основные размеры — в табл. 149.

В гидросистемах с минеральными маслами применяются плетеные или кольцевые набивки (по ГОСТ 5152—66). Наиболее распространенными набивочными материалами являются хлопчатобумажные, льняные, пеньковые, асбестовые и другие волокна. Для повышения работоспособности набивки пропитываются. Содержание пропиточного материала составляет не менее 35% для хлопчатобумажных, пеньковых, асбестовых набивок и не менее 30% для асбестопроволочных и асбестовых маслобензостойких набивок.

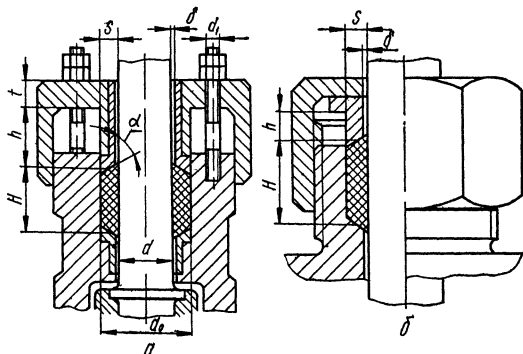


Рис. 96. Конструкции набивочных уплотнений:  
а — с фланцем; б — с накидной гайкой.

### 149. Основные размеры набивочных уплотнений [7, 29]

Размер	Значение
Радиальный зазор между валом и корпусом, мм ( $d$ —диаметр вала, мм)	$\delta = 0,02d$ (но не более 0,8 мм)
Высота набивки, мм, для давлений 100 кг/см <sup>2</sup> 300 кг/см <sup>2</sup>	$H = (10 \dots 15) \sqrt{d}$ $H = (15 \dots 20) \sqrt{d}$
Толщина набивки, мм	$S = (1,5 \dots 2,5) \sqrt{d}$
Угол основания, град	$\alpha = 45 \dots 60$
Высота нажимной втулки, мм	$h = H - (d_0 - d)$
Диаметр болтов, мм	$d \cong \sqrt{\frac{\pi (d_0^2 - d^2)}{3zR_z}}$
( $z$ —число болтов, $d_0 = d + 2S$ )	
Допускаемое напряжение для болтов, кг/см <sup>2</sup> , при давлениях низких высоких	$R_z = 200 \dots 250$ кг/см <sup>2</sup> $R_z = 250 \dots 350$ кг/см <sup>2</sup>
Толщина фланца, мм	$t \approx 1,25d$



При пропитке набивок в заводских условиях рекомендуется смесь следующего состава: церезин (по ГОСТ 2488—73)—75%, коллоидный графит МС-21 (по ГОСТ 5262—50)—10% и технический вазелин — 15%. Для приготовления смеси в эмалированном сосуде расплавляют церезин, затем при тщательном перемешивании стеклянной палочкой добавляют вазелин и графит. Шнур погружается в расплавленную смесь при температуре 90—95°C на 3—5 мин, а затем опрессовывается на ручном прессе в предварительно подогретом штампе в течение 15—20 мин. После этого набивка со штампом охлаждается до комнатной температуры. Широко распространение получила пропитка набивок суспензией фторопласта Ф-4Д, устойчивой к тепловому и химическому воздействиям уплотняемой среды. Для лучшей прирабатываемости в набивки иногда вводят свинцовую проволоку, а для повышения упругости — резиновые маслобензостойкие шнуры типа 4 (по ГОСТ 6467—69).

При уплотнении полостей, находящихся под давлением, сила сжатия набивки, необходимая для обеспечения герметичности,

$$F_c = [p_c \pi (d_0^2 - d^2)]/4,$$

где  $p_c$ —осевое давление сжатия набивки, кг/см<sup>2</sup> (табл. 150).

#### 150. Ориентировочные значения $p_c$ и $p_r$ для мягких набивок, кг/см<sup>2</sup>

Рабочее давление в системе, $p$	6	10	16	25	40	65	100
Осевое давление, $p_c$	18	25	30	50	75	100	125
Радиальное давление, $p_r$	4	6	8	12	30	40	60

Сила трения при этом

$$F_T = f p_r \pi d H, \text{ кг},$$

где  $p_r$ — радиальное давление, возникающее от сжатия набивки, кг/см<sup>2</sup> (табл. 150);  $f$  — коэффициент трения, в ориентировочных расчетах можно принять  $f = 0,1 \dots 0,2$ .

### МАНЖЕТЫ ШЕВРОННОГО ТИПА

Конструкция уплотнительного узла включает в себя пакет манжет, опорное и нажимное кольца. Герметизация обеспечивается за счет деформации манжет под действием усилия сжатия при монтаже и давления рабочей жидкости.

Для уплотнения рабочей жидкости при давлениях до 500 кг/см<sup>2</sup> применяют резиновые и резиновотканевые манжеты. Разработаны также конструкции манжет из полиамида [2], фторопласта и других материалов.

Наибольшее распространение получили уплотнения, у которых сжатие пакета манжет осуществляется с помощью резьбовых соединений (рис. 97). При необходимости для сжатия уплотнительного пакета могут применяться пружинные устройства с одной или несколькими пружинами (рис. 98). Для диаметров уплотнения до 75 мм применяется одинарная цилиндрическая или коническая пружина, а для диаметров более 75 мм применяют несколько спиральных пружин. Конические пружины подбираются из условия, что усилие прижима составляет примерно 2 кг на каждые 25 мм длины средней окружности уплотнения.

Силу трения резиновых и резинотканевых манжет при грубых расчетах можно оценить по данным табл. 151 или по формуле:

$$F = kP/D, \text{ кг},$$

где  $P$  — сила, развиваемая цилиндром, кг;  $D$  — диаметр уплотняемой поверхности, см;  $k$  — эмпирический коэффициент,  $k = 0,1 \dots 0,25$  — для масел,  $k = 0,4 \dots 0,5$  — для водных эмульсий.

Сила трения полиамидных и фторопластовых ко-

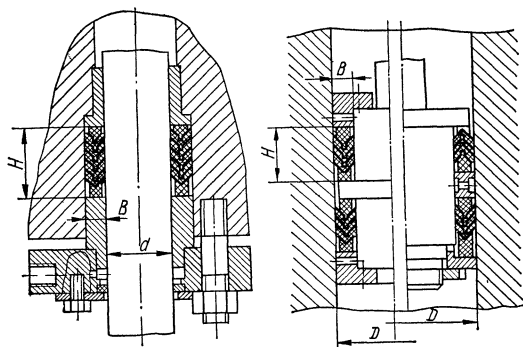


Рис. 97. Конструкция уплотнительного узла, прижатие шевронных манжет в котором осуществляется с помощью резьбовых соединений.

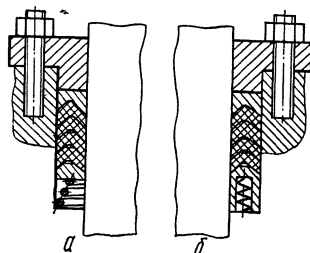


Рис. 98. Конструкция уплотнительного узла с прижатием шевронных манжет: а — одной пружиной; б — несколькими

151. Приближенные значения силы трения резиновых и резинотканевых манжет (в процентах от силы, развиваемой поршнем)

Диаметр штока, мм	До 100	100—260	260—380	380—800	800—1600
Сила трения, %	8	6	3,5	3	2

лец примерно в два раза меньше силы трения резиновых и резинотканевых манжет.

**Фторопластовые манжеты** [7] (рис. 99) применяются в тех случаях, когда резинотканевые и полиамидные непригодны из-за химической активности рабочей среды, высокой температуры или большой силы трения. Для изготовления манжет применяется фторопласт Ф-4. Фторопластовые манжеты используются при температурах от  $-195$  до  $+250^\circ\text{C}$ . Они рассчитаны на максимальное давление уплотняемой среды  $400 \text{ кг/см}^2$ .

Размеры колец определяют из следующих соотношений:

$$D = 2,5d; H = (D - d)/2; h = 0,3 d; D_{\text{сп}} = (D + d)/2.$$

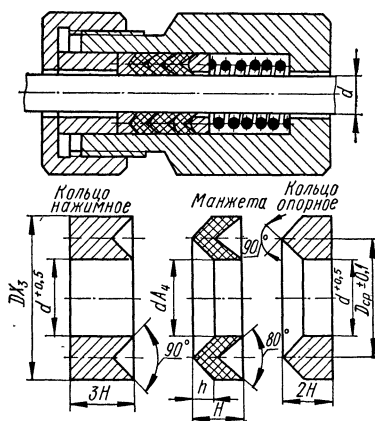


Рис. 99. Конструкция уплотнения шевронными манжетами из фторопласта.

Исходя из условия, что при деформации колец напряжения не должны превышать предел упругости, силу сжатия пружины определяют по эмпирической формуле

$$p = 0,13 d^2 n, \text{ кг},$$

где  $n$  — число манжет (табл. 152);  $d$  — мм.

#### 152. Рекомендуемое число фторопластовых манжет $n$ в узле уплотнения при различных давлениях

Давление, кг/см <sup>2</sup>	До 40	40—100	Свыше 100
$n$	3—4	4—5	5—6

Перед монтажом рабочие поверхности манжет рекомендуется смазывать. При отсутствии смазки необходимо обеспечить эффективный отвод тепла через металлические детали уплотнения с целью предупреждения перегрева и преждевременного износа трущихся деталей из-за плохой теплопроводности фторопласта.

### МАНЖЕТЫ U-ОБРАЗНЫЕ

В уплотнениях этого типа герметизация обеспечивается контактной поверхностью, образованной заостренными концами усов манжеты за счет ее деформации при монтаже. Под действием давления рабочей жидкости площадь контакта увеличивается. В практике нашли применение манжеты из резины, полихлорвинилового пластиката и других материалов.

В упрощенных расчетах силу трения манжет рассчитывают по формуле

$$F = \pi D l (\bar{p}_e + p) f,$$

где  $D$  — диаметр уплотняемой поверхности, см;  $l$  — ширина рабочей части манжеты, см;  $p$  — давление жидкости, кг/см<sup>2</sup>;  $\bar{p}_e$  — контактное давление, возникающее от деформации усов манжеты при ее монтаже, кг/см<sup>2</sup>, величину контактного давления  $\bar{p}_e$  в расчетах принимают равной 5—10 кг/см<sup>2</sup> для манжет из полихлорвинилового пластиката, 20—30 кг/см<sup>2</sup> — для резиновых манжет (по ГОСТ 6969—54);  $f$  — коэффициент трения,  $f = 0,06 \dots 0,12$ .

**Резиновые манжеты** (ГОСТ 6969—54) предназначены для уплотнения деталей, движущихся возвратно-поступательно при давлениях до 320 кг/см<sup>2</sup> и температурах от —35 до +80°С.

При установке резиновые манжеты деформируются на значительно большую величину, чем кольца круглого сечения, следовательно, уплотнения манжетами менее чувствительны к погрешностям изготовления уплотняемых поверхностей. Этим обусловлено сравнительно широкое применение их в общем машиностроении (станкостроение, строительное-дорожное машиностроение, горные машины и т. д.). Уплотнения манжетами по ГОСТ 6969—54 имеют следующие недостатки:

1) при давлениях свыше 100 кг/см<sup>2</sup> и диаметральных зазорах свыше 0,15 мм возможно затягивание манжет в зазор и повреждение их, так как ГОСТ не предусмотрена защита уплотнений от затягивания в зазор под действием давления рабочей жидкости;

2) возможна потеря герметичности вследствие того, что ГОСТ не предусмотрена установка опорных колец (манжетодержателей), предохраняющих манжеты от выворачивания;

3) в манжетах в отличие от резиновых колец контактное давление создается не за счет деформации сечения, а за счет деформации профиля, в результате чего при минусовых температурах контактное давление значительно снижается, что приводит к негерметичности.

Установка опорных и защитных колец (рис. 100) позволяет повысить величину давления жидкости до  $500 \text{ кг/см}^2$  и увеличить ресурс уплотнения.

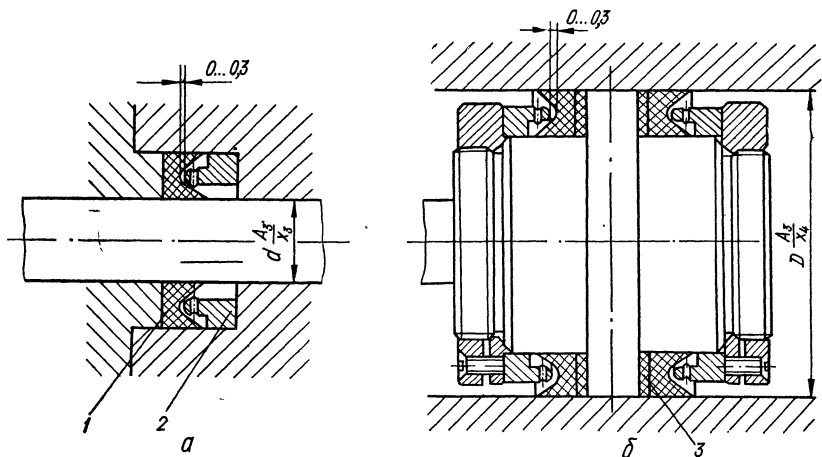


Рис. 100. Конструкции уплотнений резиновыми манжетами по ГОСТ 6969—54:  
 а — шток; б — поршень; 1 — манжета; 2 — опорное кольцо; 3 — защитная шайба.

Следует учитывать, что установка опорных колец требует применения разъемных канавок, что увеличивает габариты уплотнения.

Размеры манжет (по ГОСТ 6969—54) и типовых опорных колец [64] приведены в табл. 153. Для изготовления манжет используют резину, физико-механические свойства которой приведены в табл. 140.

Размеры пресс-форм для изготовления манжет (рис. 101) с учетом усадки после вулканизации выбирают по соотношениям

$$d'_2 = d_2 + 0,015; \quad d'_1 = d_1 + 0,015; \\ D'_1 = D_1 + 0,02; \quad D'_2 = D_2 + 0,02,$$

где  $d_2$  и  $d_1$  — внутренние и  $D_2$  и  $D_1$  — наружные диаметры манжеты.

Пресс-формы изготавливают из стали У7, их калят на твердость HRC 38—40.

Манжеты уменьшенного сечения по ГОСТ 14896—74. Предназначены для уплотнения гидросистем с минеральными маслами и водными эмульсиями при скорости возвратно-поступательного движения до  $0,5 \text{ м/с}$  и давления до  $100 \text{ кг/см}^2$ , а с применением защитных шайб — до  $500 \text{ кг/см}^2$ . При скорости  $0,05 \text{ м/с}$  манжеты работоспособны до давления  $630 \text{ кг/см}^2$  [53]. Преимуществами манжет уменьшенного сечения по сравнению с манжетами по ГОСТ 6969—54 являются повышенная прочность, отсутствие выворачивания при работе и монтаже, повышенная герметичность при малых давлениях, а также малые габариты и вес уплотнительного устройства вследствие возможности установки их без опорных колец в закрытые канавки при диаметрах свыше  $80 \text{ мм}$ .

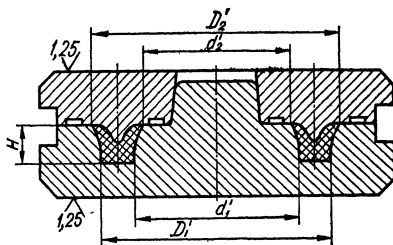
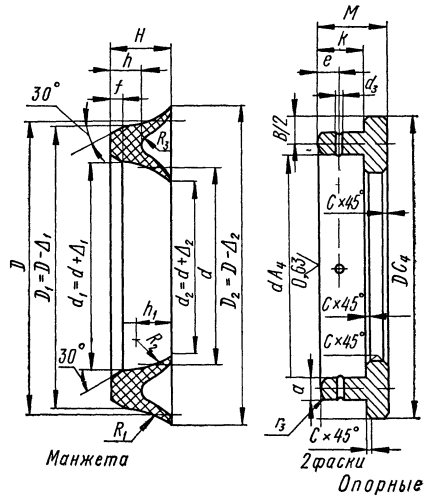


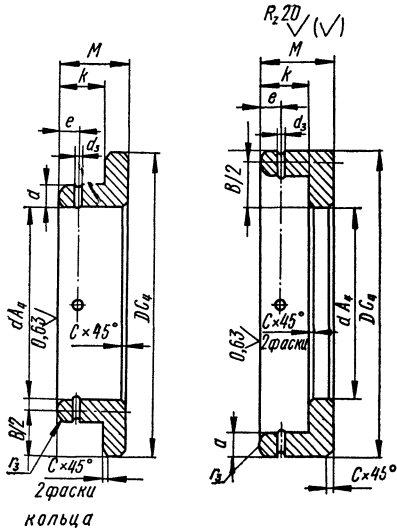
Рис. 101. Пресс-форма для изготовления резиновых манжет.

153. Форма и размеры резиновых



Уплотняемые диаметры $d \times D$	Ман				
	H	$\Delta_1$	$\Delta_2$	Допускаемые отклонения $d_1; d_2; D_1; D_2$	h
6×14; 7*×15; 8×16; 9*×17; 10×18; 12×20; 14×22; 16*×24	4—0,2	0,4	1,2	±0,3	2—0,15
10×22; 12*×24	6—0,3	0,6	1,8	±0,3	3—0,2
13**×25; 16×28; 18×30; 20×32; 23**×35	6—0,3	0,6	1,8	±0,4	3—0,2
14×30; 16×32; 19**×35	8—0,4	0,8	2,4	±0,4	4—0,25
20*×36; 22×38; 24*×40	8—0,4	0,8	2,4	±0,5	4—0,25
20×40; 22×42; 25×45; 28×48; 30×50; 32×52; 35×55; 38×58; 40×60	10—0,5	1,0	3,0	±0,5	5—0,3
42*×62; 45×65; 48*×68; 50×70; 52*×72; 55×75; 60×80; 65×85; 70×90; 75×95; 80×100	10—0,5	1,0	3,0	±0,6	5—0,3

манжет и опорных колец, мм



кольца

жета					Опорное кольцо						
$R_1$	$R_2$	$R_3$	$h_1$	$f$	$M$	$k$	$r_3$	$a$	$e$	$d_3$	$e$
10	3	1	2,5	0,6	9	7	0,5	1	0,3	2	2,5
15	4,5	1,5	3,8	1	10	8	1,1	2,2	0,4	2	2,5
15	4,5	1,5	3,8	1	10	8	1,1	2,2	0,4	2	2,5
20	6,0	2	5,2	1,2	11	9	1,4	2,8	0,5	2	3
20	6,0	2	5,2	1,2	11	9	1,4	2,8	0,5	2	3
25	7,0	2,5	6,4	1,5	13,5	10,5	1,6	3,2	0,5	3	3,5
25	7,0	2,5	6,4	1,5	13,5	10,5	1,6	3,2	0,5	3	3,5

Уплотняемые диаметры $d \times D$	Ман				
	$H$	$\Delta_1$	$\Delta_2$	Допускаемые отклонения $d_1; d_2;$ $D_1; D_2$	$h$
50×75; 55×80; 60×85; 65×90; 70×95; 75×100; 80×105; 85×110	12,5—0,6	1,3	3,7	±0,6	6,3—0,4
45×75; 50×80; 55×85; 60×90; 65×95; 70×100; 75×105; 80×110	15—0,7	1,5	4,5	±0,6	7,5—0,5
90×120; 95×125; 100×130; 105*×135; 110×140; 120×150	15—0,7	1,5	4,5	±0,8	7,5—0,5
125*×155; 130×160; 140×170; 150×180; 160×190; 170×200; 180×210	15—0,7	1,5	4,5	±1,0	7,5—0,5
190×220; 200*×230; 210×240	15—0,7	1,5	4,5	±1,2	7,5—0,5
180×200; 190*×230; 200×240; 210×250; 220×260; 240×280; 250*×290; 260×300; 280×320; 300×340	20—1,0	2,0	6,0	±1,2	10,0—0,6

\* Для уплотнения по диаметру  $D$  не применять.

\*\* Для уплотнения по диаметру  $d$  не применять.

Условное обозначение манжеты с размерами  $D = 70$  мм,  $d = 50$  мм,

$H = 10$  мм:

манжета 50×70×10 ГОСТ 6969—54.

Конструкция и размеры манжет, посадочных мест и защитных колец приведены в табл. 154—156, классы точности уплотняемых поверхностей — в табл. 157.

В зависимости от диапазона эксплуатационных температур резина, применяемая при изготовлении манжет, делится на шесть групп (табл. 158). Физико-механические свойства резин приведены в табл. 140. Для эксплуатации в диапазоне температур от  $-30^\circ\text{C}$  до  $+90^\circ\text{C}$  защитные кольца изготавливают из полиамида 610 литьевого по ГОСТ 10589—73 или капролона, при температурах от  $-50^\circ\text{C}$  до  $+150^\circ\text{C}$  — из фторопласта Ф-4 марок А и Б.

В диапазоне давлений 100—500  $\text{кг/см}^2$  при положительных температурах ресурс манжет по суммарному пути скольжения находится в пределах 30—100 км и 15—80 км в случае работы при положительных и отрицательных температурах. Ресурс повышается (в указанных пределах) с уменьшением давления и увеличением диаметра уплотнения. Утечка жидкости в течение часа в период наработки ресурса должна находиться в пределах 0,5—1,5  $\text{см}^3$  с 1  $\text{м}^2$  уплотняемой поверхности. В статическом режиме на поверхности штока допускается образование пленки рабочей жидкости без капельной течи. Гарантийные сроки эксплуатации манжет указаны в табл. 159. Указанные сроки эксплуатации манжет обеспечиваются, если длина хода узлов и изделий не превышает 2 м. В системах следует устанавливать фильтры со степенью очистки жидкости в пределах 25—50 мкм, что необходимо для улучшения

манжета					Опорное кольцо							
$R_1$	$R_2$	$R_3$	$h_1$	$f$	$M$	$k$	$r_3$	$a$	$c$	$d_3$	$e$	
31	9,0	3	8	1,8	15,8	12,5	2,1	4,2	1	3	4,0	
37,5	11,0	3,5	9,4	2,3	19	14	2,5	5	1,5	3	4,5	
37,5	11,0	3,5	9,4	2,3	19	14	2,5	5	1,5	3	4,5	
37,5	11,0	3,5	9,4	2,3	19	14	2,5	5	1,5	3	4,5	
37,5	11,0	3,5	9,4	2,3	19	14	2,5	5	1,5	3	4,5	
50,0	14,0	5	12,4	3	22,5	17,5	3,4	6,8	2	4	5,5	

условий работы манжет. При работе в запыленной среде целесообразно перед манжетами устанавливать грязесъемники или другие защитные устройства. При низких давлениях (до  $10 \text{ кг/см}^2$ ) для повышения герметичности рекомендуется за манжетой устанавливать резиновое кольцо круглого или овального сечения. При повышенных требованиях к герметичности следует принимать параметр шероховатости поверхности проточек в канавках под манжеты  $R_a \leq 0,63 \text{ мкм}$ .

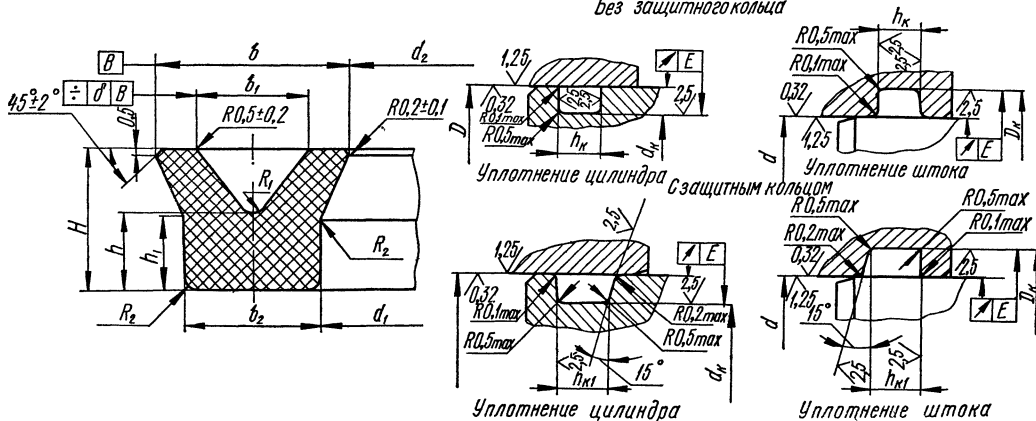
С целью повышения надежности и долговечности уплотнения допускается установка манжет-дублеров, позволяющих при нарушении работоспособности первой манжеты сохранить работоспособность уплотнения в целом на более длительное время. Примеры монтажа приведены в табл. 160 и 161.

Для предотвращения коррозии и других вредных последствий контакта резин с металлом рекомендуется применять специальные покрытия поверхностей канавок: для углеродистых и легированных сталей с содержанием хрома менее 17—18% — хромирование с толщиной слоя 18 мкм; для алюминия — глубокое анодирование; для сплавов типа АВ — серноокисное анодирование. Для канавок, погруженных весь эксплуатационный период в рабочую среду, допускается химическое оксидирование или химическое фосфатирование. Стальные трущиеся поверхности, соприкасающиеся с манжетой, должны иметь твердость не ниже HRC 45 и покрываться хромом с толщиной слоя не менее 48 мкм. Титановые поверхности следует оксидировать.



## 154. Диаметральные размеры манжет и посадочных мест (по ГОСТ 14896—72), мм

Без защитного кольца



$D \times d$ (уплотняе- мые диаме- тры цилиндра $D$ ; штока $d$ )	Манжета				Посадочное место				E
	$d_1$	$d_2$	Предельные отклонения $d_1; d_2$	$\delta$	цилиндра $D_K$		штока $d_K$		
					Номинальный размер	Предельные отклонения	Номинальный размер	Предельные отклонения	
$12 \times 4$	4,2	2,5	$\pm 0,2$		12	$+0,12$	4	$-0,08$	0,05
$(13) \times 5$	5,2	3,5			13		5		
$(14) \times 66$	6,2	4,5			14		6		
$16 \times 8$	8,2	5,5			16		8		
$(18) \times 10$	10,2	7,5			18		10		
$20 \times 12$	12,2	9,5			20		12		
$(22) \times 14$	14,2	11,5			22	14	$-0,10$		
$25 \times (15)$	15,3	12			25	15	$-0,12$		
$(26) \times 16$	16,3	13			26	16			

(28)×18	18,3	15			28		18		
(30)×20	20,3	17			30		20		
32×22	22,3	19			32		22		
(35)×25	25,3	22	±0,3	0,2	35		25		
36×(26)	26,3	23			36		26	-0,14	0,07
(38)×28	28,3	25			38		28		
40×(30)	30,3	27			40		30		
(42)×32	32,3	29			42	+0,17	32		
45×(35)	35,3	32			45		35		
(46)×36	36,3	33			46		36		
50×40	40,3	37			50		40	-0,17	
(55)×45	45,3	42			55		45		
56×(46)	46,3	43	±0,4		56		46		
(60)×50	50,3	47			60		50		
63×(48)	48,5	45			63	+0,20	48		
70×(55)	55,5	51			70		55		
(71)×56	56,5	52			71		56		
(78)×63	63,5	60			78		63		
80×(65)	65,5	62	±0,7	0,4	80		65	-0,20	
(85)×70	70,5	67			85		70		
90×(75)	75,5	72			90		75		
100×80	80,5	76			100	+0,23	80		
110×90	90,5	86			110		90		0,10
(120)×100	100,5	96			120		100		
125×(105)	105,5	101	±1,0		125		105	-0,23	
(130)×110	110,5	106			130		110		
140×(120)	120,5	116			140	+0,26	120		
(145)×125	125,5	121			145		125		
160×140	140,5	136			160		140		
180×160	160,5	156	±1,2		180		160	-0,26	
200×180	180,5	176			200	+0,30	180		

Примечания: 1. Размеры  $D$  и  $d$ , заключенные в скобки, применять не рекомендуется.

2. Параметр шероховатости  $Ra$  поверхностей пресс-форм для изготовления манжет должен быть не меньше 0,25 мкм (по ГОСТ 2789—73).

Условное обозначение манжеты для уплотнения цилиндра диаметром  $D = 160$  мм и штока диаметром  $d = 140$  мм из резины группы 2:

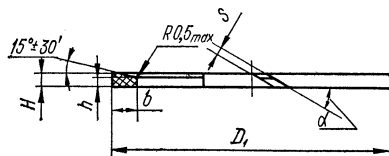
манжета 160×140—2 ГОСТ 14896—74.

### 155. Линейные размеры и радиусы закруглений манжет

Уплотняемые диаметры $D \times d$	Размеры			
	$b$	$b_1$	$b_2$	$H$
От 12×4 до 14×6	5,5±0,3	3,5±0,2	3,8±0,2	6±0,2
» 16×8 » 22×14	6,5±0,3	4 ±0,2	3,8±0,2	6±0,2
» 25×15 » 60×50	8 ±0,3	4,5±0,2	4,7±0,2	7±0,2
» 63×48 » 90×75	10,5±0,6	5,5±0,2	7 ±0,3	9±0,3
» 100×80 » 200×180	14 ±0,6	8 ±0,3	9,5±0,5	10±0,3

Примечания: 1 Конструкцию уплотнений см на эскизе в табл 154  
2. Допуски на угловые размеры канавок — по 8-й степени точности (ГОСТ 8908—58)

### 156. Размеры защитных колец

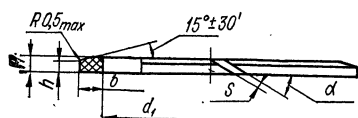


Уплотняемые диаметры $D \times d$	Фторопласт-4		Полиамид 610 литевой		Фторопласт-4	
	$D$				$d_1$	
	Номинальный размер	Предельное отклонение	Номинальный размер	Предельное отклонение	Номинальный размер	Предельное отклонение
12×4	12,4	-0,12	13,2	-0,43	4,4	+0,08
13×5	13,4		14,2		5,4	
14×6	14,4		15,2		6,4	
16×8	16,4	-0,14	17,2	-0,52	8,4	+0,10
18×10	18,4		19,2		10,4	
20×12	20,4		21,2		12,4	
22×14	22,4		23,2		14,4	
25×15	25,4	-0,17	26,2	-0,62	15,4	+0,14
26×16	26,4		27,2		16,4	
28×18	28,4		29,2		18,4	
30×20	30,4		31,3		20,4	
32×22	32,4		33,3		22,4	
35×25	35,4		36,3		25,4	
36×26	36,4		37,3		26,4	

и посадочных мест (по ГОСТ 14896~74), мм

манжет				Размеры канавок	
$h$	$h_1$	$R_1$	$R_2$	$h_K$	$h_{K1}$
$3,5 \pm 0,2$	$3 \pm 0,2$	$0,5 \pm 0,2$	$0,8 \pm 0,2$	7,5	9,5
$3,5 \pm 0,2$	$3 \pm 0,2$	$0,5 \pm 0,2$	$0,8 \pm 0,2$	7,5	9,5
$4,3 \pm 0,2$	$3,5 \pm 0,2$	$0,5 \pm 0,2$	$0,8 \pm 0,2$	8,5	10,5
$5,3 \pm 0,2$	$4,5 \pm 0,2$	$0,8 \pm 0,2$	$1,5 \pm 0,3$	11,0	13,5
$5,5 \pm 0,3$	$4,7 \pm 0,3$	$1,0 \pm 0,2$	$1,5 \pm 0,3$	12,0	14,0

(по ГОСТ 14896—74), мм



Полиамид 610 литевой		Фторопласт-4	Полиамид-610 литевой		$h$ (предельное отклонение $\pm 0,1$ )	$H$ (предельное отклонение $-0,15$ )
$d_1$		$b$				
Номинальный размер	Предельное отклонение	Номинальный размер (предельное отклонение $-0,15$ )	Номинальный размер	Предельное отклонение		
4,8	$+0,30$	4,2	4,0			
5,8						
6,8	$+0,36$					
8,8						
10,8						
12,8	$+0,43$					
14,8						
15,8	$+0,52$				2,0	3,0
16,8						
18,7						
20,7						
22,7						
25,7						
26,7						

Уплотняемые диаметры $D \times d$	Фторопласт-4		Полиамид 610 литьевого		Фторопласт-4	
	$D$				$d_1$	
	Номинальный размер	Предельное отклонение	Номинальный размер	Предельное отклонение	Номинальный размер	Предельное отклонение
38×28	38,4		39,3		28,4	
40×30	40,4		41,3		30,4	
42×32	42,4		43,3		32,4	
45×35	45,4		46,3		35,4	
46×36	46,4		47,3		36,4	
50×40	50,4		51,4		40,4	
55×45	55,4		56,4		45,4	+0,17
56×46	56,4		57,4		46,4	
60×50	60,4		61,4		50,4	
63×48	63,4	-0,20	64,4	-0,74	48,4	
70×55	70,4		71,4		55,4	
71×56	71,4		72,4		56,4	
78×63	78,4		79,4		63,4	
80×65	80,4		81,4		65,4	+0,20
85×70	85,4		86,4		70,4	
90×75	90,4	-0,23	91,4	-0,87	75,4	
100×80	100,4		101,4		80,4	
110×90	110,4		111,4		90,4	+0,23
120×100	120,4		121,5		100,4	
125×105	125,4		126,5		105,4	
130×110	130,4		131,5		110,4	
140×120	140,4	-0,26	141,5	-1,00	120,4	+0,26
145×125	145,4		146,5		125,4	
160×140	160,4		161,5		140,4	
180×160	180,4	-0,30	181,5	-1,15	160,4	
200×180	200,4		201,5		180,4	+0,30

Примечания: 1. Размеры  $d_1$  и  $D_1$  и допускаемые отклонения соответствуют раз  
2. Разрезку колец производить под углом  $\alpha = 45^\circ \pm 2^\circ$ . Ширина разрезки  $S = 1,5 \pm 0,1$  мм.  
3. Шероховатость поверхности колец после механической обработки должна быть

Примеры условных обозначений: защитное кольцо типа I для уплотн. кольца защитное 1-125-1, то же, типа II из фторопласта Ф-4 при уплотнении штока диаметром  $d = 110$  мм—кольцо защитное 2-110-11

Полиамид 610 литьевой		Фторопласт-4	Полиамид 610 литьевой		h (предельное отклонение ±0,1)	H (предельное отклонение -0,15)
d <sub>1</sub>		b				
Номинальный размер	Предельное отклонение	Номинальный размер (предельное отклонение -0,15)	Номинальный размер	Предельное отклонение		
28,7	+0,62	5,2	5,0			
30,7						
32,7						
35,7						
36,7						
40,7						
45,7						
46,7						
50,7	0,74	7,7	7,5		2,5	
48,7						
55,6						
56,6						
63,6	+0,87					4,0
65,6						
70,6	+1,00	10,2	10,0	-0,15	2,0	
75,6						
80,5						
90,5						
100,5						
105,5	+1,15					
110,5						
120,5						
125,5	+1,15					
140,5						
160,5						
180,4	+1,15					

мерам заготовки кольца до разрезки.

0,8 ± 0,1 мм для диаметров  $D \leq 16$  мм и  $d \leq 8$  мм, для остальных диаметров —  $\alpha = 30^\circ \pm 2^\circ$

не более  $R_a = 2,5$  мкм (по ГОСТ 2789—73)

нения цилиндра диаметром  $D = 125$  мм из полиамида 610 или капролона —

### 157. Классы точности уплотняемых поверхностей

Уплотняемые диаметры $d$ и $D$	Класс точности при эксплуатации в интервале давлений			
	без защитного кольца	с кольцом защитным из фторопласта Ф-4		с кольцом защитным из полиамида 610 литевского
	От 0 до 100 кг/см <sup>2</sup>	От 0 до 250 кг/см <sup>2</sup>	От 250 до 500 кг/см <sup>2</sup>	От 0 до 500 кг/см <sup>2</sup>
До 80	$\frac{A_3}{X_3}$	$\frac{A_3}{X_3}$	$\frac{A_3}{X_3}$	$\frac{A_4}{X_4}$
Свыше 80 до 180	$\frac{A_3}{X}$	$\frac{A_3}{X}$	$\frac{A_3}{D}$	$\frac{A_4}{X_3}; \frac{A_3}{X_4}$
Свыше 180	$\frac{A_3}{X}$			

### 158. Диапазоны эксплуатационных температур манжет уменьшенного сечения из различных резин

Группа резины	Марка каучука	Интервал рабочих температур, °С	Группа резины	Марка каучука	Интервал рабочих температур, °С
1	СКФ-32	От -10 до +150	4	СКН-26	» -25 » +100
2	СКН-40	» -15 » +100	5	СКН-18 плюс СКН-26	» -40 » +100
3	СКН-40 плюс поливинилхлорид	» -15 » +70	6	СКН-18	» -50 » +100

Примечания: 1. Манжеты, предназначенные для работы в тропических условиях, должны изготавливаться из резины по ГОСТ 15152-69.

2. Манжеты из групп резин 1, 2, 3, 4, 5, 6 применяются для уплотнения систем, работающих на маслах промышленных (ГОСТ 20799-75), АМГ-10 (ГОСТ 6794-53), авиационных МК-22 и МК-20 (ГОСТ 1013-49), турбинном (ГОСТ 32-74), дизельных (ГОСТ 5304-54); на пресной воде и водных эмульсиях с присадками (до 10% ВНИИНП-117 или ВНИИНП-403, или ВНИИНП-413). Манжетами из резин групп 1, 2, 3, 4, 5 уплотняются также системы с веретенными АУ (ГОСТ 1642-50) и АУП (МРТУ38-1-194-66), а также автотракторными (ГОСТ 1862-63) маслами.

### 159. Гарантийные сроки эксплуатации манжет уменьшенного сечения

Группа резины	Температура эксплуатации, °С					
	До 26	До 50	До 70	До 100	До 130	До 150
1	8 лет	4 года	2 года	1 год	30 сут	15 сут
2	1 год	20 сут	8 сут	1 сут	—	—
3	2 года	1 год	5 мес	—	—	—
4	5 лет	5 мес	25 сут	3 сут	—	—
5	5 »	1 год	35 »	7 »	—	—
6	5 »	3 мес	18 »	2 »	—	—

### 160. Примеры монтажа манжет для уплотнения цилиндра

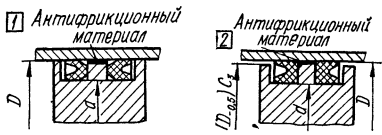
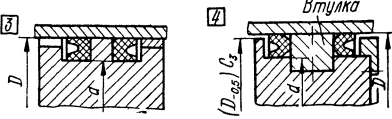
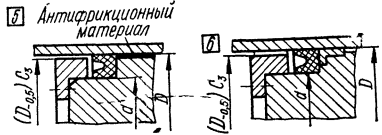
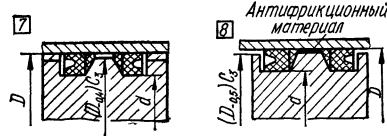
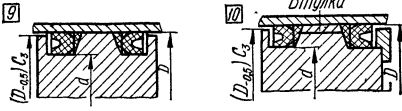
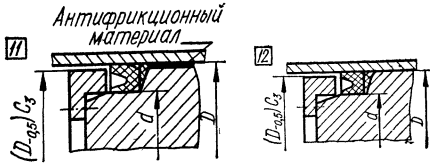
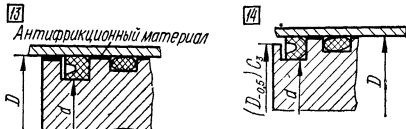
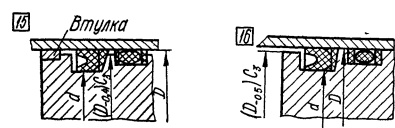
Схема конструкции	Рабочее давление, кг/см <sup>2</sup>	Диаметр канавки под манжету, мм
 <p>1 Антифрикционный материал</p> <p>2 Антифрикционный материал</p>	1—100	80—500
 <p>3</p> <p>4 Втулка</p>	1—100	80—500
 <p>5 Антифрикционный материал</p> <p>6 Антифрикционный материал</p>	1—100	4—500
 <p>7</p> <p>8 Антифрикционный материал</p>	1—500	80—500
 <p>9</p> <p>10 Втулка</p>	1—500	80—500
 <p>11 Антифрикционный материал</p> <p>12</p>	1—500	4—500



Схема конструкции	Рабочее давление кГ/см <sup>2</sup>	Диаметр канавки под манжету мм
	0—100	См. схемы 1—6
	0—500	См. схемы 7—12

Примечание Направляющие втулки (схема 4) изготавливаются разрезными и крепятся с помощью резьбовых соединений. Направляющие втулки (схема 10) можно запрессовывать или навинчивать и стопорить.

161. Примеры монтажа манжет для уплотнения штока

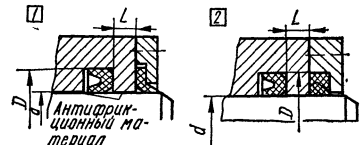
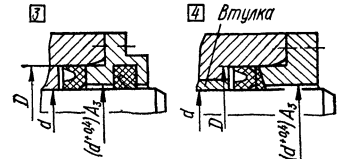
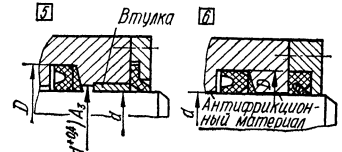
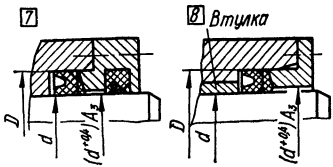
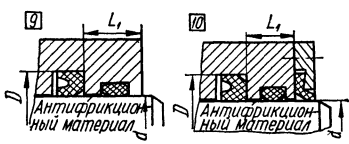
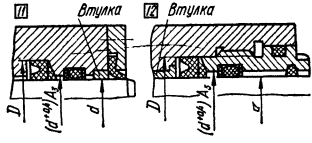
Схема конструкции	Рабочее давление, кГ/см <sup>2</sup>	Диаметр штока <sup>а</sup> d, мм
	1—100	80—525
	1—100	4—525
	1—500	80—525

Схема конструкции	Рабочее давление, кг/см <sup>2</sup>	Диаметр штока $d$ , мм
	1—500	4—525
	0—100	См. схемы 1—4
	0—500	См. схемы 5—8

Примечания: 1. Конструкция грязесъемника не регламентируется.  
 2. Размеры  $L$  и  $L_1$  выбираются из конструктивных соображений с учетом технологичности монтажа

Направляющие детали гидроагрегатов следует изготавливать из бронзы, латуни и других антифрикционных материалов. Износостойкость уплотнений существенно снижается, если температура в зоне контакта резины с металлом достигает 80° С. В этих случаях рекомендуется применять охлаждение рабочей жидкости.

При наличии повышенных по сравнению с рекомендуемыми зазоров между штоком и цилиндром для предотвращения закусывания уса манжеты рекомендуется ограничивать ее перемещение в канавке с помощью фторопластового кольца (рис. 102).

При монтаже для предотвращения повреждения манжет при протягивании рекомендуется в канавках и отверстиях на уплотняемых поверхностях устанавливать технологические кольца и заглушки из фторопласта, полиэтилена и других полимерных материалов, а затем их удалять. В табл. 162 приведены конструкции и размеры заходных фасок, предохраняющих манжеты от повреждения при монтаже.

На рис. 103 показаны конструкции оправок, позволяющих монтировать манжеты при отсутствии заходных фасок или при наличии на деталях шлицев, резьб, отверстий и т. п.

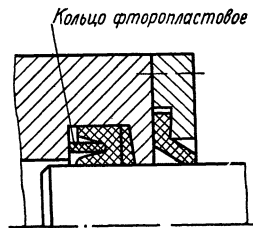
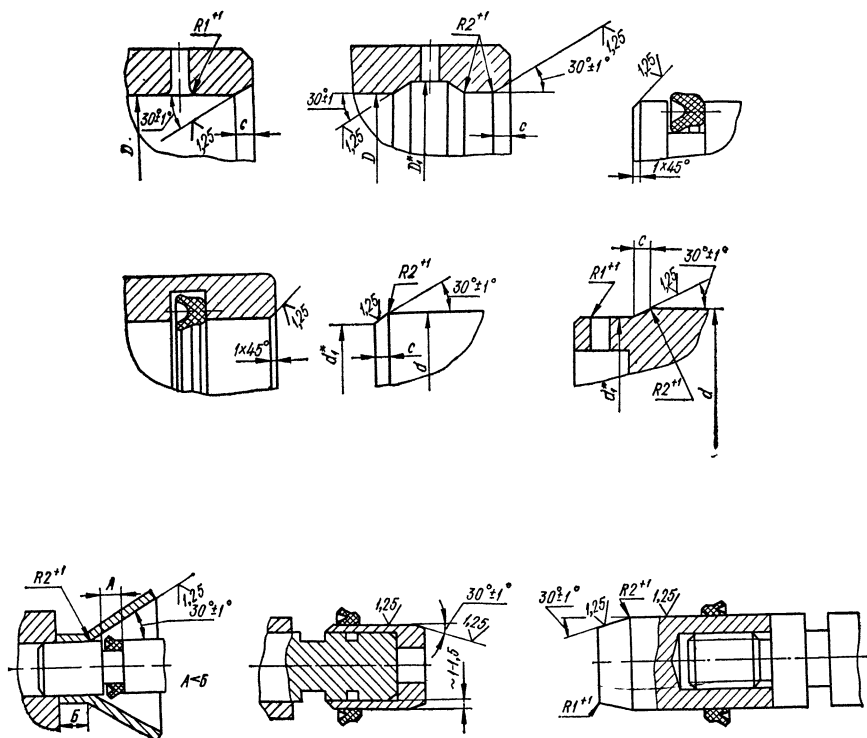


Рис. 102. Схема установки распорного кольца при больших зазорах.

162. Заходные фаски, предохраняющие манжеты уменьшенного сечения от повреждений при монтаже, мм



Уплотнение цилиндра			Уплотнение штока		
Уплотняемый диаметр	$D_1^*$ не менее	$C$	Уплотняемый диаметр	$d_1^*$ не более	$C$
12—14	$D + 3$	2,6	4—6	$d - 3$	2,6
Свыше 16 до 22	$D + 5,5$	4,4	Свыше 8 до 24	$d - 5$	4,4
» 25 » 90	$D + 6$	5,2	» 15 » 75	$d - 7$	6,0
» 100 » 340	$D + 8$	7,0	» 80 » 320	$d - 9$	8,0

\* Размеры для справок.

Прямоугольные манжеты с усом являются разновидностью U-образных манжет. В настоящее время получили широкое распространение комплекты уплотнения прямоугольными манжетами, изготовленными из хлопчатобумажной ткани чефер или домestik, фрикционированных маслобензостойкой резиной. Они применяются для систем с минеральными маслами, инертными газами, масляными эмульсиями, водой. Типовая конструкция такого

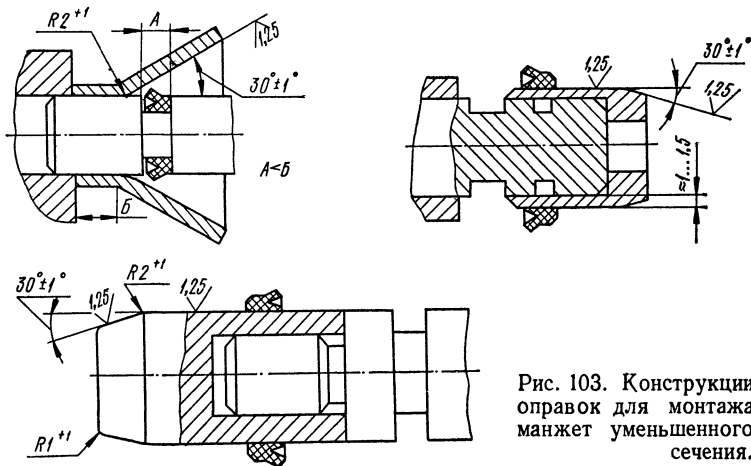
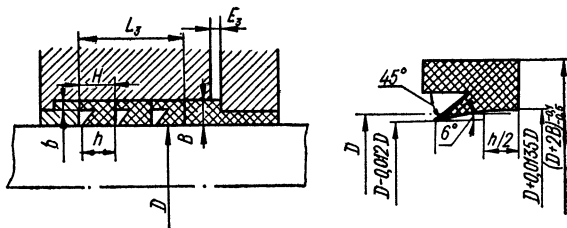


Рис. 103. Конструкции оправок для монтажа манжет уменьшенного сечения.

бумажной ткани чефер или домestik, фрикционированных маслобензостойкой резиной. Они применяются для систем с минеральными маслами, инертными газами, масляными эмульсиями, водой. Типовая конструкция такого

### 163. Размеры уплотнений прямоугольными манжетами с усом, мм [63]



B	H	b	h	L <sub>2</sub>	E <sub>2</sub>	L <sub>3</sub>	E <sub>3</sub>	L <sub>4</sub>	E <sub>4</sub>
5	10	3	8	20	2	30	3	40	4
5,5	10	3	8	20	2	30	3	40	4
6	10	4	8	20	2	30	3	40	4
7	10	4	8	20	2	30	3	40	4
7,5	12	4,5	10	24	2	36	3	48	4
8,5	12	5	10	24	2	36	3	48	4
10	16	6	13	32	4	48	6	64	8
12,5	20	8	16	40	4	60	6	80	8
15	25	11	23	50	6	75	9	100	12
20	32	12,5	27	64	6	93	9	128	12
25	40	15,5	33	80	10	120	15	160	20

Примечание. Индексами 2, 3 и 4 помечены размеры уплотнений с двумя, тремя и четырьмя манжетами.

уплотнения (типа «Лайон») приведена в табл. 163 [64]. Отличительной особенностью уплотнения является отсутствие опорных колец. В тяжелых условиях работы (давление до  $450 \text{ кг/см}^2$ , скорость движения до  $1,5 \text{ м/с}$ , температура жидкости до  $100^\circ\text{C}$ ) уплотнения обеспечивают длительную эксплуатацию без замены, высокую герметичность и относительно малое трение. Широкое применение уплотнений прямоугольными манжетами с усом становится возможным благодаря герметизации подвижных соединений при больших зазорах (до  $1,5 \text{ мм}$ ). При давлении рабочей жидкости  $100\text{—}300 \text{ кг/см}^2$  уплотнительный комплект состоит из  $2\text{—}3$  манжет, при давлении  $300\text{—}400 \text{ кг/см}^2$  — из  $3\text{—}4$ .

## УПЛОТНЕНИЯ РЕЗИНОВЫМИ КОЛЬЦАМИ

Уплотнения резиновыми кольцами прямоугольного и круглого сечений получили широкое распространение в гидравлических системах. Герметичность в уплотнениях этого типа достигается при отсутствии давления за счет предварительного (монтажного) сжатия резинового кольца в канавке. При появлении давления в системе кольцо дополнительно деформируется, и создается плотный контакт с уплотняемой поверхностью.

Несмотря на простоту конструкции, кольца прямоугольного сечения применяются реже, чем кольца круглого сечения. Это объясняется тем, что кольца круглого сечения не имеют острых кромок, разрушающих масляную пленку, от которой в значительной мере зависит износостойкость уплотнения. Кроме того, кольца круглого сечения меньше подвержены выдавливанию в зазор между уплотняемыми деталями. Если кольцо прямоугольного сечения выдавливается в зазор сразу же после появления давления в системе,

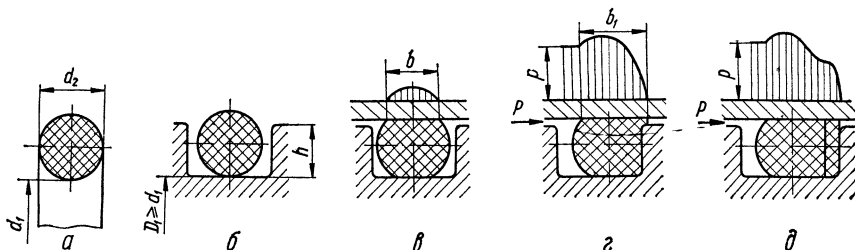


Рис. 104. Схема работы уплотнительного резинового кольца круглого сечения.

то кольцо круглого сечения из резины твердостью  $H_p = 70\text{--}80$  единиц по Shore начинает выдавливаться в зазор при давлении, превышающем  $100\text{—}150 \text{ кг/см}^2$ . Вследствие этого кольца прямоугольного сечения, как правило, применяют в комбинации с защитными шайбами [2]. Кольца круглого сечения могут применяться без защитных шайб при давлениях до  $150 \text{ кг/см}^2$ .

При малых скоростях поступательного движения, когда толщина смазочной пленки недостаточна, возможны проворачивание кольца в канавке и, связанный с этим, повышенный износ колец круглого сечения. Для устранения этого недостатка применяют кольца овального сечения. За рубежом для этих же целей применяют X-образные (двухкромочные) резиновые кольца, которые по сравнению с кольцами круглого сечения обеспечивают меньшие силы трения и более высокую герметичность.

**Резиновые кольца круглого сечения.** Монтаж кольца (рис. 104, а) в канавку производится с растяжением его по внутреннему диаметру (рис. 104, б). При монтаже в агрегат кольцо деформируется с образованием поверхности контакта шириной  $b$  (рис. 104, в). Под действием давления уплотняемой сре-

ды кольцо дополнительно деформируется, при этом поверхность контакта увеличивается до значения  $b_1$  (рис. 104,  $\delta$ ).

Для предохранения кольца от выдавливания в зазор при высоких давлениях в канавке устанавливается защитная шайба (рис. 104,  $\delta$ ) из материала более твердого, чем резина.

Растяжение кольца по внутреннему диаметру при монтаже его в канавке характеризуется коэффициентом растяжения

$$\alpha = (D_1 + d_2) / (d_1 + d_2),$$

где  $d_1$  — внутренний диаметр кольца;  $D_1$  — диаметр канавки (рис. 104,  $\delta$ ).

Значения коэффициента  $\alpha$  изменяются от 1,02 при диаметре уплотняемой поверхности  $D = 100$  мм до 1,05 при  $D = 10$  мм.

Величины допускаемых зазоров между уплотняемыми деталями в зависимости от твердости резины  $H_p$ , давления рабочей жидкости и диаметра  $d_2$  сечения кольца могут быть определены по номограмме на рис. 105. При применении защитных шайб величины зазоров можно увеличить.

При давлениях  $p = 100 \dots 200$  кг/см<sup>2</sup> применяют резины твердостью  $H_p = 70 \dots 80$ . При меньших давлениях можно использовать резину с твердостью  $H_p = 60$ , при давлениях до 500 кг/см<sup>2</sup> — с  $H_p = 90$ .

Относительное сжатие (степень сжатия) кольца при монтаже его в канавку высотой  $h$  определяется по формуле

$$\epsilon = [(d_2 - h) / d_2] 100\%.$$

Для подвижных соединений рекомендуется  $\epsilon = 10 \dots 25\%$ , для неподвижных  $\epsilon = 20 \dots 30\%$ .

Ширина контактной поверхности при отсутствии избыточного давления в системе зависит от степени сжатия и для резин с твердостью  $H_p = 55 \dots 75$  может быть определена по эмпирической формуле  $b = 0,03 d_2 \epsilon$ , мм.

Зависимость ширины контактной поверхности резиновых колец различной твердости от давления в системе показана на рис. 106.

Среднее контактное давление, обусловленное деформацией кольца при монтаже, зависит от степени сжатия и материала кольца и при  $\epsilon < 30\%$  определяется по формуле [33]:

$$\bar{p}_3 = 1,25 \epsilon E 10^{-2}, \text{ кг/см}^2,$$

где  $E$  — модуль упругости резины, кг/см<sup>2</sup> (табл. 139).

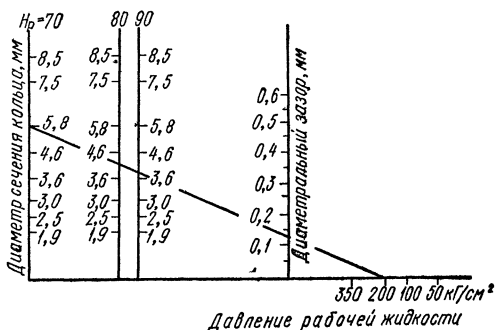


Рис. 105. Рекомендуемые зазоры между уплотнительными деталями в зависимости от давления жидкости, твердости резины и диаметра сечения кольца.

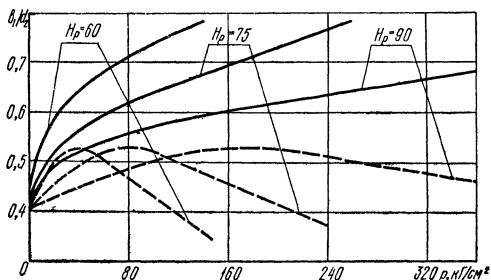


Рис. 106. Изменение ширины контактной поверхности кольца круглого сечения под действием давления жидкости для прямоугольных канавок (сплошная линия) и канавок с углом наклона боковых стенок 23—24° (пунктирная).

По этой формуле построены графики для резин твердостью 60; 75 и 90 (рис. 107). Значения  $\bar{p}_\varepsilon$  сохраняются практически неизменными до  $-35^\circ\text{C}$ . При дальнейшем понижении температуры происходит резкое падение контактного давления. При температуре  $-60^\circ\text{C}$  даже у морозостойких резин типа В-14 и 98-1 контактное давление составляет не более 10—15% от  $\bar{p}_\varepsilon$ , полученного при положительной температуре. С учетом этого для уплотнений, применяемых при температурах ниже  $-30^\circ\text{C}$ , величина контактного давления при положительной температуре ( $\bar{p}_{\varepsilon(20)}$ ) должна выбираться такой,

чтобы при низких температурах она была не ниже минимально допустимой из условий герметичности ( $\bar{p}_{\varepsilon(\min)} = 1,5 \dots 2 \text{ кг/см}^2$ ). Величина

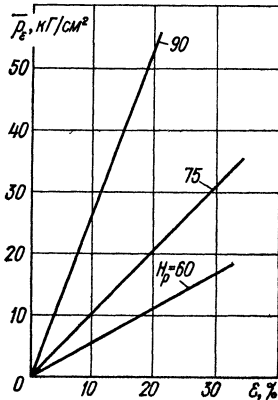


Рис. 107. Зависимость величины среднего контактного давления от степени сжатия.

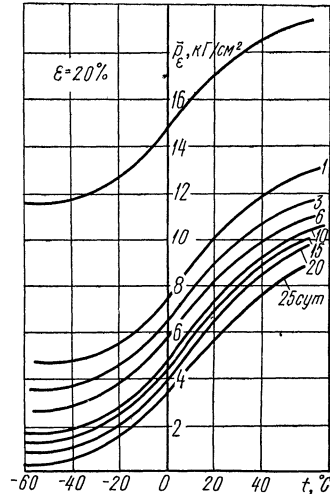


Рис. 108. Изменение контактного давления резинового кольца в результате хранения уплотнительного узла при температуре  $90^\circ\text{C}$ .

контактного давления, которое необходимо создать при температуре  $+20^\circ\text{C}$  для обеспечения герметичности при температурах до  $-60^\circ\text{C}$ , определяется по формуле [44]:

$$\bar{p}_{\varepsilon(20)} = \bar{p}_{\varepsilon(\min)} + m \Delta t \varepsilon,$$

где  $\Delta t$  — разность между минимальной эксплуатационной температурой и температурой, при которой начинается резкое падение контактного давления (от  $-25^\circ\text{C}$  до  $-35^\circ\text{C}$ );  $m$  — коэффициент, зависящий от марки резины (для В-14  $m = 0,017$ ).

Требуемая степень сжатия

$$\varepsilon = (\bar{p}_{\varepsilon(20)} - \bar{p}_{\varepsilon(\min)}) / m \Delta t.$$

Необходимо учитывать, что изменение контактного давления в значительной мере связано также с термостарением резины. Длительное хранение при отрицательных температурах приводит к тому, что резкое падение контактного давления начинается уже при понижении температуры до  $-10^\circ\text{C}$ .

В результате хранения при температуре  $+90^\circ\text{C}$  [33] в течение первых суток контактное давление колец из резины на основе каучука СКН уменьшается на 50%, а через пять суток — на 80% (рис. 108).

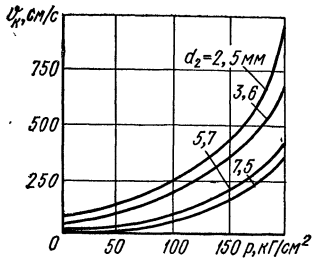


Рис. 109. Зависимость скорости  $v_k$  перехода в режим жидкостного трения от давления жидкости и диаметра сечения кольца при  $\nu = 20$  сСт.

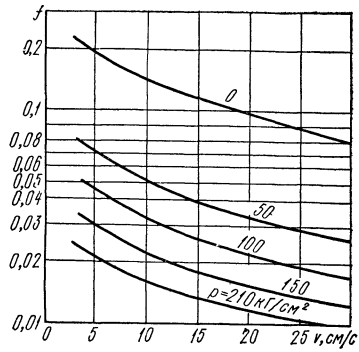


Рис. 110. Зависимость коэффициента трения кольца круглого сечения от давления жидкости и скорости движения ( $H_p = 75$ ;  $\epsilon = 15\%$ ;  $\nu = 20$  сСт;  $R_a = 0,16 \dots 0,32$  мкм).

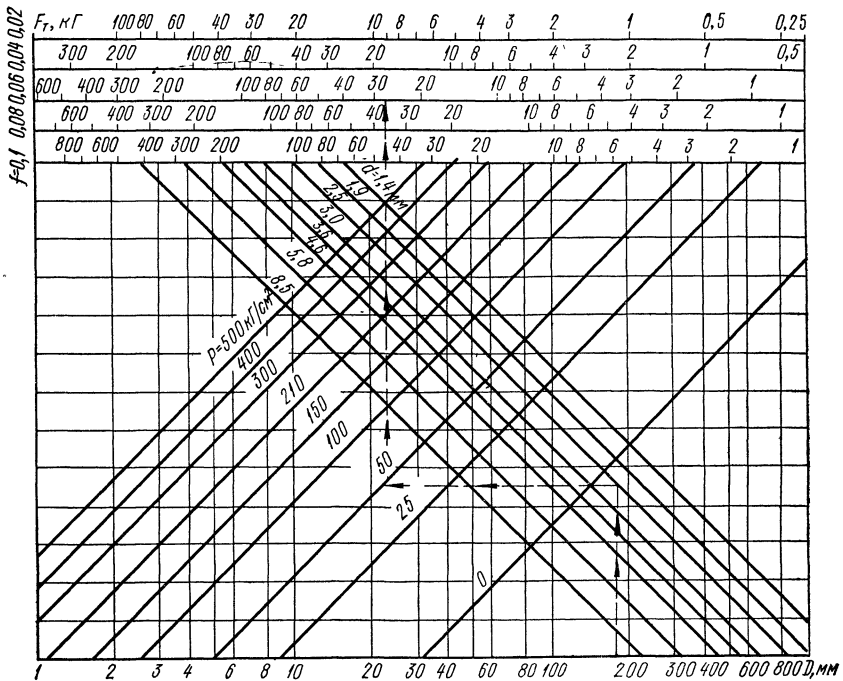


Рис. 111. Номограмма для определения силы трения резинового кольца.  
Ключ номограммы  $D \rightarrow d \rightarrow p \rightarrow F_T$ .



164. Классификация гидроагрегатов

Группа агрегата	Типовые агрегаты	Режим работы	Одиночные
			Эпюра контактных давлений
I	Силовые цилиндры двухстороннего действия		
II	Дифференциальные цилиндры		
III	Демпферы		

При наличии избыточного давления в системе контактное давление увеличивается до значения

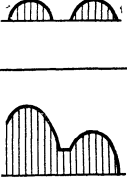
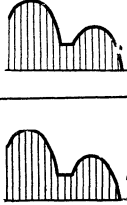
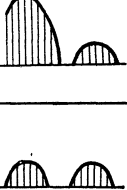
$$\bar{p}_k = \bar{p}_e + cp, \text{ кг/см}^2,$$

где  $c$  — коэффициент передачи давления, зависящий от марки резины и давления жидкости. При  $p = 150 \dots 250 \text{ кг/см}^2$   $c = 0,85 \dots 1,0$ , причем большим твердостям резины соответствуют меньшие значения коэффициента.

Из графиков на рис. 109 следует, что скорости, при которых может осуществляться переход из режима смешанного в режим жидкостного трения, значительно превышают скорости, имеющие место в гидроприводах. Следовательно, в реальных условиях уплотнения работают преимущественно в режиме смешанного трения, для которого величина силы трения может быть определена по формуле:

$$F_{\sigma} = f \pi D b \bar{p}_k, \text{ кг},$$

по уровню герметичности

уплотнения	Дублированные уплотнения	
Величина утечки	Эпюра контактных давлений	Величина утечки
$Q_I = \frac{\pi DH}{2} (\bar{h}_n^* - \bar{h}_0^*) n$		$[Q_d]_I \approx 0,8Q_I$
$Q_{II} = (0,3 \dots 0,5) Q_I$		$[Q_d]_{II} = (0,3 \dots 0,5) [Q_d]_I$
$Q_{III} \approx 0$		$[Q_d]_{III} \approx 0$

где  $D$  — диаметр уплотняемой поверхности, см;  $b$  — ширина контактной поверхности, см;  $f$  — коэффициент трения.

Коэффициент трения уплотнительных колец в зависимости от давления рабочей жидкости и скорости движения изменяется в пределах 0,008—0,3.

Величины коэффициента трения движения при положительной температуре рабочей жидкости могут быть определены по графику на рис. 110. При малых скоростях движения (до 5 см/с) на коэффициент трения существенное влияние оказывает твердость резины. Так, изменение твердости на 1 ед  $H_p$  вызывает изменение коэффициента трения на 1—1,5%. С увеличением скорости влияние твердости уменьшается и при скорости более 30 см/с им можно пренебречь. Номограмма для определения силы трения приведена на рис. 111.

При страгивании уплотняемых деталей коэффициент статического трения в зависимости от времени выдержки в неподвижном состоянии может

достигать значения 0,8—1,0. Наиболее интенсивный рост силы страгивания наблюдается после выдержки в течение 0,5—1 ч. Сила страгивания достигает максимального значения после выдержки в течение суток (рис. 112).

Необходимо учитывать, что сила трения в значительной мере зависит от температурных условий. Так, при понижении температуры до  $-35^{\circ}\text{C}$  сила страгивания увеличивается в 2—3 раза по сравнению со значениями, приведенными на рис. 112. При этих же температурах сила трения движения меньше, чем при положительных температурах, причем с увеличением скорости движения разница в силах трения увеличивается.

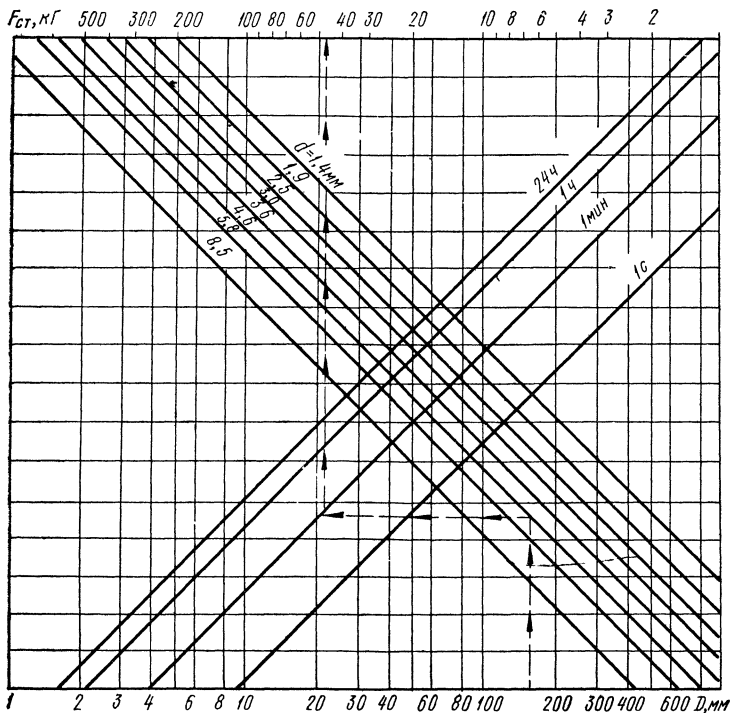


Рис. 112. Номограмма для определения силы страгивания резинового кольца при  $H_p = 75$ ;  $R_a = 0,16 \dots 0,32$  мкм. Ключ номограммы  $D \rightarrow d \rightarrow t \rightarrow F_{стр}$ .

**Герметичность.** По уровню герметичности в режиме смешанного трения, наиболее характерном для гидроагрегатов с прямолинейным движением, уплотнения делятся на три основных группы. К первой, широко распространенной группе относятся уплотнения агрегатов, у которых давление в штоковой полости развивается при обратном ходе штока (рис. 113, табл. 164). Для агрегатов этой группы объем утечки

$$Q_1 = \pi D H (\bar{h}_n^* - \bar{h}_0^*) n / 2, \text{ см}^3,$$

где  $D$  — диаметр уплотняемой поверхности, см;  $(\bar{h}_n^* - \bar{h}_0^*)$  — разность приведенных толщин пленки в зоне контакта уплотнения при прямом и обратном ходах соответственно, см;  $H$  — длина хода, см;  $n$  — количество двойных ходов.

При определенных допущениях [1] принимают  $h^* = \lambda h^*$ . Здесь  $h^*$  — толщина пленки при идеально гладкой поверхности;  $\lambda$  — коэффициент, учитывающий наличие в слое толщиной  $h^*$  объема, занимаемого микронеровностями,  $\lambda = 0,1 \dots 0,7$ .

Толщина гидродинамической пленки [64]

$$h^* = 0,94 \sqrt{\frac{\mu v}{p'}}$$

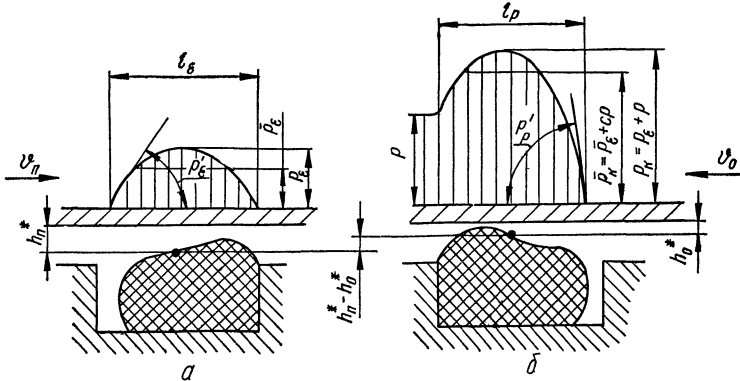


Рис. 113. Схема образования гидродинамической пленки при прямом (а) и обратном (б) ходах штока.

где  $\mu$  — динамический коэффициент вязкости,  $\text{кгс/см}^2$ ;  $v$  — относительная скорость движения,  $\text{см/с}$ ;  $p'$  — градиент в точке перегиба на эпюре контактных давлений (рис. 113),  $\text{кг/см}^3$ .

При прямом ходе для расчета  $h_{п}^*$  принимают градиент  $p'_{п}$  (рис. 113, а), для расчета  $h'_{о}$  — градиент  $p'_{о}$  (рис. 113, б). При прямом ходе (в штоковой полости отсутствует избыточное давление) для колец с диаметром сечения  $d_2 = 3 \dots 5$  мм из резины твердостью  $H_p = 70 \dots 75$  при  $\epsilon = 15\%$   $p'_{п} = 350 \dots 550$   $\text{кг/см}^3$  (большим величинам  $p'_{п}$  соответствуют меньшие значения  $d_2$ ). В диапазоне давлений  $p = 50 \dots 250$   $\text{кг/см}^2$  значения  $p'_{о}$  рассчитывают по эмпирической формуле

$$p'_{о} = k_p p'_{п}$$

где  $k_p$  — коэффициент, зависящий от материала резины и давления  $p$ .

При  $H_p = 70 \dots 80$  можно принять  $k_p = 0,08p$ .

Для жидкости с кинематической вязкостью 10—20 сСт и уплотняемой поверхности с шероховатостью  $R_a = 0,16 \dots 0,32$  мкм значения приведенной толщины масляной пленки  $h^* = h^* \lambda$  в зависимости от градиента  $p'$  и скорости  $v$  можно определить по номограмме на рис. 114.

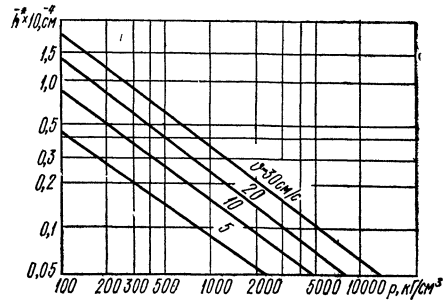


Рис. 114. Номограмма для определения приведенной толщины масляной пленки.

Пример расчета. Определить  $Q_I$  при  $D = 50$  мм;  $d_2 = 3$  мм;  $H = 200$  мм;  $n = 10$  000;  $v = 16$  сСт;  $\epsilon = 15\%$ ;  $p = 150$   $\text{кг/см}^2$ ;  $v_{п} = 10$   $\text{см/с}$ ;  $v_{о} = 30$   $\text{см/с}$ .

1) для  $d_2 = 3$  мм и  $\epsilon = 15\%$  принимаем  $p'_{п} = 550$   $\text{кг/см}^3$ ;

- 2)  $p'_0 = 0,08 \nu p'_n = 0,08 \cdot 150 \cdot 550 = 6600$  кг/см<sup>2</sup>;  
 3) по номограмме на рис. 114 для  $p'_n = 550$  кг/см<sup>2</sup> и  $v = 10$  см/с находим  $\bar{h}^*_n = 0,25 \cdot 10^{-4}$  см; для  $p'_0 = 6600$  кг/см<sup>2</sup> и  $v_0 = 30$  см/с —  $\bar{h}^*_0 = 0,9 \cdot 10^{-4}$  см;  
 4)  $\Delta \bar{h}^* = \bar{h}^*_n - \bar{h}^*_0 = 0,25 - 0,09 = 0,16 \cdot 10^{-4}$  см;  
 5)  $Q_I = \frac{\pi DH}{2} \Delta \bar{h}^* n = \frac{\pi \cdot 20}{2} 0,16 \cdot 10^{-4} \cdot 10^4 = 25$  см<sup>3</sup>.

Для определения величины  $Q_I$  в зависимости от величины  $\Delta \bar{h}^*$  при  $n = 1$  можно пользоваться номограммой на рис. 115.

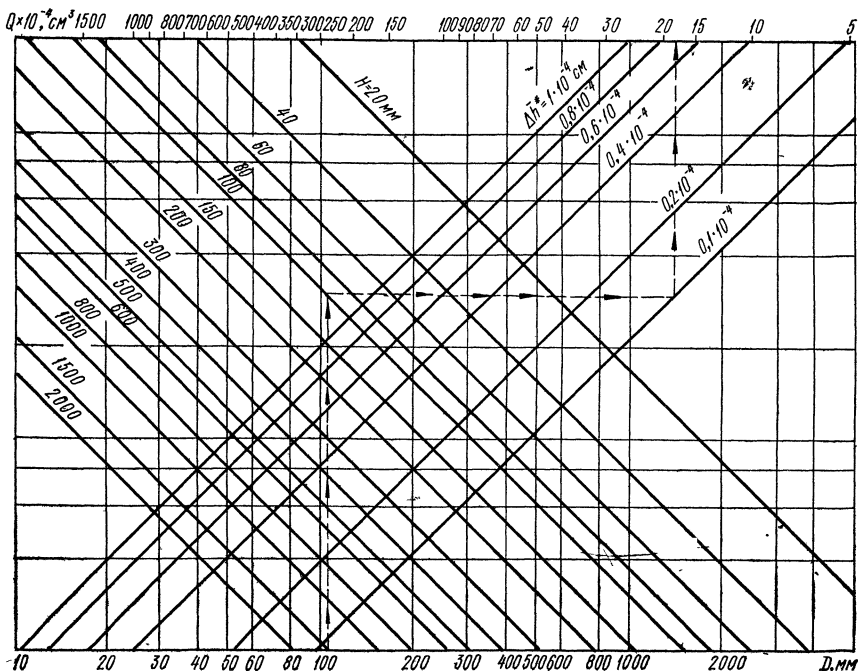


Рис. 115. Номограмма для определения объема утечек. Ключ номограммы  $D \rightarrow H \rightarrow \bar{h}^* \rightarrow Q$ .

При давлениях более 100 кг/см<sup>2</sup> и скорости  $v_n < 10$  см/с толщиной пленки  $\bar{h}^*_0$  можно пренебречь, тогда

$$Q_I = (\pi DH/2) \bar{h}^*_n.$$

Для оценочных расчетов при  $p > 100$  кг/см<sup>2</sup> можно принимать  $\Delta \bar{h}^* = (0,5 \dots 1,0) \cdot 10^{-4}$  см, где меньшим значениям скоростей соответствуют меньшие значения  $\Delta \bar{h}^*$ .

Ко второй группе относятся уплотнения агрегатов, у которых давления в штоковой полости развиваются как при прямом, так и при обратном ходе штока (табл. 164). В этих агрегатах при прямом ходе штока высота микрокамер, заполненных маслом, значительно меньше, чем в агрегатах первой группы за счет увеличения контактного давления до величины  $\bar{p}_k = \bar{p}_e + c p$ . Соответственно  $Q_{II} = (0,3 \dots 0,5) Q_I$ , т. е. в уплотнениях второй группы объем утечек в 2—3 раза ниже, чем в агрегатах первой.

Уплотнения третьей группы устанавливаются в агрегатах, у которых давление в штоковой полости развивается при прямом ходе штока. Из табл. 164 следует, что  $\bar{h}_{\text{п}}^* = \bar{h}_{\text{о}}^*$  ( $p_{\text{п}}^* = p_{\text{о}}^*$ ), следовательно,  $\Delta \bar{h}^* = 0$  и  $Q_{\text{III}} = 0$ , т. е. уплотнения в агрегатах третьей группы обеспечивают практически полную герметичность.

В связи с тем, что при прямом ходе контактное давление превышает контактное давление, возникающее при обратном ходе, на величину  $sr$ , толщина пленки при прямом ходе может быть меньше толщины пленки при обратном. Поэтому для улучшения условий смазки уплотнений третьей группы при обратном ходе рекомендуется установка маслосборников.

Повышение в 2—3 раза герметичности уплотнений в агрегатах первой группы можно обеспечить подачей рабочего давления в полость канавки при

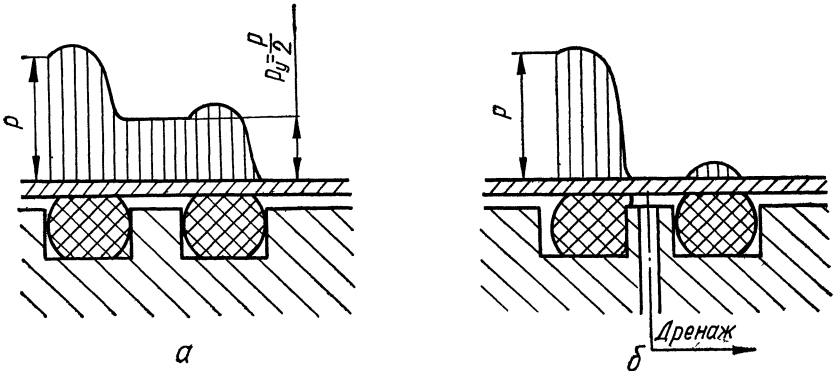


Рис. 116. Схемы работы дублированных уплотнений:  
а — без дренажа, б — с дренажем.

прямом ходе штока (аналогично режиму второй группы) [63]. В агрегатах первой группы с короткоходовыми штоками можно добиться практически полной герметичности, если кольцо установить не в корпусе, а на штоке (аналогично режиму третьей группы). В агрегатах с длинноходовыми штоками герметичность уплотнений первой группы повышается на 15—20% при установке двух последовательно расположенных дублированных колец (рис. 116, а) [1]. В этом случае во время работы в полости, ограниченной кольцами, возникает давление  $p_{\text{г}} \approx 1/2p$ , что приводит к увеличению величины  $\bar{h}_{\text{п}}^*$ , а следовательно, к уменьшению утечек (табл. 164). При этом существенно повышается работоспособность уплотнения, так как перепад давления на каждом из колец уменьшается примерно вдвое и улучшаются условия смазки при обратном ходе штока. Существенно повысить герметичность можно дренированием дублированного уплотнения, однако в этом случае на внутреннее кольцо воздействует полный перепад давлений (рис. 116, б), в результате чего снижается ресурс уплотнения. К технологическим методам повышения герметичности следует отнести применение виброобкатки, которая позволяет уменьшить на 10—18% утечки при одновременном увеличении износостойкости уплотнения [61].

Для определения размеров канавок на поршне под уплотнительные кольца рекомендуются следующие соотношения (рис. 117):

$$D_{1\text{max}} = D_{\text{min}}'' - 2(d_{2\text{max}} - \epsilon_{\text{max}}), \quad d_{1\text{max}} = D_{1\text{min}} - 0,1d_{2\text{ном}}, \\ D_{1\text{min}} = D_{\text{max}}'' - 2(d_{2\text{min}} - \epsilon_{\text{min}}), \quad d_{1\text{min}} = D_{1\text{min}} - 0,25d_{2\text{ном}}$$

для канавок в цилиндре —

$$D_{2\min} = D'_{\max} + 2(d_{2\max} - \varepsilon_{\max}), \quad l_{\max} = 1,3d_{2\max}, \quad D_{2\max} = D'_{\min} + 2 + 2(d_{2\min} - \varepsilon_{\min}), \quad l_{\min} = 1,25d_{2\max}, \quad D_{1\max} = D'_{\min} - 0,1d_{2\text{ном}},$$

$$r_1 = 0,02 \dots 0,03 \text{ мм}, \quad d_{1\min} = D'_{\min} - 0,25d_{2\text{ном}}, \quad r_2 = 0,3 \dots 0,8 \text{ мм}.$$

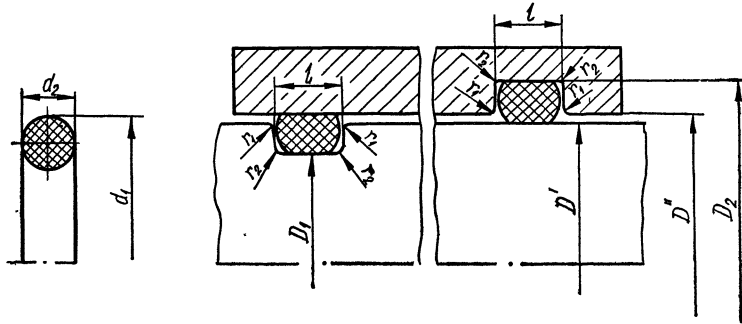


Рис. 117. Конструкция канавки для уплотнительных колец круглого сечения.

По ГОСТ 18829—73 резиновые кольца круглого сечения применяют для уплотнения неподвижных соединений при давлении до 500 кг/см<sup>2</sup>, а для подвижных — до 320 кг/см<sup>2</sup> в системах, работающих в минеральных маслах, жидких топливах, эмульсиях, смазках, пресной и морской воде, а также до 400 кг/см<sup>2</sup> в неподвижных соединениях и до 100 кг/см<sup>2</sup> в подвижных соединениях при работе на сжатом воздухе. Максимально допустимая скорость перемещения в любой среде составляет 0,5 м/с.

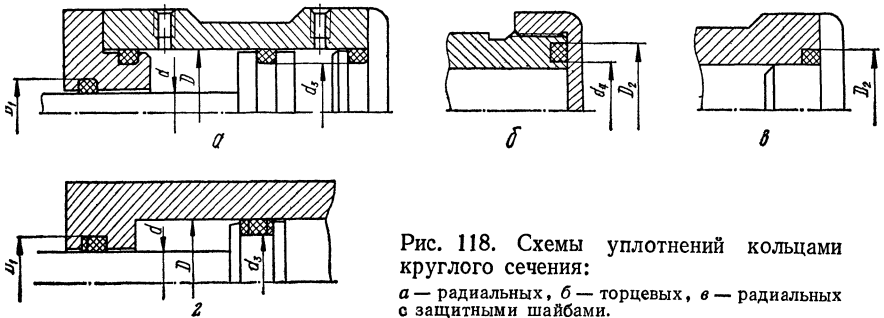


Рис. 118. Схемы уплотнений кольцами круглого сечения:

а — радиальных, б — торцевых, в — радиальных с защитными шайбами.

В зависимости от рабочей температуры кольца должны изготавливаться из резин, группы которых приведены в табл. 165. Физико-механические показатели резин приведены в табл. 140.

Кольца для подвижных соединений должны изготавливаться по группам точности 1 и 2, для неподвижных — по группе точности 2 (табл. 166). Предельные отклонения сопрягаемых деталей уплотнения приведены в табл. 167.

Конструкция и размеры уплотнений приведены на рис. 118 и в табл. 168—171.

В табл. 172 и табл. 173 приведены размеры уплотнений по конусной фаске и уплотнений резьбовых соединений.

### 165. Группы резин, применяемые при различных температурах

Температура, °С	Группа резины	Температура, °С	Группа резины
-15 ... +100	0	-30 ... +120	4
-30 ... +100	1	-20 ... +150	5
-50 ... +100	2	-20 ... +200	6

Примечание. Резина группы 3 рекомендуется для работы в маслах при температуре от +100 до -60° С, а во всех остальных средах — от +100 до -50° С.

### 166. Предельные отклонения диаметра $d_2$ сечения колец, мм (по ГОСТ 9833—73)

Номинальный диаметр $d_2$ , мм	Предельные отклонения		Номинальный диаметр $d_2$ , мм	Предельные отклонения	
	по группе точности 1	по группе точности 2		по группе точности 1	по группе точности 2
1,4 1,9	+0,10 -0,05	±0,10	3,6 4,6	±0,10	+0,20 -0,10
2,5	±0,10		5,8 7,5		±0,15
3,0			8,5	±0,2	

### 167. Предельные отклонения диаметров сопрягаемых деталей по системе отверстия в зависимости от давления и вида соединения (по ГОСТ 9833—73), мм

Номинальный диаметр	Предельные отклонения при давлении, кг/см <sup>2</sup>					
	до 50		свыше 50 до 100		свыше 100	
	для соединений					
	подвижных	неподвижных	подвижных	неподвижных	подвижных	неподвижных
3—6						
Свыше 6 до 10				По $X_3$	По $A_{3a}$	По $X_3$
» 10 » 18	По $A_3$	По $X_3$	По $A_{3a}$	По $X_3$	По $A_3$	По $X_{3a}$
» 18 » 30						По $A_{3a}$
» 30 » 50						
» 50 » 80				По $X$		По $X$
» 80 » 120		По $X$			По $A$	По $X$
» 120 » 180		По $D$	По $A_3$	По $D$		По $A_3$
» 180		По $D$	По $C_3$	По $A$		По $C_3$





Обозначение кольца	Размеры уплотняемых поверхностей											Внутренний диаметр кольца $d_1$ при диаметре сечения $d_2$			Масса 1000 шт., кг
	$d$	$D$	подвижных соединений			неподвижных соединений			торцевых уплотнений			1,4	1,9	2,5	
			$D_1$	$d_3$	$l$	$D_1$	$d_3$	$l$	$d_4$	$D_2$	$h$ (предельное отклонение $+0,1$ )				
008—012—25	8	12	12	8	3,3	11,7	8,3	3,6	6	13	1,85	—	—	7,7	0,15
009—012—19	9	12	—	—	—	11,8	9,2	2,6	7	12	1,4	—	8,7	—	0,09
009—013—25	9	13	13	9	3,3	12,7	9,3	3,6	7	14	1,85	—	—	8,7	0,18
010—013—19	10	13	—	—	—	12,8	10,2	2,6	8	13	1,4	—	9,7	—	0,10
010—014—25	10	14	14	10	3,3	13,7	10,3	3,6	8	15	1,85	—	—	9,7	0,20
011—014—19	11	14	—	—	—	13,8	11,2	2,6	9	14	1,4	—	10,6	—	0,11
011—015—25	11	15	15	11	3,3	14,7	11,3	3,6	8	15	1,85	—	—	10,6	0,22
012—015—19	12	15	—	—	—	14,8	12,2	2,6	10	15	1,4	—	11,6	—	0,12
012—016—25	12	16	16	12	3,3	15,7	12,3	3,6	9	16	1,85	—	—	11,6	0,23
013—016—19	13	16	—	—	—	15,8	13,2	2,6	11	16	1,4	—	12,6	—	0,13
013—017—25	13	17	17	13	3,3	16,7	13,3	3,6	10	17	1,85	—	—	12,6	0,25
014—017—19	14	17	—	—	—	16,8	14,2	2,6	12	17	1,4	—	13,6	—	0,14
014—018—25	14	18	18	14	3,3	17,7	14,3	3,6	11	18	1,85	—	—	13,6	0,27
015—018—19	15	18	—	—	—	17,8	15,2	2,6	13	18	1,4	—	14,6	—	0,15
015—019—25	15	19	19	15	3,3	18,7	15,3	3,6	12	19	1,85	—	—	14,6	0,29
016—019—19	16	19	—	—	—	18,8	16,2	2,6	14	19	1,4	—	15,6	—	0,16
016—020—25	16	20	20	16	3,3	19,7	16,3	3,6	13	20	1,85	—	—	15,6	0,30
017—020—19	17	20	—	—	—	19,8	17,2	2,6	15	20	1,4	—	16,6	—	0,17
017—021—25	17	21	21	17	3,3	20,7	17,3	3,6	14	21	1,85	—	—	16,6	0,31
018—021—19	18	21	—	—	—	20,8	18,2	2,6	16	21	1,4	—	17,5	—	0,17
018—022—25	18	22	22	18	3,3	21,7	18,3	3,6	15	22	1,85	—	—	17,5	0,32
019—022—19	19	22	—	—	—	21,8	19,2	2,6	17	22	1,4	—	18,5	—	0,18
019—023—25	19	23	—	—	—	22,7	19,3	3,6	16	23	1,85	—	—	18,5	0,33
020—023—19	20	23	—	—	—	22,8	20,2	2,6	18	23	1,4	—	19,5	—	0,19

Примечания: 1. ГОСТ предусматривает размеры уплотняемых поверхностей до 500 мм.

2. Кольца, предназначенные для работы в тропических условиях, выполняют по ГОСТ 15152—69.

3. Параметр шероховатости уплотняемой поверхности не должен превышать для подвижного соединения 0,16 мкм, для неподвижного — 1,25 мкм, для торцевого — 2,5 мкм.

4. Допускаемые отклонения размера  $l$  — по  $A_5$ .

5. Радиальное биение поверхности  $A$  относительно поверхности  $B$  не превышает 0,04 мм при  $d_k < 30$  мм и 0,06 мм при  $d_k > 30$  мм.

Условное обозначение кольца диаметром сечения 3,0 мм для диаметра штока 20 мм, диаметра цилиндра 25 мм, группы точности 2, из резины группы 41  
кольцо 020—025—30—2—4 ГОСТ 9833—73.

169. Размеры, мм, посадочных мест для уплотнений резиновыми кольцами

Обозначение кольца	Размеры уплотняемых						
	d	D	подвижных соединений			неподвижных	
			D <sub>1</sub>	d <sub>3</sub>	l	D <sub>1</sub>	d <sub>3</sub>
020—024—25	20	24	—	—	—	23,7	20,3
020—025—30	20	25	25	20	3,7	24,7	20,3
021—025—25	21	25	—	—	—	24,7	21,3
021—027—36	21	27	27	21	4,4	26,6	21,4
022—026—25	22	26	—	—	—	25,7	22,3
022—027—30	22	27	27	22	3,7	26,7	22,3
022—028—36	22	28	28	22	4,4	27,6	22,4
023—027—25	23	27	—	—	—	26,7	23,3
023—028—30	23	28	28	23	3,7	27,7	23,3
023—029—36	23	29	29	23	4,4	28,6	23,4
024—028—25	24	28	—	—	—	27,7	24,3
024—029—30	24	29	29	24	3,7	28,7	24,3
024—030—36	24	30	30	24	4,4	29,6	24,4
025—029—25	25	29	—	—	—	28,7	25,3
025—030—30	25	30	30	25	3,7	29,7	25,3
025—031—36	25	31	31	25	4,4	30,6	25,4
026—030—25	26	30	—	—	—	29,7	26,3
026—032—36	26	32	32	26	4,4	31,6	26,4
027—031—25	27	31	—	—	—	30,7	27,3
027—032—30	27	32	32	27	3,7	31,7	27,3
027—033—36	27	33	33	27	4,4	32,6	27,4
028—032—25	28	32	—	—	—	31,7	28,3
028—033—30	28	33	33	28	3,7	32,7	28,3
028—034—36	28	34	34	28	4,4	33,6	28,4
028—036—46	28	36	36	28	5,2	35,4	28,6
029—033—25	29	33	—	—	—	32,7	29,3
029—035—36	29	35	35	29	4,4	34,6	29,4
030—034—25	30	34	—	—	—	33,7	30,3
030—035—30	30	35	35	30	3,7	34,7	30,3
030—036—36	30	36	36	30	4,4	35,6	30,4
030—038—46	30	38	38	30	5,2	37,4	30,6
032—036—25	32	36	—	—	—	35,7	32,3
032—037—30	32	37	37	32	3,7	36,7	32,3
032—038—36	32	38	38	32	4,4	37,6	32,4
032—040—46	32	40	40	32	5,2	39,4	32,6
033—038—30	33	38	38	33	3,7	37,7	33,3
034—038—25	34	38	—	—	—	37,7	34,3
034—040—36	34	40	40	34	4,4	39,6	34,4
034—042—46	34	42	42	34	5,2	41,4	34,6
035—040—30	35	40	40	35	3,7	39,7	35,3
035—041—36	35	41	41	35	4,4	40,6	35,4
035—043—46	35	43	43	35	5,2	42,4	35,6
036—040—25	36	40	—	—	—	39,7	36,3
036—041—30	36	41	41	36	3,7	40,7	36,3
036—042—36	36	42	42	36	4,4	41,6	36,4
036—044—46	36	44	44	36	5,2	43,4	36,6
037—041—25	37	41	—	—	—	40,7	37,3
037—045—46	37	45	45	37	5,2	44,4	37,6
038—042—25	38	42	—	—	—	41,7	38,3

круглого сечения диаметром  $d_2 = 2,5 \dots 4,6$  мм (по ГОСТ 9833—73)

поверхностей				Внутренний диаметр кольца $d_1$ при диаметре сечения $d_2$				Масса 1000 шт., кг
соединений	торцевых уплотнений			2,5	3,0	3,6	4,6	
$l$	$d_4$	$D_2$	$h$ (предельное отклонение $+0,1$ )					
3,6	17	24	1,85	19,5	—	—	—	0,34
4,0	16	25	2,2	—	19,5	—	—	0,50
3,6	18	25	1,85	20,5	—	—	—	0,35
4,7	18	28	2,6	—	—	20,5	—	7,7
3,6	19	26	1,85	21,5	—	—	—	0,37
4,0	18	27	2,2	—	21,5	—	—	0,54
4,7	19	29	2,6	—	—	21,5	—	8,0
3,6	20	27	1,85	22,5	—	—	—	0,39
4,0	19	28	2,2	—	22,5	—	—	0,57
4,7	20	30	2,6	—	—	22,5	—	8,3
3,6	21	28	1,85	23,5	—	—	—	0,40
4,0	20	29	2,2	—	23,5	—	—	0,59
4,7	21	31	2,6	—	—	23,5	—	8,7
3,6	22	29	1,85	24,5	—	—	—	0,41
4,0	21	30	2,2	—	24,5	—	—	0,61
4,7	22	32	2,6	—	—	24,5	—	9,0
3,6	23	30	1,85	25,5	—	—	—	0,42
4,7	23	33	2,6	—	—	25,5	—	9,3
3,6	24	31	1,85	26,5	—	—	—	0,45
4,0	23	32	2,2	—	26,5	—	—	0,66
4,7	24	34	2,6	—	—	26,5	—	9,6
3,6	25	32	1,85	27,5	—	—	—	0,46
4,0	24	33	2,2	—	27,5	—	—	0,68
4,7	25	35	2,6	—	—	27,5	—	9,9
5,6	25	37	3,3	—	—	—	27,5	16,8
3,6	26	33	1,85	28,5	—	—	—	0,48
4,7	26	36	2,6	—	—	28,5	—	10,2
3,6	27	34	1,85	29,5	—	—	—	0,49
4,0	26	35	2,2	—	29,5	—	—	0,72
4,7	27	37	2,6	—	—	29,5	—	10,6
5,6	27	39	3,3	—	—	—	29,5	17,8
3,6	29	36	1,85	31,0	—	—	—	0,52
4,0	28	37	2,2	—	31,0	—	—	0,75
4,7	28	38	2,6	—	—	31,0	—	11,3
5,6	28	40	3,3	—	—	—	31,0	18,6
4,0	28	37	2,2	—	32,0	—	—	0,78
3,6	31	38	1,85	33,0	—	—	—	0,55
4,7	30	40	2,6	—	—	33,0	—	11,7
5,6	30	42	3,3	—	—	—	33,0	19,6
4,0	30	39	2,2	—	34,0	—	—	0,81
4,7	31	41	2,6	—	—	34,0	—	12,1
5,6	31	43	3,3	—	—	—	34,0	20,2
3,6	33	40	1,85	35,0	—	—	—	0,57
4,0	31	40	2,2	—	35,0	—	—	0,84
4,7	32	42	2,6	—	—	35,0	—	12,5
5,6	32	44	3,3	—	—	—	35,0	20,7
3,6	34	41	1,85	36,0	—	—	—	0,59
5,6	33	45	3,3	—	—	—	36,0	21,2
3,6	35	42	1,85	37,0	—	—	—	0,61

Обозначение кольца	Размеры уплотняемых						
	d	D	подвижных соединений			неподвижных	
			D <sub>1</sub>	d <sub>3</sub>	l	D <sub>1</sub>	d <sub>3</sub>
038—042—30	38	42	43	37	3,7	42,7	37,3
038—044—36	38	44	44	38	4,4	43,6	38,4
038—046—46	38	46	46	38	5,2	45,4	38,6
039—045—36	39	45	45	39	4,4	44,6	39,4
040—044—25	40	44	—	—	—	43,7	40,3
040—045—30	40	45	45	40	3,7	44,7	40,3
040—046—36	40	46	46	40	4,4	45,6	40,4
040—048—46	40	48	48	40	5,2	47,4	40,6
041—045—25	41	45	—	—	—	44,7	41,3
042—046—25	42	46	—	—	—	45,7	42,3
042—048—30	42	48	48	43	3,7	46,7	43,3
042—048—36	42	48	48	42	4,4	47,6	42,4
042—050—46	42	50	50	42	5,2	49,4	42,6
043—047—25	43	47	—	—	—	46,7	43,3
044—048—25	44	48	—	—	—	47,7	44,3
044—050—36	44	50	50	44	4,4	49,6	44,4
044—052—46	44	52	52	44	5,2	51,4	44,6
045—049—25	45	49	—	—	—	48,7	45,3
045—050—30	45	50	50	45	3,7	49,7	45,3
045—051—36	45	51	51	45	4,4	50,6	45,4
045—053—46	45	53	53	45	5,2	52,4	45,6
046—050—25	46	50	—	—	—	49,7	46,3
046—052—36	46	52	52	46	4,4	51,6	46,4
047—055—46	47	55	55	47	5,2	54,4	47,6
048—052—25	48	52	—	—	—	51,7	48,3
048—054—36	48	54	54	48	4,4	53,6	48,4
048—056—46	48	56	56	48	5,2	55,4	48,6
049—055—36	49	55	55	49	4,4	54,6	49,4
050—054—25	50	54	—	—	—	53,7	50,3
050—055—30	50	55	—	—	—	54,7	50,3
050—056—36	50	56	—	—	—	55,6	50,4
050—058—46	50	58	58	50	5,2	57,4	50,6

Примечание. См. эскиз в табл. 168.

### 170. Размеры, мм, посадочных мест для уплотнений резиновыми кольцами

Обозначение кольца	Размеры уплотняемых						
	d	D	подвижных соединений			неподвижных	
			D <sub>1</sub>	d <sub>3</sub>	l	D <sub>1</sub>	d <sub>3</sub>
050—060—58	50	60	60	50	6,5	59,2	50,8
051—056—30	51	56	—	—	—	55,7	51,3
052—058—36	52	58	—	—	—	57,6	52,4
052—060—46	52	60	60	52	5,2	59,4	52,6

поверхностей				Внутренний диаметр кольца $d_1$ при диаметре сечения $d_2$				Масса 1000 шт., кг
соединений	торцевых уплотнений							
$l$	$d_4$	$D_2$	$h$ (предельное отклонение $+0,1$ )	2,5	3,0	3,6	4,6	
4,0	32	41	2,2	—	36,0	—	—	0,87
4,7	34	44	2,6	—	—	37,0	—	13,0
5,6	34	46	3,3	—	—	—	37,0	21,7
4,7	35	45	2,6	—	—	38,0	—	13,3
3,6	37	44	1,85	39,0	—	—	—	0,64
4,0	35	44	2,2	—	39,0	—	—	0,92
4,7	36	46	2,6	—	—	39,0	—	13,6
5,6	36	48	3,3	—	—	—	39,0	22,8
3,6	38	45	1,85	40,0	—	—	—	0,66
3,6	39	46	1,85	41,0	—	—	—	0,67
4,0	37	46	2,2	—	41,0	—	—	0,98
4,7	38	48	2,6	—	—	41,0	—	14,3
5,6	38	50	3,3	—	—	—	41,0	23,8
3,6	40	47	1,85	42,0	—	—	—	0,68
3,6	41	48	1,85	43,0	—	—	—	0,70
4,7	40	50	2,6	—	—	43,0	—	14,9
5,6	40	52	3,3	—	—	—	43,0	24,8
3,6	42	49	1,85	44,0	—	—	—	0,72
4,0	40	49	2,2	—	44,0	—	—	1,04
4,7	41	51	2,6	—	—	44,0	—	15,2
5,6	41	53	3,3	—	—	—	44,0	25,4
3,6	43	50	1,85	45,0	—	—	—	0,73
4,7	42	52	2,6	—	—	45,0	—	15,5
5,6	43	55	3,3	—	—	—	46,0	26,4
3,6	45	52	1,85	47,0	—	—	—	0,76
4,7	44	54	2,6	—	—	47,0	—	16,2
5,6	44	56	3,3	—	—	—	47,0	26,9
4,7	45	55	2,6	—	—	48,0	—	16,5
3,6	47	54	1,85	49,0	—	—	—	0,79
4,0	45	54	2,2	—	49,0	—	—	1,20
4,7	46	56	2,6	—	—	49,0	—	16,8
5,6	46	58	3,3	—	—	—	49,0	28,0

круглого сечения диаметром  $d_2 = 3,0 \dots 5,8$  мм (по ГОСТ 9833—73)

поверхностей				Внутренний диаметр кольца $d_1$ при диаметре сечения $d_2$				Масса 1000 шт., кг
соединений	торцевых уплотнений							
$l$	$d_4$	$D_2$	$h$ (предельное отклонение $+0,1$ )	3,0	3,6	4,6	5,8	
7,0	45	60	4,2	—	—	—	49,0	3,8
4,0	46	55	2,2	50,0	—	—	—	1,25
4,7	48	58	2,6	—	51,0	—	—	17,4
5,6	48	60	3,3	—	—	51,0	—	29,0

Обозначение кольца	Размеры уплотняемых						
	d	D	подвижных соединений			неподвижных	
			D <sub>1</sub>	d <sub>3</sub>	l	D <sub>1</sub>	d <sub>3</sub>
053—063—58	53	63	63	53	6,5	62,2	53,8
054—060—36	54	60	—	—	—	59,6	54,4
054—062—46	54	62	62	54	5,2	61,4	54,6
055—060—30	55	60	—	—	—	59,7	55,3
055—061—36	55	61	—	—	—	60,6	55,4
055—063—46	55	63	63	55	5,2	62,4	55,6
055—065—58	55	65	65	55	6,5	64,2	55,8
056—061—30	56	61	—	—	—	60,7	56,8
056—062—36	56	62	—	—	—	61,6	56,4
056—066—58	56	66	66	56	6,5	65,2	56,8
057—063—36	57	63	—	—	—	62,6	57,4
057—065—46	57	65	65	57	5,2	64,4	57,6
058—063—30	58	63	—	—	—	62,7	58,8
058—064—36	58	64	—	—	—	63,6	58,4
058—066—46	58	66	66	58	5,2	65,4	58,6
059—065—36	59	65	—	—	—	64,6	59,4
060—065—30	60	65	—	—	—	64,7	60,3
060—066—36	60	66	—	—	—	65,6	60,4
060—068—46	60	68	68	60	5,2	67,4	60,6
060—070—58	60	70	70	60	6,5	69,2	60,8
061—071—58	61	71	71	61	6,5	70,2	61,8
062—068—36	62	68	—	—	—	67,6	62,4
062—070—46	62	70	70	62	5,2	69,4	62,6
063—068—30	63	68	—	—	—	67,7	63,3
063—069—36	63	69	—	—	—	68,6	63,4
063—071—46	63	71	71	63	5,2	70,4	63,6
063—073—58	63	73	73	63	6,5	72,2	63,8
064—070—36	64	70	—	—	—	69,6	64,4
064—072—46	64	72	72	64	5,2	71,4	64,6
065—070—30	65	70	—	—	—	69,7	65,3
065—071—36	65	71	—	—	—	70,6	65,4
065—073—46	65	73	73	65	5,2	72,4	65,6
065—075—58	65	75	75	65	6,5	74,2	65,8
066—071—30	66	71	—	—	—	70,7	66,3
066—072—36	66	72	—	—	—	71,6	66,4
067—075—46	67	75	75	67	5,2	74,4	67,6
068—074—36	68	74	—	—	—	73,6	68,4
068—076—46	68	76	76	68	5,2	75,4	68,6
069—075—36	69	75	—	—	—	74,6	69,4
070—075—30	70	75	—	—	—	74,7	70,3
070—076—36	70	76	—	—	—	75,6	70,4
070—078—46	70	78	78	70	5,2	77,4	70,6
070—080—58	70	80	80	70	6,5	79,2	70,8
071—076—30	71	76	—	—	—	75,7	71,3
071—077—36	71	77	—	—	—	76,6	71,4
071—081—58	71	81	81	71	6,5	80,2	71,8
072—078—36	72	78	—	—	—	77,6	72,4
072—080—46	72	80	80	72	5,2	79,4	72,6
074—080—36	74	80	—	—	—	79,6	74,4
074—082—46	74	82	82	74	5,2	81,4	74,6

поверхностей				Внутренний диаметр кольца $d_1$ при диаметре сечения $d_2$				Масса 1000 шт., кг
соединений	торцевых уплотнений			3,0	3,6	4,6	5,8	
	$l$	$d_4$	$D_2$					
7,0	48	63	4,2	—	—	—	52,0	4,1
4,7	50	60	2,6	—	53,0	—	—	18,1
5,6	50	62	3,3	—	—	53,0	—	30,1
4,0	50	59	2,2	54,0	—	—	—	1,30
4,7	51	61	2,6	—	54,0	—	—	18,4
5,6	51	63	3,3	—	—	54,0	—	30,6
7,0	50	65	4,2	—	—	—	54,0	4,3
4,0	51	60	2,2	55,0	—	—	—	1,35
4,7	52	62	2,6	—	55,0	—	—	18,7
7,0	51	66	4,2	—	—	—	—	4,5
4,7	54	63	2,6	—	56,0	—	55,0	19,0
5,6	53	65	3,3	—	—	56,0	—	31,6
4,0	54	63	2,2	58,0	—	—	—	1,38
4,7	54	64	2,6	—	57,0	—	—	19,4
5,6	54	66	3,3	—	—	57,0	—	32,2
4,7	55	65	2,6	—	58,0	—	—	19,7
4,0	56	65	2,2	59,0	—	—	—	1,40
4,7	56	66	2,6	—	59,0	—	—	20,0
5,6	56	68	3,3	—	—	59,0	—	33,2
7,0	55	70	4,2	—	—	—	59,0	4,6
7,0	57	71	4,2	—	—	—	60,0	4,8
4,7	58	68	2,6	—	61,0	—	—	20,7
5,6	58	70	3,3	—	—	61,0	—	34,2
4,0	59	68	2,2	62,0	—	—	—	1,48
4,7	58	68	2,6	—	62,0	—	—	21,0
5,6	59	71	3,3	—	—	62,0	—	34,6
7,0	57	72	4,2	—	—	—	61,0	5,3
4,7	59	69	2,6	—	62,5	—	—	21,1
5,6	59	71	3,3	—	—	62,5	—	35,0
4,0	60	69	2,2	63,5	—	—	—	1,5
4,7	60	70	2,6	—	63,5	—	—	21,4
5,6	60	72	3,3	—	—	63,5	—	35,6
7,0	60	75	4,2	—	—	—	63,5	5,6
4,0	61	70	2,2	64,5	—	—	—	1,55
4,7	61	71	2,6	—	64,5	—	—	21,8
5,6	62	74	3,3	—	—	65,5	—	36,6
4,7	63	73	2,6	—	66,5	—	—	22,4
5,6	63	75	3,3	—	—	66,5	—	37,1
4,7	64	74	2,6	—	67,5	—	—	22,7
4,0	65	74	2,2	68,5	—	—	—	1,60
4,7	65	75	2,6	—	68,5	—	—	23,1
5,6	65	77	3,3	—	—	68,5	—	38,2
7,0	65	80	4,2	—	—	—	68,5	5,9
4,0	66	75	2,2	69,5	—	—	—	1,65
4,7	67	76	2,6	—	69,5	—	—	23,5
7,0	66	80	4,2	—	—	—	70,0	6,0
4,7	67	77	2,6	—	70,5	—	—	23,7
5,6	67	79	3,3	—	—	70,5	—	39,2
4,7	69	79	2,6	—	72,5	—	—	24,3
5,6	69	81	3,3	—	—	72,5	—	40,2



Обозначение кольца	Размеры уплотняемых						
	d	D	подвижных соединений			неподвижных	
			D <sub>1</sub>	d <sub>3</sub>	l	D <sub>1</sub>	d <sub>3</sub>
075—080—30	75	80	—	—	—	79,7	75,3
075—081—36	75	81	—	—	—	80,6	75,4
075—083—46	75	83	83	75	5,2	82,4	75,6
075—085—58	75	85	85	75	6,5	84,2	75,8
076—082—36	76	82	—	—	—	81,6	76,4
077—085—46	77	85	85	77	5,2	84,4	77,6
078—084—36	78	84	—	—	—	83,6	78,4
078—086—46	78	86	86	78	5,2	85,4	78,6
079—085—36	79	85	—	—	—	84,6	79,4
080—085—30	80	85	—	—	—	84,7	80,3
080—086—36	80	86	—	—	—	85,6	80,4
080—088—46	80	88	88	80	5,2	87,4	80,6
080—090—58	80	90	90	80	6,5	89,2	80,8
082—088—36	82	88	—	—	—	87,6	82,4
082—090—46	82	90	90	82	5,2	89,4	82,6
084—090—36	84	90	—	—	—	89,6	84,4
085—090—30	85	90	—	—	—	89,7	85,3
085—091—36	85	91	—	—	—	90,6	85,4
085—092—46	85	92	93	84	5,2	92,4	84,6
085—095—58	85	95	95	85	6,5	94,2	85,8
086—092—36	86	92	—	—	—	91,6	86,4
088—094—36	88	94	—	—	—	93,6	88,4
088—095—46	88	95	96	87	5,2	95,4	87,6
089—095—36	89	95	—	—	—	94,6	89,4
090—095—30	90	95	—	—	—	94,7	90,3
090—096—36	90	96	—	—	—	95,6	90,4
090—098—46	90	98	98	90	5,2	97,4	90,6
090—100—58	90	100	100	90	6,5	99,2	90,8
092—098—36	92	98	—	—	—	97,6	92,4
092—100—46	92	100	100	92	5,2	99,4	92,6
094—100—36	94	100	—	—	—	99,6	94,4
095—100—30	95	100	—	—	—	99,7	95,3
095—101—36	95	101	—	—	—	100,6	95,4

Примечание. См эскиз в таб 168

### 171. Размеры, мм, посадочных мест для уплотнений резиновыми кольцами

Обозначение кольца	Размеры уплотняемых						
	d	D	подвижных соединений			неподвижных	
			D <sub>1</sub>	d <sub>3</sub>	l	D <sub>1</sub>	d <sub>3</sub>
095—102—46	95	102	103	94	5,2	102,4	94,6
095—105—58	95	105	105	95	6,5	104,2	95,8
096—102—36	96	102	—	—	—	101,6	96,4
098—104—36	98	104	—	—	—	103,6	98,4

Продолжение табл. 170

поверхностей				Внутренний диаметр кольца $d_1$ при диаметре сечения $d_2$				Масса 1000 шт., кг
соединений	торцевых уплотнений			3,0	3,6	4,6	5,8	
	$l$	$d_4$	$D_2$					
4,0	70	79	2,2	73,5	—	—	—	1,70
4,7	70	80	2,6	—	73,5	—	—	24,7
5,6	70	82	3,3	—	—	73,5	—	40,8
7,0	70	85	4,2	—	—	—	73,5	6,3
4,7	71	81	2,6	—	74,5	—	—	25,0
5,6	72	84	3,3	—	—	75,5	—	41,8
4,7	73	83	2,6	—	76,5	—	—	25,6
5,6	73	85	3,3	—	—	76,5	—	42,3
4,7	74	84	2,6	—	77,5	—	—	25,9
4,0	75	84	2,2	78,5	—	—	—	1,80
4,7	75	85	2,6	—	78,5	—	—	26,3
5,6	75	87	3,3	—	—	78,5	—	43,3
7,0	75	90	4,2	—	—	—	78,5	6,9
4,7	77	87	2,6	—	80,5	—	—	26,9
5,6	77	89	3,3	—	—	80,5	—	44,4
4,7	79	89	2,6	—	82,5	—	—	27,5
4,0	80	89	2,2	83,5	—	—	—	1,90
4,7	80	90	2,6	—	83,5	—	—	27,9
5,6	79	91	3,3	—	—	82,5	—	45,5
7,0	80	95	4,2	—	—	—	83,5	7,2
4,7	81	91	2,6	—	84,5	—	—	28,2
4,7	83	93	2,6	—	86,5	—	—	28,8
5,6	82	94	3,3	—	—	85,5	—	47,0
4,7	84	94	2,6	—	87,5	—	—	29,1
4,0	85	94	2,2	88,5	—	—	—	2,0
4,7	85	95	2,6	—	88,5	—	—	29,5
5,6	85	97	3,3	—	—	88,5	—	48,6
7,0	85	100	4,2	—	—	—	88,5	7,7
4,7	87	97	2,6	—	90,5	—	—	30,1
5,6	87	99	3,3	—	—	90,5	—	49,6
4,7	88	98	2,6	—	92,0	—	—	30,6
4,0	89	98	2,2	93,0	—	—	—	2,10
4,7	89	99	2,6	—	93,0	—	—	30,9

круглого сечения диаметром  $d_2 = 3,6 \dots 8,5$  мм (по ГОСТ 9833—73)

поверхностей				Внутренний диаметр кольца $d_1$ при диаметре сечения $d_2$				Масса 1000 шт., кг
соединений	торцевых уплотнений			3,6	4,6	5,8	8,5	
	$l$	$d_4$	$D_2$					
5,6	88	100	3,3	—	92,0	—	—	50,4
7,0	89	104	4,2	—	—	93,0	—	8,2
4,7	90	100	2,6	94,0	—	—	—	31,2
4,7	92	102	2,6	96,0	—	—	—	31,8

Обозначение кольца	Размеры уплотняемых						
	$d$	$D$	подвижных соединений			неподвижных	
			$D_1$	$d_s$	$t$	$D_1$	$d_s$
098—105—46	98	105	106	97	5,2	105,4	97,6
099—105—36	99	105	—	—	—	104,6	99,4
100—106—36	100	106	—	—	—	105,6	100,4
100—108—46	100	108	108	100	5,2	107,4	100,6
100—110—58	100	110	110	100	6,5	109,2	100,8
102—108—36	102	108	—	—	—	107,6	102,4
102—110—46	102	110	110	102	5,2	109,4	102,6
104—110—36	104	110	—	—	—	109,6	104,4
105—111—36	105	111	—	—	—	110,6	105,4
105—112—46	105	112	113	104	5,2	112,4	104,6
105—115—58	105	115	115	105	6,5	114,2	105,8
106—112—36	106	112	—	—	—	111,6	106,4
108—114—36	108	114	—	—	—	113,6	108,4
108—115—46	108	115	116	107	5,2	115,4	107,6
109—115—36	109	115	—	—	—	114,6	109,4
110—116—36	110	116	—	—	—	115,6	110,4
110—118—46	110	118	118	110	5,2	117,4	110,6
110—120—58	110	120	120	110	6,5	119,2	110,8
112—118—36	112	118	—	—	—	117,4	112,4
112—120—46	112	120	120	112	5,2	119,6	112,6
114—120—36	114	120	—	—	—	119,6	114,4
115—121—36	115	121	—	—	—	120,6	115,4
115—122—46	115	122	123	114	5,2	122,4	114,6
115—125—58	115	125	125	115	6,5	124,2	115,8
118—124—36	118	124	—	—	—	123,6	118,4
118—125—46	118	125	126	117	5,2	125,4	117,6
120—126—36	120	126	—	—	—	125,6	120,4
120—128—46	120	128	128	120	5,2	127,4	120,6
120—130—58	120	130	130	120	6,5	129,2	120,8
122—130—46	122	130	130	122	5,2	129,4	122,6
125—130—36	125	130	—	—	—	129,6	125,4
125—135—46	125	135	133	127	5,2	132,4	127,6
125—135—58	125	135	135	125	6,5	134,2	125,8
130—135—36	130	135	—	—	—	134,6	130,4
130—140—46	130	140	138	132	5,2	137,4	132,6
130—140—58	130	140	140	130	6,5	139,2	130,8
135—140—36	135	140	—	—	—	139,6	135,4
135—145—46	135	145	143	137	5,2	142,4	137,6
135—145—58	135	145	145	135	6,5	144,2	135,8
140—145—36	140	145	—	—	—	144,6	140,4
140—150—46	140	150	148	142	5,2	147,4	142,6
140—150—58	140	150	150	140	6,5	149,2	140,8
145—150—36	145	150	—	—	—	149,6	145,4
145—155—46	145	155	153	147	5,2	152,4	147,6
145—155—58	145	155	—	—	—	154,2	145,8
150—155—36	150	155	—	—	—	154,6	150,4
150—160—46	150	160	158	152	5,2	157,4	152,6
150—160—58	150	160	—	—	—	159,2	150,8
155—160—36	155	160	—	—	—	159,6	155,4
155—165—46	155	165	163	157	5,2	162,4	157,6

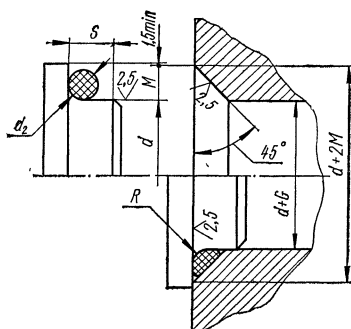
поверхностей				Внутренний диаметр кольца $d_1$ при диаметре сечения $d_2$				Масса 1000 шт., кг
соединений	торцевых уплотнений			3,6	4,6	5,8	8,5	
	$l$	$d_4$	$D_2$					
5,6	91	103	3,3	—	95,0	—	—	52,0
4,7	93	103	2,6	97,0	—	—	—	32,2
4,7	94	104	2,6	98,0	—	—	—	32,5
5,6	94	106	3,3	—	98,0	—	—	53,6
7,0	94	109	4,2	—	—	98,0	—	8,5
4,7	96	106	2,6	100,0	—	—	—	33,1
5,6	96	108	3,3	—	100,0	—	—	54,6
4,7	98	108	2,6	102,0	—	—	—	33,8
4,7	99	109	2,6	103,0	—	—	—	34,1
5,6	98	110	3,3	—	102,0	—	—	55,6
7,0	99	114	4,2	—	—	103,0	—	8,9
4,7	100	110	2,6	104,0	—	—	—	34,4
4,7	101	111	2,6	106,0	—	—	—	35,0
5,6	101	113	3,3	—	105,0	—	—	57,2
4,7	103	113	2,6	107,0	—	—	—	35,4
4,7	104	114	2,6	108,0	—	—	—	35,7
5,6	104	116	3,3	—	108,0	—	—	58,8
7,0	104	119	4,2	—	—	108,0	—	9,3
4,7	106	116	2,6	110,0	—	—	—	36,6
5,6	106	118	3,3	—	110,0	—	—	59,8
4,7	108	118	2,6	112,0	—	—	—	37,0
4,7	109	119	2,6	113,0	—	—	—	37,3
5,6	108	120	3,3	—	112,0	—	—	60,9
7,0	109	124	4,2	—	—	113,0	—	9,5
4,7	112	122	2,6	116,0	—	—	—	38,2
5,6	111	123	3,3	—	115,0	—	—	62,4
4,7	114	124	2,6	118,0	—	—	—	38,9
5,6	114	126	3,3	—	118,0	—	—	64,0
7,0	114	129	4,2	—	—	118,0	—	9,9
5,6	116	128	3,3	—	120,0	—	—	65,0
4,7	118	128	2,6	121,5	—	—	—	40,0
5,6	119	131	3,3	—	122,5	—	—	66,4
7,0	118	133	4,2	—	—	122,5	—	10,3
4,7	123	133	2,6	126,5	—	—	—	41,6
5,6	124	136	3,3	—	127,5	—	—	69,0
7,0	123	138	4,2	—	—	127,5	—	10,7
4,7	128	138	2,6	131,5	—	—	—	43,2
5,6	129	141	3,3	—	132,5	—	—	71,6
7,0	128	143	4,2	—	—	132,5	—	11,1
4,7	133	143	2,6	136,5	—	—	—	44,8
5,6	134	146	3,3	—	137,5	—	—	74,2
7,0	133	148	4,2	—	—	137,5	—	11,5
4,7	138	148	2,6	141,5	—	—	—	46,6
5,6	139	151	3,3	—	142,5	—	—	76,8
7,0	138	153	4,2	—	—	142,5	—	11,9
4,7	143	153	2,6	146,5	—	—	—	48,0
5,6	144	156	3,3	—	147,5	—	—	79,4
7,0	143	158	4,2	—	—	147,5	—	12,3
4,7	147	157	2,6	151,0	—	—	—	49,4
5,6	148	160	3,3	—	152,0	—	—	81,8

Обозначение кольца	Размеры уплотняемых						
	d	D	подвижных соединений			неподвижных	
			D <sub>1</sub>	d <sub>3</sub>	l	D <sub>1</sub>	d <sub>3</sub>
155—165—58	155	165	—	—	—	164,2	155,8
160—165—36	160	165	—	—	—	164,6	160,4
160—170—46	160	170	168	162	5,2	167,4	162,6
160—170—58	160	170	—	—	—	169,2	160,8
165—170—36	165	170	—	—	—	169,6	165,4
165—175—46	165	175	173	167	5,2	172,4	167,6
165—175—58	165	175	—	—	—	174,2	165,8
170—175—36	170	175	—	—	—	174,6	170,4
170—180—46	170	180	178	172	5,2	177,4	172,6
170—180—58	170	180	—	—	—	179,2	170,8
175—180—36	175	180	—	—	—	179,6	175,4
175—185—46	175	185	183	177	5,2	182,4	177,6
175—185—58	175	185	—	—	—	184,2	175,8
180—185—36	180	185	—	—	—	184,6	180,4
180—190—46	180	190	188	182	5,2	187,4	182,6
180—190—58	180	190	—	—	—	189,2	180,8
180—195—85	180	195	195	180	9,4	193,6	181,4
185—190—36	185	190	—	—	—	189,6	185,4
185—195—46	185	195	193	187	5,2	192,4	187,6
185—195—58	185	195	—	—	—	194,2	185,8
185—200—85	185	200	200	185	9,4	198,6	186,4
190—195—36	190	195	—	—	—	194,6	190,4
190—200—46	190	200	198	192	5,2	197,4	192,6
190—200—58	190	200	—	—	—	199,2	190,8
190—205—85	190	205	205	190	9,4	203,6	191,4
195—200—36	195	200	—	—	—	199,6	195,4
195—205—46	195	205	203	197	5,2	202,4	197,6
195—205—58	195	205	—	—	—	204,2	195,8
195—210—85	195	210	210	195	9,4	208,6	196,4
200—205—36	200	205	—	—	—	204,6	200,4
200—210—46	200	210	208	202	5,2	207,4	202,6
200—210—58	200	210	—	—	—	209,2	200,8
200—215—85	200	215	215	200	9,4	213,6	201,4

Примечание. См. эскиз в табл. 168.

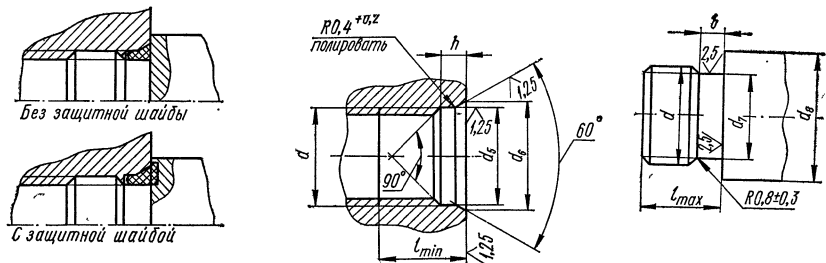
поверхностей соединений			Внутренний диаметр кольца $d_1$ при диаметре сечения $d_2$				Масса 1000 шт., кг	
$l$	торцевых уплотнений		$h$ (предельное отклонение $\pm 0,1$ )	3,6	4,6	5,8		8,5
	$d_4$	$D_2$						
7,0	148	163	4,2	—	—	152,0	—	12,6
4,7	152	162	2,6	156,0	—	—	—	51,0
5,6	153	165	3,3	—	157,0	—	—	84,8
7,0	153	168	4,2	—	—	157,0	—	13,0
4,7	157	167	2,6	161,0	—	—	—	52,6
5,6	158	170	3,3	—	162,0	—	—	87,0
7,0	158	173	4,2	—	—	162,0	—	13,4
4,7	162	172	2,6	166,0	—	—	—	54,2
5,6	163	175	3,3	—	167,0	—	—	89,6
7,0	163	178	4,2	—	—	167,0	—	13,8
4,7	167	177	2,6	171,0	—	—	—	55,8
5,6	168	180	3,3	—	172,0	—	—	92,2
7,0	168	183	4,2	—	—	172,0	—	14,2
4,7	172	182	2,6	176,0	—	—	—	57,4
5,6	173	185	3,3	—	177,0	—	—	94,8
7,0	173	188	4,2	—	—	177,0	—	14,6
10,3	170	191	6,5	—	—	—	175,0	32,7
4,7	177	187	2,6	181,0	—	—	—	59,0
5,6	178	190	3,3	—	182,0	—	—	97,4
7,0	178	193	4,2	—	—	182,0	—	15,0
10,3	175	196	6,5	—	—	—	180,0	34,5
4,7	182	192	2,6	186,0	—	—	—	60,6
5,6	183	195	3,3	—	187,0	—	—	100,0
7,0	183	198	4,2	—	—	187,0	—	15,5
10,3	180	201	6,5	—	—	—	185,0	35,7
4,7	188	198	2,6	191,5	—	—	—	62,4
5,6	188	200	3,3	—	191,5	—	—	102,4
7,0	187	202	4,2	—	—	191,5	—	15,8
10,3	187	208	6,5	—	—	—	191,5	36,5
4,7	192	202	2,6	195,5	—	—	—	63,7
5,6	193	205	3,3	—	196,5	—	—	105,0
7,0	192	207	4,2	—	—	196,5	—	16,2
10,3	192	213	6,5	—	—	—	196,5	37,4

172. Размеры уплотнений по конусной фаске  
(по ГОСТ 9833—73), мм



$d_2$	$G$ , не более	$M$	$R$ , не более	$S$ , не менее
1,4	0,12	2,0	0,7	4,0
1,9		2,5	1,0	
2,5		3,3	1,3	5,0
3,0	0,15	4,2	2,0	6,0
3,6	0,15	5,0	2,5	7,0
4,6	0,16	7,2		9,0
5,8	0,18	7,8	3,0	10,0
8,5	0,2	11,5	4,0	14,0

173. Размеры уплотнений резьбовых соединений (по ГОСТ 9833—73), мм



Обозначение типоразмера кольца	Резьба	$d_5$ (предель- ные отклоне- ния по $A_1$ )	$d_6$	$d_7$ (предель- ные отклоне- ния по $C_1$ )	$d_8$ , не менше	b		$h$	$l_{min}$	$l_{max}$			
						Предельные отклонения $\pm 0,2$							
004—007—19	M6	6,5	7,5	4,3	11				10,0	9,0			
006—009—19	M8 M8×1	8,5	9,5	6,0	13	3,0	3,0		11,0	10,0			
007—011—25	M10 M10×1	10,5	11,5	7,6	15				12,0	11,0			
009—013—25	M12×1,5	12,5	13,5	9,6	17	4,0	4,0	4,0	13,0	12,0			
011—015—25	M14×1,5	14,5	15,5	11,6	19								
013—017—25	M16×1,5	16,5	17,5	13,6	21								
015—019—25	M18×1,5	18,5	19,5	15,6	23							14,0	13,0
017—021—25	M20×1,5	20,5	21,5	17,6	25							15,0	14,0
019—023—25	M22×1,5	22,5	23,5	19,6	27							17,0	16,0
021—025—25	M24×1,5	24,5	25,5	21,6	29								
021—028—25	M27×1,5	27,5	28,5	24,6	32								
023—028—30	M27×2,0	27,5	28,5	23,7	32	5,0	5,0		22,0	21,0			
027—031—25	M30×1,5	30,5	31,5	27,6	35	4,0	4,0	18,0	17,0				
027—032—30	M30×2,0			26,7		5,0	5,0			23,0	22,0		
030—034—25	M33×1,5	33,5	35,0	30,6	39	4,0	4,0	19,0	18,0				
030—035—30	M33×2,0			29,7		5,0	5,0			24,0	23,0		
034—038—25	M36×1,5	36,5	38,0	33,6	42	4,0	4,0	20,0	19,0				
033—038—30	M36×2,0			32,7		5,0	5,0			25,0	24,0		
037—041—25	M39×1,5	39,5	41,0	36,6	45	4,0	4,0	21,0	20,0				
036—041—30	M39×2,0			35,7		5,0	5,0			27,0	26,0		
040—044—25	M42×1,5	42,5	44,0	39,6	48	4,0	4,0	21,0	20,0				
040—045—30	M42×2,0			38,7		5,0	5,0			27,0	26,0		
043—047—25	M45×1,5	45,5	47,0	42,6	51	4,0	4,0	21,0	20,0				
042—048—30	M45×2,0			41,7		5,0	5,0			27,0	26,0		
045—050—30	M48×2,0	48,55	50,0	44,7	54								
050—055—30	M52×2,0	52,5	54,0	48,7	58	5,0	5,0		27,0	26,0			
055—060—30	M56×2,0	56,5	58,0	52,7	62								



**Уплотнение подвижных соединений и клапанных гнезд резиновыми кольцами, размещенными в треугольных канавках (рис. 119).** При уплотнении подвижных соединений, находящихся под высоким давлением, данная конструкция позволяет получить меньшие силы трения, чем конструкция с прямоугольными канавками. Это объясняется тем, что с увеличением давления ширина контактной поверхности, а следовательно, и сила трения колец, размещенных в треугольных канавках, увеличивается меньше, чем в прямоугольных (рис. 106).

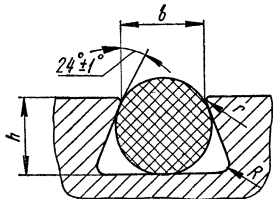


Рис. 119. Конструкция уплотнения клапанных гнезд и подвижных соединений.

При отсутствии избыточного давления в уплотняемой полости окружные скорости деталей не должны превышать следующих значений: 1,8 м/с — для диаметров 3—8 мм; 2,3 м/с — для диаметров 9—18 мм; 3 м/с — для диаметров 19—32 мм. С повышением давления рабочей жидкости допускаемые скорости следует соответственно выбирать меньшими.

При проектировании и изготовлении уплотнений вращающихся соединений следует учитывать, что внутренний диаметр колец должен на 3—8% превышать диаметр уплотняемой поверхности; необходимо, чтобы сжатие кольца в канавке составляло примерно 5% от диаметра сечения, резина должна иметь твердость  $H_p = 70$  для давления до 100 кг/см<sup>2</sup>,  $H_p = 80$  — для давления до 200 кг/см<sup>2</sup>,  $H_p = 90$  — для давления свыше 200 кг/см<sup>2</sup>.

**Рекомендации по изготовлению и монтажу уплотнений.** Диаметр пресс-формы (рис. 120) для изготовления колец с учетом усадки после вулканизации

$$D_{\text{п}} = (1 + u) [d_1 + (\Delta d_1/2)],$$

где  $u$  — коэффициент усадки (для резин на основе СКН  $u = 0,015$ ; на основе СКФ  $u = 0,015 \dots 0,028$ ; на основе СКТ —  $u = 0,02 \dots 0,03$ );  $d_1$  — внутренний диаметр кольца;  $\Delta d_1$  — допуск на внутренний диаметр.

Параметр шероховатости рабочих поверхностей пресс-формы  $R_a$  должен составлять 0,32—0,16 мкм. Для повышения долговечности резиновых колец рекомендуется стальные штоки подвергать твердому хромированию, алюминиевые — хромово-кислотному анодированию и т. п.

Для облегчения монтажа в цилиндре на штоке и поршне выполняются заходные фаски диаметром  $D_{\text{ф}} = d_3 + 2d_2 + 1,0$  (рис. 121, а) и  $D_{\text{ф}} = D_1 - 2d_2 - 1,0$  (рис. 121, б).

В случаях, когда при уплотнении штока применяются кольца, у которых  $d_1/d_2 > 15$ , рекомендуется применять открытые разъемные канавки.

В случаях, когда при монтаже уплотнительные кольца проходят через выходы отверстий, в зоне отверстий выполняются кольцевые проточки для

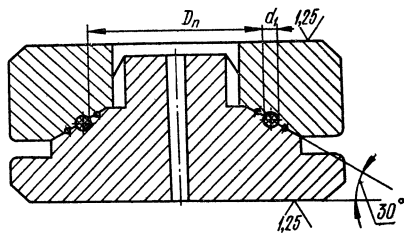


Рис. 120. Пресс-форма для изготовления уплотнительных колец.

предохранения колец от среза (рис. 122). Если кольцевая проточка конструктивно невыполнима, острые кромки отверстия притупляют.

Для установки уплотнительных колец в наружные канавки рекомендуется применять конусные оправки (рис. 123). В случаях, когда кольцо проходит по резьбе, оправки следует применять обязательно. Диаметр оправки  $D$  устанавливается в зависимости от диаметра штока или поршня, а размер  $L_1$  — в зависимости от расположения канавок. Толщина стенок оправки  $t = \frac{D_3 - D}{2} = 0,5 \dots 2,0$  мм.

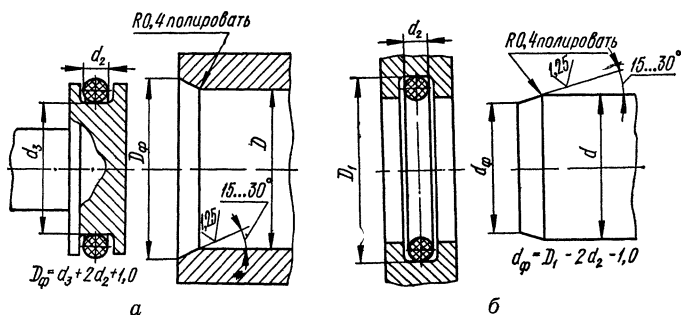


Рис. 121. Монтажные фаски на поверхностях цилиндра (а) и штока (б).

С целью снижения трения при монтаже кольца смазывают консистентной смазкой (для нитрильных резин смазка ЦИАТИМ-221 или ЦИАТИМ-201). Усилие трения при монтаже  $p_\phi$  зависит от твердости резины, угла фаски  $\alpha$ , степени сжатия  $\varepsilon$  и применяемой смазки. Оценочный расчет  $p_\phi$  может производиться по формулам

$$p_\phi = \tilde{p}_\phi \pi d_p d_2, \text{ кг};$$

$$\tilde{p}_\phi = 0,5E (\varepsilon \cdot 10^{-2})^{3/2} [(f/\cos \alpha) + \sin \alpha], \text{ кг/см}^2,$$

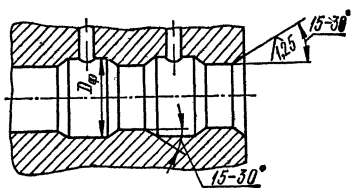


Рис. 122. Кольцевые проточки в зоне выхода отверстий.

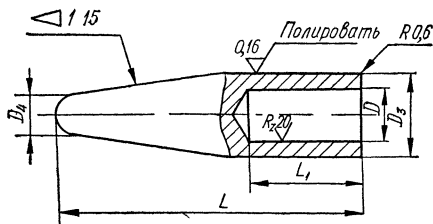


Рис. 123. Оправка для установки уплотнительных колец в наружные канавки.

где  $\tilde{p}_\phi$  — удельная сила трения;  $d_p$  — наружный диаметр кольца, установленно-го в канавке, см;  $E$  — модуль упругости, кг/см<sup>2</sup>;  $\varepsilon$  — степень сжатия, %.

Ориентировочные значения  $\tilde{p}_\phi$  могут быть определены по табл. 174 [32]

**Рекомендации по применению и монтажу защитных колец.** Защитные кольца по ГОСТ 9833—73 применяют при зазорах выше 0,02 мм в подвижных соединениях при  $p > 100$  кг/см<sup>2</sup>; в неподвижных — при  $p > 200$  кг/см<sup>2</sup> (для резин на основе кремнийорганических и фторсиликоновых каучуков — при  $p > 10$  кг/см<sup>2</sup>); при пульсирующем давлении — при  $p > 100$  кг/см<sup>2</sup>

**174. Значения удельной силы трения  $\tilde{p}_f$ , кг/см<sup>2</sup>, при монтаже резиновых колец**

Твердость резины $H_p$ ( $E$ , кг/см <sup>2</sup> )	Угол фаски					
	$\alpha = 15^\circ$			$\alpha = 30^\circ$		
	$\epsilon = 10\%$	$\epsilon = 20\%$	$\epsilon = 30\%$	$\epsilon = 10\%$	$\epsilon = 20\%$	$\epsilon = 30\%$
60 (45)	0,53	1,55	2,86	0,72	2,15	3,84
70 (70)	0,82	2,40	4,36	1,12	3,37	6,20
80 (100)	1,17	3,45	6,24	1,6	4,80	8,56

Защитное кольцо устанавливают со стороны, противоположной направлению движения (рис. 104), а при двухстороннем давлении устанавливается по одному защитному кольцу с обеих сторон резинового кольца. Ширина ка-

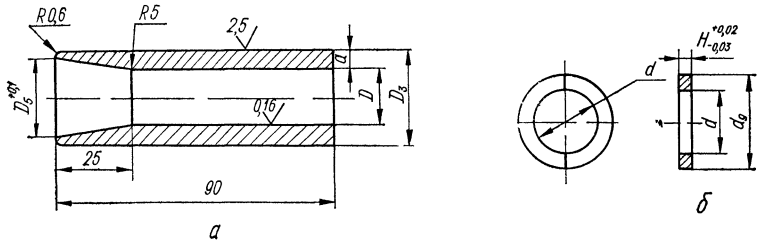


Рис. 124. Оправка (а) и полукольцо (б) для осадки защитных колец.

навок при этом соответственно увеличивается на максимальную толщину защитных колец. Защитные кольца изготавливаются из фторопласта, полиамидной смолы (ГОСТ 10589—63) и других материалов цельными, разрезными или спиральными толщиной не менее 1—0,1 мм. Номинальные размеры колец должны соответствовать диаметрам штоков и цилиндров. Предельные отклонения наружного диаметра — по  $A_3$ , внутреннего — по  $C_3$ .

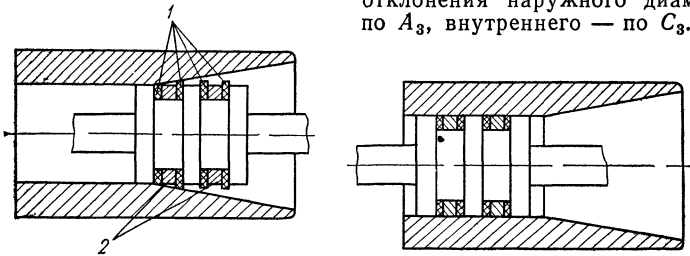


Рис. 125. Схема осадки защитных колец:  
1 — защитные кольца; 2 — полукольца.

Защитные кольца монтируют в наружные канавки таким же способом, как и уплотнительные, но с последующим механическим осаживанием с помощью конусной втулки и двух полуколец (рис. 124). Втулка и полукольца изготавливаются из стали 45, закаленной до твердости  $HRC\ 28...32$ . Внутренние поверхности втулки должны иметь параметр шероховатости  $R_a$  не

более 0,16 мкм. Внутренний диаметр  $D$  втулки равен диаметру штока или поршня. Остальные размеры рассчитываются по формулам

$$D_5 = D + 2h,$$

где  $h = (d_d - d)/2$  — ширина фторопластового кольца,

$$D_3 = D + 2a,$$

где  $a$  — толщина стенки втулки (не более 8 мм).

Диаметр  $d_d$  полукольца равен диаметру штока или поршня, диаметр  $d$  выбирают по размеру канавки. Размер  $H$  равен ширине канавки без ширины фторопластового кольца.

Защитные кольца и полукольца устанавливают в канавки (рис. 125) и для осадки их проталкивают несколько раз через конусную втулку до тех пор, пока они будут проходить через нее свободно. После этого вместо полуколец устанавливают резиновые кольца. Защитные кольца, установленные во внутренние канавки, осаживают с помощью конусных оправок (рис. 126). Диаметр  $D$  оправки равен диаметру уплотняемого штока.

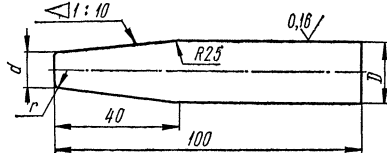


Рис. 126. Оправка для осадки защитных шайб, установленных во внутренних канавках.

## УПЛОТНЕНИЯ С МИНИМАЛЬНЫМ ТРЕНИЕМ

Уплотнения с минимальным трением выполняются, как правило, комбинированными. В качестве трущегося элемента используют манжеты или кольца, изготовленные из фторопласта, коэффициент трения которого даже после длительной выдержки не превышает 0,05—0,1. Необходимое контактное давление обеспечивается упругим элементом (резиновыми кольцами, специальными пружинами и т. п.). Наличие в уплотнительных устройствах фторопластового трущегося элемента позволяет использовать их для работы в среде масел, растворителей, кислот, щелочей, водных эмульсий, газов, паров и т. п.

## РЕЗИНО-ФТОРОПЛАСТОВЫЕ УПЛОТНЕНИЯ

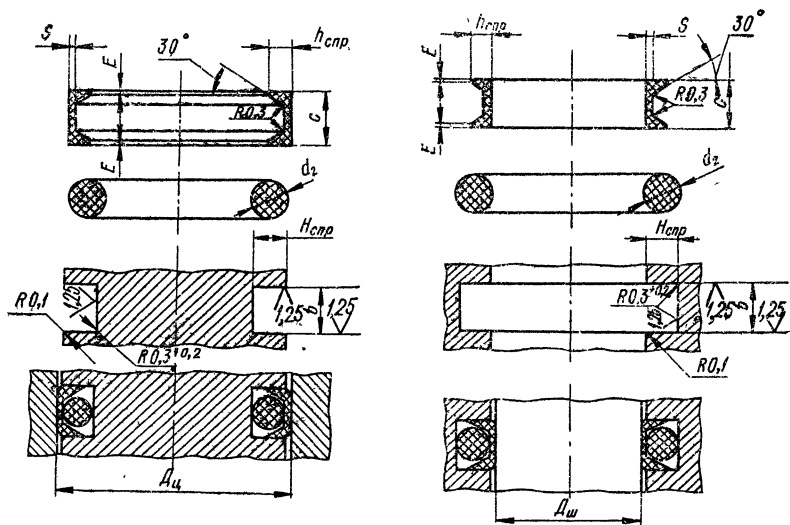
В табл. 175 приведены размеры наиболее распространенной конструкции резино-фторопластового уплотнения, состоящего из резинового кольца круглого сечения и П-образной манжеты из фторопласта Ф-4, обеспечивающей минимальное трение и предохраняющей кольцо от выдавливания в зазор между уплотняемыми деталями.

Уплотнения этого типа применяются в агрегатах с прямолинейным движением при скоростях до 15 м/с и давлениях до 250 кг/см<sup>2</sup> в диапазоне температур от —80° С до +250° С.

Кольца изготавливают из резин твердостью  $H_p = 55 \dots 60$  для  $p \leq 10$  кг/см<sup>2</sup>,  $H_p = 70 \dots 75$  для  $p \leq 100$  кг/см<sup>2</sup> и  $H_p = 80 \dots 85$  для  $p \geq 100$  кг/см<sup>2</sup>.

При работе на масле резино-фторопластовые уплотнения обеспечивают по сравнению с уплотнениями резиновыми кольцами по ГОСТ 9833—73 снижение сил трения в 2—3 раза при скоростях до 10 см/с. С увеличением скорости степень снижения сил трения уменьшается. Применение резино-фторопластовых уплотнений для снижения трения при скоростях свыше 15 см/с нецелесообразно, так как при этих скоростях силы трения обоих типов уплотнений соизмеримы. Особенно ощутимо снижение сил трения (в 5—8 раз) после выдержки гидроагрегата в неподвижном состоянии при отсутствии

175. Размеры резино-фторопластовых уплотнений, мм



Диаметры уплотняемых поверхностей		Диаметр сечения кольца $d_2$	Манжета			Канавка		
$D_{II}$ (предельные отклонения по А)	$D_{III}$ (предельные отклонения по Х)		S (предельное отклонение +0,1)	$h_{cnp}$	C (предельное отклонение +0,1)	E	$H_{cnp}$	b (предельное отклонение ±0,2)
10—15	6—11	1,9		0,95	2,5		1,65	2,5
			0,15			0,1		
16—25	12—20	2,5		1,15	3,2		2,15	3,2
26—45	21—38	3,6	0,25	1,55	4,5		3,25	4,5
46—70	40—60	4,6		1,8	5,7		4,3	5,7
72—100	62—88	5,8	0,3		7,0		5,3	7,0
102—145	90—130	7,5		1,83	9,0		6,8	9,0
150—250	135—245	8,5		2,4	10,0		7,8	10,0

избыточного давления. При работе в воздушных или газовых системах резинифторопластовые уплотнения обеспечивают снижение сил трения в 4—6 раз, причем с увеличением скорости движения степень снижения сил трения увеличивается.

Силу трения резинифторопластовых уплотнений можно ориентировочно рассчитать по формулам

$$F' = F/K'; F_{с.т} = F_{с.т}'/K'_{с.т},$$

где  $F$  и  $F_{с.т}$  — сила трения движения и сила страгивания для резиновых колец по ГОСТ 9833—73 (номограммы на рис. 111 и 112);  $K'$  и  $K'_{с.т}$  — коэффициенты, характеризующие степень снижения сил трения (рис. 127 и рис. 128).

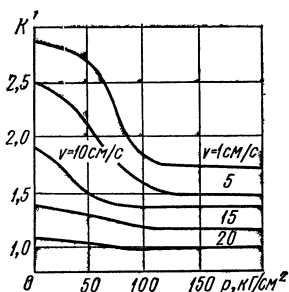


Рис. 127. Степень снижения сил трения при применении резинифторопластовых уплотнений взамен резиновых (рабочая среда — минеральное масло).

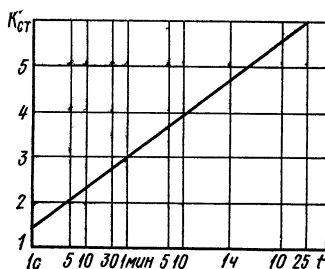


Рис. 128. Степень снижения силы страгивания при применении резинифторопластовых уплотнений взамен резиновых (рабочая среда — минеральное масло).

В связи с тем, что фторопласт Ф-4 жестче резины, утечки через резинифторопластовое уплотнение в значительной степени зависят от давления жидкости. Ориентировочный объем утечек может быть рассчитан по эмпирической формуле

$$Q' = \pi D H / 2 q n, \text{ см}^3,$$

где  $D$  — диаметр уплотняемой поверхности, см;  $H$  — величина хода штока, см;  $n$  — количество двойных ходов;  $q$  — удельная утечка, см.

При  $p = 100 \dots 250 \text{ кг/см}^2$  величина удельной утечки

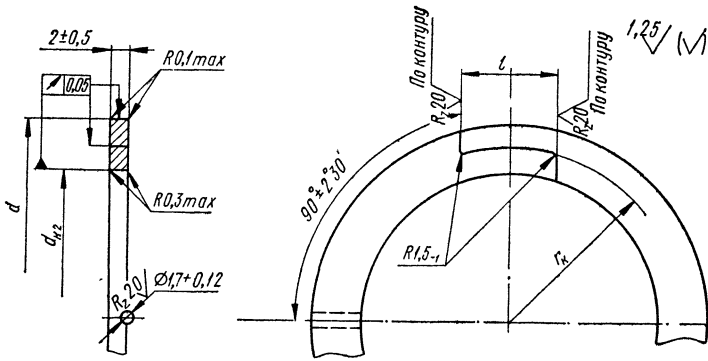
$$q = \eta (0,2 + 3 \cdot 10^{-3} p) 10^{-4}, \text{ см.}$$

Коэффициент  $\eta$  в зависимости от качества уплотняемой поверхности и манжеты находится в пределах 1,2 — 1,5.

## МЕТАЛЛО-ФТОРОПЛАСТОВЫЕ УПЛОТНЕНИЯ

Комплект металло-фторопластового уплотнения (ОСТ 111369—73) включает в себя два разрезных фторопластовых кольца, прижатых к уплотняемой поверхности плоской гофрированной пружиной и зафиксированных штифтом для предотвращения проворачивания (рис. 129). В связи с тем, что при отсутствии избыточного давления имеет место незначительное просачивание жидкости через боковые зазоры, уплотнения этого типа применяются только для установки на поршни. Допускаемое давление составляет  $210 \text{ кг/см}^2$ , максимальная скорость —  $50 \text{ см/с}$ . Металло-фторопластовые уплотнения применяются в диапазоне температур от  $-60^\circ \text{C}$  до  $250^\circ \text{C}$ .

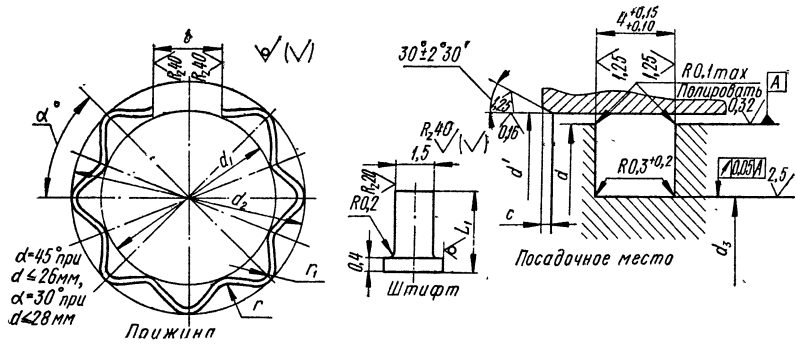
176. Металло-фторопластовые уплот



Кольцо из фторопласта-4

Диаметр поршня $d$	Кольцо (по ОСТ 1 11370—73)			Пружина		
	$d_{к2}$	$r_{к}$	$l$	$d_1$	$d_2$	$i$
	предельные отклонения					
	по $A_3$	$\pm 0,2$	$\pm 0,5$			
17	10	7,0	5,0	9,0	10,5	5,0
18	11	8,0		10,0	11,5	
19	12			11,2	13,0	
20	13	9,0		11,6	13,5	
21	13	10,5		12,0	14,0	
22	14			13,0	15,0	
24	16	12,5		15,0	18,0	
25	17			16,0	19,5	
26	18	15,0	17,0	20,5		
28	20		19,0	21,0		
30	20	6,0	20,0	22,0		
32	22		21,0	23,0		
33	23	15,0	22,0	24,0		
34	24		23,0	25,0		
35	25		24,0	26,5		
36	26		24,6	27,5		

нения (по ГОСТ 1 11369—73); мм



(по ГОСТ 1 11371—73)			Посадочное место		Масса 1000 шт., кг		
$r_1$	$b$	Длина раз- вертки $L$	$d_5$	$c$	кольцо	пружина	штифт
предельные отклонения			предельные отклонения				
$\pm 0,2$	$+1,5$		по $C_3$	$+0,25$			
0,8	4,0	25	9	1,0	0,657	0,706	0,156
		28	10		0,700	0,784	
		32	11		0,749	0,896	
		34	12		0,797	0,952	
		36	12		0,938	1,008	
1,0	8,0	38	13		0,994	1,064	
		44	15		1,040	1,232	
		48	16		1,159	1,344	
		51	17		1,214	1,428	
		57	19		1,325	1,596	
1,5	8,0	60	19	1,725	1,680		
		63	21	1,863	1,764		
		67	22	1,932	1,876		
		70	23	2,001	1,960		
		73	24	2,070	2,044		
		76	25	1,5	2,139	2,128	



Диаметр поршня $d$	Кольцо (по ОСТ 111370—73)			Пружина		
	$d_{к2}$	$r_{к}$	$l$	$d_1$	$d_2$	$r$
	предельные отклонения					
	по $A_s$	$\pm 0,2$	$\pm 0,5$			
38	28			27,0	30,5	
40	29	17,5		28,0	31,5	
42	31			30,4	33,0	
45	34		8,0	33,0	36,0	10,0
48	37	21,0		36,0	39,5	
50	39			38,0	42,0	
52	41			40,0	43,0	
55	44	24,5		43,0	46,0	15,0
58	47			46,0	50,0	
60	49	27,5		48,0	51,5	
62	51			50,0	54,0	20,0
65	54			53,0	56,5	
68	57	31,0	10	57,0	61,0	
70	59			58,0	62,0	
72	61			60,0	64,0	
75	64	34,5		63,0	68,0	
78	67			66,0	71,0	
80	69	37,5		68,0	73,0	
82	71			70,0	75,0	
85	74			73,0	78,0	
88	77	41,0		76,0	81,0	
90	79			78,0	83,0	
92	81		16,0	80,0	86,0	
		44,5				
95	84			83,0	89,0	40,0
98	87			86,0	92,0	
		47,0				
100	89			88,0	94,0	

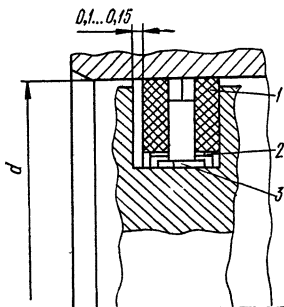
- Примечания: 1. Материал кольца: фторопласт Ф-4 марки Т-1 ТУ 6—05—810—71  
2. Материал пружины: лента  $\frac{2П-8-С-0,1 \times 3,6}{У8А \text{ ГОСТ } 2614-65}$   
3. Материал штифта: проволока Д16П-2,6 ГОСТ 14838—69.  
4.  $L_1 = 3$  мм для  $d = 17 \dots 38$  мм;  $L_1 = 4,5$  мм для  $d \geq 40$  мм.  
5. Размер  $d_{к1} = d$ , допускаемые отклонения  $d_{к1}$  — по ТХ.  
6. При сборе размер 0,1—0,15 (рис. 129) обеспечивается подбором колец

Условные обозначения кольца и пружины для диаметра поршня  $d = 35$  мм:  
кольцо 35 — ОСТ 111370—73;  
пружина 35 — ОСТ 111371—73.

Условное обозначение штифта при  $d = 17 \dots 38$  мм:  
штифт 30 — ОСТ 111372—73.  
То же, для  $d = 40 \dots 100$  мм:  
штифт 40 — ОСТ 111373—73

(по ОСТ 1 11371—73)			Посадочное место		Масса 1000 шт., кг		
$r_1$	$b$	Длина раз- вертки $L$	$d_3$	$c$	кольцо	пружина	штифт
предельные отклонения			предельные отклонения				
$\pm 0,2$	$+1,5$		по $C_3$	$+0,25$			
1,5	11,5	82	27	1,5	2,227	2,296	0,230
		85	28		2,619	2,380	
		92	30		2,770	2,576	
		101	33		2,998	2,828	
		108	36		3,226	3,024	
	12,0	114	38	3,778	3,192		
		123	40	3,529	3,444		
		132	43	3,757	3,696		
		142	46	3,985	3,976		
		148	48	4,137	4,144		
2,0	15,0	154	50	2,0	4,288	4,312	
		164	53		4,516	4,592	
		173	56		4,744	4,844	
		180	58		4,896	5,040	
		186	60		5,047	5,208	
		195	63		5,275	5,460	
2,5	20,0	205	66	5,503	5,740		
		211	68	5,655	5,908		
		217	70	5,806	6,076		
		227	73	6,052	6,356		
	25,0	236	76	6,280	6,608		
		242	78	6,432	6,776		
		248	80	6,584	6,944		
		258	83	6,813	7,224		
	267	86	7,041	7,476			
	276	88	7,193	7,644			

из порошка 1-го или 2-го сорта (ГОСТ 10007—72).



Конструкция и размеры элементов уплотнительного устройства приведены в табл. 176, предельные отклонения — в табл. 177. Сила срабатывания металло-фторопластовых уплотнений при отсутствии избыточного давления не превышает 0,5 кг при  $d < 40$  мм и 1 кг при  $d > 40$  мм.

Рис. 129. Конструкция металло-фторопластового уплотнения:

1 — кольцо из фторопласта Ф-4; 2 — гофрированная пружина; 3 — штифт.

### 177. Предельные отклонения уплотняемых поверхностей

d, мм	Перепад давлений, кг/см <sup>2</sup> , не более		
	80	150	210
Предельные отклонения			
До 18	По $A_3/X_3$	По $A_3/X_3$	По $A_3/X_3$
Свыше 18 до 30		По $A_3/X$	По $A_1/X$
» 30 » 50	По $A_3/X_3$	По $A/X$	По $A/D$
» 50 » 80	По $A_3/X$		
» 80 » 100			

### АРМИРОВАННЫЕ РЕЗИНОВЫЕ МАНЖЕТЫ

Армированные манжеты применяются для уплотнения валов, вращающихся со скоростями до 20 м/с при избыточном давлении до 0,5 кг/см<sup>2</sup>. При ограниченных окружных скоростях вала допускается использование манжет для уплотнения полостей с давлением до 2 кг/см<sup>2</sup> в диапазоне температур от —45 до +150° С.

ГОСТ 8752—70 предусматривает три конструктивных ряда манжет. Манжеты по ряду I предназначены для предпочтительного применения во всех отраслях машиностроения, по ряду II (в дополнение к ряду I) — для автомобильной промышленности и специзделий, по ряду III (в дополнение к ряду I) — только для авиационной техники.

Манжеты по каждому из рядов могут быть однокромочными (тип I) и однокромочными с пыльником (тип II). Конструкция и размеры манжет в сборе по ГОСТ 8752—70 приведены в табл. 178. В зависимости от условий работы манжеты должны изготавливаться из групп резин, указанных в табл. 179. Физико-механические показатели резин приведены в табл. 140.

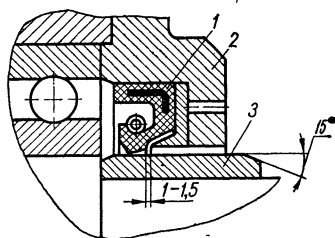


Рис. 130. Конструкция уплотнения армированной манжетой: 1 — манжета, 2 — опорное кольцо; 3 — переходная втулка.

Типовая конструкция уплотнительного узла показана на рис. 130. Твердость поверхности уплотняемого вала должна быть не ниже HRC 30. В случаях, когда материал вала не обеспечивает требуемой твердости, рекомендуется в зоне контакта вала с манжетой устанавливать по прессовой посадке переходную втулку (рис. 130).

Поверхность уплотняемого вала обрабатывается до класса точности 3а. Параметр шероховатости  $R_a$  должен быть равен 0,16—0,32 мкм (ГОСТ 2789—73); предусматривается последующая полировка, так как не допускаются риски и другие дефекты. Радиальное биение допускается не более 0,2 мм при частоте вращения вала до 500 об/мин, 0,15 мм — при 500—1500 об/мин; 0,08 мм — при 1500—4000 об/мин.

Расточка в корпусе должна быть выполнена по 3-му классу точности с параметром шероховатости  $R_a=1,25...2,5$  мкм и иметь несоосность посадочного места относительно оси вала при диаметрах посадочного гнезда до 80 мм — не более 0,12 мм и от 80 до 150 мм — не более 0,15 мм.

Необходимо, чтобы в собранном узле рабочая кромка манжеты при снятой пружине плотно, без зазора, прилегала к валу по всей окружности. Должен быть обеспечен доступ смазки к рабочей кромке манжеты.

При загрязненности внешней среды перед манжетой необходимо устанавливать защитные устройства (пылеудерживающая манжета, лабиринтное уплотнение, отражатель и т. д.). Для предохранения от повреждения рабочей кромки манжеты при монтаже необходимо предусмотреть на валу или втулке заходную фаску (рис. 130).

Запрессовывать манжету в посадочное отверстие следует с помощью специальной оправки равномерным нажатием по всей торцевой поверхности. При запрессовке необходимо избегать перекоса манжеты и повреждения наружного слоя резины. Для предохранения манжеты от выворачивания при перепаде давления свыше 0,5 кг/см<sup>2</sup> рекомендуется применять опорное кольцо (рис. 130).

В зависимости от применяемой группы резины и условий работы ГОСТ 8752—72 устанавливает 95%-ный ресурс для манжет в пределах 3000—5000 ч. В течение этого времени допускается образование масляной пленки на валу без капельной течи.

Момент трения армированных манжет может быть определен по формуле

$$M_T = 2\pi r^2 q, \text{ кг} \cdot \text{см},$$

где  $r$  — радиус уплотняемого вала, см;  $q$  — удельная сила трения, кг/см.

При уплотнении валов диаметром до 150 мм и отсутствии избыточного давления в системе удельная сила трения для нормализованных манжет [45]  $q = 0,2...0,5$  кг/см.

С увеличением давления в уплотняемой полости момент трения и температура в зоне контакта манжеты с валом увеличиваются. Каждому значению давления соответствует максимальная скорость вращения вала, превышение которой приводит к повышенному нагреву вала и манжеты, вследствие чего уплотнение выходит из строя. На рис. 131 приведена номограмма [23], по которой для заданного диаметра уплотняемого вала  $d$  и давления в системе  $p$  можно определить максимально допустимую скорость вращения  $v$  при

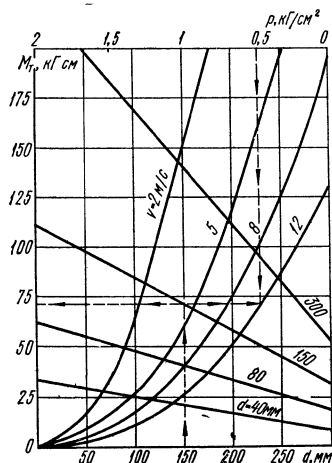
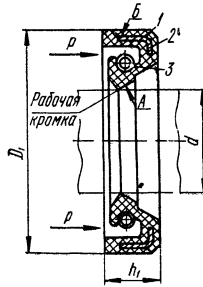


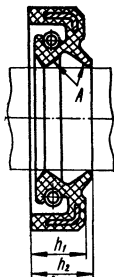
Рис. 131. Номограмма для определения допустимых скоростей вращения и моментов трения при уплотнении валов армированными манжетами. Ключи номограммы  $d \rightarrow d \rightarrow M_T$ ;  $d \rightarrow d \rightarrow v \rightarrow p$ .

178 Манжеты резиновые армированные для



Тип I

1-й ряд					2-й	
d	D <sub>1</sub>		h <sub>1</sub>	h <sub>2</sub> , не более	d	D <sub>1</sub>
	номиналь- ный размер	предельные отклоне- ния				номиналь- ный размер
6; 7; 8; 9	22	+0,4 +0,2	7 ± 0,2	—	6	18
10; 11	26				7	20
						24
12; 13; 14	28				8; 9	24
						26
15; 16	30					28
17	32		11	28; 30		
18; 19	35			12; 13	26; 30	
20; 21; 22; 24	40	+0,5 +0,2	10 ± 0,3	14	14	30; 32
25	42					28
26	45				15	32
30; 32	52				16	32; 35
					17	30
						35
35; 36; 38	58	+0,2	10 ± 0,3	14	18; 19	32; 37
40	60				20	35; 37; 38
						42
42	62				21	37
						42
45	65				22	35
			42			
48; 50	70				24	42; 45



Тип II

ряд			3-й ряд			
предельные отклонения	$h_1$	$h_2$ , не более	$d$	$D_1$		$h_1$
				номинальный размер	предельные отклонения	
+0,4 +0,2	7±0,2	—	6	16	+0,3 +0,15	5±0,2
	8±0,2		7	17		
	7±0,2		8	18		
	8±0,2		9	19		
			10	20		
			11	21		
+0,5 +0,2	7±0,2		12	22	+0,35 +0,2 +0,35 +0,2	6±0,2
	8±0,2		13	25		
	7±0,2		14	26		
	8±0,2		15	27		
	8±0,2		16	28		
	12		17	29		
	10±0,3	14	18	30		
	8±0,2	12	19	31		
	10±0,3	14	20	32		
	10±0,3	14				

1-й ряд					2-й	
d	D <sub>1</sub>		h <sub>1</sub>	h <sub>2</sub> , не более	d	D <sub>1</sub>
	номиналь- ный размер	предельные отклоне- ния				номиналь- ный размер
52	75	±0,6 +0,3	10 ± 0,3	14	25	40
55; 56; 58	80				45	
					26	40
60	85				28; 30	45; 47; 50
63	90				32	45; 50
65	90	35	47; 50; 55; 57			
70; 71	95	+0,6 +0,3	10 ± 0,3	14	36	52; 55
75	100				38	55; 60; 62
80	105				40	55; 58; 62
85	110				42	65; 68
90; 95	120				44	62; 65
100	125				45	62; 70
105	130				12 ± 0,3	16
110	135	+0,6 +0,3	12 ± 0,3	16	50	72; 75
115	145				80	
120	150				52	72
					80	
					55; 58	75
125	155				82	
130	160				+0,6 +0,3	12 ± 0,3
		62	80; 82; 85			
140	170	+0,7	15 ± 0,4	20	65	95
150	180	+0,3			67	90

Примечание. ГОСТ предусматривает уплотнение вала до диаметров 500 мм по

Условное обозначение манжеты типа 1 для вала диаметром  $d = 50$  мм  
манжета 1—50×70—3 ГОСТ 8752—70.

ряд			3-й ряд						
предельные отклонения	$h_1$	$h_2$ , не более	$d$	$D_1$		$h_1$			
				номинальный размер	предельные отклонения				
+0,5 +0,2	8 ± 0,2	12	21	35	+0,4  +0,2	7 ± 0,2			
	10 ± 0,3	14							
	8 ± 0,2	12	22	36					
	10 ± 0,3	14	24	38					
			25	39					
			26	40					
			28	42					
	+0,5 +0,2	10 ± 0,3	14	30			45	+0,5	7 ± 0,2
				32			48	+0,2	
				34; 35; 36			50	+0,5 +0,25	
38; 40				55					
42				58					
45				60					
48; 50				65					
+0,6 +0,3	10 ± 0,3	14	—	—	—	—			
	12 ± 0,3	16							
	10 ± 0,3	14							
	12 ± 0,3	16							
	10 ± 0,3	14							
+0,6 +0,3	10 ± 0,3	16	—	—	—	—			
	12 ± 0,3								

1-му ряду и до диаметров 175 мм по 2-му.

с наружным диаметром  $D_1 = 70$  мм из резины группы 3;



**179. Рекомендуемые условия работы армированных манжет из резины различных групп при избыточном давлении не более 0,5 кг/см<sup>2</sup>**

Группа резины	Рабочая среда	Температура, °С, при работе	
		длительной	кратковременной, не более двух часов
1	Минеральные масла, не содержащие серу Вода	- 45 ... + 120 + 4 ... + 100	+130 —
2	Минеральные масла с присадками, вызывающие набухание резины группы 1 Масла для гипoidных передач Вода	- 30 ... + 120 - 30 ... + 100 + 4 ... + 100	+130 — —
3	Минеральные масла, не содержащие серу Вода	- 30 ... + 120 + 4 ... + 100	+140 —
4	Минеральные масла всех типов Дизельное топливо	- 45 ... + 150 - 45 ... + 150	— —

Примечания: 1. Для манжет типа 2 скорости должны быть снижены на 30—50%.  
2. Окружная скорость для манжет из резины группы 2, предназначенных для автомобилей, допускается до 15 м/с.  
3. Манжеты для работы в условиях тропического климата изготавливаются с учетом требований ГОСТ 15152—69.

условии, что температура в зоне контакта не превышает 50° С. По этой же номограмме в зависимости от выбранных значений диаметра вала, давления и скорости вращения можно определить момент трения, развиваемый манжетами.

## УПРУГИЕ МЕТАЛЛИЧЕСКИЕ КОЛЬЦА

Упругие металлические кольца применяются для уплотнения поступательно движущихся и вращающихся деталей. В первом случае они обеспечивают эффективность уплотнения поршней цилиндров при скоростях до 7,5 м/с и давлениях до 500 кг/см<sup>2</sup> в широком диапазоне температур. Во втором случае применяются при окружных скоростях до 100 м/с при давлении в уплотняемой полости до 50 кг/см<sup>2</sup> [50]. Уплотнение обеспечивается за счет контактного давления на поверхности кольца, создаваемого деформацией его при установке в цилиндр (корпус) и давлением рабочей жидкости.

Упругие металлические кольца обеспечивают длительный срок службы даже в тех случаях, когда при движении они проходят мимо каналов, окон или других отверстий в уплотняемых деталях.

Недостатком уплотнений этого типа является необходимость в высокой точности изготовления уплотняемой поверхности цилиндров, так как кольца не способны компенсировать местные неровности, овальность, конусность, бочкообразность.

Металлические кольца не обеспечивают полной герметизации, вследствие наличия на них прорезей, которые могут быть прямыми — при давлениях до 50 кг/см<sup>2</sup> (рис. 132, а); косыми — при давлениях до 200 кг/см<sup>2</sup> (рис. 132, б); ступенчатыми — при давлениях более 200 кг/см<sup>2</sup> (рис. 132, в). Прорезь с

замком (рис. 132, а) позволяет ограничивать диаметральный размер кольца, помещенного в канавку, и облегчает монтаж в цилиндре.

Кольца изготавливаются в основном из чугунов перлитной структуры, обладающих высокими механическими свойствами (в том числе высокими упругостью и антифрикционными свойствами), а также из специальных сортов бронзы.

При расчете колец необходимо учитывать следующие рекомендации.

Радиальная высота  $t$  выбирается такой, чтобы при установке кольца в цилиндр (монтажно-сжатие) контактное давление по условиям герметичности составляло 1—2 кг/см<sup>2</sup>.

Средняя величина контактного давления

$$p_k = (EA/D) : 7,08 (D/t - 1)^3, \text{ кг/см}^2,$$

где  $D$  — наружный диаметр сжатого кольца, см;  $t$  — радиальная высота кольца, см;  $A = (3,8...3,4)t$  — разность между зазорами в стыке свободного и сжатого в цилиндре кольца, см;  $E$  — условный модуль упругости, для перлитных чугунов  $E = (9...11) \cdot 10^5$  кг/см<sup>2</sup>.

В выполненных конструкциях отношение диаметра кольца к его высоте находится в пределах 18—34, причем меньшие значения соответствуют малым, а большие — большим значениям диаметров цилиндров.

Напряжение изгиба при сжатии кольца  $\sigma_1$  (рабочее напряжение при установке в цилиндр) и напряжение изгиба  $\sigma_2$ , вызванное растяжением кольца при установке на поршень, определяются по формулам

$$\sigma_1 = 3p_k (D/t)^2, \text{ кг/см}^2,$$

$$\sigma_2 = \sigma_1 k [(9,4t/A) - 1], \text{ кг/см}^2,$$

где  $k = 0,8...0,9$  — числовой коэффициент.

Ширину кольца выбирают по условию  $b = (0,75...1)t$ .

Зазор в стыке  $S$  выбирается минимальным, но достаточным для компенсации температурных деформаций и неточностей изготовления кольца и цилиндра:

$$S = \pi D \alpha \Delta t + S_1,$$

где  $D$  — наружный диаметр кольца;  $\alpha$  — коэффициент линейного расширения материала;  $\Delta t$  — перепад рабочих температур;  $S_1$  — зазор, необходимый для компенсации неточностей изготовления.

В практике принимают  $S = 0,05...0,1$  мм — для цилиндров диаметром 30—100 мм и  $S = 0,1...0,2$  мм — для цилиндров диаметром 100—300 мм.

Боковой зазор между кольцом и стенками канавки рекомендуется выбирать не более 0,02—0,03 мм для диаметров цилиндра до 100 мм, и 0,03—0,05 мм для диаметров более 100 мм. Внутренний диаметр канавки должен быть меньше внутреннего диаметра сжатого кольца на 0,20—0,5 мм. Рекомендуемое количество колец в уплотнении приведено в табл. 180.

Силу трения ориентировочно можно определить по формуле [19]

$$F = \pi D b (n p_k + 0,84 p), \text{ кг},$$

где  $D$  — диаметр поршня, см;  $b$  — ширина кольца, см;  $f$  — коэффициент трения кольца ( $f \approx 0,15$  — при большой скорости движения,  $f \approx 0,25$  — при малой);  $n$  — количество колец на поршне;  $p_k$  — контактное давление кольца, кг/см<sup>2</sup>;  $p$  — давление уплотняемой среды, кг/см<sup>2</sup>.

Размеры и основные характеристики стандартизованных уплотнений приведены в табл. 181.

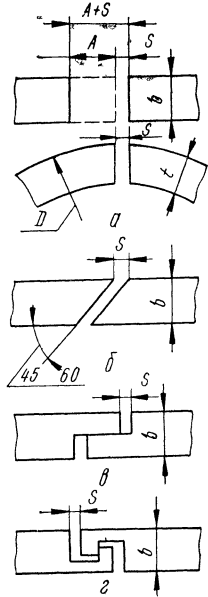
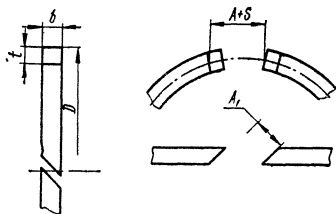


Рис. 132. Формы прорезей упругих металлических колец

**180. Рекомендуемое количество поршневых колец, шт., в зависимости от диаметра цилиндра и давления в системе**

Давление, кг/см <sup>2</sup>	Диаметр цилиндра, мм							
	40—45	50—90	100—130	140—180	200—260	280—360	380—500	530—600
64	2	3	3	3	3	3	3	3
100	3	3	3	3	4	4	4	4
200	3	3	4	4	4	5	6	7
320	3	4	4	5	6	7	8	9

**181. Размеры и основные характеристики поршневых колец (по ОСТ 2А54—1—72)**



D (в рабочем состоянии), мм	l, мм	b (предельные отклонения по X), мм	S (в рабочем состоянии), мм	Q, кг	A, мм	A <sub>1</sub> = A cos 45° мм	ρ кг/см <sup>2</sup>	σ <sub>1</sub> , кг/см <sup>2</sup>	σ <sub>2</sub> , кг/см <sup>2</sup>	Масса 100 шт., кг	
32	1,5 ± 0,1	3,0	0,075—0,10	1,7—2,5	3,5	2,5	2,02	2500	4950	0,34	
36	1,7 ± 0,1			1,6—2,3	4,2	3,0	1,67			3830	0,37
40				1,7—2,6	4,8	3,4	1,65			3740	0,48
45	2,0 ± 0,1			1,5—2,3	6,1	4,3	1,29			2570	0,54
50				1,9—2,8	6,4	4,5	1,45			3100	0,71
56		1,7—2,6	7,8	5,5	1,19	2240	0,78				
63	2,5 ± 0,15	0,100—0,15	2,5—3,7	7,4	5,0	1,58	3520	1,06			
(65)			3,0—4,5	8,7	6,0	1,33	2730	1,54			
70			2,8—4,2	10,1	7,0	1,15	2110	1,66			
(75)	3,0 ± 0,15	4,0	3,8—5,7	9,6	7,0	1,45	3100	2,13			
80			3,5—5,3	11,0	8,0	1,27	2510	2,28			
90			4,3—6,4	11,9	8,5	1,36	2830	2,99			
(95)	3,5 ± 0,15	0,100—0,20	4,0—6,1	13,3	9,5	1,22	2360	3,20			
100			3,8—5,7	14,7	10,5	1,09	1970	3,33			
(105)			6,0—9,0	14,2	10,0	1,31	2650	5,00			
110	4,0 ± 0,20	5,0	5,0—7,5	13,7	9,5	1,05	2460	5,23			
(120)			4,4—6,9	16,4	11,5	0,87	1810	5,70			
125	4,5 ± 0,20	6,0	5,6—8,4	15,8	11,0	1,02	2370	6,69			
140			5,0—7,5	19,9	14,0	0,81	1570	7,52			
(150)	5,0 ± 0,20	0,130—0,260	6,9—10,3	20,5	14,5	0,87	1810	10,70			
160			6,4—9,6	25,7	18,0	0,76	1150	12,51			

- Примечания: 1. Стандарт предусматривает уплотнение диаметров до 1000 мм.  
 2. Диаметр колец D в рабочем состоянии равен диаметру цилиндра.  
 3. Размеры, приведенные в скобках, применять не рекомендуется.  
 4. Для диаметров D = 32...150 E = 1,1 · 10<sup>-6</sup>, для D = 160 E = 10<sup>-6</sup> кг/см<sup>2</sup>.  
 5. Материал колец — чугун серый СЧ21-40 по ГОСТ 1412-70.

Условное обозначение кольца Д-45 мм:  
 кольцо 45 ОСТ 2А54-1-72.

Основные технические требования, предъявляемые к упругим металлическим кольцам (по ОСТ 2А54—1—72), следующие. Механические свойства литых заготовок из серого чугуна марки СЧ21-40 должны соответствовать требованиям, указанным ниже: предел прочности при изгибе — не менее 40 кг/мм<sup>2</sup>, стрела прогиба при расстоянии между опорами 600 мм — 9 мм и при расстоянии между опорами 300 мм—3,0 мм; твердость *НВ* 170...241.

Модуль упругости материала колец должен находиться в пределах 8000—11 000 кг/мм<sup>2</sup>. Твердость готовых колец должна быть в пределах *HRB* 98 ... 106 (ГОСТ 621—67). Трещины, раковины, рыхлости, чернота, следы засоренности инородными включениями, отбелы, цвета побежалости, заусеницы на поверхности колец не допускаются. Радиальные риски на торцевых поверхностях колец и риски на наружной поверхности по направлению образующей также не допускаются.

Поршневое кольцо должно обладать упругостью, определяемой силой, необходимой для сведения кольца до зазора *S'* в замке. Величина этой силы *Q*, которая направлена перпендикулярно к диаметру, проходящему через замок, должна лежать в пределах, указанных в табл. 181.

Методика контроля упругости колец приведена в ГОСТ 7295—74. Значению упругости, полученному при приложении к замку тангенциальной силы, соответствует табличное, умноженное на коэффициент 0,38.

Остаточная деформация при испытании колец диаметром 32—200 мм на изгиб допускается при напряжении 20 кг/мм<sup>2</sup> не более 12%. Контроль ее производится по ГОСТ 7295—74. Допускается радиальная разностенность кольца в таких пределах:

### 182. Максимальный зазор и допускаемое коробление поршневых колец, мм

Диаметр кольца	Зазор, не более	Коробление, не более
30—45	0,02	0,03
50—110	0,035	0,03
120—250	0,05	0,05

Радиальная высота кольца, мм

Допускаемое отклонение, мм

1,5—2	0,05
2,5—4	0,1
4,5—7	0,15

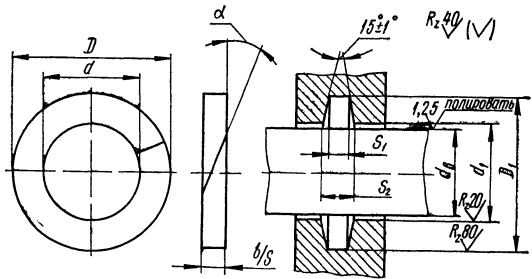
Непараллельность торцевых плоскостей допускается в пределах допуска на высоту кольца.

Радиальный зазор (просвет) между кольцом и стенкой калибра допускается не более, чем на двух участках: каждый участок — на дуге не более 80° и не ближе 10° от замка. Максимально допустимые зазоры указаны в табл. 182. Кроме того, кольца не должны быть покороблены и должны быть плоскими.

## УСТРОЙСТВА ДЛЯ ЗАЩИТЫ УПЛОТНЕНИЙ

Уплотнения подвижных соединений должны быть надежно защищены от вредного воздействия окружающей среды, так как попадание внутрь гидроагрегатов пыли и грязи способствует быстрому выходу из строя уплотнений и засорению всей системы. В зависимости от назначения защитные устройства делятся на пылезащитные, скребковые и маслосборные. При отсутствии абразивов во внешней среде в качестве пылезащитных устройств наиболее широкое применение получили войлочные сальники (рис. 133, а). В этих же условиях для защиты от пыли могут применяться резиновые грязесъемные манжеты (рис. 133, б). По сравнению с войлочными сальниками недостатком грязесъемных манжет является одновременное с удалением грязи нарушение тонкого слоя смазки, адсорбированной на поверхности штока, а следовательно, снижение износостойкости уплотне-

183. Кольца сальниковые войлочные и канавки для них (по ОСТ 2А51—1—72), мм



Диаметр вала $d_B$	Размеры колец						Размеры канавок			
	$d$			$D$			$d_1$	$D_1$	$S_1$	$S_2$
	Номинальный	Предельное отклонение для сальников из войлока		Номинальный	Предельное отклонение для сальников из войлока					
		полугрубошерстного	тонкошерстного		полугрубошерстного	тонкошерстного				
10, 12, 14, 16, 18, 20, 22		+0,8	+0,7	$d_B + 8,0$	+1,0	$\pm 0,5$	2,5	$d_B + 9,0$	2,0	3,0
		-0,5	-0,5	$d_B + 10,0$	-0,8		3,5	$d_B + 11,0$	3,0	4,3
25, 28, 32, 36, 38, 40, 42, 45, 48	$d_B - 1,0$			$d_B + 12,0$			5,0	$d_B + 13,0$	4,0	5,5
50, 55, 60, 65, 70, 75, 80, 85, 90, 95, 100, 110		$\pm 1,0$	$\pm 0,7$	$d_B + 16,0$	+1,0	$\pm 0,7$	6,0	$d_B + 17,0$	5,0	7,1
		-0,8		$d_B + 18,0$	-0,8		7,0	$d_B + 19,0$	6,0	8,3
				$d_B + 20,0$			8,5	$d_B + 21,0$	7,0	9,6
				$d_B + 24,0$			9,5	$d_B + 25,0$	8,0	11,1

Примечания: 1. По ОСТ 2А51—1—72 предусматривается уплотнение диаметров до 240 мм.

2. Допуски на размеры колец даны по ГОСТ 6308—71 и ГОСТ 288—72.

3. Номинальные диаметр кольца  $d = d_B = -1,04$ , диаметр канавки  $d_1 = d_B = +1,0$ . Предельные отклонения диаметра  $d_1$  регламентированы ОСТ 2Н31—2—7—2.

4. Плотность войлока полугрубошерстного составляет  $0,38 \pm 0,02$  г/см<sup>3</sup>, тонкошерстного —  $0,44 \pm 0,02$  г/см<sup>3</sup>.

5. Войлочные кольца с наружным диаметром до 60 мм изготавливаются цельновырубными, свыше 60 мм — путем сшивки из полосы: угол стыка  $\alpha = 20...25^\circ$ .

Примеры условных обозначений: сальниковое кольцо с размерами  $D = 20$  мм;  $d = 11$  мм;  $b = 2,5$  мм из войлока тонкошерстного —

кольцо СТ20—11—2,5  $\frac{\text{ГОСТ 288—72}}{\text{ОСТ 2А51—1—72}}$ ,

то же, из полугрубошерстного войлока —

кольцо СП20—11—2,5  $\frac{\text{ГОСТ 6308—71}}{\text{ОСТ 2А51—1—72}}$ .

ния. В условиях повышенной загрязненности среды войлочные сальники и резиновые манжеты применять не рекомендуется, так как абразивы, оседая на поверхностях сальника и манжеты, вызывают задиры на штоке. В таких условиях пылезащитные устройства могут применяться только в комбинации со скребковыми устройствами. В малоответственных агрегатах применяют бесконтактные скребковые устройства (чистики), представляющие собой пакет шайб толщиной 0,2—0,5 мм, установленных в корпусе и образующих со штоком зазор по ходовой посадке (рис. 133, в). В большинстве случаев защитное скребковое устройство представляет собой изготовленный из фторопласта, полиамида и другого неметаллического материала элемент, который соответствующим для данного материала контактным давлением прижи-

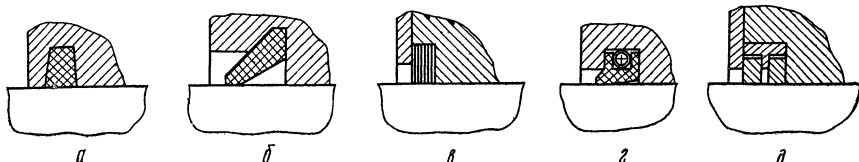
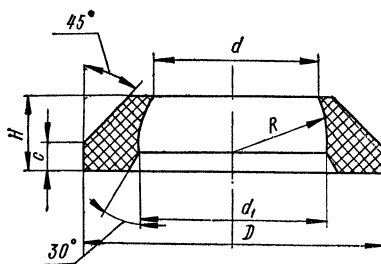


Рис. 133. Конструкции устройств для защиты уплотнений:

*а* — войлочный сальник; *б* — грязеъемная манжета; *в* — защитное устройство из фторопласта; *г* — металлические чистики; *д* — упругие металлические кольца.

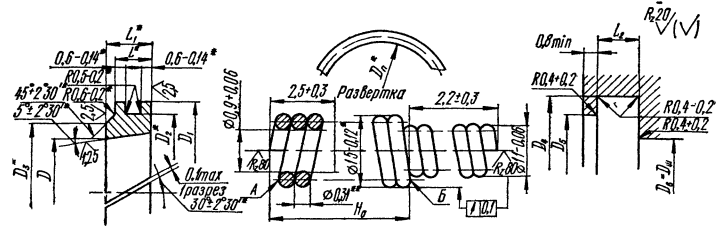
мается к поверхности штока. При оптимальном сочетании материала и контактного давления скребковые устройства обеспечивают не только удаление абразива, но и эффективную защиту от пыли, в результате чего отпадает необходимость в войлочных сальниках и резиновых манжетах. Контактное дав-

#### 184. Манжеты грязеъемные (по нормали МН2253—61), мм



Условное обозначение	Диаметр штока	$d$	$d_1$	$D$	Допускаемое отклонение $d$ ; $d_1$ ; $D$	$H$		$R$	$C$
						Номинальный размер	Допускаемое отклонение		
49/16	20	17	21	39	$\pm 0,5$	10		25	1,5
50/16	25	22	26	44					
60/16	30	27	31	49					
70/16	35	32	36	51					
80/16	40	37	41	59					
100/16	50	47	51	69	$\pm 0,6$	—0,5			
125/16	60	57	61	79					
140/16	70	67	71	89					
160/16	80	77	81	99					
200/16	100	95,5	101,5	128,5	$\pm 0,8$	15	—0,7	37,5	2,3
220/16	110	105,5	111,5	138,5					

185. Размеры защитных устройств из фторопласта  
(по ОСТ 1 10038—71), мм



Диаметр уплотняемого штока	Защитный элемент (по ОСТ 1 10039—71)						Пружина (по ОСТ 1 10040—71)					Посадочное место		
	$D$	$D_1$	$D_2$	$D_3$	$L$	$L_1$	$D_{II}$	Диаметр оправки $D_0$	Длина развернутой проволоки	$H_0$		$D_4$	$D_5$	$L_2$
	Предельные отклонения									Номинальный размер	Пре-дельные отклонения	Предельные отклонения		
	по $A_4$	по $C_4$	по $C_4$	по $C_5$	-0,1	-0,1	по $A_5$	по $A_5$	по $A_5$					
8	7,7	13,5	10	9,5			9	14	354	28	-0,6	14	10,5	
9	8,7	14,5	11	10,5			10	15	386	31,4		15	11,5	
10	9,7	15,5	12	11,5			11	16	435	34,5		16	12,5	
11	10,7	16,5	13	12,5			12	17	474	37,6		17	13,5	
12	11,7	17,5	14	13,5			13	18	517	41,0		18	14,5	
13	12,7	18,5	15	14,5			14	19	553	43,9		19	15,5	
14	13,7	19,5	16	15,5			15	20	594	47,0		20	16,5	
15	14,7	20,5	17	16,5			16	21	631	50,0		21	17,5	
16	15,7	21,5	18	17,5			17	22	674	53,5		22	18,5	
17	16,7	22,5	19	18,5			18	23	712	56,5		23	19,5	
18	17,7	23,5	20	19,5			18,5	24	731	58,0	24	20,5		
19	18,7	24,5	21	20,5			19	25	752	59,6	25	21,5		
20	19,7	25,5	22	21,5			20	26	794	63,0	26	22,5		
21	20,7	26,5	23	22,5			21	27	831	65,9	27	23,5		
22	21,7	27,5	24	23,5			22	28	870	69,0	28	24,5		
24	23,7	29,5	26	25,5			24	30	953	75,5	30	26,5	3,0	
25	24,7	30,5	27	26,5			25	31	990	78,5	31	27,5		

26	25,7	31,5	28	27,5			26	32	1029	81,5		32	28,5
28	27,7	33,5	30	29,5			28	34	1111	88,0		34	30,5
30	29,7	35,5	32	31,5			30	36	1189	94,0		36	32,5
32	31,7	37,5	34	33,5			31	38	1230	97,5	-0,9	38	34,5
34	33,7	39,5	36	35,5	2,8	3,5	33	40	1305	103,5		40	36,5
35	39,7	40,5	37	36,5			34	41	1351	107,0		41	37,5
36	35,7	41,5	38	37,5			35	42	1387	110		42	38,5
38	37,7	43,5	40	39,5			37	44	1462	116		44	40,5
40	39,7	45,5	42	41,5			37	46	1462	116		46	42,5
42	41,7	47,5	44	43,5			38	48	1509	119,5		48	44,5
45	44,7	50,5	47	46,5			41	51	1639	129		51	47,5
48	47,7	53,5	50	49,5			44	54	1740	138		54	50,5
50	49,7	58,0	54	53,0			48	59	1905	151		59	54,5
53	52,7	61,0	57	56,0			50	62	1981	157		62	57,5
55	54,7	63,0	59	58,0			52	64	2060	163,5		64	59,5
58	57,7	66,0	62	61,0			55	66	2181	173	-1,2	66	61,5
60	59,7	68,0	64	63,0			57	69	2258	179		69	64,5
63	62,7	71,0	67	66,0			60	72	2378	188,5		72	67,5
65	64,7	73,0	69	68,0	3,0	4,0	62	74	2460	195		74	69,5
67	66,7	75,0	74	70,0			64	76	2535	201		76	71,5
70	69,7	78,0	74	73,0			67	79	2660	210,5		79	74,5
75	74,7	83,0	79	78,0			72	84	2850	228,1		84	79,5
80	79,7	88,0	84	83,0			77	89	3050	241,8		89	84,5
85	84,7	93,0	89	88,0			82	94	3240	257,6		94	89,5
90	89,7	98,0	94	93,0			87	100	3440	273,2		100	94,5
95	94,7	103,0	99	98,0			92	104	3641	288,8		104	99,5
100	99,7	108,0	104	103,0			97	109	3840	304,8		109	104,5

Примечания: 1. Материал защитного элемента: заготовки фторопласта Ф-4 марки Т-1 по ТУ 6-05-810-Н, изготовленные из порошка марок А или В (ГОСТ 10007-72), или заготовки по МРТУ 6-05-926-64. Применение порошка фторопласта Ф-4 марки В не допускается.

2. Размеры  $D$ ,  $D_1$  и  $L_1$  контролировать до разрезки

3. Материал пружины: проволока В-0,31 МРТУ 3-632-67, покрытие: химическое пассивирование.

4. Навивка пружины плотная, виток к витку; направление навивки не устанавливается. Пружину свернуть в кольца до соприкосновения точек А и Б; зазор между точками А и Б не должен быть более 0,6 мм. Изменение зазора между точками А и Б после перемещения пружины в одну и другую сторону вдоль оправки с наружным диаметром  $D_0$  на длину  $\infty 30$  мм не допускается.

Примеры условных обозначений; защитный элемент для штока диаметром  $D_{ш} = 30$  мм —

уплотнение защитное 30 ОСТ 1 10039-71,

пружина для штока  $D_{ш} = 30$  мм —

пружина 30 ОСТ 1 10040-71



ление скребкового элемента может обеспечиваться либо специальной пружиной (рис. 133, з), либо предварительно сжатым резиновым элементом [53].

В тяжелых условиях работы (наличие в больших количествах крупного абразива, возможность обледенения штока и т. п.) перед пылезащитными устройствами устанавливаются металлические скребки, представляющие собой упругие кольца из бронзы или чугуна (рис. 133, д).

**Войлочные сальники** могут эксплуатироваться в диапазоне рабочих температур от  $-50$  до  $+120^{\circ}\text{C}$  (при применении синтетических волокон — до  $+200^{\circ}\text{C}$ ).

Войлок, применяемый для изготовления сальников, устойчив по отношению к минеральным маслам, консистентным смазкам, парафину и большинству растворителей. Он хорошо абсорбирует масло. Маслом может заполняться до 80% войлочного сальника. Войлок обеспечивает смазку рабочих поверхностей даже после длительного хранения. В сухом состоянии вой-

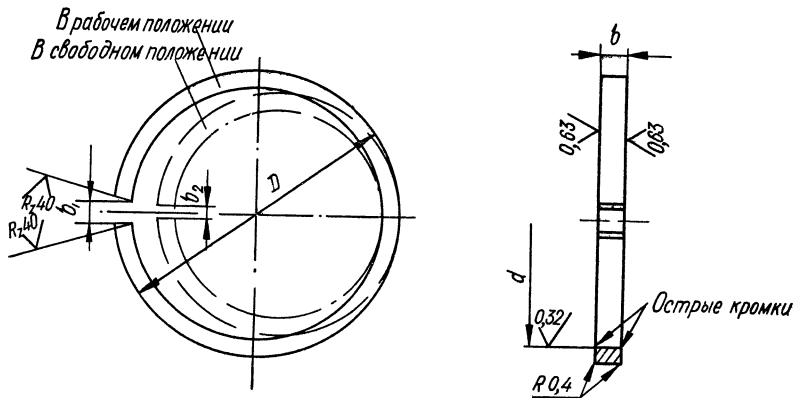


Рис. 134. Упругое металлическое кольцо, применяемое в качестве защитного элемента.

лок является фильтром, обеспечивающим степень очистки до 100% при задержании частиц размером более 0,7 мк. После пропитки маслом он задерживает более мелкие частицы. Благодаря эластичности войлока сохраняется постоянная уплотняющая сила, несмотря на износ, осевой люфт, биение и овальность подвижных деталей [67].

Войлок обладает относительно малым коэффициентом трения. Так, коэффициент трения по стали для войлока, предварительно пропитанного маслом, не превышает 0,15.

По ОСТ 2 А51—1—72 сальники из полугрубошерстного войлока по ГОСТ 6308—71 могут устанавливаться во вращающихся соединениях при окружной скорости не более 2 м/с, из тонкошерстного войлока по ГОСТ 288—72 — при окружной скорости не более 5 м/с. Форма и размеры стандартизованных сальниковых войлочных колец приведены в табл. 183.

При уплотнении вращающихся деталей необходимо, чтобы твердость шейки вала под кольцом была не менее *HRC* 45. Биение шейки под кольцом при вращении в подшипнике должно быть при окружной скорости до 4 м/с не более 0,1 мм, свыше 4 м/с — не более 0,06 мм.

Для удаления кислоты рекомендуется выдерживать войлочные кольца в течение 20 мин в 9%-ном растворе аммиака. После просушки кольца пропитывают смесь из консистентных смазок и графита (например, смесью, состоящей из 85% жирового солидола и 15% чешуйчатого графита).

**Грязесъемные манжеты.** В табл. 184 приведены данные по одному из типов резиновых грязесъемных манжет. Следует учитывать, что манжеты быстро выходят из строя при большом количестве грязи, наличии стружки, повышен-

ном содержании абразива и т. д. В этих случаях их следует применять в комбинации с металлическими скребками.

**Фторопластовые защитные устройства** применяются при температурах от  $-60^{\circ}\text{C}$  до  $+200^{\circ}\text{C}$ . Конструкция устройства показана на рис. 133, г, размеры защитного элемента приведены в табл. 185.

**Металлические уплотняющие устройства** представляют собой комплект, состоящий обычно из 2—3 упругих колец (рис. 133, д), замки которых при установке смещают друг относительно друга. Чугунные кольца при диаметре штока  $d_{\text{шт}}=50\text{...}100$  мм имеют следующие размеры (рис. 134):  $d = d_{\text{шт}}$ ;  $D = d + 8$  мм;  $b = 6$  мм;  $b_1 = 1 \pm 0,2$  мм;  $b_2 = 0,2 \pm 0,1$  мм. Для покрытия колец применяют оксидное фосфатирование.

**Маслонакопительные устройства** устанавливаются в агрегатах с так называемыми «минусовыми» утечками (например, в гидравлических демпферах) или в агрегатах, работающих в условиях интенсивного испарения масляной пленки со штока. Назначение маслонакопителей — улучшение смазки уплотнения при обратном ходе штока, т. е. при втягивании штока в агрегат. В качестве маслонакопителей применяют войлочные или поролоновые сальники (рис. 133, а).

## УПЛОТНЕНИЯ НЕПОДВИЖНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Различают два вида уплотнений неподвижных соединений — прокладочные и беспрокладочные. Материал прокладок определяется в зависимости от соотношения между давлением  $p$  и температурой  $t$  герметизируемой жидкости. При  $pt < 10^4$ , где  $p$  — в  $\text{кг}/\text{см}^2$  и  $t$  — в  $^{\circ}\text{C}$ , могут применяться неметаллические прокладки, при более высоких значениях  $pt$  — металлические [19].

Из неметаллических прокладок наиболее широкое распространение получили резиновые кольца круглого сечения по ГОСТ 9833—73 и П-образные манжеты из резины или полихлорвинила (табл. 186). Фторопласт, паронит, фибра и другие неметаллические материалы применяются, как правило, в виде плоских прокладок.

Конструкции и размеры прокладочных и беспрокладочных соединений приведены на рис. 135 [18] и в табл. 187 [64]. Плоские прокладки из прессшпана (ГОСТ 6983—54) применяют при температурах до  $+50^{\circ}\text{C}$ , из полихлорвинилового пластика до  $+60$ , из кожи, чертежной бумаги, фторопласта Ф-3 до  $+70$ , из прокладочного картона Б (ГОСТ 9347—74) до  $+90$ , из резины (ГОСТ 7338—65) до  $+150$ , из паронита (ГОСТ 481—71) и фторопласта Ф-4 до  $+250$ , из меди М-1 и М3 (ГОСТ 859—66) до  $+300$ , из алюминия (ГОСТ 11069—74) до  $+430$ , из стали до  $+550^{\circ}\text{C}$ .

Размеры плоских прокладок до ГОСТ 15804—70, применяемых для уплотнения резьбовых соединений (штуцеров, фитингов и т. п.), приведены в табл. 188.

Недостаток металлических прокладок — необходимость высоких контактных давлений для обеспечения герметизации. Уровень необходимых контактных давлений может быть понижен при смазке контактных поверхностей полярно-активными веществами (амины, жирные кислоты, мыла, соединения хлора и т. п.). Так, смазка поверхностей герметиком УН-25 позволяет снизить контактные давления в 2—4 раза, герметиком ПСТ — в 2,5—10 раз [18]. Гребенчатые овальные и восьмигранные прокладки обеспечивают снижение контактных давлений по сравнению с плоскими прокладками в 2,—2,5 раза. Преимуществом линзовых овальных и восьмигранных прокладок является также свойство частично самоуплотняться под действием давления уплотняемой среды. Недостатком беспрокладочных соединений, помимо высоких контактных давлений, является также необходимость обеспечения малой шероховатости и точности изготовления контактных поверхностей. Как и в прокладочных соединениях, контактные давления в беспрокладочных можно снизить путем применения замазок и герметиков, а

также за счет использования контактных поверхностей специальной формы, обеспечивающей либо минимальные площади контакта, либо распирание контактных поверхностей при монтаже (табл. 189).

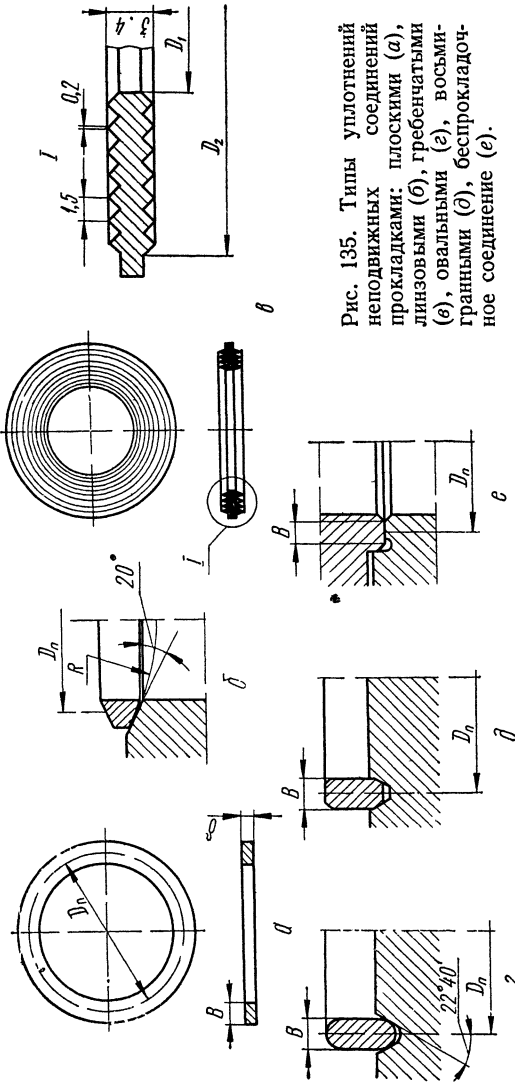


Рис. 135. Типы уплотнений неподвижных соединений прокладками: плоскими (а), линзовыми (б), гребенчатыми (в), овальными (г), восьмигранными (д), беспрокладочное соединение (е).

По существующим методам [18, 64] расчет прокладочных соединений сводится к определению величины контактного давления  $N_{ко}$ , достаточного для внедрения материала прокладки в микронеровности фланца на такую величину, при которой обеспечивается герметичность при отсутствии давления в системе, и контактного давления  $N_{кр}$ , при котором сохраняется герметичность соединения под давлением рабочей среды. В зависимости от материала и конфигурации прокладки, а также величины давления среды может быть  $N_{кр} > N_{ко}$  или  $N_{ко} > N_{кр}$ , поэтому при определении потребных усилий затяжки болтов фланцевого соединения используют большую из этих величин.

Для неметаллических прокладок, а также плоских, гребенчатых и овальных металлических прокладок усилие обжатия при установке

$$N_0 = \pi D_{п} B q_0, \text{ кг},$$

где  $D_{п}$  — средний диаметр прокладки, см;  $B$  — ширина прокладки, см,  $q_0$  — удельное давление на прокладку, необходимое для создания герметичности и зависящее от материала прокладки и ее размеров,  $\text{кг/см}^2$ .

Для прокладок из паронита, картона и фторопласта

$$q_0 = q_{yc} / \sqrt{2\delta \sqrt{B}}, \text{ кг/см}^2;$$

для прокладок из резин твердых и средней твердости, пластиката

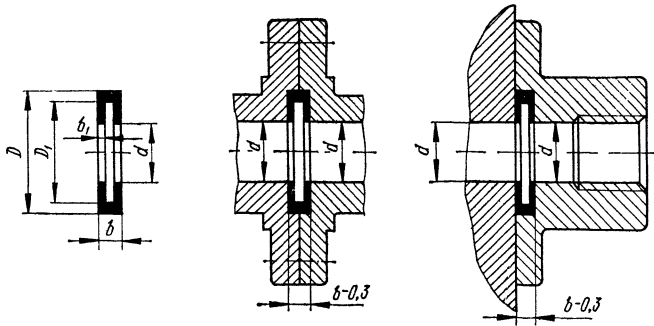
$$q_0 = q_{yc} / \sqrt{2\delta};$$

для плоских, гребенчатых, овальных и восьмигранных металлических прокладок, а также беспрокладочных соединений

$$q_0 = q_{yc},$$

где  $\delta$  — толщина прокладки.

186. Размеры резиновых уплотнительных манжет П-образного сечения, мм

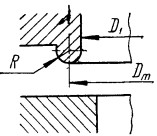
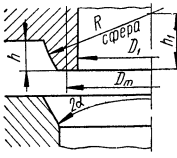
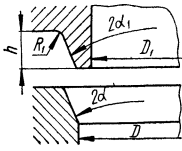


d		D		D <sub>1</sub>		b		b <sub>1</sub>	
Номинальный размер	Предельное отклонение	Номинальный размер	Предельное отклонение	Номинальный размер	Предельное отклонение	Номинальный размер	Предельное отклонение	Номинальный размер	Предельное отклонение
8	+0,20	15	-0,10 -0,15	11	+0,24	4	+0,20	0,7	-0,10
10		18		14					
12		20		16					
14		22		18					
16	+0,24	24	-0,15 -0,30	20	+0,28	5	+0,20	1	-0,20
18		28		23					
20		30		25					
22		32		27					
25	+0,28	36	-0,20 -0,35	30	+0,34	6	+0,30	1,5	
28		40		33					
30		42		35					
32		45		38					
34	+0,34	48		40	+0,40	7			
38		52		44					
40		54		46					
42		56		48					
46	+0,40	60		52					
48		60		54					
50		64		56					
52		70		60					

Примечание. Ширина канавки должна быть на 0,3—0,5 мм меньше размера *b*.

187. Конструкции и размеры беспрокладочных соединений

Конструктивные схемы	Размер	Значение, мм			
		<i>D</i> <sub>1</sub>	<i>L</i> <sub>0</sub>	<i>L</i> <sub>1</sub>	<i>L</i> <sub>2</sub>
	<i>D</i> <sub>1</sub>	50—100	101—200	201—500	500
	<i>L</i> <sub>0</sub>	2	3	4—5	6—8

Конструктивные схемы	Раз- мер	Значение, мм		
	$D_1$	10	11—20	21—50
	$D_m$	$D_1 + 4$	$D_1 + 6$	$D_1 + 8$
	$R$	4	5	6
	$D_m$	$D_1 + 1,5 (0,05D_1 + 5)$		
	$R$	$0,578D_m$		
	$h$	$0,05D_1 + 8$		
	$h_1$	$0,5R + 0,4 (0,05D_1 + 5)$		
	$\alpha$	$30^\circ$		
	$\alpha$	15—30°		
	$\alpha_1$	$\alpha + 1^\circ$		
	$h$	$(D_1 - D) (2 \operatorname{tg} \alpha + 5)$		
	$D$	$D_1 + (0,05D_1 + 4)$		
	$R_1$	3—6		

188. Размеры прокладок для резьбовых соединений, мм (по ГОСТ 15804—70)

Резьба штуцера	Внутрен- ний диа- метр $d$ (предель- ные от- клонения по $A_s$ )	Наруж- ный диа- метр $D$ (предель- ные от- клонения по $X_4$ )	Тол- щина $h$	Резьба штуцера	Внутрен- ний диа- метр $d$ (предель- ные от- клонения по $A_s$ )	Наруж- ный диа- метр $D$ (предель- ные от- клонения по $X_4$ )	Тол- щина $h$
M12 × 1,5	12	18	1,5	M27 × 2	27	32	2,0
M14 × 1,5	14	20	1,5	M30 × 2	30	36	2,0
M16 × 1,5	16	22	1,5	M33 × 2	33	39	2,0
M18 × 1,5	18	24	1,5	M36 × 2	36	42	2,0
M20 × 1,5	20	26	1,5	M42 × 2	42	49	2,0
M22 × 1,5	22	27	1,5	M48 × 2	48	55	2,0
M24 × 1,5	24	30	2,0	M52 × 2	52	64	2,5

Примечания: 1. ГОСТ 15804—70 распространяется на прокладки, изготовленные из следующих материалов: алюминия (Ал) по ГОСТ 11069—64, меди (М) по ГОСТ 859—66, паронита (П) по ГОСТ 481—71, картона (К) по ГОСТ 9347—74, фибры (Ф) по ГОСТ 14613—69, резины (Р) по ГОСТ 7338—65.

2. Допускаемые давления жидкости при температуре от +5°С до +30°С для картона — 10 кг/см<sup>2</sup>, для фибры — 800 кг/см<sup>2</sup>, для резины — 6 кг/см<sup>2</sup>. Для остальных прокладок допускаемое давление ограничивается конструктивной прочностью соединения.

Условное обозначение прокладки из алюминия с размерами  $d = 20$  мм;  $D = 26$  мм;  $h = 1,5$  мм:  
 прокладка Ал. 20×26×1,5 — ГОСТ 15804—70

189. Значения  $q_y$ , коэффициентов  $c$  и  $m$  для соединений металлическими прокладками и беспрокладочных соединений

Параметр	Соединения											
	плоскими прокладками				ребренчатыми прокладками				обальными, восьмигранными прокладками		Беспрокладочные	
	Алюминий мягкий	Медь мягкая	Сталь мягкая	Сталь Х18Н10Т	Алюминий мягкий	Медь мягкая	Сталь мягкая	Сталь Х18Н10Т	Сталь мягкая	Сталь Х18Н10Т	Сталь мягкая	Сталь Х18Н10Т
$q_y$ , кг/см <sup>2</sup>	300	450	700	900	140	170	240	300	160	220	600	800
$m$	4	5	6	7	2,8	3,5	3,8	4,2	1,5		От 7—8 До 1,5—2	
$c$	$1 + 0,15 \sqrt{\frac{D_p}{20}}$				$1 + 0,15 \sqrt{\frac{D_p}{20}}$				$1 + 0,1 \sqrt{\frac{D_p}{10}}$		$1 + 0,1 \sqrt{\frac{D_p}{20}}$	

Примечания: 1. Для беспрокладочных соединений при  $p = 40$  кг/см<sup>2</sup>  $m = 7...8$ , при  $p = 600...800$  кг/см<sup>2</sup>  $m = 1,5...2$ .  
2. Значение  $D_p$  следует подставлять в сантиметрах.

190. Значения  $q_y$ , коэффициентов  $c$ ,  $m$  и  $\eta$  для соединений неметаллическими прокладками при  $B \geq 4$  мм,  $\delta \leq 4$  мм

Параметр	Паронит	Капрон	Резина			Пластикаг	Фторопласт
			мягкая	средней твердости	твердая		
$q_y$ , кг/см <sup>2</sup>	200	100	20	40	—	40	100—350
$c$	$1 + 0,1 \sqrt{\frac{D_p^*}{20}}$						
$m$	4,5	3	1,5—2				
$\eta$	0,1—0,15	—	0,95	—	—	0,9	0,05

\* Значение  $D_p$  следует подставлять в сантиметрах.

191. Толщина стенки металлического кольца, мм

Уплотняемая среда	Диаметр сечения кольца $d$			
	0,794	1,588	2,381	3,175
Легкие жидкости, газы	0,254	0,3048	0,4752	0,508
Тяжелые жидкости	0,127	0,254	0,254	0,254

Рекомендуемые значения  $q_p$  и  $c$  приведены в табл. 189—190. Усилие обжатия, необходимое для сохранения герметичности в рабочих условиях, для прокладок всех типов рассчитывается по формуле

$$N_p = \pi D_n q_p + (1 - \eta) N,$$

где  $q_p$  — удельное давление на прокладку в рабочих условиях,  $\text{кг/см}^2$ ;  $\eta$  — коэффициент разуплотнения (для металлических прокладок  $\eta = 0$ , значения  $\eta$  для неметаллических прокладок приведены в табл. 190);  $N$  — усилие, возникающее от действия давления,

$$N = \pi D^2 n / 4, \text{ кг},$$

где  $p$  — давление жидкости,  $\text{кг/см}^2$ .

Для неметаллических прокладок

$$q_p = mp / \sqrt{\delta} \sqrt{B}, \text{ кг/см}^2,$$

где  $p$  —  $\text{кг/см}^2$ ;  $\delta$  — мм;  $B$  — см.

Для плоских и гребенчатых металлических прокладок и беспрокладочных соединений

$$q_p = mp / \sqrt{B}, \text{ кг/см}^2.$$

Для овальных и восьмигранных прокладок  $q_p = mp$ ,  $\text{кг/см}^2$ .

Рекомендуемые значения  $m$  приведены в табл. 190.

Для линзовых прокладок герметичность в рабочих условиях может быть обеспечена при усилнии обжатия

$$N_p = KD_n^2, \text{ кг},$$

где  $D_n$  — диаметр по окружности соприкосновения прокладки с фланцем, см;  $K$  — коэффициент, зависящий от давления.

## 192. Рекомендуемые соотношения размеров для уплотнений металлическими

Номинальные размеры кольца		Действительные размеры кольца (с учетом допусков)		Размер
$d$	$D$	$d$	$D$	$h$
0,74	6,35	0,736—0,965	$D \pm 0,076$	0,508—0,559
1,588	11,10	1,422—1,626	$D \pm 0,076$	1,067—1,143
2,381	19,05	2,032—2,438	$D \pm 0,1016$	1,651—1,753
3,175	44,45	2,97—3,225	$D \pm 0,127$	2,286—2,413
3,969	76,20	3,71—4,04	$D \pm 0,152$	2,92—3,045
4,762	101,6	4,445—4,85	$D \pm 0,178$	3,68—3,81
6,35	127,0	5,97—6,42	$D \pm 0,203$	4,95—5,08
9,525	254,0	9,14—9,59	$D \pm 0,305$	7,49—7,62
12,7	254,0	12,3—12,79	$D \pm 0,406$	9,91—10,16

Ниже приведены значения коэффициента  $K$  в зависимости от уплотняемого давления:

$p$ , кг/см <sup>2</sup>	$K$
6	240
100	290
320	450
700	750

Уплотнения металлическими кольцами (табл. 191 и 192) круглого сечения применяются при высоких давлениях и температурах. Отличительной особенностью этих уплотнений является то, что они не требуют больших сил затяжки. Практически при одних и тех же условиях требуемые силы сжатия колец в 10—12 раз меньше, чем силы сжатия прокладок.

Кольца изготовляют из сваренных встык металлических труб. В плане кольца могут иметь произвольную форму. Кольца изготовляют из нержавеющей стали, монеля, инконеля, алюминия, меди и других материалов.

Кольца могут выполняться заполненными газом (рис. 136, а), самораспорными (рис. 136, б) и полыми (рис. 136, в, г). Полые кольца применяются для давлений до 7 кг/см<sup>2</sup>. Кольца, заполненные инертным газом под давлением примерно 42 кг/см<sup>2</sup>,

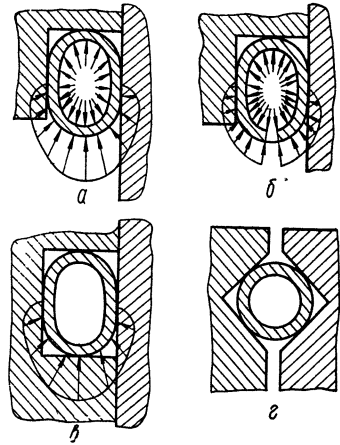
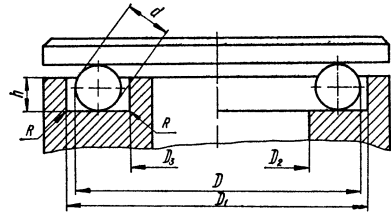


Рис. 136. Уплотнение металлическими кольцами.

кольцами, мм



ры канавки

$D_1$	$D_2$	$D_3$	$R$
$D + (0,1016 \dots 0,1524)$	$D - 2,16$	$D - 3,30$	0,127
$D + (0,1016 \dots 0,1524)$	$D - 3,63$	$D - 4,83$	0,254
$D + (0,127 \dots 0,229)$	$D - 5,66$	$D - 6,86$	0,508
$D + (0,178 \dots 0,305)$	$D - 7,49$	$D - 8,64$	0,762
$D + (0,203 \dots 0,356)$	$D - 9,24$	$D - 10,41$	0,762
$D + (0,229 \dots 0,381)$	$D - 11,17$	$D - 12,19$	0,762
$D + (0,279 \dots 0,483)$	$D - 14,78$	$D - 16,00$	0,762
$D + (0,356 \dots 0,737)$	$D - 22,61$	$D - 23,11$	0,762
$D + (0,508 \dots 0,965)$	$D - 30,48$	$D - 30,48$	0,762



используются в системах с давлением до  $40 \text{ кг/см}^2$ . Самораспорные толсто-стенные кольца, в которых давление внутри кольца равно давлению уплотняемой среды, применяются для давлений до  $3000 \text{ кг/см}^2$ .

Преимуществом самораспорных колец — возможность обеспечения герметичности при относительно малых монтажных сжатиях (под давлением среды площадь контакта увеличивается); преимущество заполненных газом колец — увеличение давления внутри кольца при повышении температуры среды, за счет чего компенсируется увеличение зазоров вследствие нагрева.

Для улучшения уплотнения и повышения коррозионной стойкости кольца покрывают пленкой фторопласта Ф-4 (для температур не более  $280^\circ\text{C}$ ) или серебром (для более высоких температур).

Деформация колец по высоте при установке в канавки составляет  $30\text{—}25\%$  от диаметра сечения для колец малых диаметров и  $20\text{—}10\%$  для больших.

На рис. 137 приведена зависимость удельной силы сжатия колец из нержавеющей стали с толщиной стенки  $0,25 \text{ мм}$  от их деформации.

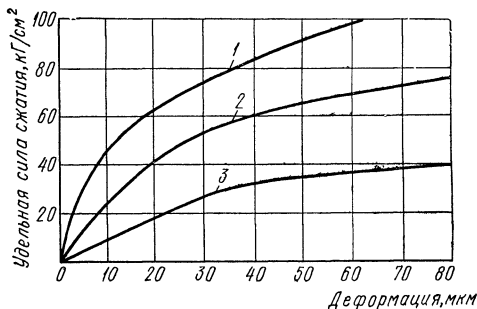


Рис. 137. Зависимость удельной силы сжатия колец (толщина стенки  $0,25 \text{ мм}$ ) из нержавеющей стали от деформации при диаметре сечения кольца;

1 —  $1,58 \text{ мм}$ ; 2 —  $2,39 \text{ мм}$ ; 3 —  $3,18 \text{ мм}$

## Глава VI

# ПРОЧНОСТЬ ЭЛЕМЕНТОВ

## РАСЧЕТЫ НА ПРОЧНОСТЬ

В расчетах на прочность приняты следующие обозначения:

$p_{пр}$ ,  $p_{разр}$  — пробное и разрушающее давления,  $\text{кг/см}^2$ ;

$F$  — внешняя сила,  $\text{кг}$ ;

$\sigma$  — расчетное (приведенное) напряжение,  $\text{кг/мм}^2$ ;

$\sigma_x$ ,  $\sigma_y$ ,  $\sigma_z$  — нормальное напряжение,  $\text{кг/см}^2$ ;

$\sigma_{доп} = \varphi \frac{\sigma_B}{n_B}$  — допускаемое напряжение,  $\text{кг/см}^2$ ;

$n_B$  — коэффициент прочности по пределу прочности;

$\varphi$  — коэффициент прочности шва;

$\sigma_B$  — минимальное значение предела пропорциональности при растяжении,  $\text{кг/мм}^2$ ;

$\sigma_p$  — предел прочности при растяжении,  $\text{кг/мм}^2$ ;

$E$  — модуль упругости,  $\text{кг/см}^2$ ;

$\mu$  — коэффициент Пуассона;

$S$  — толщина стенки,  $\text{мм}$ ;

$D$ ,  $d$ ,  $D_n$ ,  $d_n$  — внутренний и внешний диаметры,  $\text{мм}$ ;

$f$  — площадь поперечного сечения элемента,  $\text{см}^2$ ;

$w$  — момент сопротивления сечения,  $\text{см}^3$ ;

$I$  — момент инерции,  $\text{см}^4$ ;

$V$  — объем,  $\text{см}^3$ .

193. Зависимости для определения параметров тонкостенных ( $S/D \leq 0,1$ ) цилиндров и труб

Параметр	Зависимость
Напряжение	
окружное	$\sigma_y = \frac{pD}{200S}$
осевое	$\sigma_x = \frac{pD^2}{100(D_n^2 - D^2)}$
радиальное	$\sigma_z = -p/100$
Расчетные напряжения (условие прочности)	$\sigma = \sigma_y < \sigma_{\text{доп}}, \sigma_{\text{доп}} = \varphi \sigma_{\text{в}}/n_{\text{в}}$
Диаметральная деформация под действием внутреннего давления	$\Delta D = \frac{pD^2}{4ES} (1 - \nu/2)$ (см. также рис. 139)
Рабочее (допускаемое) давление	$p = \frac{200\sigma_{\text{доп}}S}{D} = \frac{200\sigma_{\text{доп}}S}{D_n - S}$
Минимальная толщина стенки	$S = \frac{pD}{200\sigma_{\text{доп}}}$

Элементы гидросистем в расчетах на прочность условно делятся на тонкостенные и толстостенные. Тонкостенные элементы ( $S/D \leq 0,1$ ), имеющие цилиндрическую форму, рассчитываются по формулам Ламе. Толстостенные элементы ( $S/D > 0,1$ ) рассчитываются по формулам, вытекающим из четырех теорий прочности в зависимости от характеристик применяемых материалов. Первая теория прочности используется при расчете элементов гидропривода из хрупких материалов, например, цилиндров из чугуна, вторая — для расчета деталей из маловязких материалов. Третья и четвертая теории прочности, относящиеся к вязким материалам, применяются при расчете большинства стальных цилиндров и труб.

Расчетные значения приведенного напряжения  $\sigma$ , по которому оценивается прочность при сложном напряженном состоянии, а также значения рабочего давления  $p$  и толщины стенки  $S$ , при расчетах по различным теориям прочности существенно отличаются. Относительно малые расхождения дают третья и четвертая теории. Максимальные расчетные величины напряжения  $\sigma$  получают при расчетах по первой теории, значения  $\sigma$  уменьшаются соответственно при использовании второй, третьей и четвертой теорий. Таким образом, при расчете по первой теории получается повышенный запас прочности, при расчете по четвертой — минимальный. В расчетной практике вторая теория используется для расчета стальных гидравлических цилиндров промышленного оборудования, например, прессов. Расчеты тонкостенных труб выполняются обычно с учетом только окружного напряжения  $\sigma_y$ , являющегося максимальным по сравнению с другими нормальными напряжениями. Расчетные формулы и коэффициенты даны в табл. 193—197.

В расчетах на прочность и устойчивость за расчетное принимается рабочее давление  $p$ , т. е., максимальное избыточное давление в элементе без учета допустимого кратковременного повышения давления во время действия предохранительного клапана или другого предохранительного устройства. Значения рабочих давлений для широко применяющихся трубопроводов из различных материалов даны в табл. 198 и 199.

194. Зависимости для определения параметров толстостенных  $\left(\frac{S}{D} > 0,1\right)$  цилиндров и труб

Параметр	Зависимость
Напряжение на внутренней поверхности	
окружное	$\sigma_y = \frac{p(D_H^2 + D^2)}{100(D_H^2 - D^2)} = \frac{p(D_H^2 - 2D_H S + 2S^2)}{200S(D_H - S)}$
осевое	$\sigma_x = \frac{pD^2}{100(D_H^2 - D^2)}$
радиальное	$\sigma_z = -p/100 \text{ (см. рис. 138)}$
Напряжение на внешней поверхности	
окружное	$\sigma_y = \frac{2pD^2}{100(D_H^2 - D^2)}$
осевое	$\sigma_x = \frac{pD^2}{100(D_H^2 - D^2)}$
радиальное	$\sigma_z = 0$
Расчетные напряжения (условие прочности)	$\sigma \leq \sigma_{\text{доп}}; \sigma_{\text{доп}} = \varphi \sigma_B / n_B$
Диаметральная деформация	
внутренней поверхности	$\Delta D = \frac{pD}{E(D_H^2 - D^2)} [D_H^2 + \mu(D_H^2 - D^2)]$
наружной поверхности	$\Delta D_H = \frac{pD_H D^2}{E(D_H^2 - D^2)}$
По первой теории прочности (для хрупких материалов)	
Расчетное (приведенное) напряжение	$\sigma_{\text{пр I}} = \sigma_y$
Рабочее (допускаемое) давление	$p_I = \frac{200\sigma_{\text{доп}}S(D_H - S)}{D_H^2 + 2S^2 + 2S}$
Минимальная толщина стенки	$S_I = \frac{D}{2} \left( \sqrt{\frac{100\sigma_{\text{доп}} + p}{100\sigma_{\text{доп}} - p}} - 1 \right)$
По второй теории прочности (для малоупругих материалов)	
Расчетное напряжение	$\sigma_{\text{пр II}} = \sigma_y - \mu(\sigma_x + \sigma_z)$
Рабочее (допускаемое) давление	$p_{II} = 150\sigma_{\text{доп}} \frac{D_H^2 - D^2}{2D_H^2 + D^2}$

Параметр	Зависимость
Минимальная толщина стенки	$S_{II} = \frac{D}{2} \left( \sqrt{\frac{100\sigma_{\text{доп}} + 0,4p}{100\sigma_{\text{доп}} - 0,3p}} - 1 \right)$
По третьей теории прочности (для пластичных материалов) Расчетное напряжение	$\sigma_{\text{прIII}} = \sigma_y - \sigma_x$
Рабочее (допускаемое) давление	$p_{III} = 100\sigma_{\text{доп}} \frac{D_n^2 - D^2}{2D_n^2}$
Минимальная толщина стенки	$S_{III} = \frac{D}{2} \left( \sqrt{\frac{100\sigma_{\text{доп}}}{100\sigma_{\text{доп}} - 2p}} - 1 \right)$
По четвертой теории прочности (для пластичных материалов) Расчетное напряжение	$\sigma_{\text{прIV}} = \frac{1}{2} \sqrt{(\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + (\sigma_x - \sigma_y)^2}$
Расчетное (допускаемое) давление	$p = 100\sigma_{\text{доп}} \frac{D_n^2 - D^2}{\sqrt{3D_n^2 + D^2}}$
Минимальная толщина стенки	$S_{IV} = \frac{D}{2} \left( \sqrt{\frac{100\sigma_{\text{доп}}}{100\sigma_{\text{доп}} - 1,73p}} - 1 \right)$

Примечание. Индексами I, II, III и IV помечены параметры, рассчитанные соответственно по первой, второй, третьей и четвертой теориям прочности.

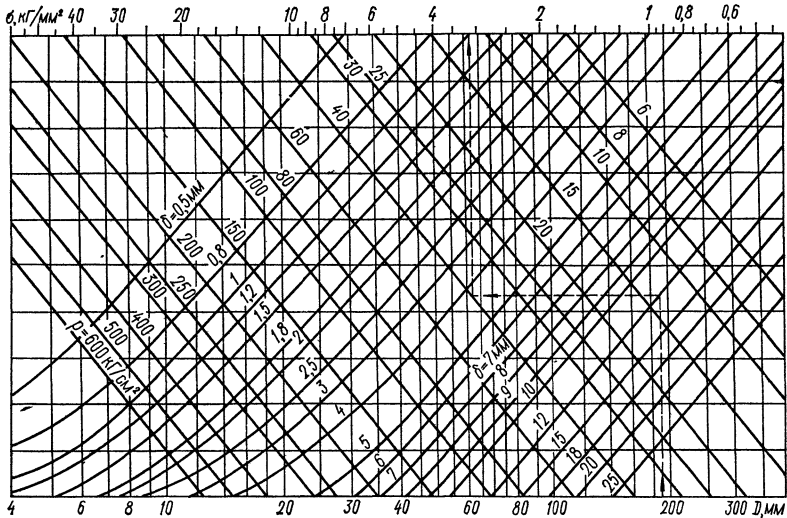


Рис. 138. Номограмма для определения напряжения в стенках цилиндров и труб. Ключ номограммы  $D \rightarrow S \rightarrow p \rightarrow \Delta D$ .

195. Зависимости для определения параметров донышек, крышек и шаров

Параметр	Зависимость
<p>Расчетное напряжение в сферическом доннышке или шаре</p> <p>тонкостенном <math>\left(\frac{S}{D} \leq 0,1\right)</math></p> <p>толстостенном</p>	$\sigma_I = \frac{pD}{400S}$ $\sigma_{III} = \frac{p}{200} \frac{(D_H^3 + 2D^3)}{(D_H^3 - D^3)}$
<p>Допускаемое давление в сферическом доннышке или шаре</p> <p>тонкостенном</p> <p>толстостенном</p>	$p_I = 400\sigma_{\text{доп}} S/D$ $p_{III} = \frac{200\sigma_{\text{доп}} (D_H^3 - D^3)}{D_H^3 + 2D^3}$
<p>Диаметральная деформация сферического доннышка или шара</p> <p>тонкостенного</p> <p>толстостенного</p>	$\Delta D_I = \frac{pD^2}{4ES} (1 - \mu)$ $\Delta D_{III} = p \frac{D}{E} \left[ \frac{D_H^3 + 2D^3}{2(D_H^3 - D^3)} (1 - \mu) + \mu \right]$ $\Delta D_{HIII} = p \frac{D}{E} \left[ \frac{3D^3}{2(D_H^3 - D^3)} (1 - \mu) \right]$
<p>Толщина стенки тонкостенного сферического доннышка или шара</p> <p>толстостенного сферического доннышка или шара</p> <p>доннышек и крышек различной формы (см. рис. 140)</p>	$S_I \geq \frac{pD}{400\sigma_{\text{доп}}}$ $S_{III} \geq D \left( \sqrt{\frac{\sigma_{\text{доп}} \cdot 100}{100\sigma_{\text{доп}} - 1,5p}} - 1 \right)$ $S_I \geq 0,1d \sqrt{\frac{Kp}{100\sigma_{\text{доп}}}}$

Примечание. Индексами I и III помечены параметры, рассчитанные соответственно по первой и третьей теориям прочности.



196. Принимаемые в практике значения коэффициентов запаса прочности  $n_B$

Элементы гидроприводов	$n_B$ не менее
Элементы гидроприводов летательных аппаратов	3,45
Сосуды (баллоны, гидроаккумуляторы, баки и т. п.)	4
Судовые трубопроводы	5
Трубопроводы промышленного гидропривода	
на прямом участке	3
в местах изгиба	5
с пульсацией и резкими изменениями давления	6

197. Коэффициенты прочности  $\varphi$  сварных соединений

Вид сварки	Материал	$\varphi$
Ручная сварка стыковых швов	Мягкие алюминиевые сплавы	0,8
»  »  »  »	Твердые алюминиевые сплавы	0,4—0,5
»  »  »  »	Сталь	0,7
Ручная сварка стыковых швов с подкладкой	»	0,9
Автоматическая сварка под слоем флюса	»	0,8
Автоматическая сварка стыковых и тавровых соединений с двухсторонним проваром	»	1
Ручная сварка стыковых соединений с подваркой корня шва и тавровых соединений с двусторонним сплошным проваром	»	0,95
Стыковое одностороннее соединение с подкладкой со стороны корня шва, прилегающей по всей длине шва к основному металлу	»	0,9
Тавровое несплошное соединение, а также двустороннее соединение внахлестку	»	> 0,8

Достоверность расчетов подтверждается испытаниями элементов на разрушение от внутреннего давления жидкости. Разрушающим давлением  $p_{разр}$  считается наименьшее давление, при котором произошло разрушение.

После сборки отдельные элементы гидропривода и гидросистема в целом подвергаются гидравлическому испытанию на прочность и герметичность при пробном давлении  $p_{пр}$ . Гидроаппаратура (по ГОСТ 20245—74) и гидроцилиндры (по ГОСТ 18464—73) проверяются на давление  $p_{пр} = 1,5 p$  с выдержкой не менее 3 мин, арматура и соединительные части трубопроводов — на давления, приведенные в табл. 200. В процессе проверки потение наружных поверхностей, течь по резьбам и стыкам, а также остаточные деформации не допускаются. Проверка при пробном давлении не должна нарушать работоспособность элементов или системы.

198. Рабочие давления  $p$ , кг/см<sup>2</sup>, для труб, используемых в соединениях по наружному конусу при толщине  $s = 0,5 \dots 1,5$  мм и  $d_y = 3 \dots 12$  мм (по ГОСТ 13977—74)

$d_y$ , мм	Марка материала	$p$ при $s$ , мм							
		0,5	0,6	0,75	0,8	1,0	1,2	1,4	1,5
3	M2	215	—	—	—	—	—	—	—
		155	—	—	—	—	—	—	—
4	20A	320	370	—	760	—	—	—	—
	12X18H10T	435	550	—	1060	—	—	—	—
6	M2	—	—	—	155	240	—	—	—
	AMr2M	—	—	145	—	205	—	—	—
8	20A	—	235	—	340	430	480	—	—
	12X18H10T	—	345	—	480	660	760	—	—
10	M2	—	—	—	110	170	—	—	265
	AMr2M	—	—	105	—	150	—	—	235
12	20M	—	—	—	250	310	400	485	—
	12X18H10T	—	245	—	345	480	520	650	—
14	M2	—	—	—	95	135	—	—	210
	AMr2M	—	—	85	—	120	—	—	180
16	20A	—	—	—	195	240	320	380	—
	12X18H10T	—	—	—	270	370	415	510	—
18	M2	—	—	—	—	110	—	—	170
	AMr2M	—	—	—	—	95	—	—	145
20	20A	—	—	—	—	195	255	310	—
	12X18H10T	—	165	—	—	305	345	415	—

Примечание Рабочие давления являются справочными и определены для тем-

пературы  $+20^\circ\text{C}$  по формуле  $p = p_{\text{разр}}/n_B = \frac{100\sigma_{\text{доп}} \left( \frac{d}{S} + 1 \right)}{\frac{1}{2} \left( \frac{d}{S} \right)^2 + \frac{d}{S} + 1}$ , где  $p_{\text{разр}}$  — минимальное разрушающее давление,  $n_B$  — запас прочности, равный 3,15.

199. Рабочие давления  $p$ , кг/см<sup>2</sup>, для труб, используемых в соединениях по наружному конусу при толщине  $s = 0,5 \dots 1,5$  мм и  $d_y = 14 \dots 38$  мм (по ГОСТ 13977—74)

$d_y$ , мм	Марка материала	$p^*$ при $s$ , мм				
		0,8	1,0	1,2	1,4	1,5
14	M2	—	95	—	—	145
	AMr2M	—	80	—	—	125
	20A	—	170	220	260	—
16	12X18H10T	—	260	295	345	—
	M2	—	80	—	—	125
	AMr2M	—	70	—	—	105
18	20A	—	145	190	225	—
	12X18H10T	160	205	255	300	—
	M2	—	70	—	—	110
20	AMr2M	—	60	—	—	95



d <sub>y</sub> , мм	Марка материала	p* при s, мм				
		0,8	1,0	1,2	1,4	1,5
18	20A	—	125	170	200	—
	12X18H10T	140	180	225	265	—
20	M2	—	65	—	—	95
	AMr2M	—	55	—	—	85
	20A	—	115	150	175	—
22	12X18H10T	125	160	200	235	—
	AMr2M	—	50	—	—	75
	20A	—	105	135	165	—
25	12X18H10T	115	145	180	210	—
	AMr2M	—	45	—	—	65
	20A	—	90	120	140	—
28	12X18H10T	100	130	160	185	—
	AMr2M	—	40	—	—	60
	20A	—	80	100	120	—
30	12X18H10T	90	115	135	165	—
	AMr2M	—	35	—	—	55
	20A	—	75	95	115	—
32	12X18H10T	80	105	130	150	—
	AMr2M	—	35	—	—	50
	20A	—	70	90	110	—
34	12X18H10T	80	100	120	140	—
	AMr2M	—	30	—	—	50
	20A	—	65	85	—	—
36	12X18H10T	75	95	115	135	—
	AMr2M	—	30	—	—	45
	20A	—	65	80	95	—
38	12X18H10T	—	90	105	125	—
	AMr2M	—	25	—	—	45
	20A	—	60	75	90	—
	12X18H10T	—	85	100	120	—

\* См. примечание к табл. 198.

**200. Давления пробные и рабочие, кг/см<sup>2</sup>, для арматуры и соединительных частей трубопроводов (по ГОСТ 356—68)**

p	p <sub>пр</sub>	p	p <sub>пр</sub>	p	p <sub>пр</sub>
1	2	25	38	320	450
2,5	4	40	60	400	560
4	6	64	96	500	650
6	9	100	150	640	800
10	15	160	240	800	1000
16	24	200	300	1000	1250
		250	350		

# РАСЧЕТ ЦИЛИНДРОВ НА ПРОДОЛЬНУЮ УСТОЙЧИВОСТЬ

Гидроцилиндры под действием давления жидкости и внешней нагрузки работают как сжато-изогнутые стержни переменного сечения. Наиболее часто встречается случай нагружения продольной сжимающей силой  $F$ , направленной по оси шарнирно закрепленного цилиндра (рис. 141). При продольной сжимающей силе  $F$  в цилиндре

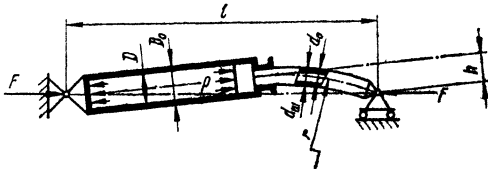


Рис. 141. Деформация цилиндра при продольном изгибе.

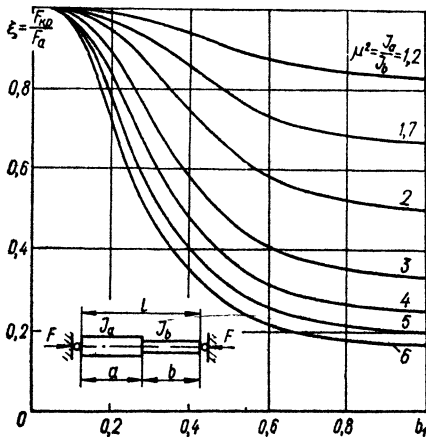


Рис. 142. Зависимость коэффициента  $\xi = \frac{F_{кр}}{F_a}$  для цилиндра с односторонним выходом штока от  $b_1 = \frac{b}{l}$ .

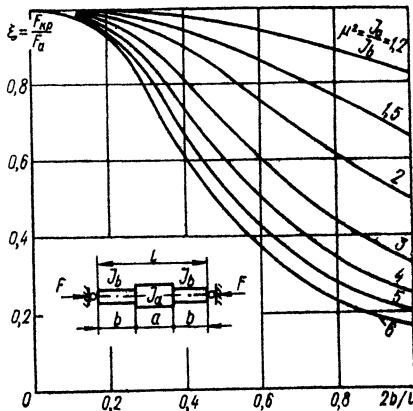
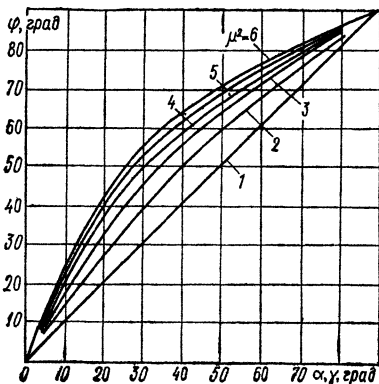


Рис. 143. Изменение коэффициента  $\xi = \frac{F_{кр}}{F_a}$  для цилиндра, ослабленного по концам.



возникает прогиб  $h$ , который при дальнейшем увеличении нагрузки до  $F_{кр}$  быстро возрастает, и происходит разрушение. Критическая сила  $F_{кр}$  может рассматриваться как разрушающая.

В принятой методике расчета (табл. 201—207) критическая сила  $F_{кр}$  цилиндра определяется с помощью поправки  $\xi$  к критической силе  $F_a$  условного цилиндра той же длины, но постоянного сечения:


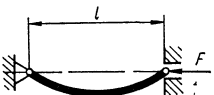
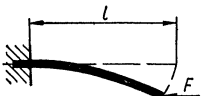
$$F_{кр} = \xi F_a.$$

Рис. 144. Зависимость угла  $\varphi$  для телескопического цилиндра от углов  $\alpha$  и  $\gamma$ .

**201. Основные зависимости и рекомендуемые значения параметров при расчетах на устойчивость**

Параметр	Зависимость
Допускаемая (эксплуатационная) нагрузка из условия устойчивости	$F_{\text{э}} = \frac{F_{\text{кр}}}{Kn_y} = \frac{\xi F_a}{Kn_y}$
Коэффициент $K$ , учитывающий возможное повышение давления в системе	$K \geq 1,15$
Запас устойчивости:	
стальных цилиндров	$n_y \geq 1,5 \dots 3$
алюминиевых	$n_y \geq 2 \dots 4$
чугунных	$n_y \geq 4 \dots 5$
Критическая сила условного цилиндра постоянного сечения	$F_a = 100\sigma_{\text{кр}} f_a$
Критическое (допускаемое) напряжение при продольном изгибе	по рис. 145
Площадь сечения цилиндра	$f_a = \frac{\pi}{4} (D_n^2 - D^2)$
Коэффициент $\xi$ , учитывающий переменность сечения рассчитываемого цилиндра	Приближенно определяется по рис. 142 и 143, более точно — по формулам табл. 205 и 206
Критическая сила условного цилиндра (по Эйлеру). В формуле $l$ — полная длина цилиндра, см, $C$ — коэффициент заделки цилиндра (см. табл. 202)	$F_a = C \frac{\pi^2 EI_a}{l^2}$
Момент инерции сечения	$I_a = I_n - l =$ $= \frac{\pi}{64} (D_n^4 - D^4) \cdot 10^4$
Гибкость стержня (условие применения формулы Эйлера)	$\frac{l}{i} \geq \left( \frac{l}{i} \right)_{\text{min}}$
Допускаемая гибкость стержня	$\left( \frac{l}{i} \right)_{\text{min}} = \pi \sqrt{\frac{E}{100\sigma_p}}$
Радиус инерции	$i = \sqrt{J/f_a} \text{ (см. табл. 208)}$
Критическое напряжение (условие устойчивости цилиндра с эксцентрично приложенной силой $F$ или моментами $M$ на опорах)	$\sigma = \frac{F}{f_B} + \frac{M}{\omega_B} \leq [\sigma]$
Допускаемое напряжение	$[\sigma_y] = \varphi_{\text{вн}} [\sigma]_{\text{сж}}$ $(\varphi_{\text{вн}} - \text{см. табл. 204})$

### 202. Значение коэффициента $C$

Тип заделки	Схема	$C$
Шарнирное крепление концов		1
» » одного конца и жесткое — второго		2
Жесткое крепление одного конца, второй — не закреплен		0,5

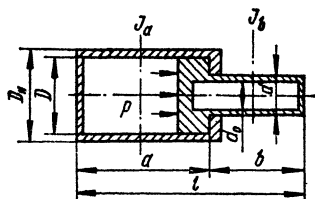
### 203. Допускаемая гибкость стержня $(l/l)_{\min}$

Материал	$E$	$\sigma_B$	$\sigma_p$	$(l/l)_{\min}$
	кг/мм <sup>2</sup>			
Сталь	$2,1 \cdot 10^6$	40	26	91
»	$2,1 \cdot 10^6$	100	70	55
Алюминиевые сплавы	$0,7 \cdot 10^6$	38	27	51

### 204. Коэффициент $\varphi_{вн}$ уменьшения допускаемых напряжений при эксцентричном приложении нагрузки

$m = \frac{Mf}{FW}$	$\lambda = \mu l/i$					
	20	40	60	80	100	120
0	0,96	0,92	0,86	0,75	0,60	0,45
0,2	0,79	0,76	0,70	0,61	0,51	0,41
0,4	0,68	0,65	0,60	0,53	0,45	0,37
0,6	0,60	0,57	0,53	0,47	0,40	0,34
0,8	0,53	0,51	0,47	0,42	0,37	0,31
1,0	0,48	0,46	0,43	0,38	0,34	0,29
2,0	0,33	0,31	0,29	0,27	0,24	0,22
3,0	0,25	0,24	0,23	0,21	0,20	0,18
4,0	0,20	0,19	0,19	0,17	0,16	0,15
5,0	0,16	0,16	0,16	0,15	0,14	0,13
10,0	0,09	0,09	0,09	0,08	0,08	0,08
20,0	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,04

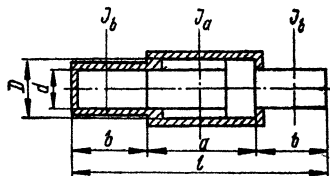
205. Зависимости для расчета цилиндра с односторонним выходом штока на продольную устойчивость



Параметр	Зависимость
Момент инерции сечения	$J_a = \frac{\pi}{64} (D_H^4 - D^4)$ $J_b = \frac{\pi}{64} (d^4 - d_0^4)$ $\mu^2 = J_a/J_b$ (см. табл. 208)
Площадь цилиндра	$f_a = \frac{\pi}{4} (D_H^2 - D^2)$
Радиус инерции	$i = \sqrt{J_a/f_a}$
Гибкость стержня	$\lambda = l/i$
Критическое напряжение	$\sigma_{кр} = f(C, \sigma_B, \lambda)$ (см. рис. 145)
Критическая сила	$F_a = 100\sigma_{кр}f_a$
Относительная длина штока	$a_1 = a/l; \quad b_1 = b/l$
Коэффициент $\xi$	$\xi = f(\mu; b)$ (см. рис. 142)
Коэффициент $\xi$ , определенный методом последовательного приближения	$\beta = \pi b_1 a_1 \sqrt{\xi}$ $\psi = \pi (1 - a_1 \sqrt{\xi})$ $\mu = \text{tg } \beta / \text{tg } \psi$
Критическая сила	$F_{кр} = \xi F_a$
Допустимая нагрузка	$F_3 = F_{кр} / Kn_y$
Допустимое давление в цилиндре и условие устойчивости	$p_{доп} \leq 4F_3 / \pi D^2$ $p_{доп} > p$

Примечания: 1. Исходными данными для расчета являются:  $D_f$ ;  $D_H$ ;  $d$ ;  $l$ ;  $b$ ;  $p$ .  
 2. Значения коэффициентов  $C$  заделки опор приведены в табл. 202.

206. Зависимости для расчета цилиндра с двухсторонним выходом штока на продольную устойчивость\*

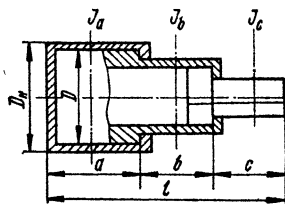


Параметр	Зависимость
Коэффициент $\xi$	$\xi = f(\mu, b)$ (см. рис. 143)
То же (методом последовательного приближения)**	$\alpha = \pi \mu a_1 \sqrt{\xi}$ $\psi = \pi b_1 \sqrt{\xi}$
Относительные размеры	$a_1 = a/l$ $b_1 = b/l$

\* Остальные расчетные зависимости и методику расчета см. в табл. 205.

\*\* Правильность расчета проверяется по условию  $\mu = \operatorname{tg} \alpha \operatorname{tg} \psi$

207. Зависимости для расчета телескопического цилиндра на продольную устойчивость



Параметр	Зависимость
Относительные размеры	$l = a + b + c$ $a_1 = a/l$ $b_1 = b/l$ $c_1 = c/l$
Коэффициент $\mu$	$\mu_1 = \sqrt{J_a J_b}$ $\mu_2 = \sqrt{J_a J_c}$ $\mu_3 = \sqrt{J_c J_b}$
Коэффициент $\xi$ (по методу последовательного приближения)*	$\alpha = \pi a_1 \sqrt{\xi}$ $\gamma = \pi \mu_2 c_1 \sqrt{\xi}$ $\operatorname{tg} \varphi_1 = \mu_1 \operatorname{tg} \alpha$ $\operatorname{tg} \varphi_2 = \mu_2 \operatorname{tg} \gamma$ $\varphi_1 + \varphi_2 + \beta = 180^\circ$
Критическая сила	$F_{кр} = \xi F_a$ $F_a = C \frac{\pi^2 E J_a}{l^2}$

\* См. рис. 144.

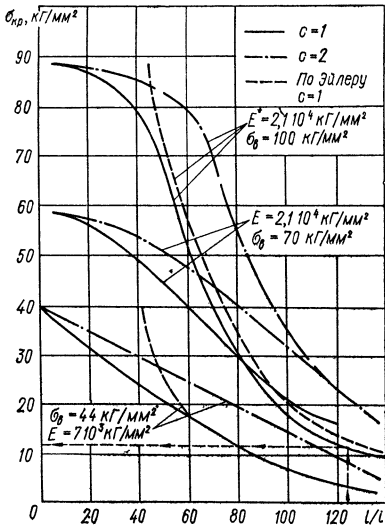


Рис. 145. Критические напряжения для труб с жесткой (с-1) и шарнирной (с-2) заделкой конца цилиндра.

**208. Моменты инерции круглых сплошных сечений**

D, мм	J, см <sup>4</sup>	D, мм	J, см <sup>4</sup>
10	0,049	28	3,017
11	0,072	29	3,472
12	0,102	30	3,976
13	0,140	31	4,533
14	0,188	32	5,147
15	0,248	33	5,821
16	0,322	34	6,560
17	0,410	35	7,366
18	0,515	36	8,245
19	0,639	37	9,200
20	0,785	38	10,23
21	0,954	39	11,35
22	1,150	40	12,56
23	1,374	41	13,87
24	1,629	42	15,27
25	1,918	43	16,78
26	2,243	44	18,40
27	2,609		

D, мм	J, см <sup>4</sup>	D, мм	J, см <sup>4</sup>
45	20,14	95	399,8
46	21,98	96	416,9
47	23,95	97	434,6
48	26,06	98	452,8
49	28,30	99	471,5
50	30,68	100	490,9
51	33,21	101	510,8
52	35,89	102	531,3
53	38,73	103	552,5
54	41,74	104	574,2
55	44,92	105	596,7
56	48,28	106	619,7
57	51,82	107	643,4
58	55,55	108	667,8
59	59,48	109	692,9
60	63,62	110	718,7
61	67,97	111	745,2
62	72,53	112	772,4
63	77,33	113	800,4
64	82,36	114	829,0
65	87,62	115	858,5
66	93,14	116	888,8
67	98,92	117	919,9
68	104,9	118	951,7
69	111,3	119	984,4
70	117,8	120	1017,8
71	124,7	121	1052,3
72	131,9	122	1087,4
73	139,4	123	1123,6
74	147,2	124	1160,5
75	155,3	125	1198,4
76	163,8	126	1237,2
77	172,5	127	1277
78	181,7	128	1318
79	191,2	129	1359
80	201,1	130	1402
81	211,3	131	1446
82	221,9	132	1490
83	232,9	133	1536
84	244,4	134	1583
85	256,2	135	1630
86	268,5	136	1679
87	281,2	137	1729
88	294,4	138	1780
89	308,0	139	1832
90	322,0	140	1886
91	336,6	141	1940
92	351,7	142	1996
93	367,2	143	2053
94	383,2	144	2111

Поправка  $\xi$  определяется методом последовательного приближения, пример которого дан в табл. 207, а также на рис. 142—144 [54].

Сила  $F_a$  определяется с помощью зависимостей критических напряжений, полученных экспериментально или по формуле Эйлера. В последнем случае требуется проверка правильности ее применения по значению минимальной гибкости стержня (табл. 203).

## Глава VII

# МАНОМЕТРЫ

## ТОЧНОСТЬ МАНОМЕТРОВ

Пределы допускаемых погрешностей при измерении давления манометром выражаются в соответствии с ГОСТ 13600—68 в абсолютных, относительных или приведенных величинах.

Абсолютная погрешность  $\Delta$  представляет собой разницу между показанием манометра и истинным значением и выражается в единицах измерения давления (табл. 209). Абсолютная погрешность характеризует отклонение

### 209. Допустимые отклонения показаний манометров и вакуумметров от истинных значений измеряемого давления

Предел измерений, кГ/см <sup>2</sup>	Класс точности						
	0,16	0,25	0,4	1	1,5	2,5	4

#### Отклонения $\Delta$ для манометров, кГ/см<sup>2</sup>

0,6	0,00096	0,0015	0,0024	0,006	0,009	0,015	0,024
1	0,0016	0,0025	0,004	0,010	0,015	0,025	0,04
1,6	0,00256	0,004	0,0064	0,016	0,024	0,04	0,06
2,5	0,004	0,006	0,010	0,025	0,038	0,06	0,1
4	0,0064	0,010	0,016	0,040	0,060	0,1	0,16
6	0,0096	0,015	0,024	0,06	0,09	0,15	0,24
10	0,016	0,025	0,040	0,1	0,15	0,25	0,4
16	0,0256	0,040	0,064	0,16	0,24	0,4	0,64
25	0,040	0,0625	0,100	0,25	0,375	0,625	1
40	0,064	0,100	0,160	0,4	0,6	1	1,6
60	0,096	0,150	0,240	0,6	0,9	1,5	2,4
100	0,160	0,250	0,400	1	1,5	2,5	4
160	0,256	0,400	0,640	1,6	2,4	4	6,4
250	0,400	0,625	1,000	2,5	3,75	6,25	10
300	0,480	0,750	1,200	3	4,5	7,5	12
400	0,640	1,000	1,600	4	6	10	16
600	0,960	1,500	2,400	6	9	15	24
1000	1,600	2,500	4,000	10	15	25	40
1600	2,560	4,000	6,400	16	24	40	64

#### Отклонения $\Delta$ для вакуумметров, мм рт. ст.

760*	1,216	1,900	3,04	7,6	11,4	19,0	30,4
------	-------	-------	------	-----	------	------	------

\* Пределы измерений приведены в миллиметрах ртутного столба



## 210. Показывающие пружинные манометрические

Приборы	Тип	Верхний предел измерения давления, кг/см <sup>2</sup>		Класс точности
		вакуумметрического	избыточного	
Манометр	ОБМ1-160 ОБМ1-1606	—	1; 1,6; 2,5; 4; 6; 10; 16; 25; 40; 60; 100	1,5
	ОБМГН1-100 ОБМГН1-1006	—	100; 160; 250	2,5
	ОБМГН1-160 ОБМГН1-1606	—	160; 250; 400; 600	1,5
	ОБМГВ1-160 ОБМГВ1-1606	—	1000; 1600	1,5
Мановакуумметр	ОБМВ1-100 ОБМВ1-1006	1	0,6; 1,5; 3; 5; 9; 15; 24	2,5
	ОБМВ1-160 ОБМВ1-1606	1	0,6; 1,5; 3; 5; 9; 15; 24	1,5
Вакуумметр	ОБВ1-100 ОБВ1-1006	1	—	2,5
	ОБВ1-160 ОБВ1-1606	1	—	1,5
Манометр	ГМ-160 ГМОШ-160	—	160; 250; 400; 600	1,5
	МОШ1-160	—	1; 1,6; 2,5; 4; 6; 10; 16; 25; 40; 60; 100	1,5
	МГНОШ1-160	—	60; 250; 400; 600	1,5
Мановакуумметр	МВОШ1-100 МВОШ1-160	1	0,6; 1,5; 3,5; 9; 15; 24	2,5 1,5
	ВОШ1-100 ВОШ1-160	1	—	2,5 1,5

Примечания: 1. Присоединительные штуцеры манометров выполняют по типу  
 2. Для приборов конструктивной схемы D размер T = 93 мм.  
 8. Для приборов различных типов размер H = 49 . . . 52 мм.

приборы в корпусах  $\varnothing 100$  и  $160$  мм

Размеры, мм							Конструктивная схема (рис 146)
<i>D</i>	<i>B</i>	<i>l</i>	<i>K</i>	<i>d</i>	<i>N</i>	<i>M</i>	
160	122	20,7	—	—	—	—	<i>A</i>
160	122	22,7	$128 \pm 0,4$	$7^{+0,2}$	1,5	—	<i>B</i>
100	92	20,7	—	—	—	—	<i>A</i>
100	92	22,2	$80 \pm 0,2$	$5,5^{+0,16}$	1,5	—	<i>B</i>
160	122	20,7	—	—	—	—	<i>A</i>
160	122	22,2	$128 \pm 0,4$	$7^{+0,2}$	1,5	—	<i>B</i>
160	122	20,7	—	—	—	—	<i>A</i>
160	122	22,2	$128 \pm 0,7$	$7^{+0,2}$	1,5	—	<i>B</i>
100	92	20,7	—	—	—	—	<i>A</i>
100	92	22,2	$80 \pm 0,2$	$5,5^{+0,16}$	1,5	—	<i>B</i>
160	122	20,7	—	—	—	—	<i>A</i>
160	122	22,2	$128 \pm 0,4$	$7^{+0,2}$	1,5	—	<i>B</i>
100	92	20,7	—	—	—	—	<i>A</i>
100	92	22,2	$80 \pm 0,2$	$5,5^{+0,16}$	1,5	—	<i>B</i>
160	122	20,7	—	—	—	—	<i>A</i>
160	122	22,2	$128 \pm 0,4$	$7^{+0,2}$	1,5	—	<i>B</i>
160	122	20,7	—	—	—	—	<i>A</i>
160	—	—	$128 \pm 0,4$	$7^{+0,2}$	5	51	—
160	—	—	$128 \pm 0,4$	$7^{+0,2}$	5	51	<i>D</i>
160	—	—	$128 \pm 0,4$	$7^{+0,2}$	5	51	<i>D</i>
100	—	—	$80 \pm 0,2$	$5,5^{+0,16}$	5	35	<i>D</i>
160	—	—	$128 \pm 0,4$	$7^{+0,2}$	5	51	<i>D</i>
100	—	—	$80 \pm 0,2$	$5,5^{+0,16}$	5	35	<i>D</i>
160	—	—	$128 \pm 0,4$	$7^{+0,2}$	5	51	<i>D</i>

↔ (рис. 147).

как в сторону увеличения, так и в сторону уменьшения показаний по сравнению с истинным значением:  $\Delta = \pm a$ , где  $a$  — постоянная величина.

Относительная погрешность определяется по формуле

$$\delta = \pm 100\Delta/x,$$

приведенная — по формуле

$$\gamma = \pm 100 \Delta/x_n,$$

где  $x$  — действительное (измеренное) значение величины,  $x_n$  — нормирующее значение.

Нормирующее значение для манометров и вакуумметров устанавливается равным конечному значению рабочей части шкалы, для мановакуумметров — сумме конечных значений манометрической и вакуумметрической частей шкалы (практически к конечному значению манометрической части шкалы добавляется  $1 \text{ кГ/см}^2$ ).

Класс точности манометра определяет допустимую приведенную погрешность и численно равен ей. Для каждого манометра допустимая абсолютная погрешность  $\Delta$  одинакова для всего диапазона измерений и зависит от класса точности прибора и конечного значения шкалы, а относительная погрешность  $\delta$  уменьшается с увеличением измеряемой величины  $x$ . Поэтому работать на начальном участке шкалы нецелесообразно, так как при определенном классе точности манометра абсолютная и относительная погрешности, по которым оценивается точность измерений, тем меньше, чем меньше конечное значение шкалы манометра. Так, например, при измерении давления  $40 \text{ кГ/см}^2$  манометром класса точности 1 при конечном значении шкалы  $60 \text{ кГ/см}^2$  допустимые погрешности  $\Delta = 0,6 \text{ кГ/см}^2$  и  $\delta = 1,2\%$ , а при конечном значении шкалы  $160 \text{ кГ/см}^2$  —  $\Delta = 1,6 \text{ кГ/см}^2$  и  $\delta = 4\%$ . В последнем случае получена низкая точность измерения, соответствующая манометру класса точности 4 с конечным значением шкалы  $40 \text{ кГ/см}^2$ .

В соответствии с ГОСТ 2405—72 изменение показаний приборов в зависимости от температуры окружающего воздуха не должно превышать значений, определяемых по формуле

$$\gamma_t = \pm [\gamma + 0,04(t_2 - t_1)],$$

где  $\gamma_t$  — приведенная погрешность при температуре  $t_2$ ;  $t_2$  — любое значение температуры в пределах диапазона эксплуатационных температур для данного прибора;  $t_1$  — любое значение температуры в пределах диапазона, оговоренного для определения основной погрешности прибора; разность  $(t_2 - t_1)$  учитывается по абсолютному значению.

Основную погрешность и вариацию показаний показывающих манометров определяют по ГОСТ 15614—70, образцовых — по ГОСТ 8.161—75. При определении основной погрешности температура  $t_1$  окружающего воздуха должна быть  $(20 \pm 2)^\circ \text{C}$  — для приборов классов точности 0,4 и 0,6;  $(20 \pm 3)^\circ \text{C}$  — для приборов класса точности 1;  $(20 \pm 5)^\circ \text{C}$  — для приборов классов точности 1,5; 2,5 и 4.

## ПОКАЗЫВАЮЩИЕ МАНОМЕТРЫ

Показывающие пружинные манометры, мановакуумметры и вакуумметры (табл. 210—212) предназначены для измерения избыточного и вакуумметрического давления газов и жидкостей, не воздействующих на медные сплавы и сталь, в условиях плавного изменения давления и отсутствия вибрации (за исключением особо оговоренных случаев). Для уплотнения соединений, работающих в агрессивных средах, используются прокладки из кожи, свинца, обожженной красной меди и фибры. Приборы со шкалой  $\varnothing 100 \text{ мм}$  и более должны эксплуатироваться в вертикальном положении.

Образцовые манометры и вакуумметры типов МО и ВО (табл. 213) предназначены для поверки манометров, мановакуумметров и вакуумметров,

## 211. Показывающие манометры в корпусе $\varnothing 60$ мм

Тип	Размеры, мм							Конструктивная схема (рис. 146)
	<i>B</i>	<i>l</i>	<i>A</i>	<i>K</i>	<i>d</i>	<i>N</i>	<i>T</i>	
МТ-1	55,2	15,55	—	—	—	—	—	<i>A</i>
МТ-2	55,25	15,55	63	48	4,5	5	—	<i>B</i>
МТ-3	—	—	63	48	4,5	5	62,7	<i>E</i>
МТ-4	—	—	—	—	—	—	62,7	<i>Г</i>

Примечания: Класс точности — 4.

2. Размеры  $D = 60$  мм;  $H = 36$  мм.

3. Присоединительные штуцеры манометров выполнены по типу «в» (рис. 147).

4. Верхний предел измерений, кг/см<sup>2</sup>: 1,6; 2,5; 4; 6; 10; 16; 25; 40; 60; 100; 160; 250; 400.

## 212. Показывающие манометры в корпусе $\varnothing 40$

Тип	Верхний предел измерений, кг/см <sup>2</sup>	Тип	Верхний предел измерений, кг/см <sup>2</sup>	Тип	Верхний предел измерений, кг/см <sup>2</sup>
М1Д-1	1,6	М1Д-7	16	М1Д-11	100
М1Д-2	2	М1Д-8	25	М1Д-12	160
М1Д-3	2,5	М1Д-9	40	М1Д-13	250
М1Д-4	4	ММ-40С1*	40	ММ-40С2*	250
М1Д-5	6	М1Д-10	60	ММ-40С3*	250
М1Д-6	10			М1Д-14	400

Примечания: 1. Манометры М1Д-1...М1Д-14 и ММ-40С3 имеют класс точности 2,5, манометры ММ-40С1 и ММ-40С2 — класс точности 4.

2. Конструктивная схема манометров — Г (рис. 146); основные размеры:  $D = 40$ .  $H = 25$ ;  $T = 44$  мм.

3. Присоединительные штуцеры манометров выполняют по типу «Э» (рис. 147).

4. Манометры, помеченные звездочкой предназначены для измерения давления кислорода

## 213. Манометрические приборы повышенной

Прибор	Тип	Модель	Верхний предел измерений давлений, кг/см <sup>2</sup>		Класс точности
			вакуумметрического	избыточного	
Манометр образцовый	МО	1213	—	6; 10; 16; 25	0,4
		1215	—	1; 1,6; 2,5; 4	
		1231	—	40; 60; 100; 160; 250; 400; 600	
		1227	—	1; 1,6; 2,5; 4; 6; 10; 16; 25	0,16; 0,25
1226	—	40; 60; 100; 160; 250; 400; 600			
Вакуумметр образцовый	ВО	1215 1227	1	—	0,4 0,16; 0,25
Манометр для точных измерений	МТИ	1218	—	0,6; 1,0; 1,6; 2,5; 4	0,6; 1,0
		1216	—	6; 10; 16; 25	
		1232	—	40; 60; 100; 160; 250; 400; 600	
		1217	—	1000; 1600	
Мановакуумметр для точных измерений	МТИ	1218 1216	1 1	0,6; 1,5; 3,0 5,0; 9,0; 15; 24	1
Вакуумметр для точных измерений	ВТИ	1218	1; 0,6	—	0,6; 1,0
Манометр лабораторный	МЛ	1237	—	1; 1,6; 2,5; 4; 6; 10; 16; 25	0,6; 1,0
		1238	—	40; 60; 100; 160; 250; 400; 600	
				1000; 1600	1,0
Вакуумметр лабораторный	ВЛ	1237	1	—	0,5; 1,0
Мановакуумметр лабораторный	МВЛ	1237	1	0,6; 1,5; 3; 5; 9; 15; 24	1
Манометр пружинный	МП-5	—	—	0,6; 1; 1,5; 2,5; 4; 6; 10; 16; 25; 40; 60; 100; 160; 250; 400; 600; 1000; 1600	0,6; 1,0; 1,5

ТОЧНОСТИ И С ОСОБЫМИ СВОЙСТВАМИ

Диапазон температур, °С	Размеры, мм							Конструктивная схема (рис. 146)
	<i>D</i>	<i>B</i>	<i>H</i>	<i>l</i>	<i>K</i>	<i>d</i>	<i>T</i>	
15 ... 25	160	125	60	27	—	—	—	<i>A</i>
10 ... 35	250	165	90	40	—	—	—	<i>A</i>
15 ... 25 10 ... 35	160 250	125 165	60 90	27 40	— —	— —	— —	<i>A</i>
10 ... 35 (кл. 0,6) —50 ... +60 (кл. 1)	160	125	60	27	—	—	—	<i>A</i>
—50 ... +50	160	125	60	27	—	—	—	<i>A</i>
10 ... 35 (кл. 0,6) —50 ... +60 (кл. 1)	160	125	60	27	—	—	—	<i>A</i>
10 ... 35	160	125	58	27	—	—	—	<i>A</i>
—50 ... +60	250	165	80	25	—	—	—	<i>A</i>
		—	60	—	—	—	96	<i>Г</i>
		165	—	25	200 ± 0,4	7	—	<i>Б</i>

Прибор	Тип	Модель	Верхний предел измерений давлений, кг/см <sup>2</sup>		Класс точности
			вакуумметрического	избыточного	
Вакуумметр пружинный	ВП-5	—	1; 0,6	—	0,6; 1,0; 1,5
Манометр виброустойчивый	МПЗ-1ВУ	—	—	0,6; 1; 1,6; 2,5; 4; 6; 10; 16; 25; 40; 60; 100; 160; 250; 400; 600	1,5
	МП4-1ВУ	—	—	1000; 1600	
Мановакуумметр виброустойчивый	МВПЗ-1ВУ	—	1	0,6; 1,5; 3; 5; 9; 15; 24	1,5
Вакуумметр виброустойчивый	ВПЗ-1ВУ	—	1; 0,6	—	
Мановакуумметр коррозионностойкий виброустойчивый	МВП4-11	—	1	0,6; 1,5; 3; 5; 9; 15; 24	1,5; 2,5
Манометр сверхвысокого давления	СВ	1903	—	1600; 2500; 4000; 6000; 10 000	1
Манометр дифференциальный	МДФ1-100	—	—	10	1,5
	МДП4-С МДП4-СМ-Т	— —	1	9	1,5

Примечания. 1. Присоединительные штуцеры манометра СВ выполнены по типу 2. Для приборов конструктивных схем В и Д размер М = 30 мм, за исключением

Диапазон температур, °С	Размеры, мм							Конструктивная схема (рис 146)
	<i>D</i>	<i>B</i>	<i>H</i>	<i>l</i>	<i>K</i>	<i>d</i>	<i>T</i>	
-50 ... +60	250	165	60	25	—	—	—	А
		—		—	—	—	96	Г
		165		25	200±0,4	7	—	Б
-50 ... +60	120	90	60	24,5	—	—	—	А
		—		—	—	—	99	В
		—		—	95±0,2	5,5	99	Д
	160	121	64	26	—	—	—	А
		—	63,6	—	—	—	107,5	Г
		—	62	—	128±0,4	7	105	Д
	120	90	60	24,5	—	—	—	А
		—		—	—	—	99	В
		—		—	95±0,2	5,5	99	Д
	120	90	60	24,5	—	—	—	А
		—		—	—	—	99	В
		—		—	95±0,2	5,5	99	Д
-50 ... +60	160	125	78,5	17	—	—	—	А
		—	76,5	—	—	—	120	Г
5 ... 35	260	195	64	—	—	—	—	А
0 ... 60	102±2	107	73	30	118±0,3	5,5	—	Ж
-50 ... +60	160	130	76	35	128±0,4	7	—	И

«б», всех остальных манометров — по схеме «а» (рис 147).  
манометра МПЧ-1ВУ, для которого  $M = 57$  мм



они изготавливаются в обыкновенном и тропическом исполнениях. Допустимая скорость изменения давления в секунду — не более 10% от верхнего предела измерения. Требования к образцовым манометрам изложены в ГОСТ 6521—72.

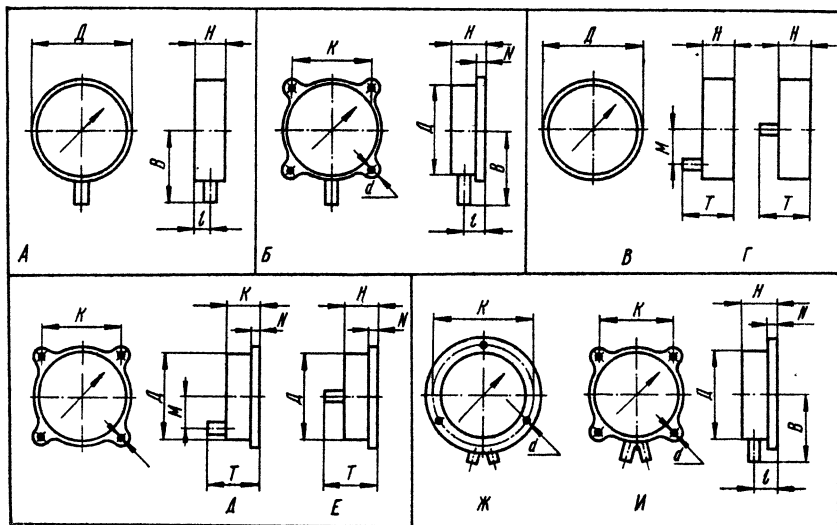


Рис. 146. Конструктивные схемы показывающих пружинных манометрических приборов.

Лабораторные манометры, мановакуумметры и вакуумметры типов МЛ, МВЛ и ВЛ предназначены для измерений в лабораторных условиях, а также для проверки манометрических приборов класса точности 2,5 и ниже. Приборы выпускаются в обыкновенном, экспортном и тропическом исполнении.

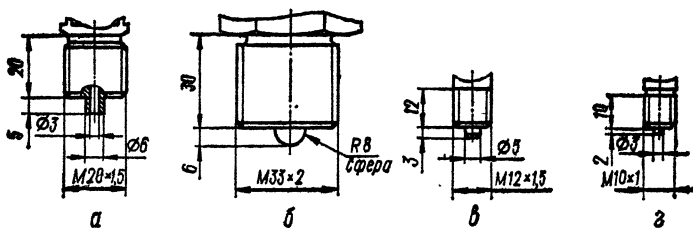


Рис. 147. Типы присоединительных штуцеров для манометрических приборов.

Виброустойчивые манометры, мановакуумметры и вакуумметры типов МВЗ-1ВУ, МПЧ-1ВУ, МВПЗ-1ВУ, ВПЗ-1ВУ предназначены для измерения давления в неагрессивных средах и газообразном кислороде (кроме типа МПЧ-1ВУ). Они вмонтированы в пылебрызгозащищенный корпус. Перечисленные типы виброустойчивых манометров, мановакуумметров и вакуумметров выпускаются в обычном и тропическом исполнении. Допускается их эксплуатация при вибрации с ускорением до  $5 \text{ м/с}^2$  в диапазоне частот 5—15 Гц и с ускорением до  $15 \text{ м/с}^2$  в диапазоне частот 15—80 Гц.

Коррозионнотойкие виброустойчивые мановакуумметры типа МВП4-11 используются для измерения давления в агрессивных, газообразных и жидких средах (растворов солей, щелочей, кислот). Исполнение корпуса — пылебрызгозащищенное. Приборы допускают вибрацию с частотой 5—80 Гц и ускорением до 15 м/с<sup>2</sup>.

Дифференциальные манометры предназначены для одновременного измерения давления в двух различных системах. В приборе одна из стрелок выполнена в виде диска с градуировкой, что позволяет вести отсчет разности давлений. Манометры МДП4-С и МДП4-СМ-Т применяются в установках, работающих на аммиаке, фреоне-12 и фреоне-22. Манометр МДП4-СМ-Т выпускается в морском и тропическом исполнении.

Показывающие манометры в корпусе  $\varnothing 40$  мм (табл. 212) предназначены для непрерывного измерения давления в стационарных промышленных установках, их выпускают в обыкновенном и тропическом исполнении. Манометры эксплуатируются в условиях, исключающих тряску и вибрацию, за исключением типов ММ-4ОС1 и ММ-4ОС2. Манометр ММ-4ОС1 допускает вибрацию с ускорением 4g при частоте колебаний  $f = 20 \dots 80$  Гц, а также пульсирующую нагрузку  $10^4$  циклов изменения давления с частотой 3—30 циклов в минуту. Манометр ММ-4ОС2 допускает вибрацию с ускорением 1,1g при  $f = 20 \dots 80$  Гц, а также тряску в течение 6 ч с ускорением до 10 g при частоте 80—120 ударов в минуту.

Общие технические требования на показывающие манометры, вакуумметры и мановакуумметры приведены в ГОСТ 2405—72, основные параметры и размеры — в ГОСТ 8625—69. На рисунках 146 и 147 даны конструктивные схемы манометров с условными обозначениями А, Б, а, б и т. п., принятыми для настоящего справочника, и размеры присоединительных штуцеров.

## ПОКАЗЫВАЮЩИЕ МАНОМЕТРЫ С ЭЛЕКТРИЧЕСКИМ СИГНАЛОМ

В манометрах этого типа (табл. 214) используются электрические измерительные системы, выдающие сигнал релейного типа (в приборах сигнализирующих) или сигнал, пропорциональный измеряемому давлению (в приборах с электрическим выходным сигналом).

Показывающие и сигнализирующие манометры, мановакуумметры и вакуумметры предназначены для измерения давления и сигнализации о достигнутых максимальном и минимальном значениях параметра. Они изготавливаются в соответствии с ГОСТ 13717—74. Величины предельных значений параметра устанавливаются с помощью головки, выведенной на наружную сторону стекла. В приборах типов ЭКМ-1У, ЭКМ-2У, ЭКМВ-1У, ЭКВ-1У, ВЭ-16Р6 используется контактный механизм, управляемый непосредственно от стрелки манометра. Максимальное рабочее напряжение постоянного или переменного тока на контактах составляет 220 В, разрывная мощность контактного устройства — 10 Вт. В приборах типов МП4-III, МВП4-III, ВП4-III, МП4-IV, МВП4-IV, ВП4-IV используется встроенное сигнальное устройство, питающееся от электросети с напряжением 220 В и частотой переменного тока 50 Гц. Допустимая нагрузка сигнального устройства при напряжении постоянного тока 250 В составляет 75 Вт, при напряжении 30В—60 В, при напряжении переменного тока 220 В — 40 ВА.

Показывающие манометры, вакуумметры и мановакуумметры с электрическим выходным сигналом типа МП4-VI, МВП4-VI и ВП4-VI предназначены для измерения давления с одновременной выдачей сигнала, пропорционального измеряемому давлению. Питание измерительной схемы осуществляется от сети переменного тока с напряжением 220 В и частотой 50 Гц. Выходной сигнал постоянного тока изменяется в диапазоне 0—5 мА. Сопротивление вторичного прибора не должно превышать 2500 Ом. Приборы выпускаются в обычном экспортном и тропическом исполнении.

**214. Манометры, мановакуумметры и вакуумметры, показывающие с электрическим сигналом**

Группа приборов	Тип	Верхние пределы измерений давлений, кг/см <sup>2</sup>	
		вакуумметрического	манометрического
Показывающие и сигнализирующие	ЭКМ-1У	—	1; 1,6; 2,5; 4; 6; 10; 16; 25; 40; 60; 100
	ЭКМ-2У	—	160; 250; 400; 600; 1000; 1600
	ЭКМВ-1У	1	0,6; 1,5; 3; 5; 9; 15; 24
	ЭКВ-1У	1	—
	МП4-III	—	0,6 . . . 1600*
	МВП4-III	1	0,6; 1,5; 3; 5; 9; 1,5; 24
	ВП4-III	0,6; 1	—
Показывающие и сигнализирующие взрывобезопасные	ВЭ16Р6	— 1	1 . . . 1600* 0,6; 1,5; 3; 5; 9; 15; 24
	МП4-IV	1 —	— 0,6 . . . 1600*
	МВП4-IV	1	0,6; 1,5; 3; 5; 9; 15; 24
	ВП4-IV	0,6; 1	—
Показывающие с электрическим выходным сигналом	МП4-VI	—	0,6 . . . 1600*
	МВП4-VI	1	0,6; 1,5; 3; 5; 9; 15; 24
	ВП4-VI	0,6; 1	—

**Примечания!** 1. Манометры, верхние пределы которых помечены звездочкой, имеют максимальные значения шкал 0,6; 1; 1,6; 2,5; 4; 6; 10; 16; 25; 40; 60; 100; 160; 250; 400; 600; 1000; 1600.

2. Классы точности приборов типа МП4-VI, МВП4-VI и ВП4-VI — 1 и 1,5, остальных типов приборов — 1,5.

3. Диапазон эксплуатационных температур для приборов типов МПВ-IV, МВП4-IV и ВП4-IV — от -50 до +60° С. для остальных типов приборов — от 0 до +60° С.

# ПРИЛОЖЕНИЯ

## 1. СВЕДЕНИЯ ПО ОСНОВНЫМ ЕДИНИЦАМ, ПРИМЕНЯЕМЫМ В РАСЧЕТАХ ГИДРОПРИВОДА

### 1.1. Единицы измерения давления и вязкости и переводные коэффициенты

Название величины	Система СИ	Система СГС	Система МКГСС	Прочие единицы
Давление	$\text{Н/м}^2$ (паскаль)	$\text{дин/см}^2$ (барий)	$\text{кг/м}^2$	$\text{кг/см}^2$ (атмосфера)
	1	10	0,102	$1,02 \cdot 10^{-5}$
	0,1	1	$1,02 \cdot 10^{-2}$	$1,02 \cdot 10^{-6}$
	9,81	98,1	1	$10^{-4}$
	$9,81 \cdot 10^4$	$9,81 \cdot 10^5$	$10^4$	1
Вязкость динамическая	$\text{Н} \cdot \text{с/м}^2$	$\text{дин} \cdot \text{с/см}^2$ (пуаз)	$\text{кг} \cdot \text{с/м}^2$	Сантипуаз
	1	10	0,102	$10^3$
	0,1	1	$1,02 \cdot 10^{-2}$	100
	9,81	98,1	1	$9,8 \cdot 10^3$
	$10^{-3}$	$10^{-2}$	$1,02 \cdot 10^{-4}$	1
Вязкость кинематическая	$\text{м}^2/\text{с}$	$\text{см}^2/\text{с}$ (стокс)	$\text{м}^2/\text{с}$	Синтистокс
	1	$10^4$	1	$10^6$
	$10^{-4}$	1	$10^{-4}$	100
	$10^{-6}$	$10^{-2}$	$10^{-6}$	1

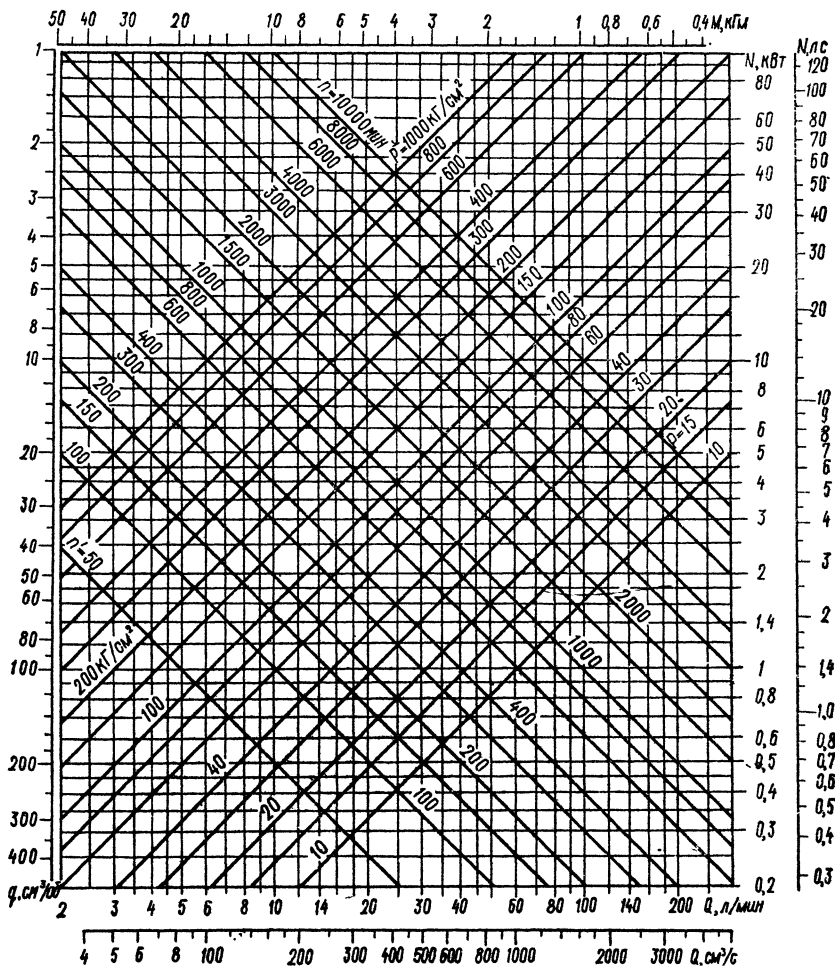
Примечание. Коэффициенты перевода некоторых внесистемных единиц измерения давления:

- 1 бар =  $10^5 \text{ Н/м}^2 = 1,02 \text{ кг/см}^2$ ;
- 1 мм вод. ст. =  $9,81 \text{ Н/м}^2 = 10^{-4} \text{ кг/см}^2$ ;
- 1 мм рт. ст. (торр) =  $133,3 \text{ Н/м}^2 = 13,5 \cdot 10^{-3} \text{ кг/см}^2$ ;
- 1  $\text{кг/см}^2 = 736 \text{ мм рт. ст.} = 0,098 \text{ МПа} \approx 0,1 \text{ МПа}$ ;
- 1 МПа =  $1 \text{ мН/м}^2 = 10^6 \text{ Н/м}^2 = 10,2 \text{ кг/см}^2 \approx 10 \text{ кг/см}^2$ .

### 1.2. Перевод значений давления из килограммов на сантиметр квадратный в бары (1 $\text{кг/см}^2 = 0,980665 \text{ бар}$ )

$\text{кг/см}^2$	$\text{кг/см}^2$									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
	бар									
0	0	0,980	1,961	2,942	3,923	4,903	5,884	6,864	7,845	8,826
10	9,807	10,79	11,77	12,74	13,73	14,71	15,69	16,67	17,65	18,63
20	19,62	20,59	21,57	22,55	23,53	24,52	25,49	26,48	27,46	28,44
30	29,42	30,40	31,38	32,36	33,34	34,32	35,30	36,28	37,26	38,24
40	39,23	40,21	41,19	42,19	43,15	44,13	45,11	46,09	47,07	48,05
50	49,03	50,01	50,99	51,97	52,95	53,94	54,92	55,89	56,88	57,86
60	58,84	59,82	60,80	61,78	62,76	63,74	64,72	65,70	66,68	67,67
70	68,65	69,63	70,61	71,59	72,57	73,55	74,53	75,51	76,49	77,47
80	78,45	79,43	80,41	81,39	82,37	83,36	84,34	85,32	86,29	87,28
90	88,26	89,24	90,22	91,20	92,18	93,16	94,14	95,12	96,10	97,09

## 2. НОМОГРАММА ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ И МЕХАНИЧЕСКОЙ МОЩНОСТИ И МОМЕНТА НА ВАЛУ МОТОРА (НАСОСА)



Ключи номограммы: расход через гидромотор (насос) —  $q \rightarrow n \rightarrow Q$ , мощность гидравлическая —  $Q \rightarrow p \rightarrow N$ , момент на валу гидромотора (насоса) —  $Q \rightarrow n \rightarrow p \rightarrow M$ , мощность механическая —  $M \rightarrow n \rightarrow N$  ( $q$  — подача масла за один оборот гидромотора (насоса),  $n$  — число оборотов в минуту).

### 1.3. Коэффициент перевода единиц измерения объемного расхода

Единица измерения	см <sup>3</sup> /с	см <sup>3</sup> /мин	л/мин	м <sup>3</sup> /мин	м <sup>3</sup> /ч
см <sup>3</sup> /с	1	60	$6 \cdot 10^{-2}$	$6 \cdot 10^{-5}$	$3,6 \cdot 10^{-3}$
см <sup>3</sup> /мин	$1,67 \cdot 10^{-2}$	1	$10^{-3}$	$10^{-6}$	$6 \cdot 10^{-5}$
л/мин	16,7	$10^3$	1	$10^{-3}$	$6 \cdot 10^{-2}$
м <sup>3</sup> /мин	$1,67 \cdot 10^4$	$10^6$	$10^3$	1	60
м <sup>3</sup> /ч	278	$1,67 \cdot 10^4$	16,7	$1,67 \cdot 10^{-2}$	1

Примечание. Весовой расход  $G = Q\gamma$ , где  $Q$  — объемный расход;  $\gamma$  — удельный вес жидкости.

## 3. СТАНДАРТИЗОВАННЫЕ ЗНАЧЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ ГИДРОСИСТЕМ

### 3.1. Номинальные давления, кг/см<sup>2</sup>, для приводов гидростатических, пневматических и смазочных систем (по ГОСТ 12445—67)

0,1	0,16	0,25	0,40	0,63	1	1,6	2,5	4,0	(5,0)
6,3	10	16	25	40	(50)	63	(80)	100	125
(140)	160	200	250	280	320	400	500	630	800
1000	1250	1600	2000	2500	3200	4000	5000	6300	8000

Примечания: 1. Под номинальным давлением  $p_{ном}$  понимается наибольшее манометрическое давление, при котором оборудование должно работать в течение установленного срока службы с сохранением параметров в пределах установленных норм.

2. Номинальные давления, указанные в скобках, допускается применять до разработки оборудования на более высокие давления.

3. Значения условных и пробных давлений даны в табл. 199 (по ГОСТ 356—67).

### 3.2. Номинальные потоки жидкости для гидравлических и смазочных систем (по ГОСТ 13825—68)

л/мин	дм <sup>3</sup> /с	л/мин	дм <sup>3</sup> /с	л/мин	дм <sup>3</sup> /с
0,25	0,0040	20,0	0,32	500	8,0
0,40	0,0063	25,0	0,40	630	10,0
0,63	0,010	32,0	0,50	800	12,5
1,0	0,016	40,0	0,63	1000	16
1,6	0,025	50,0	0,80	1250	20
2,5	0,040	63,0	1,00	1600	25
3,2	0,050	80,0	1,25	2000	32
4,0	0,063	100	1,6	2500	40
5,0	0,080	125	2,0	3200	50
6,3	0,100	160	2,5	4000	63
8,0	0,125	200	3,2	5000	80
10,0	0,16	250	4,0	6300	100
12,5	0,20	320	5,0	8000	125
16,0	0,25	400	6,3		

Примечание. Для трубопроводов, аппаратуры и фильтров под номинальным потоком жидкости понимается округленное значение пропускной способности при установленной потере давления

### 3.3. Нормальные диаметры, мм, деталей приводов гидростатических, пневматических и смазочных систем (по ГОСТ 12447—67)

1	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	(14)	16
(18)	20	(22)	25	(28)	32	(36)	40	(45)	50	(56)	63
(70)	80	(90)	100	(110)	125	(140)	160	(180)	200	(220)	250
(280)	320	(360)	400	(450)	500	(560)	630	(710)	800	(900)	1000

Примечания: 1. Стандарт распространяется на детали подвижных цилиндрических пар (поршни, плунжеры, штоки, золотники и т. п.). Стандарт не распространяется на телескопические цилиндры.

2. Цифры в скобках относятся к дополнительному ряду. При выборе диаметров основной ряд следует предпочитать дополнительному.

### 3.4. Условные проходы по ГОСТ 16516—70, мм

1	1,2	1,6	2	2,5	3,2	4	5	6,3	8
10	12	14*	16	18*	20	22*	25	28*	32
36*	40	45*	50	56*	63	67*	71*	75*	80
85*	90*	95*	100	105*	110*	120*	125	130*	140*
150*	160	170*	180*	190*	200	210*	220*	240*	250

Примечания: 1. Стандарт распространяется на устройства, входящие в гидравлические системы привода и управления и системы смазки машин (аппаратуру, фильтры, соединения трубопроводов и др.).

2. Под условным проходом устройства следует понимать номинальный внутренний диаметр присоединенного к нему трубопровода, округленный до ближайшей величины из установленного ряда (до ближайшей меньшей величины, если диаметр находится посредине между соседними членами ряда).

3. Для некруглого сечения за условный проход принимают учетверенный гидравлический радиус.

4. Условные проходы, помеченные звездочкой, относятся к дополнительному ряду; их применение допускается по согласованию в установленном порядке.

### 3.5 Условные проходы по ГОСТ 355—67, мм

1*	1,5*	2*	2,5*	3	4*	5*	6	8*	10	13*	15
20	25	32	40	50	65	80	90**	100	125	150	175**

Примечания: 1. Условные проходы, помеченные звездочкой, не следует применять для трубопроводной арматуры, соединительных частей и трубопроводов общего назначения.

2. Условные проходы, помеченные двумя звездочками, разрешается применять только на существующих установках.

3. Стандартом охвачен ряд диаметров до 4000 м

**3.6. Номинальные емкости, дм<sup>3</sup>, для приводов гидростатических, пневматических и смазочных систем (по ГОСТ 12448—67)**

0,10	0,16	0,25	0,40	0,63	1,0	1,6	2,5	4,0	6,3
10	16	25	40	63	100	125	160	200	250
320	400	500	630	800	1000	1250	1600	2000	2500
3200	4000	5000	6300	8000	10000	12500	16000	20000	25000

Примечание Под номинальной емкостью  $V_{ном}$  понимается для бака — наибольший эксплуатационный объем жидкости; для ресивера — объем несжимаемой жидкости, полностью заполняющей ресивер; для пневмогидроаккумулятора — наибольший объем пневматической полости; для грузового и пружинного аккумулятора — наибольший объем гидравлической полости

**3.7. Номинальные числа оборотов для приводов гидростатических, пневматических и смазочных систем (по ГОСТ 12446—67)**

об/мин	об/с	об/мин	об/с	об/мин	об/с
0,60	0,010	120	2,00	1500	25
0,96	0,016	150	2,50	1920	32
1,50	0,025	192	3,20	2400	40
2,40	0,040	240	4,00	3000	50
3,78	0,063	300	5,00	3780	63
6,0	0,100	378	6,30	4800	80
9,6	0,160	480	8,0	6000	100
15,0	0,250	(500)	(8,30)	7500	125
24,0	0,40	600	10,0	9600	160
37,8	0,63	750	12,5	12000	200
60	1,00	960	16,0	15000	250
75	1,25	(1000)	(16,6)	19200	320
96	1,60	1200	20	24000	400

Примечания: 1. Под номинальным числом оборотов  $n_{ном}$  понимается наибольшее число оборотов, при котором оборудование должно работать в течение установленного срока службы с сохранением параметров в пределах установленных норм.

2. Для насосов с приводом от электродвигателей допускаются числа оборотов, равные номинальным числам оборотов асинхронных электродвигателей.



## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Абрамов Е. И. Прогнозирование и методы повышения герметичности уплотнений круглыми кольцами. — «Вестник машиностроения», 1973, № 8.
2. Абрамов Е. И., Колесниченко К. А., Маслов В. Т. Элементы гидропривода. Киев, «Техніка», 1969. 320 с.
3. Аврутин Р. Д. Справочник по гидроприводам металлорежущих станков. М.—Л., «Машиностроение», 1965. 268 с.
4. Аксиально-поршневой регулируемый гидропривод. М., «Машиностроение», 1969, 496 с. Авт.: В. Н. Прокофьев, Ю. А. Данилов, Л. А. Кондаков, А. С. Луганский, Ю. А. Целин.
5. Ананьев С. Л., Елизаветин М. А. Производство гидроприводов. М., Профтехиздат, 1961. 125 с.
6. Бакуль В. Н. Порошки и пасты из синтетических алмазов. Киев, «Техніка», 1964. 20 с.
7. Башта Т. М. Машиностроительная гидравлика. М., «Машиностроение», 1971. 671 с.
8. Белянин П. Н., Черненко Ж. С. Авиационные фильтры и очистители гидравлических систем. М., «Машиностроение», 1964. 294 с.
9. Бирюков Г. С., Тавиль Л. Б. Притир с пневмогидравлическим регулированием диаметра. «Станки и инструмент», 1965, № 9.
10. Брон Л. С., Тартаковский Ж. Э. Гидравлический привод агрегатных станков и автоматических линий. М., «Машиностроение», 1967. 295 с.
11. Воробейчик М. Б. Специализация производства гидроцилиндров на базе их стандартизации. — «Стандарты и качество», 1969, № 8.
12. Вуколов В. М., Кузьмичева И. М. Детали из пластмасс в пневмогидравлических системах. Л., «Машиностроение», 1974. 143 с.
13. Гаврилов А. Н., Лебедев И. А. Технология систем управления летательными аппаратами. М., «Машиностроение», 1971. 484 с.
14. Гамынин Н. С. Основы гидравлического следящего привода. М., Оборонгиз, 1962. 293 с.
15. Гидравлическое оборудование. Под ред. И. М. Степунина, В. Я. Скрицкого. М., НИИНАМШ, 1973. 125 с.
16. Гидропривод тяжелых грузоподъемных машин и самоходных агрегатов. М., «Машиностроение», 1968. 264 с. Авт.: В. И. Мелик-Гайказов, Ю. П. Подгорный, М. Ф., Самусенко, П. П. Фалалеев.
17. Гонюдский В. И., Склянский Ф. И., Шумилов И. С. Привод рулевых поверхностей самолетов. М., «Машиностроение», 1974. 320 с.
18. Гуревич Д. Ф. Расчет и конструирование трубопроводной арматуры. Л., «Машиностроение», 1968. 887 с.
19. Детали машин. Расчет и конструирование. Под ред. Н. С. Ачеркана. Т. 2. М., «Машиностроение», 1969. 432 с.
20. Дубровский О. Н., Руфин Б. А., Артамонов М. Н. Гидравлические приводы судовых механизмов. Л., «Судостроение», 1969, 384 с.
21. Ермаков В. В. Гидравлический привод металлорежущих станков. М., Машгиз, 1963. 324 с.
22. Зайченко И. З., Васильев Н. В. Исследование и расчет новых конструкций дросселей. — «Станки и инструмент», 1960, № 7.

23. З а й ц е в а К. В. Нормализация уплотнений вращающихся валов.— «Станки и инструмент», 1956, № 9.
24. З а х а р о в Ю. Е., Б а р а н о в В. Н., Ш а м к о И. Я. Определение коэффициента расхода и гидродинамической силы на золотниках управления гидравлических сервомеханизмов. — «Станки и инструмент», 1962, № 3.
25. И д е л ь ч и к И. Е. Гидравлические сопротивления. М.—Л., Госэнергоиздат, 1954. 316 с.
26. И з г о т о в л е н и е и монтаж технологических трубопроводов. Справочное пособие. М., Машгиз, 1960. 387 с.
27. К а б а к о в М. Г., С т е с и н С. П. Технология производства гидроприводов. М., «Машиностроение», 1974. 216 с.
28. К о в а л е в с к и й В. Ф., Ж е л е з н я к о в Н. Т., Б е й л и н Ю. Е. Справочник по гидроприводам горных машин. М., «Недра», 1967. 336 с.
29. К о к и ч е в В. Н. Уплотняющие устройства в машиностроении. Л., «Судпромгиз», 1969. 208 с.
30. К о л е с н и ч е н к о К. А., К о р о т к о в В. А. Резонансные явления в гидросистемах с высокооборотными насосами. В кн.: Гидропривод и гидропнеумоавтоматика. Вып. 6. Киев, «Техніка», 1969.
31. К о м а р о в А. А., С а п о ж н и к о в В. М. Трубопроводы и соединения для гидросистем. М., «Машиностроение», 1967. 232 с.
32. К о м и с с а р и к С. Ф., И в а н о в с к и й Н. А. Гидравлические объемные трансмиссии. М., «Машгиз», 1963. 155 с.
33. К о н д а к о в Л. А. Уплотнения гидравлических систем. М., «Машиностроение», 1972. 240 с.
34. К р а с с о в И. М. Гидравлические элементы систем автоматического регулирования. М., Машгиз, 1963. 163 с.
35. К р ю к о в А. И., Г л и н к и н И. М., Ф и о н и н В. И. Гибкие металлические рукава. М., «Машиностроение», 1970. 204 с.
36. К у з н е ц о в М. М., Ш а ш к и н А. С. Эксплуатация и наладка гидросистем металлорежущих станков. М., «Машиностроение», 1965. 320 с.
37. К у л и е в А. М., С у л е й м а н о в Ф. Г., Э л ь о в и ч И. И. Повышение эксплуатационных качеств минеральных рабочих жидкостей.— В кн.: Гидропривод и гидроавтоматика в машиностроении. М., «Машиностроение», 1966.
38. Л е щ е н к о В. А. Гидравлические следящие приводы станков с программным управлением. М., «Машиностроение», 1975. 288 с.
39. М а р у т о в В. А., П а в л о в с к и й С. А. Гидроцилиндры. М. «Машиностроение», 1966. 171 с.
40. Н е к о т о р ы е вопросы расчета и конструирования авиационных гидравлических систем. Под. ред. С. Н. Рождественского. М., Оборонгиз, 1962. 231 с.
41. Н е к р а с о в Б. Б. Гидравлика и ее применение на летательных аппаратах. М., «Машиностроение», 1967. 368 с.
42. Н е к р а с о в М. В. Технология обработки гидроцилиндров. «Станки и инструмент», 1962, № 11.
43. Н и к и т и н Г. А., Ч и р к о в С. В. Влияние загрязненности жидкости на надежность работы гидросистем летательных аппаратов. М., Транспорт, 1969. 183 с.
44. Н о с о в Ю. А. Основные принципы конструирования резиновых уплотнений для гидравлических агрегатов. — В кн.: Применение гидравлических передач в машиностроении (Материалы всесоюзной конференции). Ч. II. Киев, изд. КИГВФ, 1964. 407 с.
45. О б щ и е справочные данные по гидрооборудованию, используемому при модернизации металлорежущих станков. М., Машгиз, 1965. 151 с.
46. П о п о в Д. Н. Об особенностях нестационарных потоков в трубах. — Известия вузов. «Машиностроение», № 7, 1972.
47. П р и б о р о с т р о е н и е и средства автоматики. Справочник. Под общей ред. д-р. техн. наук. А. Н. Гаврилова. Т. 2. М., «Машиностроение», 1964. 595 с.

48. Приборы для измерения и регулирования давления, перепада давления и разрежения М., ЦНИИТЭИ приборостроения, 1974.
49. Прокофьев В. Н. О вязкости смазочных масел и жидкостей, применяемых в машинах и гидросистемах. — «Вестник машиностроения», 1944, № 3.
50. Раздолин М. В. Уплотнение авиационных гидравлических агрегатов. М., «Машиностроение», 1965. 194 с.
51. Сапожников В. М. Монтаж и испытания гидравлических и пневматических систем на летательных аппаратах. М., «Машиностроение», 1972. 271 с.
52. Сиов Б. Н. Истечение жидкости через насадки. М., «Машиностроение», 1968. 140 с.
53. Сорокин Б., И. Соколов А. Н. Уплотнение устройства горных машин и комплексов. М., «Недра», 1969. 129 с.
54. Справочная книга по расчету самолета на прочность. М., Оборонгиз, 1954. 710 с.
55. Справочник по котлонадзору. М.—Л., ГЭИ, 1954. 568 с.
56. Тракторы ДТ-24 и Т-28. М., Сельхозгиз, 1959. 246 с. Авт.: Е. И. Абрамов, Л. И. Зорин, Д. И. Мартынов, В. Ф. Полетаев, П. М. Тептелев.
57. Фторуглеродные пластики. Охтинское научно-производственное объединение «Пластполимер», НИИТЭХИМ. Черкассы, 1974.
58. Хаймович Е. М. Гидроприводы и гидроавтоматика станков. М., Машгиз, 1959. 555 с.
59. Хохлов В. А. Электрогидравлический следящий привод. Изд. 2-е. М., «Наука», 1966. 240 с.
60. Цуханова Е. А. Особенности синтеза тормозных устройств гидропривода. — В кн.: Теория машин-автоматов и пневмогидропривода. М., «Машиностроение», 1966. 172 с.
61. Шнайдер Ю. Г. Образование регулярных микрорельефов на деталях и их эксплуатационные свойства. Л., «Машиностроение», 1972. 240 с.
62. Эрнст В. Гидропривод и его промышленное применение. М., Машгиз, 1963. 492 с.
63. V i s h D a v i d E w a r t. Piston and cilinder devices (Dowty technical Development LTD). Р. Ж., 48. «Машиностроительные материалы», 1971, № 9.
64. E t a n s o r i. Bucuresti, Cristea Viorel, Creta Gavil, Ivan Dorel, Ardeleana Pavel. 1973.
65. M u l l e r H. K. Hydrodynamik elastischer Dichtungen. «Oelhydraulik und Pneumatik», 1965, № 3.
66. R o h t A. Sealowetry and sealography. Third international Conference of Fluid Sealing. Cambridge, 1967.
67. S e a l s. Peference Issue. «Machine Design», 1964, № 11.

# ОГЛАВЛЕНИЕ

	Стр.
Предисловие . . . . .	3
<b>Глава I. Рабочие жидкости . . . . .</b>	<b>5</b>
Основные свойства рабочих жидкостей.	5
Эксплуатация рабочих жидкостей . . . . .	16
<b>Глава II. Трубопроводы и присоединительная арматура . . . . .</b>	<b>27</b>
Расчет трубопровода . . . . .	27
Скорость и режим течения масла . . . . .	27
Потери давления в трубопроводе . . . . .	30
Местные сопротивления . . . . .	41
Неустановившееся течение в трубопроводе . . . . .	45
Масса трубопровода . . . . .	53
Последовательность расчета трубопровода.	54
Трубы для гидросистем . . . . .	54
Материалы и типы труб . . . . .	54
Разъемные соединения трубопроводов . . . . .	65
Виды соединений . . . . .	65
Соединения по наружному конусу . . . . .	70
Соединения по внутреннему конусу . . . . .	70
Соединения с врезавшимся кольцом . . . . .	86
Соединения с шаровым ниппелем . . . . .	93
Соединения с торцевым уплотнением. . . . .	93
Фланцевые соединения . . . . .	93
Резиновые и фторопластовые рукава . . . . .	101
Рукава резиновые с металлическими оплетками . . . . .	101
Фторопластовые рукава с металлическими оплетками . . . . .	104
Резиновые напорные рукава с нитяными оплетками . . . . .	105
Резиновотканевые рукава и резиновые трубки . . . . .	108
Гибкие металлические трубопроводы . . . . .	109
Гибкие металлические рукава . . . . .	109
Гибкие металлические герметичные рукава с подвижным швом . . . . .	114
Упругие соединения трубами . . . . .	114
Изготовление трубопроводов . . . . .	116
Гибка труб . . . . .	116
Монтаж трубопровода . . . . .	119
<b>Глава III. Элементы регулирующих и распределительных устройств . . . . .</b>	<b>123</b>
Основные характеристики . . . . .	123
Золотниковые пары . . . . .	126
Схемы и расчетные зависимости . . . . .	126
Материалы и обработка . . . . .	148
Клапаны . . . . .	152
Диафрагмы . . . . .	158
Втулки . . . . .	161
Капилляры . . . . .	161
<b>Глава IV. Гидравлические силовые цилиндры . . . . .</b>	<b>162</b>
Основные схемы и параметры . . . . .	162
Элементы конструкции . . . . .	175
Материалы и обработка . . . . .	179

<b>Глава V. Уплотнения</b>	180
Характеристики уплотнений	180
Материалы, применяемые для изготовления уплотнений	190
Резина [7, 33]	190
Фторопласты (фторлоны) [57]	196
Полиамиды	198
Паронит	198
Фибра	198
Картон прокладочный	199
Прессшпан	199
Набивочные материалы	200
Уплотнения подвижных соединений	203
Набивки	203
Манжеты шевронного типа	204
Манжеты U-образные	206
Уплотнения резиновыми кольцами	224
Уплотнения с минимальным трением	255
Резино-фторопластовые уплотнения	255
Металло-фторопластовые уплотнения	257
Армированные резиновые манжеты	262
Упругие металлические кольца	268
Устройства для защиты уплотнений	271
Уплотнения неподвижных соединений	277
<b>Глава VI. Прочность элементов</b>	284
Расчеты на прочность	284
Расчет цилиндров на продольную устойчивость	293
<b>Глава VII. Манометры</b>	299
Точность манометров	299
Показывающие манометры	302
Показывающие манометры с электрическим сигналом	309
Приложения	311
1. Сведения по основным единицам, применяемым в расчетах гидропривода	311
2. Номограмма для определения гидравлической и механической мощности и момента на валу мотора (насоса).	312
3. Стандартизованные значения параметров гидросистем	313
Список литературы	316

*Евгений Ильич Абрамов, канд. техн. наук,  
Константин Андреевич Колесниченко, канд. техн. наук,  
Валентин Тимофеевич Маслов, канд. техн. наук*

### **ЭЛЕМЕНТЫ ГИДРОПРИВОДА**

Редактор *П. Ф. Боброва*  
 Оформление художника *Н. М. Петренко*  
 Художественные редакторы *Е. А. Ильницкий, И. В. Рублева*  
 Технический редактор *С. В. Иванус*  
 Корректор *Т. П. Кравец*

ИБ № 341

Сдано в набор 14.XII. 1976 г. Подписано в печать 12.VIII.1977 г. Формат 60×90<sup>1</sup>/<sub>16</sub>. Бумага типогр. № 3. Усл. печ. л. 20. Уч.-изд. л. 24,51. Тираж 15 000 экз. БФ 06137. Зак. 6-501 Цена 1 руб. 40 коп.

Издательство «Техника», 252601 Киев, 1, ГСП, Пушкинская, 28.

Книжная фабрика им. М. В. Фрунзе Республиканского производственного объединения «Полиграфнига» Госкомиздата УССР, Харьков, Донец-Захаржевская, 6/8.