

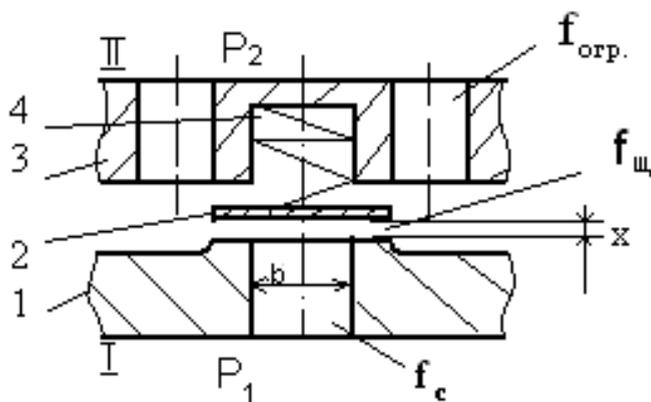
Федеральное агентство по образованию  
Российской Федерации  
ГОУ ВПО «Российский химико-технологический университет  
им. Д.И. Менделеева»

Новомосковский институт (филиал)

*Посвящается 50-летию  
НИ РХТУ им. Д.И.Менделеева*

## КЛАПАНЫ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ

Учебное пособие



Новомосковск  
2009

УДК 621.512.(075.8)

ББК 31.76

К 473

Рецензенты:

кандидат технических наук, гл.специалист Трещев С.Г.

(ОАО «Н И А П»),

кандидат технических наук, доцент Шарков А.В.

(НИ (филиал) ГОУ ВПО «РХТУ им Д.И. Менделеева»).

Составители: Додин Ю.С., Клочков В.И., Лукьяница А.И.

К 473 **«Клапаны поршневых компрессоров»**. Учебное пособие для студентов дневной и заочной форм обучения специальности 240801 «Машины и аппараты химических производств»/ ГОУ ВПО «РХТУ им. Д. И. Менделеева», Новомосковский институт (филиал), Сост.: Додин Ю.С Клочков В.И., Лукьяница А.И. Новомосковск, 2009, - 40с.

В пособии приведены основные требования к клапанам поршневых компрессоров.

Изложена методика расчёта пропускной способности и подбора пружин клапана. Рассмотрены конструкции основных типов клапанов.

Пособие предназначено для студентов-механиков, изучающих курс «Технология ремонта химического оборудования», и может быть полезна при выполнении курсовых и дипломных проектов.

УДК 621.512.(075.8)

ББК 31,76

© Додин Ю.С Клочков В.И., Лукьяница А.И.

©ГОУ ВПО «Российский химико-технологический университет им. Д.И.Менделеева»,  
Новомосковский институт (филиал), 2009

## 1. ПРИНЦИПЫ ДЕЙСТВИЯ

Клапаны поршневых компрессоров предназначены для соединения и разъединения рабочей полости цилиндра с полостями всасывания и нагнетания. В современных поршневых компрессорах применяются самодействующие клапаны, в которых движение запорного органа определяется разностью давлений перед и за ним. Принципиальное устройство самодействующего клапана показано на рис.1.

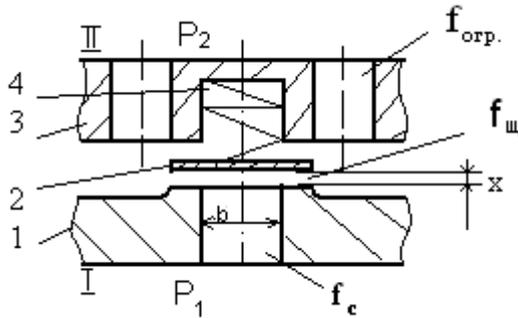


Рис. 1. Принципиальное устройство самодействующего клапана:  
 1 – седло; 2 – пластина; 3 – ограничитель; 4 – пружина;  
 $P_1$  – давление перед клапаном;  $P_2$  – давление за клапаном.

При  $P_1 > P_2$  пластина под действием перепада давлений  $\Delta P = P_1 - P_2$  преодолевает усилие пружины и соединяет полости I и II щелью площадью  $f_{щ}$ . При  $P_1 < P_2$  под действием перепада  $\Delta P = P_2 - P_1$  и усилия пружины пластина опускается на седло и полости I и II разъединяются. Течение газа в клапане определяется площадями прохода  $f_c$ ,  $f_{щ}$ ,  $f_{огр}$ . При проходе газа через клапан его энергия теряется (иногда до 35% всей энергии, подводимой коленчатым валом к компрессору). Экономичность работы компрессоров зависит от плотности клапанов и от их своевременного срабатывания. В настоящее время в поршневых компрессорах применяют большое число различных типов самодействующих клапанов. В компрессорах низкого и среднего давления наиболее широко используют пластинчатые клапаны: кольцевые, дисковые, полосовые, лепестковые, прямоточные. В компрессорах высокого давления чаще всего используют кольцевые, дисковые, тарельчатые и грибовые клапаны.

По конструкции клапаны можно разделить на клапаны с демфированием и без демфирования ударов пластины по седлу и ограничителю.

## 2. ТРЕБОВАНИЯ К КЛАПАНАМ

### 2.1. Мертвый объем

В клапанах поршневого компрессора всегда есть объем газа, который не может быть вытеснен в процессе нагнетания. Это так называемый мёртвый объем. Обусловлен он наличием каналов, служащих для прохода газа. Мертвый объем приводит к уменьшению производительности компрессора, для получения максимальной производительности следует обеспечивать минимальный мёртвый объем в клапанах.

### 2.2. Гидравлические сопротивления

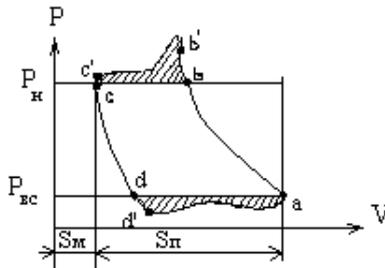


Рис.2. Индикаторная диаграмма

На рис.2 приведена индикаторная диаграмма работы поршневого компрессора. Площадь всей диаграммы пропорциональна работе, затрачиваемой на сжатие и перемещение газа, заштрихованные участки соответствуют работе, затраченной на преодоление гидравлических сопротивлений в клапанах.

### 2.3. Своевременность открытия и закрытия

В идеальном случае всасывающий клапан должен открываться, когда давление газа при обратном расширении сравнивается с  $P_{вс}$ , а нагнетательный — когда давление в цилиндре сравнивается с давлением  $P_{н}$ . Закрытие клапанов должно происходить в момент, если знак разности давлений в клапане меняется на обратный: для всасывающего — момент перехода поршнем НМТ, для нагнетательного — момент перехода поршнем ВМТ. Своевременное закрытие клапанов предотвращает обратный поток газа через клапан. Причиной запаздывания открытия клапанов могут быть: инерция покоя пластины на седле, сила прилипания пластины к седлу, сила начального сжатия пружины, когда пластина находится на седле. Преодолеть эти силы

может лишь перепад давлений, поэтому всасывающий клапан открывается в точке  $d'$  (рис.2), а нагнетательный – в точке  $b'$ . Запаздывание закрытия клапанов – наиболее частое явление. Причинами этого явления могут быть: инерция пластины, прилипание ее к ограничителю, сопротивление газа движению пластины. Пружины помогают клапанам закрываться, в этом заключается основное их назначение. Запаздывание закрытия клапанов приводит к потерям производительности. Действительно, если всасывающий клапан запаздывает с закрытием, то часть газа будет выталкиваться через него в полость всасывания. Аналогичная картина будет и при запаздывании закрытия нагнетательного клапана. Если клапан не закрыт, то газ будет возвращаться в цилиндр при ходе поршня от ВМТ к НМТ. При этом всасывается свежего газа меньше, что уменьшает производительность компрессора.

#### 2.4. Плотность в закрытом состоянии

Плотность клапанов в закрытом состоянии зависит, главным образом, от качества изготовления и может нарушаться при деформации пластины и седла. Неплотности клапанов приводят к потере производительности, нарушению температурного режима, которое может привести к недопустимому перегреву газа. Обычно, неплотности определяют путем замера времени, необходимого для фиксированного изменения давления, обусловленного утечками. Неплотность принято выражать условным зазором  $\delta$  мкм. Условный зазор - это такой зазор по всему периметру прилеганию пластины к седлу, расход газа через который равен расходу через неплотности действительного клапана. Допустимое значение  $\delta$  для различных типов клапанов составляет  $0,25 \div 1,0$  мкм.

#### 2.5. Надежность, долговечность, взаимозаменяемость

Клапаны чаще других узлов выходят из строя, что объясняется действующими нагрузками, прежде всего, на пластину: изгиб в закрытом состоянии, удар в момент встречи с седлом или ограничителем. Величина ударных нагрузок зависит от скорости посадки пластины особенно на седло. Для различных клапанов она находится в пределах 8-10 м/с. Сила удара зависит так же и от массы пластины.

На долговечность клапанов влияет качество материала, из которого изготовлены пластина, пружина, седло, и качество изготовления этих деталей. Большое значение имеет чистота и род сжимаемого газа. Наличие влаги, масла в газе уменьшает срок работы клапанов. Увеличение высоты подъема пластины также уменьшает срок работы клапанов. Требование взаимозаменяемости не нуждается в пояснении.

### 3. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ ТЕОРИИ КЛАПАНОВ

#### 3.1. Эквивалентная площадь

Потери давления в любом гидравлическом сопротивлении определяются выражением:

$$\Delta p = \zeta \cdot (C_r^2 / 2) \cdot \rho = \zeta \cdot (V^2 / 2f^2) \cdot \rho, \quad (3.1)$$

где  $\zeta$  – коэффициент сопротивления;

$C_r$  – скорость газа в сопротивлении, м/с;

$\rho$  – плотность газа, кг/м<sup>3</sup>;

$V$  – объемный расход газа, проходящего через сопротивление, м<sup>3</sup>/с;

$f$  – площадь проходного определяющего сечения, м<sup>2</sup>.

Из уравнения (3.1) определяется расход:

$$V = f \sqrt{(2\Delta P / P)} / \sqrt{\alpha} = \alpha f \sqrt{(2\Delta P / P)}, \quad (3.2)$$

где  $\alpha = 1/\sqrt{X}$  – коэффициент расхода.

Произведение  $\alpha \cdot f = \Phi$  называют эквивалентной площадью, она определяет пропускную способность клапана. Под эквивалентной площадью следует понимать площадь такого отверстия, гидравлическое сопротивление которого отсутствует, а весь перепад давления  $\Delta p$  идет на увеличение кинетической энергии газа.

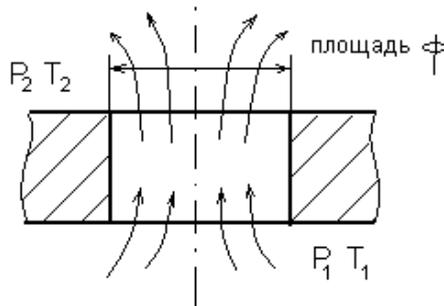


Рис. 3. Замена клапана условным отверстием.

Такая замена вполне возможна, так как значение, в конечном счете, имеют параметры перед клапаном и за ним, а они равны  $P_1, T_1$  и  $P_2, T_2$ . Коэффициент расхода  $\alpha$  определяется экспериментально статическими продувками клапанов при фиксированных значениях  $P_1, T_1, P_2, T_2, f$ . Результаты продувки кольцевых клапанов в зависимости от  $x/b$  ( $x$  – высота подъема пластины;  $b$  – ширина отверстия седла кольцевого клапана) показаны на рис. 4.

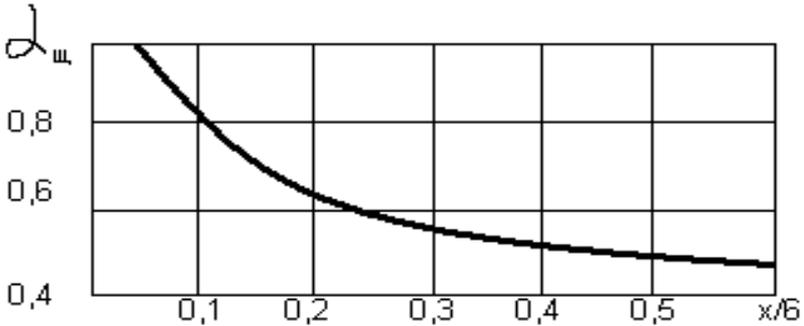


Рис. 4. Коэффициент расхода для кольцевых и дисковых клапанов

### 3.2. Эквивалентная скорость газа в клапане

После введения понятия эквивалентной площади проходного сечения клапана можно найти эквивалентную скорость газа  $\omega_\Phi$  через это сечение  $\Phi$ :

$$\omega_\Phi = V/\Phi = V/\alpha f \quad (3.3)$$

и потери давления:

$$\Delta P = \omega_\Phi^2 \rho / 2 \quad (3.4)$$

Как видно, потери давления однозначно определяются эквивалентной скоростью.

### 3.3. Коэффициент расширения

Чтобы учесть сжимаемость газа, протекающего через клапан, вводят коэффициент расширения

$$\varepsilon_p = 1 - (c/k) \cdot (P_1 - P_2) / P_1, \quad (3.5)$$

где  $c$  – экспериментальный коэффициент, учитывающий форму и размеры проточной части клапана (для многих клапанов

обычной конструкции  $\kappa=0,3$ );

$\kappa$  – показатель адиабаты;

$P_1, P_2$  – давление газа перед и за клапаном.

С учетом коэффициента расширения расход газа через клапан:

$$V = e_p \Phi \sqrt{(2 \cdot (\Delta P / P))}, \quad (3.6)$$

### 3.4 Условная эквивалентная скорость газа

Условную эквивалентную скорость газа в клапане подсчитывают через среднюю скорость поршня из уравнения неразрывности:

$$\dot{\omega}_\Phi = C_m \cdot F_\Pi / \Phi \cdot Z_{\text{кл}}, \quad (3.7)$$

где  $C_m = 2S \cdot n_0$  – средняя скорость поршня;

$F_\Pi = \pi \cdot D_\Pi^2 / 4$  – площадь поршня;

$Z_{\text{кл}}$  – количество клапанов, действующих одновременно в рассматриваемом цилиндре;

$n_0$  – обороты вала.

### 3.5. Критерий скорости газа

Критерием скорости газа называют безразмерный параметр

$$M = \dot{\omega}_\Phi / a_{36}, \quad (3.8)$$

где  $a_{36} = \sqrt{kRT}$  – скорость звука,  $R$  – газовая постоянная.

## 4. ПОДБОР КЛАПАНОВ НЕОБХОДИМОЙ ПРОПУСКНОЙ СПОСОБНОСТИ

Пропускная способность клапана определяется эквивалентной площадью проходного сечения. Чем больше  $\Phi$ , тем меньше потеря энергии в клапане, поэтому клапан подбирают таким образом, чтобы он имел эквивалентную площадь, обеспечивающую допустимые гидравлические потери энергии.

Рекомендуется следующий порядок подбора клапанов.

1. Задаются допустимыми относительными потерями в клапанах  $\Delta N_{\text{кл}} / N_{\text{ном}}$ , где  $\Delta N_{\text{кл}}$  – суммарные потери мощности в нагнетательных и всасывающих клапанах,  $N_{\text{ном}}$  – номинальная индикаторная мощность ступени. Для этого можно использовать таблицу 1 для ступеней с  $\epsilon \approx 3,0$ , сжимающих двухатомные газы ( $\kappa = 1,4$ ) и имеющих значение относительного мертвого объема  $a_M = 0,1$ . В этой же таблице указаны предельные значения

критерии скорости  $M_{вс(маx)}$  всасывающих клапанов, в нагнетательных клапанах критерий скорости газа будет на 15-20% выше.

Таблица 1

Параметры	Давление всасывания, МПа				
	0.1÷0.5	0.5÷1.5	1.5÷5	5÷15	15÷50
$N_{кл}/N_{ном}, \%$	11.2	9.2	7.4	5.8	4.4
$M_{вс(маx)}$	0.22	0.2	0.18	0.16	0.14

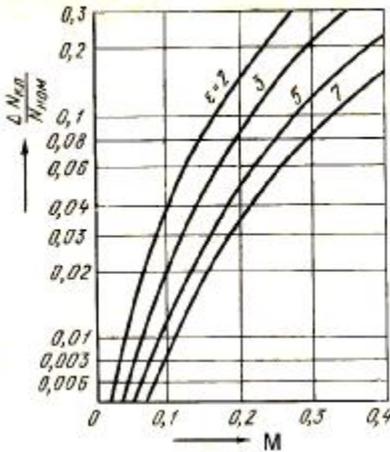


Рис.5. Суммарная потеря мощности в клапанах ступени в зависимости от  $M$ .

2. По графику на рис.5 для выбранного  $N_{кл}/N_{ном}$  находят значения критерия скорости  $M$ .

3. По найденному значению  $M$  определяют эквивалентную скорость  $\acute{\omega}_ф = M \cdot a_{36}$ , где  $a_{36} = \sqrt{(kRT)}$  для нагнетательного и всасывающего клапанов.

4. По полученному значению  $\acute{\omega}_ф$  определяют необходимую эквивалентную площадь клапана:

$$\Phi = (F_{п} \cdot C_m) / (z_{кл} \cdot \acute{\omega}_ф)$$

Число клапанов (1-7) выбирается из конструктивных соображений. Необходимую эквивалентную площадь клапанов определяют отдельно для каждой полости цилиндра и отдельно для всасывающих и нагнетательных клапанов. Однако, в целях унификации можно рассчитать эквивалентную площадь только всасывающих клапанов, приняв эти же значения для нагнетательных клапанов.

## 5. ПОДБОР ПРУЖИН

Для своевременного срабатывания клапанов сила упругости пружины должна быть достаточной для преодоления инерции покоя и прилипания пластины к ограничителю. Но такая пружина в большей степени будет препятствовать открытию клапанов и открытие будет происходить с запаздыванием. Кроме того, такая пружина не позволит полностью открыться клапану. Как видно, выбор силы упругости пружины требует компромиссного решения. Существует несколько инженерных способов решения этой проблемы. Правильный выбор силы упругости пружины кольцевых и дисковых клапанов соответствует условию:

$$\Theta = X_{п.о.} / X_{max} = 0.1 \div 0.3 \quad (5.1)$$

Большее значение  $\Theta$  относится к высокооборотным компрессорам. В приведенном условии:

$$X_{п.о.} = \Delta P_{п.о.} / P, \quad (5.2)$$

где  $\Delta P_{п.о.}$  – минимальный перепад давления, обеспечивающий полное открытие клапана при определённой силе упругости пружины;  
 $P$  – номинальное давление газа, протекающего через клапан;  
 $X_{max} = \Delta P_{max} / P$  наибольшее теоретическое значение относительной потери давления в клапане.

Результаты достаточно сложной теории (здесь не излагаются) расчета этих потерь в зависимости от критерия скорости  $M = \omega_{ф} / a_{зв}$  представлены на рис.6.

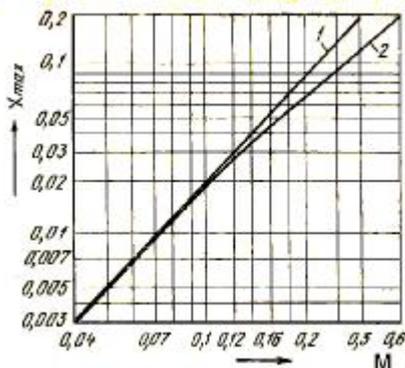


Рис.6. Зависимость  $X_{max}$  от  $M$ :  
 1-нагнетательные клапаны;  
 2-всасывающие клапаны.

Клапан откроется, если

$$k_{п} \cdot \Delta P_{п.о.} \cdot f_c = P_{пр} \quad \text{или} \quad k_{п} \cdot \Delta P_{п.о.} = B_{пр}, \quad (5.3)$$

где  $B_{\text{п}} = P_{\text{пр}} / f_c$  – приведенная сила пружины;  
 $f_c$  – площадь проходного сечения седла;

$K_{\text{п}}$  – коэффициент давления газа на пластину, учитывающей неравномерность распределения давления по пластине, сложность обтекания пластины и другие факторы. Обычно этот коэффициент определяется экспериментально. При расчете кольцевых и дисковых клапанов рекомендуется график на рис.7.

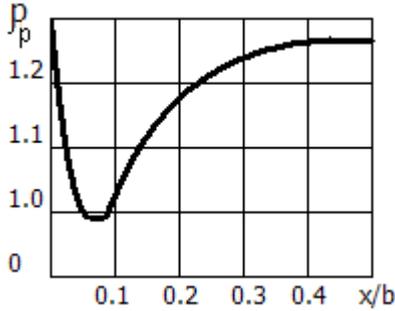


Рис.7. Коэффициент давления потоком.

В существующих конструкциях кольцевых и дисковых клапанов при полном их открытии  $B_{\text{п}} = 3 \div 30$  кПа. Большие значения соответствуют быстроходным компрессорам и клапанам ступеней среднего и высокого давления. В полосовых и прямоточных клапанах пружин нет, поэтому задача сводится к выбору толщины полосы  $\delta_{\text{пл}}$ , которая играет роль пружины. Для полосовых клапанов рекомендуется  $\Theta = 0,2 \div 0,4$ , для прямоточных  $\Theta = 0,4 \div 0,8$ . Что касается величины перепада давления  $\Delta P_{\text{п.о.}}$ , при котором будет преодолена сила упругости полосы, то для полосовых клапанов:

$$\Delta P_{\text{п.о.}} = ((132 \cdot 10^{10} \cdot (h - h_0) \cdot \delta_{\text{пл}}^3) / (\rho_p \cdot l^4)) \cdot (b_{\text{пл}} / b_c), \quad (5.4)$$

где  $h$  – подъем пластины в средней точке;  
 $h_0$  – свободный подъем пластины (у концов);  
 $\delta_{\text{пл}}$  – толщина пластины;  
 $l_{\text{пл}}$  – длина пластины;  
 $\rho_p = 1.22 \div 1.3$  – коэффициент давления потока на пластины;  
 $b_c$  – ширина прохода в седле клапана;  
 $b_{\text{пл}}$  – ширина пластины;

для проточных клапанов:

$$\Delta P_{п.о} = ((22,2 \cdot 10^{10}) / (1 - (f_{щ}/f_c)^2)) \cdot ((h \cdot \delta_{пл}^3) / H_0^4), \quad (5.5)$$

где  $h$  – подъём пластины у свободной кромки;

$\delta_{пл}$  – толщина пластины;

$H_0$  – длина языка пластины от заземления до консоли;

$f_{щ}$  – площадь проходного сечения щели у свободной кромки;

$f_c$  – площадь проходного сечения в седле при входе газа в клапан.

## 6. ПРИМЕР РАСЧЁТА

### 6.1. Подбор клапанов

Для компрессора, параметры которого указаны в таблице, выбрать клапаны, необходимой пропускной способности.

Параметры		ступень	
		1	2
Число цилиндров		1	1
Диаметр поршня, м	$D_{п}$	0,290	0,170
Площадь поршня, м	$F_{п}$	0,066	0,0227
Ход поршня, м	$S_{п}$	0,126	0,126
Степень сжатия, м	$E$	3,39	3,18
Температура всасывания, К	$T_{вс}$	298	308
Температура нагнетания, К	$T_{н}$	423,2	428,8
Частота вращения вала, 1/с	$n_0$	16	16
Давление всасывания, МПа	$P_{вс}$	0,1	0,34

1. Задаёмся величиной допустимости потери мощности в клапанах  $\Delta N_{кл} / N_{ном}$  согласно таблице 1, определяем критерий скорости  $M$ .

2. Определяем скорость звука  $a_{зв} = \sqrt{kRT}$  во всех клапанах при  $k=1,4$ ,  $R=287,2$  Дж/кгК.

3. Рассчитываем условную эквивалентную скорость  $\acute{\omega}_{\Phi} = M \cdot a_{зв}$ .

4. Определяем необходимое значение эквивалентной площади клапана:  $\Phi = (F_{п} \cdot C_m) / (Z_{кл} \cdot \acute{\omega}_{\Phi})$ .

В 1-ой ступени всасывающих и нагнетательных клапанов по 2, во 2-ой ступени всасывающих и нагнетательных клапанов по 1.

Средняя скорость поршня  $C_m = 2S_{п} \cdot n = 2 \cdot 0,126 \cdot 16 = 4,032$  м/с.

Таблица результатов расчета

Параметры		1 ступень		2 ступень	
		всас $Z_{\text{кл}}=2$	нагн. $Z_{\text{кл}}=2$	всас $Z_{\text{кл}}=1$	нагн. $Z_{\text{кл}}=1$
Относительная потеря мощности, %	$\frac{\Delta N_{\text{кл}}}{N_{\text{ном}}}$	11,2	11,2	11,2	11,2
Критерий скорости газа	M	0,22	0,22	0,22	0,22
скорость звука, м/с	$a_{\text{зв}}$	346	412,5	352	415
Условная эквивалентная скорость газа, м/с	$\omega_{\text{Ф}}$	76,2	90,7	77,4	91,3
Эквивалентная площадь клапана, см <sup>2</sup>	$\Phi$	17,3	14,55	11,7	9,95

По полученным значениям эквивалентной площади подбираем клапаны. В данном примере воспользуемся ОСТ 26-12-2030-81, «Кольцевые клапаны» типа ВКТ и НКТ:

- 1 ступень ВКТ -140-2-1  $\Phi=18,4 \text{ см}^2$ ,  
 НКТ - 125-2,5-1  $\Phi=14,7 \text{ см}^2$ ,  
 2 ступень ВКТ -110-2,5-1  $\Phi=11,8 \text{ см}^2$ ,  
 НКТ -100-2,5-1  $\Phi=9,9 \text{ см}^2$ .

## 6.2. Подбор пружин

Для подбора пружины необходимо определение силы давления пружины на пластину клапана. Порядок подбора пружин осуществляется в следующем порядке.

1. Задаёмся отношением, выбирая среднее значение,  $\Theta=0,2$ .
2. После окончательного выбора клапанов по рассчитанной эквивалентной площади  $\Phi$ , в дальнейших расчётах следует использовать эквивалентную площадь выбранных клапанов, которая, конечно, несколько отличается от расчётной.

3. Определяем условную эквивалентную скорость газа для скорректированной эквивалентной площади:  $\acute{\omega}_{\Phi} = (F_{\Pi} \cdot C_m) / (Z_{\text{кл}} \cdot \Phi)$ .

4. Определяем скорректированное значение:  $M = \acute{\omega}_{\Phi} / a_{зв}$ .

5. Зная  $M$ , по рис.6 определяем максимальное значение относительного перепада давлений в клапане  $X_{\text{max}}$ .

6. Определяем минимальное значение относительного перепада давлений в клапане:  $X_{\text{п.о.}} = \Theta \cdot X_{\text{max}}$ .

7. Определяем минимальный перепад давлений, необходимый для полного открытия клапана:  $\Delta P_{\text{п.о.}} = X_{\text{п.о.}} \cdot P$ .

8. По известному отношению  $h/b$  на рис.7 находим коэффициент давления потока  $\rho_p$ .

8. Рассчитываем приведенную силу пружины:  $V_{\Pi} = \rho_p \cdot \Delta P_{\text{п.о.}}$ .

9. Приведённую силу пружины необходимо скорректировать со стандартным рядом значений: 2750, 3500, 4500, 5500, 8000, 11000, 20000, 30000, 40000, 50000, 60000, 70000, 80000, 90000, 100000 Па.

10. Определяем силу давления пружины на пластину:  $P_{\text{пр}} = V_{\Pi} \cdot f_c$ , где  $f_c$  – площадь проходного сечения седла.

Таблица результатов расчета

Параметры		1 степень		2 степень	
		Всас кл.	Нагн кл.	Всас кл.	Нагн кл.
1	2	3	4	5	6
Эквивалентная площадь клапана, см <sup>2</sup>	$\Phi$	18,4	14,7	11,8	9,9
Эквивалентная скорость, м/с	$\acute{\omega}_{\Phi}$	72,3	90,4	77,5	92,4
Скорость звука, м/с	$a_{зв}$	346	412,5	352	415
Критерий скорости газа	$M$	0,209	0,219	0,220	0,223
Максимальные относительные потери давления	$X_{\text{max}}$	0,09	0,10	0,08	0,11
Условие открытия клапана	$\Theta$	0,2	0,2	0,2	0,2

Минимальный перепад давления, необходимый для открытия клапана	$X_{п.о.}$	0,018	0,020	0,016	0,022
Номинальное давление в цилиндре, Н/м <sup>2</sup>	$P$	$10^5$	$3 \cdot 10^5$	$3 \cdot 10^5$	$9 \cdot 10^5$
Минимальный перепад давления, необходимый для открытия клапана, Па	$\Delta P_{п.о.}$	1800	6000	4800	19800
$x$ - высота подъёма, $b$ - ширина щели	$\frac{x}{b}$	$2/6=0,33$	$2,5/8=0,31$	$2,5/7=0,36$	$2,5/6=0,42$
Коэффициент давления потока	$\rho_p$	1,26	1,25	1,27	1,28
Приведённая сила пружины, Н/ м <sup>2</sup>	$B_{пр}$	2265	7500	6096	25344
Приведённая сила по ОСТ, Н/ м <sup>2</sup>	$B_{нор}$	2750	8000	8050	30000
Усилие пружины на пластину, Н	$P_{пл}$	14,0	36,0	25,8	74,1

## 7. КОНСТРУКЦИЯ КЛАПАНОВ

В современных компрессорах для управления всасыванием и нагнетанием применяют в абсолютном большинстве случаев самодействующие клапаны, т.е. клапаны, закон движения запорного органа которых определяется разностью давления. Клапаны принадлежат к наиболее ответственным узлам компрессора. Чем выше частота вращения вала компрессора, средняя скорость поршня и плотность газа, тем труднее создать конструкцию клапана, отвечающую всем требованиям, о которых говорилось выше. Так, для снижения гидравлических потерь, необходимо снизить скорость газа в клапане, но для этого необходимо увеличить размеры и число клапанов, что ограничено конструктивными возможностями и противоречит стремлению сократить мёртвый объём. С увеличением частоты вращения вала при неизменной массе запорного органа клапана сила пружины должна возрастать. Однако, усиление пружины вызывает дополнительное дросселирование газа, снижение производительности и повышение потребляемой мощности. Поэтому при высоких оборотах следует уменьшать массу пластины, что может пойти в ущерб ее прочности. Таковы трудности, возникающие при

создании клапанов поршневых компрессоров. Ниже рассмотрены конструкции некоторых наиболее распространенных клапанов.

### 7.1. Тарельчатые клапаны.

Тарельчатые клапаны с замыкающим органом грибовидной или чашеобразной формы обладают повышенной прочностью и применяются для

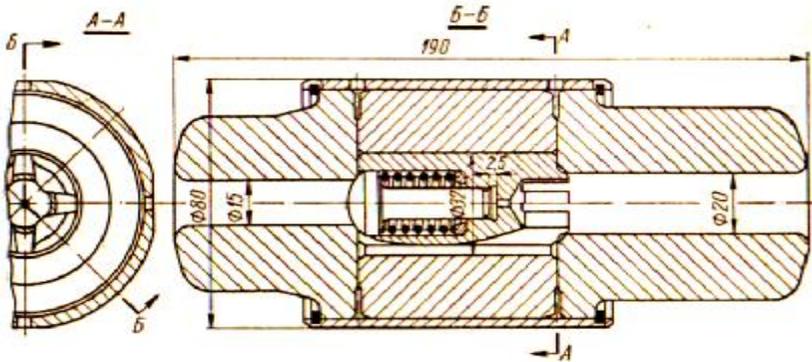


Рис. 8. Тарельчатый клапан цилиндра сверхвысокого давления ( $p = 220 \text{ Мн/м}^2$ )

высоких давлений. На рис.8. показан клапан на давление 220 МПа. В этой конструкции дросселирование газа, вытесняемого хвостовиком через калиброванное отверстие в направляющей вставке, ослабляет удары при движении клапана. В компрессорах, работающих при низких температурах нагнетаемого газа и давления до 3 МПа, применяются грибовые клапаны из капрона. Антифрикционные свойства и малая масса грибков обеспечивают хорошую работу клапана.

Для малых компрессоров высокого давления применяют сферические тарельчатые клапаны – ТК (рис.9). Тарелка клапана, штампованная из листа, имеет сферическую опорную поверхность, а седло – закругленную уплотняющую кромку. Необходимая величина проходного сечения может быть достигнута установкой ряда клапанов.

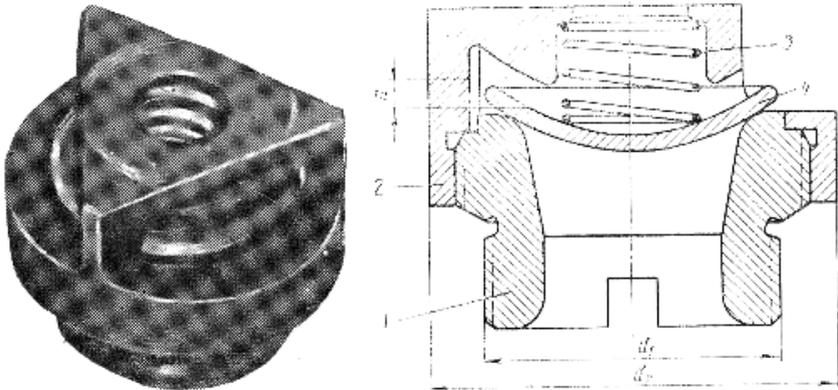


Рис.9.Клинов тарельчатый ТК:

1 – седло; 2 – розетка; 3 – пружина; 4 – тарелка

## 7.2. Пластинчатые клапаны

Пластинчатые клапаны в зависимости от формы пластины разделяются на дисковые, кольцевые, полосовые. На рис.10 показан самодействующий кольцевой клапан с точечными пружинами (типа КТ). Эти клапаны предназначены для эксплуатации в воздушных и газовых компрессорах производительностью свыше  $0,17 \text{ м}^3/\text{с}$ , частотой вращения  $12,5 \text{ 1/с}$ . Максимальная разность давлений в клапане составляет до  $1 \text{ МПа}$ . Клапаны выполняются всасывающими (ВКТ) и нагнетательными (НКТ). Состоит клапан из седла, ограничителя подъема, кольцевых пластин, точечных пружин и шпильки с гайкой. Седло и ограничитель имеют форму концентрических колец, соединенных радиальными ребрами. В зависимости от площади проходного сечения седла клапан выполняется с двумя, тремя и четырьмя кольцевыми проходами для газа. Пластины кольцевой формы установлены между седлом и ограничителем подъема и центрируются выступами на ограничителе. Пластины двойные: со стороны седла – рабочая, со стороны ограничителя – демпферная. По конструктивному исполнению и технологии изготовления пластины одинаковы. Точечные пружины установлены в гнездах ограничителя подъема, каждая пружина действует на две соседние пластины. В зависимости от количества кольцевых проходов устанавливаются от трех до шести пружин.

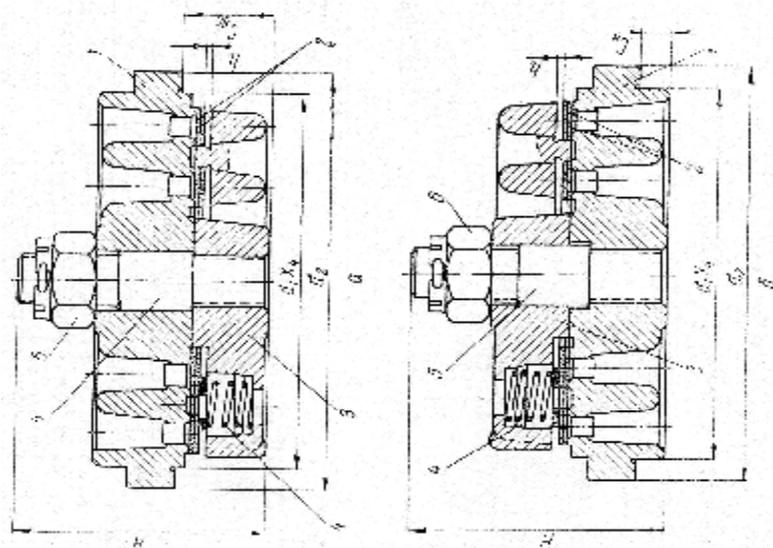
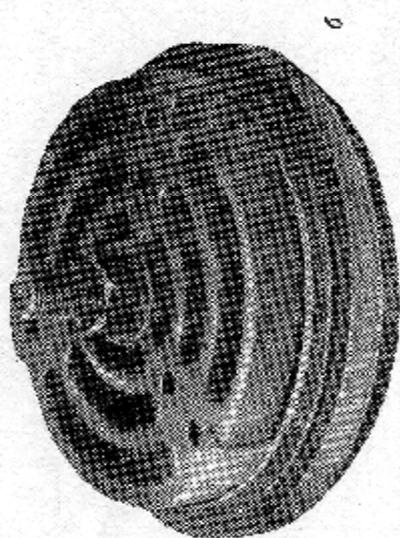
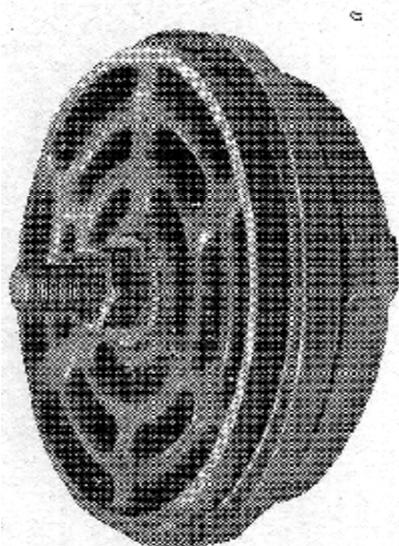


Рис.10. Клапан ковшей КТ.

а — вскрывающий; б — нагнетательный  
 1 — корпус; 2 — нагнетатель; 3 — осевый штифт; 4 — штифт; 5 — штифт; 6 — штифт



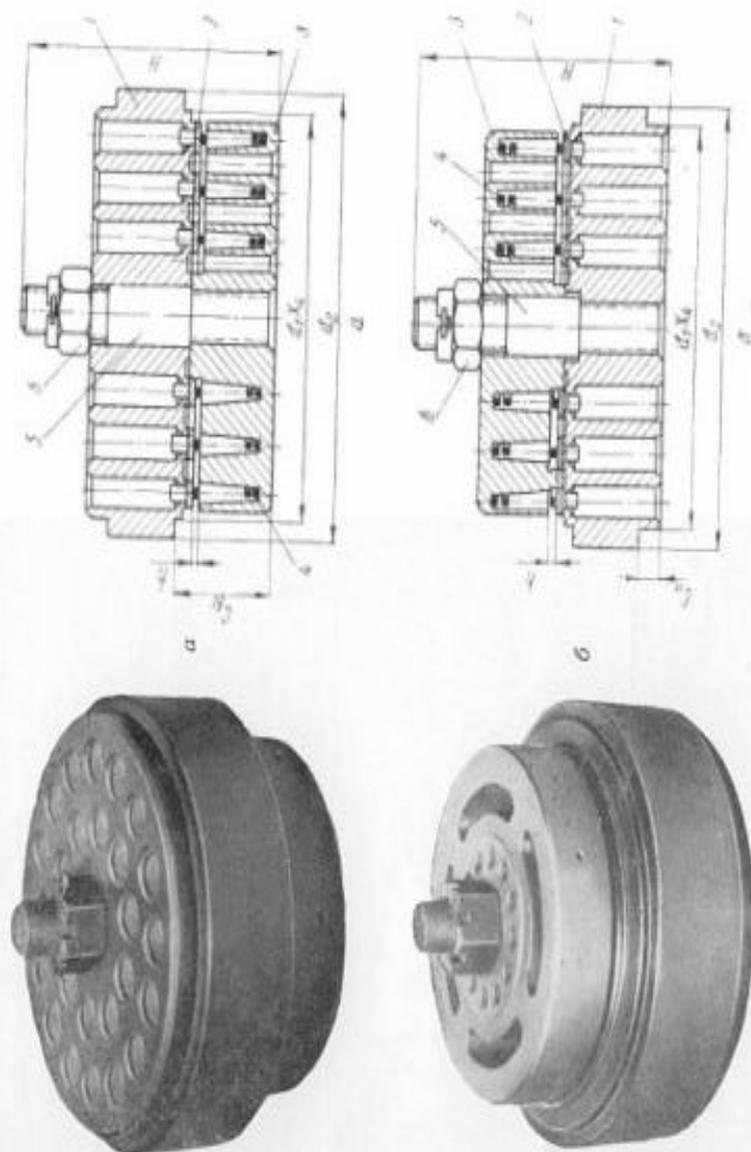


Рис.11. Клапан кольцевой КК:

а — всасывающий; б — нагнетательный  
 1 — седло; 2 — пластина; 3 — ограничитель подъема; 4 — пружина; 5 — шпилька; 6 — гайка

Ограничитель подъема крепят к седлу шпилькой с гайкой. Шпильку всасывающего клапана вворачивают в ограничитель подъема, а нагнетательного - в седло, чтобы при установке клапана в цилиндр шпильки с гайкой были обращены наружу. Конец шпильки расклепан для предотвращения протечки газа по резьбе. Пример условного обозначения: «Клапан ВКТ 180-2,0-1,0-5500» расшифровывается так: всасывающий кольцевой с точечными пружинами, посадочный диаметр  $\varnothing=180$  мм, высота подъема пластины  $h=2$  мм, максимальная разность давлений  $\Delta p=1,0$  МПа, приведенное усилие пружины  $5500 \text{ Н/м}^2$ .

На рис.11 показан кольцевой клапан с концентрическими пружинами типа КК. Такие клапаны предназначены для газовых и воздушных компрессоров, производительностью выше  $0,33 \text{ м}^3/\text{с}$  и  $n=12,5 \text{ 1/с}$ , а так же для быстроходных компрессоров с производительностью до  $0,33 \text{ м}^3/\text{с}$  и  $n=25 \text{ 1/с}$ . Максимальная разность давлений на клапан составляет 25 МПа. В этих клапанах применены концентрические пружины, которые устанавливаются в ограничителе подъема так, чтобы усилие каждой пружины распределялось равномерно на одну пластину. Технические характеристики клапанов ТК и КК приведены в приложении.

Дисковые клапаны выполняются с однопроходным или многопроходным седлом и клапанной пластиной в виде диска, снабжённого дуговыми окнами для прохода газа. Седло таких клапанов и ограничитель подъема состоят из концентрических колец, соединенных радиальными ребрами. Ограничители подъема крепятся к седлу с помощью шпильки, которая ввинчена в ограничитель подъема у всасывающего клапана и в седло – у нагнетательного. Некоторые разновидности дисковых клапанов показаны на рис.12 а, б, в. В конструкциях на рис.12 а, б пластина зажата в центре между седлом и ограничителем и представляет собой ряд концентрических колец, соединенных радиальными перемычками. Над клапанной пластиной располагается несколько демпфирующих пластин, предназначенных для смягчения удара об ограничитель. Второе от центра кольцо пластины в двух местах разрезано и сфрезеровано на меньшую толщину, что позволяет пластине пружинить при движении на высоту подъема клапана. Высота подъема пластин равна толщине дистанционных колец. Пружины 4 на рис.12а, прогибая пластину 3 на толщину кольца 2, прижимают ее к седлу с небольшим предварительным усилием. Демпфирующие пластины в закрытом клапане располагаются свободно между седлом и ограничителем. При открытии клапана пластина сначала преодолевает усилие пружин 4 и ударяется о демпфирующие пластины 6, при этом скорость подъема гасится. После этого пластина поднимается, преодолевая усилие пружин 4 и 7, что благоприятно сказывается с точки зрения удара пластины об ограничитель.

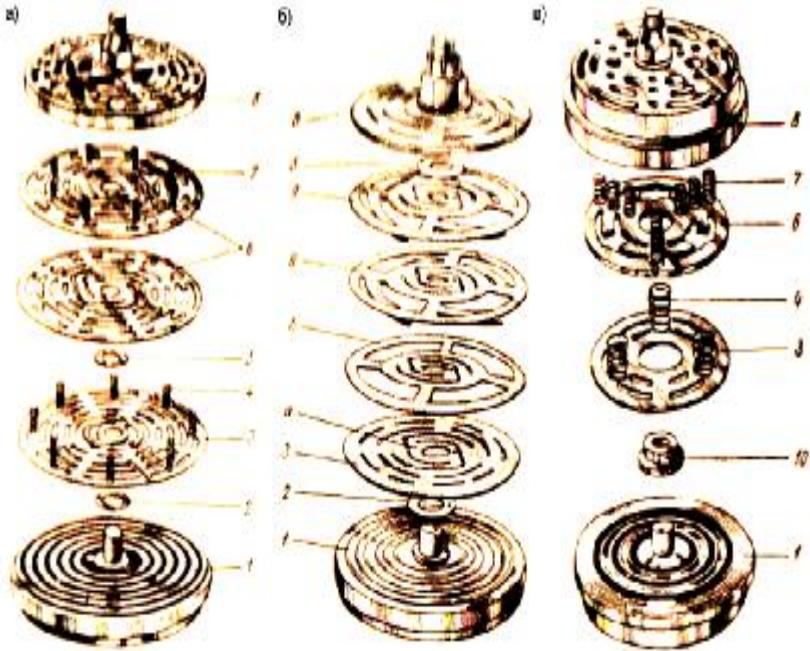


Рис. 12. Дискные клапаны с зажатыми (а и в) и скользящими (б) пластинами :

1 — седло; 2 — нижнее дистанционное кольцо; 3 — клапанная пластина; 4 — закрывающая пружина; 5 — верхнее дистанционное кольцо; 6 — демпфирующая пластина; 7 — демпфирующая пружина; 8 — ограничитель подъема; 9 — пружинная пластина; 10 — направляющее кольцо

В дисковых клапанах на рис.12б кольца буферных пластин прорезаны и отогнуты, и выполняют роль плоских пружин, цилиндрические пружины отсутствуют. В клапанах на рис.12в клапанная пластина не зажата центре, а имеет возможность скользить вдоль ступенчатого направляющего кольца 10. При подъеме пластины сначала вступают в работу пружины 4, после соприкосновения с демпфирующей пластиной вступает в работу и пружина 7. Таким образом, сопротивление перемещению пластины при подходе к ограничителю увеличивается, что позволяет избежать ударного соприкосновения пластины и ограничителя.

В практике компрессоростроения часто применяются комбинированные клапаны, объединяющие в себе всасывающий и нагнетательный. Такой клапан показан на рис.13. Всасывающий газ поступает через радиальные сверления 1 в глубокую кольцевую канавку 2 над пластиной 3 и далее по отверстиям 4 и 5 входит в цилиндр. По осевым отверстиям 6 газ выходит из цилиндра при нагнетании.

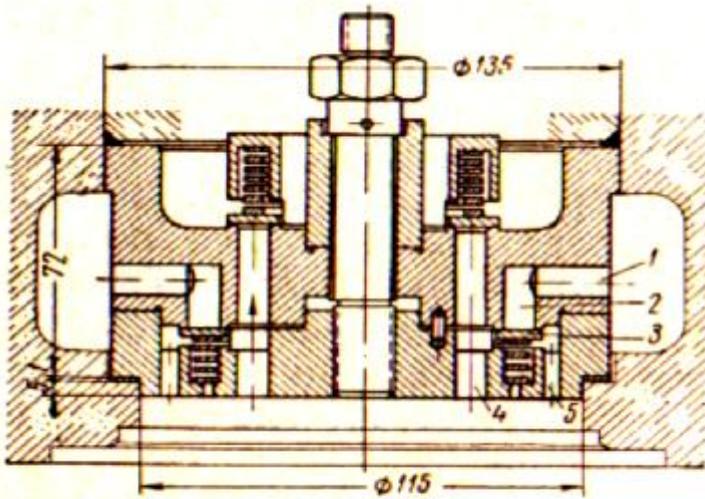


Рис. 13 Комбинированный клапан  
на  $20 \text{ Мн/м}^2$

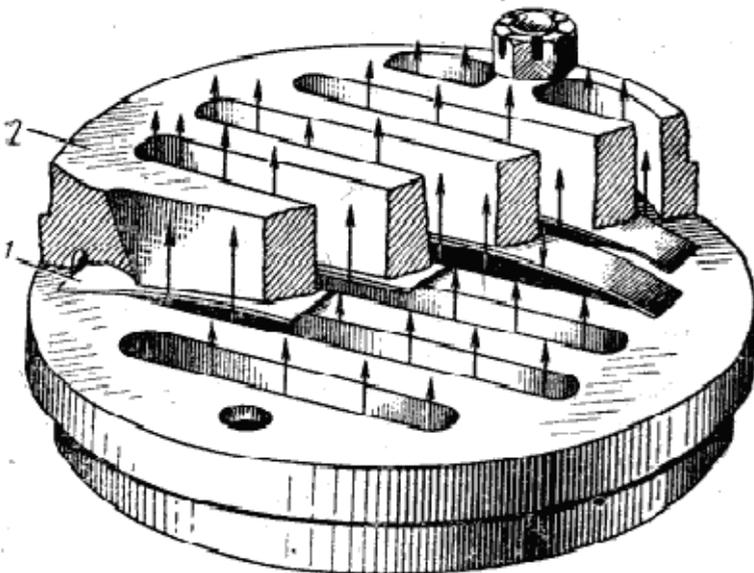


Рис. 14. Клапан полосовой.

На рис. 14 показан полосовой клапан, выполненный с пружинящимися пластинами, которые имеют форму прямоугольных полос. В свободном состоянии они прилегают к седлу, а под давлением газа выгибаются по дуге углублений, выполненных в ограничителе подъема. Концы самопружинящихся пластин находятся в направляющих гнездах, для предохранения от продольного сдвига служат шпонки или планки. Изготовление пластин для полосовых клапанов проще, чем для кольцевых, но материал должен обладать более высокими упругими свойствами. Высоту подъема в средней части пластины по соображениям долговечности приходится выбирать небольшой, поэтому необходимо выбирать пластины малой ширины, но увеличивая их число при этом.

В форме полосы выполнены пластины и в прямооточных клапанах. Принципиальная разница между прямооточными клапанами и клапанами, рассмотренными выше, заключается в том, что в прямооточных клапанах клапанная пластина перекрывает потоки газа в направлении его движения (рис.15), а не перпендикулярно, как в выше рассмотренных.

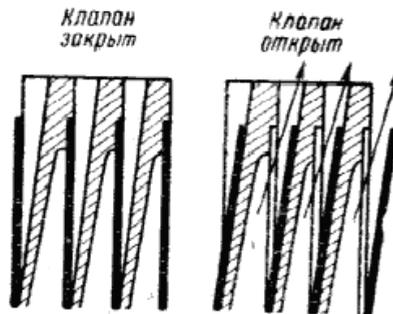


Рис.15. Принципиальная схема прямооточного клапана.

Прямооточные клапаны для поршневых компрессоров разработаны в ЛенХИММАШе и выполняются трех разновидностей: комбинированные прямоугольные, комбинированные круглые и индивидуальные круглые (рис.16а,б,в,г). Клапаны первых двух разновидностей предназначены для бескрейцкопфных компрессоров. Индивидуальные круглые клапаны предназначены для компрессоров средней и большой производительности преимущественного крейцкопфного типа. Прямооточные индивидуальные клапаны собраны из однотипных элементов, состоящих из седла и примыкающей к нему упругой пластины. Независимо от диаметра эти клапаны имеют высоту 65 мм. Седло (Рис.17) изготавливают из алюминиевого сплава.

Рис 16а. Прямоточный кожух  
бинированный круглый кожух:

1 — боковая лента; 2 — герметизирующее кольцо; 3 — седло; 4 — стяжные кольца; 5 — седло двухстороннее; 6 — планка; 7 — стяжная планка

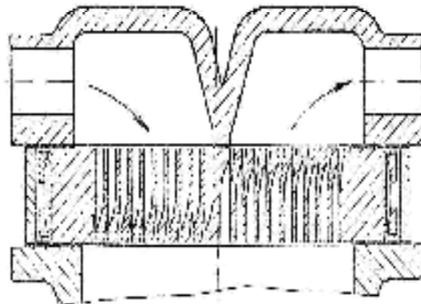
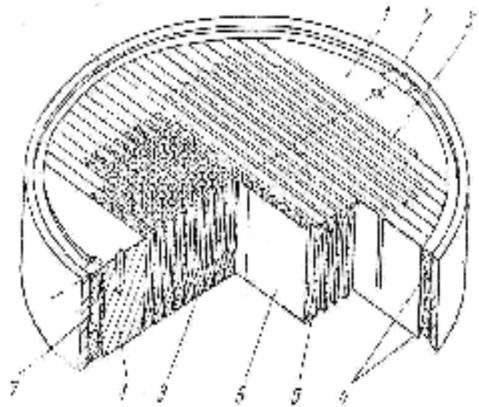


Рис 16б. Расположение комбинированного кожуха между цилиндром и крышкой

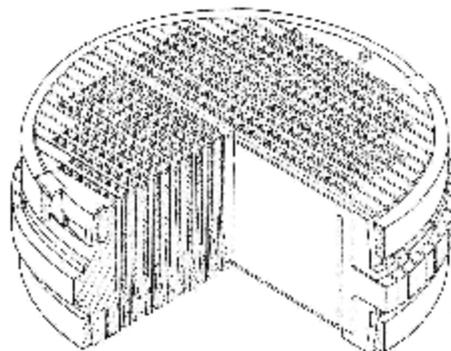


Рис 16в. Кожух проточный надвижной круглый

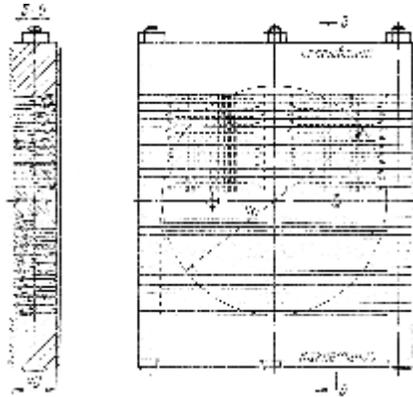


Рис.16г. Прямоугольный комбинированный клапан.

Пластина выполнена из тонкой стальной пружинящей ленты, масса ее намного меньше, чем у пластин других клапанов. Толщина пластины выбирается в зависимости от ее высоты: при высоте 40 мм толщина равна 0,2 или 0,3 мм; при высоте 60 мм – 0,3 или 0,4 мм. Толщина пластины ограничивает область применения прямоточных клапанов по перепаду давления не выше 4,0 МПа. При больших перепадах давления пластины

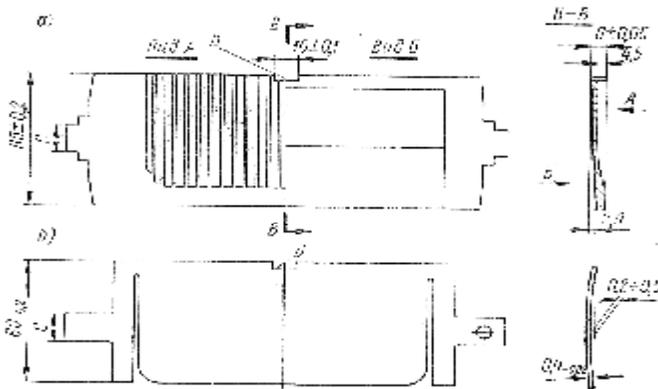


Рис.17. Седло (а) и пластина (б) в разрезе сего прямоточного клапана

указанных толщин разрушаются, а увеличение толщины приводит к увеличению жесткости и быстрому выходу из строя из-за появления усталостных трещин. Пластина зажимается по П-образному контуру между соседними седлами. Прорезы у концов пластин дают возможность ее средней не зажатой части – «языку»- свободно отгибаться. Пластины могут выполняться двух, трех языковыми. Толщина седел всех клапанов одинакова и равна 6мм. На рабочей поверхности (сторона А) седло имеет ячейки, которые

разделены перемычками, и служат проточными каналами. На тыльной стороне (сторона Б) имеется широкое углубление – ниша с клиновидным скосом, куда отгибается пластина при открытии клапана. Профиль клиновидного скоса близок к профилю пластины при ее изгибе. Каналы седла имеют переменную глубину с сужением к выходу газа. На рис.18. показаны отработанные пластины.

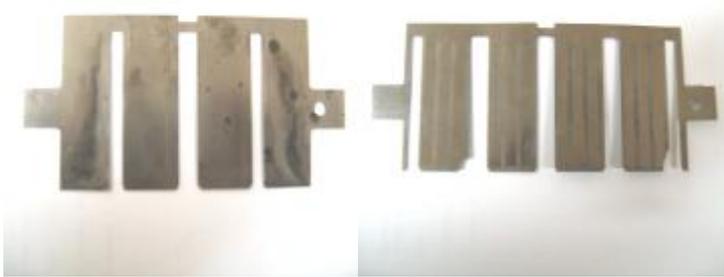


Рис.18 Отработанные пластины.

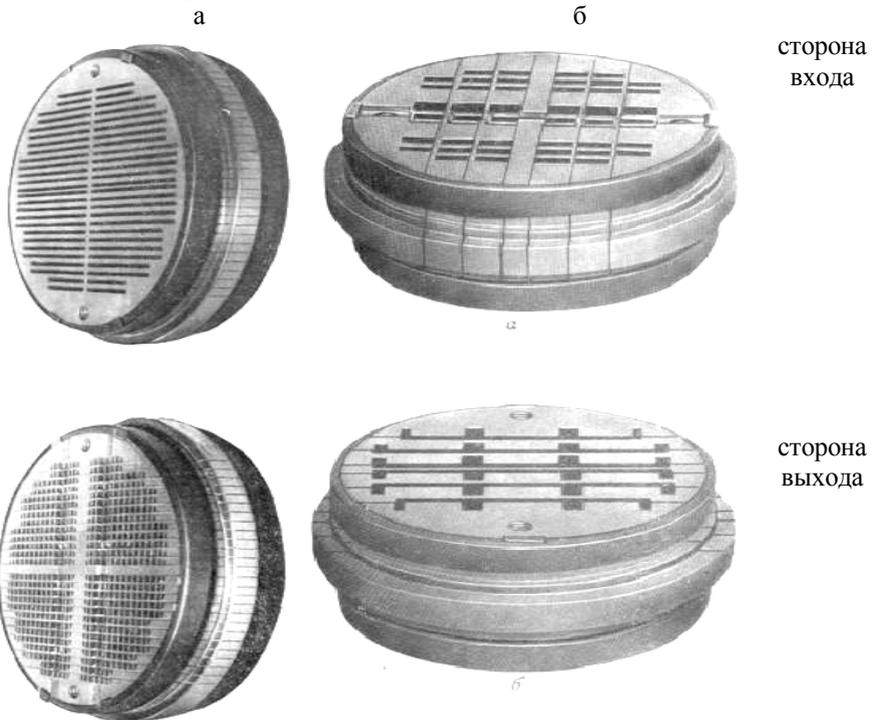


Рис.19. Прямоточные клапана: а) типа ПИК; б) типа ПИКА.

Благодаря прямому току газа, рациональной форме проточного клапана, увеличенному проходному сечению, эквивалентная площадь проточного клапана в 2,0÷2,5 раза больше, что даёт 4÷6 – кратное снижение потерь энергии. Помимо уменьшения потерь энергии прямоточные клапаны увеличивают производительность компрессоров. Этому способствует большая плотность каналов, малая потеря давления к концу всасывания, меньший нагрев газа, меньший мертвый объем. Прямоточные клапаны действуют, практически, совершенно бесшумно. Вследствие малой массы и большой площади пластин они быстро открываются. Прямоточные клапаны выполняются различных диаметров до 320 мм на перепад давления до 4 МПа и применяются при любых частотах вращения. Уплотнение индивидуального проточного клапана в гнезде цилиндра осуществляется мягкой прокладкой. Седла и пластины клапанов изготавливаются индивидуально, после сборки клапаны не нуждаются в окончательной механической обработке. Все это упрощает сборку новых клапанов и замену изношенных деталей при ремонтах. Один и тот же клапан может служить в качестве всасывающего и нагнетательного. Глубина гнезда в цилиндре под всасывающие и нагнетательные клапаны одинакова. Срок службы клапанов уменьшается при увеличении запылённости газов.

На рис.19 представлены общие виды прямоточных клапанов. Пример условного обозначения проточного, индивидуального, круглого клапана с посадочным размером  $\varnothing 125$  мм для максимального перепада давления  $\Delta P=2,5$  МПа: «Клапан ПИК 125-2,5».

## 8. МАТЕРИАЛЫ ДЕТАЛЕЙ КЛАПАНОВ

Клапаны работают в условиях ударной нагрузки, поэтому к материалам их деталей предъявляют высокие требования. Материалом для седел клапанов служит:

- при перепаде давлений до 4,0 МПа - чугуны СЧ 21, СЧ 32 и магниевый;
- при перепаде свыше 4,0 МПа - стали 45 и 40Х;
- при высоких и сверх высоких перепадах давлений - сталь 30 ХМА и специальные высоколегированные стали.

Уплотняющие кромки стальных седел подвергаются закалке ТВЧ до HRC 35-40. Ограничители подъёма пластины отливают из чугунов тех же марок, что и седла, или изготавливают из стали 40Х. Седла проточных клапанов отливают из алюминиевого сплава АЛ14В, для клапанов с повышенным перепадом давлений и больших диаметров изготавливают из стали 35, 40, 45. Класс шероховатости поверхности уплотняющих кромок седел кольцевых и дисковых клапанов должен быть не ниже 9а.

Материалом для пластин кольцевых и дисковых клапанов служит листовая сталь X15H9Ю, 3X13, 30XГСА при этом на поверхности не допускается наличие волосовин, закатов, расслоений. В заготовке металла перед прокатом проверяют ультразвуком отсутствие в ней внутренних пороков. Изготовление пластин производят штамповкой с припуском на механическую обработку. В процессе шлифования на поверхности пластины возникают растягивающие напряжения до 200 МПа. Эти напряжения, а также риски, возникающие при шлифовании, особенно опасны, если они направлены по радиусу пластины. Поэтому после чистового шлифования пластины проходят повторный отпуск для снятия этих напряжений. При проведении любой термообработки пластины размещают в зажимные приспособления. Затем пластина поступает на виброгалтовку во вращающиеся барабаны, где происходит удаление заусенцев, снятие острых кромок, наклеп рабочей поверхности. В результате повторного отпуска поверхностные напряжения от шлифовки уменьшаются в 3 раза, а после голтовки полностью снимаются. Класс шероховатости поверхности пластины после виброголотки не ниже 8в. В качестве материала для пластин кольцевых и дисковых клапанов применяют сплавы титана, пластины из него менее массивны.

В последние годы для изготовления пластин кольцевых и дисковых клапанов применяют стеклопластики, текстолит, нейлон при этом толщину пластины выбирают в двое большей, чем из стали. Пластины из этих материалов легче, менее подвержены разрушениям при ударах, коррозионно-устойчивы, удовлетворительно работают при газах запылённых или выделяющих смолистые осадки. Но эти материалы не пригодны для эксплуатации при температуре выше 120 °С. Запорные органы тарельчатых клапанов сверхвысокого давления выполняют из стали 20X2H4A, имеющей  $\sigma_B = 1200$  МПа,  $\sigma_T = 960$  МПа, HB 350 (после цементации).

Для изготовления пластин полосовых и прямоточных клапанов применяется пружинная термообработанная лента из сталей 70C2XA, У8А, У10А. Хороший результат даёт применение ленты из нержавеющей стали X15H9Ю. Высокая надёжность пластины достигается сочетанием высокой механической прочности с противокоррозионной стойкостью. Важнейшим требованием к ленте для пластин, особенно прямоточных клапанов, является ее плоскостность, рулонность и пропеллерность ленты недопустимы. Для prolongации срока службы пластин важно, чтобы сошлифованные кромки ленты были тщательно закруглены. Выполнение поперечных порезов в пластинах прямоточных клапанов рекомендуется производить анодно-механическим способом или штамповкой с последующей электролитической обработкой в специальных станках для удаления заусенцев и скругления кромок.

Клапанные пружины изготавливают из пружинной стали 50XФА или 65C2BA, путём холодной навивки отожженной проволоки. Навитые пружины

ны подвергаются нормализации, окончательной закалке с последующим отпуском. Иногда на окончательной стадии применяют дробеструйную обработку. Для повышения коррозионной стойкости на пружины наносят фосфатлаковые покрытия. Для работ в среде агрессивных газов применяют пружины из бериллиевой бронзы или из стали 10X18H9T.

### 9. СОПОСТАВЛЕНИЕ КЛАПАНОВ

Для сопоставления клапанов с целью выбора их для конкретного компрессора следует учитывать их эквивалентную площадь, величину мертвого пространства, плотность и долговечность. Кроме того, необходимо принимать в расчёт трудоёмкость изготовления клапанов.

Недостаток места расположения клапанов, особенно на цилиндрах низкого давления, является главной причиной, ограничивающей повышение быстроходности компрессора, а у быстроходных компрессоров, вызывающей большие потери энергии в клапанах. В связи с этим при сравнении и оценке различных клапанов важную роль играет критерий  $\Phi$  – коэффициент использования площади клапана:

$$\phi = \Phi / F, \quad (9.1)$$

где  $\Phi$  – эквивалентная площадь клапанов, м;

$F$  – площадь клапанного гнезда по внутреннему контуру прокладки, м.

Эти показатели для нагнетательных клапанов выбираются из паспортов или таблиц на клапаны (смотри приложения). Величина эквивалентной площади клапана  $\Phi$  определяет пропускную способность узла. Для вновь разрабатываемых клапанов она определяется экспериментально с учетом следующих соотношений:

$$\Phi = af = f / \sqrt{\beta} \quad , \quad (9.2)$$

где  $a = 1/\sqrt{t}$  - коэффициент расхода;

$f$  – площадь прохода в некотором сечении дросселирующего узла, выбранного в качестве определяющего, м<sup>2</sup>;

$\beta$  - коэффициент сопротивления, отнесенный к определяющему сечению.

Значение  $\Phi$  для различных клапанов лежат в пределах от 0.1 до 0.26, чем выше  $\Phi$ , тем совершеннее клапан. Наиболее высокие значения  $\Phi$  соответствует прямоточным, затем дисковым клапанам.

Следующим критерием при сопоставлении различных клапанов является объём мёртвого пространства, который так же следует относить к эквивалентной площади клапана. Определяемое таким образом линейное мёртвое пространство клапана равно:  $H_M = V_M/\Phi$ ,

где  $V_M$  - объем мертвого пространства клапана,  $m^3$ . Он может быть различным у нагнетательных и всасывающих клапанов одного размера. Малая величина  $H_M$  является важным преимуществом конструкции клапанов.

Плотность клапанов зависит от качества изготовления. Например, при длительном хранении вследствие остаточных напряжений седла и пластины могут деформироваться и клапан потеряет первоначальную плотность.

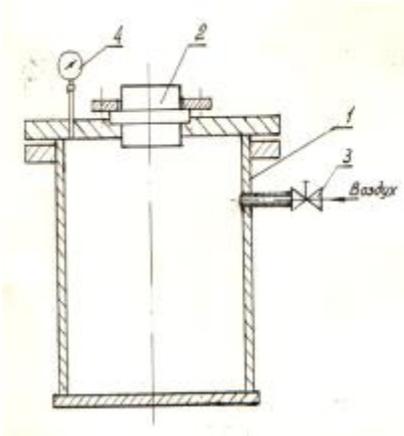


Рис.20 Установка для проверки плотности клапана:

1 - емкость; 2 - клапан; 3 - вентиль;  
4 - манометр.

Наиболее рациональным способом контроля плотности является пневматический способ. Предназначенная для этого установка (рис.20), состоит из тарированной ёмкости (~100 л) 1 с гнездом для закрепления клапана 2, подлежащего контролю. Подвод воздуха производится через вентиль 3, запираемый после заполнения емкости. Контроль осуществляется по манометру 4 путем отсчета времени снижения давления в емкости, которое происходит вследствие утечек через зазоры в закрытом клапане. Емкость заполняют воздухом под давлением  $0.6 \div 0.8 \text{ МН/м}^2$  и фиксируют по манометру время падения давления с  $0.4 \text{ МН/м}^2$  до  $0.2 \text{ МН/м}^2$ . Прямоточный клапан считается годным, если время падения давления будет не ниже приведенного в таблице.

Вообще критерий плотности закрытого клапана определяется из выражения:

$$t = A \cdot ((B \cdot V) / (d \sum \sqrt{T})), \quad (9.3)$$

где  $t$  – время падения давления, сек;

$$A = 0.435 \cdot (\text{сек} \cdot \text{град}^{0.5}) / \text{м};$$

$B$  – коэффициент, вычисляемый по уравнению:

$$B = (P_1/P_2)^{(K-1)/2} - 1, \quad (9.4)$$

- где  $P_1$  - давление воздуха в сосуде в момент начала отсчёта времени;  
 $P_2$  – давление в сосуде в момент окончания отсчета времени;  
 $V$  – объём емкости,  $m^3$ ;  
 $\delta$  - условный зазор между седлом и пластиной в закрытом состоянии клапана, принимается равным  $2 \cdot 10^{-6}$  м;  
 $\Sigma$  - сумма периметров щелей истечения, подсчитывается для каждого конкретного клапана, м;  
 $T$  – температура воздуха в емкости,  $^{\circ}K$ .

Полученное значение плотности заносится в технические условия на поставку клапана.

Посадочный диаметр клапана, мм	Критерий плотности, с
70	55
85	
100	
110	50
125	40
140	30
150	25
155	40
165	18
180	15
200	12
220	10
250	8
265	7
320	5

#### Список рекомендуемой литературы

1. Френкель Н.И. Поршневые компрессоры. – Л.: Машиностроение, 1969.- 744 с.
2. Пластинин П.И. Теория и расчет поршневых компрессоров. – М.: Агропромиздат, 1987-272 с.
3. Кондратьев Т.Ф., Исаков В.П. Клапаны поршневых компрессоров. – Л.: Машиностроение, 1983-158 с.
4. Самодействующие клапаны поршневых компрессоров Каталог.- М.: ЦЕНТИХИМНЕФТЬМАШ, 1974 – 15с.

ПРИЛОЖЕНИЯ

**ТЕХНИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА КЛАПАНОВ ПИК**

Обозначение клапана	Диаметр, мм		Площадь (не менее), см <sup>2</sup>		Объем мертвого пространства клапана V, см <sup>3</sup>		Вес*, кг
	посадочный d <sub>1</sub>	наружный d <sub>2</sub>	эквивалентная φ	прохода в седле F <sub>c</sub>	всасывающего	нагнетательного	
<b>При наибольшей разности давлений на клапан 4 кг/см<sup>2</sup> (0,4 МПа)**</b>							
ПИК 110-0,4А	110	122	11,6	16,7	51	76,4	1,5
ПИК 125-0,4А	125	137	16,4	23,2	71	106	1,9
ПИК 140-0,4А	140	155	21	29,8	87,6	136,4	2,4
ПИК 150-0,4А***	150	162	26	37,2	110,5	168,2	2,5
ПИК 155-0,4А***	155	168	26	37,2	110,5	168,2	2,8
ПИК 165-0,4А***	165	177	34,8	48,4	142,8	218,2	3,2
ПИК 180-0,4А	180	195	38	54	155	243	4,5
ПИК 200-0,4А	200	215	39,4	55,8	159	254,6	5,2
ПИК 220-0,4А	220	235	55	78	213	354	6,3
ПИК 250-0,4А	250	265	76,6	108	265	480	7,2
ПИК 265-0,4А***	265	280	87	123	362	554	8,6
ПИК 320-0,4А	320	335	138,7	195,3	553	880	12,8
<b>При наибольшей разности давлений на клапан 6 кг/см<sup>2</sup> (0,6 МПа)</b>							
ПИК 320-0,6А	320	335	138,7	195,3	553	880	12,8
<b>При наибольшей разности давлений на клапан 10 кг/см<sup>2</sup> (1 МПа)</b>							
ПИК 250-1,0А	250	265	76,6	108	265	480	7,2
ПИК 265-1,0А***	265	280	87	123	362	554	8,6
<b>При наибольшей разности давлений на клапан 16 кг/см<sup>2</sup> (1,6 МПа)</b>							
ПИК 180-1,6А	180	195	38	54	155	243	4,5
ПИК 200-1,6А	200	215	39,4	55,8	159	254,6	5,2
ПИК 220-1,6А	220	235	55	78	213	354	6,3
<b>При наибольшей разности давлений на клапан 25 кг/см<sup>2</sup> (2,5 МПа)</b>							
ПИК 110-2,5А	110	122	11,6	16,7	51	76,4	1,5
ПИК 125-2,5А	125	137	16,4	23,2	71	106	1,9
ПИК 140-2,5А	140	155	21	29,8	87,6	136,4	2,4
ПИК 150-2,5А***	150	162	26	37,2	110,5	168,2	2,5
ПИК 155-2,5А***	155	168	26	37,2	110,5	168,2	2,8
ПИК 165-2,5А***	165	177	34,8	48,4	142,8	218,2	3,2
<b>При наибольшей разности давлений на клапан 40 кг/см<sup>2</sup> (4,0 МПа)</b>							
ПИК 110-4,0А	110	122	11,6	16,7	51	76,4	1,5
ПИК 125-4,0А	125	137	16,4	23,2	71	106	1,9

## ТЕХНИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА КЛАПАНОВ ПИК

Обозначение клапана	Диаметр, мм		Площадь, см <sup>2</sup>		Минимальная разность давлений для полного открытия клапана $\Delta P_{откр} \approx 3h/\mu^2$		Объем внутреннего пространства клапана V, см <sup>3</sup>		Масса клапана, кг
	посадочный $d_1$	наружный $d_2$	эжекторный $F_1$	прохода в седеле $F_2$	всасывающего	нагнетательного	всасывающего	нагнетательного	
Для максимальной разности давлений на клапан 0,4 МПа (~4 кг/см <sup>2</sup> )									
ПМК 100-0,4*	100	112*	17,9	19,2	0,0058	0,059	73	98	1,2
ПМК 110-0,4	110	122	19,8	21,5			83	110	1,5
	109,5**	121,5							
ПМК 125-0,4	125	137	27,5	30,6	0,0067	0,068	113	154	1,9
	124,5**	136,5							
ПМК 140-0,4*	140	155	35,2	39,7	0,0066	0,067	143	197	2,4
ПМК 150-0,4	149,5**	162	40,1	46,0			159	225	2,5
	154,5**	167,5							
ПМК 165-0,4	165	175	43,1	49,8	0,0055	0,056	172	244	2,8
ПМК 160-0,4	160	175	49,0	56,6			197	289	2,9
ПМК 185-0,4	185	195	50,3	58,1	0,0059	0,060	203	290	3,2
ПМК 180-0,4	180	195	63,0	66,1			251	323	4,5
	179,5**	194,5							
ПМК 200-0,4*	200	215	81,0	87,3	0,0068	0,069	319	423	5,2
ПМК 220-0,4	220	235	104,7	114,4	0,0057	0,058	409	551	6,3
	219**	234							
ПМК 250-0,4*	250	265	125,5	143,0	0,0055	0,057	500	683	7,2
ПМК 265-0,4	264**	279	154,8	173,7			596	827	8,6
	280-0,4*	280			160,0	181,8	629	879	10,0
ПМК 320-0,4*	320	335	219,0	249,8	0,0055	0,057	890	1173	12,8
	315**	334							
Для максимальной разности давлений на клапан 2,5 МПа (~25 кг/см <sup>2</sup> )									
ПМК 100-2,5*	100	112	17,9	19,2	0,0137	0,140	74	98	1,2
ПМК 110-2,5	110	122	19,8	21,5	0,0136	0,139	84	110	1,5
	109,5**	121,5							
ПМК 125-2,5	125	137	27,5	30,6	0,0134	0,137	114	154	1,9
	124,5**	136,5							
ПМК 140-2,5*	140	155	35,2	39,7	0,0133	0,136	144	197	2,4

Продолжение

Обозначение клапана	Диаметр, мм		Площадь, см <sup>2</sup>		Максимальная разность давлений для полного открытия клапана $\Delta P_{п.о.}$ , МПа/ат		Объем мертвого пространства клапана $V$ , см <sup>3</sup>		Масса клапана, кг
	последний $d_4$	наружный $d_1$	электрон-легкая $\Phi$	прохода в седле $F_c$	всасывающего	нагнетательного	всасывающего	нагнетательного	
ПНК 150-2,5	149,5**	162	40,1	46,0	0,0132	0,134	161	225	2,5
ПНК 155-2,5	154,5**	167,5	43,1	49,8	0,0131	0,133	173	244	2,8
ПНК 160-2,5	160	175	49,0	56,6			199	289	2,9
ПНК 165-2,5	164,5**	176,5	50,3	58,1			204	290	3,2
ПНК 180-2,5	180	195	63,0	66,1	0,0140	0,142	253	323	4,5
	179,5**	194,5							
ПНК 200-2,5*	200	215	81,0	87,3	0,0137	0,140	321	423	5,2
ПНК 220-2,5	220	235	104,7	114,4	0,0135	0,138	412	551	6,3
	219**	234							
Для максимальной разности давлений на клапан 1,0 МПа/ат (~10 кг/см <sup>2</sup> )									
ПНК 250-1,0*	250	265	129,5	143,0	0,0135	0,138	504	683	7,2
ПНК 255-1,0	254**	279	154,8	173,7	0,0133	0,136	600	827	8,6
ПНК 280-1,0*	280	295	180,0	181,8	0,0132	0,134	633	879	10,0
ПНК 320-1,0*	320	335	219,0	240,8			896	1173	12,8
	319	334							

## ТЕХНИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА КЛАПАНОВ ВКТ-НКТ

Обозначение клапана		Диаметр, мм		Паталла, мм			Объем мертвого пространства клапана V, дм <sup>3</sup>		Шаровая прокладка в сборе, мм	Плотность материала шарика, кг/м <sup>3</sup>	Глубина посадки шарика в седло, мм	Диаметр клапана H, мм	Коэффициент сопротивления пропуску Kvs	Знач. Kvs
исполняющего	исполнительного	наружная d <sub>1</sub>	внутренняя d <sub>2</sub>	общая φ	прохода		в седле V <sub>с</sub>	в трубе V <sub>т</sub>						
					в седле V <sub>с</sub>	в трубе V <sub>т</sub>								
ВКТ 100-1,5-1,0	НКТ 100-1,5-1,0	100	112	7,7	34,9	14,9	84	81	73	6	1,5	24	75	1,7
ВКТ 100-2,0-1,0	НКТ 100-2,0-1,0			9,3							88	24,5		
ВКТ 100-2,5-1,0	НКТ 100-2,5-1,0			10,7							88	25		
ВКТ 100-3,0-1,0	НКТ 100-3,0-1,0	110	122	11,9	32,4	21,1	100	92	92	7	3	25,5	90	2,1
ВКТ 110-1,5-1,0	НКТ 110-1,5-1,0			9,2							92	24		
ВКТ 110-2,0-1,0	НКТ 110-2,0-1,0			11,3							96	24,5		
ВКТ 110-2,5-1,0	НКТ 110-2,5-1,0	125	137	13	42,3	28,9	150	130	130	8	2,5	25	80	2,6
ВКТ 110-3,0-1,0	НКТ 110-3,0-1,0			14,5							104	25,5		
ВКТ 110-3,5-1,0	НКТ 110-3,5-1,0			15,8							108	29,5		
ВКТ 125-2,0-1,0	НКТ 125-2,0-1,0	140	156	13,2	50,9	35,7	156	172	172	6	2	26,5	85	3,5
ВКТ 125-2,5-1,0	НКТ 125-2,5-1,0			15,7							145	24,1		
ВКТ 125-3,0-1,0	НКТ 125-3,0-1,0			17							150	28,9		
ВКТ 125-3,5-1,0	НКТ 125-3,5-1,0	150	162	19,5	53,1	47,4	208	212	212	8	3,5	28	90	4,5
ВКТ 125-4,0-1,0	НКТ 125-4,0-1,0			20,4							162	38,6		
ВКТ 140-1,5-1,0	НКТ 140-1,5-1,0			15							187	33,7		
ВКТ 140-2,0-1,0	НКТ 140-2,0-1,0	165	177	18	75,4	61,2	203	232	232	7	2	28,5	95	5,6
ВКТ 140-2,5-1,0	НКТ 140-2,5-1,0			20,5							201	39,5		
ВКТ 140-3,0-1,0	НКТ 140-3,0-1,0			23,3							208	47,4		
ВКТ 150-2,0-1,0*	НКТ 150-2,0-1,0*	165	177	20,5	85,1	70	212	212	212	8	2	27,5	100	7,5
386-676-000	386-677-000			170							212	35,4		
ВКТ 155-2,0-1,0*	НКТ 155-2,0-1,0*			168							212	35,4		
386-676-000-M	386-677-000-M	180	193	23,1	105,5	89,3	200	224	224	7	2	28,5	105	8,6
ВКТ 160-2,0-1,0	НКТ 160-2,0-1,0			26,8							284	43,7		
ВКТ 160-2,5-1,0	НКТ 160-2,5-1,0			28,6							294	52,5		
ВКТ 160-3,0-1,0	НКТ 160-3,0-1,0	195	215	32,1	121	100	215	215	215	8	3,5	30	110	9,5
ВКТ 160-3,5-1,0	НКТ 160-3,5-1,0			34,5							203	61,2		
ВКТ 160-4,0-1,0	НКТ 160-4,0-1,0			34,5							203	70		
ВКТ 165-3,0-1,0-M	НКТ 165-3,0-1,0-M	200	215	23,1	121	100	215	215	215	8	3	29,5	115	10,5
ВКТ 180-1,5-1,0	НКТ 180-1,5-1,0			23,4							314	38,2		
ВКТ 180-2,0-1,0	НКТ 180-2,0-1,0			29							325	51		
ВКТ 180-2,5-1,0	НКТ 180-2,5-1,0	210	225	32,7	135,5	115	225	225	225	7	2,5	30	120	11,5
ВКТ 180-3,0-1,0	НКТ 180-3,0-1,0			37,4							245	75,4		
ВКТ 180-3,5-1,0	НКТ 180-3,5-1,0			41,4							200	89,3		
ВКТ 200-2,0-1,0	НКТ 200-2,0-1,0	220	235	34	151	120	235	235	235	8	2	30,5	125	12,5
ВКТ 200-2,5-1,0	НКТ 200-2,5-1,0			39,4							215	70		
ВКТ 200-3,0-1,0	НКТ 200-3,0-1,0			43,4							215	84		
ВКТ 200-3,5-1,0	НКТ 200-3,5-1,0	240	255	48,5	181	140	255	255	255	8	3,5	31	130	13,5
ВКТ 200-4,0-1,0	НКТ 200-4,0-1,0			56							215	98		
ВКТ 200-4,5-1,0	НКТ 200-4,5-1,0			60							215	100		

## ТЕХНИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА КЛАПАНОВ ВКК-НKK

Обозначение клапана		Диаметр, мм		Площадь, см <sup>2</sup>			Объем мертвого пространства клапана V, см <sup>3</sup>		Число клапанов в клапане N, шт	Ширина клапана с осью D, мм	Глубина засорки клапана, мм	Высота клапана H, мм	Количество шаровых прокладок в клапане	Масса клапана, кг	
исполняемого	каталожного	всего D <sub>к</sub>	внутренний d <sub>к</sub>	номинальная Ф	прохода		всего V <sub>к</sub>	вместо V <sub>к</sub>							
					N осей G <sub>к</sub>	всего F <sub>к</sub>									
Для максимальной разности давлений по клапану 4,0 МПа (~40 кг/см <sup>2</sup> )															
ВКК70-1,5-4,0	НKK70-1,5-4,0			3,55		4,30	38,5		1,5		27,0				
ВКК70-2,0-4,0	НKK70-2,0-4,0	70	79	4,41		5,70	40,0		2,0		27,5				
ВКК70-2,5-4,0	НKK70-2,5-4,0			5,02	11,9	7,10	44,5	30	2,5	7	28,0		75		1,9
ВКК70-3,0-4,0	НKK70-3,0-4,0			5,55		8,50	43,0		3,0		28,5				
ВКК70-3,5-4,0	НKK70-3,5-4,0			5,97		9,00	44,5		3,5		29,0				
ВКК80-2,0-4,0	НKK80-2,0-4,0					5,56		6,70	37,5		2,0		27,5		
ВКК80-2,5-4,0	НKK80-2,5-4,0	80	90	6,51	14,6	8,35	60,0	45	2,5		28,0		80	1	
ВКК80-3,0-4,0	НKK80-3,0-4,0			7,21		10,00	62,0		3,0		28,5				1,4
ВКК80-3,5-4,0	НKK80-3,5-4,0			7,85		11,65	65,0		3,5	8	29,0		10		
ВКК90-2,0-4,0	НKK90-2,0-4,0					6,40		7,85	65,5		2,0		27,5		
ВКК90-2,5-4,0	НKK90-2,5-4,0	90	100	7,52	17,1	9,80	71,0	55	2,5		28,0				
ВКК90-3,0-4,0	НKK90-3,0-4,0			8,30		11,75	75,0		3,0		28,5				
ВКК90-3,5-4,0	НKK90-3,5-4,0			9,05		13,70	76,0		3,5		29,0				
ВКК100-1,5-4,0	НKK100-1,5-4,0					7,41		11,2	91		1,5		30,0		
ВКК100-2,0-4,0	НKK100-2,0-4,0	100	112	8,86	24,7	15,0	95	79	3,0	6	30,5		80		
ВКК100-2,5-4,0	НKK100-2,5-4,0			10,4		18,8	99		2,5		31,0				2,4
ВКК100-3,0-4,0	НKK100-3,0-4,0			11,9		22,6	103		3,0		31,5				
ВКК110-1,5-4,0	НKK110-1,5-4,0					8,7		12,4	126		1,5		34,0		
ВКК110-2,0-4,0	НKK110-2,0-4,0	110	122	10,8		15,5	130		2,0		34,5				
ВКК110-2,5-4,0	НKK110-2,5-4,0			12,3	31	20,6	134	112	2,5		35,0			2	3,0
ВКК110-3,0-4,0	НKK110-3,0-4,0			14,1		24,8	138		3,0		35,5				
ВКК110-3,5-4,0	НKK110-3,5-4,0			14,6		29,0	142		3,5		36,0				
ВКК125-1,5-4,0	НKK125-1,5-4,0					10,7		14,5	156		1,5		34,0		
ВКК125-2,0-4,0	НKK125-2,0-4,0	125	140	13,3	37,4	19,7	161	137	2,0	7	34,5	12	95	4,0	
ВКК125-2,5-4,0	НKK125-2,5-4,0			15,2		24,5	166		2,5		35,0				
ВКК125-3,0-4,0	НKK125-3,0-4,0			16,9		29,5	171		3,0		35,5				
ВКК125-3,5-4,0	НKK125-3,5-4,0			18,3		34,4	176		3,5		36,0				
ВКК140-1,5-4,0	НKK140-1,5-4,0					13,5		22,0	215		1,5		37,0		
ВКК140-2,0-4,0	НKK140-2,0-4,0	140	155	16,2	47,1	29,3	225	210	2,0	6	37,3		105	5,5	
ВКК140-2,5-4,0	НKK140-2,5-4,0			18,9		36,6	235		2,5		38,0				
ВКК140-3,0-4,0	НKK140-3,0-4,0			21,9		43,9	245		3,0		38,5				
ВКК160-1,5-4,0	НKK160-1,5-4,0					16,8		26,2	270		1,5		37,0		
ВКК160-2,0-4,0	НKK160-2,0-4,0	160	175	21,4		34,9	285		2,0		37,5				
ВКК160-2,5-4,0	НKK160-2,5-4,0			24,6	55,2	43,6	290	315	2,5	7	38,0	15	110	3	7,5
ВКК160-3,0-4,0	НKK160-3,0-4,0			27,3		52,3	300		3,0		38,5				
ВКК160-3,5-4,0	НKK160-3,5-4,0			29,0		61,0	310		3,5		39,0				

Продолжение

Обозначение клапана		Диаметр, мм		Площадь, см <sup>2</sup>		Объем вертикального отстойника на 1 м <sup>3</sup> с/м <sup>3</sup>	Высота колоды пластика 0, мм	Шагная прокладка в стыке 0, мм	Глубина колоды отстойника, мм		Длина колоды по 1 м <sup>3</sup>	Количество колод на 1 м <sup>3</sup> при глубине в стыке Масса колоды, кг
восстановительного	заменяемого	внешний D <sub>вн</sub>	внутренний D <sub>вн</sub>	в колоде в стыке в колоде в стыке	в колоде в стыке				в колоде в стыке	в колоде в стыке		
ВКК180-2,0-4,0	ВКК180-2,0-4,0		35,4				2,0					
ВКК180-2,5-4,0	ВКК180-2,5-4,0	180	195	29,6	85,1	49,6	470	2,0				
ВКК180-3,0-4,0	ВКК180-3,0-4,0		32,8			69,5	485	3,0				
ВКК180-3,5-4,0	ВКК180-3,5-4,0		36,8			69,4	500	3,5	6			
ВКК200-2,0-4,0	ВКК200-2,0-4,0		29,2			44,3	565	2,0				
ВКК200-2,5-4,0	ВКК200-2,5-4,0	200	215	34,0	94,5	55,4	580	2,5			3	
ВКК200-3,0-4,0	ВКК200-3,0-4,0		38,5			66,5	595	3,0				4,5
ВКК200-3,5-4,0	ВКК200-3,5-4,0		42,2			77,6	630	3,5				
ВКК220-2,0-4,0	ВКК220-2,0-4,0		36,1			63,8	690	2,0				
ВКК220-2,5-4,0	ВКК220-2,5-4,0	220	235	42,3	119,5	79,7	710	2,5	7			16
ВКК220-3,0-4,0	ВКК220-3,0-4,0		47,5			95,6	730	3,0				
ВКК220-3,5-4,0	ВКК220-3,5-4,0		52,1			111,5	750	3,5				
ВКК250-2,0-4,0	ВКК250-2,0-4,0		44,0			71,0	955	2,0			4	
ВКК250-2,5-4,0	ВКК250-2,5-4,0		51,2			88,5	1000	2,5				
ВКК250-3,0-4,0	ВКК250-3,0-4,0	250	265	58,0	151,0	106,0	1025	3,0	8			23
ВКК250-3,5-4,0	ВКК250-3,5-4,0		63,5			123,5	1050	3,5				
Для максимальной разности давлений на клапан 0,4 МПа (4 - 64 кг/см <sup>2</sup> )												
ВКК70-1,5-6,4	ВКК70-1,5-6,4		3,32			4,30	29	1,5				
ВКК70-2,0-6,4	ВКК70-2,0-6,4	70	79	4,36		5,75	31	2,0				
ВКК70-2,5-6,4	ВКК70-2,5-6,4		4,81		13,2	7,20	33	2,5	7		75	1,2
ВКК70-3,0-6,4	ВКК70-3,0-6,4		5,50			8,65	35	3,0				
ВКК80-2,0-6,4	ВКК80-2,0-6,4		5,05			6,50	38	2,0				
ВКК80-2,5-6,4	ВКК80-2,5-6,4	80	90	5,75	14,6	8,10	50	2,5		10		1,9
ВКК80-3,0-6,4	ВКК80-3,0-6,4		6,35			9,70	52	3,0				
ВКК80-3,5-6,4	ВКК80-3,5-6,4		7,45			10,90	54	3,5	8		80	
ВКК90-2,0-6,4	ВКК90-2,0-6,4		6,10			7,80	58	2,0				
ВКК90-2,5-6,4	ВКК90-2,5-6,4	90	100	6,95	17,0	9,75	60	2,5				2,5
ВКК90-3,0-6,4	ВКК90-3,0-6,4		7,65			11,7	62	3,0				
ВКК90-3,5-6,4	ВКК90-3,5-6,4		8,75			12,90	63	3,5				
ВКК100-1,5-6,4	ВКК100-1,5-6,4		7,5			11,1	69,5	1,5				
ВКК100-2,0-6,4	ВКК100-2,0-6,4	100	112	9,2	34,7	14,8	92,0	2,0	6	31,5	90	3,0
ВКК100-2,5-6,4	ВКК100-2,5-6,4		10,6			18,5	95,5	2,5				
ВКК100-3,0-6,4	ВКК100-3,0-6,4		12,2			22,2	99,0	3,0				
ВКК110-1,5-6,4	ВКК110-1,5-6,4		9,5			12,8	130	1,5				
ВКК110-2,0-6,4	ВКК110-2,0-6,4	110	122	11,8	31,0	17,1	135	2,0			95	4,0
ВКК110-2,5-6,4	ВКК110-2,5-6,4		13,7			21,4	140	2,5				
ВКК110-3,0-6,4	ВКК110-3,0-6,4		15,1			25,7	145	3,0	7	34,5	12	2
ВКК125-1,5-6,4	ВКК125-1,5-6,4		10,7			14,7	151	1,5				
ВКК125-2,0-6,4	ВКК125-2,0-6,4	125	140	13,4	37,4	19,7	150	2,0			100	4,5
ВКК125-2,5-6,4	ВКК125-2,5-6,4		15,3			24,7	161	2,5				
ВКК125-3,0-6,4	ВКК125-3,0-6,4		17,0			29,7	166	3,0				
ВКК140-2,0-6,4	ВКК140-2,0-6,4		15,5			21,1	205	2,0				
ВКК140-2,5-6,4	ВКК140-2,5-6,4	140	155	18,2	45,5	26,4	202	2,5				6,0
ВКК140-3,0-6,4	ВКК140-3,0-6,4		20,5			31,7	209	3,0				
ВКК140-3,5-6,4	ВКК140-3,5-6,4		22,6			37,0	216	3,5				

Обозначение клапана		Диаметр, мм		Плотность, кг/м <sup>3</sup>		Объем		Высота корпуса клапана h, мм	Шероховатость в виде R <sub>a</sub> , мкм	Глубина обработки клапана, мм		Высота клапана H, мм	Нормированная масса привода в сборе	Масса клапана, кг		
исполнитель	исполнитель	расчетный P <sub>с</sub> , МПа	сферич. д., мм	минимальная φ	процедура		исполн. в сборе									
					в сборе P <sub>с</sub>	в сборе φ		исполн. в сборе	исполн. в сборе							
ВКК160-1,5-6,4	НКК160-1,5-6,4		16,9				26,2	260		1,6						
ВКК160-2,0-6,4	НКК160-2,0-6,4	160	175	21,5	66,2		34,9	270	240	2,0	7	37,0	110		8,0	
ВКК160-2,5-6,4	НКК160-2,5-6,4			24,7			43,9	280		2,5		38,0				
ВКК160-3,0-6,4	НКК160-3,0-6,4			27,4			52,3	290		3,0		38,5				
ВКК180-2,0-6,4	НКК180-2,0-6,4			26,0			39,8	440		2,0		41,5				
ВКК180-2,5-6,4	НКК180-2,5-6,4	180	195	30,3	85,1		49,8	450	350	2,5	8	42,0	15	120	3	11,0
ВКК180-3,0-6,4	НКК180-3,0-6,4			34,0			59,6	460		3,0		42,5				
ВКК180-3,5-6,4	НКК180-3,5-6,4			37,6			69,5	470		3,5		43,0				
ВКК200-2,0-6,4	НКК200-2,0-6,4			31,0			44,3	600		2,0		41,5				
ВКК200-2,5-6,4	НКК200-2,5-6,4	200	215	36,2	94,5		55,4	615	420	2,5	8	42,0	130		13,0	
ВКК200-3,0-6,4	НКК200-3,0-6,4			40,5			66,5	630		3,0		42,5				
ВКК200-3,5-6,4	НКК200-3,5-6,4			44,8			77,6	645		3,5		43,0				
<b>Для максимальной разности давлений на клапан 10 МПа (~100 кг/см<sup>2</sup>)</b>																
ВКК110-1,5-10,0	НКК110-1,5-10,0			9,5			12,8	150		1,5		34,0				
ВКК110-2,0-10,0	НКК110-2,0-10,0	110	122	11,8	31,0		17,1	135	115	2,0	7	34,5	100		4,0	
ВКК110-2,5-10,0	НКК110-2,5-10,0			13,7			21,4	140		2,5		35,0				
ВКК110-3,0-10,0	НКК110-3,0-10,0			15,1			25,7	145		3,0		35,5				
ВКК125-1,5-10,0	НКК125-1,5-10,0			10,7			14,7	151		1,5		31,0				
ВКК125-2,0-10,0	НКК125-2,0-10,0	125	140	13,4	37,4		19,7	156	133	2,0	8	31,5	12	110	2	5,5
ВКК125-2,5-10,0	НКК125-2,5-10,0			15,3			21,7	161		2,5		32,0				
ВКК125-3,0-10,0	НКК125-3,0-10,0			17,0			29,7	166		3,0		32,5				
ВКК140-2,0-10,0	НКК140-2,0-10,0			15,5			21,1	295		2,0		37,5				
ВКК140-2,5-10,0	НКК140-2,5-10,0	140	155	18,2	45,5		26,4	302	210	2,5	8	38,0	115		7,4	
ВКК140-3,0-10,0	НКК140-3,0-10,0			20,5			31,7	309		3,0		38,5				
ВКК140-3,5-10,0	НКК140-3,5-10,0			22,6			37,0	315		3,5		39,0				
ВКК160-1,5-10,0	НКК160-1,5-10,0			16,9			26,2	260		1,5		37,0				
ВКК160-2,0-10,0	НКК160-2,0-10,0	160	175	21,5	66,2		34,9	270	300	2,0	7	37,5	120		9,0	
ВКК160-2,5-10,0	НКК160-2,5-10,0			24,7			43,6	280		2,5		38,0				
ВКК160-3,0-10,0	НКК160-3,0-10,0			27,4			52,3	290		3,0		38,5				
ВКК180-2,0-10,0	НКК180-2,0-10,0			26,0			39,8	440		2,0		41,5				
ВКК180-2,5-10,0	НКК180-2,5-10,0	180	195	30,3	85,1		49,7	450	440	2,5	8	42,0	15	130	3	12,0
ВКК180-3,0-10,0	НКК180-3,0-10,0			34,0			59,6	460		3,0		42,5				
ВКК180-3,5-10,0	НКК180-3,5-10,0			37,6			69,5	470		3,5	8	43,0				
ВКК200-2,0-10,0	НКК200-2,0-10,0			31,0			44,3	600		2,0		41,5				
ВКК200-2,5-10,0	НКК200-2,5-10,0	200	215	36,2	94,5		55,4	615	520	2,5	8	42,0	140		17,0	
ВКК200-3,0-10,0	НКК200-3,0-10,0			40,5			66,5	630		3,0		42,5				
ВКК200-3,5-10,0	НКК200-3,5-10,0			44,8			77,6	645		3,5		43,0				
<b>Для максимальной разности давлений на клапан 16,0 МПа (~160 кг/см<sup>2</sup>)</b>																
ВКК55-1,5-16,0	НКК55-1,5-16,0			2,48			3,10	16		1,5		22,5				
ВКК55-2,0-16,0	НКК55-2,0-16,0	55	63	2,80	7,16		4,12	17	22	2,0	6	23,0	72		0,6	
ВКК55-2,5-16,0	НКК55-2,5-16,0			3,24			5,15	18		2,5		23,5				
ВКК60-1,5-16,0	НКК60-1,5-16,0			2,85			3,50	25		1,5		24,5				
ВКК60-2,0-16,0	НКК60-2,0-16,0	60	68	3,16	7,90		4,65	26	26	2,0	6	25,0	10	80	1	1,0
ВКК60-2,5-16,0	НКК60-2,5-16,0			3,61			5,80	27		2,5		25,5				
ВКК60-3,0-16,0	НКК60-3,0-16,0			4,11			6,95	28		3,0		26,0				

Обозначение клапана		Диаметр, мм		Площадь, см <sup>2</sup>			Объем мертвого пространства при давлении P, см <sup>3</sup>			Ширина прохода в сборе B, мм	Глубина полости клапана, мм	Масса клапана M, кг	Количество клапанов-модулей в сборе	Масса клапана, кг
исполнительского	исходного	исходный D <sub>н</sub>	выступный D <sub>в</sub>	максимальная в сборе P <sub>н</sub>	в сборе P <sub>в</sub>	в сборе P <sub>в</sub>	в сборе P <sub>н</sub>	в сборе P <sub>н</sub>						
BKK70-1,5-16,0	HKK70-1,5-16,0	70	79	3,52	11,20	4,30	29	1,5	7	25,0			1,3	
BKK70-2,0-16,0	HKK70-2,0-16,0			4,26		31	2,0	25,5						
BKK70-2,5-16,0	HKK70-2,5-16,0			4,81		33	2,5	26,0						
BKK70-3,0-16,0	HKK70-3,0-16,0			5,50		35	3,0	26,5						
BKK80-1,5-16,0	HKK80-1,5-16,0	80	90	4,0	14,5	6,00	46	1,5	8	27,0	10	90	2,0	
BKK80-2,0-16,0	HKK80-2,0-16,0			5,05		48	2,0	27,5						
BKK80-2,5-16,0	HKK80-2,5-16,0			5,75		50	2,5	28,0						
BKK80-3,0-16,0	HKK80-3,0-16,0			6,35		52	3,0	28,5						
BKK90-1,5-16,0	HKK90-1,5-16,0	90	100	4,85	17,0	6,15	56	1,5	8	27,0		90	2,5	
BKK90-2,0-16,0	HKK90-2,0-16,0			6,10		58	2,0	27,5						
BKK90-2,5-16,0	HKK90-2,5-16,0			6,36		60	2,5	28,0						
BKK90-3,0-16,0	HKK90-3,0-16,0			7,65		62	3,0	28,5						
BKK100-1,5-16,0	HKK100-1,5-16,0	100	112	7,5	24,7	11,1	88,5	1,5	6	31,0		108	4,2	
BKK100-2,0-16,0	HKK100-2,0-16,0			9,2		92,0	2,0	31,5						
BKK100-2,5-16,0	HKK100-2,5-16,0			10,5		96,5	2,5	32,0						
BKK100-3,0-16,0	HKK100-3,0-16,0			12,2		99,0	3,0	32,5						
BKK110-1,5-16,0	HKK110-1,5-16,0	110	122	9,5	31,0	12,8	100	1,5	7	34,0		115	4,8	
BKK110-2,0-16,0	HKK110-2,0-16,0			11,6		135	2,0	34,5						
BKK110-2,5-16,0	HKK110-2,5-16,0			13,7		140	2,5	35,0						
BKK110-3,0-16,0	HKK110-3,0-16,0			15,1		145	3,0	35,5						
BKK125-1,5-16,0	HKK125-1,5-16,0	125	140	10,7	37,4	14,7	151	1,5	7	34,0		124	7,0	
BKK125-2,0-16,0	HKK125-2,0-16,0			13,4		156	2,0	34,5						
BKK125-2,5-16,0	HKK125-2,5-16,0			15,3		161	2,5	35,0						
BKK125-3,0-16,0	HKK125-3,0-16,0			17,0		169	3,0	35,5						
BKK140-1,5-16,0	HKK140-1,5-16,0	140	155	12,3	45,5	15,8	288	1,5	8	37,0		130	8,8	
BKK140-2,0-16,0	HKK140-2,0-16,0			15,5		295	2,0	37,5						
BKK140-2,5-16,0	HKK140-2,5-16,0			18,2		302	2,5	38,0						
BKK140-3,0-16,0	HKK140-3,0-16,0			20,5		309	3,0	38,5						
Для максимальной разности давлений на клапан 25 МПа/м <sup>2</sup> (~250 кг/см <sup>2</sup> )														
BKK32-1,5-25,0	HKK32-1,5-25,0	32	38	0,88	1,98	1,22	5,6	1,5	3	22,5			0,30	
BKK32-2,0-25,0	HKK32-2,0-25,0			1,06		5,9	2,0	23,0						
BKK36-1,5-25,0	HKK36-1,5-25,0	36	42	1,04	2,89	1,37	7,6	1,5	4	22,5	66		6,35	
BKK36-2,0-25,0	HKK36-2,0-25,0			1,29		8,0	2,0	23,0						
BKK40-1,5-25,0	HKK40-1,5-25,0	40	47	1,20	3,27	1,50	9,4	1,5	4	22,5		1	0,45	
BKK40-2,0-25,0	HKK40-2,0-25,0			1,50		9,8	2,0	23,0						
BKK45-1,5-25,0	HKK45-1,5-25,0	45	52	1,47	4,71	1,74	12,2	1,5	5	22,5		70	0,55	
BKK45-2,0-25,0	HKK45-2,0-25,0			1,75		12,8	2,0	23,0						
BKK45-2,5-25,0	HKK45-2,5-25,0			2,00		13,4	2,5	23,5						
BKK50-1,5-25,0	HKK50-1,5-25,0			2,04		16,4	1,5	22,5						
BKK50-2,0-25,0	HKK50-2,0-25,0	50	57	2,40	5,34	3,80	17,2	2,0	5	23,0		75	0,66	
BKK50-2,5-25,0	HKK50-2,5-25,0			2,80		18,0	2,5	23,5						

## Оглавление

1. ПРИНЦИПЫ ДЕЙСТВИЯ.....	3
2. ТРЕБОВАНИЯ К КЛАПАНАМ.....	4
2.1. Мертвый объем.....	4
2.2. Гидравлические сопротивления.....	4
2.3. Своевременность открытия и закрытия.....	4
2.4. Плотность в закрытом состоянии.....	5
2.5. Надежность, долговечность, взаимозаменяемость.....	5
3. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ ТЕОРИИ КЛАПАНОВ.....	6
3.1. Эквивалентная площадь.....	6
3.2. Эквивалентная скорость газа в клапане.....	7
3.3. Коэффициент расширения.....	7
3.4 Условная эквивалентная скорость газа.....	8
4. ПОДБОР КЛАПАНОВ НЕОБХОДИМОЙ ПРОПУСКНОЙ СПОСОБНОСТИ.....	8
5. ПОДБОР ПРУЖИН.....	10
6. ПРИМЕР РАСЧЁТА.....	12
6.1.Подбор клапанов.....	12
6.2. Подбор пружин.....	13
7. КОНСТРУКЦИЯ КЛАПАНОВ.....	14
7.1. Тарельчатые клапаны.....	16
7.2. Пластинчатые клапаны.....	17
8. МАТЕРИАЛЫ ДЕТАЛЕЙ КЛАПАНОВ.....	27
9. СОПОСТАВЛЕНИЕ КЛАПАНОВ.....	29
СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ.....	31
ПРИЛОЖЕНИЯ.....	32

Учебное издание

## **КЛАПАНЫ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ**

**Учебное пособие для студентов  
дневной и заочной форм обучения специальности 240801  
«Машины и аппараты химических производств»**

Составители:  
Додин Юрий Сергеевич,  
Клочков Валерий Иванович,  
Лукьяница Александр Иванович

Редактор Пряхина Н.А.  
Подписано в печать . Формат 60× 84 <sup>1/16</sup>  
Бумага «Снегурочка». Отпечатано на ризографе.  
Усл. печ. л. 2,44 Уч. изд. л. 1,01  
Тираж 50 экз. Заказ №

ГОУ ВПО "Российский химико-технологический университет  
им. Д.И. Менделеева"  
Новомосковский институт (филиал). Издательский центр.  
Адрес университета: 125047, Москва, Миусская пл., 9.  
Адрес института: 301650 Новомосковск, Тульская обл., ул. Дружбы, 8

