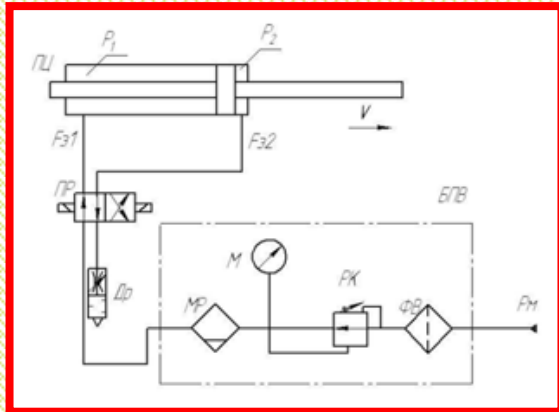


НИУ «ТАШКЕНТСКИЙ ИНСТИТУТ ИНЖЕНЕРОВ ИРРИГАЦИИ  
И МЕХАНИЗАЦИИ СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА



**Пред  
мет:**

**Объемный  
гидрапневмопривод**

**10**

**ТЕМА(4ч.)**

**Расчет пневмопривода  
поступательного действия**



УСМАНОВ НАИЛЬ  
КАЮМОВИЧ

Доц. Кафедры Механизация  
гидромелиоративных работ.



## ПЛАН ЗАНЯТИЯ:



---

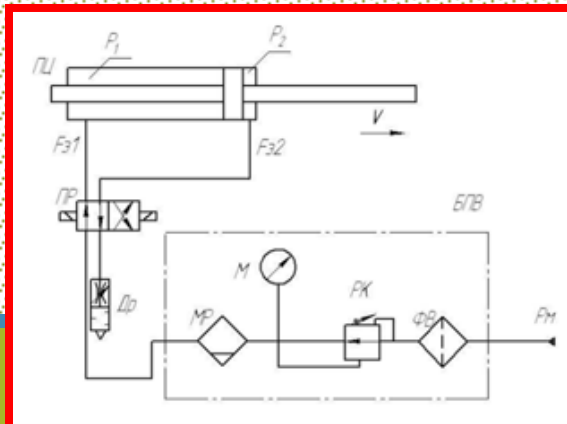
1

Расчет пневмопривода при  
установившемся движении

В соответствии с ГОСТ 17752-72 пневматическая система – это техническая система, состоящая из устройств, находящихся в непосредственном контакте с рабочим газом (воздухом).

В общем случае она состоит из источника сжатого воздуха, направляющей и регулирующей пневмоаппаратуры, пневмодвигателей и трубопроводов, связывающих пневмоаппаратуру с пневмодвигателями и источником сжатого воздуха.

***Статический расчет пневмопривода состоит в выборе конструктивных параметров пневмодвигателей, пневмоаппаратуры и трубопроводов.***



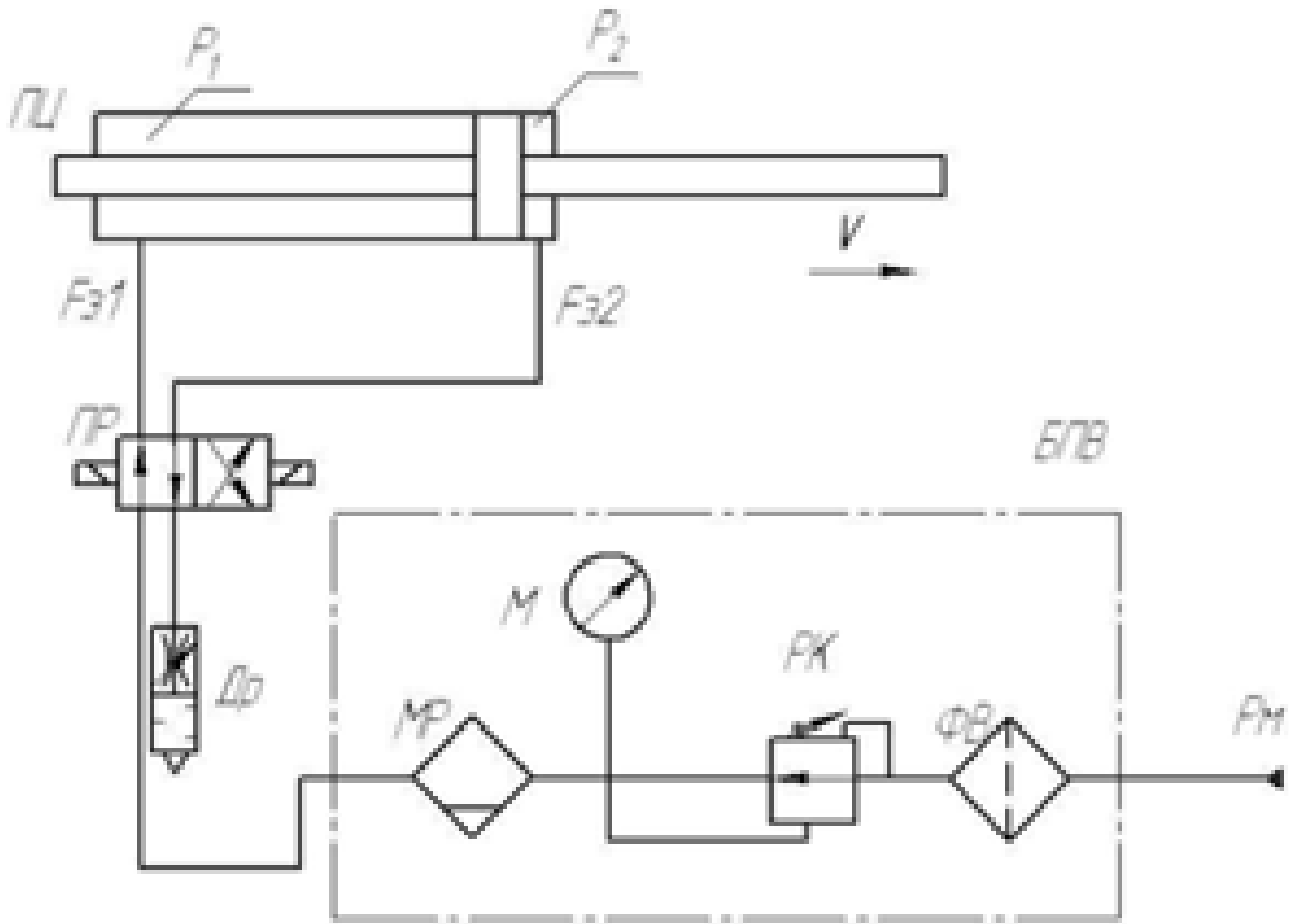
## 1.1. Расчет пневмодвигателей

К исходным данным расчета **относятся**:

- схема пневматическая принципиальная;
- рабочий ход выходного звена  $S$ ;
- средняя скорость движения выходного звена  $V_{\text{ср}}$ ;
- нагрузка  $F$ ;
- давление системы  $p_{\text{м}}$ .

Определяют:

- диаметр поршня;
- диаметр штока;
- диаметр подводящих отверстий;
- расход воздуха ;
- пропускную способность пневмолиний.



## Расчет конструктивных параметров

1.Диаметр поршня цилиндра определяют по выражению

$$D = 1,13 \cdot \sqrt{F/[X_{рм} \cdot (1 - k_{тр})]}, \text{ м,}$$

где **X** – безразмерный параметр нагрузки;

**ктр** – коэффициент, учитывающий потери на трение в цилиндре

Ориентировочные значения **ктр** для различных величин полезной нагрузки при уплотнении манжетами по ГОСТ 6678-72 и магистральном давлении 0,5...0,6 МПа приведены в табл. 1.1.

Таблица 1.1 Ориентировочные значения коэффициента, учитывающего потери на трение

<i>P</i> , кН	0,60	0,60–6,0	6,0–25	25–60
<i>k</i> <sub>тр</sub>	0,5–0,2	0,2–0,12	0,12–0,08	0,08–0,05

Большие значения **ктр** принимают для меньших диаметров пневмоцилиндров.

Безразмерный параметр нагрузки  $X = P / (p_m A_p)$ ,  
где  $A_p$  – площадь поршня.

Оптимальное значение  $X = 0,4 \dots 0,5$ .

## 2.Диаметр штока

Диаметр штока  $d$  определяется конструктивными соображениям, в пределах

$$d = (0,2 - 0,5)D$$

Полученные значения  $D$  и  $d$  округляются до ближайших значений из номинального ряда согласно ГОСТ 12447- 80: 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

Соотношение между диаметрами поршня цилиндра и диаметром штока в соответствии с ГОСТ 15608-70 приведены в табл. 1.2.

Таблица 1.2 Соотношение между диаметрами поршня и штока

$D$ , мм	25	32	40	50	63	80	100	125	160	200	250	320	360	400
$d_{ш}$ , мм	10	10	12	16	16	25	25	32	40	50	63	80	80	90

### 3.Ход поршня S

Ход поршня S определяется требуемым значением перемещения рабочего органа или детали. Максимальная величина хода пневмоцилиндра двустороннего действия обычно ограничивается из технологических соображений 8–10 диаметрами поршня:

$$S = (8...10) \cdot D .$$



## 4.Диаметр присоединительных отверстий

Диаметр присоединительных отверстий цилиндров определяется скоростью перемещения поршня, объемным расходом, размерами крышек и т. д. Существуют рекомендации по выбору диаметра  $d_n$  этих отверстий в зависимости от диаметра поршня  $D$ .

Для максимальной скорости поршня  $v_{max} = (0,3...0,5)$  м/с принимают  
 **$d_n = 0,1 \cdot D$ .**

## 5.Расчет скоростей и ускорений поршня

5.1.Полное время движения поршня ( $t_n$ ) определяется:

$$t_n = \frac{S}{V_{cp}},$$

где  $S$  – рабочий ход выходного звена,  
 $V_{cp}$  – средняя скорость движения выходного звена.

Возрастание скорости при трапецеидальном законе происходит за время  $t_p$ :

$$t_p = (0,1 - 0,2)t_{\Pi}.$$

Максимальная скорость  $V_{\max}$  рассчитывается по выражению

$$V_{\max} = (V_{\text{ср}} \cdot t_{\Pi}) / [t_p + (t_{\Pi} - 2t_p)]$$

Ускорение  $a$  при разгоне поршня вычисляется по формуле

$$a = \frac{V_{\max}}{t_p},$$

## 6. Объемный расход сжатого воздуха

Объемный расход сжатого воздуха при заданном времени срабатывания пневмоцилиндра (ПЦ) определяется по формулам:

– для цилиндра одностороннего действия

$$Q_v = 0,785D^2 \cdot S / t_L, \text{ м}^3 / \text{с};$$

– для цилиндра двустороннего действия

$$Q_v = 0,785 \cdot (2D^2 - d_{ш}^2) \cdot S / t_L, \text{ м}^3 / \text{с},$$

где  $t_L$  – время срабатывания (время двойного хода) пневмоцилиндра, с;

$S$  – ход поршня, м.

## 7. Выбор направляющей и регулирующей пневмоаппаратуры

### 7.1. Выбор распределителя

Для приближенного выбора требуемой пропускной способности распределителя можно воспользоваться формулой

$$Kv = 127 \cdot A_p \cdot S \cdot p / (tL \cdot (\sqrt{\Delta p \cdot (p - \Delta p)})), \text{ м}^3/\text{ч}$$

где **Kv** – пропускная способность распределителя, м<sup>3</sup>/ч;

**A<sub>p</sub>** – площадь поршня, м<sup>2</sup>;

**L** – ход поршня, м;

**tL** – заданное время перемещения поршня, с;

**p** – абсолютное рабочее давление, МПа;

**Δp** – перепад давления на распределителе, МПа.

Значение **Δp** для определения **Kv** рекомендуется выбирать в пределах (0,015...0,03) МПа.

Причем меньшее значение **Δp** принимается при выборе **Kv** с запасом.

Таблица 1 - Технические характеристики пневмораспределителей

Пневмораспределитель В64- ххА-03	В64-13А- 03	В64-14А- 03	В64-33А- 03	В64-34А- 03	64-15А-03	В64-25А- 03
Условный проход, мм	10	16	10	16	20	20
Присоединительные резьбы по ГОСТ6111-52	К3/8"	К1/2"	К3/8"	К1/2"	К3/4"	К3/4"
Давление, МПа	Nominal	0,63				
	Min	0,25				
Пропускная способность, $K_v$ по ГОСТ14691-69, м <sup>3</sup> /ч	>1,9	>2,8	>1,9	>2,8	≥5	>5
Время срабатывания при давлении 0,4 МПа, с	<0,1			<0,2		
Масса, кг	2	2	1,7	1,7	3,1	2,8

## 8. Расчет трубопроводов

### Расчет диаметров условного прохода

Диаметр  $d_y$  условного прохода для напорного трубопровода, соответствующий расходу  $G_B$  и скорости потока  $u$  воздуха, определяется по формуле

$$d_y = \sqrt{\frac{4G_H}{\rho_M \cdot \pi \cdot u}},$$

где  $G_B$  – массовый расход воздуха напорной магистрали;

$\rho_M$  – плотность воздуха при рабочих условиях;

$u$  – скорость потока воздуха. В первом приближении ее можно принять  $u = 50$  м/с

Плотность воздуха при рабочих условиях определяем по формуле

$$\rho_M = \rho_0 \cdot p \cdot T_0 / p_0 \cdot T,$$

где  $\rho_0$  – плотность при нормальных условиях,  $\rho_0 = 1,25$  кг/м<sup>3</sup>;

$p_0$  – давление при нормальных условиях,  $p_0 = 0,1$  МПа;

$T_0$  – температура при нормальных условиях,  $T_0 = 293$  К

Полученные значения  $d_y$  округляются до ближайшего значения из номинального ряда по ГОСТ 16516 – 80:

1; 1,6; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200.

## Расчет параметров питающей части пневматического привод

Общий объем  $V_p$  пневмопривода, заполняемый сжатым воздухом при одном полном цикле работы, равен сумме объемов исполнительных органов, пневмоаппаратов и трубопроводов.

**Объем исполнительных органов** может быть определен экспериментальным или расчетным путем по известным параметрам (эффективная площадь поршня или диафрагмы и максимальный ход штока).

Аналогично может быть определен **объем пневмоаппаратов**.

**Объем каждого трубопровода** определяется по известному диаметру и длине.

Масса воздуха, затрачиваемого за один цикл работы, определяется по выражению

$$m_{\text{в}} = \frac{p_{\text{п}} V_{\text{п}}}{RT},$$

где  $p_{\text{п}}$  – абсолютное давление воздуха в исполнительных органах во время работы;

$R$  – удельная газовая постоянная воздуха;

$T$  – термодинамическая температура, К.

**Массовый расход воздуха**

$$G_{\text{м}} = m_{\text{в}} \cdot \alpha, \text{ кг/мин}$$

где  $\alpha$  – число полных циклов работы привода в минуту.

Обычно для расчета принимаются

$$p_{\text{п}} = 8 \cdot 10^5 \text{ Па};$$

$$R = 287,14 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К});$$

$$\alpha = 1.$$



**Для предотвращения** чрезмерной длительности непрерывной работы компрессора и частых его включений, а также для поддержания нормального давления в пневмосистеме при случайном увеличении расхода воздуха и утечках из системы массовая подача компрессора **Q<sub>m</sub>** принимается в четыре-шесть раз больше массового расхода воздуха для работы привода в единицу времени.

$$Q_m = (4...6)G_m.$$

Необходимая объемная подача компрессора

$$Q_v = \frac{60Q_m RT}{P_{вх}}, \text{ м}^3/\text{ч},$$

где **p<sub>вх</sub>** – давление воздуха на входе компрессора **p<sub>вх</sub>=0,1МПа**.

**По существующим стандартам по величине Q<sub>v</sub> подбирают типоразмер компрессора.**

## Выбор необходимого объем ресивера

*Ресивер* выполняет следующие основные функции: хранение сжатого воздуха, его охлаждение, сглаживание воздушных пульсаций. Объем ресивера выбирают на основании предполагаемого характера потребления воздуха. Если оно равномерно, то при прочих равных условиях подойдет ресивер меньшего объема. Если же возможны пиковые нагрузки, то лучше выбрать больший объем.

Рассмотрим работу компрессора в режиме нагнетания. В данном режиме сжатый воздух, произведенный компрессором, поступает в ресивер и одновременно выходит из него за счет работы подключенных потребителей.

Разница между произведенным воздухом (производительностью компрессора,  $Q_k$ ) и расходом воздуха (предполагается, что расход воздуха постоянный)  $Q_{расх}$  будет «собираться» в ресивере.

Если объем ресивера обозначить  $V_p$ , то время **работы компрессора в режиме нагнетания** определяется по формуле:

$$t_1 = V_p \cdot (P_{max} - P_{min}) / (Q_k - Q_{расх})$$

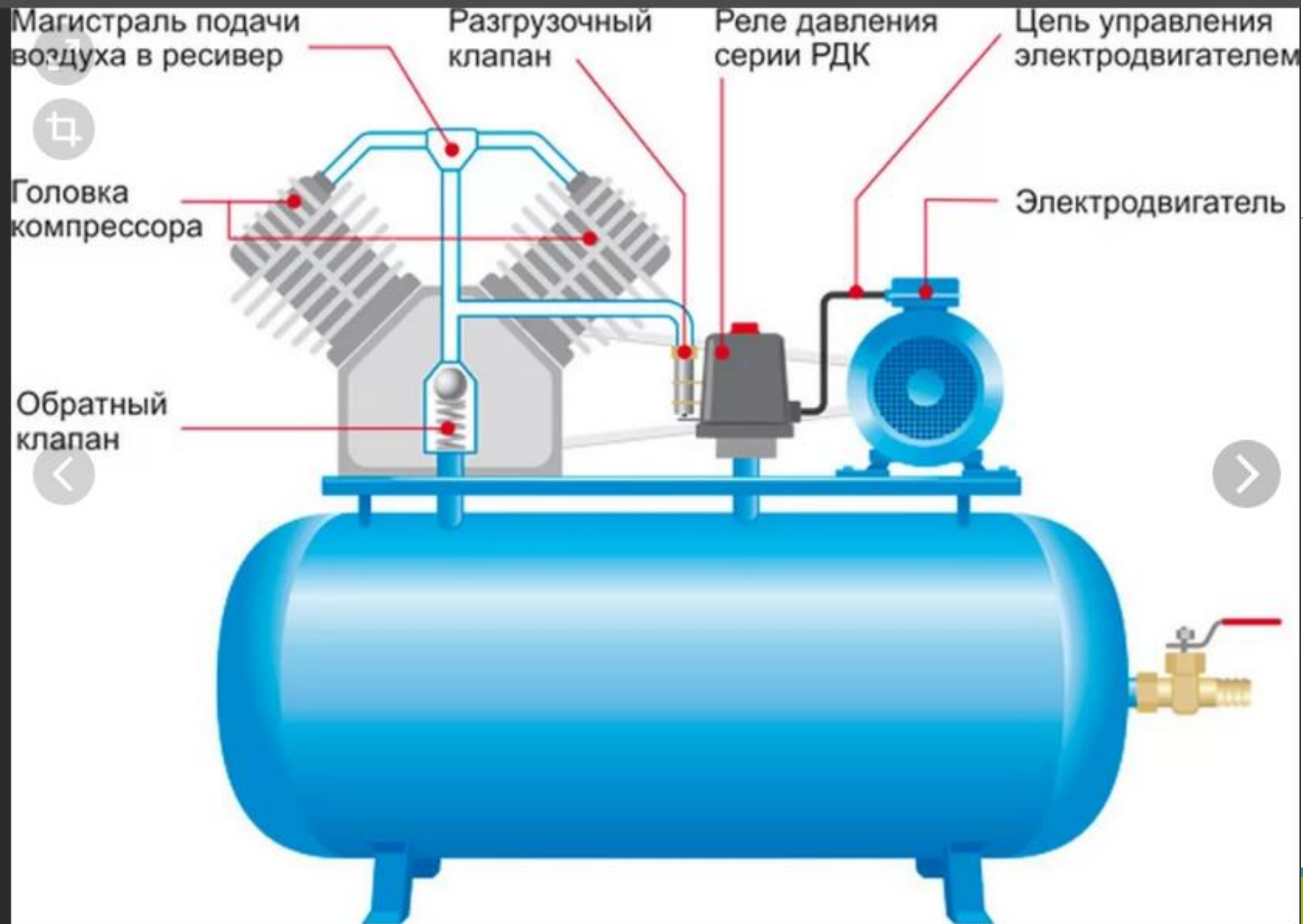
**Оптимальное решение: приемлемое время работы в режиме нагнетания и время для «отдыха»:**

$$t_1 / t_2 = 2,35...3,44$$

Затем в **режиме ожидания компрессор** не производит сжатый воздух. Работа пневмооборудования происходит за счет сжатого воздуха, находящегося в ресивере. Время падения давления в ресивере от **Pmax** до **Pmin** рассчитывается так:

$$t_2 = V_p \times (P_{\max} - P_{\min}) / Q_{\text{расх}}$$

Увеличение объема ресивера не приводит к увеличению «количества сжатого воздуха». Более того, при использовании ресивера большего объема происходит увеличение времени работы компрессора в режиме нагнетания. А это в свою очередь может привести к перегреву компрессорной группы и ее преждевременному выходу из строя.



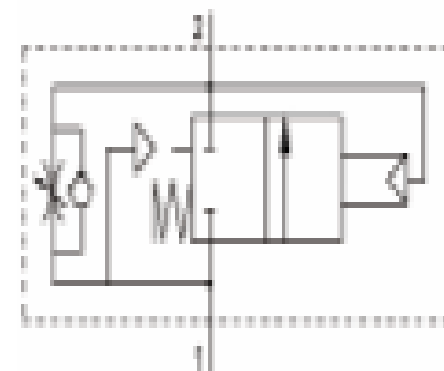
**Пневмодроссели П-ДМ с обратным клапаном** предназначены для регулирования расхода сжатого воздуха давлением от 0,1 до 1,0 МПа в одном направлении и обеспечения свободного прохода воздуха в обратном направлении в пневматических системах управления и приводах.

Наименование	Диаметр условного прохода, мм	При-соединительная резьба	Пропускная способность через открытый дроссель при закрытом клапане, м <sup>3</sup> /ч	Пропускная способность через открытый клапан при закрытом дросселе, м <sup>3</sup> /ч	Масса не более, кг
П-ДМ 04-2	4	К1/8"	0,16	0,32	0,06
П-ДМ 06-2	6	К1/4"	0,35	0,7	0,13
П-ДМ 10-2	10	К3/8"	0,9	1,8	0,20
П-ДМ 16-2	16	К1/2"	1,7	3	0,27
П-ДМ 25-2	25	К1"	4	7	0,55

## Клапаны “мягкого” пуска типа МС.

Клапан “мягкого” пуска позволяет избежать поломок оборудования и травмирования персонала при включении пневматической системы с цилиндрами. Клапан “мягкого” пуска делает возможным постепенно увеличивать давление в пневматической системе до 50% от входного значения, после чего величина давления скачком увеличивается до магистрального (100%). Обычно клапан “мягкого” пуска устанавливается после блока подготовки воздуха.

Наименование	Присоединительная резьба	Диапазон настройки давления, кг/см <sup>2</sup>	Номинальный расход (при $P_{\text{max}} = 6 \text{ кг/см}^2$ ), м <sup>3</sup> /мин	Масса, кг
МС104-AV	G 1/4"	3..10	1,85	0,275
МС238-AV	G 3/8"		5	0,566

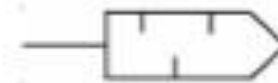


Схематичное обозначение

## Пневмоглушитель.

Устройство предназначено для снижения уровня шума при выхлопе в атмосферу отработанного воздуха из пневматических приводов и устройств.

Наименование	Диаметр условного прохода, мм	Присоединение к пневмосети	Номинальный расход, м <sup>3</sup> /мин
2113-04	4	K1/8"	0,35
2113-06	6	K1/4"	0,75
2113-10	10	K3/8"	1,60
2113-16	16	K1/2"	4
2113-20	20	K3/4"	6,3
2113-25	25	K1"	8
2931-1/8	4	G 1/8"	1,82
2931-1/4	6	G 1/4"	2,68
2931-3/8	10	G 3/8"	4,86
2931-1/2	16	G 1/2"	7,08
2931-3/4	20	G 3/4"	12,7
2931-1	25	G 1"	15



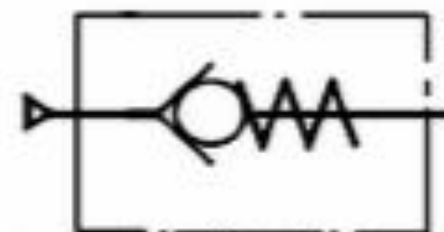
Схематичное обозначение

## Пневмоклапаны обратные типа ПО.

Пневмоклапаны обратные предназначены для пропускания воздуха в одном направлении и перекрытия его в обратном направлении в пневматических приводах и системах.

Рабочее давление 0,1...1 МПа. Давление открывания 0,03 МПа

Наименование	Диаметр условного прохода, мм	Присоединительная резьба	Пропускная способность не менее, м <sup>3</sup> /ч	Масса не более, кг
П-О 06-2	6	К1/4"	0,8	0,07
П-О 10-2	10	К3/8"	1,6	0,11
П-О 16-2	16	К1/2"	4	0,15
П-О 20-2	20	К3/4"	7,5	0,23
П-О 25-2	25	К1"	10	0,32
П-О 40-2	40	К1 1/2"	30	0,55

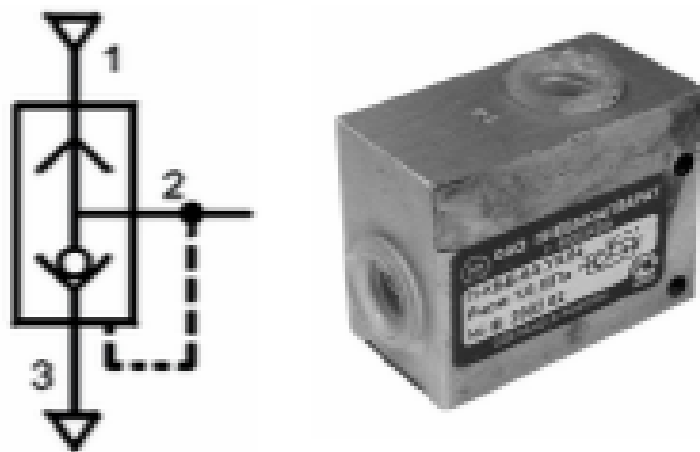


Схематичное обозначение



## Пневмоклапан быстрого выхлопа типа П-КБВ..

Пневмоклапаны быстрого выхлопа типа П-КБВ- с условным проходом 4, 6, 10 и 16 мм. Предназначены для увеличения быстродействия цилиндров или для быстрого сброса давления из емкостей, заполненных сжатым воздухом путем уменьшения сопротивления выхлопной линии. Рекомендуется установка глушителя в выхлопном отверстии. Рабочее давление 0,1-1МПа.



## Пневмоклапаны предохранительные типа П-КАП.. и П-КГ.

Предохранительные пневмоклапаны типа П-КАПМ предназначены для автоматического сброса сжатого воздуха из замкнутого объема в атмосферу при повышении давления сверх установленного и применяются для предохранения пневмосистем от перегрузки.

Наименование	Условный проход, мм	Присоединительная резьба	Диапазон настройки давления, кг/см <sup>2</sup>	Номин. расход воздуха, м <sup>3</sup> /мин	Номин. давление, МПа	Масса не более, кг
П-КАПМ16-1	16	M24x1.5	2..5	2	0,4	0,2
П-КАПМ16-2			5..7	2,6	0,63	
П-КАПМ16-3			7..10	3,6	1	
П-КАПМ25-1	25	M33x2	2..5	4,6	0,4	0,45
П-КАПМ25-2			5..7	6,5	0,63	
П-КАПМ25-3			7..10	9	1	
<u>ПНЕВМОКЛАПАН ПРЕДЕЛЬНОГО ДАВЛЕНИЯ</u>						
П-КГ1	10	M24x1.5	0,5..6,3	0,8	0,63	0,21
П-КГ2		K3/8				



П-КАПМ

## МАНОМЕТРЫ ОБЩЕТЕХНИЧЕСКИЕ

Применяются для измерения давления не агрессивных к медным сплавам жидких и газообразных, не вязких и не кристаллизующихся сред.

Диаметр корпуса: 40, 50, 63, 100, 150, 250 мм.

Класс точности: для  $\varnothing 100, 150 \varnothing 250$  - 1,5 для  $\varnothing 40 \varnothing 50 \varnothing 63$  - 2,5.

Диапазон показаний: от 0,1 до 0,1/ 0,16/ 0,25/ 0,4/ 0,6/ 1/ 1,6/ 2,5/ 4/ 6/10/ 16/ 25/ 40/ 60 / 100 /160МПа.

Рабочие диапазоны: Постоянная нагрузка: 3/4 шкалы;

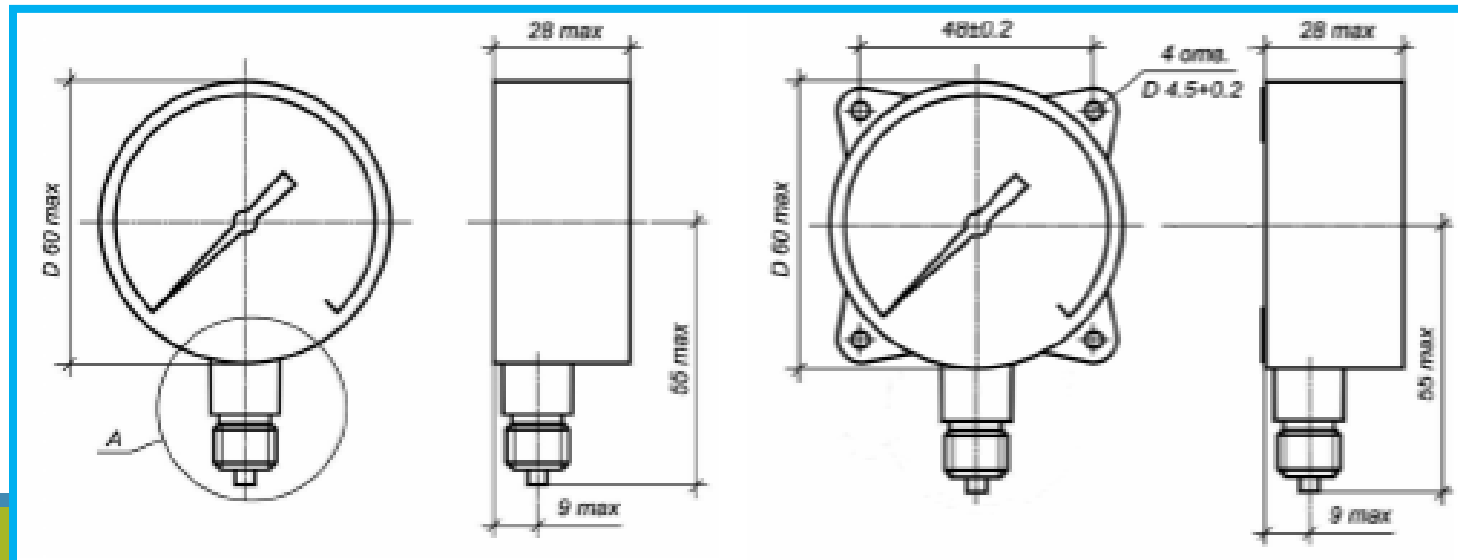
Переменная нагрузка: 2/3 шкалы.

Кратковременная нагрузка: 110% шкалы

Рабочая температура: Окружающая среда:  $-60...+60$  °С;

Измеряемая среда: до  $+150$  °С.

Резьба присоединения:  $\varnothing 40$  -G1/8, M10x1;  $\varnothing 63, 50$  -G1/4, M12x1,5;  $\varnothing 100, 150, 250$  -G1/2, M20x1,5.



## 2.5. Расчет необходимой мощности и расхода привода

2.5.1. Расход воздуха (объемный) потребляемый пневматическим цилиндром можно определить из выражения:

$$Q = V S k z , (14)$$

где  $V$ - скорость движения поршня со штоком,  $S$ - площадь поршня,  $k$  – коэффициент сжимаемости среды (относительно атмосферы),  $z$ - число двойных ходов в единицу времени.

В приводе необходимо учитывать количество цилиндров в модуле и что привод включает два модуля.

Потребляемая мощность привода находится из выражения:

$$N = Q P / \eta , (15)$$

где  $Q$  - объемный расход,  $P$ - давление пневмосети,  $\eta$  - К.П.Д. пневмоцилиндра (0.6...0.8).

## КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ И ЗАДАНИЕ

1. Для чего служит дроссель? Опишите его конструкцию и принцип действия.
2. Каково назначение и принцип действия предохранительного клапана?
3. Для чего служит обратный клапан и клапан быстрого выхода?
4. От чего зависит пропускная способность распределителя?
5. Исполнительные органы пневмопривода.
6. Устройства регулирования расхода. Устройства регулирования давления.
7. По какому принципу подбирается пневмораспределитель?
8. Для чего необходимы ресиверы и как они защищены от избыточного давления?

## ЛИТЕРАТУРА

1. Концепция развития водного хозяйства Республики Узбекистан на 2020-2030 годы. УП за № 6024 от 10. 07. 2020.
2. Герц, Е.В. Расчет пневмоприводов / Е.В. Герц, Г.В. Крейнин. –М.: Машиностроение, 1975
3. Попов, Д. Н. Механика гидро- и пневмоприводов: учебник для студентов вузов, – М.: МГТУ имени Н. Э. Баумана, 2001. – 320 с.
4. Лепешкин А.В., Михайлин А.А., Шейпак А.А. *Гидравлика и гидропневмопривод: Учебник. Ч. 2. .* – М.: МГИУ, 2003. – 352 с.
5. Теория и проектирование гидропневмоприводов: конспект лекций: в 6 ч. Ч. 2: Следящие гидро- и пневмоприводы с дроссельным управлением / В. П. Автушко [и др.]. – Минск: БНТУ, 2017. – 122 с

НИУ «ТАШКЕНТСКИЙ ИНСТИТУТ ИНЖЕНЕРОВ ИРРИГАЦИИ И  
МЕХАНИЗАЦИИ СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА



СПАСИБО ЗА ВНИМАНИЕ!



УСМАНОВ НАИЛЬ  
КАЮМОВИЧ

доц.кафедры Механизация  
гидромелиоративных работ.



+ 998 71 237 1927



usmanov [@tiiame.uz](mailto:usmanov@tiiame.uz)

