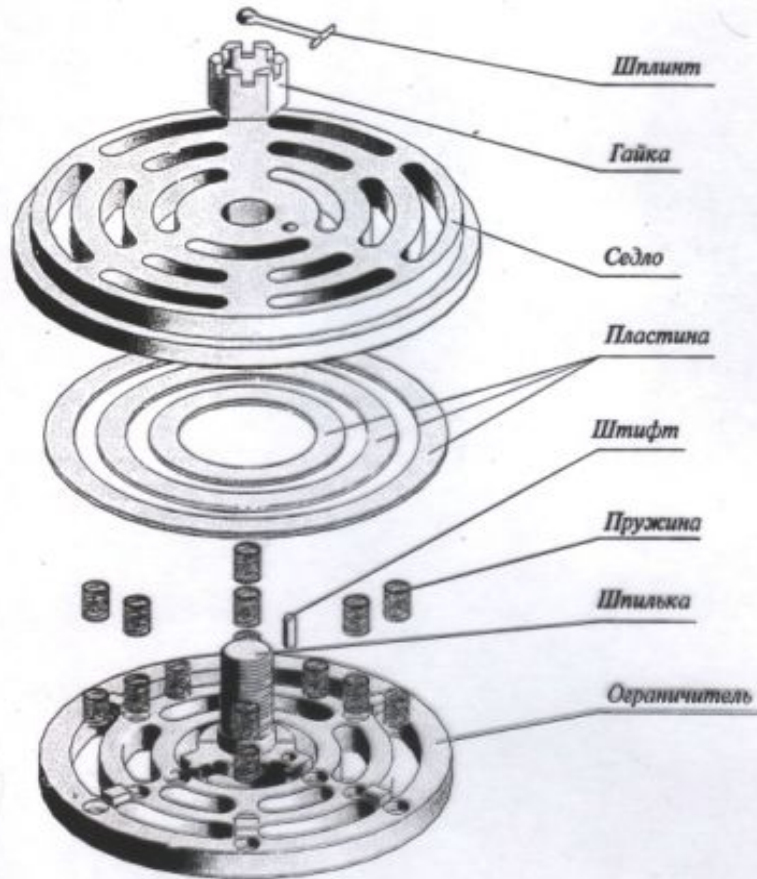
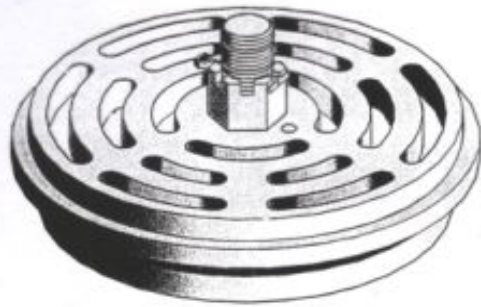
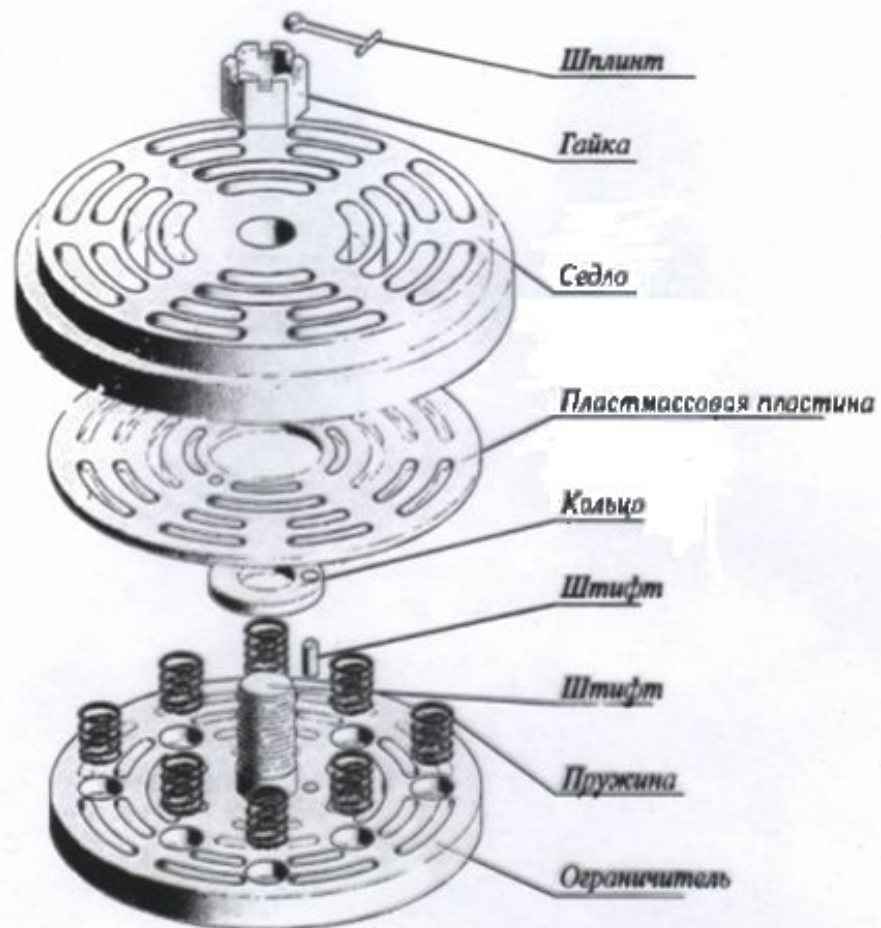


# ҚЛАПАНЫ

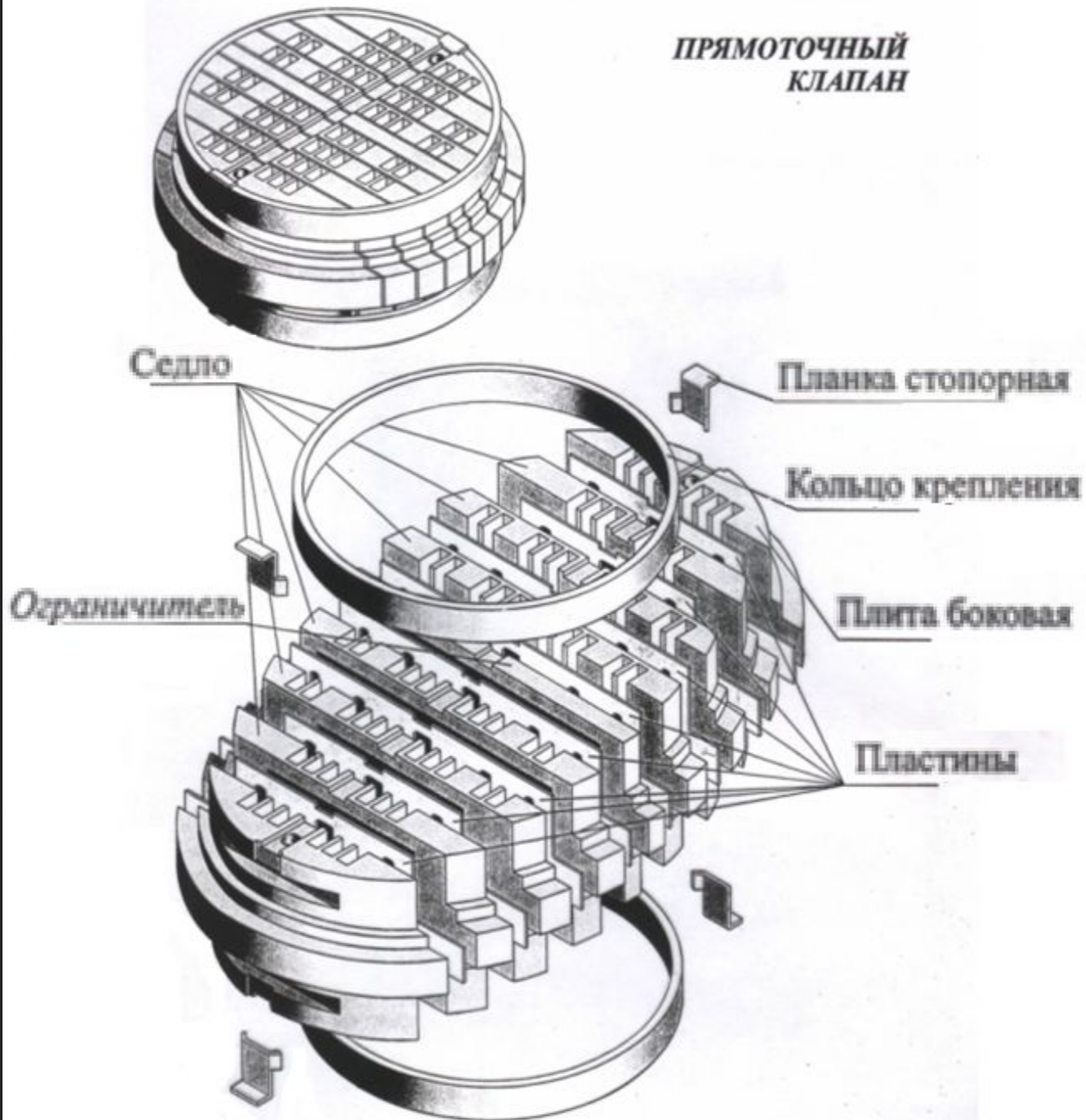
## КОЛЬЦЕВЫЕ КЛАПАНЫ

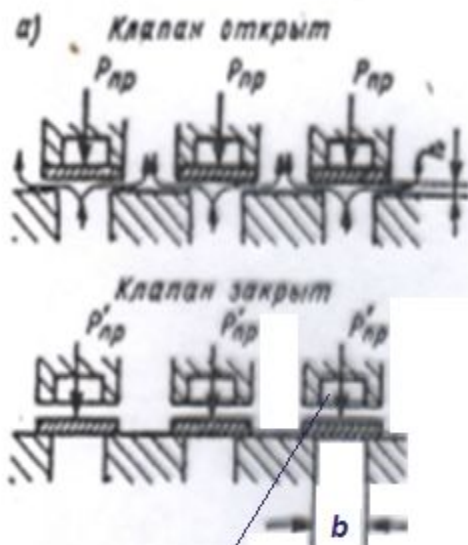


# ДИСКОВЫЕ КЛАПАНЫ с пластмассовыми пластинами

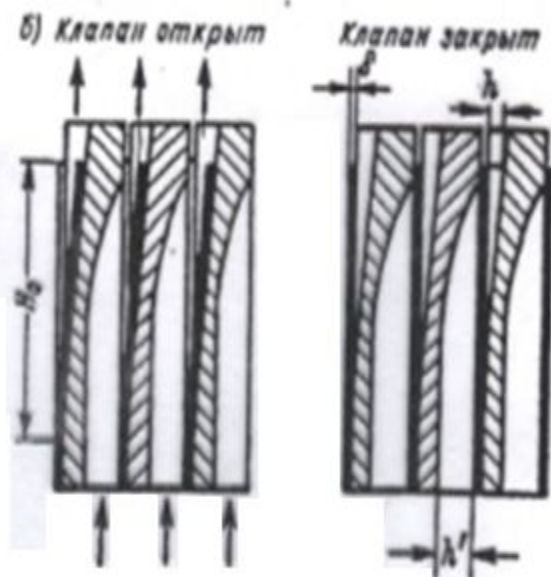


# ПРЯМОТОЧНЫЙ КЛАПАН



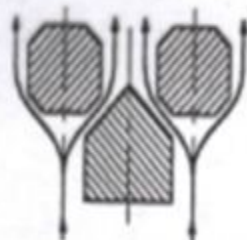


Демпферная полость

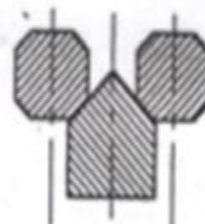


в)

Клапан открыт

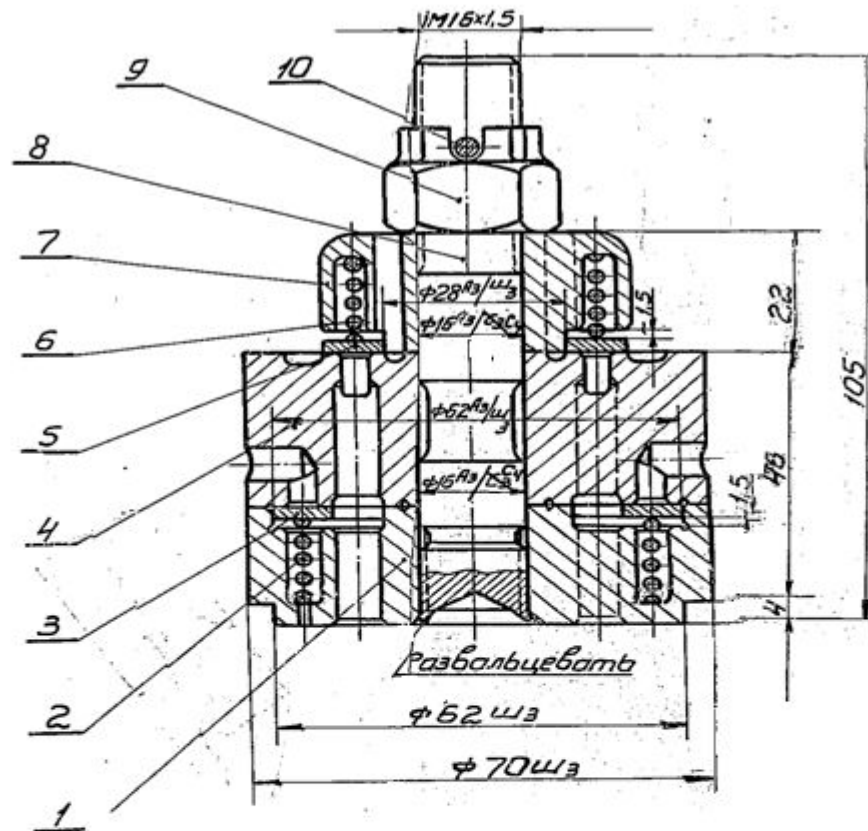


Клапан закрыт



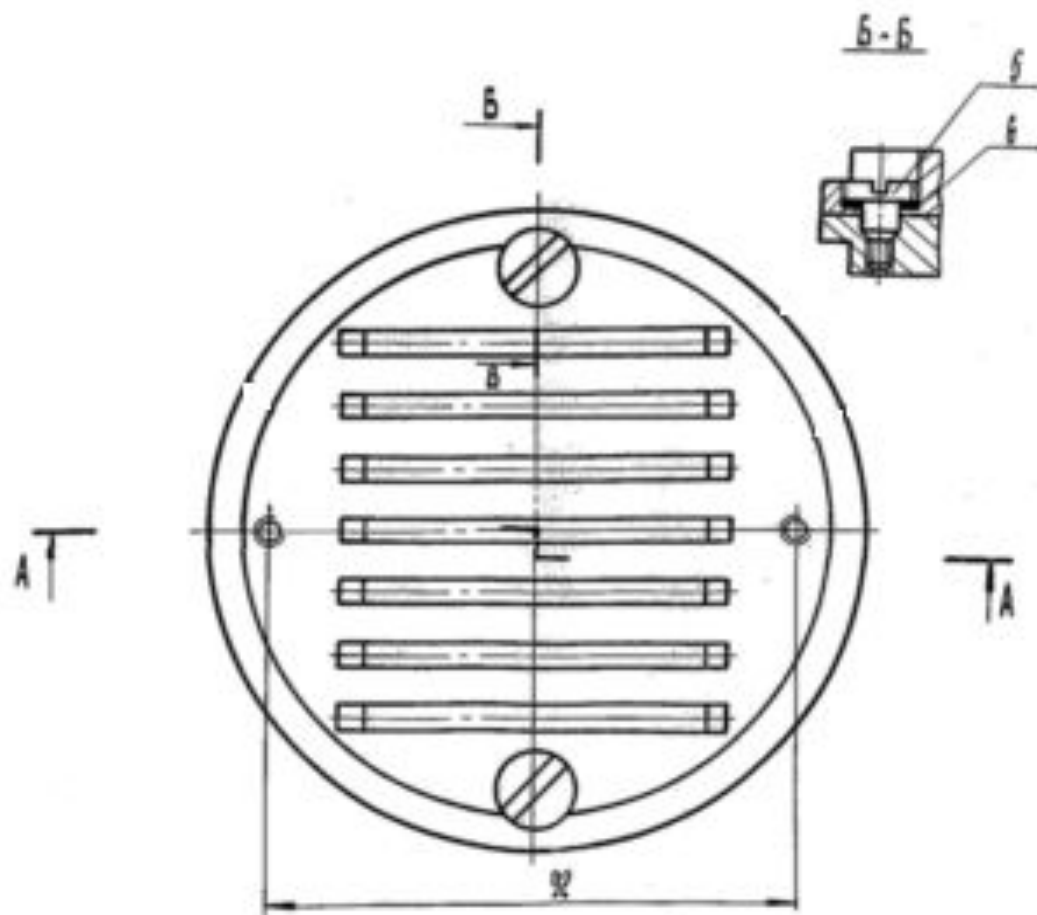
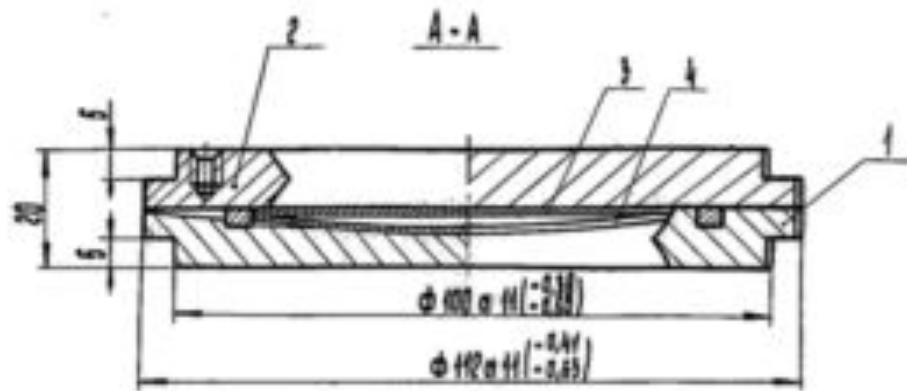


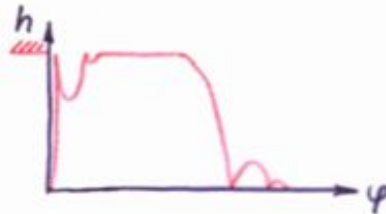
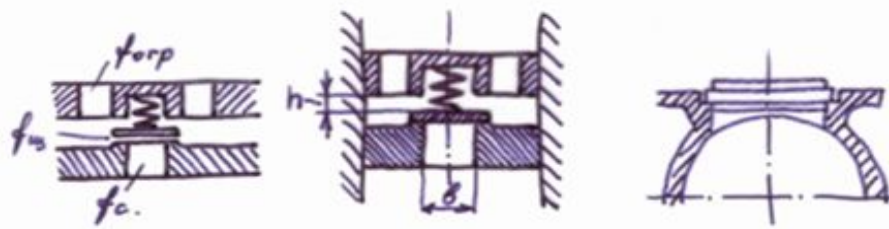
### Клапан комбинированный КК - 62



- I Максимально допустимый перепад давления - 150 ата.
- II Площадь прохода в щели:
1. Всасыв. клапана  $\phi = 1,675 \text{ см}^2$
  2. Нагнетат. клапана  $\phi = 2,64 \text{ см}^2$
- III Объем вредного пространства клапана,  $V = 28,85 \text{ см}^3$

Высота подъёма пластины "h"			
Пластина большая		Пластина малая	
НОМИН.	ФАКТИЧЕСКАЯ	НОМИН.	ФАКТИЧЕСКАЯ
ММ	ММ	ММ	ММ
1,0	0,9...1,22	1,0	0,9...1,22

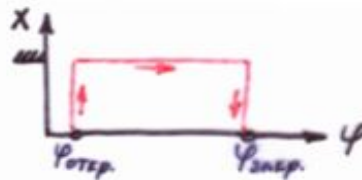




### Требования к самодействующим клапанам:

- 1) малый мертвый объем,
- 2) малые гидравлические сопротивления,
- 3) своевременность открытия и закрытия,
- 4) плотность в закрытом состоянии,
- 5) надежность, долговечность,
- 6) взаимозаменяемость.

**Важно!** Взаимосвязь между требованиями.



### Два подхода к изменению площади щели:

- 1) мгновенное открытие и закрытие,
- 2) не мгновенное открытие и закрытие



Два подхода к описанию массовых потоков:

- ① Предполагается, что жидкость - идеальный газ.

$$\omega = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} \cdot \frac{p_0}{\rho_0} \left[ 1 - \left( \frac{p}{p_0} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]} \quad (6.1)$$

или

$$M = f \cdot \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} \cdot p_0 \cdot \rho_0 \left[ \left( \frac{p}{p_0} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left( \frac{p}{p_0} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \quad (6.2)$$

Для реального клапана

$$M = \mu \cdot f \cdot \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} \cdot p_0 \cdot \rho_0 \left[ \left( \frac{p}{p_0} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left( \frac{p}{p_0} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \quad (6.3)$$

- ② Предполагается, что жидкость несжимаема.

$$M = \alpha \cdot f \cdot \sqrt{2\rho_0(p_0 - p)}$$

или для сжимаемой жидкости

$$M = \alpha \cdot \underline{\varepsilon_p} \cdot f \cdot \sqrt{2\rho_0(p_0 - p)} \quad (6.4)$$

где

$$\varepsilon_p = 1 - \frac{c}{\kappa} \cdot \frac{p_0 - p}{p_0} \quad (6.5)$$

## ЭКВИВАЛЕНТНАЯ ПЛОЩАДЬ

Для несжимаемой жидкости

$$\Delta p = \zeta \frac{C_r^2}{2} \rho = \zeta \frac{V^2}{2f^2} \cdot \rho \quad (6.6)$$

откуда

$$V = \frac{1}{\sqrt{\zeta}} f \cdot \sqrt{2 \frac{\Delta p}{\rho}} \quad (6.7)$$

$$\frac{1}{\sqrt{\zeta}} = \alpha \quad (\alpha < 1) \quad (6.8)$$

Тогда

$$V = \alpha \cdot f \cdot \sqrt{2 \frac{\Delta p}{\rho}} \quad (6.9)$$

$$\alpha \cdot f = \Phi \quad (\Phi < f) \quad (6.10)$$

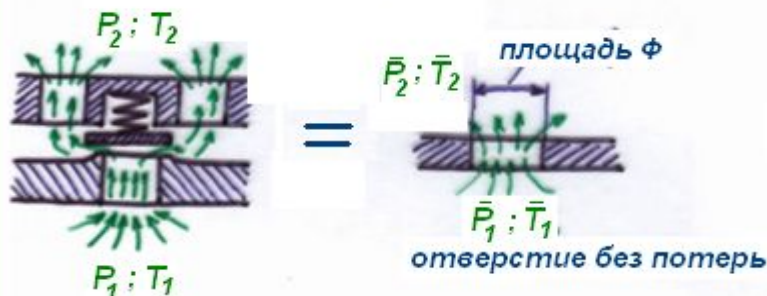
Теперь

$$V = \Phi \sqrt{2 \frac{\Delta p}{\rho}} \quad (6.11)$$

Можно получить

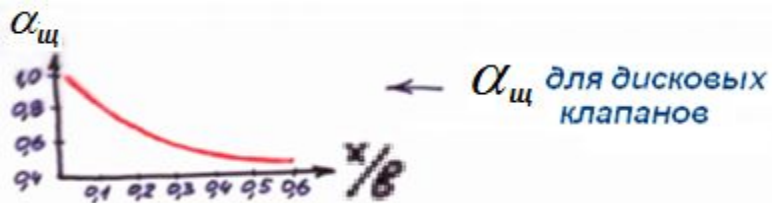
$$\Phi = \alpha \cdot f = \frac{f}{\sqrt{\zeta}} \quad (6.12)$$

Замена клапана  
эквивалентным отверстием



$$\begin{aligned} P_1 &= \bar{P}_1; & T_1 &= \bar{T}_1 \\ P_2 &= \bar{P}_2; & T_2 &= \bar{T}_2 \end{aligned}$$

$$\Phi = \alpha_{us} \cdot f_{us} = \alpha_c \cdot f_c = \alpha_{exp} \cdot f_{exp}$$



Для полосовых клапанов  $\left(\frac{x}{b}\right)_{прив} = \frac{f_{мс}}{2f_c}$

### ЭКВИВАЛЕНТНАЯ СКОРОСТЬ ГАЗА В КЛАПАНЕ

$$w_\Phi = \frac{V}{\Phi} = \frac{V}{\alpha \cdot f} = \frac{V}{f} \cdot \sqrt{\xi} \quad (6.14)$$

$$\Delta p = \frac{w_\Phi^2}{2} \cdot \rho \quad (6.15)$$

### КОЭФФИЦИЕНТ РАСШИРЕНИЯ

Общее выражение для  $\epsilon_p$  см. ур-ние (6.5)

В компрессорах принято

$$\epsilon_p = 1 - 0,3 \frac{p_1 - p_2}{p_1} \quad (6.17)$$

$$\epsilon_{\text{вазга}} < 1$$

### УСЛОВНАЯ ЭКВИВАЛЕНТНАЯ СКОРОСТЬ ГАЗА В КЛАПАНЕ

$$\bar{w}_\Phi = C_m \cdot \frac{F_n}{z_{ки} \cdot \Phi} \quad (6.18)$$

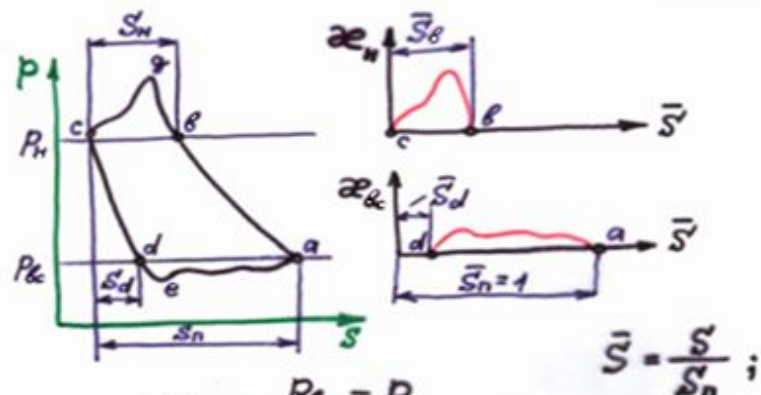
### КРИТЕРИЙ СКОРОСТИ ГАЗА

$$\bar{F} = \frac{\bar{w}_\Phi}{a_{гс}} \quad (6.19)$$

$$\bar{F} = \frac{2 F_n \cdot r \cdot \omega}{\pi \cdot \alpha_w \cdot z_{ки} \cdot f_{мс} \cdot \sqrt{k \cdot R \cdot T}} \quad (6.20)$$

( $\bar{F}$  - не есть число Маха!)

## ОТНОСИТЕЛЬНАЯ ПОТЕРЯ ДАВЛЕНИЯ



$$\alpha_{bc} = \frac{P_{bc} - P}{P_{bc}} \dots \dots \dots (6.21)$$

$$\alpha_n = \frac{P - P_H}{P_H} \dots \dots \dots (6.22)$$

## БЕЗРАЗМЕРНАЯ ПОТЕРЯ РАБОТЫ В КЛАПАНЕ

$$i_{bc} = \frac{\Delta L_{bc, \text{кп}}}{P_{bc} \cdot \bar{V}_H} \dots \dots \dots (6.23)$$

$$\Delta i_H = \frac{\Delta L_{H, \text{кп}}}{P_H \cdot \bar{V}_H} \dots \dots \dots (6.24)$$

$$i_{bc} = \int_{\bar{S}_d}^1 \alpha_{bc} \cdot d\bar{S} \dots \dots \dots (6.23^a)$$

$$i_H = \int_0^{\bar{S}_g} \alpha_n \cdot d\bar{S} \dots \dots \dots (6.24^a)$$

$$\bar{S}_g = S_H / S_n ; \quad \bar{S}_d = S_d / S_n ;$$

## ПОТЕРИ ДАВЛЕНИЯ ВО ВСАСЫВАЮЩЕМ КЛАПАНЕ

С одной стороны (изменение количества газа в полости цилиндра):

из приращения внутренней энергии газа в цилиндре, равной разности энтальпии поступающего в цилиндр газа и работы, затраченной газом на перемещение поршня.

$$c_v \cdot d(m \cdot T) = c_p \cdot T_b \cdot dm - p \cdot dV \quad (6.25)$$

получим

$$M = \frac{dm}{dt} = \frac{p_b}{RT_b} \left[ -\frac{V}{\kappa} \cdot \frac{d\alpha_{b,T}}{dt} + (1 - \alpha_{b,T}) \frac{dV}{dt} \right] \quad (6.27)$$

Т.к.

$$V = F_n \cdot z \cdot f(\varphi),$$

где  $f(\varphi) = 2a_m + 1 - \cos \varphi + \frac{\lambda_R}{2} \cdot \sin^2 \varphi$

$$f'(\varphi) = \sin \varphi + \frac{\lambda_R}{2} \sin 2\varphi,$$

то

$$M = \frac{p_b \cdot F_n \cdot r \cdot \omega}{RT_b} \left[ -\frac{f(\varphi)}{\kappa} \cdot \frac{d\alpha_{b,T}}{d\varphi} + (1 - \alpha_{b,T}) \cdot f'(\varphi) \right] \quad (6.29)$$

С другой стороны (количество газа, проходящее через клапан)

$$M = \alpha_{ш} \cdot \epsilon_p \cdot z_{ш} \cdot f_{ш} \cdot \sqrt{2 \rho_1 (p_1 - p_2)}, \quad (6.31)$$

где

$$p_1 = p_b; \quad p_2 = p \quad \text{и} \quad \rho_1 = \rho_b.$$



Тогда

$$M = \alpha_{\text{из}} (1 - 0,3 \alpha_{\text{в.т}}) Z_{\text{ки}} f_{\text{из}} \alpha_{\text{в.т}}^{0,5} \sqrt{2 p_{\text{в.т}} \cdot p_{\text{в.с}}} \quad (6.32)$$

Приравнявая  $M$  из (6.29) и (6.32), получим

$$\frac{d\alpha_{\text{в.т}}}{d\varphi} = \frac{-\kappa (1 - 0,3 \alpha_{\text{в.т}}) \alpha_{\text{в.т}}^{0,5} \alpha_{\text{из}} Z_{\text{ки}} f_{\text{из}} \sqrt{2RT}}{F_n \cdot r \cdot \omega \cdot f(\varphi)} + \kappa (1 - \alpha_{\text{в.т}}) \cdot \frac{f'(\varphi)}{f(\varphi)} \dots \dots \dots (6.33)$$

Учитывая, что

$$\Phi = \alpha_{\text{из}} \cdot f_{\text{из}} ; \quad \tilde{F} = \frac{\bar{W}_\Phi}{a_{26}} ;$$

$$\bar{W}_\Phi = C_m \cdot F_n / (Z_{\text{ки}} \cdot \Phi) ; \quad a_{26} = \sqrt{\kappa RT} ;$$

$$C_m = 2 S_n \cdot n_0 \quad \text{и} \quad \tilde{F} = \frac{2 F_n \cdot r \cdot \omega}{Z_{\text{ки}} \cdot \alpha_{\text{из}} \cdot f_{\text{из}} \sqrt{\kappa RT}} ;$$

$$T = T_{\text{в.с}} \quad \text{и} \quad \tilde{F} = \tilde{F}_{\text{в.с}}$$

получим в безразмерном виде

$$\frac{d\alpha_{\text{в.т}}}{d\varphi} = - \frac{2 \cdot \sqrt{\kappa}}{Z_{\text{ки}} \cdot \tilde{F}_{\text{в.с}} \cdot f(\varphi)} (1 - 0,3 \alpha_{\text{в.т}}) \alpha_{\text{в.т}}^{0,5} + \kappa (1 - \alpha_{\text{в.т}}) \frac{f'(\varphi)}{f(\varphi)} \quad (6.34)$$

**Внимание!** В уравнение (6.34) неявно входит  $f_{\text{из}}$  в виде  $\alpha_{\text{из}} \cdot f_{\text{из}}$ , причем  $f_{\text{из}}$  - текущая величина.



## ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНОЕ УРАВНЕНИЕ ПОТЕРИ ДАВЛЕНИЯ В НАГНЕТАТЕЛЬНОМ КЛАПАНЕ

Аналогичным путем можно найти

$$\frac{d\alpha_n}{d\varphi} = - \frac{\kappa(1-0,3 \frac{\alpha_n}{1-\alpha_n})(1+\alpha_n)^{\frac{2\kappa-1}{2\kappa}} \cdot \alpha_n^{0,5} \cdot \alpha_n \cdot z \cdot f \cdot \sqrt{2RT}}{F_n \cdot z \cdot \omega \cdot f(\varphi)} - \kappa(1+\alpha_n) \cdot \frac{f'(\varphi)}{f(\varphi)} \quad (6.39)$$

или в безразмерном виде

$$\frac{d\alpha_n}{d\varphi} = - \frac{2\sqrt{2\kappa}}{\pi \cdot \bar{F}_n \cdot f(\varphi)} (1-0,3 \frac{\alpha_n}{1+\alpha_n})(1+\alpha_n)^{\frac{2\kappa-1}{2\kappa}} \alpha_n^{0,5} - \kappa(1+\alpha_n) \cdot \frac{f'(\varphi)}{f(\varphi)} \quad (6.40)$$

Т.о. имеем

$$\frac{d\alpha_\tau}{d\varphi} = f(\varphi; \alpha_\tau; \bar{F}) \quad (6.41)$$

В общем случае  $\bar{F} = \text{var.}$

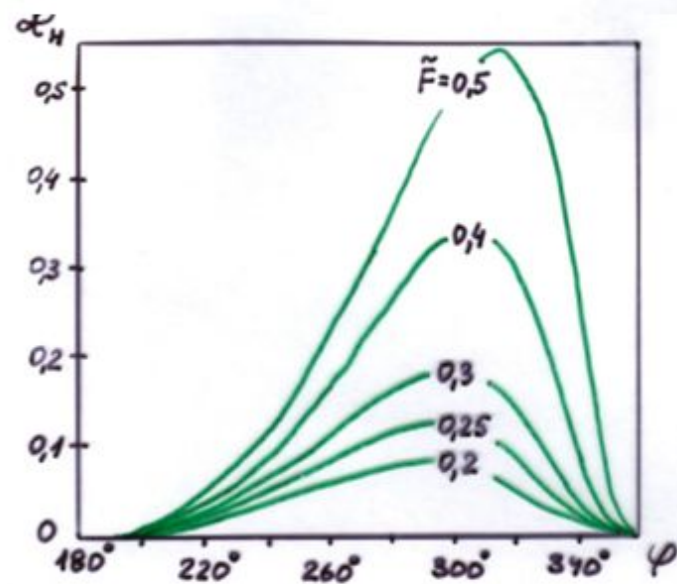
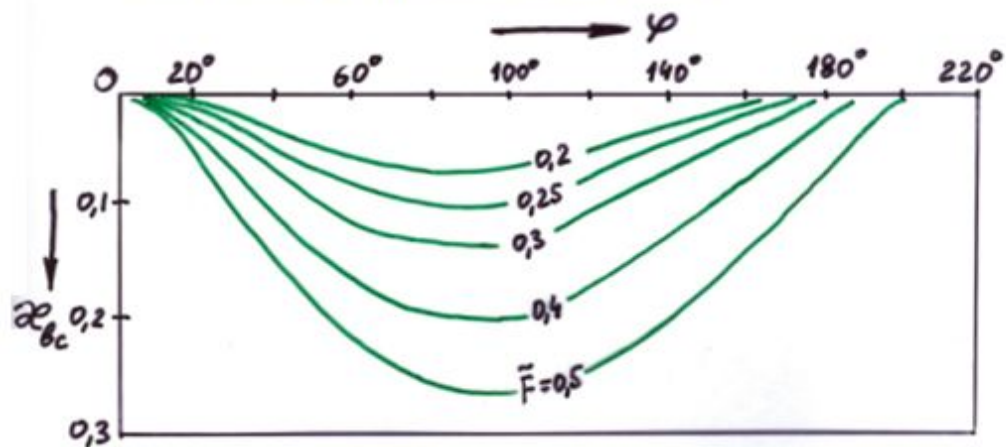
Полагаем  $\bar{F} = \bar{F}_0 = \text{Const}$

$$\frac{d\alpha_\tau}{d\varphi} = f(\varphi; \alpha_\tau; \bar{F}_0) \quad (6.42)$$

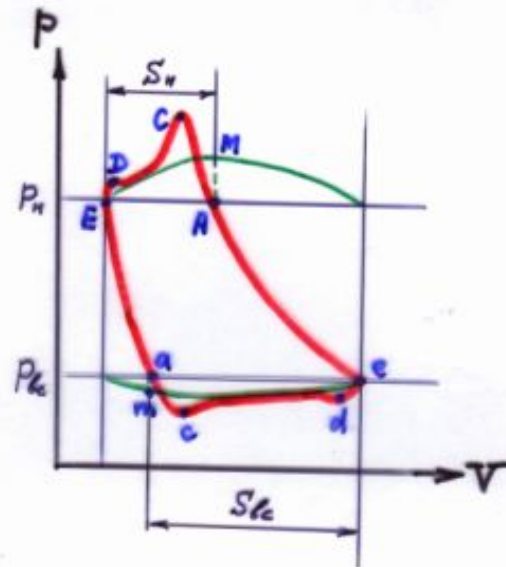
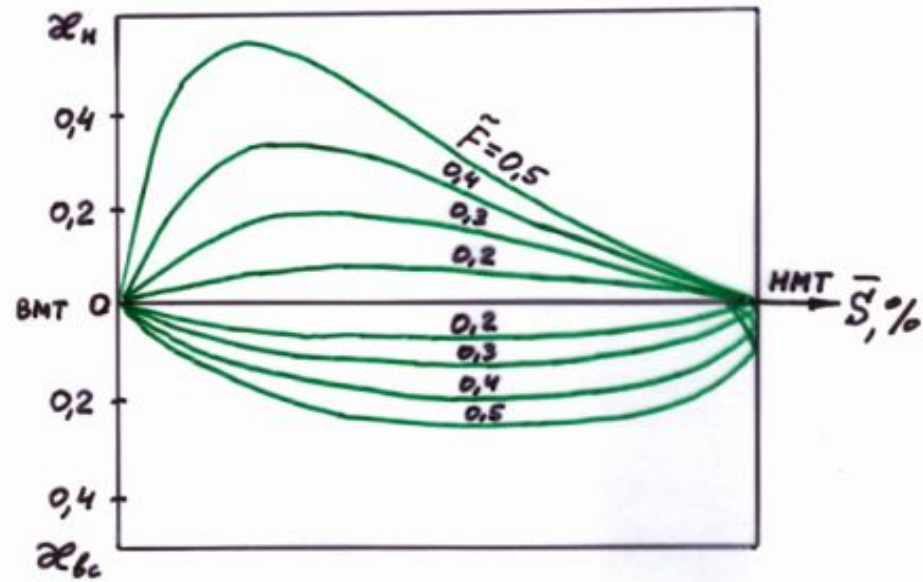
$\bar{F}_0$  становится параметром!

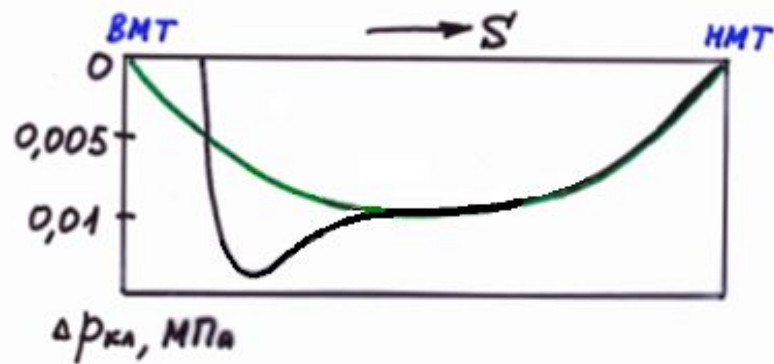
Полость крышки:  $a_m = 10\%$ ;  $K = 1,4$ ;  $\lambda_R = 1/4$ ;

открытие и закрытие - мгновенное



Аналогичные решения имеются для полости штока





ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ  
ЭКВИВАЛЕНТНОЙ ПЛОЩАДИ КЛАПАНА  $\Phi$



$$m_{\text{кл}} = m_0$$

$$\epsilon_{p_0} \cdot \alpha_0 \cdot f_0 \cdot \sqrt{\Delta p_0 \cdot \rho_0} = \epsilon_{p_{\text{кл}}} \cdot \Phi \cdot \sqrt{\Delta p_{\text{кл}} \cdot \rho_{\text{кл}}} \quad (6.43)$$

## ПОДБОР СТАНДАРТИЗОВАННОГО КЛАПАНА

- 1) Подбор клапана необходимой пропускной способности.
- 2) Подбор усилия пружины.

## ПОДБОР КЛАПАНА НЕОБХОДИМОЙ ПРОПУСКНОЙ СПОСОБНОСТИ

Что такое - "пропускная способность" ?

Рекомендуемый порядок подбора клапанов:

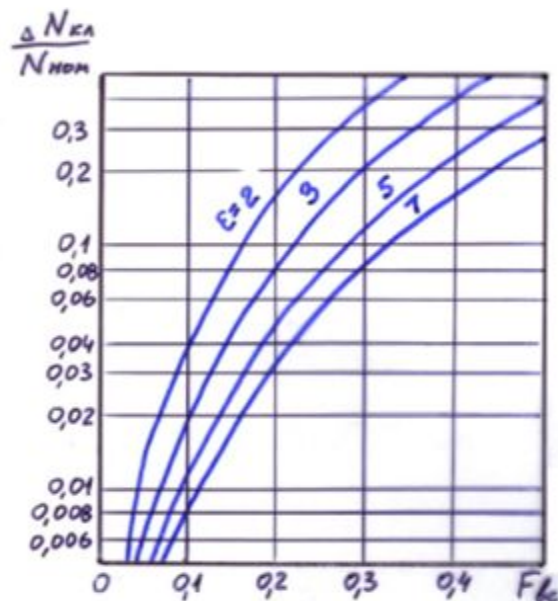
- ① Задаются допустимыми относительными потерями мощности в клапанах ( $\dot{i}$ ,  $\Delta N_{\text{кл}}/N_{\text{ом}}$ ).

Для  $a_M = 10\%$ ;  $K = 1,4$  и  $\varepsilon = 3$ :

$P_{\text{вс}}$ , МПа	0,1 ... 0,5	0,5 ... 1,5	1,5 ... 5,0	5,0 ... 15
$(\Delta N_{\text{кл}}/N_{\text{ом}})_{\text{max}}$	11,2%	9,2%	7,4%	5,8%
$\tilde{F}_{\text{max}} = C_{\text{ф}}/C_{\text{зв}}$	0,22	0,2	0,18	0,16

- ② Находят соответствующие допустимым  $\dot{i}$  или  $\Delta N_{\text{кл}}/N_{\text{ом}}$  значения  $\tilde{F}$  (по таблицам и графикам)

Корректируют 
$$\tilde{F}'_{\text{max}} = \tilde{F}_{\text{max}} \cdot \sqrt{\frac{1,4}{K}} \quad (6.44)$$



- ③ Определяют допустимую условную эквивалентную скорость газа в клапанах  $\bar{C}_\phi$ , при которой будут обеспечены допустимые потери

$$\bar{C}_\phi = \tilde{F}_{\text{max}} \cdot C_{26},$$

где  $C_{26} = \sqrt{k \cdot R \cdot T}$  – скорость звука.

- ④ По допустимому значению  $\bar{C}_\phi$  находим значение эквивалентной площади  $\phi$  клапанов, которое обеспечит допустимые потери энергии в клапанах

$$F_n \cdot C_m = z \cdot \phi \cdot \bar{C}_\phi$$

$$\phi = \frac{F_n \cdot C_m}{z \cdot \bar{C}_\phi}$$

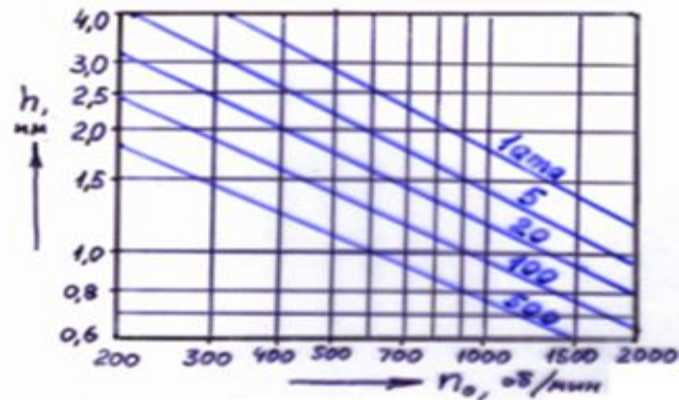
(6.45)



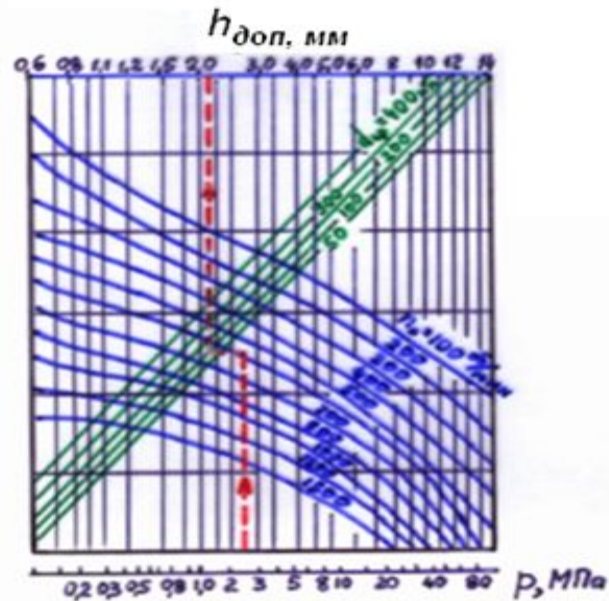
- 5 По значению эквивалентной площади  $\Phi$  подбирают клапаны.

Высоту подъема клапана  $h$  выбирают по рекомендациям:

для кольцевых клапанов

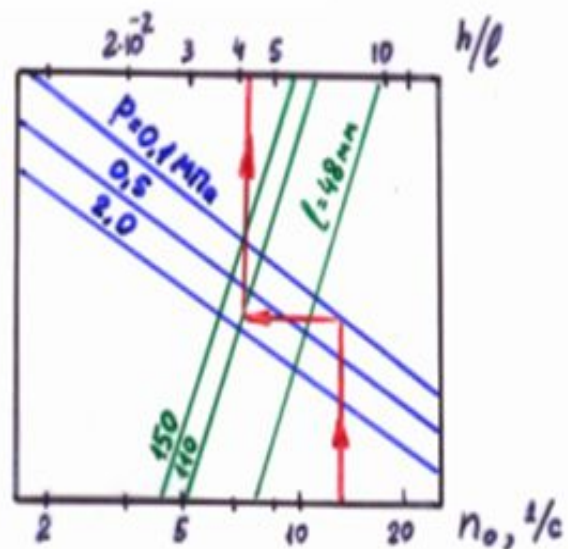


или



$$h = f(n_o; p; d_{cp})$$

Для полосовых клапанов



Для прямоточных клапанов:

подъем конца пластины до 2,2 мм при  $n_0$  до 25  $1/s$

подъем конца пластины до 2,6 мм при  $n_0$  до 12,5  $1/s$

## ПОДБОР УСИЛИЯ ПРУЖИНЫ

Слабая пружина - запаздывание закрытия клапана.  
Сильная пружина - открытие клапана запаздывает,  
клапан не открывается полностью.  
Выбор усилия пружины - компромисс.

Два пути выбора усилия пружины:

- 1) через  $\Delta p_{no}$  - минимальный перепад давления, обеспечивающий полное открытие клапана при определенном усилии пружины,
- 2) используя математическую модель.

Значение

$$\Theta = \frac{x_{no}}{x_{Tmax}} = 0,1 \div 0,3 \quad (6.46)$$

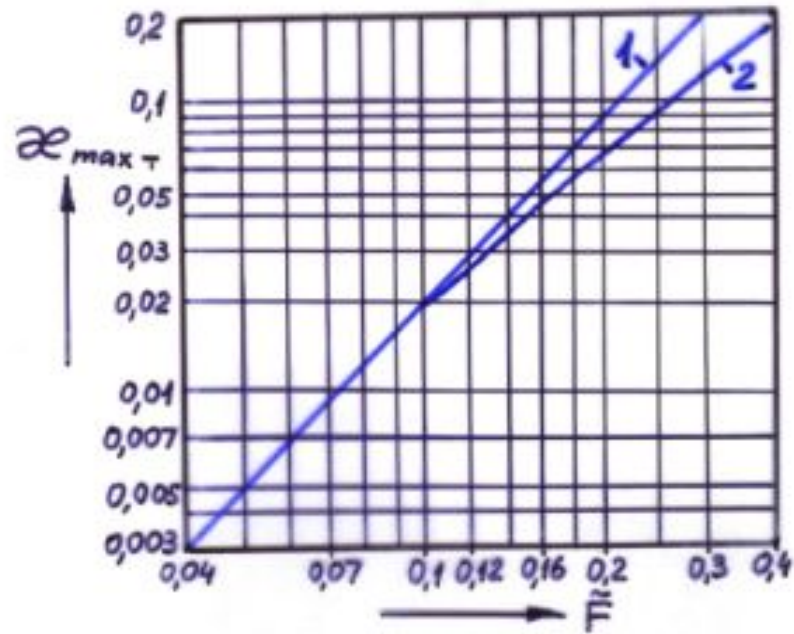
где

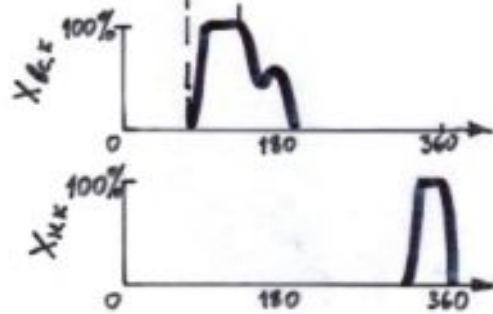
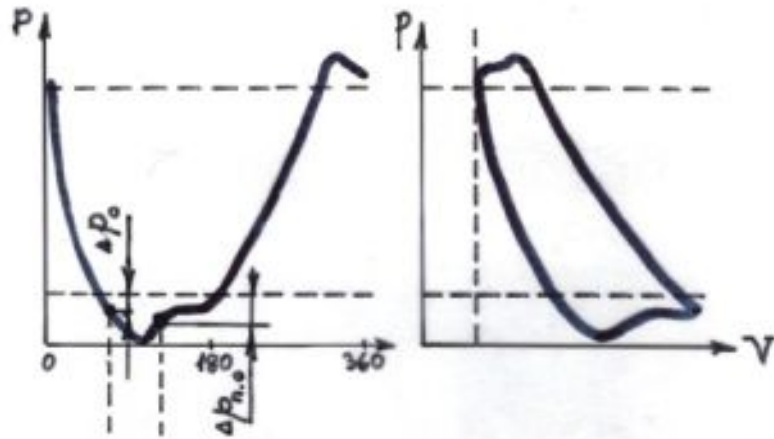
$$x_{no} = \frac{\Delta p_{no}}{p} \quad (6.47)$$

$$\Delta p_{no} = x_{no} \cdot p = \Theta \cdot x_{maxT} \cdot p$$

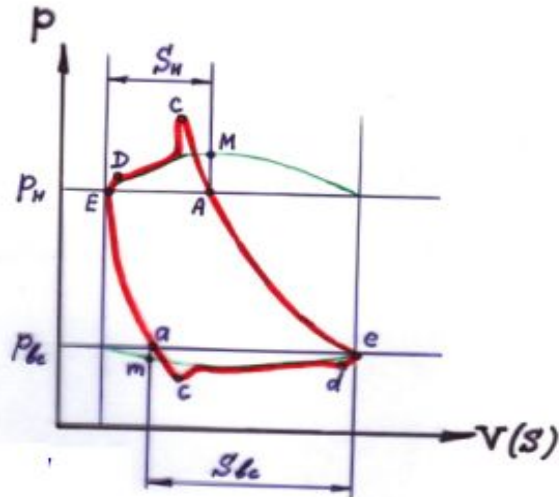
Значение  $\Delta p_{no}$  было определено по рекомендациям отдельно для каждого типа клапанов (см. Пластинин П.И. Поршневые компрессоры. Том 1).

$$P_{пр} = \Delta p_{no} \cdot \rho_p \cdot f_c$$





РАСЧЕТ ПОТЕРЬ МОЩНОСТИ В САМОДЕЙСТВУЮЩИХ КЛАПАНАХ



Действительные потери - пл. а-с-d-e-a и  
- пл. A-C-D-E-A

Теоретические потери - пл. а-m-e-a и  
- пл. A-M-E-A

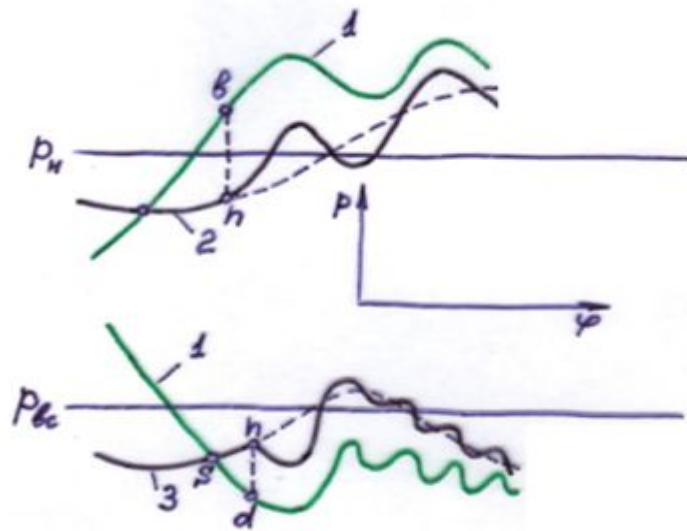
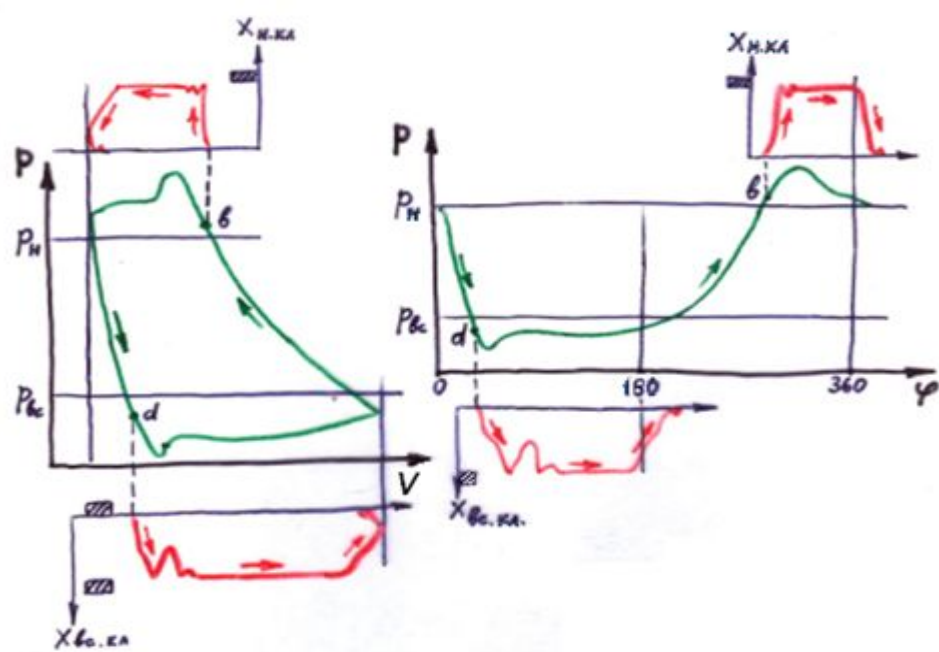
$$i_{\text{лсг}} = \int_{1-\bar{S}_{\text{лс}}}^1 \alpha_{\text{лсг}} \cdot d\bar{S} \quad (6.23^{\text{а}} \text{ и } 6.53)$$

$$i_{\text{н}} = \int_0^{\bar{S}_{\text{н}}} \alpha_{\text{нг}} \cdot d\bar{S} \quad (6.24^{\text{а}} \text{ и } 6.54)$$

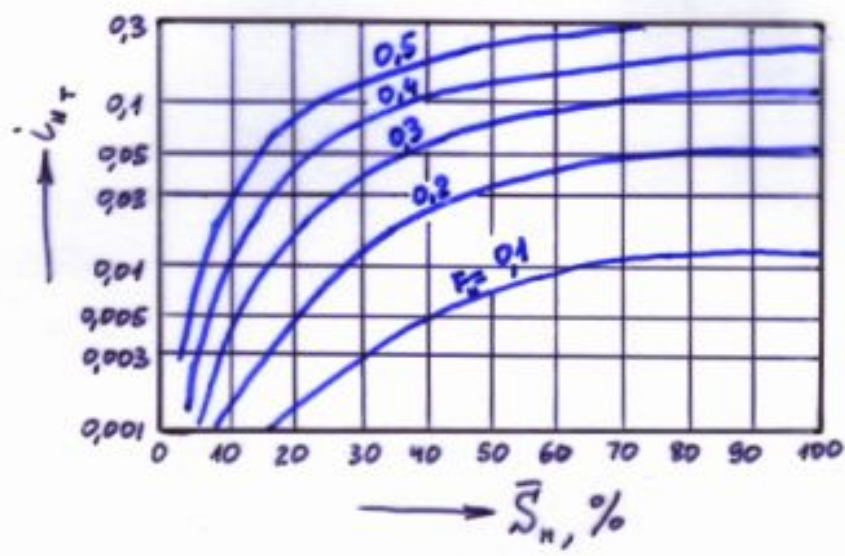
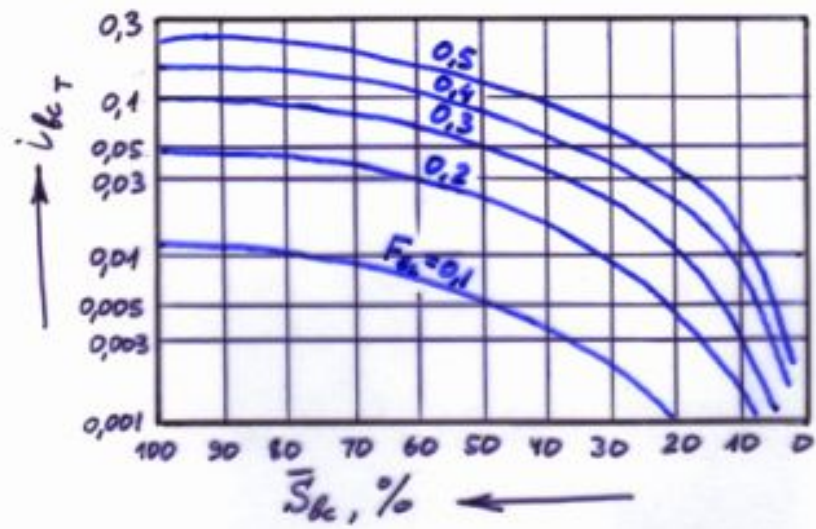
$$\bar{S}_{\text{лс}} = \frac{S_{\text{лс}}}{S_{\text{н}}} = 1 - a_m \left[ \left( \frac{P_{\text{н}}}{P_{\text{лс}}} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right] \quad (6.51)$$

$$\bar{S}_{\text{н}} = \frac{S_{\text{н}}}{S_{\text{н}}} = \frac{1 + a_m}{\left( \frac{P_{\text{н}}}{P_{\text{лс}}} \right)^{\frac{1}{n}}} - a_m \quad (6.52)$$





- 1 - давление в цилиндре
- 2 - давление в нагнетательной полости
- 3 - давление в полости всасывания



$$\psi_{bc} = \frac{\text{пл. а-с-d-e-a}}{\text{пл. а-т-e-a}}$$

$$\psi_n = \frac{\text{пл. А-С-D-E-A}}{\text{пл. А-М-E-A}}$$

$$\underline{\Delta N_{\text{кл. полости}} = (i_{bc} \cdot \psi_{bc} \cdot p_{bc} + i_n \cdot \psi_n \cdot p_n) \cdot F_n \cdot S_n \cdot n_0} \quad (6.55)$$

$$\psi_{bc} = 1 + \varphi_{bc} + \mu_{bc}, \quad (6.56)$$

$$\psi_n = 1 + \varphi_n + \mu_n, \quad (6.57)$$

где  $\mu$  - коэффициенты влияния массы пластины  
и силы прилипания

$\varphi$  - коэффициенты влияния силы пружины

Рекомендации по выбору значений  $\mu$  и  $\varphi$

см. в книге Пластилин П.И. Поршневые компрессоры. Том 1.

$\mu$  и  $\varphi$  зависят от типа клапанов:

$$\mu_{\text{кольц.}} > \mu_{\text{полос.}} > \mu_{\text{прямоточ.}}$$

$\varphi$  - зависит также от  $\epsilon$ ,  $z_{\text{по}}/z_{\text{мах}}$ , вида полости.

$$\Delta N_{\text{кл. ступени}} = \sum \Delta N_{\text{кл. полостей}} \quad (6.60)$$

$$\Delta N_{\text{кл. компр.}} = \sum \Delta N_{\text{кл. ступеней.}} \quad (6.61)$$

# ДИНАМИКА КЛАПАНОВ

## ДИНАМИКА ДВИЖЕНИЯ ПЛАСТИНЫ САМОДЕЙСТВУЮЩЕГО КЛАПАНА

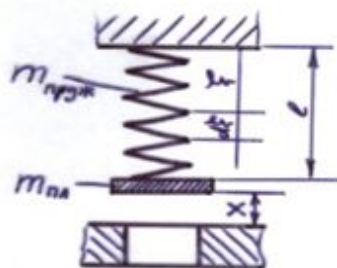
Основные подходы:

- 1) одномассовый,
- 2) многомассовый
- 3) распределенная масса



### Приведенная масса системы "пластина - пружина"

При расчете динамики рассматривают движение системы "пластина + пружина", т.е. следует учитывать и массу пружин.



Положим, в положении "X" пластина имеет скорость  $\dot{X}$ .

Точка на расстоянии  $\xi$  от фиксированного конца пружины имеет перемещение  $\frac{\xi}{l} \cdot x$  и скорость  $\frac{\xi}{l} \cdot \dot{x}$

Кинетическая энергия элемента  $d\xi$  пружины равна

$$\frac{1}{2} \cdot \frac{d\xi}{l} \cdot m_{пруж} \cdot \left( \frac{\xi}{l} \cdot \dot{x} \right)^2$$



### Кинетическая энергия системы "пластина - пружина"

$$E = \frac{1}{2} m_{пл} \cdot \dot{x}^2 + \frac{m_{пруж}}{2l^3} \cdot \dot{x}^2 \cdot \int_0^l \xi^2 d\xi = \frac{1}{2} (m_{пл} + \frac{1}{3} m_{пруж}) \cdot \dot{x}^2$$

$$m_{прив} = m_{пл} + \frac{1}{3} m_{пруж}. \quad (6.63)$$

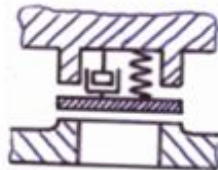
### ОСНОВНОЕ УРАВНЕНИЕ ДИНАМИКИ КЛАПАНА



$$m_{прив} \cdot \ddot{x} = \sum P_i \quad (6.64)$$

$$P_g \uparrow \quad m_{прив} \cdot \ddot{x} = P_g + P_{пр} + P_{тр} + P_{\ell}, \quad (6.65)$$

где



$P_g$  - сила воздействия газового давления,

$P_{пр}$  - сила действия пружины,

$P_{тр}$  - сила трения о направляющие, о газ, сила демпфирования газовой подушки,

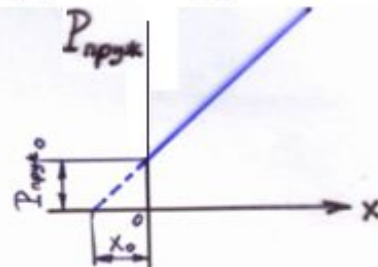
$P_{\ell}$  - сила веса пластины.

### СИЛА ПРУЖИНЫ

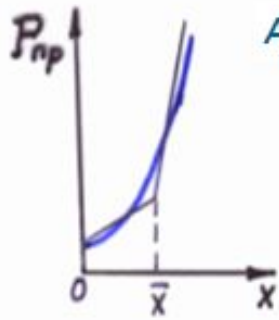
Линейная характеристика силы упругости пружины

$$P_{пруж} = c_{пруж} (x + x_0) = P_{пр}$$

$x_0$  - деформация предварительного натяга пружины



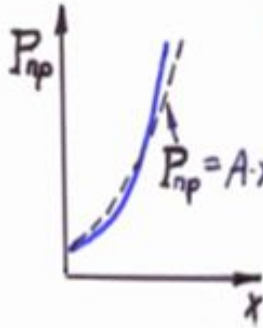




Аппроксимация двумя линейными участками

$$P_{np} = A \cdot x + B \quad \text{на участке } \bar{x} < x < h,$$

$$P_{np} = C \cdot x + D \quad \text{на участке } 0 < x < \bar{x}.$$



Аппроксимация кубическим уравнением

$$P_{np} = A \cdot x^3 + B \cdot x^2 + C \cdot x + D$$

Иногда используют понятие "приведенное усилие пружины", т.е. усилие, приходящееся на единицу проходного сечения в седле

$$B_{np} = \frac{P_{np}}{f_c} .$$

(6.67)

## СИЛА ДАВЛЕНИЯ ГАЗА



С верхней стороны пластины давление также неравномерно.

Условное давление потока

$$q = \frac{P_3}{f_c}$$

- Внимание!** 1. В знаменателе стоит  $f_{\text{седла}}$  !!!  
2. Допускают, что переменные по поверхностям давления заменяют условными постоянными.

Тогда разность условных осредненных давлений, действующих на разные стороны пластины  $\Delta p_{\text{кл}}$ .

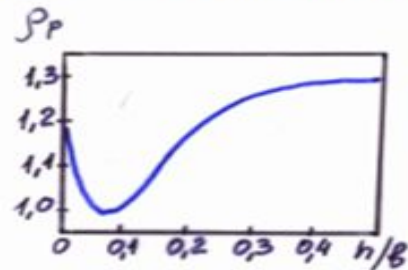
Коэффициент деления потока

$$\rho_p = \frac{q}{\Delta p_{\text{кл}}}$$

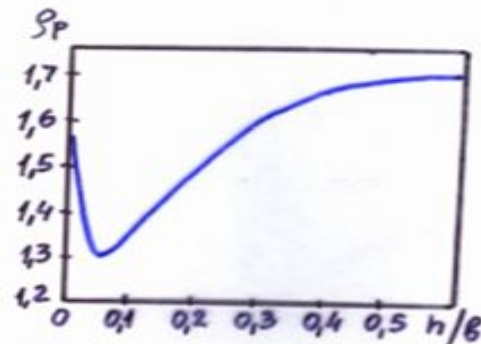
При геометрическом подобии тракта клапанов

$$\rho_p = \text{idem.}$$

Значения  $\rho_p$  определяют экспериментально при статических продувках.



Для кольцевых клапанов



Для дисковых клапанов

$b$  - ширина прохода в седле

В полосовых клапанах  $\rho_p$  не зависит от жесткости пластины или от высоты подъема в центре (отнесен к площади пластины)

$$\rho_p = 1,0 \dots 1,2.$$

Для прямоочных клапанов

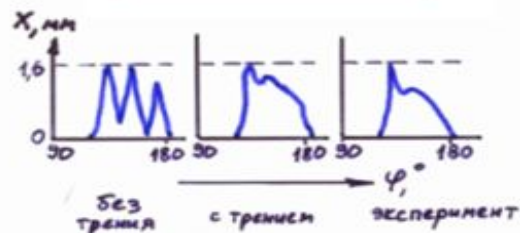
$$\rho_p = 0,62 \cdot [1 - (F_{ц} / F_c)^2]$$

Сила давления потока газа

$$P_g = q \cdot f_c$$

где  $q = \rho_p \cdot \Delta p_{кл}$ .

## СИЛЫ ТРЕНИЯ



Данные S. Тоивег:  $p = 1,6 \text{ МПа}$ ,  $n_0 = 1450 \text{ об/мин}$ , R22

Несколько подходов к расчету  $P_{тр}$ :

- 1)  $P_{тр}$  условно постоянна,
- 2)  $P_{тр}$  пропорциональна скорости

$$P_{тр} = \tau \cdot \frac{dx}{dt} = \tau \cdot \dot{x},$$

где  $\tau$  - коэффициент демпфирования  
(размерный! - Н.с/м)

Пример:  $D = 160 \text{ мм}$ ,  $\tau_n = 3,8 \text{ Н.с/м}$ ,  $\tau_v = 4,2 \text{ Н.с/м}$

Упрощенно определяют  $\tau$  для колебательной системы

$$\begin{aligned} \tau &= 2 \nu m_{прив} \cdot \omega' = 2 \nu \cdot m_{прив} \cdot \sqrt{\frac{C_{пруж}}{m_{прив}}} = \\ &= 2 \nu \cdot \sqrt{C_{пруж} \cdot m_{прив}}. \end{aligned}$$

$\nu$  - коэффициент, определяемый экспериментом  
( $\nu = 0,05 \dots 0,2$ )

$\omega'$  - собственная частота колебаний  
недемпфированной системы

$$\omega' = \sqrt{\frac{C_{пруж}}{m_{прив}}}.$$

## ОТСКОК ПЛАСТИНЫ

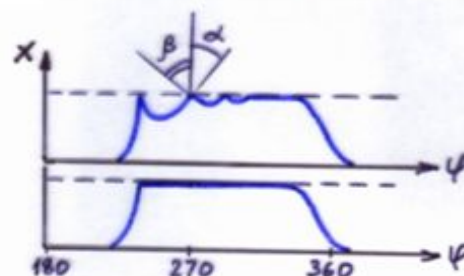
$\dot{X}$  после удара =  $-\dot{X}$  до удара — абсолютно упругий удар

В действительности

$$\dot{X} \text{ после удара} = -\theta \cdot \dot{X} \text{ до удара}$$

$\theta$  - коэффициент восстановления

$$\theta = \frac{|\dot{X}| \text{ после удара}}{|\dot{X}| \text{ до удара}}, \quad 0 < \theta < 1$$



с учетом отскока

без учета отскока

Видна необходимость учета отскока

$\theta$  определяют экспериментально

$$\theta = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg} \beta}$$

или

$$\theta = \sqrt{\frac{h_2}{h_1}}, \quad h_2 - \text{высота отскока.}$$

Кольцевые клапаны  $\theta = 0,2 \dots 0,3$

Прямоточные клапаны  $\theta_{\text{отр}} = 0,3$ ,  $\theta_c = 0,05 \dots 0,1$

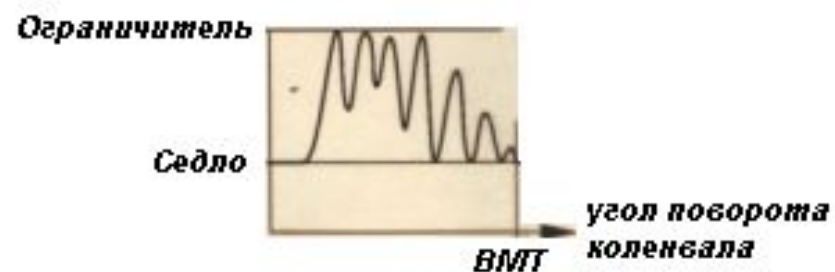


## Диаграмма движения пластины всасывающего клапана

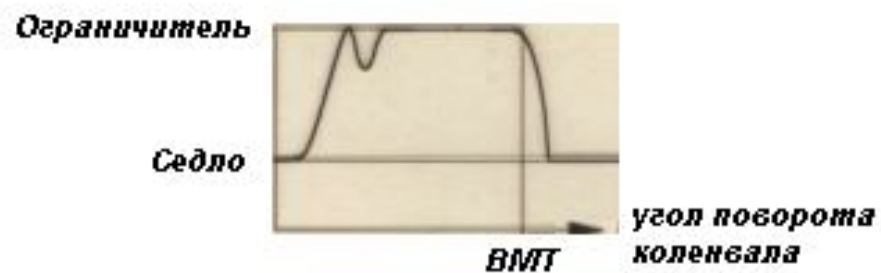


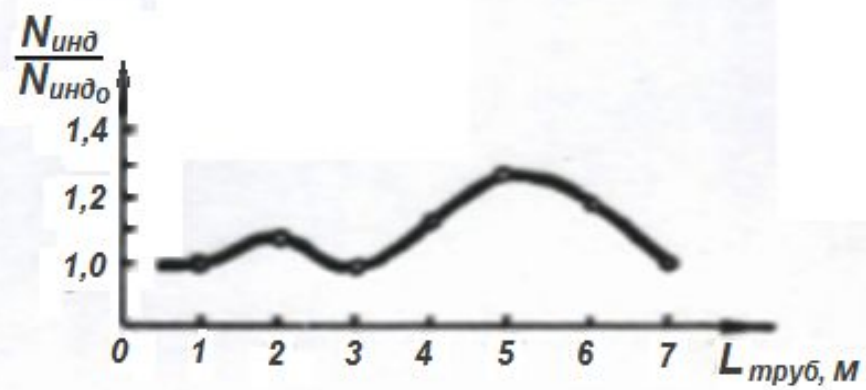
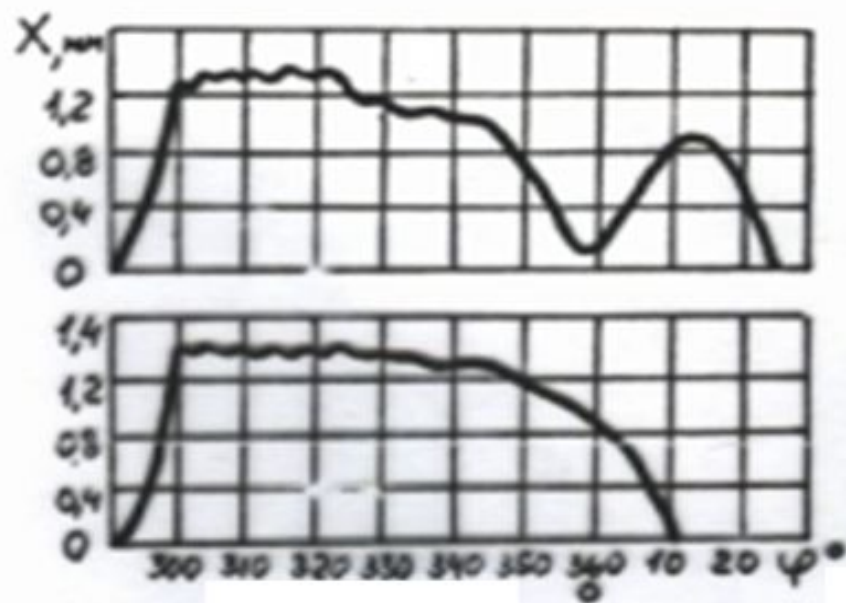
1. *Нормальная работа клапана*
2. *Небольшое превышение нормы смазки*
3. *Чрезмерное превышение нормы смазки*

## Флаттер клапана

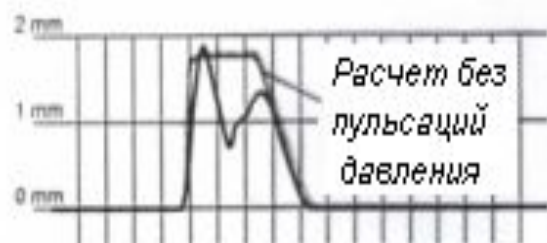


## Запаздывание закрытия клапана

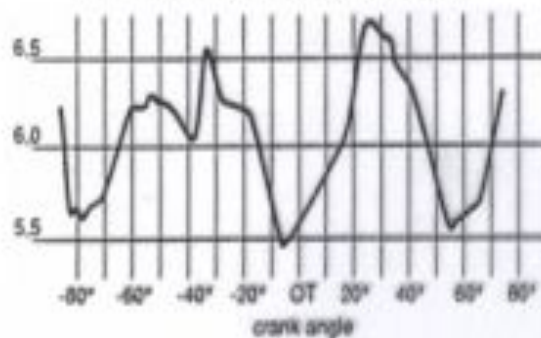




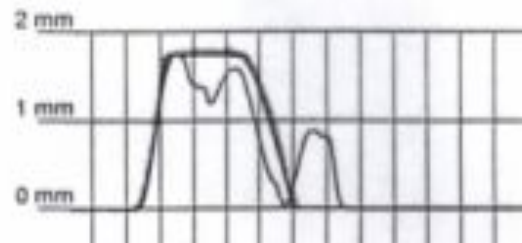
Длина нагнетательного  
трубопровода 0,82 м



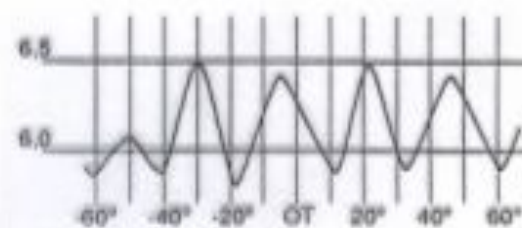
Пульсации давления



Длина нагнетательного  
трубопровода 0,23 м



Пульсации давления



Газодинамические коэффициенты самодействующих полностью  
открытых на цилиндр клапанов компрессорных ступеней

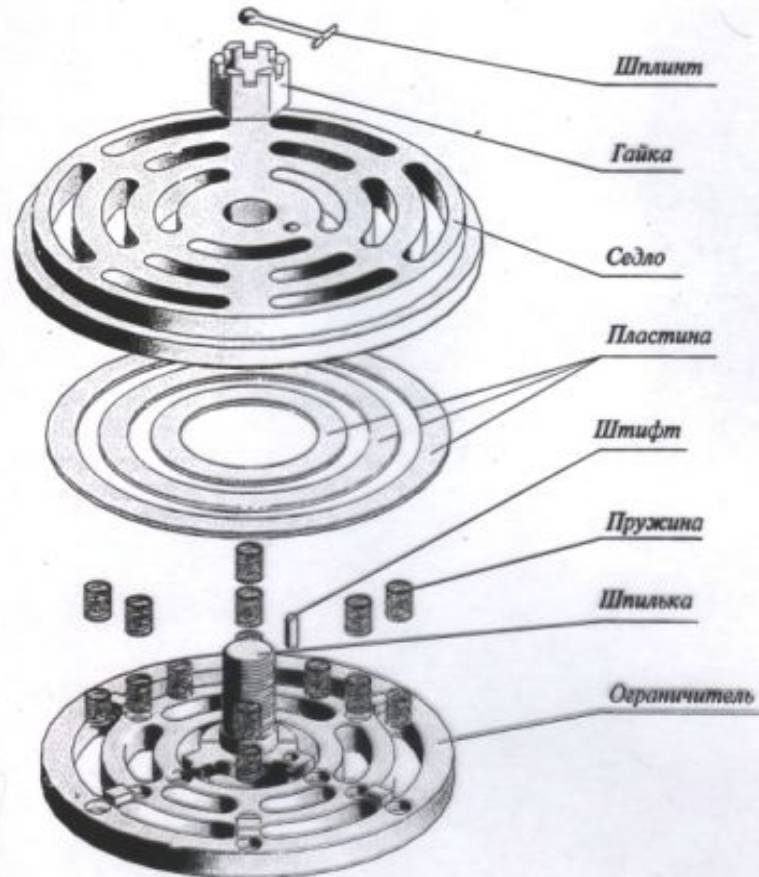
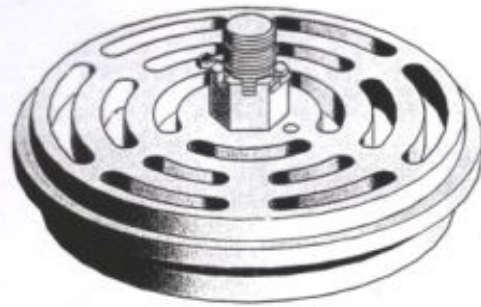
Тип клапана	Коэффициент расхода	Коэффициент давления потока газа
Кольцевой	$\mu_{\text{кл}} = 0,8 \frac{1 + \bar{f}_{\text{щ}}^{0,4}}{1 + 4\bar{f}_{\text{щ}}}$	$\rho_{\text{кл}} = 1,1 - (A + 0,4)\bar{f}_{\text{щ}}^2$ <p>A = 1 - односторонняя щель A = 0 - двухсторонняя щель</p>
Прямоточный	$\mu_{\text{кл}} = 0,9(1 - 0,2\bar{f}_{\text{щ}})$	$\rho_{\text{кл}} = 0,62(1 - \bar{f}_{\text{щ}}^2)$
Ленточный	$\mu_{\text{кл}} = 0,7 \frac{1 + 4\bar{f}_{\text{щ}}}{1 + 6\bar{f}_{\text{щ}}^{1,6}}$	$\rho_{\text{кл}} = 1,1 - 0,4\bar{f}_{\text{щ}}^2$
Сферический	$\mu_{\text{кл}} = 0,9(1 - 0,4\bar{f}_{\text{щ}})$	



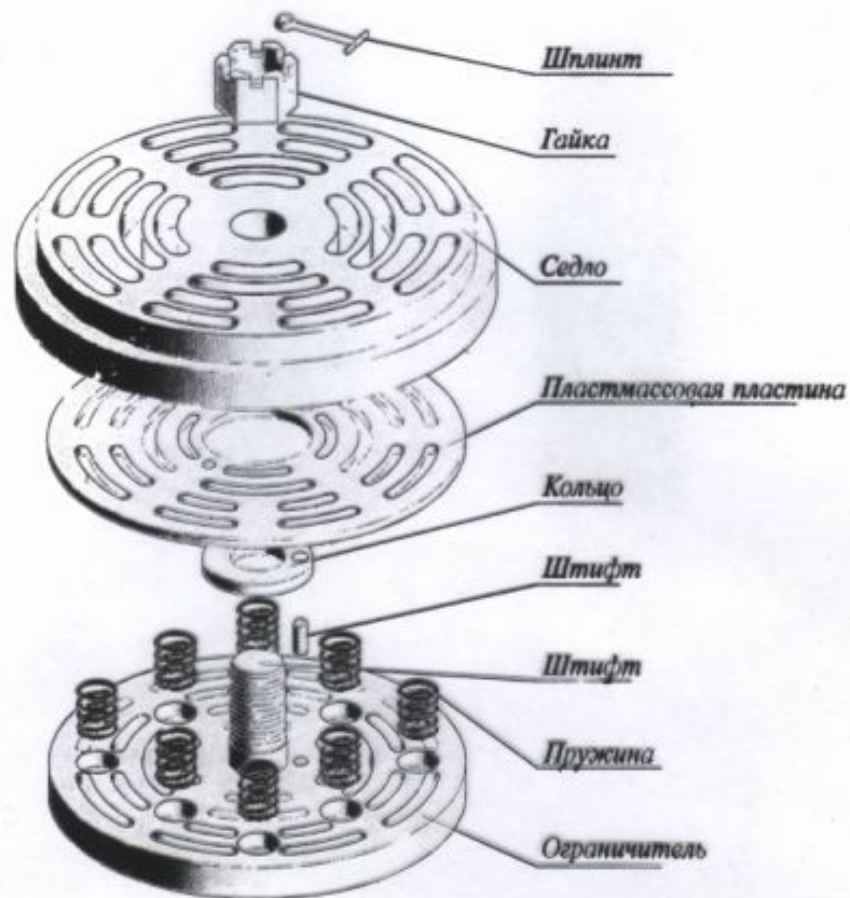
Параметры, характеризующие конструкцию клапанов

Тип клапана	Сечение щели, $\frac{2}{\text{м}}$	Жесткость пружин (пластин), $\text{Н/м}$	Предварительный натяг, $\text{м}$	Приведенная масса, $\text{кг}$	Примечание
Кольцевая	$f_{щ} = 2\pi \sum_i (D_{cp} h_{\varphi})_i$	$C_{пр} = \frac{d}{n_b} \left(\frac{d}{d_{cp}}\right)^3 \cdot 10^7$	$h_0 > 0$	$m^* = m_{пл} + \frac{1}{3} m_{пр} z_{пр}$	$D_{cp}$ - средняя диаметр пластин  $z_{пл}$ - число пластин
Прямочные	$f_{щ} = z_{пл} \Pi h_{\varphi}$	$C_{пл} = \frac{3EJ}{l^3(1-\mu^2)}$	$h_0 = 0$	$m^* = 0,25 m_{пл}$	$d_c$ - диаметр канала в седле  $\Pi$ - уплотня- емая периметр
Ленточный	$f_{щ} = z_{пл} \Pi h_{\varphi}$	$C_{пл} = \frac{48EJ}{L^3}$	$h_0 = 0$	$m^* \approx 0,64 m_{пл}$	$d$ - диаметр витка
Сферический	$f_{щ} = \pi d_c h_{\varphi}$	$C_{пр} = \frac{d}{n_b} \left(\frac{d}{d_{cp}}\right)^3 \cdot 10^7$	$h_0 > 0$	$m^* = m_{пл} + \frac{1}{3} m_{пр}$	$n_b$ - число витков  $d_{cp}$ - диаметр навивки средний

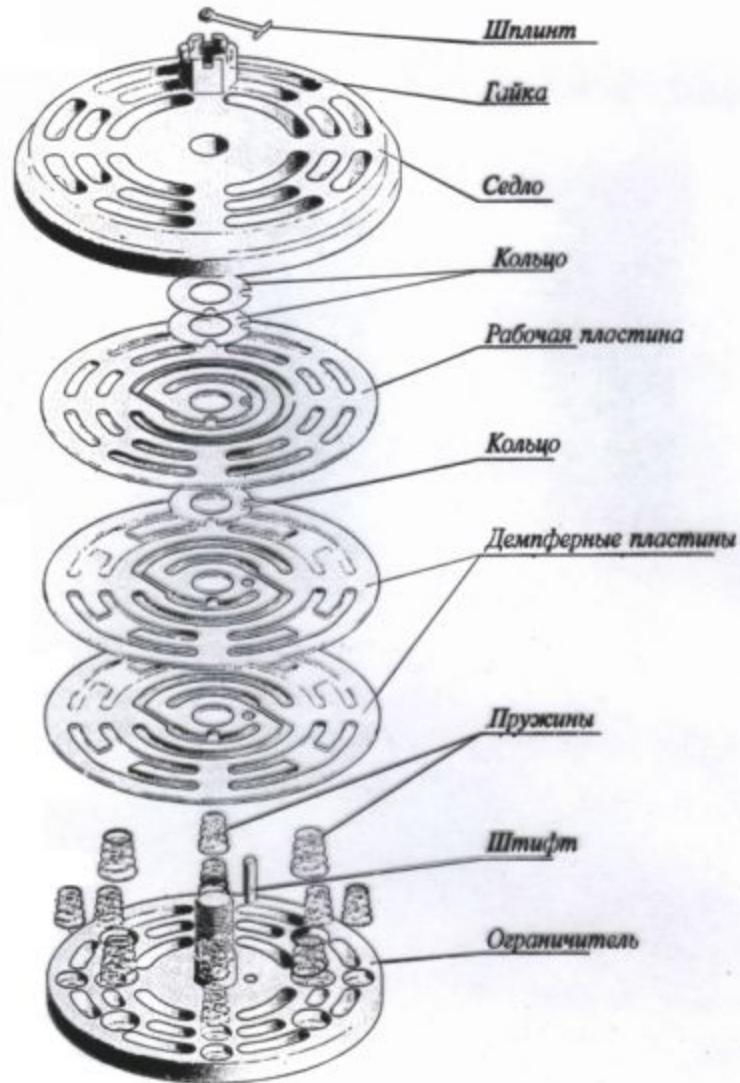
## КОЛЬЦЕВЫЕ КЛАПАНЫ



# ДИСКОВЫЕ КЛАПАНЫ с пластмассовыми пластинами

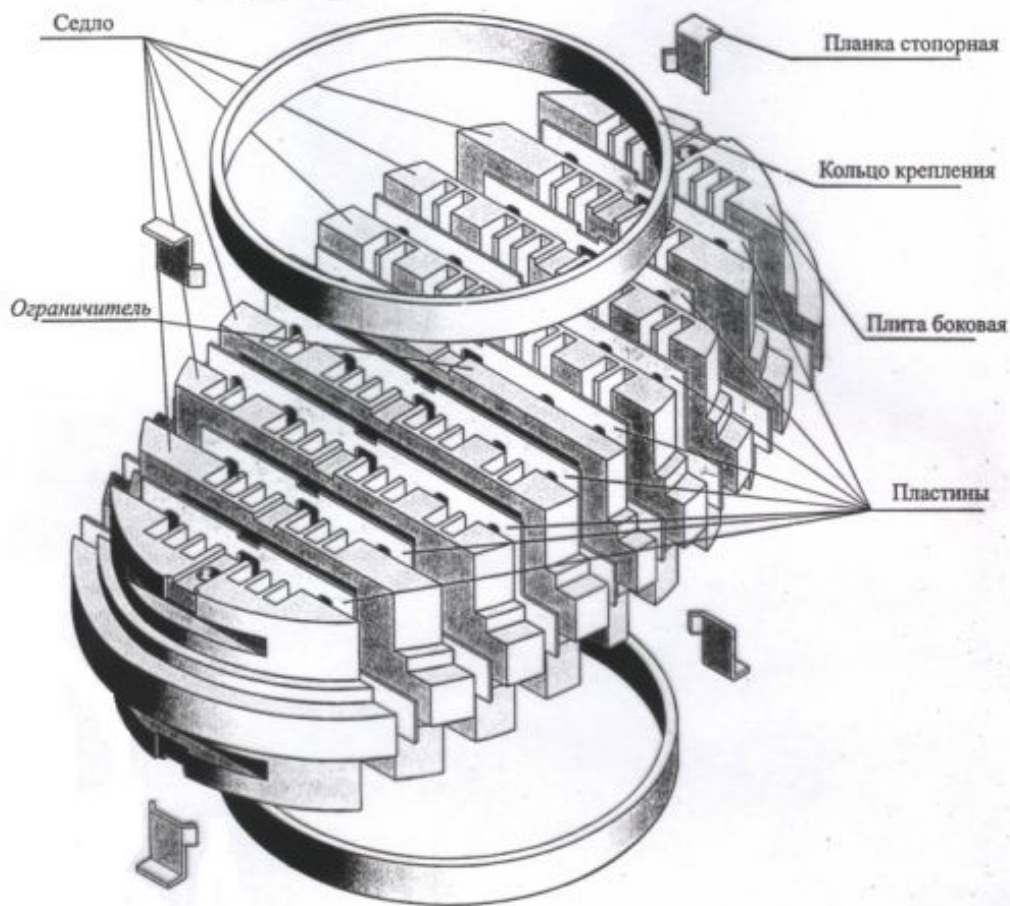


# ДИСКОВЫЕ КЛАПАНЫ с металлическими пластинами

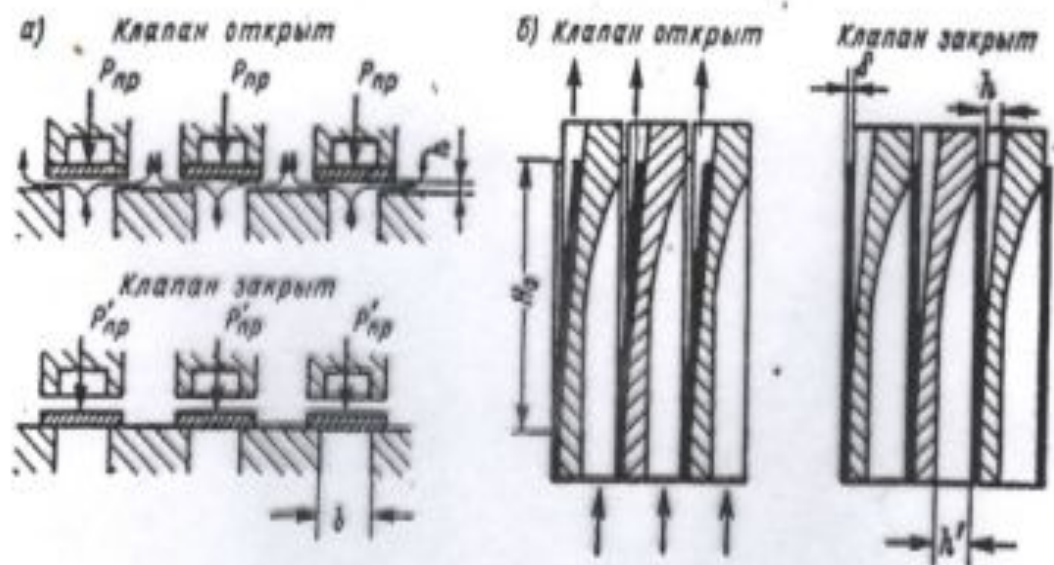




# ПРЯМОТОЧНЫЙ КЛАПАН

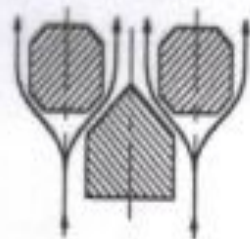




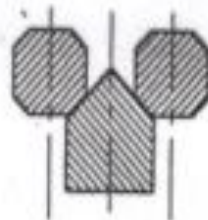


в)

Клапан открыт



Клапан закрыт

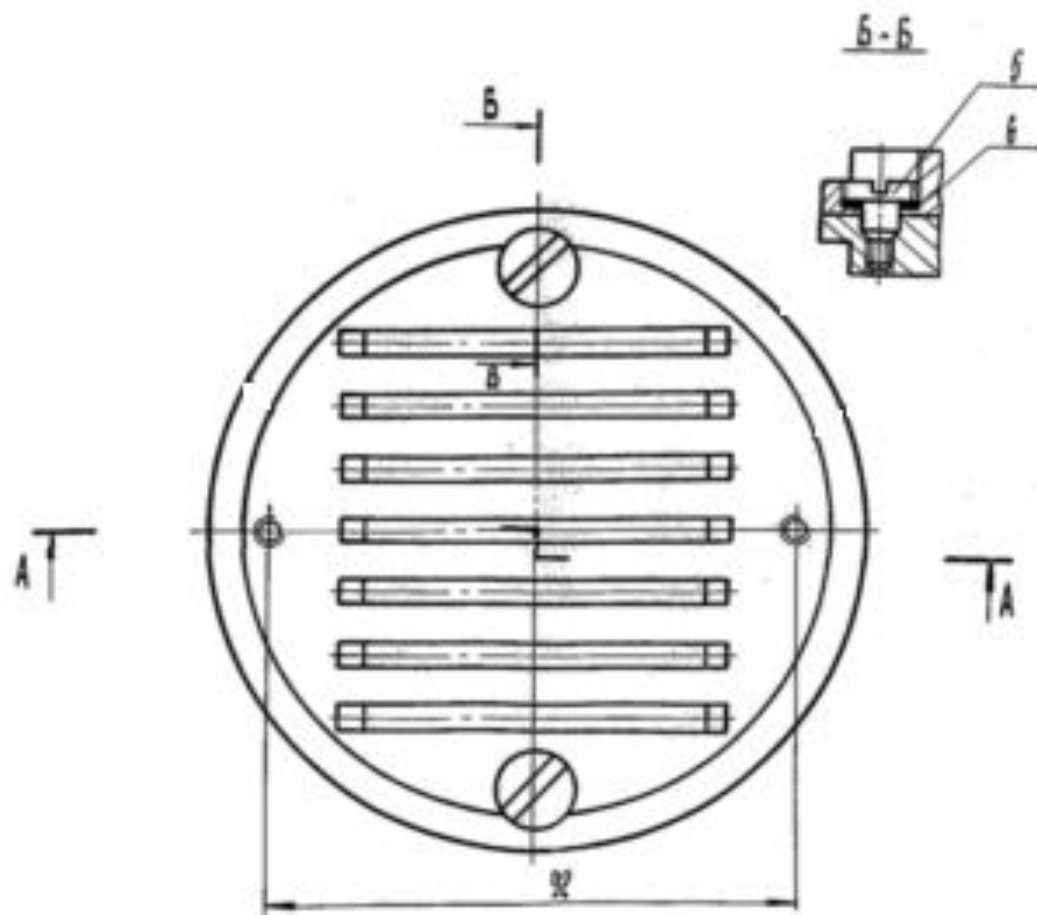
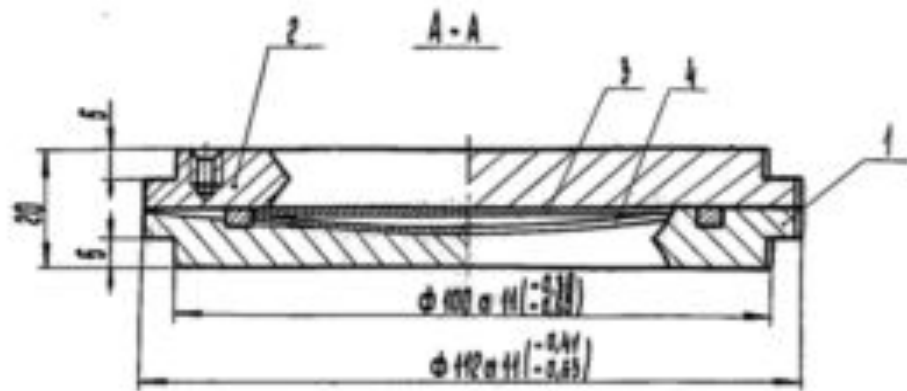


Symbols:

symbol	unit	comment
$E$	$N/m^2$	modulus of elasticity
$\sigma$	$N/m^2$	stress
$v$	$m/s$	impact velocity
$\rho$	$kg/m^3$	density of material

$$\sigma = v\sqrt{E\rho} \left[ \frac{N}{m^2} \right] \quad \text{or} \quad v = \frac{\sigma}{\sqrt{E\rho}} \left[ \frac{m}{s} \right]$$

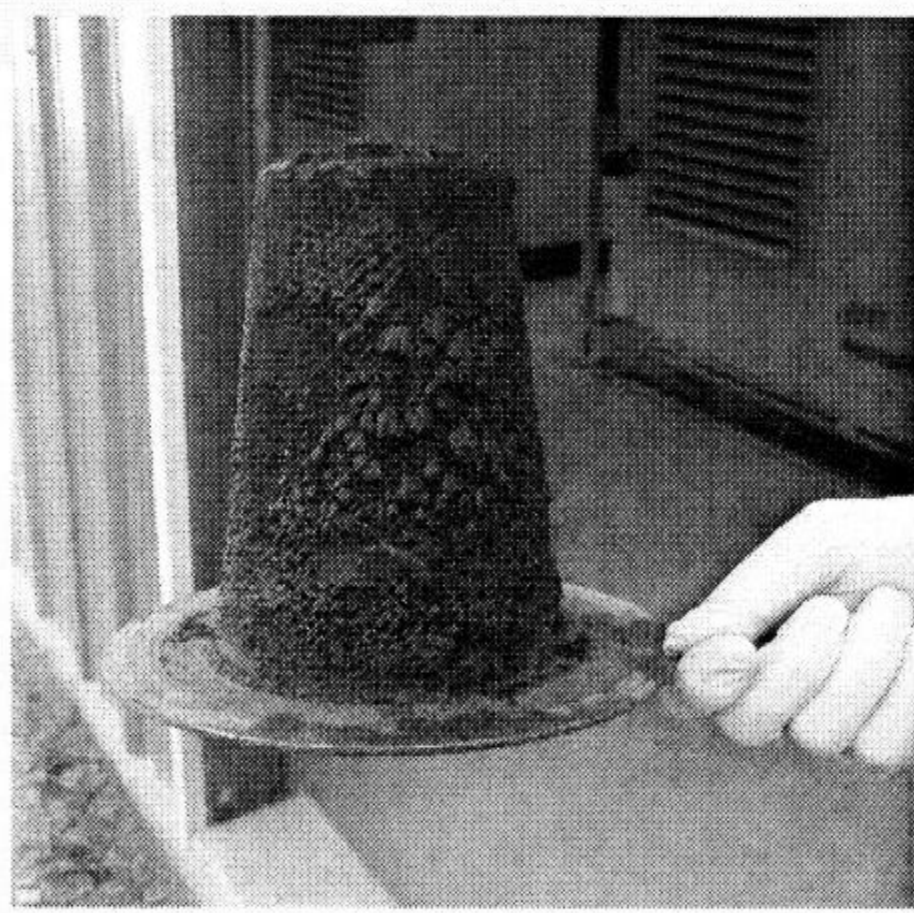
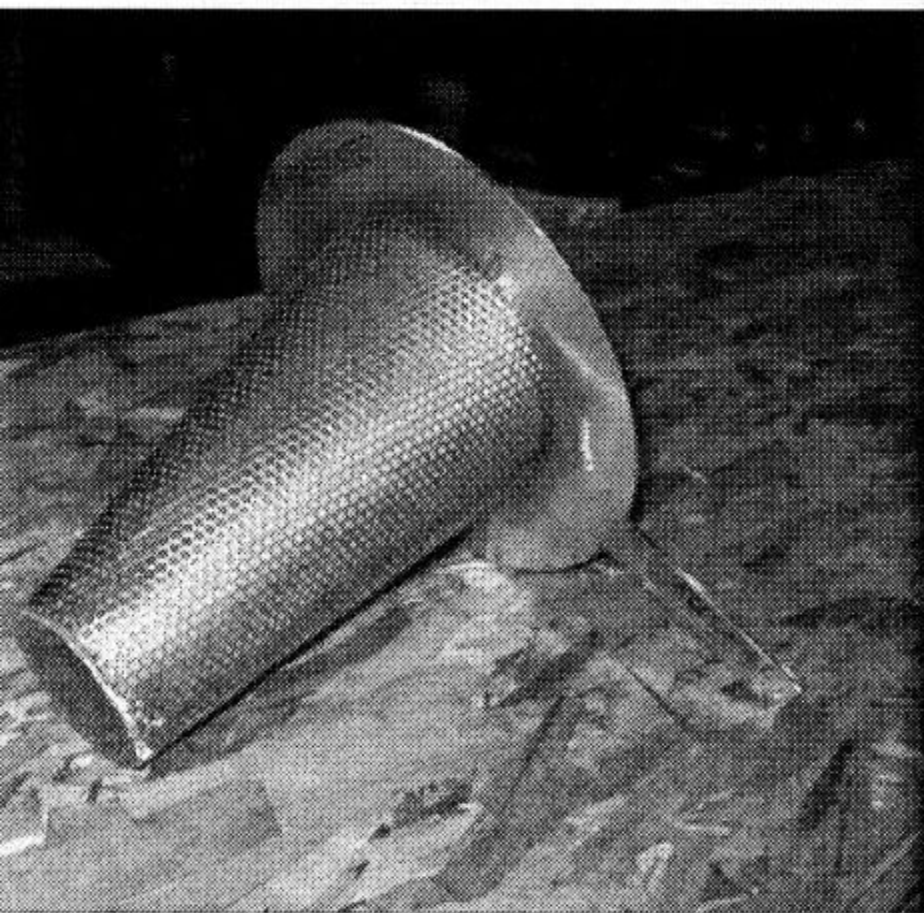
symbol	steel	non-metallic
$E$	$2.1 \times 10^5 N/mm^2 =$ $= 2.1 \times 10^{11} N/m^2$	$1.3 \times 10^3 N/cm^2 =$ $= 1.3 \times 10^9 N/m^2$
$\rho$	$7.85 \times 10^3 kg/m^3$	$1.5 \times 10^3 kg/m^3$
$\sigma_{adm}$	$3 \times 10^2 N/mm^2 =$ $= 3 \times 10^8 N/m^2$	$2 \times 10^7 N/cm^2 =$ $= 2 \times 10^7 N/m^2$
$v_{adm}$	$7.39 m/s$	$14.32 m/s$



## Неисправности клапанов

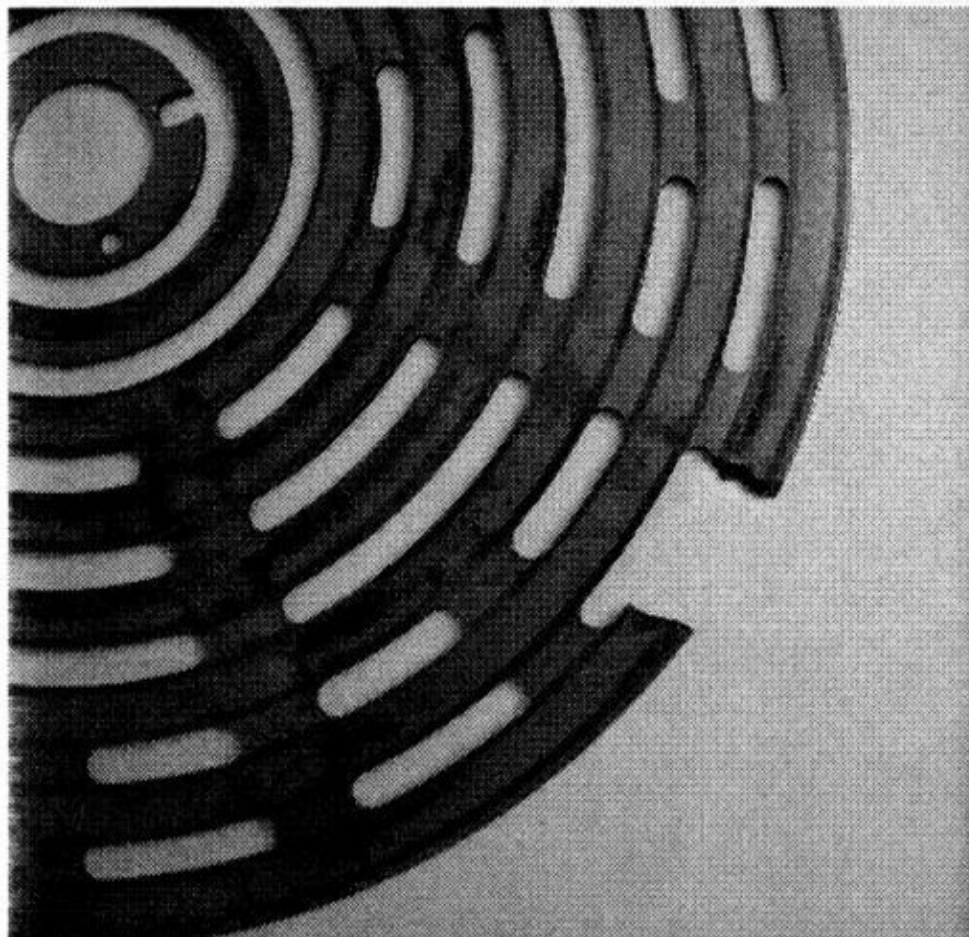
- Пружины
- Жидкости в газе
- Грязь, мехпримеси
- Пульсация давления
- Низкий объемный коэф
- Некачествен. ремонт
- Маслозалипание

- Для защиты цилиндров компрессора от сварного графа и окалины между входным сепаратором и буферной емкостью должен быть установлен конический фильтр-сетка 150 микрон. Степень загрязнения фильтра можно определять по перепаду давления на нем. Несвоевременная очистка фильтра может привести к его разрушению и попаданию его частей в цилиндры компрессора.





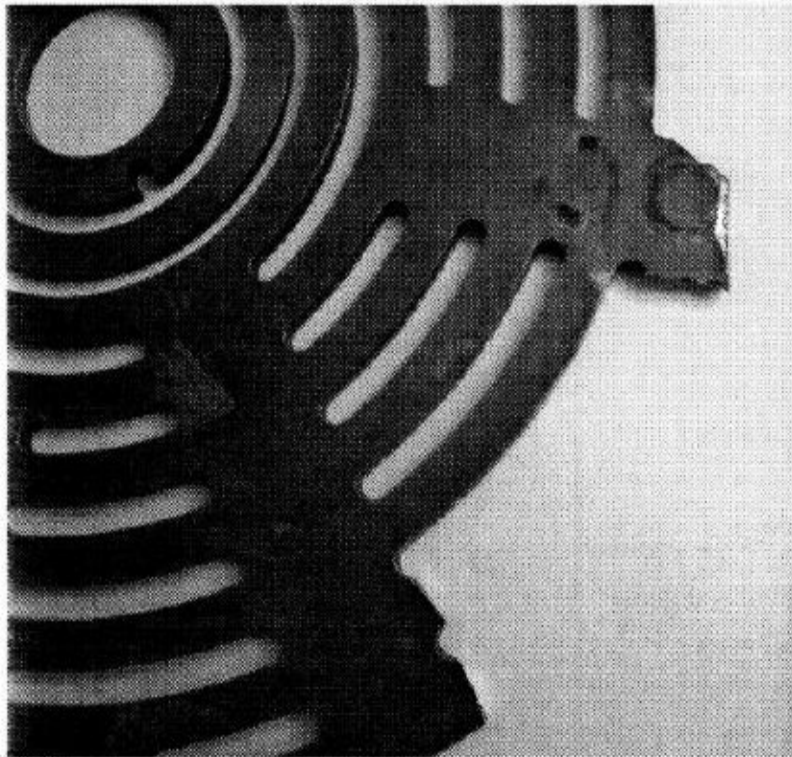
# Поломки клапанов



Эффект  
маслозалипания

- приводит к высокой скорости подъема металлической пластины
- внешняя часть пластины клапана начала разрушаться из-за сильных трещин

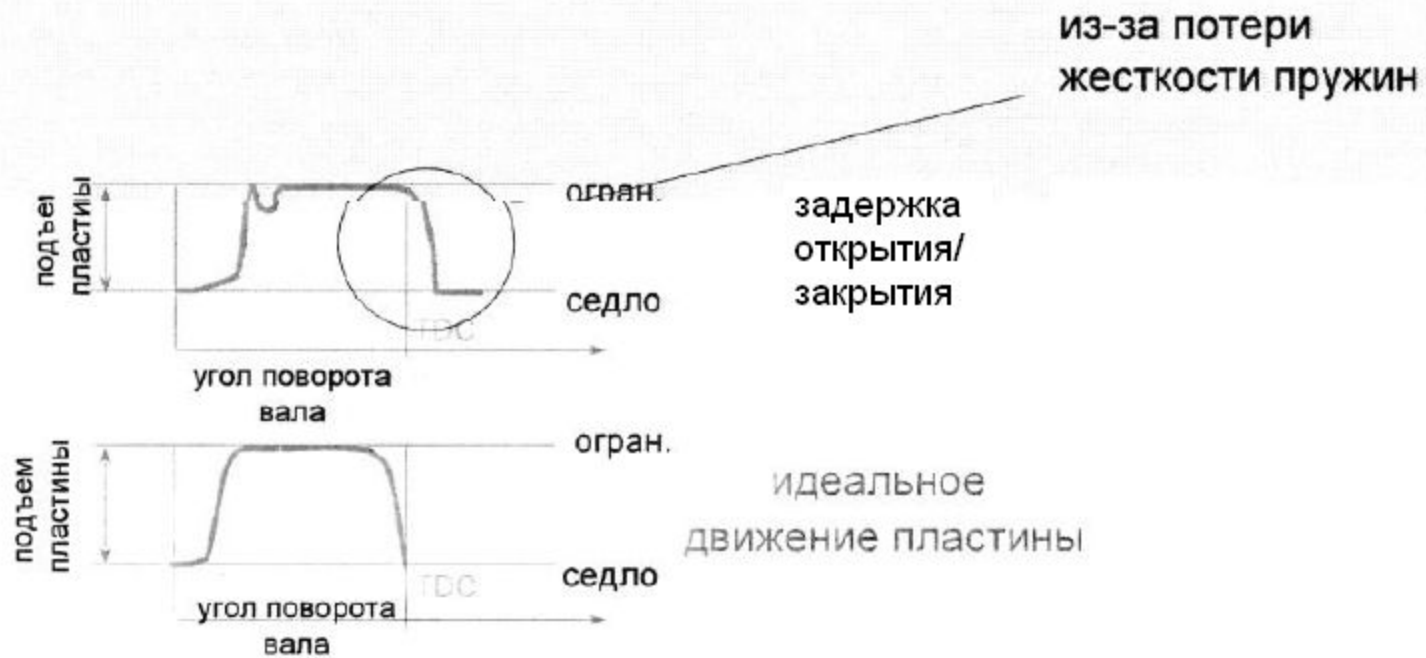
# Поломки клапанов



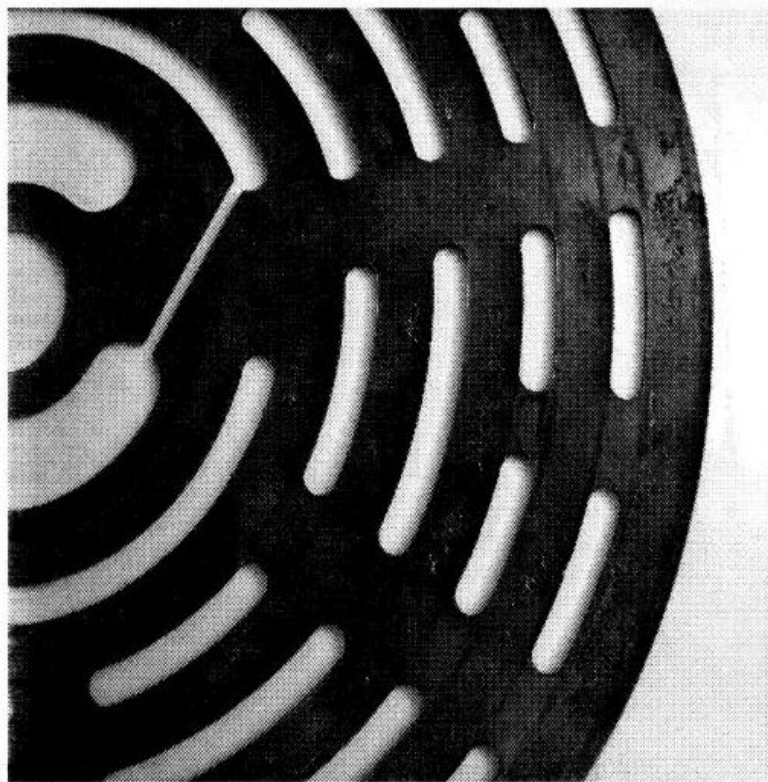
## Усталость пружин

- приводит к сильным ударам металлической пластины
- внешняя часть пластины клапана разрушается
- происходит запаздывание закрытия

# Поломки клапанов



# Поломки клапанов



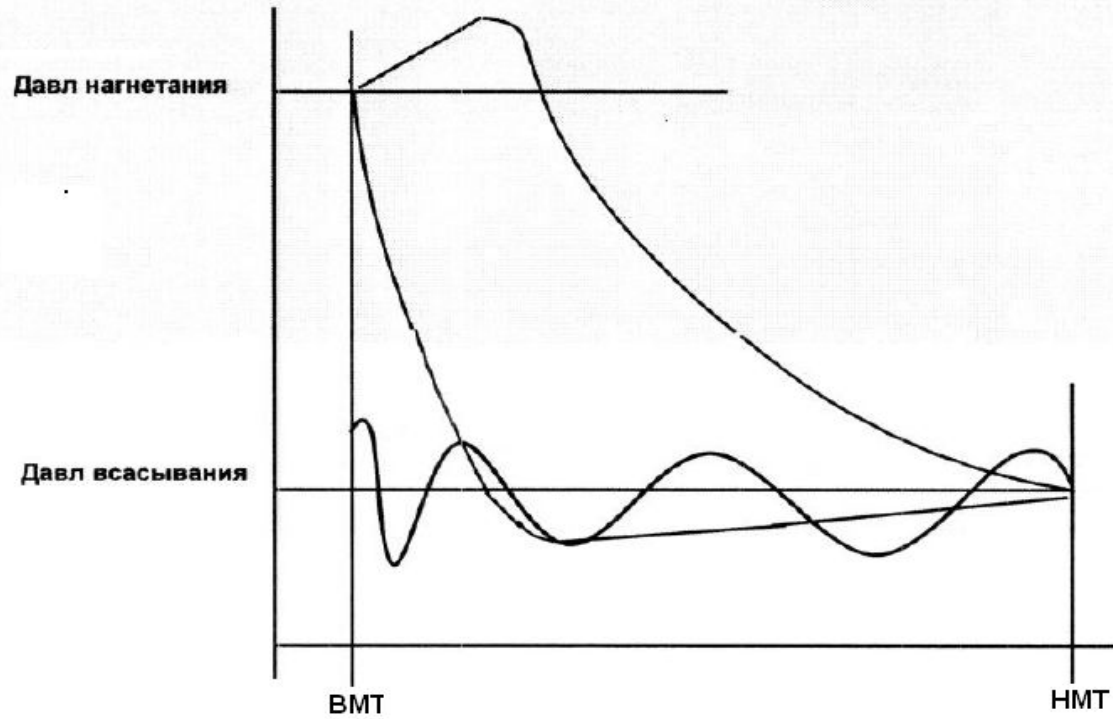
## Коррозия

- пластина еще не сломана
- утечки увеличивают температуру газа
- коррозия часто возникает во время стоянки компрессора (а не в работе)





## Пульсация давления



## Динамика клапана



**флаттер  
клапана**



**идеальное  
движение**



## Установка клапанов

**ВСЕГДА** сначала определите какой клапан-всасывающий или нагнетательный, и после этого установите его в соответствующее гнездо.

Всасывающий клапан



Седло в сторону крышки  
Прокладка на ограничителе

Нагнетательный клапан



Ограничитель в сторону крышки  
Прокладка на седле

## КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ К МОДУЛЮ №2

### ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ИЗ ДЗ№1 (подготовить к контрольной работе)

1. Схема компрессора,  $V_e$ ;  $P_{вс}$ ;  $P_H$ ;  $P_m$ ;  $P_{11}$ ;  $P_{21}$ ; ;  $P_{12}$ ;  $P_{22}$ ;

$a_1$ ;  $a_2$ ;  $L_{шатуна}$ ;

$V_{h1}$ ;  $V_{h2}$ ;  $n_o$ ;  $S$ ;  $D_1$ ;  $D_2$ ;  $d_{шт}$ ;  $S/D$ ;  $C_m$ .

2. Масса возвратно–поступательно движущихся частей  $M_{пс}$ , кг:

а) Для компрессоров с цилиндрами простого действия диаметром  $D$  и алюминиевыми тронковыми поршнями:

таблица 1

$D$ , мм	90	100	120	140	160	180	200	220	250	300
$M_{пс}$ , кг	1,1	1,4	2,2	3,0	4,1	5,4	7,0	8,5	12	17

б) Для компрессоров с блоком цилиндров и алюминиевым дифференциальным поршнем  $M_{пс.дифф}$  определяется из табл.1 по диаметру 1-й ступени  $D_1$  с поправочным коэффициентом 0,8:

$$M_{пс.дифф} = 0,8 * M_{пс}$$

в) Для крейцкопфных компрессоров с цилиндрами двойного действия принять

$$M_{пс} = 2,8 * V_e, \quad \text{где } V_e - \text{производительность, м}^3/\text{мин.}$$

3. Масса неуравновешенных вращающихся частей  $M_{вр}$ :

а) один шатун подсоединен к колену вала  $M_{вр} = 0,5 * M_{пс}$ ;

б) два шатуна подсоединены к колену вала  $M_{вр} = 0,6 * M_{пс}$ ;

в) три шатуна подсоединены к колену вала  $M_{вр} = 0,7 * M_{пс}$ ;

## **КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ ДЛЯ ПРОВЕДЕНИЯ АТТЕСТАЦИИ ПО МОДУЛЮ №2**

### **1. Тема "ДИНАМИКА"**

- а) Нарисовать схему компрессора с указанием сил и моментов, действующих в механизме движения, с учетом знака;**
- б) для одного ряда определить суммарные газовые силы  $P_2$  и силы инерции  $I_{пс}$  в ВМТ и НМТ.**

### **2. Тема "УРАВНОВЕШИВАНИЕ"**

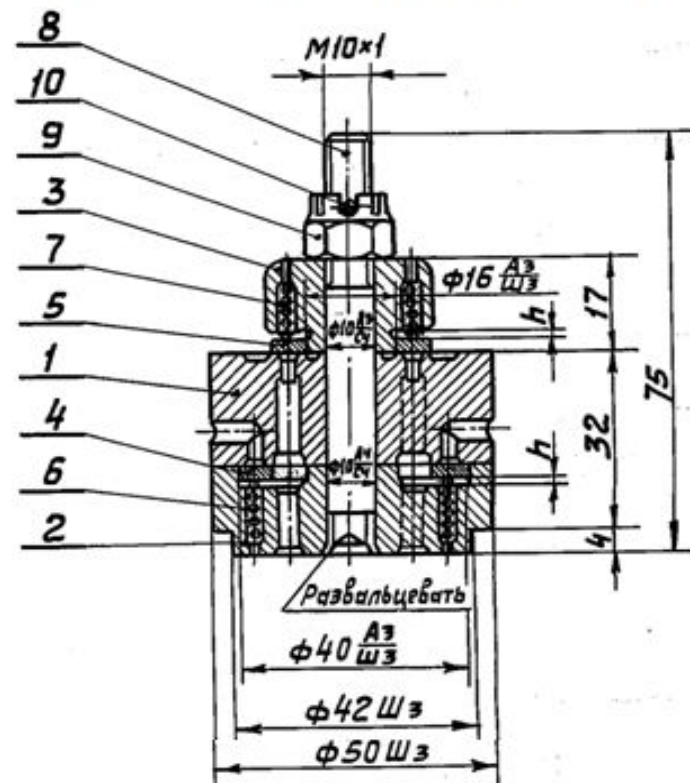
**Уравновесить компрессор (вариант из ДЗ№1);  
определить параметры противовесов;  
определить оставшиеся неуравновешенными  
силы инерции и моменты от сил инерции.**

### **3. Тема "РАСЧЕТ КЛАПАНОВ"**

**Определить эквивалентную площадь клапанов  
цилиндров первой ступени для подбора  
стандартизованных клапанов.**



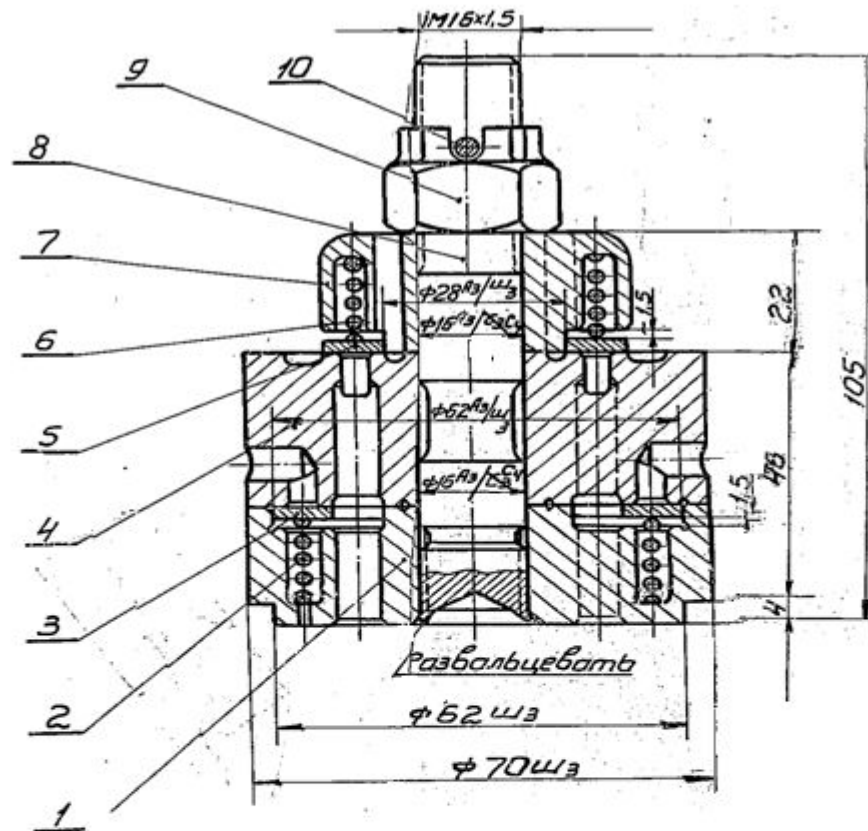
## Клапан комбинированный КК - 42



1. Максимально допустимый перепад давления  $250 \text{ кгс/см}^2$
2. Площадь прохода в щели:
  1. Всасывающ. клапана  $\phi = 0,48 \text{ см}^2$
  2. Нагнетат. клапана  $\phi = 0,43 \text{ см}^2$
3. Объем вредного пространства клапана  $V = 11,0 \text{ см}^3$

Высота подъема пластины „h“			
Пластина больш.		Пластина малая	
Номин.	Фактическ.	Номин.	Фактическ.
мм	мм	мм	мм
1,0	0,9...1,22	1,0	0,9...1,22

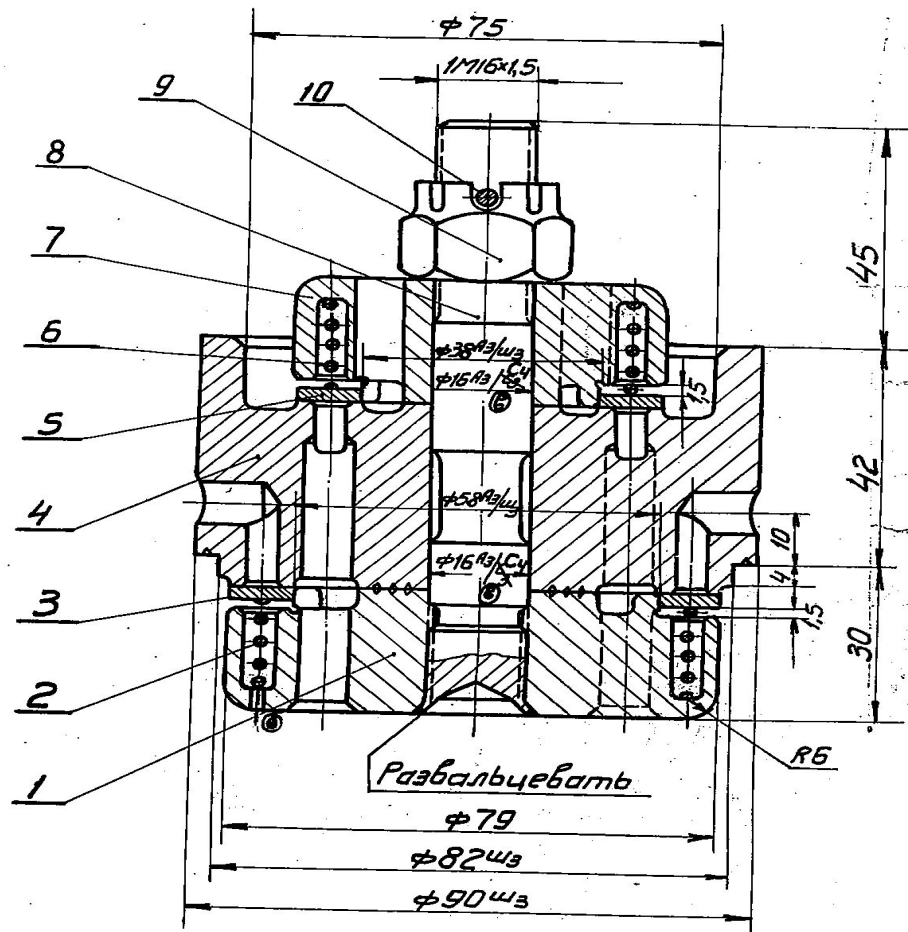
### Клапан комбинированный КК - 62



- I Максимально допустимый перепад давления - 150 ата.
- II Площадь прохода в щели:
1. Всасыв. клапана  $\phi = 1,675 \text{ см}^2$
  2. Нагнетат. клапана  $\phi = 2,64 \text{ см}^2$
- III Объем вредного пространства клапана,  $V = 28,85 \text{ см}^3$

Высота подъёма пластины "h"			
Пластина большая		Пластина малая	
НОМИН.	ФАКТИЧЕСКАЯ	НОМИН.	ФАКТИЧЕСКАЯ
ММ	ММ	ММ	ММ
1,0	0,9...1,22	1,0	0,9...1,22

## Комбинированный клапан КК - 82



- I Максимально допустимый перепад давления - 60 атм.
- II Площадь прохода в щели:
1. Всасыв. клапана  $\phi = 6,3 \text{ см}^2$
  2. Нагнетат. клапана  $\phi = 4,4 \text{ см}^2$
- III Объем вредного простр. клапана.  $V = 58 \text{ см}^3$

Высота подъёма пластины, h*			
Пластина больш.		Пластина малая	
Норм. фактическая		Норм. фактическая	
мм	мм	мм	мм
1,5	14 ÷ 1,72	1,5	1,5 ÷ 1,72