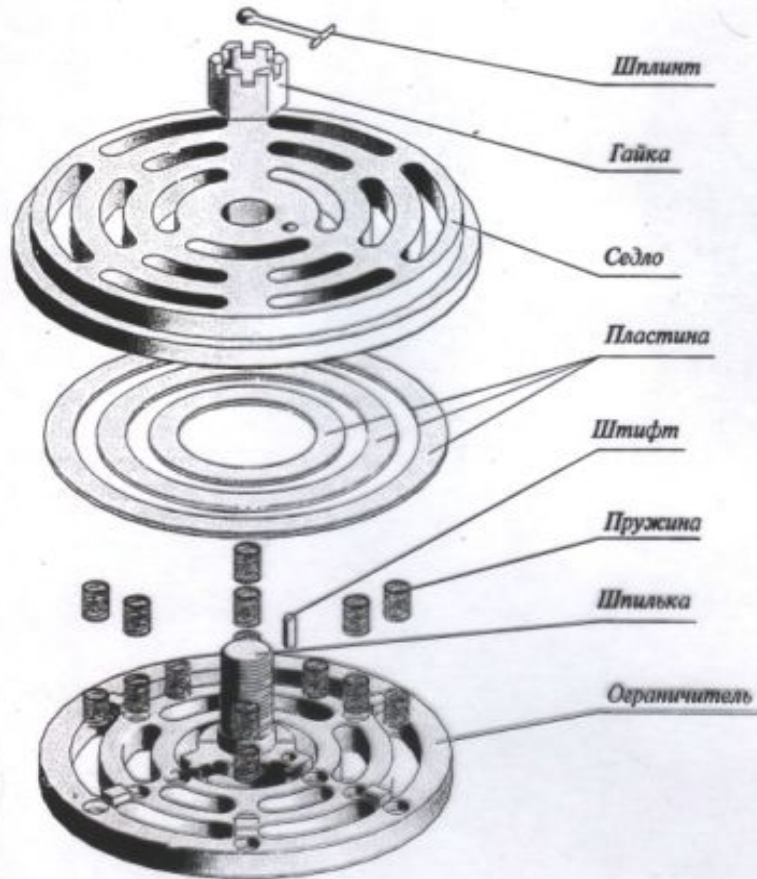
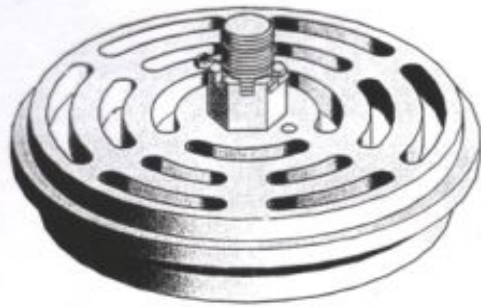
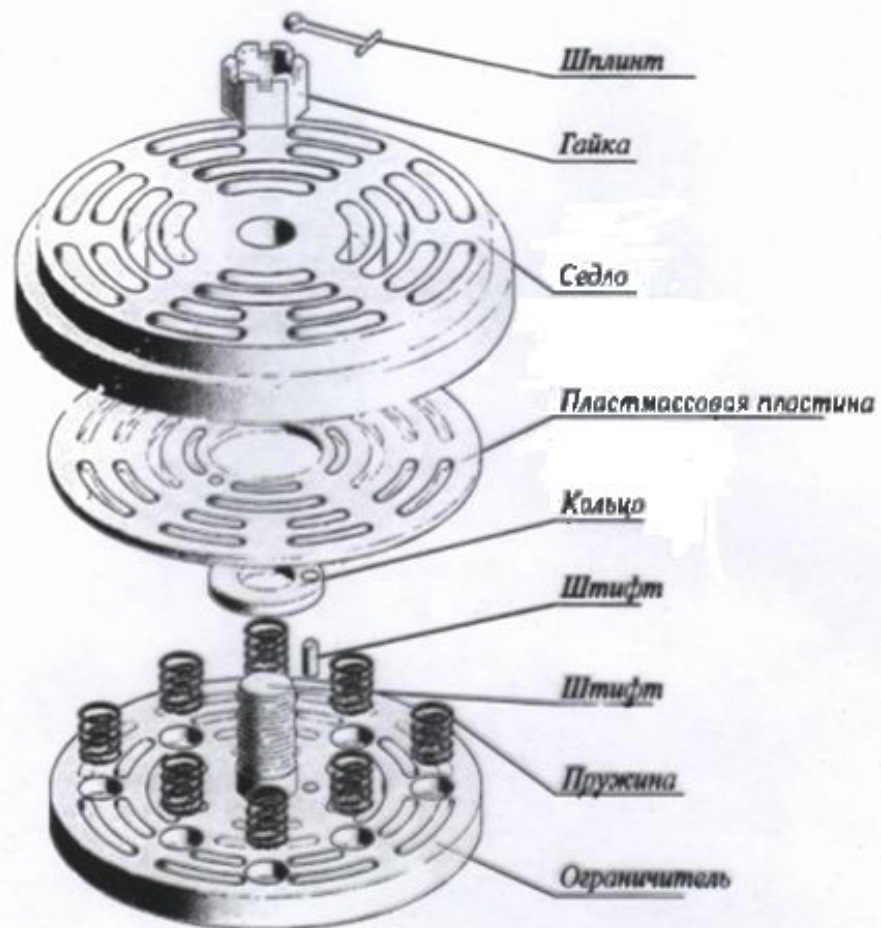


ҚЛАПАНЫ

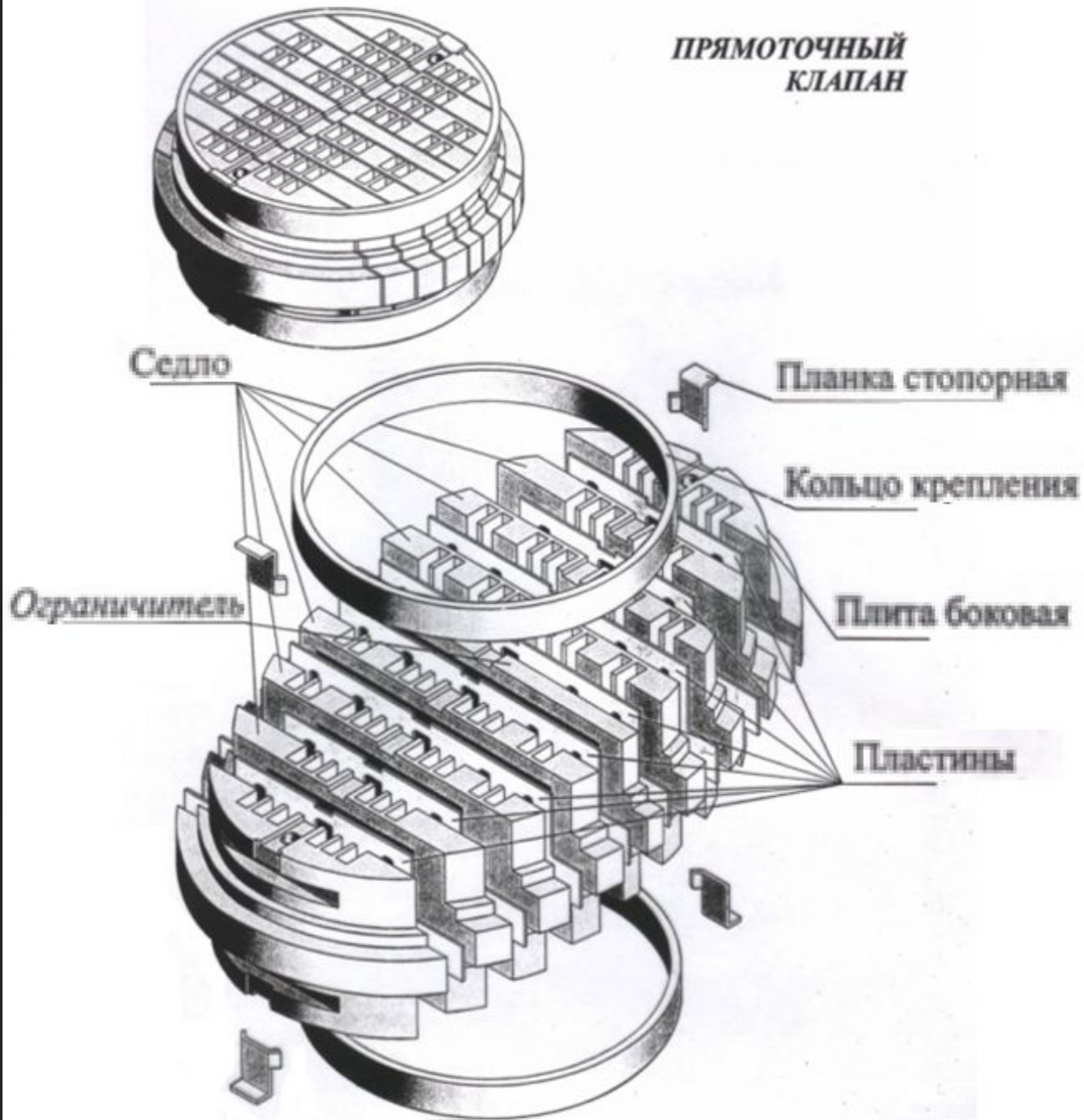
КОЛЬЦЕВЫЕ КЛАПАНЫ

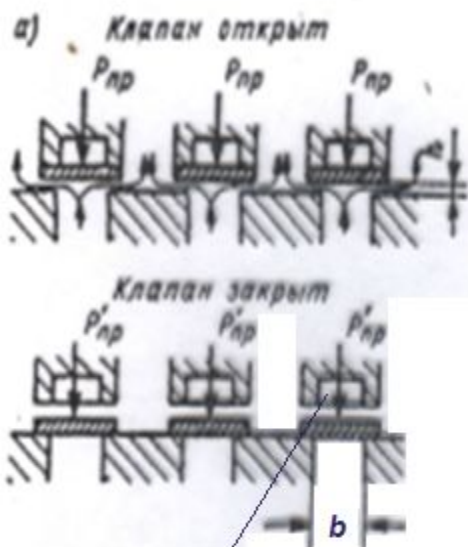


ДИСКОВЫЕ КЛАПАНЫ с пластмассовыми пластинами

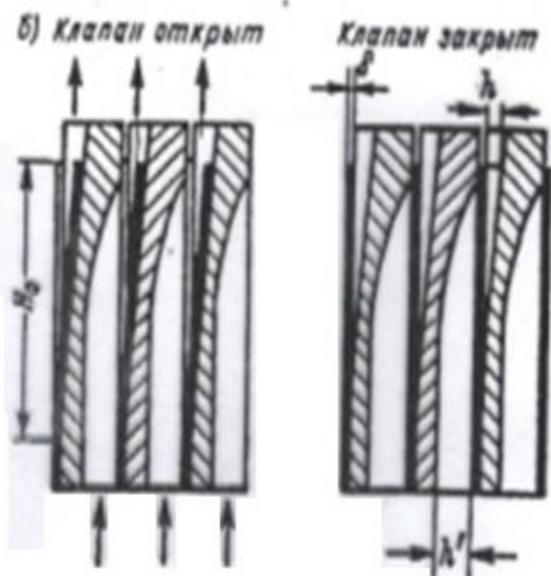


**ПРЯМОТОЧНЫЙ
КЛАПАН**



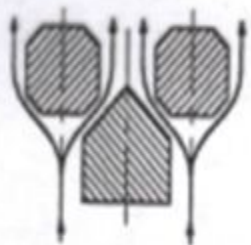


Демпферная полость

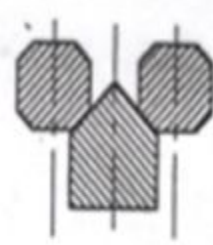


в)

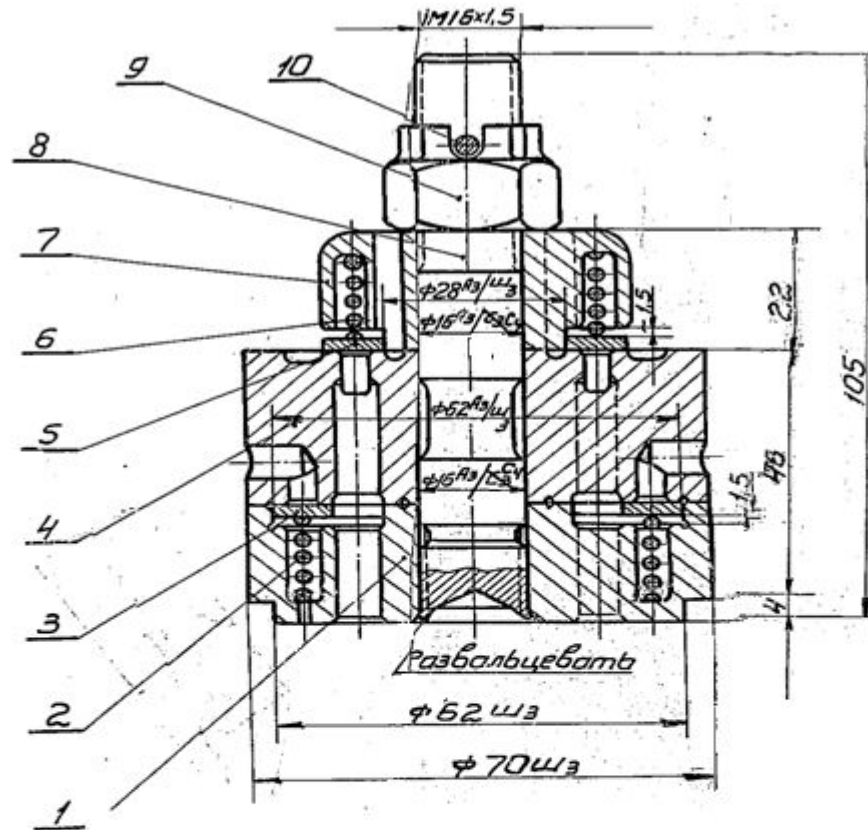
Клапан открыт



Клапан закрыт

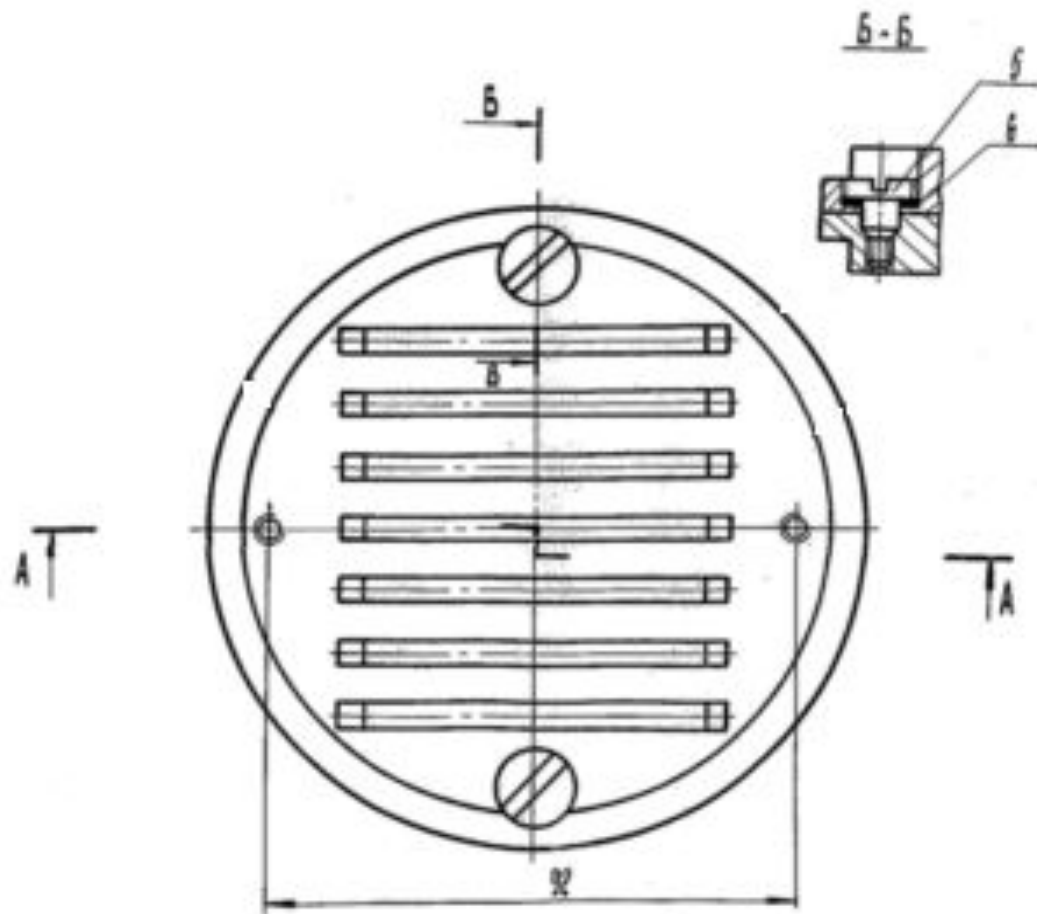
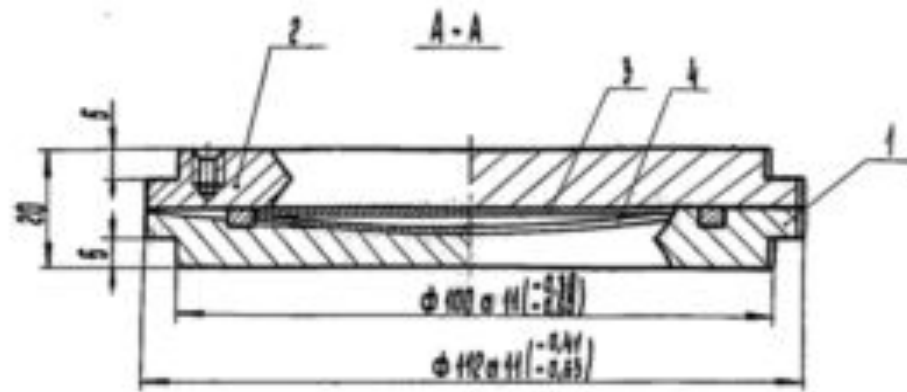


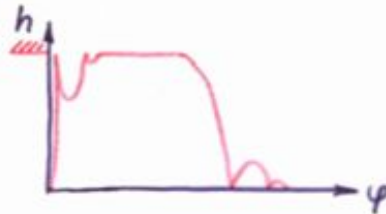
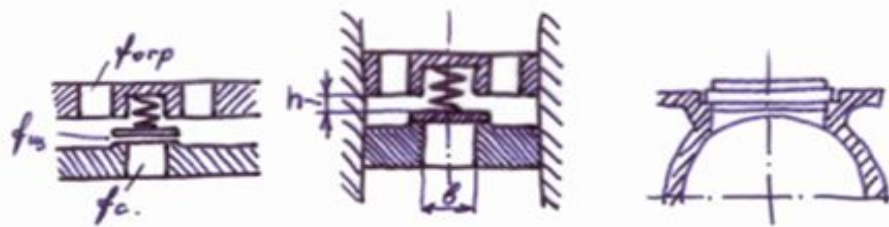
Клапан комбинированный КК - 62



- 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

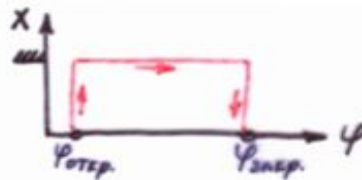




Требования к самодействующим клапанам:

- 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

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

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

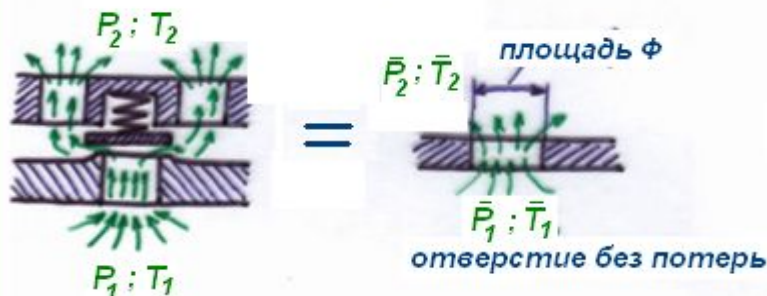
Теперь

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

Можно получить

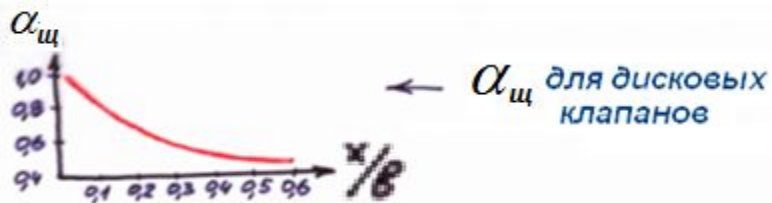
$$\Phi = \alpha \cdot f = \frac{f}{\sqrt{\zeta}} \quad (6.12)$$

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 $\left(\frac{x}{b}\right)_{прив} = \frac{f_{ис}}{2f_c}$

ЭКВИВАЛЕНТНАЯ СКОРОСТЬ ГАЗА В КЛАПАНЕ

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

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

КОЭФФИЦИЕНТ РАСШИРЕНИЯ

Общее выражение для ϵ_p см. ур-ние (6.5)

В компрессорах принято

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

$$\epsilon_{всрга} < 1$$

УСЛОВНАЯ ЭКВИВАЛЕНТНАЯ СКОРОСТЬ ГАЗА В КЛАПАНЕ

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

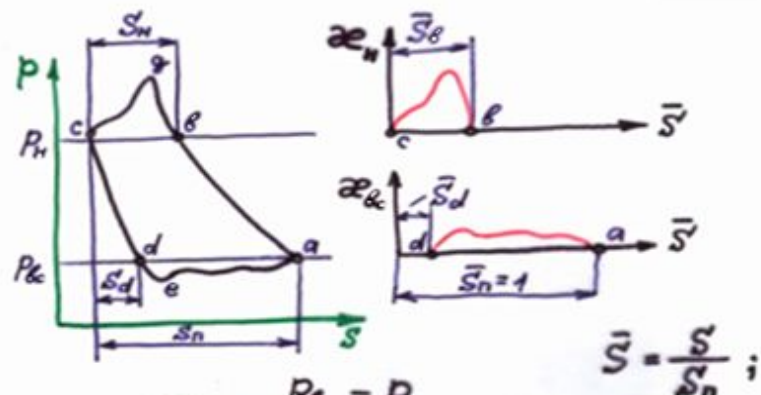
КРИТЕРИЙ СКОРОСТИ ГАЗА

$$\bar{F} = \frac{\bar{w}_{\Phi}}{a_{2,3}} \quad (6.19)$$

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

(\bar{F} - не есть число Маха!)

ОТНОСИТЕЛЬНАЯ ПОТЕРЯ ДАВЛЕНИЯ



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

$$\alpha_n = \frac{p - p_n}{p_n} \dots \dots \dots (6.22)$$

БЕЗРАЗМЕРНАЯ ПОТЕРЯ РАБОТЫ В КЛАПАНЕ

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

$$\Delta i_n = \frac{\Delta L_{n, \text{кп}}}{P_n \cdot \bar{V}_n} \dots \dots \dots (6.24)$$

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

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

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

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.

$$c_v \cdot d(m \cdot T) = c_p \cdot T_{bc} \cdot dm - p \cdot dV \quad (6.25)$$

получим

$$M = \frac{dm}{dt} = \frac{p_{bc}}{RT_{bc}} \left[-\frac{V}{\kappa} \cdot \frac{d\alpha_{bcT}}{dt} + (1 - \alpha_{bcT}) \frac{dV}{dt} \right] \quad (6.27)$$

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

$$M = \frac{p_{bc} \cdot F_n \cdot r \cdot \omega}{RT_{bc}} \left[-\frac{f(\varphi)}{\kappa} \cdot \frac{d\alpha_{bcT}}{d\varphi} + (1 - \alpha_{bcT}) \cdot f'(\varphi) \right] \quad (6.29)$$

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

$$p_1 = p_{bc}; \quad p_2 = p \quad \text{и} \quad \rho_1 = \rho_{bc}.$$

Тогда

$$M = \alpha_{us} (1 - 0,3 \alpha_{k,T}) Z_{in} f_{us} \alpha_{k,T}^{0,5} \sqrt{2 p_{k,c} \cdot p_{k,c}} \quad (6.32)$$

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

$$\frac{d\alpha_{k,T}}{d\varphi} = \frac{-\kappa (1 - 0,3 \alpha_{k,T}) \alpha_{k,T}^{0,5} \alpha_{us} Z_{in} f_{us} \sqrt{2RT}}{F_n \cdot r \cdot \omega \cdot f(\varphi)} + \kappa (1 - \alpha_{k,T}) \cdot \frac{f'(\varphi)}{f(\varphi)} \dots \dots \dots (6.33)$$

Учитывая, что

$$\Phi = \alpha_{us} \cdot f_{us}; \quad \tilde{F} = \frac{\bar{W}_\Phi}{a_{2,6}};$$

$$\bar{W}_\Phi = C_m \cdot F_n / (Z_{in} \cdot \Phi); \quad a_{2,6} = \sqrt{\kappa RT};$$

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

$$T = T_{k,c} \quad \text{и} \quad \tilde{F} = \tilde{F}_{k,c}$$

получим в безразмерном виде

$$\frac{d\alpha_{k,T}}{d\varphi} = -\frac{2 \cdot \sqrt{\kappa}}{\alpha_{us} \cdot \tilde{F}_{k,c} \cdot f(\varphi)} (1 - 0,3 \alpha_{k,T}) \alpha_{k,T}^{0,5} + \kappa (1 - \alpha_{k,T}) \frac{f'(\varphi)}{f(\varphi)} \quad (6.34)$$

Внимание! В уравнение (6.34) неявно входит f_{us} в виде $\alpha_{us} \cdot f_{us}$, причем f_{us} - 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 $\bar{F} = \text{var.}$

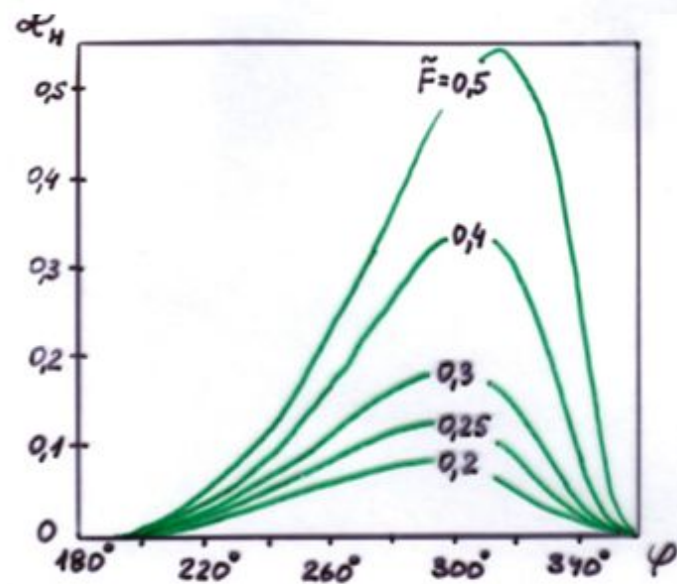
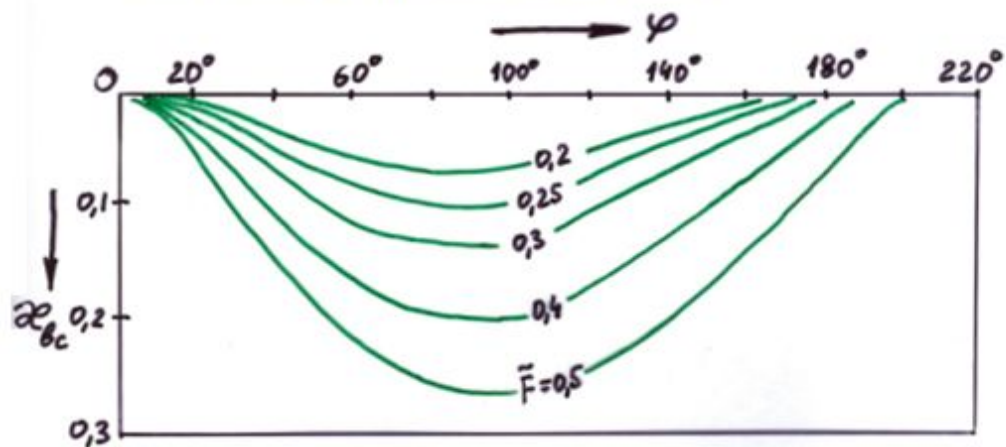
Полагаем $\bar{F} = \bar{F}_0 = \text{Const}$

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

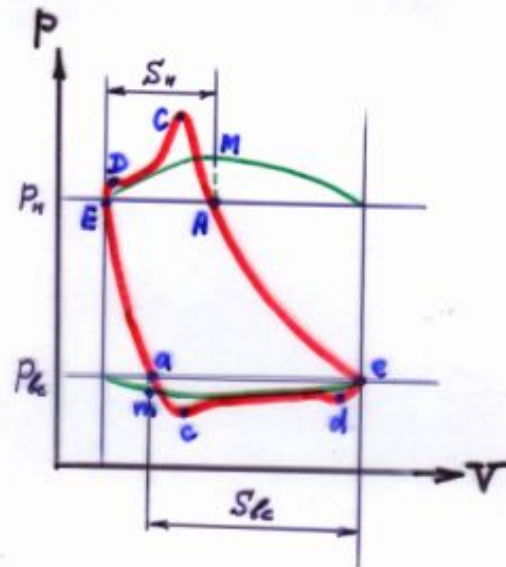
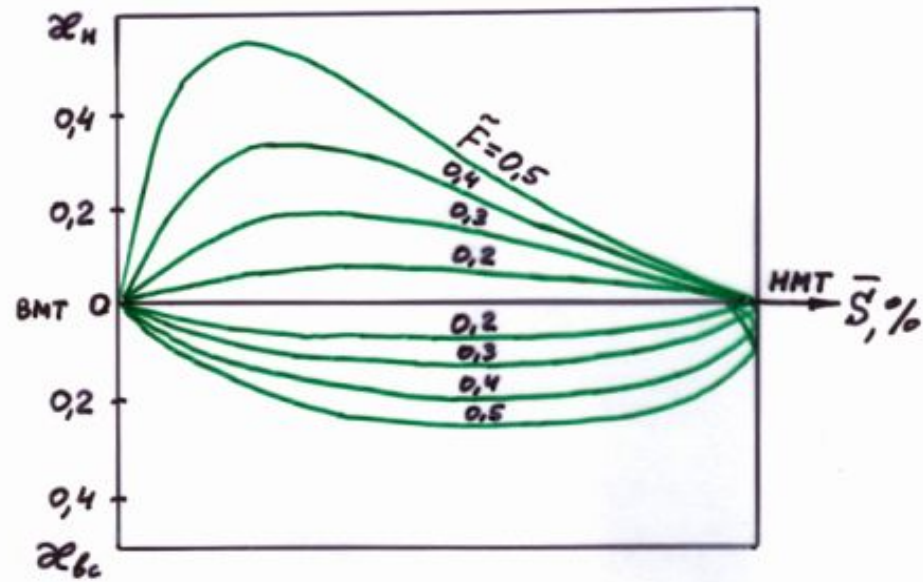
\bar{F}_0 становится параметром!

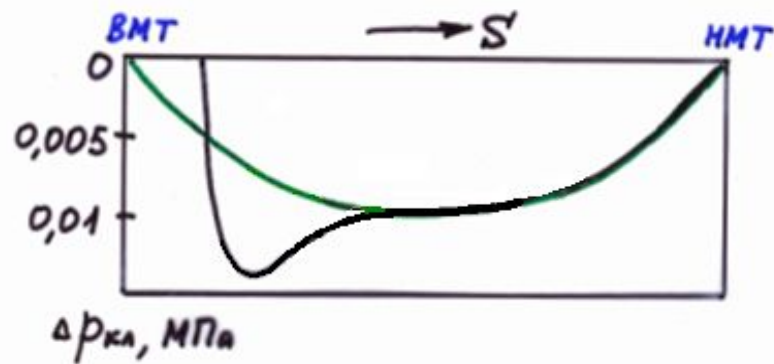
Полость крышки: $a_m = 10\%$; $K = 1,4$; $\lambda_R = 1/4$;

открытие и закрытие - мгновенное



Аналогичные решения имеются для полости штока





ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ
ЭКВИВАЛЕНТНОЙ ПЛОЩАДИ КЛАПАНА Φ



$$m_{кл} = m_0$$

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

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:

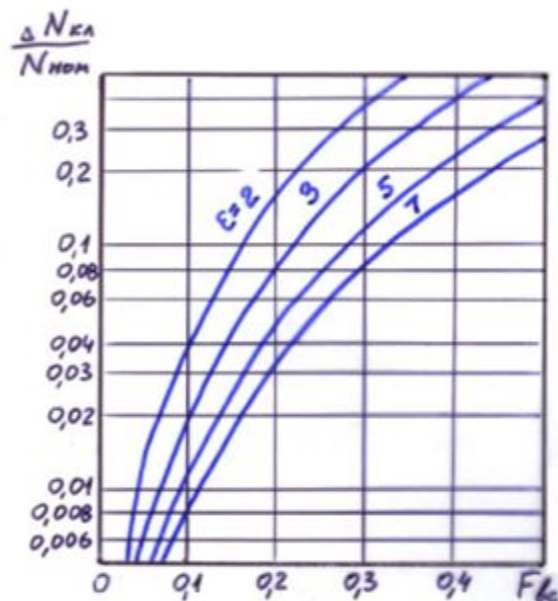
- ① Задаются допустимыми относительными потерями мощности в клапанах (i , $\Delta N_{\text{кл}}/N_{\text{ом}}$).

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 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}_ϕ , при которой будут обеспечены допустимые потери

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

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

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

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

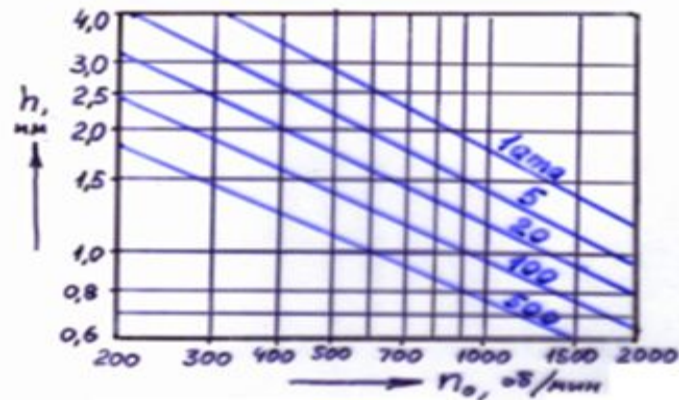
$$\phi = \frac{F_n \cdot C_m}{z \cdot \bar{C}_\phi}$$

(6.45)

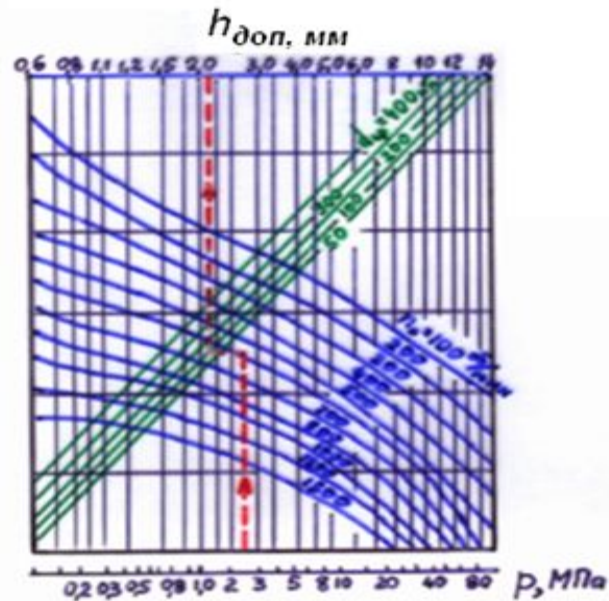
- 5 По значению эквивалентной площади Φ подбирают клапаны.

Высоту подъема клапана h выбирают по рекомендациям:

для кольцевых клапанов

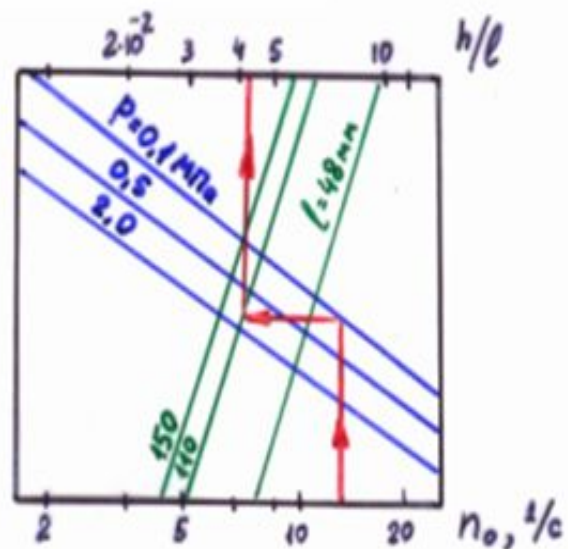


или



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

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 $\Delta p_{по}$ - минимальный перепад давления, обеспечивающий полное открытие клапана при определенном усилии пружины,
- 2) используя математическую модель.

Значение

$$\Theta = \frac{x_{по}}{x_{т\max}} = 0,1 \div 0,3 \quad (6.46)$$

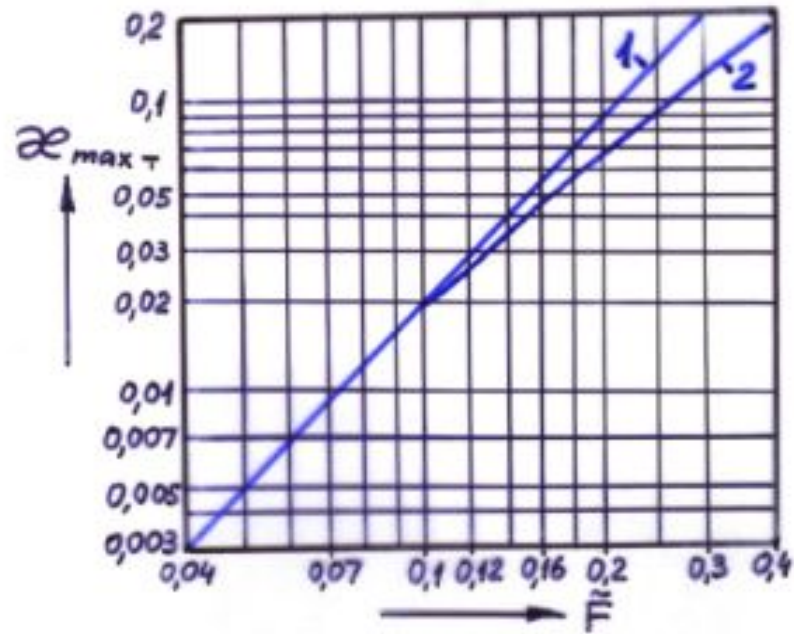
где

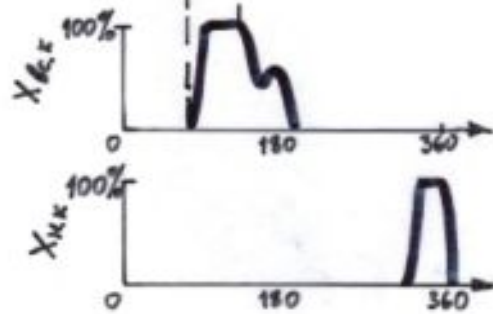
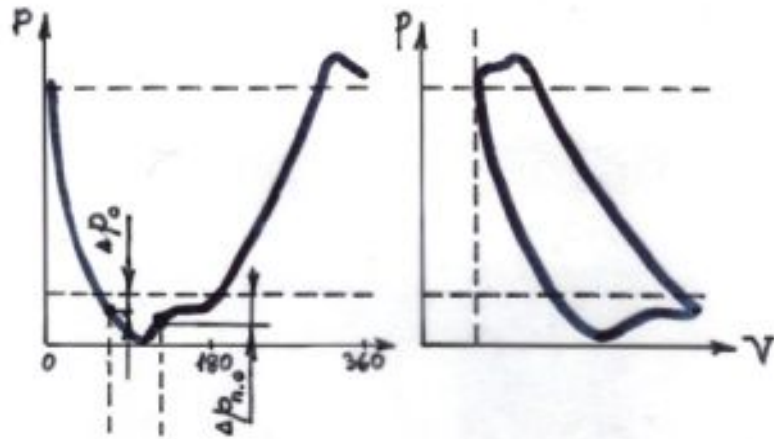
$$x_{по} = \frac{\Delta p_{по}}{\rho} \quad (6.47)$$

$$\Delta p_{по} = x_{по} \cdot \rho = \Theta \cdot x_{т\max} \cdot \rho$$

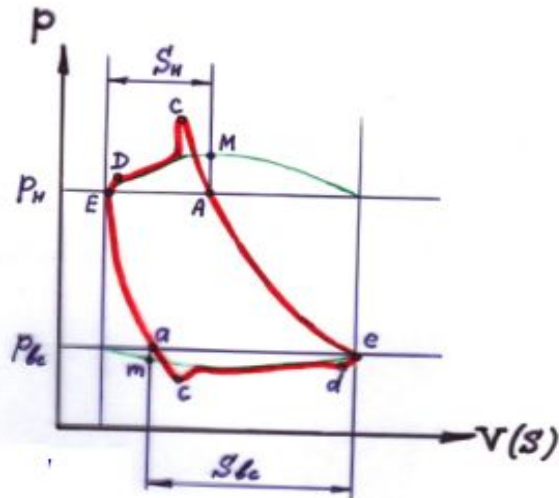
Значение $\Delta p_{по}$ было определено по рекомендациям отдельно для каждого типа клапанов (см. Пластинин П.И. Поршневые компрессоры. Том 1).

$$P_{пр} = \Delta p_{по} \cdot \rho_p \cdot f_c$$





РАСЧЕТ ПОТЕРЬ МОЩНОСТИ В САМОДЕЙСТВУЮЩИХ КЛАПАНАХ



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

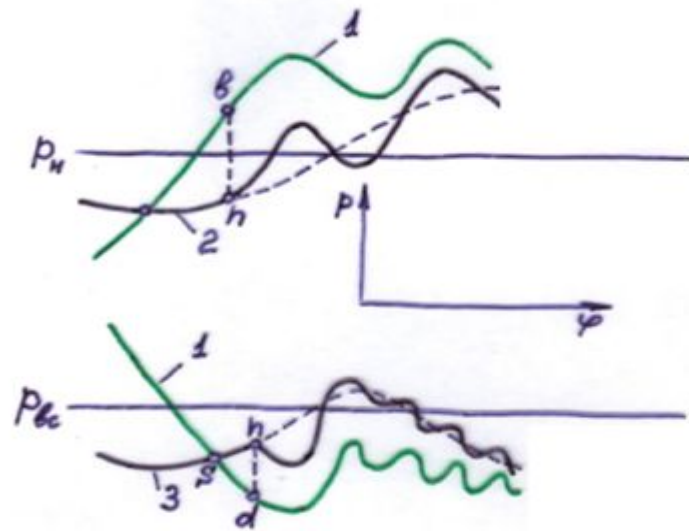
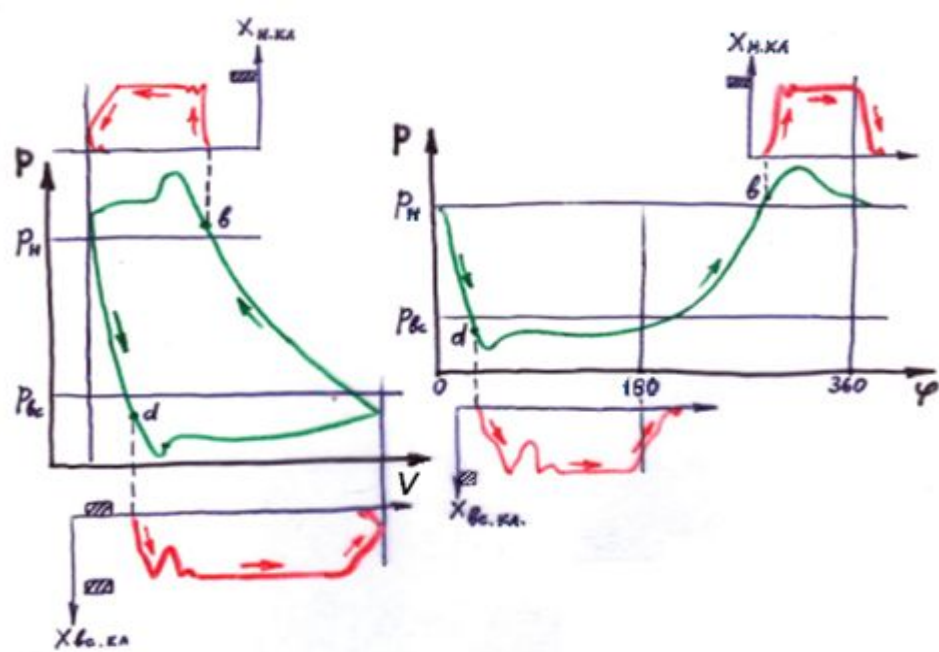
Теоретические потери - пл. а-т-е-а и
- пл. A-M-E-A

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

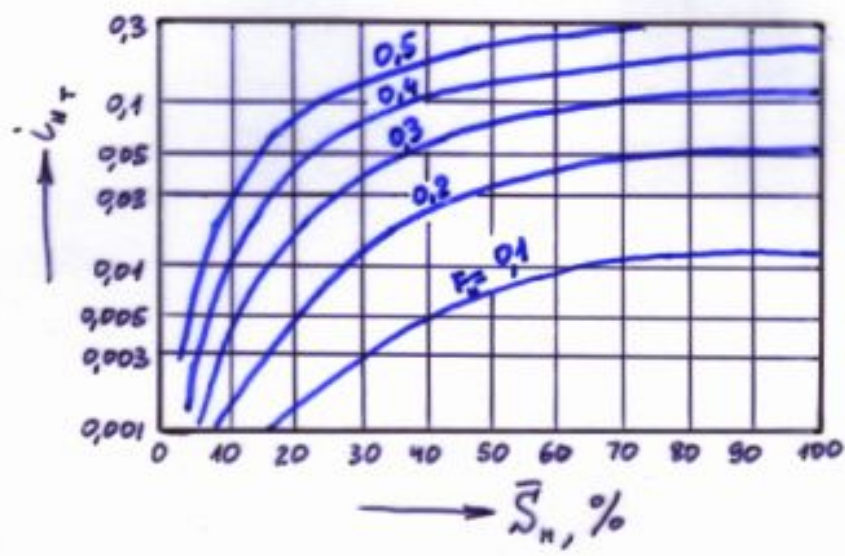
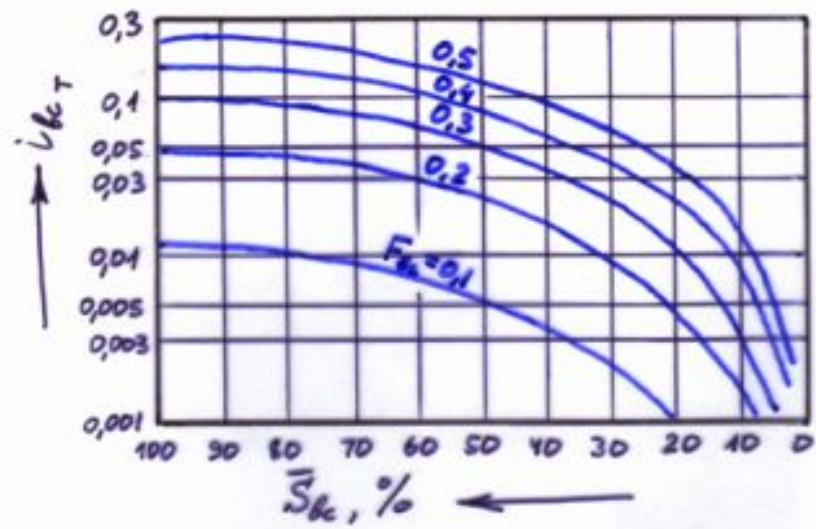
$$i_{\text{н}} = \int_0^{\bar{S}_{\text{н}}} \alpha_{\text{нг}} \cdot d\bar{S} \quad (6.24^{\text{а}} \text{ и } 6.54)$$

$$\bar{S}_{\text{лс}} = \frac{S_{\text{лс}}}{S_{\text{н}}} = 1 - a_m \left[\left(\frac{P_{\text{н}}}{P_{\text{0с}}} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right] \quad (6.51)$$

$$\bar{S}_{\text{н}} = \frac{S_{\text{н}}}{S_{\text{н}}} = \frac{1 + a_m}{\left(\frac{P_{\text{н}}}{P_{\text{0с}}} \right)^{\frac{1}{n}}} - a_m \quad (6.52)$$



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



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

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

$$\underline{\Delta N_{\text{кл. полости}} = (i_{\text{вс}} \cdot \Psi_{\text{вс}} \cdot p_{\text{вс}} + i_{\text{н}} \cdot \Psi_{\text{н}} \cdot p_{\text{н}}) \cdot F_{\text{п}} \cdot S_{\text{п}} \cdot n_0} \quad (6.55)$$

$$\Psi_{\text{вс}} = 1 + \varphi_{\text{вс}} + \mu_{\text{вс}}, \quad (6.56)$$

$$\Psi_{\text{н}} = 1 + \varphi_{\text{н}} + \mu_{\text{н}}, \quad (6.57)$$

где μ - коэффициенты влияния массы пластины
и силы прилипания

φ - коэффициенты влияния силы пружины

Рекомендации по выбору значений μ и φ

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

μ и φ зависят от типа клапанов:

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

φ - зависит также от ϵ , $z_{\text{по}}/z_{\text{мах}}$, 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

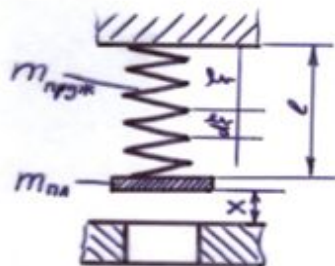
Основные подходы:

- 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 ξ 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"

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

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

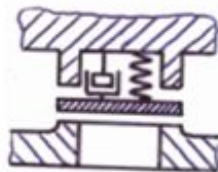
ОСНОВНОЕ УРАВНЕНИЕ ДИНАМИКИ КЛАПАНА



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

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

где



P_g - сила воздействия газового давления,

$P_{пр}$ - сила действия пружины,

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

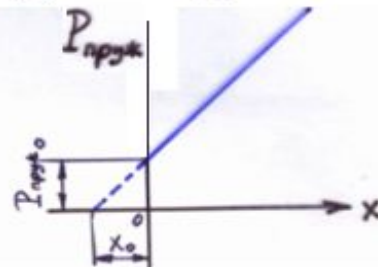
P_{ℓ} - сила веса пластины.

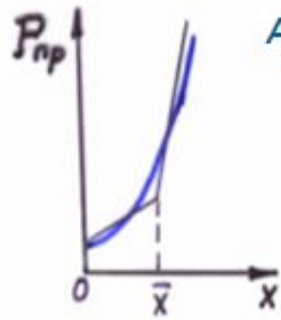
СИЛА ПРУЖИНЫ

Линейная характеристика силы упругости пружины

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

x_0 - деформация предварительного натяга пружины

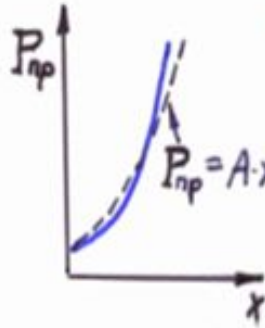




Аппроксимация двумя линейными участками

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

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



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

$$q = \frac{P_2}{f_c}$$

- 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 $\Delta p_{\text{кл}}$.

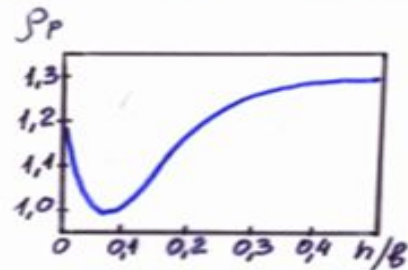
Коэффициент деления потока

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

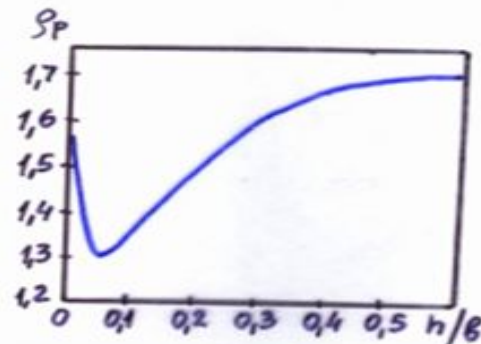
При геометрическом подобии тракта клапанов

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

Значения ρ_p определяют экспериментально при статических продувках.



Для кольцевых клапанов



Для дисковых клапанов

b - ширина прохода в седле

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

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

Для прямооточных клапанов

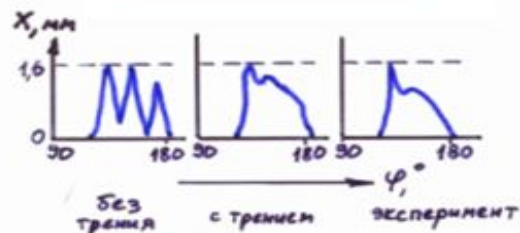
$$\rho_p = 0,62 \cdot [1 - (F_{ц} / F_c)^2]$$

Сила давления потока газа

$$P_g = q \cdot f_c$$

где $q = \rho_p \cdot \Delta p_{кл}$.

СИЛЫ ТРЕНИЯ



Данные S. Тоивег: $p = 1,6 \text{ МПа}$, $n = 1450 \text{ об/мин}$, 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 τ - 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 τ для колебательной системы

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

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

ω' - собственная частота колебаний
недемпфированной системы

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

ОТСКОК ПЛАСТИНЫ

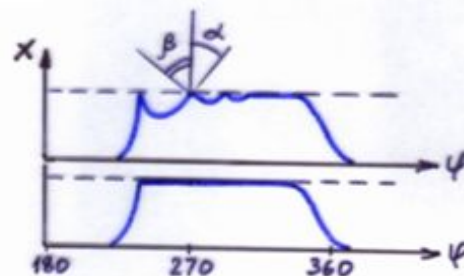
\dot{X} после удара = $-\dot{X}$ до удара — абсолютно упругий удар

В действительности

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

θ - 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

θ 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 $\theta = 0,2 \dots 0,3$

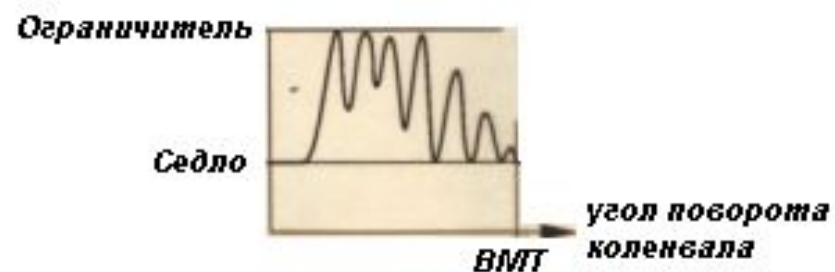
Прямоточные клапаны $\theta_{\text{огр}} = 0,3$, $\theta_c = 0,05 \dots 0,1$

Диаграмма движения пластины всасывающего клапана

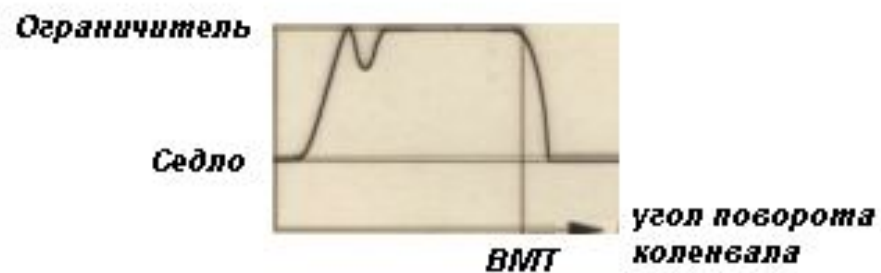


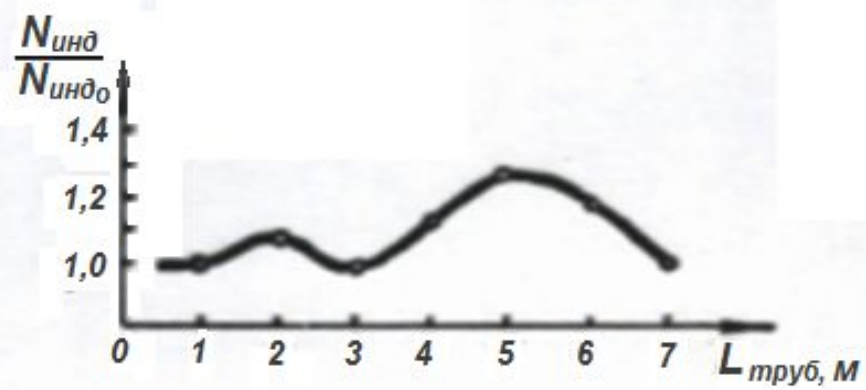
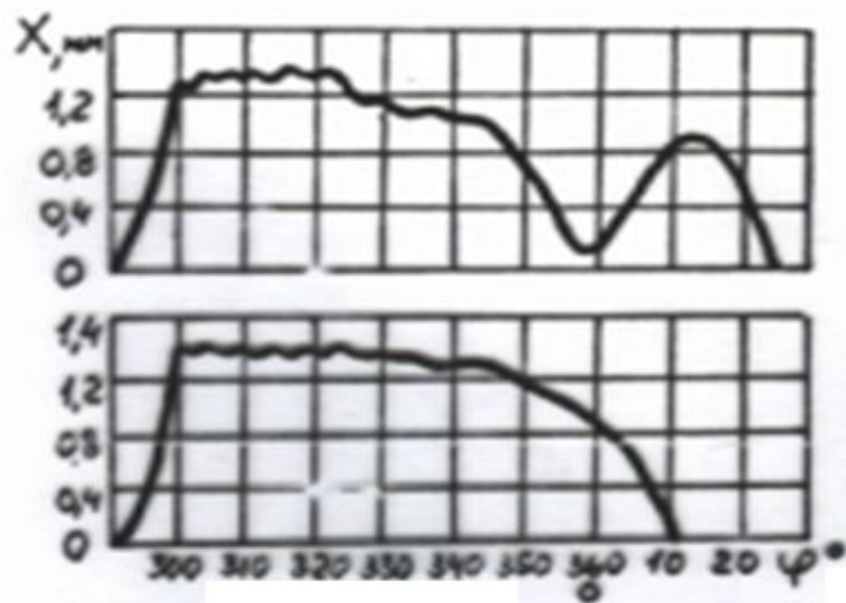
1. *Нормальная работа клапана*
2. *Небольшое превышение нормы смазки*
3. *Чрезмерное превышение нормы смазки*

Флаттер клапана



Запаздывание закрытия клапана

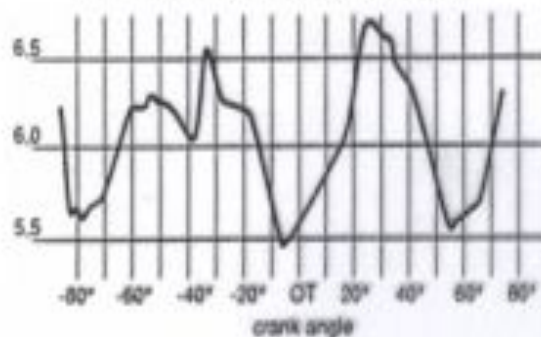




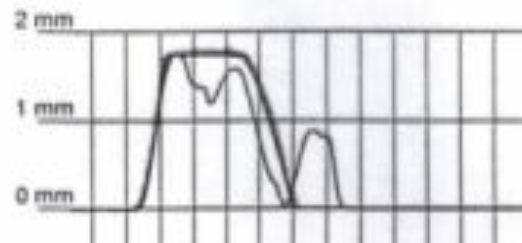
Длина нагнетательного трубопровода 0,82 м



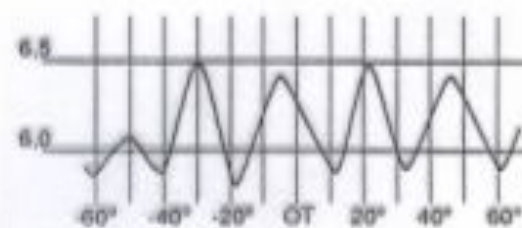
Пульсации давления



Длина нагнетательного трубопровода 0,23 м



Пульсации давления



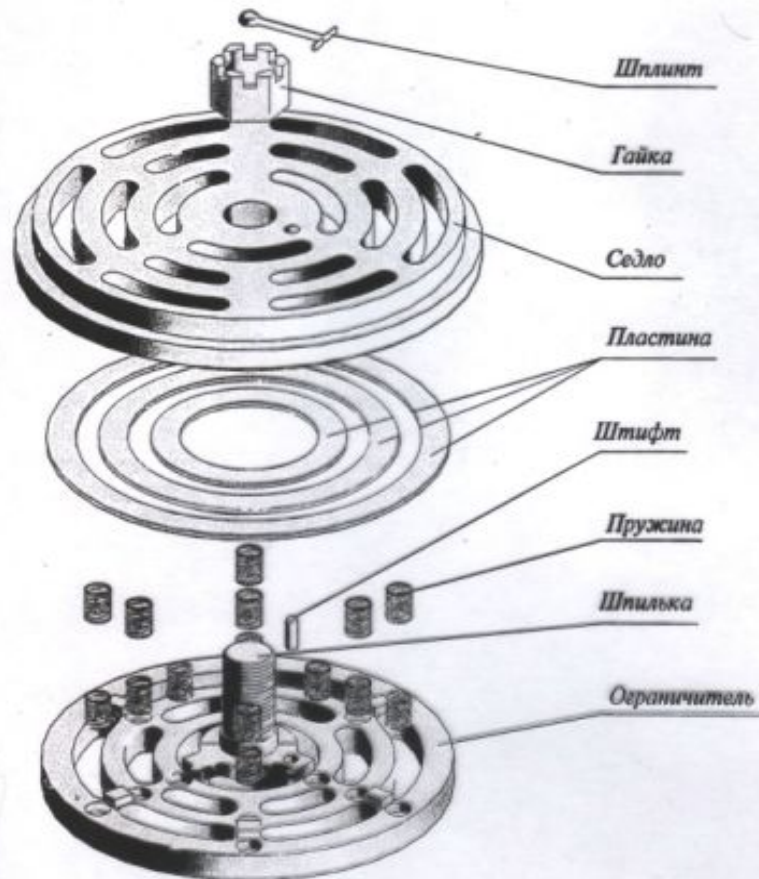
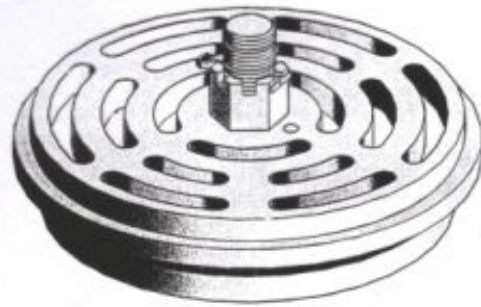
Газодинамические коэффициенты самодействующих полностью
открытых на цилиндр клапанов компрессорных ступеней

Тип клапана	Коэффициент расхода	Коэффициент давления потока газа
Кольцевой	$\mu_{\text{кл}} = 0,8 \frac{1 + \bar{f}_{\text{щ}}^{0,4}}{1 + 4\bar{f}_{\text{щ}}}$	$\rho_{\text{кл}} = 1,1 - (A + 0,4)\bar{f}_{\text{щ}}^2$ A = 1 - односторонняя щель A = 0 - двухсторонняя щель
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	$\mu_{\text{кл}} = 0,9(1 - 0,4\bar{f}_{\text{щ}})$	

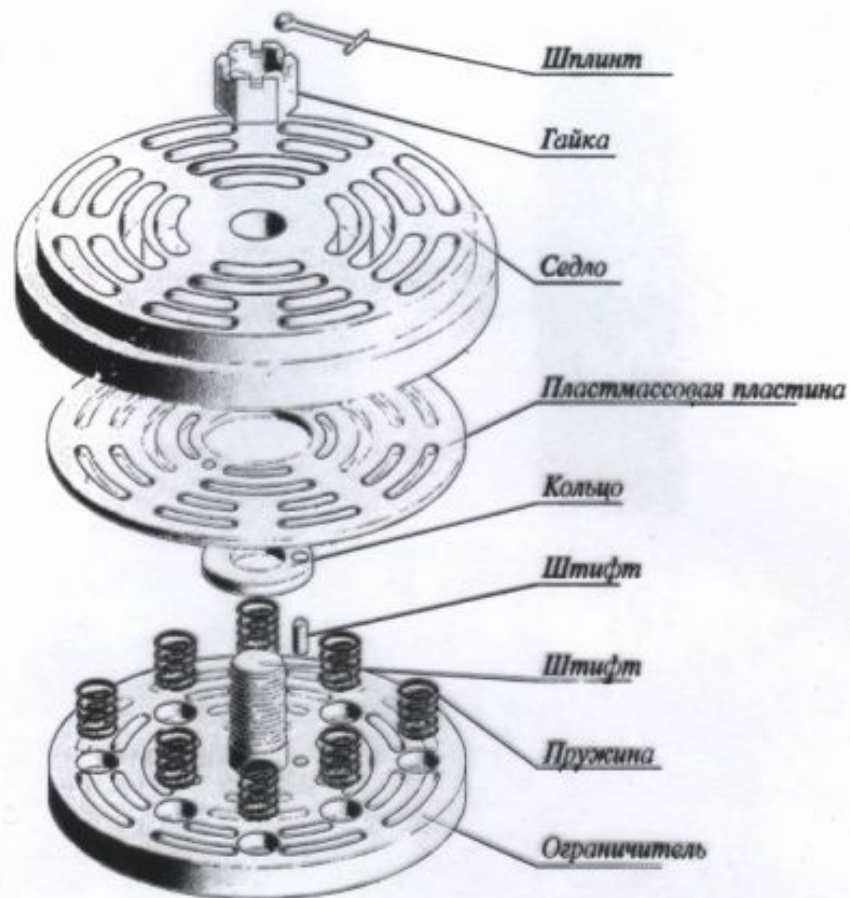
Параметры, характеризующие конструкцию клапанов

Тип клапана	Сечение щели, $\frac{2}{\text{м}}$	Жесткость пружин (пластин), Н/м	Предварительный натяг, м	Приведенная масса, 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 Π - 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

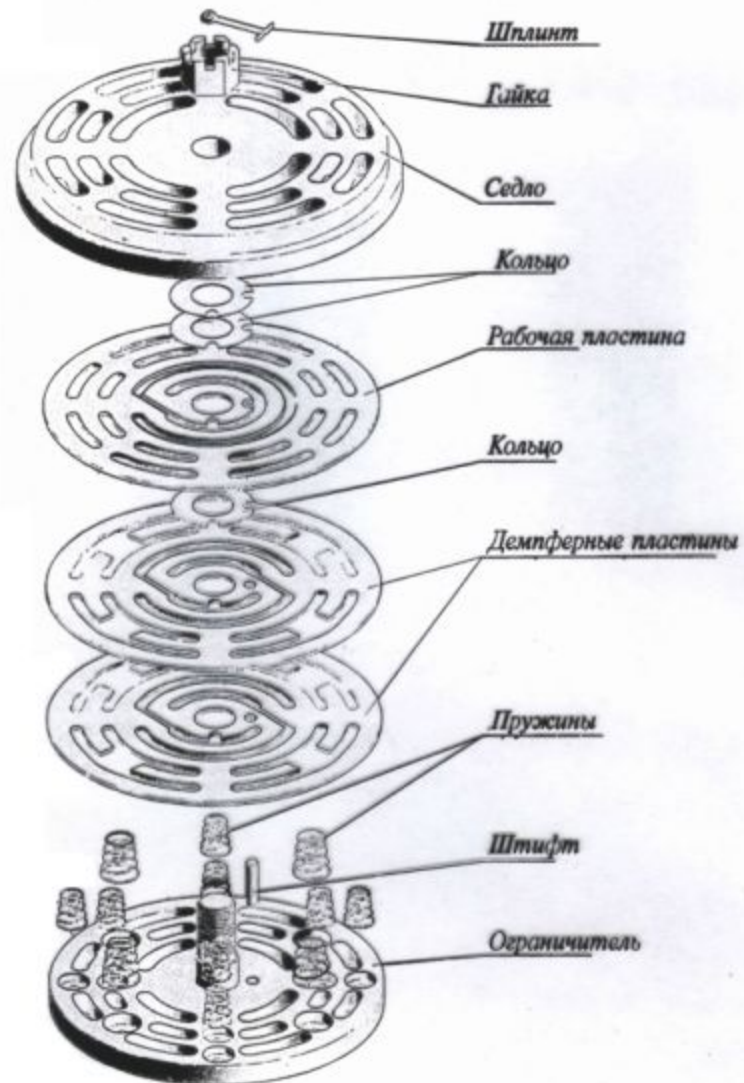
КОЛЬЦЕВЫЕ КЛАПАНЫ



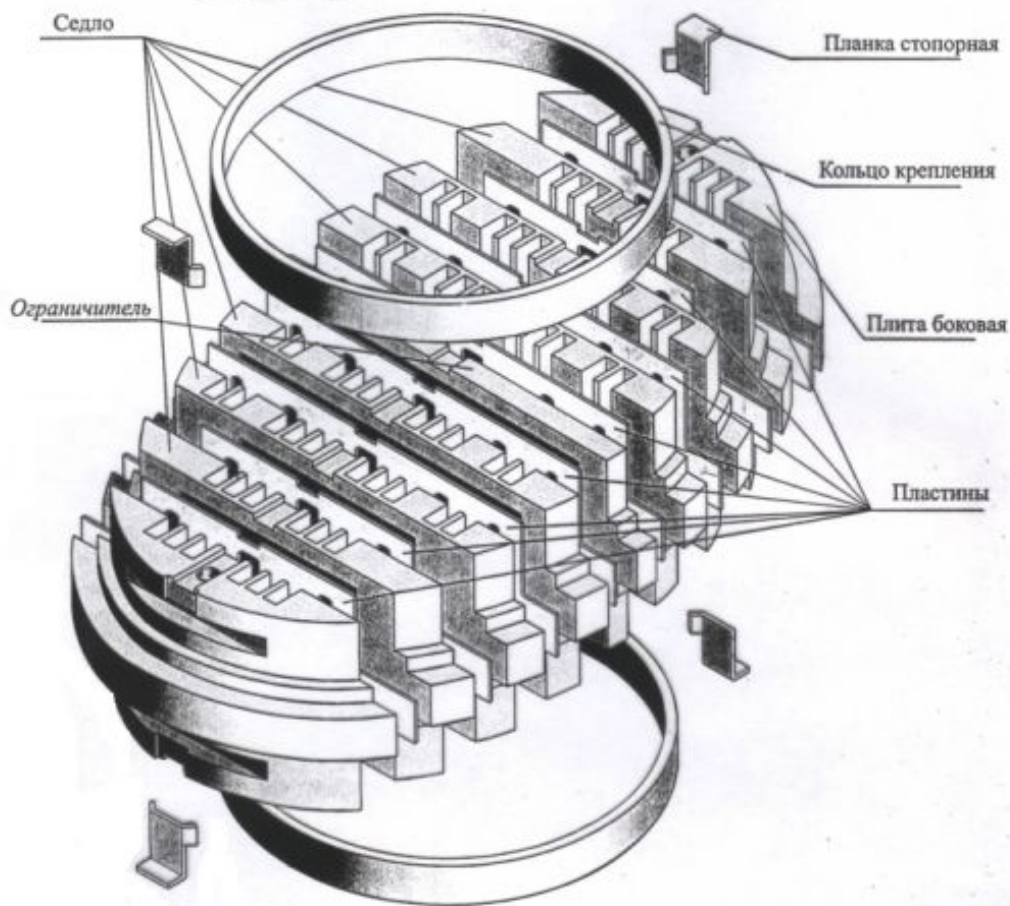
ДИСКОВЫЕ КЛАПАНЫ с пластмассовыми пластинами

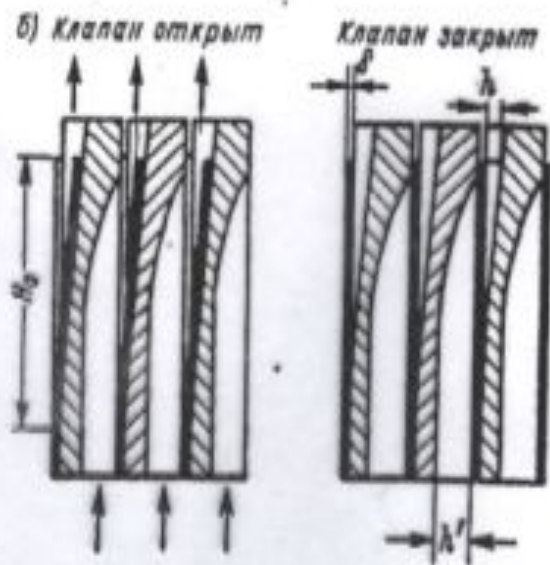
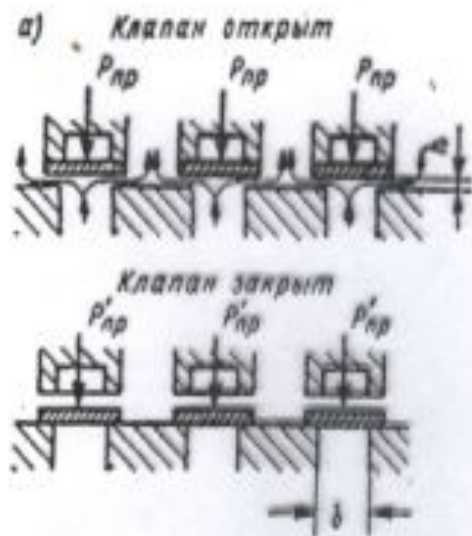


ДИСКОВЫЕ КЛАПАНЫ с металлическими пластинами



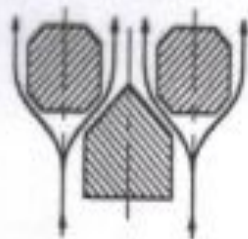
ПРЯМОТОЧНЫЙ КЛАПАН



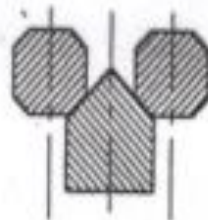


в)

Клапан открыт



Клапан закрыт

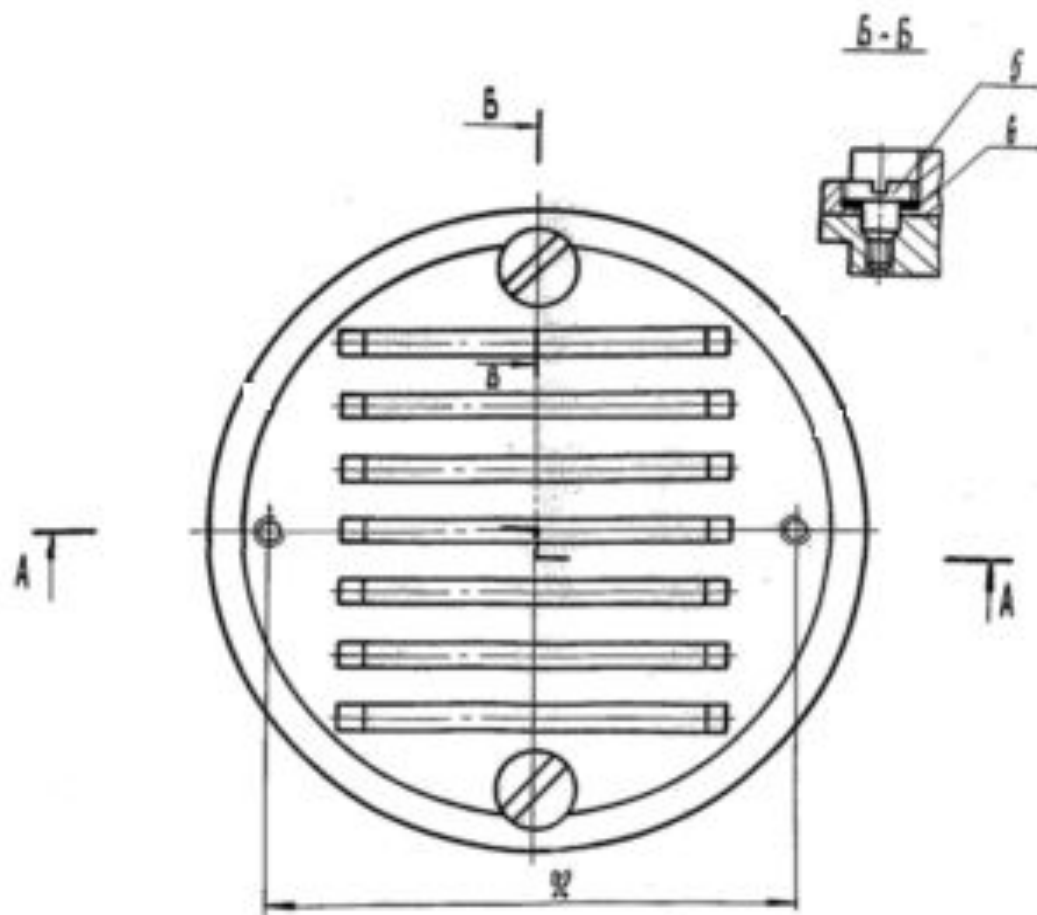
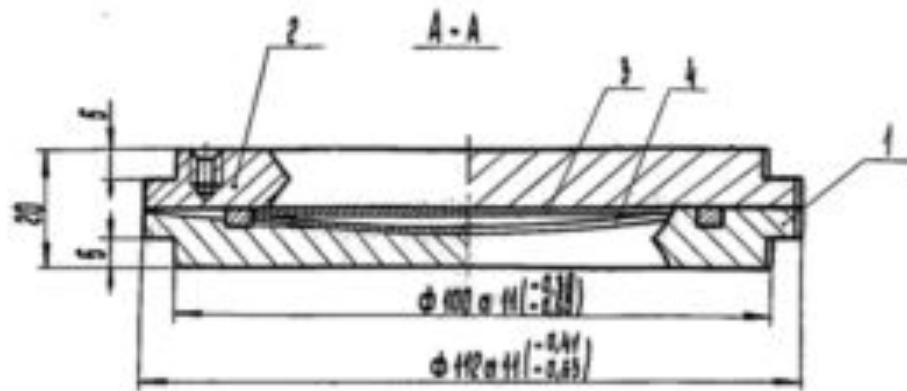


Symbols:

symbol	unit	comment
E	N/m^2	modulus of elasticity
σ	N/m^2	stress
v	m/s	impact velocity
ρ	kg/m^3	density of material

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

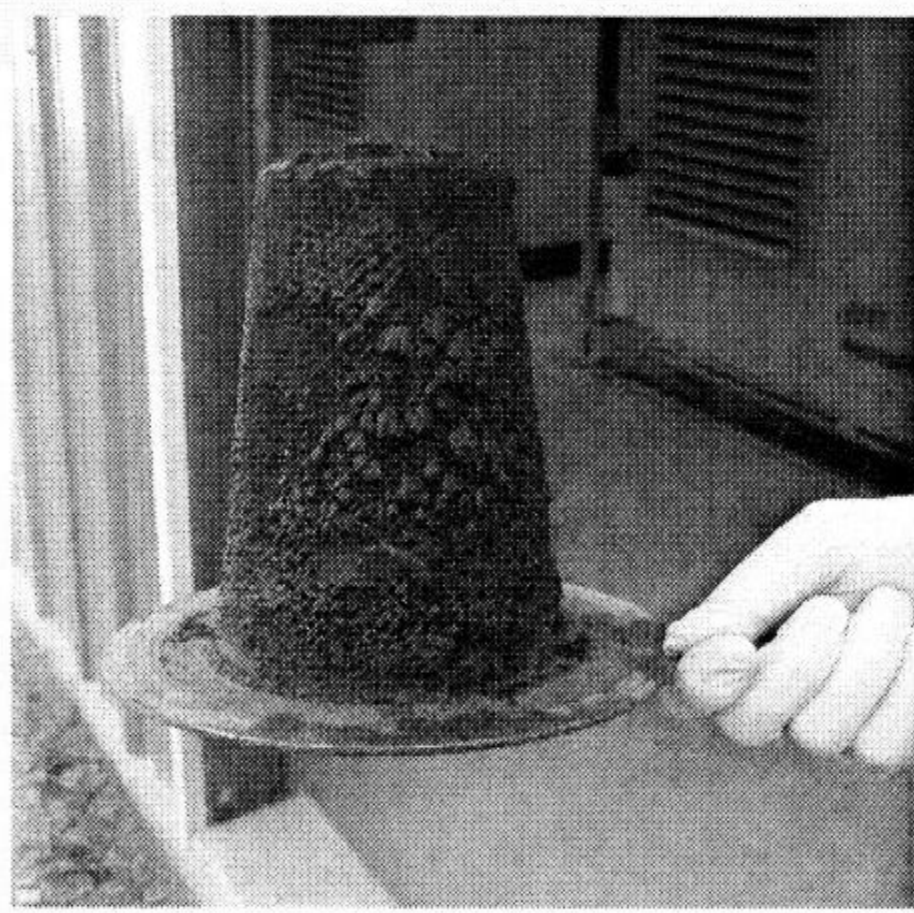
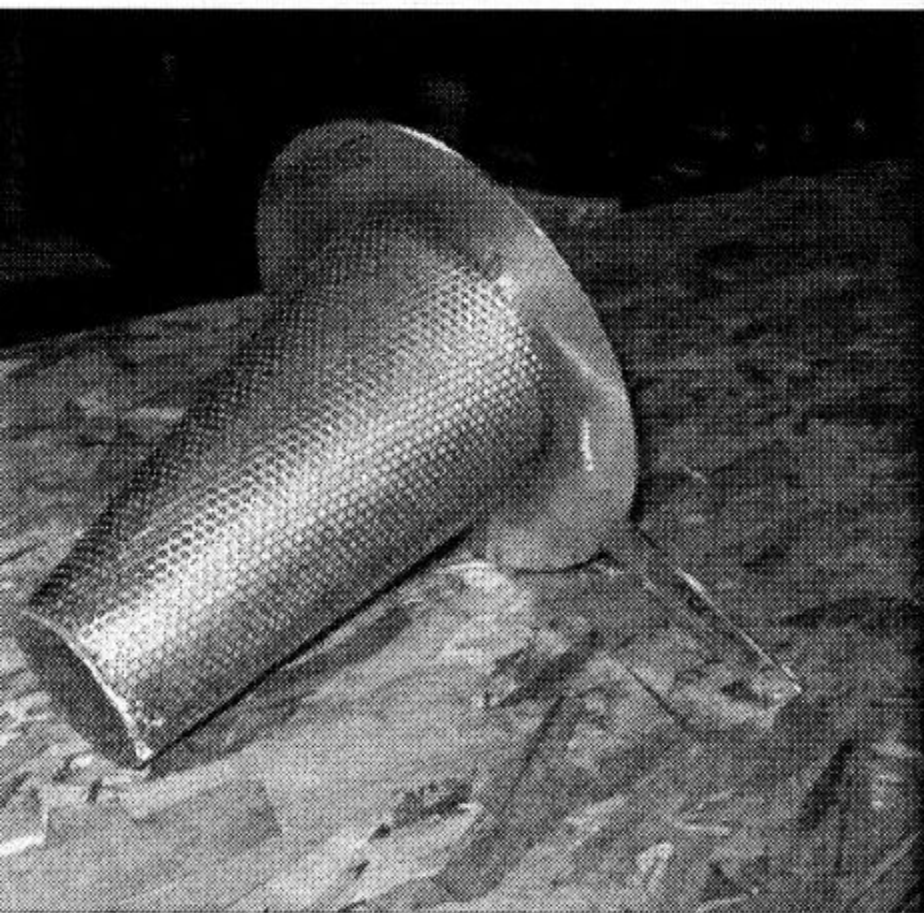
symbol	steel	non-metallic
E	$2.1 \times 10^5 N/mm^2 =$ $= 2.1 \times 10^{11} N/m^2$	$1.3 \times 10^3 N/cm^2 =$ $= 1.3 \times 10^9 N/m^2$
ρ	$7.85 \times 10^3 kg/m^3$	$1.5 \times 10^3 kg/m^3$
σ_{adm}	$3 \times 10^2 N/mm^2 =$ $= 3 \times 10^8 N/m^2$	$2 \times 10^7 N/cm^2 =$ $= 2 \times 10^7 N/m^2$
v_{adm}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



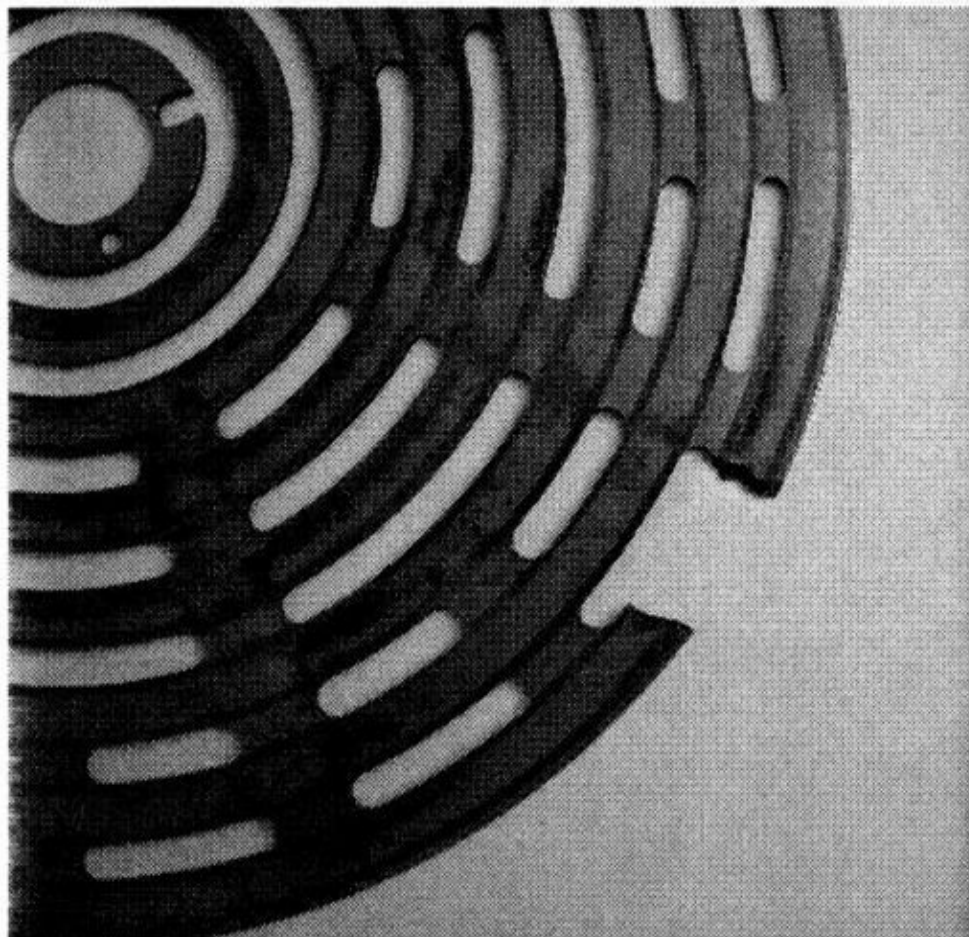
Неисправности клапанов

- 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.



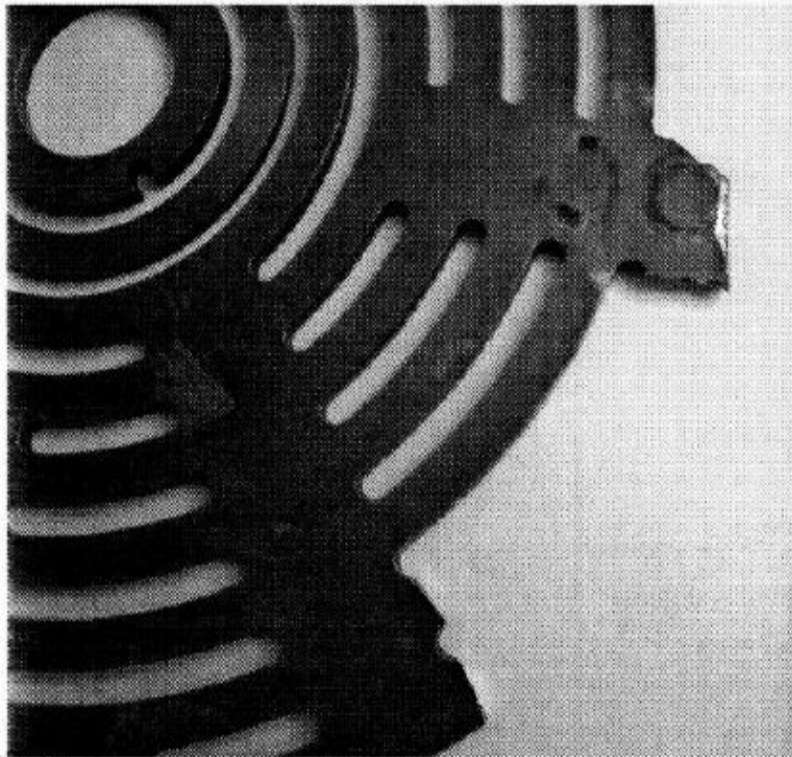
Поломки клапанов



Эффект
маслозалипания

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

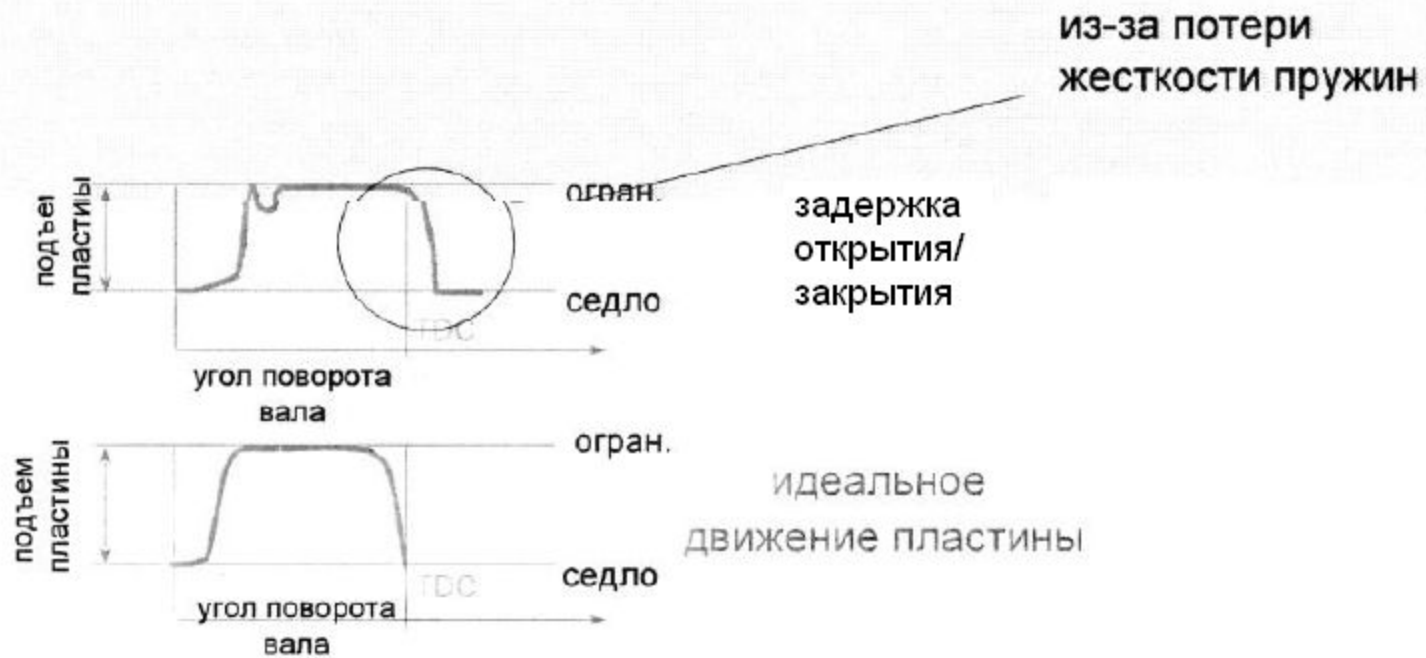
Поломки клапанов



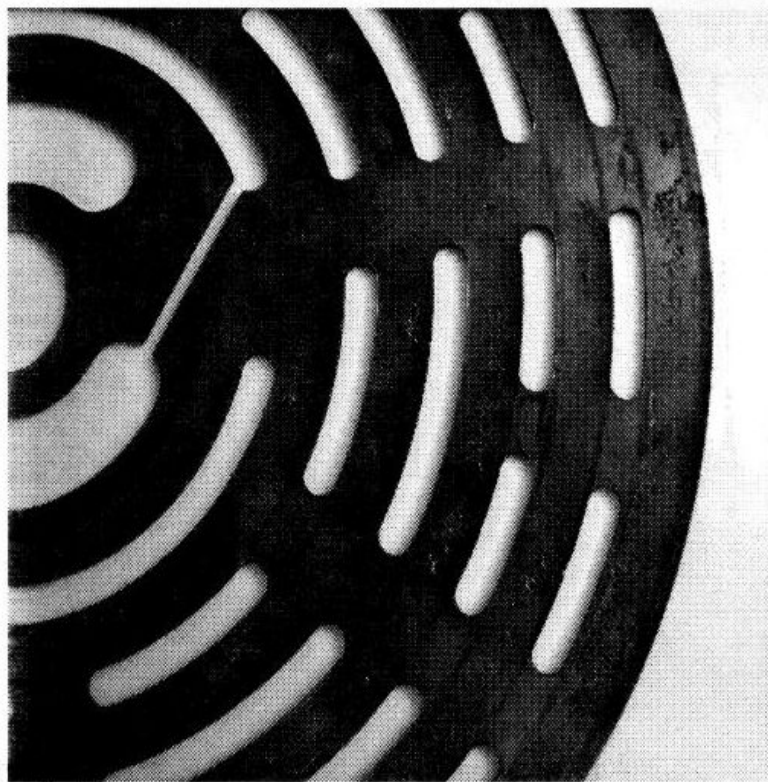
Усталость пружин

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

Поломки клапанов



Поломки клапанов

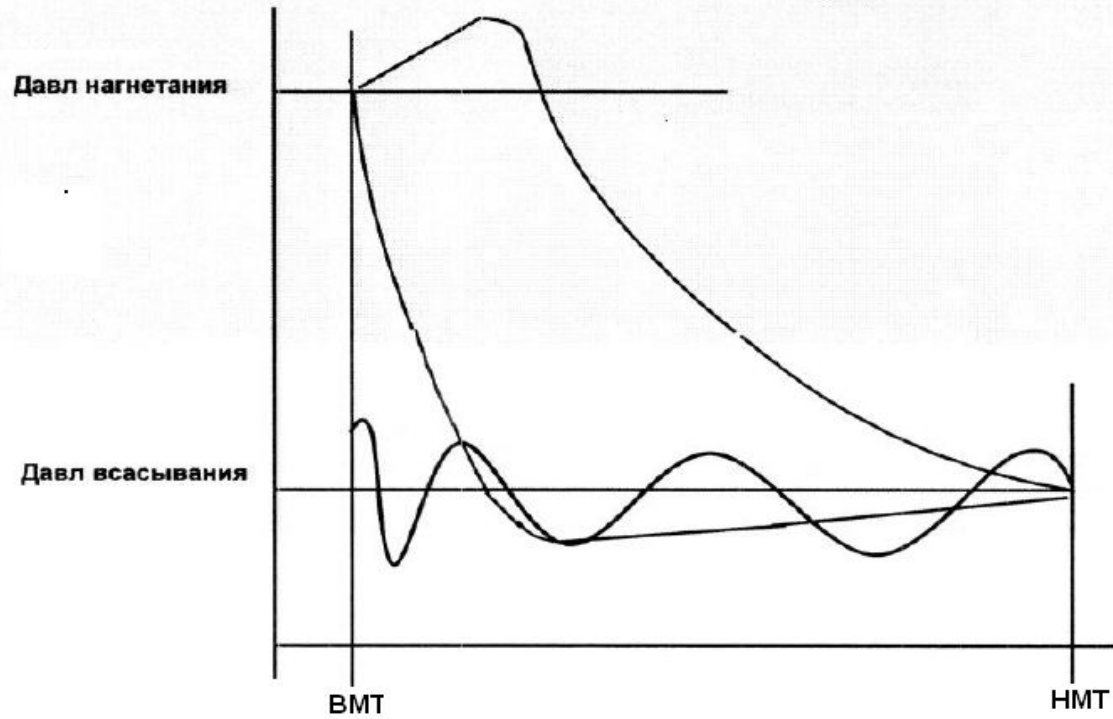


Коррозия

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



Пульсация давления



Динамика клапана



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.**

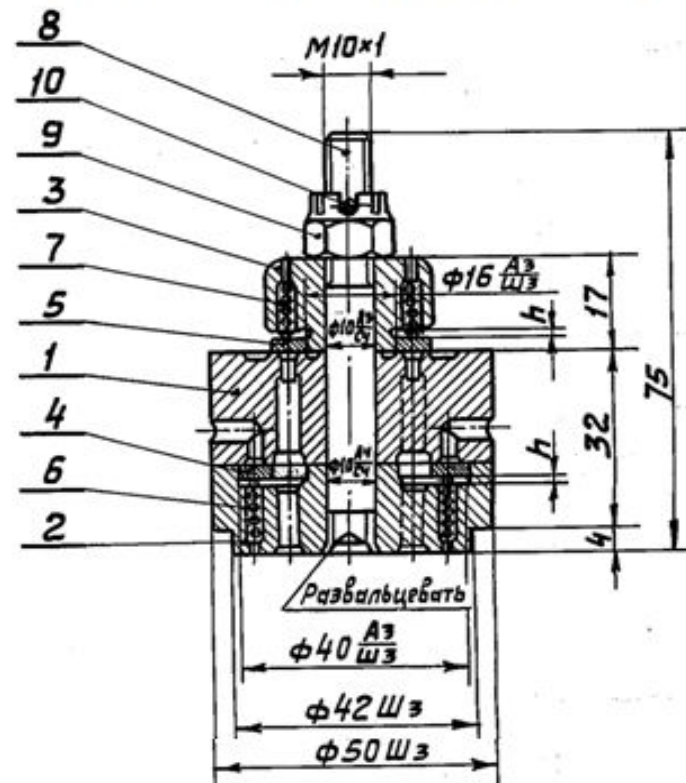
2. Тема "УРАВНОВЕШИВАНИЕ"

**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.**

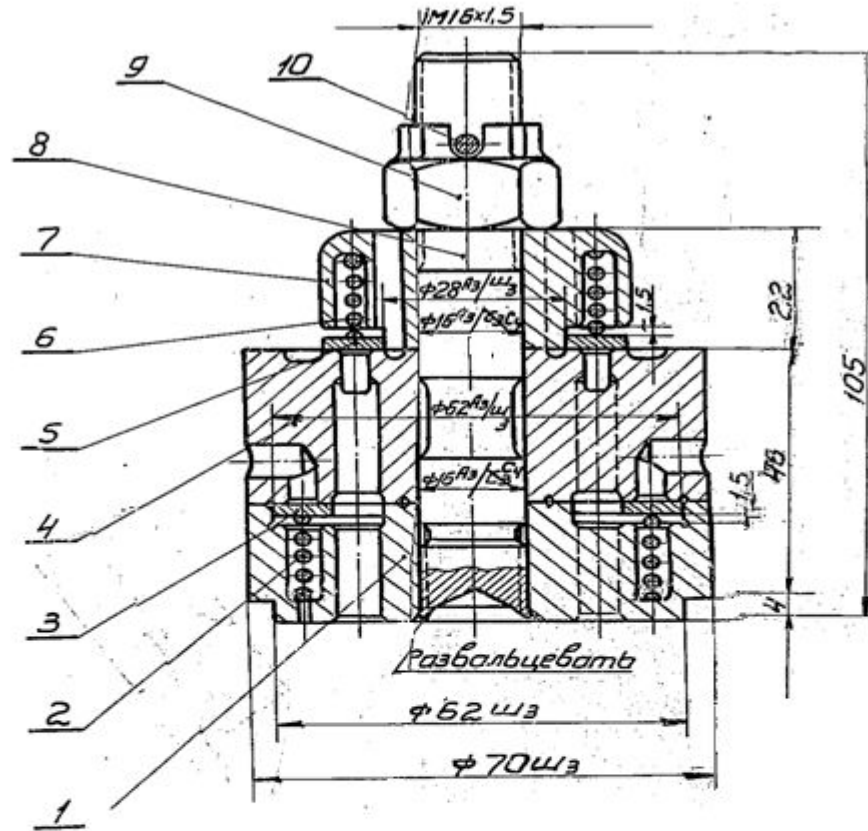
Клапан комбинированный КК - 42



1. Максимально допустимый перепад давления 250 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

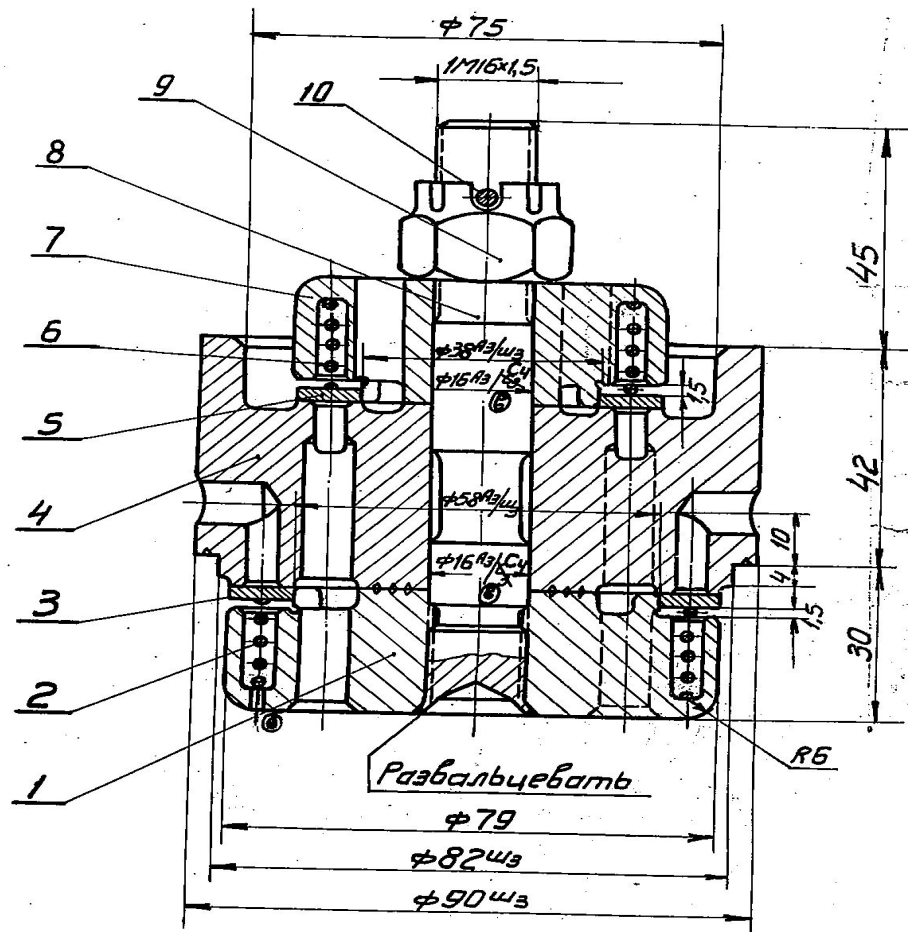
Клапан комбинированный КК - 62



- 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