

УТВЕРЖДАЮ

Главный инженер Главного
управления промышленной
аппаратуры

ЗАК А.А.

"27" дек. 1974 г.

РУКОВОДЯЩИЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ МАТЕРИАЛ

МЕТОДИКА ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО
РАСЧЕТА ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫХ
МЕМБРАННЫХ И ПОРШНЕВЫХ
КЛАПАНОВ

Приказом Главного управления от "30" декабря 1974 г.
в 198 срок введения установлен с " 1 " мая 1975 г.

* Снято ограничение срока действия.

Настоящий руководящий технических материалов (РТМ) распространяется на разгруженные электромагнитные мембранные и поршневые клапаны несвязанного типа и устанавливает методику гидродинамического расчета на стадии их проектирования.

Применение настоящего РТМ является обязательным на стадии разработки технического проекта.

* Письмо №21/2-373 от 13.06.96 из Управления по
развитию химического и нефтезаводного машиностроения.

РМ-21.04.97г.

I. ОБЩАЯ ЧАСТЬ

I.1. Настоящий РТМ применим к клапанам D_y от 25 до 250, работающих на любых однофазных капельных жидкостях^x, имеющих следующие параметры:

- а) температура рабочей среды – не более температуры насыщенной жидкости, если рабочая среда – жидкость; не менее температуры насыщенных паров, если рабочая среда – газ;
 - б) давление рабочей среды до 100 ата;
 - в) коэффициент кинематической вязкости ν не более 2×10^{-6} м²/сек;
 - г) режим движения рабочей среды в области квадратичного сопротивления, то есть при числах Рейнольдса Re – не менее $2 \cdot 10^4$.
- I.2. Основные размеры проточной части, выраженные в относительных единицах (отнесены к условному диаметру D_y) представлены в табл. I (см. черт. I и 2).

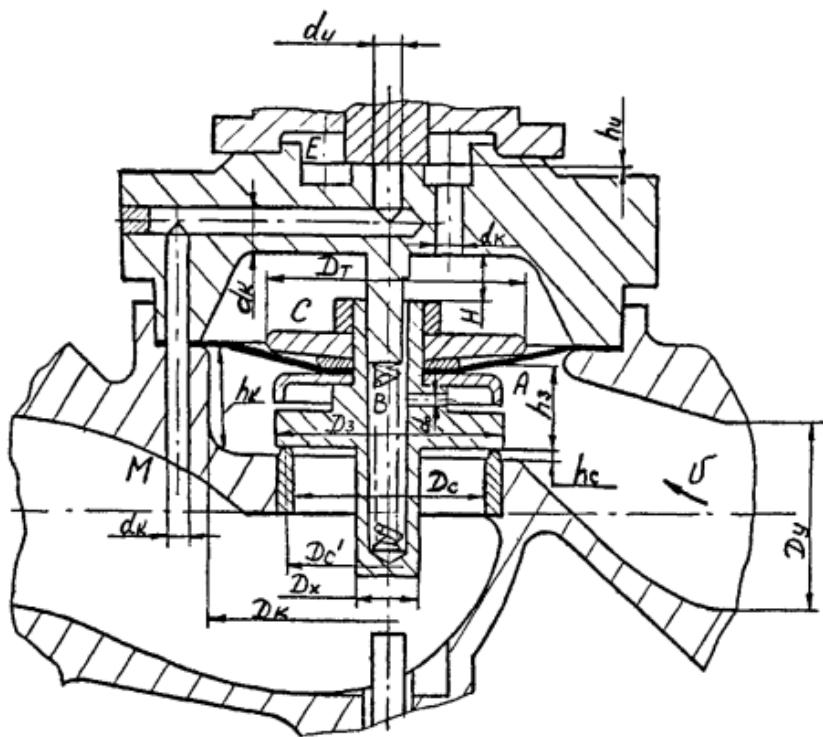
Таблица I

D/D_y не менее	H/D_y	D_c/D_y	D_3/D_y не более	h_3/D_y не менее	h_k/D_y не менее	h_c/D_y не более	D_e/D_y	d_5/D_y
I,75	0,25	I,0	I,25	0,4	0,55	0,0375	0,3	0,125

Относительный ход основного золотника с учетом допуска на величину хода не должен превышать $\frac{H}{D_y} = 0,25$.

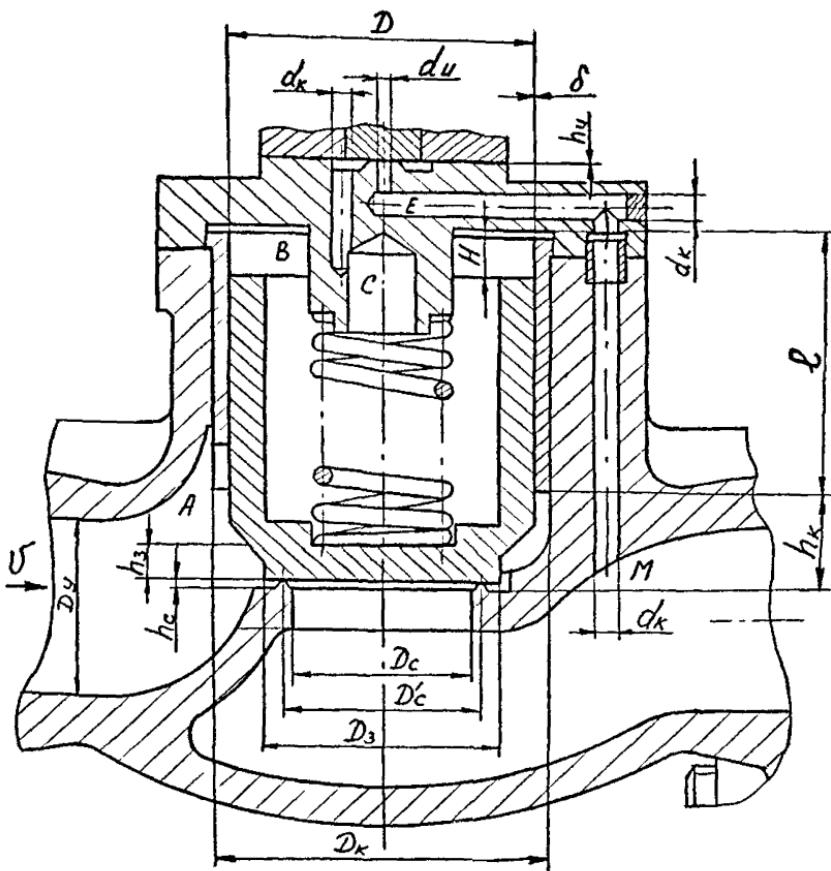
^x имеются в виду и газы при $\frac{P'_2}{P'_1} \geq 0,9$,
где P'_1 и P'_2 – абсолютные давления рабочей среды до и после клапана.

Клапан электромагнитный
мембранный



Черт. 1

Клапан электромагнитный поршневой



Черн. 2

2. ЗАДАЧА РАСЧЕТА

2.1. Задача гидродинамического расчета - нахождение величин эффективного диаметра мембранны или диаметра поршня D и коэффициента настройки ψ , при которых одновременно удовлетворяются требования, предъявляемые к клапанам:

а) обеспечение заданной величины минимального перепада давления на клапане в закрытом состоянии $\Delta P_{3\text{min}}$, при котором клапан должен начать открываться;

б) полное открытие клапана ($\frac{H}{D_y} = 0,25$) при заданной скорости рабочей среды, то есть обеспечение минимально возможного коэффициента гидравлического сопротивления клапана ζ .

Коэффициент настройки ψ определяется по формуле

$$\psi = \frac{f_o^2 \cdot \zeta_o}{f_u^2 \cdot \zeta_u},$$

где ζ_o - коэффициент гидравлического сопротивления впускного тракта обвода АЕС (черт. I,2), рассчитанных применительно к площади f_o впускного отверстия диаметром d_o (для мембранных клапанов) или к площади радиального зазора f_b (для поршневых клапанов);

ζ_u - коэффициент гидравлического сопротивления импульсного тракта обвода СЕИ (черт. I,2), рассчитанный применительно к площади f_u импульского отверстия диаметром d_u .

3. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА

3.1. Параметры:

- а) температура рабочей среды t , $^{\circ}\text{C}$;
 - б) удельный вес γ рабочей среды, кгс/м³;
 - в) кинематический коэффициент вязкости ν рабочей среды, м²/сек;
 - г) условный проход D_y клапана, м;
 - д) скорость рабочей среды V , отнесенная к площади условного прохода клапана, м/сек;
 - е) минимальный перепад давления на закрытом клапане ΔP_{3m1} , при котором клапан должен начать открываться, кгс/см²;
 - ж) давление рабочей среды до клапана P_1 , кгс/см².
- 3.2. В том случае, если заказчиком заданы диапазоны температур, давлений и скоростей рабочей среды (сред), то расчет клапана следует вести на такие их значения, при которых скоростной напор $\frac{\rho V^2}{2g}$ принимает наименьшее значение, ($g = 9,81$ м/сек² - ускорение силы тяжести).

4. ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ РАСЧЕТА

4.1. Расчет клапанов производится в следующей последовательности:

- а) определение режима течения;
- б) выбор основных геометрических размеров узла золотник-седло;
- в) определение массы затвора M и усилия пружины Q ;
- г) определение критерия настройки χ , при котором обеспечиваются заданные ΔP_{3m1} и ζ_k ;
- д) определение по выбранному критерию настройки величин d_o (d) и d_u ;

- е) выбор хода импульсного золотника h_u ;
 ж) определение геометрических размеров подводящего и отводящего патрубков.

5. РАСЧЕТ

5.1. Режим течения характеризуется числом Рейнольдса Re . Число Re рассчитывается по формуле

$$Re = \frac{U \cdot D_y}{\nu} \quad (1)$$

и должно быть не менее 2×10^4 . При Re менее 2×10^4 необходимо изменить исходные данные (U или D_y), так, чтобы получить значение Re не менее 2×10^2 .

5.2. Основные геометрические размеры проточной части клапана конструктивно принимаются в соответствии с табл. I.

5.3. Масса движущихся частей определяется суммой масс составляющих и рассчитывается по формуле,

$$m = \frac{1}{g} \sum_{i=1}^{i=N} f_i \cdot W_i \left[\frac{\text{кгс} \cdot \text{сек}^2}{m} \right], \quad (2)$$

где W_i - объем i -ой составляющей движущихся частей, м^3
берется из п. 5.2. ;

f_i - удельный вес i -ой составляющей движущихся частей, $\text{кгс}/\text{м}^3$.

Величина усилия пружины Q [кгс] определяется исходя из требований, предъявляемых к герметичности в затворе при заданном перепаде давлений на закрытом затворе.

5.4. Определение Ψ , обеспечивающего ΔP_{3min} , производится по формуле:

$$\Psi = \frac{1}{\frac{m \cdot g + Q}{7850 D^2 \cdot \Delta P_{3min}} + \left(\frac{D_c}{D} \right)^2} - 1 \quad (3)$$

Если расчетное значение $\psi \geq 1$, то следует принять ψ равное 1.

Расчет ведется в табличной форме.

Исходные и рассчитываемые величины	Численное значение
$m, \frac{\text{кгс} \cdot \text{сек}^2}{m}$	
$g, \frac{m}{\text{сек}^2}$	9,81
$Q, \text{кгс}$	
$m \cdot g + Q, \text{кгс}$	
D, m	
D^2, m^2	
$\Delta P_{3min}, \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}$	
$7850 \cdot D^2 \cdot \Delta P_{3min}, \text{кгс}$	
$\frac{m \cdot g + Q}{7850 \cdot D^2 \cdot \Delta P_{3min}}$	
D_c', m	
$(D_c')^2, m$	
$\left(\frac{D_c'}{D}\right)^2$	
$\frac{m \cdot g + Q}{7850 \cdot D^2 \cdot \Delta P_{3min}} + \left(\frac{D_c'}{D}\right)^2$	
$\frac{1}{7850 \cdot D^2 \cdot \Delta P_{3min} + \left(\frac{D_c'}{D}\right)^2}$	
$\psi = \frac{1}{7850 \cdot D^2 \cdot \Delta P_{3min} + \left(\frac{D_c'}{D}\right)^2} - 1$	

5.5. Определение ψ , обеспечивающего открытие клапана на полный ход ($\frac{H}{D_y} = 0,25$) при заданных V . γ производится по формуле:

$$\psi = \frac{0,0046 \cdot \gamma \cdot V^2 \cdot \zeta \cdot D^2}{m \cdot g + Q - 0,04 \cdot \gamma \cdot V^2 \cdot \bar{P}_{xk} \cdot D^2} - 1$$

где $\bar{P}_{экб}$ - эквивалентный коэффициент давления;

ζ - коэффициент гидравлического сопротивления клапана.

Значения $\bar{P}_{экб}$ и ζ следует брать из черт. 3 и 4 для $\frac{H}{D_y} = 0,25$.

Если расчетное значение ψ отрицательное, то необходимо изменить D, Q или $\frac{\delta U^2}{2g}$ таким образом, чтобы стало положительным.

Расчет ведется в табличной форме (см. п. 5.4.).

5.6. Для одновременного удовлетворения требований п. 5.4. и п. 5.5. следует дальнейшие расчеты вести по наименьшему значению ψ .

5.7. Определение d_o и d_u для мембранных клапанов.

По значению критерия настройки ψ (п. 5.6) из табл. 2 находятся значения d_o и d_u . Одному значению ψ может соответствовать несколько комбинаций значений d_o и d_u . Конструктивно задается значением d_u . По d_u и ψ определяют d_o .

5.8. Определение зазора δ между поршнем и направляющей втулкой и d_u для поршневых клапанов производится по формуле:

$$\delta = \sqrt[3]{\frac{\lambda \cdot \ell \cdot \psi \cdot f_o^2}{346 \cdot D_o^2 \cdot \zeta_u}} , \quad (5)$$

где λ - коэффициент сопротивления трения;

ℓ - длина поршня, см; выбирается конструктивно;

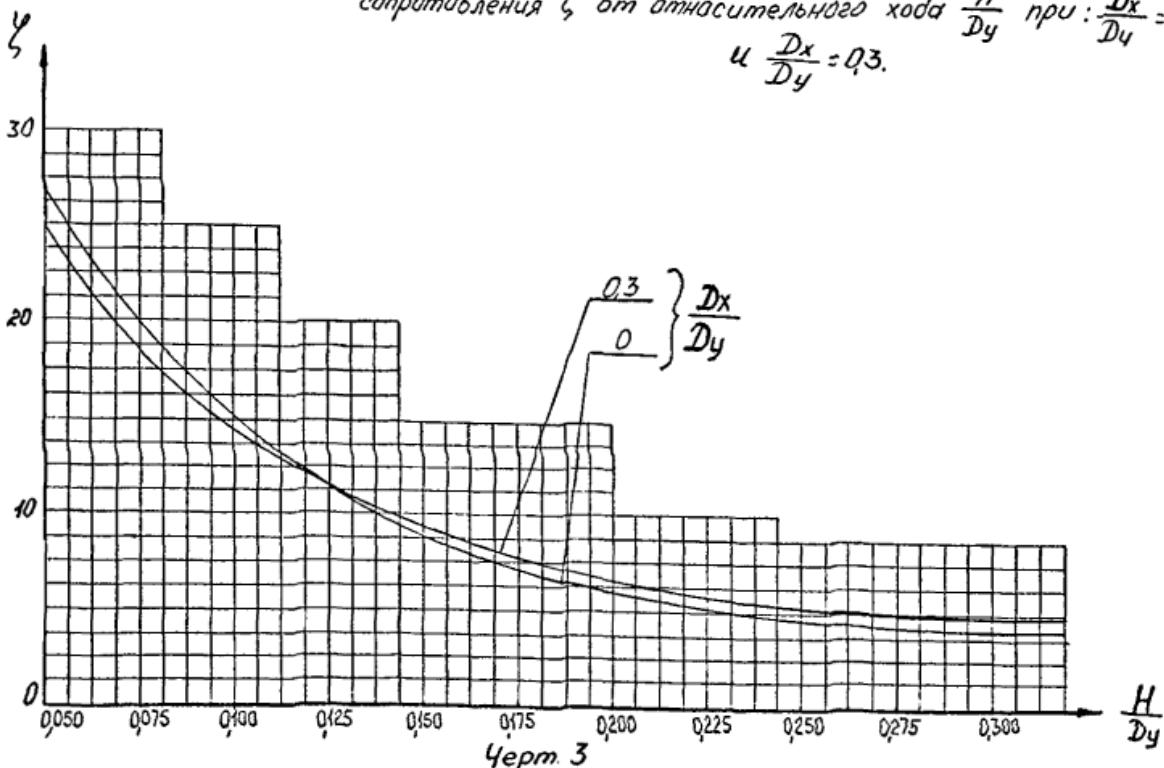
D_o - средний диаметр, см; принимается $D_o \geq D$;

δ - ширина кольцевого зазора при максимальной температуре рабочей среды, см.

Для расчета значение ψ берется из п. 5.6.

② ² Справочник по гидравлическим сопротивлениям
Идельчик И. Е. Справочник "Гидравлические характеристики",
Росснегропромиздат, 1960. Москва Машиностроение, 1975г

График зависимости коэффициента гидравлического сопротивления ζ от относительного хода $\frac{H}{D_y}$ при: $\frac{D_x}{D_y} = 0$
и $\frac{D_x}{D_y} = 0.3$.



Черт. 3

Исходные и рассчитываемые величины	Численное значение
$\frac{m \cdot g + Q}{7850 \cdot D^2 \cdot \Delta P_{3min}} + \left(\frac{D_c'}{D}\right)^2$	0,4503
$\frac{1}{\frac{m \cdot g + Q}{7850 \cdot \Delta P_{3min} \cdot D^2} + \left(\frac{D_c'}{D}\right)^2}$	2,21
$\frac{1}{\frac{m \cdot g + Q}{7850 \cdot \Delta P_{3min} \cdot D^2} + \left(\frac{D_c'}{D}\right)^2} - 1$	1,21

Принимаем $\psi = 1$

2.7. Расчет ψ , обеспечивающего открытие клапана на полный ход ($\frac{H}{D_y} = 0,25$) при заданном скоростном напоре $\frac{\delta U^2}{2g}$ представлен в табл. 2.

Таблица 2

Исходные и рассчитываемые величины	Численное значение
$m, \frac{\text{кгс} \cdot \text{сек}^2}{M}$	0,35
$g, \frac{M}{\text{сек}^2}$	9,81
$m \cdot g, \text{кгс}$	0,343
$Q, \text{кгс}$	1,2
$mg + Q, \text{кгс}$	1,543
D, M	0,07
D^2, M^2	0,0049
$U, \frac{M}{\text{сек}}$	1
$U^2, \frac{M^2}{\text{сек}^2}$	1
ξ	6,5
$\delta, \frac{\text{кгс}}{M^3}$	1000
$0,0046 \cdot \gamma \cdot U^2 \cdot D^2 \cdot \xi, \text{кгс}$	1,465

Таблица 2

d_u мм	ψ								
	$d_0, \text{мм}$								
	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,2	2,4
1,2	0,14	0,35							
1,5	0,06	0,15	0,51	0,88					
1,8	0,03	0,08	0,26	0,45	0,82	1,00			
2,2	0,02	0,04	0,13	0,22	0,41	0,50	0,76	1,00	
2,5	0,01	0,02	0,08	0,14	0,25	0,31	0,47	0,62	0,90
2,6	0,01	0,02	0,07	0,12	0,22	0,27	0,40	0,53	0,78
2,8	0,01	0,02	0,05	0,09	0,17	0,21	0,31	0,41	0,60
3,0	0,01	0,01	0,04	0,07	0,13	0,16	0,25	0,32	0,47
3,5	0,003	0,01	0,03	0,05	0,09	0,11	0,17	0,22	0,32
4,0	0,003	0,01	0,02	0,04	0,03	0,09	0,14	0,19	0,27

Таблица 3

d_u	mm	4	3,5	3,0	2,8	2,5	2,2	1,8	1,5
f_u^2	cm^4	0,0051	0,0043	0,00289	0,00237	0,00155	0,00098	0,00047	0,00024

Для нахождения величины $\frac{f_u^2}{\xi_u}$ необходимо задаться d_u и из табл. 3 найти значение $\frac{f_u^2}{\xi_u}$.

Расчет ведется в табличной форме (см. п. 5.4.)

5.9. Ход h_u определяется из выражения $h_u = 0,4 + 0,8d_u$

5.10. Определение геометрических размеров подводящего и отводящего патрубков:

а) по выбранному значению эффективного диаметра мембранны D рассчитывается диаметр камеры D_k для мембранных клапанов по формуле

$$D = K \frac{D_k + D_r}{2} , \quad (6)$$

где K - коэффициент, учитывающий изменение эффективной площади мембранны с ходом.

($K \approx 0,975$ - для гофрированных резиновых и резинотканевых мембран).

D_r может принимать любое значение в диапазоне $\frac{D_3}{D_y} \leq \frac{D_r}{D_y} < \frac{D_k}{D_y}$. Для поршневых клапанов D_k равен D плюс удвоенная толщина направляющей втулки. Диаметр втулки выбирается конструктивно.

б) при выбранном значении D_k конструктивно определяется относительная строительная длина корпуса $\frac{L}{D_y}$ (строительная длина, отнесенная к условному диаметру).

Окончательная величина $\frac{L}{D_y}$ принимается равной ближайшему значению относительной строительной длины $\frac{L'}{D_y}$ корпусов вентилей, конфигурация и размеры проточной части которых соответствуют ② РДТ 26 07-2043-81, Арматура трубопроводная. Клапаны запорные. Форма и размеры проточной части арматуры с диаметром седла равным диаметру условного прохода". Издание ЦКБА, 1967 г.

(2)

Для каждого $\frac{L'}{D_y}$ в РТМ 47-67 приведены размеры подводящего и отводящего патрубков. Эти размеры для проектируемого электромагнитного клапана должны быть изменены в отношении масштаба m , равного $m = \frac{D_y}{D_y'}$.

Приложение: пример типового расчета.

Генеральный директор
НПОА "Знамя труда"

КОСЫХ С.И.

Главный инженер
НПОА "Знамя труда"

САРАЙЛОВ М. Г.

Главный инженер ЦКБА

ШЧУКИН О. Н.

Заведующий отделом В151

ПЕРОВ П. Ф.

Заведующий отделом В153

ТАРАСЕВ Д. И.

Руководитель темы
зам.зав.отделом В153

ПИНАЕВА Е. Г.

Ответственный исполнитель
старший инженер отдела В153

ПУГАЧЕВ А. И.

25/12/74.

25.12.74

Приложение

ПРИМЕР РАСЧЕТА
ЭЛЕКТРОМАГНИТНОГО МЕМБРАННОГО
КЛАПАНА

I. ЗАДАЧА РАСЧЕТА

I.1. Определить основные геометрические размеры проточной части клапана для заданных условий эксплуатации.

I.2. Исходные данные для расчета:

рабочая среда - вода;

t рабочей среды от $+2^{\circ}\text{C}$ до $+20^{\circ}\text{C}$;

$D_y = 40$;

ρ от 1 ати до 16 ати;

V до 3 м/сек;

$\Delta P_{3,min} = 0,5 \text{ кгс}/\text{см}^2$.

2. РАСЧЕТ

2.1. Определение значений ρ ; t ; f ; V ; ν , на которые следует вести расчет, производится из условия

$$\frac{\nu \cdot V^2}{2g} = \min \quad / I /$$

Исходя из условия / I / расчет ведется на следующие параметры рабочей среды: $t = 20^{\circ}\text{C}$, $\rho = 1 \text{ кгс}/\text{см}^2$.

Удельный вес f воды при $t = 20^{\circ}\text{C}$ и $\rho = 1 \text{ кгс}/\text{см}^2$ равен $\approx 1000 \text{ кг}/\text{м}^3$.

Так как нижний предел скорости не оговорен примем $V = 1 \text{ м}/\text{сек}$.

Кинематический коэффициент вязкости воды примем при наименьшей температуре, то есть $t = 2^{\circ}\text{C}$; $\nu = 1,76 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{сек}$.

2.2. Определение режима течения производится по формуле:

$$Re = \frac{V \cdot D_y}{\nu} = \frac{1 \cdot 004}{1,76 \cdot 10^{-6}} = 2,27 \cdot 10^4$$

Расчетное значение Re не менее допустимого.

2.3. Основные геометрические размеры принимаем в соответствии с табл. I:

$$\begin{array}{llll} D = 70 \text{ мм}; & H = 10 \text{ мм}; & D_c = 40 \text{ мм}; & D_3 = 50 \text{ мм}; \\ h_a = 16 \text{ мм}; & h_k = 22 \text{ мм}; & h_c = 1,5 \text{ мм}; & D_x = 12 \text{ мм}; \\ d_k = 5 \text{ мм}; & D'_c = 0,0425. & & \end{array}$$

2.4. Масса движущихся частей (основного золотника), соответствующая принятым основным геометрическим размерам, равна

$$m \approx 0,35 \text{ кг сек}^2/\text{м}$$

$$2.5. \text{ Принимаем усилие пружины } Q = 1,2 \text{ кгс.}$$

2.6. Расчет ψ , обеспечивающего ΔP_{3min} , представлен в табл. I.

Таблица I

Исходные и рассчитываемые величины	Численное значение
m , $\frac{\text{кг} \cdot \text{сек}^2}{\text{м}}$	0,35
g , $\frac{\text{м}}{\text{сек}^2}$	9,81
Q , кгс	1,2
$m \cdot g$, кгс	0,343
$m \cdot g + Q$, кгс	1,543
D , м	0,07
D^2 , м ²	0,0049
ΔP_{3min}	0,5
$7850 \cdot D^2 \cdot \Delta P_{3min}$	19,25
D'_c , м	0,0425
$(D'_c)^2$, м ²	0,00181
$(\frac{D'_c}{D})^2$	0,37
$\frac{m \cdot g + Q}{7850 \cdot D^2 \cdot \Delta P_{3min}}$	0,0803

Исходные и рассчитываемые величины	Численное значение
$\bar{P}_{экб}$	-1,85
$0,04 \cdot j \cdot \bar{U}^2 \cdot D^2 \cdot \bar{P}_{экб}$, кгс	-0,363
$m \cdot g + Q - 0,04 \cdot j \cdot \bar{U}^2 \cdot D^2 \cdot \bar{P}_{экб}$, кгс	1,906
$\frac{0,0046 \cdot j \cdot \bar{U}^2 \cdot \bar{L} \cdot D^2}{m \cdot g + Q - 0,04 \cdot j \cdot \bar{U}^2 \cdot D^2 \cdot \bar{P}_{экб}}$	0,77
$\frac{0,0046 \cdot j \cdot \bar{U}^2 \cdot D^2 \cdot \bar{L}}{m \cdot g + Q - 0,04 \cdot j \cdot \bar{U}^2 \cdot \bar{P}_{экб}} - 1$	-0,23

Отрицательное значение ψ свидетельствует о неполном открытии клапана; то есть $\frac{H}{Dy} < 0,25$.

Для обеспечения открытия клапана на полный ход ($\frac{H}{Dy} = 0,25$) при заданных параметрах рабочей среды необходимо увеличить эффективный диаметр мембранны D до такого значения, при котором ψ будет больше нуля.

Используя метод последовательных приближений, получим $D = 0,0985$ м при $\psi = 0,2$.

2.8. Определение d_u и d_o .

Задаемся $d_u = 2,2$ м. Значениям $d_u = 2,2$ м и $\psi = 0,2$ соответствует $d_o = 1,4$ мм.

2.9. Ход h_u принимаем равным $0,5 d_u$

$$h_u = 0,5 d_u = 0,5 \cdot 2,2 = 1,1 \text{ мм}$$

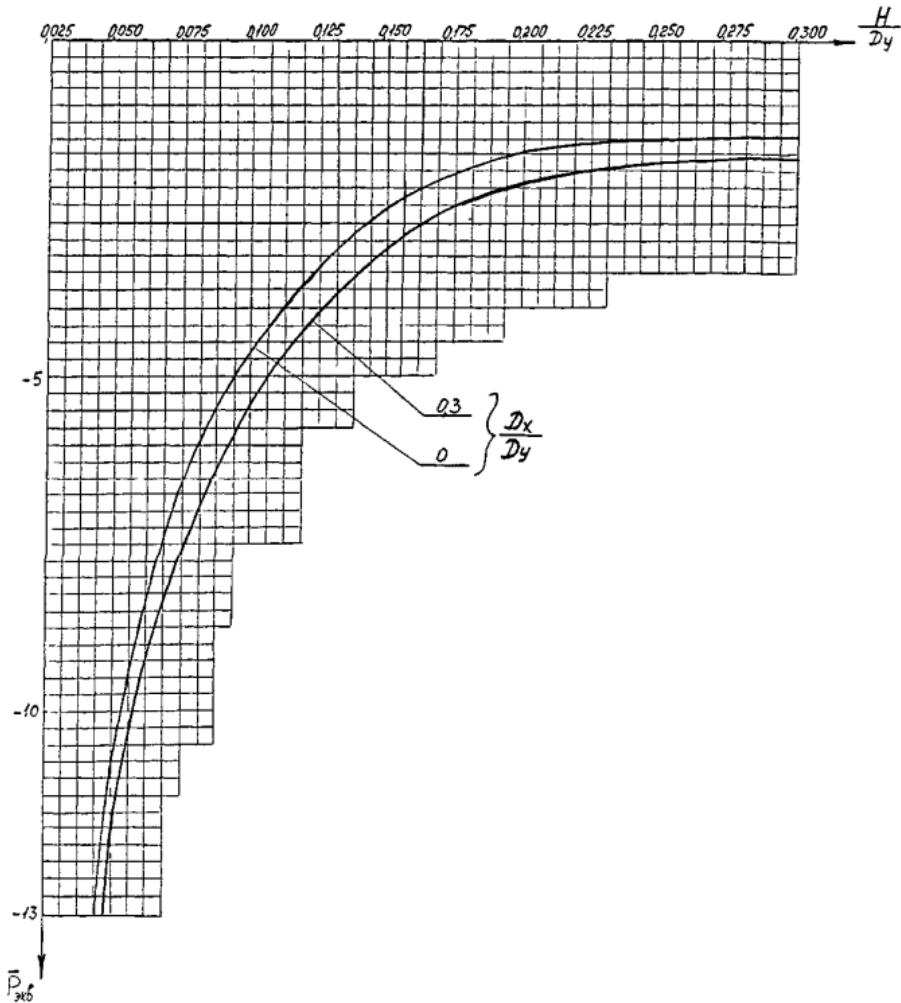
2.10. Определение геометрических размеров подводящего и отводящего патрубков корпуса.

Задаемся $D_T = 0,095$ м, тогда

$$D_K = \frac{2D}{K} - D = \frac{2 \cdot 0,0985}{0,975} - 0,095 = 0,107 \text{ м}$$

Конструктивно принимаем (при $D_K = 0,107$ м) строительную

График зависимости эквивалентного
коэффициента давления $\bar{P}_{экб}$ от отно-
сительного хода $\frac{H}{D_y}$ при $\frac{D_x}{D_y} = 0$ и $\frac{D_x}{D_y} = 0.3$.



длину корпуса клапана L равной 230 мм, тогда

$$\frac{L}{D_y} = \frac{230}{40} = 5,75$$

Принимаем из РТУ 47-67 ближайшее значение $\frac{L'}{D'_y} = 5,65$

Эта величина определяет масштаб m :

$$m = \frac{D_y}{D'_y} = \frac{40}{50} = 0,8$$

3. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

3.1. При проектировании электромагнитного мембранных клапана для заданных условий эксплуатации необходимо принять следующие основные геометрические размеры проточной части клапана:

$$D_k = 107 \text{ мм}$$

$$D_x = 12 \text{ мм}$$

$$D_T = 95 \text{ мм}$$

$$d_k = 5 \text{ мм}$$

$$D_c = 40 \text{ мм}$$

$$D'_c = 42,5 \text{ мм}$$

$$H = 10 \text{ мм}$$

$$d_y = 2,2 \text{ мм}$$

$$D_3 = 50 \text{ мм}$$

$$d_o = 1,4 \text{ мм}$$

$$h_3 = 16 \text{ мм}$$

$$L = 225 \text{ мм}$$

$$h_k = 22 \text{ мм}$$

$$m = 0,8$$

$$h_c = 1,5 \text{ мм}$$

3.2. Расчет электромагнитного поршневого клапана аналогичен вышеизложенному.