УТВЕРЖДАЮ

Главный инженер Главного управления промышленной арматуры

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. № 128 срок введения установлен с "1" мая 1975 г.

* Снято ограничение срока действия.

Настоящий руководящий технических материал (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 нефтяного машиностроения.

21.04.97г.

gost.e-ecolog.ru

I. ОБЩАЯ ЧАСТЬ

I.I. Настоящий РТМ применим к клапанам D_y от 25 до 250, работающих на любых однофазных капельных жидкостях*, 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 I00 ата;

в) коэффициент кинематической вязкости ν не более 2×10^{-6} м2/сек;

в) режим движения рабочей среды в области квадратичного сопротивления, то есть при числах Рейнольдса Re - не менее 2×10^4

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	$D_з/D_y$ не более	$h_з/D_y$ не менее	$h_к/D_y$ не менее	h_c/D_y не более	$D_к/D_y$	$d_к/D_y$
I,75	0,25	I,0	I,25	0,4	0,55	0,0375	0,3	0,I25

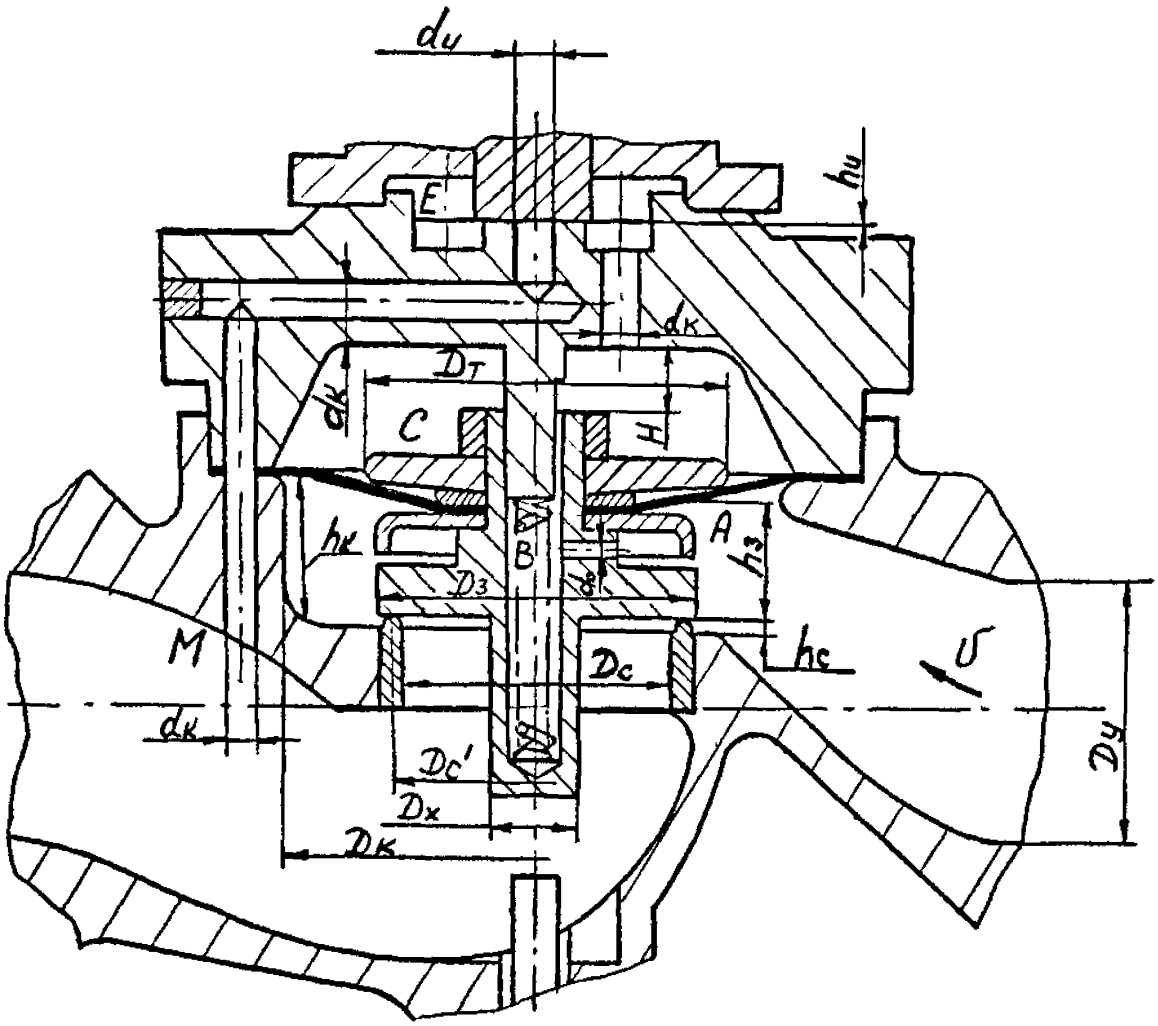
Относительный ход основного золотника с учетом допуска на величину хода не должен превышать $\frac{H}{D_y} = 0{,}25$.

---

*имеются в виду и газы при $\frac{p_2'}{p_1'} \geq 0{,}9$,

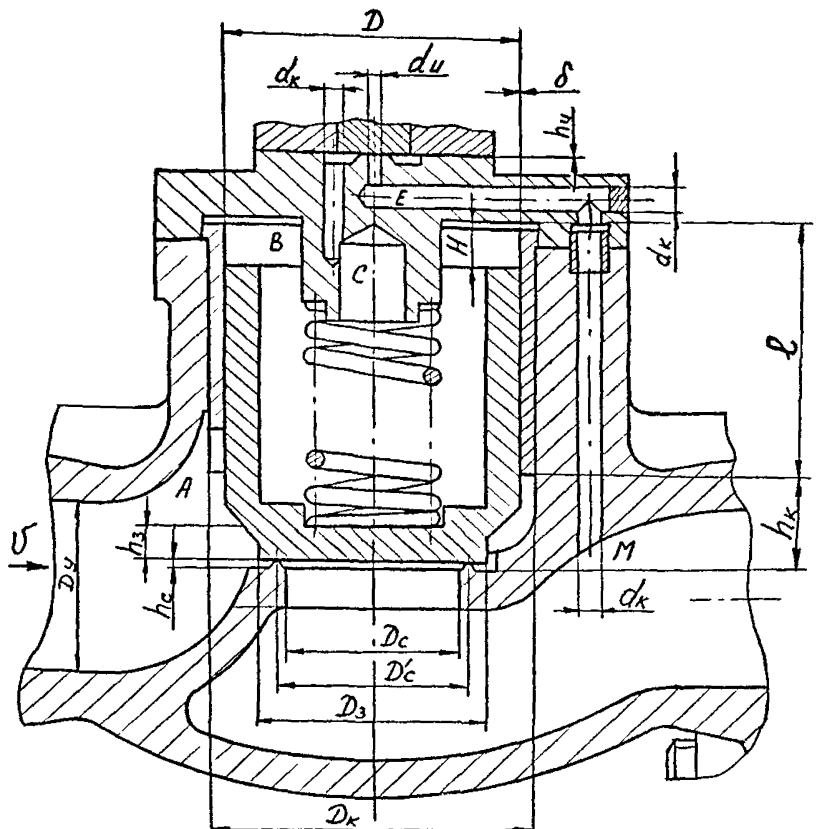
где p_1' и p_2' - абсолютные давления рабочей среды до и после клапана.

Клапан электромагнитный мембранный



Черт. 1

Клапан электромагнитный поршневой



Черт. 2

2. ЗАДАЧА РАСЧЕТА

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

а) обеспечение заданной величины минимального перепада давлений на клапане в закрытом состоянии ΔP_{3min}, при котором клапан должен начать открываться;

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

Коэффициент настройки ψ определяется по формуле

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

где ζ_o - коэффициент гидравлического сопротивления впускного тракта обвода АНС (черт.1,2), рассчитанных применительно к площади f_o впускного отверстия диаметром d_o (для мембранных клапанов) или к площади радиального зазора f_δ (для поршневых клапанов);

ζ_u - коэффициент гидравлического сопротивления импульсного тракта обвода СЕМ (черт.1,2), рассчитанный применительно к площади f_u импульсного отверстия диаметром d_u.

3. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА

3.1. Параметры:

а) температура рабочей среды t, °С;

б) удельный вес γ рабочей среды, кгс/м^3;

в) кинематический коэффициент вязкости ν рабочей среды, м^2/сек;

г) условный проход Dy клапана, м;

д) скорость рабочей среды v, отнесенная к площади условного прохода клапана, м/сек;

е) минимальный перепад давления на закрытом клапане $\Delta p_{3\,min}$, при котором клапан должен начать открываться, кгс/см^2;

ж) давление рабочей среды до клапана p_1, кгс/см^2.

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 $\frac{\gamma v}{2g}$ принимает наименьшее значение, (g = 9,81 м/сек^2 - 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 ψ, при котором обеспечиваются заданные $\Delta p_{3\,min}$ и $\zeta_{кл}$;

д) определение по выбранному критерию настройки величин $d_o(\delta)$ и d_u;

е) выбор хода импульсного золотника $h_и$;

к) определение геометрических размеров подводящего и отводящего патрубков.

5. РАСЧЕТ

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

$$Re = \frac{V \cdot D_y}{\nu} \qquad (1)$$

и должно быть не менее 2×10^4. При Re менее 2×10^4 необходимо изменить исходные данные (V 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

$$m = \frac{1}{g} \sum_{i=1}^{i=n} \gamma_i \cdot W_i \left[\frac{кгс \cdot сек^2}{м}\right], \qquad (2)$$

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

γ_i - удельный вес i-ой составляющей движущихся частей, $кгс/м^3$.

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:

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

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

Расчет ведется в табличной форме.

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

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

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

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

ζ - коэффициент гидравлического сопротивления клапана.

Значения $\bar{P}_{экв}$ 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 $\frac{\delta v^2}{2g}$ 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:

$$\delta = \sqrt[3]{\frac{\lambda \cdot l \cdot \Psi \cdot f_u^2}{3,46\pi \cdot D_o^2 \cdot \zeta_u}}, \qquad (5)$$

где λ - коэффициент сопротивления трения;

l - длина поршня, см; выбирается конструктивно;

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

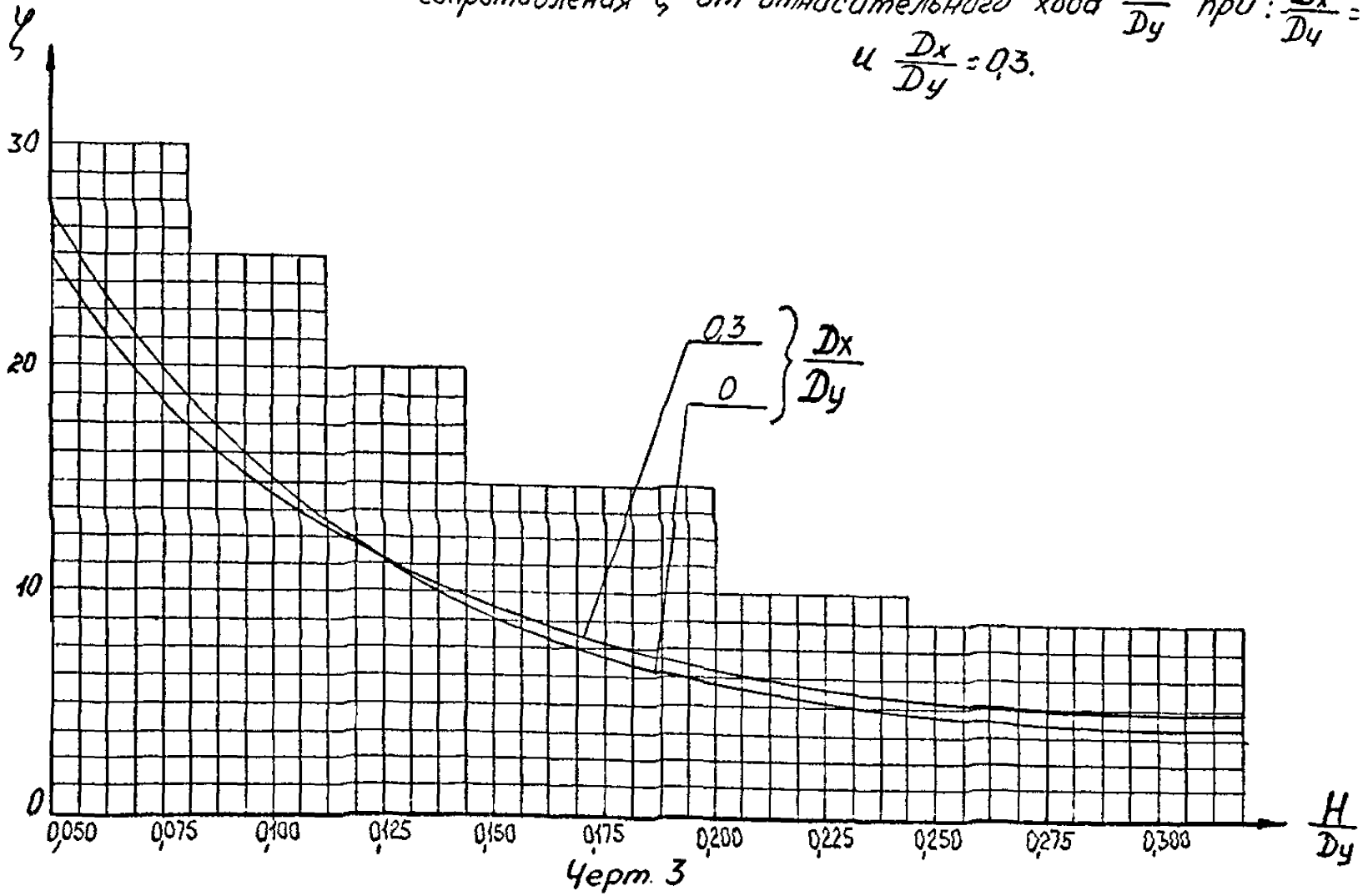
δ - ширина кольцевого зазора при максимальной температуре рабочей среды, см.

Для расчета значение Ψ берется из п. 5.6.

---

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

График зависимости коэффициента гидравлического сопротивления ζ от относительного хода $\frac{H}{Dy}$ при: $\frac{Dx}{Dy}=0$ и $\frac{Dx}{Dy}=0{,}3$.



Черт. 3

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

Принимаем $\Psi = 1$

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

Таблица 2

Исходные и рассчитываемые величины	Численное значение
m, $\frac{кгс \cdot сек^2}{м}$	0,35
g, $\frac{м}{сек^2}$	9,81
$m \cdot g$, кгс	0,343
Q, кгс	1,2
$mg + Q$, кгс	1,543
D, м	0,07
D^2, $м^2$	0,0049
v, $\frac{м}{сек}$	1
v^2, $\frac{м^2}{сек^2}$	1
ζ	6,5
γ, $\frac{кгс}{м^3}$	1000
$0,0046 \cdot \gamma \cdot v^2 \cdot D^2 \cdot \zeta$, кгс	1,465

Таблица 2

d_u мм	ψ								
	d_o, 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	мм	4	3,5	3,0	2,8	2,5	2,2	1,8	1,5
$\frac{f_u^2}{\xi_u}$	$см^4$	0,00051	0,0043	0,00289	0,00237	0,00155	0,00098	0,00047	0,00024

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

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

5.9. Ход h_u определяется из выражения $h_u = 0,4 \div 0,8) d_u$

5.10. Определение геометрических размеров подводящего и отводящего патрубков:

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

$$D = K \frac{D_k + D_т}{2}, \qquad (6)$$

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

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

$D_т$ может принимать любое значение в диапазоне $\frac{D_з}{D_y} \leq \frac{D_т}{D_y} < \frac{D_k}{D_y}$

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 ОСТ 26 07-2043-81 "Арматура трубопроводная. Клапаны запорные. Форма и размеры проточной части литых корпусов" ~~РТМ 47-67 "Рекомендуемые форма и размеры проточной части арматуры с диаметром седла равным диаметру условного прохода", Издание ЦКБА, 1967 г.~~

② Для каждого $\frac{L'}{D'y}$ ОСТ26-07-2043-81 в ~~РТМ 47-67~~ приведены размеры подводящего и отводящего патрубков. Эти размеры для проектируемого электромагнитного клапана должны быть изменены в отношении масштаба m, равного $m = \frac{Dy}{D'y}$.

Прилохение: пример типового расчета.

Генеральный директор НПОА "Знамя труда" КОСНЫХ С.И.

Главный инженер НПОА "Знамя труда" САРАЙЛОВ И.Г.

Главный инженер ЦКБА ШАКОВ О.Н.

Заведующий отделом №161 ПЕРОВ П.Ф.

Заведующий отделом №153 ТАРАСЬЕВ Ю.И. 25/XII-74г.

Руководитель темы зам.зав.отделом №153 ПИНАЕВА Е.Г.

Ответственный исполнитель старший инженер отдела №153 ПУГАЧЕВ А.И. 25.12.74

Приложение

ПРИМЕР РАСЧЕТА ЭЛЕКТРОМАГНИТНОГО МЕМБРАННОГО КЛАПАНА

I. ЗАДАЧА РАСЧЕТА

I.I. 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°С до +20°С;

Ду40;

p от I ати до I6 ати;

v до 3м/сек;

Δp_{3min}=0,5кгс/см^2.

2. РАСЧЕТ

2.I. Определение значений $p; t; \gamma; v; \nu$, на которые следует вести расчет, производится из условия

$$\frac{\gamma \cdot v^2}{2g} = min \qquad / I /$$

Исходя из условия / I / расчет ведется на следующие параметры рабочей среды: t =20°С, p =I кгс/см^2.

Удельный вес γ воды при t =20°С и p = I кгс/см^2 равен $\cong$ I000 кг/м^3.

Так как нижний предел скорости не оговорен примем v = I м/сек.

Кинематический коэффициент вязкости воды примем при наименьшей температуре, то есть t = 2°С; ν =I,76 I0^{-6}м^2/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:

D = 70 мм; H = I0 мм; D_t = 40 мм; D_3 = 50 мм;
h_3 = I6 мм; $h_к$ = 22 мм; h_c = I,5 мм; D_x = I2 мм;
$d_к$ = 5 мм; D'_c = 0,0425.

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

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

2.5. Принимаем усилие пружины Q = I,2 кгс.

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

Таблица I

Исходные и рассчитываемые величины	Численное значение
m, $\frac{кгс \cdot сек^2}{м}$	0,35
g, $\frac{м}{сек^2}$	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
$\left(\frac{D'_c}{D}\right)^2$	0,37
$\frac{m \cdot g + Q}{7850 D^2 \cdot \Delta P_{3min}}$	0,0803

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

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

Для обеспечения открытия клапана на полный ход ($\frac{H}{D_y} = 0,25$) при заданных параметрах рабочей среды необходимо увеличить эффективный диаметр мембраны 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 $d_u = 2,2$ мм и $\Psi = 0,2$ соответствует $d_o = 1,4$ мм.

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

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

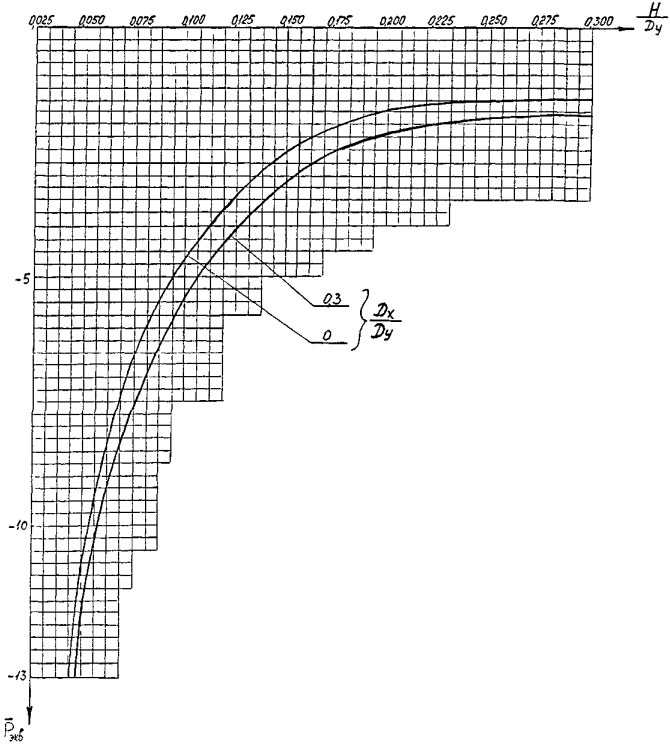
2.10. Определение геометрических размеров подводящего и отводящего патрубков корпуса.

Задаемся $D_T = 0,095$ м, тогда

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

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

График зависимости эквивалентного коэффициента давления $\bar{P}_{экв}$ от относительного хода $\frac{H}{Dy}$ при $\frac{Dx}{Dy}=0$ и $\frac{Dx}{Dy}=0,3$.



Черт 4

длину корпуса клапана L равной 230 мм, тогда

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

Принимаем из РТМ 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 мембранного клапана для заданных условий эксплуатации необходимо принять следующие основные геометрические размеры проточной части клапана:

D_k = 107 мм
D_T = 95 мм
D_c = 40 мм
H = 10 мм
D_3 = 50 мм
h_3 = 16 мм
h_k = 22 мм
h_c = 1,5 мм
D_x = 12 мм
d_k = 5 мм
D'_c = 42,5 мм
d_y = 2,2 мм
d_o = 1,4 мм
L = 225 мм
m = 0,8

3.2. Расчет электромагнитного поршневого клапана аналогичен вышеизложенному.

gost.e-ecolog.ru