



Таблица I

## Размеры основных элементов проточной части

Размеры в мм			$\frac{D_1}{D_c}$	$\frac{D_2}{D_c}$	$\frac{D_3}{D_{y1}}$	$\frac{H_1}{D_c}$	$\frac{H_2}{D_c}$	$\frac{H_3}{D_{y1}}$	$\psi^\circ$
$D_y$	$D_c$	$D_{y1}$							
25	12	40	1,50 ÷ 1,58	1,10 ÷ 1,25	1,4 ÷ 1,8	0,102 ÷ 0,106	0 ÷ 0,35	0,9 ÷ 1,0	80 ÷ 90
	16								
50	25	80							
	33								
80	40	100							
	48								
100	56	150							
	63								
150	75	200							
	95								
200	125	300							
	140								

## 2. ОСНОВНЫЕ ТЕРМИНЫ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ

2.1. Используемые термины и определения соответствуют ОСТ 26-07-2011-79.

## 3. ОБОЗНАЧЕНИЯ

- |   |          |
|---|----------|
| 3.1. Давление настройки                                       | $P_n$    |
| 3.2. Давление полного открытия                                | $P_{по}$ |
| 3.3. Давление закрытия  | $P_з$    |
| 3.4. Отношение давления полного открытия к давлению настройки | $K_{по}$ |
| 3.5. Отношение давления закрытия к давлению настройки         | $K_з$    |

Подпись и дата

Изм № д

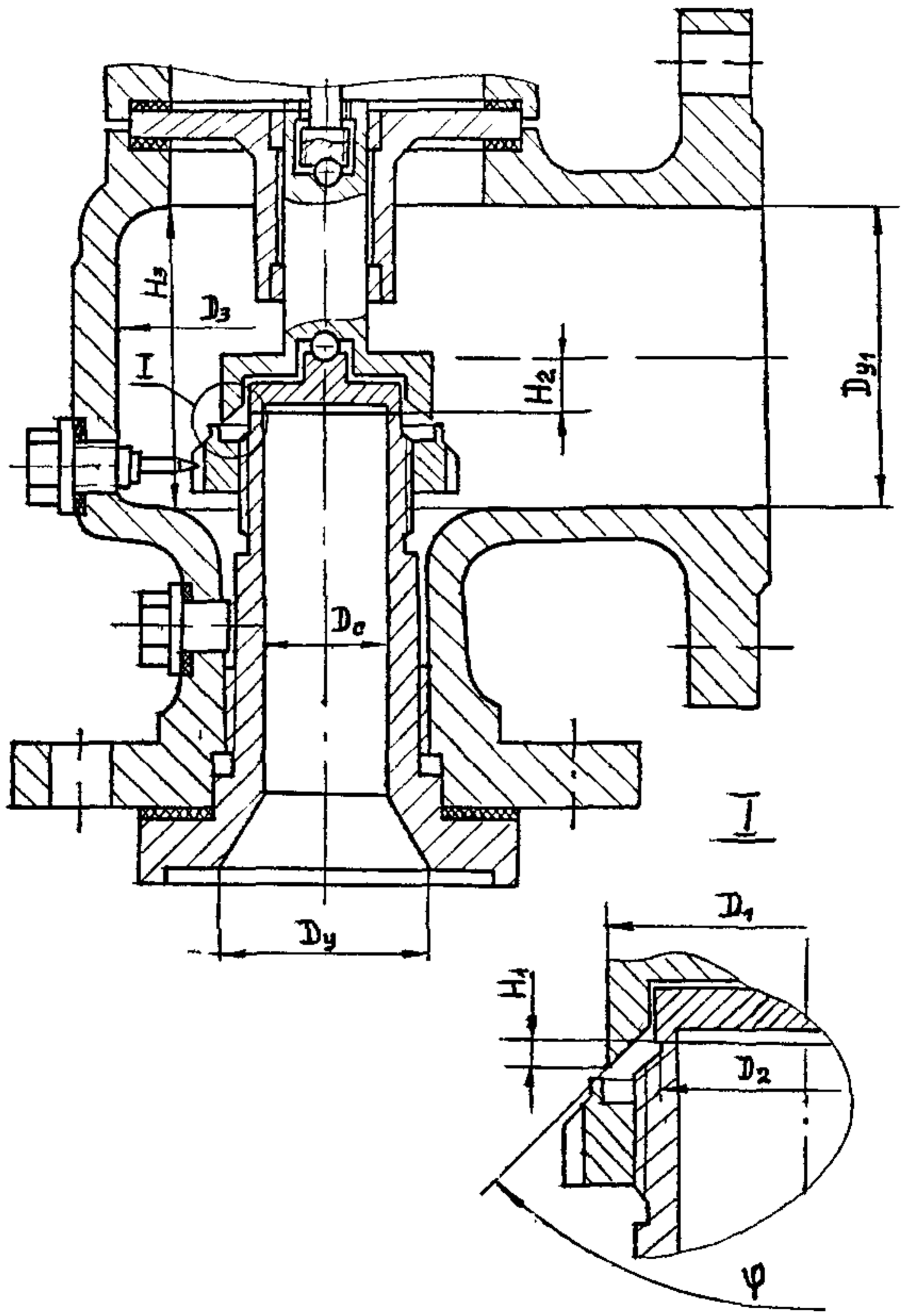
Изм или Л

Подпись и дата

Изм № подл

3.02.1987

Проточная часть предохранительного клапана



Черт. I

№ в № подл. 5-87	Подп сь и дата 3.02.1987	Взам инв №	Инд № д:	Подпись и дата
---------------------	-----------------------------	------------	----------	----------------

- 3.6. Давление за клапаном (равно сумме собственного и постороннего противодействия)  $P_2$
- 3.7. Отношение максимального давления настройки пружины к минимальному давлению настройки  $n$
- 3.8. Величина коэффициента давления потока при ходе запорного устройства равном нулю  $\psi_0$
- 3.9. Величина коэффициента давления потока в точке перегиба силовой характеристики  $\psi$
- 3.10. Относительный ход запорного устройства в точке перегиба силовой характеристики  $h$
- 3.11. Эффективная площадь сечения проточной части клапана (равна произведению коэффициента расхода на площадь сечения клапана в формулах ГОСТ 12.2.085-82)  $F_2$

#### 4. ЗАДАЧИ РАСЧЕТА ПОЛНОПОДЪЕМНОГО ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНОГО КЛАПАНА

4.1. Определение наименьшего диаметра седла, коэффициента расхода и хода запорного устройства.

4.2. Определение конфигурации и размеров корпуса и основных элементов проточной части.

4.3. Определение параметров рабочих пружин.

4.3.1. Определение жесткости пружины, установочного и рабочего усилия при заданном давлении настройки и давлении закрытия (табл.4).

4.3.2. Определение количества пружин, необходимых для работы клапана в заданном диапазоне давлений настройки, а так-

Мин. № поля	5-87
Подпись и дата	3.02.1987
Владелец или №	
Имя № д. с. *	
Подпись и дата	

же их жесткостей, установочного и рабочего усилий (табл.5).

4.3.3. Определение диапазона давлений настройки для пружины с известными параметрами (табл.6).

## 5. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

5.1. Исходные данные задаются в соответствии с табл.2 в зависимости от задачи расчета.

Таблица 2

Перечень параметров, задаваемых при расчете клапана

Наименование параметра	Обозначение	Задача расчета			
		по п. 4.1 и 4.2	по п. 4.3.1	по п. 4.3.2	по п. 4.3.3
Давление настройки	$P_n$ , МПа	+	+	-	-
Давление за клапаном	$P_2$ , МПа	+	-	-	-
Пропускная способность	$G$ , кг/ч	+	-	-	-
Плотность среды	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	+	-	-	-
Отношение давления полного открытия к давлению настройки	$K_{по}$	+	-	-	-
Показатель адиабаты	$K$	+	-	-	-
Давление закрытия	$P_3$ , МПа	-	+	-	-

Име № подл	Подпись и дата	Име № авт	Подпись и дата
5-87	30.11.87		

Продолжение табл.2

Наименование параметра	Обозначение	Задача расчета			
		по п. 4.1 и 4.2	по п. 4.3.1	по п. 4.3.2	по п. 4.3.3
Наименьший диаметр седла	$D_c$ , мм	-	+	+	+
Максимальное давление настройки клапана	$P_{1к}$ , МПа	-	-	+	-
Минимальное давление настройки клапана	$P_{2к}$ , МПа	-	-	+	-
Жесткость пружины	$C$ , н/мм	-	-	-	+
Рабочее усилие	$Q_{раб}$ , н	-	-	-	+
Максимальный ход запорного устройства	$h_m$ , мм	-	+	+	+

Примечание. Давление закрытия  $P_3$  должно задаваться так, чтобы выполнялось условие  $0,80 \leq K_3 \leq 0,86$ .

## 6. АЛГОРИТМ РАСЧЕТА ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫХ КЛАПАНОВ

6.1. Определение коэффициента расхода, хода запорного устройства, а также размеров основных элементов проточной части производится в соответствии с алгоритмом, представленным в табл.3.

Подпись и дата

Имя И. А.

Взамен иници

Подпись и дата

Имя № подл

5.87 3.02.1987

Таблица 3

## Расчет параметров проточной части клапана

Наименование параметра	Обозначение	Расчетная формула
Эффективная площадь сечения проточной части	$F_3, \text{мм}^2$	по формулам ГОСТ 12.2.085-82 (см. пункт 3.11)
Расчетный коэффициент расхода	$\alpha'$	Задается на основании графика на черт.2
Расчетная площадь проходного сечения	$F'_c, \text{мм}^2$	$F'_c = F_3 / \alpha'$
Расчетный диаметр седла	$D'_c, \text{мм}$	$D'_c = \sqrt{\frac{4 F'_c}{\pi}}$
Наименьший диаметр седла	$D_c, \text{мм}$	Выбирается по табл. I, необходимо выполнение условия $D_c \geq D'_c$
Коэффициент расхода	$\alpha$	$\alpha = \frac{F_3}{\pi D_c^2 / 4}$ Допускается округление в большую сторону
Максимальный относительный ход запорного устройства	$\bar{h}_m$	По графику на черт.2
Максимальный ход запорного устройства	$h_m, \text{мм}$	$h_m = \bar{h}_m \cdot D_c$
Геометрические размеры проточной части	$D_y, D_{y1}, D_1, D_2, D_3,$ $H_1, H_2, H_3, \varphi$	В соответствии с черт. I и табл. I

Подпись и дата

Инд № А

Взамин инв №

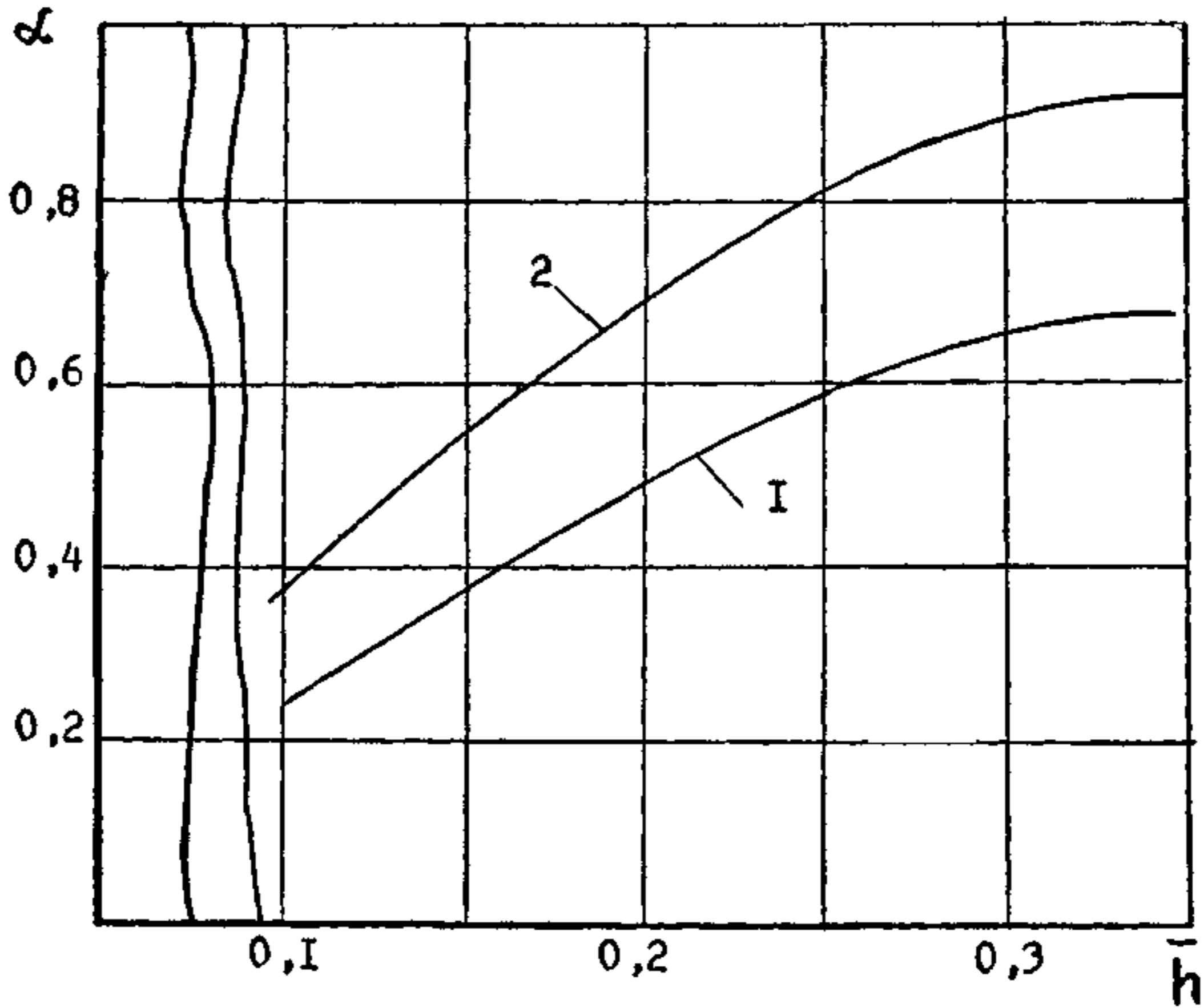
Подпись и дата

И в № подл

5-87

301 10/11

График зависимости  
коэффициента расхода от относительного хода золотника



1 - жидкость, 2 - газ

Черт.2

Изм № подл 5-87	Подпись и дата 3.02.1988	Взамен инв №	Изм № д б *	Подпись и дата
--------------------	-----------------------------	--------------	-------------	----------------



6.2. Определение параметров рабочей пружины при заданном давлении настройки и давлении закрытия.

Таблица 4

## Расчет параметров рабочей пружины

Наименование параметра	Обозначение	Расчетная формула
Отношение давления полного открытия к давлению настройки	$K_{по}$	Принимается равным 1,15
Относительная жесткость пружины	$\bar{c}$	$\bar{c} = \frac{\pi}{4} \frac{\Psi K_3 - \Psi_0 K_{по}}{\bar{h}}$ <p>где <math>\Psi = 1,58 + 0,833(0,86 - K_3)</math>  <math>\bar{h} = 0,0510 - 0,1433(0,86 - K_3)</math>  <math>\Psi_0 = 1,10</math></p>
Жесткость пружины	$c$ , н/мм	$c = \bar{c} \cdot p_{н} \cdot D_c$
Установочное усилие пружины	$Q_{уст}$ , н	$Q_{уст} = K_{по} \cdot \Psi_0 \cdot p_{н} \cdot \frac{\pi D_c^2}{4}$
Рабочее усилие пружины	$Q_{раб}$ , н	$Q_{раб} = Q_{уст} + c h_m$

6.3. Определение диапазонов давлений настройки пружин и их параметров при заданном диапазоне давлений настройки клапана производится в соответствии с алгоритмом, приведенным в табл.5

Таблица 5

## Расчет параметров рабочих пружин

Наименование параметра	Обозначение	Расчетная формула
Максимальное давление настройки $i$ -й пружины	$P_{ин}^i$ , МПа	$P_{ин}^i = P_{2н}^{i-1}$ (для пружины №1 $P_{ин}^1 = P_{1н}$ )

Подпись и дата

Имя (№ д)

Владелец или №

Подпись и дата

Имя № подл

5-87 3.02.1988

Продолжение табл. 5

Наименование параметра	Обозначение	Расчетная формула
Минимальное расчетное давление настройки $i$ -й пружины	$p_{2и}^i$ , МПа	$p_{2и}^i = p_{1и}^i / n$ , где $n = 2$
Минимальное давление настройки $i$ -й пружины	$p_{2и}^i$ , МПа	Получается округлением минимального расчетного давления настройки в сторону увеличения
Жесткость $i$ -й пружины	$c^i$ , Н/мм	$c^i = \bar{c} p_{1и}^i D_c$ , где $\bar{c} = 0,722$
Установочное усилие $i$ -й пружины	$Q_{уст}^i$ , Н	$Q_{уст}^i = K_{по} \cdot \psi_0 p_{1и}^i \cdot \frac{\pi D_c^2}{4}$ , где $K_{по} = 1,15$ $\psi_0 = 1,1$
Рабочее усилие $i$ -й пружины	$Q_{раб}^i$ , Н	$Q_{раб}^i = Q_{уст}^i + c^i h_m$

6.4. Определение максимального и минимального давления настройки пружины с известными параметрами производится в соответствии с табл. 6.

Таблица 6

Расчет диапазона давлений настройки

Наименование параметра	Обозначение	Расчетная формула
Установочное усилие	$Q_{уст}$ , Н	$Q_{уст} = Q_{раб} - c h_m$

Изм. № подл. 5-87  
 Подпись и дата  
 3.02.87  
 Изм. № д)  
 Владелец изм. №

Продолжение табл.6

Наименование параметра	Обозначение	Расчетная формула
Расчетное максимальное давление настройки	$p'_{ин}$ , МПа	$p'_{ин} = \frac{Q_{уст}}{K_{по} \Psi_0 \frac{\pi D_c^2}{4}}$ где $K_{по} = I, IS,$ $\Psi_0 = I, I$
Расчетное значение относительной жесткости	$\bar{c}'$	$\bar{c}' = \frac{c}{p'_{ин} \cdot D_c}$
Относительная жесткость пружины	$\bar{c}$	$\bar{c} = \bar{c}'$ при $\bar{c}' \geq 0,722$ $\bar{c} = 0,722$ при $\bar{c}' < 0,722$
Максимальное давление настройки	$p_{ин}$ , МПа	$p_{ин} = \frac{c}{\bar{c} \cdot D_c}$ Допускается округление максимального давления в сторону уменьшения
Минимальное давление настройки	$p_{2н}$ , МПа	$p_{2н} = \frac{c}{\bar{c} \cdot D_c}$ , где $\bar{c} = 1,443$ Допускается округление минимального давления настройки в сторону увеличения

Подпись и дата  
Изм. № 1  
Изм. № 2  
Изм. № 3  
Изм. № 4  
Изм. № 5  
Изм. № 6  
Изм. № 7  
Изм. № 8  
Изм. № 9  
Изм. № 10

Руководитель предприятия п/я Г-4745 *С.И. Косых* С.И. Косых  
 Главный инженер предприятия п/я А-7899 *М.И. Власов* М.И. Власов  
 Заместитель руководителя предприятия п/я А-7899 *Д.И. Тарасьев* Д.И. Тарасьев  
 Заведующий отделом I6I *Р.И. Хасанов* Р.И. Хасанов  
 Заведующий отделом I30 *Н.И. Макаров* Н.И. Макаров  
 Заведующая лабораторией I53 *Е.Г. Пинаева* Е.Г. Пинаева  
 Руководитель темы и исполнитель *Д.В. Еремеев* Д.В. Еремеев

*Власов*

## ПРИМЕР РАСЧЕТА

I. Определение геометрических размеров корпуса, коэффициента расхода и хода запорного устройства

## I.1. Исходные данные

Наименование параметра	Значение
Среда	воздух
Пропускная способность клапана, т/час	10
Давление настройки, МПа	1,6
Давление полного открытия, МПа	1,84
Давление за клапаном, МПа	0,1
Плотность воздуха при рабочих параметрах, кг/м <sup>3</sup>	23,5
Показатель адиабаты	1,4

## I.2. Пример расчета

Наименование параметра	Расчетная формула	Значение
Эффективная площадь	по формуле ГОСТ 12.2.085-82 для воздуха	625 мм <sup>2</sup>
Расчетный коэффициент расхода	принимаем 0,8 в соответствии с графиком на черт. 2	0,8
Расчетная площадь проходного сечения, мм <sup>2</sup>	$F_c' = \frac{625}{0,8}$	782

Подпись и дата

Имя, № до

Взам вив. №

Подпись и дата

Имя, № подл

5-87

3 08 1987

Наименование параметра	Расчетная формула	Значение
Расчетный диаметр седла, мм	$D'_c = \sqrt{\frac{4 \cdot 782}{3,14}}$	31,6
Наименьший диаметр седла, мм	выбирается по табл. I	33
Коэффициент расхода	$\alpha = \frac{625}{\frac{3,14 \cdot 33^2}{4}}$	0,731 принято 0,8
Максимальный относительный ход запорного устройства	определяется по графику на черт. 2	0,25
Максимальный ход запорного устройства, мм	$h = 0,25 \cdot 33$	8,3
Геометрические размеры проточной части	принимается для проектирования в зависимости от $D_c$ по табл. I	-

## 2. Расчет пружины

## 2.1. Исходные данные

Наименование параметра	Значение
Давление настройки, МПа	1,6
Давление закрытия, МПа	1,3
Наименьший диаметр седла, мм	33
Ход запорного устройства, мм	10

Подпись и дата

Имя, № д/у

Взам инв. №

Подпись и дата

Имя, № года

5-87

3 02 1987

Стр.14 РД 26-07-262-86

2.2. Пример расчета

Наименование параметра	Расчетная формула	Значение
Отношение давления полного открытия к давлению настройки	Принимается в соответствии с табл.4	1,15
Отношение давления закрытия к давлению настройки	$K_3 = \frac{1,3}{1,6}$	0,81
Относительная жесткость	$C = \frac{1,622 \cdot 0,81 - 1,15 \cdot 1,1}{0,0438} \cdot \frac{3,14}{4}$ где $\Psi = 1,622$ , $\Psi_0 = 1,1$ , $\bar{h} = 0,0438$	0,875
Жесткость пружины, н/мм	$C = 0,875 \cdot 1,6 \cdot 33$	46,2
Установочное усилие, н	$Q_{уст} = 1,15 \cdot 1,1 \cdot 1,6 \cdot \frac{3,14 \cdot 33^2}{4}$	1730
Рабочее усилие, н	$Q_{раб} = 1730 + 46,2 \cdot 10$	2192

3. Расчет количества пружин, диапазонов давлений настройки и параметров пружин

3.1. Исходные данные

Наименование параметра	Значение
Максимальное давление настройки клапана, МПа	6,0
Минимальное давление настройки клапана, МПа	0,5
Наименьший диаметр седла, мм	33
Ход запорного устройства, мм	10

Подпись и дата  
 № докум.  
 № инв.  
 Подпись и дата  
 5-87 3.02.1988

## 3.2. Пример расчета

Наименование параметра	Номера пружин			
	1	2	3	4
Максимальное давление настройки	6,0	3,0	1,5	0,8
Минимальное давление настройки (расчетное)	3,0	1,5	0,75	0,4
Минимальное давление настройки (принятое)	3,0	1,5	0,8	0,4
Жесткость пружины	143	72,5	36	19
Установочное усилие	6488	3244	1622	865
Рабочее усилие	7918	3964	1982	1055

## 4. Расчет максимального и минимального давления настройки пружины с известными параметрами

## 4.1. Исходные данные

Наименование параметра	Значение
Наименьший диаметр седла, мм	40
Ход запорного устройства, мм	12
Жесткость пружины, н/мм	143
Рабочее усилие пружины, н	7918

Подпись и дата

Изм. № д

Владелец или №

Подпись и дата

Изм. № подл

5-87 30.12.87

## 4.2. Пример расчета

Наименование параметра	Расчетная формула	Значение
Установочное усилие, н	$Q_{уст} = 7918 - 143 \cdot 12$	6202
Расчетное максимальное давление настройки, МПа	$P'_{\max} = \frac{6202}{1,15 \cdot 1,1 \cdot \frac{3,14 \cdot 40^2}{4}}$	3,90
Расчетное значение относительной жесткости	$\bar{c}' = \frac{143}{3,9 - 40}$	0,917
Относительная жесткость	т.к. $\bar{c}' \geq 0,722$	0,917
Максимальное давление настройки, МПа	$P_{\max} = \frac{143}{0,917 \cdot 40}$	3,90
Минимальное давление настройки, МПа	$P_{\min} = \frac{143}{1,443 \cdot 40}$	2,48

Подпись и дата

Изм. № дубл

Взам. инв. №

Подпись и дата

Лист № подл

5-87

3.02.1985