

Заместитель руководителя
организации п/я А-3398

Заместитель руководителя
организации п/я А-3398

организации п/я А-3398

24.10.86 г.

2Y .10.86 r.

РУКОВОДЯЩИЙ ДОКУМЕНТ

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

РД 26-07-262 -86

МЕТОДИКА РАСЧЕТА

Взамен РТМ 26-07-249-82

ПОДПОЛЪЕМНЫХ ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫХ

КЛАПАНОВ С ПОДАЧЕЙ СРЕЛЫ ПОД

ЗОЛОТНИК

Письмом организации п/я А-3398 от "31" октября 1986 г.
Р-4/п-1/срок введения установлен с "01" 01 1987 г.

④ срок действия продлен до 01.01.97г.

Настоящий руководящий документ распространяется на полно-
подъемные предохранительные клапаны прямого действия с подачей
среды под золотник Ду 25 ÷ 250 мм до Рр 6,3 МПа (63 кгс/см²),
предназначенные для защиты технических систем со сжимаемой и
несжимаемой средами при величине полного противодействия не бо-
лее 10% от давления настройки и устанавливает методику расчета
размеров основных элементов проточной части клапана, количество
и параметры рабочих пружин.

1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

1.1. Конструкция и размеры, определяющие геометрию проточной части клапана должны соответствовать черт. I и табл. I.

Получава се дата

Figure 6

Bay. 10

Покупка и продажа

to Mary.

Таблица I

Размеры основных элементов проточной части

| Размеры в мм | | | $\frac{D_1}{D_c}$ | $\frac{D_2}{D_c}$ | $\frac{D_3}{D_{y1}}$ | $\frac{H_1}{D_c}$ | $\frac{H_2}{D_c}$ | $\frac{H_3}{D_{y1}}$ | ψ° |
|--------------|-------|----------|-------------------|-------------------|----------------------|-------------------|-------------------|----------------------|--------------|
| 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 | | | | | | | | |

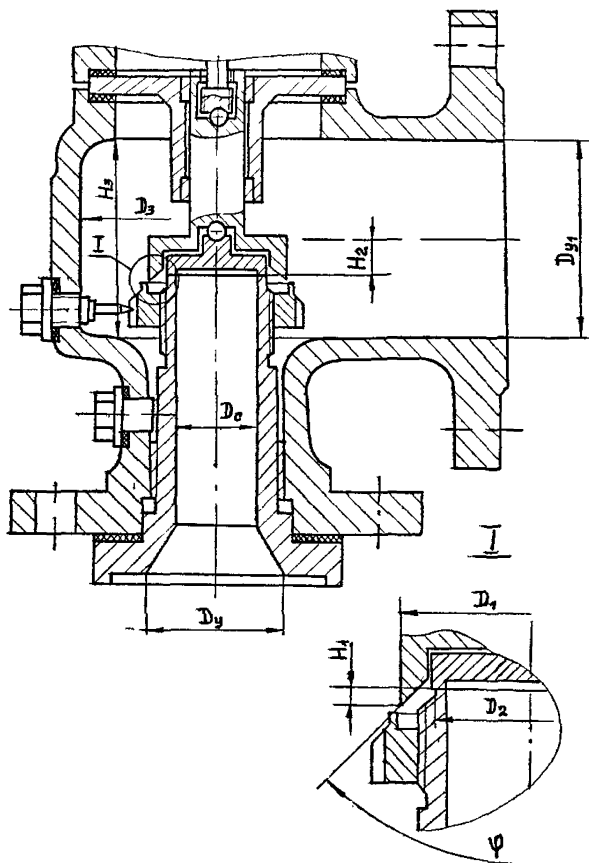
2. ОСНОВНЫЕ ТЕРМИНЫ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ

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_z |
| 3.4. Отношение давления полного открытия к давлению настройки | $K_{по}$ |
| 3.5. Отношение давления закрытия к давлению настройки | K_z |

Проточная часть предохранительного клапана



Черт. I

| | | | | |
|--------|------------------|---------------|-----------|----------------|
| Изм. № | Подп. ст. и дата | Взам. инст. № | Ини. № дс | Подпись и дата |
| 5-87 | 3.01.1987 | | | |

- 3.6. Давление за клапаном (равно сумме собственного и постороннего противодавления) 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 ψ_0
- 3.9. Величина коэффициента давления потока в точке перегиба силовой характеристики ψ
- 3.10. Относительный ход запорного устройства в точке перегиба силовой характеристики \bar{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-

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 | ρ , кг/м ³ | + | - | - | - |
| Отношение давления полного открытия к давлению настройки | $K_{по}$ | + | - | - | - |
| Показатель адиабаты | κ | + | - | - | - |
| Давление закрытия | p_3 , МПа | - | + | - | - |

| | | | | |
|-------------|-----------------|------------|------------|----------------|
| Име № подл. | Подпись, и дата | Введен и № | Име № авт. | Подпись и дата |
| 5-87 | 30.1.1988 | | | |

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.

Таблица 3

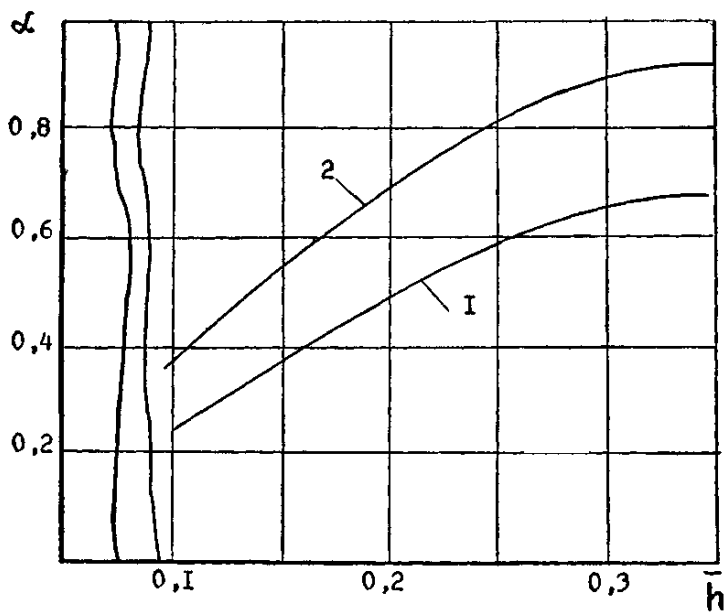
Расчет параметров проточной части клапана

| 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.II) |
| Расчетный коэффициент расхода | α' | 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 | α | $\alpha = \frac{F_3}{\pi D_c^2 / 4}$ 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 | $D_3, D_{31}, D_1, D_2, D_3, H_1, H_2, H_3, \varphi$ | В соответствии с черт. I и табл. I |

| | | | | |
|---------------|----------------|------------|--------|----------------|
| И. п. № подл. | Подпись и дата | Издается № | Изд. № | Подпись и дата |
| | | | | 5-87 30.01.88 |

Стр.8 РД 26-07- 262 -86

График зависимости
коэффициента расхода от относительного хода золотника



1 - жидкость, 2 - газ

Черт.2

| | | | | |
|----------------------|-----------------------------|--------------|--------------|----------------|
| Изм. № подл. 5-87 | Подпись и дата 3.02.1987 | Взам. инв. № | Изм. № д. а. | 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} | $\bar{c} = \frac{\pi}{4} \frac{\Psi K_3 - \Psi_0 K_{по}}{h}$ где $\Psi = 4,58 + 0,833(0,86 - K_3)$ $h = 0,0510 - 0,1433(0,86 - K_3)$ $\Psi_0 = 1,10$ |
| Жесткость пружины | c , н/мм | $c = \bar{c} \cdot \pi \cdot D_c$ |
| Установочное усилие пружины | $Q_{уст}$, н | $Q_{уст} = K_{по} \cdot \Psi_0 \cdot \pi \cdot \frac{D_c^2}{4}$ |
| Рабочее усилие пружины | $Q_{раб}$, н | $Q_{раб} = Q_{уст} + c \cdot h_m$ |

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 (№ под.)

5-87 3.02.1988

Стр. 10 РД 26-07- 262 -86

Продолжение табл.5

| Наименование параметра | Обозначение | Расчетная формула |
|---|------------------|---|
| Минимальное расчетное давление настройки i -й пружины | p_{2n}^i , МПа | $p_{2n}^i = p_{1n}^i / n$, где $n = 2$ |
| Минимальное давление настройки i -й пружины | p_{2n}^i , МПа | Получается округлением минимального расчетного давления настройки в сторону увеличения |
| Жесткость i -й пружины | c^i , Н/мм | $c^i = \bar{c} \cdot p_{1n}^i \cdot D_c$, где $\bar{c} = 0,722$ |
| Установочное усилие i -й пружины | $Q_{уст}^i$, Н | $Q_{уст}^i = K_{no} \cdot \psi_0 \cdot p_{1n}^i \cdot \frac{\pi D_c^2}{4}$, где $K_{no} = 1,15$ $\psi_0 = 1,1$ |
| Рабочее усилие i -й пружины | $Q_{раб}^i$, Н | $Q_{раб}^i = Q_{уст}^i + c^i \cdot h_m$ |

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 | $Q_{\text{уст}}$, Н | $Q_{\text{уст}} = Q_{\text{рас}} - c h_m$ |

Продолжение табл.6

| Наименование параметра | Обозначение | Расчетная формула |
|--|-----------------|---|
| Расчетное максимальное давление настройки | $p'_{1н}$, МПа | $p'_{1н} = \frac{Q_{уст}}{K_{по} \Psi_0 \frac{\pi D_c^2}{4}}$ где $K_{по} = 1,15$, $\frac{\pi D_c^2}{4} \Psi_0 = 1,1$ |
| Расчетное значение относительной жесткости | \bar{c}' | $\bar{c}' = \frac{c}{p'_{1н} D_c}$ |
| 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 | $p_{1н}$, МПа | $p_{1н} = \frac{c}{\bar{c} D_c}$ Допускается округление максимального давления в сторону уменьшения |
| Минимальное давление настройки | $p_{2н}$, МПа | $p_{2н} = \frac{c}{\bar{c} D_c}$, где $\bar{c} = 1,443$ Допускается округление минимального давления настройки в сторону увеличения |

Руководитель предприятия п/я Г-4745

С.И.Косых

Главный инженер предприятия п/я А-7899

М.И.Власов

Заместитель руководителя

предприятия п/я А-7899

Д.И.Тарасьев

Заведующий отделом I6I

Р.И.Хасанов

Заведующий отделом I30

Н.И.Макаров

Заведующая лабораторией I53

Е.Г.Пинаева

Руководитель темы и исполнитель

Д.В.Еремеев

Подпись и дата

Имя и фамилия

Подпись и дата

Имя и фамилия

5-87 4.02 1988

Хасанов

Приложение

Справочное

ПРИМЕР РАСЧЕТА

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

1.1. 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 ³ | 23,5 |
| Показатель адиабаты | 1,4 |

1.2. Пример расчета

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

Подпись и дата

Имя, № д.

Всех вып. №

Подпись и дата

Имя, № докум.

5-87 3.01.1988

| 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 | $\alpha = \frac{625}{3,14 \cdot 33^2}$ | 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 | принимаются 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 |

| | |
|--------|----------------|
| Исп. № | Подпись и дата |
| 5-87 | 3 01 1987 |
| Исп. № | Подпись и дата |
| 3 | 01 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 | $Q_{рас} = 1730 + 46,2 \cdot 10$ | 2192 |

3. Расчет количества пружин, диапазонов давления 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 |
| Хол запорного устройства, мм | 10 |

Подпись и дата

Имя № д.г.

Имя № д.г.

Подпись и дата

Имя № д.г.

6-87 3.02 1987

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 |

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 | $p_{\max} = \frac{143}{0,917 - 40}$ | 3,90 |
| Минимальное давление настройки, МПа | $p_{\min} = \frac{143}{1,443 - 40}$ | 2,48 |

Подпись и дата

Имя, № дубля

Ваше имя, М

Подпись и дата

Имя, № вола