

Государственный ордена Трудового Красного  
Знамени проектный институт  
ПРОЕКТМОНТАЖАВТОМАТИКА

РУКОВОДЯЩИЙ МАТ

Расчет и применение регулирующих органов  
в системах автоматизации технологических  
процессов

PM4-163-77

Государственный ордена Трудового Красного  
Знамени проектный институт  
ПРОЕКТМОНТАЖАВТОМАТИКА

РУКОВОДЯЩИЙ МАТЕРИАЛ

Расчет и применение регулирующих органов  
в системах автоматизации технологических  
процессов

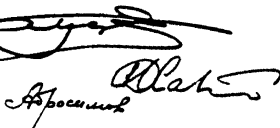
PM4-I63-77

Срок введения I апреля 1978г

Главный инженер

Начальник отдела

Гл. специалист



Антонов

Хакимов

Абросимов

Настоящий руководящий материал составлен взамен следующих руководящих материалов:

Р - 73002, Расчет смесительных клапанов (I959г);

Р - 73003, Расчет регулирующих дроссельных органов (I96Iг);

РМ4-9I-7I, Расчет регулирующих органов, за которыми происходит парообразование (I97Iг);

РМ4-II9-7I, Расчет регулирующих органов (I97Iг).

Данный материал является руководством по расчету и применению дроссельных регулирующих органов в системах автоматизации технологических процессов. При пользовании этим материалом следует иметь в виду, что он не заменяет собой каталогов, правил и других нормативных и информационных документов, содержащих указания по выбору и применению трубопроводной арматуры. Поэтому при выполнении расчетов и выборе регулирующих органов в каждом конкретном случае необходимо выяснять (по каталогам и другим действующим информационным материалам) возможность применения принимаемого в процессе расчета регулирующего дроссельного органа.

Изм. в проект	Почт. и дата	Изм. № гудб.	Почт. и дата	РМ4-163-77				Лит.	Лист	Листов
				Экз.	Лист	№ докум.	Почт.			
Изм. в проект	284-128	11/04-78.2		Разраб.	АГОРСКИМОВ	28.12.78	Расчет и применение регулирующих органов в системах автоматизации технологических процессов		2	103
И.контр.				Пров.	ГУРОВ	30.01.79				
Утв.				Н.контр.	АУЗЬМИН	27.01.79				
				Утв.	ХАКИМОВ					

ГПИ ПМА

# СО Д Е Р Ж А Н И Е

1. Назначение .....	6
2. Задача расчета регулирующего органа .....	10
3. Виды и область применения регулируемых органов .....	12
4. Регулирующий орган как элемент гидравлической цепи объекта автоматизации .....	14
5. Зависимость расхода через гидравлическое сопротивление от перепада давления на нем .....	20
6. Влияние переходных патрубков на расход через регулирующий орган в рабочих условиях .....	24
7. Режимы движения жидкости через регулируемый орган ....	28
8. Турбулентное однофазное движение в квадратичной области .....	30
9. Кавитация и вскипание .....	32
10. Переходный режим и ламинарный поток	
10.1. Общие положения .....	39
10.2. Уравнение расхода для ламинарного движения через регулируемый орган .....	44
10.3. Расчет регулируемых органов с учетом влияния вязкости .....	46
11. Режимы движения газа или пара через регулируемый орган .....	48
12. Трехходовые регулируемые органы .....	53
13. Пропускные характеристики регулируемых органов	
13.1. Общие положения .....	55
13.2. Линейная пропускная характеристика .....	55
13.3. Равнопроцентная пропускная характеристика .....	56

884-765 11/04 78, 9

13.4. Пропускная характеристика регулирующего органа с тарельчатым затвором .....	56.
13.5. Выбор пропускной характеристики .....	57
14. Рекомендуемый порядок расчета	
14.1. Исходные данные .....	58
14.2. Порядок расчета .....	58
15. Об использовании ЭВМ для расчета регулируемых органов .....	59
16. Пример расчета перепада давления на регулирующем органе .....	61
17. Пример расчета регулирующего органа на жидкости (турбулентный режим) .....	65
18. Пример расчета регулирующего органа на жидкости (ламинарный режим) .....	66
19. Пример расчета регулирующего органа на жидкости (переходный режим) .....	69
20. Пример расчета регулирующего органа на жидкости (кавитация или вскипание) .....	72
21. Пример расчета регулирующего органа на газе (турбулентный режим) .....	74
22. Пример расчета регулирующего органа на газе (критическое течение) .....	77

**ПРИЛОЖЕНИЯ:**

1. Соотношения между различными единицами измерения .....	80
2. Формулы пересчета объема и плотности газов .....	81
3. Коэффициент сопротивления $\zeta$ некоторых местных сопротивлений .....	82
4. Коэффициент сопротивления $\zeta$ полностью открытой арматуры .....	85

Изм. №	Полн. и дата	Взам. инв. №	Исп. № докум.	Полн. и дата
284	285 11/04 81, 8			

Изм.	Лист	№ докум.	Полн.	Дата

PM4-I63-77

Лист  
4

5.	Сводная таблица формул для определения числа Рейнольдса потока .....	87
6.	Коэффициент трения $\lambda$ круглых трубопроводов .....	88
7.	Коэффициенты $\zeta$ и $\zeta_b$ для одинаковых конических переходных патрубков (внезапные расширения) .....	90
8.	Поправка на влияние переходных патрубков $F_p$ .....	91
9.	Ориентировочные значения коэффициентов для расчета регулирующих органов .....	92
10.	Поправочный коэффициент $F_F$ .....	93
11.	Поправка на влияние вязкости $F_R$ .....	94
12.	Поправка на влияние вязкости $F_R$ для переходного режима движения жидкости .....	95
13.	Уравнения для расчета регулирующих органов, управляющих потоками жидкости .....	96
14.	Критический относительный перепад давления с учетом влияния переходных патрубков $\chi_{TR}$ .....	97
15.	Поправка на изменение плотности $E$ для двухседельных регулирующих органов с пробковым затвором ( $\chi_T = 0,70$ ) .....	98
16.	Уравнения для расчета регулирующих органов, управляющих потоками газа или пара .....	99
17.	Пропускные способности нестандартизированных заслоночных регулирующих органов .....	100
	Перечень использованных документов и литературы .....	101

История изменений  
 Измененный в листе 725  
 11/04 88  
 Подпись: [подпись]

# I. НАЗНАЧЕНИЕ

Настоящий руководящий материал составлен в развитие ГОСТ I6443-70 "Устройства исполнительные. Методы расчета пропускной способности, выбора условного прохода и пропускной характеристики" и является руководством по расчету и применению регулируемых дроссельных органов в системах автоматизации технологических процессов. При его разработке была использована часть проекта Публикации 534 "Регулирующие дроссельные органы для управления технологическими процессами" Международной электротехнической комиссии, а также другие материалы (см. перечень использованных документов и литературы).

Выбор нужного регулирующего органа производится в процессе выполнения расчета, т.е. из ряда серийно изготавливаемых регулирующих органов выбирается конкретный типоразмер, имеющий необходимый диаметр условного (присоединительного) прохода, нужную пропускную способность и пропускную характеристику. Пригодность принимаемого регулирующего органа по другим характеристикам (рабочему давлению и температуре, материалу деталей, соприкасающихся с протекающей средой и т.п.) должна выявляться по каталогам и другим действующим информационным материалам и правилам.

При выполнении расчетов может возникнуть необходимость в переходе от одних единиц измерения к другим. Соотношения между различными единицами измерения даны в приложении I.

В приложении 2 приведены формулы пересчета объема и плотности газов.

Данный материал не регламентирует объем и формы исполнения расчетов, так как они определяются особенностями проектируемых систем автоматизации и достоверностью и полнотой исходных данных, имеющихся в распоряжении проектировщиков.

Форма 02.101-5а(11)  
 Имя, отчество  
 Подпись  
 Дата  
 201. 225 11/04 77

Изм	Лист	из докум.	Подш.	Дата

PM4-163-77

Лист  
6

В руководящем материале приняты следующие основные условные обозначения:

Наименование величины	Условные обозначения
Внутренний диаметр трубопровода . . . . .	$D$
Присоединительный (условный) диаметр регулирующего органа . . . . .	$d$
Площадь прохода $D$ . . . . .	$F = \frac{\pi}{4} D^2$
Площадь прохода $d$ . . . . .	$f = \frac{\pi}{4} d^2$
Коэффициент формы проточной части регулирующего органа . . . . .	$F_d$
Поправочный коэффициент . . . . .	$F_F$
Коэффициент восстановления давления жидкости . . . . .	$F_L$
Коэффициент восстановления давления в влиянии входного патрубка . . . . .	$F_{LP}$
Поправка на влияние переходных патрубков . . . . .	$F_P$
Поправка на влияние вязкости . . . . .	$F_R$
Поправка на показатель адиабаты . . . . .	$F_{\alpha}$
Ускорение свободного падения . . . . .	$g$
Коэффициент начала кавитации . . . . .	$K_C$
Пропускная способность регулирующего органа . . . . .	$K_V$
Длина трубопровода . . . . .	$L$
Относительный ход регулирующего органа . . . . .	$l$
Отношение условной пропускной способности регулирующего органа к пропускной способности трубопровода . . . . .	$\tau$
Абсолютное давление (общее обозначение) . . . . .	$P$
Абсолютное давление в начале гидравлической цепи . . . . .	$P_0$

204-725/104-78, P

FM4-I63-77

Лист

7

Изм Лист № докум. Подп. Дата

Копировал

Формат 11



Наименование величины

Условное обозначение

Абсолютное давление в конце гидравлической цепи . . . . .	$P_K$
Абсолютное давление перед регулирующим органом (перед входным переходным патрубком) . . . . .	$P_I$
Абсолютное давление после регулирующего органа (после входного переходного патрубка) . . . . .	$P_2$
Абсолютное давление в наименьшем сечении струи . . . . .	$P_{нс}$
Абсолютное давление насыщенных паров . . . . .	$P_{нп}$
Перепад давления (общее обозначение) . . . . .	$\Delta P$
Потери давления на местных сопротивлениях . . . . .	$\Delta P_M$
Потери давления на прямых участках трубопровода . . . . .	$\Delta P_n$
Располагаемый напор гидравлической цепи . . . . .	$\Delta P_c$
Общее обозначение расхода . . . . .	$Q$
Число Рейнольдса потока . . . . .	$Re_D$
Число Рейнольдса регулирующего органа . . . . .	$Re_V$
Температура среды перед регулирующим органом . . . . .	$t$
Скорость . . . . .	$V$
Относительный перепад давления . . . . .	$x = \frac{\Delta P}{P_I}$
Относительный критический перепад давления воздуха . . . . .	$x_T$

Копия, 14.12.77

Форма Ф2.100-5а(11)

Изм.	Лист	№ докум.	Полн.	Дата
001	01	11/04 ФМ.Р		
Изм.	Лист	№ докум.	Полн.	Дата

FM4-163-77

Лист  
8

Копировал

Формат 11

Наименование величины

Условное обозначение

Относительный критический перепад давления с учетом входного патрубка . . . . .	$\chi_{ТР}$
Коэффициент расхода . . . . .	$\alpha$
Поправка на изменение плотности . . . . .	$\epsilon$
Коэффициент местного сопротивления (общее обозначение) . . . . .	$\zeta$
Коэффициент сопротивления входного пере- ходного патрубка без учета потерь от изменения скорости . . . . .	$\zeta_1$
Коэффициент потерь напора во входном пат- рубке от изменения скорости . . . . .	$\zeta_{в1}$
Коэффициент сопротивления выходного пат- рубка без учета потерь от изменения скорости . . . . .	$\zeta_2$
Коэффициент потерь напора в выходном патрубке от изменения скорости . . . . .	$\zeta_{в2}$
Коэффициент трения . . . . .	$\lambda$
Показатель адгезии . . . . .	$\alpha$
Динамическая вязкость . . . . .	$\mu$
Кинематическая вязкость . . . . .	$\nu$
Плотность . . . . .	$\rho$

Ш. 118. 10/11  
 11/04 88  
 118-118

PM4-163-77

Лист  
9

Изм. Лист № докум. Подп. Дата

Корпусовал

Формат 11

## 2. ЗАДАЧА РАСЧЕТА РЕГУЛИРУЮЩЕГО ОРГАНА

В системах автоматизации технологических процессов, как правило, применяются серийно изготавливаемые регулирующие органы. Выбор конкретного типоразмера регулирующего органа производится по каталогам и другим материалам в процессе выполнения расчета, выявляющего пригодность выбираемого органа в тех или иных конкретных условиях эксплуатации. При этом должны учитываться как свойства и рабочие параметры протекающей через регулирующий орган среды, так и другие условия и требования, являющиеся следствием общих требований, предъявляемых к системе автоматизации и к объекту управления в целом.

В отличие от трубопроводной арматуры серийные регулирующие органы характеризуются следующими дополнительными показателями:

- условной пропускной способностью  $K_{vy}$ ;
- пропускной характеристикой, которая может быть линейной или равнопроцентной.

Таким образом в результате расчета производится выбор конкретного типоразмера регулирующего органа, характеризуемого величиной  $K_{vy}$ , пропускной характеристикой и другими показателями (условным давлением, условным диаметром и т.д.), предусмотренными стандартами на регулирующие органы. Так как условная пропускная способность однозначно определяет расход через регулирующий орган только в квадратичной области турбулентного режима движения жидкости через регулирующий орган, установленный в трубопроводе, имеющим внутренний диаметр, равный условному проходу регулирующего органа, то в случаях работы регулирующих органов в других условиях возникает необходимость в дополнительных характеристиках. К числу таких характеристик

Исполн. № 12-77

Форма Ф2, ЮО-5а(11)

Имя, № подл.	Подп. и дата
Имя, № подл.	Подп. и дата
Имя, № подл.	Подп. и дата
Имя, № подл.	Подп. и дата
Имя, № подл.	Подп. и дата
Имя, № подл.	Подп. и дата
Имя, № подл.	Подп. и дата
Имя, № подл.	Подп. и дата

относятся:

$F_L$  - коэффициент восстановления давления жидкости за регулирующим органом;

$F_p$  - поправка на влияние переходных патрубков, через которые регулирующий орган встраивается в трубопровод;

$\alpha_T$  - относительный критический перепад давления воздуха для регулирующего органа.

Применение характеристик  $F_L$ ,  $F_p$  и  $\alpha_T$  повышает достоверность определения необходимой пропускной способности регулирующего органа  $K_v$  в тех случаях, когда он работает не в квадратичной области турбулентного движения среды и установлен через переходные конические патрубки.

В тех случаях, когда в каталогах и других информационных материалах не указаны величины этих характеристик, их ориентировочные значения можно принимать по приложениям данного материала.

Заметим, что повышение достоверности расчета вследствие учета поправок  $F_L$ ,  $F_p$  и др. будет иметь место только в том случае, когда исходные данные для расчета (расход, перепад давления и др.) достаточно точно определяют фактические условия работы регулирующего органа.

ИЗМ. № 3 ПОСЛЕД. ИСП. И ДАТЫ  
11/04/84  
ИЗМ. № 1 ИСП. № 1  
ИЗМ. № 2 ИСП. № 2  
ИЗМ. № 3 ИСП. № 3

Изм	Лист	№ докум.	Пош.	Дата

PM4-163-77

Лист  
11

### 3. ВИДЫ И ОБЛАСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ РЕГУЛИРУЮЩИХ ОРГАНОВ

Большое разнообразие используемых в народном хозяйстве жидкостей, паров и газов с различными свойствами и параметрами обусловило множество видов, конструкций и исполнений регулирующих органов, применяемых в промышленности. Всякий регулирующий дроссельный орган состоит из двух основных частей: неподвижного корпуса и перемещаемого относительно корпуса затвора. Пропускная способность регулирующего органа зависит от положения затвора в корпусе.

По роду движения затвора различают регулирующие органы с вращательным движением затвора (заслоночные регулирующие органы, краны и т.п.) и поступательными (односедельные и двухседельные регулирующие органы). По виду потребляемой исполнительными механизмами регулирующих органов энергии различают регулирующие органы с гидравлическими, пневматическими и электрическими исполнительными механизмами.

Выбор регулирующих органов должен производиться исходя из свойств технологических сред, их температуры и давления, в соответствии с указаниями заводов-изготовителей по каталогам и другим информационным материалам. В табл. I указаны основные достоинства и недостатки некоторых имеющих широкое применение регулирующих органов.

Таблица I

Наименование	Достоинства	Недостатки
Проходной односедельный	Коэффициент восстановления давления $F_L$ близок к единице, что обеспечивает большой критический перепад давления. Может быть изготовлен плотнотазпорным.	Необходимы исполнительные механизмы с большим усилием или крутящим моментом. Мало пригодны для управления потоками суспензий.

Форма Ф2.100-За(11)  
 Изм. № 1  
 Дата 11/04 81 X  
 Подп. № 11/04 81 X  
 Имя, № докум. Пош. и дата  
 Имя, № докум. Пош. и дата

PM4-163-77

Лист  
12

Наименование	Достоинства	Недостатки
Проходной двухседельный	Гидродинамические силы, действующие на плунжер, частично уравновешены, что позволяет использовать исполнительные механизмы малой мощности	Не может быть выполнен плотностопорным
Заслончатый (поворотная заслонка)	Низкая стоимость, большая пропускная способность при малых перепадах давления, простая конструкция	Малая величина коэффициента восстановления $F_L$ обуславливает небольшой критический перепад давления. Склонен к кавитации
Угловой	Корпус полностью опорожняется при сливе жидкости из трубопровода	Высокая стоимость
Мембранный (с мембранным затвором)	Может быть плотностопорным, конструктивно прост, большая пропускная способность	Рабочие давление и температура сравнительно невелики

Изм. № докум. | Дата  
 001-125 | 11/04 78. 2

PM4-163-77

Лист

13

#### 4. РЕГУЛИРУЮЩИЙ ОРГАН КАК ЭЛЕМЕНТ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ ЦЕПИ ОБЪЕКТА АВТОМАТИЗАЦИИ

Всякий регулирующий дроссельный орган является изменяемым управляемым гидравлическим сопротивлением гидравлической цепи объекта автоматизации, определяющим расход через эту линию (рис.1).

Располагаемый напор.  $\Delta P_c$  или суммарные потери давления в гидравлической цепи (включая перепад давления на регулирующем органе) определяют по следующей формуле

$$\Delta P_c = P_0 - P_k \pm Z \rho \quad (1)$$

где  $P_0$  - давление в начале гидравлической цепи, кгс/м<sup>2</sup>;  
 $P_k$  - давление в конце гидравлической цепи, кгс/м<sup>2</sup>;  
 $Z$  - разность уровней начала и конца гидравлической цепи, м;  
 $\rho$  - плотность протекающей среды, кг/м<sup>3</sup>.

Величину  $Z \rho$  принимают со знаком плюс, если источник напора расположен на верхней отметке и минус, если источник напора расположен на нижней отметке. Для газа и пара, как правило, величина  $Z \rho$  пренебрежимо мала.

Потери давления на трубопроводе и технологических аппаратах  $\Delta P_T$  (без учета перепада давления на регулирующем органе) равны

$$\Delta P_T = \Delta P_n + \Delta P_m \quad (2)$$

где  $\Delta P_n$  - потери давления на прямых участках трубопровода, кгс/м<sup>2</sup>;

$\Delta P_m$  - потери давления на местных сопротивлениях и технологических аппаратах гидравлической цепи, кгс/м<sup>2</sup>.

Форма Ф2,100-5а(11)  
 Имя, № докум. Дата  
 844-725 11/04 78, 2  
 Имя, № докум. Дата  
 844-725 11/04 78, 2  
 Имя, № докум. Дата  
 844-725 11/04 78, 2  
 Имя, № докум. Дата  
 844-725 11/04 78, 2

PM4-163-77

Лист  
14

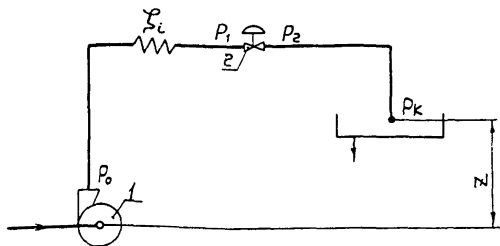


Рис. 1. Гидравлическая цепь с регулирующим органом: 1 - насос; 2 - регулирующий орган

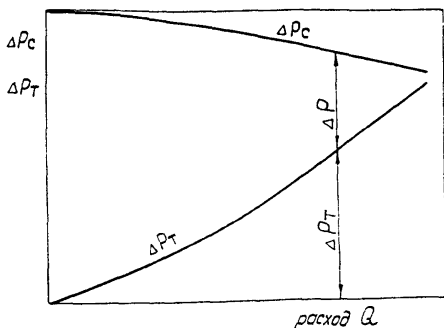


Рис. 2. Гидравлические характеристики:  
 $\Delta P_c = f_1(Q)$  - источника напора;  
 $\Delta P_T = f_2(Q)$  - гидравлической цепи (без регулирующего органа)



Перепад давления (рис.2) на регулирующем органе  $\Delta P$  будет равен

$$\Delta P = \Delta P_C - \Delta P_T \quad (3)$$

где  $\Delta P_C$  - определяется по формуле (1), а  $\Delta P_T$  - по формуле (2).

Уравнение (3) и график на рис.2 показывают, что перепад давления на регулирующем органе для заданной величины расхода  $Q$  является для каждой гидравлической цепи вполне определенной величиной, зависящей как от источника напора, так и от гидравлической цепи и не может приниматься произвольно.

Зависимость располагаемого напора  $\Delta P_C$  от расхода через гидравлическую цепь  $Q$ ,  $\Delta P_C = f(Q)$ , является характеристикой источника напора, (например, насоса).

Величины  $\Delta P_n$  и  $\Delta P_m$  определяются по следующим уравнениям

$$\Delta P_n = \sum \lambda \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g} \rho, \quad (4)$$

$$\Delta P_m = \sum \xi \frac{V^2}{2g} \rho, \quad (5)$$

где  $\lambda$  - коэффициент трения для прямых участков трубопровода (величина безразмерная);

$L$  - длина трубопровода диаметром  $D$  м;

$D$  - внутренний диаметр трубопровода длиной  $L$ , м;

$V$  - скорость среды в рассматриваемом участке трубопровода,

м/с;

$g = 9,81$  м/с, ускорение свободного падения;

$\rho$  - плотность протекающей среды, кг/м<sup>3</sup>;

$\xi$  - коэффициент местного сопротивления.

Знак  $\sum$  обозначает, что величины  $\Delta P_n$  и  $\Delta P_m$  получаются

Формы №2, 106-5а(11)  
Изм. № докум. 11/84 44. Х

Изм. № докум.	Изм. № докум.	Изм. № докум.	Изм. № докум.	Изм. № докум.	Изм. № докум.	Изм. № докум.	Изм. № докум.	Изм. № докум.
1	1	1	1	1	1	1	1	1

суммированием по участкам трубопровода, имеющим разные  $L, D, \lambda$  и  $\xi$ .

В зависимости от того, куда будут отнесены потери от трения по длине сопротивления величину  $\Delta P_n + \Delta P_m$  можно рассматривать двояко:

а/ в первом случае под  $\Delta P_T$  можно понимать падение давления только на соединительных трубопроводах,  $L$  - суммарная длина трубопровода, а  $\Delta P_m$  включают в себя потери давления от трения на длине местных сопротивлений;

б/ во втором случае под  $\Delta P_T$  следует понимать падение давления как на соединяющих трубопроводах, так и на длине местных сопротивлений. Во втором случае  $L$  - сумма длин трубопровода диаметром  $D$  и длины местных сопротивлений по их средней длине, а  $\Delta P_m$  - потери давления от изменения направления и скорости потока, не включающие в себя потери от трения на длине местных сопротивлений.

В данном руководящем материале принят второй способ вычисления потерь давления и в приведенных в приложениях 3 и 4 коэффициентах сопротивления  $\xi$  потери от трения на длине местных сопротивлений не учтены.

При определении потерь давления необходимо различать два режима движения потока: ламинарный и турбулентный. Критерием, определяющим режим движения потока в трубопроводе, служит неравенство

$$Re_D \leq Re_K,$$

где  $Re_D$  - число Рейнольдса, потока, отнесенное к внутреннему диаметру трубопровода  $D$ ;

$Re_K$  - критическое значение числа Рейнольдса, отнесенное к  $D$ .

ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ЦЕНТР НАУКИ И ТЕХНИЧЕСКОГО ПРОГНОЗИРОВАНИЯ  
ИЗДАТЕЛЬСТВО ЦЕНТРА НАУКИ И ТЕХНИЧЕСКОГО ПРОГНОЗИРОВАНИЯ  
188-725 11/04 78  
188-725 11/04 78

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

PM4-163-77

Лист  
17

Сформат 11

Контроль

Для круглых труб

$$Re_D = \frac{VD}{\nu}, \quad (6)$$

где  $V$  - средняя скорость, м/с;  
 $D$  - внутренний диаметр трубопровода, м;  
 $\nu$  - кинематическая вязкость среды, м<sup>2</sup>/с.

Общепринятая величина  $Re_k = 2320$ .

Таким образом, если  $Re_D > 2320$ , поток в трубе будет турбулентным, если  $Re_D < 2320$  - поток в трубе можно принимать ламинарным.

Формулы для определения числа Рейнольдса потока в круглых трубах приведены в приложении 5.

Для некруглых труб уравнение (6) примет вид

$$Re_{D_3} = \frac{VD_3}{\nu}, \quad (7)$$

где  $D_3$  - эквивалентный диаметр трубопровода, м. Остальные величины и размерности те же, что и в формуле (6).

$$D_3 = 4R = \frac{4F}{\Pi}, \quad (8)$$

где  $R$  - гидравлический радиус, м;  
 $F$  - площадь живого сечения потока, м<sup>2</sup>;  
 $\Pi$  - смоченный периметр, м.

Уравнение (4) справедливо как для ламинарного, так и для турбулентного потоков. Коэффициент трения  $\lambda$  зависит от режима движения потока.

Определение  $\lambda$  см. приложение 6. Для некруглых трубопроводов в уравнении приложения 5 необходимо подставлять  $Re_{D_3}$  и  $D_3$ , определяемые по формулам (7) и (8).

Коэффициент трения  $\lambda$  трубопровода некруглого сечения при ламинарном режиме движения ( $Re_{D_3} < 2320$ ) равен

$$\lambda = K_1 \frac{64}{Re_{D_3}}$$

Форма Ф2.103-5а(11)  
 № докум. 11/04  
 Подп. в докум. 11/04  
 Дата  
 Изм. № докум. 11/04  
 Подп. в докум. 11/04  
 Дата  
 Взам. инв. №  
 Инв. № докум.  
 Подп. и дата

№ докум.	Подп. в докум.	Дата
11/04	11/04	11/04

PM4-I63-77

Лист  
18

Копировал

Формат 11

где  $K_1$  - коэффициент формы.

Для прямоугольного сечения с отношением сторон  $\frac{b}{a}$  величина  $K_1$  равна

$b/a$	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,7	1,0
	1,5	1,32	1,2	1,1	1,03	0,97	0,91	0,80

Коэффициент местного сопротивления  $\zeta$  в уравнении (5) при турбулентном режиме движения принято считать постоянной, не зависящей от  $Re_D$  величиной. При ламинарном движении  $\zeta \neq Const$ .

Общая потеря давления на местных сопротивлениях равна арифметической сумме потерь на каждом сопротивлении при условии, что эти сопротивления разделены прямыми участками длиной не менее  $5D$ . Непосредственное последовательное соединение местных сопротивлений, как правило, повышает потери давления.

Коэффициенты сопротивления технологических аппаратов (или зависимости потерь давления на них от расхода) следует получать у проектировщиков технологической части объекта автоматизации. Для всех местных сопротивлений необходимо указывать сечение (или скорость), к которому отнесена величина  $\zeta$ .

Значения  $\zeta$  для некоторых видов местных сопротивлений приведены в приложении 3. Кроме этого, при определении падения давления на местных сопротивлениях  $\Delta P_m$  рекомендуется использовать книгу: Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям, М., 1960.

## 5. ЗАВИСИМОСТЬ РАСХОДА ЧЕРЕЗ ГИДРАВЛИЧЕСКОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ ОТ ПЕРЕПАДА ДАВЛЕНИЯ НА НЕМ

Зависимость между скоростью жидкости в суженном сечении перехода да  $f$  гидравлического сопротивления  $V_f$  и перепадом давления на нем  $\Delta P$  при турбулентном движении жидкости выражается следующим уравнением

$$V_f = \alpha \sqrt{\frac{2g\Delta P}{\rho}}, \quad (9)$$

где  $\alpha$  - коэффициент расхода гидравлического сопротивления, отнесенный к скорости  $V_f$ ;

$g$  - ускорение свободного падения;  
 $\rho$  - плотность жидкости.

Зависимость между скоростью жидкости перед гидравлическим сопротивлением  $V_F$  и перепадом давления на нем  $\Delta P$  также может быть записана в следующем виде

$$\Delta P = \zeta \frac{V_F^2}{2g} \rho, \quad (10)$$

где  $\zeta$  - коэффициент сопротивления, отнесенный к средней скорости перед гидравлическим сопротивлением,  $V_F$ .

Напишем уравнение неразрывности струи для площади поперечного сечения входного прохода сопротивления  $F$  и площади прохода в его наименьшем сечении  $f$

$$V_F \cdot F = V_f \cdot f.$$

Согласно этому выражению скорость потока перед гидравлическим сопротивлением будет равна

$$V_F = \frac{f}{F} V_f.$$

Подставив найденное значение  $V_F$  в уравнение (10), получим

Форма Ф2.100-9а(11)  
 Изм. № подл. 204-725  
 Дата 11/04-79, S  
 Подп. и дата  
 Взам. инв. №  
 Инв. № дубл.  
 Подп. и дата

$$V_f = \frac{F}{f\sqrt{\xi}} \sqrt{\frac{2g\Delta P}{\rho}} \quad (II)$$

Из сравнения уравнений (9) и (II) следует, что

$$\alpha = \frac{F}{f\sqrt{\xi}} \quad (I2)$$

или

$$\xi = \left(\frac{F}{f\alpha}\right)^2. \quad (I3)$$

Заметим, что выражения (I2) и (I3) справедливы только в том случае, когда  $\xi$  отнесено к  $F$ , а  $\alpha$  к  $f$ . Площади  $F$  и  $f$  должны быть выражены в одинаковых единицах измерения.

Умножив уравнения (9) и (II) на  $f$ , получим выражения для объемного расхода жидкости через гидравлическое сопротивление

$$Q = \alpha f \sqrt{\frac{2g\Delta P}{\rho}}, \quad (I4)$$

$$Q = \frac{F}{\sqrt{\xi}} \sqrt{\frac{2g\Delta P}{\rho}} \quad (I5)$$

Уравнения (I4) и (I5) справедливы для следующих единиц измерения:

$$\begin{aligned} Q &- \text{м}^3/\text{с}; & \Delta P &- \text{кгс}/\text{м}^2; \\ f \text{ и } F &- \text{м}^2; & \rho &- \text{кг}/\text{м}^3. \\ g &- \text{м}/\text{с}^2; \end{aligned}$$

Уравнение (I4) можно записать следующим образом

$$Q = 3,6 \cdot 10^3 \cdot 10^{-6} \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81 \cdot 10^4}{10^3}} \alpha f \sqrt{\frac{\Delta P}{\rho}}$$

или

$$Q = 0,0506 \alpha f \sqrt{\frac{\Delta P}{\rho}}, \quad (I6)$$

где  $Q$  - м<sup>3</sup>/ч;  
 $f$  - мм<sup>2</sup>;  
 $\Delta P$  - кгс/см<sup>2</sup>;  
 $\rho$  - г/см<sup>3</sup>.

Коэффициент расхода гидравлического сопротивления  $\alpha$  есть величина безразмерная.

Аналогично, уравнение (15) примет вид

$$Q = 0,0506 \frac{F}{\sqrt{L}} \sqrt{\frac{\Delta P}{\rho}}, \quad (17)$$

где  $F$  также в мм<sup>2</sup>, а  $L$  - величина безразмерная. Размерности остальных величин также же, как в уравнении (16).

Для круглых сечений  $f$  и  $F$ , равных

$$f = \frac{\pi}{4} d_1^2 \quad \text{и} \quad F = \frac{\pi}{4} d^2,$$

получим

$$Q = 0,04 \alpha d_1^2 \sqrt{\frac{\Delta P}{\rho}} \quad (18)$$

и

$$Q = 0,04 \frac{d^2}{\sqrt{L}} \sqrt{\frac{\Delta P}{\rho}}. \quad (19)$$

Уравнениям (18) и (19) можно придать следующий вид

$$Q = K_v \sqrt{\frac{\Delta P}{\rho}}. \quad (20)$$

где

$$K_v = 0,04 \alpha d_1^2 \quad (21)$$

или

$$K_v = 0,04 \frac{d^2}{\sqrt{L}}. \quad (22)$$

Напомним, что в выражениях (21) и (22)  $\alpha$  отнесен к сечению, имеющему диаметр  $d_1$ , а  $L$  к сечению с диаметром  $d$ . Уравнения (21) и (22) справедливы для  $d_1$  и  $d$  в мм.

Исп. № 1015  
 Пост. в дата 11/04 88, 2  
 Взам. инв. № 584-725  
 Инв. № докум. 584-725  
 Пост. в дата 11/04 88, 2  
 Пост. в дата

Величина  $K_v$  называется пропускной способностью. Из уравнения (20) следует, что  $K_v$  численно равно количеству жидкости в  $\text{м}^3/\text{ч}$ , имеющей плотность  $\rho$   $\text{г}/\text{см}^3$  и протекающей через гидравлическое сопротивление (регулирующий орган) при перепаде давления на нем  $\Delta P$   $\text{кгс}/\text{см}^2$ . Уравнение (20) является основным уравнением расхода через регулируемый дроссельный орган. Оно справедливо, когда  $\Delta P$  выражено в  $\text{кгс}/\text{см}^2$ ,  $\rho$  в  $\text{г}/\text{см}^3$ , а  $Q$  в  $\text{м}^3/\text{ч}$ .

Шифр докум. в докум. Пош. лист  
 194-725/104-78  
 Шифр докум. в докум. Пош. лист  
 194-725/104-78

PM4-163-77

Лист
23



## 6. ВЛИЯНИЕ ПЕРЕХОДНЫХ ПАТРУБКОВ НА РАСХОД ЧЕРЕЗ РЕГУЛИРУЮЩИЙ ОРГАН В РАБОЧИХ УСЛОВИЯХ

Так как регулирующие дроссельные органы выбираются не по условному проходу трубопровода  $D$ , а по пропускной способности регулирующего органа  $K_v$ , то, как правило, условный (присоединительный) диаметр регулирующего органа  $d < D$ . Это делает необходимым встраивать регулирующий орган в трубопровод через переходные патрубки. Эти патрубки также являются гидравлическими сопротивлениями, соединенными последовательно с гидравлическим сопротивлением регулирующего органа.

Перепад давления, измеренный непосредственно у регулирующего органа  $\Delta P_v$ , равен

$$\Delta P_v = \Delta P - \Delta P_p, \quad (23)$$

где  $\Delta P = P_1 - P_2$  - общий перепад давления на регулирующем органе и патрубках;

$\Delta P_p$  - суммарный перепад давления на переходных патрубках (без регулирующего органа);

$P_1$  - давление на входе входного переходного патрубка;

$P_2$  - давление на выходе выходного переходного патрубка.

ка.

Согласно уравнению (20) перепады давления  $\Delta P_v$ ,  $\Delta P_p$  и  $\Delta P$  равны

$$\Delta P_v = \frac{\rho Q^2}{K_v^2}, \quad (24)$$

$$\Delta P_p = \frac{\rho Q^2}{K_p^2}, \quad (25)$$

Удостоверение № 111

Имя, № подл.	Подп. и дата	Имя, № подл.	Подп. и дата
Изм. № докум.	№ докум.	Имя, № подл.	Подп. и дата

$$\Delta P = \frac{\rho Q^2}{K_o^2}, \quad (26)$$

где  $K_P$  - пропускная способность переходных патрубков;  
 $K_o$  - общая пропускная способность регулирующего органа с переходными патрубками;

$\Delta P_p$  - суммарный перепад давления на переходных патрубках (без регулирующего органа);

$P_1$  - давление на входе входного переходного патрубка;

$P_2$  - давление на выходе выходного переходного патрубка.

Поскольку перепад давления  $\Delta P_v < \Delta P$ , то при установке регулирующих органов через переходные патрубки возникает необходимость увеличить  $K_v$ , (по сравнению с  $K_v$  в случае установки клапана в трубопроводе  $D=d$ ).

По этой причине формула (20) примет вид

$$Q = F_p K_v \sqrt{\frac{\Delta P}{\rho}}, \quad (27)$$

где  $F_p$  - поправка на влияние переходных патрубков.

Из уравнения (27) с учетом уравнения (20), найдем

$$F_p = \frac{Q}{K_v \sqrt{\frac{\Delta P}{\rho}}} = \frac{K_o}{K_v}. \quad (28)$$

Откуда

$$\frac{1}{F_p^2} = \frac{K_v^2}{K_o^2}. \quad (29)$$

Подставив уравнения (24), (25) и (26) в (23), получим

$$\frac{1}{K_v^2} = \frac{1}{K_o^2} - \frac{1}{K_p^2}. \quad (30)$$

Суммарная пропускная способность переходных патрубков согласно (22) равна

$$K_o = 2,04 \frac{d}{\sqrt{L}}. \quad (31)$$

234 - 231 11/04 78, 2  
Лист 11/04 78, 2  
ИЗМ. ЛИСТ

Изм	Лист	% докум.	Подп.	Дата

PM4-I63-77

Лист  
25

где  $\xi$  - суммарный коэффициент сопротивления патрубков.

Из уравнения (31) получим

$$\frac{1}{K_p^2} = \frac{\xi}{0,0016d^4} \quad (32)$$

Подставив уравнение (32) в (30), получим

$$\frac{1}{K^{o2}} = \frac{1}{K_v^2} + \frac{\xi}{0,0016d^4} \quad (33)$$

Умножив полученное выражение на  $K_v^2$ , с учетом уравнения (29) получим:

$$\frac{1}{F_p^2} = 1 + \frac{K_v^2 \xi}{0,0016d^4}$$

Откуда

$$F_p = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{\xi K_v^2}{0,0016d^4}}} \quad (34)$$

В уравнении (34) суммарный коэффициент сопротивления патрубков равен

$$\xi = \xi_1 + \xi_2 + \xi_{B1} - \xi_{B2} \quad (35)$$

где  $\xi_1$  - коэффициент сопротивления входного патрубка без потерь от изменения скорости;

$\xi_{B1}$  - коэффициент потерь напора во входном патрубке от изменения скорости;

$\xi_2$  - коэффициент сопротивления выходного патрубка без потерь от изменения скорости;

$\xi_{B2}$  - коэффициент потерь напора в выходном патрубке от изменения скорости.

Если внутренние диаметры технологического трубопровода до регулирующего органа и после него равны, т.е.  $D_1 = D_2 = D$ , то  $\xi_{B1} = \xi_{B2}$  и эти коэффициенты в уравнении (35) взаимно уничтожаются. Если

Изм. №	Изм. дата	Изм. №	Изм. дата	Изм. №	Изм. дата
244-325	11/04 88	2			
Изм. №	Изм. дата	Изм. №	Изм. дата	Изм. №	Изм. дата

же  $D_1 \neq D_2$ , то эти коэффициенты вычисляются по формуле

$$\xi_B = 1 - \left(\frac{d}{D}\right)^4, \quad (36)$$

где  $d$  - диаметр условного прохода (присоединительный) регулирующего органа;

$D$  - внутренний диаметр технологического трубопровода.

В уравнение (36) подставляется внутренний диаметр трубопровода перед регулирующим органом  $D_1$  при вычислении  $\xi_{B1}$  и внутренний диаметр трубопровода после регулирующего органа  $D_2$  при вычислении  $\xi_{B2}$ .

При отсутствии надежных экспериментальных данных для конкретных конструкций переходных патрубков необходимые значения коэффициентов

$\xi_1$  и  $\xi_2$  можно вычислить по следующим формулам:

$$\xi_1 + \xi_2 = 1,5 \left[ 1 - \left(\frac{d}{D}\right)^2 \right]^2, \quad (37)$$

если оба патрубка одинаковы;

$$\xi_1 = 0,5 \left[ 1 - \left(\frac{d}{D}\right)^2 \right]^2, \quad (38)$$

если применяется только входной патрубок;

$$\xi_2 = 1,0 \left[ 1 - \left(\frac{d}{D}\right)^2 \right]^2, \quad (39)$$

если применяется только выходной патрубок.

Коэффициенты трения и потерь на переходных патрубках могут приниматься по графику приложения 7, рассчитанного по формулам (36) - (38).

Влияние переходных патрубков на расход через регулирующий орган при критическом движении жидкости через регулирующий орган рассматривается в разделе 9.

## 7. РЕЖИМЫ ДВИЖЕНИЯ ЖИДКОСТИ ЧЕРЕЗ РЕГУЛИРУЮЩИЙ ОРГАН

Полученное в разделе 6 уравнение (27), определяющее взаимосвязь между пропускной способностью регулирующего органа (в общем случае - гидравлического сопротивления)

$$Q = F_p K_v \sqrt{\frac{\Delta P}{\rho}}$$

справедливо только при однофазном турбулентном движении жидкости, когда имеет место прямая пропорциональность между квадратом средней скорости и перепадом давления. Поэтому при выполнении расчета и выборе регулирующего органа необходимо выявлять режим движения среды через регулирующий орган <sup>H</sup> и, если он не является однофазным турбулентным, то это должно быть учтено введением соответствующего поправочного коэффициента.

На рис. 3 показан график зависимости объемного расхода жидкости через регулирующий орган от квадратного корня из перепада давления. График разбит на области, в каждой из которых справедлива своя закономерность между расходом и перепадом давления. Уравнение (27) справедливо в области квадратичного сопротивления III (см.рис.3).

Иванов, с. 112, 211

Формат Ф2.100-5а(11)

Изм. №	Полн. в дата	Изм. №	Полн. в дата
284-725	11/84	78.2	
Изм. №	Полн. в дата	Изм. №	Полн. в дата

Изм.	Лист	№ докум.	Полн.	Дата

PM4-163-77

Лист
28

Контроль

Формат 11

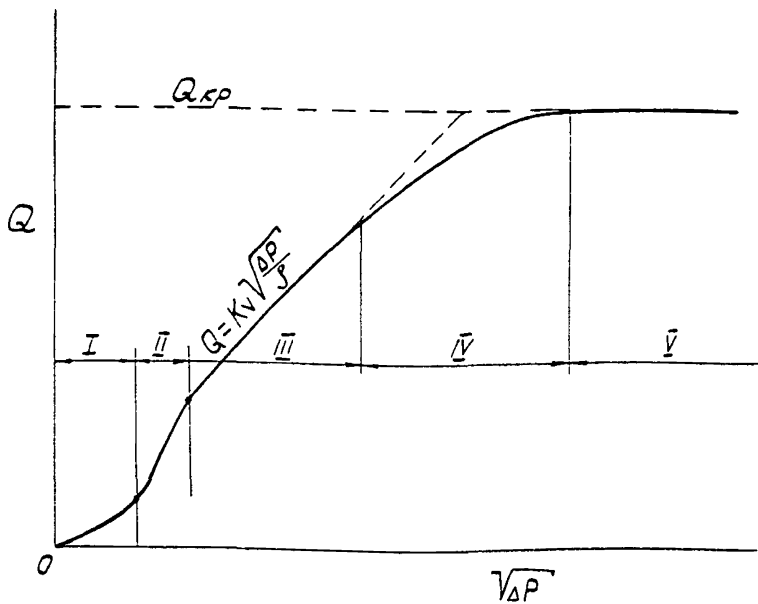


Рис. 3. Расход жидкости через регулирующий орган  $Q$  в зависимости от квадратного корня из перепада давления  $\sqrt{\Delta P}$  (для положения „открыто“):

- $I$  - область ламинарного движения;
- $II$  - переходная область,
- $III$  - турбулентное однофазное движение в квадратичной области;
- $IV$  - область кавитации;
- $V$  - критическое течение двухфазной смеси

Изм. №, посыл, в докум. Пошл. Дата  
 231. 225 11/24-28.  
 Изм. №, посыл, в докум. Пошл. Дата  
 231. 225 11/24-28.  
 Изм. №, посыл, в докум. Пошл. Дата  
 231. 225 11/24-28.  
 Изм. №, посыл, в докум. Пошл. Дата  
 231. 225 11/24-28.  
 Изм. №, посыл, в докум. Пошл. Дата  
 231. 225 11/24-28.

PM4 - 163 - 77

Лист

29

## 8. ТУРБУЛЕНТНОЕ ОДНОФАЗНОЕ ДВИЖЕНИЕ В КВАДРАТИЧНОЙ ОБЛАСТИ

Согласно вышесказанному, при турбулентном однофазном движении в квадратичной области справедливо уравнение (27)

$$Q = F_p K_v \sqrt{\frac{\Delta P}{\rho}} \quad \text{м}^3/\text{ч}$$

где  $F_p$  - поправка на влияние переходных патрубков (величина безразмерная);

$K_v$  - пропускная способность регулирующего органа по ГОСТ 14691-69;

$\Delta P$  - перепад давления на регулирующем органе, измеренный до и после переходных патрубков, кгс/см<sup>2</sup>;

$\rho$  - плотность жидкости в рабочих условиях, г/см<sup>3</sup>.

Если для применяемых конструкций переходных патрубков величина поправки  $F_p$  неизвестна, то ее приближенное значение может быть найдено по формуле (34) раздела 6. Если переходные патрубки до и после клапана одинаковы, то есть диаметр трубопровода до и после регулирующего органа один и тот же, то величина  $F_p$  может быть найдена по приложению 8.

Так как до недавнего времени поправка на влияние переходных патрубков не применялась, то целесообразно проиллюстрировать влияние переходных патрубков на расход через различные виды регулирующих органов примерами. В табл.2 приведены ориентировочные сведения для некоторых видов регулирующих органов при двух отношениях диаметра присоединения регулирующего органа  $d$  к диаметру трубопровода  $D$ .

Имя, № докум. Поощ. и дата 11/84  
 Имя, № докум. Поощ. и дата 11/84  
 Имя, № докум. Поощ. и дата 11/84

PM4-163-77

Лист

30

Изм Лист № докум. Подп. Дата

Копировал

Формат 11

Таблица 2

Вид регулирующего органа	Уменьшение расхода в %	
	при $\frac{d}{D} = 0,67$	при $\frac{d}{D} = 0,5$
Проходной полнопроходной регулирующей клапан	3	5
Поворотная заслонка, открытая на $60^\circ$	8	10
Поворотная заслонка, открытая на $90^\circ$	18	32

Из таблицы следует, что влияние переходных патрубков проявляется в наибольшей мере для регулирующих органов, имеющих малое гидравлическое сопротивление в положении "открыто".

2024-2025 11/09-28, 2  
 18-60/11/09-28, 2  
 18-60/11/09-28, 2

PM4-163-77

Лист

31

Лист № докум. Изм. Дата

Копировал

Формат А1



## 9. КАВИТАЦИЯ И ВСКИПАНИЕ

При увеличении перепада давления на регулирующем органе  $\Delta P$  (уменьшении давления после органа  $P_2$ ) расход  $Q$  возрастает и, как показано на рис.3, поток попадает в область кавитации IV. Условие начала кавитации имеет вид

$$\Delta P_{нк} = K_c (P_1 - P_{нп}), \quad (40)$$

где  $\Delta P_{нк}$  - перепад давления на регулирующем органе, соответствующий началу кавитации;

$K_c$  - коэффициент начала кавитации (приложение 9);

$P_1$  - абсолютное давление перед регулирующим органом;

$P_{нп}$  - давление насыщенных паров при рабочей температуре.

Дальнейшее увеличение  $\Delta P$  приводит поток в область критического течения двухфазной (парогазовой) смеси (область V на рис.3).

На рис.4 сплошной линией показана эюра распределения давления по длине регулирующего органа и прилегающих к нему участков труб для однофазного потока в квадратичной области III (см.рис.3). Там же штриховой линией показана эюра распределения давления в том случае, когда давление в наименьшем сечении струи  $P_{нс}$  стало равно давлению насыщенного пара  $P_{нп}$  жидкости, протекающей через регулируемый орган. При  $P_{нс} = P_{нп}$  в потоке образуются пузырьки пара, которые, при дальнейшем движении, попадают в область более высокого давления и схлопываются.

Образование и схлопывание пузырьков пара называется кавитацией. Схлопывание пузырьков пара сопровождается шумом, который усиливается по мере уменьшения давления  $P_2$  за регулирующим органом. При этом пузырьки становятся крупнее, а шум нарастает, что обычно сопровождается вибрациями и эрозийным разрушением внутренней поверхности регу-

Шиф. № докум. Полн. и дата  
 224-203/1104-88-1  
 Изм. № докум. Конт. № докум. Полн. и дата

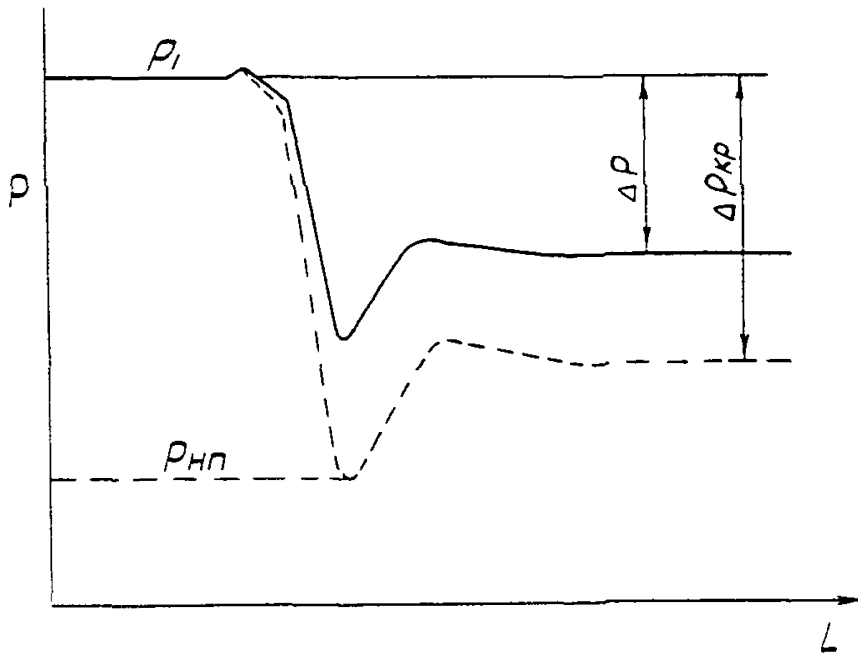
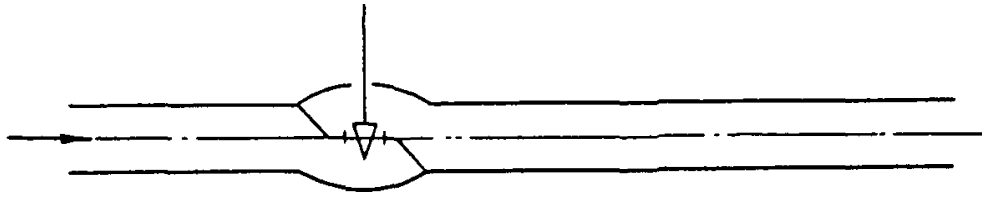


Рис. 4. Распределение давления  $P$  по длине регулирующего органа и трубопровода  $L$

Изм. №	Исполн.	Подп.	и дата
234-785	11/04/78		
Взм. №	Изм. №	дубл.	Исполн. и дата
Изм. №	Исполн.	Подп.	и дата

PM4 - 163 - 77

лирующего органа. При дальнейшем уменьшении давления  $P_2$  до величины менее  $P_{нп}$  пузырьки не склониваются и образуют с жидкостью двухфазную смесь, то-есть происходит вскипание жидкости при прохождении ее через регулирующий орган. При этом расход достигает предельного значения, которое остается неизменным при дальнейшем уменьшении  $P_2$  (увеличении  $\Delta P$ ). Этот наибольший (предельный) расход определяется перепадом

$$\Delta P_{кр} = P_1 - P_{нс}. \quad (41)$$

Отсюда следует необходимость уметь определять давление жидкости в наименьшем сечении струи в регулирующем органе  $P_{нс}$ , что позволит выявить режим движения жидкости и определить критическое значение перепада давления  $\Delta P_{кр}$ , ограничивающее расход жидкости через регулирующий орган.

Отношение абсолютного давления в наименьшем сечении струи  $P_{нс}$  при наибольшем (предельном) расходе к давлению насыщенного пара  $P_{нп}$  обозначим

$$\frac{P_{нс}}{P_{нп}} = F_F.$$

Откуда

$$P_{нс} = F_F P_{нп}, \quad (42)$$

где  $F_F$  - поправочный коэффициент, определяемый по графику приложения 10, в зависимости от отношения давления насыщенного пара  $P_{нп}$  протекающей через регулирующий орган жидкости к ее критическому давлению  $P_{кр}$ .

Подставив в уравнение (41) величину давления в наименьшем сечении струи за регулирующим органом из уравнения (42), получим уравнение критического перепада на регулирующем органе для жидкости

$$\Delta P_{кр}^* = P_1 - F_F P_{нп}. \quad (43)$$

Полн. и датг.

Изм. № дубл.

Взам. инв. №

Полн. и датг.

Изм. № полн.

11/104-181.8  
104-125

Изм.	Лист	№ докум.	Полн.	Дата

PM4-163-77

Лист  
34

Перепад  $\Delta P'_{кр}$  измерен между входом регулирующего органа и местом наименьшего сечения струи.

Уравнение прямого наклонного участка графика на рис.3 в случае установки регулирующего органа без переходных патрубков в трубопроводе  $D=d$  имеет вид

$$Q = K_v \sqrt{\frac{\Delta P}{\rho}}. \quad (20)$$

Уравнение горизонтального участка на рис.3 имеет вид

$$Q_{кр} = F_L K_v \sqrt{\frac{\Delta P'_{кр}}{\rho}}, \quad (44)$$

где  $F_L$  - коэффициент восстановления давления жидкости, учитывающий геометрию проточной части регулирующего органа;

$Q_{кр}$  - критический (предельный) расход.

Записав уравнение (20) для  $Q_{кр}$  и приравняв его выражению (44), получим

$$F_L = \sqrt{\frac{\Delta P}{\Delta P_{НС}}} = \sqrt{\frac{(P_1 - P_2)_{кр}}{P_1 - F_F P_{HD}}} \quad (45)$$

Коэффициент восстановления давления  $F_L$  является характеристикой регулирующего органа и должен, наряду с  $K_v$ , определяться экспериментально при разработке регулирующего органа. Ориентировочные значения  $F_L$  приведены в приложении 9.

Из уравнения (45) получим уравнение критического перепада давления  $\Delta P'_{кр}$ , измеренного между входным и выходным патрубками регулирующего органа

$$\Delta P'_{кр} = (P_1 - P_2)_{кр} = F_L^2 (P_1 - F_F P_{HD}). \quad (46)$$

Уравнение (46) позволит выявить наличие или отсутствие критического режима движения жидкости через регулирующий орган.

Шив. Из позвол. Пошн. и дата  
 2004-2005 11/04 28, 2  
 Шив. Из позвол. Пошн. и дата  
 2004-2005 11/04 28, 2  
 Шив. Из позвол. Пошн. и дата  
 2004-2005 11/04 28, 2

При 
$$\Delta P = P_1 - P_2 < K_c (P_1 - P_{HII}) \quad (47)$$

расход через регулирующий орган при турбулентном квадратичном режиме движения жидкости будет определяться уравнением

$$Q = F_p K_v \sqrt{\frac{\Delta P}{\rho}}. \quad (47)$$

Если же

$$\Delta P = P_1 - P_2 > F_L^2 (P_1 - F_F P_{HII}), \quad (48)$$

то будет иметь место критическое течение двухфазной смеси и расход будет определяться уравнением

$$Q = F_L K_v \sqrt{P_1 - F_F P_{HII}}. \quad (49)$$

Уравнение (49) справедливо при установке регулирующего органа в трубопроводе  $D=d$ , т.е. без конических переходных патрубков, когда  $F_p=1$ . Если же регулирующий орган установлен через входной переходной патрубок, то необходимо учесть снижение давления перед регулирующим органом за счет влияния этого патрубка. В этом случае уравнение примет вид

$$Q = F_{LP} K_v \sqrt{P_1 - F_F P_{HII}}, \quad (50)$$

где  $F_{LP}$  — коэффициент восстановления давления и влияния входного переходного патрубка.

Коэффициент восстановления давления и влияния входного переходного патрубка  $F_{LP}$  является функцией коэффициента восстановления давления  $F_L$ , отношения условного (присоединительного) диаметра регулирующего органа  $d$  к внутреннему диаметру трубопровода  $D$  и конструкции входного переходного патрубка.

Найдем выражение для определения  $F_{LP}$ . Для регулирующего органа, установленного через входной переходный патрубок (так-как рас-

Изм. № докум. Подп. и дата  
 204-205 11/04 77-2  
 Подп. и дата  
 11/04 77-2  
 Изм. № докум. Подп. и дата  
 11/04 77-2  
 Подп. и дата  
 11/04 77-2

ход при критическом режиме определяется перепадом давления  $\Delta P_{НС}$ , измеренным между входом регулирующего органа и местом наименьшего сечения струи, то выходной патрубков в данном случае на расход не влияет),  $F_L = F_{LP}$ , и уравнение (45) примет вид

$$F_{LP} = \sqrt{\frac{\Delta P}{\Delta P_{НС} + \Delta H}}, \quad (51)$$

где  $\Delta P$  - перепад давления на регулирующем органе и переходных патрубках;

$\Delta H$  - разность давлений скоростных напоров на входном патрубке.

Уравнение (19)

$$Q = 0,04 \frac{d^2}{\sqrt{\xi}} \sqrt{\frac{\Delta P}{\rho}} \quad (19)$$

при  $\xi = 1$  позволяет определять скоростной напор или соответствующее ему давление в круглом сечении диаметром  $d$ .

Применив уравнение (19) к сечениям, имеющим диаметры  $d$  и  $D$ , найдем разность давлений на входном патрубке

$$\Delta H = \frac{Q^2 \rho}{(0,04d^2)^2} - \frac{Q^2 \rho}{(0,04D^2)^2}. \quad (52)$$

Из уравнений (20) и (45)

$$\rho Q^2 = K_v^2 \Delta P, \quad (53)$$

$$\Delta P = F_L^2 \Delta P_{НС}. \quad (54)$$

Записав пропускную способность  $K_v$  в виде

$$K_v = \left(\frac{K_v}{d^2}\right) d^2, \quad (55)$$

подставим выражения (54) и (55) в (53) и найдем

$$\rho Q^2 = \left(\frac{K_v}{d^2}\right)^2 d^4 F_L^2 \Delta P_{НС}. \quad (56)$$

Имя, № инв. № | Имя, № докум. | Пош. и дата | Имя, № инв. № | Имя, № докум. | Пош. и дата | Имя, № инв. № | Имя, № докум. | Пош. и дата

Подставив выражение (56) в (52), получим

$$\Delta H = \left(\frac{K_v}{d^2}\right)^2 F_L^2 \Delta P_{нс} \frac{1}{(0,04)^2} \left(1 - \frac{d^4}{D^4}\right). \quad (57)$$

Возведем уравнение (51) в квадрат и подставим в него значения  $\Delta P$  и  $\Delta H$  из уравнений (54) и (57)

откуда 
$$F_{LP}^2 = \frac{1}{\frac{1}{F_L^2} + \frac{1}{(0,04)^2} \left(\frac{K_v}{d^2}\right)^2 \left(1 - \frac{d^4}{D^4}\right)},$$

где 
$$F_{LP} = \left[ \frac{1}{F_L^2} + \frac{1}{0,0016} \left(\frac{K_v}{d^2}\right)^2 \left(1 - \frac{d^4}{D^4}\right) \right]^{-\frac{1}{2}}, \quad (58)$$

$$\left(1 - \frac{d^4}{D^4}\right) = \xi_{B1}. \quad (36)$$

Для того, чтобы учесть также потери от трения во входном коническом переходе, вместо  $\xi_{B1}$  подставим  $\xi_{6x}$ ,

$$\xi_{6x} = \xi_1 + \xi_{B1}, \quad (59)$$

и получим искомое выражение для  $F_{LP}$

$$F_{LP} = \left[ \frac{1}{F_L^2} + \frac{\xi_{6x}}{0,0016} \left(\frac{K_v}{d^2}\right)^2 \right]^{-\frac{1}{2}}, \quad (60)$$

где  $F_{LP}$  - коэффициент восстановления давления в влинии входного патрубка (величина безразмерная);

$F_L$  - коэффициент восстановления давления (величина безразмерная);

$\xi_{6x} = \xi_1 + \xi_{B1}$  (величина безразмерная);

$K_v$  - пропускная способность регулирующего органа по ГОСТ I469I-69;

$d$  - присоединительный (условный) диаметр регулирующего органа, мм.

Форма № 4, 100-20(11)  
 Изм. № 1  
 Дата 11/04 2012  
 Прош. № дата  
 Взам. инв. № Инв. № субл.  
 Пост. № дата  
 Лист

## 10. ПЕРЕХОДНЫЙ РЕЖИМ И ЛАМИНАРНЫЙ ПОТОК

### 10.1. Общие положения

Турбулентное движение жидкости через регулирующий орган, как правило, имеет место для сравнительно маловязких жидкостей, таких как вода, спирт и т.п. При протекании через регулирующий орган более вязких или медленно текущих жидкостей зависимость между расходом и перепадом давления будет отличаться от (27), так как в этом случае регулирующий орган будет работать либо в переходной области, либо в области ламинарного движения.

На рис.3 показано, что области турбулентного движения жидкости предшествует переходная область II и область ламинарного движения I, в которой расход прямо пропорционален перепаду давления.

Для правильного выбора пропускной способности регулирующего органа необходим способ соотнесения конкретных условий, в которых будет работать регулирующий орган, с параметрами, характеризующими этот орган ( $K_v, d, F_L$  и т.п.), найденными экспериментально в процессе его разработки. Одним из способов соотнесения рабочих условий с параметрами регулирующего органа состоит в использовании числа Рейнольдса

$$Re_v = 354 \cdot 10^3 \frac{Q}{d_3 v}, \quad (61)$$

где  $Q$  - объемный расход, м<sup>3</sup>/ч;  
 $v$  - кинематическая вязкость, см<sup>2</sup>/с;  
 $d_3$  - характерный размер, мм.

В качестве характерного размера  $d_3$  целесообразно принять размер, который однозначно характеризовал бы протекающий через регулирующий орган поток. В регулирующем органе максимальная скорость имеет

Полн. и дат.

Изм. № дубл. Изм. №

Изм. № 204-728 11/04 2018

Изм. №

ФМ4-163-77

Лист

39

Копировал

Формат 11



место в наименьшем сечении струи за дроссельным отверстием регулирующего органа. Эту скорость и соответствующий ей эквивалентный диаметр наименьшего сечения струи (полагая ее сечение круглым) можно использовать для построения формулы для определения числа Рейнольдса регулирующего органа  $Re_v$ .

Искомый эквивалентный диаметр наименьшего сечения струи можно выразить через пропускную способность  $K_v$  и коэффициент восстановления давления  $F_L$ . Для каждого конкретного регулирующего органа удобно иметь одну и ту же величину этого диаметра, независимо от режима движения жидкости через регулирующий орган. Поэтому этот диаметр целесообразно применять для некоторых фиксированных условий: турбулентное движение воды при комнатной температуре. Допустимость такого подхода можно обосновать следующим образом. Известно, что для расходомерной диафрагмы отношение диаметра наименьшего сечения струи после нее к диаметру отверстия диафрагмы практически постоянно, если поток турбулентный. Это дает возможность по известному диаметру наименьшего сечения струи определить диаметр отверстия. Диаметр отверстия не зависит от режима движения жидкости. Распространив такой подход на регулирующий орган, приходим к тому, что эквивалентный диаметр наименьшего сечения струи за дроссельным отверстием регулирующего органа также может рассматриваться как приблизительно неизменная величина, которой соответствует некоторый эквивалентный (воображаемый) диаметр дроссельного отверстия регулирующего органа, не зависящий от условий течения жидкости.

Так как отношение эквивалентных диаметров струи и отверстия практически неизменно, то в качестве характерного размера можно принять любую из этих величин. Для упрощения расчетов в качестве характерного размера удобно принять эквивалентный диаметр наименьшего се-

Изм. № 10  
 304-425  
 11/04 1958  
 Имя, фамилия, инициалы  
 Имя, № докум.  
 Пошт. и лист

чая струи  $d_3$ .

Площадь сечения струи  $F_c$  равна объемному расходу  $Q$ , разделенному на среднюю скорость струи  $V_c$  в ее наименьшем сечении

$$F_c = \frac{\pi}{4} d_3^2 = \frac{Q}{V_c}, \quad \text{мм}^2 \quad (62)$$

где  $Q$  - мм<sup>3</sup>/с;

$V_c$  - мм/с;

$d_3$  - мм.

Расход через регулирующий орган равен

$$Q = K_v \left( \frac{\Delta P}{\rho} \right)^{\frac{1}{2}} \left( \frac{10^3}{10^4} \right)^{\frac{1}{2}} \frac{10^9}{3,6 \cdot 10^3}, \quad \frac{\text{мм}^3}{\text{с}} \quad (63)$$

где  $\Delta P$  - кгс/см<sup>2</sup>;

$\rho$  - г/см<sup>3</sup>.

Скорость струи в ее наименьшем сечении можно выразить через напор, измеренный между входом переходного патрубка и местом наименьшего сечения струи, следующим образом

$$V_c = M \left( \frac{\Delta P_{nc}}{\rho} \right)^{\frac{1}{2}} (2,9,81)^{\frac{1}{2}} \cdot 10^3, \quad \frac{\text{мм}}{\text{с}} \quad (64)$$

где  $\Delta P_{nc}$  - кгс/м<sup>2</sup>;

$\rho$  - кг/м<sup>3</sup>

$M$  - поправка, учитывающая изменение скорости перед регулирующим органом из-за наличия переходного конического патрубка перед регулирующим органом.

$$M = \left( \frac{1}{1 + \frac{d_3^4}{D^4}} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (65)$$

Подставив уравнения (63) и (64) в (62), получим

$$F_c = \left( \frac{10^3}{10^4} \right)^{\frac{1}{2}} \frac{10^9}{3,6 \cdot 10^3} \cdot \frac{1}{(2,9,81)^{\frac{1}{2}} 10^3} \frac{K_v}{M} \left( \frac{\Delta P}{\Delta P_{nc}} \right)^{\frac{1}{2}} = \frac{\pi}{4} d_3^2 \quad (66)$$

где  $\left( \frac{\Delta P}{\Delta P_{nc}} \right)^{\frac{1}{2}} = F_L$  - коэффициент восстановления давления для

Полн. и дат.

Взам. инв. №

Полн. и дата

№ инв. №

ФМ4-163-77

Лист

№ Лист № докум. Подп. Дата

41

Копировал

Формат 11

регулирующего органа, установленного без конических переходных патрубков, т.е. при  $d = D$ .

Подставив уравнение (65) в (66), найдем

$$\frac{4}{\pi} \cdot 19,9 K_v F_L = \frac{d_3^2}{\left(1 + \frac{d_3^4}{D^4}\right)^{\frac{1}{2}}} \quad (67)$$

Возведя уравнение (67) в квадрат и сделав необходимые преобразования, получим

$$\frac{(K_v F_L)^2}{0,0016} = \frac{1}{\frac{1}{d_3^4} + \frac{1}{D^4}}$$

Откуда

$$\frac{0,0016}{(K_v F_L)^2} = \frac{1}{d_3^4} + \frac{1}{D^4}$$

или

$$\frac{1}{d_3^4} = \frac{1}{D^4} + \frac{0,0016}{(K_v F_L)^2},$$

что дает

$$\frac{1}{d_3} = \left[ \frac{1}{D^4} + \frac{0,0016}{(K_v F_L)^2} \right]^{\frac{1}{4}} \quad (68)$$

Подставив уравнение (68) в (61), получим

$$Re_v = 354 \cdot 10^3 \frac{Q}{v} \left( \frac{1}{D^4} + \frac{0,0016}{(K_v F_L)^2} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (69)$$

Умножив и разделив уравнение (69) на

найдем

$$Re_v = \frac{70 \times 10^3 Q}{v (F_L K_v)^{\frac{1}{2}}} \left( \frac{F_L^2 K_v^2}{0,0016 D^4} + 1 \right)^{\frac{1}{4}} \quad (70)$$

Для регулирующего органа, установленного в конических переходных патрубках  $F_L = F_{Lp}$

Число Рейнольдса является безразмерным критерием, справедливым при соблюдении механического подобия проточных частей регулирующих органов. Поскольку проточные части регулирующих органов отличаются большим разнообразием, то это учитывается коэффициентом формы проточ-

ной части регулирующего органа  $F_d$ . Для односедельных проходных регулируемых органов  $F_d = 1,0$ ; для двухседельных проходных регулируемых органов и поворотных заслонок  $F_d = 0,71$ .

С учетом вышесказанного, формула для определения числа Рейнольдса регулирующего органа примет вид

$$Re_v = \frac{70700 Q F_d}{\nu (F_{Lp} K_v)^{1/2}} \left( \frac{F_{Lp}^2 K_v^2}{0,0016 D^4} + 1 \right)^{1/4}, \quad (71)$$

где  $Q$  - объемный расход, м<sup>3</sup>/ч;

$\nu$  - кинематическая вязкость, сСт;

$D$  - внутренний диаметр трубопровода, мм;

$F_{Lp}$  - коэффициент восстановления давления и влияния входного переходного патрубка см. уравнение (60) ];

$F_d$  - коэффициент формы проточной части регулирующего органа (см. выше);

$K_v$  - пропускная способность регулирующего органа по ГОСТ I469I-69.

При работе регулирующего органа в переходной области уравнение расхода (27) принимает вид

$$Q = F_R F_p K_v \sqrt{\frac{\Delta P}{\rho}} \quad \text{м}^3/\text{ч}, \quad (72)$$

где  $F_R$  - поправка на влияние вязкости (величина безразмерная);

$F_p$  - поправка на влияние переходных патрубков (величина безразмерная);

$K_v$  - пропускная способность регулирующего органа по ГОСТ I469I-69;

$\Delta P$  - перепад давления, кгс/см<sup>2</sup>;

$\rho$  - плотность жидкости перед регулирующим органом, г/см<sup>3</sup>.

На графике приложения II показана зависимость поправки на влияние вязкости  $F_R$  от числа Рейнольдса регулирующего органа  $Re_v$ .

Имя, Ф.И.О. Шифр докум. Дата  
 204-225/1104-78.0

Из графика следует, что при  $Re_v > 33000$  поток турбулентен ( $F_R = I$ ). При числе Рейнольдса  $Re_v < 100$  поток ламинарен и расход через регулирующий орган прямо пропорционален перепаду давления. При  $100 < Re_v < 33000$  имеет место промежуточный режим течения жидкости.

## 10.2. Уравнение расхода для ламинарного движения через регулирующий орган

Уравнение (72) справедливо как для промежуточной, так и для ламинарной областей. Для того, чтобы использовать это уравнение необходимо число Рейнольдса  $Re_v$ , определяемое по уравнению (71).

Точность уравнения (71) и необходимость предварительного задания проницаемостью  $K_v$  и условиям (присоединительным) диаметром  $d$  для вычисления  $Re_v$ , для того чтобы определить поправку  $F_R$  по графику приложения 11, затрудняет использование уравнения (72) для расчета регулирующих органов. Поэтому целесообразно преобразовать уравнение (72) таким образом, чтобы отпала необходимость пользоваться уравнением (71) для определения  $Re_v$ . Это окажется возможным для области ламинарного движения жидкости. В этой области зависимость поправки на влияние вязкости  $F_R$  от числа Рейнольдса  $Re_v$  выражается следующей эмпирической формулой

$$F_R = 0,053 Re_v^{1/2} \quad (73)$$

или

$$F_R^2 = 28,1 \cdot 10^{-4} Re_v \quad (74)$$

Возведя уравнение (72) в квадрат и подставив в него (74), получим

$$Q^2 = 28,1 \cdot 10^{-4} Re_v F_p^2 K_v^2 \frac{\Delta P}{\rho} \quad (75)$$

Изм. № 004-725  
 Пош. в дата 11/04 76, 8  
 Пош. в дата  
 Пош. № докум.  
 Пош. № докум.  
 Пош. № докум.

PM4-I63-77

Лист  
44

Формат 11

Копировал

Подставив уравнение (71) в (75) и выполнив необходимые преобразования, получим

$$Q = 199 \frac{F_d F_P^2 K_v^{3/2}}{F_{LP}^{1/2}} \left[ \frac{F_{LP}^2 K_v^2}{0,0016 D^4} + 1 \right]^{1/4} \frac{\Delta P}{\mathcal{M}}, \quad (76)$$

где  $\mathcal{M} = \rho v$  — динамическая вязкость, сП.

Найденное выражение удобно записать следующим образом

$$Q = 199 \frac{\Delta P}{\mathcal{M}} (F_P^{3/2} K_v^{3/2}) F_3^{3/2}, \quad (77)$$

где

$$F_3^{3/2} = \frac{F_d \cdot F_P^{4/3}}{F_{LP}^{1/2}} \left[ \frac{F_{LP}^2 K_v^2}{0,0016 D^4} + 1 \right]^{1/4}$$

или

$$F_3 = \frac{F_d^{2/3} F_P^{8/9}}{F_{LP}^{1/3}} \left[ \frac{F_{LP}^2 K_v^2}{0,0016 D^4} + 1 \right]^{1/6}. \quad (78)$$

Так как  $F_P^{2/3} \approx F_P$ , то выражение (78) удобно принять следующий вид

$$F_3 = \left( \frac{F_d F_P}{F_{LP}} \right)^{1/3} \left[ \frac{(K_v F_{LP})^2}{0,0016 D^4} + 1 \right]^{1/6}. \quad (79)$$

Поскольку  $F_{LP} < 1$ , то  $F_{LP} < F_{LP}^{8/9}$ , что целесообразно учесть, увеличив коэффициент в выражении (77). Приняв среднее значение  $F_{LP} \approx 0,65$  (с некоторым запасом), найдем необходимым увеличить коэффициент в уравнении (77) на 8%. При этом уравнение (77) примет вид

$$Q = 217 \frac{\Delta P}{\mathcal{M}} (F_3 F_P K_v)^{3/2}, \quad \text{м}^{3/4} \quad (80)$$

где  $\Delta P$  — перепад давления, кгс/см<sup>2</sup>;

$\mathcal{M}$  — динамическая вязкость, сП;

$F_3$  — по формуле (79);

$K_v$  — пропускная способность по ГОСТ 14691-69.

234-725/1104 28.8

### 10.3. Расчет регулирующих органов с учетом влияния вязкости

Полученное в разделе 6 уравнение (27)

$$Q = F_p K_v \sqrt{\frac{\Delta P}{\rho}}, \text{ м}^3/\text{с}$$

позволяет определить требуемую пропускную способность регулирующего органа  $K_v$  в квадратичной области турбулентного движения жидкости через регулирующий орган, когда  $F_R = 1,0$ .

Уравнение (80)

$$Q = 217 \frac{\Delta P}{\mu} (F_s F_p K_v)^{3/2}, \text{ м}^3/\text{с}$$

дает возможность определить пропускную способность  $K_v$  в области ламинарного движения жидкости. Однако без ответа остались два вопроса:

— как выявить режим движения жидкости без вычисления числа Рейнольдса  $Re_v$  по уравнению (71);

— как определить величину поправки на влияние вязкости  $F_R$ , если окажется, что имеет место переходный режим движения жидкости через регулирующий орган.

Так-как нам уже известны уравнения (27) и (80), дающие возможность определить необходимые значения  $K_v$  в квадратичной области турбулентного движения и в области ламинарного движения, то имеется возможность выявить область работы регулирующего органа в конкретном случае методом исключения следующим образом:

— определить пропускную способность регулирующего органа  $K_{vt}$ , полагая поток турбулентным;

— определить пропускную способность регулирующего органа  $K_{vl}$ , полагая поток ламинарным;

Изм. № докум. 204-105  
Лист 11/24  
Дата 11/04 80  
Взам. инв. № 11/04 80  
Изм. № докум. 204-105  
Лист 11/24

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

РМ4-163-77

Лист  
46

— найти отношение  $\frac{K_{VT}}{K_{VL}}$  (или  $\frac{F_R K_{VT}}{F_R K_{VL}}$ ) и по найденному отношению определить режим движения жидкости через регулирующий орган.

Если найденное отношение больше 20, то имеет место движение в квадратичной области турбулентного движения или других областях, для которых  $F_R = 1,0$ .

Если же найденное отношение меньше 0,46, то поток ламинарный. Переходный режим движения жидкости через регулирующий орган имеет место в том случае, когда

$$0,46 < \frac{K_{VT}}{K_{VL}} < 20. \quad (81)$$

В случае переходного режима движения жидкости через регулирующий орган поправка  $F_R$  определяется по графику приложения 12. Свод-  
*ОРГАНОВ, УПРАВЛЯЮЩИХ*  
ка уравнений для расчета регулирующих потоками жидкости приведена в приложении 13.

284-725 11/104-281, - 5 11/104-281, - 5

Изм	Лист	в докум.	Подп.	Дата

PM4-163-77

Лист  
47



## II. РЕЖИМЫ ДВИЖЕНИЯ ГАЗА ИЛИ ПАРА ЧЕРЕЗ РЕГУЛИРУЮЩИЙ ОРГАН

В отличие от жидкостей, газы и пары при движении их через регулирующие органы, расширяются и, следовательно, их плотность уменьшается. Это уменьшение плотности влияет на величину расхода и поэтому оно должно учитываться при определении потребности проточной способности регулирующего органа  $K_v$ .

На рис. 5 сплошной линией показан график массового расхода газа или пара через регулирующий орган в зависимости от квадратного корня из относительного перепада давления, то есть от

$$x = \frac{\Delta P}{P_1} = \frac{P_1 - P_2}{P_1}, \quad (82)$$

где  $P_1$  - абсолютное давление перед регулирующим органом;  
 $P_2$  - абсолютное давление после регулирующего органа.

При увеличении перепада давления на регулирующем органе  $\Delta P$  (уменьшении давления  $P_2$  при  $P_1 = \text{const}$ ) расход  $Q$  возрастает до предельного (критического) значения  $Q_{кр}$ , когда скорость в наименьшем сечении струи за дроссельным отверстием регулирующего органа становится равной скорости звука. При дальнейшем увеличении  $\Delta P$  расход остается неизменным и равным  $Q_{кр}$  и может быть увеличен только увеличением давления перед органом  $P_1$ , что эквивалентно увеличению плотности

На рис. 5 штриховой линией показана теоретическая зависимость между расходом и перепадом давления для несжимаемой жидкости. Разность ординат между штриховой и сплошной линиями представляет влияние уменьшения плотности газа или пара при прохождении его через регулирующий орган. Из рисунка видно, что квадратичная зависимость между

ИЗДАНИЕ: 1978 г. Лист 11/04 78, 2  
 КОПИЯ: 11/04 78, 2  
 КОПИРОВАН

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

PM4-163-77

Лист  
48

Копировал

Формат 11

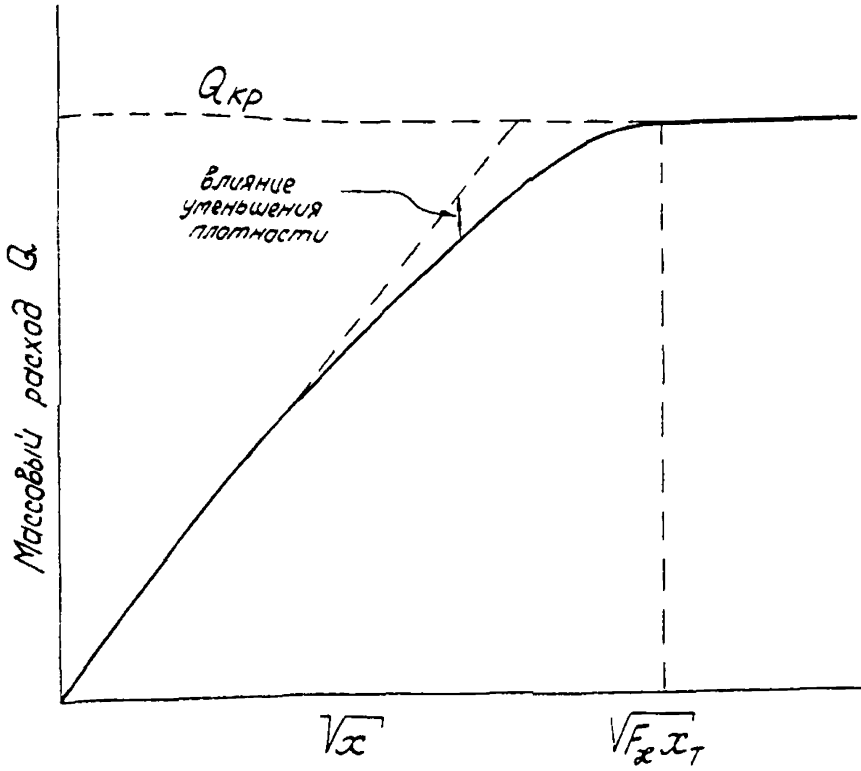


Рис. 5. Массовый расход газа или пара через регулирующий орган  $Q$  в зависимости от квадратного корня из относительного перепада давления  $x = \frac{\Delta P}{P_1}$ .

Изм. № 205  
 209-225  
 11/04/81  
 Прощ. и дата  
 Взам. инв. №  
 Инв. № дубл.  
 Подп. и дат.

Изм. лист  
 № докум.  
 Подп.  
 Дата

расходом и перепадом давления для газов и паров при их турбулентном движении через орган соблюдается лишь приближенно. Для газов и паров, как и для жидкостей возможно движение в переходном и ламинарном режимах (на рис.5 это не показано).

Уравнение расхода газа или пара через регулирующий орган при турбулентном режиме движения имеет вид

$$Q = 31,6 \varepsilon F_p K_v \sqrt{\alpha P_1 \rho}, \text{ кг/ч} \quad (83)$$

где  $\varepsilon$  - поправка на изменение плотности газа или пара (величина безразмерная);

$F_p$  - поправка на влияние переходных патрубков (величина безразмерная);

$K_v$  - пропускная способность регулирующего органа по ГОСТ 14691-69;

$\alpha = \frac{\Delta P}{P_1}$  - относительный перепад давления;

$P_1$  - абсолютное давление перед регулирующим органом;

$\Delta P$  - перепад давления, кгс/см<sup>2</sup>;

$\rho$  - плотность газа или пара перед регулирующим органом (в рабочих условиях), кг/м<sup>3</sup>.

Так как плотность газов и паров принято измерять в кг/м<sup>3</sup>, то это учтено коэффициентом 31,6.

Поправка на изменение плотности  $\varepsilon$  определяется по уравнению

$$\varepsilon = 1 - \frac{\alpha}{3 \varepsilon_{cr} \alpha_{cr}}, \quad 1 \geq \varepsilon \geq 0,67 \quad (84)$$

где  $\alpha$  - относительный перепад давления на регулирующем органе;

$\alpha_{cr}$  - критический относительный перепад давления для выбранного регулирующего органа;

$F_{\alpha}$  - поправка на показатель адиабаты газа или пара.

Величина  $\alpha_T$  является константой каждого конкретного типа регулирующего органа. В тех случаях, когда эта величина в каталогах не указана, она может приниматься по приложению I4.

Поправка на показатель адиабаты газа или пара определяется по формуле

$$F_x = \frac{\alpha}{1,40}, \quad (85)$$

где  $\alpha$  - показатель адиабаты газа или пара (см. приложение I5).

Если регулирующий орган устанавливается в трубопровод через конечные переходные патрубки, то в уравнение (84) вместо  $\alpha_T$  следует подставлять  $\alpha_{TP}$ . Величина  $\alpha_{TP}$  определяется следующим уравнением

$$\alpha_{TP} = \frac{\alpha_T}{F_p^2} \left[ 1 + \frac{\alpha_T \sum_{ex} (K_v/d^2)^2}{0,00241} \right]^{-1}, \quad (86)$$

где  $F_p$  - поправка на влияние переходных патрубков;

$\sum_{ex}$  - коэффициент сопротивления входного патрубка, определяемый по формуле (59) или по графику приложения 7;

$K_v$  - пропускная способность регулирующего органа по ГОСТ I469I-69;

$d$  - условный (присоединительный) диаметр регулирующего органа, мм.

Как следует из рис.5 уравнение (83) определяет расход через регулирующий орган только при условии

$$x = \frac{\Delta P}{P_1} \leq F_x \alpha_T, \quad (87)$$

так-как при

$$x > F_x \alpha_T \quad (88)$$

имеет место критическое движение и расход через регулирующий орган при  $P_1 = Const$  не зависит от  $\Delta P$ . Поэтому во всех случаях, когда имеет место условие (88) вместо  $\alpha$  в уравнение (83) следует

подставлять  $x = F_{\alpha} x_T$  или, если регулирующий орган установлен через конические патрубки,  $x = F_{\alpha} x_{TP}$ .

Ламинарный и переходный режимы движения газа через регулирующие органы встречаются сравнительно редко (при малых абсолютных давлениях и высоких температурах газов). Расчет регулирующих органов в таких случаях можно выполнять по методике, изложенной в разделе 10 (с учетом поправки на расширение  $\epsilon$ ).

Уравнение расхода газа или пара для ламинарного режима движения получим из уравнения (80)

$$Q = 217 \frac{\Delta P}{\mu} (\epsilon F_{\alpha} F_p K_v)^{3/2}, \quad \text{м}^3/\text{ч} \quad (89)$$

где  $\epsilon$  - поправка на расширение.

Остальные обозначения см. уравнение (80). Сводка уравнений для расчета регулирующих органов, управляющих потоками газа или пара приведена в приложении 16.

Для управления потоками газа низкого давления применяются не стандартизированные заслоночные органы (поворотные заслонки). Пропускные способности некоторых видов нестандартизированных заслоночных органов могут быть определены по приложению 17.

PM4-I63-77

Лист

52

Изм. Лист    По док.    Подп.    Дата

Копировал

Формат 11

524-225/104-74-8

## 12. ТРЕХХОДОВЫЕ РЕГУЛИРУЮЩИЕ ОРГАНЫ

Трехходовые регулирующие органы предназначены для управления смешением (смесительные органы) или распределением (распределительные органы) потоков жидкостей. Оба вида трехходовых регулирующих органов схематично можно представить в виде двух проходных регулирующих органов, соединенных так, как показано на рис. 6 и 7 и управляемых таким образом, что сумма проходов при любом положении затвора остается приблизительно неизменной.

Трехходовые регулирующие органы обычно изготавливаются с линейной пропускной характеристикой каждого канала (прохода).

В соответствии с рис. 6 и 7 расчет трехходового регулирующего органа можно рассматривать как расчет двух взаимосвязанных проходных регулирующих органов. Перепады давления на каждом канале определяются по формуле (3) раздела 4. Необходимые пропускные способности каждого канала в открытом положении определяются в зависимости от режима движения жидкости, по формулам разделов 8 или 10. Если пропускная способность одного из каналов оказывается чрезмерно большой для найденного перепада давления на рассматриваемом канале, то перепад давления на этом канале можно уменьшить установкой в трубопроводе гасящего дросселя или вентилля.

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

PM4-163-77

Лист

53

Контроль

Формат 11

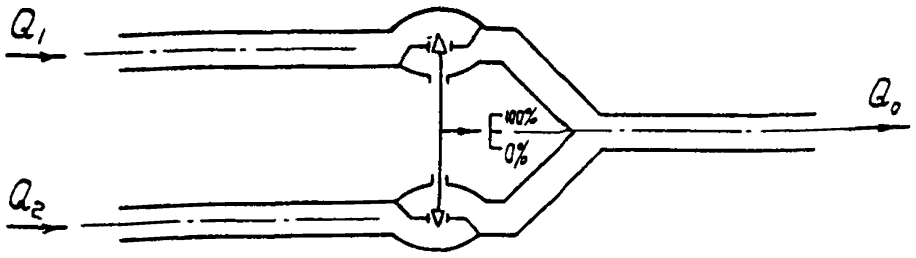


Рис. 6. Схема смешительного регулирующего трехходового органа

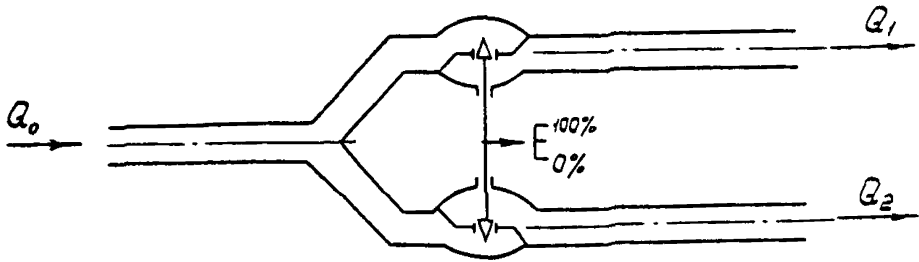


Рис. 7. Схема распределительного регулирующего трехходового органа

Изм. № докум.	Лист	Дата	Подп. и дата
884-785	1/04	78.12	
Взам. инв. №	Инд. № дубл.		

### 13. ПРОПУСКНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ РЕГУЛИРУЮЩИХ ОРГАНОВ

#### 13.1. Общие положения

Характеристики регулирующих органов удобно разбивать на две категории: пропускные и рабочие расходные.

Пропускная характеристика регулирующего органа представляет собой зависимость между положением затвора  $S$  и соответствующим этому положению пропускной способностью  $K_v$ .

Рабочая расходная характеристика регулирующего органа представляет собой зависимость между положением затвора  $S$  и соответствующим этому положению расходом через регулирующий орган в рабочих условиях.

Наиболее широкое применение в промышленности имеют следующие пропускные характеристики: линейная и равнопроцентная. Кроме этих двух следует также рассмотреть характеристику клапана с тарельчатым затвором.

#### 13.2. Линейная пропускная характеристика

Если между положением затвора  $S$  регулирующего органа и соответствующей этому перемещению пропускной способностью  $K_v$  имеет место прямая пропорциональность, то регулирующий орган имеет линейную пропускную характеристику

$$K_v = \frac{K_{v100}}{K_{v0}} S, \quad (90)$$

где  $K_{v100}$  - максимальная (при полном открытии) пропускная способность;

$K_{v0}$  - начальная (в момент открытия) пропускная способность.



### 13.3. Равнопроцентная пропускная характеристика

Этой характеристике свойственно то, что равным изменениям положения затвора соответствует одно и то же процентное изменение пропускной способности  $K_v$  для всех участков хода затвора. Теоретически регулирующие органы с равнопроцентной пропускной характеристикой не имеют положения "закрыто", но так как из практических соображений такое положение необходимо, то в положении, близком к закрытому характеристика преднамеренно отклоняется от теоретической. Уравнение равнопроцентной характеристики таково:

$$K_v = K_{vm} \left( \frac{K_{v100}}{K_{vm}} \right)^{\frac{S}{S_{100}}} \quad (91)$$

где  $K_{vm}$  - минимальная пропускная способность, при которой еще соблюдается теоретическая равнопроцентная характеристика;

$K_{v100}$  - максимальная пропускная способность (в положении "открыто");

$S_{100}$  - полный ход затвора;

$S$  - ход затвора (текущее значение).

### 13.4. Пропускная характеристика регулирующего органа с тарельчатым затвором

Эта характеристика обеспечивает быстрое изменение  $K_v$  в начале хода затвора, считая от положения "закрыто". Такие регулирующие органы обычно применяются для управления периодическими или циклическими процессами, когда необходимо быстрое перемещение затвора из положения "открыто" в положение "закрыто" или обратно.

Изм. №	Почт. и дата	Взам. инв. №	Изм. № дубл.	Почт. и дат.
204-705	11/04-77	1104-77		

PM4-163-77

Лист  
56

### 13.5. Выбор пропускной характеристики

Наиболее целесообразная пропускная характеристика в каждом конкретном случае определяется статическими и динамическими характеристиками объекта автоматизации. Поэтому выбор пропускной характеристики, как правило, должен производиться в процессе анализа динамики объекта автоматизации и расчета его системы управления. По этой причине без анализа динамики объекта правильно выбрать необходимую пропускную характеристику регулирующего органа удастся только в простейших случаях, указанных в табл. 3.

Таблица 3

Контур регулирования	Пропускная характеристика	
	при $\frac{\Delta P}{\Delta P_c} > 0,25$	при $0,06 < \frac{\Delta P}{\Delta P_c} < 0,25$
Регулирование расхода газа или жидкости: расход измеряется сужающим устройством	с тарельчатым затвором или линейная	линейная
расход измеряется ротаметром (или сужающим устройством и устройством извлечения квадратного корня)	линейная	равнопроцентная
Регулирование давления в емкости	линейная	равнопроцентная
Регулирование уровня в емкости	линейная	равнопроцентная

В разделе 15 приводятся дополнительные указания по выбору пропускных характеристик регулирующих органов с помощью ЭВМ.

## 14. РЕКОМЕНДУЕМЫЙ ПОРЯДОК РАСЧЕТА

### 14.1. Исходные данные

Для расчета регулирующего органа необходимо иметь следующее:

- чертежи размещения трубопроводов, запорной арматуры и технологических аппаратов гидравлической цепи с размерами и координатами. Из этих чертежей берутся необходимые размеры ( $D$ ,  $L$  и т.п.) для определения коэффициентов гидравлических сопротивлений;
- максимальный (технологический) расход через регулируемый орган;
- абсолютные давления в начале и конце гидравлической цепи, где устанавливается регулируемый орган;
- температура протекающей через орган среды;
- плотность протекающей через регулируемый орган среды при температуре и давлении перед органом;
- вязкость протекающей через регулируемый орган среды при температуре и давлении перед органом;
- характеристика источника напора

$$P_0 = f(Q).$$

### 14.2. Порядок расчета

Расчет регулирующего органа целесообразно выполнять в следующем порядке:

- определить недостающие данные, необходимые для выполнения расчета (плотность в рабочих условиях, перепад давления на регулируемом органе и т.п.);
- выявить режим движения среды через регулируемый орган (если это неизвестно) и вид регулирующего органа;
- определить необходимую пропускную способность регулирующего органа.

Изм. Лист № докум. Подп. Дата  
Изм. Лист № докум. Подп. Дата  
Взам. инв. № Инв. № дубл. Подп. и дат.  
Изм. Лист № докум. Подп. и дата  
Изм. Лист № докум. Подп. и дата

PM4-163-77

Лист

58

## 15. ОБ ИСПОЛЬЗОВАНИИ ЭВМ ДЛЯ РАСЧЕТА РЕГУЛИРУЮЩИХ ОРГАНОВ

Необходимость применения метода проб и ошибок, задаваясь пропускной способностью регулирующего органа и его диаметром условного прохода, а также громоздкость уравнения (60) и (71), существенно затрудняют выполнение расчетов вручную и вынуждают прибегать к обходным методам, как это было сделано в подразделе 10.2. Использование ЭВМ позволяет решать задачи расчета регулирующих органов непосредственно по сложным уравнениям, не прибегая к оценкам по таблицам и к обходным приемам.

Особо следует отметить целесообразность использования ЭВМ для выявления (выбора) необходимой пропускной характеристики регулирующего органа. Определив по уравнению (3) перепады давления на регулирующем органе для максимального, минимального и нескольких промежуточных значений расхода, можно определить пропускные способности, соответствующие этим расходам и найденным перепадам давления. Так как пропускная характеристика регулирующего органа представляет собой зависимость пропускной способности от перемещения затвора регулирующего органа, то по известной пропускной характеристике выбранного регулирующего органа можно определить положение затвора, соответствующие вычисленным пропускным способностям и, следовательно, тем значениям расхода, для которых были вычислены пропускные способности.

Построив графики зависимостей расхода от хода затвора (расходные характеристики) для приведенных в каталогах или других информационных материалах пропускных характеристик, следует выбрать регулирующий орган с той пропускной характеристикой, которой соответствует наиболее приемлемая форма расходной характеристики (с точки зрения теории автоматического регулирования).

ЭМ	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

Копировал

PM4-163-77

Лист

59

Формат 11

В тех случаях, когда в информационных материалах не приводятся графики пропускных характеристик, эти характеристики можно принимать по ГОСТ 16443-70. На черт. 1 и 2 приложения 3 этого стандарта приведены зависимости относительного расхода от относительного хода затвора. Пропускным характеристикам соответствуют кривые для  $\eta = 0$ , где  $\eta$  - отношение условной пропускной способности регулирующего органа к пропускной способности трубопровода.

В частном случае, когда располагаемый напор  $\Delta P_c = \text{Const}$ , выявление приемлемой расходной характеристики удобно производить по указанным чертежам ГОСТ 16443-70. Искомая расходная характеристика (в относительных единицах) в этом случае определяется кривой для фактического значения отношения условной пропускной способности регулирующего органа к пропускной способности трубопровода.

Следует подчеркнуть, что использование ЭВМ для расчета регулируемых органов, как правило, целесообразно лишь в случае наличия достаточно достоверных исходных данных.

Изм. №	Полн. в дата	Взам. инв. №	Изм. № дубл.	Полн. в дата
204 - 725	11/04 78, X			

Изм. №	Полн. в дата	Взам. инв. №	Изм. № дубл.	Полн. в дата	Лист
					60

PM4-163-77

16. ПРИМЕР РАСЧЕТА ПЕРЕПАДА ДАВЛЕНИЯ НА  
РЕГУЛИРУЮЩЕМ ОРГАНЕ

Данные для расчета

1. Наименование протекающей среды - водяной пар
2. Максимальный расход пара  $Q = 10000 \text{ кг/ч}$
3. Абсолютное давление пара в магистрали  $P_0 = 5 \text{ кгс/см}^2$
4. Абсолютное давление в деаэраторе  $P_K = 1,2 \text{ кгс/см}^2$
5. Температура пара  $t = 210^\circ\text{C}$
6. Удельный объем пара при  $P_0$  и  $t$   $v = 0,4433 \text{ м}^3/\text{кг}$
7. Динамическая вязкость при  $P_0$  и  $t$   $\mu = 1,68 \cdot 10^{-6} \frac{\text{кгс}\cdot\text{с}}{\text{м}^2}$
8. Внутренний диаметр паропровода  $D = 250 \text{ мм}$

Дополнительные данные см. рис. 8

Расчет

1. Определим число Рейнольдса потока при максимальном расходе

$$Re_D = 36,1 \cdot 10^{-3} \frac{Q}{D\mu} = \frac{36,1 \cdot 10^{-3} \cdot 10000}{250 \cdot 1,68 \cdot 10^{-6}} = 8,6 \cdot 10^5$$

2. Найдем условие гидравлической гладкости паропровода (приложение 6)

$$Re_D < 27 \left( \frac{z}{r_1} \right)^{3/4}$$

$$z = 125 \text{ мм}; \quad r_1 = 0,1 \text{ мм}$$

$$27 \left( \frac{250}{0,1} \right)^{3/4} = 2 \cdot 10^5$$

Условие гидравлической гладкости не соблюдено.

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

PM4-163-77

Лист

61

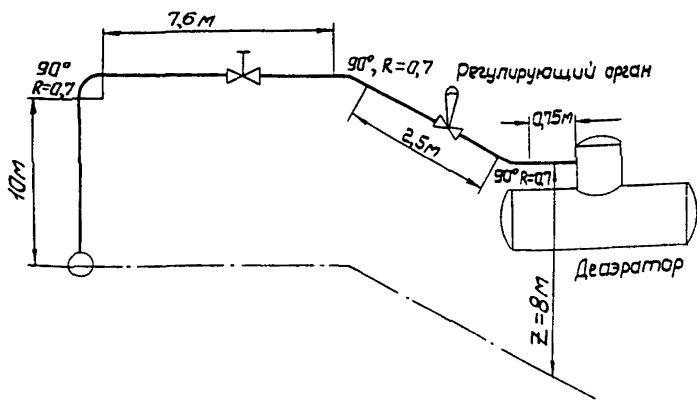


Рис. 8. Гидравлическая цепь системы регулирования давления в деаэраторе

Изм. №	Изм. №	Изм. №	Изм. №	Изм. №
204	205	1184	58	58
Лист	Лист	Лист	Лист	Лист
№ докум.	№ докум.	№ докум.	№ докум.	№ докум.
Дата	Дата	Дата	Дата	Дата

PM4-163-77

Лист  
62

3. Так как трубы в данном случае нельзя считать гидравлически гладкими, то определение  $\lambda$  произведем по графику приложения 6

$$\frac{D}{\pi_1} = \frac{250}{0,1} = 2500;$$

$$\lambda = 0,016.$$

4. Суммарная длина паропровода (рис.8)

$$L = 10 + 7,6 + 2,5 + 0,75 + 3 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 2 \cdot 0,7 = 24,15 \text{ м.}$$

5. Средняя скорость в паропроводе при максимальном расходе

$$Q = 10000 \text{ кг/ч равна}$$

$$V = \frac{Q \cdot v}{F},$$

$$Q = \frac{10000}{3600} = 2,78 \text{ кг/с;}$$

$$F = 0,785 D^2 = 0,785 \cdot 0,25^2 = 0,0491 \text{ м}^2;$$

$$V = \frac{2,78 \cdot 0,4438}{0,0491} = 25,1 \text{ м/с.}$$

6. Определим потери давления на прямых участках паропровода при

$$Q = 10000 \text{ кг/ч}$$

$$\Delta P_n = \lambda \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g\nu} = \frac{0,016 \times 24,15 \times 25,1^2}{0,25 \times 19,62 \times 0,4438} = 112 \text{ кгс/м}^2;$$

$$\Delta P_n = 0,011 \text{ кгс/см}^2.$$

7. Определим потери давления в местных сопротивлениях трубопровода при  $Q = 10000 \text{ кг/ч}$

$$\Delta P_m = (\xi_{\text{вход}} + \xi_{\text{выход}} + 3\xi_{90^\circ} + \xi_{\text{заг}}) \frac{V^2}{2g\nu},$$

$$\xi_{\text{вход}} = 0,5$$

$$\xi_{\text{выход}} = 1,0$$

$$\xi_{90^\circ} = 0,66$$

$$\xi_{\text{заг}} = 0,08$$

по приложению 3

по приложению 4



$$\Delta P_M = (0,5 + 1,0 + 0,66 \cdot 3 + 0,08) \frac{25 \cdot 1^2}{19,62 \times 0,4438} = 258 \text{ кгс/м}^2;$$

$$\Delta P_M = 0,026 \text{ кгс/см}^2.$$

8. Определим потери давления на трубах и местных сопротивлениях (без регулирующего органа)

$$\Delta P_T = \Delta P_n + \Delta P_M = 0,011 + 0,026 = 0,037 \text{ кгс/см}^2$$

9. Определим располагаемый напор гидравлической цепи

$$\Delta P_c = P_o - P_k = 5 - 1,2 = 3,8 \text{ кгс/см}^2$$

10. Определим перепад давления на регулирующем органе при

$$Q = 10000 \text{ кг/ч}$$

$$\Delta P = \Delta P_c - \Delta P_T = 3,8 - 0,037 = 3,76 \text{ кгс/см}^2$$

Очевидно, что при малых расходах перепад давления на регулирующем органе практически будет равен располагаемому напору

$$\Delta P \approx \Delta P_c = 3,8 \text{ кгс/см}^2,$$

т.е. практически перепад давления на регулирующем органе будет постоянным. Регулирующий орган в данном случае следует принять с линейной пропускной характеристикой.

Изм. и дат:

Изм. № дубл

Взам. инв. №

Изм. и дата

Изм. № подл

204-725 11/04 48/1

PM4-I63-77

Лист

64

17. ПРИМЕР РАСЧЕТА РЕГУЛИРУЮЩЕГО ОРГАНА НА ЖИДКОСТИ  
(ТУРБУЛЕНТНЫЙ РЕЖИМ)

Данные для расчета

- |  |  |
|--|--|
| 1. Наименование протекающей среды      | раствор                                    |
| 2. Максимальный расход                 | $Q = 340 \text{ м}^3/\text{ч}$             |
| 3. Плотность жидкости                  | $\rho = 1,2 \text{ г/см}^3$                |
| 4. Давление перед регулирующим органом | $P_1 = 5,3 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}$ |
| 5. Давление после регулирующего органа | $P_2 = 4,6 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}$ |
| 6. Диаметр трубопровода                | $D = 200 \text{ мм}$                       |

Расчет

1. Определим произведение  $F_p K_v$

$$F_p K_v = Q \sqrt{\frac{\rho}{\Delta P}} = \frac{340 \sqrt{1,2}}{\sqrt{0,7}} = 445.$$

2. Зададимся двухседельным регулирующим органом, имеющим  $K_{vy} = 630$   
и  $D_y = d = 150 \text{ мм}$

$$\frac{K_v}{d^2} = \frac{630}{150^2} = 2,8 \times 10^{-2};$$

$$\frac{d}{D} = \frac{150}{200} = 0,75.$$

По приложению 8 поправка на влияние переходных патрубков

$F_p = 0,94$ . Следовательно

$$\frac{(F_p K_v)}{F_p} = \frac{445}{0,94} = 474.$$

Приняв коэффициент запаса 1,2, найдем

$$K_v = 1,2 \times 474 = 568.$$

Примем регулирующей орган, имеющий  $K_{vy} = 630 \text{ мм}$  и  $D_y = 150 \text{ мм}$ .

18. ПРИМЕР РАСЧЕТА РЕГУЛИРУЮЩЕГО ОРГАНА НА ЖИДКОСТИ  
(ЛАМИНАРНЫЙ РЕЖИМ)

Данные для расчета

- |  |                               |
|--|-------------------------------|
| 1. Наименование протекающей среды      | продукт                       |
| 2. Максимальный расход                 | $Q = 11 \text{ м}^3/\text{ч}$ |
| 3. Плотность жидкости                  | $\rho = 0,9 \text{ г/см}^3$   |
| 4. Давление перед регулирующим органом | $P_1 = 6 \text{ кгс/см}^2$    |
| 5. Давление после регулирующего органа | $P_2 = 4,6 \text{ кгс/см}^2$  |
| 6. Динамическая вязкость               | $\mu = 20000 \text{ сПз}$     |
| 7. Температура жидкости                | $t = 20^\circ\text{C}$        |
| 8. Диаметр трубопровода                | $D = 150 \text{ мм}$          |

Расчет

1. Определим произведение  $F_p K_v$ , полагая поток турбулентным

$$(F_p K_v)_T = Q \sqrt{\frac{\rho}{\Delta P}} = \frac{11 \sqrt{0,9}}{\sqrt{1,4}} = 8,8.$$

2. Определим произведение  $F_p K_v$ , полагая поток ламинарным

$$Q = 217 \frac{\Delta P}{\mu} (F_p K_v)^{3/2};$$

$$(F_p K_v)_L = \frac{1}{F_p} \left( \frac{11 \times 20000}{217 \times 1,4} \right)^{2/3} = \frac{80,6}{F_p}.$$

3. Определим отношение найденных величин

$$\frac{K_{vT}}{K_{vL}} = \frac{8,8 F_p}{80,6} = 0,11 F_p.$$

Из таблицы приложения 9 видно, что величина  $0,11 F_p$  для всех видов регулирующих органов менее 0,46, что указывает на ламинарное

Изм. № 1  
Изм. № 2  
Изм. № 3  
Изм. № 4  
Изм. № 5  
Изм. № 6  
Изм. № 7  
Изм. № 8  
Изм. № 9  
Изм. № 10  
Изм. № 11  
Изм. № 12  
Изм. № 13  
Изм. № 14  
Изм. № 15  
Изм. № 16  
Изм. № 17  
Изм. № 18  
Изм. № 19  
Изм. № 20  
Изм. № 21  
Изм. № 22  
Изм. № 23  
Изм. № 24  
Изм. № 25  
Изм. № 26  
Изм. № 27  
Изм. № 28  
Изм. № 29  
Изм. № 30  
Изм. № 31  
Изм. № 32  
Изм. № 33  
Изм. № 34  
Изм. № 35  
Изм. № 36  
Изм. № 37  
Изм. № 38  
Изм. № 39  
Изм. № 40  
Изм. № 41  
Изм. № 42  
Изм. № 43  
Изм. № 44  
Изм. № 45  
Изм. № 46  
Изм. № 47  
Изм. № 48  
Изм. № 49  
Изм. № 50  
Изм. № 51  
Изм. № 52  
Изм. № 53  
Изм. № 54  
Изм. № 55  
Изм. № 56  
Изм. № 57  
Изм. № 58  
Изм. № 59  
Изм. № 60  
Изм. № 61  
Изм. № 62  
Изм. № 63  
Изм. № 64  
Изм. № 65  
Изм. № 66  
Изм. № 67  
Изм. № 68  
Изм. № 69  
Изм. № 70  
Изм. № 71  
Изм. № 72  
Изм. № 73  
Изм. № 74  
Изм. № 75  
Изм. № 76  
Изм. № 77  
Изм. № 78  
Изм. № 79  
Изм. № 80  
Изм. № 81  
Изм. № 82  
Изм. № 83  
Изм. № 84  
Изм. № 85  
Изм. № 86  
Изм. № 87  
Изм. № 88  
Изм. № 89  
Изм. № 90  
Изм. № 91  
Изм. № 92  
Изм. № 93  
Изм. № 94  
Изм. № 95  
Изм. № 96  
Изм. № 97  
Изм. № 98  
Изм. № 99  
Изм. № 100

движение жидкости через регулирующий орган. Задавшемся заслоночным регулирующим органом, имеющим при открытии  $60^\circ$  условную пропускную способность  $K_v = 160$  и  $D_y = d = 80$  мм по таблице приложения 9 найдем

$$F_3 = 0,92 \text{ и } \frac{K_v}{d^2} = 2,3 \times 10^{-2}$$

Следовательно

$$F_p K_v = \frac{80,6}{F_3} = \frac{80,6}{0,92} = 87,6.$$

Фактическое значение  $\frac{K_v}{d^2} = \frac{160}{80^2} = 2,5 \times 10^{-2}$ , т.е. близко к табличному  $2,3 \times 10^{-2}$ .

4. По приложению 8 найдем поправку на влияние переходных патрубков

$$\frac{d}{D} = \frac{80}{150} = 0,53;$$

$$F_p = 0,88.$$

То же значение  $F_p$  можно получить по формуле (34)

$$F_p = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{0,0016 K_v^2}{d^4}}};$$

$$\begin{aligned} \xi &= \xi_1 + \xi_2 = 1,5 \left[ 1 - \left( \frac{d}{D} \right)^2 \right]^2 = \\ &= 1,5 \left[ 1 - \left( \frac{80}{150} \right)^2 \right]^2 = 0,767. \end{aligned}$$

$$F_p = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{0,767 \times 160^2}{0,0016 \times 80^4}}} = 0,88.$$

Величина  $\xi = \xi_1 + \xi_2$  также может быть определена по графику приложения 7.

5. Определим необходимую величину  $K_v$

$$K_v = \frac{(F_p K_v)}{F_p} = \frac{87,6}{0,88} = 99,5 \cong 100.$$

Приняв коэффициент запаса 1,2, найдем

$$K_v = 1,2 \times 100 = 120.$$

Примем заслоночный регулирующий орган, имеющий при открытии  $60^\circ$  условную пропускную способность  $K_{vy} = 160$  и  $D_y = 80$  мм.

Изм. №	Попр. №	Взам. инв. №	Изм. №	Попр. №	Полн. №
284	25	4/04	28	2	

PM4-I63-77

Лист

68

19. ПРИМЕР РАСЧЕТА РЕГУЛИРУЮЩЕГО ОРГАНА НА ЖИДКОСТИ  
(ПЕРЕХОДНЫЙ РЕЖИМ)

Данные для расчета

- |  |  |
|--|--|
| 1. Наименование протекающей среды      | продукт                                    |
| 2. Максимальный расход                 | $Q = 40 \text{ м}^3/\text{ч}$              |
| 3. Плотность жидкости                  | $\rho = 1,10 \text{ г/см}^3$               |
| 4. Давление перед регулирующим органом | $P_1 = 5,2 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}$ |
| 5. Давление после регулирующего органа | $P_2 = 4,4 \text{ кгс/см}^2$               |
| 6. Динамическая вязкость               | $\mu = 2000 \text{ сПз}$                   |
| 7. Диаметр трубопровода                | $D = 100 \text{ мм}$                       |

Расчет

1. Определим произведение  $F_p K_v$ , полагая поток турбулентным

$$F_p K_v = Q \sqrt{\frac{\rho}{\Delta P}}$$

$$(F_p K_v)_T = \frac{40 \sqrt{1,10}}{\sqrt{0,8}} = 47.$$

2. Определим произведение  $F_p K_v$ , полагая поток ламинарным

$$Q = 21,4 \frac{\Delta P}{\mu} (F_2 F_p K_v)^{3/2}$$

$$(F_p K_v)_L = \frac{1}{F_2} \left( \frac{Q \mu}{21,4 \Delta P} \right)^{2/3}$$

$$(F_p K_v)_L = \frac{1}{F_2} \left( \frac{40 \cdot 2000}{21,4 \cdot 0,8} \right)^{2/3} = \frac{59,7}{F_2}$$

3. Определим отношение найденных величин

$$\frac{K_{vT}}{K_{vL}} = \frac{47 \cdot F_2}{59,7} = 0,788 F_2.$$

Задавшись заслоночным регулирующим органом открытым на  $60^\circ$  и имеющим условную пропускную способность  $K_{vy} = 100$  и  $D = d = 65$  мм, по приложению 9 найдем  $F_3 = 0,92$ . Тогда

$$\frac{K_{vT}}{K_{v0}} = 0,788 \times 0,92 = 0,725.$$

Так как условие

$$0,46 < \frac{K_{vT}}{K_{v0}} < 20$$

соблюдено, то имеет место переходный режим движения жидкости через регулирующий орган.

4. По приложению 12 определим поправку на влияние вязкости

$$F_R = 0,60.$$

5. Определим произведение  $F_P K_v$  для переходного режима движения жидкости через регулирующий орган

$$F_P K_v = \frac{Q}{F_R} \sqrt{\frac{P}{\Delta P}} = \frac{40}{0,6} \sqrt{\frac{1,10}{0,8}} = 78,4.$$

6. По приложению 8 найдем поправку на влияние переходных патрубков

$$\frac{d}{D} = \frac{60}{100} = 0,65;$$

$$\frac{K_v}{d^2} = \frac{100}{65^2} = 2,4 \times 10^{-2};$$

$$F_P = 0,92.$$

7. Определим необходимую величину  $K_v$

$$K_v = \frac{(F_P K_v)}{F_P} = \frac{78,4}{0,92} = 85.$$

Изм. № 23 11/04 2018  
 Пред. и дата  
 Взам. инв. №  
 Инв. № докум.  
 Попл. и дат:

8. Приняв коэффициент запаса 1,2, найдем

$$K_v = 1,2 \times 85 = 102.$$

Примем заслоночный регулирующий орган, имеющий при открытии  $60^\circ$  условную пропускную способность  $K_{1y} = 100$  и  $D_f = 65$  мм.

204-725/1104-98,1  
21.04.50/11  
25.11.77

PM4-163-77

Лист

71



20. ПРИМЕР РАСЧЕТА РЕГУЛИРУЮЩЕГО ОРГАНА НА ЖИДКОСТИ  
(КАВИТАЦИЯ ИЛИ ВСКИПАНИЕ)

Данные для расчета

1. Наименование протекающей среды	вода
2. Максимальный расход	$Q = 17 \text{ м}^3/\text{ч}$
3. Температура воды	$t = 164^\circ\text{C}$
4. Давление перед регулирующим органом	$P_1 = 8,1 \text{ кгс/см}^2$
5. Давление после регулирующего органа	$P_2 = 5,6 \text{ кгс/см}^2$
6. Давление насыщенного пара	$P_{нп} = 7,0 \text{ кгс/см}^2$
7. Критическое давление	$P_{кр} = 225,6 \text{ кгс/см}^2$
8. Плотность воды	$\rho = 0,9042 \text{ г/см}^3$
9. Диаметр трубопровода	$D = 40 \text{ мм}$

Расчет

1. Задавшись двухседельным регулирующим органом с пробковым затвором, для которого согласно таблице приложения 9 коэффициент начала кавитации  $K_c = 0,70$ , а коэффициент восстановления давления жидкости

$F_L = 0,85$ , определим перепады давления, соответствующие началу кавитации и вскипания

$$\Delta P_{кав} = K_c (P_1 - P_{нп}) =$$

$$= 0,70 (8,1 - 7,0) = 0,77 \text{ кгс/см}^2 < P_1 - P_2.$$

$$\Delta P_{кр} = F_L^2 (P_1 - F_F P_{нп})$$

Поправочный коэффициент  $F_F$  по приложению 10 равен

$$\frac{P_{нп}}{P_{кр}} = \frac{7,0}{225,6} = 0,0311;$$

$$F_F = 0,925;$$

Изм. № докум. 209-125 11/04 Д.И.С.  
 Дата 11/04 11.04.81  
 Подп. и дата 11/04 11.04.81  
 Взам. инв. №  
 Инв. № дубл.  
 Подп. и дат.

$$\Delta P_{\text{кр}} = 0,85^2 (8,1 - 0,925 \times 7,0) = 1,15 \text{ кгс/см}^2 < P_1 - P_2$$

Так как  $P_1 - P_2 = 2,5 \text{ кгс/см}^2 > 1,15 \text{ кгс/см}^2$ , то в регулирующем органе будет иметь место вскипание и после него будет двухфазная парожидкостная смесь.

Орган целесообразно установить таким образом, чтобы свести к минимуму длину участка трубопровода после него. Сечение трубопровода после регулирующего органа должно быть увеличено так как парожидкостная смесь имеет больший объем, чем вода.

2. Определим произведение  $F_L K_V$

$$F_L K_V = Q \sqrt{\frac{P}{P_1 - F_F P_{\text{нп}}}} =$$

$$= 17 \sqrt{\frac{0,904}{8,1 - 0,925 \times 7}} = 12,8.$$

3. Зададимся двухседельным регулирующим органом с  $D_y = 40 \text{ мм} = d$ , имеющим  $K_{Vy} = 25$  и имеющим, согласно таблице приложения 9, коэффициент восстановления давления жидкости  $F_L = 0,85$ . Так как  $D_y = d = 40 \text{ мм}$ , то  $F_L = F_L = 0,85$ .

Определим необходимую пропускную способность

$$K_V = \frac{(F_L K_V)}{F_L} = \frac{12,8}{0,85} = 15,1,$$

Приняв коэффициент запаса 1,2 найдем

$$K_V = 1,2 \times 15,1 = 18,1$$

Примем двухседельный регулирующий орган с  $D_y = 40 \text{ мм}$  и  $K_{Vy} = 25$ .

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
------	------	----------	-------	------

PM4-163-77

Лист

73

Копировать:

Формат 11

21. ПРИМЕР РАСЧЕТА РЕГУЛИРУЮЩЕГО ОРГАНА НА ГАЗЕ  
(ТУРБУЛЕНТНЫЙ РЕЖИМ)

Данные для расчета

1. Наименование газа	инертный
2. Максимальный расход	$Q = 9000 \text{ кг/ч}$
3. Плотность газа в рабочих условиях	$\rho = 45,1 \text{ кг/м}^3$
4. Давление перед регулирующим органом	$P_1 = 8 \text{ кгс/см}^2$
5. Давление после регулирующего органа	$P_2 = 3,8 \text{ кгс/см}^2$
6. Показатель адиабаты газа	$\kappa = 1,14$
7. Диаметр трубопровода	$D = 50 \text{ мм}$

Расчет

1. Определим относительный перепад давления

$$\alpha = \frac{P_1 - P_2}{P_1} = \frac{8 - 3,8}{8} = 0,525.$$

2. Определим поправку на показатель адиабаты

$$F_{\kappa} = \frac{\kappa}{1,40} = \frac{1,14}{1,40} = 0,81.$$

3. Задавшись двухседельным регулирующим органом с пробковым затвором, по приложению 9 найдем его относительный критический перепад давления

$$\alpha_T = 0,70.$$

4. Определим режим движения газа через регулирующий орган

$$F_{\kappa} \alpha_T = 0,81 \times 0,70 = 0,568 > \alpha = 0,525.$$

Так как имеет место условие  $\alpha < F_{\kappa} \alpha_T$ , то движение газа через регулирующий орган турбулентное некритическое.

5. Определим поправку на изменение плотности  $\varepsilon$

$$\varepsilon = 1 - \frac{\alpha}{3 F_{\kappa} \alpha_T} = 1 - \frac{0,525}{3 \times 0,568 \times 0,70} = 0,69.$$

Изм. № \_\_\_\_\_  
Полн. в лист.

Изм. № \_\_\_\_\_  
Полн. в лист.

Изм. № \_\_\_\_\_  
Полн. в лист.

Изм. № \_\_\_\_\_  
Полн. в лист.

РМ4-163-77

Лист

74

Копировал

Формат 11

6. Определим произведение  $F_p K_v$

$$F_p K_v = \frac{Q}{31,6 \varepsilon \sqrt{\alpha P_1 \rho}} =$$
$$= \frac{9000}{31,6 \times 0,69 \times \sqrt{0,525 \times 8 \times 45,1}} = 30.$$

7. Зададимся регулирующим органом, имеющим  $K_{vy} = 40$  и  $D_y = d = 50$  мм.  
В этом случае  $F_p = 1,0$  так как переходные патрубки не нужны.

Приняв коэффициент запаса 1,2, найдем

$$K_v = 1,2 \times 30 = 36$$

Примем окончательно двухседельный регулируемый орган с пробковым затвором, имеющий

$$K_{vy} = 40 \text{ и } D_y = 50 \text{ мм}$$

Так как существуют двухседельные регулируемые органы, имеющие  $K_{vy} = 40$  и  $D_y = 40$  мм, то целесообразно проверить возможность использования такого органа в данном случае.

8. Определим поправку на влияние переходных патрубков

$$\frac{K_v}{d^2} = \frac{40}{40^2} = 2,5 \times 10^{-2};$$
$$\frac{d}{D} = \frac{40}{50} = 0,80.$$

По приложению 8 найдем  $F_p = 0,97$ .

9. Определим относительный критический перепад давления с учетом входного патрубка

$$\alpha_{TP} = \frac{\alpha_T}{F_p^2} \left[ 1 + \frac{\alpha_T \xi_{ex}}{0,00241} \left( \frac{K_v}{d^2} \right)^2 \right]^{-1};$$
$$\xi_{ex} = \xi_1 + \xi_{B1} = 0,66 \text{ (по приложению 7)}$$

$$\alpha_{TP} = \frac{0,70}{0,97} \left[ 1 + \frac{0,70 \times 0,66}{0,00241} \left( \frac{40}{40} \right)^2 \right]^{-1} = 0,665.$$

10. Определим режим движения газа через регулирующий орган с учетом переходных патрубков

$$F_{\alpha} \alpha_{TP} = 0,81 \times 0,665 = 0,54 > 0,525$$

(движение не критическое турбулентное).

11. Определим новую поправку на изменение плотности

$$\varepsilon = 1 - \frac{\alpha}{3 F_{\alpha} \alpha_{TP}} = 1 - \frac{0,525}{3 \times 0,54} = 0,676.$$

12. Определим необходимую пропускную способность регулирующего органа с  $D_y = 40$  мм

$$K_V = \frac{Q}{31,6 \varepsilon F_p \sqrt{\alpha P_p}} = \frac{9000}{31,6 \times 0,676 \times 0,97 \sqrt{0,525 \times 8 \times 45,1}} = 31,5.$$

Приняв коэффициент запаса 1,2, найдем

$$K_V = 1,2 \times 31,5 = 37,8.$$

Расчет показывает, что регулирующий орган, имеющий  $K_{Vy} = 40$  и  $D_y = 40$  мм также может быть использован в данном случае.

Полн. и пер. -  
Изм. № субл.  
Взам. инв. №  
Полн. и дата  
234-788 11/04 781,2

22. ПРИМЕР РАСЧЕТА РЕГУЛИРУЮЩЕГО ОРГАНА НА ГАЗЕ  
(КРИТИЧЕСКОЕ ТЕЧЕНИЕ)

Данные для расчета

- |   |  |
|---|--|
| 1. Наименование   | сернистый                                    |
| 2. Максимальный расход  | $Q = 84000 \text{ кг/ч}$                     |
| 3. Плотность газа при $20^\circ\text{C}$ и $P = 1,033 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}$ | $\rho_H = 2,73 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ |
| 4. Коэффициент сжимаемости газа   | $K = 0,98$                                   |
| 5. Показатель адиабаты газа   | $\alpha = 1,25$                              |
| 6. Температура газа   | $t = 157^\circ\text{C}$                      |
| 7. Абсолютное давление перед регулирующим органом                                     | $P_1 = 2,1 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}$   |
| 8. Абсолютное давление после регулирующего органа                                     | $P_2 = 1,2 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}$   |
| 9. Диаметр трубопровода   | $D = 500 \text{ мм}$                         |

Расчет

1. Определим плотность газа в рабочих условиях

$$\rho = \frac{P_1 T_H}{K P_H T_1} \rho = \frac{2,1 \times 293 \times 2,73}{0,98 \times 1,033 \times 430} = 3,86 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

2. Определим относительный перепад давления

$$\alpha = \frac{P_1 - P_2}{P_1} = \frac{2,1 - 1,2}{2,1} = 0,43$$

3. Определим поправку на показатель адиабаты

$$F_\alpha = \frac{\alpha}{1,40} = \frac{1,25}{1,40} = 0,89$$

4. Задавшись заслоночным регулирующим органом, открытым на  $60^\circ$ , по приложению 9 найдем его относительный критический перепад давления

$$\alpha_T = 0,38$$

5. Определим режим движения газа через регулирующий орган

$$F_x x_T = 0,89 \times 0,38 = 0,34 < x = 0,43.$$

Так как имеет место условие  $x > F_x x_T$ , то движение газа через регулирующий орган критическое.

6. Определим поправку на изменение плотности  $\varepsilon$

$$\varepsilon = 1 - \frac{x}{3F_x x_T} = 1 - \frac{0,43}{3 \times 0,34} = \frac{0,58}{0,97}$$

Так как  $\varepsilon$  не может быть меньше 0,67, то примем  $\varepsilon_{кр} = 0,67$

7. Определим произведение  $F_p K_v$

$$F_p K_v = \frac{Q}{31,6 \varepsilon_{кр} \sqrt{(F_x x_T) \cdot P_1 \rho}} = \frac{84000}{31,6 \times 0,67 \times \sqrt{0,34 \times 2,1 \times 3,86}} = 2380.$$

8. Зададимся заслоночным регулирующим органом, имеющим в открытом на  $60^\circ$  положении  $K_{vy} = 3600$  и  $D_y = d = 400$  мм.

$$\frac{K_v}{d^2} = \frac{3600}{400^2} = 2,25 \times 10^{-2};$$

$$\frac{d}{D} = \frac{400}{500} = 0,8.$$

По приложению 8 найдем  $F_p = 0,97$ .

9. Определим относительный критический перепад давления с учетом входного патрубка

$$x_{TP} = \frac{x_T}{F_p^2} \left[ 1 + \frac{x_T S_{\Sigma x}}{0,00241} \left( \frac{K_v}{d^2} \right)^2 \right]^{-1};$$

$$S_{\Sigma x} = S_1 + S_{B1} = 0,66 \text{ (по приложению 7)}$$

$$x_{TP} = \frac{0,38}{0,97^2} \left[ 1 + \frac{0,38 \times 0,66}{0,00241} \left( \frac{3600}{400^2} \right)^2 \right]^{-1} = 0,384.$$

Имя, № докум. 11/04 № 18  
 Попл. в лист  
 Взам. инв. №  
 Имя, № докум.  
 Попл. в лист

Так как практически  $\alpha_{TP} = \alpha_T = 0,38$ , то дальнейший расчет для определения уточненного значения  $K_v$  не нужен.

Приняв коэффициент запаса 1,2, найдем

$$K_v = 1,2 \cdot \frac{(F_p K_v)}{F_p} = \frac{1,2 \times 2380}{0,97} = 3070.$$

Примем заслоночный регулирующий орган, имеющий в открытом на  $60^\circ$  положении  $K_{vy} = 3600$  и  $D_y = 400$  мм.



Приложение 1

Соотношения между различными единицами измерения  
Соотношения между единицами давления

Единица	Па	бар	мм вод. ст.	мм рт. ст.	$\frac{кгс}{см^2}$
Па	1	$10^{-5}$	0,102	$7,5024 \cdot 10^{-3}$	$1,02 \cdot 10^{-5}$
бар	$10^5$	1	$1,02 \cdot 10^4$	$7,5024 \cdot 10^2$	1,02
мм вод. ст.	9,8067	$9,8067 \cdot 10^{-5}$	1	$7,35 \cdot 10^{-2}$	$10^{-4}$
мм рт. ст.	$1,33 \cdot 10^2$	$1,33 \cdot 10^{-3}$	13,6	1	$1,36 \cdot 10^{-3}$
кгс/см <sup>2</sup>	$9,8067 \cdot 10^4$	0,98067	$10^4$	$7,35 \cdot 10^2$	1

Соотношения между единицами кинематической  
вязкости

Единица	м <sup>2</sup> /с	Ст	сСт	м <sup>2</sup> /з	шт <sup>2</sup> /з
м <sup>2</sup> /с	1	$10^4$	$10^6$	3600	10,76
Ст	$10^{-4}$	1	100	0,36	$1,076 \cdot 10^{-3}$
сСт	$10^{-6}$	0,01	1	$3,6 \cdot 10^{-3}$	$1,076 \cdot 10^{-5}$
м <sup>2</sup> /з	$2,778 \cdot 10^{-4}$	2,778	277,8	1	$2,99 \cdot 10^{-3}$
шт <sup>2</sup> /з	$9,29 \cdot 10^{-2}$	929	$929 \cdot 10^4$	334,5	1

Соотношения между единицами динамической  
вязкости

Единица	Паскаль-секунда	пуаз	кгс·с/м <sup>2</sup>	$\frac{свз \cdot з}{шт^2}$
Паскаль-секунда	1	10	0,102	$2,09 \cdot 10^{-2}$
Пуаз	0,1	1	$1,02 \cdot 10^{-2}$	$2,09 \cdot 10^{-6}$
кгс·с/м <sup>2</sup>	9,81	98,1	1	0,205
$\frac{свз \cdot з}{шт^2}$	47,88	478,8	4,88	1

Пересчет вязкости в градусах Энглера в  
м<sup>2</sup>/сек можно произвести по формуле

$$10^6 \nu = 7,31 E - \frac{6,31}{E}, \text{ м}^2/\text{с}$$

Полн. в лет.

Взам. вып. №

Полн. в дата

Лист 80

РМ4-163-77

Лист 80

Формулы пересчета объема и плотности газов

Формула	Входящие в формулы величины		Примечание
	Обозначение	Наименование	
$V_0 = \frac{P_1 T_H}{K P_H T_1} V_1$	$V_H$	Объем газа при давлении и температуре, принятых за нормальные	1. Величины $P_H, P_1$ и $T_H, T_1$ должны иметь, соответственно, одинаковую размерность 2. Абсолютное давление равно сумме избыточного и атмосферного давлений 3. Коэффициент сжимаемости газа равен отношению объема газа при $P_1 T_1$ , подсчитанного по законам идеального газа, к реальному удельному весу газа при $P_1 T_1$ , $K = \frac{P_{ид}}{P_1}$
	$V_1$	Объем газа при рабочих давлении и температуре	
$V_1 = \frac{K P_H T_1}{P_1 T_H} V_H$	$\rho_H$	Плотность газа при давлении и температуре, принятых за нормальные	
	$\rho_1$	Плотность газа при рабочих давлении и температуре	
$\rho_H = \frac{K P_H T_1}{P_1 T_H} \rho_1$	$P_H$ 1) 2)	Абсолютное давление, принятое за нормальное	
	$P_1$ 1) 2)	Абсолютное рабочее давление	
$\rho_1 = \frac{P_1 T_H}{K P_H T_1} \rho_H$	$T_H$ 1)	Абсолютная температура, принятая за нормальную	
	$T_1$ 1)	Абсолютная рабочая температура	
	$K$ 3)	Отнесенный к $P_H$ коэффициент сжимаемости газа при рабочих давлении и температуре	

5-186-4011  
5-186-4011  
5-186-4011

Коэффициент сопротивления  $\xi$   
некоторых местных сопротивлений

Приложение 3

Наименование сопротивления	Изображение	Коэффициент сопротивления, $\xi$	К какой скорости отнесен $\xi$	Примечание
Выход из трубы в резервуар больших размеров		$\xi = 1,0$	$V_1$	
Вход в трубу (входная кромка скруглена радиусом $z$ )			$V_2$	
Вход в трубу (входная кромка по лемнискате)		$\xi = 0,02$	$V_2$	
Дроссельные органы (сужающие устройства) расходомеров переменного перепада	—	<p>Потери давления на сужающих устройствах расходомеров и длины участков, на которых эти потери измеряются, см. руководящий материал № 25002. Расчет сужающих устройств расходомеров"</p>	—	

Изм. № докум. Лист 11/04 781.5  
 Пошл. в дата. Взам. инв. № Пошл. в дат.  
 Инв. № докум. Лист № докум. Пошл. в дат.

РМ4-163-77

Наименование сопровитвления

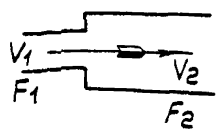
Изображение сопровитвления

Коэффициент сопровитвления,  $\rho$

Класс скорости аттестации

Примечание

Внезапное расширение

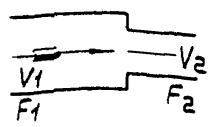


$$\rho = \left( \frac{F_2}{F_1} - 1 \right)^2;$$

$F_2/F_1$	$\rho$	$F_2/F_1$	$\rho$
10	81	5	16
9	64	4	9
8	49	3	4
7	36	2	1
6	25	1	0

V2

Внезапное сужение



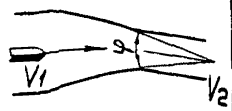
$$\rho = 0,5 \left( 1 - \frac{F_2}{F_1} \right);$$

$F_2/F_1$	$\rho$	$F_2/F_1$	$\rho$
0,00	0,5	0,60	0,20
0,10	0,45	0,80	0,10
0,20	0,40	1,00	0,00
0,40	0,30		

V2

Конические переходы

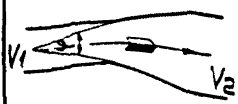
Конфузор



$\varphi$	$\rho$	$\varphi$	$\rho$
7°	0,16	50°	0,31
10°	0,16	55°	0,31
15°	0,18	60°	0,32
20°	0,20	65°	0,33
25°	0,22	70°	0,34
30°	0,24	75°	0,34
35°	0,26	80°	0,35
40°	0,28	85°	0,36
45°	0,30		

V2

Диффузор



$\varphi$	$\rho$	$\varphi$	$\rho$
7°	0,22	50°	0,91
10°	0,46	55°	0,91
15°	0,54	60°	0,91
20°	0,60	65°	0,91
25°	0,67	70°	0,91
30°	0,73	75°	0,91
35°	0,79	80°	0,91
40°	0,84	85°	0,91
45°	0,88		

V1

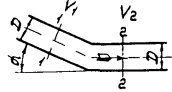
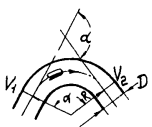
Изм. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Изм. № дубл.	Подп. и дата
234-725	11.04.78, Л			

Копиролан

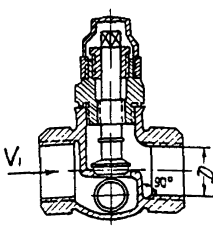
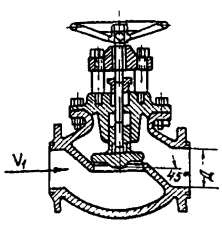
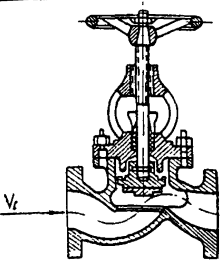
Формат 11

РМЧ-163-77

Лист	84
№ докум.	
Поим.	
Дата	

Наименование сопротивления		Изображение сопротивления	Коэффициент сопротивления, $\xi$	К какой стандарту отнесен $\xi$	Примечание																																																																			
Резкий поворот трубы на угол $\alpha$	Круглая труба		<table border="1"> <tr> <td><math>\alpha</math></td> <td>30°</td> <td>40°</td> <td>50°</td> <td>60°</td> <td>70°</td> <td>80°</td> <td>90°</td> </tr> <tr> <td><math>\xi</math></td> <td>0,20</td> <td>0,30</td> <td>0,40</td> <td>0,55</td> <td>0,70</td> <td>0,90</td> <td>1,10</td> </tr> </table>	$\alpha$	30°	40°	50°	60°	70°	80°	90°	$\xi$	0,20	0,30	0,40	0,55	0,70	0,90	1,10	V1=V2																																																				
	$\alpha$	30°	40°	50°	60°	70°	80°	90°																																																																
$\xi$	0,20	0,30	0,40	0,55	0,70	0,90	1,10																																																																	
Прямоугольная труба		<table border="1"> <tr> <td><math>\alpha</math></td> <td>15°</td> <td>30°</td> <td>45°</td> <td>60°</td> <td>90°</td> </tr> <tr> <td><math>\xi</math></td> <td>0,025</td> <td>0,11</td> <td>0,26</td> <td>0,49</td> <td>1,20</td> </tr> </table>	$\alpha$	15°	30°	45°	60°	90°	$\xi$	0,025	0,11	0,26	0,49	1,20																																																										
$\alpha$	15°	30°	45°	60°	90°																																																																			
$\xi$	0,025	0,11	0,26	0,49	1,20																																																																			
Плавный поворот трубы на угол $\alpha$	Круглая труба		$\xi = F(\alpha) \cdot \xi''$ <p>где <math>\xi</math> см. табл. 1, а <math>F(\alpha)</math> см. табл. 2</p> <p>Таблица 1</p> <table border="1"> <tr> <td>R/D</td> <td>1,0</td> <td>1,5</td> <td>2,0</td> <td>3,0</td> <td>4,0</td> <td>5,0</td> <td>6,0</td> <td>7,0</td> <td>8,0</td> <td>9,0</td> <td>10</td> <td>15</td> </tr> <tr> <td><math>\xi_{max}</math></td> <td>1,10</td> <td>0,85</td> <td>0,70</td> <td>0,66</td> <td>0,63</td> <td>0,60</td> <td>0,60</td> <td>0,60</td> <td>0,60</td> <td>0,60</td> <td>0,60</td> <td>0,60</td> </tr> <tr> <td><math>\xi_{сред}</math></td> <td>0,84</td> <td>0,60</td> <td>0,48</td> <td>0,36</td> <td>0,30</td> <td>0,28</td> <td>0,32</td> <td>0,35</td> <td>0,38</td> <td>0,41</td> <td>0,43</td> <td>0,46</td> </tr> </table> <p>Таблица 2</p> <table border="1"> <tr> <td><math>\alpha</math></td> <td>20°</td> <td>30°</td> <td>40°</td> <td>50°</td> <td>60°</td> <td>70°</td> <td>80°</td> <td>90°</td> <td>100°</td> <td>120°</td> <td>140°</td> <td>160°</td> <td>180°</td> </tr> <tr> <td>F(<math>\alpha</math>)</td> <td>0,40</td> <td>0,55</td> <td>0,65</td> <td>0,75</td> <td>0,83</td> <td>0,88</td> <td>0,95</td> <td>1,00</td> <td>1,05</td> <td>1,13</td> <td>1,20</td> <td>1,27</td> <td>1,33</td> </tr> </table>	R/D	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0	9,0	10	15	$\xi_{max}$	1,10	0,85	0,70	0,66	0,63	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	$\xi_{сред}$	0,84	0,60	0,48	0,36	0,30	0,28	0,32	0,35	0,38	0,41	0,43	0,46	$\alpha$	20°	30°	40°	50°	60°	70°	80°	90°	100°	120°	140°	160°	180°	F( $\alpha$ )	0,40	0,55	0,65	0,75	0,83	0,88	0,95	1,00	1,05	1,13	1,20	1,27	1,33	V1=V2	
	R/D	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0	9,0	10	15																																																											
$\xi_{max}$	1,10	0,85	0,70	0,66	0,63	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60																																																												
$\xi_{сред}$	0,84	0,60	0,48	0,36	0,30	0,28	0,32	0,35	0,38	0,41	0,43	0,46																																																												
$\alpha$	20°	30°	40°	50°	60°	70°	80°	90°	100°	120°	140°	160°	180°																																																											
F( $\alpha$ )	0,40	0,55	0,65	0,75	0,83	0,88	0,95	1,00	1,05	1,13	1,20	1,27	1,33																																																											

Коэффициент сопротивления  $\xi$  полностью открытой арматуры

Наименование	Изображение	Коэффициент сопротивления $\xi$	Примечание																								
Вентиль стандартный с вертикальными делительными стенками		<table border="1"> <tr> <td><math>D, \text{ мм}</math></td> <td>13</td> <td>20</td> <td>25</td> <td>30</td> <td>40</td> <td>50</td> </tr> <tr> <td><math>\xi</math></td> <td>4,9</td> <td>10,5</td> <td>9,3</td> <td>8,6</td> <td>7,6</td> <td>6,9</td> </tr> </table>	$D, \text{ мм}$	13	20	25	30	40	50	$\xi$	4,9	10,5	9,3	8,6	7,6	6,9											
$D, \text{ мм}$	13	20	25	30	40	50																					
$\xi$	4,9	10,5	9,3	8,6	7,6	6,9																					
Вентиль стандартный с делительными стенками под углом 45°		<table border="1"> <tr> <td><math>D, \text{ мм}</math></td> <td>13</td> <td>20</td> <td>40</td> <td>80</td> <td>100</td> </tr> <tr> <td><math>\xi</math></td> <td>10,8</td> <td>8,0</td> <td>4,9</td> <td>4,0</td> <td>4,1</td> </tr> </table> <table border="1"> <tr> <td><math>D, \text{ мм}</math></td> <td>150</td> <td>200</td> <td>250</td> <td>300</td> <td>350</td> </tr> <tr> <td><math>\xi</math></td> <td>4,4</td> <td>4,7</td> <td>5,1</td> <td>5,4</td> <td>5,5</td> </tr> </table>	$D, \text{ мм}$	13	20	40	80	100	$\xi$	10,8	8,0	4,9	4,0	4,1	$D, \text{ мм}$	150	200	250	300	350	$\xi$	4,4	4,7	5,1	5,4	5,5	
$D, \text{ мм}$	13	20	40	80	100																						
$\xi$	10,8	8,0	4,9	4,0	4,1																						
$D, \text{ мм}$	150	200	250	300	350																						
$\xi$	4,4	4,7	5,1	5,4	5,5																						
Вентиль "Рей"		$\xi = 3,4$																									

284-285 11/04 А.И.  
 Проект в 2 экз.  
 Измен. № 01  
 Лист в 1 экз.

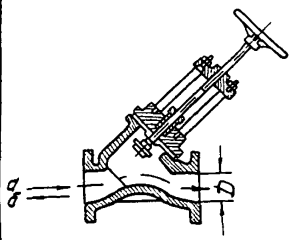
Наименование

Изображение

Коэффициент сопротивления,  $\xi$

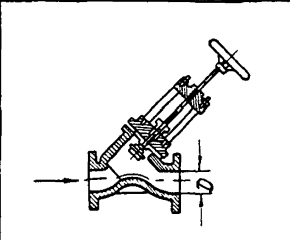
Примечание

Вентиль "Косва" с малым сечением седла



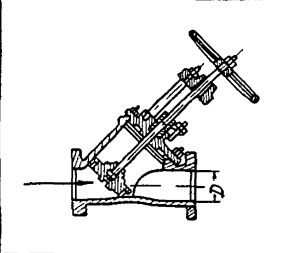
D	$\xi$ (течение по стрелке а)	$\xi$ (течение по стрелке б)
1"	1,8	1,7
1 1/4"	2,0	1,9
1 1/2"	1,7	1,6

Вентиль "Косва" с суженным на 30% сечением седла



D, мм	$\xi$
60	2,7
80	2,4
100	2,2
150	1,86
200	1,65
250	1,5
300	1,4
350	1,3

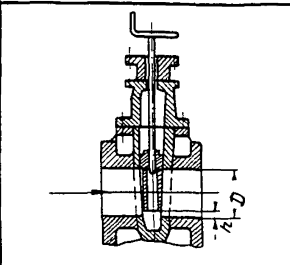
Вентиль прямоштырный



D, мм	$\xi$
25	1,04
38	0,85
50	0,73
65	0,65
76	0,60
100	0,50
125	0,46
150	0,42
200	0,36
250	0,32

Re ≥ 1104

Заводка типа "Лудло" в цилиндровидной трубе



D, мм	$\xi$
50	0,47
76	0,27
100	0,18
150	0,08

Сводная таблица формул для определения числа Рейнольдса потока

Формула	Величины, входящие в формулу		
	Обозначение	Единицы измерения	Наименование
	$\mu$	кгс·с/м <sup>2</sup>	Динамическая вязкость
$Re_D = 0,354 \frac{Q}{D\nu}$	$\nu$	м <sup>2</sup> /с	Кинематическая вязкость
$Re_D = 0,354 \frac{G}{\rho Dv}$	$Q_0$	м <sup>3</sup> /ч	Объемный часовой расход
	$Q_H$	Нм <sup>3</sup> /ч	То же
$Re_D = 0,0361 \frac{Q\rho}{DM}$	$G$	кг/ч	Массовый расход
	$\rho$	кг/м <sup>3</sup>	Плотность
$Re_D = 0,0361 \frac{Q_H \rho_H}{DM}$	$\rho_H$	кг/нм <sup>2</sup>	Объемный вес в нормальных условиях
$Re_D = 0,0361 \frac{G}{DM}$	$D$	мм	Внутренний диаметр трубы
$Re_D = 3540 \frac{Q}{D\nu}$	$\nu$	см <sup>2</sup> /с (Ст)	Кинематическая вязкость
	$Q$	м <sup>3</sup> /ч	Объемный часовой расход
$Re_D = 3540 \frac{G}{D\nu\rho}$	$G$	кг/ч	Весовой часовой расход
	$\rho$	кг/м <sup>3</sup>	Плотность
	$D$	мм	Внутренний диаметр трубы
$Re_D = 1270 \frac{G}{DM}$	$\mu$	кг/м·ч	Динамическая вязкость
	$Q$	м <sup>3</sup> /ч	Объемный часовой расход
$Re_D = 1270 \frac{Q\rho}{DM}$	$Q_H$	Нм <sup>3</sup> /ч	То же
	$G$	кг/ч	Массовый часовой расход
$Re_D = 1270 \frac{Q_H \rho_H}{DM}$	$\rho$	кг/м <sup>3</sup>	Объемный вес
	$\rho_H$	кг/Нм <sup>3</sup>	Плотность в нормальных условиях
	$D$	мм	Внутренний диаметр трубы
$Re_D = 354 \cdot 10^4 \frac{G}{DM}$	$\mu$	мкПз	Динамическая вязкость
	$Q_0$	м <sup>3</sup> /г	Объемный часовой расход
$Re_D = 354 \cdot 10^4 \frac{Q\rho}{DM}$	$Q_H$	Нм <sup>3</sup> /ч	То же
	$G$	кг/ч	Весовой часовой расход
$Re_D = 354 \cdot 10^4 \frac{Q_H \rho_H}{DM}$	$\rho$	кг/м <sup>3</sup>	Объемный вес
	$\rho_H$	кг/Нм <sup>3</sup>	Объемный вес в нормальных условиях
	$D$	мм	Внутренний диаметр трубы



Коэффициент трения  $\lambda$  круглых трубопроводов

Лист	Трубы	Область применения формулы	Формула	Примечания	
Литера	Легированный	Гладкие и шероховатые	$\lambda = \frac{64}{Re_D}$	1. Удовлетворяющие условию $Re_D < 27 \left( \frac{27}{\pi} \right)^{8/7}$ 2. $Re_D$ - число Рейнольдса. 3. Коэффициенты универсального уравнения Никурадзе	
					$Re_D < 2320$
Литера	Турбулентный	Гладкие и гидрообтекаемые	$\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re_D}}$ (уравнение Блазиуса)	4. $\omega$ - относительная шероховатость (отношение высоты выступов шероховатости $\pi$ , к радиусу трубопровода $r$ ). Для цельнотянутых железных и стальных, а также оцинкованных труб высота выступов шероховатости 0,1 мм, для новых чугунных труб - 0,3 мм, для цельнотянутых стальных и железных труб после нескольких лет эксплуатации и при отсутствии осадков и загрязнений, и внутренней коррозии - 0,2 мм, для железных и стальных труб, сильно загрязненных и подвергшихся значительной внутренней коррозии - от 0,5 до 2 мм. 5. Универсальное уравнение Никурадзе решается методом последовательных приближений	
					$2320 < Re_D < 1 \cdot 10^5$
Литера	Шероховатые	Гладкие и гидрообтекаемые	$\lambda = 0,0032 + \frac{0,221}{Re_D^{0,237}}$ (уравнение Никурадзе для гладких труб)		
					$110^5 < Re_D < 1 \cdot 10^8$
			$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = A + B \omega Re_D \sqrt{\lambda} + C \omega^2$ (универсальное уравнение Никурадзе)		
		$Re_D > 2320$ см примечания 3-5			

Область применения	A	B	C
$7,1 \leq \omega Re_D \sqrt{\lambda} \leq 20,1$	-0,80	+2,00	0,00
$20,1 \leq \omega Re_D \sqrt{\lambda} \leq 40,0$	+0,33	+1,13	-0,87
$40,0 \leq \omega Re_D \sqrt{\lambda} \leq 79,9$	+2,14	0,00	-2,00
$79,9 \leq \omega Re_D \sqrt{\lambda} \leq 382,4$	+3,25	-0,588	-2,588
$382,4 \leq \omega Re_D \sqrt{\lambda}$	+1,74	0,00	-2,00

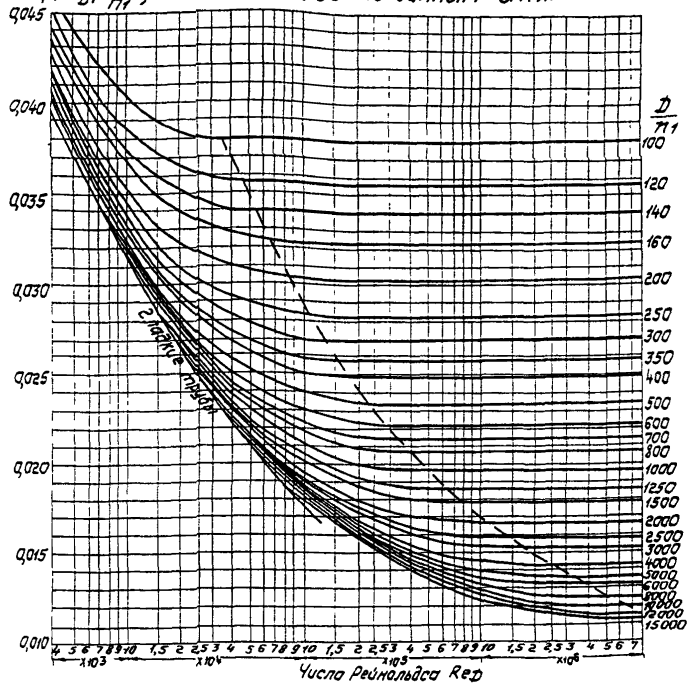
Копировать

PM4-163-77

Формат 11

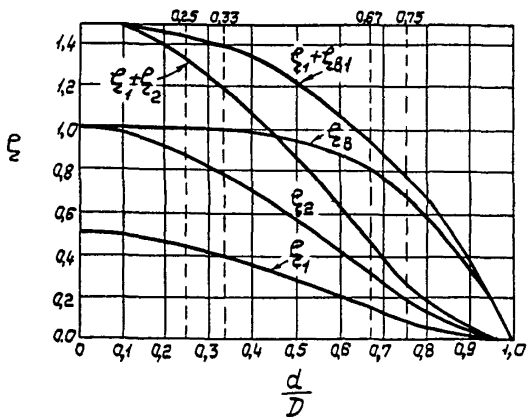
Лист 88

Коэффициенты трения  $\lambda$  круглых трубопроводов  
 $\lambda = f(Re_D, \frac{D}{\Delta})$  стальных труб по данным В.Т.И.

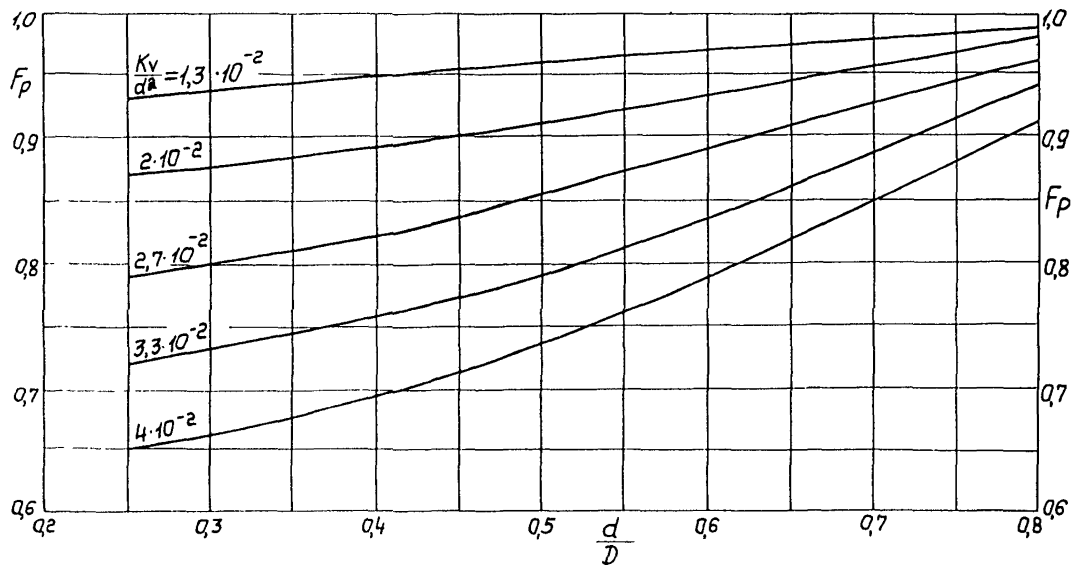


Наименование трубопровода	$\lambda$ , мм
Трубопроводы из новых труб, в том числе станционные паропроводы перегретого пара.	0,06
Теплофикационные паропроводы перегретого пара и водяные теплопроводы при наличии деаэрации и химической подпиточной воды	0,1
Паропроводы насыщенного пара и водяные теплопроводы при незначительных утечках воды (до 0,5%) и деаэрации подпитки	0,2
Паропроводы, работающие периодически (с простоями), и конденсатопроводы с открытой системой возврата конденсата	0,5
Воздухопроводы сжатого воздуха от паровых и турбокомпрессоров	0,8
Конденсатопроводы, работающие периодически, и водяные теплопроводы при отсутствии деаэрации и химической подпиточной воды и при больших утечках из сети (до 1,5-3%).	1,0

Коэффициенты  $\xi$  и  $\xi_B$  для одинаковых конических переходных патрубков (внезапные расширения)



Поправка на влияние переходных патрубков  $F_p$



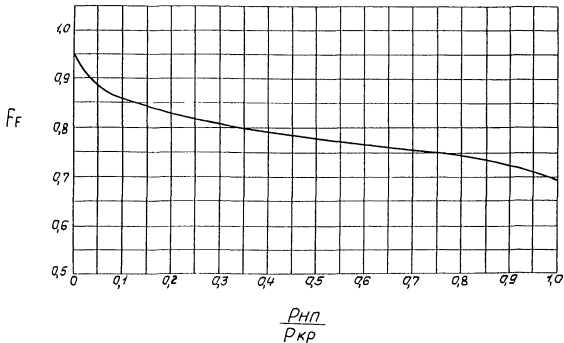
Приложение 9

Ориентировочные значения коэффициентов для расчета  
регулирующих органов

Вид регулирующего органа	Направление потока	Установка в трубе $D=d$						Установка в трубе $D=2d$			
		$Kv/d^2$	$F_L$	$X_T$	$F_d$	$F_s$	$K_c$	$Kv/D^2$	$F_{LP}$	$X_{TP}$	$F_d$
Односедельный проходной: — с пробковым затвором; — с пробковым затвором; — с цилиндрическим затвором с профильными окнами	под затвор	$1,5 \cdot 10^{-2}$	0,90	0,72	1,0	1,05	0,65	$0,36 \cdot 10^{-2}$	0,85	0,73	1,04
	на затвор	$1,5 \cdot 10^{-2}$	0,80	0,55	1,0	1,09	0,58	$0,36 \cdot 10^{-2}$	0,76	0,57	1,08
	оба	$1,2 \cdot 10^{-2}$	0,90	0,75	1,5	1,38	—*)	$0,3 \cdot 10^{-2}$	0,86	0,75	1,36
Двухседельный проходной: — с пробковым затвором — с цилиндрическим затвором с профильными окнами	—	$1,7 \cdot 10^{-2}$	0,85	0,70	0,71	0,85	0,70	$0,4 \cdot 10^{-2}$	0,79	0,71	0,84
	—	$1,7 \cdot 10^{-2}$	0,90	0,75	0,71	0,84	—*)	$0,4 \cdot 10^{-2}$	0,83	0,75	0,83
Угловой полнопроходный с пробковым затвором	под затвор	$2,3 \cdot 10^{-2}$	0,90	0,72	1,0	1,08	0,64	$0,57 \cdot 10^{-2}$	0,78	0,73	1,04
	на затвор	$2,7 \cdot 10^{-2}$	0,80	0,65	1,0	1,12	0,53	$0,66 \cdot 10^{-2}$	0,69	0,68	1,08
Заслоночный, открытый на $60^\circ$	—	$2,3 \cdot 10^{-2}$	0,68	0,38	0,71	0,92	0,3	$0,56 \cdot 10^{-2}$	0,63	0,43	0,91
Заслоночный, открытый на $90^\circ$	—	$7,4 \cdot 10^{-2}$	0,55	0,20	0,71	1,01	—*)	$7,1 \cdot 10^{-2}$	0,45	0,33	0,97

\*) сведения отсутствуют

Поправочный коэффициент  $F_F$



ИЗДАНИЕ: 1980 г. ПОЛУЧ. ПОШТ. ДАТА: \_\_\_\_\_ КОМПЬЮТЕР: \_\_\_\_\_

РМЦ-163-77

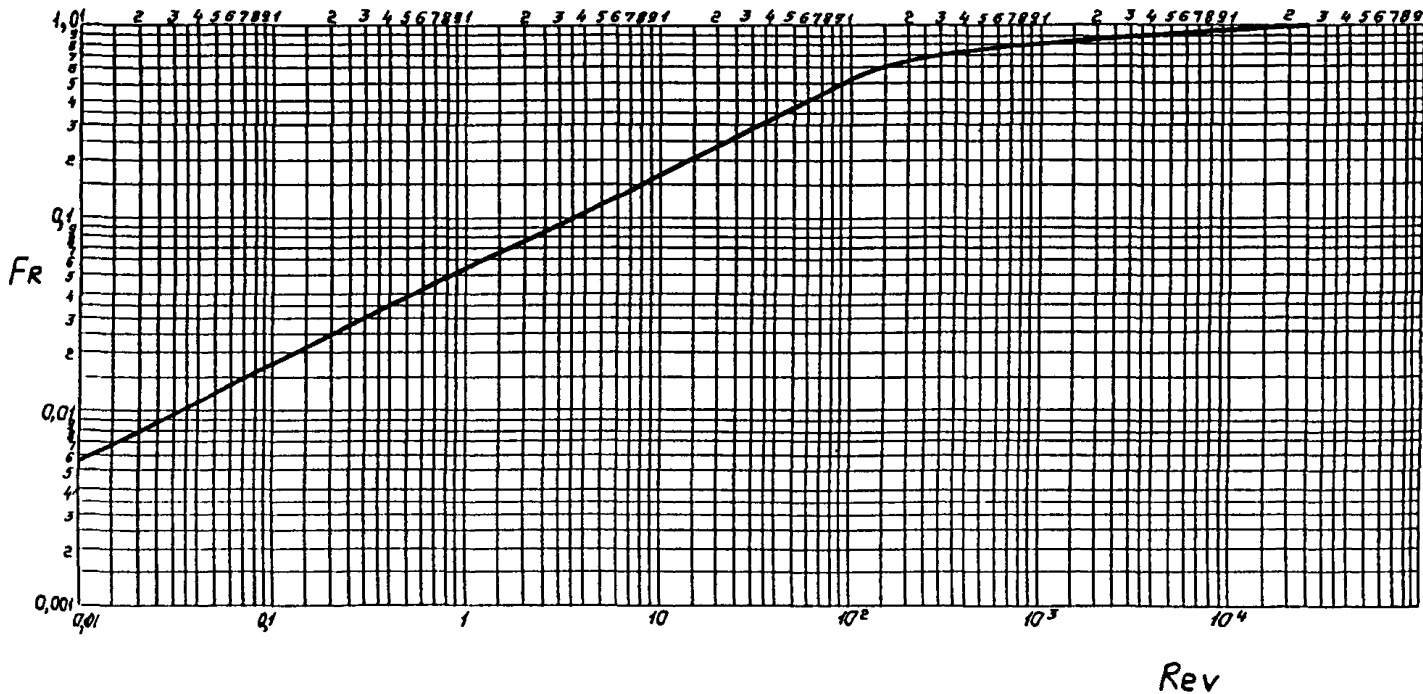
Формат 11

Лист 93

Изм. № подл.	Попр. и дата	Взам. инв. №	Изм. № дубл.	Пом. и дат.
224-725	11/04-78, X			

Приложение 11

### Поправка на влияние вязкости $F_R$



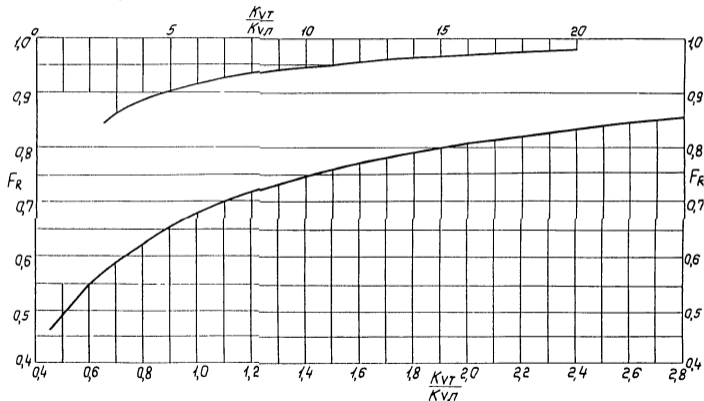
Копировать

PM4-163-77

Формат 11

Лист  
94

Поправка на влияние вязкости  $F_R$  для переходного режима движения жидкости





Уравнения для расчета регулирующих органов,  
управляющих потоками жидкости

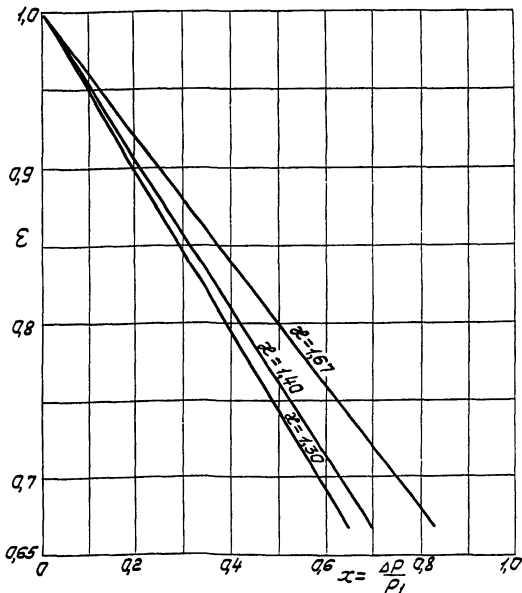
Режим движения	Уравнение	Величины, входящие в уравнения		
		Обозначения	Ед. изм.	Наименование
Турбулентное однофазное в квадратной области $\Delta P \leq K_c (P_1 - P_{нп})$	$Q = F_p K_v \sqrt{\frac{\Delta P}{\rho}}$	D	мм	Внутренний диаметр трубы
		F <sub>d</sub>	—	Коэффициент формы
		F <sub>F</sub>	—	Поправочный коэффициент
		F <sub>L</sub>	—	Коэффициент восстановления давления жидкости
Кавитация и вскипание $\Delta P > F_L^2 (P - F_p P_{нп})$	$Q = F_{LP} K_v \sqrt{\frac{P_1 - F_F P_{нп}}{\rho}}$	F <sub>LP</sub>	—	Коэффициент восстановления давления и влияния входного патрубка
		F <sub>p</sub>	—	Поправка на влияние переходных патрубков
		F <sub>R</sub>	—	Поправка на влияние вязкости
		K <sub>c</sub>	—	Коэффициент начала кавитации
Ламинар- ный	$Q = 127 \frac{\Delta P}{\mu} (F_p F_p K_v)^{3/2}$ $F_p = \left( \frac{F_d F_p}{F_{LP}} \right)^{1/3} \left[ \frac{(K_v F_{LP})^2}{0,0016 D^4} + 1 \right]^{1/6}$	K <sub>v</sub>	—	Пропускная способность
		P <sub>1</sub>	кг/см <sup>2</sup>	Абсолютное давление перед регулирующим органом
		P <sub>нп</sub>	кгс/см <sup>2</sup>	Абсолютное давление насыщенных паров
		ΔP	кгс/см <sup>2</sup>	Перепад давления
Переход- ной	$Q = F_R F_p K_v \sqrt{\frac{\Delta P}{\rho}}$ $F_R - \text{см приложение 12}$	Q	м <sup>3/2</sup>	Объемный расход
—	$Re_v = \frac{70700 Q F_d}{\nu (F_p K_v)^2} \left( \frac{F_{LP} K_v^2}{0,0016 D^4} + 1 \right)^{1/4}$	Re <sub>v</sub>	—	Числа Рейнольдса регулирующего органа
		μ	сП	Динамическая вязкость
		ν	сСт	Кинематическая вязкость
		ρ	г/см <sup>3</sup>	Плотность

Критический относительный перепад давления  
с учетом влияния переходных патрубков  $\chi_{тр}$

$\frac{Kv}{d^2}$	$1,3 \cdot 10^{-2}$					$2 \cdot 10^{-2}$					$2,7 \cdot 10^{-2}$				$3,3 \cdot 10^{-2}$				$4 \cdot 10^{-2}$		
	$\chi_{тр}$	0,40	0,50	0,60	0,70	0,80	0,40	0,50	0,60	0,70	0,80	0,40	0,50	0,60	0,70	0,20	0,30	0,40	0,50	0,15	0,20
$\frac{d}{D}$	$\chi_{тр}$					$\chi_{тр}$					$\chi_{тр}$				$\chi_{тр}$				$\chi_{тр}$		
0,80	0,40	0,49	0,59	0,69	0,78	0,40	0,49	0,58	0,67	0,75	0,39	0,48	0,56	0,64	0,21	0,30	0,39	0,47	0,17	0,21	0,26
0,75	0,40	0,50	0,59	0,69	0,78	0,40	0,49	0,58	0,67	0,75	0,40	0,49	0,57	0,65	0,22	0,31	0,40	0,48	0,18	0,23	0,27
0,67	0,40	0,50	0,60	0,69	0,78	0,41	0,50	0,59	0,68	0,76	0,42	0,51	0,59	0,67	0,24	0,33	0,43	0,51	0,19	0,25	0,30
0,60	0,41	0,51	0,60	0,70	0,79	0,42	0,52	0,61	0,69	0,78	0,43	0,53	0,61	0,69	0,25	0,36	0,45	0,54	0,21	0,27	0,32
0,50	0,41	0,52	0,61	0,71	0,80	0,44	0,53	0,63	0,71	0,79	0,46	0,55	0,64	0,72	0,28	0,39	0,49	0,58	0,24	0,30	0,36
0,40	0,42	0,52	0,62	0,71	0,80	0,44	0,55	0,65	0,74	0,82	0,49	0,58	0,67	0,75	0,30	0,42	0,53	0,62	0,26	0,33	0,40
0,33	0,43	0,53	0,62	0,72	0,81	0,46	0,56	0,66	0,75	0,83	0,50	0,60	0,69	0,78	0,31	0,44	0,55	0,64	0,27	0,34	0,40
0,25	0,44	0,53	0,63	0,73	0,83	0,48	0,58	0,67	0,76	0,85	0,52	0,62	0,71	0,79	0,33	0,46	0,57	0,67	0,27	0,37	0,44

PM4 - 163 - 77

Поправка на изменение плотности  $\epsilon$   
 для двухседельных регулирующих органов  
 с пружинным затвором ( $\alpha_T = 0,70$ )



Значения показателя адиабаты  $\gamma$

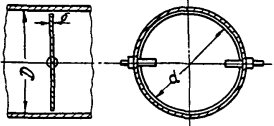
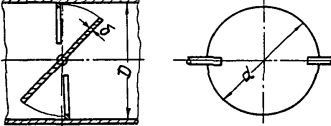
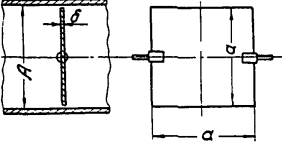
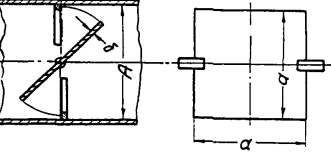
	$\gamma$
Однатомный газ (He, Ne, Ar и другие инертные газы)	1,67
Двухатомные газ (воздух, O <sub>2</sub> , H <sub>2</sub> , N <sub>2</sub> , CO, CO <sub>2</sub> и другие)	1,41
Трехатомный газ (перегретый водяной пар, SO <sub>2</sub> и др.)	1,31
Каменный уголь, газы, получаемые при сухой перегонке каменного угля, сланцев.	1,37

Уравнения для расчета регулирующих органов,  
управляющих потоками газа или пара

Режим движения	Уравнение	Величины, входящие в уравнения		
		Обозначения	Ед. изм.	Наименование
Турбулентное, $x \leq F_x x_T$	$Q = 31,6 \delta F_p K_v \sqrt{x P_1 \rho}$	$d$	мм	Присоединительный диаметр регулирующего органа
		$F_p$	—	Поправка на влияние переходных патрубков
		$F_x$	—	Поправка на показатель адиабаты
Критическое, $x > F_x x_T$	$Q = 31,6 \epsilon_{кр} F_p K_v \sqrt{F_x x_T P_1 \rho}$	$P_1$	кгс/см <sup>2</sup>	Абсолютное давление перед регулирующим органом
		$P_2$	кгс/см <sup>2</sup>	Абсолютное давление после регулирующего органа
		$\Delta P$	кгс/см <sup>2</sup>	Перепад давления
Переходный режим	$Q = 31,6 \epsilon F_R F_p K_v \sqrt{x P_1 \rho}$ $F_R$ - см. приложения 11 и 12	$Q$	кг/ч	Массовый расход
		$x$	—	Относительный перепад давления
		$x_T$	—	Относительный критический перепад давления воздуха
		$x_{TP}$	—	То же, с учетом входного патрубка
	$x = \frac{\Delta P}{P_1} = \frac{P_1 - P_2}{P_1};$	$\epsilon$	—	Поправка на изменение плотности
	$\epsilon = 1 - \frac{x}{3 F_x x_T};$	$\epsilon_{кр}$	—	То же, в критическом режиме
	$F_x = \frac{x}{1,40};$	$\zeta_{вх}$	—	Коэффициент сопротивления входного патрубка
	$x_{TP} = \frac{x_T}{F_p^2} \left[ 1 + \frac{x_T \zeta_{вх} (K_v)^2}{0,00241 (d^2)} \right]^{-1}$	$x$	—	Показатель адиабаты
		$\rho$	кг/м <sup>3</sup>	Плотность

Приложение 17

Пропускные способности нестандартных  
заслоночных регулирующих органов

Наименование	Общий вид и основные размеры	Пропускная способность при открытии 60°
<p>Круглая по- воротная заслонка с плоским крылом, без упоров</p>	 <p style="text-align: center;"><math>d = 0,995D, \quad \delta = 0,01D</math></p>	$K_V = 2,2 \cdot 10^{-2} d^2$
<p>Круглая по- воротная заслонка с плоским крылом, с упорами</p>	 <p style="text-align: center;"><math>d = 0,95D, \quad \delta = 0,02D</math></p>	$K_V = 1,9 \cdot 10^{-2} d^2$
<p>Квадратная поворотная заслонка с плоским крылом, без упоров</p>	 <p style="text-align: center;"><math>a = 0,995A</math></p>	$K_V = 2,8 \cdot 10^{-2} a^2$
<p>Квадратная поворотная заслонка с плоским крылом, с упорами</p>	 <p style="text-align: center;"><math>a = 0,98A, \quad \delta = 0,005A</math></p>	$K_V = 3 \cdot 10^{-2} a^2$

ПЕРЕЧЕНЬ ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ДОКУМЕНТОВ И ЛИТЕРАТУРЫ

I. Технические документы

ГОСТ 14691-69	Устройства исполнительные для систем автоматического регулирования. Термины.
ГОСТ 16443-70	Устройства исполнительные. Методы расчета пропускной способности, выбора условного прохода и пропускной характеристики
IEC draft Publication 534-2 Section One	Control Valve Sizing Equations for Incompressible Fluid Flow under Installed Conditions
ISA-S39. 1 (1972) (Instrument Society of America)	Control Valve Sizing Equations for Incompressible Fluids
ISA - S39.3(1973)	Control Valve Sizing Equations for Compressible Fluids

2. Литература

1. Арзуманов Э.С. Расчет и выбор регулирующих органов автоматических систем, М., 1971.
2. Казнер Д.Я. и Слободкин М.С. Арматура систем автоматического управления, М., 1977.
3. Driskell L. Control Valve Sizing with ISA-Formulas. How to Apply the New Standards, Instrumentation Technology, July, 1974, pp. 33-48.
4. Beaman H.D. Effects of Pipe Reducers on Valve Capacity, Instruments and Control Systems, December, 1968, pp. 99-102.
5. McCutcheon E.B. A Reynolds Number for Control Valves, in "Flow: its Measurement and Control in Science and Industry", vol. 1, part 3, 1974 (ed. Dowdell R.B.).

Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

PM4-163-77

Лист

101

6. Driskell L.R. Philosophy of Control Valve Sizing, Instrumentation Technology, January, 1975, pp. 33-34.
7. Chalfin S. Specifying Control Valves, Chemical Engineering, October 14, 1974, pp. 105-114.
8. Buckley P.S. and Marian P.L. Solving Instrumentation Problems with a Programmable Calculator, Instrumentation Technology, February, 1975, pp. 31-37.
9. de Filippis, L. Control Valve Flow Theory and Sizing, ISA Transactions, vol. 13, No. 4, 1974, pp. 347 - 368.

Изм. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Изм. № дубл.	Подп. и дат.	
004-785	11/04 78, X				
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дат.	РМ4-163-77
					Лист 102

Копировал

Формат 11