

где X_i - показатель адиабаты i -го компонента смеси газов при рабочих условиях определяется по обязательному приложению 5.

4. РЕГУЛЯТОРЫ ДАВЛЕНИЯ ГАЗА

4.1. Основные положения по расчету регуляторов давления газа

Регулятором принято называть устройство, обеспечивающее автоматическую работу систем газоснабжения или агрегата для поддержания на заданном уровне их параметров.

В системе городского газоснабжения регуляторы давления, применяемые на газораспределительных станциях и городских газорегуляторных пунктах, являются связывающим звеном между сетью высокого (среднего) и низкого давления.

По принципу действия различают регуляторы прямого действия и непрямого действия.

В современных системах газоснабжения широкое распространение получили регуляторы непрямого и прямого действия.

Регуляторы прямого действия по сравнению с регуляторами непрямого действия обладают меньшей чувствительностью. Это объясняется тем, что перемещение клапана при изменении расхода начинается только после того, как создается усилие (разность давления на мембрану и вес груза или пружины) достаточное для преодоления сил трения во всех подвижных узлах. В результате этого регулирование происходит небольшими толчками.

У регуляторов непрямого действия силы трения преодолеваются за счет источника энергии и не требуется значительного изменения усилий на мембрану. Поэтому процесс регулирования происходит более спокойно, без толчков.

Одним из основных элементов регуляторов являются дросселирующие устройства, представляющие собой отверстия, которые перекрываются заслонками или разного рода клапанами при их движении.

В качестве дросселей в регуляторах наибольшее распространение получили клапаны. Поворотные заслонки,

несмотря на простоту конструкции, широкого распространения не получили и применяются главным образом в газорегуляторных пунктах большой производительности, обслуживающие тепловые электростанции (ТЭЦ и ГРЭС), а также на газопроводах низкого и среднего давления при газооборудовании теплоагрегатов (печей различного назначения) и котлов. Поворотные заслонки служат для автоматического регулирования тепловых режимов. Поворотные заслонки применяются в комплекте с электрическими исполнительными механизмами и электронными регуляторами.

Пропускная способность дросселей различной конструкции при разной степени открытия клапана представлена на рис. I.

Количество протекающего через дроссель газа в зависимости от степени открытия проходного сечения является основной характеристикой дроссельной части регулятора.

Регулирующие дроссельные органы представляют собой по существу переменные гидравлические сопротивления.

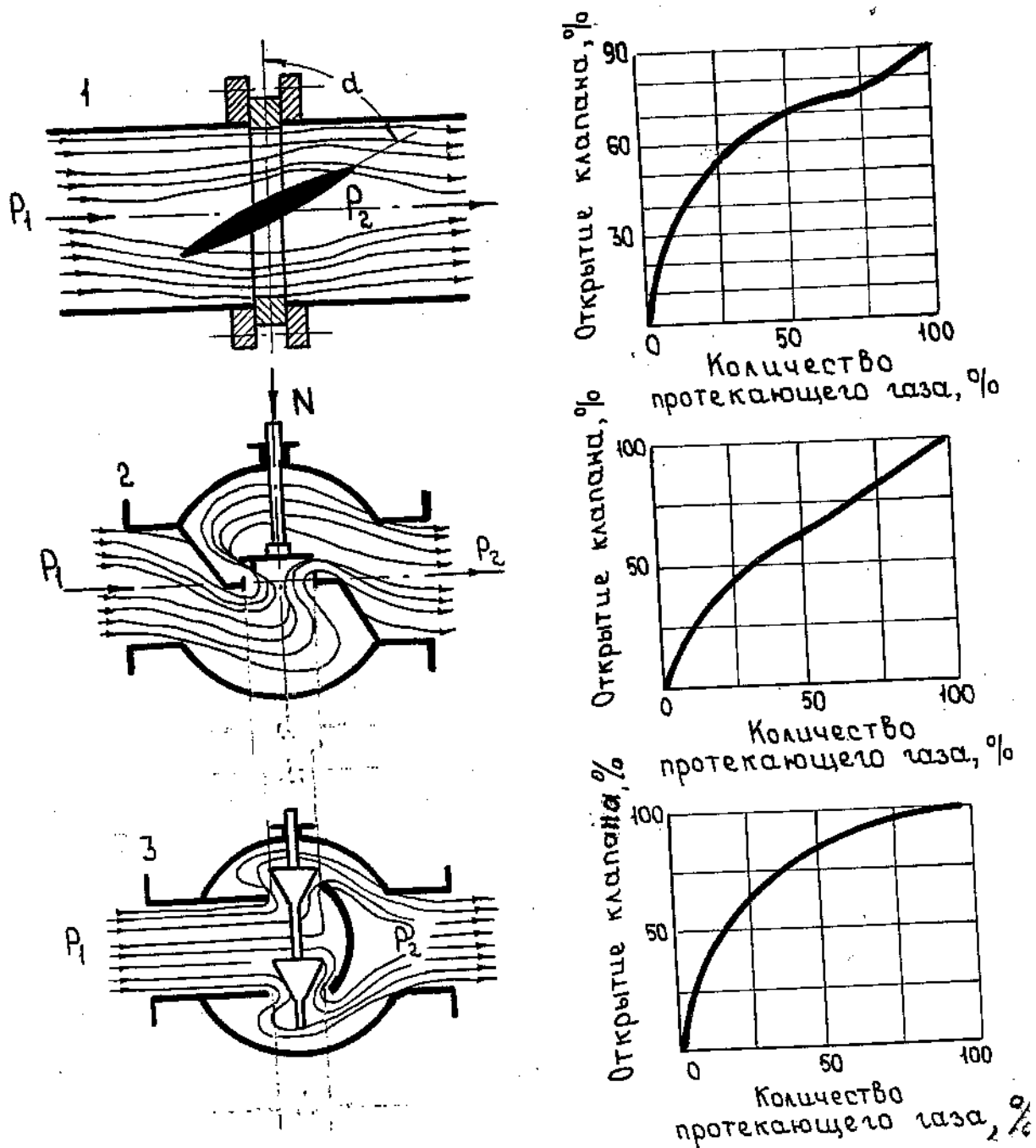
Определение конструктивных размеров дроссельного органа и его гидравлической характеристики, представляют собой зависимость расхода протекающего вещества от перемещения золотника (заслонки) дроссельного органа, выполняется расчетом при их конструировании. Поэтому задача по расчету регулирующих устройств (регуляторов давления) при проектировании систем газоснабжения сводится к определению проходного отверстия, при котором обеспечивается пропуск расчетного количества газа и возможности выбора и заказа регулятора давления.

Пропускную способность регулятора определяют для полностью открытого клапана в предположении адиабатического (без сообщения и отнятия тепла) процесса истечения газа через седельное отверстие.

При нормальных условиях работы регулятора расчетная пропускная способность его должна быть примерно на 20% больше требуемой максимальной пропускной способности регулятора. Это значит, что он должен быть загружен при требуемой пропускной способности не более чем на 80%, а при минимальном расходе - не менее чем на 10%, т.е.

$$\frac{Q_{max}}{Q_1} \cdot 100 \leq 80\% \quad \text{и} \quad \frac{Q_{min}}{Q_1} \cdot 100 \geq 10\%$$

Дроссельные части регуляторов и их характеристика



- 1 — поворотная заслонка; 2 — односедельный клапан;
3 — двухседельный клапан.

Рис. I

где Q_{min} - требуемая минимальная пропускная способность - это минимум нагрузки в системе газоснабжения или установки, который возможен в момент наименьшего потребления газа потребителями.

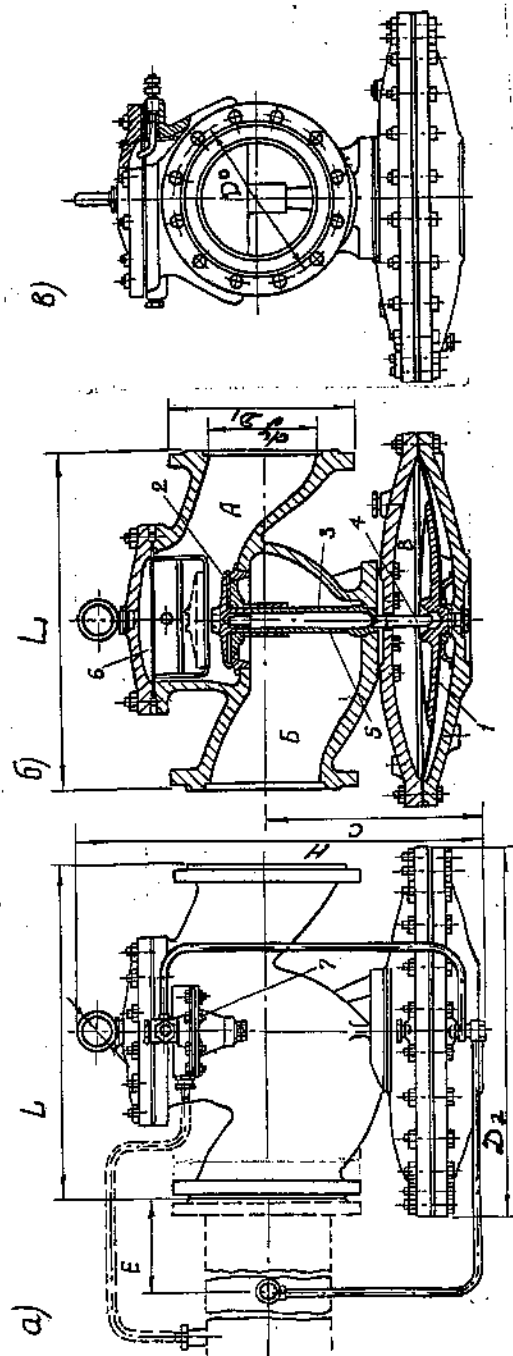
Конструктивные данные регуляторов давления газа приведены на рис. 2, 3, 4, 5, 6.

4.2. Исполнение регулятора давления РДБК

Регуляторы давления РДБК изготавливаются в двух исполнениях прямого и непрямого действия. Регулятор давления в исполнении прямого действия (марки РДБК III) состоит из односедельного регулирующего клапана, регулятора управления прямого действия, двух регулирующих дросселей и дросселя из надмембранной камеры регулирующего клапана. Схема обвязки регулятора приведена на рис. 7. Регулятор в исполнении непрямого действия (марки РДБК I) состоит из односедельного регулирующего клапана, стабилизатора, регулятора управления непрямого действия, двух регулирующих дросселей и дросселя из надмембранной камеры регулирующего клапана. Схема обвязки регулятора приведена на рис. 8.

Примечание. Регулируемый дроссель из надмембранной камеры регулирующего клапана устанавливается только на регуляторах с диаметром условного прохода 50 и 100 мм.

Регулятор давления РДУК 2

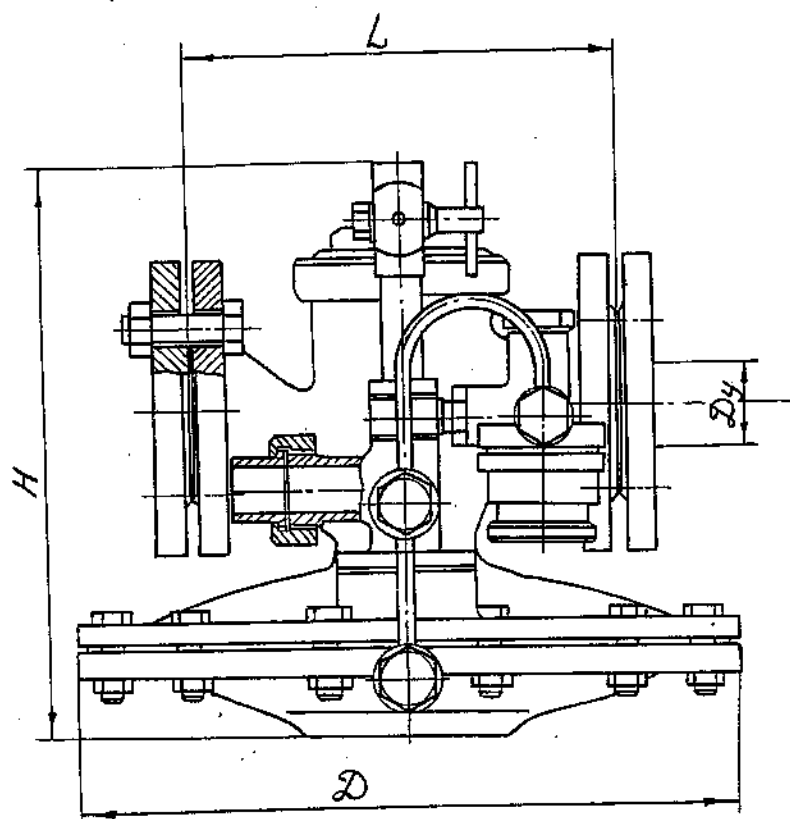


а - вид со стороны пилота; б - разрез; в - вид со стороны выходного фланца; г - рабочая мембрана регулирующего клапана; 2 - регулирующий клапан; 3 - стержень регулирующего клапана; 4 - толкатель; 5 - колонка; 6 - люк со съемной крышкой; 7 - регулятор управления (пилот). Буквами А, Б, В обозначены полости регулятора давления и мембранной коробки

Размеры и масса регуляторов РДУК2

Тип регулятора	размеры в мм							масса, кг
	dy	D1	D2	D3	C	E	H	
РДУК2-50	50	160	360	125	79	100	273	45
РДУК2-100	100	200	512	180	230	100	450	80
РДУК2-200	200	336	650	295	370	100	680	300

Регулятор давления газа РДБК

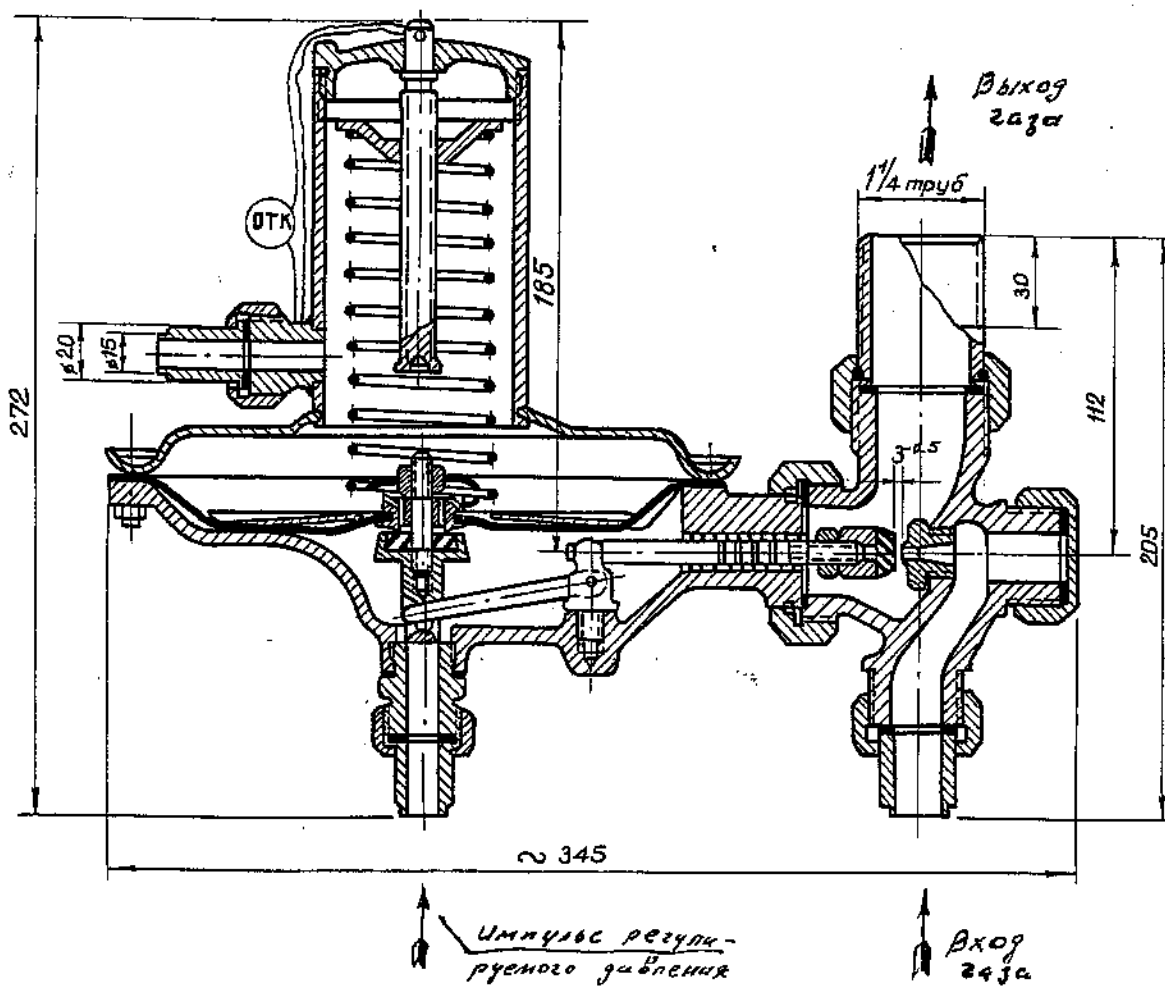


Габаритные размеры, мм

Тип регуля- тора	D_y	D	H	L
РДБК - 25	25	306	240	200
РДБК - 50	50	360	278	230
РДБК - 100	100	466	440	350

Рис. 3

Регулятор низкого давления РД-32 М



Примечание. Размеры присоединительных резьб входных патрубков крестовины - 1" труб. наружная.

Рис. 4

Регулятор низкого давления РД-50 М

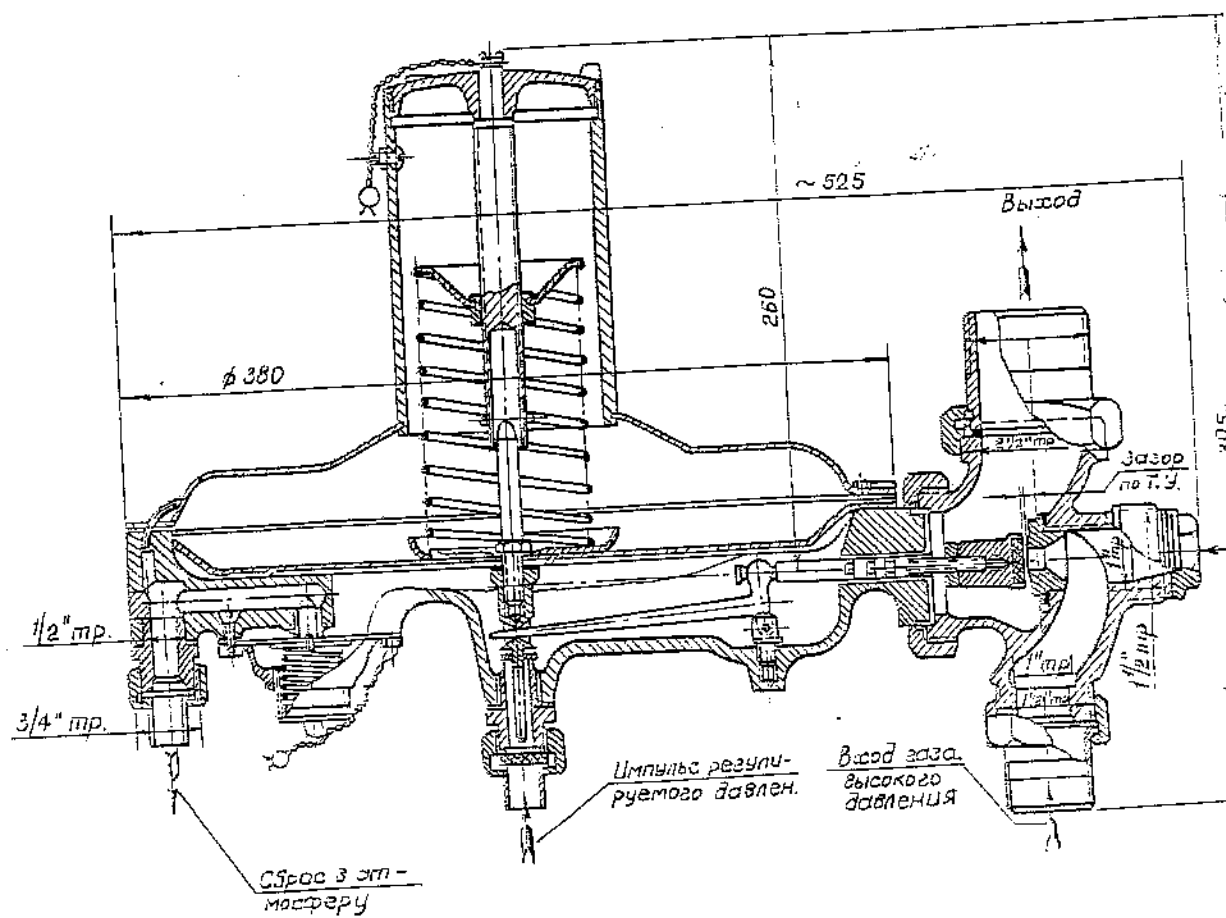
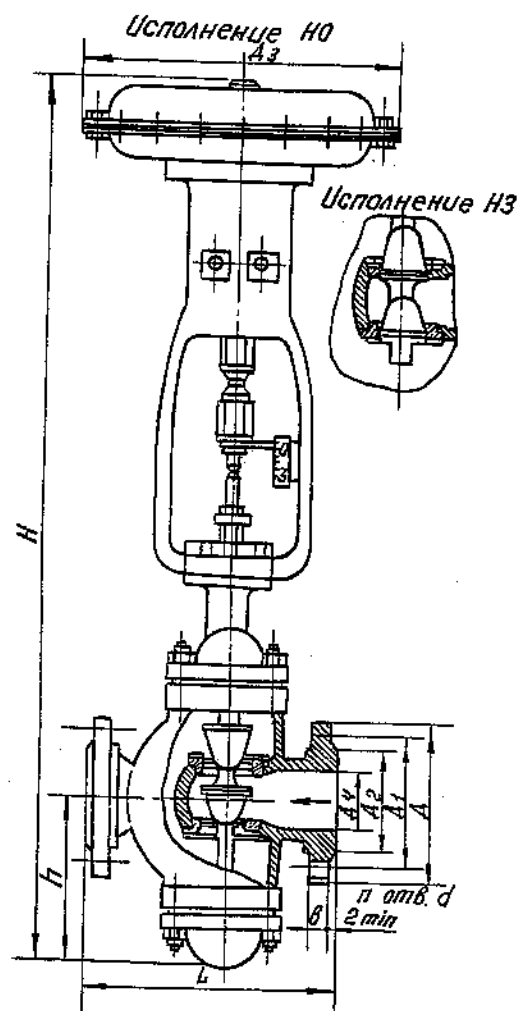


Рис. 5

Техническая характеристика и габаритные размеры клапана регулирующего с мембранным пневмоприводом типа 25 ч 30 нж I-M (Н0), 25 ч 32 нж 5-M (НЗ)

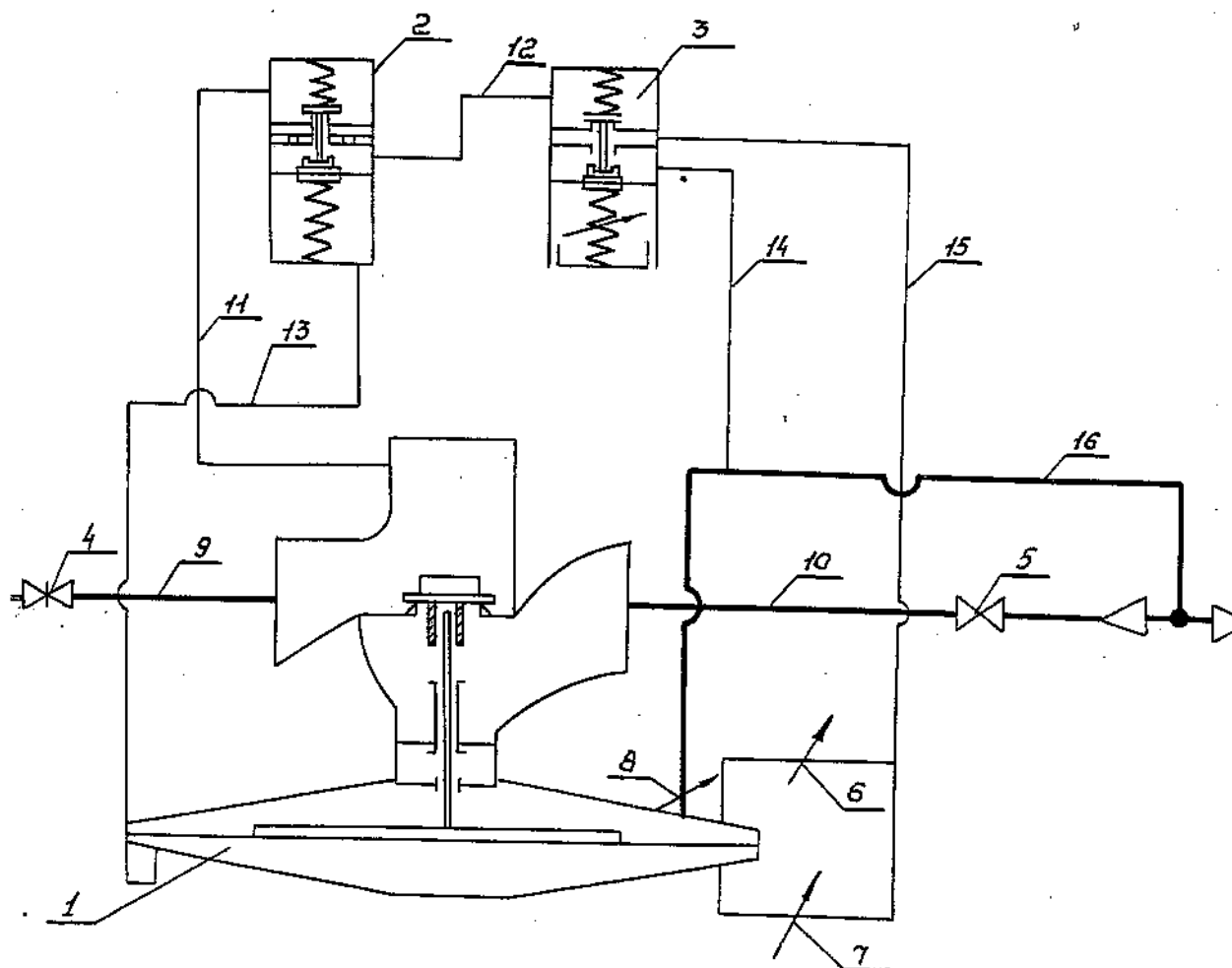


Давление условное
 P_u 1,6 МПа
 Температура до 300°C
 Присоединительные
 фланцы к трубопроводу
 по ГОСТ 12817-80 с
 присоединительными
 размерами по
 ГОСТ 12815-80
 Допустимый перепад
 давления на клапанах
 для газообразных сред
 до 1,6 МПа - клапаны
 Ду 80 мм и 1,2 для
 клапанов Ду 100 -
 300 мм

Условный проход Ду, мм	Размеры, мм										Kv 1/4	Масса, кг
	L	A	A ₁	A ₂	A ₃	b	d	H	h	n		
15	130	95	65	45	250	12	14	600	90	4	6,3	19
20	150	105	75	68	250	14	14	620	100	4	10	23
25	160	113	85	68	250	14	14	650	120	4	16	24
40	200	145	110	68	310	16	18	790	140	4	40	38
50	230	160	125	102	310	17	18	820	160	4	63	40
80	310	195	160	138	380	19	18	1070	210	4	160	76
100	350	215	180	158	460	21	18	1390	230	8	250	125
150	480	280	240	212	460	25	23	1530	360	8	630	175
200	600	335	295	268	570	27	23	1940	460	12	1000	345
250	430	405	355	320	570	29	27	2080	530	12	1600	475
300	850	460	410	378	570	50	27	2220	610	12	2500	660

Рис. 6

Схема обвязки регулятора давления газа РДБК1



Поз. N	Наименование	Кол.
1	Регулирующий клапан.	1
2	Стабилизатор.	1
3	Регулятор управления непрямого действия.	1
4,5	Запорное устройство.	2
6..8	Дроссель регулируемый	3
9..16	Линии связи	8

— Газопровод
 — Трубки импульсные

Рис. 8

4.3. Расчет регуляторов давления газа типа РДУК-2 и РДЕК

Минимальное входное давление для регуляторов должно быть не менее 5000 Па.

Максимальная пропускная способность регуляторов в зависимости от располагаемого перепада давления определяется по графикам рекомендуемого приложения 6.

Указания к графикам:

P_1 - давление газа на входе в регулятор, МПа;

P_2 - давление газа на выходе, МПа;

Q - максимальная пропускная способность регулятора в нормальных условиях, м³/ч (для газа с отношением теплоемкости при постоянном объеме, равным 1,3 и плотности газа 0,76 кг/м³).

Для определения пропускной способности регуляторов на газе с другой плотностью величину расхода по графику следует умножить на коэффициент $K_v = \frac{0,815}{\sqrt{\rho_n}}$

Определение пропускной способности регуляторов давления газа по графикам рассматривается ниже на примерах.

Пример I. Подобрать регулятор на расход газа $Q_{max} = 1600$ м³/ч, $Q_{min} = 700$ м³/ч, плотность газа $\rho_n = 0,73$ кг/м³, избыточное давление газа перед регулятором $P_1 = 0,5$ МПа, избыточное давление газа после регулятора $P_2 = 0,35$ МПа.

Ответ: по графику рис. 6. I, рекомендуемого приложения 6, для РДУК-50/35 $Q = 2200$ м³/ч.

$$K_v = \frac{0,815}{\sqrt{\rho_n}} = \frac{0,815}{\sqrt{0,73}} = 0,954$$

$$Q = Q_{max} K_v = 2200 \cdot 0,954 = 2100 \text{ м}^3/\text{ч}$$

Загрузка регулятора при этом составит:

$$\text{максимальная} \quad \frac{Q_{max}}{Q_1} 100 = \frac{1600}{2100} \cdot 100 = 76,2\%$$

$$\text{минимальная} \quad \frac{Q_{min}}{Q_1} 100 = \frac{700}{2100} \cdot 100 = 33,4\%$$

Результат расчета удовлетворяет условиям

Пример 2. Известно $P_I = 0,6$ МПа
 $P_2 = 0,003$ МПа

Ответы: по графику рис. 6.1 приложения 6
 для РДУК2-50/35 $Q = 3200$ м³/ч;
 для РДУК2-100/50 $Q = 4800$ м³/ч;
 для РДУК2-100/70 $Q = 9200$ м³/ч.

Пример 3. Известно $P_I = 0,6$ МПа
 $P_2 = 0,003$ МПа

Ответ: по графику рис. 6.2 приложения 6
 для РДУК2-200/105 $Q = 23500$ м³/ч

Пример 4. Известно $P_I = 0,15$ МПа
 $P_2 = 0,003$ МПа

Ответ: по графику рис. 6.2 приложения 6
 для РДУК2-200/140 $Q = 13500$ м³/ч

Если давление газа на входе в регулятор и на выходе отличаются от давления, приведенного по графикам приложения 6, пропускная способность регуляторов давления типа РДУК и РДБК определяется по формулам для регуляторов давления РДУК

$$Q = 1595 \cdot \varphi \cdot K_2 \cdot \varphi \cdot P_1 \sqrt{\frac{1}{P_H}} \quad (24)$$

где φ - коэффициент, зависит от отношения $\frac{P_2}{P_1}$ и определяется по графику (рис.9);

параметры φ и K_2 определяются по табл. 2.

При расчете следует учитывать, что регулятор РДУК2-200 с седлом клапана диаметром 140 мм применяется при входном давлении до 0,6 МПа.

Основные параметры регуляторов управления приведены в табл. 3.

Для регуляторов давления РДБК

$$\text{при } \frac{P_2}{P_1} \leq 0,9$$

$$Q_1 = 1595 \cdot \varphi_1 \cdot K_3 \cdot \varphi \cdot P_1 \sqrt{\frac{1}{P_H}} \quad (25)$$

$$\text{при } \frac{P_2}{P_1} > 0,9$$

$$Q_1 = 316,23 \cdot f_1 \cdot K_3 \sqrt{\frac{2g(P_1 - P_2)}{\rho_n}}, \quad (26)$$

где φ - значение параметра соответствует данным приведенным в формуле (24);

f_1 и K_3 - соответственно площадь сечения условного прохода входного фланца регулятора и коэффициент расхода отнесенного к площади условного прохода входного фланца определяются по табл. 4.

Таблица 2

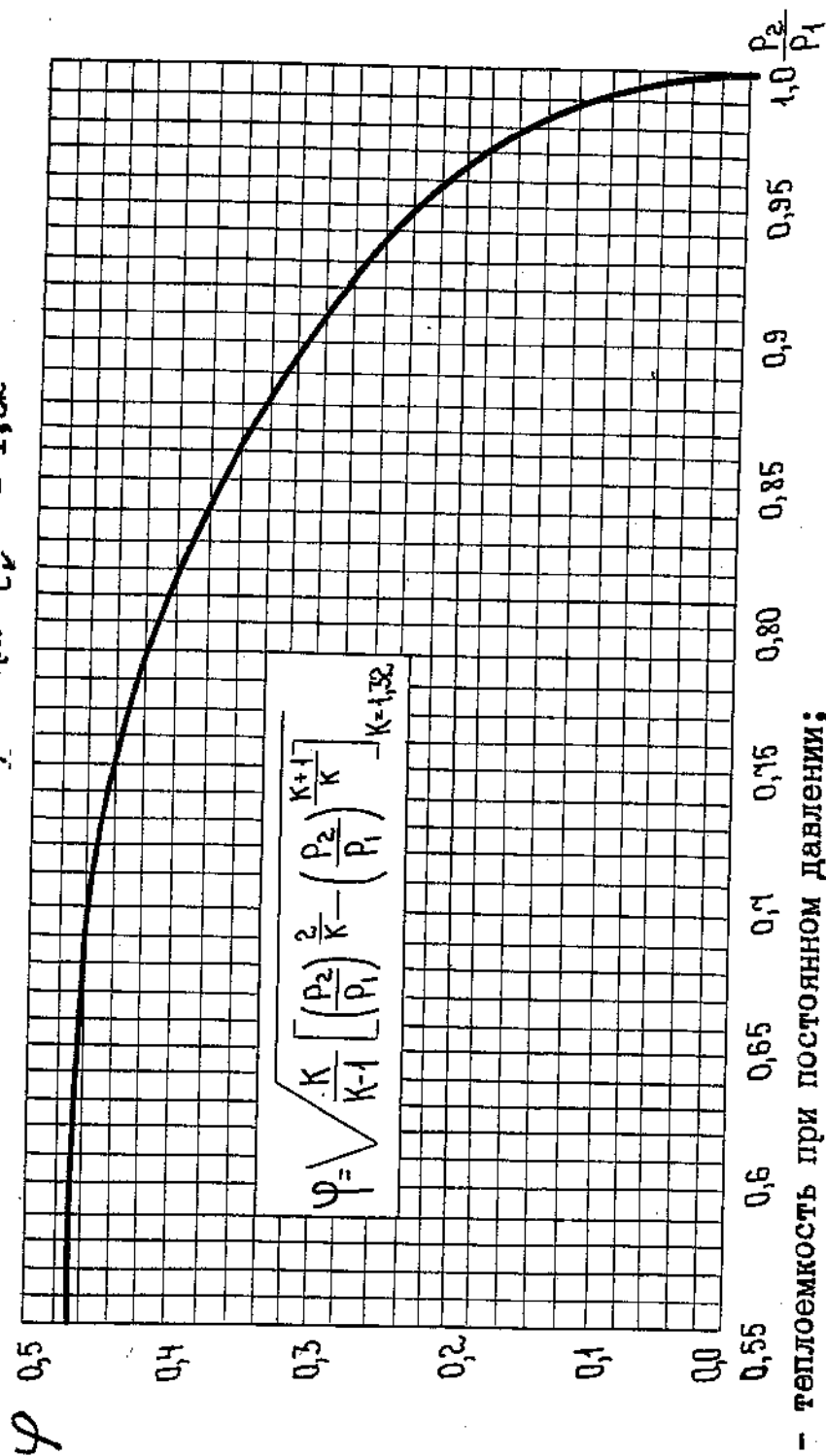
Параметры	Тип регулятора и диаметр седла клапана в мм				
	РДУК-50	РДУК2-100		РДУК2-200	
	ф 35	ф 50	ф 70	ф 105	ф 140
Площадь сечения клапана (за вычетом площади сечения штока клапана) в см ²	8,50	13,5	32,3	68,5	136,0
Коэффициент расхода, K_2	0,6	0,6	0,5	0,49	0,4

Характеристика регуляторов управления

Таблица 3

Основные характеристики	Тип регулятора управления	
	КН2-00	КВ2-00
	Диаметр проволоки пружины ф 4,5 мм	Диаметр проволоки пружины ф 5 мм
Давление на входе перед регулятором, МПа	до 1,2	до 1,2

График зависимости φ от $\frac{P_2}{P_1}$ при $\frac{C_p}{C_v} = 1,32$



C_p - теплоемкость при постоянном давлении;

C_v - теплоемкость при постоянном объеме;

χ - показатель адиабаты газа при атмосферном давлении $P_H = 0,10132$ МПа и температуре 0°C

Рис. 9

Продолжение табл.

Основные характеристики	Тип регулятора управления	
	КН2-00	КВ2-00
	Диаметр проволоки пружины ф 4,5 мм	Диаметр проволоки пружины ф 5 мм
Контролируемое выходное давление, МПа	0,0005±0,06	0,06±0,6
Наружный диаметр мембранной камеры, мм	160	160
Высота регулятора управления, мм	180	180
Масса, кг	4,5	5,2

Таблица 4

Технические характеристики регуляторов давления РДБКІ и РДБКІІ

Наименование параметров	Ду 25 мм		Ду 50 мм		Ду 100 мм	
	РДБКІІ	РДБКІ	РДБКІІ	РДБКІ	РДБКІІ	РДБКІ
Диаметр условного прохода входного фланца, мм	25	25	50	50	100	100
Площадь сечения условного прохода входного фланца, см ² , <i>f</i>	4,9	4,9	19,625	19,625	78,5	78,5
Максимальное входное давление, МПа	1,6	1,6	1,2	1,2	1,2	1,2
Регулируемое выходное давление, МПа	0,03± ±0,6	0,001± ±0,06	0,03± ±0,6	0,001± ±0,06	0,03± ±0,6	0,001± ±0,6

Наименование параметров	Ду 25 мм		Ду 50 мм		Ду 100 мм	
	РДБКП	РДБКІ	РДБКП	РДБКІ	РДБКП	РДБКІ
Диаметр седел, мм	21	21	35	35	50/70	50/70
Максимальная пропускная способность при +20°C: $P_H = 0,10132$ МПа; $\rho_H = 0,72$ кг/м ³ ; $P_1 = 0,1$ МПа; $P_2 = 0,001$ МПа, м ³ /ч	310	300	900	900	$\frac{1420}{2840}$	$\frac{1420}{2840}$
Коэффициент расхода, отнесенный к площади условного прохода входного фланца, K_3	0,355	0,355	0,259	0,259	$\frac{0,103}{0,206}$	$\frac{0,103}{0,206}$
Габариты, мм						
Строительная длина	200	200	230	230	350	350
высота	240	240	278	278	440	440
ширина	335	335	360	360	466	466
Масса, кг	17,8	21,3	47	48,5	78	79,5

Примечание. Значения параметров приведенных в таблице дроби относятся: в числителе к регуляторам РДБКП-100/50 или РДБКІ-100/50; в знаменателе к регуляторам РДБКП-100/70 или РДБКІ-100/70

4.4. Пример. Расчет регулятора давления РДУК2 на пропускную способность

Исходные данные

Максимальный расход газа	Q_{max}	= 2500 м ³ /ч
Минимальный расход газа	Q_{min}	= 400 м ³ /ч
Абсолютное давление газа на входе в регулятор	P_1	= 0,7 МПа
Абсолютное давление газа на выходе из регулятора	P_2	= 0,105 МПа
Плотность газа при $t = 0^\circ\text{C}$ и $P_n = 0,10132$ МПа	ρ_n	= 0,77 кг/м ³
Диаметр условного прохода газопровода	D_u	= 50 мм

Определяемая величина	Номер пункта, рис., граф., табл., формула	Расчет	Результат
1. Диаметр седла клапана	Приложение 7 рис. 7.1		35 мм
2. Площадь седла клапана	Табл. 2	-	8,5 см ²
3. Коэффициент расхода, K	Табл. 2	-	0,6
4. Отношение, $\frac{P_2}{P_1}$		$\frac{P_2}{P_1} = \frac{0,105}{0,7} =$	0,15
5. Поправочный множитель, φ	Рис. 9	$\varphi = f\left(\frac{P_2}{P_1}\right)$	0,47
6. Искомая пропускная способность регулятора при P_1 и P_2 , Q_1	Формула 24	$Q_1 = 1595 \cdot f \cdot \varphi \cdot K_2 \cdot P_1 \sqrt{\frac{1}{\rho_n}} =$ $= 1595 \cdot 8,5 \cdot 0,6 \cdot 0,47 \cdot 0,7 \sqrt{\frac{1}{0,7}} =$	3050 м ³ /ч
7. Процент загрузки регулятора при		$\frac{Q_{max}}{Q_1} \cdot 100 =$ $= \frac{2500}{3050} \cdot 100 =$	82%

Определяемая величина	Номер пункта, рис., граф., табл., формула	Расчет	Результат
8. Процент загрузки регулятора при		$\frac{Q_{min}}{Q_1} \cdot 100 =$ $= \frac{400 \times 100}{3050} =$	13,0%

Примечание. $\frac{Q_{max}}{Q_1} \cdot 100 \leq 80\%$; $\frac{Q_{min}}{Q_1} \cdot 100 \geq 10\%$ при этих условиях расчет заканчивается. При несоответствии расчет повторяется снова при других значениях диаметра седла клапана.

4.5. Пример. Расчет регулятора давления РДБК на пропускную способность

Исходные данные

Максимальный расход газа $Q_{max} = 700 \text{ м}^3/\text{ч}$
 Минимальный расход газа $Q_{min} = 200 \text{ м}^3/\text{ч}$
 Абсолютное давление газа на входе в регулятор $P_1 = 0,7 \text{ МПа}$
 Абсолютное давление газа на выходе регулятора $P_2 = 0,103 \text{ МПа}$
 Плотность газа при $t = 0^\circ\text{C}$ и $P_H = 0,10132 \text{ МПа}$ $\rho_H = 0,73 \text{ кг/м}^3$
 Диаметр условного прохода газопровода $D_u = 50 \text{ мм}$

Определяемая величина	Номер пункта, рис., граф., табл.	Расчет	Результат
1. Диаметр условного прохода входного фланца	Табл. 4		25 мм
2. Площадь сечения условного прохода входного фланца	Табл. 4		4,9 см ²

Определяемая величина	Номер пункта, рис., граф., табл.	Расчет	Результат
3. Коэффициент расхода, отнесенный к площади условного прохода входного фланца, K_3	Табл. 4		0,355
4. Отношение $\frac{P_2}{P_1}$		$\frac{P_2}{P_1} = \frac{0,103}{0,7} =$	0,147
5. Коэффициент, φ	Рис. 9	$\varphi = \varphi\left(\frac{P_2}{P_1}\right)$	0,47
6. Искомая пропускная способность регулятора при P_1	Формула 25	$Q_1 = 1595 \cdot \varphi_1 \cdot \varphi \cdot K_3 \cdot P_1 \sqrt{\frac{1}{P_H}}$ $= 1595 \times 4,9 \times 0,47 \times$ $\times 0,355 \times 0,7 \sqrt{\frac{1}{0,73}} =$	1068,3 м
7. Процент загрузки регулятора при Q_{max}		$\frac{Q_{max} \cdot 100}{Q_1} =$ $= \frac{700 \times 100}{1068,3} =$	65,5%
8. Процент загрузки регулятора при Q_{min}		$\frac{Q_{min} \cdot 100}{Q_1} =$ $= \frac{200 \times 100}{1068,3}$	18,7%

Примечание. $\frac{Q_{max} \cdot 100}{Q_1} \leq 80\%$ и $\frac{Q_{min} \cdot 100}{Q_1} \geq 10\%$
 при этих условиях расчет заканчивается. При несоответствии расчет повторяется снова при других значениях площади сечения условного прохода входного фланца.

4.6. Настройка регуляторов давления газа типа РДУК2 при параллельной их работе

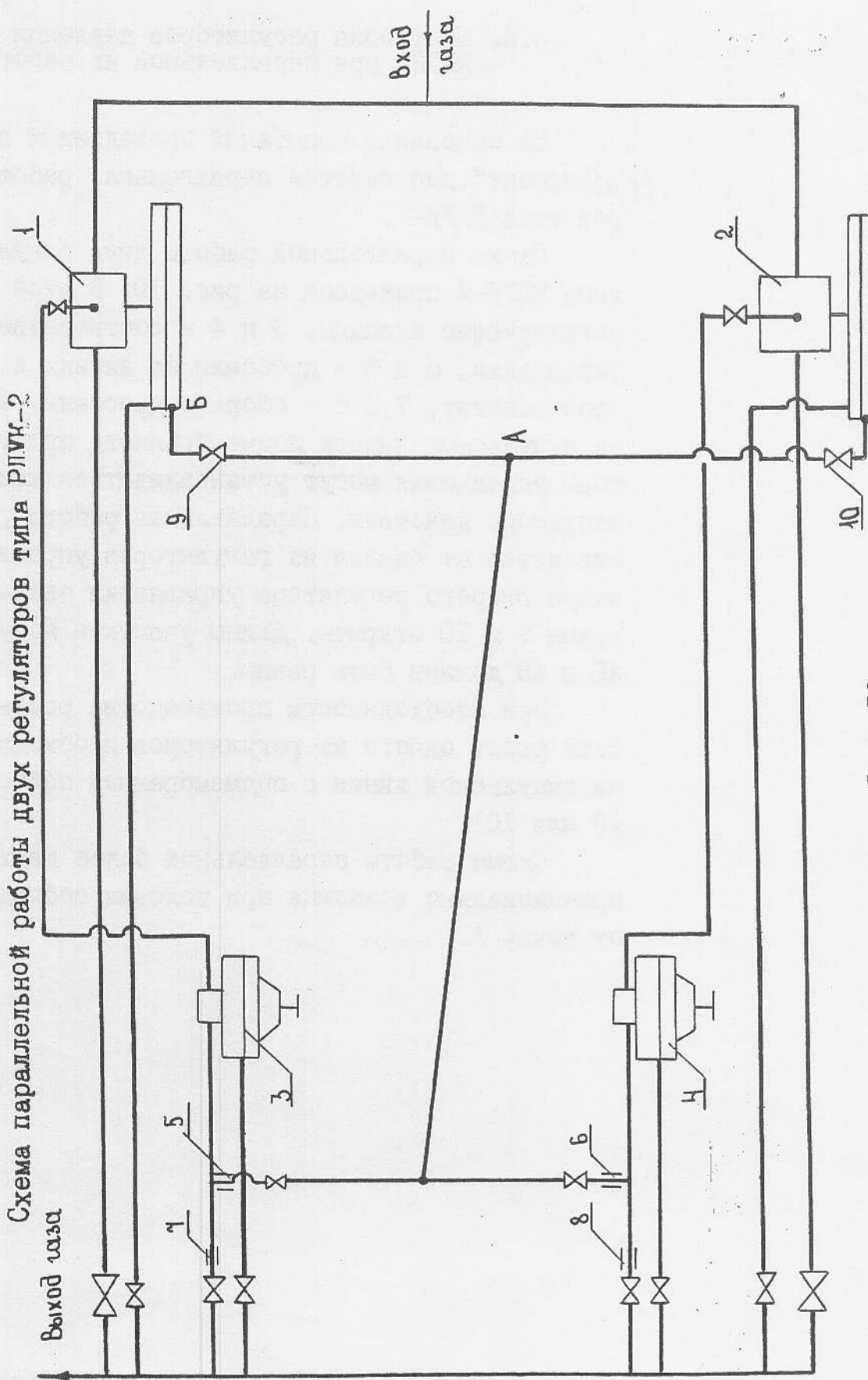
На основании испытаний проведенных институтом "Мосгаз-НИИпроект" допускается параллельная работа двух регуляторов типа РДУК-2.

Схема параллельной работы двух регуляторов давления типа РДУК-2 приведена на рис. 10. В этой схеме 1 и 2 - регулирующие клапаны, 3 и 4 - соответственно их регуляторы управления, 5 и 6 - дроссели на линиях к подмембранному пространству, 7 и 8 - сборные дроссели, 9 и 10 - краны на импульсных линиях подмембранного пространства. Регуляторы управления могут устанавливаться как прямого так и непрямого действия. Параллельная работа регулятора осуществляется от одного из регуляторов управления (кран на входе второго регулятора управления закрывается), при этом краны 9 и 10 открыты. Длины участков импульсных линий АБ и АВ должны быть равны.

При необходимости производства ремонтно-профилактических работ одного из регуляторов необходимо перекрыть кран на импульсной линии с подмембранной полостью регулятора (9 или 10).

Схема работы параллельной более двух регуляторов принципиально возможна при условии соблюдения равных длин от точки А.

Схема параллельной работы двух регуляторов типа РЛУК-2



4.7. Расчет регуляторов давления типа РД-32М и РД-50 м

Техническая характеристика регуляторов давления
типа РД-32М приведена в таблицах 5 и 6

Таблица 5

Диаметр седла, мм	Модификация регулятора с пружиной		Давление	
	низкого давления	повышен- ного дав- ления	на входе, МПа	на выходе, Па
10	РД-32М/С-10	-	до 0,3	900-2000
6	РД-32М/С-6	-	0,3 ÷ 0,6	900-2000
6		РД-32М/Ж-6	0,6 ÷ 1,0	2000-3500
4		РД-32М/Ж-4	1,0 ÷ 1,6	2000 - 3500

Диаметр устанавливаемого седла в зависимости от входного
давления для РД-32М указан в табл. 6

Таблица 6

Диаметр седла, мм	Пределы изменения входного давления, МПа
10	0,005 ÷ 0,3
6	0,3 ÷ 1,0
4	1,0 ÷ 1,6

Максимальная пропускная способность регулятора
РД-32М в зависимости от входного давления и диаметра
седла определяется по табл. 7

Таблица 7

Пропускная способность регулятора РД-32 М, , м ³ /ч			
Давление на входе Р _у , МПа	Диаметр установленного седла, мм		
	10	6	4
0,1	45	25	13
0,2	75	40	20
0,3	100	55	30
0,4		70	38
0,5		90	45
0,6		105	53
0,7		125	63
0,8		145	72
0,9		168	81
1,0		190	91
1,2			110
1,4			125
1,6			142

Техническая характеристика регулятора типа РД-50М
приведена в таблицах 8 и 9

Таблица 8

Диаметр седла, мм	Модификация регулятора с пружиной		Давление	
	низкого давления	повышенного давления	на входе, МПа	на выходе, МПа
25	РД-50М/С-25	-	0,01±0,1	900-2000
20	РД-50М/С-20	-	0,1±0,3	900-2000
15	РД-50М/С-15	-	0,1±0,6	2000-3500
11	-	РД-50М/Ж-11	0,6±1,0	2000-3500
8	-	РД-50М/Ж-8	1,0±1,6	2000-3500

Диаметр устанавливаемого седла в зависимости от входного давления для РД-50 М указан в табл. 9.

Таблица 9

Пределы изменения входного давления, МПа	0,01±0,1	0,1±0,3	0,1±0,6	0,6±1,0	1,0±1,6
Диаметр седла, мм	25	20	15	11	8

Максимальная пропускная способность регулятора РД-50М в зависимости от входного давления и диаметра седла определяется по табл. 10.

Таблица 10

Максимальная пропускная способность регулятора РД-50М при нормальных условиях, м³/ч

Давление на входе, МПа	Диаметр установленного седла, мм				
	25	20	15	11	8
0,02	$\frac{165}{125}$	$\frac{108}{92}$	$\frac{58}{50}$	$\frac{37}{37}$	$\frac{20}{20}$
0,04	$\frac{255}{200}$	$\frac{175}{150}$	$\frac{98}{88}$	$\frac{63}{60}$	$\frac{33}{33}$
0,06	$\frac{338}{265}$	$\frac{225}{200}$	$\frac{130}{120}$	$\frac{85}{80}$	$\frac{42}{42}$
0,08	$\frac{410}{320}$	$\frac{270}{238}$	$\frac{160}{145}$	$\frac{100}{95}$	$\frac{50}{50}$
0,1	$\frac{466}{363}$	$\frac{308}{270}$	$\frac{183}{167}$	$\frac{117}{112}$	$\frac{56}{55}$
0,15	-	$\frac{400}{350}$	$\frac{237}{215}$	$\frac{150}{140}$	$\frac{74}{73}$
0,2	-	$\frac{500}{433}$	$\frac{314}{267}$	$\frac{180}{170}$	$\frac{90}{89}$
0,25	-	$\frac{613}{525}$	$\frac{345}{320}$	$\frac{210}{200}$	$\frac{107}{100}$

Давление на входе, МПа	Диаметр установленного седла, мм				
	25	20	15	11	8
I,5	-	-	-	-	500 478
I,6	-	-	-	-	533 512

Примечания: I. В табл. 5 и 8 индексы обозначают:

С - регуляторы давления для природного газа;

Ж - регуляторы давления для сжиженного газа.

2. Число, стоящее после индекса, обозначает диаметр седла, мм.

3. В табл. 7 и 10 значения расхода приведены для газа с отношением теплоемкости при постоянном давлении к теплоемкости при постоянном объеме, равном 1,3 и плотностью 0,7 кг/м³, поэтому для определения пропускной способности регулятора на газе с другой плотностью величину расхода из таблиц нужно умножить на коэффициент K_4 , определяемый в зависимости от плотности этого газа в кг/м³ по формуле

$$K_4 = \frac{0,837}{\sqrt{\rho_4}}$$

4. В табл. 10 верхними значениями даны расходы при установке регулятора на угловом участке (поворот трубопровода на 90°); нижними значениями - при установке на прямом участке трубопровода.

Если давление газа на входе в регулятор и на выходе отличается от давлений, приведенных в табл. 6 и 9, то пропускная способность регуляторов давления типа РД-32М и РД-50М определяется по следующим формулам

При $\frac{P_1}{P_2} \leq 2$

$$Q_1 = Q_T \sqrt{\frac{\Delta P_1 \cdot P \cdot P_2}{\Delta P \cdot P_H \cdot P_K}} \quad (27)$$

При $\frac{P_1}{P_2} > 2$

$$Q_1 = 500 \cdot Q_T \cdot P_1 \sqrt{\frac{P}{P_H \cdot \Delta P \cdot P_K}} \quad (28)$$

где ΔP_1 - располагаемый перепад давления, Па;

ΔP - перепад давления, соответствующий паспортной пропускной способности, Па;

P_H - плотность газа по паспортным данным, в нормальных условиях, кг/м³.

4.8. Пример. Расчет регулятора давления газа типа РД

Исходные данные

Максимальный расход газа	Q_{max}	= 450 м ³ /ч
Минимальный расход газа	Q_{min}	= 70 м ³ /ч
Абсолютное давление газа на входе в регулятор	P_1	= 0,4 МПа
Абсолютное давление газа на выходе из регулятора	P_2	= 0,102 МПа
Плотность газа при $t = 0^\circ\text{C}$ и $P_H = 0,10132$ МПа	P_H	= 0,77 кг/м ³
Диаметр трубы	D_y	= 50 мм

Определяемая величина	Номера пунктов, рис. прилож. граф. табл. формула	Расчет	Результат
1. Диаметр седла клапана, Ф	Табл. 10	-	20 мм
2. Табличная (паспортная) пропускная способность регулятора,	Табл. 10	-	610 м ³ /ч

Определяемая величина	Номера пунктов, рис. прилож. граф. табл. формула	Расчет	Результат
3. Абсолютное конечное давление газа по паспортным данным,	Табл. 8, 9	-	0,102 МПа
4. Плотность газа по паспортным данным,			0,7 кг/м ³
5. Абсолютное давление, соответствующее паспортной пропускной способности,	Табл. 10	$P_{II} = P_{II} + 0,1 = 0,3 + 0,1 =$ где: P_{II} - избыточное давление по паспорту, в МПа	0,4 МПа
6. Перепад давления соответствующий паспортной пропускной способности,		$\Delta P = P_{II} - P_K = 400000 - 102000$	298000 Па
7. Располагаемый перепад давления,		$\Delta P = P_I - P_2 = 400000 - 102000 =$	298000 Па
8. Отношение $\frac{P_I}{P_2}$	-	$\frac{P_I}{P_2} = \frac{0,40}{0,102} =$ где P_I и P_2 - в МПа	3,910
9. Искомая пропускная способность регулятора,	Формула 28 ф. 28	при $\frac{P_I}{P_2}$ 2 по формуле $Q_i = 500 \cdot Q_T \cdot P_i \sqrt{\frac{\rho}{P_4 \cdot \Delta P \cdot \rho_K}} =$ $= 500 \cdot 610 \cdot 0,4 \sqrt{\frac{0,7}{0,77 \cdot 298000 \cdot 0,102}} =$ $= 667,2 \text{ м}^3/\text{ч}$	

Определяемая величина	Номера пунктов, рис. прилож. граф. табл. формула	Расчет	Результат
IO. Процент нагрузки регулятора при Q_{max}		$\frac{Q_{max} \cdot 100}{Q_i} = \frac{450 \cdot 100}{667,2} =$	67,4%
II. Процент загрузки регулятора при Q_{min}		$\frac{Q_{min} \cdot 100}{Q_i} = \frac{70 \cdot 100}{667,2} =$	10,5%

Примечание. $\frac{Q_{max}}{Q_i} \cdot 100 \leq 80\%$; $\frac{Q_{min}}{Q_i} \cdot 100 \geq 10\%$
 при этих условиях расчет заканчивается.
 При несоответствии расчет повторяется снова при других значениях диаметра седла клапана.

4.9. Расчет регулирующих клапанов с мембранными пневмоприводами и дроссельных заслонок

4.9.I. Расчет регулирующих клапанов с мембранными пневмоприводами и дроссельных заслонок, в основном, сводится к определению удельной пропускной способности регулирующего органа - C , по значению которой по таблицам определяют диаметр условного прохода регулирующего устройства.

Величина C вычисляется по формулам для низкого давления

$$C = \frac{3,16 \cdot Q_{max}}{\sqrt{\frac{\Delta P_p}{P}}} ; \quad (29)$$

для среднего и высокого давления

При $\frac{\Delta P_p}{P_i} \geq 0,52$

$$C = \frac{Q_{max} \sqrt{P_H}}{100 \cdot E \sqrt{\Delta P_p \cdot P}} ; \quad (30)$$

При $\frac{\Delta P}{P_1} < 0,52$

$$C = \frac{Q_{max} \sqrt{P_H (273,15 + t)}}{5140 \sqrt{(P_1 - P_2) P_1}} \quad (31)$$

Из уравнений следует, что коэффициент C численно равен максимальному расходу вещества с плотностью $\rho = 1 \text{ кг/м}^3$ при перепаде давления $0,1 \text{ МПа}$.

Величина удельной пропускной способности C может быть определена в зависимости от площади условного прохода дроссельного органа и его коэффициента сопротивления ζ'_p вычисленного для этой площади по формуле

$$C = \frac{5,04 \cdot F_y}{\sqrt{\zeta'_p}} \quad (32)$$

Отсюда видно, что C является переменной величиной, зависящей для определенного дроссельного органа от его коэффициента местного сопротивления (ζ'_p), т.е. от степени открытия проходного сечения.

Определив величину C по рекомендуемому приложению 8, можно подобрать диаметр условного прохода соответствующего клапана.

Для поворотной заслонки: задавшись углом поворота по графикам рис. 8.1, 8.3, 8.5, 8.7 рекомендуемого приложения 9, ~~указанного~~, подобрать диаметр условного прохода заслонки; или по принятому значению угла поворота заслонки α , по графикам рис. 8.2; 8.4; 8.6; 8.8 приложения 8, находят коэффициент сопротивления, который подставляется в формулу 33 и определяется площадь прохода заслонки - F_y . Расчетный диаметр условного прохода заслонки - d_y определяется по формуле

$$d_y = 1,13 \sqrt{F_y} \quad (33)$$

По расчетному значению d_y по приложению 9 принимают ближайшее стандартное значение.

4.9.2. Угол поворота заслонки

Максимальное проходное сечение F_{max} реальная заслонка имеет не при $\alpha = 90^\circ$, а в положении $\alpha_{max} < 90^\circ$,

когда плотно заслонки полностью загорожено ступицей и дальнейшее увеличение угла α уже не приводит к увеличению проходного сечения заслонки.

Практически получаемые характеристики заслонок таковы, что при открытиях заслонки более 70° изменения расхода весьма незначительны и протекают по закону наиболее отклоняющемуся от предпочитаемого линейного и, тем более, логарифмического или параболического. Поэтому максимальное открытие заслонки следует ограничить углом 70° .

Так как при выборе заслонки следует обеспечить некоторый запас по расходу, то расчет заслонки следует проводить так, чтобы максимальный расчетный расход обеспечивался при $\alpha = 60^\circ$ открытия заслонки.

Минимальный угол поворота заслонки рекомендуется принимать не менее 10° , так как при таком положении угла обеспечивается минимальный расход (для горелок с широким диапазоном регулирования).

Однако, для горелок с жестким диапазоном регулирования минимальный угол поворота заслонки необходимо определять расчетом по нижнему пределу (минимальному расходу Q_{min} работы соответствующей горелки.

Для этого определяют коэффициент сопротивления дроссельного органа для Q_{min}

Вычисление может быть произведено по формуле

$$\xi_p = \frac{0,2 \cdot g \cdot \Delta p'_0}{W^2 \cdot \rho} \varepsilon^2 \psi^2, \quad (34)$$

где ε, ψ - поправочные коэффициенты на уменьшение плотности и вязкость газа соответственно, в целях упрощения расчета рекомендуется принимать равные единицы;

$\Delta p'_0$ - перепад давления в регулирующей заслонке при , МПа;

W - скорость регулируемой среды определяется по формуле

$$W = \frac{Q_{min} \cdot p_n \cdot T}{2826 \cdot D_y^2 \cdot p_i \cdot T_n} \quad (35)$$

P_i - абсолютное давление перед дроссельной заслонкой, МПа должно определяться расчетом при минимальном расходе среды (газа) или воздуха - Q_{min} .

По коэффициенту сопротивления дроссельного органа и по графикам рис. 8.1; 8.3; 8.5; 8.7 приложения 8 определяется максимальный угол поворота заслонки α .

4.9.3. Коэффициент ϵ , учитывающий уменьшение плотности регулируемой среды, зависит от перепада давления ΔP_p , абсолютного давления P_i до дроссельного органа, показателя адиабаты χ .

Коэффициент ϵ с точностью до $\pm 5\%$ можно вычислить по формуле

$$\epsilon = 1 - 0,46 \frac{\Delta P_p}{P_i} \quad (36)$$

где $\frac{\Delta P_p}{P_i} \leq \left(\frac{\Delta P_p}{P_i}\right)_{kr} = 0,52$

При $\frac{\Delta P_p}{P_i} \leq 0,08$ величина ϵ может быть принята равной единицы.

При $\frac{\Delta P_p}{P_i} \geq \left(\frac{\Delta P_p}{P_i}\right)_{kr}$ величина ϵ принимается равной их значениям для $\left(\frac{\Delta P_p}{P_i}\right)_{kr}$.

Коэффициент ϵ для газов и паров с различными показателями адиабаты χ может быть определен по рекомендуемому приложению 10.

4.9.4. Перепад давления $\Delta P_p (\Delta P_o), \Delta P_o'$

При определении проходных сечений регулирующих дроссельных органов наиболее существенным является правильный выбор перепада давления $\Delta P_p (\Delta P_o)$, который при определенном значении расхода протекающего вещества является для данного расчетного технологического участка вполне определенной величиной и не может приниматься произвольно.

Перепад давления в регулирующем дроссельном органе для расчетного максимального расхода Q_{max} определяется по формуле

$$\Delta P_p = P_i - (P_r + \Delta P_T + \Delta P_M + \Delta P_h), \quad (37)$$

Входящий в формулу (37) напор ΔP_h , определяемый по разности высот между начальной и конечной точками расчетного участка, обычно не учитывается в связи относительно малой величиной.

Перепад давления в регулирующем дроссельном органе для минимального расхода - Q_{min} определяется по формуле

$$\Delta P_o' = P_1 - 0,1 - (P_2 - 0,1 + \Delta P_T + \Delta P_M) \frac{Q_{min}}{Q_{max}} \quad (38)$$

Значения P_1 и P_2 являются параметрами технологической системы и их разность определяет перепад давления в расчетном участке.

Методика по определению потерь давления на трение ΔP_T и местные сопротивления ΔP_M в газопроводах и воздуховодах приведены в специальной литературе и в настоящем документе эти вопросы не рассматриваются.

Ниже, на рис. II и I2 приводятся варианты по выбору расчетного участка и формы расчета по определению потерь давления в расчетном участке.

4.9.5. Абсолютное давление газа P_2 после регулирующих клапанов и дроссельных заслонок определяется по формуле

$$P_2 = P_1 + \Delta P_T + \Delta P_M \quad (39)$$

4.9.6. Порядок расчета регулирующих дроссельных органов

Расчет проходного сечения и выбор типа дроссельного регулирующего органа целесообразно производить при проектировании технологической системы, так как на этой стадии определение напора в системе может выполняться с учетом требования получения оптимальной регулировочной характеристики дроссельного органа.

Однако, иногда расчет проходных сечений дроссельных органов приходится выполнять для уже существующей или спроектированной системы, когда давление в дроссельном органе при определенной нагрузке является по существу заданной величиной и не может выбираться произвольно.

Перепад давления в дроссельном органе можно определить

Вариант выбора расчетного участка на газопроводе

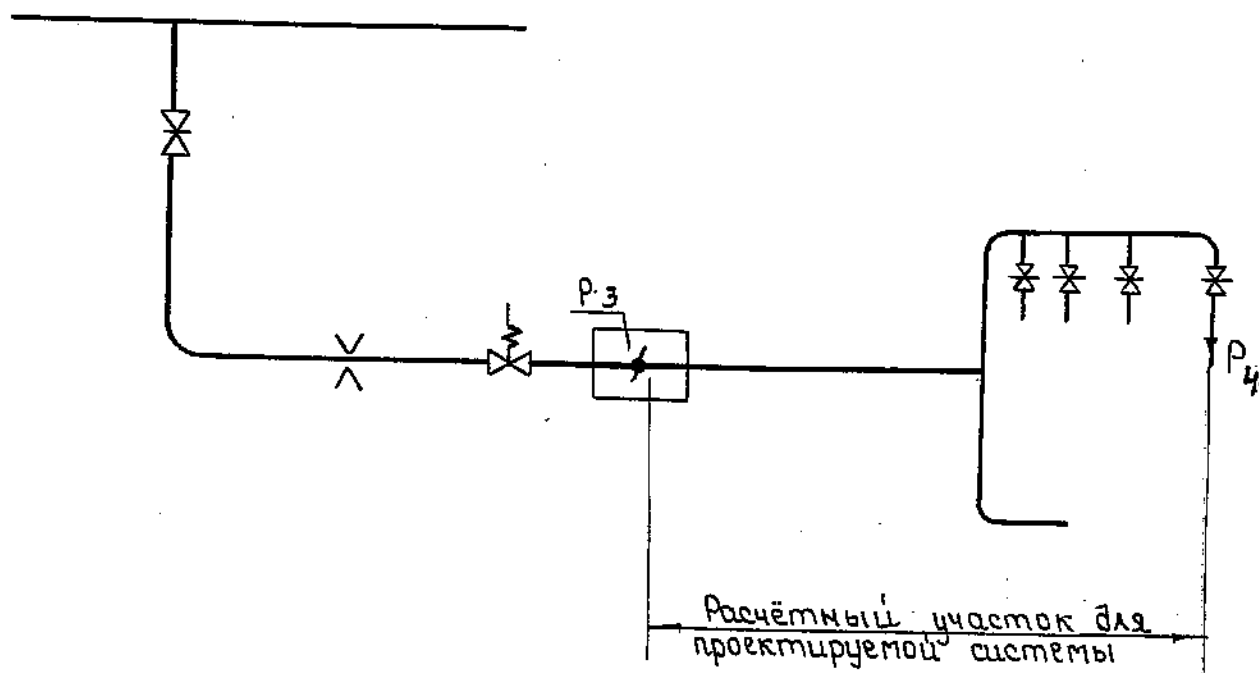
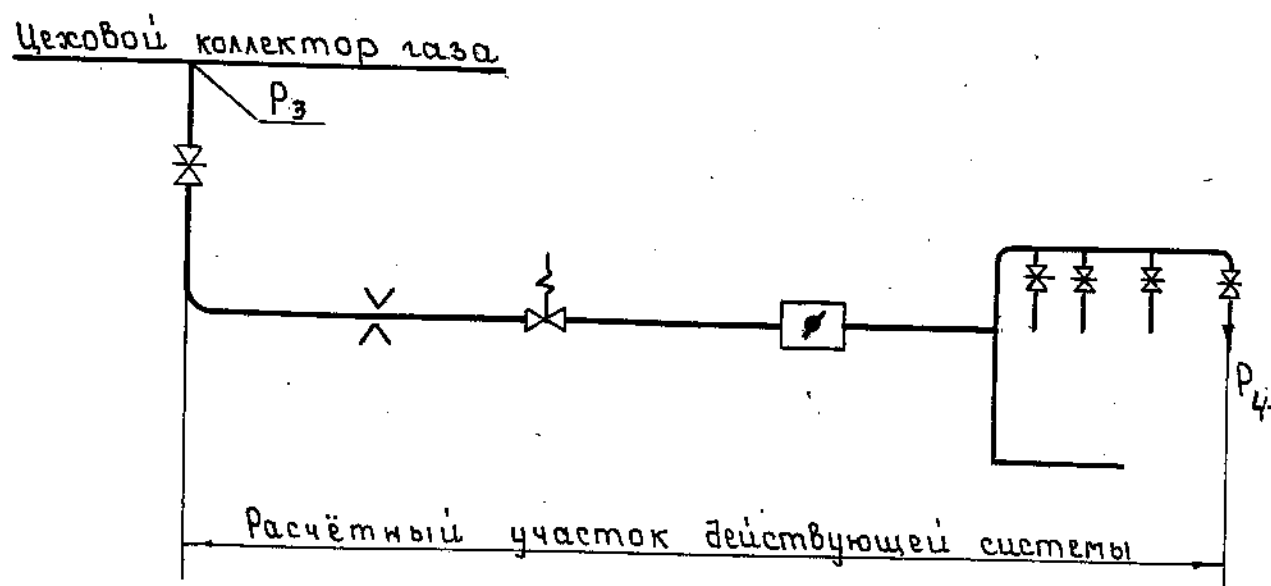


Рис. II

Вариант выбора расчетного участка на воздуховоде

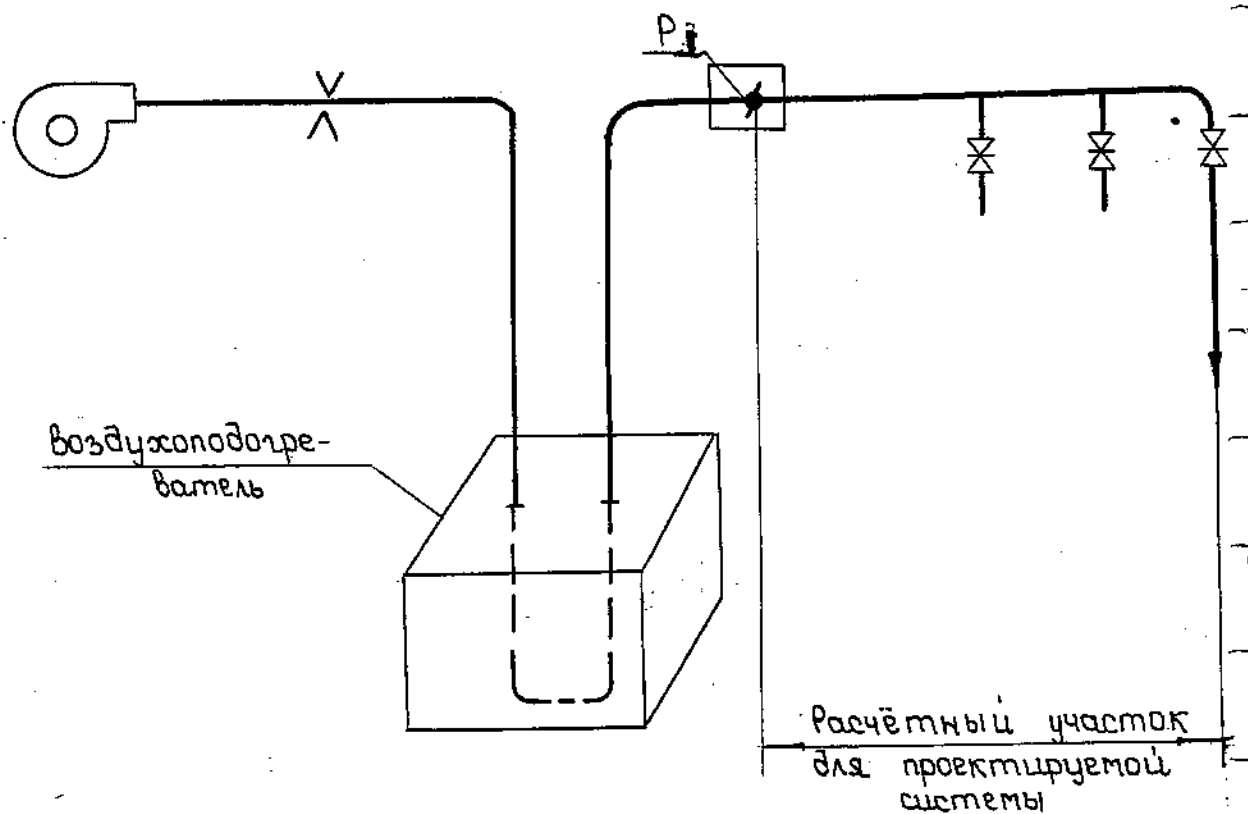
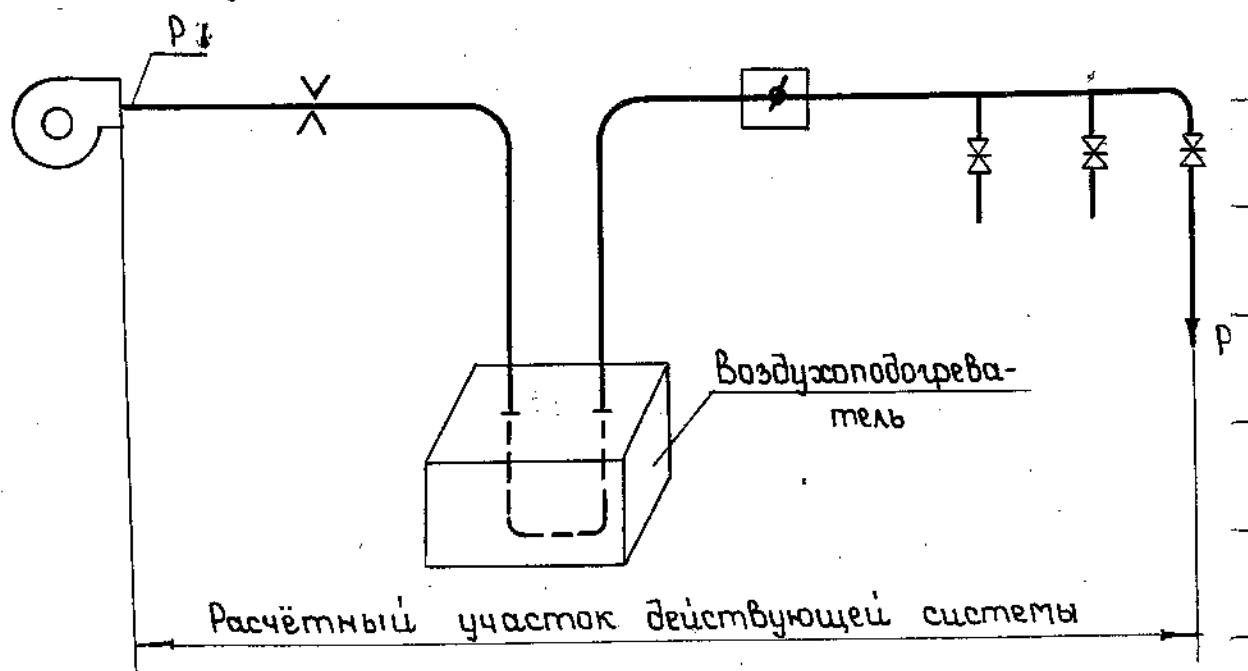


Рис. 12

по формуле

$$\Delta P_p = P_1 - P_2 \quad (40)$$

или принимается по рекомендуемому приложению II.

4.9.7. Пример. Расчет на пропускную способность регулирующих клапанов с мембранными пневмоприводами.
(Среднее и высокое давление газа)

Исходные данные

Максимальный расход газа	Q_{max}	= 60000 м ³ /ч
Давление абсолютное перед регулирующим клапаном	P_1	= 1,2 МПа
Давление абсолютное после регулирующего клапана	P_2	= 0,2 МПа
Плотность регулируемой среды при $t = 0^\circ\text{C}$ и $P_H = 0,10132$ МПа	ρ_H	= 0,77 кг/м ³
Температура регулируемой среды	t	= 5°C
Диаметр трубы	D_y	= 250 мм
Среда - природный газ		

Определяемая величина	Номера, рис. график, табл. прилож. формула	Расчет	Результат
1. Плотность газа в рабочих условиях, ρ	Формула 9	$\rho = \rho_H \frac{P_1 \cdot 273,15}{P_H \cdot T \cdot K}$ $= \frac{0,77 \cdot 1,2 \cdot 273,15}{0,10132 \cdot 278,15 \cdot 1} = 8,95 \text{ кг/м}^3$ где K=I-коэффициент сжимаемости $T = 273,15 + t$	8,95 кг/м ³
2. Перепад давления в регулирующем клапане,		$\Delta P_p = P_1 - P_2$ $= 1,2 - 0,2 =$	1,0 МПа

Продолжение

Определяемая величина	Номера, рис. график, табл. прилож. формула	Расчет	Результат
3. Отношение $\frac{\Delta P_p}{P_i}$		$\frac{P_p}{P_i} = \frac{1,0}{1,2} =$	0,833
4. Поправка на уменьшение плотности газа, ε	Прилож. 10	$\varepsilon = \varphi\left(\frac{\Delta P_p}{P_i}, x\right)$ где $x=1,3$ - адиабата при $\frac{\Delta P_p}{P_i} \geq 52$	0,738
5. Удельная пропускная способность, C	Формула 30	по формуле $C = \frac{Q_{max} \sqrt{P_H}}{100 \cdot \varepsilon \sqrt{\Delta P_p \cdot \rho}} =$ $= \frac{60000 \sqrt{0,77}}{100 \cdot 0,738 \sqrt{1,0 \cdot 8,95}} =$	238,5
6. Диаметр клапана	Прилож. 7		150 мм

4.9.8. Пример. Расчет поворотной заслонки на низком давлении. (Природный газ, воздух)

Исходные данные

Максимальный расход $Q_{max} = 150 \text{ м}^3/\text{ч}$
 Давление перед заслонкой $P_5 = 2000 \text{ Па}$
 Давление перед горелкой $P_6 = 1000 \text{ Па}$
 Суммарная потеря давления на трение в расчетном участке (от горелки до заслонки) $\Delta P_T = 200 \text{ Па}$
 Суммарная потеря давления на местные сопротивления в расчетном участке (от горелки до заслонки) $\Delta P_M = 300 \text{ Па}$
 Перепад давления в регулирующей заслонке

$$\Delta P_0 = P_5 - (P_6 + \Delta P_T + \Delta P_M) = 2000 - (1000 + 200 + 300) = 500 \text{ Па}$$

Температура регулируемой среды $t = 25^\circ\text{C}$

Плотность регулируемой среды при

$T_H = 273,15 \text{ К}$ и $P_H = 0,10132 \text{ МПа}$

Барометрическое давление

Диаметр трубы

Среда (природный газ, воздух)

Коэффициент сжимаемости рекомендуется принимать $K=1$

$\rho_H = 0,78 \text{ кг/м}^3$

$P_g = 0,1 \text{ МПа}$

$D_y = 50 \text{ мм}$

Определяемая величина	Номера графиков, таблиц, прилож. формул	Расчет	Результат
1. Абсолютное давление перед клапаном, P	Формула I	$P = \frac{P_g}{10^6} + P_g =$ $= \frac{2000}{10^6} + 0,1 =$	0,102 МПа
2. Плотность газа в рабочих условиях,	Формула 9	$\rho = \rho_H \frac{P_g \cdot T_H}{P_H \cdot T \cdot K} =$ $= \frac{0,78 \cdot 0,102 \cdot 273,15}{0,10132 \cdot 298,15 \cdot 1} =$	0,719 кг/м ³
3. Удельная пропускная способность заслонки, C	Формула 29	$C = \frac{3,16 \cdot Q_{max} \cdot \sqrt{P}}{\sqrt{\Delta P_0}} =$ $= \frac{3,16 \cdot 150 \sqrt{0,719}}{\sqrt{500}} =$	17,97
4. Угол раскрытия заслонки,		Рекомендуется принимать $\alpha = 60^\circ$	
5. Коэффициент сопротивления заслонки,	Граф. 8. I Прилож. 8	$\zeta_p = f(\alpha)$	3
6. Площадь условного прохода заслонки,	Формула 32	$F_y = \frac{C \cdot \sqrt{\zeta_p}}{5,04} =$ $= \frac{17,97 \sqrt{3}}{5,04} =$	6,17 см ²
7. Диаметр условного прохода заслонки,	Формула 33	$d_y = 1,13 \sqrt{F_y} =$ $= 1,13 \sqrt{6,17} =$	2,8 см
8. Расчетный диаметр заслонки округляем до ближайшего большего стандартного значения	Прилож. 9	Принимаем d_y $T_{цп}$	30 мм ЗМС-30

Примечание. При отсутствии суммарных потерь давления на трение ΔP_T и местные сопротивления ΔP_M следует определять по специальной по этому вопросу технической литературе.

4.9.9. Пример. Расчет поворотной заслонки на среднем давлении. (Природный газ, воздух)

Исходные данные

Максимальный расход	Q_{max}	= 10000 м ³ /ч
Абсолютное давление перед заслонкой	P_3	= 0,13 МПа
Абсолютное давление перед горелкой	P_4	= 0,125 МПа
Суммарная потеря давления на трение в расчетном участке (от горелки до заслонки)	ΔP_T	= 0,001 МПа
Суммарная потеря давления на местные сопротивления в расчетном участке (от горелки до заслонки)	ΔP_M	= 0,002 МПа
Перепад давления в регулирующей заслонке		

$$\Delta P_p = P_3 - (P_4 + \Delta P_T + \Delta P_M) = 0,13 - (0,125 + 0,001 + 0,002) = 0,002 \text{ МПа}$$

Температура регулируемой среды	t	= 25°C
Плотность регулируемой среды при $T_H = 273\text{К}$ и $P_H = 0,101325 \text{ МПа}$	ρ_H	= 0,73 кг/м ³
Диаметр трубы	D_y	= 400 мм
Среда (природный газ, воздух)		
Коэффициент сжимаемости рекомендуется принимать $K=1$.		

Определяемая величина	Номера пунктов, рис., графиков, прилож., таблиц	Расчет	Результат
I. Плотность газа в рабочих условиях,	Формула 9	$\rho = \rho_H \frac{P_3 \cdot T_H}{P_H \cdot T \cdot K} =$ $= \frac{0,73 \cdot 0,13 \cdot 273,15}{0,10132 \cdot 298,15 \cdot 1} =$ где $T = 273,15 + t$	0,858 кг/м ³

Определяемая величина	Номера пунктов, рис., графиков, прилож., таблиц	Расчет	Результат
2. Отношение, $\frac{\Delta P}{P_3}$		$\frac{\Delta P}{P_3} = \frac{0,002}{0,13} =$	0,0153
3. Поправка на уменьшение плотности,	Прилож. 10	$\epsilon = f\left(\frac{\Delta P}{P_3}, \chi\right)$ где $\chi = 1,3$ - адиабата При $\frac{\Delta P}{P_3} = 0,52$ величина ϵ принимается равным их значения для	I
4. Абсолютное давление газа после заслонки,	Формула 39	$\frac{\Delta P}{P_3} = 0,52$ $P_2 = P_4 + \Delta P_T + \Delta P_M =$ $= 0,125 + 0,001 + 0,002 =$	0,128 МПа
5. Удельная пропускная способность заслонки, С	Формула 31	$C = \frac{Q_{max} \sqrt{P_H (273,15 + t)}}{5140 \sqrt{(P_1 - P_2)} P_1} =$ $= \frac{10000 \sqrt{0,73 (273,15 + 25)}}{5140 \sqrt{(0,13 - 0,128)} 0,13} =$ $= 1780$	
6. Угол раскрытия заслонки,	рекомендуется принимать $\alpha = 60^\circ$		
7. Коэффициент сопротивления заслонки,	Прилож. 8 Рис. 8.1	$\varphi_p = f(\alpha)$	3
8. Площадь сечения прохода,	Формула 32	$F_y = \frac{c \sqrt{\varphi_p}}{5,04} = \frac{1780 \sqrt{3}}{5,04} =$	611,7
9. Диаметр условного прохода, Ду	Формула 33	$D_y = 1,13 \sqrt{F_y} =$ $= 1,13 \sqrt{611,7} =$	27,95

Определяемая величина	Номера пунктов, рис., графиков, прилож., таблиц	Расчет	Результат
10. Расчетный диаметр Ду заслонки округляем до ближайшего большего стандарта значения	Прилож. 9	Принимаем Ду Тип	300 мм ПРЗ-300

4.9.10. Определение момента, необходимого для вращения заслонки

Несмотря на симметричность выполнения, поворотная заслонка остается уравновешенной лишь в крайних положениях (при полном открытии и полном закрытии).

В любом промежуточном положении поток протекающей среды создает некоторый реактивный момент, стремящийся закрыть заслонку. Этот момент необходимо учитывать при выборе мощности исполнительного механизма.

Полный момент, необходимый для вращения заслонки, складывается из реактивного момента, момента трения и момента на перемещение суммарного веса тяги и рычага и определяется по формуле

$$M = K_{\text{ч}} (M_{\text{р}} + M_{\text{тр}}) + M_{\text{в}}, \quad (41)$$

где M — полный момент, необходимый для вращения заслонки, Н·м;

$K_{\text{ч}}$ — коэффициент, учитывающий затяжку сальников, обычно принимается равным 2.

Реактивный момент определяется по формуле

$$M_{\text{р}} = 65400 \cdot \Delta P_{\text{р}} \cdot D_{\text{у}}^3 \quad \text{Н·м} \quad (42)$$

Момент трения определяется по формуле

$$M_{\text{т}} = P_{\text{ов}} \cdot \frac{d}{2} \cdot a, \quad (43)$$

где $P_{0в}$ - усилие на опоры вала заслонки определяется по формуле

$$P_{0в} = 785000 \cdot D_y^2 \cdot P_u \cdot G \quad \text{Н} \quad (44)$$

G - вес подвижных частей заслонки, Н. При отсутствии данных завода изготовителя вес подвижных частей заслонки принимается равным 40% от полной ее массы

α - коэффициент трения в подшипниках (при трогании с места) обычно принимается равным 0,15;

d - диаметр шейки вала заслонки, м.

При отсутствии данных завода изготовителя диаметр шейки вала для всех заслонок типа ПРЗ и ЗМС принимается равным 40 мм. Тогда формула 43 примет следующий вид:

$$M_T = 0,02 \cdot P_{0в} \cdot \alpha \quad (45)$$

Момент на перемещение суммарного веса тяги и рычага заслонки вычисляется по формуле

$$M_G = G \cdot L \quad (46)$$

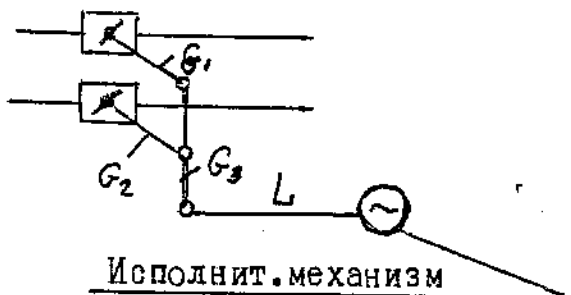
где G - вес тяги и рычага заслонки, Н;

L - длина рычага исполнительного механизма, м

4.9.II. Примеры составления уравнений моментов системы привода заслонок

Система I

$$M = K_u (M_{P1} + M_{T1} + M_{P2} + M_{T2}) = G \cdot L$$

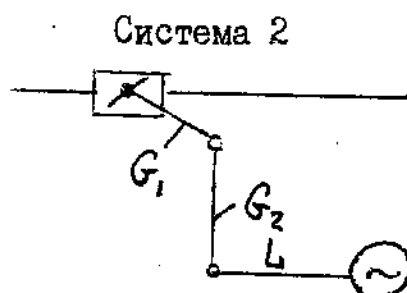


где $M_{P1}, M_{T1}, M_{P2}, M_{T2}$

реактивные моменты соответственно на заслонках газа и воздуха;

$G = G_1 + G_2 + G_3$ - вес тяги и рычагов заслонок;

L - длина рычага и исполнит. механизма.



$$M = K_f (M_p + M_T) + G \cdot L$$

где $G = G_1 + G_2$

Определение момента необходимого для вращения заслонок с диаметром до 300 мм, устанавливаемых на газопроводах и воздухопроводах с перепадом на них до 3000 Па и при давлении в системе до 20000 Па, производить не рекомендуется, так как при указанных параметрах момент имеет очень малые значения в пределах до 20 Н·м, что соответствует самому маломощному исполнительному механизму, выпускаемому нашей промышленностью.

4.9.12. Пример. Расчет по определению момента, необходимого для вращения заслонки

Исходные данные

Диаметр заслонки	D_y	= 0,2 м
Максимальный перепад давления на заслонке	ΔP_p	= 0,003 МПа
Избыточное давление в трубе	P_c	= 0,02 МПа
Суммарный вес подвижных частей заслонки (40% от полного ее веса)	G_1	= 6,6 Н
Суммарный вес тяги и рычага заслонки	G_2	= 4,0 Н
Длина рычага исполнительного механизма	L	= 0,1 м

Определяемая величина	Расчет	Результат
1. Реактивный момент, M_p	$M_p = 65400 \cdot \Delta P_p \cdot D_y^2 =$ $= 65400 \cdot 0,003 \cdot 0,2^2 =$	1,57 Н·м
2. Коэффициент трения в подшипниках, a	Обычно принимается	0,15
3. Усилие на опоры вала, $P_{об}$	$P_{об} = 785000 \cdot D_y^2 \cdot P_c + G_1 =$ $= 785000 \cdot 0,2^2 \cdot 0,02 + 6,6 =$	634,6

Определяемая величина	Расчет	Результат
4. Момент трения, M_T	$M_T = 0,02 \cdot P_{0B} \cdot a =$ $= 0,02 \cdot 634,6 \cdot 0,15 =$	1,9 Н.м
5. Момент на перемещение тяги и рычага, M_G	$M_G = G \cdot L = 4 \cdot 0,1 =$	0,4 Н.м
6. Коэффициент, учитывающий затяжку сальников,	Обычно принимается	2
7. Полный момент, необходимый для вращения заслонки, M	$M = K_4 (M_P + M_T) + M_G =$ $= 2 (1,57 + 1,9) + 0,4 =$	7,34 Н.м
8. Принимаем исполнительный механизм	Тип - ИМ-2/120 с $M=20$ Н.м	

4.9.13. Пример. Расчет поворотной заслонки с определением минимального угла раскрытия и момента необходимого для вращения заслонки

Исходные данные

Максимальный расход	Q_{max}	= 10000 м ³ /ч
Минимальный расход	Q_{min}	= 5000 м ³ /ч
Абсолютное давление перед заслонкой	P_1	= 0,13 МПа
Абсолютное давление перед горелкой	P_2	= 0,125 МПа
Избыточное давление в трубе	P_4	= 0,03 МПа
Суммарная потеря давления на трение в расчетном участке (от горелки до заслонки)	ΔP_T	= 0,001 МПа
Суммарная потеря давления на местные сопротивления в расчетном участке	ΔP_M	= 0,002 МПа
Перепад давления в регулирующей заслонке		

$$\Delta P_p = P_i - (P_f + \Delta P_T + \Delta P_M) = 0,13 - (0,125 + 0,001 + 0,002) =$$

$$= 0,002 \text{ МПа}$$

Температура регулируемой среды

$$t = 5^\circ\text{C}$$

Плотность регулируемой среды при
 $T_0 = 273,15 \text{ К}$ и $P_H = 0,10132 \text{ МПа}$

$$\rho_H = 0,73 \text{ кг/м}^3$$

Диаметр трубы

$$D_{yr} = 400 \text{ мм}$$

Среда (природный газ, воздух)

Коэффициент сжимаемости рекомендуется принимать

$$K = 1$$

Определяемая величина	Номера пунктов, рис., графиков, прилож., таблиц, формул	Расчет	Результат
1. Плотность газа в рабочих условиях при P_i и t , ρ	Формула 9	$\rho = \rho_H \frac{P_i \cdot T_H}{P_H \cdot T \cdot K} =$ $= \frac{0,73 \cdot 0,13 \cdot 273,15}{0,10132 \cdot 278,15 \cdot 1}$ где $T = 273,15 + t$	0,92 кг/м ³
2. Отношение $\frac{\Delta P_p}{P_i}$		$\frac{\Delta P_p}{P_i} = \frac{0,002}{0,13} =$	0,0153
3. Абсолютное давление после заслонки, P_2	Формула 39	$P_2 = P_f + \Delta P_T + \Delta P_M =$ $= 0,125 + 0,001 + 0,002 =$	0,128 МПа
4. Поправка на уменьшение плотности газа,	Прилож. 10	$\epsilon = f\left(\frac{\Delta P_p}{P_i}, x\right)$ где $x = 1,3$ - адиабата при $\frac{\Delta P_p}{P_i} \geq 0,52$ величина принимается равная их значениям для $\frac{\Delta P_p}{P_i} = 0,52$	0,999

Определяемая величина	Номера пунктов, рис., графиков, прилож., таблиц, формул	Расчет	Результат
5. Удельная пропускная способность заслонки, C	Формула 31	$C = \frac{Q_{max} \sqrt{P_r (273,15 + t)}}{5140 \sqrt{(P_1 - P_2) P_1}}$ $= \frac{10000 \sqrt{0,73 (273,15 + 5)}}{5140 \sqrt{(0,13 - 0,128) 0,13}} =$ $= 1719,3$	
6. Максимальный угол раскрытия заслонки, α		Принимается $\alpha_{max} = 60^\circ$	
7. Коэффициент сопротивления заслонки, ξ_p	Прилож. 8 Рис. 8.1	$\xi_p = f(\alpha_{max})$	3
8. Площадь условного прохода, F_y	Формула 32	$F_y = \frac{C \sqrt{\xi_p}}{5,04} =$ $= \frac{1719,3 \cdot \sqrt{3}}{5,04} =$	590,86
9. Диаметр условного прохода заслонки D_y	Формула 33	$D_y = 1,13 \sqrt{F_y} = 1,13 \sqrt{590,86} = 27,46 \text{ см}$	
10. Принятый диаметр заслонки, D_y		Принимается $D_y =$ тип ПРЗ-300	300 мм
11. Перепад давления в регулирующей заслонке при Q_{min} , ΔP_o	Формула 38	$\Delta P_o = 10^6 \left[P_r - 0,1 \left(P_r - 0,1 - \right. \right.$ $\left. \left. - (P_r - 0,1 + \Delta P_r + \Delta P_m) \frac{Q_{min}}{Q_{max}} \right) \right] =$ $= 10^6 \left[0,13 - 0,1 - (0,125 - 0,1 + 0,001 + \right.$ $\left. + 0,002) \frac{5000}{10000} \right] =$	16000 Па

Определяемая величина	Номера пунктов, рисунков, графиков, прилож., таблиц, формул	Расчет	Результат
12. Скорость газа (воздуха) в трубе при Q_{min} , W	Формула 35	$W = \frac{Q_{min} \cdot P_n \cdot T}{2826 \cdot D_{yt}^2 \cdot P_i \cdot T_n} =$ $\frac{5000 \cdot 0,10132 \cdot 278,15}{2826 \cdot 0,4^2 \cdot 0,13 \cdot 273,15} = 8,77 \text{ м/с}$	8,77 м/с
13. Коэф. сопротивления заслонки при $\Delta P_0' \sim Q_{min}$, ξ_p	Формула 34	$\xi_p = \frac{0,2 \cdot g \cdot \Delta P_0'}{W^2 \cdot \rho} =$ $= \frac{0,2 \cdot 9,81 \cdot 16000}{8,77^2 \cdot 0,92} = 443,64$	443,64
14. Минимальный угол раскрытия заслонки Определение момента	Прилож. 8 Рис. 8. I	$\alpha_{min} = f(\xi_p)$	14°
15. Суммарный вес подвижных частей заслонки, G_1		Принимается 40% от полного ее веса	8,8 Н
16. Суммарный вес тяги и рычага заслонки, G_2		Принимается на основании кон-струк. решений	6,0 Н
17. Длина рычага исполнительного механизма, L		$L = 0,1$	0,1 м
18. Реактивный момент, M_p	Формула 42	$M_p = 65400 \cdot \Delta P_p \cdot D^3 =$ $= 65400 \cdot 0,002 \cdot 0,3^3 = 3,53 \text{ Н.м}$	3,53 Н.м
19. Коэф. трения в подшипниках, α		α - обычно принимается	0,15