

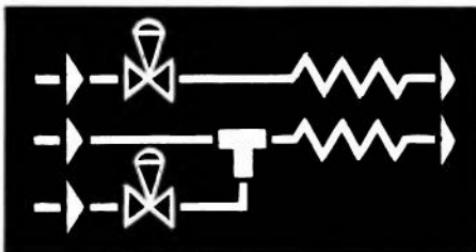
библиотека

по

A
V
T
O
M
A
T
I
K
E

Ю.Я.Казинер и М.С.Слободкин

**ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ
ИСПОЛНИТЕЛЬНЫЕ
УСТРОЙСТВА
В СИСТЕМАХ
АВТОМАТИЧЕСКОГО
УПРАВЛЕНИЯ**



ИЗДАТЕЛЬСТВО «ЭНЕРГИЯ»

изменение пропускной способности регулирующего органа вызывает изменение расхода среды через него. Структура исполнительного устройства имеет многочисленные обратные связи. В табл. 1 приведена расшифровка сигналов в цепях исполнительного устройства.

Общая задача исследования статических и динамических погрешностей, вносимых исполнительным устройством в контур управления, может быть значительно ограничена. Во-первых, в случае применения исполнительного механизма с позиционером наличие обратной связи по положению выходного элемента обеспечивает линейность исполнительного механизма (или статическую характе-

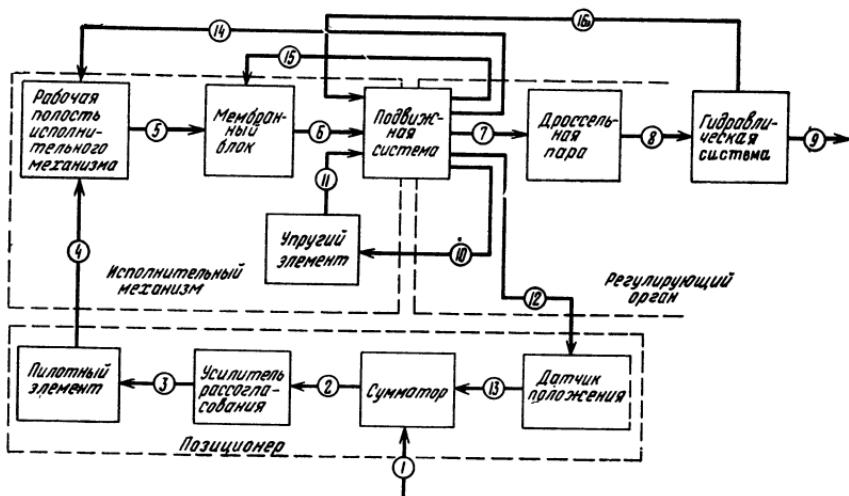


Рис. 2. Функциональная схема исполнительного устройства.

ристику заданной формы) с высокой точностью. В настоящее время для исполнительных устройств, применяемых в комплекте с позиционерами, погрешность ходовой характеристики (командный сигнал — перемещение затвора исполнительного устройства) не превышает 2,5%, что несравненно меньше, чем статическая погрешность, вносимая регулирующим органом. Большие значения погрешности регулирующего органа, т. е. зависимости «перемещение затвора — изменение расхода», объясняются многими факторами, из которых указем лишь основные:

погрешности пропускной характеристики, вносимые при профилировании затвора;

наличие в гидравлической системе других гидравлических сопротивлений, расположенных последовательно с исполнительным устройством;

повышение коэффициента гидравлического сопротивления исполнительного устройства при работе его на вязких жидкостях (см. гл. 5).

Что же касается динамических свойств исполнительного устройства, то здесь мы имеем обратную картину. Запаздываниями в регулирующем органе, не имеющем, как правило, значительных объемов, можно пренебречь. С другой стороны, наличие довольно зна-

кной способности достигается поступательным перемещением центра диафрагмы относительно седла.

Для двухпозиционного регулирования, кроме указанных типов исполнительных устройств, могут применяться различные виды запорной арматуры, имеющие необходимый исполнительный механизм. Так, запорные задвижки, краны и вентили, снабженные приводными устройствами, могут работать как двухпозиционные исполнительные устройства. Ограничением применения сервоприводной запорной арматуры в качестве двухпозиционных исполнительных устройств в некоторых случаях может явиться ее недостаточная долговечность, а также гидравлические свойства объекта.

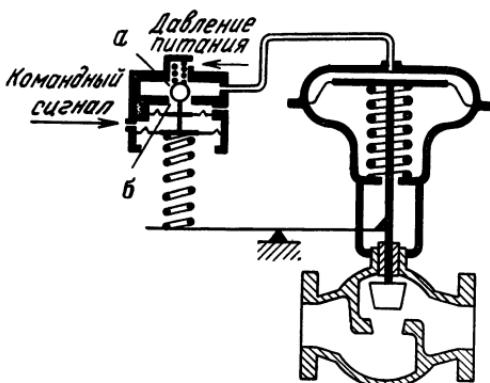


Рис. 5. Принципиальная схема одного из типов исполнительного устройства.

Исполнительные устройства в зависимости от типа регулирующего органа называются заслоночными, двухседельными, односедельными, трехходовыми, шланговыми или диафрагмовыми.

Пример реализации рассмотренной на рис. 2 функциональной схемы исполнительного устройства показан на рис. 5, где изображено пневматическое односедельное устройство, состоящее из трех основных блоков: пневматического позиционера, пневматического мембранны-пружинного исполнительного механизма и односедельного регулирующего органа.

В качестве сумматора применено двухмембранное реле, на которое подается пневматический командный сигнал и усилие от датчика обратной связи. Суммарное усилие действует на шариковый элемент, являющийся пилотным элементом. Пересякая проход *a* или *b*, он осуществляет подачу сжатого воздуха в рабочую полость исполнительного механизма или сброс давления в атмосферу. При изменении давления в рабочей полости подвижная система, преодолевая действие пружины, перемещается, изменяя пропускную способность регулирующего органа и, следовательно, расход среды через него. Датчиком обратной связи является пружина, создающая усилие на двухмембранный элемент, пропорциональное положению подвижной системы. Схема находится в равновесии, когда усилие, развиваемое двухмембранным элементом, уравновешивается усилием от пружины обратной связи, т. е. фактическое положение подвижной системы соответствует величине командного сигнала.

Формулы для приближенного

Перепад давления Δp	Расход жидкости		m^3/u
	m^3/u	kgs/u	
$\Delta p < \frac{p_1}{2}$			$K_{\max} = \frac{Q_h}{363} \times$ $\times \sqrt{\frac{\gamma_h T_1}{p_1^2 - p_2^2}}$
$\Delta p \geq \frac{p_1}{2}$	$K_{\max} = Q \times$ $\times \sqrt{\frac{\gamma}{\Delta p}}$	$K_{\max} =$ $= \frac{G}{1000 V \Delta p \gamma}$	$K_{\max} =$ $= \frac{Q_h \sqrt{\gamma_h T_1}}{314 p_1}$

Если следует рассчитать регулирующий орган для проектируемой системы, когда имеется возможность задать величину перепада давления на регулирующем органе, то в этом случае следует руководствоваться следующими соображениями.

С точки зрения эффективности работы исполнительного устройства желательно, чтобы как можно большая доля общего перепада давления в системе приходилась именно на регулирующий орган. Однако при проектировании промышленных систем следует учитывать и другой, противоположный фактор, заключающийся в том, что требование повышенного перепада на регулирующем органе означает повышение, и весьма значительное, мощности источника давления, что приводит к увеличению капитальных и текущих затрат. Подробно этот вопрос будет рассмотрен в разделе о пропускных и расходных характеристиках исполнительного устройства, здесь же ограничимся следующими рекомендациями:

- 1) при регулировании расхода жидкости низкого давления минимальный перепад на регулирующем органе рекомендуется принимать не ниже $0,3 \text{ кгс}/\text{см}^2$;
- 2) в жидкостных и газовых системах среднего давления ($p \leq 64 \text{ кгс}/\text{см}^2$) минимальный перепад на регулирующем органе должен составлять не менее 30% общего перепада давления в линии;
- 3) в жидкостных и газовых системах высокого давления ($p > 64 \text{ кгс}/\text{см}^2$) минимальный перепад на регулирующем органе должен составлять не менее 15% общего перепада в линии;
- 4) в тех случаях, когда представляется возможным установить заранее, что диапазон изменения расхода не превышает 10% от максимального значения, и возможность резких возмущений исключена, доля перепада на регулирующем органе относительно общего перепада в линии может быть уменьшена до 10%.

При определении величины максимального расхода следует исходить из значения расхода, подсчитанного по материальному балансу, который соответствует максимальной производительности уста-

Коррекция при уточненном расчете размера регулирующего органа

При определении пропускной способности регулирующего органа при высоком давлении газа на входе следует вводить поправку на отклонение от законов идеального газа. Поправка вводится умножением расчетного значения $K_{v\max}$ на \sqrt{z} , где z — коэффициент отклонения от законов идеального газа ($pv = zRT$).

Таблица 4

Величина поправки на сжимаемость

Пара-метр	Численное значение параметра	x					
		1,05	1,15	1,25	1,40	1,55	1,75
p_2	0,940	0,99	0,99	1,00	1,00	1,00	1,00
	0,930	0,99	0,99	1,00	1,00	1,00	1,00
	0,920	0,98	0,99	1,00	1,00	1,01	1,01
	0,910	0,98	0,99	0,99	1,00	1,01	1,01
	0,900	0,98	0,99	0,99	1,00	1,01	1,01
	0,880	0,98	0,99	0,99	1,00	1,01	1,02
	0,840	0,97	0,98	0,99	1,00	1,01	1,02
	0,820	0,96	0,98	0,99	1,00	1,01	1,02
	0,800	0,96	0,98	0,99	1,00	1,02	1,03
	0,750	0,95	0,97	0,98	1,00	1,02	1,03
	0,700	0,94	0,96	0,98	1,00	1,02	1,04
	0,650	0,93	0,95	0,97	1,00	1,02	1,05
	0,600	0,92	0,94	0,97	1,00	1,03	1,06
	0,550	—	—	—	1,00	1,03	1,07
	0,500	—	—	—	—	—	1,08
β_{kp}	—	0,595	0,574	0,555	0,528	0,504	0,476
ϵ_{kp}	—	0,91	0,93	0,96	1,00	1,04	1,08

При определении пропускной способности регулирующего органа для газов, отличных от воздуха, следует вводить коррекцию делением расчетного значения $K_{v\max}$ на \sqrt{z} — поправку на сжимаемость. Значение z приведено в табл. 4.

ГЛАВА ТРЕТЬЯ

ВЫБОР ПРОПУСКНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ УСТРОЙСТВ

3-1. МЕТОДИКА ВЫБОРА ФОРМЫ ПРОПУСКНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ

В гл. 2 задача расчета и выбора размера исполнительных устройств по пропускной способности рассматривается с точки зрения пропуска определенного количества среды (жидкости, газа или пара) при заданных значениях параметров системы. В данной главе дан анализ исполнительного устройства как элемента системы автоматического управления, входом которого является изменение величины командного сигнала (например, давления сжатого воздуха в диапазоне

A_2B_2) соответствует изменению величины μ от μ_1 (μ_2) до первоначального значения μ_0 за счет перемещения затвора регулирующего органа до нового положения S_1 (S_2).

Уравнение кривой B_1C_1 (или A_2C_2) имеет вид:

$$\mu = a\mu_{\max} e^{x(S-1)}, \quad (33)$$

где a — постоянный коэффициент.

Преобразуем уравнение (33):

$$\mu = \mu_{\max} e^{\ln a e^{x(S-1)}}, \quad (34)$$

$$\mu = \mu_{\max} e^{x \left[\left(S + \frac{\ln a}{x} \right) - 1 \right]}. \quad (35)$$

Таким образом, умножение правой части уравнения (31) на постоянный коэффициент a равноценно смещению графика функции $\mu = f_1(S)$ вдоль оси S , откуда следует, что при переходе регулирующего органа в новые нагрузкам величина его коэффициента передачи, зависящая только от значения μ_0 , сохраняется постоянной. Графически это можно пояснить следующим образом: касательные к кривым O_3C_0 , B_1C_1 , A_2C_2 , изображающим расходные характеристики, в точках с ординатой μ_0 имеют одинаковый наклон к оси абсцисс. Отсюда следует важный вывод: если регулируемая среда является носителем возмущающего воздействия, то при изменении нагрузки регулирующего органа его коэффициент передачи не изменяется.

Все изложенное выше позволяет вывести общее правило выбора расходной характеристики регулирующего органа из условия его линейности, т. е. сохранения постоянства коэффициента передачи во всем диапазоне нагрузок.

Если основные возмущения в объекте регулирования таковы, что влекут за собой изменение расхода вещества или энергии через регулирующий орган при фиксированном положении затвора, то для такой системы предпочтительной является равнопроцентная расходная характеристика. Если же изменение расхода вещества или энергии через регулирующий орган происходит лишь при перемещении затвора регулирующего органа, то в этом случае желательно иметь линейную расходную характеристику.

В качестве примера рассмотрим систему, изображенную на рис. 13. Промежуточный продукт (поток A) подается на нейтрализацию в реакционный аппарат. Нейтрализация осуществляется щелочью (поток B), поступающей со станции приготовления растворов. Станция обслуживает большое количество потребителей, поэтому давление щелочки перед реакционным аппаратом и концентрация щелочи могут изменяться. С другой стороны, возможны изменения по расходу и концентрации промежуточного продукта, поступающего на нейтрализацию. В соответствии с технологическим регламентом кислотность (величина pH) выходящего продукта должна поддерживаться постоянной с высокой точностью. Для этой цели применена система автоматического регулирования. Концентрация реакционной массы в реакционном аппарате замеряется посредством проточного датчика pH-метра, работающего в комплекте с электронным потенциометром. Потенциометр снабжен изодромным пневматическим регулятором,

для регулирующих органов соответственно с линейной и равнопроцентной пропускными характеристиками. Анализ рис. 18 показывает, что линейность расходной характеристики (при линейной пропускной характеристике) ухудшается при возрастании n . Изменение коэффициента передачи регулирующего органа с изменением нагрузки, затрудняя выбор настройки регулятора, оптимальной для всего диапазона нагрузок, вместе с тем вызывает следующие дополнительные трудности для процесса управления.

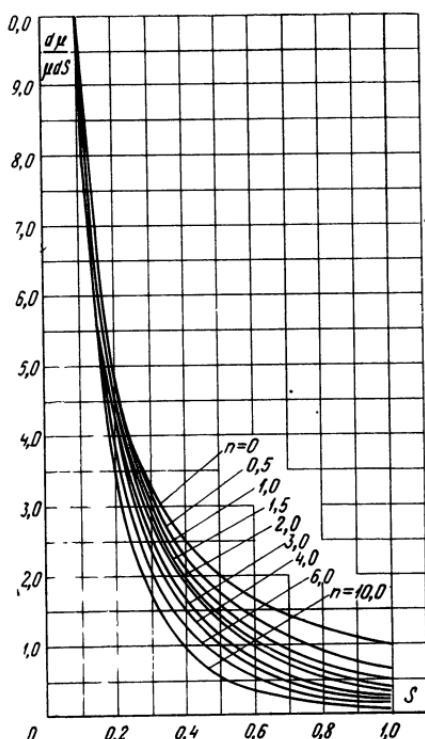


Рис. 17. Коэффициент равнопроцентности регулирующего органа с линейной пропускной характеристикой.

2. Резкое возрастание коэффициента передачи при малых нагрузках, что может вызвать переход процесса управления в колебательный режим. Например, для $n=6$ величина коэффициента передачи при $S=0,1$ превышает его значение при $S=0,7$ более чем в 6 раз.

Рассмотрим теперь для сравнения графики коэффициента передачи для регулирующих органов с равнопроцентной пропускной характеристикой. Если при малых значениях n расходная характеристика в очень сильной степени нелинейна, то с ростом n нелинейность уменьшается.

Следует отметить, что потеря регулируемости в данном случае наблюдается при малых нагрузках. При $n=0$ диапазон использования составляет около 40% (в зоне больших нагрузок). При увеличении n значение диапазона использования возрастает. Например, при $n=3$ это значение равно уже 80%. Из рис. 19 видно, что с ростом n

коэффициент передачи $\frac{d\mu}{dS}$ уменьшается не более чем в 5 раз по сравнению с максимальным значением коэффициента передачи. Выход за диапазон использования означает потерю регулируемости, т. е. отсутствие зависимости величины расхода от перемещения затвора. В соответствии с определением для $n=3$ диапазон использования составляет 80%, для $n=6$ диапазон использования равен 57% и т. д.

рующие органы с комбинированной пропускной характеристикой — начальный ее участок (примерно 10%) представляет собой равнoproцентную характеристику, а остальная часть — линейную.

Для любой конкретной системы можно построить такую пропускную характеристику, которая обеспечила бы расходную характеристику желаемой формы. Например, при управлении потоком жидкости форма пропускной характеристики может быть найдена непосредственно из уравнения (47). Действительно, задаваясь расходной характеристикой $\mu(S)$ и зная n , определяем $A(S)$.

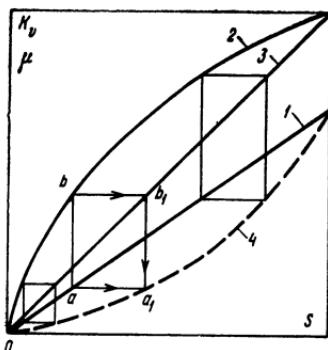


Рис. 20. Построение специальной пропускной характеристики

1 — существующая пропускная характеристика; 2 — соответствующая ей расходная характеристика; 3 — желаемая расходная характеристика; 4 — специальная пропускная характеристика.

ду точкой a существующей b соответствующей ей расходной характеристики;

2) перенести отрезок ab вдоль оси абсцисс до совпадения точки b с линией желаемой расходной характеристики (в точке b_1);

3) при этом точка a займет положение a_1 , которая является точкой новой пропускной характеристики;

4) аналогичное построение повторить для нескольких точек.

3-3. СПОСОБЫ УПРАВЛЕНИЯ ПОТОКОМ СРЕДЫ

В предыдущих разделах рассмотрены вопросы выбора размеров и пропускных характеристик исполнительных устройств для наиболее распространенной схемы управления потоком среды: исполнительное устройство расположено последовательно с объектом управления и пропускает через себя все количество среды, поступающее к объекту (рис. 21, а). Однако этот наиболее простой и удобный в эксплуатации способ управления потоком имеет ряд недостатков и ограничений:

1. Довольно трудной задачей является обеспечение малых приращений по расходу (особенно на малых нагрузках). Это создает серьезные трудности для управления процессами, обладающими большой чувствительностью по каналу регулирования, а также процесса-

1. Применение материалов более стойких к кавитационному износу повышает срок службы регулирующих органов исполнительных устройств. Так, например, в исполнительных устройствах для высоких перепадов давлений (до $320 \text{ кгс}/\text{см}^2$ типа КВП) затвор и седло, изготовленные из сплава ВК6-М при кавитационном режиме работы, стойки в течение 10–12 мес., в то время как затвор и седло, изготовленные из хромоникелевой стали 1Х18Н9 (в исполнительных устройствах типа УКС на $p_y = 320 \text{ кгс}/\text{см}^2$), в тех же условиях эксплуатации стойки в течение 10–15 дней.

2. Хороший эффект дает применение специальной конфигурации дроссельных пар регулирующих органов. Регулирующий орган конкретной конструкции характеризуется определенным значением величины $K = \frac{p_1 - p_2}{p_1 - p'_1}$. Эта величина определяется тем количеством кинетической энергии, которое при выходе потока из сжатого сечения перешло в тепловую энергию. Если $K = 1$, то $p_2 = p'_1$; это значит,

что количество кинетической энергии $\left(\frac{(w'_1)^2}{2g} - \frac{w^2}{2g} \right)$ перешло в тепловую энергию без повышения энергии давления, а следовательно, без повышения давления. Значение K , как правило, меньше единицы. Чем ближе к единице значение K , тем лучше приспособлен данный регулирующий орган для работы в условиях, опасных с точки зрения возникновения кавитации, потому что именно повышение давления после сжатого сечения составляет необходимое условие второй стадии кавитации. Условие возникновения кавитации можно выразить посредством неравенства:

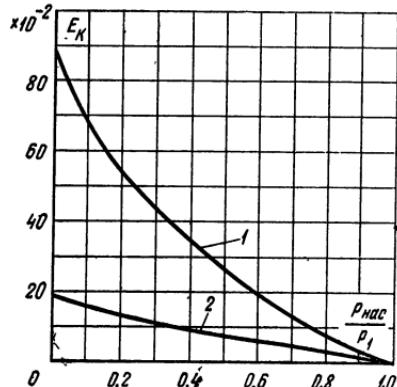
$$p'_1 < p_* < p_2.$$

Для работы на вскипающих жидкостях ряд зарубежных фирм выпускает регулирующие органы, затвор которых представляет собой поршень, на цилиндрической стенке которого имеется большое

количество резьбовых отверстий. Перемещением затвора относительно седла меняется суммарная площадь прохода резьбовых отверстий, участвующих в дросселировании потока. Смысл такой конструкции регулирующего органа заключается в том, чтобы преобразовать энергию потока в тепловую энергию за счет трения в проходном сечении регулирующего органа. Такая конструкция препятствует образованию больших кавитационных пузырьков и обеспечивает редукцию давления с минимальным последующим повышением.

3. Во избежание кавитации следует стараться выбрать перепад на регулирующем органе таким, чтобы в процессе дросселирования давление не

Рис. 26. Предельная кинетическая энергия E_k для двухседельного (1) и односедельного (2) регулирующих органов.



определяется по графику на рис. 28 по условному соотношению теплоемкостей x_{cm} , определяемому выражением

$$x_{cm} = \frac{c_{jk}(1-x)}{c_v} + \frac{c_p}{c_v} x, \quad (80)$$

где x — степень сухости парожидкостной смеси на выходе регулирующего органа; c_{jk} — теплоемкость жидкости на выходе регулирующего органа, $\text{kкал}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$; c_p — теплоемкость при постоянном давлении насыщенного пара на выходе регулирующего органа, $\text{kкал}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$; c_v — теплоемкость при постоянном объеме насыщенного пара на выходе регулирующего органа, $\text{kкал}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$.

Для одинаковых состояний насыщенного пара значения c_p и c_v связаны между собой соотношением

$$c_p - c_v = \frac{1,985}{M}. \quad (81)$$

Таблица 9

Исходные данные для расчета размера регулирующего органа по методу пониженной плотности

Наименование	Обозначение и размерность	Числовой пример
Регулируемая среда	—	Вода
Максимальный расход среды	$G, \text{ кг}/\text{ч}$	10 600
Температура среды на входе регулирующего органа	$t_1, ^\circ\text{C}$	150
Давление среды на входе регулирующего органа	$p_1, \text{kgs}/\text{cm}^2$	4,85*
Плотность жидкости на входе регулирующего органа	$\gamma_1, \text{г}/\text{см}^3$	0,917
Физические свойства регулируемой среды:		
энталпия жидкости на входе регулирующего органа	$h_{jk1}, \text{kкал}/\text{кг}$	151
энталпия жидкости на выходе регулирующего органа	$h_{jk2}, \text{kкал}/\text{кг}$	—
энталпия насыщенного пара на выходе регулирующего органа	$h_{p2}, \text{kкал}/\text{кг}$	—
теплоемкость жидкости на выходе регулирующего органа	$c_{jk}, \text{kкал}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$	—
теплоемкость насыщенного пара при постоянном давлении на выходе регулирующего органа	$c_p, \text{kкал}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$	—
плотность жидкости на выходе регулирующего органа	$\gamma_{jk2}, \text{г}/\text{см}^3$	—
плотность насыщенного пара на выходе регулирующего органа	$\gamma_{p2}, \text{г}/\text{см}^3$	—
молекулярный вес	M	18

* Жидкость поступает на вход регулирующего органа при температуре кипения.

Указанная зависимость $\zeta_{\text{пр}}(\text{Re})$ имеет вид, показанный на рис. 29. График построен в логарифмических координатах. Горизонтальный участок графика соответствует турбулентному режиму течения жидкости, при котором коэффициент гидравлического сопротивления практически не зависит от Re . Действительно, этот режим характеризуется большими значениями Re , поэтому первый член правой части уравнения (89) мал по сравнению со вторым членом. Участок графика, представляющий собой прямую линию, наклоненную к оси абсцисс, соответствует чисто ламинарному режиму течения. Этот режим характеризуется малыми значениями Re , поэтому в уравнении (89) преобладающим становится первый член: это означает,

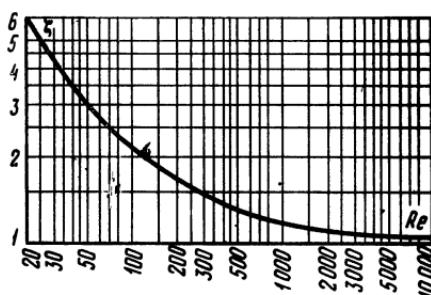


Рис. 29. Коэффициент гидравлического сопротивления регулирующего органа.

что коэффициент гидравлического сопротивления практически обратно пропорционален Re . И, наконец, средний участок графика соответствует переходному режиму, при котором оба члена правой части уравнения (89) существенно влияют на величину $\zeta_{\text{пр}}$.

С учетом (89) величина поправки на вязкость может быть представлена в форме

$$r^2 = \frac{A \sqrt{\zeta}}{b \zeta} \frac{1}{705 \frac{Q}{\nu \sqrt{K_{\text{впр}}}}} \sqrt{r} + 1, \quad (90)$$

где $b = D_r/D_s$ назовем геометрическим фактором. Здесь D_r — гидравлический диаметр проходного сечения регулирующего органа; D_s — диаметр круга, по площади равного проходному сечению.

Уравнение (90) показывает, что поправка на вязкость зависит от конструктивных параметров регулирующего органа (A, ζ, b) и параметров среды, определяющих режим течения.

Комплекс величин $a \frac{Q}{\nu \sqrt{K_{\text{впр}}}}$, где a — числовой коэффициент,

носящий обычно название «индекс вязкости», или модифицированное число Рейнольдса.

Ниже излагается обобщенный способ определения размера регулирующего органа с учетом вязкости регулируемой среды [Л. 3].

Величина dV/dp может быть выражена как $F_{\text{в}} \frac{dS}{dp}$, где $F_{\text{в}}$ — эффективная площадь мембранны исполнительного механизма.

Запишем остальные формулы для определения скорости набора или сброса давления из рабочей полости исполнительного механизма при перемещении его выходного звена.

При наборе давления

$$\frac{dp}{dt} = \frac{5,7K_{\text{вз}} \sqrt{p_{\text{п}}^2 - p^2}}{V + pF_{\text{в}} \frac{dS}{dp}} \quad (\text{докритическое истечение}); \quad (105)$$

при сбросе давления

$$\frac{dp}{dt} = \frac{5K_{\text{вс}}p}{V + pF_{\text{в}} \frac{dS}{dp}} \quad (\text{критическое истечение}); \quad (106)$$

$$\frac{dp}{dt} = \frac{5,7K_{\text{вс}} \sqrt{p^2 - 1}}{V + pF_{\text{в}} \frac{dS}{dp}} \quad (\text{докритическое истечение}). \quad (107)$$

При определении времени задержки следует считать, что в момент времени, предшествующий подаче «скачки» давления, выходное звено исполнительного механизма перемещалось в обратном направлении.

Для начала движения в заданном направлении исполнительный механизм должен создать усилие, равное удвоенной силе трения $2Q_t$. Время набора (или сброса) давления, необходимого для создания силы $2Q_t$, является временем задержки.

Для определения времени задержки в какой-либо точке хода следует проинтегрировать соответствующее уравнение из (99) — (102) в пределах от p' до p'' , где p' — давление в рабочей полости исполнительного механизма в момент подачи «скачки» давления; p'' — давление в рабочей полости исполнительного механизма в момент трогания.

Ниже приводятся формулы для определения времени задержки при наборе давления

$$t = 0,2 \frac{(p'' - p')V}{p_1 K_{\text{вз}}} \quad (\text{критическое истечение}); \quad (108)$$

$$t = 0,18 \frac{V}{K_{\text{вс}}} \left(\arcsin \frac{p''}{p_{\text{п}}} - \arcsin \frac{p'}{p_{\text{п}}} \right) \quad (\text{докритическое истечение}); \quad (109)$$

при сбросе давления

$$t = 0,2 \frac{V}{K_{\text{вс}}} \ln \frac{p''}{p'} \quad (\text{критическое истечение}); \quad (110)$$

$$t = 0,18 \frac{V}{K_{\text{вс}}} \ln \frac{p'' + V(p''^2 - 1)}{p' + V(p'^2 - 1)} \quad (\text{докритическое истечение}). \quad (111)$$