

Таблица 2. Данные для решения задач по выбору и расчёту регулирующих органов по вариантам для различных рабочих сред.

№	Среда	Q_{\max} , м ³ /ч, G_{\max} , кг/ч	v_2 , см ² /с	$\Delta p_{\min} \cdot 10^5$, Па		ρ_2		$p_{1*} \cdot 10^5$, Па	$p_{н*} \cdot 10^5$, Па	T_1 , К	z
				Δp_{\min} А	Δp_{\min} Б	кг/ м ³	г/ см ³				
1	Мазут	15	5,9	3,0		-	0,99	8,0	0,50	-	-
2	Воздух	7000	-	1,0	10,0	1,293	-	10,1	-	330	1,0
3	Вода	200	0,00328	20,0			1,0	25,0	0,80	-	-
4	Водяной пар	14000	-	0,3	2,0	$p_1=1,01$ $p_2=0,7$	-	3,8	-	-	-
5	Бензин	300	0,0036	1,2			0,7	6,0	0,61	-	-
6	Топливный газ	10500	-	0,8	9,5	1,06		9,4	-	305	1,2
7	Мазут	20	5,9	4,5			0,99	7,0	0,62	-	-
8	Воздух	11000	-	0,85	9,1	1,293		12,0	-	320	1,0
9	Вода	310	0,00328	25,0			1,0	30,2	1,1	-	-
10	Бензин	460	0,0036	1,5			0,7	7,1	0,73	-	-
11	Топливный газ	14300	-	0,95	7,1	1,06		11,0	-	315	1,1
12	Стабильный конденсат	340	0,0051	1,7			0,73	5,2	0,45	-	-
13	Вода	100	0,00328	18,0			1,0	37,0	0,90	-	-
14	Воздух	12400	-	0,71	10,8	1,293		19,6	-	328	1,0
15	Топливный газ	8300	-	0,75	8,5	1,06		10,0	-	302	1,1
16	Дизельное топливо	430	0,0038	1,71			0,71	5,4	0,55	-	-
17	Котельное топливо	18	3,1	2,3			0,83	6,0	0,36	-	-
18	Мазут	25	5,9	2,6			0,99	5,7	0,72	-	-
19	Водяной пар	20000	-	0,33	2,6	$p_1=1,06$ $p_2=0,8$		2,0	-	-	-
20	Бензин	510	0,0036	1,12			0,7	7,3	0,83	-	-
21	Дизельное топливо	600	0,0038	1,1			0,71	6,1	0,60	-	-
22	Котельное топливо	31	3,1	2,6			0,83	3,0	0,46	-	-
23	Стабильный конденсат	270	0,0051	1,34			0,73	4,3	0,52	-	-
24	Воздух	9300	-	0,9	9,7	1,293		14,5	-	287	1,0
25	Дизельное топливо	745	0,0039	1,6			0,71	6,3	0,71	-	-

Изучение и расчёт регулирующих органов исполнительных устройств

1. Цель и содержание работы.

1.1. Цель работы:

Изучить принцип действия и конструкцию регулирующих органов исполнительных устройств, порядок их расчёта и выбора.

1.2.Содержание работы:

По заданным исходным данным необходимо рассчитать и выбрать регулирующий орган исполнительного устройства системы управления.

2. Теоретические сведения:

К основным блокам ИУ относятся исполнительный механизм (ИМ) и регулирующий орган (РО), которые конструктивно могут быть объединены в едином изделии или собираются из индивидуально выпускаемых блоков. В некоторых случаях ИУ может состоять из одного блока, выполняющего функции исполнительного механизма. Под *исполнительным механизмом* в общем случае подразумевают блок ИУ (рис. 1), преобразующий входящий управляющий сигнал регулирующего устройства в сигнал, который через соответствующую связь осуществляет воздействие на регулирующий орган или непосредственно на объект регулирования. *Регулирующим органом* называют блок ИУ, с помощью которого производится регулирующее воздействие на объект регулирования. Выходной сигнал исполнительного механизма является входным сигналом для регулирующего органа.



Рис. 1. Основные блоки исполнительного устройства

Вторым основным блоком исполнительного устройства является регулирующий орган (РО). Регулирующий орган предназначен для изменения расхода среды, энергии или каких-либо других параметров, обеспечивающих заданный режим работы объекта.

Различные РО по виду воздействия на объект подразделяются на два основных типа: *дросселирующие* и *дозировочные*.

Ниже приводится классификация регулирующих органов.



Дросселирующие регулирующие органы изменяют гидравлическое сопротивление в системе, воздействующее на расход вещества путем изменения своего проходного сечения. К ним относятся регулирующие клапаны, заслонки и шиберы.

В дозирующих регулирующих органах осуществляется заданное дозирование поступающего вещества или энергии или изменение расхода вещества путем изменения производительности агрегатов. В настоящее время широкое распространение в АСУ ТП получили дросселирующее РО, хотя применение дозирующих РО экономически более оправдано.

Наибольшее применение в качестве регулирующих органов получили клапаны, представляющие собой регулируемые сопротивления.

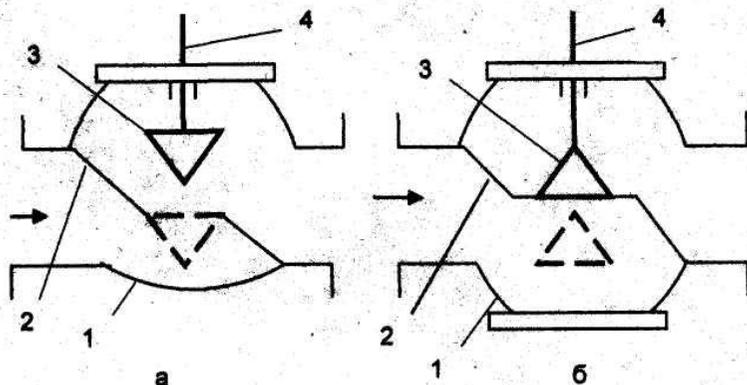


Рис.2 Принципиальные схемы клапанов: а – нормально открытого; б – нормально закрытого

Принципиальная схема простейшего клапана приведена на рис. 2а. Корпус 1 разделен перегородкой на две части. Поток протекающего вещества проходит через седло 2; в перегородке над седлом расположен затвор 3, прикрепленный к штоку 4, выведенному из корпуса клапана через сальниковое уплотнение. Клапан может быть нормально (рис. 2, а) открытым и нормально закрытым (рис. 2б). Прходное сечение клапана зависит от расстояния между седлом 2 и затвором 3.

Для регулирования больших расходов применяют двухседельные клапаны, основное преимущество которых в том, что затвор клапана разгружен. В двухседельном клапане сила, развиваемая исполнительным механизмом, затрачивается только на перемещение регулирующего органа, независимо от давления и скорости протекания регулируемой среды. Однако они менее герметичны, чем односедельные.

Односедельные клапаны требуют более мощный исполнительный механизм - так как на шток воздействует сила давления среды.

По условному давлению выпускаемые одно- и двухседельные клапаны подразделяются на три модификации: для низких давлений (до 1,6 МПа), средних (от 2,5 до 16 МПа) и высоких (от 20 до 150 МПа).

Регулирующие трехходовые клапаны предназначены для автоматического регулирования и поддержания в установленных пределах заданного параметра среды в отводящем патрубке, что достигается смещением сред, поступающих к клапану по подводящим патрубкам.

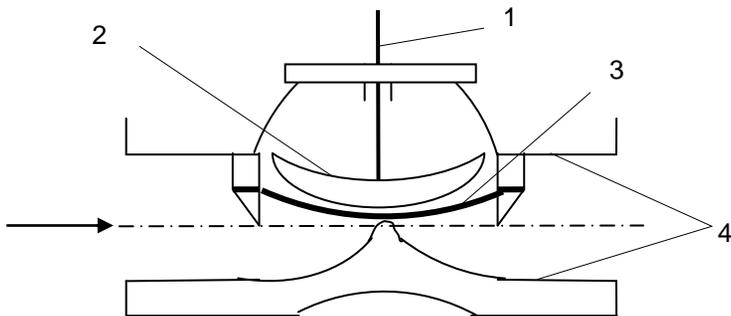


Рис.3. Диафрагмовый клапан

Диафрагмовые регулирующие клапаны применяют для изменения потока агрессивных жидкостей (рис.3). Между корпусами исполнительного механизма и регулирующего органа 1 исполнительного механизма укреплен плунжер грибовидной формы. При перемещении штока 1 вниз плунжер 2 прогибает мембрану 3, уменьшая проходное сечение клапана. Внутренняя поверхность 4 корпуса клапана футерована кислотостойкой эмалью или другими материалами.

Клапаны шланговые регулирующие типа КРШ являются исполнительными устройствами средних расходов. Они предназначены для автоматического регулирования жидких сред, содержащих твердые частицы во взвешенном состоянии, и кислот, в которых стойки резиновые патрубки.

Шланговый регулирующий орган (рис.4) представляет собой резиновый корпус — патрубок 1, пережимаемый двумя валиками-траверсами. Патрубок помещен в герметичный кожух. Последний образован чугуном корпусом 2 и крышкой 3, соединение между которыми уплотнено прокладкой. На случай разрыва патрубка в крышке 3 предусмотрено сальниковое уплотнение штока. Сам патрубок 1 в корпусе 2 кожуха зажимается уплотнительными конусами-фланцами 5.

Верхняя траверса 6 жестко соединена со штоком 4. Нижняя траверса 7 прикреплена к верхней при помощи ролико-втулочной цепи. При перемещении штока 4 с прикрепленной к нему траверсой 6 вниз нижняя траверса 7 поднимается, и таким образом осуществляется пережим патрубка.

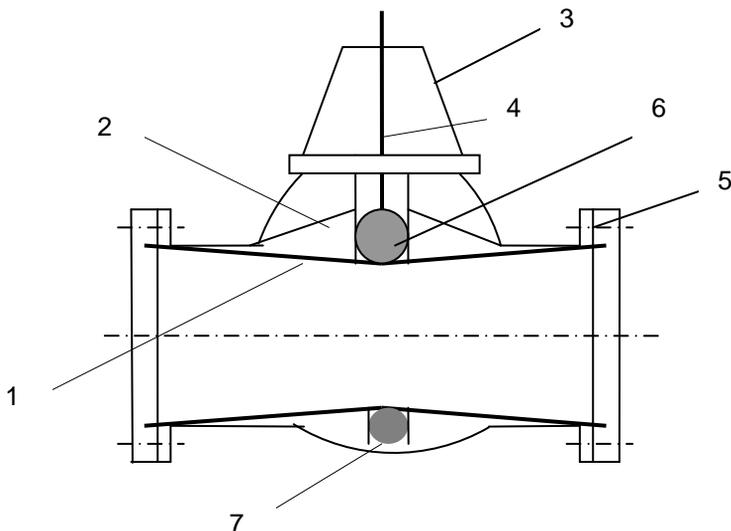


Рис.4. Шланговый регулирующий орган

Расход среды через шланговый клапан изменяется в основном только в первой половине подъема штока, зависимость между увеличением расхода и подъемом штока примерно линейная.

Коэффициент гидравлического сопротивления двухседельного регулирующего клапана с условным проходом 100 мм примерно 4—6, для шлангового патрубка с таким же условным проходом он равен 0,3—0,4.

Так как в шланговых регулирующих клапанах среда не контактирует с подвижными частями, чугунным корпусом и крышкой, клапаны можно применять для агрессивных продуктов, в которых стойки патрубки из резины соответствующих марок.

Для изменения потоков газа и пара в трубопроводах большого диаметра в качестве регулирующих органов применяют **заслонки**. Регулирующие заслонки типа ТА предназначены для сред с температурой до 200°С, типа ТБ — для сред с температурой 200 — 400°С.

Принцип действия регулирующих заслонок основан на изменении их пропускной способности при повороте диска (затвора), происходящем в соответствии с сигналом, поступающим от регулятора или устройства дистанционного управления.

Регулирующий орган в заслонках (рис. 5) ТА и ТБ представляет собой кольцевой корпус 2, внутри которого вращается диск 1, зафиксированный на

полуосях 3 и 4. Полуось 4 выведена из корпуса 2 наружу через сальниковое уплотнение. На наружном конце этой полуоси укреплены стрелка для контроля положения диска и кривошип 5, предназначенный для соединения диска с исполнительным механизмом.

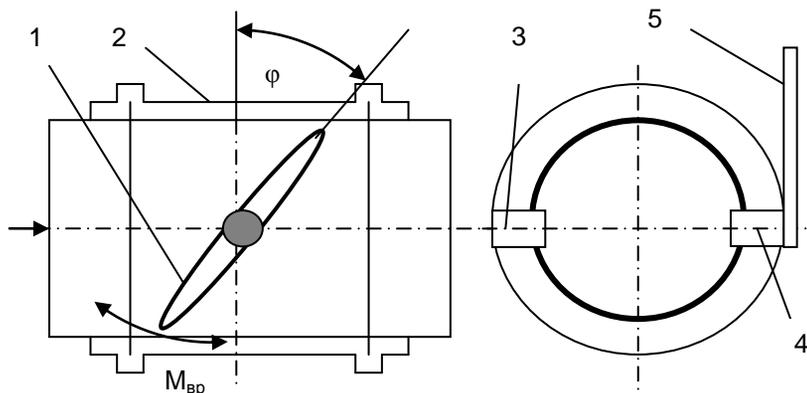


Рис. 5. Заслонка

Положение диска относительно, плоскости, перпендикулярной потоку, определяет величину проходного сечения. Нет и принять за нуль положение диска, перпендикулярное к оси трубопровода, то при угле поворота $\varphi = 90^\circ$ заслонка полностью открыта. При $\varphi = 0$ проходное сечение минимально, но не равно нулю, как как затвор не обеспечивает полного закрытия поперечного сечения трубопровода; всегда остается небольшой кольцевой зазор.

Регулирующие органы должны применяться строго по назначению в соответствии с их рабочими параметрами. Монтаж регулирующего органа следует производить на прямом участке трубопровода. Длина прямого участка трубопровода до и после РО должна быть не менее шести его условных проходов. Регулирующие органы должны устанавливаться в местах, допустимых для обслуживания, осмотра, настройки и разборки. Например, нормальное установочное положение клапана на горизонтальном трубопроводе — вертикальное с мембранной головкой вверх. Регулирующий орган следует располагать на трубопроводе так, чтобы направление потоков среды соответствовало указанию стрелки на его корпусе.

Для устранения неисправностей в работе регулирующего органа следует предусмотреть обводную линию с запорными задвижками (рис. 5).

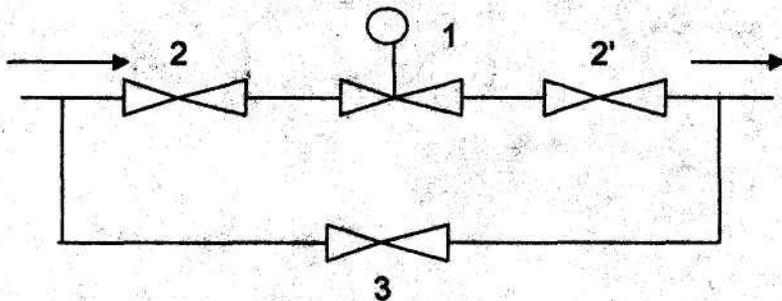


Рис.5. Схема размещения регулирующего органа на трубопроводе: 1 – рабочий регулирующий орган; 2, 2' – запорные задвижки; 3 – вентиль.

Рассмотрим основные параметры, характеризующие регулирующие органы в зависимости от вида регулируемой среды и условий их эксплуатации: диаметр условного прохода, условный ход, пропускную способность, вид пропускной характеристики, рабочее давление и диапазон перепада давления на клапане или заслонке.

Диаметр условного прохода регулирующего органа D_u — номинальный диаметр входного патрубка регулирующего органа (мм, см);

Условный ход S_v — номинальное значение полного хода затвора регулирующего органа (мм, см);

Степень открытия k — отношение текущего значения хода затвора S к условному ходу затвора S_v :

$$k = S / S_v$$

Пропускная способность K_v — это расход жидкости плотностью 1000 кг/м³, проходящей через регулирующий орган при перепаде давления на нем 0,1 МПа, (м³/ч);

Условная пропускная способность K_{vu} — расход жидкости в кубических метрах в час при максимальном (условном) ходе.

Пропускная характеристика — зависимость пропускной способности регулирующего органа от перемещения затвора (плунжера) l при постоянном перепаде давлений $K_v = f(l)$ называется *пропускной характеристикой*. В процессе работы перепад давлений на клапане меняется, при этом регулирующие органы характеризуются *расходной характеристикой*:

$$\frac{Q_1}{Q_{\max}} = f(l)$$

где Q_1 — расход среды в рабочем положении регулирующего органа, м³/ч;

$Q_{\text{макс}}$ — расход среды при полностью открытом регулирующем органе, м³/ч;
 l — перемещение затвора, мм.

Наиболее распространенными являются *линейная* и *равнопроцентная* расходные характеристики. *Линейной* называется пропускная характеристика (рис 6 характеристика 1), при которой приращение пропускной способности пропорционально перемещению затвора, а *равнопроцентной* (рис 6 характеристика 2) — та, при которой приращение пропускной способности по ходу пропорционально текущему значению пропускной способности.

Одоседельные, двухседельные и трехходовые клапаны обычно имеют линейную или равнопроцентную пропускную характеристику. В других регулирующих органах она подчиняется более сложным закономерностям.

Рабочее давление P_p — допустимое давление при заданной рабочей температуре.

Перепад давления Δp на регулирующем органе — на регулировочном органе определяет усилия, на которые рассчитаны все подвижные детали исполнительного устройства, а также износ дроссельных поверхностей.

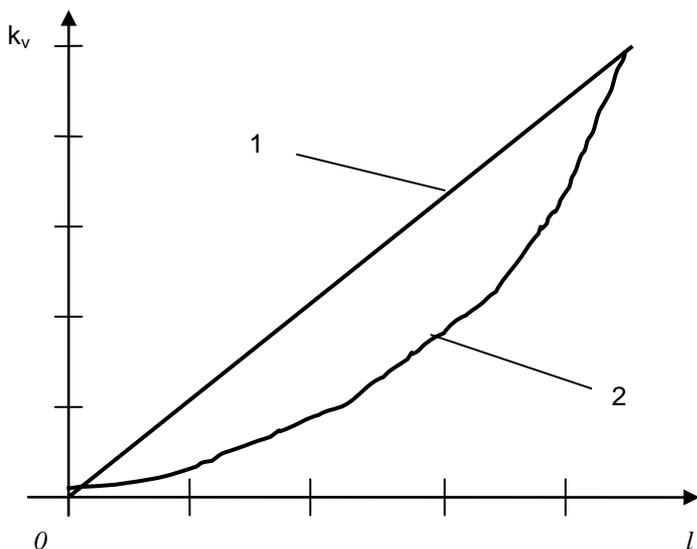


Рис. 6. Пропускные характеристики регулирующих органов

3. Выбор регулирующего органа:

Выбирать регулирующий орган необходимо в соответствии с характером

его действия и особенностями технологического процесса, для регулирования которого он предназначается. При прекращении подачи воздуха к приводу регулирующего клапана последний под действием пружины должен перевести затвор в положение, исключающее возможность создания в объекте регулирования аварийного или нежелательного состояния.

Например, для регулирования давления пара, поступающего на какую-то технологическую установку, следует устанавливать клапан прямого действия (воздух закрыть ВЗ). При выходе из строя регулятора или в случае аварийного прекращения подачи воздуха такой клапан полностью откроется и перебой в подаче пара не будет. Если же установить клапан обратного действия, то в указанных случаях клапан полностью закроется и прекратит подачу пара. Что может привести к серьёзной аварии. На линии топлива, подаваемого к печам, при регулировании температуры необходимо устанавливать клапаны обратного действия (воздух открыть ВО), которые в случае отсутствия воздуха перекроют трубопровод и прекратят подачу топлива.

4. Расчёт регулирующего органа.

Расчёт регулирующих органов заключается в определении их пропускной способности Kv по максимальному расходу среды, протекающей через регулирующий орган, и минимальному перепаду давления Δp_{min} , возникающему на РО. То есть определяется коэффициент пропускной способности регулирующего органа при полном его открытии. .

1. Расчёт регулирующего органа для работы на жидкости.

1. Определяют максимальную расчетную пропускную способность K_{vmax} по формуле:

$$k_{vmax} = 316,2 \cdot Q_{max} \cdot \sqrt{\frac{\rho}{\Delta p_{min}}}$$

где Q_{max} – максимальный расход среды через РО, ($m^3/ч$) ; ρ – плотность среды; $\Delta p_{min} = p_1 - p_2$ – минимальный перепад давления на РО; p_1 - абсолютное давление среды при максимальном расходе до РО; p_2 - абсолютное давление среды при максимальном расходе после РО.

2. Предварительно выбирают из таблицы 1 РО соответствующего типа с условной пропускной способностью K_{vy} , рассчитанной по формуле:

$$k_{vy} \geq \eta \cdot k_{vmax}$$

где η – коэффициент запаса, принимаемый равным не менее 1,2

3. Проверяют влияние вязкости жидкости на пропускную способность выбранного РО:

а) определяют число Рейнольдса Re_y , отнесенное к условному проходу пред-

варительно выбранного РО, по формуле:

$$Re_y = 3540 \cdot \frac{Q_{\text{пих}}}{\nu \cdot D_y}$$

где D_y — условный проход РО, (мм) (из таблицы 1); ν — кинематическая вязкость среды, ($\text{см}^2/\text{с}$).

Если число Re_y больше 2000, то принимают РО с условной пропускной способностью K_{vy} , определенной в п. 1 с последующей проверкой на возможность возникновения кавитации по п. 4;

Если число Re_y меньше или равно 2000, то определяют поправочный коэффициент на влияние вязкости жидкости ψ для одно- и двухседельных РО по графику рис. 7.

Таблица 1. Условная пропускная способность K_{vy} , $\text{м}^3/\text{ч}$, в зависимости от типа РО

Диаметр условного прохода D_y , мм	Условная пропускная способность K_{vy} , $\text{м}^3/\text{ч}$, в зависимости от типа РО					
	Односедельные	Двухседельные	Трёхходовые	Шланговые	Диафрагмовые	Заслоночные
25	8	10	8	32	8	-
40	20	25	12	80	20	-
50	32	40	32	125	32	60
65	50	63	50	200	50	100
80	80	100	80	320	80	160
100	125	160	125	600	125	250
125	200	250	200	800	200	400
150	320	400	320	1250	320	600
200	500	630	600	2000	500	1000
250	-	1000	-	3200	-	1600
300	-	1600	-	5000	-	2500
400	--		-	-	-	4000
500	--		-	-	-	6000
600	-	-	-	-	-	10000
700	-	-	-	-	-	12500
800	-	-	-	-	-	16000
900	-	-	-	-	-	20000
1000	-		-	-	-	25000

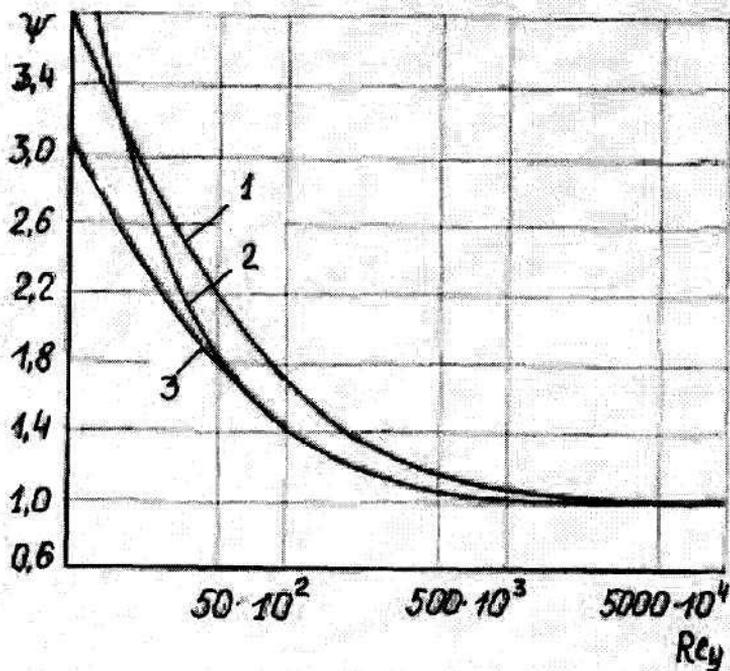


Рис. 7. Зависимость поправочного коэффициента ψ , учитывающего влияние вязкости (1 – двухседельные РО, 2 – односедельные РО, 3- заслоночные)

б) рассчитывают значение пропускной способности K_{vg} с учетом влияния вязкости жидкости по формуле:

$$k_{vg} = \psi \cdot \eta \cdot k_{vmax}$$

при $K_{vg} \leq K_{vy}$ предварительно выбранного РО выбор считают законченным.

При $K_{vg} > K_{vy}$ вновь выбирают РО соответствующего типа со значением K_{vy} ближайшим к K_{vg} , и снова определяют Re_v , ψ и K_{vg}

Вновь найденное значение K_{vg} проверяют по п. 3.

4. Проверяют РО на возможность возникновения кавитации.

а) определяют коэффициент сопротивления ξ_y^{kg} выбранного регулирующего органа по формуле:

$$\xi_y^{KB} = 25,4 \cdot \frac{\omega_y^2}{K_{ly}^2}$$

где $\omega_y = \frac{\pi \cdot D_y^2}{4}$ - площадь условного прохода, (см²). Здесь значение диаметра условного прохода в (см).

б) по значению ξ_y^{KB} согласно графика *рис.8* определяют коэффициент кавитации κ_c . Направление движения потока рабочей среды на затвор.

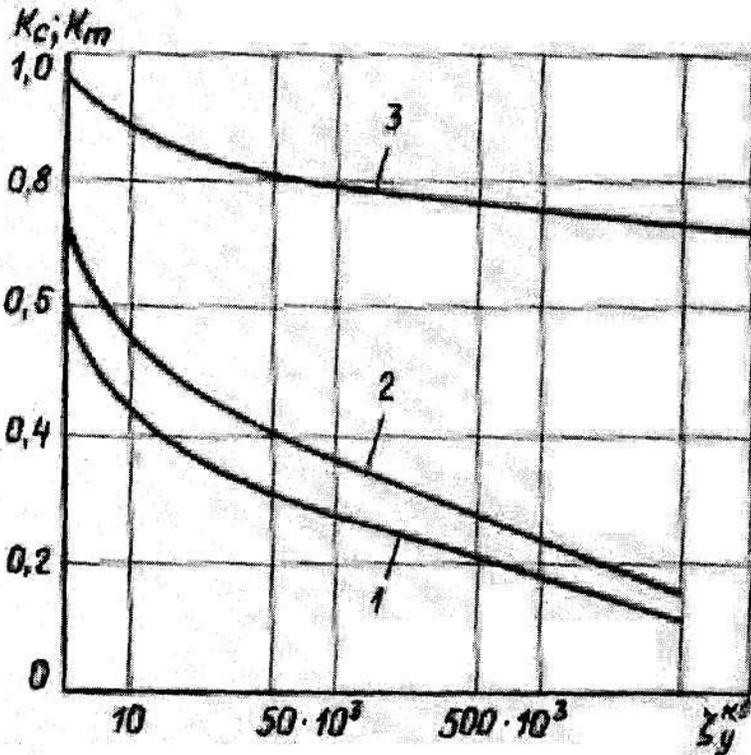


Рис. 8. Обобщённые зависимости коэффициентов кавитации (1 – K_c для двухседельных РО при прямом и обратном направлениях среды и для односедельных РО при направлении потока на затвор; 2 – K_m для тех же РО; 3 – для односедельных РО при направлении потока под затвор)

в) по значениям p_1 , p_n (абсолютное давление насыщенных паров жидкости при температуре среды до РО) и κ_c определяют максимально допустимый перепад давлений при кавитации:

$$\Delta p_{кав} = \kappa_c (p_1 - p_n)$$

г) - если $\Delta p_{кав} \geq \Delta p_{min}$, то принимают регулирующий орган с пропускной способностью K_{vy} , определённой ранее (п.3) и расчёт РО считается законченным;

- если $\Delta p_{кав} < \Delta p_{min}$, то регулирующий орган будет работать в кавитационном режиме.

Исключение кавитации возможно снижением Δp_{min} до $\Delta p_{кав}$, повышением давления p_2 при $p_1 = const$ или выбором соответствующего типа РО, обеспечивающего более широкие пределы бескавитационной работы. Исключение кавитации возможно также за счёт повышения давления p_1 при $p_2 = const$. Если по условиям технологического процесса такими способами исключить кавитацию невозможно, выбирают РО с ближайшим большим значением K_{vy} , для которого определяют $\xi_y^{кв}$ и значение коэффициента критического расхода κ_m по рис. 8.

д) определяют по κ_m критический перепад давлений в РО $\Delta p_{кав}$ по формуле:

$$\Delta p_{кав} = \kappa_m (p_1 - p_n)$$

е) значение $\Delta p_{кав}$ подставляют в формулу:

$$k_{vкав} = 316,2 \cdot Q_{max} \cdot \sqrt{\frac{\rho}{\Delta p_{кав}}}$$

ж) – если $K_{vкав} \leq K_{vy}$, выбранный РО обеспечивает пропуск заданного Q_{max} в кавитационном режиме и выбор с расчётом регулирующего органа на этом заканчивают.

– если $K_{vкав} > K_{vy}$, то выбранный РО не обеспечит пропуск заданного Q_{max} в кавитационном режиме и выбирают другой регулирующий орган, с ещё большим K_{vy} и расчёты по п. 4 повторяют.

II. Расчёт регулирующего органа для работы на газе.

При движении газа расчёт пропускной способности, выбор условного про-

хода и типа РО производят в следующей последовательности.

- для докритического режима движения газа, когда $\Delta p_{minA} = \Delta p_{min} < 0,52p_1$:

а) определяют максимальную расчетную пропускную способность K_{vmax} для потока газа по формуле:

$$k_{vmax} = 186,9 \cdot Q_{max} \cdot \sqrt{\frac{\rho_n \cdot T_1 \cdot z}{\Delta p_{min} \cdot p_2}}$$

где ρ_n - плотность газа при $p = 0,1$ МПа и $t = 0^\circ\text{C}$, ($\text{кг}/\text{м}^3$); T_1 - температура газа до РО, (К); z - безразмерный коэффициент, учитывающий отклонение реального газа от закона идеального газа; Δp_{min} - минимальный перепад давлений в РО, (Па); p_2 - абсолютное давление среды при максимальном расходе после РО.

б) выбирают из таблицы 1 РО соответствующего типа с условной пропускной способностью K_{vy} рассчитанной по формуле:

$$k_{vy} \geq \eta \cdot k_{vmax}$$

где η - коэффициент запаса, принимаемый равным не менее 1,2

Выбор и расчёт РО считается законченным.

- для критического режима движения газа, когда $\Delta p_{minB} = \Delta p_{min} \geq 0,52p_1$:

а) определяют максимальную расчетную пропускную способность K_{vmax} для потока газа формуле:

$$k_{vmax} = \frac{373,13 \cdot Q_{max}}{p_1} \cdot \sqrt{\rho_n \cdot T_1 \cdot z}$$

где ρ_n - плотность газа при $p = 0,1$ МПа и $t = 0^\circ\text{C}$, ($\text{кг}/\text{м}^3$); T_1 - температура газа до РО, (К); z - безразмерный коэффициент, учитывающий отклонение реального газа от закона идеального газа; p_1 - абсолютное давление среды при максимальном расходе до РО, (Па).

б) выбирают из таблицы 1 РО соответствующего типа с условной пропускной способностью K_{vy} рассчитанной по формуле:

$$k_{vy} \geq \eta \cdot k_{vmax}$$

где η - коэффициент запаса, принимаемый равным не менее 1,2

Выбор и расчёт РО считается законченным.

III. Расчёт регулирующего органа для работы на водяном паре.

При движении водяного пара расчет пропускной способности, выбор ус-

ловного прохода и типа регулирующего органа производят в следующей последовательности.

- для докритического режима движения водяного пара, когда $\Delta p_{minA} = \Delta p_{min} < 0,52p_1$:

а) определяют максимальную расчетную пропускную способность K_{vmax} для потока пара по формуле:

$$k_{vmax} = \frac{G_{max}}{33 \cdot \sqrt{\rho_2 \cdot \Delta p_{min}}}$$

где G_{max} – максимальный расход среды, (кг/ч); ρ_2 – плотность пара при давлении p_2 (после РО), (кг/м³); Δp_{min} – минимальный перепад давлений в РО, (Па).

б) выбирают из таблицы 1 РО соответствующего типа с условной пропускной способностью K_{vy} рассчитанной по формуле:

$$k_{vy} \geq \eta \cdot k_{vmax}$$

где η – коэффициент запаса, принимаемый равным не менее 1,2

Выбор и расчёт РО считается законченным.

- для критического режима движения водяного пара, когда $\Delta p_{minB} = \Delta p_{min} \geq 0,52p_1$:

а) определяют максимальную расчетную пропускную способность K_{vmax} для потока пара формуле:

$$k_{vmax} = \frac{G_{max}}{23,4 \cdot \sqrt{\rho_1 \cdot p_1}}$$

где G_{max} – максимальный расход среды, (кг/ч); ρ_1 – плотность пара при давлении p_1 (до РО), (кг/м³); p_1 – абсолютное давление среды при максимальном расходе до регулирующего органа, (Па).

б) выбирают из таблицы 1 РО соответствующего типа с условной пропускной способностью K_{vy} рассчитанной по формуле:

$$k_{vy} \geq \eta \cdot k_{vmax}$$

где η – коэффициент запаса, принимаемый равным не менее 1,2

Выбор и расчёт РО считается законченным.