

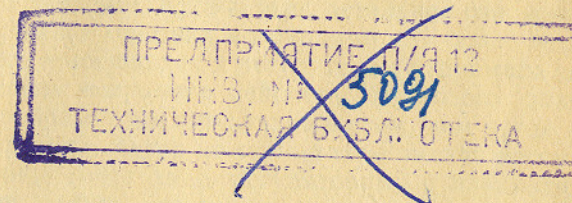
Экз. №

118

М. Д. ГОЛУБЕВ

ГАЗОВЫЕ РЕГУЛЯТОРЫ ДАВЛЕНИЯ

Под редакцией
докт. техн. наук, проф. Г. И. ВОРОНИНА



ИЗДАТЕЛЬСТВО
«МАШИНОСТРОЕНИЕ»
МОСКВА 1964

2687

1

Книга посвящена газовым регуляторам давления «после себя» прямого и непрямого действия. Рассматриваются вопросы выбора конструктивных схем и основных конструктивных параметров, расчет статических характеристик и динамической устойчивости, а также расчет и конструкция основных элементов.

Книга предназначена для инженеров и техников, связанных с проектированием регуляторов давления и пневмосистем и их эксплуатацией.

ПРЕДИСЛОВИЕ

Газовые регуляторы давления «после себя» составляют наиболее обширный класс среди регуляторов давления. Почти все современные самолеты и ракеты имеют пневмосистемы, в которых регуляторы давления являются одними из основных агрегатов. К таким системам относятся, например, системы наддува топливных баков, наддува и охлаждения кабин и приборных отсеков, питания сжатым газом рулевых машин и других агрегатов автоматики, питания скафандров и т. п. Регуляторы давления применяются также в производственных процессах, например, при газовой сварке и резке, для питания всевозможных пневмоприводов и в других заводских и лабораторных пневмосистемах.

Технической литературы по регуляторам давления в настоящее время почти нет. Имеющиеся в некоторых книгах материалы носят отрывочный характер (а иногда являются просто неверными) и, по существу, не могут служить пособием при проектировании. Вместе с тем широкое применение регуляторов давления вызывает необходимость систематизации имеющегося опыта по их расчету и проектированию.

Хотя настоящая книга посвящена только газовым регуляторам давления «после себя», в первой главе приводится классификация всех регуляторов давления.

Большая часть книги посвящена регуляторам давления прямого действия, так как они имеют более широкое применение, чем регуляторы непрямого действия. Кроме того, детальное ознакомление с регуляторами прямого действия необходимо для более легкого понимания вопросов, относящихся к регуляторам непрямого действия. Среди регуляторов непрямого действия возможно значительно большее разнообразие конструктивных схем, чем среди регуляторов прямого действия. Автор не ставил себе задачу рассмотреть все схемы, а ограничился лишь регуляторами с пневматическими сервоприводами, считая, что знакомство с этим типом регуляторов позволяет уяснить методику расчета и других типов.

Вопросы динамической устойчивости регуляторов давления рассматриваются на основе общепринятой в теории автоматического регулирования методики. Для понимания этих вопросов необходимо знакомство с основами теории устойчивости.

Редактор Г. Ф. Лосеза

Техн. ред. В. И. Орешкина

Подписано в печать 11.3.1964 г.

Учетно-изд. л. 8,72

Формат бумаги $60 \times 90^{1/16}$ = 4,75 бум. л. — 9,50 печ. л.

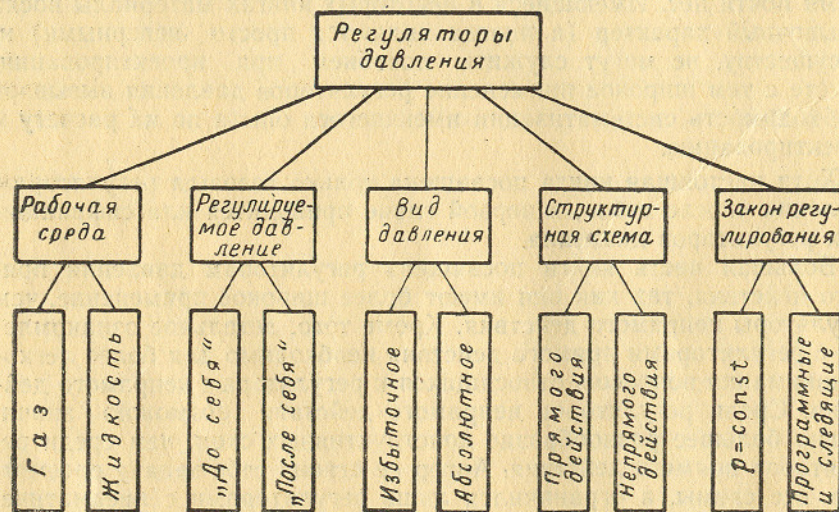
Зак. 1524/32580

ВВЕДЕНИЕ

1. КЛАССИФИКАЦИЯ РЕГУЛЯТОРОВ ДАВЛЕНИЯ

Классификация всех регуляторов давления может быть произведена по следующим признакам (фиг. 1):

1. По роду рабочей среды. Регуляторы делятся на газовые и жидкостные, причем их принципиальные схемы одинаковы. Можно также подразделять регуляторы по виду газа (воздушные, кислородные и т. д.) или жидкости (водяные, кислотные и т. д.). Однако такое деление имеет значение лишь в тех случаях, когда специфические свойства среды (агрессивность, взрывоопасность и т. п.) отражаются на требованиях к регуляторам или выборе материалов.



Фиг. 1. Классификация регуляторов давления.

2. По регулируемому давлению. Регулируемым давлением может быть давление перед регулятором («до себя») или давление после регулятора («после себя»). Эти понятия свя-

заны с направлением движения рабочей среды и часто заменяются терминами «на входе» и «на выходе».

Регуляторы давления «до себя» поддерживают заданное давление в емкости или трубопроводе путем сброса части газа из регулируемого объекта в окружающую атмосферу (газовые регуляторы) или перепуска части жидкости в сливной бак или на всасывание в насос (жидкостные регуляторы). К ним относятся, например, кабинные регуляторы давления самолетов, предохранительные клапаны пневмосистем, перепускные клапаны гидросистем.

Регуляторы давления «после себя» поддерживают заданное давление в емкости или трубопроводе путем дросселирования протекающего через регулятор газа или жидкости. Их часто называют *редукторами давления*.

В большинстве случаев на чувствительный элемент регуляторов подается давление непосредственно из входной или выходной полости самих регуляторов, т. е. регулируется входное или выходное давление. Но регулируемое давление может подаваться на чувствительный элемент и из других точек системы, удаленных от регулятора. В этом случае, если выражаться точно, регулируемым давлением будет уже не давление «на входе» или «на выходе», а давление в соответствующей точке системы.

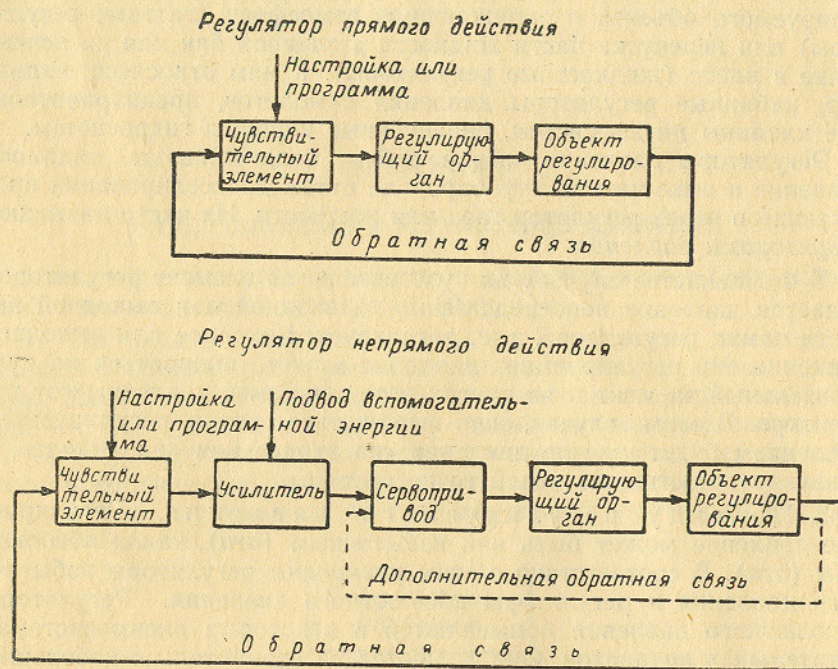
3. По виду регулируемого давления. Регулируемое давление может быть как избыточным (*ати*), так и абсолютным (*ата*). В соответствии с этим различают регуляторы избыточного давления и регуляторы абсолютного давления. Регуляторы абсолютного давления применяются в некоторых пневмосистемах летательных аппаратов. Они делаются на сравнительно небольшие давления (до 3—4 *ата*), так как с увеличением давления относительная разница между абсолютным и избыточным давлением уменьшается и целесообразность регуляторов абсолютного давления пропадает.

4. По структурной схеме. Регуляторы давления, как и другие автоматические регуляторы, делятся на регуляторы прямого и непрямого действия (фиг. 2).

В регуляторах давления прямого действия перестановка регулирующего органа (клапана) производится за счет усилия, возникающего на чувствительном элементе при отклонении величины регулируемого давления от заданного значения. Чувствительный элемент и регулирующий орган жестко связаны между собой.

В регуляторах непрямого действия чувствительный элемент производит перестановку усилителя, который управляет подачей посторонней вспомогательной энергии в сервопривод, перемещающий регулирующий орган. Регуляторы давления непрямого действия применяются при больших расходах газа или жидкости, когда для перемещения регулирующего органа требуются большие перестановочные усилия и регуляторы прямого действия не могут обеспечить необходимую точность.

Дополнительная классификация регуляторов давления прямого и непрямого действия по виду конструктивных элементов приведена в разд. 5, 7, 24 и 25.



Фиг. 2. Структурные схемы регуляторов.

5. По закону регулирования. Понимая под законом регулирования зависимость регулируемого давления от времени, можно разбить регуляторы на три вида:

- регуляторы постоянного давления;
- программные регуляторы, поддерживающие заранее заданную зависимость давления от времени;
- следящие регуляторы, поддерживающие определенную зависимость давления от какого-либо другого параметра, изменение которого по времени заранее неизвестно.

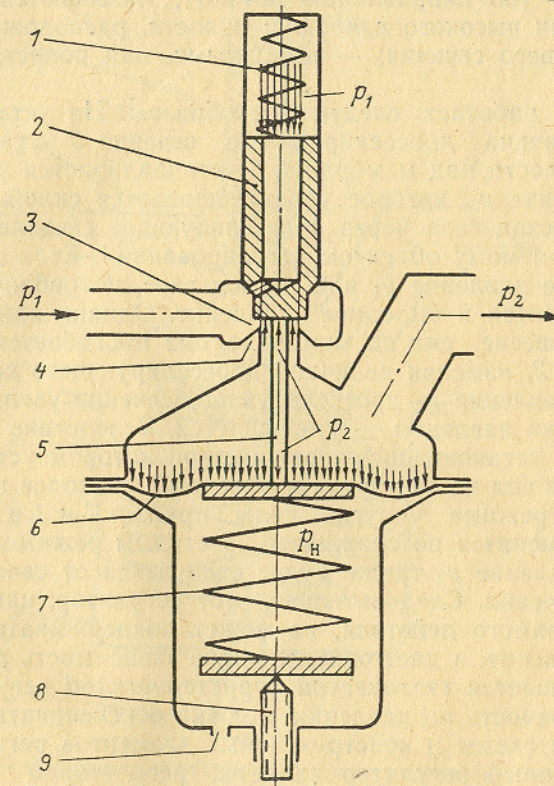
Наиболее распространены регуляторы постоянного давления. Система программного регулирования давления должна иметь специальное программное устройство, воздействующее на чувствительный элемент регулятора. Чувствительный элемент регулятора в следящей системе реагирует на рассогласование задающей величины и регулируемого давления.

2. ГАЗОВЫЕ РЕГУЛЯТОРЫ ДАВЛЕНИЯ «ПОСЛЕ СЕБЯ». ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Принцип действия

Газовые регуляторы давления «после себя»¹ предназначены для понижения давления газа и поддержания на выходе заданного давления при изменении давления на входе и изменении расхода газа в системе.

На фиг. 3 приведена схема регулятора прямого действия с неуровновешенным клапаном обратного хода². Регулирующим орга-



Фиг. 3. Схема регулятора с неуровновешенным клапаном обратного хода.

1 — вспомогательная пружина; 2 — клапан; 3 — дросселирующее сечение; 4 — седло; 5 — толкатель; 6 — мембрана; 7 — основная пружина; 8 — регулировочный винт; 9 — отверстие для сообщения с окружающим давлением.

¹ В дальнейшем в книге рассматриваются только регуляторы этого класса и поэтому для сокращения они будут называться просто регуляторами давления или регуляторами. Кроме того, везде имеются в виду регуляторы постоянного давления ($p_2 = \text{const}$).

² Классификация регуляторов по типу клапанов дана в разд. 7.

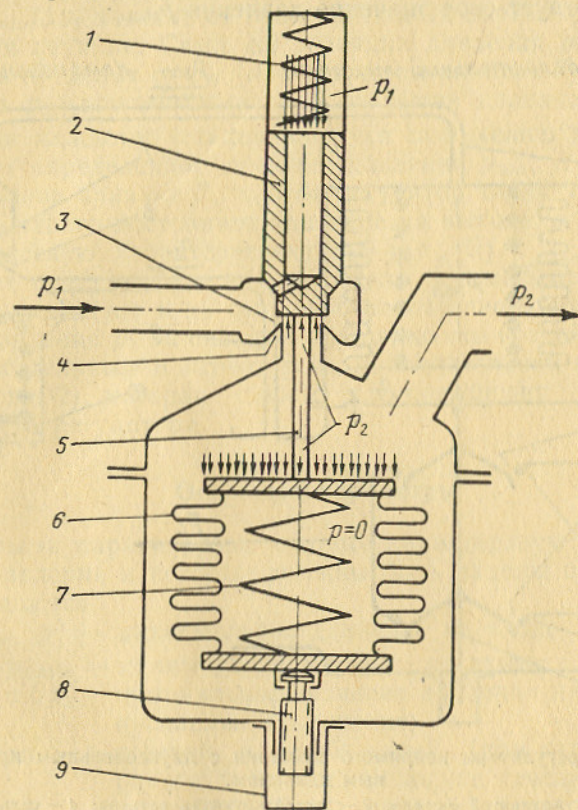
ном является клапан 2. Сечение между седлом 4 и клапаном называется дросселирующим сечением, так как оно вызывает процесс понижения давления. Чувствительным элементом является мембрана 6, на которую с одной стороны действует выходное давление p_2 , а с другой — основная пружина 7. Перемещение (прогиб) мембраны с помощью толкателя 5 передается клапану. Вспомогательная пружина 1 служит для связи клапана с мембраной. Настройка регулятора на заданное давление осуществляется затяжкой основной пружины с помощью регулировочного винта 8. Внутренние полости регулятора, расположенные до дросселирующего сечения (по направлению потока), называются входными, или полостями высокого давления; полости, расположенные после дросселирующего сечения, — выходными, или полостями низкого давления.

Регулятор работает следующим образом. На установившемся режиме величина дросселирующего сечения 3 устанавливается так, что в полости над мембраной 6 устанавливается заданное выходное давление p_2 , которое уравнивается силой пружины 7, а весовой расход газа через дросселирующее сечение равен расходу, потребляемому объектом регулирования¹. Если теперь изменится входное давление p_1 или расход газа, потребляемый объектом, то изменится и выходное давление. Однако при этом нарушается равновесие сил на мембране, она прогибается и перемещает клапан 2, изменяя величину дросселирующего сечения. При понижении давления p_2 дросселирующее сечение увеличивается, а при повышении давления — уменьшается. Вследствие этого достигается новый установившийся режим, при котором устанавливается равновесие сил на мембране и равенство расходов газа.

На новом режиме упругие силы пружин 7 и 1 и мембраны 6 несколько изменятся по сравнению со старым режимом и поэтому выходное давление p_2 также будет отличаться от своего первоначального значения. Следовательно, этот регулятор, как и все другие схемы прямого действия, не может поддерживать строго постоянное давление, а дает определенную зависимость $p_2 = \varphi(p_1, G)$, которая называется *статической характеристикой* регулятора. Необходимая точность по давлению должна обеспечиваться правильным выбором схемы и конструктивных элементов регулятора.

Рассмотренный регулятор является регулятором избыточного давления, так как силовое воздействие давления на мембрану определяется величиной избыточного давления p_2 . На фиг. 4 приведена аналогичная схема регулятора абсолютного давления. Различие заключается только в типе чувствительного элемента. Если в регуляторах избыточного давления в качестве чувствительных элементов могут применяться мембраны, сильфоны и поршни (плунжеры), то в регуляторах абсолютного давления применяются только вакуумированные сильфонные коробки.

Для поддержания постоянного абсолютного давления необходимо, чтобы внутри сильфона 6 сохранялось некоторое постоянное давление. Если сильфон не вакуумирован, то давление внутри него будет изменяться при изменениях температуры и объема сильфона, вследствие чего регулятор будет давать погрешности. Для устранения этих погрешностей и производится вакуумирование сильфонов, причем можно ограничиться легко достигаемым остаточным давлением порядка 0,1–0,2 мм рт. ст.



Фиг. 4. Схема регулятора абсолютного давления с уравновешенным клапаном обратного хода.

1 — вспомогательная пружина; 2 — клапан; 3 — дросселирующее сечение; 4 — седло; 5 — толкатель; 6 — вакуумированный сильфон; 7 — основная пружина; 8 — регулировочный винт; 9 — колпачок для герметизации регулировочного винта.

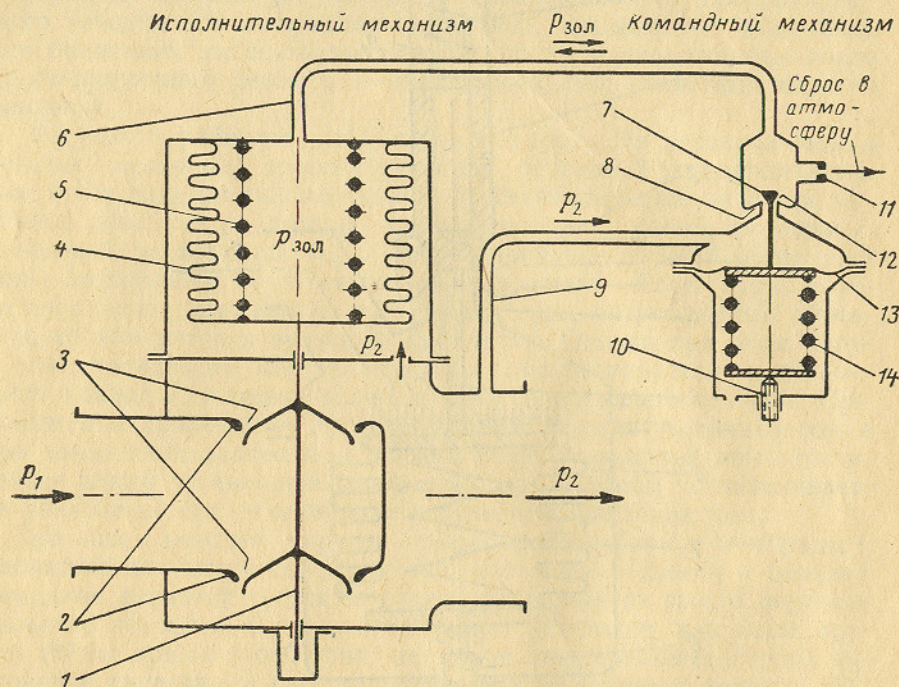
На фиг. 5 изображена схема регулятора давления непрямого действия с пневматическим сервоприводом одностороннего действия и усилителем в виде одностороннего золотника¹. В качестве

¹ Классификация регуляторов непрямого действия по типу конструктивных элементов дана в разд. 24, 25.

¹ Уравнения равновесия сил подробно рассматриваются в разд. 6—10.

вспомогательной энергии используется давление газа после регулятора, которое подается в усилитель по трубке 9.

Исполнительный механизм включает в себя регулирующий орган, выполненный в виде двухседельного профилированного клапана 1, и сильфонный сервопривод 4 с пружиной 5. Сильфон снаружи нагружен выходным давлением p_2 , а изнутри — пружиной и выходным давлением золотника $p_{зол}$. На установившемся режиме сумма этих сил равна нулю, причем каждому положению клапана 1 соответствует свое значение давления $p_{зол}$.



Фиг. 5. Схема регулятора непрямого действия с двухседельным профилированным клапаном.

1 — двухседельный клапан; 2 — седла; 3 — дросселирующие сечения; 4 — сильфон сервопривода; 5 — пружина сервопривода; 6 — трубка; 7 — клапан; 8 — седло; 9 — трубка; 10 — регулировочный винт; 11 — дроссель; 12 — дросселирующее сечение; 13 — мембрана; 14 — пружина.

Командный механизм выполняет функции чувствительного элемента и усилителя. Чувствительным элементом является мембрана 13, нагруженная пружиной 14, сила которой регулируется винтом 10. Элементами усилителя (золотника) являются клапан 7, седло 8 и дроссель 11. При изменении величины выходного давления p_2 мембрана прогибается и перемещает клапан, вследствие чего изменяется величина дросселирующего сечения 12. Величина выходного давления золотника $p_{зол}$ зависит от соотношения дросселирующего сечения 12 и сечения дросселя 11. Поэтому при пере-

мещении клапана 7 изменяется давление $p_{зол}$, которое по трубке 6 подается в сервопривод. При уменьшении давления p_2 давление $p_{зол}$ увеличивается и клапан 1 перемещается в сторону увеличения дросселирующих сечений 3; увеличение давления p_2 приводит к уменьшению дросселирующих сечений 3.

Назначение золотника заключается в том, чтобы с помощью незначительного изменения давления p_2 получить значительное изменение давления $p_{зол}$. Отношение абсолютных величин приращений $\Delta p_{зол}/\Delta p_2$ зависит от конструктивных параметров золотника и давления питания. Сама же величина давления $p_{зол}$ может изменяться в пределах от p_H (при закрытом клапане 7) до значения, близкого к p_2 (при максимальном открытии клапана 7).

Так как каждому установившемуся положению клапана 1 соответствует определенное значение давления $p_{зол}$, т. е. определенное положение клапана 7, то этот регулятор также не может поддерживать строго постоянное давление на выходе, а имеет некоторую статическую характеристику $p_2 = \varphi(p_1, G)$.

Следует отметить, что в этой схеме перемещение клапана 1 происходит частично и за счет непосредственного воздействия выходного давления p_2 на сильфон 4. Однако это воздействие является вспомогательным и играет роль дополнительной обратной связи (см. фиг. 2), которая служит для повышения динамической устойчивости регулятора.

Основные параметры

Основными параметрами, которые характеризуют работу регуляторов давления и которые должны быть заданы при проектировании, являются:

- p_1^0 — максимальное давление на входе;
- $p_{1 \min}$ — минимальное давление на входе;
- $p_{2 \text{ ном}} \pm \delta p_2$ — номинальное значение давления на выходе и допускаемые отклонения;
- G, Q_2 или S_2 — весовой или объемный (при давлении $p_{2 \text{ ном}}$) расход газа или проходное сечение сопел (расходной шайбы) в системе за регулятором;
- T_1 — температура газа на входе;
- $t_{\text{окр}}$ — температура окружающей среды.

При проектировании должны быть также указаны возможные вибрационные перегрузки, климатические условия, ресурс и т. п. данные.

Расход газа может быть задан любой из трех указанных величин. Однако в зависимости от характера объекта регулирования его целесообразно задавать величинами Q_2 или S_2 . Все объекты регулирования можно разделить на две группы. К одной из них относятся баки, заполненные жидкостью, например, топливные баки самолетов и ракет. Установившийся режим работы характеризует-

ся у них постоянным объемным расходом жидкости, поэтому расход газа через регулятор должен задаваться в виде $Q_2 = \text{const}$ (или диапазоном изменения Q_2 в случае работы при переменных расходах). К другой группе относятся объекты, у которых расход газа определяется размерами сопла, например, струйная трубка, сопловой аппарат воздушной турбины и т. п. Для регуляторов, обслуживающих подобные объекты, следует задавать проходное сечение сопла $S_2 = \text{const}$ (или диапазон изменения сечения S_2 в случае переменного режима работы). К этой же группе следует отнести и объекты в виде замкнутых емкостей (отсеков), расход газа из которых зависит от негерметичности самих емкостей. Минимальный расход у них равен нулю, а максимальный может быть выражен в виде некоторого эквивалентного сечения S_2 .

Не существуют объекты, которые потребляют постоянный весовой расход газа, нет также и способов, которыми можно обеспечить постоянный весовой расход газа при лабораторных испытаниях регуляторов. Поэтому в тех случаях, когда речь идет о весовом расходе, его следует рассматривать как расчетную величину, которая определяется величинами Q_2 или S_2 и параметрами газа p_2 и T_2 .

Параметры существующих регуляторов давления очень разнообразны. Максимальное давление на входе у ряда регуляторов достигает 300—400 *ати*. Давление на выходе $p_{2 \text{ ном}}$ у регуляторов избыточного давления составляет от долей атмосферы до 50—100 *ати*, у регуляторов абсолютного давления — от долей атмосферы до 3—4 *ата*. Расход газа иногда достигает 150—200 л/сек (в пересчете на весовой расход — до 1—1,5 кг/сек). В широком диапазоне изменяется и температура газа, достигая у одних регуляторов минус 100—180°С, у других — плюс 300—400°С.

Точность регуляторов по выходному давлению обычно задается величиной допускаемых отклонений от заданного номинала, выраженной в кг/см^2 . Однако для анализа удобнее воспользоваться относительной величиной отклонений, выраженной в процентах, $\delta p_2 / p_{2 \text{ ном}} \cdot 100\%$. При легких условиях работы и хорошо выполненной конструкции точность регуляторов достигает $\pm (2 \div 3)\%$. При тяжелых условиях точность понижается до $\pm (10 \div 20)\%$. К тяжелым условиям следует отнести все факторы, которые обуславливают большой диапазон изменения дросселирующего сечения (большая величина отношения $p_1^0 / p_{1 \text{ мин}}$, малый перепад давлений $p_{1 \text{ мин}} / p_{2 \text{ ном}}$, переменный расход газа), а также широкий диапазон температуры проходящего газа и окружающей среды.

Характерной величиной для регуляторов давления является конечный перепад давлений $p_{1 \text{ мин}} / p_{2 \text{ ном}}$. При питании системы газом из баллона высокого давления он характеризует степень использования запаса газа и поэтому желательно иметь его минимальным. Обычно не представляет трудности обеспечить $p_{1 \text{ мин}} / p_{2 \text{ ном}} \cong 1,5$, если начальный перепад давлений $p_1^0 / p_{2 \text{ ном}}$ не превышает 10. При больших значениях $p_1^0 / p_{2 \text{ ном}}$ для лучшего

использования запаса газа находят применение двухступенчатые регуляторы, которые обеспечивают также и более высокую точность, чем одноступенчатые.

При малых перепадах давлений ($p_1 / p_{2 \text{ ном}} < 1,5$) резко возрастает требуемое проходное сечение регулятора, что затрудняет регулирование, особенно при больших расходах газа. Приходится увеличивать диаметр редуцирующего отверстия, увеличиваются вес и габариты регулятора, а также понижается его динамическая устойчивость. Поэтому при проектировании пневмосистем следует избегать регулирования при малом перепаде давлений.

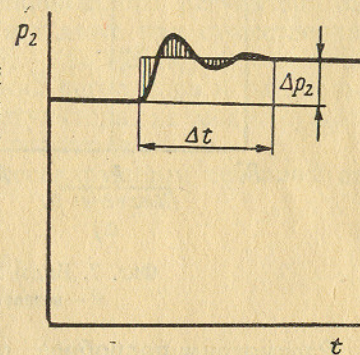
Основные понятия о характеристиках

При изменении нагрузки в регулируемой системе регуляторы переводят систему с одного установившегося режима на другой. Вид и длительность переходного процесса (фиг. 6) зависят от свойств системы и регулятора. Разность между значениями регулируемого параметра на новом и старом режимах Δp_2 называется *статической ошибкой*, а разность между новым установившимся значением и значением регулируемого параметра в переходном процессе (на фиг. 6 эта разность заштрихована) называется *динамической ошибкой*.

Зависимость между установившимися значениями регулируемого параметра и нагрузкой называется *статической характеристикой* регулятора. Возможны схемы регуляторов прямого действия, которые в принципе не дают статической ошибки. Такие регуляторы называются *астатическими*; практически их точность определяется зоной нечувствительности.

Для регуляторов давления нагрузкой являются давление на входе и расход газа и поэтому их статическая характеристика есть зависимость $p_2 = \varphi(p_1, G)$ *. Во многих случаях расход газа в пневмосистемах является постоянным и тогда статической характеристикой будет зависимость $p_2 = \varphi(p_1)$. Эту зависимость обычно называют просто *характеристикой* регулятора. По виду все характеристики можно разделить на «возрастающие» и «падающие» (фиг. 7). Вид характеристики зависит от схемы регулятора и его конструктивных параметров.

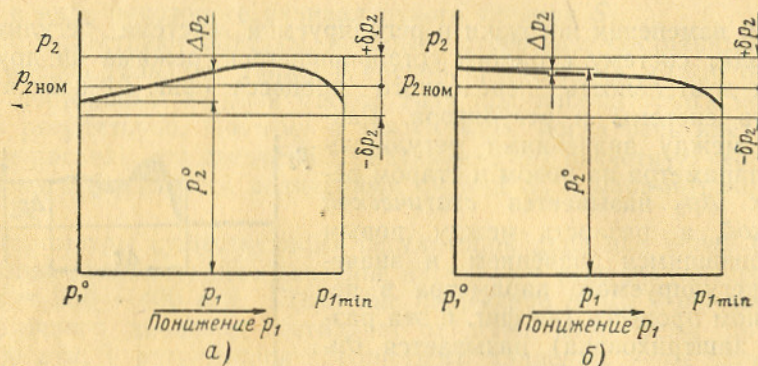
* В зависимости от конкретных условий вместо величины G здесь и в других аналогичных случаях должны быть подставлены величины Q_2 или S_2 . Под постоянным расходом везде понимаются условия $Q_2 = \text{const}$ или $S_2 = \text{const}$.



Фиг. 6. Переходный процесс.

Если регулятор работает при переменном расходе газа, то для анализа удобно иметь характеристики $p_2 = \varphi(p_1)$, построенные для нескольких постоянных значений расхода, например, для максимального, среднего и минимального. Такая серия характеристик называется *расходными характеристиками*.

Выходное давление p_2 зависит также от температуры самого регулятора. Влияние температуры следует рассматривать как внешнее возмущающее воздействие, так как оно проявляется через изменение упругих свойств пружин и чувствительного элемента, вязкости смазки и размеров деталей. Совокупность нескольких характеристик $p_2 = \varphi(p_1)$, снятых при различных температурах, называется *температурными характеристиками*.



Фиг. 7. Виды характеристик $p_2 = \varphi(p_1)$.
а — возрастающая; б — падающая.

Рассмотрим подробнее основную характеристику регуляторов $p_2 = \varphi(p_1)$ при постоянном расходе (см. фиг. 7). В пневмосистемах, имеющих в качестве источника питания баллон, предварительно заполненный газом до максимального давления p_1^0 , процесс всегда идет в сторону понижения давления на входе в регулятор. Поэтому для них в начале координат на оси абсцисс удобнее ставить давление p_1^0 . Для единообразия мы примем этот порядок для всех регуляторов. Характеристика строится в пределах изменения входного давления от p_1^0 до $p_{1\min}$, причем на графике наносятся линии, соответствующие заданному номиналу $p_{2\text{ном}}$ и допусковым отклонениям $\pm \delta p_2$. Для любого текущего значения давления p_1 выходное давление может быть представлено в виде

$$p_2 = p_2^0 + \Delta p_2. \quad (1)$$

Начальное давление p_2^0 зависит от затяжки основной пружины регулятора, и при расчете характеристики его величиной следует задаться так, чтобы поле допуска, в которое укладывается характеристика, было симметрично относительно $p_{2\text{ном}}$. Так как p_2^0 есть некоторая постоянная величина, то зависимость $\Delta p_2 = \varphi(p_1)$ может также рассматриваться как характеристика регулятора.

3. РАСЧЕТ ДРОССЕЛИРУЮЩИХ СЕЧЕНИЙ

При высоких давлениях и низких температурах, которые часто имеют место при работе регуляторов давления, свойства реальных газов могут значительно отличаться от свойств «идеальных» газов. Однако эти отличия не могут быть учтены простыми и удобными для пользования формулами и поэтому термодинамические процессы, происходящие в регуляторах давления, рассчитываются по формулам для идеальных газов, причем процесс истечения через дросселирующие сечения принимается адиабатическим. Кроме того, хотя температура газов при дросселировании изменяется (у большинства газов она понижается), это изменение также не учитывается, т. е. температура газов при дросселировании принимается неизменной.

Эти допущения снижают, естественно, точность расчета дросселирующих сечений. Однако, если учесть, что при проектировании регулятора его проходное сечение выбирается с запасом против расчетного и что у правильно спроектированного регулятора выходное давление незначительно меняется даже при существенном отклонении расхода газа от расчетного, — то некоторые погрешности при расчете дросселирующих сечений регулятора и расходных шайб, применяемых при испытании регулятора, не могут существенно отразиться на характеристиках регулятора.

Связь весового расхода газа с дросселирующим сечением выражается формулой¹

$$G = AS \frac{p}{\sqrt{T}}, \quad (2)$$

где G — расход газа в кг/сек;

S — дросселирующее сечение в м^2 ;

p — абсолютное давление перед дросселирующим сечением в кг/м^2 ;

T — температура газа перед дросселирующим сечением в $^\circ\text{К}$;

$$A = \sqrt{\frac{2gk}{(k-1)R} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}. \quad (3)$$

Величина A зависит от свойств газа и перепада давлений в дросселирующем сечении. Для воздуха ($k=1,4$, $R=29,3$) эта зависимость приведена на фиг. 8. При критическом перепада давлений

$$\left(\frac{p_1}{p_2} \right)_{\text{кр}} = \left(\frac{k+1}{2} \right)^{\frac{k}{k-1}} = 1,89$$

величина A имеет максимум $A_{\text{max}}=0,396$ (в расчетах можно применять округленное значение $A_{\text{max}}=0,4$). При перепадах, больших критического, в дросселирующем сечении устанавливаются крити-

¹ М. Е. Дейч, Техническая газодинамика, Госэнергоиздат, 1961.

ческие параметры и поэтому в формулу (2) в этих случаях подставляется значение $A = A_{\max}$.

На фиг. 8 приведена также величина

$$\alpha = \frac{0,396}{A},$$

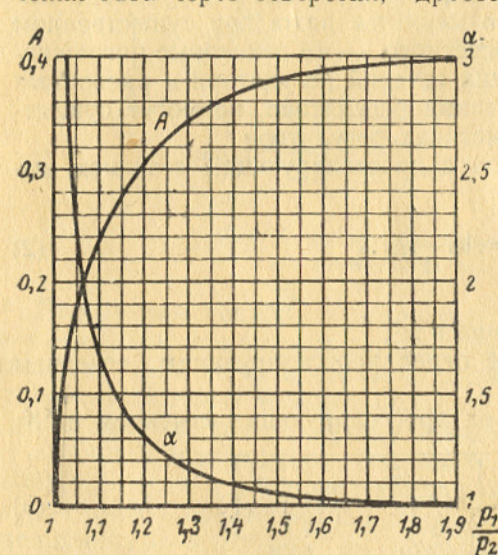
которая используется при расчете характеристик регуляторов.

Для других двухатомных газов ($k=1,4$) можно пользоваться этим же графиком, внося в величину A поправку, зависящую от газовой постоянной R (величина α берется без поправок):

$$A_{\text{газа}} = A_{\text{возд}} \sqrt{\frac{R_{\text{возд}}}{R_{\text{газа}}}}.$$

Для азота и кислорода без большой погрешности можно пользоваться графиком и без поправок ($A_{N_2} = 0,98 A_{\text{возд}}$, $A_{O_2} = 1,05 A_{\text{возд}}$).

Формула (2) применяется не только для определения дросселирующих сечений регуляторов, но и во всех других случаях истечения газа через отверстия, дроссели, расходные шайбы и т. п.



Фиг. 8. Величины A и α (для воздуха).

В связи с этим величины A и α будем обозначать дополнительным индексом, которым обозначается соответствующее сечение (например, A_1 и α_1 , A_2 и α_2 относятся соответственно к сечениям S_1 и S_2). Пользуясь графиком фиг. 8, под отношением давлений p_1/p_2 следует всегда понимать отношение давлений до и после рассматриваемого сечения, причем сами давления должны быть выражены в ата.

Коэффициент расхода в формуле (2) принят $\mu = 1$, так как при ускоренном течении газа потери энергии невелики. Однако необходимо иметь в виду следующее обстоятельство.

В формуле (2) давления p_1 и p_2 (давление p_2 входит в коэффициент A) есть давления в полостях непосредственно перед дросселирующим сечением и после него. Практически же давления p_1 и p_2 задаются при проектировании и контролируются при испытаниях как давления на входе и выходе регулятора. Гидравлические потери на пути газа от входного штуцера до дросселирующего сечения и от дросселирующего сечения до выходного штуцера снижают давление перед дросселирующим сечением и перепад

давлений, который срабатывается в нем. Это приводит к увеличению потребного проходного сечения и хода клапана и ухудшает характеристики регуляторов. Особенно сильно гидравлические потери могут проявиться при очень малых перепадах давлений ($p_{1\min}/p_{2\text{ном}} < 1,5$). В этих случаях можно рекомендовать при расчете дросселирующих сечений регуляторов принимать коэффициент расхода $\mu = 0,8 \div 0,9$, т. е.

$$G = \mu AS \frac{p}{\sqrt{T}}. \quad (2')$$

Учитывая вредное влияние гидравлических потерь давления, все проходные сечения регуляторов следует выбирать так, чтобы сделать потери минимальными. В тех случаях, когда потери зависят от каких-либо вспомогательных элементов (например, потери в фильтрах или обратных клапанах, которые иногда монтируются в регуляторах), они должны быть учтены при расчете дросселирующих сечений.

В заключение рассмотрим две задачи по расчету проходных сечений.

Расчет расходной шайбы

(фиг. 9)

При испытаниях регуляторов в лаборатории самым простым способом получения заданного расхода газа является постановка расходной шайбы в выходном трубопроводе. Если расход газа задан сечением S_2 , то вопроса о размере расходной шайбы не возникает, так как $S_{\text{ш}} = S_2$.

В тех случаях, когда задан объемный расход газа Q_2 , по выходным параметрам газа определим весовой расход

$$G = Q_2 \gamma_2 \approx \frac{Q_2 p_{2\text{ном}}}{RT_2}$$

и тогда по формуле (2) получим

$$\frac{Q_2 p_{2\text{ном}}}{RT_2} = A_{\text{ш}} S_{\text{ш}} \frac{p_{2\text{ном}}}{\sqrt{T_2}}, \quad (4)$$

$$S_{\text{ш}} = \frac{Q_2}{A_{\text{ш}} R \sqrt{T_2}}.$$

Для воздуха формула приводится к виду

$$S_{\text{ш}} = \frac{Q_2}{0,396 \cdot 29,3 \sqrt{273}} \sqrt{\frac{273}{T_2} \frac{0,396}{A_{\text{ш}}}} = \frac{Q_2}{192} \sqrt{\frac{273}{T_2}} \alpha_{\text{ш}}.$$

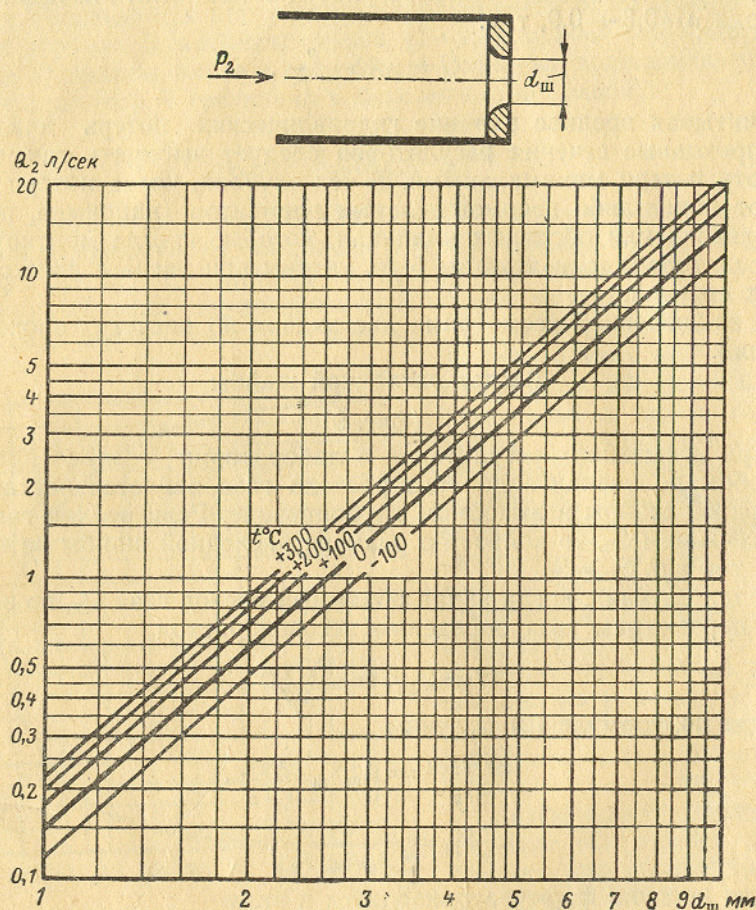
Выражая $S_{\text{ш}}$ в мм² и Q_2 в л/сек, получим

$$S_{\text{ш}} = \frac{Q_2}{0,192} \sqrt{\frac{273}{T_2}} \alpha_{\text{ш}}, \quad (5)$$

а при сверхкритическом перепаде давлений и $T_2 = 273^\circ \text{K}$

$$S_{\text{ш}} = \frac{Q_2}{0,192}. \quad (5')$$

На фиг. 9 приведен график для определения диаметра расходной шайбы для воздуха при сверхкритическом перепаде давлений и разных температурах. При пользовании графиком шкала диаметров может быть увеличена или уменьшена в 10 раз, а шкала расходов соответственно увеличена или уменьшена в 100 раз.



Фиг. 9. Расчет расходной шайбы (для воздуха при сверхкритическом перепаде давлений).

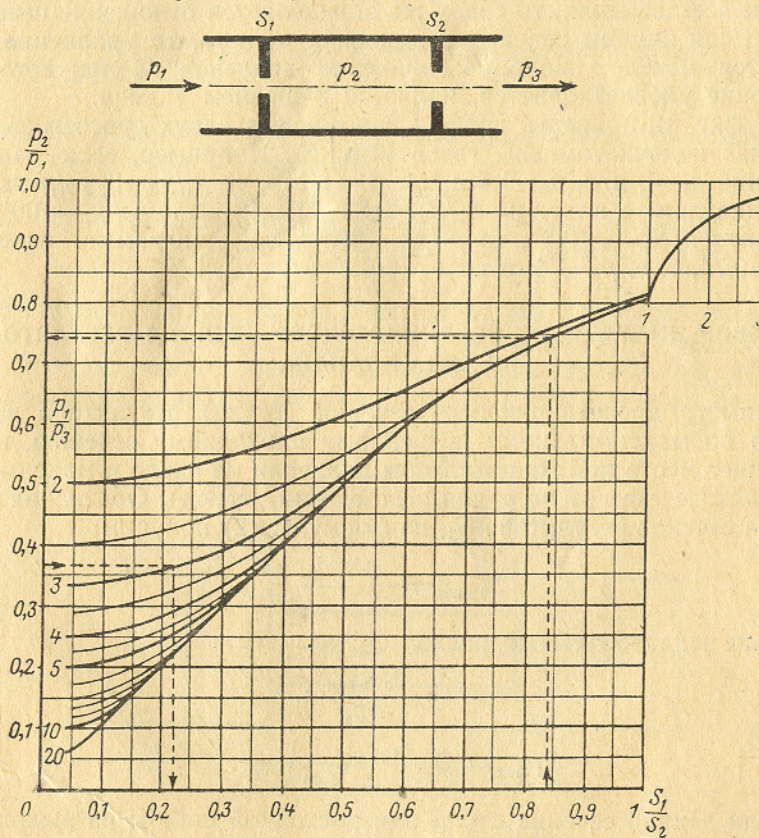
При испытаниях регуляторов температура газа на выходе вследствие термодинамических процессов может в некоторых пределах изменяться и поэтому расходная шайба не обеспечивает строго постоянного объемного расхода. Однако это незначительно отражается на характеристике регуляторов, и влиянием температуры пренебрегают. Если испытания ведутся при комнатной тем-

пературе (без специального подогрева или охлаждения газа), то температуру газа перед расходной шайбой принимают обычно $T_2 = 273^\circ \text{K}$.

Расчет «двух дросселей»

(фиг. 10)

К задаче о «двух дросселях» сводится расчет дросселирующего сечения регулятора, работающего на расходную шайбу, расчет пневматических усилителей типа «сопло-заслонка» (или односто-



Фиг. 10. Расчет «двух дросселей» (для воздуха и двухатомных газов).

ронного золотника) и некоторые другие вопросы. Задача может ставиться двояко: 1) определить проходные сечения, если известны все давления; 2) определить давление p_2 , если известны другие давления и проходные сечения. В обоих случаях исходным является условие равенства весовых расходов через дроссели

$$A_1 S_1 \frac{p_1}{\sqrt{T_1}} = A_2 S_2 \frac{p_2}{\sqrt{T_2}}.$$

Принимая $T_1 = T_2$, получим

$$A_1 S_1 p_1 = A_2 S_2 p_2; \quad \frac{S_1}{S_2} = \frac{p_2}{p_1} \frac{A_2}{A_1}. \quad (6)$$

Так как $A_1 = \varphi \left(\frac{p_1}{p_2} \right)$, $A_2 = \varphi \left(\frac{p_2}{p_3} \right)$ и $\frac{p_2}{p_3} = \frac{p_2}{p_1} \frac{p_1}{p_3}$,

то это уравнение связывает три величины: S_1/S_2 , p_2/p_1 и p_1/p_3 . Если заданы все давления, то сразу же определяется отношение сечений S_1/S_2 . Если заданы сечения и давления p_1 и p_3 , то уравнение (6) решается методом подбора: значение давления p_2 , при котором уравнение удовлетворяется, является решением задачи.

На фиг. 10 приведен график для расчета «двух дросселей» для воздуха и двухатомных газов ($k=1,4$). Например, если заданы давления $p_1=3$ ата, $p_2=1,1$ ата и $p_3=1$ ата, то $p_1/p_3=3$, $p_2/p_1 \cong 0,37$ и по диаграмме находим $S_1/S_2=0,22$. Если заданы $p_1=100$ ата, $p_3=1$ ата и $S_1/S_2=0,84$, то $p_1/p_3=100$ и по диаграмме находим $p_2/p_1=0,74$, т. е. $p_2=74$ ата.

4. ВЫБОР ДИАМЕТРА ДРОССЕЛИРУЮЩЕГО СЕЧЕНИЯ РЕГУЛЯТОРА И ХОДА КЛАПАНА

Диаметр дросселирующего сечения (седла) регулятора выбирается по максимальному потребному проходному сечению, которое имеет место при минимальном давлении на входе и максимальном расходе газа (если задан переменный расход). Обозначая проходное сечение регулятора S_1 , из формулы (2) получим

$$S_{1 \max} = \frac{G \sqrt{T_1}}{A_1 p_{1 \min}}. \quad (7)$$

Если задан объемный расход Q_2 , то

$$G \cong \frac{Q_2 p_{2 \text{ ном}}}{RT_2}; \quad S_{1 \max} = Q_2 \frac{p_{2 \text{ ном}}}{p_{1 \min}} \frac{1}{A_1 R \sqrt{T_1}}. \quad (8)$$

Если задано сечение сопла или расходной шайбы на выходе из регулятора S_2 , то из уравнения (6) получим

$$S_{1 \max} = S_2 \frac{p_{2 \text{ ном}} A_2}{p_{1 \min} A_1}. \quad (9)$$

В этих формулах величины A_1 и A_2 определяются по заданному значению $p_{2 \text{ ном}}$, так как фактическая величина давления p_2 является неизвестной, пока не рассчитана характеристика регулятора. Если температура газа T_1 является переменной, то расчет проходных сечений и характеристики регулятора производится обычно по средней температуре. В частности, при температурном диапа-

зоне от -60 до $+60^\circ \text{C}$ (или близком к нему) в расчетах принимают $T_1 = T_2 = 273^\circ \text{K}$.

При выборе диаметра редуцирующего отверстия d (фиг. 11) должно выполняться условие

$$S_{1 \max} < \frac{\pi}{4} (d^2 - d'^2) \quad (10)$$

или

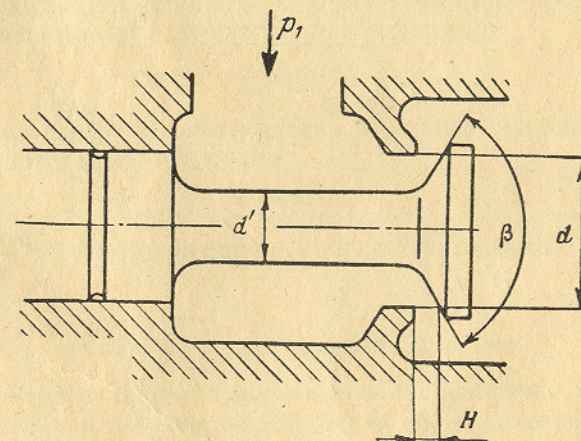
$$m_{\max} < 1 - \left(\frac{d'}{d} \right)^2, \quad (10')$$

где $m = \frac{S_1}{\frac{\pi}{4} d^2}$ — относительное сечение под клапаном.

Анализ существующих конструкций показывает, что можно принимать следующие значения $m_{\max}$:

— для регуляторов прямого действия:	
с неуравновешенными клапанами	$m_{\max} = 0,2 \div 0,6$
с уравновешенными клапанами	$m_{\max} = 0,2 \div 0,4$
— для регуляторов непрямого действия	$m_{\max} = 0,4 \div 0,6$

На первый взгляд может показаться, что при этих значениях $m_{\max}$ проходное сечение регулятора используется неполностью. Однако увеличение относительного сечения приводит к увеличению скорости газа в отверстии седла и росту потерь давления,



Фиг. 11. К выбору диаметра редуцирующего отверстия.

вследствие чего уменьшается перепад давлений, который срабатывается непосредственно в дросселирующем сечении. Как уже указывалось, это является нерациональным и может ухудшить характеристики регулятора. Кроме того, у большинства типов клапанов отверстие седла частично загорожено толкателем или шейкой плунжера.

Большой диапазон $m_{\max}$ для регуляторов прямого действия с неуравновешенными клапанами объясняется сильным влиянием диаметра седла d на характеристику. Поэтому окончательный выбор седла производится у них по результатам расчета характеристики.

Проходное сечение регулятора $S_{\text{рег}}$ при полном подъеме клапана, т. е. в крайнем положении подвижных деталей, должно быть, естественно, больше расчетного сечения $S_{1 \max}$:

— для регуляторов прямого действия $S_{\text{рег}} \geq (1,5 \div 2) S_{1 \max}$,

— для регуляторов непрямого действия $S_{\text{рег}} \geq (1,2 \div 1,5) S_{1 \max}$.

Исходя из этого выбирается конструктивный ход клапана $H_{\text{кл}}$. В регуляторах прямого действия с неуравновешенными клапанами расчетный ход часто получается весьма малым и тогда ход клапана назначается по конструктивным соображениям.

Иногда к регуляторам давления предъявляются дополнительные требования, относящиеся к нерасчетным режимам работы. Например, может быть ограничено время выхода регулируемой системы на расчетный режим или ограничено гидравлическое сопротивление регулятора в открытом положении. В таких случаях диаметр седла и ход клапана должны выбираться с учетом этих особых требований.

РЕГУЛЯТОРЫ ПРЯМОГО ДЕЙСТВИЯ

1. СТАТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

5. ТИПЫ КЛАПАНОВ

Конструкция регуляторов давления и их статические характеристики в значительной степени определяются типом клапана. Различные типы клапанов могут быть оценены двумя параметрами: неуравновешенной площадью f и зависимостью проходного сечения от хода $S_1 = \varphi(H)$, которая называется *конструктивной характеристикой* клапана.

Неуравновешенной площадью называется площадь клапана, на которую действует входное давление p_1 , создавая силу, направленную на открытие или закрытие клапана. Эта сила также называется *неуравновешенной* и вычисляется по формуле

$$P = p_1 f.$$

Конструктивные характеристики клапанов удобно рассматривать в относительных величинах

$$m = \varphi(h),$$

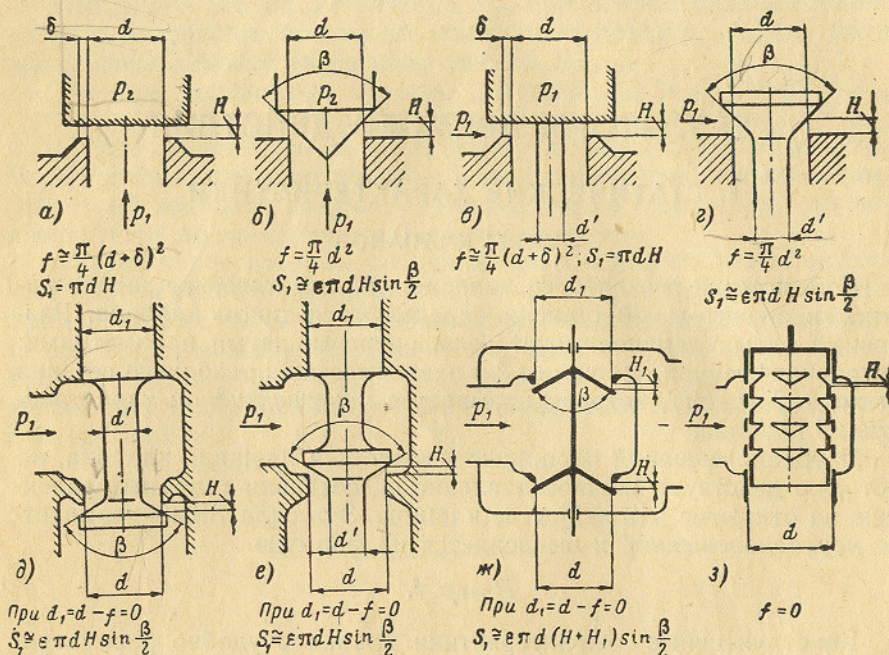
где $m = \frac{S_1}{\frac{\pi}{4} d^2}$ — относительное сечение под клапаном;

$$h = \frac{H}{d} \text{ — относительный подъем клапана.}$$

В регуляторах прямого действия в большинстве случаев применяются плоские и конические клапаны, изображенные на фиг. 12 (а, б, в, г, д, е). Там же приведены формулы для определения f и S_1 . При определении неуравновешенной площади плоских клапанов необходимо учитывать, что при сверхкритическом перепаде давлений (а этот режим является, как правило, основным) в зоне плоской кромки седла величина давления составляет примерно $0,5 p_1$. Поэтому неуравновешенная площадь определяется по среднему диаметру кромки.

Неуравновешенные клапаны применяются при малых диаметрах редуцирующего отверстия, т. е. при малых расходах газа, а

уравновешенные — при больших диаметрах. В регуляторах с уравновешенными клапанами для улучшения статических характеристик часто делают $d_1 \neq d$, чтобы создать неуравновешенную силу, действующую на закрытие клапана. Несмотря на это, такие клапаны условно называются уравновешенными.



Фиг. 12. Основные типы клапанов регуляторов прямого действия.

а — плоский неуравновешенный клапан прямого хода; б — конический неуравновешенный клапан прямого хода; в — плоский неуравновешенный клапан обратного хода; г — конический неуравновешенный клапан обратного хода; д — конический уравновешенный клапан прямого хода; е — конический уравновешенный клапан обратного хода; ж — двухседельный конический клапан; з — золотниковый клапан.

Деление на клапаны «прямого» и «обратного» хода производится в зависимости от направления потока газа в отверстии седла. У клапанов «прямого» хода их движение на открытие совпадает с направлением потока газа, а у клапанов «обратного» хода — не совпадает. У неуравновешенных клапанов это различие в подводе газа обуславливает разное направление неуравновешенной силы, что отражается на характеристиках регуляторов.

Характеристики плоского и конических клапанов приведены на фиг. 13.

Для плоского клапана

$$S_1 = \pi d H; \quad (11)$$

$$m = 4h; \quad (11')$$

для конического клапана

$$S_1 = \pi d H \sin \frac{\beta}{2} \left(1 - 0,5 \frac{H}{d} \sin \beta \right); \quad (12)$$

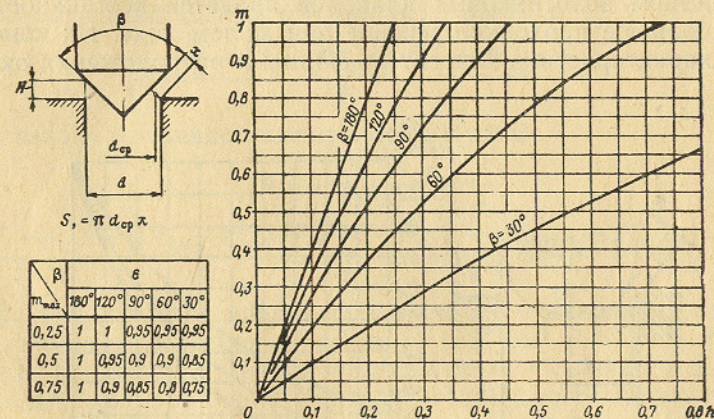
$$m = 4h \sin \frac{\beta}{2} (1 - 0,5h \sin \beta). \quad (12')$$

Характеристика конического клапана является нелинейной, но без существенных погрешностей для дальнейших расчетов ее можно принимать линейной и вычислять по формулам

$$S_1 = \epsilon \pi d H \sin \frac{\beta}{2}; \quad (13)$$

$$m = 4\epsilon h \sin \frac{\beta}{2}. \quad (13')$$

Величина поправочного коэффициента ϵ зависит от угла β и значения $m_{\max}$, которого достигает сечение на рабочем режиме регулятора. Значения ϵ приведены в таблице на фиг. 13.



Фиг. 13. Характеристики плоского ($\beta = 180^\circ$) и конических клапанов.

При клапанах с линейной характеристикой динамическая устойчивость регуляторов понижается с увеличением входного давления. Устойчивость может быть повышена применением профилированных клапанов с экспоненциальной характеристикой, которая выражается формулой

$$S_1 = S_{1 \max} e^{-a \left(1 - \frac{H}{H_{\text{кл}}} \right)}, \quad (14)$$

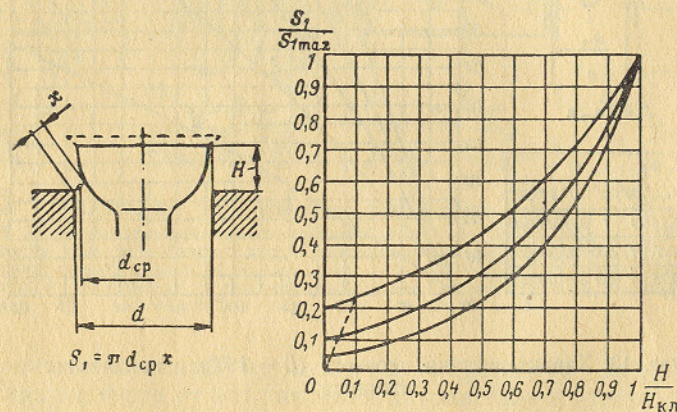
где $a = \ln \frac{S_{1 \max}}{S_{1 \min}}$;

$H_{кл}$ — подъем клапана, соответствующий сечению $S_{1 \max}$;
 $S_{1 \min}$ — минимальное сечение, соответствующее подъему $H=0$.

Примерный вид клапана с экспоненциальной характеристикой и сама характеристика показаны на фиг. 14. Профиль клапана подбирается графическим способом. Если необходимо, чтобы при $H=0$ проходное сечение было полностью закрыто, то на клапане делается конический пояс (на фиг. 14 он изображен пунктиром), но тогда начальный участок характеристики будет линейным.

Профилированные клапаны в регуляторах прямого действия применяются редко, так как профилировка требует увеличения хода клапана, что ухудшает статическую характеристику регуляторов.

При больших объемных расходах газа и сравнительно низких давлениях иногда применяются двухседельные и золотниковые клапаны (см. фиг. 12, ж, з). Двухседельные клапаны позволяют уменьшить диаметр редуцирующего отверстия и ход клапана, вследствие чего может быть несколько уменьшен размер проточной части регулятора и улучшена его статическая характеристика. Достоинством золотниковых клапанов является возможность получить большое проходное сечение при малом ходе. Их конструктивная характеристика зависит от формы и расположения окон.



Фиг. 14. Клапан с экспоненциальной характеристикой.

6. РАСЧЕТ ХАРАКТЕРИСТИКИ $p_2 = \varphi(p_1)$

Статические характеристики регуляторов давления рассчитываются на основе двух уравнений: уравнения равновесия сил, действующих на подвижные детали, и уравнения баланса расходов. Подробно методику расчета рассмотрим на примере регулятора с неуровнешенным клапаном обратного хода (см. фиг. 3).

Уравнение равновесия сил

На любом установившемся режиме должно выполняться следующее уравнение:

$$p_2 F - p_2 f + p_1 f - P_{пр} - P_{ч.э} + P_{вс.пр} = 0, \quad (15)$$

где F — эффективная площадь чувствительного элемента в $см^2$;

f — неуровнешенная площадь клапана в $см^2$;

p_1 и p_2 — давления на входе и выходе в *ати* для регуляторов избыточного давления, в *ата* — для регуляторов абсолютного давления;

$P_{пр}$ — сила основной пружины в $кГ$;

$P_{ч.э}$ — упругая сила чувствительного элемента в $кГ$;

$P_{вс.пр}$ — сила вспомогательной пружины в $кГ$.

Пренебрегая слагаемым $p_2 f$ ($f \ll F$), определяем выходное давление:

$$p_2 = \frac{-p_1 f + (P_{пр} + P_{ч.э} - P_{вс.пр})}{F}, \quad (16)$$

а для момента, когда входное давление равно p_1^0 ,

$$p_2^0 = \frac{-p_1^0 f + (P_{пр}^0 + P_{ч.э}^0 - P_{вс.пр}^0)}{F}. \quad (16')$$

Производя почленное вычитание, получим

$$\Delta p_2 = p_2 - p_2^0 = \frac{(p_1^0 - p_1) f + [(P_{пр} - P_{пр}^0) + (P_{ч.э} - P_{ч.э}^0) - (P_{вс.пр} - P_{вс.пр}^0)]}{F}. \quad (17)$$

Величина Δp_2 есть приращение выходного давления при понижении входного давления от p_1^0 до p_1 (см. фиг. 7). Если давление на входе понижается, то для поддержания постоянного давления на выходе (при постоянном расходе газа) дросселирующее сечение должно увеличиваться. Обозначим ход клапана, соответствующий изменению входного давления от p_1^0 до p_1 , величиной ΔH . Тогда изменение сил упругих элементов может быть выражено через их жесткости и ход клапана:

$$\left. \begin{aligned} P_{пр} - P_{пр}^0 &= -K_{пр} \Delta H; \\ P_{ч.э} - P_{ч.э}^0 &= -K_{ч.э} \Delta H; \\ P_{вс.пр} - P_{вс.пр}^0 &= K_{вс.пр} \Delta H. \end{aligned} \right\} \quad (18)$$

При перемещении клапана на увеличение дросселирующего сечения ($\Delta H > 0$) сила основной пружины и упругая сила чувствительного элемента уменьшаются, а сила вспомогательной пружины увеличивается. В соответствие с этим и поставлены знаки в формулах (18).

Подставляя (18) в (17), получим

$$\Delta p_2 = \frac{(p_1^0 - p_1) f - K \Delta H}{F}, \quad (19)$$

где $K = K_{\text{пр}} + K_{\text{ч.э}} + K_{\text{вс. пр}}$ — суммарная жесткость системы в кг/мм ;

ΔH — перемещение клапана в мм .

Заметим, что упругая сила чувствительного элемента может быть направлена как на открытие, так и на закрытие клапана. Вид уравнения (19) от этого не зависит, но изменяется сила основной пружины.

Для получения характеристики $p_2 = \varphi(p_1)$ в уравнении (19) необходимо ход клапана ΔH выразить через давление p_1 . Это делается с помощью уравнения баланса расходов.

Уравнение баланса расходов

На установившемся режиме весовой расход газа через дросселирующее сечение регулятора равен весовому расходу, потребляемому объектом регулирования, т. е.

$$G_1 = G_2.$$

Весовой расход через дросселирующее сечение определяется уравнением (2). Потребление же газа зависит от характера объекта регулирования. Как уже указывалось, по этому признаку все объекты могут быть разделены на две группы, которые характеризуются условием $S_2 = \text{const}$ или $Q_2 = \text{const}$. Рассмотрим оба случая.

При $S_2 = \text{const}$ аналогично уравнению (9) можно написать:

$$S_1^0 = S_2 \frac{p_{2\text{ном}}}{p_1^0} \frac{A_2}{A_1^0}; \quad (20)$$

$$S_1 = S_2 \frac{p_{2\text{ном}}}{p_1} \frac{A_2}{A_1}. \quad (20')$$

Для клапанов с линейной характеристикой

$$\frac{H}{H^0} = \frac{S_1}{S_1^0} = \frac{p_1^0}{p_1} \frac{A_1^0}{A_1}$$

и поэтому

$$\Delta H = H - H^0 = H^0 \left(\frac{p_1^0}{p_1} \frac{A_1^0}{A_1} - 1 \right), \quad (21)$$

где $H^0 = \frac{S_1^0}{\pi d}$ — для плоского клапана;

$$H^0 = \frac{S_1^0}{\epsilon \pi d \sin \frac{\beta}{2}} \quad \text{— для конического клапана.}$$

При $Q_2 = \text{const}$ аналогично уравнению (8) имеем

$$S_1^0 = Q_2 \frac{p_{2\text{ном}}}{p_1^0} \frac{1}{A_1^0 R \sqrt{T_1^0}}, \quad (22)$$

$$S_1 = Q_2 \frac{p_{2\text{ном}}}{p_1} \frac{1}{A_1 R \sqrt{T_1}}, \quad (22')$$

откуда

$$\frac{H}{H^0} = \frac{S_1}{S_1^0} = \frac{p_1^0}{p_1} \sqrt{\frac{T_1^0}{T_1} \frac{A_1^0}{A_1}},$$

$$\Delta H = H - H^0 = H^0 \left(\frac{p_1^0}{p_1} \sqrt{\frac{T_1^0}{T_1} \frac{A_1^0}{A_1}} - 1 \right).$$

Если источником питания системы является сжатый газ из баллона, то величины p_1 и T_1 могут быть связаны между собой уравнением политропы с показателем n :

$$\sqrt[n]{\frac{T_1^0}{T_1}} = \left(\frac{p_1^0}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{2n}},$$

и тогда

$$\Delta H = H^0 \left[\left(\frac{p_1^0}{p_1} \right)^z \frac{A_1^0}{A_1} - 1 \right], \quad (23)$$

где

$$z = \frac{3n-1}{2n}.$$

Показатель политропы n зависит от условий теплообмена и может изменяться в пределах от 1 до k . При этом величина z изменяется незначительно и составляет:

$z = 1$ при изотермическом процессе ($n = 1$);

$z = 1,143$ при адиабатическом процессе ($n = k = 1,4$).

При изотермическом процессе уравнение (23) совпадает с (21), так как при постоянной температуре газа условия $S_2 = \text{const}$ и $Q_2 = \text{const}$ для статической характеристики являются тождественными.

Уравнение характеристики

Влияние показателя z на ход клапана незначительно, поэтому во всех случаях можно пользоваться уравнением (21). Если учесть, что отношение $p_1^0/p_{2\text{ном}}$ практически всегда больше критического, то

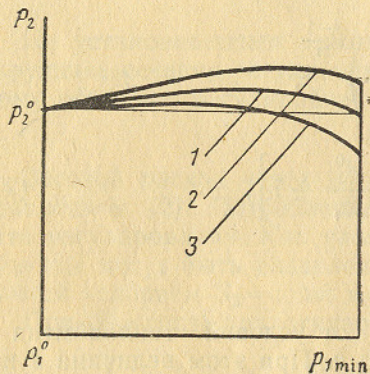
$$\frac{A_1^0}{A_1} = \frac{A_{\text{max}}}{A_1} = \alpha_1$$

$$\Delta H = H^0 \left(\frac{p_1^0}{p_1} \alpha_1 - 1 \right). \quad (24)$$

Подставляя (24) в (19), получим искомое уравнение характеристики:

$$\Delta p_2 = \frac{(p_1^0 - p_1)f - KH^0 \left(\frac{p_1^0}{p_1} \alpha_1 - 1 \right)}{F} \quad (25)$$

Характеристика регулятора зависит от конструктивных параметров (F , f , K , d) и нагрузки (p_1 , расход газа). Первый член числителя дает изменение неуравновешенной силы, второй — изменение сил упругих элементов. Так как они имеют разные знаки, то подбором конструктивных параметров можно добиться, чтобы они в наибольшей степени компенсировали друг друга. В этом случае регулятор даст наибольшую точность. Добиться полной компенсации сил, т. е. сделать $\Delta p_2 = 0$ при всех значениях p_1 , невозможно, так как силы изменяются по разным законам.



Фиг. 15. Влияние на характеристику конструктивных параметров. 1 — исходная характеристика; 2 — увеличен диаметр d седла; 3 — увеличена жесткость K упругих элементов.

В регуляторах с неуравновешенными клапанами диаметр дросселирующего отверстия d отражается одновременно на двух величинах (f и H^0), поэтому его влияние на характеристику является очень сильным. Увеличение площади чувствительного элемента F всегда улучшает характеристики регуляторов, однако ее увеличение ограничивается допустимым весом и габаритами регулятора.

В случае применения профилированных клапанов ход ΔH должен определяться по характеристике

клапана $S_1 = \varphi(H)$, а характеристика регулятора должна рассчитываться по уравнению (19).

7. ТИПЫ РЕГУЛЯТОРОВ, ИХ ХАРАКТЕРИСТИКИ И ОБЛАСТИ ПРИМЕНЕНИЯ.

Регуляторы с неуравновешенным клапаном прямого хода

Схема регулятора приведена на фиг. 16. Уравнение равновесия сил имеет вид

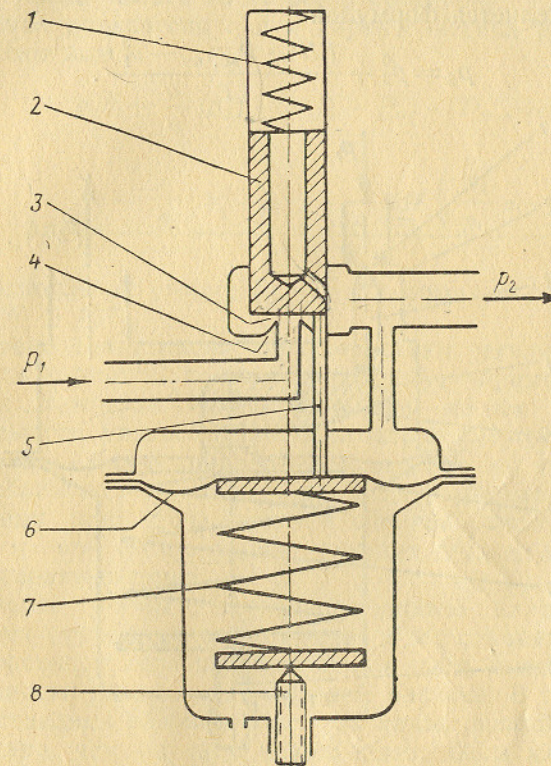
$$p_2 F + p_2 f - p_1 f - P_{пр} - P_{ч.э} + P_{вс.пр} = 0. \quad (26)$$

Оно отличается от уравнения (15) знаками при членах с неуравновешенной площадью f . Неуравновешенная сила действует

на открытие клапана и это отражается на характеристике регулятора:

$$\Delta p_2 = \frac{-(p_1^0 - p_1)f - KH^0 \left(\frac{p_1^0}{p_1} \alpha_1 - 1 \right)}{F} \quad (27)$$

Здесь оба члена в числителе имеют знак минус и поэтому регуляторы этого типа всегда дают «падающую» характеристику (см. фиг. 7). Для уменьшения Δp_2 , т. е. повышения точности, следует уменьшать оба члена, что достигается уменьшением жесткости K и подбором диаметра d . Диаметр седла влияет одновременно на



Фиг. 16. Схема регулятора с неуравновешенным клапаном прямого хода.

1 — вспомогательная пружина; 2 — клапан; 3 — дросселирующее сечение; 4 — седло; 5 — толкатель; 6 — мембрана; 7 — основная пружина; 8 — регулировочный винт.

оба члена, но в разные стороны, и может быть найдено его оптимальное значение. Поэтому необходимо задаться рядом значений d (в пределах $m_{\max} = 0,2 \div 0,6$), рассчитать характеристики регулятора и окончательный выбор сделать по результатам расчета.

На фиг. 16 связь клапана с мембраной осуществляется с помощью толкателей 5 и вспомогательной пружины 1, причем необходимо выполнение условия

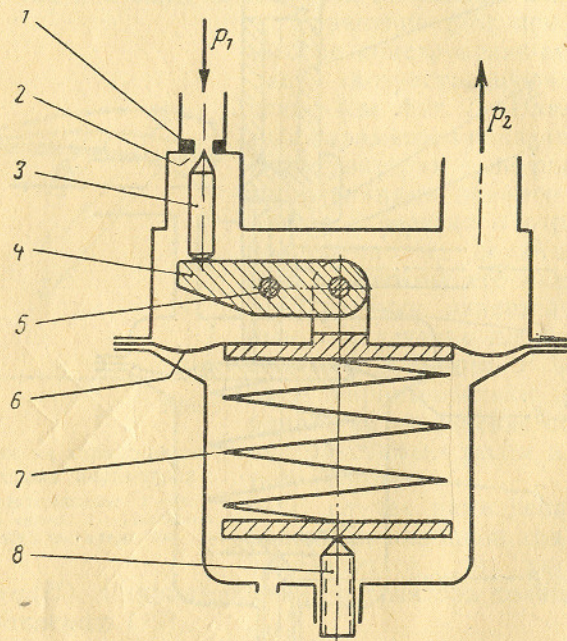
$$P_{\text{вс. пр}} > p_1^0 f.$$

Максимальная сила прижатия клапана к седлу при нулевом расходе составляет

$$P_{\text{кл}} = P_{\text{вс. пр}} - p_1 f.$$

Она достигает этой величины в тот момент, когда происходит разрыв контакта между мембраной и клапаном. При этом давление в выходной полости будет выше, чем при работе с расходом газа, и определяется формулой

$$p_2 = p_2^0 + \frac{KH^0 + P_{\text{вс. пр}} - p_1^0 f}{F}.$$



Фиг. 17. Схема рычажного регулятора с неуравновешенным клапаном прямого хода.

1 — седло; 2 — дросселирующее сечение; 3 — клапан; 4 — рычаг; 5 — ось рычага; 6 — мембрана; 7 — пружина; 8 — регулировочный винт.

На фиг. 17 показана другая разновидность регулятора с неуравновешенным клапаном прямого хода. Связь клапана с мембраной осуществляется с помощью рычага 4, качающегося на оси 5, закрепленной в корпусе. Это позволяет получить большую силу прижатия клапана к седлу при нулевом расходе, т. е. обеспечить

более высокую степень герметичности. Если в момент касания седла клапаном герметичность не обеспечивается, то давление в полости над мембраной возрастает и развивается усилие, прижимающее клапан к седлу. Его величина составляет

$$P_{\text{кл}} = \frac{b}{a} F \Delta p_2',$$

где $\Delta p_2'$ — повышение давления по сравнению с моментом, когда клапан касается седла;

a — плечо рычага со стороны клапана;

b — плечо рычага со стороны мембраны.

Уравнение равновесия сил и характеристика рычажного регулятора имеют вид:

$$p_2 F + \frac{a}{b} (p_2 f - p_1 f) - P_{\text{пр}} - P_{\text{ч.э}} = 0, \quad (28)$$

$$\Delta p_2 = \frac{-\frac{a}{b} (p_1^0 - p_1) f - \frac{b}{a} KH^0 \left(\frac{p_1^0}{p_1} \alpha_1 - 1 \right)}{F}. \quad (29)$$

При равноплечем рычаге ($a=b$) эти формулы совпадают с формулами (26) и (27).

Вследствие «падающей» характеристики регуляторы с неуравновешенным клапаном прямого хода могут применяться только при малых диаметрах седла d , т. е. при малых расходах газа. Ввиду большого разнообразия параметров регуляторов здесь невозможно дать более конкретные указания об этих величинах. Понятия «большие» и «малые» расходы и диаметры седла являются поэтому лишь сравнительной оценкой различных схем. Выбор той или иной схемы во всех случаях должен подтверждаться расчетом характеристики.

Применение схемы с неуравновешенным клапаном прямого хода следует считать целесообразным в тех случаях, когда наряду с малым расходом газа предъявляются очень высокие требования к герметичности клапана при нулевом расходе. В этом отношении она предоставляет большие конструктивные возможности для решения задачи, чем схема с неуравновешенным клапаном обратного хода. Если требования по герметичности клапана невысокие, то при малых расходах следует применять схему с неуравновешенным клапаном обратного хода, так как она позволяет получить лучшие характеристики.

Регуляторы с неуравновешенным клапаном обратного хода

Регулятор этого типа рассмотрен в разд. 6. При правильном выборе конструктивных параметров регулятор дает возрастающую характеристику. Так как неуравновешенная площадь f опреде-

ляется диаметром седла d , а удовлетворительная компенсация неуравновешенной и упругих сил может быть получена лишь при ограниченной величине неуравновешенной силы, то данная схема может применяться при малых и средних расходах газа.

Как и в первой схеме, характеристика этого регулятора должна быть рассчитана для нескольких значений d (в пределах $m_{\max} = 0,2 \div 0,6$) и по результатам расчета производится выбор диаметра седла, причем должно быть также проверено выполнение неравенства (10).

Сила вспомогательной пружины выбирается обычно в пределах $3 \div 15$ кг. При нулевом расходе максимальная сила, прижимающая клапан к седлу (в момент разрыва контакта между клапаном и чувствительным элементом), составляет

$$P_{\text{кл}} = P_{\text{вс. пр}} + p_1 f,$$

а давление над мембраной в этот момент составляет

$$p_2 = p_2^0 + \frac{KH^0 + P_{\text{вс. пр}} + p_1^0 f}{F}.$$

Регуляторы с неуравновешенным клапаном обратного хода применяются очень широко, причем в большинстве случаев они выполняются с плоским клапаном. При тщательной обработке клапана и седла они могут обеспечить достаточно высокую степень герметичности при нулевом расходе.

Регуляторы с уравновешенным клапаном прямого хода

Схема регулятора приведена на фиг. 18. Если $d_1 = d$, то $f = 0$ и уравнение равновесия сил и характеристика имеют вид

$$p_2 F - P_{\text{пр}} - P_{\text{ч. э}} + P_{\text{вс. пр}} = 0; \quad (30)$$

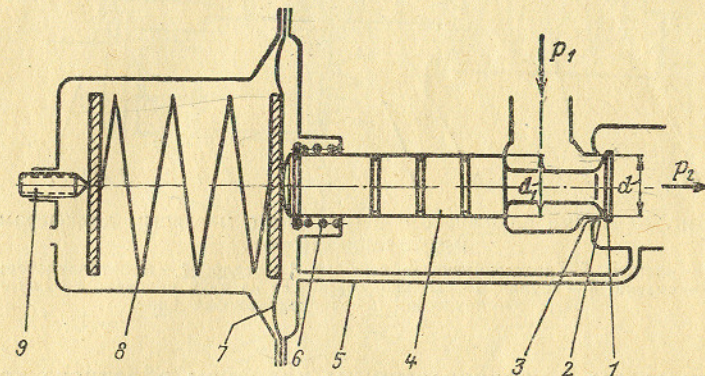
$$\Delta p_2 = \frac{-KH^0 \left(\frac{p_1^0}{p_1} \alpha_1 - 1 \right)}{F}. \quad (31)$$

Такой регулятор дает «падающую» характеристику. Для ее улучшения необходимо уменьшать жесткость K . Увеличение диаметра d с целью уменьшения хода клапана H^0 нерационально, так как это понижает динамическую устойчивость регулятора и увеличивает его вес и габариты. Наиболее эффективным способом улучшения характеристики является введение неуравновешенной силы, направленной на закрытие клапана, которая получается при $d_1 > d$. Если $d_1 - d = \Delta d$, то

$$f \approx \pi d \frac{\Delta d}{2}$$

и тогда уравнение равновесия сил и характеристика регулятора выражаются формулами (15) и (25).

В отличие от регуляторов с неуравновешенными клапанами в данной схеме неуравновешенная площадь не связана с диаметром седла. Поэтому регуляторы с уравновешенным клапаном прямого хода могут применяться при любых расходах газа. Практически они используются лишь при больших расходах, когда регуляторы



Фиг. 18. Схема регулятора с уравновешенным клапаном прямого хода.

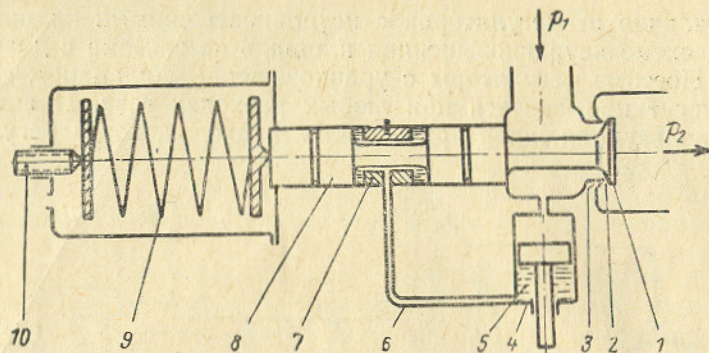
1 — клапан; 2 — дросселирующее сечение; 3 — седло; 4 — плунжер; 5 — канал для подвода выходного давления на мембрану; 6 — вспомогательная пружина; 7 — мембрана; 8 — пружина; 9 — регулировочный винт.

с неуравновешенными клапанами не могут обеспечить необходимую точность. Диаметр седла d выбирается по условию $m_{\max} = 0,2 \div 0,4$, а величины f и K подбираются так, чтобы получить заданную точность.

Плунжер и направляющая часть корпуса (или направляющая втулка) называются плунжерной парой и выполняются с очень высокой степенью точности. С высокой точностью должен изготавливаться и клапан, чтобы обеспечить необходимую герметичность в закрытом положении. Следует, однако, учитывать, что здесь не может быть обеспечена такая же высокая герметичность, как в регуляторах с неуравновешенными клапанами.

Конструктивной разновидностью данной схемы являются плунжерные регуляторы (фиг. 19), у которых плунжер с клапаном является и регулирующим органом и чувствительным элементом. Такая схема позволяет сократить габариты и вес регулятора, особенно при больших значениях выходного давления ($p_{2 \text{ ном}} = 15 \div 20$ атм и выше). Удовлетворительные характеристики могут быть получены при малых величинах K и f .

Малая площадь чувствительного элемента (плунжера) может привести к недопустимому увеличению зоны нечувствительности, поэтому плунжерные регуляторы применяются при $d \geq 20$ мм и при условии, что конструктивно может быть обеспечена малая величина сил трения, например, путем принудительной смазки с помощью мультипликатора.



Фиг. 19. Схема плунжерного регулятора с масляным демпфером и мультипликатором.

1 — клапан; 2 — дросселирующее сечение; 3 — седло; 4 — мультипликатор; 5 — смазка; 6 — трубка; 7 — кольцо, состоящее из двух половин; 8 — плунжер; 9 — пружина; 10 — регулировочный винт.

Регуляторы с уравновешенным клапаном обратного хода

Схема регулятора приведена на фиг. 20. Если $d_1 = d$, то уравнение равновесия сил и характеристика регулятора выражаются формулами (30) и (31). Как и в предыдущей схеме, для улучшения характеристики целесообразно введение неуравновешенной силы, направленной на закрытие клапана, что достигается при $d_1 < d$:

$$d - d_1 = \Delta d;$$

$$f \cong \pi d \frac{\Delta d}{2}.$$

В этом случае уравнение равновесия сил и характеристика регулятора выражаются опять формулами (15) и (25).

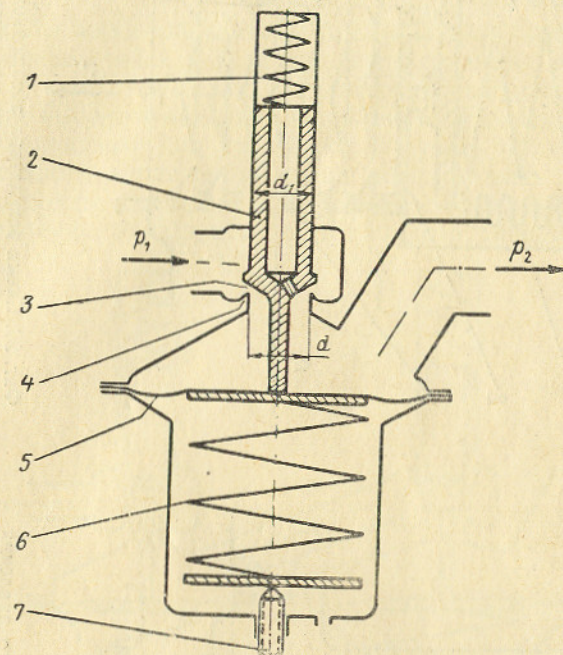
Данная схема по своим возможностям равноценна с предыдущей, однако она применяется редко, так как конструкция регулятора с клапаном прямого хода обычно получается проще, чем с клапаном обратного хода.

Регуляторы с двухседельным клапаном

Регуляторы с двухседельным клапаном (фиг. 21) применяются при больших объемных расходах газа и сравнительно низких давлениях. Диаметр седел выбирается по условию, что через каждый клапан идет половина заданного расхода. Поэтому габариты проточной части регулятора получаются меньше, чем при односедельном клапане. Кроме того, при двухседельных клапанах облегчаются условия работы направляющих элементов (втулок), так как отсутствуют перетечки газа по зазору. Это упрощает конструк-

тивное решение и некоторых других вопросов, например, подбор материала втулок при повышенных температурах.

При $d = d_1$ двухседельный клапан является уравновешенным и регулятор дает «падающую» характеристику. При $d < d_1$ создается неуравновешенная сила, действующая на закрытие клапана, и



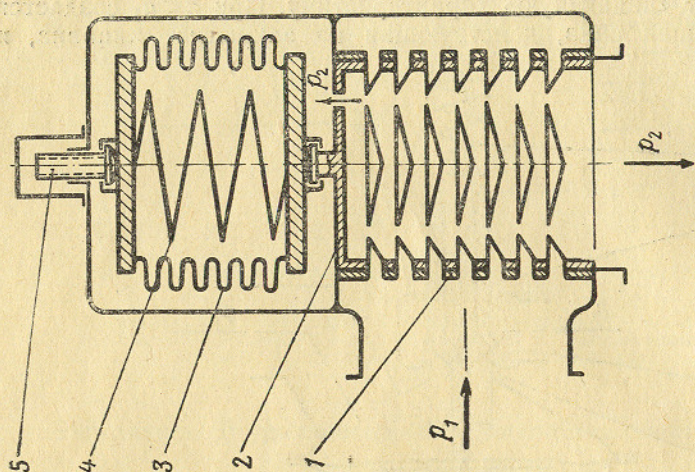
Фиг. 20. Схема регулятора с уравновешенным клапаном обратного хода.

1 — вспомогательная пружина; 2 — клапан; 3 — дросселирующее сечение; 4 — седло; 5 — мембрана; 6 — основная пружина; 7 — регулировочный винт.

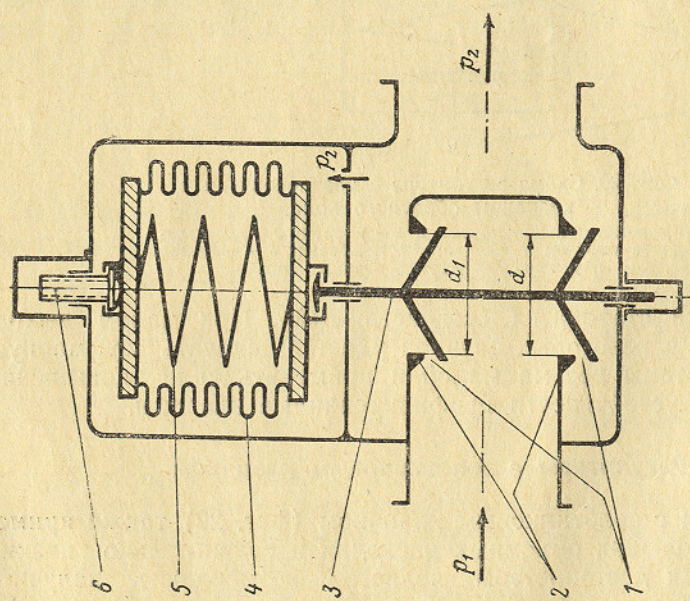
характеристика становится «возрастающей». При малом выходном давлении в некоторых случаях удается сделать суммарную жесткость системы весьма малой и применить для повышения динамической устойчивости профилированные клапаны.

Регуляторы с золотниковым клапаном

Регуляторы с золотниковым клапаном (фиг. 22) также применяются при больших объемных расходах и сравнительно низких давлениях. Их достоинством является возможность получить большое проходное сечение при малом ходе золотника. Характеристика золотника $S_1 = \varphi(H)$ зависит от количества, формы и расположения окон. Для повышения динамической устойчивости окна могут выполняться профилированными. В золотниковом клапане



Фиг. 22. Схема регулятора абсолютного давления с золотниковым клапаном.
1 — гильза; 2 — золотник; 3 — вакуумирующий сильфон; 4 — пружина; 5 — регулировочный винт.



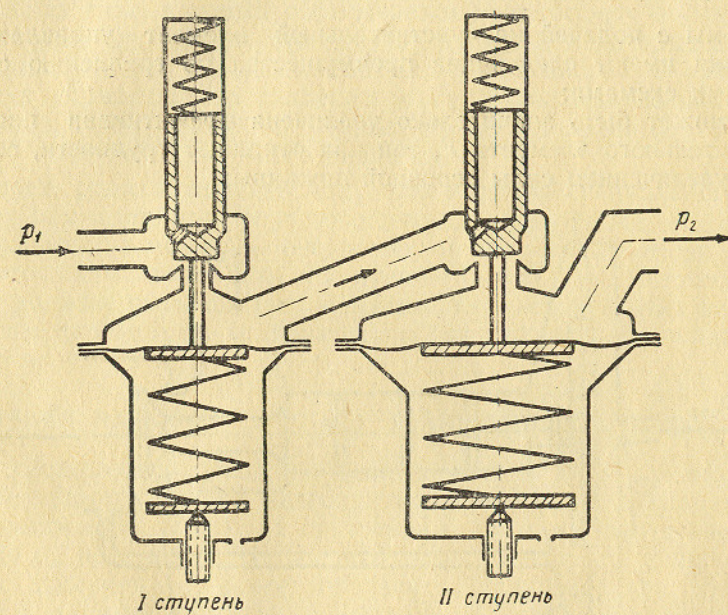
Фиг. 21. Схема регулятора абсолютного давления с двухседельным клапаном.
1 — дроселирующие сечения; 2 — седла; 3 — клапан; 4 — вакуумирующий сильфон; 5 — пружина; 6 — регулировочный винт.

нет неуравновешенных сил и поэтому эти регуляторы дают «падающую» характеристику.

Регуляторы с золотниковыми клапанами очень склонны к засорениям и поэтому следует избегать их применения.

Двухступенчатые регуляторы

Двухступенчатые регуляторы представляют собой два последовательно соединенных регулятора, выполненных по одной из рассмотренных схем (фиг. 23). Двухступенчатые регуляторы применяются при высоком начальном давлении на входе. По сравнению с одноступенчатыми они позволяют получить более высокую точность выходного давления и лучше использовать запас газа из баллона высокого давления, т. е. они поддерживают заданное выходное давление до более низкого входного давления $p_{1 \min}$.



Фиг. 23. Схема двухступенчатого регулятора.

Давление после I ступени назначается обычно в 2 ÷ 4 раза выше выходного давления II ступени, причем допуск на давление после I ступени может быть очень широким. Условия работы II ступени являются очень легкими и поэтому она обеспечивает высокую точность. Лучшее использование запаса газа достигается тем, что проходные сечения могут быть сделаны больше, чем в одноступенчатом регуляторе, без ущерба для точности.

Характеристика двухступенчатого регулятора определяется путем последовательного расчета сначала I ступени, а потом II.

Регуляторы с подачей на чувствительный элемент управляющего давления

Во всех рассмотренных схемах можно изъять основную пружину, заменив ее силу действием на чувствительный элемент управляющего давления (фиг. 24). Для изображенного регулятора уравнение равновесия сил и характеристика имеют вид:

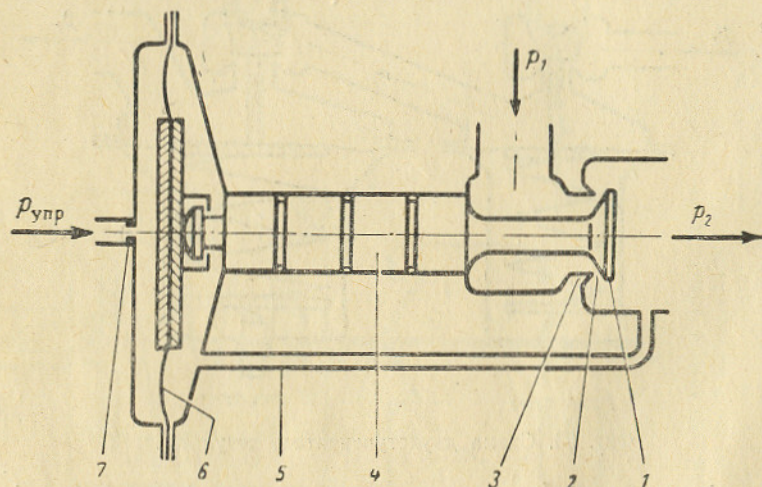
$$p_2 F - P_{ч.э} - p_{упр} F = 0;$$

$$p_2^0 = p_{упр}^0 + \frac{P_{ч.э}^0}{F};$$

$$\Delta p_2 = \Delta p_{упр} - \frac{K_{ч.э} H^0 \left(\frac{p_1^0}{p_1} \alpha_1 - 1 \right)}{F}.$$

Схемы с подачей на чувствительный элемент управляющего давления имеют следующие преимущества по сравнению с пружинными схемами:

а) может быть значительно увеличена эффективная площадь чувствительного элемента F , так как отпадают трудности, связанные с увеличением силы основной пружины;



Фиг. 24. Схема регулятора с подачей на чувствительный элемент управляющего давления.

1 — клапан; 2 — дросселирующее сечение; 3 — седло; 4 — плунжер; 5 — канал для подвода выходного давления на мембрану; 6 — мембрана; 7 — дроссель.

б) значительно снижается суммарная жесткость K . В пружинных регуляторах с чувствительным элементом в виде сильфона главную составляющую жесткости дает основная пружина. В рассматриваемой схеме пружина изъята. В регуляторах с мембрана-

ми жесткость снижается, кроме того, за счет резкого уменьшения жесткости мембраны, так как жесткость зависит от перепада давления, действующего на мембрану;

в) значительно уменьшается масса подвижных частей, что повышает динамическую устойчивость регулятора. Если чувствительный элемент выполнен в виде мембраны, динамическая устойчивость может быть также повышена путем постановки дросселя 7 (см. фиг. 24). Эффективность дросселя тем выше, чем меньше объем полости между дросселем и мембраной.

Эти преимущества позволяют получить лучшие (по сравнению с пружинными регуляторами) характеристики и поэтому, несмотря на усложнение конструкции, такие схемы находят применение при больших и переменных расходах газа. Источником управляющего давления служат специально для этого предназначенные регуляторы давления («после себя» или «до себя»), работающие на малом расходе газа, который сбрасывается в атмосферу или может быть использован в каких-либо других целях. В некоторых случаях, например в регуляторах стендовых пневмосистем, в качестве источника управляющего давления может быть использован баллон, соединенный трубкой с регулятором и заполненный предварительно воздухом требуемого давления.

Следует, однако, иметь в виду, что наличие специального регулятора для выработки управляющего давления делает эту схему по сложности равноценной регулятору непрямого действия, который по точности может дать еще лучшие результаты. Поэтому при выборе должна быть сделана сравнительная оценка этих схем и по другим параметрам (например, по быстродействию, динамической устойчивости и др.).

8. ВЛИЯНИЕ НА ХАРАКТЕРИСТИКУ РЕАКТИВНОЙ СИЛЫ ПОТОКА

При составлении уравнений равновесия сил везде предполагалось, что диаметр седла d разграничивает поверхность клапана M на две части (фиг. 25, а): на внутреннюю часть действует входное давление p_1 , а на наружную — выходное давление p_2 . Однако понижение давления не может произойти скачкообразно. Уже на подходе к минимальному сечению давление начинает понижаться. При сверхкритическом перепаде давлений в минимальном сечении устанавливается критическое давление $p_{кр} = 0,528 p_1$. После минимального сечения происходит дальнейшее понижение давления.

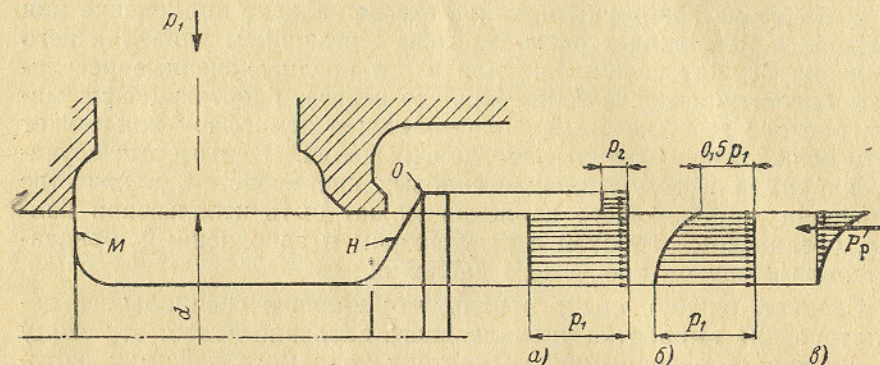
На фиг. 25, б показан примерный вид эпюры давлений на поверхности M до критического сечения. Так как на всю поверхность M действует давление p_1 , то возникает результирующая сила, направленная на закрытие клапана. Ее величина определяется разностью эпюр б и а и показана на эпюре в. Результирующая сила P_p называется реактивной, так как она является реакцией потока газа на клапан. На ее величину влияет и та часть клапана, которая лежит за критическим сечением.

С учетом реактивной силы уравнение равновесия сил и характеристика регулятора выразятся в виде

$$p_2 F \mp p_2 f \pm p_1 f - P_{пр} - P_{ч.э} + P_{вс.пр} + P_p = 0; \quad (32)$$

$$\Delta p_2 = \frac{\pm (p_1^0 - p_1) f - KH^0 \left(\frac{p_1^0}{p_1} \alpha_1 - 1 \right) - \Delta P_p}{F}, \quad (33)$$

где $\Delta P_p = P_p - P_p^0$ — приращение реактивной силы;
 P_p^0 — реактивная сила при давлении на входе p_1^0 ;
 P_p — текущее значение реактивной силы.



Фиг. 25. К определению реактивной силы потока.

Величина реактивной силы зависит от расхода газа, формы и размеров клапана и параметров потока (давления на входе и перепада давлений). При малом расходе, т. е. в схемах с неуравновешенными клапанами, реактивной силой можно пренебречь. Однако при больших расходах газа она может оказать существенное влияние на характеристику регулятора¹. Если регулятор работает на постоянном расходе, опытным путем можно подобрать форму клапана так, чтобы изменение реактивной силы при изменении входного давления было незначительным, и тогда ее влияние на характеристику также будет незначительным. Величину реактивной силы следует учитывать в этом случае лишь при определении силы пружины.

При работе регулятора на переменном расходе в момент изменения расхода происходит изменение и реактивной силы, что отражается на величине выходного давления. Устранить это влияние подбором формы клапана невозможно. Единственным способом его уменьшения является увеличение площади чувствительного элемента.

¹ Особенно сильно это влияние может проявиться при малой эффективной площади чувствительного элемента, например, в плунжерных регуляторах (см. фиг. 19).

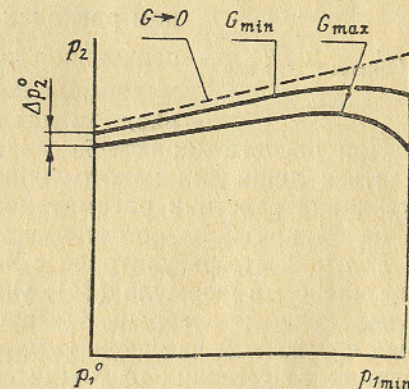
Ориентировочная оценка величины реактивной силы может быть произведена путем построения эпюры давлений на клапане (см. фиг. 25, в) и графическим интегрированием ее. Точный расчет невозможен, так как расчетным путем нельзя построить эпюру давлений для той части клапана, которая находится за критическим сечением. Поэтому подбор оптимальной формы и размеров клапана должен производиться опытным путем, причем необходимо учитывать влияние клапана не только на статическую характеристику, но и на динамическую устойчивость.

При регуляторах с уравновешенными клапанами широко применяются конические клапаны с углом $\beta = 120^\circ$. По опытным данным, при постоянном расходе газа реактивная сила у них мало изменяется при изменении входного давления. Величина же силы составляет примерно 20 кг на 1 кг/сек расхода газа. Наружный диаметр клапана делается обычно больше диаметра седла на 1–2 мм. Увеличение наружного диаметра приводит к ухудшению статических характеристик и понижению динамической устойчивости. Для получения стабильных результатов необходимо весьма точно поддерживать выбранную форму и размеры клапана; кромку О (см. фиг. 25) лучше всего не притуплять.

9. РАСХОДНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Для выявления характеристик регуляторов при переменном расходе газа обычно рассчитываются характеристики $p_2 = \varphi(p_1)$ для максимального и минимального расхода (фиг. 26). Характеристики при всех промежуточных расходах располагаются между этими крайними характеристиками.

При изменении расхода газа в регуляторе должна изменяться величина дросселирующего сечения, т. е. должен перемещаться клапан. Вследствие этого изменяются силы упругих элементов. Кроме того, изменяется величина реактивной силы. Эти два фактора и определяют величину изменения выходного давления. У всех регуляторов зависимость давления от расхода одна и та же: при увеличении расхода выходное давление понижается.



Фиг. 26. Расходные характеристики.

Следует иметь в виду, что изменение расхода газа иногда задается косвенным образом. Например, если для регулятора избыточного давления расход задан в виде $Q_2 = \text{const}$ или $S_2 = \text{const}$, но регулятор работает на разных высотах над землей, то весовой расход изменяется в зависимости от окружающего атмосферного

давления. В формулах, по которым определяется проходное сечение регулятора, давление $p_{2ном}$ должно быть выражено в ата, и для регуляторов избыточного давления оно зависит от окружающего давления. Влияние высоты в подобных случаях тем сильнее, чем меньше величина заданного давления $p_{2ном}$. При $p_{2ном} > 5 \div 10$ ати это влияние можно вообще не учитывать, так как расход изменяется всего на $10 \div 20\%$.

Если для регулятора задан расход $Q_2 = \text{const}$, но может значительно изменяться температура газа, то это также означает переменный расход, так как должна изменяться величина дросселирующего сечения.

Таким образом, под переменным расходом следует понимать все случаи, когда изменение условий работы регулятора (при неизменном давлении на входе) приводит к изменению величины дросселирующего сечения. Поэтому крайние случаи — максимальный и минимальный расход — определяются условиями, при которых получается максимальный и минимальный подъем клапана H^0 .

Расчет расходных характеристик сводится к расчету характеристик $p_2 = \varphi(p_1)$ для максимального и минимального расхода по уже рассмотренным формулам и определению величины Δp_2^0 (см. фиг. 26):

$$\Delta p_2^0 = \frac{K(H_{\max}^0 - H_{\min}^0)}{F} + \frac{P_{p \max}^0 - P_{p \min}^0}{F}, \quad (34)$$

где

$H_{\max}^0$ и $H_{\min}^0$ — подъем клапана при максимальном и минимальном расходах при входном давлении p_1^0 ;

$P_{p \max}^0$ и $P_{p \min}^0$ — реактивная сила, действующая на клапан при максимальном и минимальном расходах при входном давлении p_1^0 .

При расчете характеристик величиной p_2^0 можно произвольно задаться лишь для какого-либо одного расхода, так как расходные характеристики рассматриваются для случая, когда затяжка основной пружины остается неизменной.

При расчете регуляторов с неуравновешенными клапанами вторым членом в формуле (34), учитывающим изменение реактивной силы, можно пренебречь. Их расходные характеристики определяются в основном изменением упругих сил. В регуляторах же, работающих на больших расходах газа, влияние реактивной силы может быть значительно сильнее, чем влияние упругих сил. Как уже указывалось, для конических клапанов с углом $\beta = 120^\circ$ величину реактивной силы можно брать из расчета 20 кг на 1 кг/сек расхода газа.

В некоторых случаях задается минимальный расход $G = 0$. Характеристика при нулевом расходе (пунктир на фиг. 26), подсчитанная путем подстановки в соответствующие формулы величины $H^0 = 0$, является, однако, весьма условной, так как она отражает

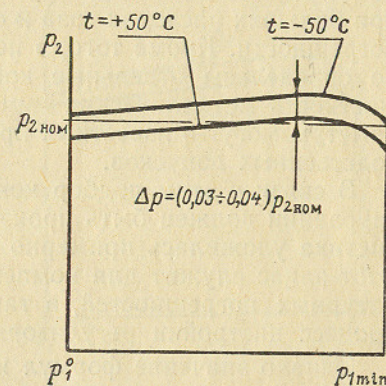
лишь тот момент, когда клапан касается седла, но никаких усилий, прижимающих его к седлу, еще нет. При этом не может быть обеспечена полная герметичность клапана, давление в выходной полости повышается за счет перетекания газа и лишь вследствие этого создается усилие, прижимающее клапан к седлу. Степень повышения давления зависит от качества уплотняющих поверхностей и конструктивных параметров и не может быть определена расчетом.

10. ТЕМПЕРАТУРНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Рассмотрим влияние на характеристику температуры самого регулятора, которая зависит от температуры окружающей среды и проходящего газа и условий теплообмена. У регуляторов кратковременного действия температура практически определяется окружающей температурой.

Основным фактором, через который температура влияет на выходное давление, является изменение силы упругих элементов, главным образом основной пружины, вследствие изменения модуля сдвига. У большинства пружинных сталей он изменяется на $3 \div 4\%$ при изменении температуры на 100°C , причем при увеличении температуры модуль сдвига уменьшается и соответственно падает сила пружины¹. Согласно опытным данным у регуляторов с неуравновешенными клапанами, работающих при температуре от -50 до $+50^\circ \text{C}$, выходное давление за счет температуры изменяется также на $3 \div 4\%$ (фиг. 27).

В некоторых случаях влияние температуры проявляется через изменение сил вязкого трения вследствие изменения вязкости смазки. Это может существенно проявиться в регуляторах плунжерного типа (см. фиг. 19), у которых плунжерная пара смазывается консистентной смазкой. Силы вязкого трения пропорциональны скорости движения плунжера, и их влияние на характеристику является, по существу, динамической ошибкой. Например, при питании регулятора газом из баллона высокого давления по мере расходования газа давление в баллоне падает и скорость плунжера возрастает². При пониженных температурах, когда вязкость смазки увеличивается, это может привести к занижению выходного давления в конце работы.



Фиг. 27. Температурные характеристики.

¹ Имеются специальные марки сталей, у которых упругие свойства сохраняются постоянными в значительном диапазоне температур.

² В такой системе у регулятора, по существу, нет установившегося режима.

Можно считать, что у регуляторов, в которых силы вязкого трения незначительны, температурные погрешности определяются изменением силы основной пружины и они могут быть ориентировочно оценены, если известно изменение модуля упругости материала. Если же в регуляторе имеются значительные силы вязкого трения, то температурные характеристики зависят от двух факторов и должны определяться опытным путем.

11. ЗАМЕЧАНИЯ ПО РАСЧЕТУ ХАРАКТЕРИСТИК. ВЛИЯНИЕ СИЛ ТРЕНИЯ

При выводе формул для расчета характеристик был сделан ряд допущений и упрощений, которые, естественно, снижают точность расчета. Невозможность точного учета реактивной силы потока при больших расходах газа и сил сухого трения вносит наибольшие погрешности. Кроме того, в некоторых случаях не могут быть точно определены отдельные конструктивные параметры (например, жесткость металлических мембран), а многие конструктивные параметры могут в известных пределах изменяться вследствие производственных допусков.

В связи с этим подбор конструктивных параметров при проектировании должен быть произведен так, чтобы расчетная характеристика уложилась примерно в половину заданного поля допуска. Этот запас служит для компенсации неточностей расчета и температурных погрешностей, а также дает некоторый допуск на сам процесс настройки регулятора на заданное давление.

Однако значение формул не может оцениваться только их точностью. Все регуляторы проходят опытную отработку, в процессе которой проверяются характеристики и работоспособность конструкции в соответствии с требованиями задания. Если характеристики регулятора не укладываются в заданный допуск, формулы дают возможность наметить конструктивные изменения для их улучшения. Как показывает практика, характеристики регуляторов с неуравновешенными клапанами получаются достаточно близкими к расчетным. Но при больших расходах газа, вследствие сильного влияния реактивной силы, характеристики могут значительно отличаться от расчетных. В этих случаях при опытной отработке необходимо уточнить величину неуравновешенной площади, а также выяснить влияние на характеристику формы и размеров клапана.

Силы трения играют в регуляторах давления двоякую роль. Они являются демпфирующими силами, без которых невозможно обеспечить динамическую устойчивость. Для этой цели следует стремиться использовать силы вязкого трения, так как на установившихся режимах они равны нулю и поэтому не отражаются на статических характеристиках. Вместе с тем почти всегда имеются в той или иной мере и силы сухого трения. Во многих случаях, когда по температурным или другим условиям применение смазок невозможно или величина сил вязкого трения недостаточная для

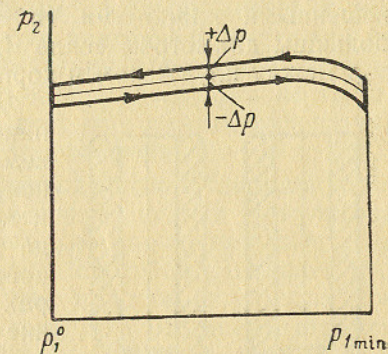
обеспечения динамической устойчивости, применяются даже специальные демпфирующие устройства сухого трения.

Сухое трение действует не только при перемещении деталей, но и в состоянии покоя, вызывая появление зоны нечувствительности (фиг. 28), величина которой может быть определена формулой

$$\Delta p = \pm \frac{P_{тр}}{F}, \quad (35)$$

где $P_{тр}$ — максимальная величина сил сухого трения.

Сила сухого трения скачкообразно изменяет свое направление при изменении направления движения. Поэтому зона нечувствительности наиболее наглядно проявляется в тех случаях, когда после понижения давления на входе происходит повышение (или наоборот), вследствие чего изменяется направление движения клапана. В случае монотонного изменения входного давления, например, при питании газом из баллона высокого давления силы сухого трения проявляются в неустойчивости характеристик, так как никогда не может быть гарантировано постоянство сил трения.



Фиг. 28. Зона нечувствительности.

Для уменьшения зоны нечувствительности и получения стабильных характеристик следует, насколько это возможно без ущерба для динамической устойчивости, уменьшать силы сухого трения путем уменьшения (или полного исключения в отдельных элементах) нормальных сил в подвижных элементах, повышения качества обработки трущихся поверхностей и правильного выбора материалов и термообработки. Если позволяют условия работы, при сборке целесообразно производить смазку трущихся пар.

Очень важное значение для стабильности характеристик имеет эффективная площадь чувствительного элемента. Ее увеличение уменьшает роль всех неучтенных факторов и случайных погрешностей, улучшает характеристики регулятора и повышает его надежность.

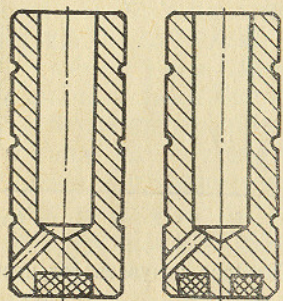
II. НЕКОТОРЫЕ СПЕЦИАЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

12. НУЛЕВОЙ РАСХОД

Если в пневмосистеме возможен режим, при котором полностью прекращается отбор газа из регулятора (нулевой расход), то должно быть особо оговорено давление за регулятором на этом режиме. Характеристика регулятора, рассчитанная по рассмотренным выше формулам по условию $G = 0$ (т. е. $H^0 = 0$), дает вели-

чину давления в тот момент, когда клапан только коснется седла. При этом, естественно, полная герметичность клапана не может быть обеспечена и вследствие перетекания газа давление в выходной полости регулятора будет возрастать. За счет повышенного давления развивается усилие, прижимающее клапан к седлу, которое и должно обеспечить герметичность. Максимальная величина этого усилия зависит от схемы регулятора и его конструктивных параметров.

Высокая степень герметичности может быть получена лишь при малых диаметрах седла d , т. е. в схемах с неуравновешенными клапанами. Необходимым условием является высокое качество обработки уплотняющих поверхностей и правильность их геометрической формы. Обеспечение герметичности в регуляторах с уравновешенными клапанами (плунжерами) усложняется не только большим диаметром седла d , но и необходимостью уплотнить зазор между плунжером и корпусом.



Фиг. 29. Неуравновешенные клапаны с неметаллическими вкладышами.

Для достижения герметичности в клапаны обычно заделывают вкладыши из неметаллических материалов (фиг. 29), например, резины, текстолита, капрона и т. п., причем в клапанах обратного хода должна быть обеспечена герметичность и прочность заделки. В регуляторах с клапанами прямого хода обеспечение герметичности облегчается тем, что диаметр седла может быть сделан меньше, чем при клапане обратного хода, так как отверстие седла не загромождается толкателем.

Однако в случае резких изменений режима работы (резкий пуск газа в регулятор или резкое перекрытие выходного трубопровода), при которых клапан ударяет по седлу, неметаллические вкладыши могут выкрашиваться или постепенно выработываться, вследствие чего герметичность клапана нарушается. Поэтому в таких условиях эти материалы нельзя считать надежными. Следует также учитывать, что многие материалы значительно изменяют свои свойства при повышенных и пониженных температурах. Из-за температурных условий, в частности из-за сильного понижения температуры в зоне дросселирующего сечения при работе регулятора с расходом газа, ограничены возможности применения резины. Она может применяться лишь в тех случаях, когда расход газа через регулятор настолько мал, что детали регулятора, в том числе клапан, охлаждаются незначительно.

В связи с этими недостатками неметаллических материалов целесообразно применять уплотнения «металл по металлу». Они не боятся ударов, но требуют более высоких усилий прижатия клапана к седлу, что должно быть обеспечено соответствующим выбо-

ром схемы регулятора и его конструктивных параметров. При тщательной обработке уплотняющих поверхностей может быть получена весьма высокая герметичность.

В связи с большими трудностями решения задачи очень высокие требования по герметичности клапана должны предъявляться обоснованно. Практически во всех случаях может быть допущена некоторая, хотя бы и очень незначительная, утечка, размер которой зависит от конкретных условий работы (объема полости за регулятором и допустимого повышения давления в ней, длительности работы при нулевом расходе, располагаемого запаса газа в баллоне высокого давления). Следует иметь в виду, что требование полной герметичности может оказаться невыполнимым по той причине, что нет способов, позволяющих проверить герметичность клапана непосредственно. Единственным способом проверки герметичности в рабочих условиях является длительная выдержка регулятора без расхода с контролем давления в выходной полости. Однако повышение давления в ней может происходить не только за счет утечек через клапан, но и за счет повышения температуры газа в течение выдержки вследствие теплообмена.

Во многих случаях при нулевом расходе может быть допущено стравливание утечек газа, проходящих через клапан регулятора, в окружающую атмосферу. Это радикально упрощает решение задачи, причем здесь возможны несколько способов. Наиболее простым является постановка на выходной полости регулятора дренажного отверстия, через которое часть газа все время стравливается в окружающую атмосферу. Размер отверстия должен быть подобран так, чтобы расход газа через него при заданном выходном давлении был несколько больше утечек газа через клапан при максимальном давлении на входе. Практически в этом случае для регулятора нет режима нулевого расхода и выходное давление может быть рассчитано по обычным формулам, причем вследствие малости расхода характеристику следует считать по условию $H^0 = 0$.

Другим способом является постановка на выходной полости регулятора предохранительного клапана, давление открытия которого должно быть выше максимального давления за регулятором, определенного по условию $H^0 = 0$. На режиме нулевого расхода выходное давление вследствие негерметичности клапана регулятора возрастает до давления открытия предохранительного клапана и дальнейшее повышение прекращается, так как утечки стравливаются предохранительным клапаном. Недостатком этого способа является то, что предохранительные клапаны часто сами обладают недостаточной герметичностью в закрытом положении, т. е. стравливают часть газа из регулятора на всех режимах работы.

Очень хорошие результаты могут быть получены с помощью дренажных клапанов, открытие которых связано с перемещением чувствительных элементов (фиг. 30 и 31). Для сброса утечек на режиме нулевого расхода достаточно иметь сравнительно неболь-

шое дренажное отверстие и поэтому усилие, действующее на дренажный клапан при работе регулятора с расходом газа, обеспечивает высокую герметичность дренажного клапана в закрытом положении. По сравнению с обычным предохранительным клапаном дренажный клапан позволяет получить меньшее повышение выходного давления на режиме нулевого расхода и более стабильные характеристики. Кроме того, дренажный клапан не требует регулировки, что очень удобно при использовании одного и того же регулятора для работы на разных давлениях.

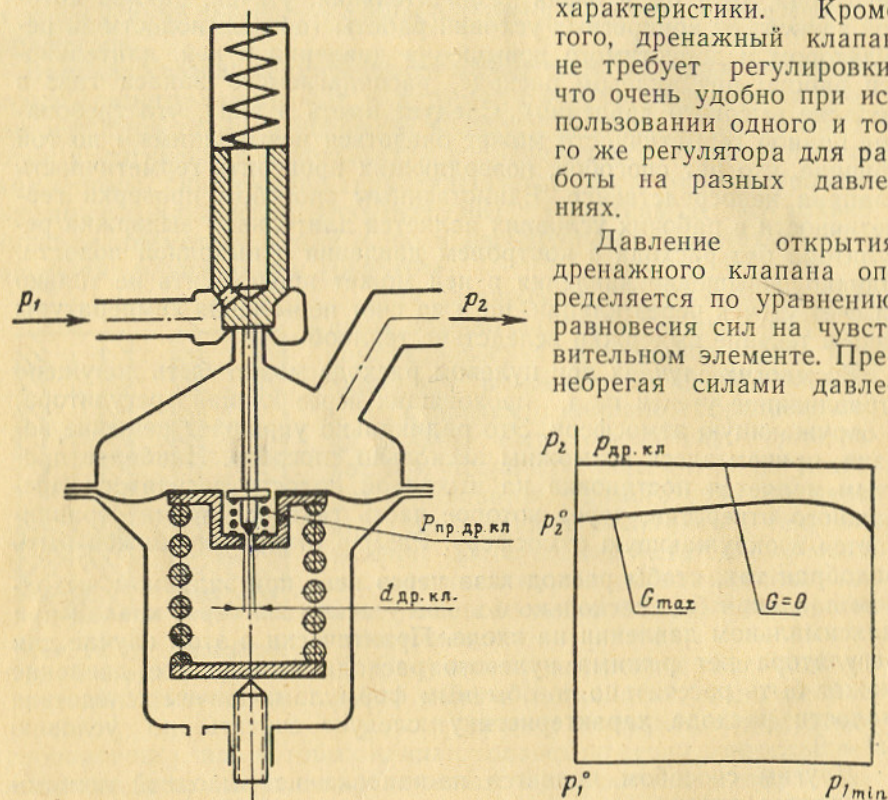
Давление открытия дренажного клапана определяется по уравнению равновесия сил на чувствительном элементе. Пренебрегая силами давле-

ния на неуравновешенную площадь дренажного клапана, для регулятора, изображенного на фиг. 30, получим

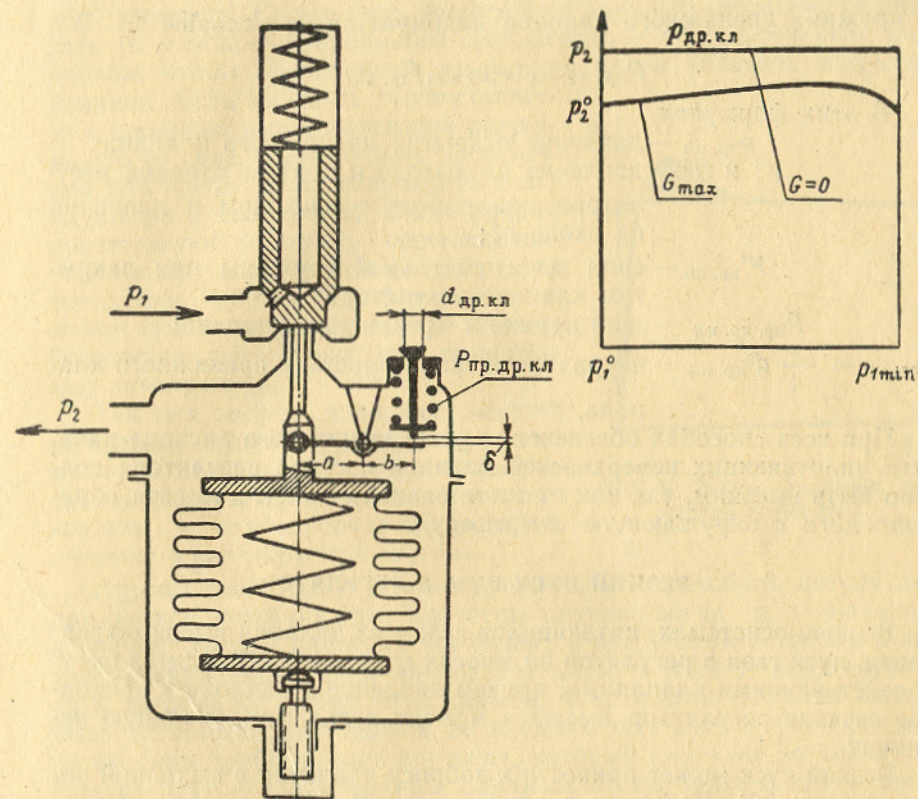
$$p_{др. кл} \approx p_2^0 + \frac{KH^0}{F} + \frac{p_1^0 f + P'_{вс. пр} - P_{пр. др. кл}}{F}, \quad (36)$$

причем подбор пружины дренажного клапана должен производиться по условию

$$p_{2 ном} f_{др. кл} < P_{пр. др. кл} < P'_{вс. пр.}$$



Фиг. 30. Схема регулятора с дренажным клапаном и его характеристики.



Фиг. 31. Схема регулятора абсолютного давления с дренажным клапаном и его характеристики.

Для регулятора, изображенного на фиг. 31,

$$P_{\text{др. кл}} \cong p_2^0 + \frac{KH^0}{F} + \frac{p_1^0 f + P'_{\text{вс. пр}}}{F} + \frac{(K_c + K_{\text{пр}}) \delta \frac{a}{b} + \frac{b}{a} P_{\text{пр. др. кл}}}{F}, \quad (36')$$

а пружина дренажного клапана подбирается по условию

$$P_{\text{пр. др. кл}} > p_2 \text{ ном } f_{\text{др. кл.}}$$

В этих формулах

$p_{\text{др. кл}}$ — давление открытия дренажного клапана;
 p_2^0 и H^0 — давление на выходе и подъем клапана регулятора при работе с расходом и давлением на входе p_1^0 ;

$P'_{\text{вс. пр}}$ — сила вспомогательной пружины при закрытом клапане регулятора;

$P_{\text{пр. др. кл}}$ — сила пружины дренажного клапана;

$f_{\text{др. кл}} = \frac{\pi}{4} d_{\text{др. кл}}^2$ — неуравновешенная площадь дренажного клапана.

При всех способах обеспечения режима нулевого расхода качество уплотняющих поверхностей клапана и седла регулятора должно быть высоким, так как от этого зависит количество газа, сбрасываемого в окружающую атмосферу.

13. РЕЗКИЙ ПУСК ГАЗА В РЕГУЛЯТОР

В пневмосистемах, питающихся газом из баллона высокого давления, пуск газа в регулятор во многих случаях производится быстродействующими клапанами, причем давление в баллоне и проходное сечение регулятора имеют в момент пуска максимальную величину.

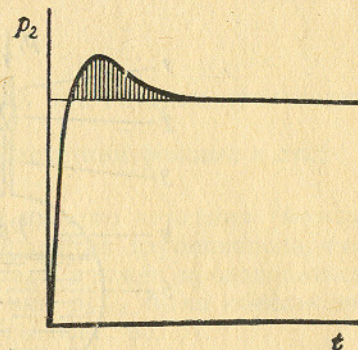
Резкий пуск может привести к забросу давления в выходной полости (фиг. 32). Величина и длительность заброса зависят от объема полости за регулятором и проходного сечения регулятора, а также от сил трения и массы подвижных частей. Для уменьшения заброса следует ограничивать проходное сечение регулятора в открытом положении, не допуская значительного увеличения его против расчетного значения S_{imax} . Если проходное сечение может сильно колебаться за счет допусков на изготовление деталей, то в конструкции необходимо предусматривать регулировочные шайбы или какие-либо другие меры (например, подгонку по месту толкателей в регуляторах с неуравновешенными клапанами), которыми ограничивается величина проходного сечения.

Для быстрого закрытия клапана необходимо обеспечить быстрый подвод выходного давления на чувствительный элемент. В ре-

гуляторах с неуравновешенными клапанами чувствительный элемент обычно расположен непосредственно в выходной полости и, как правило, в этих регуляторах заброса давления не бывает. В схемах с уравновешенным клапаном прямого хода давление на чувствительный элемент подается по трубке или по сверлению в корпусе (см. фиг. 18, 21, 24). В таких случаях величина подводящего сечения должна быть увязана с объемом полости чувствительного элемента. Кроме того, желательно плунжер механически связать (с помощью шарнирного соединения) с чувствительным элементом, чтобы развиваемые им усилия могли ускорить закрытие клапана. Если их связь осуществляется с помощью вспомогательной пружины, то ее сила должна быть достаточной для преодоления инерционных сил плунжера и сил трения. Силы трения препятствуют быстрому перемещению подвижных частей и этим способствуют появлению заброса. Особенно сильно может сказаться вязкое трение в демпфирующих устройствах при пониженных температурах.

Так как заброс давления зависит от объема полости за регулятором, то наличие, величина и длительность забросов должны проверяться с теми емкостями и трубопроводами, которые имеются в регулируемой системе.

Другим следствием резкого пуска газа может быть потеря динамической устойчивости. Известны случаи, когда при плавном пуске регуляторы работали устойчиво, а при резком вступали в автоколебания. Колебания иногда затухали, а иногда поддерживались длительное время. Это явление в некоторых случаях может быть устранено постановкой во входном штуцере регулятора или во входном трубопроводе дросселя, который смягчает резкий пуск. Размер дросселя подбирается опытным путем, причем необходимо проверить, что постановка дросселя не ухудшает других характеристик регулятора. Эффективность дросселя тем выше, чем больше объем полости между дросселем и клапаном регулятора.



Фиг. 32. Заброс давления при резком пуске газа.

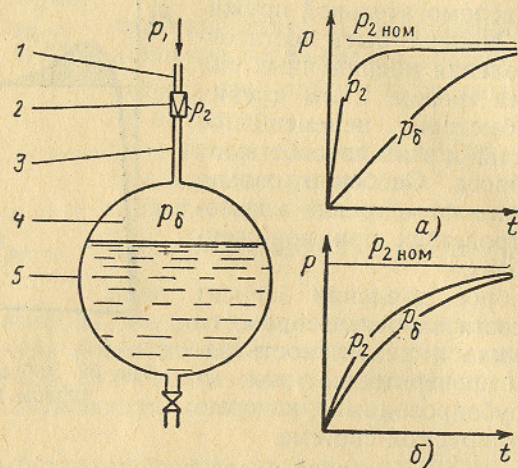
14. ЗАПОЛНЕНИЕ ПОДУШЕК

В объектах регулирования, представляющих собой некоторую емкость (например, топливный бак с воздушной подушкой, фиг. 33), расчетный режим работы достигается тогда, когда давление в емкости (подушке) достигает расчетной величины. В момент пуска газа давление в подушке равно атмосферному и требуется некоторое время для ее заполнения. В ряде случаев это время бывает ограничено.

Время заполнения подушки зависит от пропускной способности регулятора и трубопроводов. Средний расход газа в период заполнения при условии, что объем самой подушки в течение процесса не изменяется, должен быть

$$Q_2 \geq \frac{V}{t},$$

где Q_2 — объемный расход, отнесенный к расчетному давлению $p_{2\text{ном}}$;
 V — объем подушки;
 t — заданное время заполнения.



Фиг. 33. Заполнение воздушной подушки бака.
 1 — входной трубопровод; 2 — регулятор давления;
 3 — выходной трубопровод; 4 — воздушная подушка;
 5 — бак с жидкостью.
 а — время лимитируется пропускной способностью трубопровода; б — время лимитируется регулятором.

Если пропускная способность трубопровода достаточна, т. е. при расходе Q_2 трубопровод не создает больших потерь давления, то давление за регулятором близко к давлению в подушке (см. фиг. 33, б), а клапан регулятора находится в открытом положении и прикрывается лишь в конце процесса, когда давление приближается к расчетному. В связи с этим проходное сечение регулятора в открытом положении согласно формуле (22') должно быть

$$S_{\text{рег}} > \frac{V}{t} \frac{p_{2\text{ном}}}{p_1} \frac{1}{A_1 R \sqrt{T_1}}. \quad (37)$$

Проходное сечение входного трубопровода и все проходные сечения самого регулятора должны быть выбраны так, чтобы не допускать больших потерь давления, так как они уменьшают расход

газа. Однако вследствие повышенного расхода при заполнении подушки известные потери все же неизбежны. Учитывая также, что клапан регулятора в конце процесса прикрывается, проходное сечение регулятора необходимо увеличить против расчетного примерно в 1,5 раза. В этом случае неравенство (37) для воздуха при $p_1 > 1,89 p_{2\text{ном}}$ приводится к виду

$$S_{\text{рег}} \geq 8 \frac{V}{t} \frac{p_{2\text{ном}}}{p_1} \sqrt{\frac{273}{T_1}}, \quad (37')$$

где

$S_{\text{рег}}$ — проходное сечение регулятора в открытом положении в мм^2 ;
 V — объем подушки в л;
 t — время заполнения в сек;
 p_1 — давление на входе в регулятор, при котором происходит процесс заполнения, в ата;
 $p_{2\text{ном}}$ — давление за регулятором на расчетном режиме в ата;
 T_1 — температура воздуха в $^{\circ}\text{K}$.

Пропускная способность магистрали низкого давления (между регулятором и емкостью) зависит от диаметра трубопровода, его длины и конфигурации. Расчет магистрали должен производиться по условию, чтобы при входном давлении $p_{2\text{ном}}$ было обеспечено заданное время заполнения подушки (см. фиг. 33, а).

Если регулятор установить непосредственно на баке, заменив трубопровод низкого давления расходной шайбой того же сечения ($S_{\text{ш}} = S_{\text{тр}}$), то процесс заполнения подушки воздухом изобразится кривой 1 (фиг. 34). При сверхкритическом перепаде давлений на шайбе расход газа будет постоянным и процесс изображается прямой линией. Далее темп нарастания давления p_6 уменьшается обратно пропорционально коэффициенту $\alpha_{\text{ш}}$. При заполнении подушки воздухом для начального участка процесса ($p_6 \leq 0,528 p_{2\text{ном}}$) расход определяется из формулы (5)

$$Q_{2\text{кр}} = 0,192 S_{\text{ш}} \sqrt{\frac{T_2}{273}}.$$

Из рассмотрения кривой 1 следует, что заполнение подушки до давления $p_6 = 0,9 p_{2\text{ном}}$ происходит за время

$$t' \cong \frac{V}{Q_{2\text{кр}}} = \frac{V}{0,192 S_{\text{ш}}} \sqrt{\frac{273}{T_2}}.$$

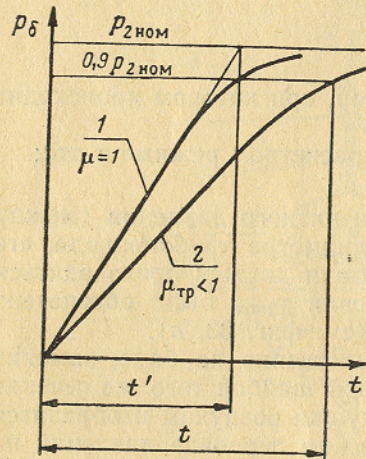
При истечении воздуха через расходную шайбу потери энергии незначительны и поэтому при выводе формулы (5) принимался коэффициент расхода $\mu = 1$. Потери на трение уменьшают расход воздуха через трубопровод, что может быть учтено некоторым коэффициентом расхода $\mu_{\text{тр}} < 1$. Если принимать его постоянным в течение всего процесса, то заполнение подушки изобразится кривой 2 (см. фиг. 34), а время заполнения до давления $p_6 = 0,9 p_{2\text{ном}}$ будет

$$t \approx \frac{V}{0,192\mu_{\text{тр}}S_{\text{тр}}} \sqrt{\frac{273}{T_2}}.$$

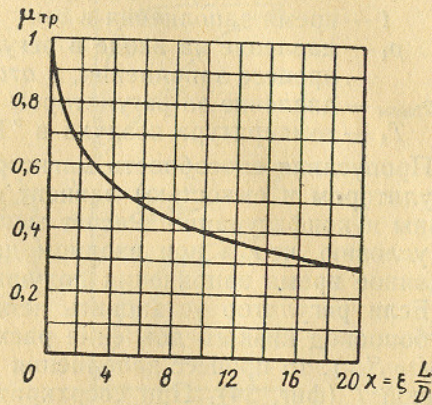
Отсюда получаем

$$S_{\text{тр}} \geq \frac{V}{0,192\mu_{\text{тр}}t} \sqrt{\frac{273}{T_2}}, \quad (38)$$

где $S_{\text{тр}}$ — сечение трубопровода в мм²;
 V — объем подушки в л;
 t — время заполнения в сек (до давления $p_6 = 0,9p_{2\text{ном}}$);
 T_2 — температура воздуха за регулятором в °К.



Фиг. 34. К определению времени заполнения подушки.



Фиг. 35. Коэффициент расхода трубопровода.

Определим теперь зависимость коэффициента расхода $\mu_{\text{тр}}$ от сопротивления трубопровода. Расход воздуха через шайбу и трубопровод ($S_{\text{ш}} = S_{\text{тр}} = S$) можно выразить формулой¹

$$G = S \frac{p_{2\text{ном}}}{\sqrt{T_2}} \sqrt{\frac{2gk}{(k+1)R}} \lambda \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda^2\right)^{\frac{1}{k-1}},$$

где $\lambda = \frac{W}{W_{\text{кр}}}$ — коэффициент скорости;
 $W_{\text{кр}}$ — скорость звука, соответствующая температуре торможения T_2 ;
 W — скорость в расходной шайбе или в начале трубопровода.

При заполнении подушки через расходную шайбу начальный участок процесса происходит при сверхкритическом перепаде давлений, т. е. $\lambda_{\text{ш}} = \lambda_{\text{кр}} = 1$. Если сопротивление трубопровода не является чрезмерно большим, то на начальном участке процесса за-

полнения скорость газа на выходе из трубопровода будет $W_{\text{кр}}$ (т. е. $\lambda = 1$), а коэффициент скорости в начале трубопровода будет $\lambda_{\text{тр}} < 1$. Пренебрегая теплообменом в трубопроводе, его можно определить из формулы¹

$$\frac{1}{\lambda_{\text{тр}}^2} - 1 - \ln \frac{1}{\lambda_{\text{тр}}^2} = \frac{2k}{k+1} \chi,$$

где $\chi = \xi \frac{L}{D}$ — коэффициент сопротивления трубопровода;

ξ — коэффициент потерь на трение, зависящий от шероховатости трубопровода;

L — длина трубопровода;

D — диаметр трубопровода.

Следовательно, коэффициент расхода для начального участка процесса определяется соотношением

$$\mu_{\text{тр}} = \frac{G_{\lambda_{\text{тр}} < 1}}{G_{\lambda_{\text{ш}} = 1}} = \lambda_{\text{тр}} \left(\frac{k+1}{2} - \frac{k-1}{2} \lambda_{\text{тр}}^2 \right)^{\frac{1}{k-1}}.$$

С помощью предыдущего уравнения отсюда может быть получена зависимость $\mu_{\text{тр}} = \Phi(\chi)$, которая приведена на фиг. 35 (для $k = 1,4$). Эти значения коэффициента расхода можно использовать как средние значения для всего процесса заполнения.

При опытной проверке процесса заполнения необходимо контролировать давление в подушке и в выходной полости регулятора. На фиг. 33, а изображен случай, когда время заполнения лимитируется пропускной способностью магистрали (давление в выходной полости регулятора почти сразу же достигает значения, близкого к расчетному), а на фиг. 33, б — случай, когда время лимитируется регулятором.

При недостаточном сечении магистрали низкого давления время заполнения подушки может быть уменьшено, если на чувствительный элемент регулятора подвести давление из подушки, а не из выходной полости регулятора. Пропускная способность магистрали в этом случае увеличивается вследствие повышения давления в выходной полости регулятора до такой величины, при которой магистраль пропускает весь расход, проходящий через открытый регулятор.

15. О ВЫБОРЕ ДИАМЕТРА ТРУБОПРОВОДОВ

Вопрос о выборе диаметра трубопроводов относится, по существу, к проектированию пневмосистем. Однако неправильный выбор трубопроводов может не только ухудшить характеристики системы, но и привести к необоснованному повышению требований к регуляторам давления. При проектировании регуляторов заданные давления на входе и выходе рассматриваются как давления в трубо-

¹ М. Е. Дейч, Техническая газодинамика, Госэнергоиздат, 1961.

¹ М. Е. Дейч, Техническая газодинамика, Госэнергоиздат, 1961.

проводах непосредственно до и после регулятора. Поэтому диаметры трубопроводов должны назначаться исходя из допустимых потерь давления на расчетном режиме и с учетом требований пускового или других кратковременных режимов, если они имеются.

Потери давления в выходном трубопроводе приводят к тому, что давление в объекте регулирования всегда будет меньше, чем непосредственно за регулятором. При расчете характеристик регуляторов выходным давлением считается давление, действующее на чувствительный элемент. Фактически же даже при настройке регулятора контролируется давление в выходном трубопроводе вблизи регулятора и оно, естественно, отличается от давления на чувствительном элементе хотя бы на величину входных потерь в трубопровод. В случае работы с переменным расходом будут изменяться также потери давления и поэтому точность давления в объекте регулирования будет ниже, чем точность самого регулятора, а точность регулятора ниже, чем точность давления на чувствительном элементе. Это следует учитывать при проектировании пневмосистем и регуляторов, особенно в тех случаях, когда предъявляются высокие требования по точности.

При наличии существенных потерь давления в магистрали за регулятором подачу давления на чувствительный элемент можно производить не из выходной полости регулятора, а из какой-либо другой точки системы, представляющей интерес для процесса регулирования. Этим исключается влияние на точность потерь давления на участке от регулятора до выбранной точки, однако конструкция регулятора усложняется.

Если отсутствуют какие-либо особые требования, оценка выходного трубопровода при проектировании регуляторов может производиться по скорости газа. При высоких давлениях ($p_{\text{зном}} = 15 \div 50$ атм) она выбирается обычно в пределах $20 \div 40$ м/сек, а при низких давлениях $40 \div 80$ м/сек.

Потери давления во входном трубопроводе сказываются на работе системы значительно меньше. Они уменьшают располагаемый перепад давлений, используемый регулятором, что может быть существенным лишь при очень малых перепадах. Кроме того, они ухудшают использование запаса газа в системах, питающихся газом из баллона высокого давления. Потери давления в трубопроводе имеют максимальную величину при давлении перед регулятором p_{imin} , так как в этот момент скорость газа достигает максимальной величины. При проектировании она принимается обычно в пределах $40 \div 80$ м/сек.

III. ЭЛЕМЕНТЫ КОНСТРУКЦИИ

16. РЕГУЛИРУЮЩИЕ ОРГАНЫ

К регулирующим органам относятся детали и элементы конструкций, назначение которых заключается непосредственно в изменении величины дросселирующего сечения. В их число входят плун-

жеры и их направляющие (плунжерные пары), клапаны и их направляющие, седла и некоторые другие детали.

Регуляторы с плунжерными парами

(фиг. 18, 19, 24)

Для нормальной работы регуляторов с плунжерными парами, в частности для обеспечения динамической устойчивости, очень важное значение имеет легкое и плавное движение плунжера в корпусе (направляющей втулке). В тщательно обработанной и смазанной плунжерной паре силы трения близки по характеру к вязкому трению.

Характерной особенностью плунжерных пар является то, что один конец направляющей части плунжера находится в полости высокого давления регулятора, а другой — в полости низкого давления. Под действием разности давлений по зазору имеется перетекание газа. В регуляторах высокого давления ($p_1^0 = 150 \div 350$ атм) часто производится подача смазки в зазор с помощью мультипликатора. Этим устраняется перетекание газа, но при работе регулятора имеется некоторая утечка самой смазки. Вследствие течения газа или смазки в зазоре создается переменное поле давлений. Если плунжер или корпус имеют отклонения от цилиндрической формы, несимметричные относительно продольной оси плунжера, то поле давлений также будет несимметричным и возникнет боковая сила, прижимающая плунжер к корпусу. Она может достичь большой величины и нарушить легкость и плавность хода плунжера. Для ее уменьшения на плунжере следует делать кольцевые канавки, которые в значительной мере выравнивают поле давлений в зазоре¹.

Для уменьшения утечек по зазору и для увеличения демпфирующих сил плунжерные пары выполняются с очень малым зазором. Например, при диаметрах плунжера $10 \div 30$ мм зазор выдерживается в пределах $5 \div 12$ мк, что достигается обычно индивидуальной подгонкой. Плунжер и корпус подвергаются тщательной притирке, что обеспечивает высокую чистоту поверхностей и правильность геометрической формы. Обе детали подвергаются обмеру в нескольких поясах. Смазанный плунжер под действием собственного веса должен плавно, не проваливаясь, двигаться в корпусе.

Ввиду малого зазора плунжер и корпус должны изготавливаться из материалов, имеющих одинаковый коэффициент линейного расширения. Толщина корпуса выбирается не по условиям прочности, а по условиям жесткости. Недостаточная жесткость может привести к деформации корпуса и заклиниванию плунжера. При высоких давлениях плунжерные пары изготавливаются из нержавеющей сталей, подвергающихся закалке на высокую твердость (например,

¹ Т. М. Башта, Расчеты и конструкции самолетных гидравлических устройств, Оборонгиз, 1961.

сталь X18 с твердостью HRC 55–60, сталь 2X13 с твердостью HRC 42–49). При сравнительно низких давлениях они могут изготавливаться из высокопрочных алюминиевых сплавов с твердым анодированием (например, В95-Т, Д16-Т). В некоторых случаях, например, при очень низких температурах, когда многие стали становятся хрупкими, применяются также бронзы.

Длину направляющей части плунжера следует делать $(2,5 \div 3)d$. Недопустимо жесткое (нешарнирное) сочленение плунжера с мембранами, сильфонами и другими элементами, которые могут создать значительные боковые силы и привести к заклиниванию. Все кромки на рабочих поверхностях (на торцах и кольцевых канавках) должны быть острыми, так как это уменьшает возможность затягивания в зазор посторонних частиц.

Лучшим способом обеспечения надежной работы плунжерной пары является принудительная подача смазки в зазор с помощью мультипликатора (см. фиг. 19). Степень повышения давления берется обычно

$$\frac{p_{см}}{p_1} = \frac{F_{пл}}{F_{пл} - F_{шт}} = 1,1 \div 1,15,$$

где $p_{см}$ — давление смазки;

$F_{пл}$ — площадь поршня мультипликатора;

$F_{шт}$ — площадь штока, выведенного наружу.

Мультипликатор позволяет также радикально решить проблему динамической устойчивости путем постановки масляного демпфера, так как демпфирующие силы самого плунжера в ряде случаев оказываются недостаточными. Если устройство принудительной смазки по каким-либо причинам невозможно, целесообразно все же произвести смазку плунжера при сборке. Однако при этом следует учитывать, что при работе смазка с течением времени будет выжата из зазора давлением газа.

Для смазки плунжерных пар и других трущихся поверхностей должны применяться смазки, работоспособные в широком диапазоне температур, например, смазки ЦИАТИМ-201 и ЦИАТИМ-221, работающие при температурах от -60 до $+60 \div 100^\circ\text{C}$.

В плунжерных регуляторах применяются обычно конические клапаны с углом $\beta = 120^\circ$ (фиг. 36). Кромка седла должна быть острой, так как притупление вносит неопределенность в величину неуравновешенной площади. Конструктивными и технологическими мерами должна быть обеспечена соосность клапана и седла и правильность их геометрической формы, что необходимо для уменьшения утечек газа через клапан в закрытом положении.

При повышенных требованиях к герметичности производится притирка клапана по седлу. В этом случае клапан должен выполняться заодно с плунжером (см. фиг. 36, в), а диаметры седла и плунжера должны быть одинаковы (т. е. $f=0$). Как уже указывалось, для получения стабильных характеристик регуляторов несопрягаемые размеры клапанов и седел должны выдерживаться весь

ма точно, так как отклонения в размерах и форме могут отразиться на величине реактивной силы.

В тех случаях, когда для улучшения характеристики вводится неуравновешенная площадь ($d < d_1$), можно рекомендовать на опытных образцах регуляторов делать ее несколько больше расчетной величины. Окончательно ее величина устанавливается при экспериментальной отработке конструкции, причем в готовом регуляторе значительно проще уменьшить f (путем увеличения d), чем увеличить.

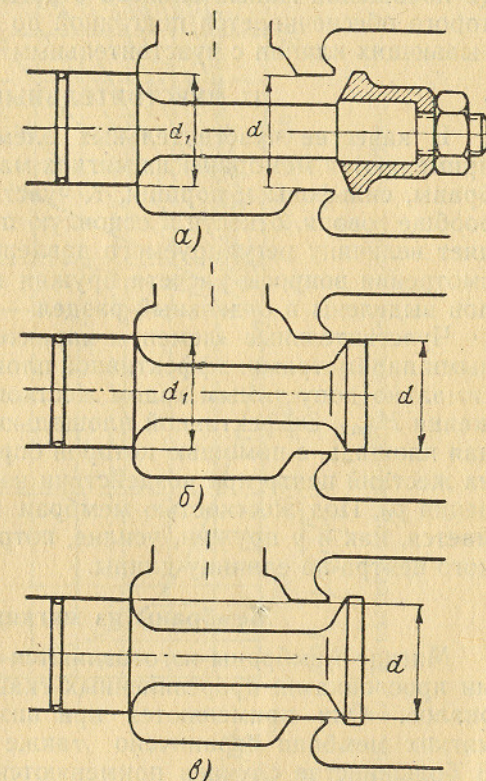
Регуляторы с неуравновешенными клапанами

(фиг. 3, 4, 16, 17)

В связи с отсутствием перетекания газа по зазору условия работы неуравновешенных клапанов легче, чем у плунжерных пар, поэтому требования к их изготовлению также несколько проще. Сопряжение клапана с направляющей втулкой обычно выполняется по ходовой посадке или посадке движения 1-го или 2-го класса точности. Для обеспечения легкости и плавности хода трущиеся поверхности подвергаются притирке, а при сборке смазываются, причем для лучшего удерживания смазки на клапанах следует делать кольцевые канавки.

Клапаны и направляющие втулки изготавливаются из тех же материалов, что и плунжерные пары. Втулки должны иметь достаточную жесткость, чтобы не возникало деформаций в процессе сборки. Торцы плоских клапанов и кромки седел подвергаются притирке, причем должно быть обеспечено хорошее прилегание клапана к седлу. Конические клапаны в случае повышенных требований к герметичности подвергаются притирке по острой кромке седла.

Седла неуравновешенных клапанов прямого хода обычно выполняются непосредственно в корпусе регуляторов, хотя это вызывает известные трудности при их изготовлении и неудобство при экспе-



Фиг. 36. Конструктивные виды клапанов плунжерных пар.

а — съемный клапан; б — клапан-пробка; в — клапан, выполненный на плунжере.

риментальной отработке конструкции. Седла неуравновешенных клапанов обратного хода лучше выполнять в виде отдельных деталей, которые монтируются в корпусе. Это облегчает притирку и подбор оптимального диаметра седла при отработке. Седла изготавливаются обычно из нержавеющей стали (1X18H9T или X17H2), причем твердость седла в случае уплотнения «металл по металлу» должна быть ниже твердости клапана.

Неуравновешенные клапаны имеют довольно малый подъем $H_{кл}$ (в положении максимального открытия), стабильная величина которого обеспечивается подгонкой по месту длины толкателей, связывающих клапан с чувствительным элементом.

17. ЧУВСТВИТЕЛЬНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ

В качестве чувствительных элементов регуляторов давления применяются мембраны из мягких материалов, металлические мембраны, сильфоны и поршни. К чувствительному элементу следует, вообще говоря, отнести и основную пружину, сила которой определяет величину регулируемого давления. Однако для удобства рассмотрения вопросы расчета пружин и конструкции пружинных узлов выделены в отдельный раздел.

Чувствительные элементы характеризуются тремя конструктивными параметрами: эффективной площадью F , жесткостью K и максимально допустимым ходом жесткого центра от свободного положения H_{max} . Эффективной площадью называется некоторая условная площадь, с помощью которой определяется сила, передаваемая на жесткий центр при воздействии на чувствительный элемент давления p_2 . Под жесткостью мембран (K_m) и сильфонов (K_c) понимается, как и у пружин, усилие, потребное для перемещения жесткого центра на единицу длины.

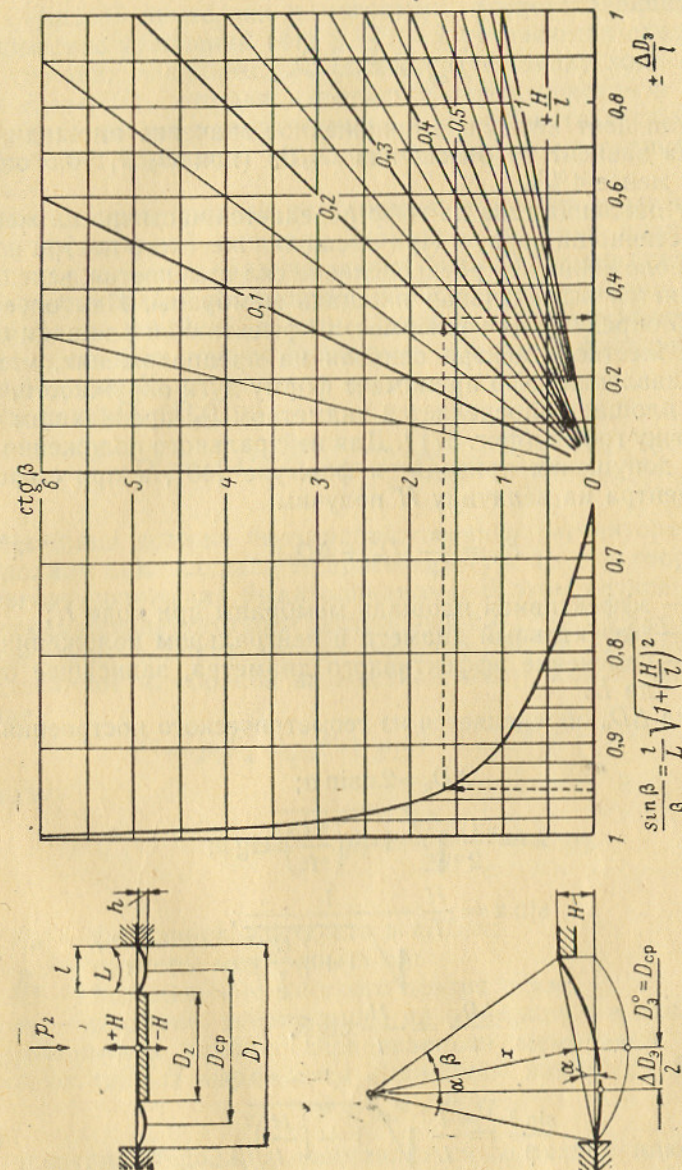
Мембраны из мягких материалов

Мягкие мембраны изготавливаются из резины, резины с тканевыми прослойками, прорезиненных тканей и некоторых других материалов. Они применяются при низких давлениях. Применение мягких мембран ограничено также температурными условиями. В большинстве случаев применяются гофрированные мембраны (фиг. 37), так как плоские мембраны имеют сравнительно малый ход жесткого центра. Допустимая величина давления зависит от прочности материала и размеров гофра. От ширины и глубины гофра зависит также максимальный ход жесткого центра.

Считая мягкие мембраны абсолютно гибкими, т. е. не воспринимающими изгибающих усилий, эффективную площадь в нейтральном положении ($H=0$) можно определить по формуле

$$F = \frac{\pi}{12} (D_1^2 + D_1 D_2 + D_2^2), \quad (39)$$

где D_1 — наружный диаметр гофра;
 D_2 — внутренний диаметр гофра.



Фиг. 37. К расчету эффективной площади мягких мембран.

В практике часто пользуются приближенной формулой

$$F \cong \frac{\pi}{4} D_{\text{ср}}^2, \quad (40)$$

где

$$D_{\text{ср}} = \frac{D_1 + D_2}{2}.$$

Эта формула дает несколько заниженное значение площади, причем ошибка зависит от отношения D_2/D_1 (при $D_2/D_1 > 0,5$ ошибка составляет менее 4%).

Сила от давления газа на гофр передается частично на жесткий центр, а частично на корпус. При смещении жесткого центра из нейтрального положения это распределение сил изменяется, вследствие чего изменяется эффективная площадь мембраны. Наиболее простой способ определения зависимости эффективной площади от перемещения жесткого центра основан на предположении, что под действием давления гофр принимает форму дуги окружности, а эффективная площадь определяется диаметром D_0 , проходящим через нижнюю точку гофра (фиг. 37)¹. Для нейтрального положения мембраны эти допущения приводят к формуле (40), а при смещении жесткого центра на величину H получим

$$F_n = \frac{\pi}{4} (D_0^2 + \Delta D_0^2), \quad (40')$$

где F_n — эффективная площадь мембраны при ходе H ;
 $D_0^0 = D_{\text{ср}}$ — эффективный диаметр в нейтральном положении;
 ΔD_0 — изменение эффективного диаметра, зависящее от хода H .

Величина ΔD_0 определяется из геометрического построения (см. фиг. 37):

$$\begin{aligned} \Delta D_0 &= 2x \sin \alpha; \\ x &= \frac{l}{2} \sqrt{1 + \left(\frac{H}{l}\right)^2} \operatorname{ctg} \beta; \\ \sin \alpha &= \frac{H}{l} \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{H}{l}\right)^2}}; \\ \frac{\Delta D_0}{l} &= \frac{H}{l} \operatorname{ctg} \beta, \end{aligned} \quad (41)$$

причем

$$\frac{\sin \beta}{\beta} = \frac{l}{L} \sqrt{1 + \left(\frac{H}{l}\right)^2}, \quad (41')$$

¹ В. В. Афанасьев, Об изменении эффективных площадей тканевых мембран. Системы устройства и элементы пневмо- и гидроавтоматики, Изд. АН СССР, 1959.

где $l = \frac{D_1 - D_2}{2}$ — ширина гофра;

L — длина гофра по дуге окружности.

На фиг. 37 приведена номограмма, представляющая графическое решение уравнений (41) и (41'). При расчетах следует учитывать, что знак величины ΔD_0 соответствует знаку хода H . Зависимость $F_n = \varphi(H)$, которая называется характеристикой мембраны, нелинейна, причем с увеличением L характеристика становится более полой; в связи с этим целесообразно увеличивать высоту гофра h .

Расчет характеристик регуляторов давления с учетом зависимости эффективной площади мембраны от хода клапана значительно усложняется. Задача может быть упрощена, если характеристику мембраны на участке, равном ходу клапана регулятора $H_{\text{кл}}$, принять линейной. В этом случае изменение эффективной площади может быть учтено введением некоторой фиктивной жесткости мембраны K_m .

Так как $\Delta D_0 < D_{\text{ср}}$, то

$$F_n \cong \frac{\pi}{4} (D_{\text{ср}}^2 + 2\Delta D_0 D_{\text{ср}}) = \frac{\pi}{4} D_{\text{ср}}^2 + \frac{\pi D_{\text{ср}} l}{2} \frac{\Delta D_0}{l} = F + \Delta F.$$

Мембрана должна быть расположена в регуляторе так, чтобы при полном ходе клапана ее прогибы в ту и другую сторону от нейтрального положения были одинаковы. В этом случае максимальное перемещение жесткого центра будет $H^* = \pm 0,5 H_{\text{кл}}$ и ему будут соответствовать определенные значения ΔD_0^* и ΔF^* . Тогда усилие, передаваемое мембраной на жесткий центр, может быть записано в виде

$$P^* = p_2 F_n = p_2 F + p_2 \Delta F^* = p_2 F + K_m H^*,$$

откуда

$$K_m = \frac{\Delta F^*}{H^*} p_2 = \frac{\pi D_{\text{ср}} l}{2 H^*} \left(\frac{\Delta D_0}{l} \right)^* p_2, \quad (42)$$

где

K_m — фиктивная жесткость в кг/мм ;
 $D_{\text{ср}}, l$ — размеры мембраны в см ;
 H^* — перемещение жесткого центра в мм ;
 p_2 — давление, действующее на мембрану¹, в ати .

Зависимость усилия, передаваемого мембраной на жесткий центр, от хода H выражается с помощью жесткости K_m формулой

$$P \cong p_2 F + K_m H, \quad (42')$$

где величина H должна подставляться со знаком плюс или минус в соответствии с фиг. 37.

¹ Если мембрана нагружена перепадом давлений, то в формулу следует подставлять номинальное значение перепада в кг/см^2 .

Металлические мембраны

Металлические мембраны в последнее время находят широкое применение в тех случаях, когда клапан регулятора имеет сравнительно небольшой ход. Они значительно прочнее мембран из мягких материалов и могут применяться при любых давлениях, в том числе при очень высоких (до 80÷100 *ати*), при которых не могут работать даже сильфоны. Исключение составляют лишь очень низкие давления, когда для получения удовлетворительной характеристики регулятора необходимо обеспечить малую жесткость и поэтому должны применяться сильфоны или мягкие мембраны. Металлические мембраны могут работать в условиях низких и высоких температур и в агрессивных средах. Они изготавливаются из материалов, обладающих упругими свойствами, например, из стальной нержавеющей ленты ЭИ702 (с дисперсионным твердением) или 1Х18Н9 (нагартованной). Толщина мембран выбирается обычно в пределах 0,2÷0,3 *мм* в зависимости от ширины гофра и величины действующего давления.

В регуляторах давления применяются гофрированные мембраны, форма и размеры которых приведены на фиг. 38. Там же приведены характеристики мембран, определенные экспериментально. Эффективная площадь в нейтральном положении может быть определена по формулам (39) или (40). Характеристика мембран при малых прогибах ($H_{\max} = 0,1 \div 0,15l$) может быть принята линейной, т. е. усилие, передаваемое на жесткий центр, можно вычислять по формуле (42'). Для стальных мембран при размерах, указанных на фиг. 38, жесткость может быть определена по формуле

$$K_M \cong 0,015 \left(\frac{100\delta}{l+r} \right)^3 D_{cp} + (0,06 \div 0,08) D_{cp} p_2, \quad (43)$$

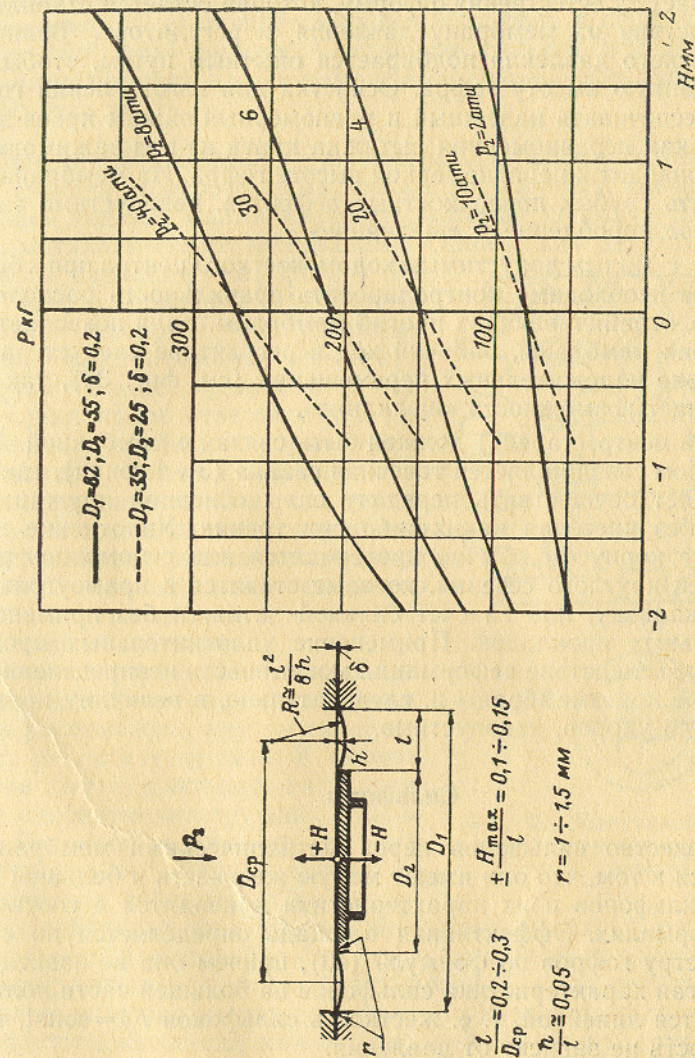
где K_M — жесткость в *кГ/мм*;

D_{cp} , l , δ , r — размеры мембраны в *мм*;

p_2 — давление, действующее на мембрану¹, в *ати*.

В этой формуле первый член выражает собственную жесткость мембраны, т. е. жесткость при отсутствии давления. Его роль в общей жесткости, как правило, невелика и поэтому он ориентировочно оценен из рассмотрения изгиба балки, имеющей длину $l+r$, ширину πD_{cp} и толщину δ . Второй член выражает фиктивную жесткость, связанную с изменением эффективной площади мембраны при перемещении жесткого центра, поэтому в него входит давление p_2 ; коэффициент 0,06÷0,08 определен по экспериментальным данным. Любопытно отметить, что при указанных на фиг. 38 размерах гофра такое же значение коэффициента получается из формулы (42) для мягких мембран. Но жесткость металлических мембран, конечно, не может быть уменьшена путем увеличения высоты

¹ Если мембрана нагружена перепадом давлений, то в формулу следует подставлять номинальное значение перепада в *кГ/см²*.



Фиг. 38. Геометрические элементы и характеристики стальных мембран.

гофра h , так как это приведет к резкому увеличению собственной жесткости.

Гофр на металлических мембранах может быть получен штамповкой или гидравлическим давлением. Гидравлический способ обеспечивает лучшее качество, так как под действием давления гофр получает ту естественную форму, которая остается стабильной при воздействии на мембрану давления в регуляторе. Величина гидравлического давления подбирается опытным путем, чтобы получить заданную высоту гофра. Оснастка для изготовления гофра должна обеспечивать надежный и равномерный зажим краев заготовки, так как неравномерная вытяжка краев из-под зажимающих фланцев приводит к неравномерной высоте гофра. На мембранах не должно быть грубых поверхностных дефектов, недопустимо также значительное коробление и «щелкание».

В связи с малым допустимым ходом жесткого центра при сборке регуляторов необходимо контролировать правильное расположение упоров, ограничивающих прогиб мембраны. Если позволяет характеристика мембраны, рабочий ход в регуляторе следует располагать в зоне положительных перемещений (см. фиг. 38), так как это уменьшает возможность «щелкания».

Жесткий центр (тарель) должен быть связан с мембраной. Лучшим способом связи является точечная сварка (3—4 точки), так как это позволяет осуществить передачу силы основной пружины на мембрану без внесения каких-либо сил трения. Уплотнение края мембраны с корпусом обычно производится или с помощью резиновых колец круглого сечения, которые ставятся в прямоугольную торцовую канавку, или за счет сильной затяжки без применения уплотнительных прокладок. Применение уплотнительных прокладок, которые вследствие деформации могут внести неопределенность в положение края мембраны и, следовательно, в величину прогиба мембраны до упоров, недопустимо.

Сильфоны

Преимущество сильфонов перед металлическими мембранами заключается в том, что они имеют малую жесткость и большой ход. Размеры сильфонов и их характеристики приводятся в соответствующих нормалах. Эффективная площадь определяется по среднему диаметру гофров по формуле (40), причем она не зависит от хода. Упругая характеристика сильфонов на большей части полного хода является линейной, т. е. жесткость сильфонов $K_c = \text{const}$, причем жесткость не зависит от давления.

Сильфоны изготавливаются из бронзы, латуни (полутонпака) и нержавеющей стали. Наиболее стабильными упругими характеристиками обладают сильфоны из бериллиевой бронзы. Бронзовые и полутонпаковые сильфоны применяются при температурах до $+150^\circ\text{C}$. При более высоких температурах применяются стальные

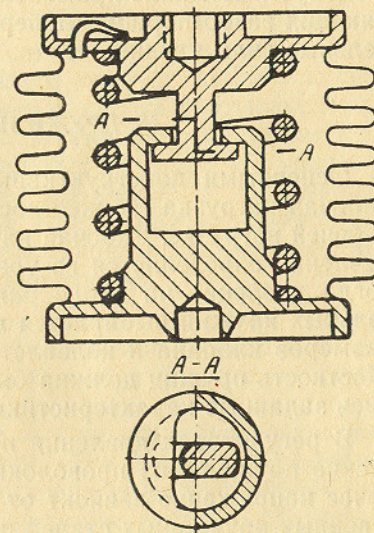
сильфоны. Кроме того, стальные сильфоны более прочны, т. е. могут применяться при более высоких давлениях.

Сильфоны могут работать под действием как наружного, так и внутреннего давления. Наружное давление является предпочтительным, так как при этом сильфон имеет большую продольную устойчивость. Рекомендуется работа сильфона в основном на сжатие от свободной высоты. Соединение сильфонов с крышками и фланцами производится с помощью роликовой короткоимпульсной сварки или пайки.

Применение сильфонов в регуляторах избыточного давления следует считать целесообразным лишь в тех случаях, когда требуется большой ход или малая жесткость, которые не могут быть обеспечены металлическими мембранами. Однако для регуляторов абсолютного давления (см. фиг. 4, 21, 22) вакуумированные сильфонные коробки являются единственным видом чувствительного элемента. Вакуумирование производится через капиллярное отверстие или капиллярную трубку, которые после окончания процесса запаиваются или завариваются. Контроль герметичности производится сравнением упругих характеристик сильфонной коробки, снятых непосредственно после вакуумирования и через 10—15 дней после этого.

В регуляторах абсолютного давления основная пружина может быть расположена внутри сильфона (фиг. 39) или снаружи. В первом случае регулировочный винт сжимает одновременно пружину и сильфон. Распологать пружину снаружи нерационально с точки зрения использования габарита. При одинаковых габаритах узла эффективная площадь сильфона с внутренней пружиной всегда больше, чем с наружной пружиной, поэтому характеристики регулятора будут лучше. Так как регуляторы абсолютного давления имеют сравнительно низкое выходное давление, то практически всегда можно подобрать пружину, которая размещается внутри сильфона.

Вакуумированные сильфонные коробки в большинстве случаев выполняются с замковыми устройствами (см. фиг. 39), предохраняющими сильфоны от сжатия сверх допустимых пределов атмосферным давлением или от растяжения внутренней пружины.



Фиг. 39. Вакуумированная сильфонная коробка с пружиной и замком.

Поршни

В плунжерных регуляторах, сконструированных по фиг. 19, плунжер с клапаном выполняет функции регулирующего органа, чувствительного элемента и связи между ними. Площадью чувствительного элемента является сечение плунжера (поршня):

$$F = \frac{\pi}{4} d_1^2.$$

Данный вид чувствительного элемента не имеет, естественно, жесткости, а ход его может быть любым. Диаметр плунжера должен быть не менее 14–20 мм, так как при малой площади чувствительного элемента сильно расширяется зона нечувствительности. Недопустимо также применение манжет и других устройств, уплотняющих зазор поршня от перетекания газа, которые вносят значительные силы трения.

18. ПРУЖИНЫ И ПРУЖИННЫЕ УЗЛЫ

Основными конструктивными параметрами пружин являются: рабочая нагрузка P_2 , жесткость K и напряжение материала τ_2 при рабочей нагрузке. Рабочая нагрузка основных пружин регуляторов давления определяется из уравнений равновесия сил для момента, когда давление на входе равно p_1^0 . Рабочая нагрузка вспомогательных пружин выбирается в зависимости от схемы регулятора и размеров клапана и колеблется обычно в пределах от 3 до 15 кг. Жесткость пружин должна быть подобрана так, чтобы обеспечивались заданные характеристики регулятора.

В регуляторах давления применяются, как правило, цилиндрические пружины из проволоки круглого сечения. Допускаемое рабочее напряжение зависит от марки материала и для высококачественных пружинных сталей принимается обычно $\tau_2 = (0,3 \div 0,35) \sigma_B$. При этом напряжении пружины сохраняют стабильность своих характеристик и не ограничивают работоспособность регуляторов по времени.

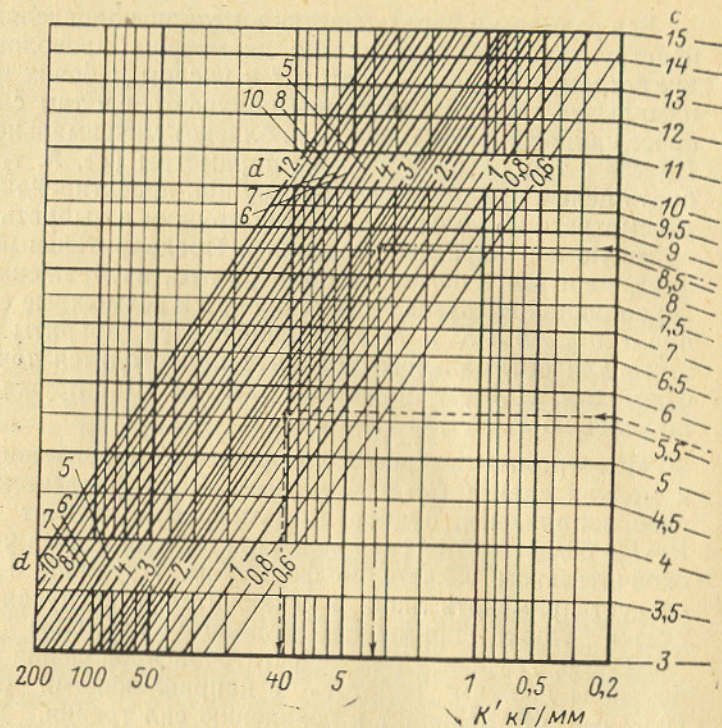
При малых диаметрах (до 3–4 мм) применяется проволока из углеродистой стали по ГОСТ 9389–60, механические свойства которой зависят от диаметра. При больших диаметрах применяются легированные стали по ГОСТ 1769–53, например, 65С2ВА ($\sigma_B \geq 190$ кг/мм², $\tau_2 = 55 \div 65$ кг/мм²), 60С2А ($\sigma_B \geq 160$ кг/мм², $\tau_2 = 50 \div 55$ кг/мм²) и др. Эти стали могут применяться при температурах до $+(150 \div 180)^\circ\text{C}$, причем рабочее напряжение при максимальной температуре должно быть снижено по сравнению с нормальными условиями на 20–25%. При более высоких температурах применяются специальные марки сталей, например, ЭИ702 (до $+350^\circ\text{C}$) и др.

Все размеры и характеристики пружины определяются четырьмя конструктивными величинами: диаметром проволоки d , средним диаметром пружины D , шагом t и числом рабочих витков n . Минимальные габариты пружины получаются в том случае, если рабочее напряжение τ_2 равно (или близко) максимально допустимому. Вместе с тем на одни и те же параметры (P_2 , K , τ_2) можно подобрать целый ряд пружин. Поэтому при проектировании необходимо рассмотреть несколько вариантов пружин и выбрать наиболее подходящую к конкретным условиям. Предварительный выбор может производиться с помощью номограммы, изображенной на фиг. 40. По заданной нагрузке P_2 определяются возможные сочетания величин d , $c = D/d$ и K' и по ним оцениваются габариты пружин. После этого для оптимального варианта производится точный расчет по формулам, которые приведены там же. Шаг пружины выбирается по условию $P_3 = (1,3 \div 1,5) P_2$.

Номограмма построена для рабочего напряжения $\tau_2 = 60$ кг/мм² и модуля сдвига $G = 8000$ кг/мм². Если фактически допускается иное напряжение, подбор по номограмме следует вести по силе $P = P_2 \cdot 60/\tau_2$; фактическая величина модуля сдвига учитывается при окончательном расчете по формулам. Пружины с индексом $c < 4$ следует применять лишь в исключительных случаях. Не рекомендуется также применять длинные пружины с отношением $H_0/D > 2,5$, так как у них недостаточна продольная устойчивость, и пружины должны работать с направляющими стержнями или гильзами, что приводит к появлению сил трения.

При разработке пружинных узлов особое внимание должно быть обращено на то, чтобы пружины (в особенности основная пружина) не создавали больших боковых усилий в подвижных парах. Для уменьшения боковых сил необходимо выдерживать перпендикулярность торцов пружины к ее оси, а концы крайних нерабочих витков подгибать вплотную к рабочим. Для полного устранения боковых сил пружины должны устанавливаться на шарнирных опорах (фиг. 41), позволяющих торцам пружины занять необходимое положение, причем по наружному и внутреннему диаметру пружина не должна касаться других элементов конструкции. В этом случае линия, по которой действует сила пружины, проходит через шарнирные опоры, т. е. направлена по оси подвижных деталей. Детали шарнирных опор должны иметь повышенную твердость, чтобы не происходило смятия поверхностей. В регуляторах абсолютного давления при постановке пружины внутри сильфона шарнирное закрепление должен иметь сам сильфон.

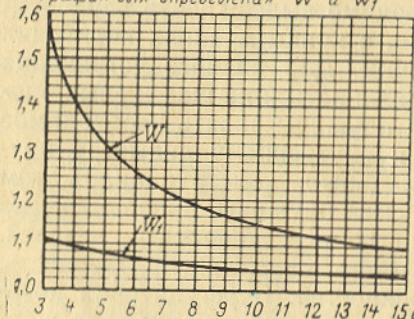
Основные пружины даже большой силы могут ставиться без шарнирных опор в регуляторах с металлическими мембранами, так как мембрана воспринимает боковые силы, не создавая сил трения. Без шарнирных опор часто ставятся также вспомогательные пружины, которые имеют сравнительно небольшую силу и поэтому не могут создать больших боковых сил.



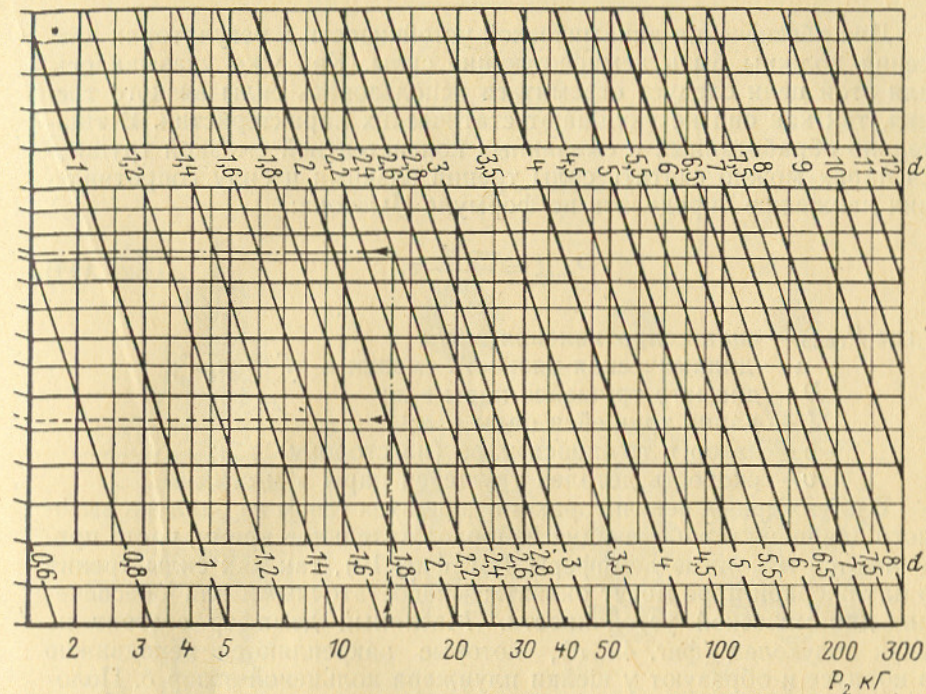
Фиг. 40. Номограмма для под
 $G = 8000$

Условные обозначения

График для определения W и W_1



d — диаметр проволоки в мм;
 D — средний диаметр пружины в мм;
 t — шаг в мм;
 n — число рабочих витков;
 G — модуль сдвига в $\kappa\Gamma/\text{мм}^2$;
 $C = \frac{D}{d}$ — индекс пружины;
 $W = \frac{C - 0,25}{C - 1} + \frac{0,650}{C}$ — коэффициент;
 $W_1 = 1 + \frac{1}{2C} - \frac{1}{2C^2}$ — коэффициент;
 P_2 — рабочая нагрузка в $\kappa\Gamma$;
 $\tau_2 = \frac{8CW}{\pi d^2} P_2$ — рабочее напряжение в $\kappa\Gamma/\text{мм}^2$;



бора пружин ($\tau_2 = 60 \kappa\Gamma/\text{мм}^2$,
 $\kappa\Gamma/\text{мм}^2$).

и формулы для расчета

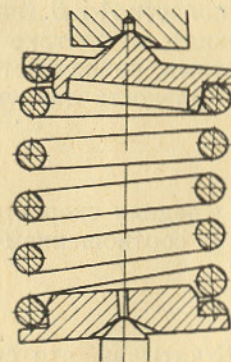
$$K' = \frac{Gd^4}{8D^3W_1} \text{ — жесткость одного витка в } \kappa\Gamma/\text{мм};$$

$$K = \frac{K'}{n} \text{ — жесткость пружины в } \kappa\Gamma/\text{мм};$$

$$\left. \begin{aligned} H_3 &= (n + 1,5)d \text{ — высота пружины в мм;} \\ F_3 &= (t - d)n \text{ — сжатие пружины в мм;} \\ P_3 &= KF_3 \text{ — нагрузка в } \kappa\Gamma. \end{aligned} \right\} \text{ при соприкосновении витков}$$

$$\tau_2 = \tau_1 \frac{P_3}{P_2} \text{ — напряжение в } \kappa\Gamma/\text{мм}^2;$$

$$\left. \begin{aligned} H_0 &= H_3 + F_3 \text{ — свободная высота пружины в мм;} \\ F_2 &= \frac{P_2}{K} \text{ — сжатие пружины в мм;} \\ H_2 &= H_0 - F_2 \text{ — высота пружины в мм.} \end{aligned} \right\} \text{ при рабочей нагрузке}$$



Фиг. 41. Постановка пружины на шарнирные опоры.

19. ДЕМПФИРУЮЩИЕ УСТРОЙСТВА

Для обеспечения динамической устойчивости в регуляторах давления должны быть демпфирующие силы. Как уже указывалось, для этой цели следует стремиться использовать силы вязкого трения, так как они не ухудшают статических характеристик. В тщательно обработанных и смазанных консистентной смазкой трущихся парах можно считать силы трения вязкими и силу сопротивления движению определять по формуле Ньютона:

$$P_{\text{сопр}} = \frac{\mu \pi D L}{\delta} v, \quad (44)$$

где $P_{\text{сопр}}$ — сила сопротивления в кГ;

μ — динамическая вязкость смазки в кГ·сек/м²;

D — диаметр трущейся пары в м;

L — длина трущейся пары в м;

δ — зазор в трущейся паре (на сторону) в м;

v — скорость деталей трущейся пары в м/сек.

В плунжерных регуляторах, питающихся газом из баллона высокого давления и работающих непродолжительное время, часто применяются масляные демпферы (см. фиг. 19), так как силы трения в плунжерной паре могут оказаться недостаточными для обеспечения динамической устойчивости. Масляный демпфер состоит из двух полуколец (фиг. 42, а), которые закрепляются неподвижно в корпусе и образуют у шейки плунжера кольцевой зазор δ . Полости А и Б при сборке заполняются смазкой, причем не должно оставаться воздушных пузырей. Возможные при работе регулятора утечки смазки по зазору между корпусом и плунжером восполняются подачей смазки из мультипликатора.

При движении плунжера смазка по зазору δ передавливается из полости А в Б (или наоборот в зависимости от направления движения), вследствие чего возникает разность давлений между полостями, равная потерям давления при движении смазки в зазоре. Эта разность давлений создает силу сопротивления

$$P_{\text{сопр}} = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \Delta p_{\text{см}}.$$

Средняя скорость смазки в зазоре связана со скоростью плунжера соотношением

$$v_{\text{см}} = \frac{D^2 - d^2}{4d\delta} v.$$

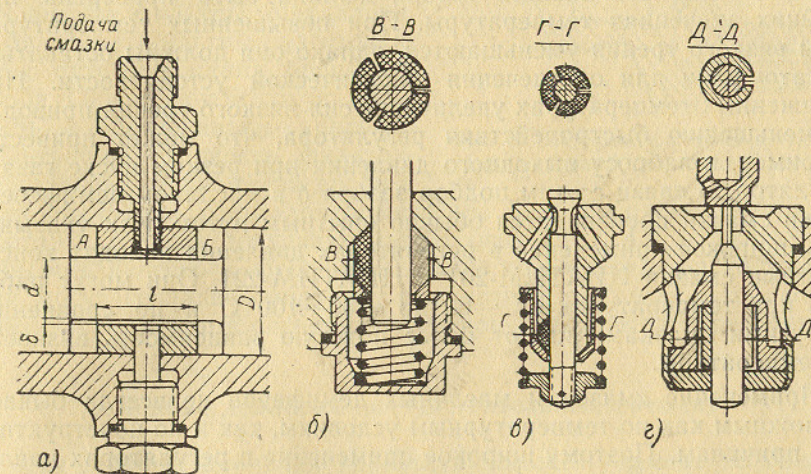
Учитывая, что скорость смазки значительно больше скорости плунжера, потери давления смазки можно определить по формуле потерь для кольцевого сечения с неподвижными стенками. Для ламинарного потока имеем¹

¹ Н. З. Френкель, Гидравлика, Госэнергоиздат, 1956.

$$\Delta p_{\text{см}} = \frac{8\mu l v_{\text{см}}}{r_2^2 + r_1^2 - \frac{r_2^2 - r_1^2}{\ln \frac{r_2}{r_1}}},$$

где

$$r_1 = \frac{d}{2}, \quad r_2 = \frac{d}{2} + \delta.$$



Фиг. 42. Демпфирующие устройства.

а — масляный демпфер на плунжере; б — разрезная графитовая втулка на штоке клапана; в — разрезная металлокерамическая втулка на штоке клапана; г — разрезная упругая втулка на толкателе.

Так как для масляных демпферов $\delta \ll d$, т. е. $r_2/r_1 \cong 1$, то

$$\frac{r_2^2 - r_1^2}{\ln \frac{r_2}{r_1}} \cong r_1^2 \lim_{\frac{r_2}{r_1} \rightarrow 1} \frac{\left(\frac{r_2}{r_1}\right)^2 - 1}{\ln \frac{r_2}{r_1}} = 2r_1^2,$$

$$\Delta p_{\text{см}} \cong \frac{8\mu l}{d\delta} v_{\text{см}} = \frac{2\mu l (D^2 - d^2)}{d^2 \delta^2} v,$$

$$P_{\text{сопр}} = \frac{\pi \mu D^2 l}{2\delta^2} \left[\frac{1 - \left(\frac{d}{D}\right)^2}{\frac{d}{D}} \right]^2 v, \quad (45)$$

где $P_{\text{сопр}}$ — сила сопротивления в кГ;

μ — динамическая вязкость смазки в кГ·сек/м²;

D — диаметр плунжера в m ;
 d — диаметр шейки плунжера в m ;
 δ — зазор в m ;
 l — длина зазора в m ;
 v — скорость плунжера в $m/сек$.

Вязкость смазок зависит от температуры и давления. Поэтому в процессе опытной отработки регуляторов эффективность демпфирующих элементов вязкого трения должна быть проверена при крайних значениях температуры. При повышенных температурах силы вязкого трения уменьшаются, однако они должны оставаться достаточными для обеспечения динамической устойчивости. При пониженных температурах увеличение сил вязкого трения приводит к уменьшению быстродействия регулятора, что может привести, например, к забросу выходного давления при резком пуске газа в регулятор. В связи с этим подбор зазора δ в масляном демпфере и марки смазки производится обычно опытным путем. Как указывалось, широкое применение в регуляторах давления находят консистентные смазки ЦИАТИМ-201 и ЦИАТИМ-221. Они могут работать при температурах от -60 до $+60$ — $100^\circ C$ и по сравнению с другими смазками имеют более пологую зависимость вязкости от температуры.

Применение смазок и масляных демпферов не всегда бывает возможным как по температурным условиям, так и по конструктивным причинам. Поэтому широкое применение в регуляторах давления находят также демпфирующие устройства, действие которых основано на сухом (или полусухом) трении. Их конструкция может быть очень разнообразной (фиг. 42, б, в, г) и выбирается в зависимости от конструкции других элементов регулятора. Величина тормозного усилия зависит от силы пружины и подбирается опытным путем. Следует учитывать, что увеличение тормозного усилия расширяет зону нечувствительности, т. е. ухудшает статические характеристики регулятора. Тормозные втулки, изображенные на фиг. 42, б, часто изготавливаются из графита, так как он обеспечивает более стабильный и плавный характер трения, чем металлические втулки. Кроме того, он хорошо работает при повышенных температурах. Его недостатком является лишь малая механическая прочность.

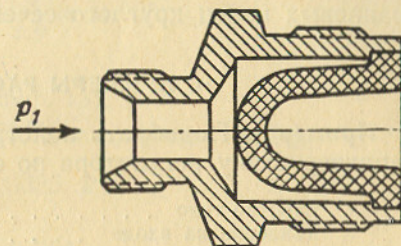
20. ДРУГИЕ ЭЛЕМЕНТЫ

Фильтры

Наиболее частой причиной нарушения нормальной работы регуляторов давления является засорение внутренних полостей и попадание влаги, вследствие чего может произойти образование льда в зоне дросселирующего сечения, а при пониженных температурах — и в подвижных парах. Влага вызывает также коррозию деталей.

В связи с этим газы, на которых работают регуляторы, должны быть очищены от механических примесей и масла, а в случае необходимости и просушены. Однако для предохранения от случайных засорений у многих регуляторов, в особенности у регуляторов на малые расходы, во входном штуцере устанавливаются фильтры.

Наиболее широкое применение имеют сетчатые и металлокерамические фильтры. Металлокерамические фильтры изготавливаются путем спекания бронзовой дробин. Они имеют высокую прочность и обеспечивают хорошую фильтрацию. Тонкость фильтрации зависит от диаметра дробин и толщины стенки. Металлокерамические фильтры очень удобны для монтажа, так как допускают запрессовку (фиг. 43) и другие способы механического крепления. Однако при больших расходах газа они могут создавать значительные потери давления, что необходимо учитывать при расчете дросселирующего сечения регулятора.



Фиг. 43. Металлокерамический фильтр, запрессованный во входной штуцер.

Подвод давления на чувствительный элемент

При подводе давления на чувствительный элемент по сверлениям или трубкам (см. фиг. 18, 21, 24) необходимо обеспечить, чтобы давление в полости чувствительного элемента соответствовало давлению в выходной полости регулятора. Место забора давления должно быть удалено от дросселирующего сечения, так как вблизи него еще идет процесс расширения газа и давление в этой зоне может существенно отличаться от выходного давления регулятора. Кроме того, в этой зоне возможны завихрения и пульсации давления, которые могут ухудшить динамическую устойчивость.

Если по зазору между плунжером и корпусом имеется перетекание газа из полости высокого давления в полость чувствительного элемента (см. фиг. 24), то сечение трубки (или сверления) должно быть выбрано так, чтобы эти утечки выходили в полость низкого давления, не создавая в трубке больших потерь давления. В противном случае давление в полости чувствительного элемента будет значительно отличаться от выходного давления, что нарушит нормальную работу регулятора.

В регуляторах с двухседельными клапанами (см. фиг. 21) полость чувствительного элемента обычно сообщается с выходной полостью с помощью нескольких отверстий, что устраняет возмущающее воздействие завихрений, возникающих за дросселирующим сечением, и повышает динамическую устойчивость регуляторов.

Уплотнение разъемных соединений

Уплотнение разъемных соединений в большинстве случаев производится с помощью алюминиевых уплотнительных колец или резиновых колец круглого сечения¹.

21. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА РЕГУЛЯТОРОВ

Пример 1. Подобрать конструктивные параметры и рассчитать характеристику регулятора по следующим данным:

рабочее тело	воздух
давление на входе	$p_1^0 = 200 \text{ ата}$
	$p_{1 \text{ min}} = 20 \text{ ата}$
давление на выходе:	
при работе на сопло $S_2 = 5 \text{ мм}^2$	$p_2 = 4 \pm 0,5 \text{ ата}$
при нулевом расходе	$p_2 \leq 5,5 \text{ ата}$
(при нулевом расходе допускается сброс утечек в окружающую атмосферу)	
температура окружающей среды	$t_{\text{окр}} = \pm 50^\circ \text{C}$

Решение.

1. Принимаем расчетную температуру $T_1 = T_2 = 273^\circ \text{K}$. Характеристику регулятора рассчитываем для земных условий, т. е. $P_H = 1 \text{ ата}$ и $P_{2 \text{ ном}} = 5 \text{ ата}$. Коэффициенты A_1 и A_2 определяем по фиг. 8.

2. Определяем потребные проходные сечения по формулам (9) и (20):

$$S_{1 \text{ max}} = 5 \cdot \frac{5}{20} \cdot \frac{0,396}{0,396} = 1,25 \text{ мм}^2;$$

$$S_1^0 = 5 \cdot \frac{5}{200} \cdot \frac{0,396}{0,396} = 0,125 \text{ мм}^2.$$

При $S_{1 \text{ max}} = 1,25 \text{ мм}^2$ диаметр седла следует выбрать в пределах $d = 1,6 \div 3 \text{ мм}$ ($m_{\text{max}} = 0,62 \div 0,18$), т. е. должна быть применена схема с неуравновешенным клапаном. Так как при нулевом расходе допускается сброс утечек в окружающую атмосферу, применяем схему с неуравновешенным клапаном обратного хода, а для сброса утечек используем дренажный клапан (см. фиг. 30). Для уменьшения утечек при нулевом расходе применяем в регуляторе конический клапан (см. фиг. 12, з). В качестве чувствительного элемента используем металлическую мембрану.

¹ Уплотнения с помощью резиновых колец подробно рассматриваются в книге Т. М. Башта «Расчеты и конструкции самолетных гидравлических устройств», Оборонгиз, 1961.

3. Задаемся размерами клапана:

$$\begin{aligned} d &= 2,5 \text{ мм}; & f &= \frac{\pi}{4} d^2 = \frac{3,14}{4} \cdot 0,25^2 = 0,049 \text{ см}^2; \\ d' &= 1,7 \text{ мм}; \\ \beta &= 60^\circ; & m_{\text{max}} &= \frac{S_{1 \text{ max}}}{\frac{\pi}{4} d^2} = \frac{1,25}{4,9} = 0,255; \\ H_{\text{кл}} &= 1 \text{ мм}; \end{aligned}$$

$$\epsilon = 0,95 \text{ (см. фиг. 13);}$$

$$S_1 = 0,95 \cdot 3,14 \cdot 2,5 \cdot 0,5H = 3,73H \text{ [см. формулу (13)];}$$

$$H^0 = \frac{0,125}{3,73} = 0,0335 \text{ мм};$$

$$H_{\text{max}} = \frac{1,25}{3,73} = 0,335 \text{ мм}.$$

Проверяем выполнение неравенства (10):

$$\frac{\pi}{4} (d^2 - d'^2) = \frac{3,14}{4} (2,5^2 - 1,7^2) \cong 2,6 \text{ мм}^2;$$

$$S_{1 \text{ max}} < 2,6 \text{ мм}^2.$$

Определяем сечение под клапаном при полном открытии

$$S = 3,73 \cdot 1 \cong 3,7 \text{ мм}^2.$$

В данном случае лимитирующим сечением является сечение в самом седле, т. е.

$$S_{\text{per}} = 2,6 \text{ мм}^2;$$

$$\frac{S_{\text{per}}}{S_{1 \text{ max}}} = \frac{2,6}{1,25} = 2,1.$$

4. Задаемся силой вспомогательной пружины $P_{\text{вспр}} = 4 \div 5 \text{ кг}$ и подбираем пружину (углеродистая сталь, $\sigma_B \geq 185 \text{ кг/мм}^2$, $\tau_2 \leq 60 \text{ кг/мм}^2$, $G = 7800 \text{ кг/мм}^2$):

$d = 1,4 \text{ мм};$	$K = 1,02 \text{ кг/мм};$	При закрытом клапане:
$D = 8,6 \text{ мм};$	$H_0 = 18,6 \text{ мм};$	$H_2 = 14 \text{ мм};$
$t = 3 \text{ мм};$	$P_3 = 8,9 \text{ кг};$	$P_2 = 4,7 \text{ кг};$
$n = 5;$	$\tau_3 = 89 \text{ кг/мм}^2;$	$\tau_2 = 47 \text{ кг/мм}^2.$

5. Задаемся размерами мембраны (см. фиг. 38) и определяем ее параметры:

$$D_1 = 57 \text{ мм}; \quad D_{\text{ср}} = \frac{57 + 33}{2} = 45 \text{ мм}; \quad l = \frac{57 - 33}{2} = 12 \text{ мм};$$

$$D_2 = 33 \text{ мм}; \quad \frac{l}{D_{\text{ср}}} = 0,27;$$

$$\delta = 0,2 \text{ мм}; \quad F = \frac{3,14}{4} 4,5^2 = 15,9 \text{ см}^2 \text{ [см. формулу (40)];}$$

$$r = 1 \text{ мм}; \quad K_m \cong 0,015 \left(\frac{100 \cdot 0,2}{12 + 1} \right)^3 45 + 0,08 \cdot 45 \cdot 4 = 17 \text{ кг/мм}$$

$$\text{[см. формулу (43)];}$$

$$H_{\text{max}} \cong \pm 0,15l = \pm 1,8 \text{ мм}.$$

В данном случае ход мембраны может быть ограничен в конструкции упорами $H_{\max} = \pm 1$ мм, так как этого вполне достаточно для нормальной работы регулятора.

6. По формуле (15) определяем нагрузку основной пружины для момента, когда $p_1 = p_1^0 = 200$ ата. При этом упругой силой мембраны пренебрегаем и принимаем $P_{\text{вс. пр}} = 4,7$ кГ и $p_2^0 \approx 4$ ати.

$$P_{\text{пр}} = 4 \cdot 15,9 + (199 - 4) 0,049 + 4,7 = 78 \text{ кГ}.$$

Подбираем пружину, задавшись наружным диаметром 40÷45 мм и жесткостью ~ 10 кГ/мм (сталь 60С2А, $\sigma_B \geq 160$ кГ/мм², $\tau_2 \leq 55$ кГ/мм², $G = 8000$ кГ/мм²):

$$\begin{aligned} d &= 6 \text{ мм}; & K &= 8,7 \text{ кГ/мм}; & P_2 &= 78 \text{ кГ}; \\ D &= 36 \text{ мм}; & H_0 &= 45 \text{ мм}; & \tau_2 &= 41,5 \text{ кГ/мм}^2; \\ t &= 12 \text{ мм}; & P_3 &= 157 \text{ кГ}; & H_2 &= 36 \text{ мм}. \\ n &= 3; & \tau_3 &= 83 \text{ кГ/мм}^2; \end{aligned}$$

7. Рассчитываем характеристику регулятора:

$$K = K_{\text{пр}} + K_{\text{м}} + K_{\text{вс. пр}} = 8,7 + 17 + 1,02 \approx 26,7 \text{ кГ/мм};$$

$$KH^0 = 26,7 \cdot 0,0335 = 0,89 \text{ кГ};$$

$$\Delta p_2 = \frac{(200 - p_1) \cdot 0,049 - 0,89 \left(\frac{200}{p_1} - 1 \right)}{15,9} \text{ [см. формулу (25)];}$$

Вычисления сводим в табл. 1 (графы 1÷8). По данным графы 7 принимаем $p_2^0 = 3,85$ ати.

Таблица 1

p_1 ата	$200 - p_1$ ат	$0,049 \times [2]$ кГ	$\frac{200}{p_1} - 1$	$0,89 \times [4]$ кГ	$(3) - [5]$ кГ	$S_2 = 5 \text{ мм}^2$		$S_2 \rightarrow 0$	
						$\Delta p_2 = \frac{[6]}{15,9}$ ат	p_2 ати	$\Delta p_2 = \frac{[3]}{15,9}$ ат	p_2 ати
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
200	0	0	0	0	0	0	3,85	0	3,91
150	50	2,5	0,33	0,3	2,2	0,14	3,99	0,16	4,07
100	100	4,9	1	0,9	4,0	0,25	4,10	0,31	4,22
50	150	7,4	3	2,7	4,7	0,30	4,15	0,47	4,38
20	180	8,8	9	8,0	0,8	0,05	3,90	0,55	4,46

8. Рассчитаем также характеристику регулятора при $S_2 \rightarrow 0$, т. е. при $H^0 = 0$. Пренебрегая реактивной силой, находим

$$\Delta p_2^0 = \frac{KH^0}{F} = \frac{26,7 \cdot 0,0335}{15,9} = 0,06 \text{ ат [см. формулу (34)];}$$

$$P_2^0 = 3,85 + 0,06 = 3,91 \text{ ати};$$

$$\Delta p_2 = \frac{(200 - p_1) 0,049}{15,9} \text{ [см. формулу (25)].}$$

Вычисления сведены в табл. 1 (графы 9, 10).

9. Задаемся размерами дренажного клапана (см. фиг. 30):

$$d_{\text{др. кл}} = 1,5 \text{ мм}; \quad \beta = 60^\circ; \quad f_{\text{др. кл}} = \frac{\pi}{4} d_{\text{др. кл}}^2 = 0,018 \text{ см}^2.$$

10. Учитывая необходимость выполнения условия $p_{2\text{ном}} f_{\text{др. кл}} < P_{\text{пр. др. кл}} < P_{\text{вс. пр.}}$, задаемся силой пружины дренажного клапана $P_{\text{пр. др. кл}} = 1 \div 1,5$ кГ и подбираем ее размеры (углеродистая сталь, $\tau_2 \leq 60$ кГ/мм²):

$$\begin{aligned} d &= 0,8 \text{ мм}; & K &= 0,17 \text{ кГ/мм}; & \text{При закрытом клапане:} \\ D &= 7,2 \text{ мм}; & H_0 &= 16,2 \text{ мм}; & H_2 &= 9 \text{ мм}; \\ t &= 2,8 \text{ мм}; & P_3 &= 2,04 \text{ кГ}; & P_2 &= 1,2 \text{ кГ}; \\ n &= 6; & \tau_3 &= 85 \text{ кГ/мм}^2; & \tau_2 &= 50 \text{ кГ/мм}^2. \end{aligned}$$

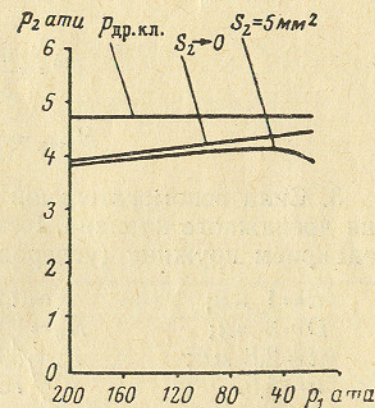
11. По формуле (36) определяем давление открытия дренажного клапана:

$$\begin{aligned} p_{\text{др. кл}} &\approx 3,85 + \frac{0,89}{15,9} + \frac{200 \cdot 0,049 + 4,7 - 1,2}{15,9} = \\ &= 3,85 + 0,06 + 0,84 = 4,75 \text{ ати}. \end{aligned}$$

12. Характеристики регулятора изображены на фиг. 44. При работе с расходом расчетная характеристика укладывается в поле допуска 0,3 ат при 1 ат по заданию. При нулевом расходе также имеется запас 0,75 ат. Поэтому выбранные конструктивные параметры следует считать правильными.

Температурные погрешности регулятора могут быть оценены величиной $\sim 4\%$ на 100°C , т. е. при $t_{\text{окр}} = +50^\circ\text{C}$ все характеристики сместятся вниз на 0,8 ат, а при $t_{\text{окр}} = -50^\circ\text{C}$ — на 0,08 ат вверх.

Пример 2. Подобрать конструктивные параметры и рассчитать характеристику регулятора абсолютного давления по следующим данным:



Фиг. 44. Характеристика регулятора (к примеру 1).

рабочее тело воздух
давление на входе $p_1^0 = 12$ ата
 $p_{1\text{мин}} = 1,5$ ата
давление на выходе:
при работе на сопло $S_2 = 2 \text{ мм}^2$ $p_2 = 1 \pm 0,05$ ата
при нулевом расходе $p_2 \leq 1,3$ ата
(при нулевом расходе допускается сброс утечек в окружающую атмосферу)
температура окружающей среды $t_{\text{окр}} = \pm 50^\circ\text{C}$

Решение.

1. Расход воздуха через сопло зависит от окружающего атмосферного давления. Принимаем в расчете $p_H \leq 0,5 \text{ ата}$ и $T_{\text{max}} = 273^\circ \text{ К}$. Регулятор должен быть выполнен с чувствительным элементом в виде вакуумированного сильфона, причем при заданной температуре может быть использован бронзовый сильфон. Для сброса утечек при нулевом расходе применим дренажный клапан (см. фиг. 31).

2. Определяем потребные проходные сечения по формулам (9) и (20).

$$S_{1 \text{ max}} = 2 \frac{1}{1,5} \cdot \frac{0,396}{0,38} = 1,39 \text{ мм}^2;$$

$$S_1^0 = 2 \frac{1}{12} \cdot \frac{0,396}{0,396} = 0,17 \text{ мм}^2.$$

Используем клапан с теми же размерами, что и в предыдущем примере ($d=2,5 \text{ мм}$; $\beta=60^\circ$; $f=0,049 \text{ см}^2$, $H_{\text{кл}}=1 \text{ мм}$). Тогда

$$m_{\text{max}} = \frac{1,39}{4,9} = 0,284;$$

$$S_1 = 3,73 H;$$

$$H^0 = \frac{0,17}{3,73} = 0,045 \text{ мм};$$

$$H_{\text{max}} = \frac{1,39}{3,73} = 0,37 \text{ мм}.$$

3. Сила вспомогательной пружины влияет на давление открытия дренажного клапана. Поэтому задаемся здесь $P_{\text{вс. пр}} \cong 1,5 \text{ кг}$ и подбираем пружину (углеродистая сталь, $\tau_2 \leq 60 \text{ кг/мм}^2$):

$$\begin{array}{lll} d=1 \text{ мм}; & K=0,28 \text{ кг/мм}; & \text{При закрытом клапане:} \\ D=8 \text{ мм}; & H_0=19,7 \text{ мм}; & H_2=14 \text{ мм}; \\ t=2,8 \text{ мм}; & P_3=3,3 \text{ кг}; & P_2=1,6 \text{ кг}; \\ n=6,5. & \tau_3=76 \text{ кг/мм}^2. & \tau_2=38,5 \text{ кг/мм}^2. \end{array}$$

4. Выбираем бронзовый сильфон со следующими параметрами:

$$\begin{array}{ll} \text{наружный диаметр} & D_1=52 \text{ мм} \\ \text{внутренний диаметр} & D_2=33,5 \text{ мм} \\ \text{число гофр} & n=8 \\ \text{толщина стенки} & \delta=0,14 \text{ мм} \\ \text{свободная высота} & l=41 \text{ мм} \\ \text{полный ход на сжатие} & H_{\text{max}}=10 \text{ мм} \\ \text{допустимое рабочее давление} & p=4,5 \text{ атм} \\ \text{эффективная площадь} & F=14,4 \text{ см}^2 \\ \text{жесткость} & K_c \cong 0,3 \text{ кг/мм} \end{array}$$

5. По формуле (15) определяем нагрузку основной пружины, принимая при этом $p_2^0=1 \text{ ата}$, $P_{\text{вс. пр}}=1,6 \text{ кг}$ и $P_c=1,2 \text{ кг}$ (при закрытом клапане регулятора сильфон сжат на 4 мм):

$$P_{\text{пр}} = 1 \cdot 14,4 + (12-1)0,049 + 1,6 - 1,2 = 15,3 \text{ кг}.$$

Основную пружину ставим внутрь сильфона, поэтому ее высота при рабочей нагрузке должна быть $\sim 30 \text{ мм}$, а наружный диаметр не более $28-30 \text{ мм}$. Подбираем размеры пружины (углеродистая сталь, $\sigma_B \geq 165 \text{ кг/мм}^2$, $\tau_2 \leq 55 \text{ кг/мм}^2$):

$$\begin{array}{lll} d=3 \text{ мм}; & K=1,27 \text{ кг/мм}; & P_2=15,3 \text{ кг}; \\ D=25 \text{ мм}; & H^0=42,5 \text{ мм}; & \tau_2=43 \text{ кг/мм}^2; \\ t=9,5 \text{ мм}; & P_3=33 \text{ кг}; & H_2=30,5 \text{ мм}. \\ n=4; & \tau_3=91 \text{ кг/мм}^2; & \end{array}$$

6. Рассчитываем характеристику регулятора:

$$K = K_{\text{пр}} + K_c + K_{\text{вс. пр}} = 1,27 + 0,3 + 0,28 = 1,85 \text{ кг/мм};$$

$$KH^0 = 1,85 \cdot 0,045 = 0,083 \text{ кг}.$$

При работе на расходную шайбу $S_2=2 \text{ мм}^2$:

$$\Delta p_2 = \frac{(12-p_1)0,049 - 0,083 \left(\frac{12}{p_1} \alpha_1 - 1 \right)}{14,4} \quad [\text{см. формулу (25)}]$$

$$p_2^0 = 1 \text{ ата}.$$

При $S_2 \rightarrow 0$:

$$\Delta p_2^0 = \frac{KH^0}{F} = \frac{0,083}{14,4} = 0,006 \text{ ат};$$

$$p_2^0 = 1 + 0,006 = 1,006 \text{ ата} [\text{см. формулу (25)}];$$

$$\Delta p_2 = \frac{(12-p_1)0,049}{14,4}.$$

Результаты расчетов сведены в табл. 2.

Таблица 2

p_1 ата	$12-p_1$ ат	$0,049 \times [2]$ кг	$\frac{12}{p_1} \alpha_1 - 1$	$0,083 [\times 4]$ кг	$[3] - [5]$ кг	$S_2=2 \text{ мм}^2$		$S_2 \rightarrow 0$	
						$\Delta p_2 = \frac{[6]}{14,4}$ ат	p_2 ата	$\Delta p_2 = \frac{[3]}{14,4}$ ат	p_2 ата
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
12	0	0	0	0	0	0	0	0	1,006
10	2	0,10	0,2	0,02	0,08	0,006	1,006	0,007	1,013
8	4	0,20	0,5	0,04	0,16	0,011	1,011	0,014	1,020
6	6	0,29	1,0	0,08	0,21	0,015	1,015	0,020	1,026
4	8	0,39	2,0	0,17	0,22	0,015	1,015	0,027	1,033
2	10	0,49	5,0	0,42	0,07	0,005	1,005	0,034	1,040
1,5	10,5	0,52	7,7*	0,64	-0,12	-0,008	0,992	0,036	1,042

* ($\alpha_1=1,08$)

7. Задаемся размерами дренажного клапана (см. фиг. 31):

$$d_{\text{др. кл}}=2,5 \text{ мм}; \beta=60^\circ; f_{\text{др. кл}}=0,049 \text{ см}^2; P_{\text{пр. др. кл}}=0,5 \text{ кг}; \delta=0,3 \text{ мм};$$

По формуле (36') определяем давление открытия дренажного клапана, принимая рычаг равноплечим:

$$p_{др. кл} \cong 1 + \frac{0,083}{14,4} + \frac{12 \cdot 0,049 + 1,6}{14,4} + \frac{(0,3 + 1,27) 0,3 + 0,5}{14,4} = 1 + 0,006 + 0,152 + 0,067 = 1,23 \text{ ата.}$$

8. Характеристики регулятора изображены на фиг. 45. За счет изменения окружающей температуры характеристики регулятора будут смещаться примерно на $\pm 0,02 \text{ ат}$.

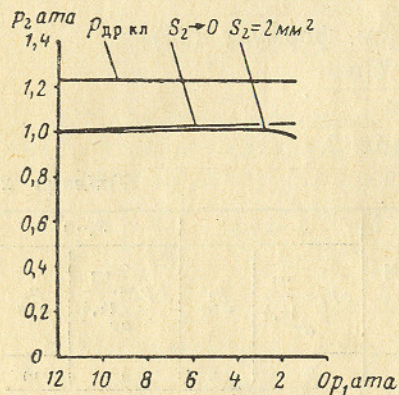
Пример 3. Подобрать конструктивные параметры и рассчитать характеристику регулятора по следующим данным:

рабочее тело	воздух
давление на входе	$p_1^0 = 350 \text{ ата}$
	$p_{1\min} = 25 \text{ ата}$
давление на выходе при работе на сопло	
$S_2 = 20 \text{ мм}^2$	$p_2 = 13 \pm 0,7 \text{ ати}$
температура окружающей среды	$t_{окр} = \pm 50^\circ \text{C}$

Решение.

1. Принимаем для расчета $T_1 = T_2 = 273^\circ \text{K}$; $p_H = 1 \text{ ата}$; $p_{2\text{ном}} = 14 \text{ ата}$. По формуле (9)

$$S_{1\max} = 20 \cdot \frac{14}{25} \cdot \frac{0,396}{0,395} = 11,2 \text{ мм}^2;$$



Фиг. 45. Характеристика регулятора (к примеру 2).

При таком сечении необходимо иметь седло $d = 5 \div 8 \text{ мм}$ ($m_{\max} = 0,57 \div 0,22$). Если применить схему с неуравновешенным клапаном обратного хода, то удовлетворительная характеристика не может быть получена вследствие очень большой неуравновешенной силы. При этих диаметрах не применяются также и плунжерные пары. Поэтому в данном случае целесообразно применить двухступенчатый регулятор (см. фиг. 23), обе ступени которого выполнить с неуравновешенными клапанами обратного хода и с металлическими мембранами. Так как режима нулевого

расхода здесь нет, то для уменьшения хода применим в обеих ступенях плоские клапаны (см. фиг. 12, в).

Введем следующие обозначения:

p_{1I} — давление на входе в I ступень;

p_{2I} — выходное давление I ступени;

p_{1II} — давление на входе во II ступень; ($p_{1II} = p_{2I}$),

p_{2II} — выходное давление II ступени.

Задаемся $p_{2\text{ном}} = 30 \text{ ати}$ и производим последовательный расчет I и II ступеней.

I ступень.

2. При входном давлении $p_{1\min} = 25 \text{ ата}$ I ступень будет находиться в положении полного открытия. Ее проходное сечение должно быть выбрано так, чтобы она не создавала больших потерь давления, так как они уменьшают входное давление II ступени. Характеристику I ступени будем рассчитывать до давления $p_{1I} = 50 \text{ ата}$, а для точки $p_{1\min} = 25 \text{ ата}$ произведем ориентировочную оценку потерь давления.

3. Задаемся размерами дросселирующего сечения:

$$d = 5,5 \text{ мм}; \quad f = \frac{\pi}{4} (d + \delta)^2 = \frac{3,14}{4} (0,55 + 0,03)^2 = 0,26 \text{ см}^2;$$

$$d' = 3 \text{ мм}; \quad S_1 = 3,14 \cdot 5,5H = 17,3H \text{ [см. формулу (11)];}$$

$$\delta = 0,3 \text{ мм}; \quad H_{кл} = 1,2 \text{ мм}; \quad S_1^0 = 20 \frac{14}{350} \cdot \frac{0,396}{0,396} = 0,8 \text{ мм}^2 \text{ [см. формулу (20)];}$$

$$H^0 = \frac{0,8}{17,3} = 0,046 \text{ мм.}$$

Сечение под клапаном при полном открытии составляет

$$S = 17,3 \cdot 1,2 = 20,8 \text{ мм}^2,$$

а сечение в самом седле

$$S = \frac{3,14}{4} (5,5^2 - 3^2) = 16,7 \text{ мм}^2,$$

т. е. за сечение регулятора в открытом положении следует принимать $S_{пер} = 16,7 \text{ мм}^2$. Применяя формулу (6) для момента, когда $p_{1I} = p_{1\min} = 25 \text{ ата}$, находим

$$A_1 = \frac{p_{2\text{ном}} S_2}{p_{1\min} S_{пер}} A_2 = \frac{14 \cdot 20}{25 \cdot 16,7} \cdot 0,396 = 0,265;$$

$$\frac{p_{1\min}}{p_{2I}} = 1,14 \text{ (см. фиг. 8);}$$

$$p_{2I} = \frac{25}{1,14} = 22 \text{ ата.}$$

Следовательно, потери давления в дросселирующем сечении I ступени составляют в этот момент $\sim 3 \text{ ат}$. Оценивая потери давления в фильтре и других сечениях I ступени в 2 ат , получим общие потери давления $\sim 5 \text{ ат}$ и давление на входе во вторую ступень $p_{1II\min} \cong 20 \text{ ата}$.

4. Подбираем вспомогательную пружину, задавшись величиной $P_{вспр} = 8 \div 10 \text{ кг}$ (углеродистая сталь, $\tau_2 \leq 60 \text{ кг/мм}^2$):

$$d = 1,8 \text{ мм};$$

$$D = 9,2 \text{ мм};$$

$$t = 3,1 \text{ мм};$$

$$n = 6;$$

$$K = 2,1 \text{ кг/мм};$$

$$H_0 = 21,3 \text{ мм};$$

$$P_3 = 16,2 \text{ кг};$$

$$\tau_3 = 86 \text{ кг/мм}^2.$$

При закрытом клапане:

$$H_2 = 17 \text{ мм};$$

$$P_2 = 9 \text{ кг};$$

$$\tau_2 = 48 \text{ кг/мм}^2.$$

5. Задаемся размерами мембраны (см. фиг. 38) и определяем ее параметры:

$$D_1 = 36 \text{ мм}; \quad D_{\text{ср}} = \frac{36 + 24}{2} = 30 \text{ мм}; \quad l = \frac{36 - 24}{2} = 6 \text{ мм}; \quad \frac{l}{D_{\text{ср}}} = 0,27;$$

$$D_2 = 24 \text{ мм};$$

$$\delta = 0,2 \text{ мм}; \quad F = \frac{3,14}{4} \cdot 3^2 = 7,1 \text{ см}^2 \text{ [см. формулу (40)]};$$

$$r = 1 \text{ мм}; \quad K_m \cong 0,015 \left(\frac{100 \cdot 0,2}{6 + 1} \right)^3 30 + 0,08 \cdot 30 \cdot 30 = 83 \text{ кг/мм} \text{ [см. формулу (43)]};$$

$$H_{\text{max}} = \pm 0,15l = \pm 0,9 \text{ мм, т. е. достаточно для получения } H_{\text{кл}} = 1,2 \text{ мм.}$$

6. По формуле (15) определяем нагрузку основной пружины, принимая $p_{21}^0 = 26 \text{ ати}$ и пренебрегая упругой силой мембраны:

$$P_{\text{пр}} = 26 \cdot 7,1 + (349 - 36) \cdot 0,26 + 9 = 252 \text{ кг}.$$

Подбираем основную пружину (сталь 65С2ВА, $\sigma_B \geq 190 \text{ кг/мм}^2$, $\tau_2 \leq 65 \text{ кг/мм}^2$; $G = 8000 \text{ кг/мм}^2$):

$$\begin{aligned} d &= 8 \text{ мм}; & K &= 29 \text{ кг/мм}; & P_2 &= 252 \text{ кг}; \\ D &= 32 \text{ мм}; & H_0 &= 58 \text{ мм}; & \tau_2 &= 56,5 \text{ кг/мм}^2; \\ t &= 11,5 \text{ мм}; & P_3 &= 406 \text{ кг}; & H_2 &\cong 49 \text{ мм}. \\ n &= 4; & \tau_3 &= 91 \text{ кг/мм}^2; \end{aligned}$$

7. Рассчитываем характеристику I ступени:

$$K = K_{\text{пр}} + K_m + K_{\text{вс. пр}} = 29 + 83 + 2,1 \cong 114 \text{ кг/мм};$$

$$KH^0 = 114 \cdot 0,046 = 5,33 \text{ кг};$$

$$\Delta p_{21} = \frac{(350 - p_{11}) \cdot 0,26 - 5,33 \left(\frac{350}{p_{11}} a_1 - 1 \right)}{7,1} \text{ [см. формулу (25)]};$$

$$p_{21}^0 = 26 \text{ ати.}$$

Результаты расчетов сведены в табл. 3.

Таблица 3

p_{11} ати	$350 - p_{11}$ ат	$0,26 \times [2]$ кг	$\frac{350}{p_{11}} a_1 - 1$	$5,33 \times [4]$ кг	$[3] - [5]$ кг	$\Delta p_{21} = \frac{[6]}{7,1}$ ат	p_{21} ати
1	2	3	4	5	6	7	8
350	0	0	0	0	0	0	26,0
300	50	13	0,17	0,9	12,1	1,7	27,7
250	100	26	0,40	2,1	23,9	3,4	29,4
200	150	39	0,75	4,0	35,0	4,9	30,9
150	200	52	1,33	7,1	44,9	6,3	32,3
100	250	65	2,50	13,3	51,7	7,3	33,3
50	300	78	6,07*	32,4	45,6	6,4	32,4
25							19

* ($a_1 = 1,01$)

II ступень.

8. Минимальное давление на входе во II ступень составляет 20 ата. Потребное сечение определяем по формуле (9):

$$S_{1\text{max}} = 20 \cdot \frac{14}{20} \cdot \frac{0,396}{0,37} = 15 \text{ мм}^2.$$

9. Задаемся размерами дросселирующего сечения:

$$\begin{aligned} d &= 8 \text{ мм}; & f &= \frac{\pi}{4} (d + \delta)^2 = \frac{3,14}{4} (0,8 + 0,03)^2 = 0,54 \text{ см}^2; \\ d' &= 3 \text{ мм}; \\ \delta &= 0,3 \text{ мм}; \end{aligned}$$

$$H_{\text{кл}} = 1,2 \text{ мм}; \quad m_{\text{max}} = \frac{S_{1\text{max}}}{\frac{\pi}{4} d^2} = \frac{15}{50,2} = 0,30;$$

$$S_1 = 3,14 \cdot 8H = 25,1H \text{ [см. формулу (11)]};$$

$$S_{\text{пер}} = 25,1 \cdot 1,2 = 30 \text{ мм}^2;$$

$$\frac{S_{\text{пер}}}{S_{1\text{max}}} = \frac{30}{15} = 2.$$

10. Во II ступени используем вспомогательную пружину I ступени.

11. Задаемся размерами мембраны и определяем ее параметры.

$$D_1 = 47 \text{ мм}; \quad D_{\text{ср}} = \frac{47 + 32}{2} = 39,5 \text{ мм}; \quad l = \frac{47 - 32}{2} = 7,5 \text{ мм}; \quad \frac{l}{D_{\text{ср}}} = 0,19;$$

$$D_2 = 32 \text{ мм}; \quad \delta = 0,2 \text{ мм}; \quad F = \frac{3,14}{4} \cdot 3,95^2 = 12,2 \text{ см}^2 \text{ [см. формулу (40)]};$$

$$r = 1 \text{ мм};$$

$$K_m \cong 0,015 \left(\frac{100 \cdot 0,2}{7,5 + 1} \right)^3 \cdot 39,5 + 0,08 \cdot 39,5 \cdot 13 = 49 \text{ кг/мм}; \quad (43)$$

$$H_{\text{max}} \cong \pm 0,15l = \pm 1,1 \text{ мм}.$$

12. По формуле (15) определяем нагрузку основной пружины, принимая $p_1 = 33 \text{ ати}$, $p_2 = 13 \text{ ати}$, $P_m = 0$ и $P_{\text{вс. пр}} = 9 \text{ кг}$:

$$P_{\text{пр}} = 13 \cdot 12,2 + (33 - 13) \cdot 0,54 + 9 = 179 \text{ кг}.$$

Пружина (сталь 65С2ВА):

$$\begin{aligned} d &= 8 \text{ мм}; & K &= 14,8 \text{ кг/мм}; & P_2 &= 179 \text{ кг}; \\ D &= 40 \text{ мм}; & H_0 &= 66 \text{ мм}; & \tau_2 &= 46,5 \text{ кг/мм}^2; \\ t &= 13,5 \text{ мм}; & P_3 &= 325 \text{ кг}; & H_2 &\cong 54 \text{ мм}. \\ n &= 4; & \tau_3 &= 84,5 \text{ кг/мм}^2; \end{aligned}$$

13. Рассчитываем характеристику II ступени, причем за начальное давление на входе принимаем $p_{11}^0 = 27 \text{ ата}$, а на выходе $p_{21}^0 = 13,2 \text{ ати}$. Для уточнения характеристики в конечный момент

работы регулятора включим в таблицу точку $p_{11}=30$ ата, причем потери давления в I ступени в этот момент принимаем 5 ат.

$$S_1^0 = 20 \cdot \frac{14}{27} \cdot \frac{0,396}{0,396} = 10,4 \text{ мм}^2 \quad [\text{см. формулу (20)}];$$

$$H^0 = \frac{10,4}{25,1} = 0,415 \text{ мм};$$

$$K = K_{\text{пр}} + K_{\text{м}} + K_{\text{вс. пр}} = 14,8 + 49 + 2,1 \cong 66 \text{ кг/мм};$$

$$KH^0 = 66 \cdot 0,415 = 27,4 \text{ кг};$$

$$\Delta p_2 = \frac{(27 - p_{11}) \cdot 0,54 - 27,4 \left(\frac{27}{p_{11}} \alpha_1 - 1 \right)}{12,2} \quad [\text{см. формулу (25)}].$$

Результаты расчетов сведены в табл. 4.

Таблица 4

Давление на входе в I ступень	$p_{11}=p_{21}$ ата	$27-p_{11}$ ат	$0,54 \times [3]$ кг	$\frac{27}{p_{11}} \alpha_1 - 1$	$27,4 \times [5]$ кг	$[4] - [6]$ кг	$\Delta p_{21} = \frac{[7]}{12}$ ат	p_{211} ати
1	2	3	4	5	6	7	8	9
350	27,0	0	0	0	0	0	0	13,2
300	28,7	-1,7	-0,9	-0,06	-1,6	0,7	0,06	13,26
250	30,4	-3,4	-1,8	-0,11	-3,0	1,2	0,10	13,30
200	31,9	-4,9	-2,6	-0,15	-4,1	1,5	0,12	13,32
150	33,3	-6,3	-3,4	-0,19	-5,2	1,8	0,15	13,35
100	34,3	-7,3	-3,9	-0,21	-5,7	1,8	0,15	13,35
50	33,4	-6,4	-3,5	-0,19	-5,2	1,7	0,14	13,34
30	25	2,0	1,1	0,08	2,2	-0,2	-0,02	13,18
25	20	7,0	3,8	0,45*	12,3	-8,5	-0,70	12,5

* ($\alpha_1 = 1,07$)

14. Характеристики I и II ступеней изображены на фиг. 46. До давления $p_{11}=30$ ата выходное давление p_{211} укладывается в поле допуска 0,2 ат, т. е. имеется большой запас по сравнению с заданным полем допуска. При дальнейшем понижении входного давления выходное давление резко падает, хотя при $p_{11}=25$ ата оно и остается в допустимых пределах. Эта точка должна быть уточнена при опытной отработке конструкции.

Температурные погрешности, как и в предыдущих случаях, могут быть оценены величиной $\sim 4\%$ на 100°C , т. е. характеристика II ступени за счет изменения температуры окружающей среды может смещаться на $\pm 0,25$ ат.

Пример 4. Подобрать конструктивные параметры и рассчитать характеристику регулятора по следующим данным:

рабочее тело	воздух
давление на входе	$p_1^0 = 350$ ата
	$p_{1\text{min}} = 50$ ата
давление на выходе при расходе	
$Q_2 = 30$ л/сек	$p_2 = 30 \pm 1,5$ ати
температура окружающей среды	$t_{\text{окр}} = \pm 50^\circ\text{C}$

Рассчитать также характеристику регулятора при расходе $Q_2 = 15$ л/сек и расходные шайбы для лабораторных испытаний.

Решение.

1. Принимаем $T_1 = T_2 = 273^\circ\text{K}$; $p_H = 1$ ата; $p_{2\text{ном}} = 31$ ата.

2. Определяем размеры расходных шайб (5'):
для расхода

$$Q_2 = 30 \text{ л/сек} - S_{\text{ш}} = \frac{30}{0,192} = 156 \text{ мм}^2; \quad d_{\text{ш}} = 14,1 \text{ мм};$$

для расхода

$$Q_2 = 15 \text{ л/сек} - S_{\text{ш}} = \frac{15}{0,192} = 78 \text{ мм}^2; \quad d_{\text{ш}} = 9,95 \text{ мм}.$$

3. Определяем потребные проходные сечения для расхода $Q_2 = 30$ л/сек. Они могут быть найдены по формулам (8) и (22), однако проще воспользоваться опять формулами (9) и (20), так как размер расходной шайбы уже определен.

$$S_{1\text{max}} = 156 \cdot \frac{31}{50} \cdot \frac{0,396}{0,390} = 98 \text{ мм}^2;$$

$$S_1^0 = 156 \cdot \frac{31}{350} \cdot \frac{0,396}{0,396} = 13,8 \text{ мм}^2.$$

При таком сечении должна быть применена схема с уравновешенным клапаном, причем ввиду большого выходного давления целесообразно использовать плунжерную схему (см. фиг. 19).

4. Размеры плунжера и клапана:

$$d_1 = 28 \text{ мм}; \quad f = \pi d_1 \frac{\Delta l}{2} = 3,14 \cdot 2,8 \frac{0,005}{2} = 0,022 \text{ см}^2;$$

$$\Delta d = d_1 - d = 0,05 \text{ мм};$$

$$d' = 14 \text{ мм}; \quad F = \frac{\pi}{4} d_1^2 = \frac{3,14}{4} \cdot 2,8^2 = 6,15 \text{ см}^2;$$

$$\beta = 120^\circ;$$

$$H_{\text{кл}} = 2,5 \text{ мм}; \quad m_{\text{max}} = \frac{S_{1\text{max}}}{\frac{\pi}{4} d^2} \cong \frac{98}{615} = 0,16;$$

$$\varepsilon = 1 \text{ (по фиг. 13);}$$

$$S_1 = 3,14 \cdot 28 \cdot 0,866H = 76H \text{ [см. формулу (13)]};$$

$$H^0 = \frac{13,8}{76} = 0,182 \text{ мм};$$

$$H_{\max} = \frac{98}{76} = 1,29 \text{ мм};$$

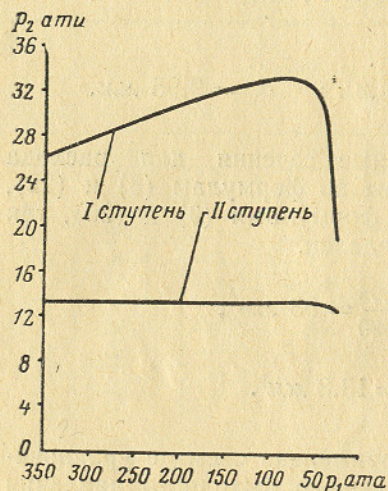
$$S_{\text{пер}} = 76 \cdot 2,5 = 190 \text{ мм}^2;$$

$$\frac{S_{\text{пер}}}{S_{1\max}} = \frac{190}{98} = 1,94.$$

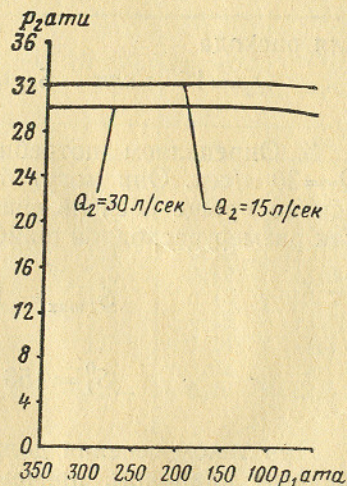
Проверяем выполнение неравенства (10'):

$$\frac{\pi}{4} (d^2 - d'^2) \cong \frac{3,14}{4} (28^2 - 14^2) = 460 \text{ мм}^2;$$

$$S_{1\max} < 460 \text{ мм}^2.$$



Фиг. 46. Характеристика регулятора (к примеру 3).



Фиг. 47. Характеристика регулятора (к примеру 4).

5. Определяем нагрузку основной пружины, принимая $p_2^0 = 30 \text{ атм}$ и учитывая реактивную силу. При заданных параметрах весовой расход воздуха составляет

$$G = \frac{Q_2 p_{2\text{ном}}}{RT_2} = \frac{30 \cdot 10^{-3} \cdot 31 \cdot 10^4}{29,3 \cdot 273} = 1,16 \text{ кг/сек.}$$

Тогда

$$P_p \cong 20G = 23 \text{ кг};$$

$$P_{\text{пр}} = p_2^0 F + (p_1^0 - p_2^0) f + P_p = 30 \cdot 6,15 + (349 - 30) 0,022 + 23 = 215 \text{ кг}.$$

Размеры пружины (сталь 65С2ВА):

$$d = 8 \text{ мм};$$

$$D = 40 \text{ мм};$$

$$t = 14 \text{ мм};$$

$$n = 8;$$

$$K = 7,4 \text{ кг/мм};$$

$$H_0 = 124 \text{ мм};$$

$$P_3 = 355 \text{ кг};$$

$$\tau_3 = 92,5 \text{ кг/мм}^2;$$

$$P_2 = 215 \text{ кг};$$

$$\tau_2 = 56 \text{ кг/мм}^2;$$

$$H_2 \cong 95 \text{ мм}.$$

6. Определяем характеристику регулятора, считая, что реактивная сила при постоянном расходе не изменяется. При расходе $Q_2 = 30 \text{ л/сек}$ имеем

$$KH^0 = 7,4 \cdot 0,182 = 1,35 \text{ кг};$$

$$\Delta p_2 = \frac{(350 - p_1) 0,022 - 1,35 \left(\frac{350}{p_1} a_1 - 1 \right)}{6,15} \text{ [см. формулу (25)]};$$

$$p_2^0 = 30 \text{ атм};$$

Для расхода $Q_2 = 15 \text{ л/сек}$ получим

$$H^0 = 0,182 \cdot \frac{15}{30} = 0,091 \text{ мм};$$

$$KH^0 = 7,4 \cdot 0,091 = 0,67 \text{ кг};$$

$$\Delta p_2 = \frac{(350 - p_1) 0,022 - 0,67 \left(\frac{350}{p_1} a_1 - 1 \right)}{6,15} \text{ [см. формулу (25)]};$$

$$p_p = 23 \cdot \frac{15}{30} = 11,5 \text{ кг};$$

$$\Delta p_2^0 = \frac{7,4 (0,182 - 0,091)}{6,15} + \frac{23 - 11,5}{6,15} = 0,1 + 1,9 = 2 \text{ атм}$$

[см. формулу (34)];

$$p_2^0 = 30 + 2 = 32 \text{ атм}.$$

Вычисления сведены в табл. 5.

Таблица 5

p_1 атм	$350 - p_1$ ат	$0,022 \times [2]$ кг	$\frac{350}{p_1} a_1 - 1$	$Q_2 = 30 \text{ л/сек}$				$Q_2 = 15 \text{ л/сек}$			
				$\frac{1,35 \times [4]}{[3]}$ кг	$\frac{[6]}{[5]}$ кг	$\Delta p_2 = \frac{[6]}{6,15}$ ат	p_2 атм	$\frac{0,67 \times [4]}{[3]}$ кг	$\frac{[9]}{[10]}$ кг	$\Delta p_2 = \frac{[10]}{6,15}$ ат	p_2 атм
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
350	0	0	0	0	0	0	30,0	0	0	0	32,0
300	50	1,1	0,17	0,2	0,9	0,15	30,2	0,1	1,0	0,16	32,2
250	100	2,2	0,40	0,5	1,7	0,28	30,3	0,3	1,9	0,31	32,3
200	150	3,3	0,75	1,0	2,3	0,37	30,4	0,5	2,8	0,46	32,5
150	200	4,4	1,33	1,8	2,6	0,42	30,4	0,9	3,5	0,57	32,6
100	250	5,5	2,50	3,4	2,1	0,34	30,3	1,7	3,8	0,62	32,6
50	300	6,6	6,15*	8,3	-1,7	-0,28	29,7	4,1	2,5	0,41	32,4

* ($a_1 = 1,02$)

7. Характеристики регулятора изображены на фиг. 47. При расходе $Q_2 = 30$ л/сек расчетная характеристика укладывается в поле допуска 0,7 ат, т. е. имеются достаточные запасы для компенсации погрешностей, зависящих от реактивной силы и окружающей температуры. Температурные погрешности здесь не могут быть оценены расчетом, так как они сильно зависят от сил вязкого трения в плунжерной паре. Из примера видно, что на расходные характеристики очень сильное влияние оказывает реактивная сила потока.

IV. ДИНАМИЧЕСКАЯ УСТОЙЧИВОСТЬ

22. УРАВНЕНИЯ ЗВЕНЬЕВ

Система с регулятором прямого действия может быть разбита на три звена (см. фиг. 1): объект регулирования, чувствительный элемент и регулирующий орган. Пользуясь методикой, принятой в теории автоматического регулирования¹, выведем для каждого звена линеаризованное уравнение динамики. При этом изменение входного давления будем рассматривать как возмущающее воздействие, являющееся независимой функцией времени.

За входные и выходные величины звеньев принимаем следующие (табл. 6):

Таблица 6

Наименование звена	Входная величина	Выходная величина
Объект регулирования	Сечение под клапаном $S_1, \mu = \frac{\Delta S_1}{S_1^0}$	Регулируемое давление $p_2, \varphi = \frac{\Delta p_2}{p_2^0}$
Чувствительный элемент	Регулируемое давление $p_2, \varphi = \frac{\Delta p_2}{p_2^0}$	Перемещение чувствительного элемента $H_{ч. э}, \eta = \frac{\Delta H_{ч. э}}{H_{кл}}$
Регулирующий орган	Перемещение чувствительного элемента $H_{ч. э}, \eta = \frac{\Delta H_{ч. э}}{H_{кл}}$	Сечение под клапаном $S_1, \mu = \frac{\Delta S_1}{S_1^0}$

Объект регулирования

Исходным уравнением является

$$\frac{d\theta}{dt} = G_1 - G_2, \quad (46)$$

где θ — вес газа в объекте регулирования;

G_1 — весовой расход газа через клапан регулятора;

G_2 — весовой расход газа из объекта регулирования.

Так как θ и G_2 зависят от характера объекта регулирования, то рассмотрим несколько основных случаев.

а) Работа регулятора на расходную шайбу (сопло) постоянного сечения $S_2 = \text{const}$.

Объектом регулирования является постоянный объем V_2 , включающий в себя полость низкого давления самого регулятора и трубопровод от регулятора до расходной шайбы¹.

$$\theta = \frac{V_2 p_2}{RT};$$

$$\frac{d\theta}{dt} = \frac{V_2}{RT} \frac{dp_2}{dt};$$

$$G_1 = A_1 S_1 \frac{p_1}{\sqrt{T}};$$

$$G_2 = A_2 S_2 \frac{p_2}{\sqrt{T}}.$$

Разложим величины G_1 и G_2 в ряд Тейлора, ограничиваясь членами, содержащими отклонения переменных величин в первой степени:

$$G_1 = G_1(S_1, p_1, p_2) = G_1^0 + \left(\frac{\partial G_1}{\partial S_1}\right)^0 \Delta S_1 + \left(\frac{\partial G_1}{\partial p_1}\right)^0 \Delta p_1 + \left(\frac{\partial G_1}{\partial p_2}\right)^0 \Delta p_2,$$

$$G_2 = G_2(p_2) = G_2^0 + \left(\frac{\partial G_2}{\partial p_2}\right)^0 \Delta p_2.$$

Дополнительным индексом «0» здесь обозначены величины, относящиеся к установившемуся режиму. Поэтому

$$G_1^0 = G_2^0;$$

$$\frac{V_2}{RT} \frac{dp_2}{dt} = \left(\frac{\partial G_1}{\partial S_1}\right)^0 \Delta S_1 + \left(\frac{\partial G_1}{\partial p_1}\right)^0 \Delta p_1 + \left(\frac{\partial G_1}{\partial p_2}\right)^0 \Delta p_2 - \left(\frac{\partial G_2}{\partial p_2}\right)^0 \Delta p_2;$$

$$\frac{V_2}{RT_2} \frac{dp_2}{dt} + \left[\left(\frac{\partial G_2}{\partial p_2}\right)^0 - \left(\frac{\partial G_1}{\partial p_2}\right)^0 \right] \Delta p_2 = \left(\frac{\partial G_1}{\partial S_1}\right)^0 \Delta S_1 + \left(\frac{\partial G_1}{\partial p_1}\right)^0 \Delta p_1. \quad (47)$$

¹ В этом разделе температура газа на входе и выходе обозначается буквой «Т», чтобы не смешивать ее с постоянными времени звеньев. Так как уравнения динамики составляются для какого-то одного момента времени, то температура газа в этих уравнениях является постоянной величиной.

¹ См. литературу в конце книги.

Определяем частные производные, учитывая зависимость величин A_1 и A_2 от давлений p_1 и p_2 :

$$\begin{aligned}\left(\frac{\partial G_1}{\partial S_1}\right)^0 &= A_1^0 \frac{p_1^0}{\sqrt{T}}; \\ \left(\frac{\partial G_1}{\partial p_1}\right)^0 &= A_1^0 S_1^0 \frac{1}{\sqrt{T}} + S_1^0 \frac{p_1^0}{\sqrt{T}} \left(\frac{dA_1}{dp_1}\right)^0 = A_1^0 S_1^0 \frac{1}{\sqrt{T}} (1 + \beta_1); \\ \left(\frac{\partial G_1}{\partial p_2}\right)^0 &= S_1^0 \frac{p_1^0}{\sqrt{T}} \left(\frac{\partial A_1}{\partial p_2}\right)^0 = -\frac{1}{p_2^0} A_1^0 S_1^0 \frac{p_1^0}{\sqrt{T}} \beta_1; \\ \left(\frac{\partial G_2}{\partial p_2}\right)^0 &= A_2^0 S_2^0 \frac{1}{\sqrt{T}} + S_2^0 \frac{p_2^0}{\sqrt{T}} \left(\frac{dA_2}{dp_2}\right)^0 = A_2^0 S_2^0 \frac{1}{\sqrt{T}} (1 + \beta_2).\end{aligned}$$

Коэффициенты β_1 и β_2 отражают влияние на расход газа режима истечения. Как и коэффициенты A_1 и A_2 , они зависят только от перепада давлений в рассматриваемом сечении и вычисляются по формуле

$$\beta = \frac{p_1}{p_2} \frac{1}{A} \frac{dA}{d\left(\frac{p_1}{p_2}\right)} = \frac{\frac{k+1}{2k} \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k+1}{k}} - \frac{1}{k} \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{2}{k}}}{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k+1}{k}}}. \quad (48)$$

При сверхкритическом перепаде давлений $\beta=0$, при докритическом перепаде $\beta>0$. Коэффициент β для воздуха и двухатомных газов ($k=1,4$) приведен на фиг. 48.

Принимая параметры установившегося режима S_1^0 , p_2^0 и p_1^0 за базовые, введем относительные отклонения:

$$\begin{aligned}\frac{\Delta S_1}{S_1^0} &= \mu; \\ \frac{\Delta p_2}{p_2^0} &= \varphi, \quad \frac{dp_2}{dt} = \frac{d}{dt} (\Delta p_2) = p_2^0 \frac{d}{dt} \left(\frac{\Delta p_2}{p_2^0}\right) = p_2^0 \dot{\varphi}; \\ \frac{\Delta p_1}{p_1^0} &= q.\end{aligned}$$

Подставляем полученные выражения в уравнение (47):

$$\begin{aligned}\frac{V_2 p_2^0}{RT} \dot{\varphi} + \left[A_2^0 S_2^0 \frac{p_2^0}{\sqrt{T}} (1 + \beta_2) + A_1^0 S_1^0 \frac{p_1^0}{\sqrt{T}} \beta_1 \right] \varphi = \\ = A_1^0 S_1^0 \frac{p_1^0}{\sqrt{T}} \mu + A_1^0 S_1^0 \frac{p_1^0}{\sqrt{T}} (1 + \beta_1) q.\end{aligned}$$

Разделив все члены на величину $G_1^0 = G_2^0$, получим уравнение объекта регулирования

$$(T_a p + \kappa) \varphi = \mu + \kappa_1 q, \quad (49)$$

или в другой форме

$$(T_1 p + 1) \varphi = k_1 \mu + f_1(t), \quad (50)$$

где $T_a = \frac{\Theta^0}{G_2^0} = \frac{V_2}{Q_2}$ и $T_1 = \frac{T_a}{\kappa}$ — постоянные времени объекта в сек

[Q_2 определяется по формулам (4), (5) или (5')];

$\kappa = 1 + \beta_1 + \beta_2$ — коэффициент самовыравнивания;

$k_1 = \frac{1}{\kappa}$ — коэффициент усиления объекта;

$\kappa_1 = 1 + \beta_1$;

$f_1(t) = \frac{\kappa_1}{\kappa} q$ — возмущающее воздействие входного

давления;

p — символ дифференцирования ($p\varphi = \dot{\varphi}$).

б) Вытеснение жидкости из бака в атмосферу через постоянное сечение

Объектом регулирования является бак переменного объема V_2 . Будем считать, что регулятор установлен непосредственно на баке или соединен с ним таким трубопроводом, что его гидравлическое сопротивление мало и им можно пренебречь.

$$\Theta = \frac{V_2 p_2}{RT};$$

$$\frac{d\Theta}{dt} = \frac{V_2^0}{RT} \frac{dp_2}{dt} + \frac{p_2^0}{RT} \frac{dV_2}{dt} = \frac{V_2^0}{RT} \frac{dp_2}{dt} + \frac{Q_2^0 p_2^0}{RT} \left(1 + \frac{\Delta p_2}{2p_2^0}\right);$$

$$G_1 = A_1 S_1 \frac{p_1}{\sqrt{T_1}};$$

$$G_2 = 0.$$

Здесь V_2^0 — объем воздушной подушки бака в рассматриваемый момент времени;

Q_2^0 — объемный расход жидкости из бака на установившемся режиме;

$$\frac{dV_2}{dt} = Q_2(p_2) = Q_2^0 \sqrt{\frac{p_2}{p_2^0}} = Q_2^0 \sqrt{1 + \frac{\Delta p_2}{p_2^0}} \approx Q_2^0 \left(1 + \frac{\Delta p_2}{2p_2^0}\right);$$

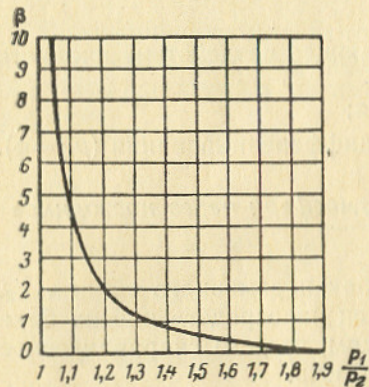
$$G_1^0 = \frac{Q_2^0 p_2^0}{RT}.$$

После подстановки этих выражений в уравнение (46) и аналогичных первому случаю преобразований получим и для этого случая уравнение объекта в виде (49) и (50), причем постоянная времени и коэффициент самовыравнивания определяются формулами

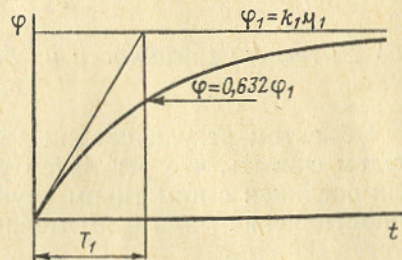
$$T_a = \frac{V_2^0}{Q_2^0};$$

$$\kappa = \frac{1}{2} + \beta_1.$$

В отличие от первого случая величина T_a зависит от рассматриваемого момента времени. Если в начале работы системы воздушная подушка в баке отсутствовала, то величина T_a равна времени работы системы.



Фиг. 48. Величина β (для воздуха и двухатомных газов).



Фиг. 49. Переходный процесс объекта регулирования при скачкообразном входном воздействии μ_1 .

в) Вытеснение топлива из бака в камеру сгорания жидкостного реактивного двигателя

Этот случай отличается от предыдущего формой зависимости

$$\frac{dV_2}{dt} = Q_2(p_2).$$

Давление в баке может быть выражено в виде суммы

$$p_2 = p_{\text{гидр}} + p_{\text{к}},$$

где $p_{\text{гидр}} = aQ_2^2$ — гидравлическое сопротивление топливной линии от бака до камеры сгорания (включая сопротивление форсунок);

$p_{\text{к}} = bQ_2$ — давление в камере сгорания;

a и b — коэффициенты пропорциональности.

$$\Delta p_{\text{гидр}} = 2aQ_2^0 \Delta Q_2 = 2p_{\text{гидр}}^0 \frac{\Delta Q_2}{Q_2^0};$$

$$\Delta p_{\text{к}} = b \Delta Q_2 = p_{\text{к}}^0 \frac{\Delta Q_2}{Q_2^0};$$

$$\Delta p_2 = \Delta p_{\text{гидр}} + \Delta p_{\text{к}} = (2p_{\text{гидр}}^0 + p_{\text{к}}^0) \frac{\Delta Q_2}{Q_2^0};$$

$$\Delta Q_2 = Q_2^0 \frac{\Delta p_2}{2p_{\text{гидр}}^0 + p_{\text{к}}^0} = Q_2^0 \frac{1}{1 + \frac{p_{\text{гидр}}^0}{p_2^0}} \frac{\Delta p_2}{p_2^0};$$

$$\frac{dV_2}{dt} = Q_2^0 + \Delta Q_2 = Q_2^0 \left(1 + \frac{1}{1 + \frac{p_{\text{гидр}}^0}{p_2^0}} \frac{\Delta p_2}{p_2^0} \right);$$

$$\frac{d\theta}{dt} = \frac{V_2^0}{RT} \frac{dp_2}{dt} + \frac{Q_2^0 p_2^0}{RT} \left(1 + \frac{1}{1 + \frac{p_{\text{гидр}}^0}{p_2^0}} \frac{\Delta p_2}{p_2^0} \right).$$

После соответствующих преобразований уравнения (46) и в данном случае получим уравнение объекта в виде (49) и (50), причем постоянная времени и коэффициент самовыравнивания определяются формулами

$$T_a = \frac{V_2^0}{Q_2^0};$$

$$\kappa = \frac{1}{1 + \frac{p_{\text{гидр}}^0}{p_2^0}} + \beta_1.$$

Здесь, как и в предыдущем случае, величина T_a зависит от рассматриваемого момента времени. Так как гидравлическое сопротивление у разных объектов может изменяться в пределах

$$p_2^0 > p_{\text{гидр}}^0 > 0,$$

то коэффициент самовыравнивания может изменяться в пределах

$$\frac{1}{2} + \beta_1 < \kappa < 1 + \beta_1.$$

г) Вытеснение жидкости из бака в насосы, объемная производительность которых не зависит от давления в баке

$$\frac{dV_2}{dt} = Q_2 = \text{const};$$

$$\frac{d\theta}{dt} = \frac{V_2^0}{RT} \frac{dp_2}{dt} + \frac{Q_2 p_2^0}{RT}.$$

После преобразований опять получим уравнения (49) и (50), причем

$$T_a = \frac{V_2^0}{Q_2};$$

$$\kappa = \beta_1.$$

При сверхкритическом перепаде давлений на клапане регулятора $\beta_1 = 0$, т. е. $\kappa = 0$, $\kappa_1 = 1$, и уравнение (49) принимает вид

$$T_a p \dot{\varphi} = \mu + q. \quad (51)$$

Во всех рассмотренных случаях [кроме (51)] объект регулирования является апериодическим звеном первого порядка. Уравнение свободного движения, т. е. движения при отсутствии возмущающих воздействий, получим, принимая в (50) $f_1(t) = 0$:

$$(T_1 p + 1) \varphi = k_1 \mu. \quad (52)$$

При скачкообразном изменении входной величины $\mu = \mu_1$ (в момент времени $t = 0$) изменение выходной величины происходит по экспоненте

$$\varphi = k_1 \mu_1 \left(1 - e^{-\frac{t}{T_1}} \right), \quad (53)$$

причем на новом установившемся режиме (при $t \rightarrow \infty$)

$$\varphi_1 = k_1 \mu_1,$$

а в момент времени $t = T_1$

$$\varphi = 0,632 \varphi_1.$$

Эти соотношения, а также графическое построение, изображенное на фиг. 49, используются для опытного определения постоянной времени и коэффициента усиления объектов регулирования.

Чувствительный элемент

Исходным уравнением является

$$M \frac{d^2 H_{ч.э}}{dt^2} = \sum P - P_{сопр}, \quad (54)$$

где M — масса подвижных частей;

$H_{ч.э}$ — перемещение чувствительного элемента;

$\sum P$ — сумма сил упругих элементов и сил от давления газа;

$P_{сопр}$ — силы сопротивления движению.

Сумма сил, действующих в регуляторе, зависит от его схемы. В общем виде [см. уравнения (15) и (26) для установившихся режимов] она может быть выражена

$$\sum P = p_2 (F \mp f) \pm p_1 f - P_{пр} - P_{ч.э} + P_{вс.пр}, \quad (55)$$

причем на установившемся режиме

$$\sum P^0 = p_2^0 (F \mp f) \pm p_1^0 f - P_{пр}^0 - P_{ч.э}^0 + P_{вс.пр}^0 = 0,$$

и, производя почленное вычитание, для переходного процесса получим

$$\sum P = \Delta p_2 (F \mp f) \pm \Delta p_1 f - \Delta P_{пр} - \Delta P_{ч.э} + \Delta P_{вс.пр}. \quad (56)$$

В уравнении (55) за положительное направление сил принято направление действия выходного давления p_2 на чувствительный элемент. Поэтому за положительное перемещение чувствительного элемента должно быть принято перемещение, направленное в сторону основной пружины и приводящее к уменьшению проходного сечения под клапаном регулятора.

Пренебрегая величиной f в первом члене правой части и выражая приращения упругих сил через жесткости, получим

$$\Delta P_{пр} = K_{пр} \Delta H_{ч.э};$$

$$\Delta P_{ч.э} = K_{ч.э} \Delta H_{ч.э};$$

$$\Delta P_{вс.пр} = -K_{вс.пр} \Delta H_{ч.э};$$

$$\sum P = \Delta p_2 F \pm \Delta p_1 f - K \Delta H_{ч.э}, \quad (57)$$

где $K = K_{пр} + K_{ч.э} + K_{вс.пр}$ — суммарная жесткость системы.

Силу сопротивления движению запишем в виде

$$P_{сопр} = D \frac{dH_{ч.э}}{dt}, \quad (58)$$

где D — коэффициент пропорциональности. Это уравнение выражает действие сил вязкого трения, величина которого пропорциональна скорости.

Подставляя (57) и (58) в (54), получим

$$M \frac{d^2 H_{ч.э}}{dt^2} + D \frac{dH_{ч.э}}{dt} + K \Delta H_{ч.э} = \Delta p_2 F \pm \Delta p_1 f. \quad (59)$$

Введем относительное отклонение, принимая за базовую величину максимальный ход клапана в регуляторе $H_{кл}$:

$$\frac{\Delta H_{ч.э}}{H_{кл}} = \eta;$$

$$\frac{dH_{ч.э}}{dt} = H_{кл} \dot{\eta};$$

$$\frac{d^2 H_{ч.э}}{dt^2} = H_{кл} \ddot{\eta}.$$

Учитывая ранее принятые обозначения $\varphi = \frac{\Delta p_2}{p_2^0}$ и $q = \frac{\Delta p_1}{p_1^0}$,

получим

$$MH_{кл}\ddot{\eta} + DH_{кл}\dot{\eta} + KH_{кл}\eta = p_2^0 F \varphi \pm p_1^0 f q,$$

и окончательное уравнение чувствительного элемента будет

$$(T_p^2 p^2 + T_k p + \delta) \eta = \varphi \pm \delta_1 q \quad (60)$$

или в другой форме

$$(T_2^2 p^2 + T_3 p + 1) \eta = k_2 \varphi \pm f_2(t). \quad (61)$$

Здесь $T_p^2 = \frac{MH_{кл}}{p_2^0 F}$ и $T_2^2 = \frac{T_p^2}{\delta} = \frac{M}{K}$ — постоянные времени регу-

лятора в сек²;

$$T_k = \frac{DH_{кл}}{p_2^0 F} \text{ и } T_3 = \frac{T_k}{\delta} = \frac{D}{K} \text{ — постоянные времени демп-}$$

фера в сек;

$$\delta = \frac{KH_{кл}}{p_2^0 F} \text{ — неравномерность регулятора;}$$

$$k_2 = \frac{1}{\delta} \text{ — коэффициент усиления чувстви-}$$

тельного элемента;

$$\delta_1 = \frac{p_1^0 f}{p_2^0 F};$$

$$f_2(t) = \frac{\delta_1}{\delta} q \text{ — возмущающее воздействие вход-}$$

ного давления;

p — символ дифференцирования
($p\eta = \dot{\eta}$, $p^2\eta = \ddot{\eta}$).

Чувствительный элемент является звеном второго порядка. Уравнение свободного движения получим, принимая $f_2(t) = 0$:

$$(T_2^2 p^2 + T_3 p + 1) \eta = k_2 \varphi. \quad (62)$$

Его характеристическое уравнение

$$T_2^2 \lambda^2 + T_3 \lambda + 1 = 0$$

может быть записано в виде

$$\lambda^2 + 2h \lambda + \omega_0^2 = 0, \quad (63)$$

где $h = \frac{T_3}{2T_2^2}$ — коэффициент затухания;

$\omega_0 = \frac{1}{T_2}$ — круговая частота собственных колебаний
при отсутствии демпфирующих сил;

$\frac{h}{\omega_0} = \frac{T_3}{2T_2} = \rho$ — коэффициент демпфирования.

Уравнение (63) имеет корни

$$\lambda_{1,2} = -h \pm \sqrt{h^2 - \omega_0^2}. \quad (64)$$

Характер свободного движения звена при скачкообразном входном воздействии $\varphi = \varphi_1$ (в момент времени $t=0$) зависит от величины коэффициента демпфирования, который выражает соотношение демпфирующих и инерционных сил подвижных частей регулятора. Возможны три случая.

а) Если $\rho=0$, т. е. демпфирующие силы отсутствуют ($T_3=0$ и $h=0$), то характеристическое уравнение имеет чисто мнимые корни и движение звена представляет незатухающие колебания (фиг. 50, а) с круговой частотой ω_0 :

$$\eta = \frac{k_2 \varphi_1}{\omega_0^2} (1 - \cos \omega_0 t). \quad (65)$$

б) Если $0 < \rho < 1$, то характеристическое уравнение имеет комплексные корни с отрицательной вещественной частью и движение звена есть затухающие колебания (фиг. 50, б) с круговой частотой $\omega = \omega_0 \sqrt{1 - \rho^2}$:

$$\eta = k_2 \varphi_1 \left[1 - \frac{e^{-ht}}{\sin \psi} \sin (\omega t + \psi) \right], \quad (66)$$

где

$$\psi = \arctg \frac{\omega}{h}.$$

На новом установившемся режиме (при $t \rightarrow \infty$)

$$\eta_1 = k_2 \varphi_1;$$

период колебаний составляет

$$T = \frac{2\pi}{\omega} = \frac{2\pi}{\omega_0 \sqrt{1 - \rho^2}},$$

а отношение двух соседних максимумов одного знака

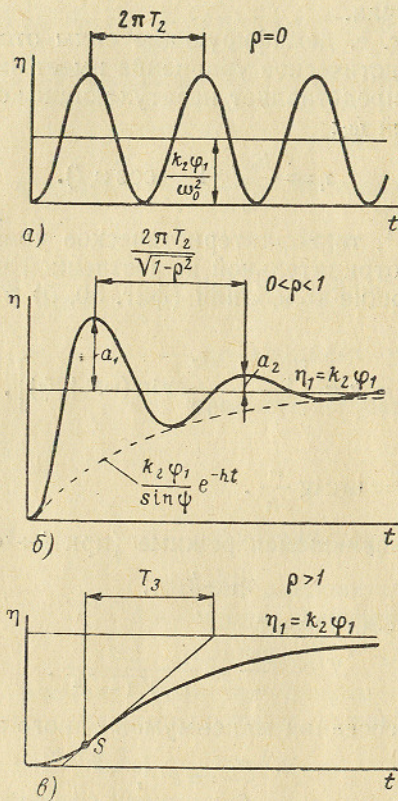
$$\frac{a_1}{a_2} = e^{Th},$$

где $Th = 2\pi \sqrt{\frac{\rho^2}{1 - \rho^2}}$ — логарифмический декремент затухания.

Эти соотношения могут быть использованы для определения постоянных времени и коэффициента усиления звена, если опытным путем получена кривая переходного процесса.

в) Если $\rho > 1$, то оба корня характеристического уравнения вещественны и отрицательны и движение звена имеет аperiodический характер (фиг. 50, в):

$$\eta = k_2 \varphi_1 \left(1 + \frac{\lambda_2}{\lambda_1 - \lambda_2} e^{\lambda_1 t} - \frac{\lambda_1}{\lambda_1 - \lambda_2} e^{\lambda_2 t} \right). \quad (67)$$



Фиг. 50. Переходной процесс чувствительного элемента при скачкообразном входном воздействии φ_1 .

На новом установившемся режиме (при $t \rightarrow \infty$) также имеем

$$\eta_1 = k_2 \varphi_1.$$

Переходной процесс имеет точку перегиба s ; касательная в этой точке позволяет определить постоянную времени T_3 .

Регулирующий орган

Зависимость сечения под клапаном от хода клапана определяется его профилировкой и в общем виде можно написать

$$\Delta S_1 = \left(\frac{dS_1}{dH} \right)^0 \Delta H. \quad (68)$$

В большинстве случаев перемещения клапана и чувствительного элемента одинаковы по абсолютной величине. Однако мы приняли, что положительному перемещению чувствительного элемента соответствует уменьшение проходного сечения под клапаном и поэтому

$$\Delta S_1 = - \left(\frac{dS_1}{dH} \right)^0 \Delta H_{\text{ч. э.}}$$

Вводя относительные отклонения μ и η , получим окончательное уравнение регулирующего органа

$$\mu = -k_3 \eta, \quad (69)$$

где $k_3 = \frac{H_{\text{кл}}}{S_1^0} \left(\frac{dS_1}{dH} \right)^0$ — коэффициент усиления клапана.

Регулирующий орган является безынерционным звеном, причем его коэффициент усиления зависит от профилировки. Рассмотрим два случая.

а) Клапан с линейной характеристикой [см. формулу (13)]

$$S_1 = \varepsilon \pi d H \sin \frac{\beta}{2};$$

$$S_1^0 = \varepsilon \pi d H^0 \sin \frac{\beta}{2};$$

$$\left(\frac{dS_1}{dH} \right)^0 = \varepsilon \pi d \sin \frac{\beta}{2};$$

$$k_3 = \frac{H_{\text{кл}}}{H^0} = \frac{S_{\text{пер}}}{S_1^0}.$$

Проходное сечение под клапаном на установившемся режиме зависит от величины входного давления [см. формулы (20) и (22)], поэтому коэффициент усиления изменяется пропорционально входному давлению, т. е. возрастает при увеличении давления.

б) Клапан с экспоненциальной характеристикой [см. формулу (14)]

$$S_1 = S_{1\max} e^{-a \left(1 - \frac{H}{H_{\text{кл}}}\right)};$$

$$\left(\frac{dS_1}{dH}\right)^0 = \frac{a}{H_{\text{кл}}} S_{1\max} e^{-a \left(1 - \frac{H^0}{H_{\text{кл}}}\right)} = a \frac{S_1^0}{H_{\text{кл}}};$$

$$k_3 = a = \ln \frac{S_{1\max}}{S_{1\min}} = \text{const.}$$

Клапан с экспоненциальной характеристикой имеет постоянный коэффициент усиления, не зависящий от величины входного давления. В этом заключается его преимущество перед клапанами с линейной характеристикой.

23. УРАВНЕНИЕ СИСТЕМЫ. АНАЛИЗ УСТОЙЧИВОСТИ

Итак, свободное движение системы с регулятором прямого действия определяется уравнениями (52), (62) и (69). После подстановки (69) в (52) и переноса всех членов в левую часть получим два уравнения:

$$\left. \begin{aligned} (T_1 p + 1) \varphi + k_1 k_3 \eta &= 0; \\ -k_2 \varphi + (T_2^2 p^2 + T_3 p + 1) \eta &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (70)$$

Уравнение системы регулирования получим по условию

$$\Delta = \begin{vmatrix} (T_1 p + 1) & k_1 k_3 \\ -k_2 & (T_2^2 p^2 + T_3 p + 1) \end{vmatrix} = 0;$$

$$(T_1 p + 1) (T_2^2 p^2 + T_3 p + 1) + k_1 k_2 k_3 = 0,$$

$$T_1 T_2^2 p^3 + (T_1 T_3 + T_2^2) p^2 + (T_1 + T_3) p + (1 + k_0) = 0,$$

где $k_0 = k_1 k_2 k_3$ — коэффициент усиления разомкнутой системы.

Таким образом, мы получили уравнение третьего порядка вида

$$a_0 p^3 + a_1 p^2 + a_2 p + a_3 = 0, \quad (71)$$

где $a_0 = T_1 T_2^2$;

$$a_1 = T_1 T_3 + T_2^2;$$

$$a_2 = T_1 + T_3;$$

$$a_3 = 1 + k_0.$$

Оценка устойчивости системы производится путем исследования уравнения с помощью тех или иных критериев устойчивости, причем обязательным условием устойчивости во всех случаях является положительность всех коэффициентов уравнения. Для уравнения третьего порядка наиболее простым критерием устойчивости яв-

ляется критерий Гурвица, согласно которому необходимым и достаточным условием устойчивости является выполнение неравенства

$$a_1 a_2 - a_0 a_3 > 0,$$

т. е.

$$(T_1 T_3 + T_2^2) (T_1 + T_3) - T_1 T_2^2 (1 + k_0) > 0.$$

После раскрытия скобок и деления всех членов на $T_1 T_2^2$ получим

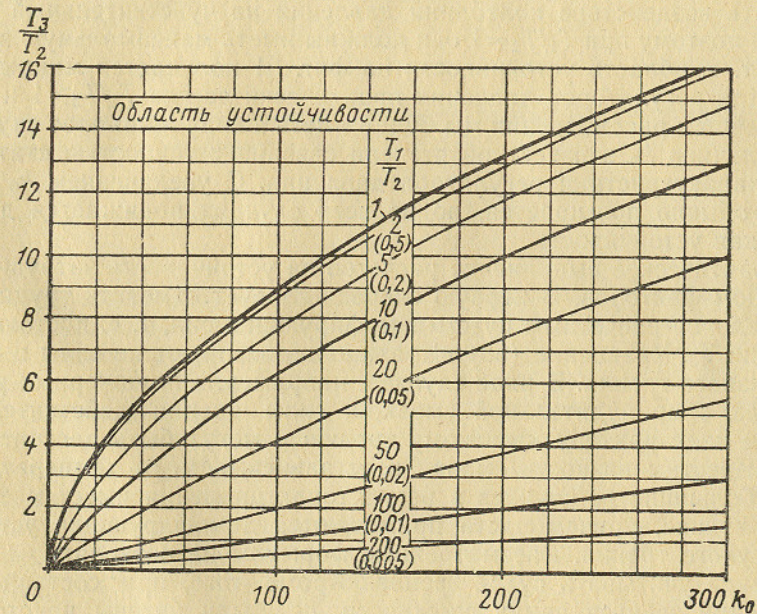
$$\left(\frac{T_3}{T_2}\right)^2 + \frac{T_3}{T_2} \left(\frac{T_1}{T_2} + \frac{T_2}{T_1}\right) > k_0. \quad (72)$$

Если за исходные уравнения принять уравнения звеньев в форме (49), (60) и (69), то условие устойчивости выразится в виде

$$\left(\frac{T_k}{T_p}\right)^2 x + \frac{T_k}{T_p} \left(\frac{T_a}{T_p} x + \frac{T_p}{T_a} x^2\right) > k_3. \quad (73)$$

Для анализа уравнения (72) построим области устойчивости в плоскости параметров k_0 и T_3/T_2 . Задав ряд значений T_1/T_2 , построим семейство парабол (фиг. 51)

$$\left(\frac{T_3}{T_2}\right)^2 + \frac{T_3}{T_2} \left(\frac{T_1}{T_2} + \frac{T_2}{T_1}\right) = k_0.$$



Фиг. 51. Диаграмма устойчивости регуляторов прямого действия.

Если для системы регулирования известны параметры k_0 , T_3/T_2 и T_1/T_2 , то она будет устойчива в тех случаях, когда точка с координатами k_0 и T_3/T_2 лежит выше параболы, соответствующей дан-

ному значению T_1/T_2 , т. е. эта парабола является границей области устойчивости.

Величина T_3/T_2 характеризует соотношение демпфирующих и инерционных сил в регуляторе. При отсутствии демпфирующих сил ($T_3=0$) регулируемая система всегда будет неустойчива. Увеличением демпфирующих сил можно обеспечить устойчивость при любых значениях k_0 и T_1/T_2 . Однако следует иметь в виду, что чрезмерное увеличение демпфирующих сил приводит к ухудшению качества процесса регулирования, т. е. увеличивает длительность переходного процесса и величину перерегулирования. Это может проявиться, например, в длительных забросах давления в момент пуска газа в регулятор или при других резких изменениях режима работы.

Величина T_1/T_2 характеризует соотношение инерционных свойств объекта регулирования и регулятора. Если подвижные части регулятора ввести в колебательное движение, в объекте регулирования возникнут колебания давления, воздействие которых на чувствительный элемент направлено на поддержание колебаний подвижных частей регулятора, причем максимальное воздействие получается при $T_1/T_2=1$. В этом случае имеет место своего рода резонанс инерционных свойств объекта регулирования и регулятора. Для обеспечения динамической устойчивости демпфирующие силы должны поглощать возмущение колебаний давления на чувствительный элемент и поэтому при $T_1/T_2=1$ они должны иметь максимальную величину, т. е. область устойчивости на фиг. 51 получается минимальной. Для регуляторов давления практически всегда $T_1/T_2>1$ и при дальнейшем рассмотрении мы будем иметь в виду лишь этот случай.

Величина k_0 в известной степени связана с точностью статической характеристики регулятора давления. С увеличением k_0 точность обычно повышается, но во всех случаях понижается динамическая устойчивость.

Практическое выполнение расчетов на устойчивость затрудняется рядом факторов. В первую очередь следует отметить трудность определения расчетным путем демпфирующих сил, т. е. постоянной времени T_3 . Уравнение (58) выражает демпфирующие силы в виде сил вязкого трения. В ряде случаев, например, в плунжерных регуляторах с принудительной смазкой, силы трения действительно близки по характеру к вязкому трению и могут быть рассчитаны. Если известны вязкость смазки и ее зависимость от температуры. Но в большинстве случаев в регуляторах давления имеет место и сухое трение, причем часто применяются демпфирующие устройства сухого трения. Рассмотренные формулы не позволяют в прямом виде учитывать сухое трение. Кроме того, при составлении уравнений звеньев ввиду сложности не были учтены некоторые факторы, влияющие на устойчивость, например, влияние возмущающих воздействий потока на клапан, влияние трубопровода между регулятором и объектом регулирования (баком) и др.

В связи с этим уточнение параметров демпфирующих устройств и других элементов, влияющих на устойчивость, производится при

экспериментальной отработке конструкции. Проверка на устойчивость должна производиться при крайних значениях температур и расхода газа, а также при воздействии на регулятор вибрационных перегрузок, если они имеют место в реальных условиях работы.

Однако диаграмма устойчивости (см. фиг. 51) позволяет выявить качественное влияние конструктивных параметров регулятора и параметров системы регулирования на устойчивость, что дает возможность учитывать их при проектировании и экспериментальной отработке. Для анализа выразим параметры диаграммы в следующем виде:

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{D}{V MK};$$

$$\frac{T_1}{T_2} = \frac{V_2}{\kappa Q_2} \sqrt{\frac{K}{M}};$$

$$k_0 = \frac{p_2^0 F}{\kappa K H^0} = \frac{p_1^0}{\kappa Q_2} \frac{F}{K} \approx d \sin \frac{\beta}{2} A_1^0 R V \bar{T} \text{ — при линейной характеристике клапана;}$$

$$k_0 = \frac{p_2^0 F a}{\kappa K H_{кл}} \text{ — при экспоненциальной характеристике.}$$

Влияние массы подвижных частей регулятора

Устойчивость повышается при уменьшении M , так как при этом увеличиваются отношения T_3/T_2 и T_1/T_2 .

Влияние конструктивной характеристики клапана

В регуляторах прямого действия в большинстве случаев применяются клапаны с линейной характеристикой, причем с увеличением входного давления у них увеличивается k_0 и устойчивость понижается. Вследствие этого устойчивость должна рассматриваться при максимальном давлении на входе в регулятор. Повышение устойчивости может быть достигнуто уменьшением крутизны характеристики $S_1 = \varphi(H)$, т. е. уменьшением диаметра d и угла β .

В случае применения клапанов с экспоненциальной характеристикой устойчивость регуляторов не зависит от величины входного давления. Устойчивость повышается при увеличении хода клапана $H_{кл}$, так как при этом уменьшается k_0 .

Влияние суммарной жесткости упругих элементов

При увеличении K увеличивается T_1/T_2 и уменьшаются k_0 и T_3/T_2 . Первые два фактора повышают устойчивость, а последний понижает. В целом при увеличении K устойчивость повышается.

Влияние площади чувствительного элемента

Устойчивость повышается при уменьшении F , так как при этом уменьшается k_0 . Но этот фактор, как правило, не должен использоваться для повышения устойчивости, так как площадь чувствительного элемента должна выбираться по условиям точности статических характеристик. По этой же причине в ограниченных пределах могут быть использованы для повышения устойчивости жесткость K и характеристика клапана $S_1 = \varphi(H)$.

Влияние расхода газа

Увеличение Q_2 уменьшает T_1/T_2 , но при линейной характеристике клапана одновременно уменьшается k_0 и в целом устойчивость повышается. Следует, однако, учитывать, что при увеличении расхода газа усиливается возмущающее воздействие потока на клапан, вследствие чего устойчивость понижается. Этот фактор может играть существенную роль при больших расходах газа.

Влияние коэффициента самовыравнивания

При увеличении λ уменьшаются k_0 и T_1/T_2 ; в целом устойчивость повышается. Вследствие этого повышается, например, устойчивость при переходе регулятора на докритический режим истечения. Следует отметить, что система может быть устойчивой и при $\lambda = 0$. Согласно уравнению (73) условием устойчивости для этого случая будет

$$\frac{T_a T_k}{T_p^2} \delta > k_3.$$

Влияние объема полости за регулятором

Увеличение V_2 увеличивает отношение T_1/T_2 , т. е. повышает устойчивость системы. Но влияние объема сильно проявляется лишь в тех случаях, когда регулятор установлен непосредственно на регулируемой емкости. Если регулятор соединен с емкостью трубопроводом, определение постоянной времени T_a и коэффициента самовыравнивания λ нельзя производить по формулам, которые приведены в разд. 22 для регулируемого объекта в виде баков. Трубопровод понижает устойчивость. Качественную оценку его влияния можно сделать рассматривая трубопровод как расходную шайбу, работающую на очень малом перепаде давлений, который равен

$$\frac{p_2}{p_6} = 1 + \frac{p_{тр}}{p_6},$$

где p_6 — давление в баке;

$p_{тр}$ — гидравлическое сопротивление трубопровода на расчетном режиме.

По сравнению с баком (без трубопровода) такая схема имеет очень малую постоянную времени T_a , но большой коэффициент самовыравнивания λ за счет коэффициента β_2 , причем с уменьшением сопротивления трубопровода λ увеличивается. Увеличение λ повышает устойчивость, но влияние T_a проявляется сильнее и устойчивость этой схемы в целом ниже устойчивости системы без трубопровода.

Вместе с тем, вследствие большого значения λ , устойчивость такой схемы выше, чем у системы, в которой регулятор работает на расходную шайбу со сверхкритическим перепадом давлений. Поэтому если при лабораторных испытаниях с расходной шайбой регулятор устойчив, то можно утверждать, что он будет устойчив и в системе наддува баков даже при наличии трубопровода.

Влияние внешних возмущающих воздействий

Нарушение динамической устойчивости регулятора может быть вызвано внешними возмущающими воздействиями, среди которых наиболее существенными являются вибрационные перегрузки и пульсации давления в выходном трубопроводе. Наибольшую опасность представляют вибрационные перегрузки, частота которых близка к частоте свободных колебаний подвижных частей регулятора. В случае нарушения устойчивости необходимо увеличивать демпфирующие силы в регуляторе или ставить регулятор на амортизаторы. Если вибрационные перегрузки действуют в системе не по всем осям, регулятор следует устанавливать так, чтобы по направлению движения частей, имеющих наибольшие массы, вибрации отсутствовали. Воздействие вибрационных перегрузок уменьшается с уменьшением массы подвижных деталей.

Источником пульсаций давления могут быть агрегаты, расположенные в выходном трубопроводе, например, обратные клапаны и т. п. Пульсации давления, воздействуя на чувствительный элемент регулятора, могут вызвать нарушение устойчивости. Если пульсации давления не могут быть устранены, то для обеспечения устойчивости регулятора необходимо увеличивать демпфирующие силы.

Исследование уравнения (71) может быть произведено также с помощью диаграммы Вышнеградского. Для этого уравнение приводится к нормированному виду

$$p^3 + Ap^2 + Bp + 1 = 0, \quad (74)$$

где

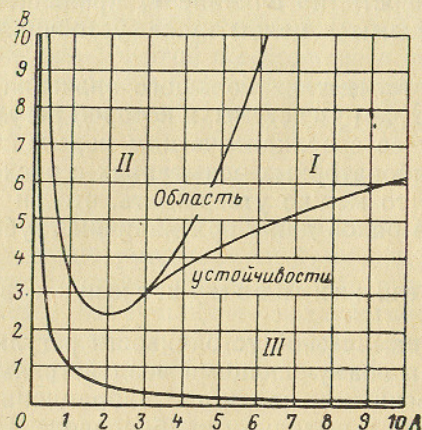
$$A = \frac{a_1}{a_0} \sqrt[3]{\frac{a_0}{a_3}} = \frac{T_1 T_3 + T_2^2}{T_1 T_2^2} \sqrt[3]{\frac{T_1 T_2^2}{1 + k_0}},$$

$$B = \frac{a_2}{a_0} \sqrt[3]{\frac{a_0^2}{a_3^2}} = \frac{T_1 + T_3}{T_1 T_2^2} \sqrt[3]{\left(\frac{T_1 T_2^2}{1 + k_0}\right)^2}.$$

Переходной процесс, описываемый уравнением (74), отличается от переходного процесса уравнения (71) лишь масштабом времени.

Критерий устойчивости Гурвица для уравнения (74) имеет вид

$$AB > 1.$$



Фиг. 52. Диаграмма Вышнеградского.

На диаграмме Вышнеградского (фиг. 52) граница устойчивости определяется гиперболой $AB = 1$, причем область устойчивости может быть разбита на три зоны¹:

I — зона устойчивости с аperiodическим переходным процессом;

II — зона устойчивости с монотонным переходным процессом, хотя в переходном процессе имеется и колебательная составляющая;

III — зона устойчивости с колебательным переходным процессом.

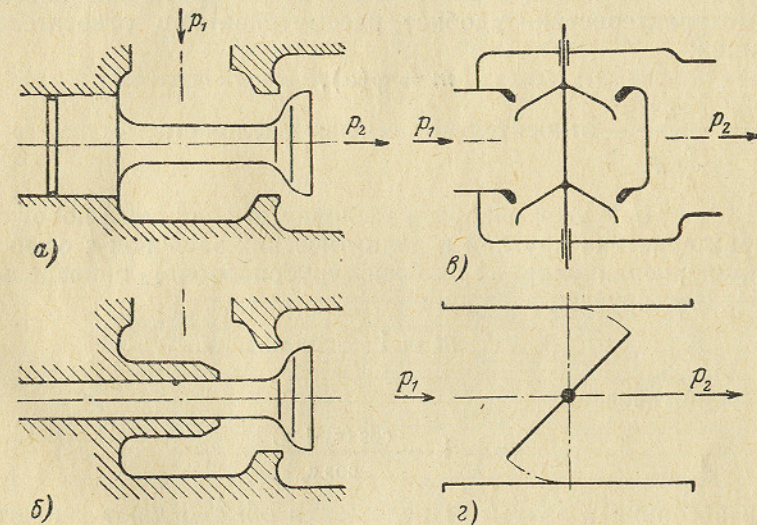
¹ Е. П. Попов, Динамика систем автоматического регулирования, Гостехиздат, 1954.

РЕГУЛЯТОРЫ НЕПРЯМОГО ДЕЙСТВИЯ

V. КОНСТРУКТИВНЫЕ ВИДЫ ЗВЕНЬЕВ. РАСЧЕТ СТАТИЧЕСКОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ

24. РЕГУЛИРУЮЩИЕ ОРГАНЫ

Регуляторы непрямого действия применяются при больших объемных расходах газа и сравнительно низких давлениях, т. е. в тех случаях, когда регулирующие органы должны обеспечивать боль-



Фиг. 53. Типы регулирующих органов регуляторов непрямого действия. а — уравновешенный профилированный клапан; б — неуравновешенный профилированный клапан; в — двухседельный профилированный клапан; г — дроссельная заслонка.

шое проходное сечение и требуют для своего перемещения больших перестановочных усилий. Основные типы регулирующих органов приведены на фиг. 53. Возможность применения неуравновешенных клапанов (см. фиг. 53, б) зависит от усилий, которые могут быть получены на сервоприводе; направление потока газа и, следовательно, направление неуравновешенной силы выбирается в зависимости от схемы сервопривода. По сравнению с уравнове-

шенными клапанами (см. фиг. 53, а) неуравновешенные и двухседельные клапаны упрощают конструкцию направляющих элементов, так как они могут иметь небольшой диаметр.

В регуляторах непрямого действия величина хода клапана не связана непосредственно с точностью статической характеристики. Поэтому для повышения динамической устойчивости всегда можно и целесообразно применять профилированные клапаны. Если статическая характеристика усилителя линейна на всех режимах работы регулятора, профилировку следует производить по экспоненциальной зависимости от хода сервопривода.

Дроссельные заслонки (см. фиг. 53, з) позволяют вести регулирование при очень малых перепадах давлений, так как, кроме потерь давления на самой заслонке, какие-либо другие гидравлические сопротивления отсутствуют. Заслонки позволяют также обеспечить очень малое гидравлическое сопротивление регулятора в открытом положении (т. е. в нерабочем состоянии), что в некоторых пневмосистемах является существенным. Конструктивные характеристики заслонок строятся по углу поворота оси заслонки, причем характеристики удобнее рассматривать в относительных величинах:

$$m = \varphi(\alpha),$$

где $m = \frac{S_1}{\frac{\pi}{4} a^2}$ — относительное сечение заслонки;

α — угол поворота заслонки от закрытого положения.

Характеристики круглой и эллиптических заслонок с осью вращения, перпендикулярной к оси трубопровода, приведены на фиг. 54. Для круглой заслонки

$$m = 1 - \cos \alpha, \quad (75)$$

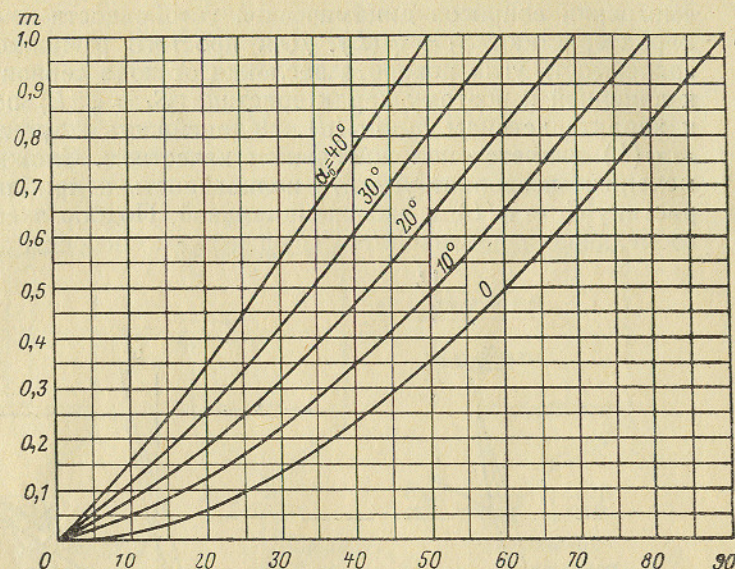
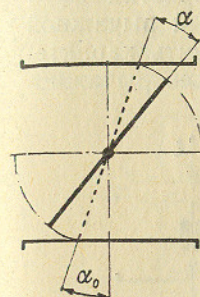
а для эллиптической

$$m = 1 - \frac{\cos(\alpha_0 + \alpha)}{\cos \alpha_0}. \quad (76)$$

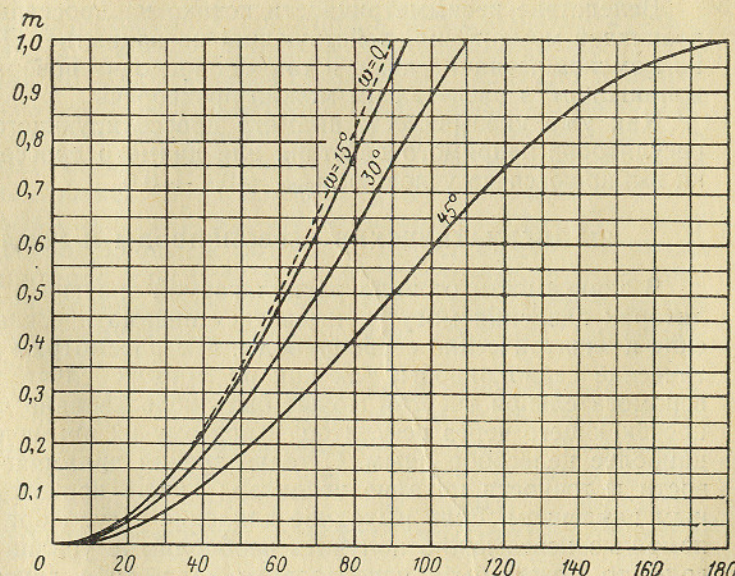
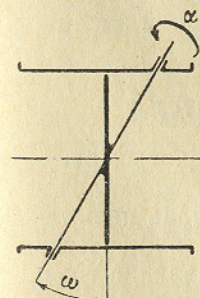
Эти заслонки в закрытом положении обычно дают значительные утечки. Повышенная герметичность может быть получена у заслонок с наклонной осью вращения (фиг. 55), у которых линия контакта с корпусом (в закрытом положении) не прерывается осью и потому могут быть применены специальные уплотняющие манжеты или приняты другие конструктивные меры, обеспечивающие высокую герметичность. Характеристики заслонок с наклонной осью определяются формулой

$$m = 1 - \cos \left[2 \arcsin \left(\cos \omega \cdot \sin \frac{\alpha}{2} \right) \right]. \quad (77)$$

Заслонки связываются с сервоприводом с помощью рычажных механизмов (фиг. 56) или зубчатых зацеплений, причем при рас-

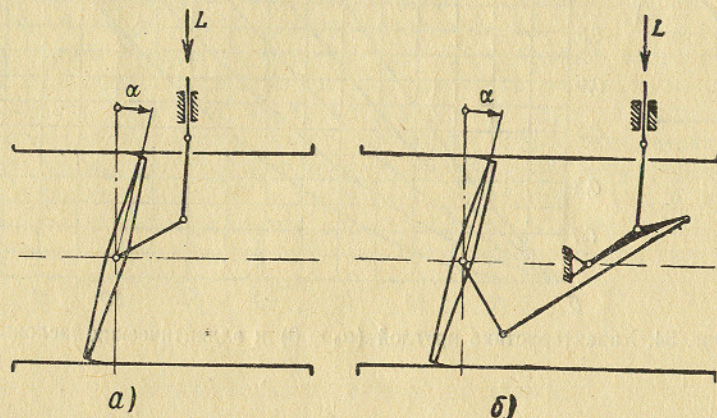


Фиг. 54. Характеристика круглой ($\alpha_0 = 0$) и эллиптических заслонок.



Фиг. 55. Характеристики круглых заслонок с наклонной осью вращения.

смотрении вопросов динамической устойчивости имеют значение характеристики $S_1 = \varphi(L)$. Для простого рычажного механизма зависимость угла поворота заслонки от хода сервопривода близка к линейной и поэтому характеристика $S_1 = \varphi(L)$ по виду близка к характеристикам $m = \varphi(\alpha)$. Нелинейность характеристик $S_1 = \varphi(L)$ является положительным качеством. Сложный рычажной механизм позволяет усилить нелинейность и приблизить характеристику $S_1 = \varphi(L)$ к экспоненциальной. Подбор звеньев рычажного механизма производится графическим способом.



Фиг. 56. Связь заслонки с сервоприводом.

а — простой рычажный механизм; б — сложный рычажный механизм.

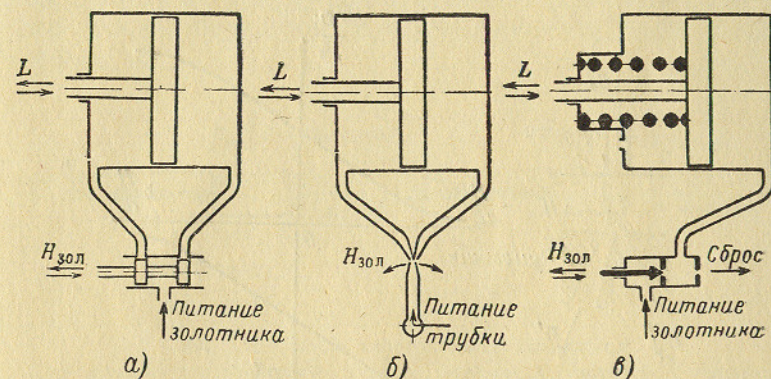
Вследствие несимметричности потока на дроссельной заслонке возникает момент сил, действующий на закрытие. Однако величина момента незначительна, и так как заслонка поворачивается сервоприводом, в расчетах им можно пренебречь.

Как уже указывалось, диаметр дросселирующего отверстия у регуляторов непрямого действия или диаметр дроссельной заслонки выбираются по условию $m_{\max} = 0,4 \div 0,6$.

25. ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ СЕРВОПРИВОДЫ И УСИЛИТЕЛИ

В зависимости от вида располагаемой энергии в газовых регуляторах давления могут применяться пневматические, гидравлические и электрические сервоприводы. Мы рассмотрим лишь пневматические сервоприводы, так как во многих случаях в качестве вспомогательной энергии может быть использовано давление газа, протекающего через регулятор, и поэтому их применение является наиболее целесообразным. С точки зрения динамической устойчивости и точности питание усилителя лучше производить постоянным давлением. Если выходное давление регулятора мало и с его помощью невозможно получить необходимые усилия на сервоприводе, то может быть использовано какое-либо другое (постороннее) давление.

Пневматические сервоприводы могут быть двухстороннего и одностороннего действия (фиг. 57). Для работы двухстороннего привода необходимо в одну полость цилиндра подавать давление, а из другой сбрасывать. Поэтому в качестве усилителей у них используются двухсторонний золотник или струйная трубка. В одностороннем сервоприводе давление из усилителя подается только в одну полость, а возвратное движение поршня обеспечивается пружиной или какой-либо другой нагрузкой.



Фиг. 57. Типы пневматических сервоприводов и усилителей.

а — сервопривод двухстороннего действия с усилителем в виде двухстороннего золотника; б — сервопривод двухстороннего действия с усилителем в виде струйной трубки; в — сервопривод одностороннего действия с усилителем в виде одностороннего золотника.

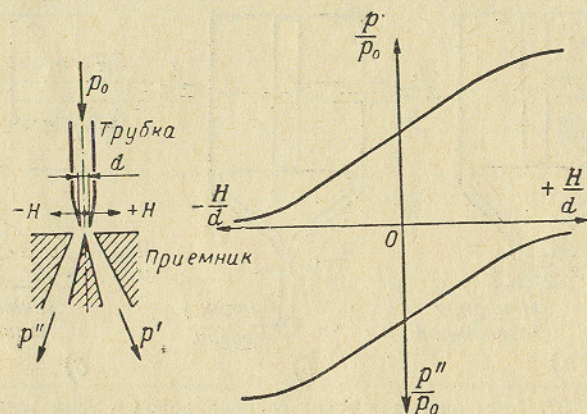
Применение двухсторонних золотников целесообразно в мощных сервоприводах, имеющих большой рабочий объем, когда для обеспечения быстродействия необходимо иметь большую производительность усилителя. Они позволяют также более экономно расходовать газ, питающий сервопривод, так как на установившихся режимах расход определяется только утечками за счет негерметичности элементов конструкции. Однако двухсторонние золотники не могут быть выполнены достаточно малых размеров. Поэтому маломощные сервоприводы, к которым следует отнести приводы регуляторов давления, при работе с двухсторонними золотниками имеют малую постоянную времени (т. е. очень большую скорость перестановки регулирующего органа), что ухудшает динамическую устойчивость.

Сервопривод с двухсторонним золотником при отсутствии дополнительных обратных связей является астатическим звеном. На любом установившемся режиме положение золотника и связанного с ним чувствительного элемента всегда одно и то же (золотник перекрывает оба канала, идущие в сервопривод) и регулятор в принципе не дает статической ошибки¹. Отклонение регулиру-

¹ Практически эти регуляторы также дают некоторую ошибку, величина которой определяется зоной нечувствительности.

мого давления определяет здесь скорость перемещения сервопривода, а не его положение.

Усилители в виде струйной трубки могут применяться с маломощными сервоприводами, так как струйная трубка может быть выполнена малого диаметра, что обеспечивает большую постоянную времени сервопривода, чем в случае с двухсторонним золотником. Статическая характеристика струйной трубки приведена на фиг. 58.



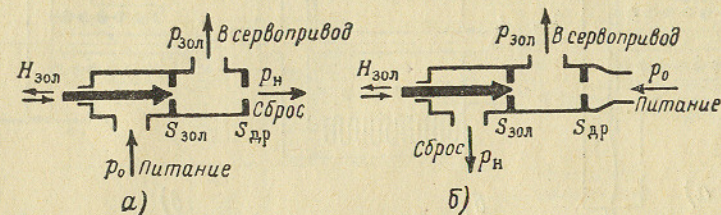
Фиг. 58. Статическая характеристика струйной трубки.

Односторонний сервопривод с односторонним золотником (см. фиг. 57, в) является статическим звеном, так как каждому положению поршня соответствует определенное давление на выходе золотника и, следовательно, определенное положение иглы золотника и чувствительного элемента. Однако всегда можно так подобрать конструктивные параметры золотника и чувствительного элемента, что будет обеспечена высокая точность регулятора. Вместе с тем наличие статизма в сервоприводе благоприятно отражается на устойчивости регулятора.

В конструктивном и технологическом отношении односторонний золотник значительно проще струйной трубки и двухстороннего золотника. Кроме того, он позволяет очень просто изменять и подбирать параметры, влияющие на динамическую устойчивость: постоянная времени сервопривода и коэффициент усиления золотника зависят от сечения дросселя $S_{др}$ и характеристики иглы золотника $S_{зол} = \varphi(H_{зол})$. В связи с этим применение односторонних сервоприводов в газовых регуляторах давления является наиболее рациональным.

Односторонние золотники являются конструктивной разновидностью усилителей, которые в литературе по автоматическому регулированию называются усилителями типа «сопло-заслонка». Возможны два варианта золотников: регулируемым сечением мо-

жет быть входное или выходное (фиг. 59). Выходное давление $p_{зол}$, поступающее в сервопривод, зависит от соотношения сечений $S_{зол}/S_{др}$ и отношения давлений p_0/p_H . Зависимость $p_{зол} = \varphi(S_{зол})$ или $p_{зол} = \varphi(H_{зол})$ для установившихся режимов работы называется статической характеристикой золотника. Расчет характеристики сводится к задаче о «двух дросселях» (фиг. 10), причем для варианта по фиг. 59, а $S_1/S_2 = S_{зол}/S_{др}$, а для варианта по фиг. 59, б $S_1/S_2 = S_{др}/S_{зол}$; под отношением давлений на диаграмме для обоих вариантов следует понимать $p_1/p_3 = p_0/p_H$ и $p_2/p_1 = p_{зол}/p_0$.



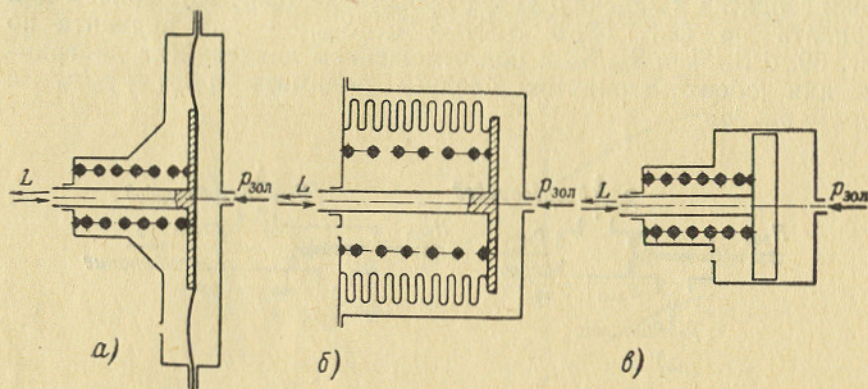
Фиг. 59. Типы односторонних золотников.

а — золотник с регулируемым входным сечением; б — золотник с регулируемым выходным сечением.

Выбор схемы золотника должен быть увязан со схемой сервопривода и расчетным диапазоном изменения давления $p_{зол}$, который определяется параметрами сервопривода. Золотники, регулирующие входное сечение (см. фиг. 59, а), могут дать на выходе давление $p_{зол} \approx p_H \pm 0,8p_0$. Золотники, регулирующие выходное давление (фиг. 59, б), дают максимальное давление $p_{зол} = p_0$, а минимальное давление у них сильно зависит от отношения p_0/p_H и поэтому величина максимального сечения $S_{зол}$ должна устанавливаться в зависимости от конкретных условий. Конструктивные параметры сервопривода должны подбираться так, чтобы расчетный диапазон изменения давления $p_{зол}$ был уже диапазона, который может быть фактически обеспечен золотником. Вследствие неточностей расчета и невозможности учета всех факторов нагрузка на сервопривод может несколько отличаться от расчетной. В этом случае регулятор будет работать нормально лишь при условии, что у золотника имеются резервы по сравнению с расчетными условиями.

Конструктивные виды односторонних пневматических сервоприводов показаны на фиг. 60. Применение того или иного вида зависит от потребного хода привода и действующих в нем давлений, т. е. от потребной мощности, а также от рабочей температуры. Сервоприводы регуляторов давления являются маломощными и поэтому в первую очередь должны применяться мембранные и сильфонные сервоприводы. Применение мембранных приводов ограничивается прочностью материала мембраны и рабочей темпе-

ратурой. Применение металлических мембран здесь невозможно, так как они имеют очень малый ход. Сильфонные сервоприводы могут работать при более высоких давлениях и повышенных температурах. Кроме того, они имеют и больший ход, чем мембранные сервоприводы.



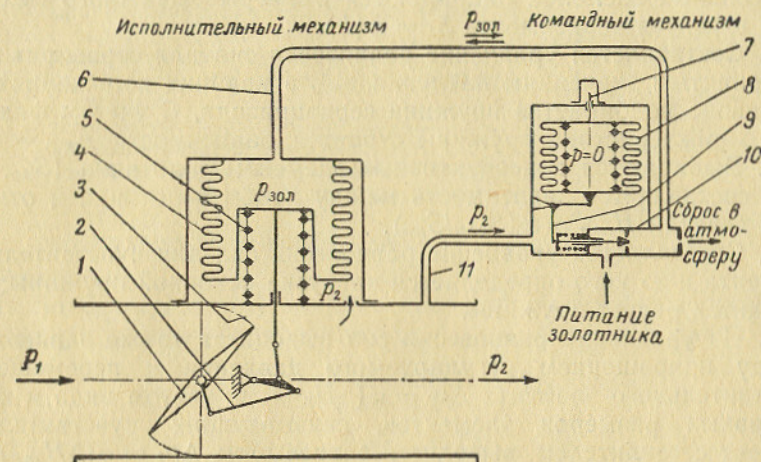
Фиг. 60. Типы сервоприводов одностороннего действия, а — мембранный; б — сильфонный; в — поршневой.

Достоинством мембранных и сильфонных сервоприводов является их герметичность. Это позволяет применять золотники, работающие на малых расходах, т. е. с малым сечением $S_{др}$ (см. фиг. 59), что упрощает решение вопросов точности и динамической устойчивости, а также обеспечивает малый расход газа для сервопривода.

Поршневые сервоприводы позволяют получить больший ход и большие усилия, так как они могут работать при высоких давлениях. Но при работе с односторонним золотником должно быть обеспечено хорошее уплотнение поршня, например, с помощью резиновых манжет, которые, однако, ограничивают допустимую рабочую температуру. Применение металлических поршневых колец при повышенных температурах затруднено тем, что они не обеспечивают достаточно высокой герметичности и поэтому усилитель должен работать на таких расходах, чтобы утечки через поршневые кольца не влияли на его статическую характеристику. Однако увеличение расхода через усилитель, если это не связано с необходимостью получить большую мощность, является во всех отношениях нежелательным.

Поршневые сервоприводы не могут применяться при низком расчетном давлении $P_{30л}$, так как силы трения, создаваемые уплотняющими элементами поршня, могут оказаться сравнимыми по величине с расчетными нагрузками, что приведет к расширению требуемого диапазона давлений $P_{30л}$ и может нарушить нормальную работу регулятора.

На сервопривод одностороннего действия целесообразно в качестве нагрузки подать выходное давление регулятора, причем его действие должно быть направлено на уменьшение проходного сечения регулятора (фиг. 5 и 61). Такое воздействие является дополнительной отрицательной обратной связью (фиг. 2) и повышает динамическую устойчивость регулятора.



Фиг. 61. Схема регулятора непрямого действия с дроссельной заслонкой.

1 — дроссельная заслонка; 2 — рычажный механизм; 3 — дросселирующее сечение; 4 — сильфон сервопривода; 5 — пружина сервопривода; 6 — трубка; 7 — регулировочный винт; 8 — чувствительный элемент; 9 — рычаг; 10 — золотник; 11 — трубка.

26. РАСЧЕТ СТАТИЧЕСКОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ. ПРИМЕР РАСЧЕТА

Статическая характеристика регуляторов непрямого действия не может быть сведена к одной формуле, как это было сделано для регуляторов прямого действия. Характеристика может быть определена путем последовательного расчета отдельных звеньев регулятора. Расчет характеристики и подбор конструктивных параметров производится в следующей последовательности.

1. По заданным параметрам определяется требуемое максимальное и минимальное сечение. По максимальному сечению определяется диаметр дросселирующего сечения ($m_{max} = 0,4 \div 0,6$) и выбирается тип регулирующего органа и проходные сечения регулятора в крайних положениях регулирующего органа. Фактический диапазон изменения проходного сечения должен быть несколько шире расчетного, что необходимо для компенсации погрешностей расчета и создания некоторого запаса.

2. С учетом особенностей задания, величины располагаемого давления для питания усилителя и размеров регулирующего орга-

на намечается общая схема регулятора и выбираются основные конструктивные параметры: эффективная площадь и ход сильфона или мембраны сервопривода, тип и размеры чувствительного элемента, тип усилителя и его выходное давление в крайних положениях сервопривода.

3. Графическим способом подбирается профиль клапана, а для дроссельных заслонок подбираются размеры рычажного механизма и строится зависимость $S_1 = \varphi(L)$.

4. Составляется уравнение равновесия сил для сервопривода и по принятым значениям давления $p_{30л}$ в крайних положениях сервопривода подбирается пружина сервопривода. С учетом фактической характеристики пружины строится зависимость $p_{30л} = \varphi(L)$.

5. Выбираются конструктивные элементы золотника ($S_{др}$, $d_{30л}$, β) и составляется зависимость между ходом золотника и отношением сечений $H_{30л} = \varphi(S_{30л}/S_{др})$.

6. Составляется уравнение равновесия сил для чувствительного элемента и из него определяется нагрузка основной пружины; производится расчет пружины.

7. Из уравнения равновесия сил выводится также зависимость между приращением регулируемого давления и перемещением чувствительного элемента $\Delta p_2 = \varphi(\Delta H_{ч.з})$. С учетом вида и конструктивных размеров элементов, связывающих чувствительный элемент с усилителем, выводится зависимость $\Delta p_2 = \varphi(\Delta H_{30л})$.

8. Задавшись рядом значений входного давления p_1 , по предыдущим формулам и графикам для каждого значения определяются:

- проходное сечение регулятора S_1 (по номинальным значениям расхода и выходного давления);
- положение сервопривода L ;
- давление на выходе золотника $p_{30л}$;
- отношение сечений золотника $S_{30л}/S_{др}$;
- положение иглы золотника $H_{30л}$;
- перемещение $\Delta H_{30л}$ от начального положения (при $p_1 = p_1^0$);
- приращение регулируемого давления Δp_2 ;
- выходное давление $p_2 = p_2^0 + \Delta p_2$.

9. Величиной p_2^0 следует задаться так, чтобы расчетное поле допуска на выходное давление было симметрично относительно заданного номинала. По полученным точкам строится характеристика регулятора.

Конструктивные параметры регулятора должны быть подобраны так, чтобы расчетная характеристика уложилась примерно в половину заданного допуска. Если этого не получилось, необходимо изменить некоторые параметры и произвести повторный расчет. Наиболее сильное влияние на точность оказывают параметры золотника и чувствительного элемента. Однако не следует стремиться к чрезмерно высокой точности (если в этом нет необходимости), так как она достигается увеличением коэффициентов усиления звеньев, что понижает динамическую устойчивость регулятора.

Пример 5. Подобрать конструктивные параметры и рассчитать характеристику регулятора, предназначенного для поддержания постоянного абсолютного давления воздуха перед воздушной турбиной, по следующим данным:

максимальное давление на входе в регулятор	$p_1^0 = 3 \text{ ата}$
минимальное давление на входе в регулятор	$p_{1\min} = 0,5 \text{ ата}$
давление на выходе из регулятора	$p_2 = 0,45 \pm 0,02 \text{ ата}$
критическое сечение соплового аппарата турбины	$S_2 = 1200 \text{ мм}^2$
температура проходящего воздуха	$T_1 = T_2 = 273^\circ \text{ К}$
давление питания золотника	$p_0 = 2,4 \text{ ата}$
давление окружающей среды, в которую производится сброс воздуха из сервопривода	$p_n \leq 0,2 \text{ ата}$
температура окружающей среды	$t_{окр} = \pm 60^\circ \text{ С}$

Решение.

1. По формулам (9) и (20) определяем потребные проходные сечения регулятора (коэффициенты A_1 и A_2 берем по фиг. 8):

$$S_{1\max} = 1200 \cdot \frac{0,45}{0,5} \cdot \frac{0,396}{0,24} = 1780 \text{ мм}^2;$$

$$S_1^0 = 1200 \cdot \frac{0,45}{3} \cdot \frac{0,396}{0,396} = 180 \text{ мм}^2.$$

В связи с малым перепадом $p_{1\min}/p_{2\text{ ном}} = 1,11$ применяем в качестве регулирующего органа дроссельную заслонку, причем может быть использована круглая заслонка по фиг. 54, так как регулятор работает на постоянном расходе и особых требований по герметичности в закрытом положении нет. Принимаем $m_{\max} = 0,5$ и определяем диаметр заслонки:

$$\frac{\pi}{4} d^2 = \frac{S_{1\max}}{m_{\max}} = \frac{1780}{0,5} = 3560 \text{ мм}^2;$$

$$d = 67,5 \text{ мм}.$$

Округляем диаметр заслонки до $d = 70 \text{ мм}$ ($\frac{\pi}{4} d^2 = 3850 \text{ мм}^2$) и по фиг. 54 определяем углы открытия заслонки при расчетных значениях проходного сечения:

$$\text{при } S_{1\max} = 1780 \text{ мм}^2: m = \frac{1780}{3850} = 0,462; \quad \alpha = 57^\circ 30';$$

$$\text{при } S_1^0 = 180 \text{ мм}^2: m = \frac{180}{3850} = 0,047; \quad \alpha = 18^\circ.$$

В конструкции необходимо предусмотреть поворот заслонки в более широком диапазоне. Задаемся диапазоном $\alpha = 10^\circ - 65^\circ$ и определяем проходные сечения в крайних положениях:

$$\begin{aligned} \text{при } \alpha = 65^\circ: m &= 0,577; & S_1 &= 2220 \text{ мм}^2; \\ \text{при } \alpha = 10^\circ: m &= 0,013; & S_1 &= 50 \text{ мм}^2. \end{aligned}$$

В закрытом положении (при $\alpha = 10^\circ$) необходимо также учесть зазор между корпусом и заслонкой, который определяется точностью изготовления. Принимая максимальный зазор $\delta = 0,2$ мм на сторону, получим сечение за счет зазора

$$S_{\text{заз}} = \pi d \delta = 3,14 \cdot 70 \cdot 0,2 = 44 \text{ мм}^2$$

и, следовательно, проходное сечение регулятора в закрытом положении будет

$$S_1 = 50 + 44 = 94 \text{ мм}^2.$$

Таким образом, при угле поворота заслонки $\alpha = 10 \div 65^\circ$ проходное сечение регулятора при закрытой заслонке примерно в 2 раза меньше расчетного значения S_1^0 , а при открытой заслонке в 1,25 раза больше расчетного значения S_1^{max} . Считаем эти запасы достаточными.

2. Намечаем общую схему регулятора (см. фиг. 61). При заданных параметрах для работы сервопривода нельзя использовать выходное давление p_2 из-за его малости. По этой же причине нельзя использовать и входное давление, так как $p_{1\text{ min}} \approx p_2$. Поэтому в качестве вспомогательной энергии необходимо использовать постороннее давление $p_0 = 2,4 \text{ ата} = \text{const}$.

Так как регулятор должен поддерживать постоянное абсолютное давление, то чувствительный элемент должен быть выполнен в виде вакуумированного сильфона. В связи с высокой заданной точностью необходимо иметь достаточно большую эффективную площадь и поэтому подбираем бронзовый сильфон с площадью $F = 14,4 \text{ см}^2$; жесткость сильфона $K_c \approx 0,4 \text{ кг/мм}$.

При заданных параметрах нагрузку на заслонку следует считать небольшой и поэтому ограничиваемся эффективной площадью сильфона сервопривода $F_{\text{сп}} = 18,5 \text{ см}^2$. Подбираем бронзовый сильфон, который может обеспечить ход сервопривода $L_{\text{сп}} = 14 \text{ мм}$ (из них 12 мм на сжатие сильфона и 2 мм на растяжение); жесткость сильфона $K_c \approx 0,23 \text{ кг/мм}$.

В качестве усилителя применяем односторонний золотник по фиг. 59, а. При давлении питания $p_0 = 2,4 \text{ ата}$ и давлении на сбросе $p_{\text{н}} \leq 0,2 \text{ ата}$ можно принять расчетный диапазон изменения давления на выходе из золотника $p_{\text{зол}} = 0,6 \div 1,6 \text{ ата}$. Практически золотник может обеспечить $p_{\text{зол}} \approx 0,2 \div 2 \text{ ата}$, т. е. по сравнению с расчетными значениями золотник имеет резерв $\sim 0,4 \text{ ат}$ как в сторону увеличения, так и уменьшения давления.

3. Графическим способом подбираем размеры рычажного механизма (фиг. 62) так, чтобы характеристика заслонки $S_1 = \varphi(L)$ была близка к экспоненциальной, которая для данного случая рассчитывается по формуле (14):

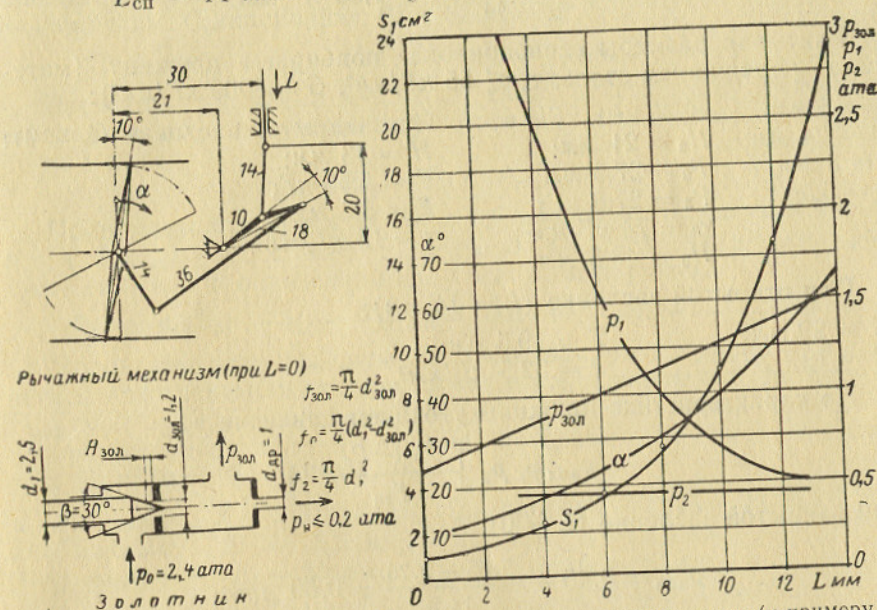
$$S_1 = S_{1\text{ max}} e^{-a \left(1 - \frac{L}{L_{\text{сп}}}\right)} = 2220 e^{-3,17 \left(1 - \frac{L}{14}\right)},$$

где $S_{1\text{ max}} = 2220 \text{ мм}^2$ — проходное сечение в крайнем открытом положении;

$S_{1\text{ min}} = 94 \text{ мм}^2$ — проходное сечение в крайнем закрытом положении;

$$a = \ln \frac{S_{1\text{ max}}}{S_{1\text{ min}}} = \ln \frac{2220}{94} = 3,17;$$

$L_{\text{сп}} = 14 \text{ мм}$ — полный ход сервопривода.



Фиг. 62. Конструктивные элементы регулятора и их характеристики (к примеру 5).

На фиг. 62 изображена зависимость $\alpha = \varphi(L)$, которую дает рычажный механизм, а по ней при помощи фиг. 54 построена зависимость $S_1 = \varphi(L)$, причем учтено также влияние зазора между заслонкой и корпусом. Там же для сравнения нанесены точки (кружочки) экспоненциальной характеристики.

4. Пренебрегая моментом сил, возникающим на заслонке вследствие несимметричности потока, а также силами трения, составим уравнение равновесия сил для сервопривода и определим параметры пружины. При расчете сервопривода считаем выходное давление регулятора постоянным $p_2 = p_{2\text{ ном}} = 0,45 \text{ ата}$.

$$p_2 F_{\text{сп}} + P_{\text{пр}} = p_{\text{зол}} F_{\text{сп}} + P_c;$$

$$P_{\text{пр}} = (p_{\text{зол}} - p_2) F_{\text{сп}} + P_c.$$

При закрытой заслонке ($L=0$):

$$p_{\text{зол}} = 0,6 \text{ ата};$$

$$P_c = 0,23 \cdot 12 = 2,76 \text{ кг} \text{ (сильфон сжат на 12 мм)};$$

$$P_{\text{пр}} = (0,6 - 0,45) 18,5 + 2,76 = 5,5 \text{ кг};$$

При открытой заслонке ($L = 14$ мм):

$$p_{\text{зол}} = 1,6 \text{ ата};$$

$$P_c = -0,23 \cdot 2 = -0,46 \text{ кг (сильфон растянут на 2 мм)};$$

$$P_{\text{пр}} = (1,6 - 0,45) 18,5 - 0,46 = 20,2 \text{ кг}.$$

Жесткость пружины должна быть

$$K_{\text{пр}} = \frac{20,2 - 5,5}{14} = 1,05 \text{ кг/мм}.$$

Учитывая размеры сервопривода, подбираем пружину (материал — пружинная сталь, $\tau_2 \leq 55 \text{ кг/мм}^2$, $G = 8000 \text{ кг/мм}^2$):

$$d = 3 \text{ мм}; \quad K = 1,01 \text{ кг/мм}; \quad \text{При закрытой заслонке } (L = 0):$$

$$D = 24 \text{ мм}; \quad H_3 = 21 \text{ мм}; \quad H = 43 \text{ мм};$$

$$t = 8 \text{ мм}; \quad F_3 = 27,5 \text{ мм}; \quad P = 5,55 \text{ кг};$$

$$n = 5,5; \quad P_3 = 27,8 \text{ кг}; \quad F = 5,5 \text{ мм};$$

$$\tau_3 = 74 \text{ кг/мм}^2; \quad \tau = 15 \text{ кг/мм}^2.$$

$$H_0 = 48,5 \text{ мм}.$$

При открытой заслонке ($L = 14$ мм):

$$H = 29 \text{ мм}; \quad F = 19,5 \text{ мм};$$

$$P = 19,7 \text{ кг}; \quad \tau = 52,5 \text{ кг/мм}^2.$$

По характеристике пружины уточняем давление $p_{\text{зол}}$:

$$p_{\text{зол}} = p_2 + \frac{P_{\text{пр}} - P_c}{F_{\text{сп}}},$$

при закрытой заслонке ($L = 0$)

$$p_{\text{зол}} = 0,45 + \frac{5,55 - 2,76}{18,5} = 0,60 \text{ ата};$$

при открытой заслонке ($L = 14$ мм)

$$p_{\text{зол}} = 0,45 + \frac{19,7 + 0,46}{18,5} = 1,54 \text{ ата}.$$

Зависимость $p_{\text{зол}} = \varphi(L)$ линейна (см. фиг. 62) и выражается формулой

$$p_{\text{зол}} = 0,6 + \frac{K_{\text{пр}} + K_c}{F_{\text{сп}}} L = 0,6 + 0,067L.$$

5. Задаемся размерами золотника (фиг. 62) и определяем зависимость между сечениями и ходом иглы:

$$S_{\text{др}} = 0,785 \text{ мм}^2;$$

$$S_{\text{зол}} = 0,85 \cdot 3,14 \cdot 1,2 \cdot 0,26 H_{\text{зол}} = 0,83 H_{\text{зол}} \text{ [см. формулу (13)]};$$

$$\frac{S_{\text{зол}}}{S_{\text{др}}} = 1,06 H_{\text{зол}};$$

$$H_{\text{зол}} = 0,95 \frac{S_{\text{зол}}}{S_{\text{др}}}.$$

Величина $\epsilon = 0,85$ взята по фиг. 13 по условиям $\beta = 30^\circ$ и $m_{\text{max}} = 0,45$ (для получения $p_{\text{зол}} = 1,54 \text{ ата}$ при $p_0 = 2,4 \text{ ата}$ и $p_H \leq 0,2 \text{ ата}$ согласно фиг. 10 необходимо иметь $S_{\text{зол}}/S_{\text{др}} = 0,65$, т. е. $S_{\text{зол}} = 0,65 \cdot 0,785 = 0,51 \text{ мм}^2$ и $m_{\text{max}} = 0,45$).

6. Составляем уравнение равновесия сил для чувствительного элемента. При этом силами трения пренебрегаем, а рычаг, связывающий чувствительный элемент с иглой золотника, принимаем равноплечим. Согласно фиг. 61 и 62 имеем

$$p_2 F - P_{\text{пр}} - P_c - P_{\text{вс. пр}} + p_2 f_2 - p_{\text{зол}} f_{\text{зол}} - p_0 f_0 = 0.$$

Последние три члена выражают силы, действующие непосредственно на иглу золотника. Вследствие малости ими можно пренебречь и тогда

$$p_2 F - P_{\text{пр}} - P_c - P_{\text{вс. пр}} = 0.$$

Принимаем $P_{\text{вс. пр}} = 1 \text{ кг}$ ($d = 0,8 \text{ мм}$, $D = 10 \text{ мм}$, $t = 4 \text{ мм}$, $n = 4$, $K_{\text{вс. пр}} = 0,1 \text{ кг/мм}$), $P_c = 1,2 \text{ кг}$ ($K_c = 0,4 \text{ кг/мм}$, сильфон сжат на 3 мм) и определяем силу основной пружины:

$$P_{\text{пр}} \cong p_2 F - P_c - P_{\text{вс. пр}} = 0,45 \cdot 14,4 - 1,2 - 1 = 4,3 \text{ кг}.$$

Подбираем размеры пружины, учитывая, что ее длина при расчетной нагрузке должна быть $H_2 \cong 31 \text{ мм}$, а наружный диаметр — $D_{\text{нар}} \cong 28 \text{ мм}$ (эти величины определяются размерами сильфона, внутрь которого ставится пружина; материал — пружинная сталь, $\tau_2 \leq 55 \text{ кг/мм}^2$, $G = 8000 \text{ кг/мм}^2$):

$$d = 2,4 \text{ мм}; \quad K = 0,37 \text{ кг/мм} \quad \text{При рабочей нагрузке } P_2 = 4,3 \text{ кг};$$

$$D = 25,6 \text{ мм}; \quad H_3 = 15,5 \text{ мм}; \quad F_2 = 11,5 \text{ мм};$$

$$t = 8 \text{ мм}; \quad F_3 = 28 \text{ мм}; \quad H_2 = 32 \text{ мм};$$

$$n = 5. \quad P_3 = 10,3 \text{ кг}; \quad \tau_2 = 33,5 \text{ кг/мм}^2.$$

$$\tau_3 = 80 \text{ кг/мм}^2;$$

$$H_0 = 43,5 \text{ мм}.$$

7. Из уравнения равновесия сил выражаем величину выходного давления

$$p_2 = \frac{P_{\text{пр}} + P_c + P_{\text{вс. пр}}}{F},$$

откуда

$$\Delta p_2 = p_2 - p_2^0 = \frac{K \Delta H_{\text{ч. э}}}{F},$$

где $K = K_{\text{пр}} + K_c + K_{\text{вс. пр}} = 0,37 + 0,4 + 0,1 = 0,87 \text{ кг/мм}$ — суммарная жесткость всех упругих элементов, соединенных с сильфоном.

При имеющейся рычажной связи чувствительного элемента с иглой золотника

$$\Delta H_{\text{ч. э}} = -\Delta H_{\text{зол}}$$

и тогда

$$\Delta p_2 = -\frac{K \Delta H_{\text{зол}}}{F} = -0,06 \Delta H_{\text{зол}}.$$

Таблица 7

p_1 ата	S_1 мм ²	L мм	$p_{зол}$ ата	$\frac{p_{зол}}{p_0}$	$\frac{S_{зол}}{S_{др}}$	$H_{зол}$ мм	$\Delta H_{зол}$ мм	Δp_2 ат	p_2 ата
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
3	180	3,1	0,81	0,337	0,337	0,32	0	0	0,46
2,5	226	4,1	0,87	0,363	0,363	0,34	0,02	-0,001	0,459
2	270	5,1	0,94	0,392	0,392	0,37	0,05	-0,003	0,457
1,5	360	6,2	1,02	0,425	0,425	0,40	0,08	-0,005	0,455
1	540	8,0	1,14	0,475	0,475	0,45	0,13	-0,008	0,452
0,5	1780	12,9	1,47	0,613	0,613	0,58	0,26	-0,016	0,444

8. Рассчитываем теперь характеристику регулятора (табл. 7). Задавшись рядом значений p_1 (графа 1) для каждой точки определяем:

— потребное проходное сечение S_1 (графа 2) по формуле (20)

$$S_1 = S_2 \frac{p_{2ном}}{p_1} \frac{A_2}{A_1}$$

($A_2 = 0,396$; при $p_1 \geq 0,85$ ата $A_1 = 0,396$);

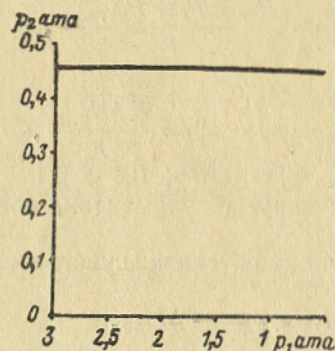
— по сечению S_1 с помощью графика (см. фиг. 62) определяем положение сервопривода L (графа 3);

— по положению сервопривода L находим по тому же графику давление $p_{зол}$ (графа 4);

— вычисляем отношение $p_{зол}/p_0$ (графа 5) и с помощью фиг. 10 ($p_0/p_H = 12$) находим отношение $S_{зол}/S_{др}$ (графа 6);

— вычисляем положение иглы золотника $H_{зол}$ (графа 7)

$$H_{зол} = 0,95 \frac{S_{зол}}{S_{др}};$$



Фиг. 63. Характеристика регулятора (к примеру 5).

— вычисляем приращение $\Delta H_{зол}$ (графа 8)

$$\Delta H_{зол} = H_{зол} - H_{зол}^0 = H_{зол} - 0,32;$$

— вычисляем приращение Δp_2 (графа 9)

$$\Delta p_2 = -0,06 \Delta H_{зол};$$

— задаемся значением $p_2^0 = 0,46$ ата и вычисляем p_2 (графа 10)

$$p_2 = 0,46 + \Delta p_2.$$

9. Расчетная характеристика $p_2 = \varphi(p_1)$ изображена на фиг. 63. Она укладывается в поле допуска 0,016 ат при 0,04 ат по заданию, т. е. имеется достаточный запас по точности. Давления p_1 и p_2 нанесены также на графике фиг. 62.

VI. ДИНАМИЧЕСКАЯ УСТОЙЧИВОСТЬ

27. УРАВНЕНИЯ ЗВЕНЬЕВ

Система с регулятором непрямого действия может быть разбита на 5 звеньев (см. фиг. 2), для которых принимаем следующие входные и выходные величины (табл. 8).

Таблица 8

Наименование звена	Входная величина	Выходная величина
Объект регулирования	Сечение под клапаном $S_1, \mu = \frac{\Delta S_1}{S_1^0}$	Регулируемое давление $p_2, \varphi = \frac{\Delta p_2}{p_2^0}$
Чувствительный элемент	Регулируемое давление $p_2, \varphi = \frac{\Delta p_2}{p_2^0}$	Перемещение чувствительного элемента $H_{ч. э}, \eta = \frac{\Delta H_{ч. э}}{H_{мах}}$
Усилитель	Перемещение чувствительного элемента $H_{ч. э}, \eta = \frac{\Delta H_{ч. э}}{H_{мах}}$	Давление за золотником $p_{зол}, \varphi_{зол} = \frac{\Delta p_{зол}}{p_{зол}^0}$
Сервопривод	Давление за золотником $p_{зол}, \varphi_{зол} = \frac{\Delta p_{зол}}{p_{зол}^0}$	Перемещение сервопривода $L, \lambda = \frac{\Delta L}{L_{сп}}$
Регулирующий орган	Перемещение сервопривода $L, \lambda = \frac{\Delta L}{L_{сп}}$	Сечение под клапаном $S_1, \mu = \frac{\Delta S_1}{S_1^0}$

Вывод уравнений рассмотрим на примере регулятора, изображенного на фиг. 61.

Объект регулирования

Для объекта регулирования остается в силе уравнение (52):

$$(T_1 p + 1) \varphi = k_1 u.$$

Чувствительный элемент

Как и в регуляторах прямого действия исходным уравнением является (54):

$$M \frac{d^2 H_{ч.э}}{dt^2} = \sum P - P_{сопр}.$$

Согласно фиг. 61 и 62 имеем

$$\sum P = p_2 F - P_{пр} - P_{ч.э} - P_{вс.пр} + p_2 f_2 - p_{зол} f_{зол} - p_0 f_0.$$

Наличие последних трех членов и знаки перед ними зависят от общей схемы регулятора и конструкции золотника. Однако во всех случаях для получения удовлетворительных статических характеристик они должны быть малы по сравнению с $p_2 F$ и поэтому ими можно пренебречь, т. е.

$$\sum P \cong p_2 F - P_{пр} - P_{ч.э} - P_{вс.пр}.$$

Выражая силы сопротивления в виде сил вязкого трения по формуле (58) и производя преобразования, аналогичные преобразованиям уравнения (54), получим, как и для регуляторов прямого действия, уравнение (62):

$$(T_2^2 p^2 + T_3 p + 1) \eta = k_2 \varphi,$$

где

$$T_2^2 = \frac{M}{K};$$

$$T_3 = \frac{D}{K};$$

$$k_2 = \frac{p_2^0 F}{K H_{\max}};$$

$$\eta = \frac{\Delta H_{ч.э}}{H_{\max}};$$

M — масса подвижных частей, соединенных с чувствительным элементом;

K — суммарная жесткость всех упругих элементов, соединенных с чувствительным элементом;

D — коэффициент пропорциональности в уравнении (58) для чувствительного элемента;

$H_{\max}$ — базовая величина хода чувствительного элемента.

Усилитель

Усилители типа односторонних золотников могут быть двух видов (см. фиг. 59). Рассмотрим оба варианта.

а) В золотнике регулируется входное сечение (см. фиг. 59, аи 61).

Исходным уравнением является

$$\frac{d\Theta_{сп}}{dt} = G_{зол} - G_{др}. \quad (78)$$

где

$\Theta_{сп}$ — вес газа в полости сервопривода, соединенной с золотником;

$G_{зол}$ — весовой расход газа через входное сечение золотника;

$G_{др}$ — весовой расход газа через выходное сечение (дроссель) золотника.

$$\Theta_{сп} = \frac{V_{сп} p_{зол}}{RT};$$

$$G_{зол} = A_{зол} S_{зол} \frac{p_0}{\sqrt{T}};$$

$$G_{др} = A_{др} S_{др} \frac{p_{зол}}{\sqrt{T}}.$$

Принимая давление питания золотника $p_0 = \text{const}$, производим преобразования, аналогичные преобразованиям уравнения (46):

$$\frac{d\Theta_{сп}}{dt} = \frac{V_{сп}^0}{RT} \frac{dp_{зол}}{dt} + \frac{p_{зол}^0}{RT} \frac{dV_{сп}}{dt};$$

$$\frac{\Delta p_{зол}}{p_{зол}^0} = \varphi_{зол}, \quad \frac{dp_{зол}}{dt} = p_{зол}^0 \dot{\varphi}_{зол};$$

$$\frac{\Delta L}{L_{сп}} = \lambda, \quad \frac{dL}{dt} = L_{сп} \dot{\lambda};$$

$$\frac{V_{сп}^0}{F_{сп} L_{сп}} = \xi;$$

$$\frac{dV_{сп}}{dt} = F_{сп} \frac{dL}{dt} = F_{сп} L_{сп} \dot{\lambda} = \frac{V_{сп}^0}{\xi} \dot{\lambda};$$

$$\frac{d\Theta_{сп}}{dt} = \frac{V_{сп}^0 p_{зол}^0}{RT} \dot{\varphi}_{зол} + \frac{V_{сп}^0 p_{зол}^0}{RT} \frac{1}{\xi} \dot{\lambda} = \Theta_{сп}^0 \left(\dot{\varphi}_{зол} + \frac{1}{\xi} \dot{\lambda} \right);$$

$$G_{зол} = G_{зол}(S_{зол}, p_{зол}) = G_{зол}^0 + \left(\frac{\partial G_{зол}}{\partial S_{зол}} \right)^0 \Delta S_{зол} + \left(\frac{\partial G_{зол}}{\partial p_{зол}} \right)^0 \Delta p_{зол} = G_{зол}^0 (1 + \mu_{зол} - \beta_{зол} \varphi_{зол});$$

$$G_{др} = G_{др}(p_{зол}) = G_{др}^0 + \left(\frac{\partial G_{др}}{\partial p_{зол}} \right)^0 \Delta p_{зол} = G_{др}^0 [1 + (1 + \beta_{др}) \varphi_{зол}];$$

$$\mu_{зол} = \frac{\Delta S_{зол}}{S_{зол}^0};$$

$\beta_{\text{зол}}$ и $\beta_{\text{др}}$ (см. фиг. 48);

$$G_{\text{зол}}^0 = G_{\text{др}}^0;$$

$$\Theta_{\text{сп}}^0 \left(\dot{\varphi}_{\text{зол}} + \frac{1}{\xi} \dot{\lambda} \right) = G_{\text{зол}}^0 (1 + \mu_{\text{зол}} - \beta_{\text{зол}} \varphi_{\text{зол}}) - G_{\text{др}}^0 [1 + (1 + \beta_{\text{др}}) \varphi_{\text{зол}}];$$

$$\frac{\Theta_{\text{сп}}^0}{G_{\text{др}}^0} \left(\dot{\varphi}_{\text{зол}} + \frac{1}{\xi} \dot{\lambda} \right) + (1 + \beta_{\text{др}} + \beta_{\text{зол}}) \varphi_{\text{зол}} = \mu_{\text{зол}};$$

$$(\xi T_{\text{сп}} p + \kappa_{\text{зол}}) \varphi_{\text{зол}} + T_{\text{сп}} p \lambda = \mu_{\text{зол}};$$

Здесь $T_{\text{сп}} = \frac{1}{\xi} \frac{\Theta_{\text{сп}}^0}{G_{\text{др}}^0} = \frac{F_{\text{сп}} L_{\text{сп}}}{Q_{\text{др}}^0}$ — постоянная времени сервопривода

$[Q_{\text{др}}^0$ определяется по формуле (5) или (5')];

$\kappa_{\text{зол}} = 1 + \beta_{\text{др}} + \beta_{\text{зол}}$ — коэффициент самовыравнивания золотника;

$V_{\text{сп}}^0$ — объем полости сервопривода, соединенный с золотником;

$L_{\text{сп}}$ — полный ход сервопривода;

$F_{\text{сп}}$ — эффективная площадь сильфона сервопривода.

Теперь в уравнении (79) необходимо выразить $\mu_{\text{зол}}$ через η . По смыслу уравнения (54) положительному приращению Δp_2 соответствует положительное перемещение $\Delta H_{\text{ч.з.}}$, направленное на сжатие сильфона. За положительное перемещение иглы золотника примем перемещение, направленное на увеличение сечения золотника. При равноплечем рычаге согласно фиг. 61 получим

$$\Delta H_{\text{зол}} = -\Delta H_{\text{ч.з.}}$$

Проходное сечение золотника выражается формулой (13):

$$S_{\text{зол}} = \varepsilon \pi d_{\text{зол}} H_{\text{зол}} \sin \frac{\beta}{2}.$$

Выберем базовое значение хода чувствительного элемента H_{max} так, чтобы выполнялось условие

$$\varepsilon \pi d_{\text{зол}} H_{\text{max}} \sin \frac{\beta}{2} = \frac{\pi}{4} d_{\text{зол}}^2.$$

Тогда

$$\mu_{\text{зол}} = \frac{\Delta S_{\text{зол}}}{S_{\text{зол}}^0} = \frac{\Delta H_{\text{зол}}}{H_{\text{max}}} \frac{H_{\text{max}}}{H_{\text{зол}}^0};$$

$$\frac{\Delta H_{\text{зол}}}{H_{\text{max}}} = -\frac{\Delta H_{\text{ч.з.}}}{H_{\text{max}}} = -\eta;$$

$$\frac{H_{\text{зол}}^0}{H_{\text{max}}} = \frac{S_{\text{зол}}^0}{\frac{\pi}{4} d_{\text{зол}}^2} = m_{\text{зол}};$$

$$\mu_{\text{зол}} = -\frac{1}{m_{\text{зол}}} \eta. \quad (80)$$

Подставляя это выражение в (79), получим окончательное уравнение усилителя

$$(\xi T_{\text{сп}} p + \kappa_{\text{зол}}) \varphi_{\text{зол}} + T_{\text{сп}} p \lambda = -\frac{1}{m_{\text{зол}}} \eta, \quad (81)$$

или

$$T_4 = \frac{T_{\text{сп}}}{\kappa_{\text{зол}}} \text{ — постоянная времени сервопривода;}$$

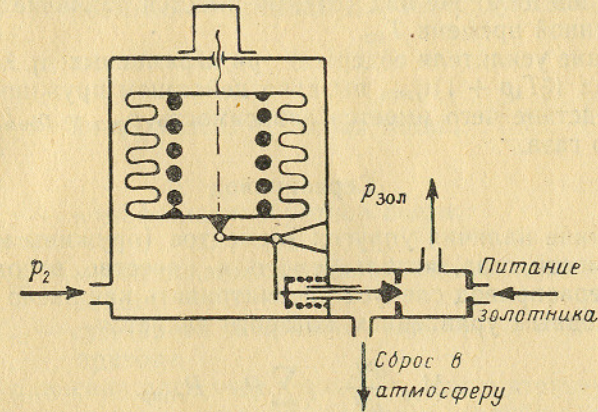
$$k_4 = \frac{1}{\kappa_{\text{зол}} m_{\text{зол}}} = \frac{H_{\text{max}}}{\kappa_{\text{зол}} H_{\text{зол}}^0} \text{ — коэффициент усиления золотника.}$$

б) В золотнике регулируется выходное сечение

Если в регуляторе применить золотник, выполненный по фиг. 59, б, то связь между чувствительным элементом и иглой золотника должна быть выполнена согласно фиг. 64, т. е. при равноплечем рычаге

$$\Delta H_{\text{зол}} = \Delta H_{\text{ч.з.}};$$

$$\mu_{\text{зол}} = \frac{1}{m_{\text{зол}}} \eta. \quad (82)$$



Фиг. 64. Вариант командного механизма (к регулятору, приведенному на фиг. 61).

Для этого случая имеем:

$$\frac{d\Theta_{\text{сп}}}{dt} = G_{\text{др}} - G_{\text{зол}}; \quad (83)$$

$$\frac{d\Theta_{\text{сп}}}{dt} = \Theta_{\text{сп}}^0 \left(\dot{\varphi}_{\text{зол}} + \frac{1}{\xi} \dot{\lambda} \right);$$

$$G_{\text{др}} = A_{\text{др}} S_{\text{др}} \frac{p_0}{\sqrt{T}};$$

$$G_{\text{зол}} = A_{\text{зол}} S_{\text{зол}} \frac{p_{\text{зол}}}{\sqrt{T}};$$

$$G_{др} = G_{др}(p_{зол}) = G_{др}^0 + \left(\frac{\partial G_{др}}{\partial p_{зол}} \right)^0 \Delta p_{зол} = G_{др}^0 (1 - \beta_{др} \varphi_{зол});$$

$$G_{зол} = G_{зол}(S_{зол}, p_{зол}) = G_{зол}^0 + \left(\frac{\partial G_{зол}}{\partial S_{зол}} \right)^0 \Delta S_{зол} + \left(\frac{\partial G_{зол}}{\partial p_{зол}} \right)^0 \Delta p_{зол} =$$

$$= G_{зол}^0 [1 + \nu_{зол} + (1 + \beta_{зол}) \varphi_{зол}];$$

$$\frac{\theta_{сп}^0}{G_{др}^0} \left(\dot{\varphi}_{зол} + \frac{1}{\xi} \dot{\lambda} \right) + (1 + \beta_{др} + \beta_{зол}) \varphi_{зол} = -\nu_{зол};$$

$$(\xi T_{сп} p + \nu_{зол}) \varphi_{зол} + T_{сп} p \dot{\lambda} = -\frac{1}{m_{зол}} \eta;$$

$$(\xi T_4 p + 1) \varphi_{зол} + T_4 p \dot{\lambda} = -k_4 \eta;$$

$$T_{сп} = \frac{1}{\xi} \frac{\theta_{сп}^0}{G_{др}^0} = \frac{F_{сп} L_{сп}}{Q_{др}^0 \frac{p_0}{p_{зол}^0}} [Q_{др}^0 \text{ вычисляется по формуле (5) или (5')}]$$

Таким образом, для обоих вариантов золотника уравнение звена имеет один и тот же вид (81), но имеется различие в определении постоянной времени $T_{сп}$.

Уравнение усилителя содержит три переменных: η , λ и $\varphi_{зол}$. Наличие члена $(\xi T_4 p + 1) \varphi_{зол}$ вызвано действием пружины сервопривода, вследствие чего имеется зависимость $p_{зол} = p_{зол}(L)$, и сжимаемостью газа.

Сервопривод

Вследствие наличия упругих элементов (пружины и сильфона) и сжимаемости газа, используемого в качестве вспомогательной энергии, сервопривод следует рассматривать как звено второго порядка, исходным уравнением которого является

$$M_{сп} \frac{d^2 L}{dt^2} = \sum P - P_{сопр}. \quad (84)$$

Согласно фиг. 61 имеем

$$\sum P = p_{зол} F_{сп} + P_c - P_{пр} - p_2 F_{сп}; \quad (85)$$

$$\sum P^0 = p_{зол}^0 F_{сп} + P_c^0 - P_{пр}^0 - p_2^0 F_{сп} = 0;$$

$$\sum P = \Delta p_{зол} F_{сп} + \Delta P_c - \Delta P_{пр} - \Delta p_2 F_{сп};$$

$$\Delta P_c = K_c \Delta L;$$

$$\Delta P_{пр} = K_{пр} \Delta L;$$

$$K_c + K_{пр} = K_{сп};$$

$$\sum P = \Delta p_{зол} F_{сп} - K_{сп} L - \Delta p_2 F_{сп}. \quad (86)$$

Выражая силы сопротивления в виде сил вязкого трения

$$P_{сопр} = D_{сп} \frac{dL}{dt}, \quad (87)$$

после подстановки (86) и (87) в уравнение (84) получим

$$M_{сп} \frac{d^2 L}{dt^2} + D_{сп} \frac{dL}{dt} + K_{сп} \Delta L = \Delta p_{зол} F_{сп} - \Delta p_2 F_{сп};$$

$$\frac{\Delta L}{L_{сп}} = \lambda, \quad \frac{dL}{dt} = L_{сп} \dot{\lambda}, \quad \frac{d^2 L}{dt^2} = L_{сп} \ddot{\lambda};$$

$$M_{сп} L_{сп} \ddot{\lambda} + D_{сп} L_{сп} \dot{\lambda} + K_{сп} L_{сп} \lambda = p_{зол}^0 F_{сп} \varphi_{зол} - p_2^0 F_{сп} \varphi;$$

$$\frac{M_{сп}}{K_{сп}} \ddot{\lambda} + \frac{D_{сп}}{K_{сп}} \dot{\lambda} + \lambda = \frac{p_{зол}^0 F_{сп}}{K_{сп} L_{сп}} \varphi_{зол} - \frac{p_2^0 F_{сп}}{K_{сп} L_{сп}} \varphi;$$

$$(T_5^2 p^2 + T_6 p + 1) \lambda = k_5 \varphi_{зол} - \nu k_5 \varphi, \quad (88)$$

где $T_5^2 = \frac{M_{сп}}{K_{сп}}$ — постоянная времени, характеризующая инерционные силы;

$T_6 = \frac{D_{сп}}{K_{сп}}$ — постоянная времени, характеризующая демпфирующие силы;

$k_5 = \frac{p_{зол}^0 F_{сп}}{K_{сп} L_{сп}}$ — коэффициент усиления звена;

$\nu = \frac{p_2^0}{p_{зол}^0}$ — коэффициент обратной связи;

$M_{сп}$ — масса подвижных частей, соединенных с сервоприводом;

$K_{сп}$ — суммарная жесткость упругих элементов сервопривода.

В этом уравнении член $\nu k_5 \varphi$ выражает дополнительную отрицательную обратную связь, которая состоит в воздействии на сервопривод выходного давления p_2 , направленном на закрытие заслонки. При отсутствии дополнительной обратной связи этот член отсутствует.

Регулирующий орган

Аналогично уравнению (69) можно написать

$$\mu = k_3 \lambda, \quad (89)$$

где $k_3 = \frac{L_{сп}}{S_1^0} \frac{dS_1}{dL}$ — коэффициент усиления звена.

В отличие от уравнения (69) здесь отсутствует знак минус, так как положительному перемещению сервопривода соответствует увеличение проходного сечения регулятора. Коэффициент усиления за-

висит от профилировки регулирующего органа и связи его с сервоприводом:

$$k_3 = \ln \frac{S_{1\max}}{S_{1\min}} \text{ — при экспоненциальной характеристике } S_1 = S_1(L);$$

$$k_3 = \frac{L_{\text{ср}}}{L^0} \text{ — при линейной характеристике } S_1 = S_1(L).$$

28. УРАВНЕНИЕ СИСТЕМЫ. АНАЛИЗ УСТОЙЧИВОСТИ

Итак, свободное движение системы с регулятором непрямого действия определяется уравнениями (52), (62), (81), (88) и (89):

$$(T_1 p + 1) \varphi = k_1 \mu \text{ — уравнение объекта (52);}$$

$$(T_2^2 p^2 + T_3 p + 1) \eta = k_2 \varphi \text{ — уравнение чувствительного элемента (62);}$$

$$(\xi T_4 p + 1) \varphi_{\text{зол}} + T_4 p \lambda = -k_4 \eta \text{ — уравнение усилителя (81);}$$

$$T_5^2 p^2 + T_6 p + 1) \lambda = k_5 \varphi_{\text{зол}} - \nu k_5 \varphi \text{ — уравнение сервопривода (88);}$$

$$\mu = k_3 \lambda \text{ — уравнение регулирующего органа (89).}$$

Подставляя (89) в (52) и перенося все члены в левую часть, получим

$$\left. \begin{aligned} (T_1 p + 1) \varphi - k_1 k_3 \lambda &= 0; \\ (T_2^2 p^2 + T_3 p + 1) \eta - k_2 \varphi &= 0; \\ (\xi T_4 p + 1) \varphi_{\text{зол}} + T_4 p \lambda + k_4 \eta &= 0; \\ (T_5^2 p^2 + T_6 p + 1) \lambda - k_5 \varphi_{\text{зол}} + \nu k_5 \varphi &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (90)$$

Общее уравнение системы находим по условию

$$\Delta = \begin{vmatrix} (T_1 p + 1) & 0 & 0 & -k_1 k_3 \\ -k_2 & (T_2^2 p^2 + T_3 p + 1) & 0 & 0 \\ 0 & k_4 & (\xi T_4 p + 1) & T_4 p \\ \nu k_5 & 0 & -k_5 & (T_5^2 p^2 + T_6 p + 1) \end{vmatrix} = 0;$$

$$\Delta = (T_1 p + 1) \begin{vmatrix} (T_2^2 p^2 + T_3 p + 1) & 0 & 0 \\ k_4 & (\xi T_4 p + 1) & T_4 p \\ 0 & -k_5 & (T_5^2 p^2 + T_6 p + 1) \end{vmatrix} +$$

$$+ k_1 k_3 \begin{vmatrix} -k_2 & (T_2^2 p^2 + T_3 p + 1) & 0 \\ 0 & k_4 & (\xi T_4 p + 1) \\ \nu k_5 & 0 & -k_5 \end{vmatrix} = 0;$$

$$\begin{aligned} & (T_1 p + 1) (T_2^2 p^2 + T_3 p + 1) (\xi T_4 p + 1) (T_5^2 p^2 + T_6 p + 1) + \\ & + (T_1 p + 1) (T_2^2 p^2 + T_3 p + 1) T_4 p k_5 + \\ & + (T_2^2 p^2 + T_3 p + 1) (\xi T_4 p + 1) k_1 k_3 \nu k_5 + k_1 k_2 k_3 k_4 k_5 = 0. \end{aligned} \quad (91)$$

Раскрывая скобки, получим уравнение 6-го порядка

$$a_0 p^6 + a_1 p^5 + a_2 p^4 + a_3 p^3 + a_4 p^2 + a_5 p + a_6 = 0, \quad (92)$$

где

$$\begin{aligned} a_0 &= T_1 T_2^2 \xi T_4 T_5^2; \\ a_1 &= T_1 T_2^2 (T_5^2 + \xi T_4 T_6) + \xi T_4 T_5^2 (T_2^2 + T_1 T_3); \\ a_2 &= T_1 T_2^2 [(\xi + k_5) T_4 + T_6] + \xi T_4 T_5^2 (T_1 + T_3) + \\ & + (T_2^2 + T_1 T_3) (T_5^2 + \xi T_4 T_6); \\ a_3 &= T_1 T_2^2 + \xi T_4 T_5^2 + (T_2^2 + T_1 T_3) [(\xi + k_5) T_4 + T_6] + \\ & + (T_1 + T_3) (T_5^2 + \xi T_4 T_6) + k_5 T_2^2 \xi T_4; \\ a_4 &= T_2^2 + T_1 T_3 + T_5^2 + \xi T_4 T_6 + (T_1 + T_3) [(\xi + k_5) T_4 + T_6] + \\ & + k_5 (T_2^2 + T_3 \xi T_4); \\ a_5 &= T_1 + T_3 + (\xi + k_5) T_3 + T_6 + k_5 (T_3 + \xi T_4); \\ a_6 &= k_0 + k_5 + 1; \end{aligned}$$

$k_0 = k_1 k_2 k_3 k_4 k_5$ — коэффициент усиления разомкнутой системы

$k_5 = k_1 k_3 \nu k_5$ — коэффициент дополнительной обратной связи.

Необходимым условием устойчивости является положительность всех коэффициентов уравнения (92). Если это условие выполняется, дальнейшее исследование уравнения может быть произведено построением годографа Михайлова или использованием следствий, вытекающих из характера годографа устойчивой системы.

Годограф строится следующим образом. В уравнение (92) подставляется $p = i\omega$ (где $i = \sqrt{-1}$):

$$-a_0 \omega^6 + i a_1 \omega^5 + a_2 \omega^4 - i a_3 \omega^3 - a_4 \omega^2 + i a_5 \omega + a_6 = x(\omega) + i y(\omega),$$

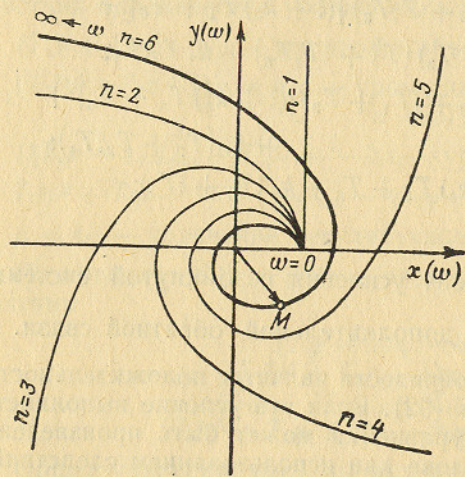
$$x(\omega) = -a_0 \omega^6 + a_2 \omega^4 - a_4 \omega^2 + a_6; \quad (93)$$

$$y(\omega) = a_1 \omega^5 - a_3 \omega^3 + a_5 \omega. \quad (94)$$

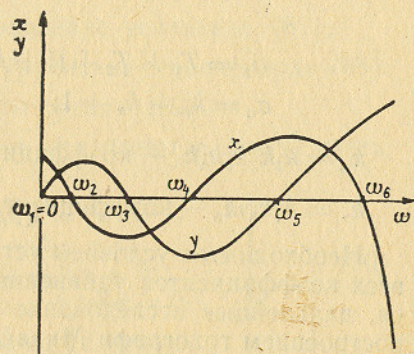
Если величине ω придать какое-либо значение, то в комплексной плоскости $x, i y$ получим некоторую точку M и радиус-вектор (фиг. 65). Если задаться рядом значений ω от 0 до $+\infty$, то по точкам может быть построена кривая, которая называется годографом Михайлова. Годограф начинается в точке $x(0) = a_6$. Необходимым и достаточным условием устойчивости системы n -го порядка является выполнение следующих требований: при изменении ω от 0 до $+\infty$ радиус-вектор должен повернуться на угол $\frac{\pi n}{2}$ (т. е.

пройти n квадрантов), причем он должен двигаться только против часовой стрелки и нигде не должен обращаться в нуль. Примеры годографов устойчивых систем приведены на фиг. 65.

Для анализа уравнений 5 и 6-го порядка можно годограф не строить, а использовать следующее его свойство. Значения ω , при которых годограф пересекает вещественную ось, являются корнями полинома $y(\omega)$, а значения, при которых он пересекает мнимую ось, — корнями полинома $x(\omega)$. Так как годограф устойчивой системы пересекает вещественную и мнимую ось поочередно, то корни полиномов $y(\omega)$ и $x(\omega)$, расположенные в порядке возрастания, должны перемежаться и быть вещественными (фиг. 66). Сумма положительных корней обоих полиномов (включая $\omega_1 = 0$) должна равняться порядку системы.



Фиг. 65. Годографы устойчивых систем.



Фиг. 66. Взаимное расположение полиномов $x(\omega)$ и $y(\omega)$ устойчивой системы 6-го порядка.

Таким образом, для оценки устойчивости необходимо найти корни уравнений $y(\omega) = 0$ и $x(\omega) = 0$. Уравнение $y(\omega) = 0$ имеет первый корень $\omega_1 = 0$, а два других (ω_3 и ω_5) определяются из биквадратного уравнения

$$a_1\omega^4 - a_3\omega^2 + a_5 = 0.$$

Нахождение корней уравнения $x(\omega) = 0$ (ω_2, ω_4 и ω_6) для системы 6-го порядка затруднительно, так как оно сводится к уравнению 3-ей степени. Однако можно их не находить, а определить значения $x(\omega_1)$, $x(\omega_3)$ и $x(\omega_5)$. Если условие перемежаемости корней выполняется, то у найденных значений $x(\omega)$ должны чередоваться знаки, т. е. должно быть

$$\left. \begin{aligned} x(\omega_1) &= a_6 > 0; \\ x(\omega_3) &< 0; \\ x(\omega_5) &> 0. \end{aligned} \right\} \quad (95)$$

Исследование уравнения (92) с помощью критерия Михайлова позволяет определить, устойчив регулятор или нет, но не дает возможности проанализировать влияние отдельных параметров системы. Приближенный анализ можно произвести, понизив порядок уравнения и упростив выражения для его коэффициентов. Если в уравнении устойчивой системы коэффициент при старшем члене (или коэффициенты при нескольких старших членах) мал по сравнению с остальными коэффициентами, то этим членом можно пренебречь. При этом теряется корень (или несколько корней по числу отброшенных членов), имеющий большую отрицательную вещественную часть, который дает в переходном процессе быстро затухающую составляющую. Для регуляторов давления, имеющих сравнительно небольшие массы подвижных частей, т. е. малые постоянные времени T_2^2 и T_5^2 , следует считать вероятным, что в большинстве случаев в уравнении (92) будут малы коэффициенты a_0 и a_1 и, следовательно, ими можно пренебречь¹.

Тогда получим уравнение 4-го порядка

$$b_0p^4 + b_1p^3 + b_2p^2 + b_3p + b_4 = 0, \quad (96)$$

где $b_0 = a_2$; $b_1 = a_3$; $b_2 = a_4$; $b_3 = a_5$; $b_4 = a_6$.

Исследование этого уравнения может быть произведено с помощью критерия Гурвица. Для того чтобы система была устойчивой, необходимо и достаточно выполнение условия

$$\Delta = \begin{vmatrix} b_1 & b_3 & 0 \\ b_0 & b_2 & b_4 \\ 0 & b_1 & b_3 \end{vmatrix} = b_1b_2b_3 - b_1^2b_4 - b_0b_3^2 > 0,$$

или

$$\frac{b_2b_3}{b_1} - \frac{b_0b_3^2}{b_1^2} > b_4. \quad (97)$$

Это неравенство позволяет построить области устойчивости и исследовать влияние отдельных коэффициентов. Чтобы перейти от коэффициентов уравнения к параметрам регулятора, мы упростим выражения для коэффициентов. Как будет показано ниже, для обеспечения устойчивости регуляторов непрямого действия необходимо иметь большую постоянную времени T_4 . Поэтому, принимая $T_4 \gg T_3$, $T_4 \gg T_6$, $T_3T_4 \gg T_2^2$, $T_4T_6 \gg T_5^2$ и $k_0 \gg 1 + k$, из выраже-

¹ Во избежание ошибок необходимо вычислить все коэффициенты уравнения.

ний для коэффициентов уравнения (92) получим следующие приближенные выражения для коэффициентов уравнения (96)¹:

$$\left. \begin{aligned} b_0 &\cong T_1 T_4 \left[(\xi + k_5) T_2^2 + \xi \left(1 + \frac{T_3}{T_1} \right) T_5^2 + \xi T_3 T_6 \right]; \\ b_0 &\cong T_1 T_4 \left[(\xi + k_5) T_3 + \xi \left(1 + \frac{T_3}{T_6} \right) T_6 \right]; \\ b_2 &\cong T_4 \left[(\xi + k_5) \left(1 + \frac{T_3}{T_1} \right) T_1 + \xi T_6 + k_v \xi T_3 \right]; \\ b_3 &\cong T_4 (\xi + k_5 + k_v \xi); \\ b_4 &\cong k_0. \end{aligned} \right\} \quad (98)$$

Подставляя эти выражения в неравенство (97), получим

$$\frac{\left[\left(1 + \frac{k_5}{\xi} \right) \left(1 + \frac{T_3}{T_1} \right) T_1 + T_6 + k_v T_3 \right] \left(1 + \frac{k_5}{\xi} + k_v \right)}{\left(1 + \frac{k_5}{\xi} \right) T_3 + \left(1 + \frac{T_3}{T_1} \right) T_6} - \frac{\left[\left(1 + \frac{k_5}{\xi} \right) T_2^2 + \left(1 + \frac{T_3}{T_1} \right) T_5^2 + T_3 T_6 \right] \left(1 + \frac{k_5}{\xi} + k_v \right)^2}{\left[\left(1 + \frac{k_5}{\xi} \right) T_3 + \left(1 + \frac{T_3}{T_1} \right) T_6 \right]^2} > \frac{k_0}{\frac{\xi T_4}{T_1}}. \quad (99)$$

Из этого условия прежде всего следует, что при уменьшении демпфирующих сил, т. е. при уменьшении величин T_3 и T_6 , система рано или поздно становится неустойчивой. Уменьшение демпфирующих сил приводит к увеличению обоих членов левой части. Однако увеличение второго члена, имеющего знак минус, происходит более быстрыми темпами и, следовательно, при малых значениях T_3 и T_6 неравенство перестает выполняться. Качественное влияние величин T_3 и T_6 одинаково, причем регулятор может быть устойчив даже в том случае, если одна из величин равна нулю.

При рассмотрении регуляторов прямого действия отмечалось, что демпфирующие силы во многих случаях не удается выполнить целиком в виде сил вязкого трения. Использование же для демпфирования сил сухого трения, особенно в чувствительном элементе, приводит к расширению зоны нечувствительности и понижению точности регулятора. В связи с этим для регуляторов непрямого действия представляет особый интерес случай, когда $T_3 = 0$, т. е. чувствительный элемент и связанные с ним подвижные детали золотника выполнены так, что отсутствуют всякие силы сопротивления движению, чем обеспечивается высокая чувствительность регулятора. В этом случае отсутствует также произведение $T_3 T_6$ во вто-

¹ Для определения возможности этих допущений необходимо перед построением областей устойчивости вычислить точные и приближенные значения коэффициентов и сравнить их.

ром члене неравенства (99), действие которого аналогично величинам T_2^2 и T_5^2 и приводит к уменьшению области устойчивости.

Итак, принимая $T_3 = 0$, из неравенства (99) получим

$$\left(1 + \frac{k_5}{\xi} + k_v \right) + \left(1 + \frac{k_5}{\xi} + k_v \right) \left(1 + \frac{k_5}{\xi} \right) \frac{T_1}{T_6} - \left(1 + \frac{k_5}{\xi} + k_v \right)^2 \frac{\left(1 + \frac{k_5}{\xi} \right) T_2^2 + T_5^2}{T_1^2} \left(\frac{T_1}{T_6} \right)^2 > \frac{k_0}{\frac{\xi T_4}{T_1}}, \quad (100)$$

или

$$B + AB \frac{T_1}{T_6} - B^2 C \left(\frac{T_1}{T_6} \right)^2 > k_{\text{пр}}, \quad (100')$$

где

$$A = 1 + \frac{k_5}{\xi};$$

$$B = A + k_v;$$

$$C = \frac{\left(1 + \frac{k_5}{\xi} \right) T_2^2 + T_5^2}{T_1^2} = \frac{D}{T_1^2},$$

$$k_{\text{пр}} = \frac{k_0}{\frac{\xi T_4}{T_1}} - \text{приведенный коэффициент усиления.}$$

Находим границу области устойчивости в плоскости координат

$$k_{\text{пр}}, \frac{T_6}{T_1}:$$

$$B + AB \frac{T_1}{T_6} - B^2 C \left(\frac{T_1}{T_6} \right)^2 = k_{\text{пр}}, \quad (101)$$

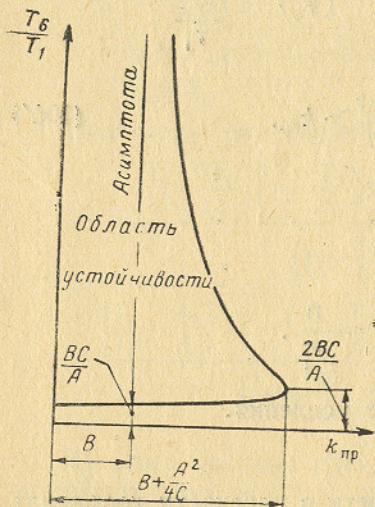
$$B^2 C \left(\frac{T_1}{T_6} \right)^2 - AB \frac{T_1}{T_6} + \frac{A^2}{4C} = \left(B + \frac{A^2}{4C} \right) - k_{\text{пр}},$$

$$B^2 C \left(\frac{T_1}{T_6} - \frac{A}{2BC} \right)^2 = \left(B + \frac{A^2}{4C} \right) - k_{\text{пр}},$$

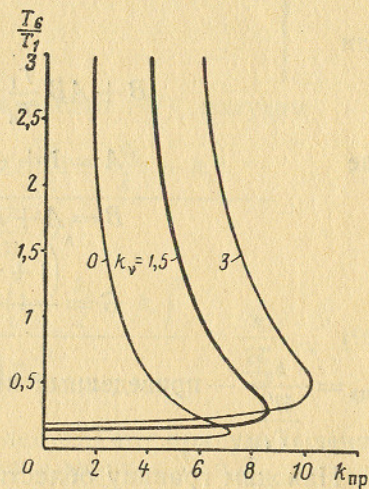
$$\frac{T_6}{T_1} = \frac{1}{\frac{A}{2BC} \pm \sqrt{\frac{(B + A^2/4C) - k_{\text{пр}}}{B^2 C}}}. \quad (101')$$

Область устойчивости, построенная по формуле (101'), изображена на фиг. 67; она имеет следующие особенности. Устойчивость регулятора может быть обеспечена лишь при условии $k_{\text{пр}} < B + A^2/4C$ и определенной величине демпфирующей силы. При малой постоянной времени T_6 регулятор выходит из области устойчивости через нижнюю ветвь границы устойчивости. В этом случае устойчивость нарушается вследствие недостаточного демпфирования инер-

ционных сил подвижных деталей регулятора, т. е. за счет колебательных свойств звеньев самого регулятора. Если коэффициент усиления $B < k_{пр} < B + A^2/4C$, то при чересчур большом значении T_6 регулятор выходит из области устойчивости через верхнюю ветвь границы устойчивости. При этом устойчивость нарушается вследствие замедленной реакции регулирующего органа, в связи с чем возникает явление перерегулирования. При коэффициенте усиления $k_{пр} < B$ устойчивость регулятора при увеличении T_6 не нарушается.



Фиг. 67. Диаграмма устойчивости регуляторов непрямого действия.

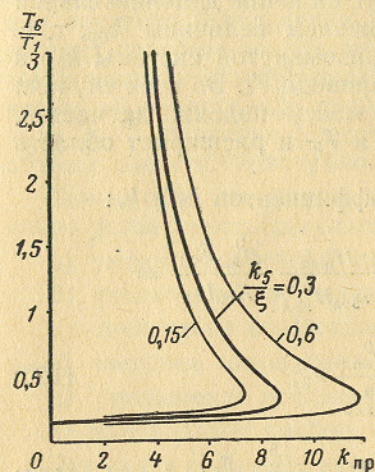


Фиг. 68. Влияние на устойчивость коэффициента k_{γ} .

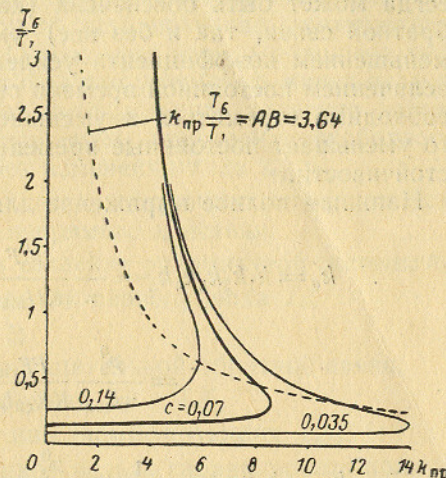
На фиг. 68, 69 и 70 показано влияние на область устойчивости величин k_{γ} , k_5/ξ и C (при построении фиг. 69 учитывалось влияние величины k_5/ξ лишь на коэффициенты A и B ; ее влияние на коэффициент C незначительно и поэтому не учитывалось). На всех графиках жирной линией изображена одна и та же кривая ($A = 1,3$; $B = 2,8$; $C = 0,07$), относительно которой рассматривается влияние тех или иных величин. Как видно из фиг. 68, при введении дополнительной отрицательной обратной связи (или увеличении ее эффективности) область устойчивости расширяется. Устойчивость повышается также при уменьшении величины k_5/ξ (см. фиг. 69), так как при этом уменьшение величины $k_{пр}$ происходит более быстрыми темпами, чем уменьшение области устойчивости.

Влияние величины C (см. фиг. 70) можно рассматривать двояко. Если ее изменение вызвано изменением постоянных времени T_2^2 или T_5^2 (при постоянной величине T_1), то увеличение C приводит к уменьшению области устойчивости и поэтому необходимо стремиться к уменьшению T_2^2 и T_5^2 . Если же изменение величины C вызвано изменением постоянной времени объекта T_1 , то следует учи-

тывать, что это отражается и на величинах $k_{пр}$ и T_6/T_1 . Возможны случаи, когда система будет устойчива при одних значениях T_1 и неустойчива при других значениях. Можно подобрать значение по-



Фиг. 69. Влияние на устойчивость коэффициента k_5/ξ .



Фиг. 70. Влияние на устойчивость коэффициента C .

стоянной времени T_6 так, что система будет устойчивой при любых значениях T_1 . Чтобы определить условия такого выбора T_6 , запишем неравенство (100') в следующем виде:

$$\frac{AB}{T_6} T_1 + B \left(1 - \frac{BD}{T_6^2} \right) > \frac{k_0}{\xi T_4} T_1.$$

Для выполнения этого неравенства при любых значениях T_1 ($T_1 > 0$) необходимо выполнение двух условий:

$$\frac{AB}{T_6} \geq \frac{k_0}{\xi T_4}$$

и

$$1 - \frac{BD}{T_6^2} > 0,$$

из которых следует

$$AB \frac{\xi T_4}{k_0} \geq T_6 > \sqrt{B \left[\left(1 + \frac{k_5}{\xi} \right) T_2^2 + T_5^2 \right]}. \quad (102)$$

Если это условие выполняется, то система устойчива при любых значениях T_1 . Если $T_6 > AB \xi T_4 / k_0$, то система становится неустойчивой при увеличении T_1 ; при $T_6 < \sqrt{BD}$ система становится неустойчивой при уменьшении T_1 . Верхний предел значений T_6 , при которых выполняется неравенство (102), изображается гиперболой $k_{пр} T_6 / T_1 = AB$ (см. фиг. 70).

Рассмотрим теперь влияние на устойчивость регулятора конструктивных параметров и условий работы. При соответствующем подборе величины демпфирующих сил устойчивость регулятора всегда может быть обеспечена (как при наличии дополнительной обратной связи, так и без нее) уменьшением величины $k_{пр}$, т. е. уменьшением коэффициента усиления разомкнутой системы k_0 и увеличением постоянной времени сервопривода T_4 . Во всех случаях необходимо стремиться к уменьшению массы подвижных частей, что уменьшает постоянные времени T_2^2 и T_5^2 и расширяет область устойчивости.

Напишем полное выражение для коэффициентов k_0 и k_v :

$$k_0 = k_1 k_2 k_3 k_4 k_5 = \frac{1}{\kappa} \frac{p_2^0 F}{KH_{\max}} k_3 \frac{H_{\max}}{\kappa_{\text{зол}} H_{\text{зол}}^0} \frac{p_{\text{зол}}^0 F_{\text{сп}}}{K_{\text{сп}} L_{\text{сп}}} =$$

$$= \frac{p_2^0}{\kappa \kappa_{\text{зол}}} \frac{FF_{\text{сп}}}{KK_{\text{сп}} L_{\text{сп}}} \frac{p_{\text{зол}}^0}{H_{\text{зол}}^0} k_3; \quad (103)$$

$$k_v = k_1 k_2 k_5 = \frac{1}{\kappa} k_3 \frac{p_2^0}{p_{\text{зол}}^0} \frac{p_{\text{зол}}^0 F_{\text{сп}}}{K_{\text{сп}} L_{\text{сп}}} = \frac{p_2^0}{\kappa} \frac{F_{\text{сп}}}{K_{\text{сп}} L_{\text{сп}}} k_3. \quad (104)$$

Если регулятор и золотник работают на сверхкритических перепадах давлений, а давление питания золотника $p_0 = \text{const}$, то $\kappa = \kappa_{\text{зол}} = 1$ и золотник имеет линейную характеристику, т. е. $p_{\text{зол}}/H_{\text{зол}} = \text{const}$. При экспоненциальной характеристике регулирующего органа $k_3 = \text{const}$, поэтому устойчивость регулятора мало зависит от режима работы, т. е. от входного давления p_1 и расхода газа Q_2 (устойчивость изменяется лишь за счет некоторого изменения величины k_5/ξ). При работе регулятора на докритическом перепаде давлений $\kappa > 1$ и устойчивость повышается за счет уменьшения k_0 (уменьшение k_v влияет на устойчивость слабее, чем уменьшение k_0).

Если регулирующий орган имеет линейную характеристику, то $k_3 = L_{\text{сп}}/L^0$ и устойчивость регулятора понижается с повышением входного давления p_1 и уменьшением расхода газа Q_2 , так как это приводит к уменьшению L^0 , т. е. увеличению k_0 . В связи с этим устойчивость должна проверяться при максимальном входном давлении и минимальном расходе.

При питании золотника переменным давлением изменяется коэффициент усиления золотника k_4 . При повышении давления k_4 и k_0 увеличиваются и устойчивость регулятора понижается. В связи с этим питание золотника целесообразно производить постоянным давлением.

Уменьшение коэффициента усиления k_0 за счет конструктивных параметров (F , $F_{\text{сп}}$, K , $K_{\text{сп}}$, $L_{\text{сп}}$) приводит к понижению точности статической характеристики регулятора и поэтому может быть ис-

пользовано для повышения динамической устойчивости в ограниченных пределах. В связи с этим особое значение имеет постоянная времени сервопривода T_4 или, точнее, произведение ξT_4 , увеличением которого достигается повышение устойчивости без понижения точности. Увеличение T_4 может быть получено уменьшением сечения дросселя золотника $S_{\text{др}}$. Однако при этом необходимо также уменьшить диаметр золотника $d_{\text{зол}}$ или уменьшить конус иглы β , чтобы не происходило увеличения коэффициента усиления золотника k_4 . Увеличение ξ достигается путем увеличения свободного объема полости сервопривода (без изменения хода $L_{\text{сп}}$).

Таким образом, можно перечислить следующие меры, повышающие устойчивость регуляторов непрямого действия:

- а) уменьшение коэффициента усиления разомкнутой системы k_0 ;
- б) увеличение постоянной времени сервопривода T_4 ;
- в) увеличение коэффициента ξ ;
- г) введение дополнительной отрицательной обратной связи;
- д) уменьшение постоянных времени T_2^2 и T_5^2 ;
- е) правильный подбор величины демпфирующих сил.

Так как в реальных конструкциях нельзя гарантировать полную стабильность демпфирующих сил в разных экземплярах регуляторов и при разных условиях эксплуатации, то целесообразно подбирать параметры так, чтобы обеспечить $k_{пр} < B$ (см. фиг. 67). В этом случае регулятор менее чувствителен к изменению величины демпфирующих сил.

В связи с тем, что граница устойчивости (101) была определена по приближенным значениям коэффициентов уравнения (92), произведенный анализ устойчивости также является приближенным и дает лишь качественное влияние отдельных параметров. Поэтому оценка устойчивости должна производиться либо методом перемещения корней полиномов (93) и (94), либо по критерию Гурвица на основании точных значений коэффициентов уравнения (96). При этом следует также иметь в виду возможное влияние на устойчивость ряда факторов, не учтенных в исходных уравнениях звеньев системы (возмущающее воздействие потока на регулирующий орган, пульсации давления в системе и др.), которые были указаны в разд. 23.

29. ПРИМЕР РАСЧЕТА НА УСТОЙЧИВОСТЬ

В качестве примера исследуем устойчивость регулятора, изображенного на фиг. 61, статическая характеристика которого рассчитана в разд. 26 (пример 5). Сначала определим устойчивость регулятора при максимальном давлении на входе ($p_1^0 = 3 \text{ атa}$). Оценку устойчивости на других режимах произведем в конце расчета.

1. Уравнение объекта (52):
 $V_2 \cong 2,3 \text{ л}$ (емкость трубопровода от регулятора до турбины);

$$S_2 = 1200 \text{ мм}^2;$$

$$Q_2 = 0,192 S_2 = 230 \text{ л/сек};$$

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{3}{0,45} = 6,67 > 1,89, \text{ т. е. } \beta_1 = 0;$$

$$\frac{p_2}{p_H} = \frac{0,45}{0,2} = 2,25 > 1,89, \text{ т. е. } \beta_2 = 0;$$

$$\alpha = 1 + \beta_1 + \beta_2 = 1;$$

$$T_1 = \frac{V_2}{\alpha Q_2} = \frac{2,3}{230} = 10^{-2} \text{ сек};$$

$$k_1 = \frac{1}{\alpha} = 1;$$

$$(10^{-2}p + 1)\varphi = \psi.$$

2. Уравнение чувствительного элемента [см. (62)]:

$$M \cong 0,007 \text{ кг} \cdot \text{сек}^2/\text{м};$$

$$K = 0,87 \text{ кг/мм};$$

$$T_2^2 = \frac{M}{K} = \frac{0,007}{0,87 \cdot 10^3} = 8 \cdot 10^{-6} \text{ сек}^2;$$

$$T_2 \cong 2,8 \cdot 10^{-3} \text{ сек}.$$

$$\text{Принимаем } \rho = \frac{T_3}{2T_2} = 0,2.$$

$$T_3 = 2T_2\rho = 2 \cdot 2,8 \cdot 10^{-3} \cdot 0,2 \cong 10^{-3} \text{ сек};$$

$$p_2^0 = 0,45 \text{ ата};$$

$$F = 14,4 \text{ см}^2;$$

$$H_{\max} = 1,36 \text{ мм (см. уравнение золотника)};$$

$$k_2 = \frac{p_2^0 F}{KH_{\max}} = \frac{0,45 \cdot 14,4}{0,87 \cdot 1,36} \cong 5,5,$$

$$(8 \cdot 10^{-6}p^2 + 10^{-3}p + 1)\eta = 5,5\varphi,$$

3. Уравнение золотника [см. (81)]:

$$d_{\text{др}} = 1 \text{ мм};$$

$$S_{\text{др}} = 0,785 \text{ мм}^2;$$

$$Q_{\text{др}} = 0,15 \text{ л/сек};$$

$$p_0 = 2,4 \text{ ата};$$

$$p_{\text{зол}}^0 = 0,81 \text{ ата};$$

$$\frac{p_0}{p_{\text{зол}}^0} = \frac{2,4}{0,81} = 2,96 > 1,89, \text{ т. е. } \beta_{\text{зол}} = 0;$$

$$\frac{p_{\text{зол}}^0}{p_H} = \frac{0,81}{0,2} = 4,05 > 1,89, \text{ т. е. } \beta_{\text{др}} = 0;$$

$$\alpha_{\text{зол}} = 1 + \beta_{\text{зол}} + \beta_{\text{др}} = 1;$$

$$F_{\text{сп}} = 18,5 \text{ см}^2;$$

$$L_{\text{сп}} = 14 \text{ мм};$$

$$T_4 = \frac{F_{\text{сп}} L_{\text{сп}}}{\alpha_{\text{зол}} Q_{\text{др}}} = \frac{18,5 \cdot 1,4 \cdot 10^{-3}}{0,15} = 0,17 \text{ сек};$$

$$V_{\text{сп}} = 0,05 + 0,00185L;$$

$$L^0 = 3,1 \text{ мм};$$

$$V_{\text{сп}}^0 = 0,056 \text{ л};$$

$$\xi = \frac{V_{\text{сп}}^0}{F_{\text{сп}} L_{\text{сп}}} = \frac{0,056}{18,5 \cdot 1,4 \cdot 10^{-3}} = 2,16;$$

$$d_{\text{зол}} = 1,2 \text{ мм};$$

$$S_{\text{зол}} = 0,83 H_{\text{зол}};$$

$$H_{\max} = \frac{0,785 d_{\text{зол}}^2}{0,83} = \frac{1,13}{0,83} = 1,36 \text{ мм};$$

$$\frac{S_{\text{зол}}^0}{S_{\text{др}}} = 0,337;$$

$$S_{\text{зол}}^0 = 0,265 \text{ мм}^2;$$

$$H_{\text{зол}}^0 = \frac{0,265}{0,83} = 0,32 \text{ мм};$$

$$k_4 = \frac{H_{\max}}{\alpha_{\text{зол}} H_{\text{зол}}^0} = \frac{1,36}{0,32} = 4,25;$$

$$\xi T_4 = 2,16 \cdot 0,17 = 0,37 \text{ сек};$$

$$(0,37p + 1)\varphi_{\text{зол}} + 0,17p\lambda = -4,25\eta.$$

4. Уравнение сервопривода [см. (88)]:

$$M_{\text{сп}} \cong 0,03 \text{ кг} \cdot \text{сек}^2/\text{м};$$

$$K_{\text{сп}} = 1,24 \text{ кг/мм};$$

$$T_5^2 = \frac{M_{\text{сп}}}{K_{\text{сп}}} = \frac{0,03}{1,24 \cdot 10^3} = 24 \cdot 10^{-6} \text{ сек}^2;$$

$$T_5 \cong 4,9 \cdot 10^{-3} \text{ сек}.$$

$$\text{Принимаем } \rho_{\text{сн}} = \frac{T_6}{2T_5} = 1,5;$$

$$T_6 = 2T_5 \rho_{\text{сн}} = 2 \cdot 4,9 \cdot 10^{-3} \cdot 1,5 \cong 1,5 \cdot 10^{-2} \text{ сек};$$

$$k_5 = \frac{d_{\text{зол}}^0 F_{\text{сн}}}{K_{\text{сн}} L_{\text{сн}}} = \frac{0,81 \cdot 18,5}{1,24 \cdot 14} = 0,86;$$

$$\nu = \frac{p_2^0}{p_{\text{зол}}^0} = \frac{0,45}{0,81} = 0,56;$$

$$\nu k_5 = 0,56 \cdot 0,86 = 0,48;$$

$$(24 \cdot 10^{-6} p^2 + 1,5 \cdot 10^{-2} p + 1) \lambda = 0,86 \varphi_{\text{зол}} - 0,48 \varphi.$$

5. Уравнение регулирующего органа [см. (89)].

Так как характеристика заслонки с рычажным механизмом близка к экспоненциальной, то

$$k_3 = \ln \frac{S_{1 \max}}{S_{1 \min}} = 3,17;$$

$$\mu = 3,17 \lambda.$$

6. Определяем коэффициенты и составляем уравнение системы [см. (92)]:

$$\begin{array}{lll} T_1 = 10^{-2} \text{ сек}; & k_1 = 1; & k_0 \cong 64; \\ T_2^2 = 8 \cdot 10^{-6} \text{ сек}^2; & k_2 = 5,5; & k_\nu \cong 1,5; \\ T_3 = 10^{-3} \text{ сек}; & k_3 = 3,17; & \xi = 2,16; \\ T_4 = 0,17 \text{ сек}; & k_4 = 4,25; & \xi + k_5 = 3; \\ T_5^2 = 24 \cdot 10^{-6} \text{ сек}^2; & k_5 = 0,86; & \xi T_4 = 0,37; \\ T_6 = 1,5 \cdot 10^{-2} \text{ сек}; & \nu = 0,56; & (\xi + k_5) T_4 = 0,51. \end{array}$$

$$T_1 T_2^2 = 8 \cdot 10^{-8};$$

$$\xi T_4 T_5^2 = 0,37 \cdot 24 \cdot 10^{-6} = 8,9 \cdot 10^{-6};$$

$$T_1 T_3 = 10^{-5};$$

$$\xi T_4 T_6 = 0,37 \cdot 1,5 \cdot 10^{-2} = 0,55 \cdot 10^{-2};$$

$$T_2^2 + T_1 T_3 = 8 \cdot 10^{-6} + 10^{-5} = 1,8 \cdot 10^{-5};$$

$$T_5^2 + \xi T_4 T_6 = 24 \cdot 10^{-6} + 0,55 \cdot 10^{-2} = 0,552 \cdot 10^{-2};$$

$$T_1 + T_3 = 10^{-2} + 10^{-3} = 1,1 \cdot 10^{-2};$$

$$(\xi + k_5) T_4 + T_6 = 0,51 + 1,5 \cdot 10^{-2} = 0,525;$$

$$k_\nu T_2^2 \xi T_4 = 1,5 \cdot 8 \cdot 10^{-6} \cdot 0,37 = 4,45 \cdot 10^{-6};$$

$$k_\nu (T_2^2 + T_3 \xi T_4) = 1,5 (8 \cdot 10^{-6} + 10^{-3} \cdot 0,37) = 5,67 \cdot 10^{-4};$$

$$k_\nu (T_3 + \xi T_4) = 1,5 (10^{-3} + 0,37) = 0,556;$$

$$a_0 = 8 \cdot 10^{-8} \cdot 8,9 \cdot 10^{-6} = 7,13 \cdot 10^{-13};$$

$$a_1 = 8 \cdot 10^{-8} \cdot 0,552 \cdot 10^{-2} + 8,9 \cdot 10^{-6} \cdot 1,8 \cdot 10^{-5} = 6,02 \cdot 10^{-10};$$

$$a_2 = 8 \cdot 10^{-8} \cdot 0,525 + 8,9 \cdot 10^{-6} + 1,1 \cdot 10^{-2} + 1,8 \cdot 10^{-5} \times \\ \times 0,552 \cdot 10^{-2} = 2,39 \cdot 10^{-7};$$

$$a_3 = 8 \cdot 10^{-8} + 8,9 \cdot 10^{-6} + 1,8 \cdot 10^{-5} \cdot 0,525 + 1,1 \cdot 10^{-2} \times \\ \times 0,552 \cdot 10^{-2} + 4,45 \cdot 10^{-6} = 8,46 \cdot 10^{-5};$$

$$a_4 = 8 \cdot 10^{-6} + 10^{-5} + 24 \cdot 10^{-6} + 0,55 \cdot 10^{-2} + 1,1 \cdot 10^{-2} \times \\ \times 0,525 + 5,67 \cdot 10^{-4} = 1,19 \cdot 10^{-2};$$

$$a_5 = 10^{-2} + 10^{-3} + 0,51 + 1,5 \cdot 10^{-2} + 0,556 = 1,09;$$

$$a_6 = 64 + 1,5 + 1 = 66,5;$$

$$7,13 \cdot 10^{-13} p^6 + 6,02 \cdot 10^{-10} p^5 + 2,39 \cdot 10^{-7} p^4 + 8,46 \cdot 10^{-5} p^3 + \\ + 1,19 \cdot 10^{-2} p^2 + 1,09 p + 66,5 = 0.$$

7. Проверяем устойчивость регулятора путем проверки перемежаемости корней полиномов $y(\omega)$ и $x(\omega)$ [см. формулы (93) и (94)].

Составляем полином $y(\omega)$ и находим его корни:

$$y(\omega) = (6,02 \cdot 10^{-10} \omega^4 - 8,46 \cdot 10^{-5} \omega^2 + 1,09) \omega = 0;$$

$$\omega_1 = 0;$$

$$\omega_{3,5}^2 = \frac{8,46 \cdot 10^{-5}}{2 \cdot 6,02 \cdot 10^{-10}} \left(1 \pm \sqrt{1 - \frac{4 \cdot 6,02 \cdot 10^{-10} \cdot 1,09}{8,46^2 \cdot 10^{-10}}} \right) = \\ = 7,03 \cdot 10^4 (1 \pm 0,796);$$

$$\omega_3^2 = 1,43 \cdot 10^4;$$

$$\omega_5^2 = 1,26 \cdot 10^5.$$

Составляем полином $x(\omega)$ и определяем его значения при найденных величинах ω_1 , ω_3 и ω_5 :

$$x(\omega) = -7,13 \cdot 10^{-13} \omega^6 + 2,39 \cdot 10^{-7} \omega^4 - 1,19 \cdot 10^{-2} \omega^2 + 66,5;$$

$$\text{при } \omega_1 = 0$$

$$x(\omega_1) = 66,5 (> 0);$$

$$\text{при } \omega_3^2 = 1,43 \cdot 10^4$$

$$x(\omega_3) = 7,13 \cdot 10^{-13} (1,43 \cdot 10^4)^3 + 2,39 \cdot 10^{-7} \times \\ \times (1,43 \cdot 10^4)^2 - 1,19 \cdot 10^{-2} \cdot 1,43 \cdot 10^4 + 66,5 = -54,9 (< 0);$$

при $\omega_5^2 = 1,26 \cdot 10^5$

$$x(\omega_5) = -7,13 \cdot 10^{-13} (1,26 \cdot 10^5)^3 + \\ + 2,39 \cdot 10^{-7} (1,26 \cdot 10^5)^2 - 1,19 \cdot 10^{-2} \cdot 1,26 \cdot 10^5 + 66,5 = 0,92 \cdot 10^3 (>0);$$

Знаки значений $x(\omega)$ чередуются, следовательно, корни полиномов $y(\omega)$ и $x(\omega)$ перемежаются и регулятор устойчив.

8. Так как $a_0 \ll a_1$ и оба эти коэффициента значительно меньше других коэффициентов, то проверку устойчивости можно было произвести также по критерию Гурвица (97):

$$b_0 = a_2 = 2,39 \cdot 10^{-7};$$

$$b_1 = a_3 = 8,46 \cdot 10^{-5};$$

$$b_2 = a_4 = 1,19 \cdot 10^{-2};$$

$$b_3 = a_5 = 1,09;$$

$$b_4 = a_6 = 66,5;$$

$$\frac{b_2 b_3}{b_1} - \frac{b_0 b_3^2}{b_1^2} = \frac{1,19 \cdot 10^{-2} \cdot 1,09}{8,46 \cdot 10^{-5}} - \frac{2,39 \cdot 10^{-7} \cdot 1,09^2}{8,46^2 \cdot 10^{-10}} = 153,5 - 39,5 = 114;$$

$$114 > 66,5.$$

Критерий устойчивости выполняется, т. е. регулятор устойчив. Проверим также устойчивость для случая, если бы регулятор был выполнен без дополнительной обратной связи ($k_v = 0$):

$$b_0 = 2,39 \cdot 10^{-7};$$

$$b_1 = 8,02 \cdot 10^{-5};$$

$$b_2 = 1,13 \cdot 10^{-2};$$

$$b_3 = 0,53;$$

$$b_4 = 65;$$

$$\frac{b_2 b_3}{b_1} - \frac{b_0 b_3^2}{b_1^2} = \frac{1,13 \cdot 10^{-2} \cdot 0,53}{8,02 \cdot 10^{-5}} - \frac{2,39 \cdot 10^{-7} \cdot 0,53^2}{8,02^2 \cdot 10^{-10}} = 74,7 - 10,5 = 64,2;$$

$$64,2 < 65.$$

Условие устойчивости не выполняется, т. е. без дополнительной обратной связи регулятор неустойчив.

9. Построим область устойчивости регулятора для случая $T_3 = 0$ [см. формулу (101')]:

$$A = 1 + \frac{k_5}{\xi} = 1 + \frac{0,86}{2,16} = 1,4;$$

$$B = A + k_v = 1,4 + 1,5 = 2,9;$$

$$C = \frac{1,4 \cdot 8 \cdot 10^{-6} + 24 \cdot 10^{-6}}{10^{-4}} = 0,35;$$

$$\frac{A}{2BC} = \frac{1,4}{2 \cdot 2,9 \cdot 0,35} = 0,69;$$

$$B + \frac{A^2}{4C} = 2,9 + \frac{1,4^2}{4 \cdot 0,35} = 4,3;$$

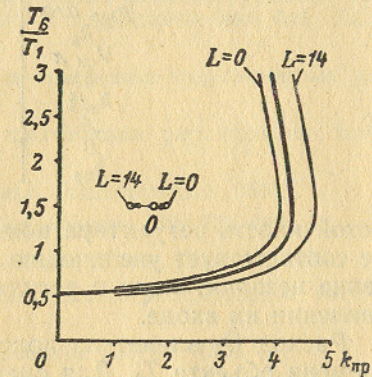
$$B^2 C = 2,9^2 \cdot 0,35 = 2,94;$$

$$\frac{T_6}{T_1} = \frac{1}{0,69 \pm \sqrt{\frac{4,3 - k_{пр}}{2,94}}}.$$

Вычисления сводим в табл. 9. Полученная граница устойчивости изображена на фиг. 71 жирной линией. Точка О, изображающая параметры регулятора, лежит в области устойчивости. Ее координаты

$$k_{пр} = \frac{k_0}{\frac{\xi T_4}{T_1}} = \frac{64}{2,16 \frac{0,17}{10^{-2}}} = 1,73;$$

$$\frac{T_6}{T_1} = \frac{1,5 \cdot 10^{-2}}{10^{-2}} = 1,5.$$



Фиг. 71. Диаграмма устойчивости регулятора.

Таблица 9

$k_{пр}$	$\sqrt{\frac{4,3 - k_{пр}}{2,94}}$	$0,69 \pm [2]$	$\frac{T_6}{T_1} = \frac{1}{[3]}$
1	2	3	4
0	1,21	1,90	0,53
1	1,06	1,75	0,57
2	0,88	1,57	0,64
3	0,66	1,35 0,03	0,74 33
4	0,32	1,01 0,37	0,99 2,7
4,3	0	0,69	1,45

10. В заключение рассмотрим влияние на устойчивость регулятора изменений режима работы (p_1 и Q_2). При этом ограничимся лишь режимами, когда перепад давлений на регуляторе больше критического, так как при докритических перепадах устойчивость

всегда повышается. Характеристику заслонки считаем экспоненциальной.

Изменение давления p_1 отражается на величинах k_5 и ξ , которые определяются положением сервопривода L . На фиг. 71 тонкими линиями изображены границы устойчивости для крайних положений сервопривода и показано положение точки O (табл. 10).

Таблица 10

	$L = 0$	$L = 14 \text{ мм}$
$p_{\text{зол}} \text{ ата}$	0,60	1,54
k_5	0,64	1,64
$V_{\text{сп}} \text{ л}$	0,050	0,076
ξ	1,93	2,93
k_s/ξ	0,33	0,56
A	1,33	1,56
B	2,83	3,06
$k_{\text{пр}}$	1,94	1,28

Устойчивость регулятора понижается при $L \rightarrow 0$, что в данной схеме соответствует увеличению входного давления. Однако это изменение незначительно и регулятор остается устойчивым при любом давлении на входе.

Расход Q_2 влияет на положение сервопривода L и постоянную времени объекта T_1 . Для оценки влияния T_1 проверим выполнение неравенства (102) в точке $L = 0$:

$$AB \frac{\xi T_4}{k_0} = 1,33 \cdot 2,83 \frac{1,93 \cdot 0,17}{64} = 1,93 \cdot 10^{-2} \text{ сек};$$

$$T_6 = 1,5 \cdot 10^{-2} \text{ сек};$$

$$\sqrt{B \left[\left(1 + \frac{k_5}{\xi} \right) T_2^2 + T_5^2 \right]} = \sqrt{2,83 (1,33 \cdot 8 \cdot 10^{-6} + 24 \cdot 10^{-6})} = 0,99 \cdot 10^{-2} \text{ сек};$$

$$1,93 \cdot 10^{-2} > 1,5 \cdot 10^{-2} > 0,99 \cdot 10^{-2}.$$

Неравенство выполняется, т. е. регулятор сохраняет устойчивость при любых расходах Q_2 и любом объеме трубопровода между регулятором и турбиной.

ЛИТЕРАТУРА

1. Афанасьев В. В., Об изменении эффективных площадей тканевых мембран. Системы, устройства и элементы пневмо- и гидросистем, изд. АН СССР, 1959.
2. Башта Т. М., Расчеты и конструкции самолетных гидравлических устройств, Оборонгиз, 1961.
3. Воронов А. А., Элементы теории автоматического регулирования, Воениздат, 1954.
4. Дейч М. Е., Техническая газодинамика, Госэнергоиздат, 1961.
5. Жуковский В. С., Техническая термодинамика, ГИТТЛ, 1952.
6. Иващенко Н. Н., Автоматическое регулирование, Машгиз, 1958.
7. Попов Е. П., Динамика систем автоматического регулирования, Гостехиздат, 1954.
8. Попов Е. П., Автоматическое регулирование, ГИТТЛ, 1956.
9. Френкель Н. З., Гидравлика, Госэнергоиздат, 1956.

СОДЕРЖАНИЕ

	Стр.
Предисловие	3
Введение	4
1. Классификация регуляторов давления	4
2. Газовые регуляторы давления «после себя». Общие сведения	7
3. Расчет дросселирующих сечений	15
4. Выбор диаметра дросселирующего сечения регулятора и хода клапана	20
РЕГУЛЯТОРЫ ПРЯМОГО ДЕЙСТВИЯ	
I. Статические характеристики	23
5. Типы клапанов	23
6. Расчет характеристики $p_2 = \Phi(p_1)$	26
7. Типы регуляторов, их характеристика и области применения	30
8. Влияние на характеристику реактивной силы потока	41
9. Расходные характеристики	43
10. Температурные характеристики	45
11. Замечания по расчету характеристик. Влияние сил трения	46
II. Некоторые специальные вопросы	47
12. Нулевой расход	47
13. Резкий пуск газа в регулятор	52
14. Заполнение подушек	53
15. О выборе диаметра трубопроводов	57
III. Элементы конструкции	58
16. Регулирующие органы	58
17. Чувствительные элементы	62
18. Пружины и пружинные узлы	70
19. Демпфирующие устройства	74
20. Другие элементы	76
21. Примеры расчета регуляторов	78
IV. Динамическая устойчивость	92
22. Уравнения звеньев	92
23. Уравнение системы. Анализ устойчивости	104
РЕГУЛЯТОРЫ НЕПРЯМОГО ДЕЙСТВИЯ	
V. Конструктивные виды звеньев. Расчет статической характеристики	111
24. Регулирующие органы	111
25. Пневматические сервоприводы и усилители	114
26. Расчет статической характеристики. Пример расчета	119
VI. Динамическая устойчивость	127
27. Уравнения звеньев	127
28. Уравнение системы. Анализ устойчивости	134
29. Пример расчета на устойчивость	143
Литература	151