

Исполнительные устройства системы автоматики.

Назначение и классификация исполнительных устройств.

В состав АСУ входят разнообразные технические элементы и устройства, предназначенные для преобразования переработки исходной информации и реализации управляющих воздействий на технологический объект управления.

Для регулирования температуры, давления, перепада давлений, расхода жидкостных и газообразных сред, а так же поддержания заданного значения уровня жидких сред наряду с регуляторами используются исполнительные устройства.

Исполнительное устройство (ИУ) – устройство системы автоматического управления или регулирования, воздействующее на процесс в соответствии с получаемой командной информацией. ***(ГОСТ 14691-69)***

ИУ по функциональному признаку подразделяются на два основных блока:

- исполнительный механизм.
- регулирующий орган.

Исполнительный механизм (ИМ) – механизм, являющийся функциональным блоком, предназначенным для управления исполнительным органом в соответствии с командной информацией. ***(ГОСТ 14691-69)***

Регулирующий орган (РО) – исполнительный орган, воздействующий на процесс путем изменения пропускной способности. ***(ГОСТ 14691-69)***

ИУ, в зависимости от вида исполнительного механизма, подразделяются на: пневматические, гидравлические, электрические, электродвигательные.

Общая классификация ИМ (рис)

По виду используемой энергии, создающей перестановочные усилия исполнительные механизмы подразделяются на: ***пневматические, гидравлические, электрические.***

В пневматических исполнительных механизмах перестановочное усилие создается за счет действия давления сжатого воздуха на мембрану, поршень или сильфон. Они могут быть пружинными и беспружинными. В пружинных механизмах давление сжатого воздуха подводится к одной рабочей полости; перестановочное усилие в одном направлении создается силой давления сжатого воздуха, а в обратном направлении – силой упругости сжатой пружины, т. е. значительная часть усилия, создаваемого за счет действия давления, тратится на сжатие пружины. От этого недостатка свободны беспружинные исполнительные механизмы, в которых перестановочное усилие в противоположных направлениях создается действием давления с обеих сторон мембраны или поршня; давление с одной стороны возрастает, а с другой уменьшается, или же наоборот. Сильфонные исполнительные механизмы

применяются весьма редко и лишь для создания небольших перестановочных усилий.

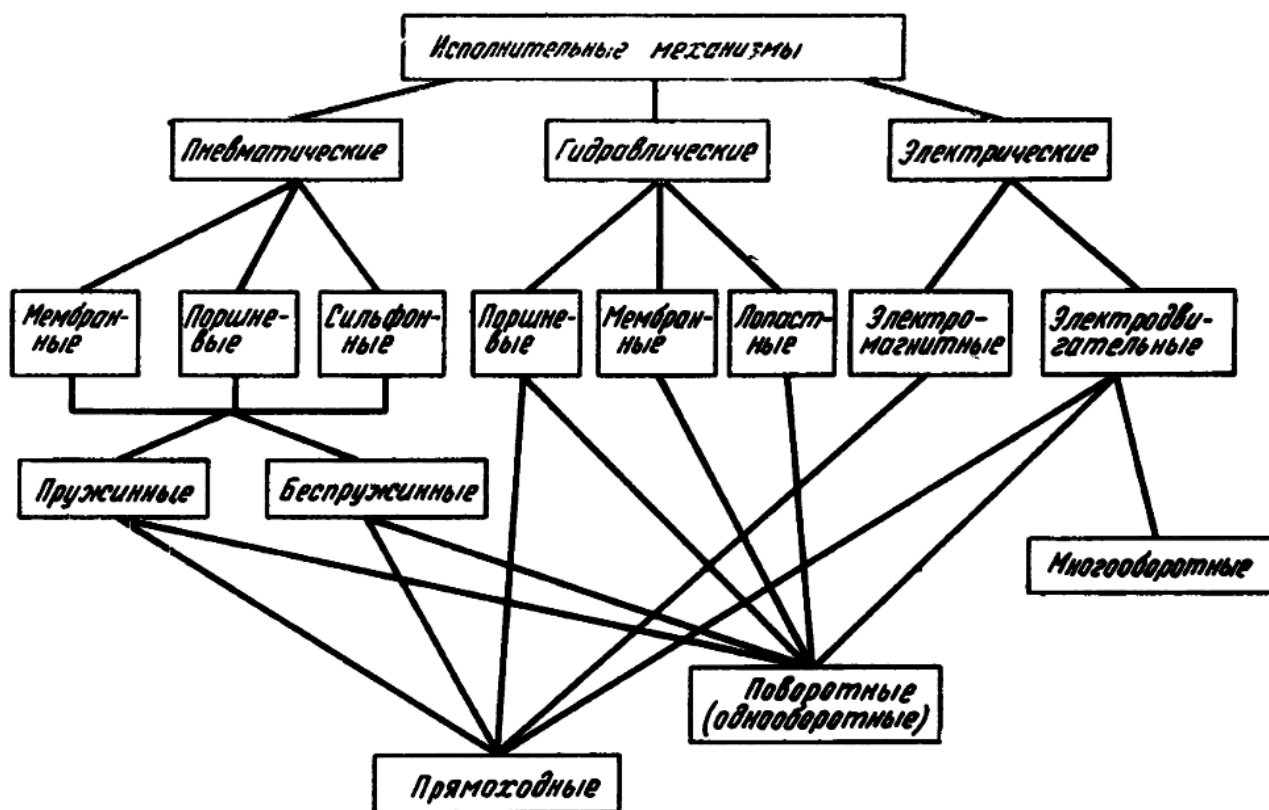


Рис. Классификация исполнительных механизмов

Прямолинейные мембранные пружинные и беспружинные механизмы, дополненные рычажной передачей, обеспечивают поворотное перемещение выходного звена.

Гидравлические исполнительные механизмы наиболее распространены в виде поршневых механизмов, однако при небольших давлениях жидкости и небольшой длине хода могут применяться мембранные гидравлические исполнительные механизмы. Обычно поршневые гидравлические исполнительные механизмы применяются при давлении жидкости в диапазоне $25\text{--}200\text{ кгс/см}^2$, поэтому они могут развивать большие перестановочные усилия, сохраняя при этом относительно небольшие габариты. Как правило, они не имеют возвратных пружин, т. е. перемещение поршня в обоих направлениях осуществляется силой давления жидкости.

Существуют также лопастные гидравлические исполнительные механизмы, в которых выходное звено совершает поворот вокруг своей оси примерно на $250\text{--}270^\circ$, однако применяются они весьма редко ввиду сложности изготовления и ремонта.

Электрические исполнительные механизмы по принципу действия подразделяются на электродвигательные и электромагнитные;

Электродвигательные электрические исполнительные механизмы, по характеру движения выходного звена подразделяются на поворотные (однооборотные), многооборотные и прямоходные.

Электромагнитные исполнительные механизмы обеспечивают лишь поступательное перемещение выходного звена. Электромагнитные исполнительные механизмы имеют ограниченное применение: они могут применяться лишь для позиционного регулирования при небольших ходах до 10 – 15 мм и для создания небольших перестановочных усилий. Электрические исполнительные механизмы могут выпускаться в нормальном и взрывобезопасном исполнении. При этом следует отметить, что взрывобезопасное исполнение значительно увеличивает габариты, вес и стоимость электрических исполнительных механизмов.

Для создания больших перестановочных усилий также применяются электрогидравлические исполнительные механизмы. Эти механизмы содержат в себе электродвигатель, местную насосную станцию, а также поршневые и вспомогательные устройства.

Пневматические и гидравлические исполнительные механизмы при установке электропневматических или электрогидравлических позиционеров управляются электрическими командными сигналами.

Позиционер – дополнительный блок, предназначенный для уменьшения рассогласования путем введения обратной связи по положению выходного элемента исполнительного механизма

По виду движения выходного элемента исполнительного устройства могут быть:

Прямоходные – исполнительный механизм перемещается поступательно

Однооборотные – исполнительный механизм может поворачиваться на угол до 360°

Многооборотные – исполнительный механизм может поворачиваться на угол свыше 360° .

Регулирующие органы

Условия работы и требования к ИУ в целом и его РО при непрерывном и двухпозиционном регулировании разные. При непрерывном регулировании от ИУ требуется, чтобы его ходовая характеристика, т. е. зависимость хода штока с прикрепленным к нему затвором от величины командного сигнала, была строго определенной, а изменение площади между дросселирующими поверхностями затвора и седла обеспечивало заданную пропускную характеристику.

При двухпозиционном регулировании затвор переходит из одного крайнего положения во второе, т. е. проход в седле или полностью открыт или полностью закрыт. В этом случае изменение количества протекающей жидкости осуществляется за счет изменения соотношения времени, при котором проход в седле открыт и закрыт.

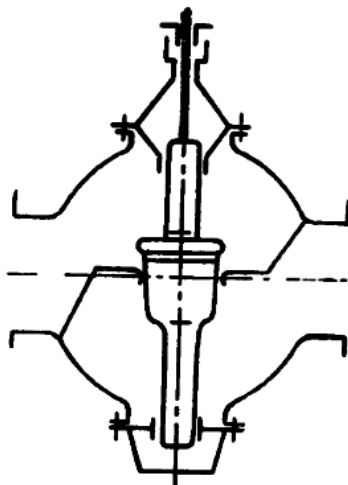
Для непрерывного регулирования применяются регулирующие органы следующих типов (рис):

1. Заслоночные, в которых изменение пропускной способности достигается поворотом затвора (заслонки). Заслонки в сравнении с другими

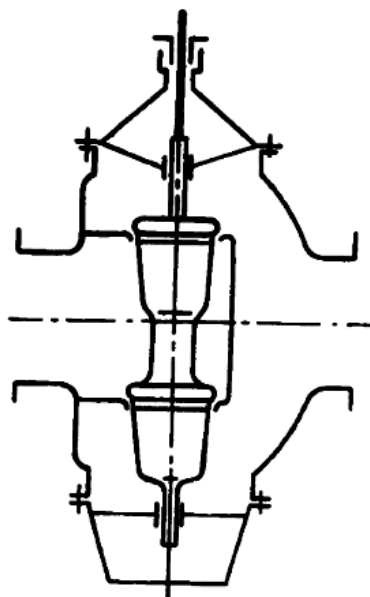
регулирующими органами имеют небольшие габариты и массу, в открытом положении они создают небольшие гидравлические сопротивления (потери давления меньше), не создают застойных зон, где могут скапливаться пыль и грязь, меньше подвержены износу. Заслоночные регулирующие органы широко применяются для регулирования в среде газа и пара, но могут работать также в среде газов, содержащих твердые частицы, и в среде сыпучих гранулированных твердых материалов. Заслонки работают при условной пропускной способности 20-20000 м³/ч (условный проход 50-1000 мм). Регулирующая заслонка не может служить запорным органом, так как при ее изготовлении предусматриваются увеличенные зазоры между корпусом и подвижной частью для уменьшения сил трения при перестановке. Поворотные заслонки в промежуточном положении не уравновешены.



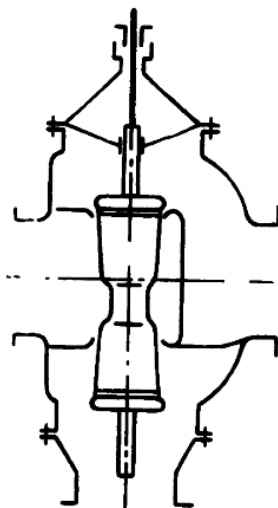
2. Односедельные, в которых изменение пропускной способности достигается поступательным перемещением затвора вдоль оси прохода седла корпуса.



3. Двухседельные, в которых изменение пропускной способности достигается поступательным перемещением затвора вдоль оси проходов двух седел корпуса.



4. Трехходовые, в которых пропускная способность изменяется при поступательном перемещении- затвора вдоль оси проходов двух седел, и при этом корпус имеет три присоединительных прохода, через которые один поток разделяется на два или два потока соединяются в один;



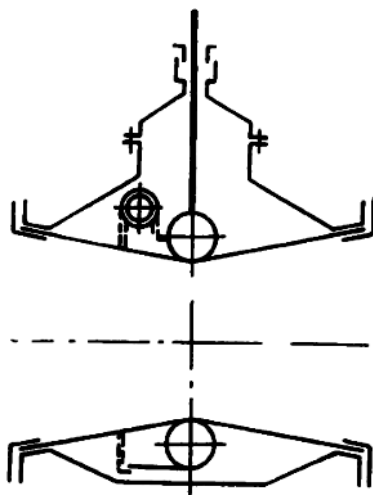
Односедельные РО, по сравнению с двухседельными, обладают тем преимуществом, что обеспечивают герметичное перекрытие потока рабочей среды в закрытом положении. Недостатком односедельных РО является то, что их плунжер неразгруженный, и поэтому для них требуются более мощные приводы. Кроме того, при одном и том же условном проходе, односедельные РО имеют меньшую (\approx в 1,6 раза) величину пропускной способности, по сравнению с двухседельными. Как правило, односедельные РО применяют в тех случаях, когда необходимо получить надежное перекрытие потока при закрытом клапане, а также при регулировании потоков вязких жидкостей и неоднородных сред. Односедельные РО применяют также при малых условных проходах трубопроводов.

Двухседельные РО имеют разгруженный затвор, что является одним из основных их преимуществ перед односедельными РО. Усилие, развиваемое рабочей средой вследствие наличия перепада давления на клапане, действует

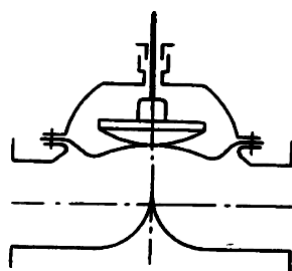
одновременно на оба жестко связанных между собой плунжера в противоположных направлениях. Благодаря этому двухседельные РО при одном и том же приводе можно применять при более высоких перепадах давления, по сравнению с другими типами РО. Недостатком двухседельных РО является невозможность герметичного перекрытия прохода из-за неравномерности температурной деформации деталей вследствие различия коэффициентов линейного расширения материалов затвора и корпуса, неравномерности износа обоих седел, сложности точной одновременной притирки плунжеров к седлам.

Двухседельные РО могут иметь линейную или равнопроцентную (логарифмическую) характеристику. При одном и том же условном диаметре эти клапаны могут иметь различные условные пропускные способности.

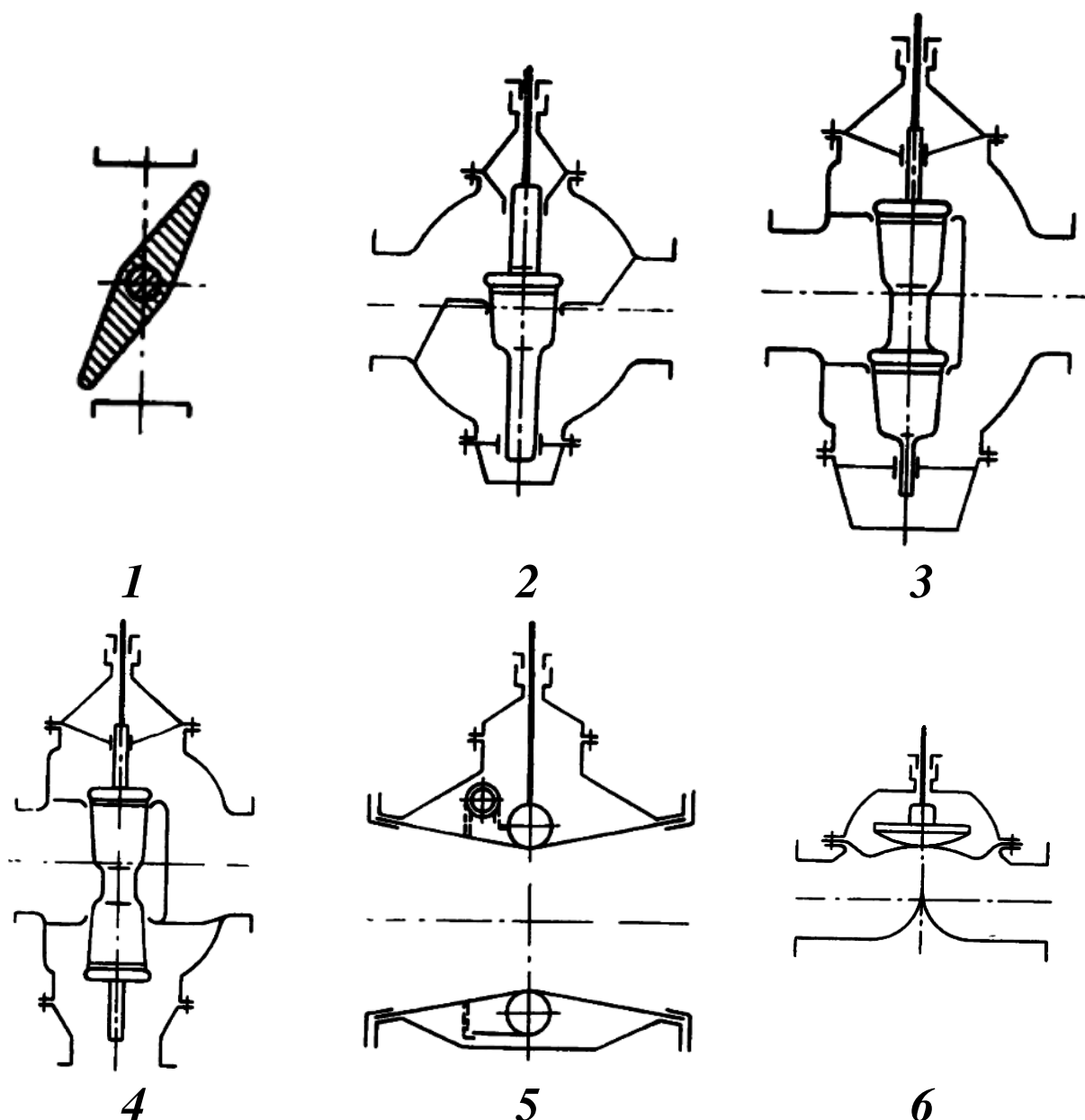
5. Шланговые, в которых изменение пропускной способности достигается изменением проходного сечения упругого патрубка (отрезка шланга);



6. Диафрагмовые, в которых изменение пропускной способности достигается поступательным перемещением центра диафрагмы относительно седла.



Шланговые и диафрагмовые РО применяются для регулирования потоков агрессивных жидкостей. Преимущества диафрагмовых регулирующих клапанов - возможность применения дешевых антикоррозионных материалов и отсутствие сальниковой конструкции. Корпус диафрагмового клапана изготавливают из чугуна, а внутреннюю поверхность покрывают кислотостойкими материалами, диафрагма изготавливается из резины, полиэтилена или фторопласта.



Для двухпозиционного регулирования, кроме указанных типов ИУ, могут применяться различные виды запорной арматуры, имеющие необходимый исполнительный механизм. Так, запорные задвижки, краны и вентили, снабженные приводными устройствами, могут работать как двухпозиционные исполнительные устройства.

Основные параметры исполнительных устройств

Пропускная способность (K_v) – расход жидкости плотностью 1000 кг/м^3 , пропускаемый РО, при передаче давления на нем, равным 1 кгс/см^2 (10^5 Па). Пропускная способность измеряется в $\text{м}^3/\text{ч}$.

Условно пропускная способность (K_{vy}) – номинальное значение K_v РО, при максимальном (условном) ходе затвора, выраженном в $\text{м}^3/\text{ч}$, зависит от типа РО и размера его условного прохода D_u

По величине K_{vy} , исполнительные устройства делятся:

- от 25000 и более (исполнительные устройства больших расходов)

- от 1600 до 25000 (исполнительные устройства средних расходов)
- до 4 (исполнительные устройства малых расходов)
- до 0,1 (исполнительные устройства микро расходов)

Исполнительные устройства больших расходов более всего распространены в виде заслоночных устройств.

Исполнительные устройства средних расходов более всего распространены в виде двух односедельных трех ходовых, шланговых диафрагмовых устройств.

Исполнительные устройства малых расходов более всего распространены в виде односедельных устройств.

Исполнительные устройства микро расходов более всего распространены в виде специальных устройств.

Условное и рабочее давления.

Прочность регулирующих органов исполнительных устройств имеет первостепенное значение, так как размеры фланцев и других видов присоединенных патрубков регулирующих органов зависит от давления, на которое они рассчитаны и условного прохода.

Условным давлением P_y называется максимально допустимое давление среды на регулирующий орган при нормальной температуре.

Прочность металла с повышением температуры понижается, поэтому для арматуры и соединенных частей предусматривается также в максимальное рабочее давление.

Максимальное рабочее давление – максимально установленное давление среды на регулирующий орган при фактической температуры.

Рабочее давление при одном и том же P_y зависит от свойств металла деталей РО и температуры среды.

Разрешено превышение фактического давления до 5% сверх установленного для заданной рабочей температуры.

$$P_y = P_y \frac{\sigma_{don}^{20}}{\sigma_{don}^t}$$

σ_{don}^{20} — допустимое напряжение металла при температуре 20 °С

σ_{don}^t — допустимое напряжение металла при рабочей температуре

Перепад давления и условные проходы

Перепад давления на регулирующем органе, равный разности давлений на входе P_1 и выходе P_2 из регулирующего органа, определяет усилие, на которое рассчитывают исполнительный механизм и все подвижные детали исполнительного устройства, а так же износ дроссельных поверхностей.

Для многих видов исполнительных устройств, в которых затвор не разгружен от статического и динамического воздействия среды, предельно допустимый перепад давления устанавливают в зависимости от мощности исполнительного механизма.

Условным проходом D_u в РО называется номинальный диаметр прохода в присоединительных патрубках.

Стандартные размеры условных проходов не распространяются на размеры прохода в нутрии корпуса.

Характеристики исполнительных устройств

Кроме приведенных параметров РО, определяющих в основном их конструкцию и размеры, имеются и другие параметры, которые учитывают при выборе РО в зависимости от конкретных условий их применения.

Пропускная характеристика (внутренняя или идеальная) — устанавливает зависимость пропускной способности относительно перемещения затвора S при постоянном перепаде давления.

$$K_V = f(S)$$

Дроссельные устройства, серийно выпускаемых регулирующих клапанов, обычно профилируются с линейной или равнопроцентной пропускной характеристикой.

При линейной пропускной характеристике приращение пропускной способности пропорционально перемещению затвора:

$$dK_V = C dS$$

где: C — постоянная величина

При равнопроцентной пропускной характеристике приращение пропускной способности при перемещении затвора, пропорционально текущему значению пропускной способности:

$$\frac{dK_V}{dS} = CK_V$$

Регулирующие заслонки относят к непрофилирующим РО и имеют пропускные характеристики, близкие к равнопроцентным. На рисунке показаны зависимости относительной пропускной способности $\frac{K_V}{K_{Vy}}$ от степени открытия S .

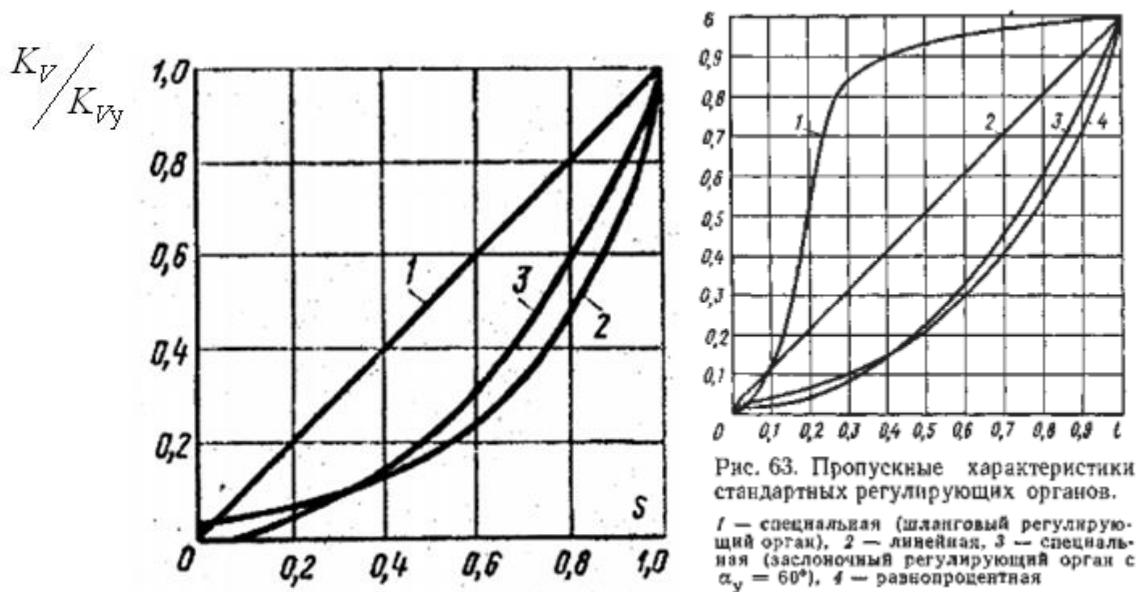


Рисунок Пропускные характеристики регулирующих органов:

1 — линейная; 2 — равнопроцентная; 3 — регулирующих заслонок

Конструктивная характеристика — устанавливает зависимость изменения относительного прохода РО от степени его открытия:

$$\frac{F_S}{F_{\max}} = f(S)$$

где: F_S — площадь проходного сечения при перемещении S РО, F_{\max} — проходное сечение РО при полном открытии.

При соответствующем профилировании дроссельные устройства регулирующих клапанов могут иметь любые конструктивные характеристики, приспособленные к конкретным условиям работы автоматических систем регулирования. На рисунке показаны зависимости относительного прохода

$\frac{F_S}{F_{\max}}$ от степени открытия S .

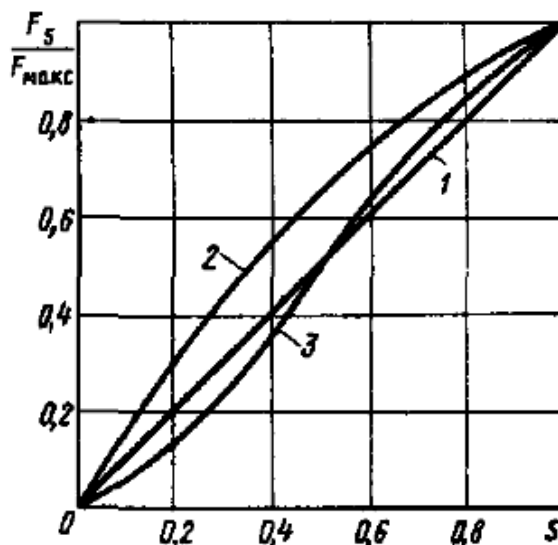


Рисунок Конструктивные характеристики регулирующих органов

В рабочих условиях вид пропускной характеристики изменяется в зависимости от изменения перепада давлений на клапане. При это РО характеризуется **расходной характеристикой**, которая представляет собой зависимость относительного расхода среды от степени открытия РО.

$$\mu = \frac{Q_S}{Q_{\max}} = f(S)$$

где: Q_S – расход среды при степени открытия S РО, Q_{\max} – расход среды при полностью открытом РО.

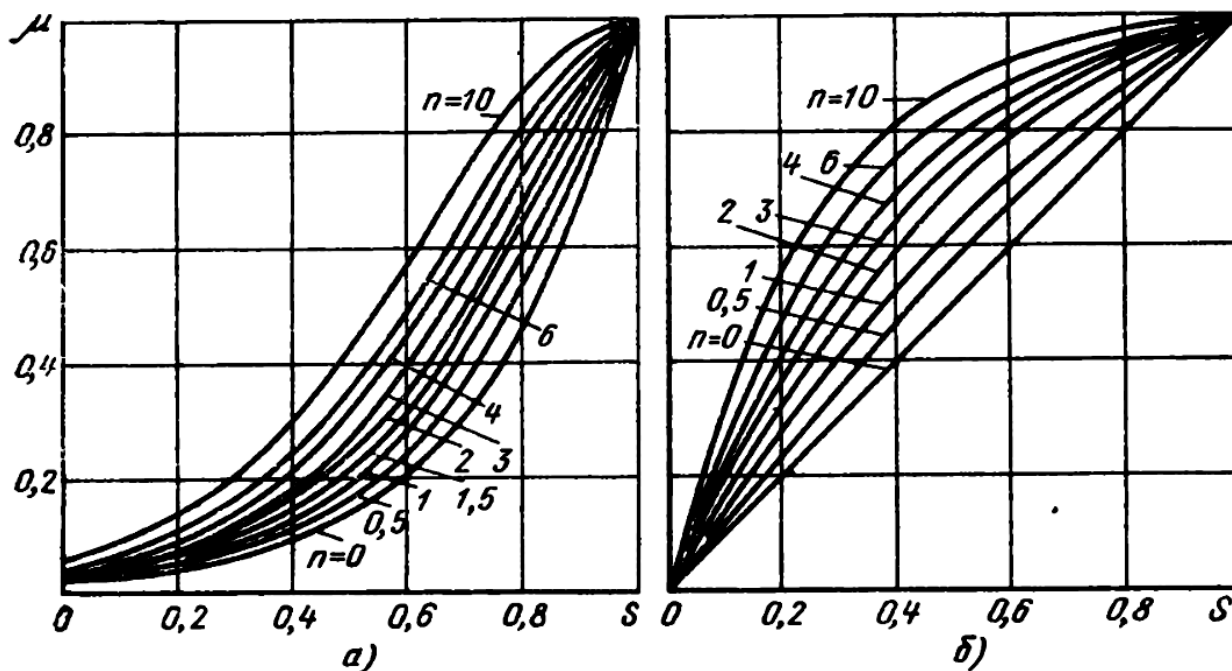
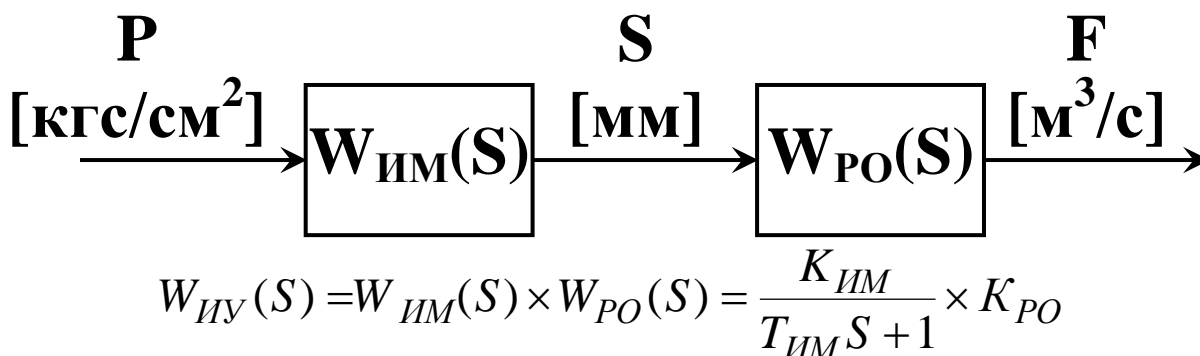


Рисунок Расходные характеристики регулирующих органов:
а – равнопроцентная, б – линейная

где: $n = \frac{\Delta P_l}{\Delta P_{po}}$ - определяет величину перепада давления

Выбор формы расходной характеристики РО

С точки зрения автоматической системы регулирования, исполнительное устройства можно представить в виде двух последовательно соединенных звеньев.



Из приведенной структурной схемы видно, что регулирующий орган является статическим звеном. Он вносит основные не линейности в замкнутую АСР, поэтому все расчеты ИУ проводятся для РО.

Если известны основные возмущения, действующие в контуре, то можно применить правило выбора формы расходной характеристики из условия инвариантности коэффициента передачи регулирующего органа основному возмущению. При этом используют следующий критерий выбора формы расходной характеристики: *предпочтительной расходной характеристикой* является такая, которая, несмотря на изменение параметров регулируемой среды и нагрузки регулирующего органа, обеспечивает постоянное значение коэффициента передачи регулирующего органа.

Решить поставленную задачу – выбор формы расходной характеристики – позволяет анализ потока регулируемой среды с точки зрения его воздействия на объект управления. Во-первых, регулируемая среда является носителем регулирующего воздействия: изменение расхода вещества или энергии происходит вследствие перемещения затвора РО. Причиной регулирующих воздействий служат либо отклонения регулируемого параметра, либо изменение настроек или уставок регулятора. Во-вторых, регулируемая среда может являться носителем возмущающих воздействий: расход вещества или энергии через регулирующий орган может изменяться без перемещения затвора РО. Причиной возмущений является в этом случае изменение параметров регулируемой среды. Например, если РО установлен на линии подачи газа к форсункам, то величина расхода газа зависит от изменения давления в магистрали перед регулирующим органом.

Рассмотрим работу регулирующего органа с точки зрения критерия – линейности РО. Проанализируем сначала линейную расходную характеристику 1 (рис. 51), которую будем считать исходной. Если параметры регулируемой среды, определяющие расход вещества или энергии, постоянны, то величина расхода зависит лишь от положения затвора. В этом случае регулируемая среда является носителем лишь регулирующих воздействий. Поэтому во всем диапазоне нагрузок РО будет иметь место постоянный коэффициент передачи

$\frac{d\mu}{dS}$, ибо любое новое значение положения затвора и соответствующее ему значение расхода связаны между собой одной линейной расходной характеристикой. Следовательно, если регулируемая среда является носителем лишь регулирующих воздействий, то линейная расходная характеристика обеспечивает его линейность, т.е. постоянное значение коэффициента передачи.

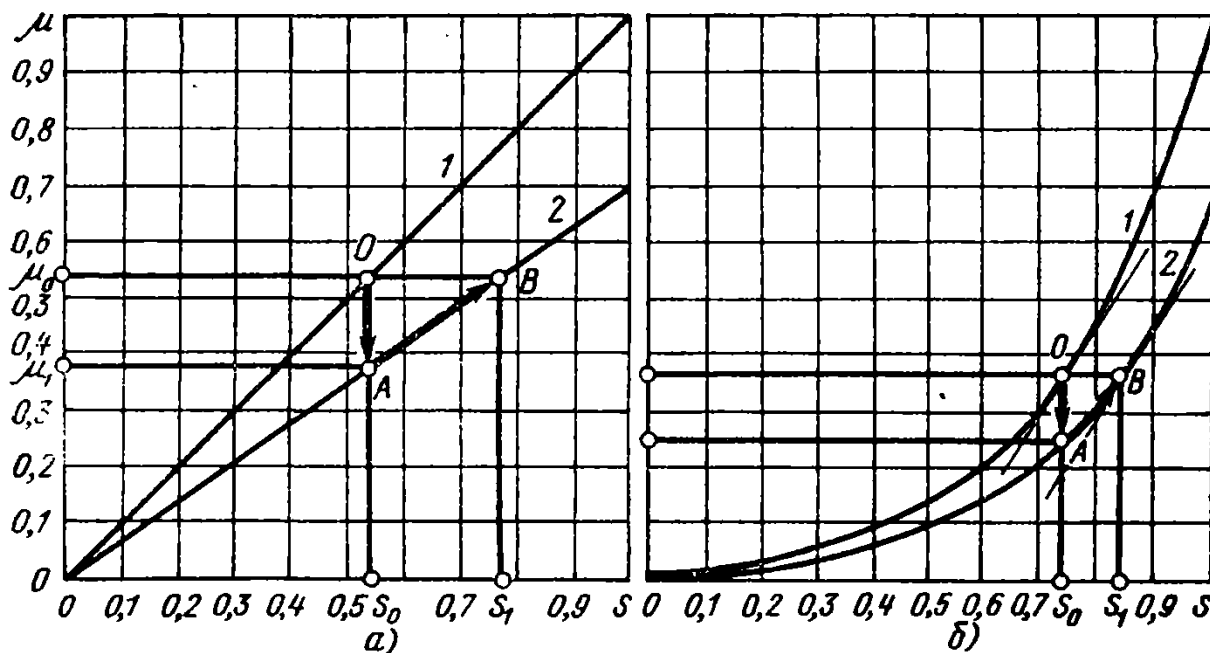


Рис. 51. Расходные характеристики регулирующих органов:
а — линейная; б — равнопроцентная

Допустим теперь, что величина какого-либо из параметров среды может принимать различные, хотя и постоянные для определенного промежутка времени значения. Например, давление газа в общей магистрали часто зависит от количества подключенных источников или потребителей газа. В этом случае при изменении параметра среды каждому положению затвора будет соответствовать новое значение расхода вещества или энергии, а расходная характеристика займет новое положение. Исходному положению затвора S_0 будет соответствовать новое значение расхода μ_1 , соответствующее новой расходной характеристике 2. Изменение расхода вещества или энергии вызовет отклонение регулируемого параметра от заданного значения, вследствие чего регулятор, воздействуя на исполнительное устройство, восстановит исходное значение расхода μ_1 при новом значении положения затвора S_1 и новом

значении коэффициента передачи $\frac{d\mu}{dS}$. Процесс изменения нагрузки в координатах $\mu - S$ изображен на рис. 51 ломаной линией OAB. Отрезок OA соответствует изменению величины расхода вещества или энергии за счет изменения какого-либо из параметров среды. Отрезок AB соответствует изменению расхода до исходного значения μ_0 за счет перемещения затвора регулирующего органа. Следовательно, если в процессе функционирования САР имеют место изменения параметров регулируемой среды, определяющих расход вещества или энергии, то изменение нагрузки регулирующего органа сопровождается изменением его коэффициента передачи $\frac{d\mu}{dS}$ т. е. в этом случае линейная расходная характеристика не обеспечивает линейности регулирующего органа.

Выполним теперь аналогичный анализ равнопроцентной расходной характеристики, уравнение которой имеет вид:

$$\mu = \mu_{\max} \exp(d(S - 1)) \quad (136)$$

Если параметры регулируемой среды, определяющие расход через регулирующий орган вещества или энергии, постоянны, то изменение нагрузки будет сопровождаться изменением коэффициента передачи $\frac{d\mu}{dS}$ (в отличие от линейной расходной характеристики).

Уравнение кривой 2 может быть записано в виде

$$\mu = a\mu_{\max} \exp(d(S - 1)) \quad (137)$$

Преобразуем уравнение (137)

$$\mu = \mu_{\max} \exp(d(S - 1)) \exp(\ln(a)) \quad (138)$$

Отсюда

$$\mu = \mu_{\max} \exp\left(d\left(S + \frac{\ln(a)}{d}\right) - 1\right) \quad (139)$$

Если сравнить выражения (136) и (139), то можно заключить, что умножение правой части (136) на постоянный коэффициент равноценно смещению функции μ вдоль оси S , тогда справедливо

$$\left(\frac{d\mu}{dS}\right)_{\mu 0} = \left(\frac{d(a\mu)}{dS}\right)_{\mu 0} \quad (140)$$

Отсюда следует, что при изменении положения затвора от S_0 до S_1 в процессе регулирования величина коэффициента передачи не изменяется. Графически это можно интерпретировать следующим образом: касательные к кривым 1 и 2 (рис. 51), проведенные через точки с ординатой μ_0 , имеют одинаковый угол наклона к оси абсцисс.

Таким образом, в последнем случае изменение нагрузки РО, происходит без изменения коэффициента передачи. Изложенное выше позволяет сформулировать обобщенный алгоритм выбора формы расходной характеристики из условия инвариантности коэффициента передачи РО основному возмущению.

Если основным возмущением в САР является изменение расхода вещества или энергии через регулирующий орган, происходящее за счет изменения параметров регулируемой среды, то для такой системы предпочтительна равнопроцентная расходная характеристика. Если же изменение расхода вещества или энергии через регулирующий орган происходит лишь при перемещении затвора регулирующего органа, то в этом случае предпочтительной является линейная расходная характеристика.

Условие линейности регулирующего органа приводит к различным выражениям для формы расходной характеристики:

$\frac{d\mu}{dS} = const$, если регулируемая среда является носителем лишь

регулирующих воздействий, и $\frac{d\mu}{\mu dS} = const$ если регулируемая среда

является носителем основных возмущающих воздействий. Здесь $\frac{d\mu}{dS}$ —

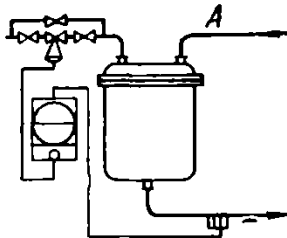
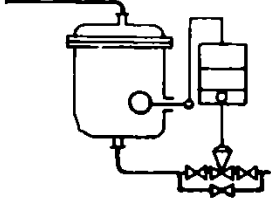
коэффициент передачи регулирующего органа, а $\frac{d\mu}{\mu dS}$ коэффициент

равнопроцентности.

В табл. 21 показаны примеры использования разработанного алгоритма для выбора формы расходной характеристики регулирующего органа для различных САР в зависимости от действующих возмущений.

Таблица 21

Примеры выбора формы расходной характеристики

Схема САР	Описание работы системы	Причина изменения расхода вещества через регулирующий орган	Предпочтительная форма расходной характеристики
	<p>Продукт А поступает на нейтрализацию. Величина pH реакционной массы регулируется посредством изменения подачи щелочи в реакционный аппарат</p>	Изменение расхода или кислотности продукта А. Изменение уставки регулятора pH	Линейная
		Изменение концентрации щелочи Изменение давления перед регулирующим органом	Равнопроцентная
	<p>Уровень жидкости в аппарате регулируется воздействием на поток, выходящий из аппарата</p>	Изменение расхода среды, поступающей в аппарат	Линейная
		Изменение давления после регулирующего органа	Равнопроцентная

РАСЧЕТ И ВЫБОР РАЗМЕРА ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО УСТРОЙСТВА ПО ПРОПУСКНОЙ СПОСОБНОСТИ

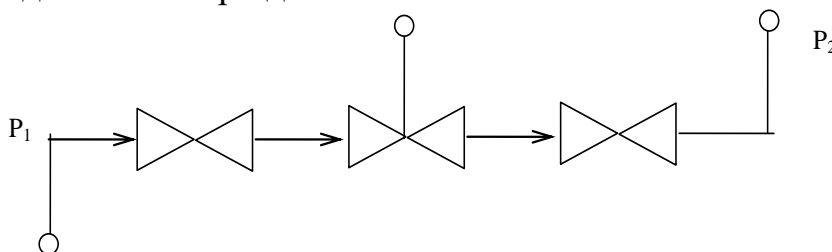
Необходимым условием качественной работы САУ является правильное определение размера исполнительного устройства. Задача расчета и выбора исполнительных устройств в общем случае состоит из следующих этапов:

- 1) определение физических параметров и свойств регулируемой среды (давление, температура, вязкость и др.);
- 2) расчет или определение исходных значений перепада давления и расхода среды, пропускаемой регулирующим органом исполнительного устройства;
- 3) определение условной пропускной способности K_v и выбор типа исполнительного устройства;
- 4) выбор, расчет или графическое построение пропускной характеристики регулирующего органа;
- 5) определение динамических свойств исполнительного устройства и выяснение влияния его на динамику системы управления в целом.

Сложность, объем и необходимая точность расчетов по каждому этапу определяются параметрами и свойствами регулируемой среды и требованиями к качеству регулирования. Размер регулирующего органа определяется величиной его условной пропускной способности K_v .

Этапы определения пропускной способности.

1. В результате анализа регулирующей среды определяют ее параметры: плотность, теплоемкость, вязкость, значение адиабаты.
2. Определяют потери давления в линии.



$\Delta P_{\text{лин}}$ – давление в линии

$\Delta P_{\text{ро}}$ – перепад давления на регулирующем органе

$\Delta P_{\text{гд}}$ – гидростатическое давление.

$$\Delta P_{\text{ро}} = \Delta P_{\text{сети}} - \Delta P_{\text{лин}} \pm P_{\text{гд}}$$

Расход регулирующей среды является квадратичной зависимостью давления в линии связи. В связи с этим, максимальный расход через регулирующий орган будет обеспечиваться при минимальном перепаде давления на нем.

$$F^2 = \alpha^2 \cdot \Delta P$$

3. По таблице, приближенно рассчитывают пропускную скорость.

4. Вводится 20% запас по K_v :

$$K_v = 1.2 K_v^{\text{max}}$$

5. По таблицам условно пропускных способностей, выбирают ближайший больший K_v и, согласно выбранному K_v , выбирают диаметр условного прохода и диаметр присоединенных потоков.

6. Проверяем выбранный тип регулирующего органа. Его проверяют на вязкость для выбранных сред.

25 ч 30 нж ЭМ

25 – диаметр условного прохода в мм.

ч – чугунный.

30 – нормально открытый (32 – нормально закрытый).

нж – нержавеющий.

ЭМ – кодировка внутренней поверхности регулирующего органа (эмалировка).

7. Рассчитывают клапан на кавитацию и вскипание

Расчет и выбор исполнительных устройств значительно осложняется, если регулируемая несжимаемая жидкость в процессе дросселирования вскипает. В этих случаях имеет место явление вскипания или кавитации.

Вскипанием называется частичное или полное испарение жидкости при ее прохождении через дросселирующее сечение (между затвором и седлом) регулирующего органа за счет понижения давления ниже определенного критического значения P^* .

Кавитацией называется выделение паровой фазы из жидкости, проходящей через проходное сечение регулирующего органа, с последующим обратным переходом образовавшихся паров в жидкость. Явление кавитации состоит, таким образом, из двух стадий. Первая стадия представляет собой, в сущности, явление вскипания. На этой стадии происходит выделение из жидкости пузырьков газа, которые, увеличиваясь по мере понижения давления, перемещаются вместе с потоком. Поступая затем в область повышенного давления, превышающего определенного критического значения P^* , газовые пузырьки разрушаются, или «захлопываются» с выделением большого количества энергии. Процесс «захлопывания» кавитационных пузырьков происходит с очень большой скоростью и сопровождается своего рода гидравлическим ударом с характерным шумом и треском. Именно на этой второй стадии кавитации происходит разрушение поверхностей дроссельной пары.

Пример расчета исполнительного устройства.

Рассчитать исполнительное устройство, установленное на трубопроводе, по которому в аппарат подается вода при:

$$t = 90^\circ \text{ C}$$

$$Q_{\max} = 140 \text{ м}^3/\text{час}$$

$$\rho_{\text{H}_2\text{O}} = 1 \text{ г/см}^3$$

$$\nu = 0,328 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с} - \text{при } t = 90^\circ \text{ C}$$

Перепад давлений на регулирующем органе при максимальном расходе $\Delta P = 16 \text{ кгс/см}^2$.

1. Определим максимальную расчетную пропускную способность:

$$K_{v \max} = Q \sqrt{\frac{\rho}{\Delta P}} = 140 \sqrt{\frac{1}{16}} = 35 \text{ м}^3 / \text{ч}$$

2. Вводим 20% запас:

$$K_v = 1.2 K_{v \max} = 1.2 \cdot 35 = 42 \text{ м}^3 / \text{ч}$$

3. Выбираем по таблицам условно пропускную способность:

70 с 48 нж - тип

$$K_v = 55 \text{ м}^2 / \text{ч} \quad D_y = 70 \text{ мм}$$

4. Проверяем выбранный клапан на вязкость.

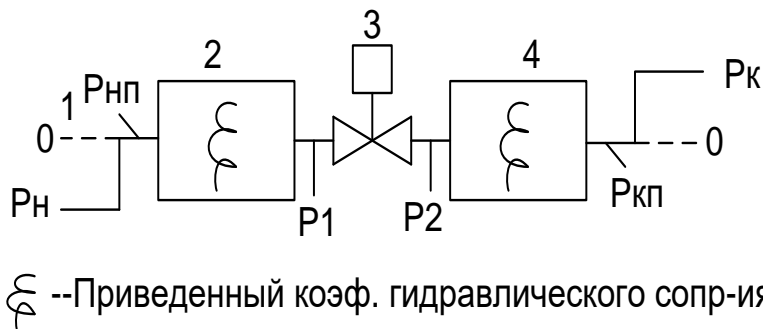
$$R_o = 0.353 \frac{Q}{\nu D_y} = 0.353 \frac{140}{0.328 \cdot 10^{-6} \cdot 70} = 2.15 \cdot 10^6, \text{ что больше, чем } 2000, \text{ значит,}$$

удовлетворяет требованиям.

Так как полученное значение критерия Рейнольдса больше 2000, влияние вязкости на расход жидкости не учитывают при принимаемом выборе исполнительного устройства.

16. Методика расчета МАХ-ой пропускной способности ИУ

Схема расчетного участка



ξ --Приведенный коэф. гидравлического сопр-ия

$P_{нп}, P_{кп}$ – приведенные давл. в начале и конце расчетного участка.

$P_{н}, P_{к}$ – давление в начале и в конце расчетного участка.

0 — 0 - ось магистральных фланцев.

2, 4 – участок

трубопровод-ной сети до ИУ и после ИУ

3 – собственно ИУ

Расчет МАХ-ой пропускной способности ИУ

$$Kv_{max} \rightarrow Kv := \frac{Q}{100} \cdot \sqrt{\frac{\rho}{\Delta P}}$$

$$(Kv^{пр})_{max} := \frac{Q_{max}}{100} \cdot \sqrt{\frac{\rho}{\Delta P_{min}}}$$

Q_{max} – МАХ-ый расход, который может пропустить

ИУ.

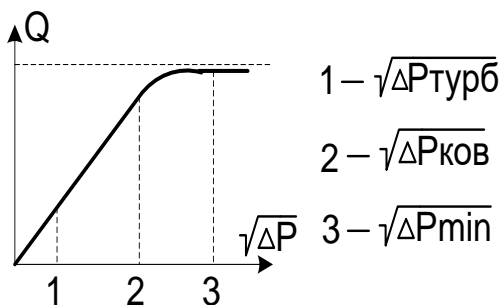
$Kv^{пр}$ – предварительный

ΔP := **неизвестно**

$$P1_{min} := P_{нп} - 6.38 \cdot 10^{-3} \cdot (Q^2)_{max} \cdot \rho \cdot \xi_{н}$$

$$P2_{max} := P_{кп} + 6.38 \cdot 10^{-3} \cdot (Q^2)_{max} \cdot \rho \cdot \xi_{к}$$

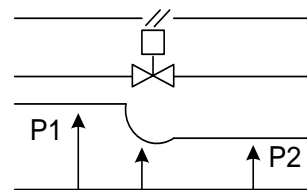
$$\Delta P := P1_{min} - P2_{max}$$



$$1 - \sqrt{\Delta P_{турб}}$$

$$2 - \sqrt{\Delta P_{ков}}$$

$$3 - \sqrt{\Delta P_{min}}$$



- если есть явление ковитации, то $Kv^{пр}_{max}$

носит предвар-ный хар-р.

Завис-ть расхода жидкости Q от перепада давления на ИУ имеет

следующий вид:

- в турбулентном режиме зависимость линейна ;
- с момента 2 начинается явление КОВИТАЦИИ
- при дальнейшем повышении значений $\sqrt{\Delta P}$ после 3 расход перестает зависеть от ΔP .

Перепад давления, при котором данная жидкость входит в режим ковитации определяется соотношением: $\Delta P_{ков} = K_c \cdot (P1_{min} - P_n)$

P_n – давление насыщенных паров жидкости при температуре дросселирования

K_c – коэффициент начала ковитации

Для обеспечения бесковитационного режима необходимо соблюдение условий:

$\Delta P_{min} \leq \Delta P_{ков}$ 1) если условие выполняется, то $Kv^{пр}_{max} \rightarrow Kv_{max}$

2) если условие не выполняется, то рассчитываем перепад давлений ΔP_m , при котором еще можно регулировать расход: $\Delta P_m = K_m \cdot (P1 - r \cdot P_n)$, где K_m – коэф. ковитации, r – поправочный коэф.

$$K_{\max} := \frac{Q_{\max}}{100} \cdot \sqrt{\frac{\rho}{\Delta P_m}}$$

$$Z := \frac{a \cdot Q_{\max}}{V_t \cdot \sqrt{(K_v^{\text{пр}})_{\max}}}$$

Полученные $K_v^{\text{пр}}_{\max}$ проверяется на режим течения среды через ИУ по так назыв-му ИНДЕКСУ ВЯЗКОСТИ «Z» (модефицированный коэффициент Рейнольдса) V_t – кинематическая вязкость, а – коэф. зависящий от типа ИУ.

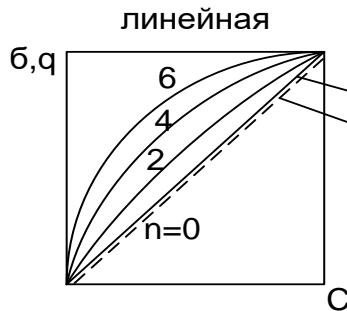
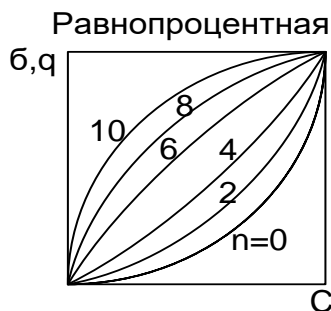
Если $Z \geq 10^4$ – турбул-ый режим и $K_v^{\text{пр}}_{\max} \rightarrow K_{v_{\max}}$

Если $Z \leq 10^4$, то необходимо внести поправку на

вязкость:

$K_{v_{\max}} = K_v^{\text{пр}}_{\max} * \Psi_{kv}$, где Ψ_{kv} – определяется по графикам.

17. Методика выбора пропускной характеристики



пропускная хар-ка
расходная хар-ка

Различают

$$K_v := \frac{Q}{100} \cdot \sqrt{\frac{\rho}{\Delta P}}$$

расходную
и
пропускную
характерис

тики.

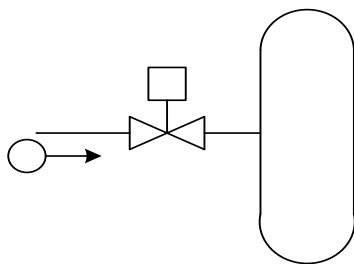
- при постоянных p и ΔP пропускная и расходная хар-ки, построенные в относитель-ных координатах совпадают.

- при изменении p или ΔP расходная хар-ка отклоняется от пропускной.

Т.к. расход. хар-ка определяет реальные значения коэф. усиления ИУ, то необходимо выбрать МАХ пропускную хар-ку, чтобы при ее изменении под действием среды обес-печивалось постоянство коэф. усиления ИУ. Поэтому выбор типа пропускной хар-ки пропускной хар-ки осущ-ся в 2 этапа:

- 1) выбор типа предпочтительной пропускной хар-ки, обеспечивающей постоянство коэф. усиления во всем диапазоне хода затвора;
- 2) выбор типа пропускной хар-ки, обеспечивающей при данных пар-рах среды, выбранный в пункте 1 тип расходной хар-ки

1.) а) Если возмущения в сис-ме влекут изменения расхода среды через ИУ



при фиксиро-ванном положении затвора, то для сохранения постоянства коэф. усиления предположительна равнопроцентная расходная хар-ка.

б) если изменение расхода среды через ИУ происходит только при перемещении затвора, то предпочтительна линейная хар-ка.

2) Выбор типа пропускной хар-ки производится

путем введе-ния понятия гидравлического модуля системы n :

$$n := \frac{K_{vy}}{K_{vt}} \quad \text{где} \quad K_{vt} := \frac{Q_{\max}}{100} \cdot \sqrt{\frac{\rho}{\Delta P_t}}$$

--- K_{vt} – пропускная способность оставшейся части трубопровода

Рекомендации

1) при предварительно выбранной на этапе 1 предпочтительной расходной равнопроцентной хар-ки наилучшее приближение даст равнопроцентная пропускная хар-ка.

2) в случае предварительно выбранной на этапе 1 предпочтительной линейной хар-ки необходимо оценивать приближение к ней как линейной, так и равнопроцентной пропускных хар-к.

В качестве критерия приближения расходной и пропускной хар-к принимается МАХ-ая величина относительного коэф-та усиления K в случае линейной хар-ки, K_p – в случае равнопроцентной хар-ки.

$$\delta_k := \frac{(|\Delta K|)_{\max}}{K} \quad K := \frac{q_{\max} - q_{\min}}{l_{\max} - l_{\min}} \quad K_p := \frac{l_p \cdot \frac{q_{\max}}{q_{\min}}}{l_{\max} - l_{\min}}$$

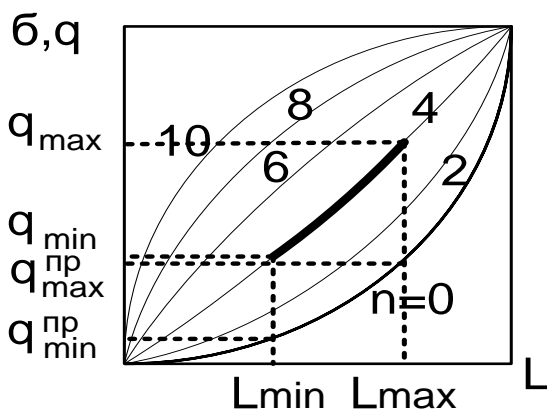
$$\delta_p := \frac{(|\Delta K_p|)_{\max}}{K_p}$$

Алгоритм вычисления этапа 2.

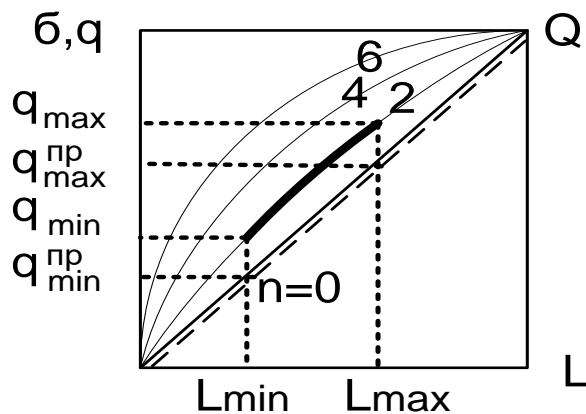
1. $n := 0$ $\delta := \frac{K_v}{K_{vy}}$ $q := \frac{K_v}{K_{vy}}$ при $n = 0$, δ и q - совпадают

$$(q_{pr})_{\max} := \frac{K_{v\max} - K_{t\max}}{K_{vy}} \quad (q_{pr})_{\min} := \frac{K_{v\min} - K_{t\max}}{K_{vy}}$$

Равнопроцентная



линейная



2.) Определение q_{\min} , q_{\max} при n – расчетном ($n = 4$)
(ближе к линейной равнопроцентная хар-ка)

3.) K или K_p - считаются

4.) ΔK , ΔK_p

5.) δ_k , δ_{kp}

Тип пропускной хар-ки выбирается по min – ой величине δ_k , $\delta_{кр}$ (по линейной и по равнопроцентной)

ЭИУ – в своем составе содержит электрический исполнительный механизм (соленоид, электродвигатель), и регулирующий орган.

Если это электродвигатель, то он работает совместно с пусковым устройством, которое выполняет функцию усиления сигнала по мощности и гальванического разделения цепей.

ЭИМ – предназначен для преобразования электрической энергии в механическую, управляющее воздействие поступающим с релейно-импульсного регулятора, преобразуется во вращающемся движении ротора электродвигателя, а затем через систему рычагов поступательное движение затворного органа.

Типы ИМУ:

1. Однооборотные $\varphi < 360^\circ$
2. Многооборотные $\varphi > 360^\circ$
3. Прямоходные (соленоидные)

Комплект с многооборотными и однооборотными устройствами, использует 2 типа пусковых устройств:

- бесконтактные (ПБР)
- контактные (ПМ)

Условное обозначение электродвигательных исполнительных механизмов.

МЭО 63/25 – 0,25 – 68

МЭО – механизм электрический однооборотный

63 – максимальный крутящий момент на валу электродвигателя К 2 С/м (4, 10, 25, 63, 100, 400) – разновидности.

25 – номинальное время полного хода /с. (10, 25, 63, 160) – типы.

0,25 – номинальный полный ход вала (оборот). 0,63 – разновидность.

68 – год модификации.

Электрические исполнительные устройства

Электрические исполнительные устройства (ЭИУ) находят преимущественное распространение в системах автоматизации, использующих изделия электрической ветви. При необходимости использовать пневматические и гидравлические ИУ последние дополняются электропневмо- и электрогидропреобразователями. ЭИУ разделяются на четыре группы: ЭИУ позиционного действия; ЭИУ постоянной скорости; ЭИУ переменной скорости; усилители мощности.

ЭИУ позиционного типа, постоянной или переменной скорости состоят из электродвигателя и редуктора. Такой ИМ по своим динамическим свойствам соответствует интегрирующему звену, если в качестве выходной переменной в ИУ принят угол поворота (перемещение). Вследствие этого силовая часть может формировать интегральную составляющую таких законов регулирования, как ПИ и ПИД в структуре регулятора (собственно регулятор при этом формирует П- и ПД-составляющие). Наибольшее распространение получило именно такое использование ИМ.

Другой способ использования ИМ с электродвигателями состоит в охвате двигателя жесткой обратной связью, и в этом случае ЭИУ является пропорциональным звеном (точнее, малоинерционным), положение выходного органа которого пропорционально входному сигналу. ИМ с корректирующими обратными связями используют в ЭИУ переменной скорости.

Качество работы ЭИУ с электродвигателями характеризуют такими показателями, как номинальный момент, время полного хода, выбег, люфт, гистерезис, импульсные характеристики, режим работы.

Номинальный момент ИМ развивают при всех допустимых условиях эксплуатации, при понижении напряжения питания до $0,85U_{с.ном}$. Пусковой момент при номинальном напряжении питания должен не менее чем в 1,7 раза превышать номинальный.

Время полного хода $T_{им}$ выбирают исходя из допустимого времени $T_{ро}$ перестановки затвора РО от начала до конца. Это время равно $T_{им} = \beta^{-1} T_{ро}$, где β – отношение диапазона рабочего перемещения выходного органа к величине полного хода.

Выбег есть перемещение выходного органа ИМ после выключения механизма, работающего в установившемся режиме. Выбег желательно иметь таким, чтобы после выключения двигателя изменение сигнала обратной связи по регулируемому параметру было в пределах установленной зоны нечувствительности регулятора. Согласно требованиям ГОСТ, величина выбега не должна быть более 1% для ЭИУ с временем полного хода 10 с, 0,5% для механизмов с временем 25 с и 0,25% для механизмов с временем 63 с и более.

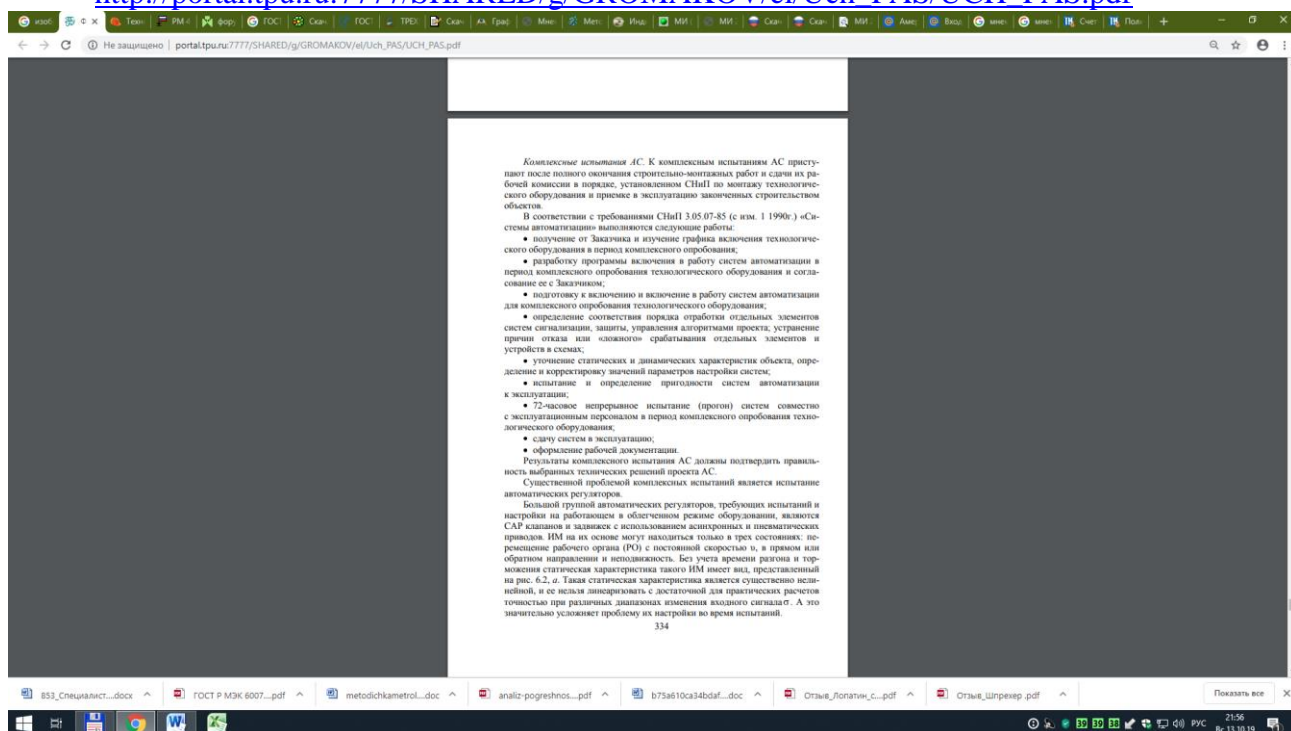
Люфт и гистерезис характеризуют нелинейности статической характеристики ЭИУ. Люфт образуется свободным ходом выходного органа при неподвижном вале электродвигателя из-за зазора в зацеплении кинематических узлов редуктора, износа контактирующих поверхностей.

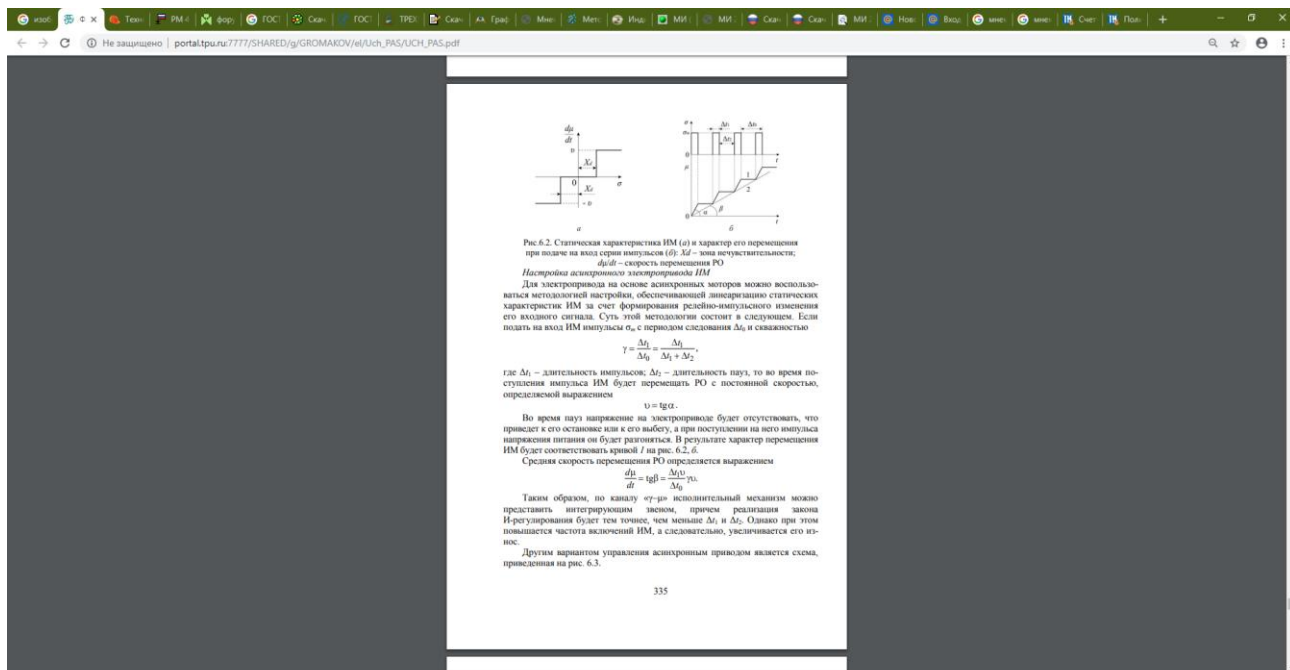
Люфт выходного органа не должен превышать 1° для однооборотных ЭИУ с номинальной нагрузкой 40 Н·м и менее; $0,75^\circ$ для однооборотных ЭИУ нагрузкой более 40 Н·м; 3° для многооборотных ЭИУ; 0,2 мм для прямоходных ЭИУ с нагрузкой до 1000 Н и 0,5 мм при нагрузке свыше 1000 Н. Гистерезис между положением выходного органа и сигналом датчика положения складывается из люфта механической передачи и вариаций показания датчика. По стандарту гистерезис не должен быть более 1,5% от полной шкалы показаний датчика при нелинейности статической характеристики менее 2,5%.

Импульсная характеристика ЭИУ определяется как средняя относительная скорость S перемещения выходного органа. Для ЭИУ постоянной скорости с импульсным сигналом управления рассматривается отношение величины перемещения выходного органа к длительности импульса, вызвавшего перемещение. Если это перемещение брать в долях от полного хода, а длительность – в долях времени полного хода, то соответственно их отношение даст значение S . Значение $S=f(\Delta t)$, где Δt – относительная длительность импульса управления, и образует импульсную характеристику. Для идеального ЭИУ постоянной скорости $S=1$. Реальное значение S для отечественных ЭИУ постоянной скорости лежит в диапазоне от 0,5 до 1,5.

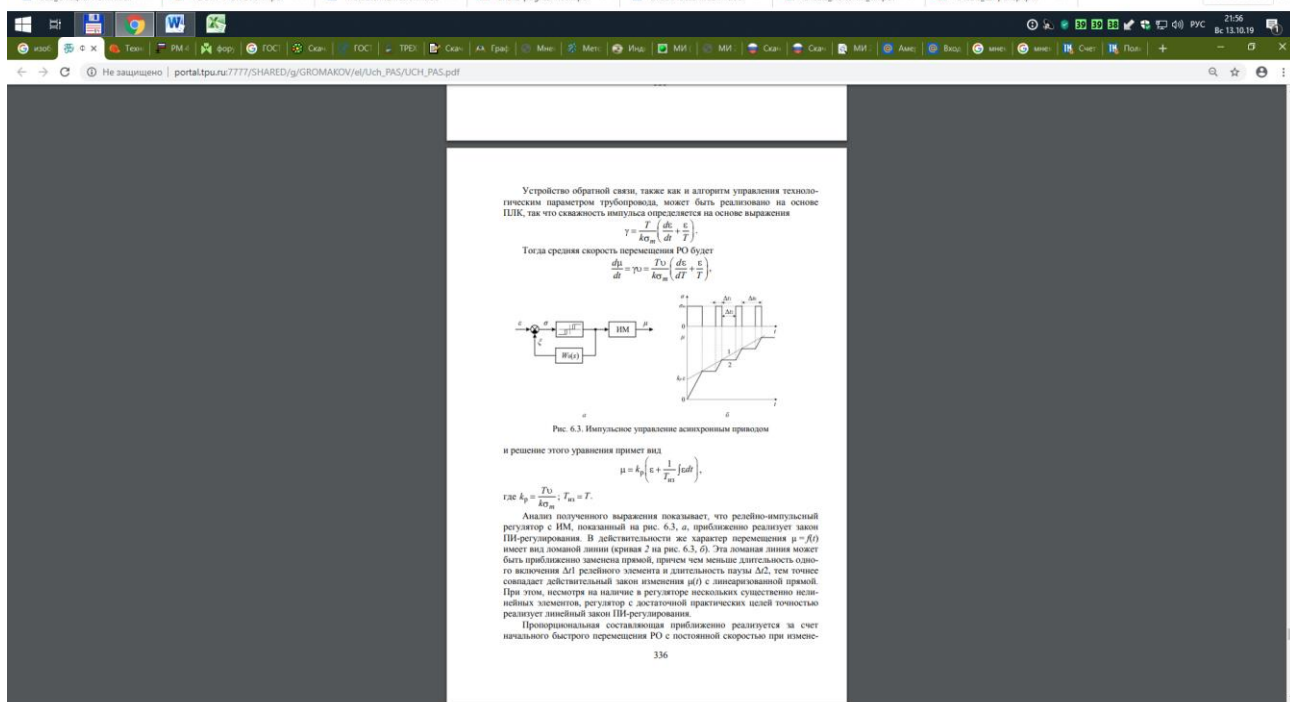
Статические и динамические характеристики электрического исполнительного механизма.

http://portal.tpu.ru:7777/SHARED/g/GROMAKOV/el/Uch_PAS/UCH_PAS.pdf

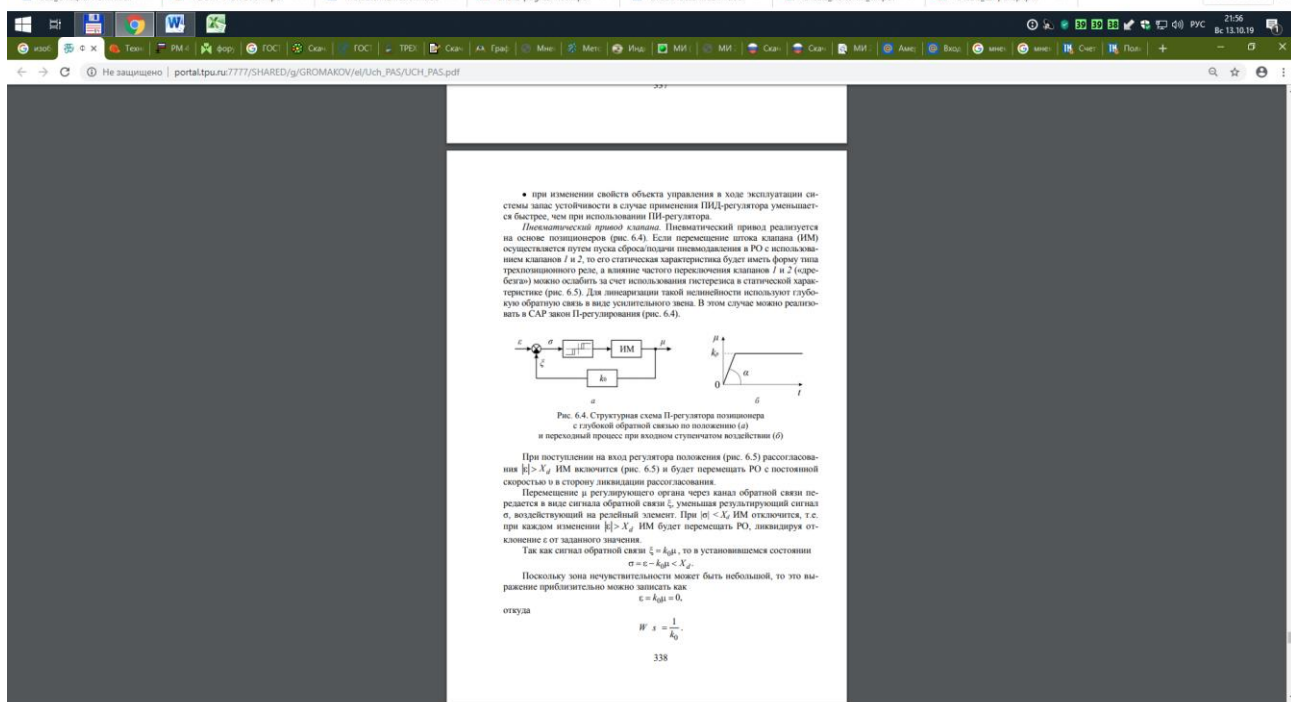
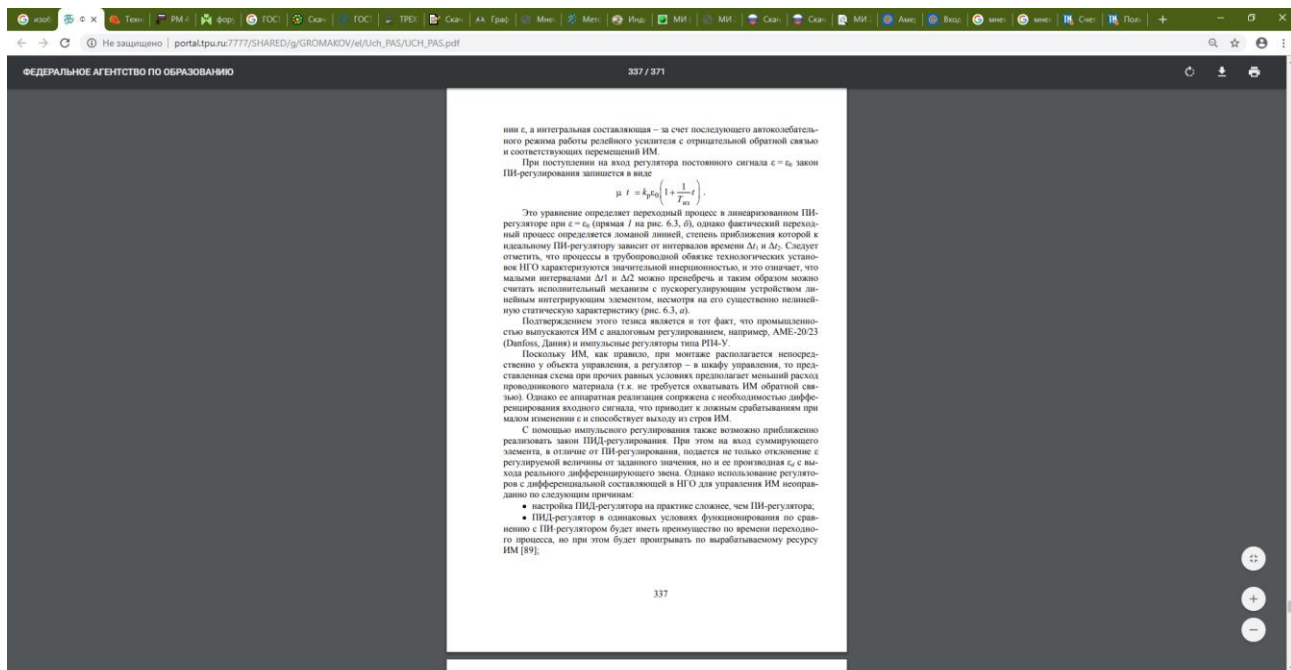


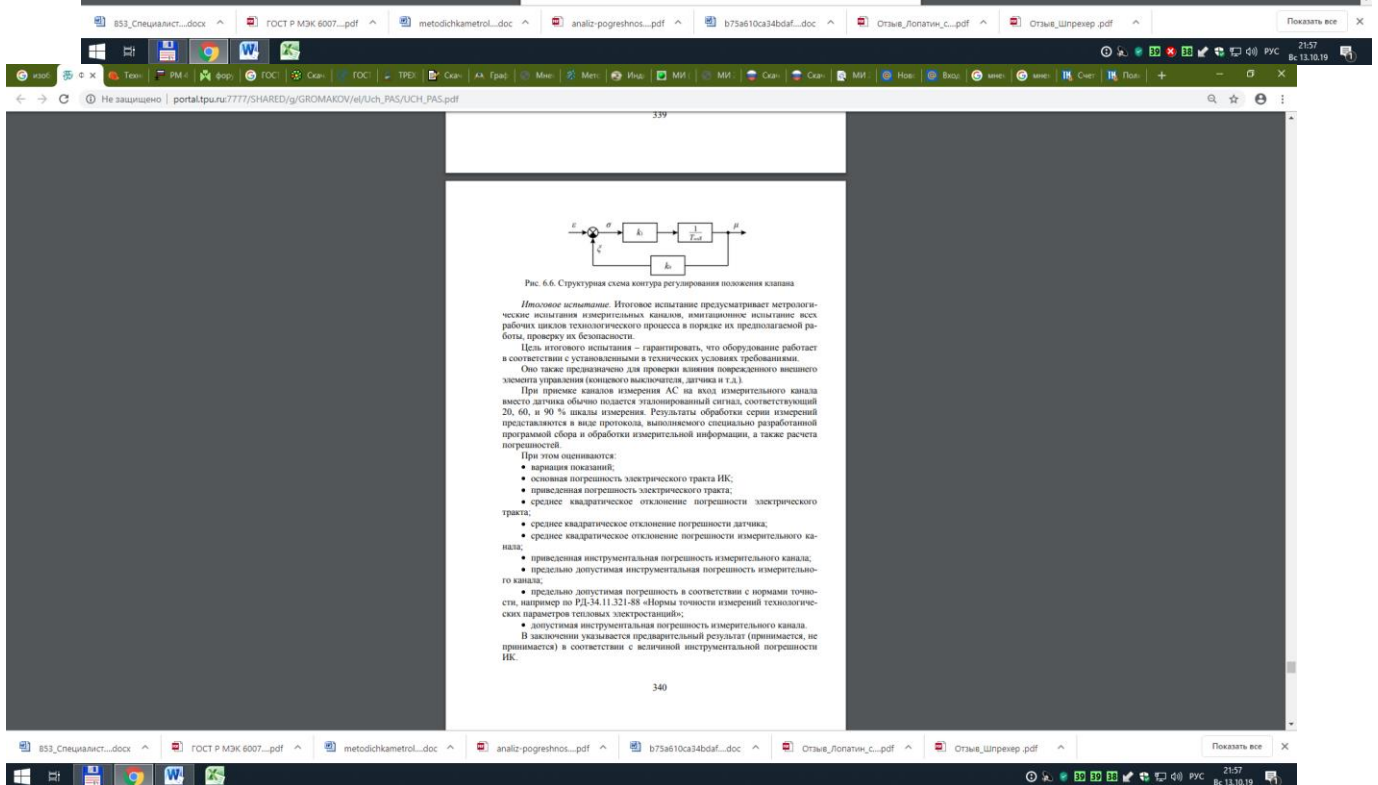
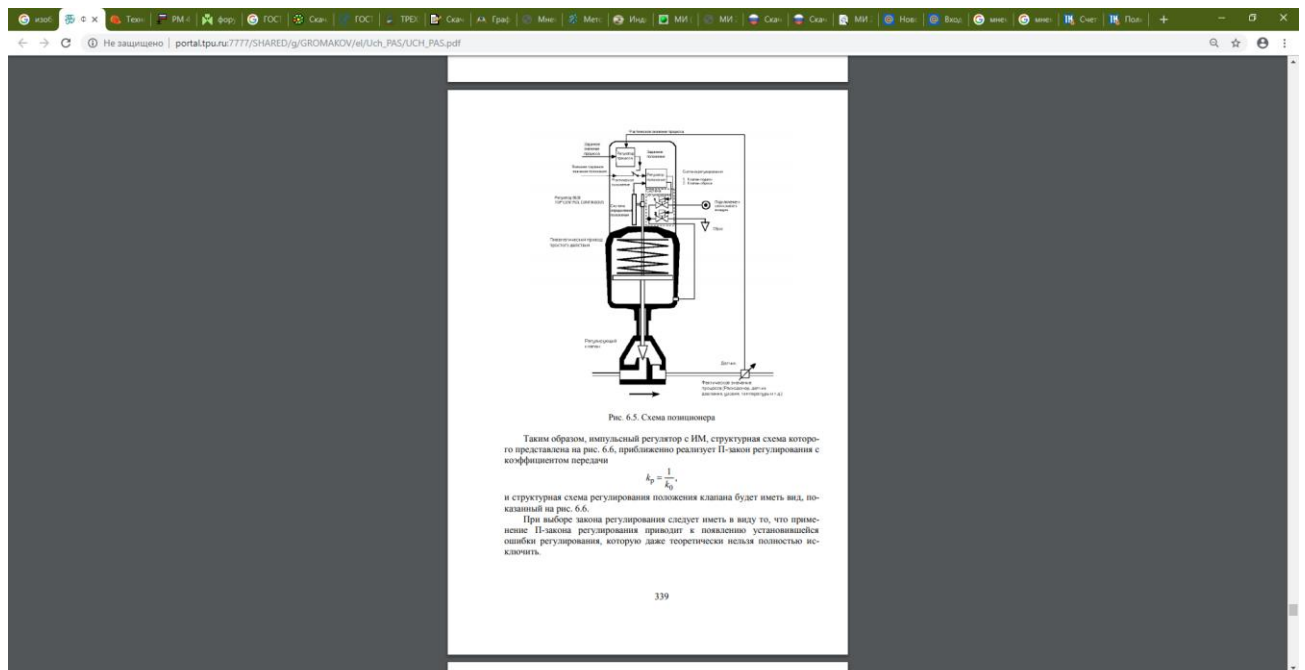


335



336





<https://docs.google.com/viewer?a=v&pid=sites&srcid=ZGVmYXVsdGRvbWFpbXNxb3BpYXVzYXR8Z3g6MjcXOTliMWY3OWU2ZQ>

Исполнительные механизмы

Исполнительный мембранный механизм может быть представлен как звено с нелинейной статической характеристикой (рис. 7, а). Его характеристика находится в прямой зависимости от площади мембраны и в обратной – от коэффициента жесткости пружины (возрастающей по мере ее сжатия). Соответственно, при малых изменениях μ динамическую характеристику

мембранного исполнительного механизма можно представить пропорциональным звеном

$$W_{ИМ}(P) = \frac{\Delta \bar{\mu}(P)}{\Delta Z(P)} = K_{ИМ}, \quad (1)$$

причем коэффициент передачи $K_{ИМ}$ несколько убывает с ростом μ .

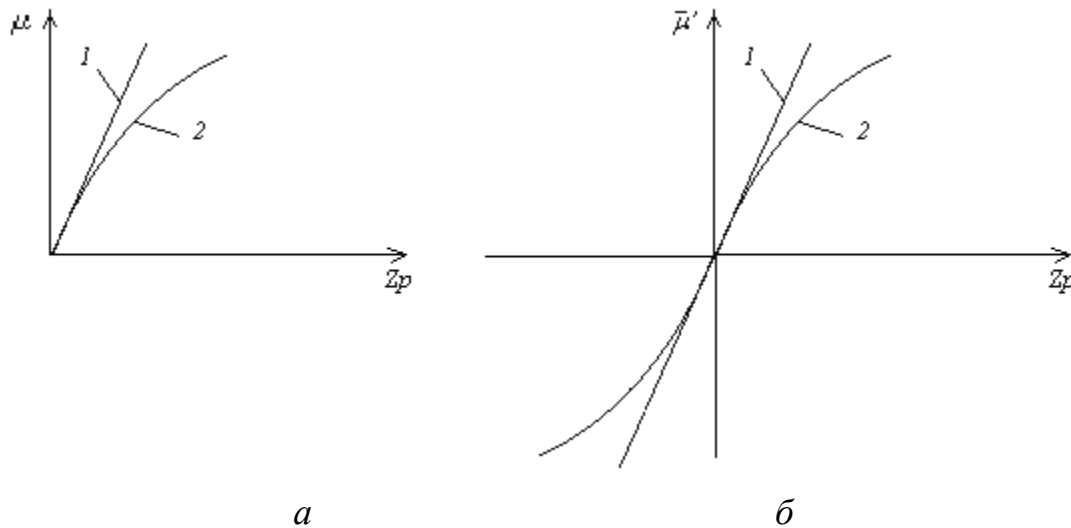


Рис. 7. Статические характеристики мембранного (а) и гидравлического (б) исполнительных механизмов:
1 – идеальная; 2 – реальная

Гидравлический исполнительный механизм может рассматриваться как звено с нелинейной статической характеристикой (рис. 7, б). Это связано с возрастанием постоянной интегрирования реального исполнительного механизма при больших скоростях перемещения поршня (за счет резкого увеличения сил вязкого трения).

Динамика гидравлического исполнительного механизма при малых входных воздействиях может быть представлена линейным интегрирующим звеном

$$W_{ИМ}(P) = \frac{\Delta \bar{\mu}(P)}{\Delta Z(P)} = \frac{1}{T_{II}P}. \quad (2)$$

Исполнительный механизм постоянной скорости может находиться только в трех установившихся состояниях: вращение ротора с постоянной скоростью S , неподвижность, вращение с той же скоростью в противоположную сторону. Статическая характеристика исполнительного механизма постоянной скорости представлена на рис. 8.

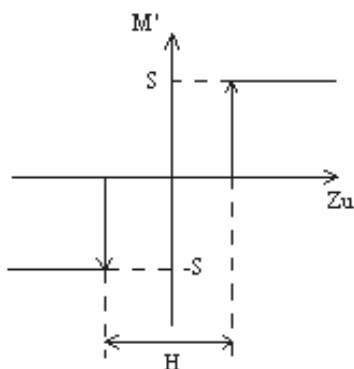


Рис. 8. Статическая характеристика исполнительного механизма постоянной скорости

При превышении сигнала управления Z_u половины зоны нечувствительности $H/2$ происходит включение электродвигателя, который начинает перемещать с постоянной скоростью S вал исполнительного механизма.

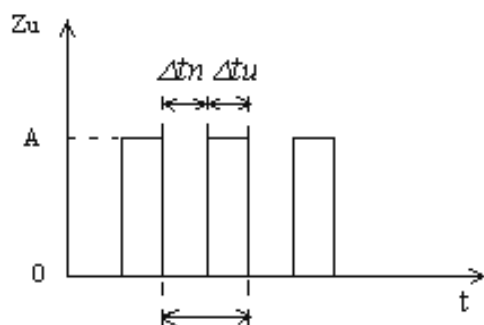
Пусть на вход исполнительного механизма постоянной скорости поступает импульсный управляющий сигнал (рис. 9, а) с амплитудой $(0, A)$, при этом носителем информации является скважность импульсов γ , поступающих с периодом $T = \Delta t_{и} + \Delta t_{п}$:

$$\gamma = \frac{\Delta t_{и}}{T}, \quad (3)$$

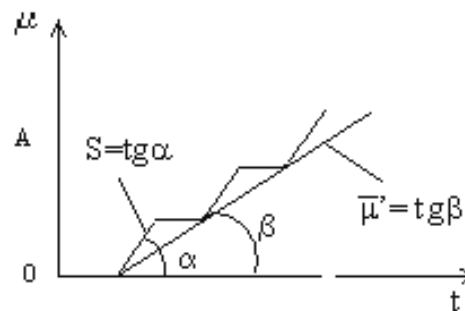
где $\Delta t_{и}$ – время импульса; $\Delta t_{п}$ – время паузы.

Тогда реакция исполнительного механизма постоянной скорости на импульсное воздействие будет иметь вид, представленный на рис. 9, б. Можно записать следующее равенство: $\mu = S \cdot \Delta t_{и}$, $\mu = \bar{\mu}' \cdot \Delta t_{п}$, тогда средняя скорость движения $\bar{\mu}'$ будет связана со скважностью следующим соотношением:

$$\bar{\mu}' = \frac{\Delta t_{и} \cdot S}{T} = S \cdot \gamma. \quad (4)$$



а



б

Рис. 9. Динамическая характеристика исполнительного механизма постоянной скорости

Таким образом, по отношению к скважности импульсного сигнала исполнительный механизм постоянной скорости ведет себя в среднем как интегрирующее звено, и его передаточную функцию можно представить в следующем виде:

$$W_{ИМ}(P) = \frac{\bar{\mu}(P)}{\gamma(P)} = \frac{S}{P}. \quad (5)$$

Если принять перемещение исполнительного механизма от 0 до 1, скорость запишется как

$$S = \frac{1}{T_m}, \quad (6)$$

T_m – время полного хода ИМ, с.

Тогда передаточная функция ИМ примет следующий вид:

$$W_{ИМ}(P) = \frac{\bar{\mu}(P)}{\gamma(P)} = \frac{1}{T_m P}. \quad (7)$$

Алгоритм преобразования информации в регулирующей части однозначно определяется алгоритмом регулирования и динамическими характеристиками исполнительной части. Так, при линейной исполнительной части для всего канала регулятора можно записать:

$$W_p(P) = W_{p.ч.}(P) \cdot W_{ИМ}(P). \quad (8)$$

Тогда для реализации заданного алгоритма регулирования $W_p(P)$ необходимо реализовать регулируемую часть, отвечающую соотношению

$$W_{p.ч.}(P) = \frac{W_p(P)}{W_{ИМ}(P)}. \quad (9)$$

В зависимости от типа исполнительного механизма различают релейно-импульсные регуляторы и регуляторы с непрерывным выходным сигналом.

Литература

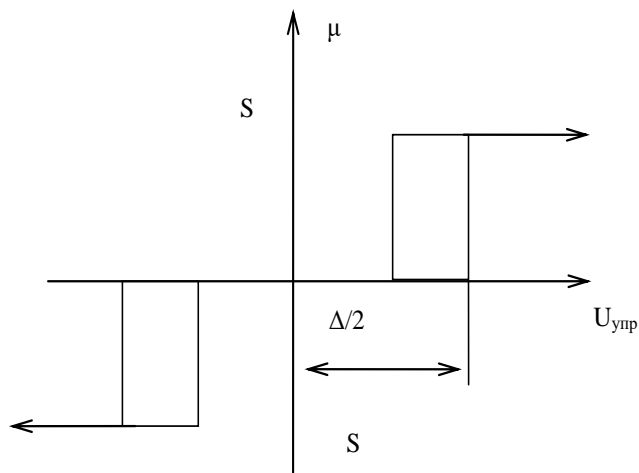
1. Беляев Г.Б., Кузищин В.Ф., Смирнов Н.И. Технические средства автоматизации в теплоэнергетике: учеб. пособие для вузов. – М.: Энергоиздат, 1982. – 320 с.
2. Технические средства систем автоматизации теплоэнергетических процессов: учеб. пособие / Сост. В.Е. Серенков. – Самара: Самар. гос. техн. ун-т, 2009. – 88 с.

В электрических исполнительных механизмах реализуемых на базе электродвигателей могут находиться в трех положениях.

1. Вращаться с постоянной скоростью S .
2. Оставаться неизменной.
3. вращаться в общем направлении с постоянной скоростью S .

μ' – средняя скорость вращения электродвигателя.

$U_{упр}$ - напряжение электродвигателя.

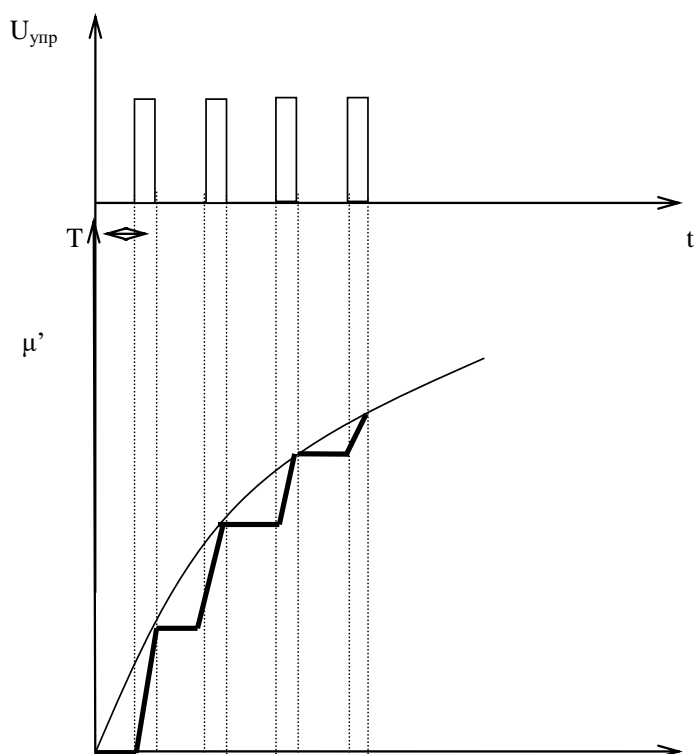


$$\mu' = \begin{cases} S, U_{упр} > \frac{\Delta}{2} \\ 0, -\frac{\Delta}{2} < U_{упр} < \frac{\Delta}{2} \\ -S, U_{упр} < -\frac{\Delta}{2} \end{cases}$$

Из статической характеристики видно, что она является нелинейной, но в то же время ее можно линеаризовать, за счет подачи управляющего сигнала в виде прямолинейных импульсов с определённой скважностью. Скважность – отношение длины импульсов к периоду.

$$\gamma = \frac{t_u}{T}$$

$$\mu' \frac{t_u S}{T}$$



$$W(p) = \frac{\mu'(P)}{\gamma(P)} = \frac{S}{P} = \frac{1}{T_{um} P}$$

$$T_{um} = \frac{1}{S}$$

В динамическом отношении электрический исполнительный механизм описывается интегрирующим звеном.

ЭИУ постоянной скорости. Исполнительные устройства постоянной скорости являются силовыми устройствами пропорционального действия: РО с помощью таких ЭИУ устанавливаются в любое промежуточное положение в зависимости от величины и длительности управляющего сигнала с выхода регулятора.

В практике автоматизации традиционно наибольшей известностью пользуются ЭИУ постоянной скорости, управляемые от импульсных регуляторов последовательностью импульсов различной длительности (информативный признак). Частота вращения выходного органа ИМ постоянна и не зависит от величины (амплитуды) управляющего сигнала, вследствие этого в системах регулирования с ЭИУ постоянной скорости реализуется широтно-импульсная модуляция сигналов управления.

Минимальная длительность импульсов для отечественных ЭИУ составляет 0,1 с. Между командами на перемещение (это время составляет более 90% срока службы) выходной вал ЭИУ сохраняет свое положение при наличии активной механической нагрузки в условиях вибрации. Для этого ЭИУ снабжаются автоматическим; устройством торможения. К ЭИУ предъявляются повышенные требования по надежности, так как ни дублирование, ни «горячее» резервирование в этой части замкнутой системы невозможны.

ЭИУ постоянной скорости кроме ИМ содержат устройства, выполняющие дополнительные функции. Для изменения положения выходного органа ИМ

предусматривается устройство ручного управления. Для дистанционной передачи информации о текущем значении положения РО оператору или для введения в автоматическую систему устанавливаются датчики положения (один или два) выходного органа ЭИУ. Для выдачи информации о положении выходного органа в виде дискретного сигнала предусматриваются путевые и концевые выключатели. Иногда устанавливаются выключатели по моменту или усилию, которые выдают дискретный сигнал при достижении величины момента на выходном органе или усилия заданного уровня.

Важным устройством ЭИУ является блок усиления (управления) ИМ. Реализация этих блоков может быть в виде контактной аппаратуры – электромагнитных реле и магнитных пускателей, а также в виде бесконтактных устройств – магнитных усилителей, дросселей насыщения, бесконтактных реверсивных пускателей на полупроводниковых силовых устройствах – тиристорах и симисторах.

Высокоэффективные бесконтактные ЭИУ созданы на основе тириستоров и симисторов. Эти блоки по размерам, массе и стоимости приближаются к аналогичным устройствам контактного исполнения, но имеют практически неограниченный ресурс по числу включений и не требуют обслуживания в течение всего срока службы.

На рис. 4.4 изображены схемы тиристорных коммутаторов в цепи статора асинхронного двигателя: а) тиристорно-диодная, б) симисторная. Для тиристорного управления асинхронных двигателей в режиме непрерывных токов угол управления (задержка по фазе управляющих импульсов относительно нуля фазы опорного напряжения, например, питающей сети) меняется от 20° до 80° , при этом управляющий импульс тиристора должен иметь достаточную крутизну и ширину не менее 60° . Источником управляющих импульсов в бесконтактных коммутирующих устройствах ЭИУ являются блокинг-генераторы, возбуждаемые сигналами с выхода регулятора или разностью между ними и сигналами с блоков обратных связей ЭИУ.

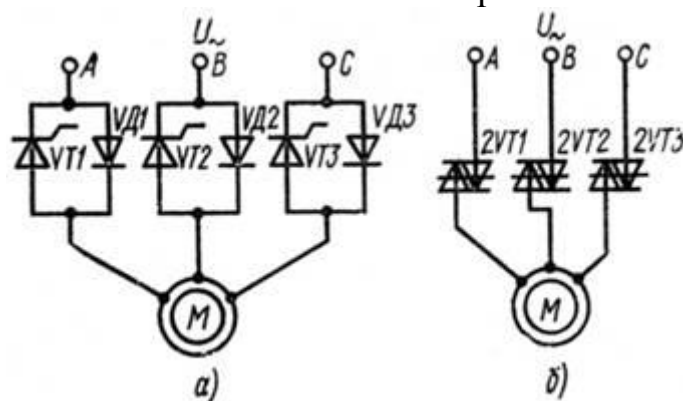


Рис. 4.4. Схемы тиристорных коммутаторов:
 а – тиристорно-диодная; б – симисторная

ЭИУ переменной скорости. В основу бесконтактных ЭИМ переменной скорости положен способ регулирования скорости асинхронного двигателя с короткозамкнутым ротором при постоянной частоте путем изменения значения или симметрии напряжения, подводимого к обмоткам двигателя. Напряжение в бесконтактных ИМ переменной скорости изменяется с помощью дросселей

насыщения или магнитных усилителей. Применение асинхронных двигателей с короткозамкнутым ротором (в частности, асинхронных двигателей с массивным ферромагнитным ротором) обусловлено их мягкими механическими характеристиками, что дает возможность плавно регулировать частоту вращения в широких пределах путем изменения подводимого к обмотке статора напряжения. Для расширения зоны пропорциональности между величиной управляющего сигнала и скоростью и для повышения устойчивости работы ИМ при малых скоростях вращения ротора в ИМ переменной скорости вводится стабилизирующая отрицательная обратная связь по скорости (ОСС) вращения. Кроме ОСС в ИМ переменной скорости используют устройства ОС по положению выходного вала редуктора, что позволяет использовать ИМ переменной скорости в системах пропорционального регулирования.