

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ
ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ имени академика С.П. КОРОЛЕВА»

В.И. Санчугов, В.Н. Илюхин, В.М. Решетов

Краткий курс лекций «Основы мехатроники»

Учебное пособие

САМАРА, 2010

УДК 621.22:62.82

ББК

Рецензент: Громаковский Д.Г., д.т.н., профессор

Санчугов В.И., Илюхин В.Н., В.М. Решетов

Краткий курс лекций «Основы мехатроники»: учеб. пособие / *В.И. Санчугов, В.Н. Илюхин, В.М. Решетов.* – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2010. – 62 с. : ил.

Учебное пособие рекомендуется для студентов специальностей, учебный план которых включает курсы «Испытания агрегатов и систем», «Производство и ремонт энергетического оборудования», «Производство и ремонт авиационной техники и других машиностроительных специальностей».

УДК 621.22:62.82

ББК

© Санчугов В. И., Илюхин В. Н., В.М. Решетов 2010

© Самарский государственный аэрокосмический университет, 2010

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	4
1. Система позиционного регулирования	6
2. Системы с регулируемым насосом	26
3. Электрогидравлические золотники	34
4. Динамика компонентов системы	41
Список литературы	47

Введение

В пособии рассматриваются основы теории и расчета электрогидравлических приводов (ЭГП) как исполнительного звена мехатронной системы. Мехатронные системы – новый класс систем автоматического управления (САУ), которые отличаются высокой степенью интеграции управляемого объекта с электронными и цифровыми устройствами на алгоритмическом уровне.

ЭГП представляет собой совокупность гидравлических машин и аппаратов с электроуправлением, гидролиний и вспомогательных устройств, предназначенных для создания регулирующего воздействия на механический объект путем преобразования энергии внешних источников в потоки рабочей жидкости.

В качестве исполнительного модуля системы, ЭГП может входить как в замкнутые, так и в разомкнутые САУ.

Системы, в которых кроме физических процессов, связывающих различные элементы систем, отсутствуют другие законы регулирования, относят к разомкнутым системам. Примером такой системы является простейший дроссель (рис. 1).

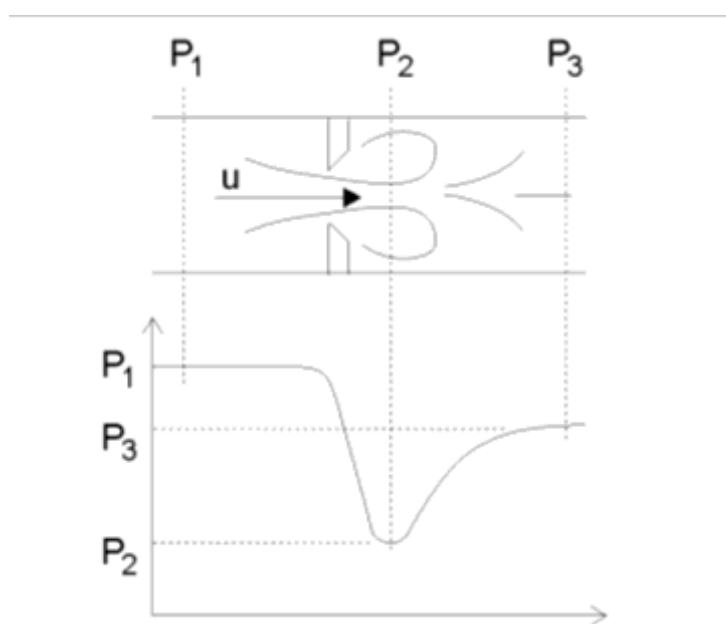


Рис. 1. Расход и перепад давления на линейном дросселе

Расход жидкости через дроссель определяется с помощью соотношения

$$Q = C_q A \sqrt{\frac{2 \Delta P}{\rho}}.$$

Если перепад давления на дросселе постоянный, то постоянным будет и расход при неизменном коэффициенте расхода и плотности жидкости. Однако коэффициент расхода может изменяться при изменении площади сечения. Поэтому данная зависимость не является однозначной, и для компенсации ошибки требуется ее компенсация с помощью изменения перепада давления.

На рис. 2 изображен регулятор расхода, который является примером замкнутой САУ. В данной системе управляющим воздействием является перепад давления, действующий на подпружиненный золотник. При изменении давления на входе перепад давления поддерживается постоянным с помощью дросселирования рабочей жидкости. Поэтому расход жидкости остается постоянным.

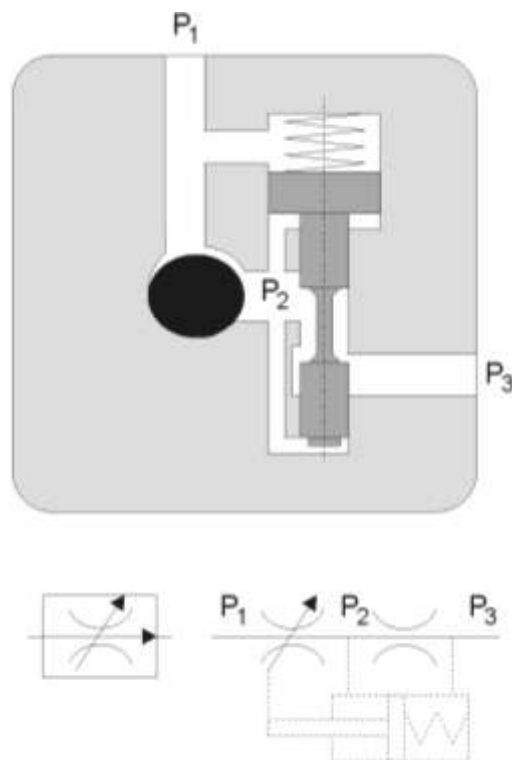


Рис. 2. Регулятор расхода.

Этот регулятор имеет обратную связь по перепаду давления, которая вызывает регулирующее воздействие на систему.

В типичной системе управления электрогидравлический серво клапан используется для управления гидроприводом, выходной сигнал от которого отслеживает датчик положения. Выходной сигнал сравнивается с текущим входным управляющим сигналом и вырабатывается сигнал рассогласования (сигнал ошибки), который

используется затем в качестве входного сигнала. Структурная схема замкнутой САУ представлена на рис. 3.

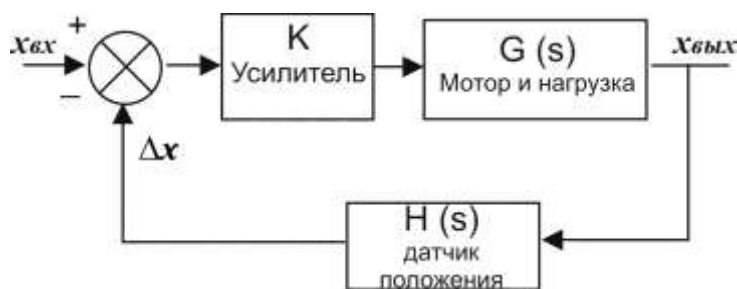


Рис. 3. Структурная схема замкнутой САУ

Линейные гидроцилиндры предназначены для получения усилия из-за разницы давлений по обе стороны от поршня. В большинстве случаев гидроцилиндры используют совместно с золотниковыми гидрораспределителями. Обеспечение точности позиционирования ведомого (входного) звена данной системы осуществляется с помощью электрического или механического позиционирования нагрузки и называется системой с обратной связью.

1. Система позиционного регулирования

Расход рабочей жидкости в золотниковом гидрораспределителе зависит от конструктивного наполнения золотника и от перепада давлений в гидрораспределителе.

Гидроусилитель состоит из дросселирующего гидрораспределителя, который при определенном перепаде давления можно рассматривать как гидравлический источник питания и гидроцилиндра. Схема гидроусилителя с гидроприводом представлена на рис. 4.

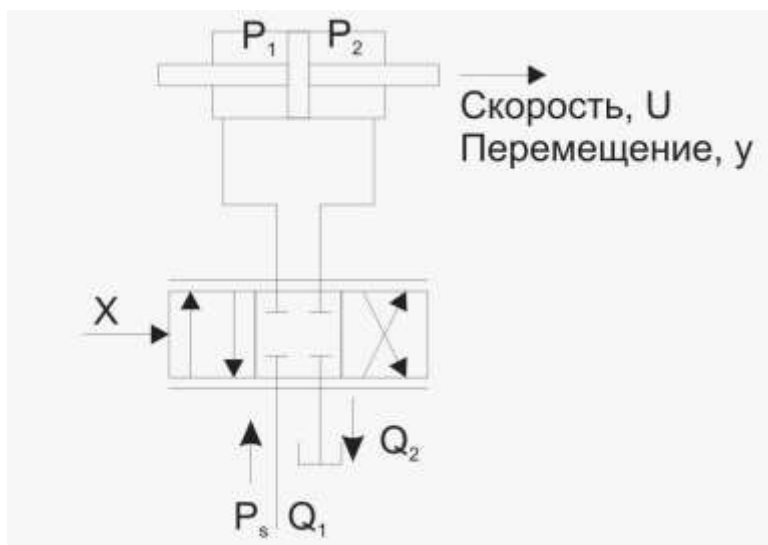


Рис. 4. Схема разомкнутой системы

Так как на шток гидроцилиндра не воздействует внешняя нагрузка, то давление по обе стороны от поршня одинаковые:

$$P_1 = P_2$$

При нулевом перекрытии золотникового гидрораспределителя кольцевыми дросселирующими окнами кольцевого поперечного сечения расход пропорционален перемещению золотника и определяется с помощью выражения

$$Q = C_x \cdot X$$

где X – смещение золотника гидрораспределителя, C_x – коэффициент усиления, который зависит от перепада давления ΔP в гидроцилиндре и диаметра штока d . Данный коэффициент определяется выражением

$$C_x = C_q \pi d \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}} = C_q \pi d \sqrt{\frac{P_s}{\rho}},$$

где ρ - плотность рабочей жидкости, C_q - коэффициент расхода.

Скорость перемещения штока гидроцилиндра зависит от расхода в его штоковые полости и определяется выражением

$$U = \frac{Q}{A} = \frac{C_x X}{A}$$

Также скорость перемещения штока гидроцилиндра является первой производной от перемещения по времени

$$U = \frac{dy}{dt}$$

Следовательно,

$$\frac{dy}{dt} = \frac{C_x}{A} X$$

$$y = \frac{C_x}{A} \int X dt$$

С помощью преобразования Лапласа интегральное выражение $\int X dt$ можно заменить на $\frac{X}{s}$, где s – оператор Лапласа. Тогда

$$y = \frac{C_x}{A} \frac{X}{s}$$

Перемещение штока гидроцилиндра определяется интегралом по времени от перемещения золотникового гидрораспределителя, следовательно, гидроцилиндр является своего рода сумматором.

При подаче сигнала управления золотник смещается от своего нейтрального положения, происходит скачкообразное (ступенчатое) изменение расхода, поршень гидроусилителя начинает двигаться с постоянной скоростью и останавливается при закрытии рабочих окон золотника. Так работает система без обратной связи.

Переходная характеристика гидроусилителя имеет вид ступенчатой функции и представлена рис. 5. Удержание золотника гидрораспределителя в смещенном относительно нейтрального положения приведет к перемещению нагрузки с постоянной скоростью до тех пор, пока поршень гидроцилиндра не встанет на упор. Текущее положение нагрузки при этом не контролируется и не управляется.

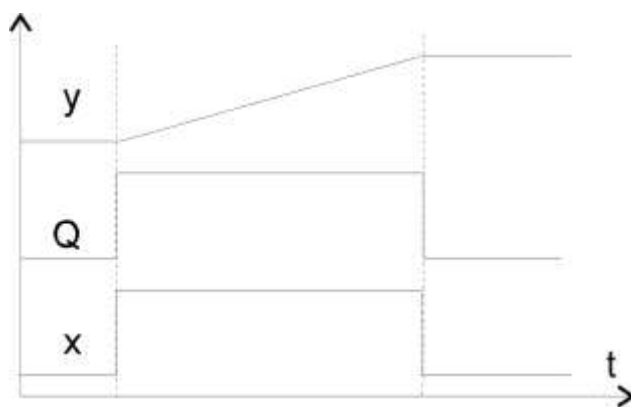


Рисунок 5. – Переходная характеристика гидропривода

В замкнутых САУ выходное звено связано с входным с помощью обратной связи, что дает возможность быстрого и точного регулирования по возмущающему воздействию. В такой системе положение штока поршня гидроцилиндра всегда с необходимой точностью задается сигналом управления. Преимуществом замкнутых САУ является точность регулирования, а недостатком – проблемы динамики и устойчивости процессов.

В замкнутой САУ входной сигнал x (в виде перемещения золотника) пропорционален разнице между командным X_{ax} и выходным $X_{вых}$ сигналами.

$$X = K_i (X_{ax} - X_{вых})$$

Выходной сигнал X_{ax} связан обратной связью с перемещением штока гидроцилиндра X . Выходной величиной является перемещение поршня гидроцилиндра $X_{вых}$. Величина $X_{ax} - X_{вых}$ называется сигналом рассогласования. Равенство сигнала рассогласования нулю на установленном режиме работы обеспечивает точное значение выходной величины. Величина коэффициента усиления K_i может быть определена как усилие, передаваемое с помощью усилителя и электромагнитного исполнительного механизма от электрической системы на шток поршня гидроцилиндра и золотника (см. рис. 6).

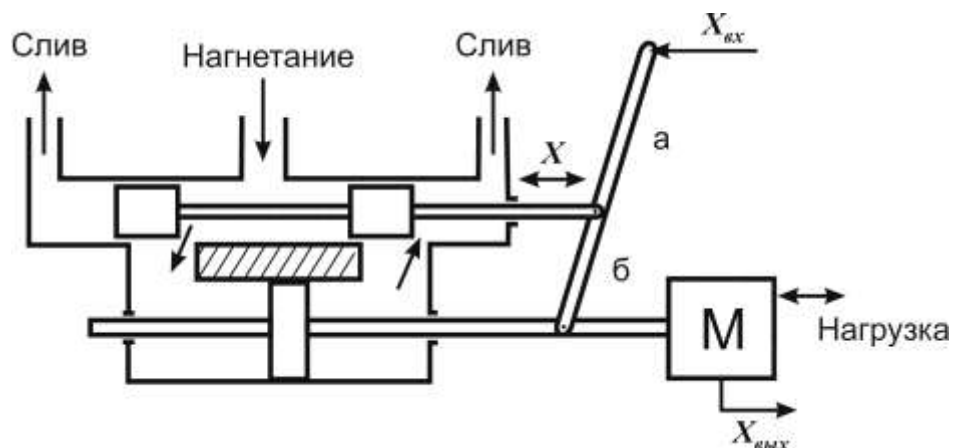


Рис.6. Сервопривод с механической обратной связью

Пример замкнутой САУ с механической обратной связью показан на рис. 6. В представленной САУ входным сигналом является перемещение рычага X_{ax} , а выходным сигналом – перемещение поршня $X_{вых}$. Движущийся рычаг заставляет перемещаться поршень гидроусилителя. Рычаг жестко связан с золотником. При повороте рычага против часовой стрелки относительно закрепления на штоке поршня гидроцилиндра золотник смещается влево, тем самым, соединяя линию нагнетания с левой полостью гидроусилителя. Плечо рычага «а», связанное со штоком золотника, начинает двигаться влево, возвращая золотник в начальную позицию и перекрывая рабочий. А правую полость со сливом. Под действием перепада давлений в гидроцилиндра поршень начинает двигаться вправо. Плечо рычага «б» обеспечивает обратную связь. Если плечи рычага «а» и «б» равны, коэффициент усиления $K_i = 1/2$.

Скорость перемещения поршня гидроцилиндра определяется по формуле

$$\frac{dX_{\text{вых}}}{dt} = U = \frac{Q}{A} = \frac{C_x X}{A} = \frac{C_x K_i}{A} (X_{\text{вх}} - X_{\text{вых}})$$

После преобразований получаем:

$$\frac{A}{C_x K_i} \frac{dX_{\text{вых}}}{dt} + X_{\text{вых}} = X_{\text{вх}}$$

Выражение $\frac{A}{C_x K_i}$ — называется постоянной времени T

$$\text{Следовательно, } T \frac{dX_{\text{вых}}}{dt} + X_{\text{вых}} = X_{\text{вх}}$$

Заменяя оператор дифференцирования по времени оператором Лапласа S получаем выражение следующего вида

$$(T s + 1) X_{\text{вых}} = X_{\text{вх}}$$

$$\frac{X_{\text{вых}}}{X_{\text{вх}}} = \left(\frac{1}{1 + T s} \right)$$

Структурная схема сервопривода с механической обратной связью представлена на рис. 7.

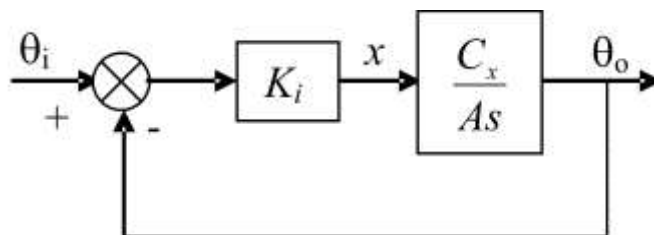


Рис. 7. Структурная схема сервопривода с механической обратной связью

Таким образом, с помощью приведенных выше преобразований можно сделать вывод о том, что рассматриваемый гидроусилитель с механической обратной связью является апериодическим звеном. Переходная характеристика рассматриваемого гидроусилителя представлена на рис. 8 и определяется с помощью выражения:

$$X_{\text{вых}} = X_{\text{вх}} \left(1 - e^{-t/T} \right)$$

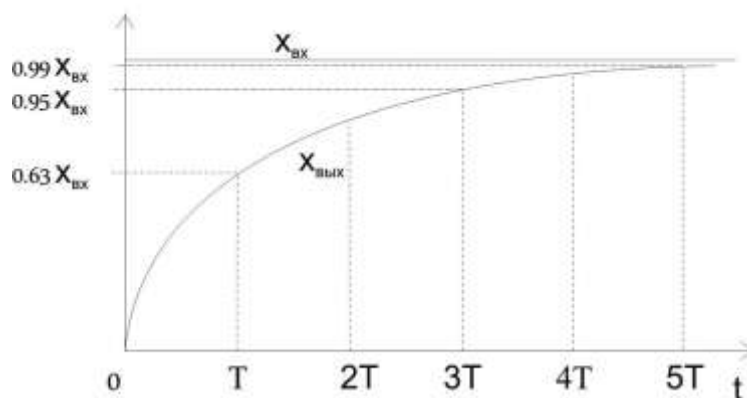


Рис. 8. Переходная характеристика сервопривода с механической обратной связью.

В практических задачах часто требуется, чтобы окончательное положение (смещение) нагрузки, определяемое перемещением поршня гидроцилиндра, было пропорционально некоторому входному сигналу. Этого можно достигнуть путём использования обратной связи по положению. Такая обратная связь может быть как электрической, так и механической. Общий принцип управления заключается в том, что положение золотника гидрораспределителя зависит не только от заданного входного сигнала, но и от разницы (или ошибки регулирования) между заданным и текущим положением поршня гидроцилиндра. При этом золотник гидрораспределителя постепенно возвращается в нейтральное положение по мере приближения нагрузки к требуемому положению.

Для системы с механической обратной связью, показанной на рис. 6., соотношение между смещением X золотника гидрораспределителя и положением $X_{\text{вых.}}$ штока гидроцилиндра можно записать в виде:

$$\frac{X_{\text{вых.}}}{X} = \frac{C_x}{AS \left(\frac{S^2}{\omega_c^2} + \frac{2\xi}{\omega_c} S + 1 \right)}$$

Выражение для обратной связи:

$$X = \frac{b}{a+b} X_{\text{вх.}} - \frac{a}{a+b} X_{\text{вых.}}$$

Тогда передаточную функцию замкнутой системы можно построить на базе структурной схемы, изображённой на рис. 9.

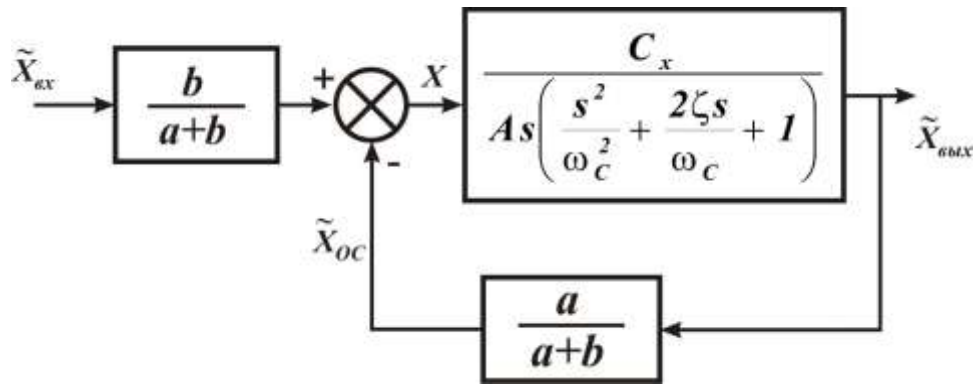


Рис. 9. Структурная схема системы с механической обратной связью

Сначала пренебрежём силой инерции и силой сопротивления со стороны нагрузки. В этом случае можно не учитывать квадратный двучлен $\frac{S^2}{\omega_c^2} + \frac{2\xi}{\omega_c}S + 1$ и тогда упрощённую передаточную функцию системы можно записать в виде:

$$\frac{X_{\text{vbx.}}}{X_{\text{vkh.}}} = \frac{\frac{b}{a+b} \cdot \frac{C_x}{AS}}{1 + \frac{C_x}{AS} \cdot \frac{a}{a+b}} = \frac{\frac{b}{a+b}}{\frac{AS}{C_x} + \frac{a}{a+b}} = \frac{b/a}{\frac{A}{C_x} \cdot \frac{a+b}{a} S + 1}.$$

Полученное выражение – передаточная функция апериодического звена с постоянной времени $T = \frac{A}{C_x} + \frac{a+b}{a}$.

Установившееся положение на выходе из системы, т.е. положение, в котором поршень гидроцилиндра остановится, можно получить, приравняв к нулю оператор Лапласа S :

$$\frac{X_{\text{vbx.}}}{X_{\text{vkh.}}} = \frac{b}{a}.$$

Длина b обычно определяется из соображений компоновки системы. Следовательно, установившимся значением выходного сигнала замкнутой системы $\frac{b}{a}$ можно управлять только изменением длины a (не считая, конечно, значения $X_{\text{vbx.}}$). Величина постоянной времени T также может регулироваться только в достаточно узком диапазоне. Она зависит от характеристики гидрораспределителя, площади поршня и длин a и b . Характеристики гидрораспределителя и площадь поршня могут быть заданы такими факторами, как, например, максимальное усиление на штоке гидроцилиндра. Таким образом, для обеспечения хорошего качества динамиче-

ских процессов в системе могут потребоваться другие, более сложные механизмы обратной связи.

С учётом динамики нагрузки передаточная функция системы запишется в виде:

$$\frac{X_{\text{вых.}}}{X_{\text{вх.}}} = \frac{\frac{\epsilon}{a+\epsilon} \cdot \frac{C_x}{AS \left(\frac{S^2}{\omega_c^2} + \frac{2\xi S}{\omega_c} + 1 \right)}}{1 + \frac{C_x}{AS \left(\frac{S^2}{\omega_c^2} + \frac{2\xi S}{\omega_c} + 1 \right)} \cdot \frac{a}{a+\epsilon}} = \frac{\frac{\epsilon}{a+\epsilon}}{\frac{AS \left(\frac{S^2}{\omega_c^2} + \frac{2\xi S}{\omega_c} + 1 \right)}{C_x} + \frac{a}{a+\epsilon}} = \frac{\frac{\epsilon}{a}}{S \left(\frac{S^2}{\omega_c^2} + \frac{2\xi S}{\omega_c} + 1 \right) \frac{A}{C_x} \cdot \frac{a+\epsilon}{a} + 1}$$

Устойчивость замкнутой системы может быть определена путём анализа передаточной функции разомкнутой системы. Исходя из структурной схемы рис. 9, передаточную функцию разомкнутой системы можно записать в виде:

$$W_{\text{раз}}(S) = \frac{X_{oc}}{X} = \frac{C_x}{A} \cdot \frac{a}{a+\epsilon} \cdot \frac{1}{S \left(\frac{S^2}{\omega_c^2} + \frac{2\xi S}{\omega_c} + 1 \right)}$$

Для определения частотных характеристик систем в последнем выражении заменим S на $j\omega$:

$$W_{\text{раз}}(j\omega) = \frac{C_x}{A} \cdot \frac{a}{a+\epsilon} \cdot \frac{1}{j\omega \left(-\frac{\omega^2}{\omega_c^2} + \frac{2\xi}{\omega_c} j\omega + 1 \right)}$$

Из последнего выражения можно определить модуль и фазу частотной функции, т.е. амплитудную и фазовую частотные характеристики. Выражение для амплитудной частотной характеристики запишется следующим образом:

$$M = \frac{C_x}{A} \cdot \frac{a}{a+\epsilon} \cdot \frac{1}{\omega \sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_c^2} \right)^2 + \left(\frac{2\xi\omega}{\omega_c} \right)^2}}$$

Выражение для логарифмической амплитудной характеристики можно записать:

$$20 \log_{10} M = 20 \log_{10} \left(\frac{C_x}{A} \cdot \frac{a}{a+\epsilon} \right) - 20 \log_{10}(\omega) - 10 \log_{10} \left(\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_c^2} \right)^2 + \left(\frac{2\xi\omega}{\omega_c} \right)^2 \right)$$

Выражение для фазовой частотной характеристики записывается в виде:

$$\varphi = \arg \left(-\frac{j}{\omega \left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_c^2} + \frac{2\xi}{\omega_c} j\omega \right)} \right) = -90^\circ - \arctg \frac{2\xi \frac{\omega}{\omega_c}}{1 - \frac{\omega^2}{\omega_c^2}}.$$

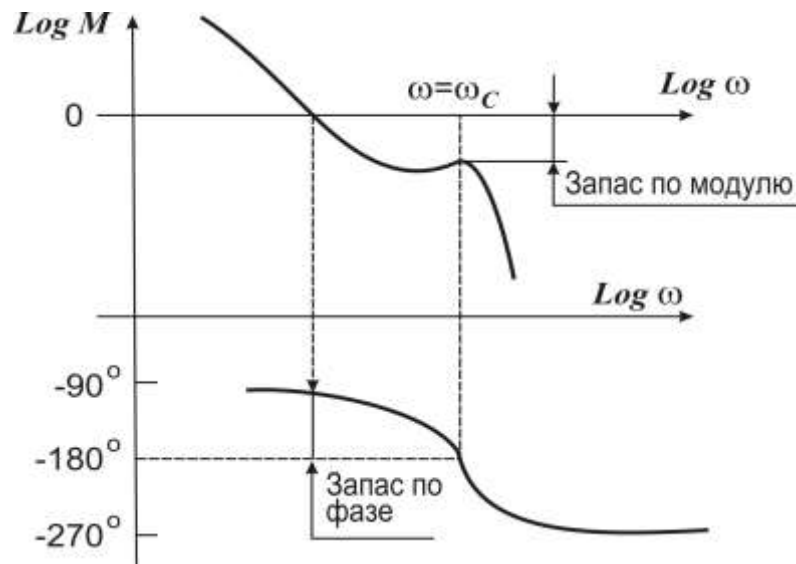


Рис. 10. Диаграмма Бode для разомкнутой системы с механической обратной связью
 Диаграмма Бode для разомкнутой системы показана на рис. 10. Её вид типичен для систем третьего порядка:

1. На низких частотах (частотах существенно меньших собственной частоты ω_c) система ведёт себя как интегрирующее звено. Логарифмическая амплитудная характеристика аппроксимируется прямой линией с наклоном $-20\text{дБ}/\text{декаду}$. Фаза приблизительно равна -90° .

2. В окрестностях собственной частоты наблюдается резонансный пик. Величина этого пика тем больше, чем меньше коэффициент демпфирования ζ . На собственной частоте фаза равна -180° .

3. На частотах выше собственной частоты логарифмическая амплитудная характеристика имеет наклон $-60\text{дБ}/\text{декаду}$, а фаза приближается к -270° (рассматриваемая система – третьего порядка; увеличение порядка системы на каждую единицу вносит изменение наклона логарифмической амплитудной характеристики на $20\text{дБ}/\text{декаду}$ и сдвиг фазы на -90°).

Для обеспечения требуемых запасов устойчивости необходимо рассмотреть запас устойчивости по модулю и запас устойчивости по фазе. Запас устойчивости по фазе – это величина, на которую φ меньше 180° при частоте, когда $20\log M = 0$ (или $M = 1$). Запас устойчивости по модулю – это величина, на которую $20\log M$ меньше 0дБ при частоте, когда $\varphi = -180^\circ$. Обычно считаются достаточными запас по фазе 45° и запас по модулю 6дБ . Однако в случае необходимости исключения колебательно-переходного процесса могут потребоваться и большие значения запасов по модулю и по фазе.

Согласно критерию устойчивости, для устойчивости системы необходимо, чтобы модуль частотной функции разомкнутой системы был меньше единицы на частоте, при которой фаза частотной функции равна 180° :

$$M < 1 \text{ при } \varphi = -180^\circ,$$

или

$$20\log M < 0 \text{ при } \varphi = -180^\circ,$$

или

$$\frac{C_x}{A} \frac{a}{a+b} \frac{1}{\omega \sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_c^2}\right)^2 + \left(\frac{2\zeta\omega}{\omega_c}\right)^2}} < 1.$$

Фаза частотной функции равна -180° на частоте, равной собственной частоте системы, т.е. когда $\omega = \omega_c$.

На этой частоте $1 - \frac{\omega^2}{\omega_c^2} = 0$ и выражение для модуля частотной функции может быть упрощено:

$$M = \frac{C_x}{A} \frac{a}{a+b} \frac{1}{2\zeta\omega_c}.$$

Тогда запас устойчивости по модулю h определяется выражением:

$$h = 20 \log \frac{A(a+b)2\zeta\omega_c}{C_x a}.$$

C_x , A , ζ и ω_c зависят от характеристик клапана, давления нагнетания и нагрузки. Следовательно, критерий устойчивости накладывает определенные ограничения

на величину составляющей $\frac{a}{a+b}$, которые могут конфликтовать с желаемым коэффициентом усиления системы в установившемся положении.

Необходимо отметить, что при работе системы возможно отклонение ее параметров от расчетных значений. Это связано с изменением условий эксплуатации, а также технологическим разбросом характеристик ее элементов. Поэтому малые запасы устойчивости могут привести к потере устойчивости в определенных условиях эксплуатации. Кроме того, приближение системы к границе устойчивости будет сопровождаться увеличением ее колебательности. Это значит, что малые запасы устойчивости могут привести к неудовлетворительному качеству переходного процесса, связанному со значительными амплитудами колебаний.

Следует также отметить, что коэффициент демпфирования ζ может значительно изменяться в зависимости от условий эксплуатации. Величина этого коэффициента определяется как характеристиками трения нагрузки, так и расходом коэффициентом золотника C_p , который зависит от открытия золотника X . Для золотника с нулевым перекрытием $C_p = 0$ при $X = 0$. Это приводит к уменьшению величины ζ .

В случае электрогидравлической цепи обратной связи золотник управляется электрогидравлическим сервоклапаном или пропорциональным клапаном с электроприводом. Выходное положение штока гидроцилиндра определяется (замеряется) с использованием потенциометра, либо другого датчика перемещения. Такая цепь обратной связи имеет определенные преимущества:

- 1) удобство компоновки. Вход и выход системы могут быть разнесены в пространстве. Это обеспечивает свободу выбора при расположении золотника;
- 2) коэффициент усиления системы по статике может быть регулируемым. Это можно использовать для увеличения запасов устойчивости. Здесь следует отметить, что коэффициент усиления в гидромеханических системах обычно очень велик;
- 3) предоставляет возможность использования альтернативных сигналов обратной связи (давление, сила, скорость, ускорение) и облегчает интеграцию с интеллектуальными и адаптивными цифровыми системами управления.

Недостатком такой цепи обратной связи является возможность поломки электрических элементов системы. В случае, где подобные поломки могут иметь трагические последствия (например, авиация, космонавтика) системы с механической обратной связью являются дублирующими по отношению к менее надежным системам с электрогидравлическим уравнением.

Типичная структурная схема системы с электрогидравлическим управлением представлена на рис. 11. Управляющим является заданный входной электрический сигнал $V_{вх}$.

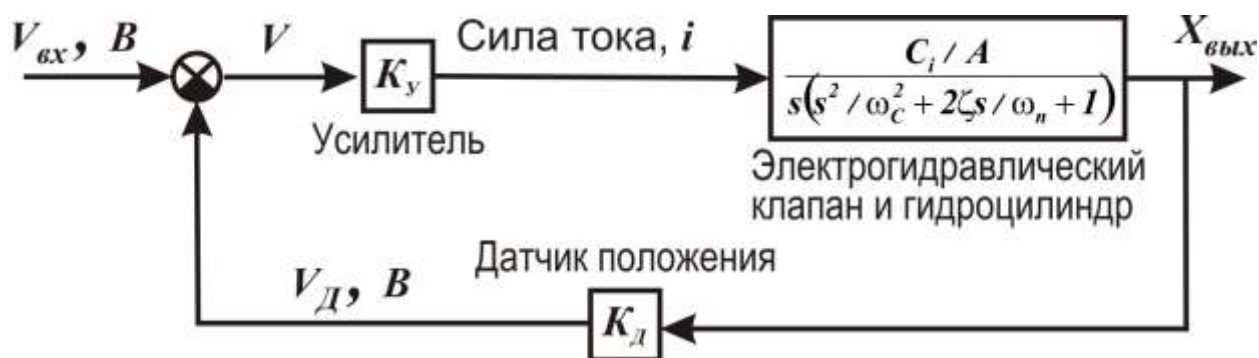


Рис. 11. Структурная схема системы с электрогидравлическим управлением

Сигнал рассогласования V равен разнице между входным (управляющим) сигналом $V_{вх}$ и сигналом $V_д$ с выхода датчика положения, связанного со штоком гидроцилиндра. Сигнал рассогласования поступает в усилитель, так с выхода которого приводит в движение электрогидравлический клапан.

Сами электрогидравлические клапана являются системой второго порядка. Обычно, однако, быстродействие электрогидравлических клапанов значительно выше, чем гидроцилиндров, также как и их собственная частота. Это позволяет предположить, что передвижение клапана в ответ на изменение силы тока на его входе происходит мгновенно и в этих условиях можно пренебречь динамикой клапана. Через коэффициент C_i обозначим отношение расхода жидкости через клапан к силе тока на его входе. С учетом данных предположений динамические характеристики системы и динамика выходного звена остаются такими же как в системе с механической обратной связью.

Коэффициент усиления усилителя K_y и коэффициент усиления датчика положения K_d - величины легко регулируемые и настраиваемые.

Передаточная функция замкнутой системы определяется выражением:

$$\frac{x_{вых}}{V_{вх}} = \frac{K_y C_i}{As \left[\frac{s^2}{w_c^2} + \frac{2\zeta}{w_c} + 1 \right] + K_y C_i K_d}.$$

(1)

Коэффициент усиления на установившемся (стационарном) режиме:

$$\frac{x_{вых}}{V_{вх}} = \frac{1}{K_d}.$$

Влиять на коэффициент усиления замкнутой системы на установившемся режиме мы можем путем регулирования величины коэффициента усиления K_d датчика положения.

Для исследования устойчивости рассмотрим передаточную функцию разомкнутой системы:

$$\frac{V_d}{V_{вх}} = \frac{K_y C_i K_d}{As \left[\frac{s^2}{w_c^2} + \frac{2\zeta}{w_c} + 1 \right]}.$$

Согласно критерию Найквиста для устойчивости замкнутой системы необходимо, чтобы при $w = w_c$ (и $\varphi = -180^\circ$) модуль частотной функции разомкнутой системы был меньше единицы. Для рассматриваемого примера это условие можно записать в виде:

$$\frac{K_y C_i K_d}{2A\zeta w_c} < 1.$$

Таким образом, обеспечение заданных запасов устойчивости может быть достигнуто путем изменения коэффициента усиления K_y . Уменьшение этого коэффициента приводит к увеличению запасов устойчивости. Однако недостатком при этом является возрастание времени переходного процесса в системе.

Если запасы устойчивости системы достаточно велики, возможно упрощение процедуры анализа путем пренебрежения динамикой нагрузки. В случае, когда,

например, w_c в 5 раз больше, чем комплекс $K_y C_i K_d / A$, запас устойчивости по модулю более 12 дБ, членами $\frac{s^2}{w_c^2}$ и $\frac{2\zeta s}{w_c}$ в уравнении (1) можно пренебречь. Тогда уравнение (1) превращается в уравнение первого порядка:

$$\frac{x_{вых}}{V_{вх}} = \frac{K_y C_i}{As + K_d K_y C_i} \quad \text{или} \quad \frac{x_{вых}}{V_{вх}} = \frac{1/K_d}{1 + \tau s},$$

где $\tau = \frac{A}{K_y K_d C_i}$

Пример. Гидроцилиндр управления закрылками самолёта.

Гидроцилиндр закрылков на крыле самолета управляется сервоклапаном с электроприводом. Максимальный расход жидкости через сервоклапан составляет 30л/мин при питании электропривода током 10 мА и нормальном рабочем давлении. Сначала рассмотрим пример монтажа сервоклапана в фюзеляже. В этом случае объем жидкости $V_{жс}$ между сервоклапаном и гидроцилиндром составляет 3,2 л. Другие исходные данные для расчета:

- площадь поршня $A = 5,32 \text{ см}^2$;
- эффективная масса закрылка $M_3 = 26 \text{ кг}$;
- приведенный модуль объемной упругости жидкости $B = 1 \cdot 10^9 \text{ Па}$;
- ход поршня $x_{\max} = 0,3 \text{ м}$;
- коэффициент расхода золотника $C_p = 1,69 \text{ см}^3 / \text{с} / \text{атм}$;
- коэффициент зависимости нагрузки от скорости $C_F = 300 \text{ Н} / (\text{м} / \text{с})$.

Решение. Предположим, что объемы жидкости с каждой стороны поршня равны. Тогда собственная частота определяется выражением:

$$w_c = \sqrt{\frac{4A^2 B}{M_3 V_{жс}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot (5,32 \cdot 10^{-4})^2 \cdot 10^9}{26 \cdot 3,2 \cdot 10^{-3}}} = 117 \text{ рад} / \text{с}.$$

Величину C_i можно найти как отношение расхода жидкости через клапан к силе тока при этом:

$$C_i = \frac{30 \cdot 10^{-3} / 60}{10 \cdot 10^{-3}} = 0,05 \text{ м}^3 / \text{с} / \text{А}.$$

Коэффициент демпфирования ζ определяется выражением:

$$\zeta = w_c \left(\frac{M_z C_p}{2A^2} + \frac{C_F V_{жс}}{4A^2 B} \right) = 117 \cdot \left(\frac{26 \cdot 1,69 \cdot 10^{-11}}{2 \cdot (5,32 \cdot 10^{-4})^2} + \frac{300 \cdot 3,2 \cdot 10^{-3}}{4 \cdot (5,32 \cdot 10^{-4})^2 \cdot 10^9} \right) = 0,19.$$

Следует отметить, что коэффициент расхода будет варьироваться в зависимости степени открытия золотника. Для золотника с нулевым перекрытием величина этого коэффициента уменьшится до нуля, когда золотник перекрывает своими кромками окно гильзы. В случае золотника с отрицательным перекрытием величина коэффициента C_p уменьшается в меньшей степени при закрытии золотника, чем в случае нулевого перекрытия.

Желательно, чтобы поршень гидроцилиндра мог передвигаться в любое из крайних положений при входном напряжении $\pm 10B$. При этом величина коэффициента K_d определяется выражением:

$$K_d = \frac{V_{ВХ}}{V_{ВЫХ}} = \frac{\text{Диапазон изменения входного напряжения}}{\text{Ход поршня}}$$

$$K_d = \frac{20}{0,3} = 66,7 \text{ В/м}.$$

Коэффициент усиления K_a выбирается из условия обеспечения максимальной силы тока при сигнале рассогласования V , соответствующем половине хода поршня:

$$V = K_d \cdot 0,5x_{\max} = 66,7 \cdot 0,5 \cdot 0,3 = 10B.$$

Тогда

$$K_v = \frac{i_{\max}}{V} = \frac{0,01}{10} = 0,001 \text{ А/В}.$$

Теперь из модуля частотной функции системы на собственной частоте можно определить запас устойчивости по модулю.

$$M = \frac{K_v C_i K_d}{2A \xi \omega_c} = \frac{0,001 \cdot 0,05 \cdot 66,7}{2 \cdot 5,32 \cdot 10^{-4} \cdot 0,19 \cdot 117} = 0,141;$$

$$\frac{1}{M} = 7,09.$$

Запас устойчивости по модулю - 17дБ.

Диаграмма Бode разомкнутой системы представлена на рис.10.5. как видно из рисунка, на низких частотах с ростом частоты модуль частотной функции уменьшается со скоростью $20\text{дБ}/\text{декаду}$. фаза частотной функции на этих частотах близка к -90° , что определяется членом $j\omega$ в её знаменателе. На частоте $18,6\text{Гц}$ (117рад/с) имеет место резонансный пик. В окрестностях этой частоты происходит достаточно быстрое изменение фазы до -270° . На частотах выше частоты резонанса модуль частотной функции быстро уменьшается со скоростью $-60\text{дБ}/\text{декаду}$.

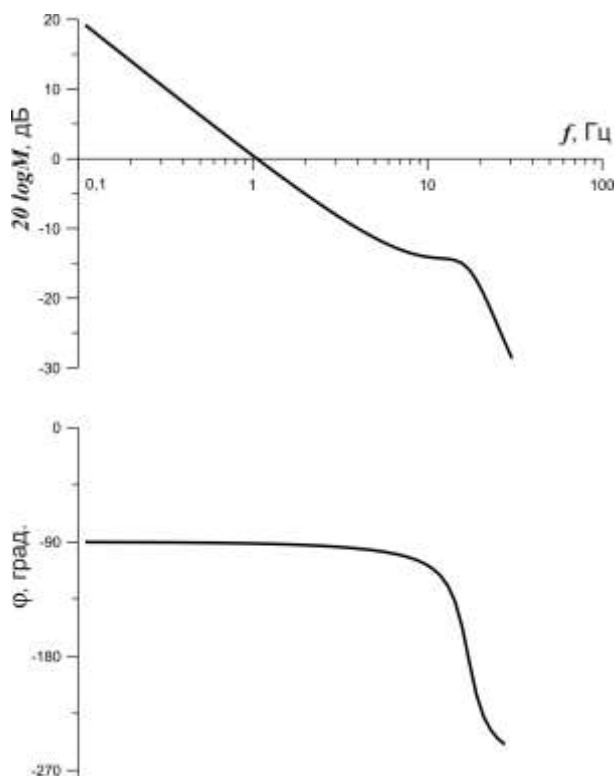


Рис. 12. Диаграмма Бode разомкнутой системы управления закрылками самолёта

Частотные характеристики замкнутой системы могут быть получены на базе использования диаграммы Николса или непосредственно из выражения (1). Диаграмма Бode замкнутой системы показана на рис.13. На частоте $18,6\text{Гц}$ имеет место резонансный пик. Однако величина его незначительна и определяется достаточно большим запасом устойчивости по модулю, равным 17дБ .

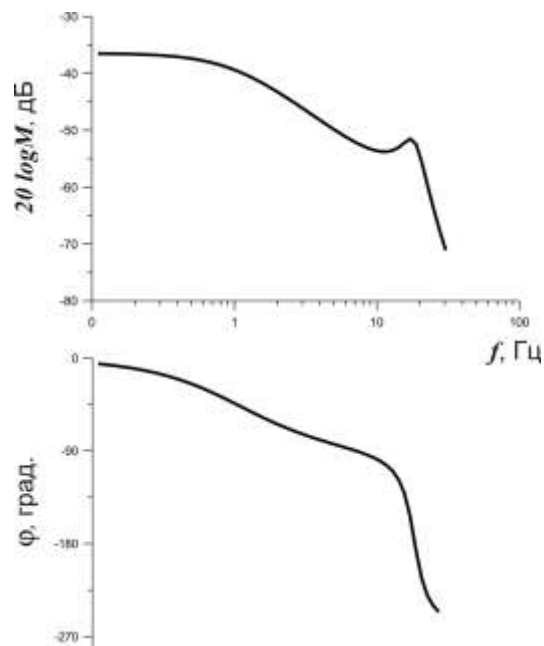


Рис. 13. Диаграмма Бode замкнутой системы управления закрылками самолёта

Переходная характеристика системы представлена на рис.14. Она имеет достаточно ровный характер. В начале переходного процесса заметка некоторая незначительная колебательность.

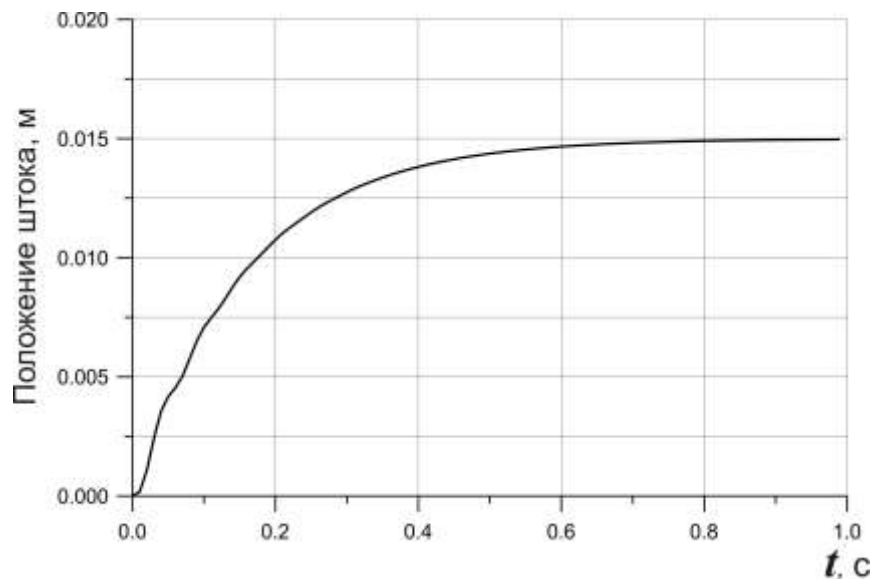


Рис. 14. Переходная характеристика системы управления закрылками самолёта

Как уже указывалось выше, в случаях, когда запас устойчивости по модулю больше 12дБ динамической нагрузки можно пренебречь и передаточная функция такой системы приближается к передаточной функции аperiodического звена. В рассматриваемом случае запас устойчивости по фазе составляет 17дБ и переходная характеристика системы близка к переходной характеристике аperiodического звена.

К недостатку переходной характеристики следует отнести значительное время переходного процесса. Его можно уменьшить увеличением коэффициента усиления K_y . Но при этом переходный процесс становится существенно колебательным. Эти колебания сопровождаются пульсациями давления рабочей жидкости в гидросистеме, вызывают вибрацию и шум.

Рассмотрим влияние увеличения коэффициента усиления K_y на динамические характеристики системы.

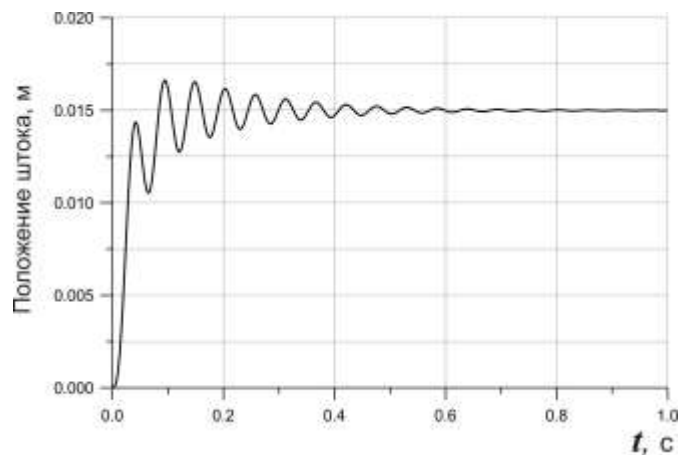


Рис. 15. Переходная характеристика системы управления закрылками самолёта

На рис.15 представлена переходная характеристика для случая увеличенного значения $K_y=0,005\text{A/B}$. Рассчитанный запас устойчивости по модулю в этом случае уменьшился до 3дБ . Переходный процесс при этом стал колебательным, однако время переходного процесса уменьшилось.

Частотные характеристики замкнутой системы с $K_y=0,005\text{A/B}$ представлены на рис.17.

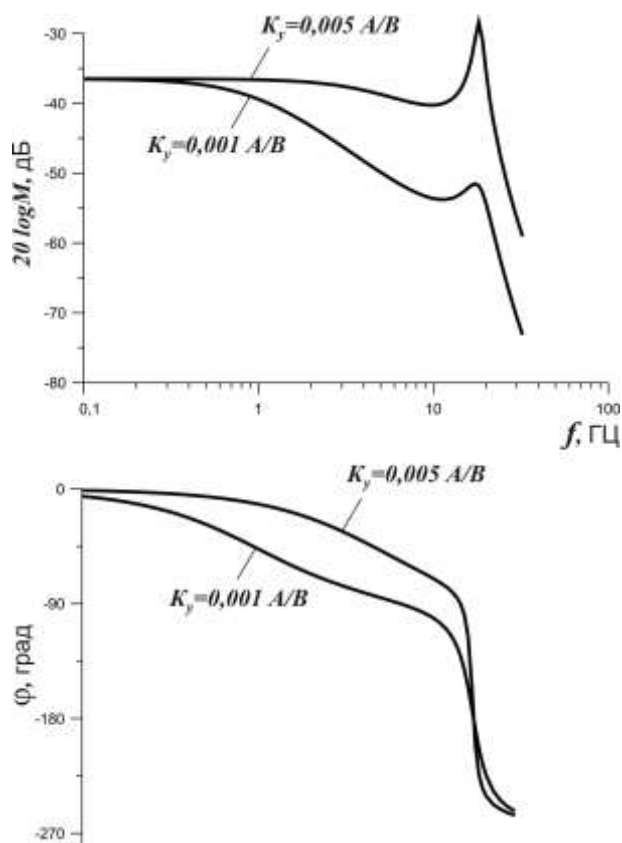


Рис. 16. Частотные характеристики замкнутой системы

Как видно из рисунка, система с наименьшим коэффициентом усиления имеет полосу пропускания $0 \dots 1 \text{ Гц}$ (полоса пропускания – это диапазон частот, в котором логарифмическая частотная характеристика уменьшается на 3 дБ относительно начала этого диапазона частот, то есть нуля в рассматриваемом случае). Для системы с большим коэффициентом усиления полоса пропускания шире – от 0 до $6,5 \text{ Гц}$. Это соответствует более высокому быстродействию системы с $K_v = 0,005 \text{ A/B}$. Однако характерным для такой системы является существенный резонанс на логарифмической амплитудной характеристике и, соответственно, колебательный переходный процесс.

Оптимальная переходная характеристика может быть допустима путём применения комбинации высокого коэффициента усиления усилителя, обеспечивающего быстродействие системы, и элементарного корректирующего устройства, снижающего колебания. Корректирующее устройство обеспечивает регулировку модуля и фазы частотной функции, что позволяет увеличить запасы устойчивости.

Колебания можно также уменьшить, исключив ступенчатые изменения силы тока, воздействующего на золотник. Для этого многие усилители в цепях питания исполнительных золотников имеют встроенные замедлители. Следует отметить, что большинство систем работают при ступенчатом изменении управляющего воздействия.

При высоких значениях коэффициента усиления даже при относительно малых величинах управляющих воздействий возможно насыщение усилителя, когда на выходе из него устанавливаются предельно допустимое значение силы тока. При больших значениях сигнала рассогласования на выходе, когда усилитель работает в режиме насыщения, происходит снижение быстродействия системы, так как скорость движения поршня ограничена максимально возможным расходом жёсткости через золотник.

В приведённом выше анализе предполагалось, что характеристики элементов системы могут быть аппроксимированы с использованием линеаризации исходных уравнений. Однако многие гидравлические системы отличаются с существенно нелинейным поведением. Например, коэффициент расхода золотника C_r зависит от усиления нагрузки и от степени смещения золотника. Усилители при больших входных сигналах могут входить в режим насыщения. Сила сопротивления нагрузки полагается пропорциональной скорости, однако на практике могут быть и совершенно иные закономерности изменения силы сопротивления. Например, аэродинамическое сопротивление нагрузки является существенно нелинейным и труднопрогнозируемым. Всё это говорит о том, что для обеспечения надёжной и качественной работы рассматриваемой системы с электрогидравлическим управлением во всех возможных условиях эксплуатации и при всех возможных изменениях параметров необходимо иметь адекватные запасы устойчивости.

Подведём выводы о характеристиках систем с управлением по положению. Прежде всего отметим, что такие системы чрезвычайно распространены в технике.

Простейшей формой управления по положению является механическая связь исполнительного золотника и нагрузки. Такие системы характеризуются дешевизной, простотой и надёжностью. Их недостатком являются сложности регулирования

коэффициентов усиления системы, приводящие к необходимости решения проблем с обеспечением устойчивости.

Электрогидравлическое управление – гораздо более гибкое. Оно обеспечивает большие удобства при выборе места расположения золотникового распределителя. Коэффициенты усиления элементов системы легко настраиваются, что позволяет оптимизировать качество её переходной характеристики. Возможно использование устройств коррекции динамических характеристик системы. В современных электрогидравлических системах устройства коррекции основываются на использовании цифровых процессов. Это позволяет применять более сложные программы регулирования, например, адаптивное управление.

2. Системы с регулируемым насосом

2.1. Ограничения систем дроссельного управления

2.1.1. Эффективность

Для управления расходом жидкости в гидроцилиндр или гидромотор можно использовать электрогидравлический клапан. Такие системы, разомкнутого или замкнутого регулирования, имеют высокое быстродействие и точность даже в случае управления высоко инерционной нагрузкой. Но в то же время, они имеют низкий КПД при работе от источника постоянного давления.

$$\text{Давление нагрузки: } P_m = P_s - P_v$$

$$\text{Потери давления на клапане: } P_v = k Q^2$$

$$\text{Мощность нагрузки } = P_m Q = (P_s - P_v)Q = P_s Q - k Q^3$$

При максимальной мощности, дифференцируя по Q и приравнявая производную нулю, получим:

$$P_s - 3K Q^2 = 0$$

$$P_s = 3P_v$$

$$P_v = \frac{P_s}{3}, \quad P_m = 2\frac{P_s}{3}$$

А также, поскольку Q_{max} достигается при максимальном перепаде давления на клапане $P_s = k Q_{max}^2$, то мощность достигает максимума когда:

$$P_v = \frac{P_s}{3}$$

$$\frac{Q}{Q_{max}} = \sqrt{\frac{1}{3}} = 0.577$$

Если в качестве источника используется насос постоянной подачи с расходом Q_{max} при постоянном давлении P_s , то он передает в гидросистему постоянную мощность $Q_{max} P_s$. Максимальный КПД системы достигается при максимальной мощности нагрузки:

$$\eta = \frac{\text{load power}}{\text{pump power}} = \frac{\frac{2}{3} P_s \times 0.577 \times Q_{max}}{P_s \times Q_{max}} = 0.38$$

Это наибольший достижимый КПД системы, соответствующий полностью открытому положению управляющего клапана. При меньшем открытии будет меньше расход и, следовательно, более низкий КПД. Сервоклапаны обычно работают при малых сигналах рассогласования, малых открытиях и, следовательно, с очень низким КПД. На рисунке 17 показано изменение КПД от давления нагрузки и тока в обмотке клапана. Также необходимо принимать во внимание потери мощности в насосе, гидроцилиндре или гидромоторе.

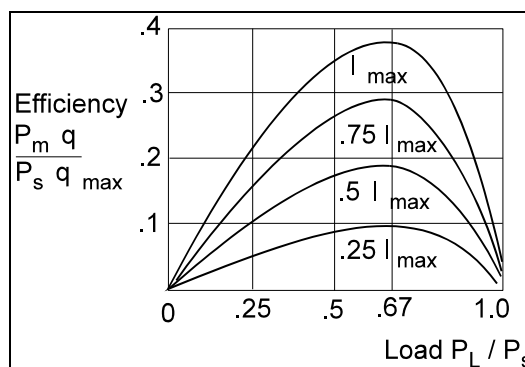


Рисунок 17 – Характеристики сервоклапана.

2.1.2. Повышение кпд

Кпд систем дроссельного управления можно повысить, подгоняя подачу насоса или давления питания к изменениям нагрузки.

1) Для уменьшения максимального расхода и мощности можно использовать насос с меньшей фиксированной подачей. Максимальную скорость исполнительного механизма можно обеспечить с помощью аккумулятора.

2) Нерегулируемый насос может быть заменен на регулируемый насос, уравнивающий давление, устанавливаемый для поддержания практически постоянного давления питания. Расход насоса подбирается для требуемого расхода через золотник.

Максимальная сила нагрузки до сих пор задана из условия $P_m = 2P_s / 3$, следовательно, это общий начальный пункт для всех проектирований подобных систем. Но кпд системы было повышено.

$$\eta = \frac{P_m}{P_s}$$

3) Подбор давления – еще одна возможность повышения эффективности. Сигнал обратной связи с исполнительного механизма может использоваться для установления давления питания на уровне, предположим, 20 бар выше давления нагрузки. Постоянный перепад давления в сервоклапане в таком случае возможен при всех эксплуатационных условиях. Для того чтобы повысить эффективность, необходимо чтобы падение давления было гораздо ниже значения в 70 бар, при котором обычно рассчитываются золотники. Следовательно, требуются золотники более крупные и более дорогие.

Такая система может применяться для клапана давления в сливной линии нерегулируемого насоса. Также может использоваться для управления регулируемым

насосом, который уравнивает давление. В этом случае, после того, как поток и давления будут соответствовать, эффективность системы сразу станет гораздо выше.

Следует отметить, что вопрос о низком КПД системы является серьезным, особенно при больших нагрузках, когда требуется более крупный и дорогой первичный источник энергии. Это возможно потребует применение системы охлаждения для рассеивания потерь. Происходит увеличение потребления энергии и повышение эксплуатационных расходов. И это приводит к уменьшению надежности.

2.1.3 Производительность системы (эксплуатационные характеристики)

Производительность системы золотникового управления ограничена усилием нагрузки или крутящим моментом. Если давление на исполнительном механизме увеличивается, то перепад давления на золотнике уменьшается. Следовательно, значение максимально возможного расхода падает, и максимальная рабочая скорость уменьшается, смотри Рисунок 18. Мы уже отмечали, что при условии наибольшей силы нагрузки:

если $P_m = \frac{2 P_s}{3}$, то $Q = 0.577 Q_{\max}$

Контроль загрязнения системы – критический (решающий) фактор, влияющий на надежность, особенно для электрогидравлических сервосистем. В системах с золотниковым управлением весь поток от насоса к исполнительному механизму проходит через золотник. Вследствие этого весь поток должен подвергаться фильтрации на высоком уровне, что требует использование фильтров с большой пропускной способностью и тонкой степенью очистки. Даже при подобающей системе фильтрации есть опасность неожиданного выброса загрязнения в результате сбоя или неправильного срабатывания в системе.

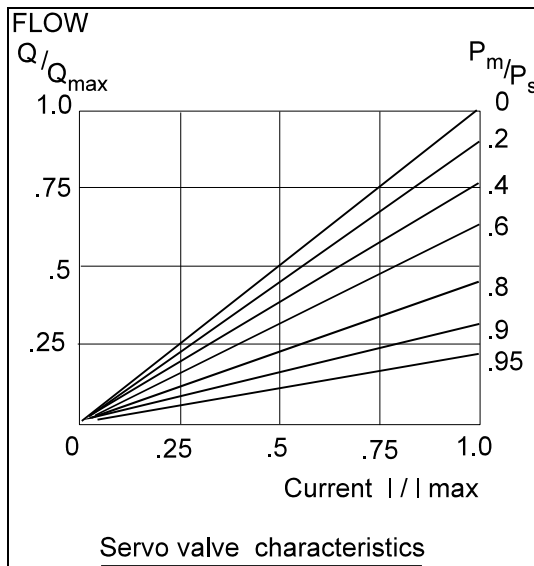


Рисунок 18 Характеристики сервоклапана

2.2 Системы управления насоса

Принцип работы альтернативной системы управления заключается в том, что подача регулируемого насоса используется для управления потоком, направленного в исполнительный механизм или двигатель, отсюда появляется возможность регулирования его скорости и перемещения. Если в работе требуются преимущества электрогидравлического управления, то в таком случае может быть использован электрогидравлический золотник для регулирования работы насоса. Сервосистема может работать как за счет небольшой автономной подачи жидкости, так и за счет жидкости основной сливной линии насоса как показано на Рисунке 19.

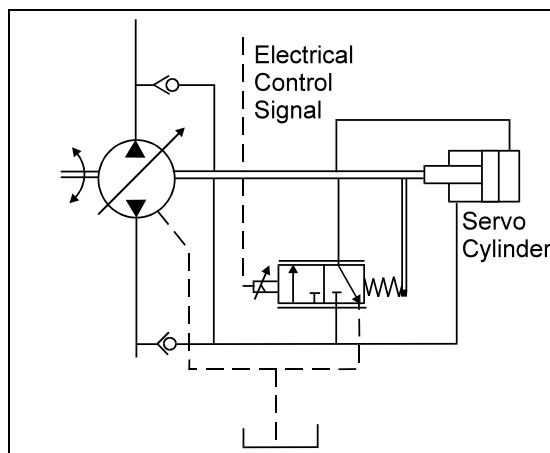


Рисунок 19 - Автоматическое (следающее) управление насосом

2.2.1 Эффективность

В системах с регулируемым насосом значение потока подбирается под нагрузку на исполнительном механизме или двигателе. Давление за насосом напрямую не регулируется, а автоматически устанавливается в соответствии с силой нагрузки или крутящим моментом. Поэтому эффективность системы (при условии ее идеальных составляющих) равна 100%.

Конечно, существуют потери как в самом насосе, так и в исполнительном механизме или двигателе. Кроме того, часть энергии требуется для регулирования работы насоса. Тем не менее общий КПД в 75-80% может быть достигнут, что является значимым улучшением в работе среди большинства золотниковых систем управления.

Для гидростатических передач существует возможность расширения диапазона крутящего момента нагрузки, интервала скоростей и сохранения на должном уровне полного КПД при рассмотрении более сложных систем. На первом шаге необходимо соединить в системе регулируемый двигатель с регулируемым насосом, которые оба соответствуют работе исполнительных механизмов с автоматической системой регулирования хода. При разделении передачи энергии одна часть ее передается через эпициклическую коробку передач (коробку скоростей), другая через гидростатические составляющие системы.

2.2.2 Работа

В поршневых насосах, двигателях и исполнительных механизмах объемные потери низкие. При максимальных значениях расхода и скорости в диапазоне нагрузок от наименьшей к наибольшей разброс потерь относительно мал – для систем с рабочими давлениями до 250 бар приблизительно 5-10%.

Решение проблемы очистки жидкости в системах управления насосом, работающих за счет отдельной подачи, упрощается. Жидкость в небольшой сервосистеме (системе управления) может подвергаться тонкой очистки, в то время как в основной линии может быть установлена система более грубой фильтрации.

2.3 Динамическая характеристика (реакция динамической системы на возмущение)

Собственная частота и скорость срабатывания должны быть высокими – эти требования предъявляются для большинства сервосистем (систем управления). В золотниковых системах управления время переходного процесса (время срабатывания) золотника обычно меньше по сравнению с временем входного воздействия (нагрузки). Небольшие двухкромочные золотники будут иметь собственную частоту выше 100 Гц, золотники больше с расходами порядка 400 л/мин могут иметь собственные частоты в диапазоне 30-50 Гц.

Наклонная характеристика времени срабатывания системы управления насоса более длинная. Для систем с низким рабочим давлением и механической обратной связью время переключения от 0 до значения полного потока может быть порядка 1 секунды. В системах с более высоким рабочим давлением с силовой или электрической обратной связью этот показатель улучшен. Типичное приводимое в качестве примера быстрое действие насоса (250 см³/об) – 120 мс, хотя возможно уменьшение и до 50 мс. Время срабатывания для сигналов с небольшими амплитудами будет гораздо ниже, возможно около 10 мс.

Следует отметить, что все эти отставания во времени будут экспериментально проверены в золотниковых системах управления при условии использования в качестве насоса подачи, насоса, регулирующего давления.

Тем не менее, динамическая характеристика системы чаще определяется из условия нагружения, нежели чем динамическими характеристиками золотника. Для инерционной нагрузки видно, что собственную частоту системы можно определить из:

$$\frac{2 A^2 B}{V M} \text{ or } \frac{2 D_m^2 B}{V J}$$

Важный фактор в достижении высокого значения собственной частоты – это снижение до 0 объема V попавшего в систему масла. В золотниковых системах

управления решением может быть установка золотника непосредственно на или рядом с исполнительным механизмом. Для систем управления насосом в большинстве случаев неудобно располагать насос близко к исполнительному механизму или двигателю. Поэтому объем попавшего в систему масла будет больше, а собственная частота ниже.

2.4 Пример

Рассмотрим систему с максимальной статической силой 100 тонн и максимальным перемещением 0.61 м. Динамическая характеристика должна позволять перемещение 30 тонн при частотах до 0.2 Гц. Время работы 1800 часов в год.

Таблица 2.1 содержит краткое изложение результатов решения трех разных задач:

Система 1 - Фиксированное отклонение регулирования насосом и золотником

Система 2 – Управление клапана, уравнивающего давление

Система 3 – Регулируемый насос с серво управлением

	Система 1	Система 2	Система 3
Полоса пропускания, Гц	0.55	0.55	0.55
Макс. мощность, кВт	154	154	125
Основная мощность, кВт	154	90	39
Охлажд. жидкость $л \times 10^6 / год$	19	11	1
Годовые/общие затраты	8,5	4,7	2,1

Таблица 2.1 Характеристики системы

3. Электрогидравлические золотники

3.1 Общие сведения

Электрогидравлические золотники, предназначенные для работы в системах с обратной связью, должны выбираться таким образом, чтобы обеспечивались соответствующие характеристики. Большинство исследований допускает простое задание усиления золотника, а это, главным образом, включает в себя быструю динамическую характеристику (реакцию на возмущение) наравне с линейным соотношением сигнала от входа к выходу. Именно эти 2 характеристики золотника должны приниматься во внимание при выборе места его использования. Безусловно, существуют и другие характеристики такие, как гистерезис и воспроизводимость (повторяемость), потребление энергии, которые также могут быть важными при назначении области применения золотника.

Линейность передаточной функции может зависеть от контролируемой переменной. В общем случае, необходимо наличие двусторонней характеристики, которая будет линейной от источника, в это время позиция определяется выходным сигналом. Когда происходит регулирование скорости, давления или силы, тогда зависимость может быть ослаблена. Требования к быстрым динамическим свойствам золотника предполагают их оценку в сравнении с динамическими характеристиками отрегулированной системы. В целом, для приемлемой работы золотника отношение времени его срабатывания ко времени входного воздействия может быть порядка 5, но для успешной работы системы это отношение должно быть равным 2.

Клапаны управления потоком рабочей жидкости можно встретить под названием сервоклапаны и пропорциональные клапаны. К сожалению, невозможно абсолютно четко разделить эти две категории клапанов. По этой причине целесообразность применения клапана в каждом случае выявляется только при детальном изучении его рабочих характеристик. В следующих разделах рассмотрены самые распространенные конструкции клапанов и проанализированы их типовые характеристики. Существует также множество других конструкций, которые вполне обоснованно можно отнести к категориям пропорциональных и сервоклапанов. Здесь не ставится задача дать полный обзор всех конструкций клапанов, представленных на рынке. В некоторых конструкциях регулируемым выходным сигналом может быть как давление, так и расход. Принципы электромеханического преобразования здесь те же, что и в клапанах управления потоком, и их можно отнести как к сервоклапанам, так и к пропорциональным. В других аспектах большая часть схожа с традиционными конструкциями и характеристиками напорных и редуцирующих клапанов. (ред.)

3.2 Электромагнитное преобразование

Все промышленные золотники работают по принципу преобразования электрического сигнала в механическое усилие путем электромагнитного превращения. Во всех трех методах на выходе вырабатывается усилие, значение которого меняется при изменении амплитуды силы тока на входе. Обыкновенный поворотный двигатель (момента) включает в себя поворотный якорь с двумя обмотками, концы которого находятся между полюсами постоянного магнита. На обмотки необходимо подавать входной постоянный ток низкого уровня, тогда производимый момент будет зависеть от направления тока при биполярном (двустороннем) режиме работы. Силовой двигатель аналогичным образом состоит из стационарного магнитного поля обычно от постоянного магнита и катушки, вызывающей силу реакции в якоре, который может свободно двигаться на ограниченной длине хода. Третий механизм преобразования, основанный на соленоиде, зависит от электромагнитного притяжения и вырабатывает силу на выходе, действующую только в одном направлении.

Биполярные устройства преобразования в основном работают при меньших силах тока на входе, чем соленоиды, и имеют более низкую индукцию. Поворотный двигатель можно сделать с меньшими требованиями к входному току и индукции, и это позволит свести к минимуму отставание фаз входного и выходного сигналов, следовательно, этот тип преобразователей подходит для использования в быстродействующих золотниках. Из-за низкой мощности поворотные электромагнитные преобразователи обычно используют в качестве первого или пилотного каскада управления.

Силовые преобразователи также используются в качестве пилотного каскада усиления, хотя существует возможность повышения значения выходного сигнала за счет использования магнитов из редкоземельных веществ, что означает производство в скором времени конструкции с прямым управлением. Разработка таких золотников прямого действия изначально велась в аэрокосмическом секторе, но производство таких конструкций нацелено и для широкого промышленного рынка.

Поворотные преобразователи обычно ассоциируются с сервозолотниками. Некоторые силовые преобразователи могут рассматриваться с точки зрения пропорциональных золотников, тогда как остальные рассматриваются в качестве преобразователей, использующихся в категории сервозолотников. Пропорциональные соленоиды соответствуют пропорциональным золотникам, и к тому же считаются преобразователями прямого действия, так как производимая сила действует напрямую на катушку. Следует помнить, что границы этих категорий

весьма размытые, и имеются существенные совпадения в работе преобразователей. Эти факты необходимо учитывать при их выборе.

3.3 Сервозолотники

Варианты конструкции предполагают размещение системы сопло-заслонка внутри второй ступени усиления, также существуют варианты размещения пружины обратной связи как на первой ступени, так и на второй. Возможно использование системы сопло-заслонка в качестве самостоятельного регулятора давления или потока, произведено несколько вариантов таких конструкций.

Сервозолотники с электрическим датчиком положения на второй ступени, работающие по замкнутому циклу с обратной связью, становятся все более и более распространенными. Это дает преимущества в работе, а также делает конструкцию более удобной. Усилитель передачи сервозолотника имеет регулируемый выходной ток для устранения влияния изменения сопротивления, соответствующего особой температуре.

Вторая ступень обычно представляет собой симметричный 4-х канальный распределитель. Зависимость расходных характеристик данного типа распределителя наиболее близка к линейной, нежели чем у других управляющих золотников. Строго говоря, эта зависимость близка к линейной только на участке между входным потоком и дросселирующей областью, и результирующий поток будет зависеть от перепада давления через дроссель. Сервозолотники не обязательно должны быть симметричными, и дросселирующие площади для каждого канала могут подбираться в зависимости от площади исполнительного механизма.

Диапазон значений для типичных расходов сервозолотников, взятых при перепаде давления на них в 70 бар, для 2-каскадных золотников принимается от 2 до 200 л/мин, для однокаскадных – до 10 л/мин. Расход через один и тот же золотник может варьироваться в зависимости от изменения ширины дозирующей поток щели в корпусе золотника. Максимальное давление на входе находится в диапазоне от 200 до 315 бар. Существует широкий интервал при выборе входного тока в соответствии с максимальным открытием золотника (номинальный ток). Для одной конструкции золотника он может принимать значения от 10 до 200 мА; и такие золотники имеют очень высокий коэффициент усиления особенно при подаче низкого тока. Подача очень небольших значений входного тока имеет также преимущества и при работе в опасных условиях (режимах), так как при этом требуются надежные (безопасные) устройства. Гистерезис обычно составляет меньше 3-4%, хотя этот показатель может быть завышен в низких по стоимости конструкциях; обычно его можно уменьшить до

значений меньше 1% путем добавления псевдослучайного сигнала в сигнал управления.

По динамическим характеристикам можно судить о работе золотника. Время нарастания может быть меньше 2 мс, время установления часто ниже 5 мс, даже у крупных золотников оно не превышает 20 мс. Более длительные ступенчатые воздействия приводят к заметному увеличению времени нарастания переходной характеристики из-за ограничения прохождения потока в пилотной ступени золотника. Такие переходные характеристики приблизительно соответствуют 3 дБ на полосе частот от 20 до 150 Гц, кроме того, зависят от исследуемой амплитуды с приведенными производителем данными для $\pm 25\%$ и $\pm 100\%$ значений амплитуд. Все динамические характеристики ограничиваются значениями давления питания. К тому же, повышенные давления приводят к большему потоку на первой ступени золотника, а, следовательно, и к более быстрой реакции.

Существуют также трех ступенчатые распределители, в которых 2 ступени сервозолотника являются управляющими третьей ступенью (исполнительный золотник), следовательно, такие распределители имеют более высокую пропускную способность. Обратная связь может быть прямой - в виде электрического датчика положения третьей ступени, либо непрямой - в виде пружины. Некоторые из этих распределителей хоть и обладают высокой пропускной способностью, динамические показатели у них снижены; но в принципе остались относительно быстрыми: время нарастания до 50 мс при расходе 1400 л/мин и давлении в 10 бар.

Использование небольших зазоров в сервозолотниках делают их более чувствительными к загрязнению по сравнению с пропорциональными золотниками или клапанами включения/выключения. Сервозолотники, используемые в аэрокосмической области, обычно имеют радиальный зазор порядка 1-2 мм, тогда как в промышленных вариантах зазор может быть 5 мм или больше. Следовательно, зазор может зарастать частицами загрязнения, если золотник не работает в течение долгого времени. Система сопло-заслонка в качестве управляющей ступени является более чувствительной к загрязнению, нежели чем трубка с реактивным напором, несмотря на то, что она значительно дешевле. В обоих случаях рекомендуется фильтрация под давлением на входе в золотник.

Большая часть продающихся сервозолотников предназначена для их использования в замкнутых автоматических (следающих) системах, где сигналом обратной связи может быть расход, нагрузка, скорость, положение и т.д. Требования к маломощному входному сигналу и биполярному режиму работы делают их электрическое подключение достаточно простым. Быстрые динамические характеристики сервозолотников позволили применение замкнутого цикла, с тех пор

как стало предпочтительным использование золотников с более быстрыми переходными характеристиками по сравнению с управляемой системой. Однако, важно не превышать габариты сервозолотников, т.к. это приведет к увеличению вредных нелинейных характеристик вместо каких-либо улучшений в работе. Золотники могут быть с отрицательным, нулевым и положительным перекрытием, но для систем управления нагрузкой и положением наиболее распространено нулевое перекрытие. Золотники с отрицательным перекрытием имеют более высокий коэффициент усиления напора, чем с нулевым перекрытием, но при этом уменьшается усиление давления, из-за чего падает общая жесткость замкнутой системы, что влияет на ее надежность на установившемся режиме. Отрицательное перекрытие служит причиной больших утечек, чем при нулевом, которые приводят к демпфированию в замкнутой системе. При работе золотников с положительным перекрытием также возникают проблемы на установившемся режиме из-за попадания в зону нечувствительности, т.е. когда золотник двигается, но при этом на выходе нет никаких изменений. Такие золотники предпочтительны в целях регулирования скорости и потока, т.е. там где управление происходит далеко от значений нулевого перекрытия.

3.4 Пропорциональные золотники

Пропорциональный соленоид – это специально модифицированный соленоид, который производит силу, которая пропорциональна входному току и остается постоянной в течение рабочего хода. Как и обычные соленоиды пропорциональные могут развивать усилие только в одном направлении, независимо от направления тока. Они обычно используются в качестве элемента нажатия для движения части золотника. Однако пропорциональные соленоиды производятся только для работы при подаче постоянного тока, и они, в основном, используются совместно с усилителями, на выходе из которых регулируемый ток. Это опять же позволяет поддерживать постоянный ток независимо от температуры и других показателей, влияющих на сопротивление соленоида. Существуют 2 способа применения этого типа соленоида для гидравлических распределителей, и они разделяются на: силовое управление и управление ходом. В первом способе усилие, производимое соленоидом, используется напрямую, в то время как во втором применяется цепь обратной связи по положению. Тем не менее в обоих случаях соленоид производит усилие, и смысл его использования – управление положением части распределителя, которая в дальнейшем будет регулировать поток (или давление).

Пропорциональные золотники были получены из обычных золотников постоянного потока путем изменения контактных площадей, которые дозируют поток в промежуточных положениях. 2 силовых управляющих соленоида совместно с

пружинами сжатия используются для определения положения золотника одноступенчатого распределителя. Усилитель, предоставленный производителем для использования с распределителем, содержит все необходимое для преобразователя и также может содержать ПИД-регулятор.

Золотники с электрической обратной связью в целом имеют лучшие характеристики на установившемся режиме работы. Для сравнения при равнозначных потоках гистерезис силового распределителя находится в интервале 4-8%, в то время как у распределителя с электрической обратной связью этот показатель меньше 2%. Повторяемость (воспроизводимость), как динамическая характеристика, также улучшилась, хотя силовое воздействие потока на положение золотника стало гораздо значительнее. Разброс показателей переходных характеристик достаточно мал, большая часть золотников имеет время нарастания от 25 до 45 мс, хотя время установления крупных распределителей около 100 мс.

Значения этих временных показателей часто принимаются для режимов работы в одном направлении. Поскольку время нарастания переходной характеристики, изменяющееся от -90% до 90% всего нарастания, приводится производителем, то оно примерно равно удвоенному времени с одной стороны. Полоса пропускания может не указываться и быть низкой, например 2 Гц. Следует отметить, что динамические характеристики одноступенчатых распределителей не зависят от давления питания.

Добавление электрической цепи обратной связи может снизить динамические показатели системы. Однако существуют такие золотники, которые перекрывают каналы со скоростями, свойственными для сервозолотников, и, тем не менее, используют электрическую обратную связь. Их конструкция обычно схожа с конструкцией сервозолотников, т.е. корпус золотника двигается в отдельной гильзе и имеет нулевое перекрытие. Низко амплитудная полоса пропускания находится в районе 120 Гц, приводится очень низкое значение для гистерезиса - меньше 0.2%. Такие конструкции предназначены для применения в замкнутых системах.

Пропорциональные распределители обычно производятся в виде единого блока, некоторые из которых имеют множество золотниковых узлов, которые используются, главным образом, при изменении условий применения. Максимальный расход при перепаде давления в 10 бар изменяется от 10 до 500 л/мин, большая часть распределителей рассчитана при значениях давления не меньше 300 бар. Несмотря на то, что для большинства золотников требуется ток до 800 мА, некоторые работают при относительно больших значениях тока – 2-3 А. Возможно достижение широкой области применения 2-ух канальных управляющих золотников с пропорциональным соленоидом внутри конструкции. Основная часть характеристик схожа с характеристиками, приведенными для 4-х канальных распределителей, но пропускная

способность может достигать 1500 л/мин. Опять же, конструкция может быть одно-, двух- и даже трехступенчатой, если учитывать такие высокие значения расходов. Существует еще огромное множество различных конструкций в разделе пропорциональные распределители электрогидравлического управления и действия. Например такие, в которых используются нестандартные пилотные ступени управления, шаговые двигатели или сервомоторы постоянного тока. Последние могут обеспечить такую работу золотника, при которой он будет фиксировать свое положение несмотря на электрические сбои.

При сравнении с сервозолотниками существенной разницей является большее перекрытие практически во всех пропорциональных распределителях, которое может достигать 10-20% от всего хода золотника. Этот факт позволяет снизить производственные затраты несмотря на то, что радиальные зазоры в корпусе золотника могут быть небольшими, например, 3-4 мм. Ширина «очевидной» зоны нечувствительности может быть снижена за счет увеличения выходных данных усилителя в зоне 0, что приведет к 1-2% остаточного воздействия. Зона нечувствительности, безусловно, может быть преимуществом при незамкнутом режиме работы, когда условия потока при 0 не будут восприимчивыми к смещению или второстепенным изменениям при нулевых установочных параметрах.

Возбуждающие усилители для пропорциональных золотников возможны широкого исполнения, начиная от штекеров и до усложненных плат, которые включают в себя дополнительные свойства. Изменяющийся коэффициент усиления и коррекция зоны нечувствительности являются относительно стандартными, в то время как некоторые характеристики, например, управление временем разгона, подходят больше для использования в незамкнутых системах. Высокий ток на входе преобразуется широтно-импульсным модулятором (ШИМ), для получения требуемого значения на выходе.

В основном, в пропорциональных золотниках существует больше вариантов исполнения пропускных кромок, нежели чем в сервозолотниках. Это допускает вероятность подгонки входного и выходного сигналов для получения линейной характеристики. Другие варианты включают в себя использование дросселей неодинаковых по площади пропускания потока для соединения рабочих каналов как с каналом питания P, так и с каналом слива T. Отношение площадей 2:1 – наиболее простой вариант исполнения для производителей золотников.

Хотя некоторые пропорциональные золотники не такие подходящие для замкнутых систем как сервозолотники, они, несомненно, могут быть использованы при менее ответственных условиях применения. Во внимание должны приниматься

их медленная динамическая характеристика и влияние зоны нечувствительности на точность регулируемого выходного сигнала.

4. Динамика компонентов системы

4.1 Введение

Прежде чем попытаться описать динамическое поведение компонентов системы, необходимо понять их работу в стационарном (неподвижном) состоянии. Она может быть представлена эмпирическими отношениями или уравнениями. Одно из уравнений – уравнение баланса сил, таких как сил давления, сил пружины и соленоида, сил потока. Второе требуемое уравнение – уравнение неразрывности.

После этого возможно составление более сложных уравнений для описания динамической работы системы. В уравнении баланса сил будут требоваться дополнительные члены для представления инерционных сил и сил трения. В уравнении неразрывности должно быть включено влияние сжимаемости. Значительные упрощения достигаются при линеаризации уравнений методом малых отклонений от точки стационарного режима работы.

Одно из динамических уравнений может быть преобразовано в передаточную функцию, описывающую изменения данной выходной переменной при небольших отклонениях входной переменной. Вывод формулы передаточной функции может быть по сути простым или осуществляться путем перестановки членов в единственном (однократном) уравнении. При наличии больше 2-ух переменных может понадобиться решение совместных уравнений, как обычным способом, так и с помощью структурной схемы.

Из динамических уравнений и связанной с ними передаточной функции можно получить частотную характеристику компонента системы аналитическим способом или методом моделирования. Частотная характеристика не только отображает зависимость компонента от амплитуды возможных возмущений, но и указывает на возможное влияние на работу системы.

4.2 Однокаскадный предохранительный клапан (клапан сброса давления)

Рассмотрим простой подпружиненный тарельчатый клапан, показанный на Рисунке 20.

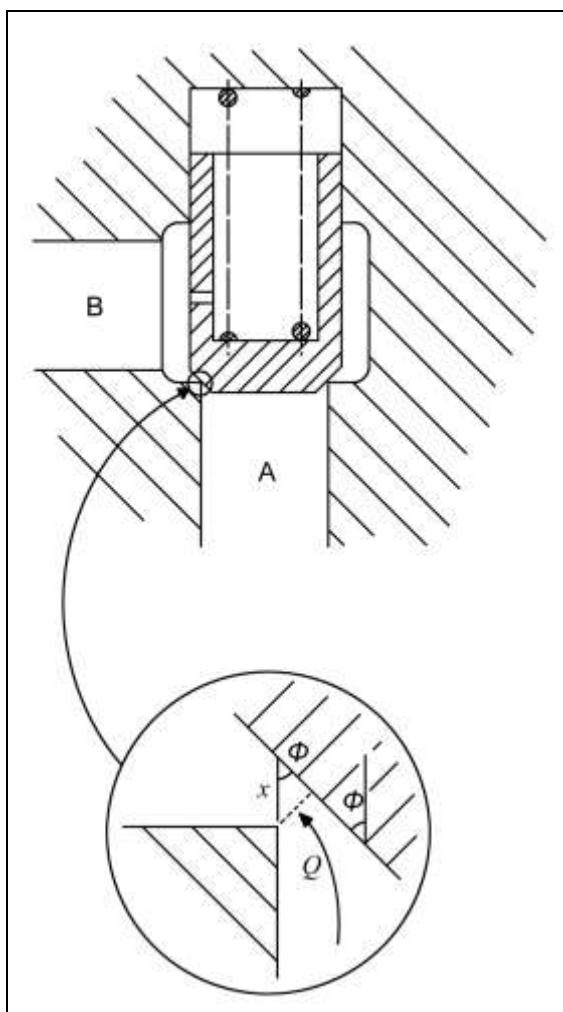


Рисунок 20 – Простой тарельчатый клапан

4.2.1 Уравнения стационарного состояния

Если перепад давления через клапан (между входным каналом А и выходным В) равен давлению открытия P_c , тогда сила давления на тарелку клапана равна силе упругости пружины:

$$A P_c = K X_0$$

где A – площадь клапана, подвергнутая перепаду давления;

K – жесткость пружины;

X_0 – начальное сжатие пружины.

При повышении давления на ΔP выше давления открытия, подъем клапан равнее X , и поток Q установившийся.

Осевая сила потока равна: $F_F = \rho Q V \cos \phi$

где поток равен: $Q = \pi D X V \sin \phi$

и скорость движения жидкости: $V = \sqrt{\frac{2(P_c + \Delta P)}{\rho}}$

Следовательно, сила теперь равна: $F_F = 2C_D \pi D X \sin \phi \cos \phi (P_c + \Delta P)$
 $F_F = C_D \pi D X \sin(2\phi) (P_c + \Delta P)$

Уравнение баланса сил стационарного состояния получаем:

$$A(P_c + \Delta P) = K(X_0 + X) + C_D \pi D X \sin 2\phi (P_c + \Delta P) \quad \text{или} \quad A\Delta P = KX + C_D \pi D X \sin 2\phi (P_c + \Delta P)$$

4.2.2 Динамические уравнения

Рассмотрим баланс сил при малых изменениях давления p , которые приводят к небольшим значениям подъема клапана x .

Уравнение баланса сил может быть записано в виде:

$$A p = Kx + C_f s x + M s^2 x + \frac{\partial F_F}{\partial X} x + \frac{\partial F_F}{\partial P} p,$$

где $\frac{\partial F_F}{\partial X} = C_D \pi D \sin 2\phi (P_c + \Delta P)$ и $\frac{\partial F_F}{\partial P} = C_D \pi D \sin 2\phi$

Второй член $\frac{\partial F_F}{\partial P}$ мал при сравнении со значением A и им обычно пренебрегают, оставляя следующее: $A p = x \left(K + C_f s + M s^2 + \frac{\partial F_F}{\partial X} \right)$

Отсюда мы можем получить выражение для передаточной функции при зависимости перемещения клапана от небольших изменений давления: $\frac{x}{p} = \frac{A/M}{s^2 + \frac{C_f}{M}s + \frac{K + \partial F_F / \partial X}{M}}$

Эта характеристика второго порядка с собственной частотой: $\omega_n^2 = \frac{K + \partial F_F / \partial X}{M}$

и затуханием: $2\zeta\omega_n = \frac{C_f}{M}$, где

M – эффективная масса подвижных частей (вес клапана+вес захваченного масла+ половина веса пружины);

C_f – коэффициент внутреннего трения, определить который может быть трудно.

4.2.3. Амплитудно-частотная характеристика

Амплитуда колебания клапана x – это функция от:

- ☞ амплитуды изменения давления p
- ☞ частоты возмущающего воздействия
- ☞ затухания

Для гармонической характеристики перепишем передаточную функцию, заменяя оператор Лапласа 's' на 'j':

$$\frac{x}{p} = \frac{A/M}{-\omega^2 + j2\zeta\omega\omega_n + \omega_n^2}$$

Передаточная функция ведет себя следующим образом:

При низких частотах $\rightarrow 0$ $\frac{x}{p} = \frac{A}{M\omega_n^2}$ без опережения по фазе

При собственной частоте, когда $\frac{x}{p} = \frac{A}{M\omega_n^2 2\zeta}$ опережение по фазе 90°

При высоких частотах $\frac{x}{p} \rightarrow 0$ опережение по фазе 180°

В большинстве гидравлических линий существуют флуктуации давления из-за неустойчивой природы потока, выходящего из насоса. Основные пульсации давления при движении поршня могут иметь амплитуду в несколько бар (например, 5 бар) и некоторые гармоники также могут иметь амплитуду примерно 1 бар. Предполагается, что это вызывает вибрации в предохранительных клапанах.

4.3 Уравновешивающий давление клапан регулирования потоком

Этот клапан состоит из входа (давление P_1), выхода (давление P_3) и внутренней полости с давлением P_2 . Подпружиненный поршень действует как корректор (компенсатор), который обеспечивает дросселирование потока от входа во внутреннюю полость. Также есть возможность регулирования (ручного или соленоидом) дросселирования от середины полости к выходу.

4.3.1 Моделирование только компенсатора

Если A_c - площадь компенсатора и X_0 - предварительное сжатие пружины, когда компенсатор закрыт ($X = 0$), тогда баланс сил запишется в виде: $K_s X_0 = (P_2 - P_3)A_c$

При любой величине открытия X , уравнение сил стационарного состояния:

$$K_s (X_0 - X) = (P_2 - P_3)A_c + F_B \quad \text{или} \quad P_3 A_c = K_s (X - X_0) + P_2 A_c + F_B$$

Динамическое уравнение для малых возмущений:

$$p_3 A_c = K_s x + c \dot{x} + M \ddot{x} + p_2 A_c + \frac{\partial F_B}{\partial P_2} p_2 + \frac{\partial F_B}{\partial X} x$$

Теперь значение потока, проходящего через капилляр, регулируемый вручную, равно:

$$Q = K \sqrt{P_2 - P_3}$$

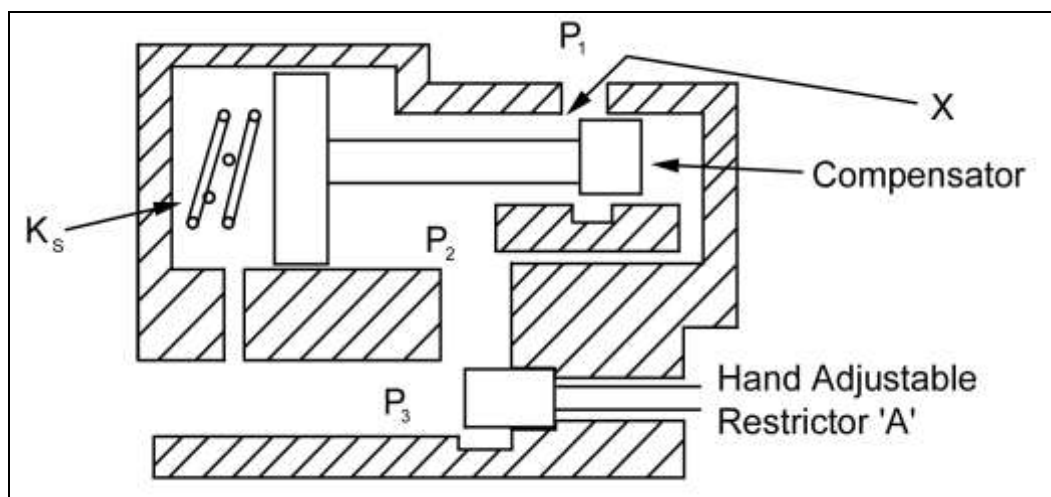


Рисунок 21 - Уравновешивающий давление клапан регулирования потоком

Изменения потока:

$$\Delta Q = \frac{\partial Q}{\partial P_2} \Delta P_2 + \frac{\partial Q}{\partial P_3} \Delta P_3$$

$$q = \frac{K}{\sqrt{P_2 - P_3}} (p_2 - p_3) = \frac{Q}{P_2 - P_3} (p_2 - p_3)$$

Член $(\partial F_B / \partial P_2)$ мал по сравнению с величиной A_c , и член $\partial F_B / \partial x$ взятый вместе с K_s представляет эффективную жесткость пружины k .

Из этого получаем динамическое уравнение:

$$M \ddot{x} + c \dot{x} + k x = -A_c (P_2 - P_3) \frac{q}{Q}$$

т.е. передаточная функция клапана:

$$\frac{x}{q} = -A_c \frac{P_2 - P_3}{Q} \frac{1}{Ms^2 + cs + k}$$

Другими словами, увеличение потока приводит к закрытию компенсатора, что обеспечивает соответствующее выравнивание расхода.

4.3.2 Двухступенчатый (двухкаскадный) клапан регулировки давления

Клапан состоит из пилотной ступени, которая реагирует на давление (давление P_1 , действующее на площадь A_1 , прижимает пилотную тарелку против силы сжатия пружины), и главной ступени с главной тарелкой клапана.

Давление главной ступени P_2 может быть ниже давления P_1 из-за потерь давления, которые возникают при перетекании части жидкости из главной ступени в пилотную.

Давление P_1 действуют на площадь A_3 : $A_3 = \frac{\pi D^2}{4}$

В то время как давление P_2 действуют на площадь A_2 : $A_2 = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4}$

Уравнение динамики пилотной ступени записывается в виде:

$$\frac{x_1}{p_1} = \frac{A_1}{M_1 s^2 + c_1 s + k_1}$$

Уравнение динамики главной ступени:

$$M_2 \ddot{x} + c_2 \dot{x} + k_2 x = P_2 A_2 - P_1 A_3$$

где коэффициенты k_1 и k_2 допускаются для силы упругости пружины и силы потока.

В качестве уравнения неразрывности:

$$q_R = q_1 - A_3 v_2$$

$$q_R = C_D \pi \delta_1 x_1 \sqrt{\frac{2P_1}{\rho}} \sin \theta_1 - A_3 \frac{dx}{dt}$$

Сочетание этих уравнений совместно с характеристиками линий электронных схем (РІЕ – электронные схемы блочной конструкции) дает дифференциальное уравнение 6-го порядка. Добавление демпфирования необходимо для стабилизации работы клапана, демпфирование обычно достигается установкой дросселя в канал, соединяющий пилотную ступень с главной.

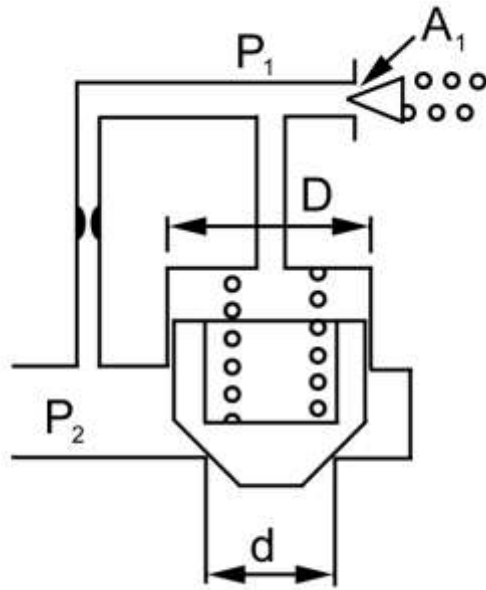


Рисунок 22 – Двухступенчатый клапан регулировки давления.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Густав Олссон, Джангуидо Пиани Цифровые системы автоматизации и управления. - СПб.: Невский Диалект, 2001. — 557 с.: ил.
2. Петров И.В. Программируемые контроллеры. Стандартные языки и приемы прикладного проектирования / Под ред. проф. В. П. Дьяконова. — М.: СОЛОН-Пресс, 2004. — 256 с.: ил. — (Серия «Библиотека инженера»)