



**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ
РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ**

**Белорусский национальный
технический университет**

Кафедра «Гидропневмоавтоматика и гидропневмопривод»

ТЕОРИЯ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ГИДРОПНЕВМОПРИВОДОВ

Конспект лекций

Часть 2

**Минск
БНТУ
2017**

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
Белорусский национальный технический университет

Кафедра «Гидропневмоавтоматика и гидропневмопривод»

ТЕОРИЯ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ
ГИДРОПНЕВМОПРИВОДОВ

Конспект лекций

В 6 частях

Часть 2

СЛЕДЯЩИЕ ГИДРО- И ПНЕВМОПРИВОДЫ
С ДРОССЕЛЬНЫМ УПРАВЛЕНИЕМ

*Рекомендовано учебно-методическим объединением
высших учебных заведений по образованию
в области транспорта и транспортной деятельности*

Минск
БНТУ
2017

УДК 62-82+62-85(075.8)

ББК 34.447я7

Т33

Авторы:

*В. П. Автушко, П. Н. Кишкевич,
М. И. Жилевич, П. Р. Бартош*

Рецензенты:

Ю. Д. Карпиевич, Г. А. Дыко

Теория и проектирование гидропневмоприводов : конспект лекций : в 6 ч. Ч. 2: Следящие гидро- и пневмоприводы с дроссельным управлением / В. П. Автушко [и др.]. – Минск : БНТУ, 2017. – 122 с.
ISBN 978-985-550-521-2 (Ч. 2).

Изложены методы расчета следящих гидро- и пневмоприводов с дроссельным управлением, применяемые в практике исследования, конструирования и эксплуатации приводов и помогающие инженерам проектировать новые приводы и улучшать работу существующих.

Часть 1 «Двухпозиционные гидропневмоприводы» вышла в 2015 г.

УДК 62-82+62-85(075.8)

ББК 34.447я7

ISBN 978-985-550-521-2 (Ч. 2)
ISBN 978-985-550-357-7

© Белорусский национальный
технический университет, 2017

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
1. ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ И ФУНКЦИОНАЛЬНЫЕ СХЕМЫ (СТРУКТУРА) СЛЕДЯЩИХ ПРИВОДОВ.....	5
2. ТИПОВЫЕ СХЕМЫ СЛЕДЯЩИХ ГИДРО- И ПНЕВМОПРИВОДОВ	21
3. ДРОССЕЛЬНОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ СКОРОСТИ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ МЕХАНИЗМОВ	37
4. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ СЛЕДЯЩИХ ГИДРОПРИВОДОВ С ДРОССЕЛЬНЫМ УПРАВЛЕНИЕМ (РЕГУЛИРОВАНИЕМ).....	44
4.1. Режимы работы следящих гидравлических приводов и определение нагрузок	44
4.2. Расчет параметров гидродвигателя.....	53
4.3. Расчет дросселирующих гидрораспределителей.....	56
5. УРАВНЕНИЯ ДВИЖЕНИЯ СЛЕДЯЩЕГО ГИДРОПРИВОДА С ДРОССЕЛЬНЫМ УПРАВЛЕНИЕМ.....	60
6. ЛИНЕЙНАЯ МОДЕЛЬ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО СЛЕДЯЩЕГО ПРИВОДА С ДРОССЕЛЬНЫМ УПРАВЛЕНИЕМ.....	70
7. УСТОЙЧИВОСТЬ И КАЧЕСТВО РЕГУЛИРОВАНИЯ СЛЕДЯЩЕГО ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ПРИВОДА	76
8. ВЛИЯНИЕ НЕЛИНЕЙНЫХ ФАКТОРОВ НА ДИНАМИКУ СЛЕДЯЩЕГО ГИДРОПРИВОДА	83
9. МЕТОДЫ КОРРЕКТИРОВАНИЯ СЛЕДЯЩИХ ГИДРОПРИВОДОВ	88
10. УРАВНЕНИЯ ДВИЖЕНИЯ И ПЕРЕДАТОЧНЫЕ ФУНКЦИИ СЛЕДЯЩИХ ПНЕВМОПРИВОДОВ	100
11. СЛЕДЯЩИЕ ПРИВОДЫ С ПНЕВМАТИЧЕСКИМ И ГИДРАВЛИЧЕСКИМ УПРАВЛЕНИЕМ.....	107
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	121

ВВЕДЕНИЕ

Гидравлические и пневматические приводы нашли широкое распространение в машиностроении, станкостроении, на транспорте и в других отраслях народного хозяйства.

Такое применение гидро- и пневмоприводов объясняется их преимуществами по сравнению с другими приводами, основными из которых являются малые габариты и вес, приходящийся на единицу передаваемой мощности. Это в основном связано с повышением рабочего давления. Пневматические приводы характеризуются относительной простотой конструкции узлов и их изготовления.

Эти приводы в ряде случаев позволяют несложными способами регулировать скорость исполнительного устройства, обеспечивать плавность, равномерность, устойчивость его движения.

Существуют различные схемы и конструкции гидравлических и пневматических приводов. Важное место среди них занимают следящие приводы, в которых перемещение выходного звена исполнительного механизма происходит автоматически и согласованно с перемещением управляющего органа, т. е. исполнительный механизм отслеживает закон движения управляющего органа. В таких приводах есть непрерывная связь между выходным и входным элементами. Поэтому следящие системы имеют, как правило, обратные связи.

Анализ работы типичных следящих систем и методик их расчета и проектирования показал, что необходимо сконцентрировать внимание на следящих гидро- и пневмоприводах с дроссельным управлением, т. е. рассмотреть типовые схемы таких приводов, описать методику их энергетического расчета, составить линейную модель гидравлического следящего привода с дроссельным управлением, рассмотреть устойчивость и качество регулирования следящего гидропривода и влияние нелинейных факторов на его динамику.

Изложенный материал позволяет значительно совершенствовать подготовку по дисциплине «Теория и проектирование гидропневмоприводов» для специальности «Гидропневмосистемы мобильных и технологических машин».

1. ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ И ФУНКЦИОНАЛЬНЫЕ СХЕМЫ (СТРУКТУРА) СЛЕДЯЩИХ ПРИВОДОВ

При ручном и автоматическом управлении машинами часто возникает необходимость обеспечить контролируемое перемещение рабочего органа и его позиционирование в любом промежуточном положении с требуемой точностью. Эту задачу успешно решают посредством следящих приводов, которые передают движение руки человека или управляющего воздействия автоматического устройства рабочему органу машины с заданным соотношением и многократным усилением по силе (моменту сил) и мощности. Названные функциональные свойства следящих приводов (СП) можно выразить упрощенными зависимостями

$$y = k_x x; \quad M_{\text{ВЫХ}} = k_p M_{\text{ВХ}};$$

$$P_{\text{ВЫХ}} = k_p P_{\text{ВХ}};$$

$$N_y = k_N N_x,$$

где y – перемещение выходного звена (ВЗ) привода;

k_x – передаточный коэффициент СП;

x – входное управляющее воздействие;

$P_{\text{ВЫХ}} / M_{\text{ВЫХ}}$ и $P_{\text{ВХ}} / M_{\text{ВХ}}$ – силы (момент сил) выходного и входного воздействий;

k_p – коэффициент усиления по силе и моменту сил;

N_y и N_x – мощность выходного и входного воздействий;

k_N – коэффициент усиления по мощности.

Коэффициент усиления по мощности СП k_N можно приближенно представить в виде

$$k_N = k_x k_p.$$

Входной величиной x может быть перемещение, давление рабочей среды или электрическое напряжение. Следящие приводы соответственно называют с механическим, гидравлическим, пневмати-

ческим или электрическим управлением. Коэффициент усиления по мощности у следящих гидро- и пневмоприводов в большинстве случаев лежит в пределах

$$k_N = 100-10\ 000,$$

но у электрогидравлических следящих приводов может достигать и больших значений.

Благодаря названным свойствам следящие гидро- и пневмоприводы широко применяются во многих отраслях машинной техники:

в механизмах рулевого управления автомобилей и тракторов;

рулевых поверхностях самолетов;

станках с копировальными устройствами или числовым программным управлением;

промышленных роботах и автоматических манипуляторах;

механизмах управления рабочими органами подъемных, транспортных, строительных, горных и других машин.

Следящие приводы могут входить в состав более мощных гидро- или пневмоприводов, выполняя вспомогательные (обслуживающие) функции. Их называют приборными следящими приводами, гидроусилителями или сервоприводами. Мощность следящих приводов приборного типа 1–2 кВт. Большинство известных следящих приводов с дроссельным управлением имеет мощность 2–10 кВт.

Мощность следящих гидроприводов с машинным управлением достигает 200 кВт.

Принцип действия следящих приводов состоит в непрерывном сравнении входного управляющего сигнала с перемещением выходного звена и регулировании потока рабочей среды пропорционально рассогласованию названных величин. Для уяснения указанного принципа действия рассмотрим конкретный следящий привод. На рис. 1.1 показан следящий гидропривод приборного типа (гидроусилитель), предназначенный для регулирования подачи мощного объемного насоса.

В корпусе расположены исполнительная часть следящего привода, дросселирующий гидрораспределитель и объемный гидродвигатель. Дросселирующий распределитель содержит золотник 4, удерживаемый в среднем положении фиксатором 6, и распределительную втулку 5. В объемный гидродвигатель входят цилиндр 2 с крышками

и дифференциальный поршень 3. Управляющее воздействие осуществляется перемещением тяги 7, соединенной с золотником 4.

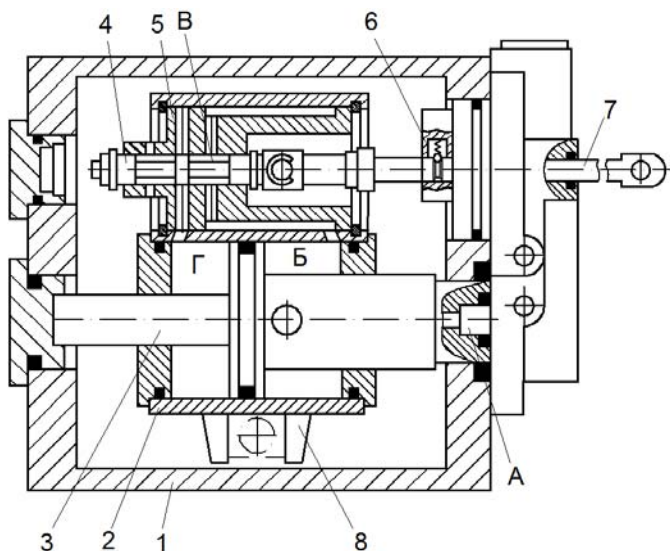


Рис. 1.1. Следящий гидропривод приборного типа

Выходным звеном данного следящего привода приборного типа служит вилка 8, связанная с цилиндром 2 и воздействующая через цапфу на поворотный блок цилиндров объемного насоса (на рис. 1.1 не показан). Жидкость под давлением от вспомогательной насосной установки (на рис. 1.1 не показана) поступает к входному отверстию А, проходит в подпорную полость цилиндра Б и далее попадает в межпоясковую камеру В распределителя. При смещении среднего пояска золотника 4 влево или вправо рабочая полость цилиндра Г соединяется с жидкостью, находящейся в камере В под давлением, или со сливом в корпус 1.

Эффективная площадь рабочей полости Г приблизительно в два раза больше эффективной площади полости Б. Цилиндр 2 движется под действием разности сил давления жидкости в названных полостях. Причем направление движения цилиндра 2 с выходным звеном 8 соответствует направлению смещения золотника 4 под действием тяги 7. Распределительная втулка 5 соединена с цилиндром 2 и движется вместе с ним.

Сравнение входного управляющего воздействия (перемещения тяги 7) с выходным сигналом (перемещением вилки 8) осуществляется распределительной парой: золотником 4 и втулкой 5. Золотник смещается тягой, а втулка движется вместе с цилиндром и вилкой. В процессе движения привода поток жидкости регулируется пропорционально рабочей щели, образуемой при смещении золотника относительно втулки. Втулка 5 движется с цилиндром 2 вслед за смещением золотника 4 с тягой 7. Этот процесс можно назвать слежением. Отсюда возникло наименование «следающие приводы».

Позиционирование выходного звена происходит при остановке тяги 7 и золотника 4. В момент, когда втулка и золотник займут относительно один другого среднее (нейтральное) положение, давление в полости Г становится приблизительно равным половине давления в полости Б. Благодаря отмеченному соотношению эффективных площадей цилиндра 2 гидравлические силы уравновешиваются. Выходное звено 8 останавливается. Если под действием сил, нагружающих выходное звено, цилиндр вместе со втулкой начнет смещаться относительно неподвижного золотника, то в результате перераспределения потока и изменения давления в полости Г будет возникать сила, противодействующая смещению. Так выходное звено удерживается в заданной позиции.

Для всех известных типов следающих приводов их структура может быть представлена в виде рис. 1.2. Различные типы и конструкции указанных составных частей в определенных сочетаниях образуют большое число разнообразных следающих приводов.

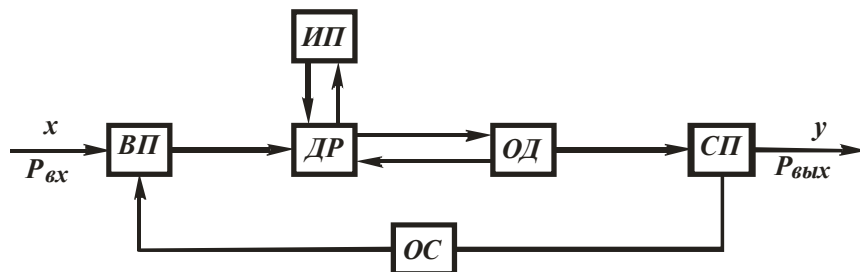


Рис. 1.2. Структура следающих приводов:
 ВП – входная передача; ДР – дросселирующий распределитель;
 ОД – объемный двигатель; ИП – источник питания;
 СП – силовая передача; ОС – обратная связь

Различают гидравлические и пневматические следящие приводы. Наибольшее применение получили гидравлические следящие приводы.

В следящих гидравлических приводах используются:

– регулируемый (по давлению) насос с предохранительным клапаном;

– нерегулируемый насос с аккумулятором и разгрузочным клапаном;

– нерегулируемый насос с переливным клапаном и регулятором расхода;

– дросселирующие распределители непрерывного действия всех разновидностей (четырёх-, двух-, однощелевые с механическим, гидравлическим, пневматическим, электрическим и комбинированным управлением), золотниковые и крановые, причем золотниковые делятся на цилиндрические и плоские с закрытым центром (с положительным перекрытием), с открытым центром (отрицательным перекрытием) и с дросселирующими щелями в центре (с небольшим отрицательным перекрытием);

– объемные двигатели ряда типов: с односторонним штоком и дифференциальные; с двухсторонним штоком; поворотные двигатели (поршневые, шиберные); моторы (гидро- и пневмомоторы) – аксиально-поршневые с наклонной шайбой и наклонным блоком цилиндров, радиально-поршневые, пластинчатые и шестеренные.

Входная передача обеспечивает передачу управляющего сигнала от входного звена к одному из двух основных элементов ДР (например, золотнику или втулке с окнами).

В некоторых конструкциях следящих приводов функция сравнения управляющего сигнала и сигнала обратной связи также выполняется входной передачей (например, посредством дифференциального рычага).

Силовая передача связывает объемный двигатель с выходным звеном следящих приводов и представляет собой рычажную, зубчатую, винтовую передачу. В наиболее простых конструкциях силовая и входная передачи отсутствуют или представляют собой соединительные узлы: валы с опорами, муфты и т. п.

Посредством ОС в следящих приводах осуществляется кинематическая связь выходного звена с одним из подвижных элементов ДР. Чаще всего ОС является механической и выполняется в виде рыча-

гов, зубчатых или винтовых передач, в простых случаях – в виде муфт, соединительных валов. Иногда обратной связью служит непосредственное соединение выходного звена следящего привода с дросселирующим распределителем. Используются также гидромеханические, гидравлические и пневматические ОС.

Несмотря на разнообразие типов и конструкций агрегатов следящих приводов, они имеют ряд общих свойств, что позволяет осуществить единый методический подход при проведении проекторочных расчетов.

Простота конструкции следящего гидропривода, представленного на рис. 1.1, обусловлена механическим управлением без входного рычажного механизма ($k_b = 1$) и внутренней единичной обратной связью ($k_{oc} = 1$). При этом функцию сравнения входного и выходного сигналов выполняет дросселирующий распределитель. Структура такого следящего привода показана на рис. 1.3, а, где выделены три составные части: источник питания (ИП), дросселирующий распределитель (ДР) и объемный двигатель (ОД). Если следящий привод снабжен силовой механической передачей (СП) и имеет явно выраженные сравнивающий (суммирующий) механизм (СМ) и обратную связь (ОС), то его структура принимает вид, показанный на рис. 1.3, б.

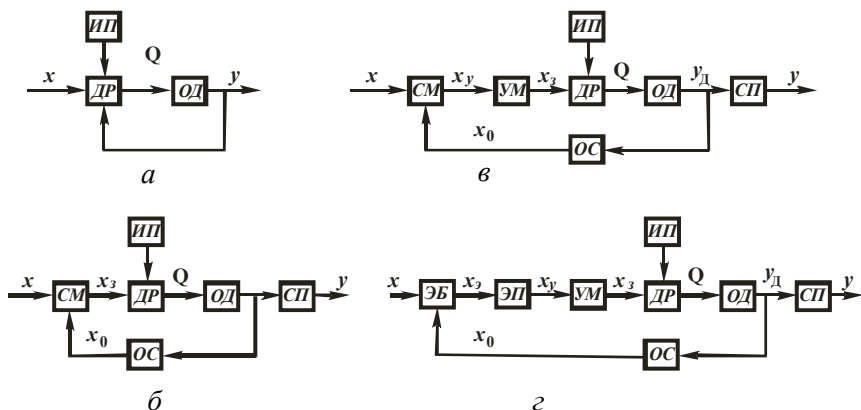


Рис. 1.3. Структурные схемы следящих приводов с дроссельным управлением

При механическом управлении сравнивающий механизм суммирует перемещения с обратными знаками. О таких следящих приводах говорят, что они работают по принципу компенсации перемещений.

Нередко управляющим сигналом на входе следящего привода служит давление жидкости или газов. При этом сравнивающий механизм сравнивает (суммирует с обратными знаками) силы или моменты сил. В таком случае говорят, что следящие приводы работают по принципу компенсации сил. Если гидравлические или пневматические сигналы имеют малую мощность, то в структуре следящего привода дополнительно предусматривают гидравлический или пневматический усилитель мощности (УМ). Структурная схема такого привода показана на рис. 1.3, в.

Наиболее сложную структуру имеют электрогидравлические и электропневматические следящие приводы (рис. 1.3, г). Управляющий сигнал x и сигнал обратной связи x_0 у них электрические. Для сравнения, усиления и преобразования сигналов обычно предусмотрены электрический блок (ЭБ) и электромеханический преобразователь (ЭП). Дополнительно к основным функциональным частям, показанным на схемах, следящие приводы могут содержать корректирующие устройства в виде внутренних обратных связей.

Общее свойство всех типов следящих приводов с дроссельным управлением – взаимосвязь ошибки слежения ε_c при установившемся движении со смещением запорно-регулирующего элемента (золотника или крана) относительно распределительно-коллекторного элемента (втулки) x_c в дросселирующем распределителе. Покажем эту взаимосвязь, пользуясь общим уравнением следящего привода при установившемся движении выходного звена:

$$y = k_x x - \varepsilon_c. \quad (1.1)$$

Применительно к следящему приводу с механическим управляющим сигналом x , структурная схема которого показана на рис. 1.3, б, в установившемся режиме движения имеем следующие зависимости:

$$y = k_{с.п} y_d;$$

$$x_0 = k_{о.с.} y_d;$$

$$x_3 = k_{в.м} x - x_0.$$

где $k_{с.п}$, $k_{о.с}$ и $k_{в.м}$ – передаточные коэффициенты силовой передачи, обратной связи и входного механизма.

Совместное решение этих зависимостей в виде

$$x_3 = k_{в.м} x - k_{о.с} y_d;$$

$$y_d = (k_{в.м}/k_{о.с})x - x_3/k_{о.с};$$

$$y = (k_{в.м}k_{с.п}/k_{о.с})x - (k_{с.п}/k_{о.с})x_3$$

и сравнение результирующего уравнения с выражением (1.1) позволяют найти формулы для общего передаточного коэффициента k_x следящего привода и установившейся ошибки ε_c слежения:

$$k_x = k_{в.м}k_{с.п}/k_{о.с}; \quad \varepsilon_c = (k_{с.п}/k_{о.с})x_3. \quad (1.2)$$

Следящий привод с гидравлическим или пневматическим управляющим сигналом и усилителем мощности (см. рис. 1.3, в) в установившемся режиме движения можно описать уравнениями:

$$y = k_{с.п} y_d;$$

$$x_0 = k_{о.с} y_d;$$

$$x_y = k_{в.м} x - x_0;$$

$$x_3 = k_{у.м} x_y,$$

где $k_{у.м}$ – передаточный коэффициент усилителя мощности.

Совместное решение уравнений и сравнение с формулой (1.1) дают искомые выражения:

$$k_x = k_{в.м}k_{с.п}/k_{о.с}; \quad \varepsilon_c = \left[k_{с.п}/(k_{о.с}k_{у.м}) \right] x_3. \quad (1.3)$$

Для электрогидравлического и электропневматического следящих приводов (см. рис. 1.3, з) справедливы уравнения:

$$y = k_{c.п} y_d;$$

$$x_0 = k_{o.c} y_d;$$

$$x_э = (k_{в.э} x - x_0) k_{э.б};$$

$$x_y = k_{э.п} x_э;$$

$$x_з = k_{y.м} x_y,$$

где $k_{в.э}$ и $k_{э.б}$ – передаточные коэффициенты входного суммирующего усилителя и усилителя напряжения электрического блока;

$k_{э.п}$ – передаточный коэффициент электромеханического преобразователя.

Из приведенных уравнений получаем

$$k_x = k_{в.м} k_{c.п} / k_{o.c}; \quad \varepsilon_c = \left[k_{c.п} / (k_{o.c} k_{э.б} k_{э.п} k_{y.м}) \right] x_з. \quad (1.4)$$

Анализ зависимостей (1.2)–(1.4) показывает, каким образом можно обеспечить требуемый передаточный коэффициент k_x следящего привода и допустимую ошибку ε_c в установившемся режиме движения выходного звена.

Общие принципы действия следящих приводов

Общей чертой всех типов следящих приводов является наличие устройства, осуществляющего сравнение входного и выходного сигналов. У одних типов следящих приводов это устройство объединено с входной механической передачей и механической обратной связью, у других – совмещено с дросселирующим распределителем. В зависимости от результата сравнения сигналов посредством дроссели-

рующего распределителя происходит регулирование расходов рабочего тела в исполнительных гидро- или пневмолиниях, соединенных с рабочими полостями объемного двигателя, и, как следствие этого, – изменение скорости выходного звена следящего привода.

Рассмотрение принципа действия следящих приводов целесообразно продолжить на идеальной математической модели, которая не учитывает нелинейных факторов, сжимаемости и утечек рабочего тела и состоит из линеаризованных звеньев.

При постоянной внешней нагрузке и установившемся движении выходного звена основные процессы сравнения сигналов и регулирование потока в следящем приводе можно упрощенно представить уравнениями:

$$\begin{aligned}\varepsilon &= k_b x - k_{o.c} y; \\ Q &= k_\varepsilon \varepsilon; \\ v &= Q/k_v,\end{aligned}\tag{1.5}$$

где ε – результирующий сигнал операции сравнения входного и выходного сигналов;

k_b и $k_{o.c}$ – передаточные коэффициенты входного устройства и обратной связи;

Q – поток (расход) рабочей среды через дросселирующий распределитель;

k_ε – коэффициент пропорциональности регулирующего устройства;

v – скорость движения выходного звена;

k_v – коэффициент пропорциональности, связывающий скорость выходного звена с расходом рабочего тела.

Первое уравнение отражает действие сравнивающего устройства. Управляющий сигнал x сравнивается с выходным перемещением y с учетом передаточных коэффициентов (суммируются с противоположными знаками). В следящем гидроприводе приборного типа, показанного на рис. 1.1, значения $k_b = 1$, $k_{o.c} = 1$, а величина ε отражает смещение золотника 4 от среднего положения относительно втулки 5.

Второе уравнение описывает регулирование потока рабочей среды. Применительно к рассмотренному следящему гидроприводу приборного типа при условии постоянной нагрузки и установившегося движения можно записать уравнение расхода через дросселирующую щель, уравнение сил на выходном звене и зависимости площади дросселирующей щели от смещения золотника в виде

$$Q = \mu A_d \sqrt{(2/\rho)(p_H - p_d)};$$

$$F_c = A_n (p_d - \sigma_d p_H) \eta_{дм};$$

$$A_d = \pi d_3 \psi_n \varepsilon.$$

После решения этих уравнений относительно расхода Q через дросселирующую щель и с учетом выражения для расхода через дросселирующий распределитель (второе уравнение системы (1.5)) получим в данном частном случае развернутое выражение для коэффициента пропорциональности дросселирующего устройства:

$$Q = \mu \pi d_3 \psi_n \varepsilon \sqrt{(2/\rho)(p_H - p_d)};$$

$$p_d = \frac{F_c}{A_n \eta_{дм}} + \sigma_d p_H.$$

Тогда

$$\begin{aligned} Q &= \mu \pi d_3 \psi_n \varepsilon \sqrt{(2/\rho) \left((p_H - \sigma_d p_H) - \frac{F_c}{A_n \eta_{дм}} \right)} = \\ &= \mu \pi d_3 \psi_n \varepsilon \sqrt{(2/\rho) \left((1 - \sigma_d) p_H - \frac{F_c}{A_n \eta_{дм}} \right)} \end{aligned}$$

или

$$K_\varepsilon \varepsilon = \mu \pi d_3 \psi_n \varepsilon \sqrt{(2/\rho) \left((1 - \sigma_d) p_H - \frac{F_c}{A_n \eta_{дм}} \right)},$$

откуда

$$K_{\varepsilon} = \mu \pi d_3 \psi_{\Pi} \sqrt{(2/\rho) \left((1 - \sigma_d) p_H - \frac{F_c}{A_{\Pi} \eta_{\text{дм}}} \right)},$$

где μ – коэффициент расхода;

d_3 – диаметр золотника;

ψ_{Π} – коэффициент использования периметра золотника;

ρ – плотность жидкости;

σ_d – соотношение эффективных площадей рабочих камер двигателя;

p_H – давление в напорной линии;

F_c – внешняя статическая нагрузка;

A_{Π} – площадь поршня объемного двигателя;

$\eta_{\text{дм}}$ – механический КПД двигателя.

Уравнение связи скорости выходного звена с потоком жидкости в рабочую камеру двигателя имеет вид

$$v = \frac{Q \eta_{\text{до}}}{A_{\Pi}}.$$

Следовательно, представленный в системе уравнений (1.5) коэффициент рабочей камеры объемного двигателя в рассматриваемом частном случае будет

$$k_v = \frac{A_{\Pi}}{\eta_{\text{д.о}}},$$

где $\eta_{\text{до}}$ – объемный КПД двигателя.

Для наглядности упрощенную математическую модель (1.5) следящего привода представим в виде структурной схемы (рис. 1.4) в соответствии с правилами, принятыми в теории автоматического регулирования. Приведенная схема отражает главную особенность следящего привода – наличие замкнутого контура регулирования, образуемого посредством отрицательной обратной связи.

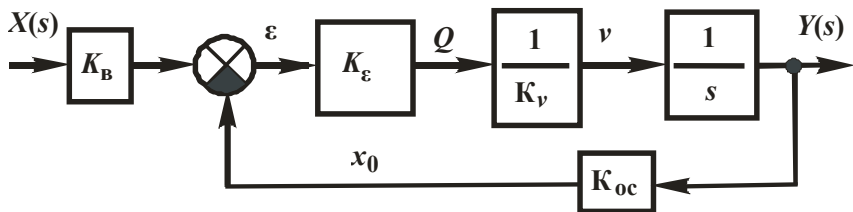


Рис. 1.4. Структурная схема упрощенной математической модели следящего привода

Как следует из системы уравнений (1.5), скорость выходного звена v при принятых допущениях связана с расходом жидкости Q посредством коэффициента пропорциональности k_v :

$$v = Q/k_v;$$

$$\frac{dy}{dt} = v. \quad (1.6)$$

В соответствии со структурной схемой идеальной математической модели следящего привода (см. рис. 1.4) передаточная функция по управляющему воздействию

$$W_x(s) = \frac{y(s)}{x(s)} = \frac{k_x}{T_c s + 1}, \quad (1.7)$$

где s – комплексное число (переменная Лапласа),

k_x – коэффициент передачи следящего привода;

T_c – постоянная времени идеального следящего привода.

$$k_x = \frac{k_B}{k_{o.c}}; \quad (1.8)$$

$$T_c = \frac{k_v}{k_\epsilon k_{o.c}}. \quad (1.9)$$

При установившемся, неподвижном состоянии входного и выходного звеньев следящего привода из уравнения (1.7) имеем

$$\frac{y(s)}{x(s)} = k_x \quad \text{или} \quad y = k_x x.$$

Однако при движении следящего привода $y \neq k_x x$ и имеет место скоростная ошибка слежения

$$\varepsilon_c = k_x x - y, \quad (1.10)$$

которая в соответствии с (1.6), (1.7) и (1.10) пропорциональна скорости выходного звена:

$$k_x x(s) = y(s)(T_c S + 1)$$

или

$$k_x x = T_c \frac{dy}{dt} + y = T_c v + y.$$

Тогда

$$k_x x - y = T_c v$$

и

$$k_x x - y = \varepsilon_c.$$

Следовательно,

$$\varepsilon_c = T_c v. \quad (1.11)$$

Таким образом, идеальная математическая модель следящего привода отражает главный принцип действия, который называют *принципом компенсации ошибки*. Физическое объяснение неизбежности ошибки слежения следящего привода при $v \neq 0$ можно кратко изложить следующим образом. Для достижения требуемой скорости v выходного звена следящего привода с дроссельным регулированием необходимо определенное смещение ε запорно-регулирующего элемента дросселирующего распределителя для установления достаточного (по площади) проходного сечения рабочих

щелей, обеспечивающего нужный расход жидкости Q в исполнительных гидролиниях, которые соединены с рабочими полостями объемного двигателя. Всякое смещение ε связано со скоростной ошибкой ε_c прямопропорциональной зависимостью, полученной из (1.5), (1.8) и (1.10):

$$\varepsilon_c = \frac{\varepsilon}{k_{oc}}.$$

Полученные упрощенные выражения (1.8), (1.9) и (1.11) указывают на возможные пути снижения скоростной ошибки следящего привода за счет увеличения коэффициента k_ε , характеризующего крутизну расходной характеристики ДГР, и путем увеличения передаточных коэффициентов k_{oc} и k_B при неизменном общем коэффициенте передачи k_x .

Общим принципом усиления механического сигнала, передаваемого следящим приводом от входного звена к выходному, является подвод энергии к объемному двигателю от источника питания посредством рабочего тела под давлением. Необходимое превышение силы (момента сил) на выходном звене $P_{вых}(M_{вых})$ по сравнению с силой (моментом сил) на входном звене $P_{вх}(M_{вх})$ достигается путем выбора типоразмера объемного двигателя и величины давления рабочего тела, подаваемого от источника питания. В общем виде

$$P_{вых} = k_d p,$$

где k_d – силовой (моментный) коэффициент объемного двигателя совместно с силовой передачей;

p – приведенный перепад давления рабочего тела в полостях объемного двигателя:

$$p = p_1 - \sigma p_2, \tag{1.12}$$

где p_1 и p_2 – давления рабочего тела в полостях двигателя;

σ – коэффициент асимметрии эффективных площадей объемного двигателя.

Для дифференциальных цилиндров при подключении штоковой полости к напорной гидролинии с давлением p_n необходимо в (1.12) подставлять $p_2 = p_n$. У цилиндров с разными эффективными площадями $A_1 > A_2$ принято $\sigma = A_2/A_1$. Для двухштоковых цилиндров с $A_1 = A_2$, поворотных гидро- или пневмодвигателей и гидро- и пневмомоторов $\sigma = 1$.

Силовой (моментный) коэффициент k_d в общем случае выражается следующей зависимостью:

$$k_d = \frac{F_d}{k_m} \eta_d \eta_m,$$

где F_d и η_d – главный параметр и механический КПД объемного двигателя;

k_m и η_m – передаточный коэффициент и КПД силовой передачи, входящей в замкнутый контур следящего привода.

В соответствии с принятыми зависимостями для гидро- и пневмоцилиндров имеем $F_d = A_n$, для поворотных объемных гидро- и пневмодвигателей и гидро- и пневмомоторов $-F_d = q$, где под величиной q подразумевается удельный (приведенный к одному радиану угла поворота) рабочий объем объемного двигателя. Наибольшее значение $p_{\text{вых}}$ имеет место при заторможенном выходном звене, когда перепад давления p достигает максимального значения. Для моторов, поворотных объемных двигателей и недифференциальных цилиндров

$$p_{\text{max}} = p_n - \sigma p_c,$$

а для дифференциальных цилиндров

$$p_{\text{max}} = p_n (1 - \sigma),$$

где p_n и p_c – давления рабочего тела соответственно в напорной и сливной (выпускной) гидро- и пневмолиниях дросселирующего распределителя.

Максимальная статическая сила (момент сил), развиваемая следящим приводом:

$$(P_{\text{вых}})_{\text{max}} = k_{\text{д}} p_{\text{max}}.$$

У следящих приводов одностороннего действия сила (момент сил) на входном звене $P_{\text{вх}}$ зависит от сил трения во входной передаче и дросселирующем распределителе и от силы возвратной пружины, если таковая предусмотрена. У следящих приводов двухстороннего действия необходимое ощущение внешней нагрузки на управляющем органе создается специальными устройствами.

2. ТИПОВЫЕ СХЕМЫ СЛЕДЯЩИХ ГИДРО- И ПНЕВМОПРИВОДОВ

Одноконтурные следящие гидравлические приводы (СГП) с механическим управлением, дроссельным регулированием скорости и механической обратной связью нашли применение в различных машинах и технологическом оборудовании благодаря конструктивной простоте и отмеченным ранее важным функциональным свойствам. К настоящему времени в некоторых отраслях машинной техники накоплен значительный опыт конструирования и эксплуатации СГП данного класса. Однако потребность в СГП продолжает расти, и область их применения быстро расширяется. С целью использования накопленного в промышленности опыта схемных решений СГП при проектировании новых машин и технологического оборудования в данной главе собраны примеры схем СГП, установленных на транспортных и строительно-дорожных машинах, самолетах, металлорежущих станках и прессах, автоматических манипуляторах и других машинах.

На рис. 2.1 показаны схемы исполнительных частей СГП систем рулевого управления автомобилей, где обозначены: 1 – входное звено; 2 – четырехщелевой дросселирующий гидрораспределитель (ДГР) золотникового типа; 3 – пружина, устанавливающая золотник в нулевое положение; 4 – объемный гидродвигатель (ОГД); 5 и 6 – напорная и сливная гидролинии; 7 и 8 исполнительные гидролинии; 9 – выходное звено; 10 – обратный клапан и 11 – поршень со штоком.

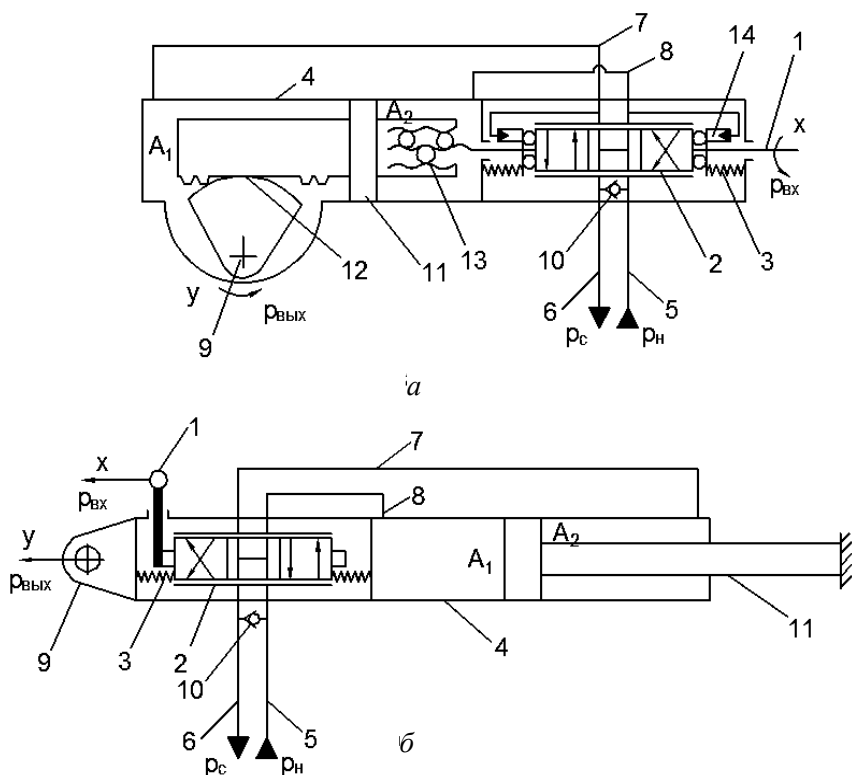


Рис. 2.1. Схемы СГП рулевого управления автомобилей

С входным звеном 1 связано рулевое колесо, на которое воздействует водитель, а выходное звено 9 через рычаги и тяги осуществляет поворот колес автомобиля. Рассматриваемые СГП имеют следующие особенности. Насосная установка работает благодаря регулятору расхода в режиме постоянной подачи жидкости в напорную гидролинию: $Q_n = \text{const}$. ДГР выполнены с открытым центром, что обеспечивает значительно меньшие потери энергии на дросселирование рабочей жидкости по сравнению с другими типами ДГР, но приводит к определенной зоне нечувствительности СГП. Для автомобилей важны снижение потерь энергии и обеспечение нормального теплового режима гидросистемы при малом объеме гидробака, а высокая точность слежения при рулевом управлении не требуется.

В ДГР гидравлических систем рулевого управления автомобилем предусматриваются, как правило, пружины 3, устанавливающие золотник в нулевое (нейтральное) положение, а в ряде конструкций – и специальные устройства, например, реактивные поршни 14 (рис. 2.1, а), для удобства управления обеспечивающие имитационный момент на рулевом колесе, отражающий внешнюю нагрузку. Для обеспечения действия рулевого механизма в аварийных условиях, т. е. при выходе из строя насосной установки или гидролиний 5 и 6, в корпусе ДГР предусмотрен обратный клапан 10, исключаящий загибание жидкости в полостях гидроцилиндра.

У СГП, схема которого показана на рис. 2.1, а, передаточные коэффициенты входной механической передачи и механической обратной связи, общий коэффициент передачи СГП и силовой (моментный) коэффициент ОГД и силовой механической передачи соответственно будут

$$k_{\text{в}} = \frac{s_{\text{в}}}{2\pi};$$

$$k_{\text{ос}} = \frac{D_{\text{д}}}{2};$$

$$k_{\text{х}} = \frac{k_{\text{в}}}{k_{\text{ос}}} = \frac{s_{\text{в}}}{\pi D_{\text{д}}} \quad \text{и} \quad k_{\text{д}} = A_1 \frac{D_{\text{д}}}{2} \eta_{\text{д}} \eta_{\text{м}},$$

где A_1 – большая эффективная площадь поршня 11;

$D_{\text{д}}$ – диаметр делительной окружности зубчатого сектора 12;

$s_{\text{в}}$ – ход винтовой передачи 13;

$\eta_{\text{д}}$ и $\eta_{\text{м}}$ – механические КПД гидроцилиндра и силовой механической передачи.

У СГП, схема которого изображена на рис. 2.1, б, перечисленные выше коэффициенты $k_{\text{в}} = 1$, $k_{\text{ос}} = 1$, $k_{\text{х}} = 1$ и $k_{\text{д}} = A_1 \eta_{\text{д}}$.

На рис. 2.2 показана упрощенная схема исполнительный части СГП системы привода рулевой поверхности самолета.

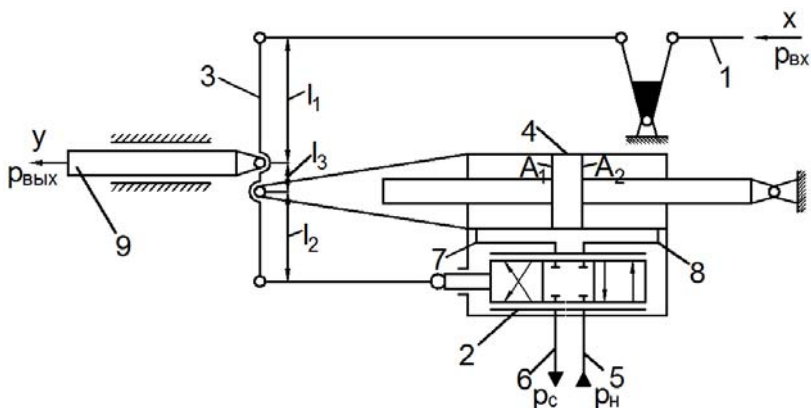


Рис. 2.2. Схема СГП привода рулевой поверхности самолета:
 1 – входное звено; 2 – ДГР; 3 – рычажная передача; 4 – гидроцилиндр;
 5 и 6 – напорная и сливная гидролинии; 7 и 8 – исполнительные гидролинии;
 9 – выходное звено

В данном СГП применен четырехщелевой ДГР золотникового типа. Наряду с цилиндрическими используются и плоские золотники, менее склонные к заклиниванию. ДГР у таких СГП в большинстве случаев выполняются с закрытым центром, что снижает требование к точности изготовления запорно-регулирующего и распределительно-коллекторного элементов и способствует устойчивости СГП при инерционной нагрузке, но приводит к появлению зоны нечувствительности. В данной системе рулевого управления применен механический способ передачи определенной доли внешней силы, возникающей на выходном звене 9, к входному звену 1 и далее к рукоятке управления, что необходимо пилоту при управлении рулевыми поверхностями самолета. Передаточные и силовой коэффициенты СГП данного типа

$$k_{\text{в}} = \frac{l_2}{l_1 + l_3};$$

$$k_{\text{ос}} = \frac{l_1 + l_3}{l_2};$$

$$k_x = \frac{k_v}{k_{oc}} = \frac{l_2^2}{(l_1 + l_3)^2} \quad \text{и} \quad k_d = A_1 \frac{l_1 + l_3}{l_1} \eta_d \eta_m,$$

где l_1 , l_2 и l_3 – размеры рычажной передачи (см. рис. 2.2);

A_1 и η_d – эффективная площадь и механический КПД гидроцилиндра 4;

η_m – коэффициент, учитывающий силы трения в опорах выходного звена 9.

На рис. 2.3 приведены схемы исполнительных частей СГП копировальных станков: a и b – токарных, b – фрезерного.

На схемах обозначены: 1 – входное звено, 2 – ДГР, 3 – возвратная пружина, 4 – ОГД, 5 и 6 – напорная и сливная гидролинии, 7 и 8 – исполнительные гидролинии и 9 – выходное звено.

Входными звеньями в СГП на рис. 2.3, a и b являются контактные призмы 1, а в СГП на рис. 2.3, b – ролик 1, на которые воздействуют контактные поверхности копиров, задающих профиль обрабатываемой детали. Высокие требования к точности слежения на копировальных станках определяют выбор типа и конструкции ДГР. В СГП, схемы которых показаны на рис. 2.3, a и b , применен четырехщелевой ДГР золотникового типа с дросселирующими щелями в центре, т. е. с малым отрицательным перекрытием, что обеспечивает отсутствие зоны нечувствительности.

Одним из способов уменьшения ошибки слежения является увеличение соотношения плеч l_2/l_1 рычагов 10. В некоторых случаях замена гидроцилиндра на гидромотор с силовой механической передачей в виде шестеренной 10 и винтовой 11 передач (см. рис. 2.3, b) способствует повышению точности и устойчивости СГП в целом. В тех случаях копировальных работ, когда не требуется высокая точность слежения, применяется наиболее простой тип СГП (см. рис. 2.3, a), в состав которого входят дифференциальный гидроцилиндр 4, однощелевой ДГР 2 и постоянный дроссель 7.

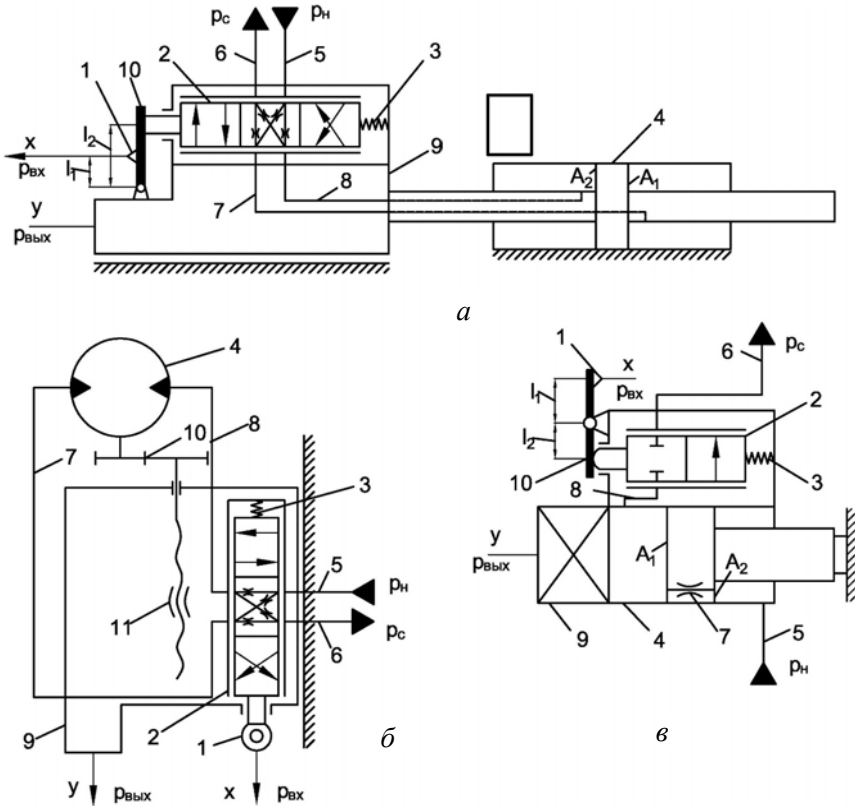


Рис. 2.3. Схемы СПП копировальных станков

Для СПП, схемы которых показаны на рис. 2.3, *а* и *в*, передаточные и силовой коэффициенты

$$k_B = \frac{l_1 + l_2}{l_2};$$

$$k_{OC} = \frac{l_2}{l_1};$$

$$k_x = \frac{k_B}{k_{OC}} = \frac{(l_1 + l_2)l_1}{l_2^2} \quad \text{и} \quad k_D = A_1 \eta_D \eta_M,$$

а у СГП на рис. 2.3, б передаточные и силовой коэффициенты будут

$$k_B = 1, \quad k_{oc} = 1, \quad k_x = 1 \quad \text{и} \quad k_d = q_M \frac{Z_2}{Z_1} \frac{2\pi}{s_B} \eta_d \eta_M,$$

где A_1 и η_d – эффективная площадь и механический КПД гидродвигателя;

η_M – коэффициент, учитывающий силы трения в направляющих выходного звена и силовой механической передаче;

q_M – удельный рабочий объем гидромотора;

Z_1 и Z_2 – число зубьев ведущей и ведомой шестерен 10 ;

s_B – ход винта 11 .

На рис. 2.4 показана схема исполнительный части СГП фрезерного станка с числовым программным управлением, где обозначены: 1 – входное звено (вал), 2 – ДГР, 3 – винтовая передача, 4 – гидромотор, 5 и 6 – напорная и сливная гидролинии, 7 и 8 – исполнительные гидролинии и 9 – выходное звено (вал).

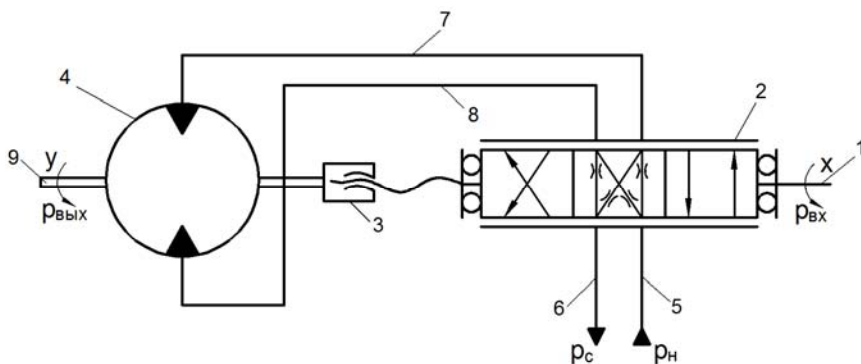


Рис. 2.4. Схема СГП станка с числовым программным управлением

Назначение СГП – усиление крутящего момента, передаваемого от маломощного шагового электродвигателя к механической передаче стола фрезерного станка. Известно также применение таких СГП в системах приводов некоторых типов промышленных роботов.

Конструктивно дросселирующий распределитель и гидромотор выполнены в едином блоке. В соответствии со схемой (см. рис. 2.4) СГП содержит четырехщелевой ДГР золотникового типа с пазами на окнах распределительно-коллекторного элемента (распределительной втулки), которые образуют дросселирующие щели в нейтральном положении запорно-регулирующего элемента (золотника) и обеспечивают переменную крутизну расходной характеристики. Указанные особенности ДГР способствуют повышению статической точности без потери устойчивости СГП. Передаточные и силовые коэффициенты математической модели связаны с конструктивными параметрами СГП следующими зависимостями:

$$k_v = \frac{s_b}{2\pi};$$

$$k_{oc} = \frac{s_b}{2\pi};$$

$$k_x = 1 \quad \text{и} \quad k_d = q_m \eta_d,$$

где s_b – ход винтовой передачи 3;

q_m и η_d – удельный рабочий объем и механический КПД гидромотора 4.

На рис. 2.5 изображена упрощенная схема исполнительской части СГП автоматического манипулятора. На схеме обозначены: 1 – входное звено (вал), 2 – ДГР кранового типа, 3 – шестеренно-реечная передача в цепи механической обратной связи, 4 – гидроцилиндр, 5 и 6 – напорная и сливная гидролинии, 7 и 8 – исполнительские гидролинии, 9 – выходное звено поступательного движения, 10 (1) и 10 (2) – дроссели постоянного проходного сечения. Входной вал 1 соединяется с шаговым электродвигателем, который является цифроаналоговым преобразователем дискретных сигналов в системе управления манипулятором. Выходное звено 9 воздействует на рабочий орган, обеспечивая линейным перемещением одну из степеней свободы автоматического манипулятора.

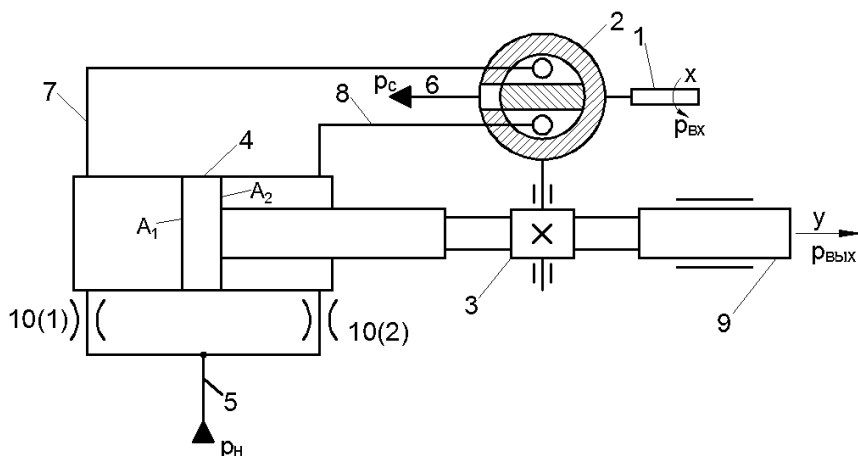


Рис. 2.5. Схема СГП автоматического манипулятора

Использование в СГП двухщелевого ДГР в сочетании с двумя постоянными дросселями приводит к ухудшению точности слежения и энергетических показателей по сравнению с четырехщелевым ДГР, но дает выигрыш в простоте конструкции, технологичности и стоимости ДГР. Коэффициенты математической модели данного СГП

$$k_v = 1;$$

$$k_{oc} = \frac{2}{D_d};$$

$$k_x = \frac{D_d}{2} \quad \text{и} \quad k_d = A_1 \eta_d \eta_m,$$

где D_d – диаметр делительной окружности шестерни 3;

A_1 и η_d – эффективная площадь и механический КПД гидроцилиндра 4;

η_m – коэффициент, учитывающий силы трения в направляющих выходного звена 9.

На рис. 2.6 и 2.7 показаны схемы исполнительных частей СГП, применяемых в механизмах регулирования подачи объемных насосов. Назначение указанных следящих гидроприводов состоит в уси-

лении механического сигнала в цепи ручного или автоматического управления подачей регулируемых насосов. Одинаковыми цифрами на рис. 2.6 и 2.7 обозначены: 1 – входное звено, 2 – ДГР, 4 – объемный гидродвигатель, 5 и 6 – напорная и сливная гидролинии, 7 и 8 – исполнительные гидролинии и 9 – выходное звено. Узлы и детали, обозначенные на схемах цифрами 3 и 10, отражают конструктивные различия входной механической передачи, силовой механической передачи и механической обратной связи.

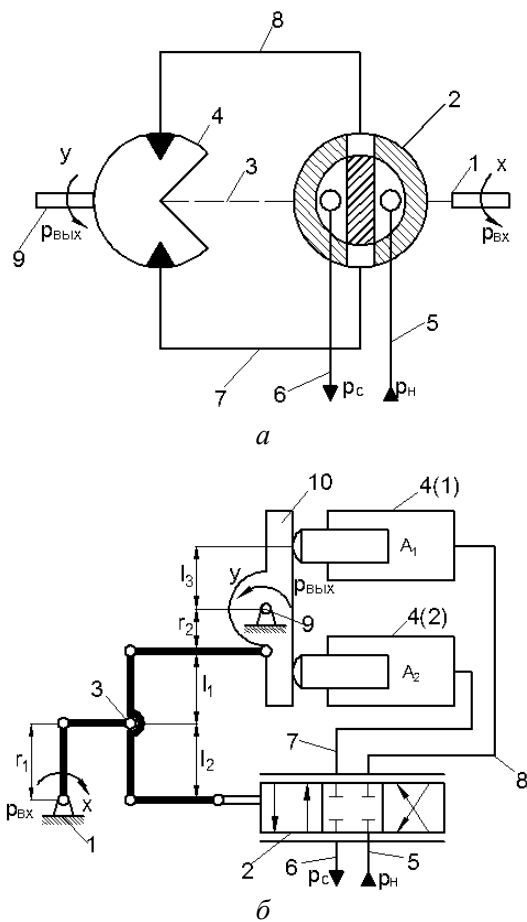


Рис. 2.6. Схемы СГП механизмов регулирования насосов

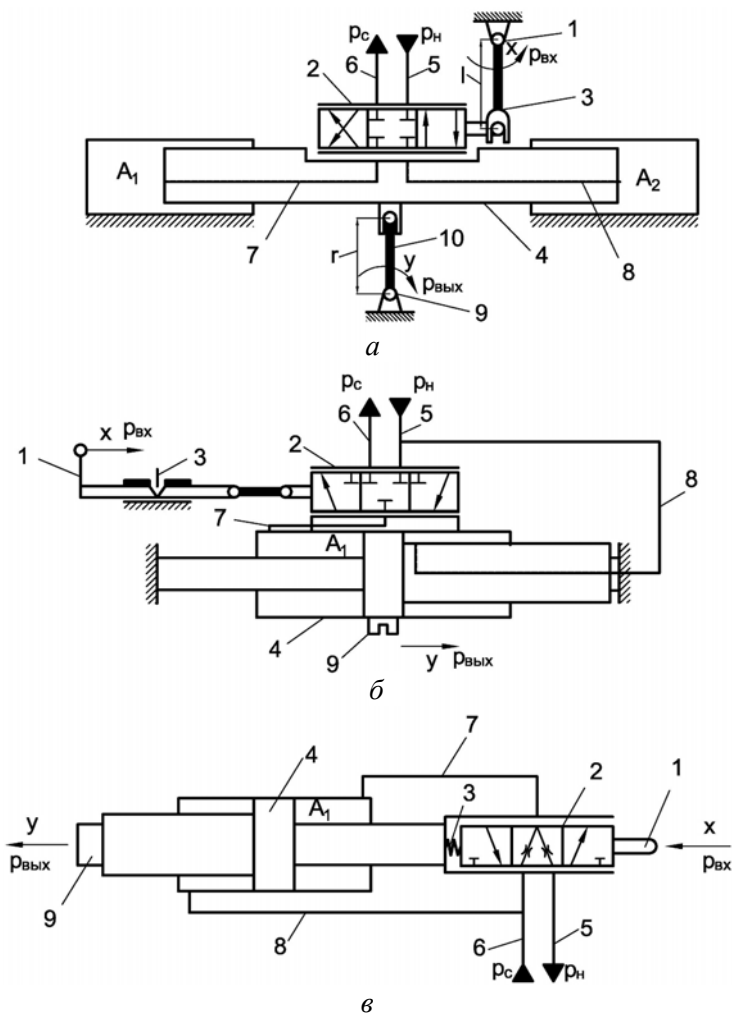


Рис. 2.7. Схемы СГП механизмов регулирования насосов

Разнообразие схем данных СГП связано с разнообразием конструкций объемных насосов и их регулирующих органов. Сравнивая между собой приведенные на рис. 2.6 и 2.7 схемы СГП, необходимо отметить следующее. Наиболее компактной можно назвать исполнительную часть СГП, содержащую поворотный объемный гидродвигатель и встроенный в него крановый ДГР (рис. 2.6, а).

Однако технологическая сложность и повышенные утечки пластинчатых и фигурно-шиберных поворотных объемных гидродвигателей заставляют во многих случаях отдать предпочтение поступательно движущимся гидроцилиндрам в сочетании с рычажными или кулисными передачами (рис. 2.6, б, 2.7, а и б). СГП, содержащие четырехщелевой ДГР и двухполостной гидроцилиндр (рис. 2.6, б и 2.7, а) имеют лучшие технические показатели при прочих равных условиях, чем СГП, построенные с применением двухщелевого ДГР и дифференциального гидроцилиндра (рис. 2.7, б и в), но последние проще в изготовлении и поэтому имеют меньшую себестоимость.

В большинстве случаев четырехщелевые ДГР выполняются для данных СГП с положительными перекрытиями, а двухщелевые ДГР – как с положительными, так и с отрицательными перекрытиями. При отсутствии высоких требований к точности слежения окна в распределительной втулке ДГР выполняются в виде круглых отверстий, что технологично и способствует устойчивости СГП благодаря переменной длине образующих рабочих щелей.

Ниже приведены выражения для передаточных и силового (моментного) коэффициентов математических моделей пяти типов СГП, схемы которых показаны на рисунках.

У СГП на рис. 2.6, а

$$k_B = 1; \quad k_{oc} = 1; \quad k_x = 1; \quad k_d = q_d \eta_d.$$

У СГП на рис. 2.6, б

$$k_B = r_1 \frac{l_1 + l_2}{l_1}; \quad k_{oc} = r_2 \frac{l_2}{l_1};$$

$$k_x = \frac{k_B}{k_{oc}} = \frac{r_1}{r_2} \frac{(l_1 + l_2)l_1}{l_2} \quad \text{и} \quad k_d = A_1 l_3 \eta_d \eta_m.$$

У СГП на рис. 2.7, а

$$k_B = l; \quad k_{oc} = r;$$

$$k_x = \frac{l}{r} \quad \text{и} \quad k_d = A_1 r \eta_d \eta_m.$$

У СГП на рис. 2.7, б и в

$$k_b = 1; \quad k_{oc} = 1; \quad k_x = 1; \quad k_d = A_1 \eta_d.$$

В приведенных выражениях l, l_1, l_2, l_3, r, r_1 и r_2 – базовые расстояния и размеры рычагов, обозначенные на схемах, q_d – удельный рабочий объем поворотного объемного гидродвигателя, A_1 – эффективная площадь гидроцилиндра, η_d и η_m – механический КПД объемного гидродвигателя и силовой механической передачи.

Изображенными на рис. 2.1–2.7 схемами не исчерпываются все известные разновидности одноконтурных СГП с механическим управлением, дроссельным регулированием скорости и механической обратной связью, но их можно считать типовыми и использовать при проектировании СГП применительно к новым машинам и технологическому оборудованию.

Схема следящего пневмопривода с механической обратной связью и дроссельным регулированием приведена на рис. 2.8. На схеме обозначены: 1 – входное звено (рычаг AOB), 2 – дросселирующий пневмораспределитель, 3 – пневмоцилиндр, 4 – рычаг COD в цепи механической обратной связи, 5 и 6 – напорная и выхлопные пневмолинии, 7 и 8 – исполнительные пневмолинии и 9 – выходное звено. Механизм управления пневмоприводом состоит из рычагов AOB и COD .

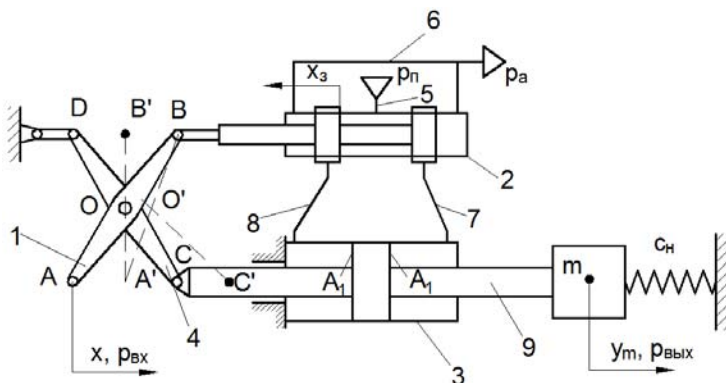


Рис. 2.8. Схема следящего пневмопривода с механической обратной связью

При смещении точки A рычага AOB в направлении, показанном на схеме стрелкой, золотник пневмораспределителя смещается вле-

во, соединяя левую полость пневмоцилиндра с напорной линией, а правую полость пневмоцилиндра – с выхлопной линией. Под действием возникшего в полостях перепада давления поршень пневмоцилиндра перемещается вправо. Если шток поршня пневмоцилиндра перемещается вправо, то точка C рычага COD также перемещается вправо. Поршень пневмоцилиндра будет перемещаться до тех пор, пока точка O не займет положение O' , которому при фиксированном положении A' точки A соответствует нейтральное положение золотника. Таким образом, перемещением точки A рычага AOB осуществляется входное механическое воздействие на данный следящий пневмопривод, а рычагом COD обеспечивается отрицательная механическая обратная связь от выходного звена (штока пневмоцилиндра) к золотнику пневмораспределителя. Коэффициенты передачи механизма управления зависят от отношений плеч рычагов AOB и COD и определяются следующими зависимостями:

$$k_{\text{в}} = \frac{OB}{AO};$$

$$k_{\text{ос}} = \frac{AB \cdot DO}{AO \cdot CD};$$

$$k_x = \frac{k_{\text{в}}}{k_{\text{ос}}} = \frac{OB \cdot AO \cdot CD}{AO \cdot AB \cdot DO} = \frac{OB \cdot CD}{AB \cdot DO}$$

$$\text{и } k_{\text{д}} = A_1 \eta_{\text{д}},$$

где AB, OB, AO, CD, DO – размеры рычагов, обозначенные на схеме;

A_1 – эффективная площадь пневмоцилиндра;

$\eta_{\text{д}}$ – механический КПД объемного пневмодвигателя.

На рис. 2.9 показана схема следящего пневматического тормозного привода автомобиля с силовой обратной связью. На схеме обозначены: 1 – тормозной кран (дресселирующий пневмораспределитель), 2 – силовая механическая передача (тормозная педаль), 3 – рабочая магистраль заднего контура, 4 – ускорительный следящий клапан, 5 – задние тормозные камеры с энергоаккумуляторами, 6 – рабочая магистраль переднего контура, 7 – передние тормозные камеры, 8 – ресиверы переднего и заднего контуров.

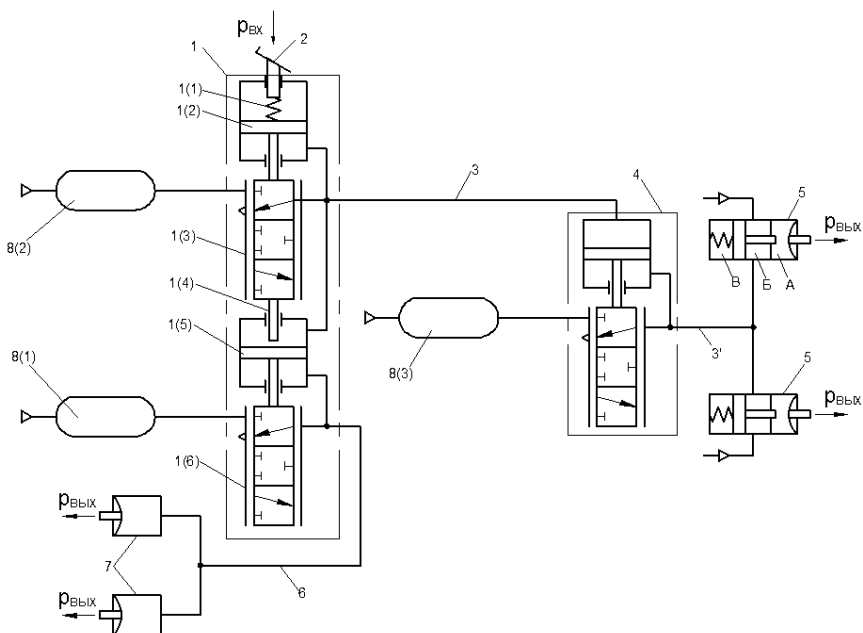


Рис. 2.9. Схема следящего пневматического тормозного привода автомобиля с силовой обратной связью

Тормозной кран (дросселирующий пневмораспределитель) *1* является двухсекционным с последовательным расположением секций. При нажатии на тормозную педаль *2* срабатывает клапан *1* (3) верхней секции и сжатый воздух поступает от ресивера *8* (2) в магистраль *3* и одновременно – в надпоршневую полость нижней секции, воздействуя на поршень *1* (5) и перемещая его вниз. В результате срабатывает клапан *1* (6) нижней секции и сжатый воздух поступает от ресивера *8* (1) в рабочую магистраль *6* переднего контура. Если выйдет из строя задний контур, то давление в магистрали *3* и в полости над поршнем *1* (5) повышаться не будет. В этом случае воздействие от тормозной педали *2* на клапан *1* (6) нижней секции передается механически с помощью штока *1* (4) и, следовательно, обеспечивается нормальная работа исправного переднего контура. Подключение отдельных секций тормозного крана к отдельным контурам (переднему и заднему) возможно любое, т. е. верхняя секция может подключаться к переднему контуру, а нижняя – к заднему.

Сжатый воздух по магистрали 3 поступает к ускорительному следящему клапану 4, последний срабатывает и перепускает воздух от ресивера 8 (3) по сравнительно короткой магистрали 3' в рабочие полости А задних тормозных камер 5. Ускорительный клапан 4 служит для повышения быстродействия заднего контура тормозного привода и устанавливается лишь тогда, когда есть необходимость в повышении быстродействия.

Задние тормозные камеры 5 в отличие от передних тормозных камер 7 имеют энергоаккумуляторы, выполненные в виде подпружиненного дополнительного поршня. Полость Б находится под давлением в транспортном положении. Энергоаккумулятор обеспечивает затормаживание автомобиля на стоянке. В этом случае с помощью ручного крана управления стояночным тормозом системы (на схеме не показан) сжатый воздух выпускается из полости Б, и тогда под действием сильной пружины поршень перемещается вправо и затормаживает задние тормозные механизмы. Силовая обратная связь в приведенной схеме следящего пневматического тормозного привода осуществляется следующим образом. Усилие от тормозной педали 2 через упругий элемент 1 (1) тормозного крана передается на следящий поршень 1 (2). Подвижное седло клапана 1 (3), перемещаясь вместе с поршнем 1 (2), перекрывает выход в атмосферу и сообщает магистраль 3 с ресивером 8 (2). Давление в магистрали 3, а следовательно и в тормозных камерах 5, возрастает до тех пор, пока сила нажатия на упругий элемент 1 (1) не уравновесится усилием, действующим на поршень 1 (2) в результате повышения давления в магистрали 3 и в подпоршневой полости поршня 1 (2). Одновременно с увеличением давления в подпоршневой полости поршня 1 (2) воздух поступает в надпоршневую полость следящего поршня 1 (5) второй секции тормозного крана. Поршень 1 (5), перемещаясь вниз, открывает клапан 1 (6), соединяя ресивер 8 (1) с магистралью 6 и передними тормозными камерами. Одновременно воздух поступает в подпоршневую полость поршня 1 (5), обеспечивая тем самым рост давления в тормозных камерах до тех пор, пока усилия, действующие на поршень 1 (5), не уравновесятся.

Коэффициенты передачи зависят от отношения плеч рычагов тормозной педали (рис. 2.10) и определяются следующими зависимостями:

$$k_b = b/a; \quad k_{oc} = 1, \quad k_x = b/a \quad \text{и} \quad k_d = A_1 \eta_d,$$

где A_1 – эффективная площадь тормозной камеры (тормозного пневмоцилиндра);

η_d – механический КПД тормозной камеры (тормозного пневмоцилиндра).

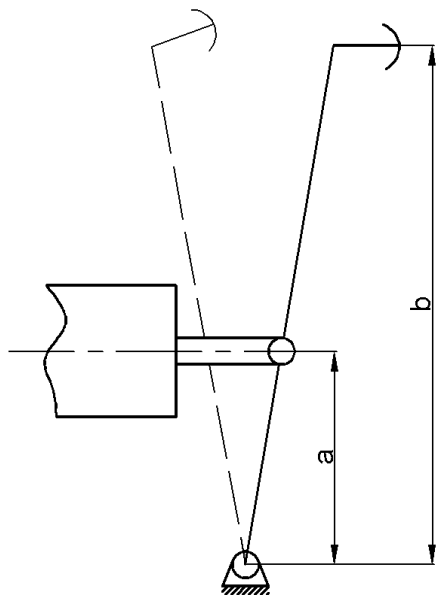


Рис. 2.10. Рычаг тормозной педали

3. ДРОССЕЛЬНОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ СКОРОСТИ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ МЕХАНИЗМОВ

При дроссельном способе регулирования скорости объемного гидропривода применяются регулируемые дроссели турбулентного типа, у которых зависимость между перепадом давления и расходом жидкости квадратичная.

Особенностью следящих приводов является необходимость одновременного регулирования потоков рабочей жидкости на входе и выходе объемного гидродвигателя и сочетание этого процесса с переключением его рабочих полостей с напорной линии на сливную. Эта необходимость связана с обеспечением разнородных режимов работы следящего гидропривода, к которым относятся разгон и торможе-

ние с управляемой интенсивностью, прямое и обратное движение с требуемой скоростью и фиксация выходного звена привода в заданной позиции. Указанные функции в следящем гидроприводе выполняет дросселирующий гидрораспределитель. Наиболее распространенный тип – распределитель с цилиндрическим золотником.

Объемный гидродвигатель вместе с дросселирующим распределителем представляет собой силовую часть следящего гидропривода с дроссельным регулированием и называется гидравлическим исполнительным механизмом (ГИМ). Наиболее распространены две схемы ГИМ, содержащие двухполостный (двухкамерный) гидроцилиндр с четырехщелевым дросселирующим распределителем (рис. 3.1, *а* и *в*) и дифференциальный гидроцилиндр с двухщелевым распределителем (рис. 3.1, *б* и *г*). Давление рабочей жидкости на входе напорной линии – p_n и на выходе сливной – p_v , давление в рабочих полостях цилиндра – p_1 и p_2 . Каждая рабочая полость гидроцилиндра соединена с напорной и сливной линиями через дросселирующие щели в распределителе, которые на рис. 3.1, *в* и *г* условно обозначены регулируемыми дросселями.

Проводимости $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ и α_4 дросселирующих щелей изменяются попарно при осевом смещении x_3 золотника l относительно втулки 2. Например, одновременно увеличиваются проводимости α_1 и α_4 и уменьшаются α_2 и α_3 , и наоборот. Благодаря такой конструкции распределителей дросселирующие щели образуют гидравлический мост (см. рис. 3.1, *в*) или полумост (см. рис. 3.1, *г*). Эти мостовые схемы составляют основу дроссельного регулирования потоков жидкости в гидроавтоматике.

Для расчета и выбора параметров ГИМ следящего гидропривода необходимо знать аналитическую связь между этими параметрами и регулировочной характеристикой $v_d = \Phi(x_3)$. Эта характеристика отражает значения установившихся скоростей выходного звена v_d гидродвигателя в зависимости от смещения x_3 золотника распределителя при фиксированном значении внешней нагрузки. Рассмотрим ГИМ, содержащий двухполостный гидроцилиндр 3 и четырехщелевой гидрораспределитель (см. рис. 3.1, *а* и *в*).

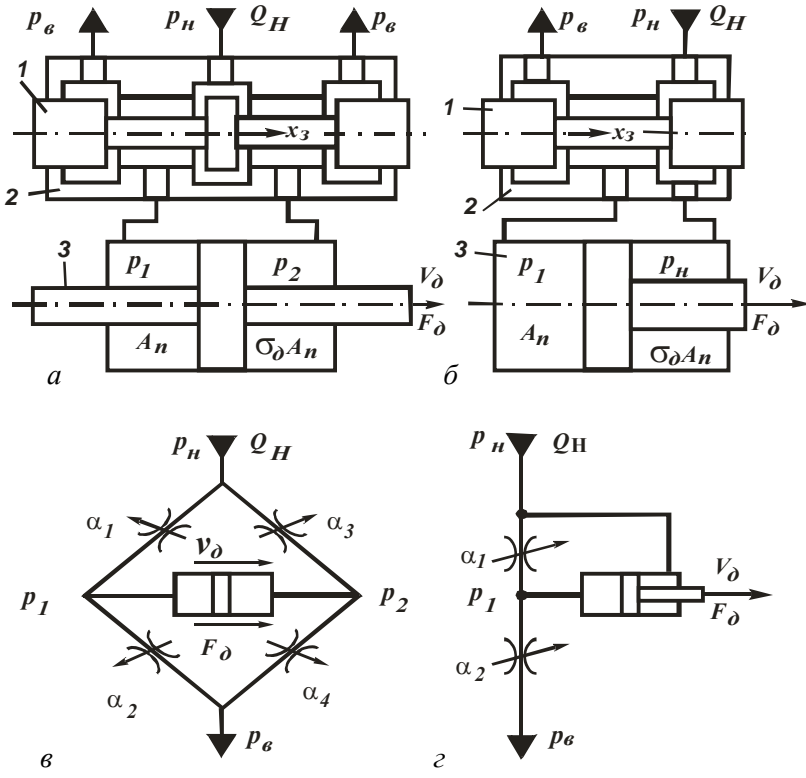


Рис. 3.1. Схемы: а, б – принципиальные соответственно двухполостного гидроцилиндра с четырехщелевым распределителем и дифференциального гидроцилиндра с двухщелевым распределителем; в, з – то же расчетные

При неограниченной (достаточной) подаче насоса Q_H составим уравнения установившихся расходов жидкости в линиях гидравлического моста, пренебрегая утечками, и уравнение движущей силы F_d на выходном звене привода:

$$\left. \begin{aligned}
 A_n v_d &= \alpha_1 \sqrt{p_n - p_1} - \alpha_2 \sqrt{p_1 - p_в}; \\
 \sigma_d A_n v_d &= \alpha_4 \sqrt{p_2 - p_в} - \alpha_3 \sqrt{p_n - p_2}; \\
 F_d &= A_n (p_1 - \sigma_d p_2) \eta_{дм},
 \end{aligned} \right\} \quad (3.1)$$

где $A_{\text{п}}$ – эффективная площадь поршня гидроцилиндра;
 $\sigma_{\text{д}}$ – соотношение эффективных площадей рабочих полостей;
 $\eta_{\text{дм}}$ – механический КПД гидроцилиндра.

При идеальном изготовлении дросселирующего распределителя гидравлический мост (см. рис. 3.1, *в*) будет равноплечим, т. е. $\alpha_1 = \alpha_4$ и $\alpha_2 = \alpha_3$. Достоверные данные о характеристиках проводимостей дросселирующего распределителя $\alpha_1 = \Phi(x_3)$ и $\alpha_2 = \Phi(x_3)$ получают экспериментально. Чтобы выяснить влияние основных параметров распределителя на характеристики проводимостей, используют упрощенные аналитические зависимости, полученные аппроксимацией экспериментальных данных.

К числу основных конструктивных параметров дросселирующего распределителя относятся d_3 золотника, коэффициент $\psi_{\text{п}}$ использования периметра и величина перекрытия поясками золотника l окон в распределительной втулке 2 (см. рис. 3.1, *а*). Существуют четыре варианта указанных перекрытий: положительное, нулевое, малое отрицательное и большое отрицательное.

Схемы перекрытий и графики примерных проводимостей рабочих щелей распределителей показаны на рис. 3.2. Перекрытия рассматривают при среднем (нейтральном) положении золотника относительно распределительной втулки $x_3 (x_3 = 0)$. При этом поясок золотника находится в среднем положении относительно окна втулки (см. рис. 3.2). Положительное перекрытие (рис. 3.2, *а*) обозначено $h_{\text{п}}$. При таком перекрытии в среднем положении золотника остаются зазоры между цилиндрическими поверхностями золотника и втулки. Проводимости этих зазоров незначительны. Под отрицательным перекрытием понимается наличие осевых щелей в среднем положении пояска относительно окна (рис. 3.2, *в* и *г*). Отрицательное перекрытие (осевой размер щели) обозначено h_0 . Нулевое перекрытие в большинстве случаев рассматривают как условное перекрытие, при котором ширина пояска совпадает с шириной окна (рис. 3.2, *б*).

Примерные проводимости рабочих щелей распределителя в функции смещения золотника $\alpha_1 = \Phi(x_3)$ и $\alpha_2 = \Phi(x_3)$, показанные на рис. 3.2, *а–г*, – важные свойства дросселирующих распределителей.

На графиках можно выделить рабочие зоны, в пределах которых допустима линейная аппроксимация характеристик проводимостей $\alpha_1 = \Phi(x_3)$ и $\alpha_2 = \Phi(x_3)$.

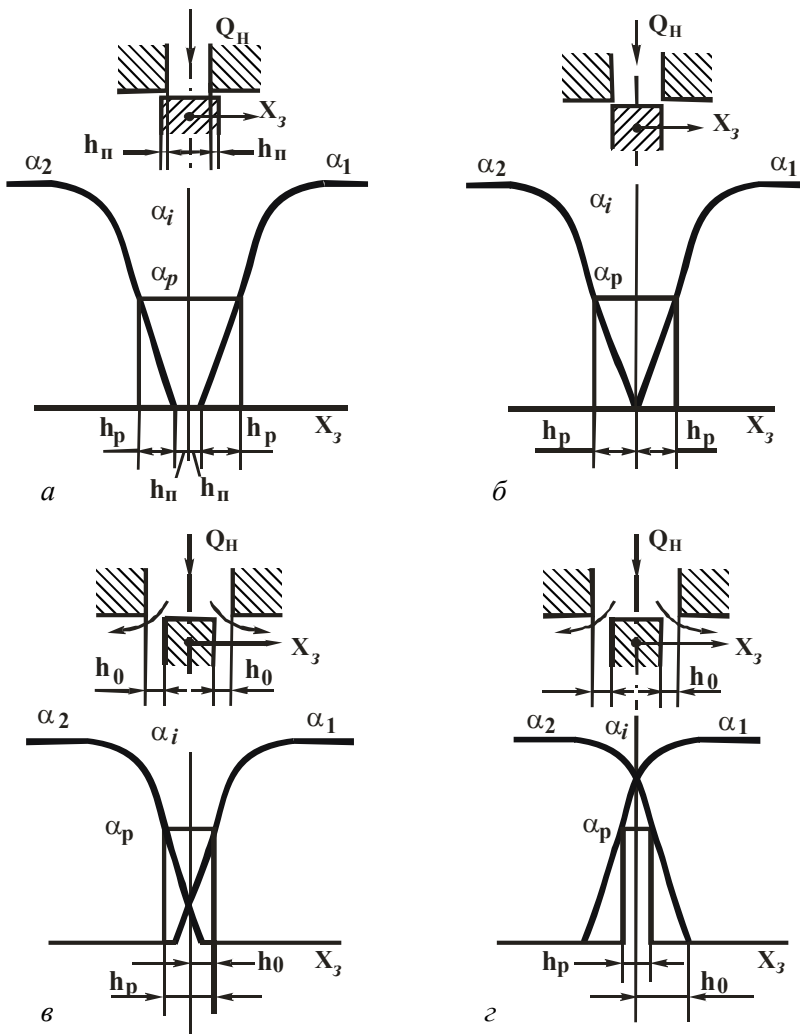


Рис. 3.2. Схемы и примерные проводимости рабочих щелей дросселирующих распределителей с перекрытием:
а – положительным; *б* – нулевым; *в*, *г* – отрицательным

По оси ординат эти зоны ограничены рабочим значением проводимости α_p , по оси абсцисс – шириной рабочей зоны h_p . Анализ характеристик проводимостей показывает, что ширина рабочей зоны h_p имеет взаимную связь с перекрытиями h_{II} и h_0 . Под малым отрицательным перекрытием понимают вариант, когда $h_0 = 0,5h_p$ (см. рис. 3.2, в), а к большому отрицательному перекрытию относят вариант при $h_0 > h_p$ (см. рис. 3.2, з).

Используя принятые допущения и соотношения рассматриваемых величин, составим упрощенное математическое описание характеристик проводимостей рабочих щелей дросселирующих распределителей в рабочей зоне. Принимаем $\alpha_{\min} = 0$ и вводим коэффициент крутизны характеристики проводимости $k_\alpha = \alpha_p / h_p$.

Для дросселирующего распределителя с положительным перекрытием (см. рис. 3.2, а)

$$\alpha_1 = \begin{cases} 0 & \text{при } x_3 \leq h_{II}; \\ k_\alpha (x_3 - h_{II}) & \text{при } h_{II} < x_3 \leq h_{II} + h_p; \end{cases} \quad (3.2)$$

$$\alpha_2 = \begin{cases} \alpha_p - k_\alpha (x_3 + h_{II} + h_p) & \text{при } -(h_{II} + h_p) \leq x_3 \leq -h_{II}; \\ 0 & \text{при } x_3 > -h_{II}. \end{cases}$$

Для нулевого перекрытия (см. рис. 3.2, б)

$$\alpha_1 = \begin{cases} 0 & \text{при } x_3 \leq 0; \\ k_\alpha x_3 & \text{при } 0 < x_3 \leq h_p; \end{cases} \quad (3.3)$$

$$\alpha_2 = \begin{cases} \alpha_p - k_\alpha (x_3 + h_p) & \text{при } -h_p \leq x_3 < 0; \\ 0 & \text{при } x_3 \geq 0. \end{cases}$$

При малом отрицательном перекрытии (см. рис. 3.2, в)

$$\alpha_1 = \begin{cases} 0 & \text{при } x_3 \leq -0,5h_p; \\ k_\alpha (x_3 + 0,5h_p) & \text{при } -0,5h_p < x_3 \leq 0,5h_p. \end{cases} \quad (3.4)$$

$$\alpha_2 = \begin{cases} \alpha_p - k_\alpha (x_3 + 0,5h_p) & \text{при } -0,5h_p \leq x_3 < 0,5h_p; \\ 0 & \text{при } x_3 > 0,5h_p. \end{cases}$$

При большом отрицательном перекрытии (см. рис. 3.2, з)

$$\alpha_1 = \begin{cases} 0 & \text{при } x_3 \leq -h_0; \\ k_\alpha (x_3 + h_0) & \text{при } -h_0 < x_3 \leq -(h_0 - h_p). \end{cases} \quad (3.5)$$

$$\alpha_2 = \begin{cases} \alpha_p - k_\alpha (x_3 - h_0 + h_p) & \text{при } (h_0 - h_p) \leq x_3 < h_0; \\ 0 & \text{при } x_3 \geq h_0. \end{cases}$$

Математические модели (3.1)–(3.5) позволяют оценить влияние указанных перекрытий на регулировочную характеристику исполнительного механизма следящего гидропривода $v_d = \Phi(x_3)$. По сравнению с другими распределителями у дросселирующего распределителя с положительным перекрытием регулировочная характеристика более пологая.

Смещение золотника x_3 при регулировании скорости v_d объемного двигателя связано с ошибкой Δu слежения. Следовательно, при прочих равных условиях минимальная ошибка слежения будет у следящего привода с малым отрицательным перекрытием ($h_0 = 0,5h_p$) в дросселирующем распределителе. Распределитель с положительным перекрытием отличается наименьшими перетечками жидкости из напорной линии в сливную. Дросселирующий распределитель с большим отрицательным перекрытием ($h_0 > h_p$) применяют, когда тре-

буется свободный проток жидкости из напорной линии в сливную в среднем положении золотника.

4. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ СЛЕДЯЩИХ ГИДРОПРИВОДОВ С ДРОССЕЛЬНЫМ УПРАВЛЕНИЕМ (РЕГУЛИРОВАНИЕМ)

При энергетическом расчете гидравлических следящих приводов с дроссельным управлением определяют основные параметры объемного гидродвигателя, дросселирующего распределителя и источника рабочей среды, находящейся под давлением.

4.1. Режимы работы следящих гидравлических приводов и определение нагрузок

Заданные законы движения объекта управления (нагрузки) могут быть воспроизведены следящим гидроприводом с дроссельным управлением лишь в том случае, если обеспечены достаточные энергетические возможности исполнительного гидродвигателя, дросселирующего распределителя, системы питания. Поэтому энергетический расчет объекта управления при его движении по заданным законам является первоочередной задачей проектирования системы.

Закон движения объекта управления (режим работы его) определяется законом изменения управляющего воздействия, который может иметь как детерминированный, так и случайный характер. Характер изменения управляющего воздействия определяется областью применения следящей системы. Наиболее распространенными основными (типовыми) законами движения объектов управления являются:

движение в режиме согласования;

движение по гармоническому закону;

движение с постоянной скоростью или постоянным ускорением.

Движение объекта управления в режиме согласования (рис. 4.1, а) включает в себя период разгона t_p с ускорением a_p , период движения t_y с постоянной скоростью v и период торможения t_T с замедлением a_T . За период согласования перемещение

$$y = 0,5v(t_p + t_T) + vt_y.$$

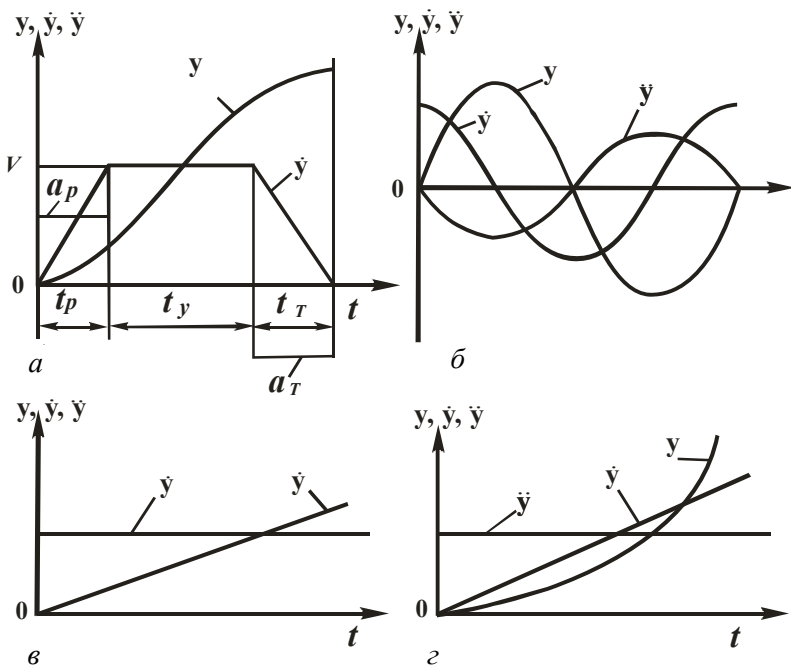


Рис. 4.1. Графики изменения перемещения y , скорости \dot{y} и ускорения \ddot{y} выходного звена привода при различных законах движения объекта управления:
а – режим согласования; *б* – синусоидальный режим;
в – режим с постоянной скоростью; *г* – режим с постоянным ускорением

Графики изменения перемещения y , скорости

$$\dot{y} = dy/dt = v$$

и ускорения

$$\ddot{y} = d^2y/dt^2$$

представлены на рис. 4.1, *а*.

При обеспечении оптимального по быстродействию закона движения объект управления разгоняется до максимально возможной скорости и затем тормозится. В этом случае отсутствует движение объекта управления с постоянной скоростью.

Движение по гармоническому закону (см. рис. 4.1, б) описывается уравнением

$$y = y_p \sin \omega_p t,$$

где y_p – амплитуда изменения положения объекта управления;

ω_p – рабочая частота изменения положения объекта управления.

Движение объекта управления с постоянной скоростью имеет наиболее простой закон (рис. 4.1, в). Такое движение характерно для следящих систем широкого круга технологического оборудования.

Движение с постоянным ускорением (рис. 4.1, г) наиболее характерно для периодов разгона и торможения объекта управления.

При взаимодействии с объектом управления выходное звено привода нагружается силами и моментами сил, возникающих из инерции перемещаемого устройства объекта, а также вызванными приложенными к нему силами и моментами сил со стороны окружающей среды и других устройств. В зависимости от причин, вызывающих нагрузку, ее называют позиционной нагрузкой, инерционной нагрузкой или силами трения. Позиционную нагрузку создают силы и моменты сил, значения которых варьируются при изменении положения перемещаемого приводом устройства. Трение подразделяют на сухое, гидродинамическое и смешанное.

Для расчета инерционной нагрузки предварительно вычисляют приведенные к выходному звену значения $m_{\text{п}}$ или момента инерции $I_{\text{п}}$ перемещаемого устройства так, чтобы соблюдался баланс кинетических энергий перемещаемых и приведенных масс. Другие виды нагрузки находят из условия равенства работ сил или моментов сил, приложенных к выходному звену и перемещаемому приводом устройству.

Нагрузки на выходное звено привода можно описать функциями, которые связывают скорость перемещения выходного звена v с суммарным значением сил, равным F . Такие функции описывают состояние нагрузки на выходном звене при происходящих в приводе динамических процессах. По этим функциям v при известном законе движения выходного звена могут быть построены диаграммы нагрузки.

Зависимость скорости перемещения выходного звена привода от нагрузки F , приведенной к выходному звену, называется диаграммой нагрузки, т. е.

$$v = f_1(F).$$

Зависимость скорости $v_{\text{п}}$ перемещения поршня гидроцилиндра, обусловленной расходом жидкости на выходе гидрораспределителя при максимальном открытии его дросселирующих щелей, от движущего усилия $F_{\text{д}}$, развиваемого за счет перепада давления на поршне, называется внешней нагрузочной характеристикой гидропривода, т. е.

$$v_{\text{п}} = f_2(F_{\text{д}}).$$

Основным условием, обеспечивающим требуемый закон движения нагрузки, является условие совместимости диаграммы нагрузки и внешней нагрузочной характеристики гидропривода. Это условие заключается в том, чтобы диаграмма нагрузки всеми точками располагалась внутри внешней нагрузочной характеристики. Внешняя нагрузочная характеристика гидропривода дроссельного управления (рис. 4.2) описывается уравнением параболы вида

$$v_{\text{п}} = (\mu b x_{\text{зм}} / A_{\text{п}}) \sqrt{(p_{\text{н}} - F_{\text{д}} / A_{\text{п}}) / \rho},$$

где μ – коэффициент расхода дросселя;

$x_{\text{зм}}$ – максимальное перемещение золотника относительно втулки;

b – длина рабочего дросселирующего окна;

$p_{\text{н}}$ – давление питания;

$A_{\text{п}}$ – площадь поршня;

ρ – плотность жидкости.

Изменяя параметры $A_{\text{п}}$ и $v_{\text{п}}$, можно подобрать такую параболу внешней нагрузочной характеристики, которая будет охватывать заданную диаграмму нагрузки.

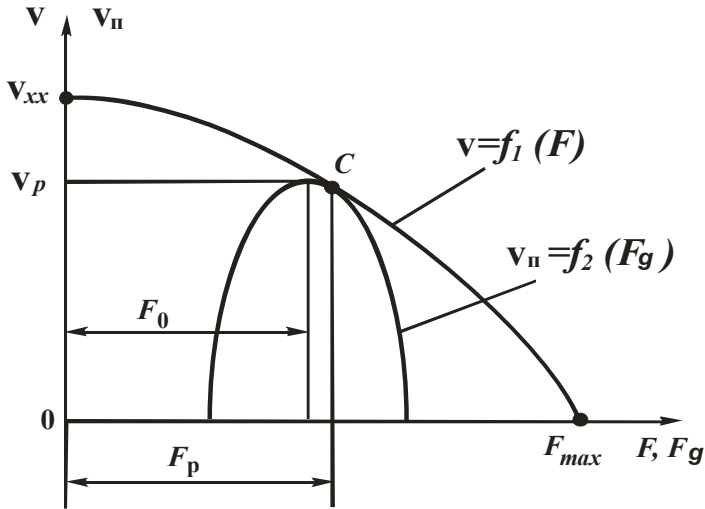


Рис. 4.2. График эллипса нагрузки и внешней нагрузочной характеристики гидропривода

Исходными данными для построения диаграммы нагрузки служит уравнение движения выходного звена, которое записывается в общем виде:

$$m_{\text{п}} \frac{d^2 y}{dt^2} + k_{\text{тр}} \frac{dy}{dt} + C_{\text{п}} y + F_0 = F, \quad (4.1)$$

где y – поступательное перемещение выходного звена привода;

$k_{\text{тр}}$ – коэффициент вязкого трения;

$C_{\text{п}}$ – коэффициент позиционной нагрузки;

F_0 – постоянная нагрузка.

При гармонических колебаниях выходного звена

$$y = A_y \sin \omega t, \quad (4.2)$$

где A_y – амплитуда колебаний выходного звена;

ω – угловая частота колебаний.

Дважды продифференцировав по времени выражение (4.2), получаем

$$v = dy/dt = A_y \omega \cos \omega t; \quad (4.3)$$

$$d^2 y/dt^2 = -A_y \omega^2 \sin \omega t. \quad (4.4)$$

Из выражения (4.3) находим

$$\cos \omega t = v / (A_y \omega). \quad (4.5)$$

В уравнении (4.1) для упрощения полагаем $k_{тр} = 0$ и с учетом выражений (4.2) и (4.5) после преобразований получаем

$$\frac{F - F_0}{A_y (C_n - m_n \omega^2)} = \sin \omega t. \quad (4.6)$$

Просуммировав взятые в квадрат соотношения (4.5) и (4.6), получим

$$\frac{(F - F_0)^2}{A_y^2 (C_n - m_n \omega^2)^2} + \frac{v^2}{(A_y \omega)^2} = 1. \quad (4.7)$$

Если в уравнении (4.7) заменить F на M , v – на Ω (угловая скорость выходного звена с угловым перемещением), m_n – на I_n , A_y – на A_α , y – на α (угловое перемещение выходного звена), то будем иметь уравнение диаграммы нагрузки на выходное звено с угловым перемещением.

Диаграмма нагрузки, построенная по уравнению (4.7), представляет собой эллипс, часть которого показана на рис. 4.2.

Диаграмма нагрузки дает представление о мощности нагружения и позволяет рассчитать конструктивные параметры следящего гидравлического привода с учетом его энергетических возможностей.

Расчет и выбор размеров гидродвигателя осуществляются в соответствии с теми требованиями, которыми определяются нагрузки, действующие на выходное звено гидропривода при заданном режиме его работы. В результате обобщения этих требований выделяют четыре расчетных случая.

Первый расчетный случай основан на том, что заданы максимальное усилие F_{max} (или момент сил M) полного торможения выходного звена гидропривода и максимальная скорость движения (поступательного или вращательного) выходного звена при отсутствии нагрузки, которая еще называется скоростью холостого хода гидродвигателя. На внешней нагрузочной характеристике гидропривода с дроссельным регулированием указанные усилия и скорости соответствуют точкам A и B (рис. 4.3, a).

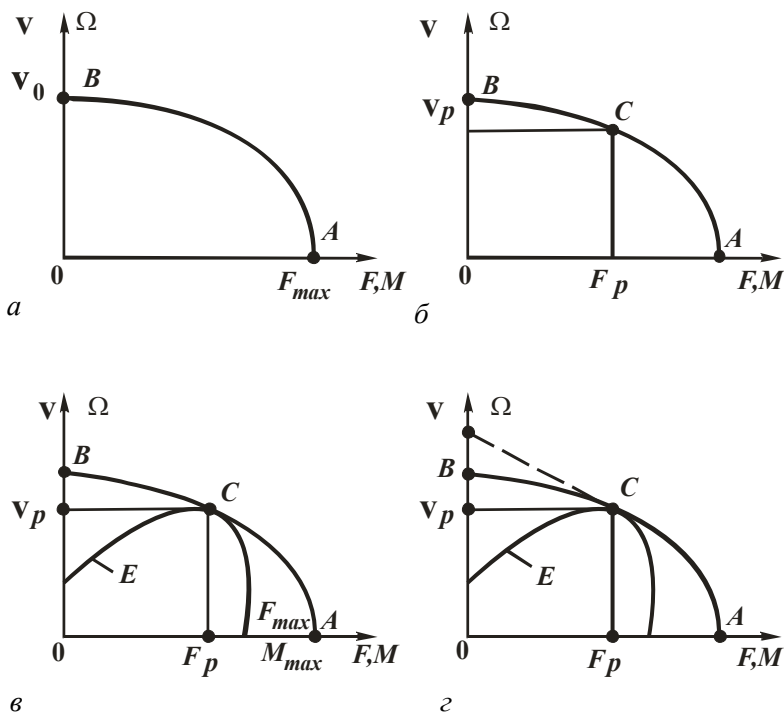


Рис. 4.3. Расчетные случаи выбора параметров исполнительного гидродвигателя

При втором расчетном случае задаются или принимаются значения нагрузки F_p (или момент силы M_p), преодолеваемой выходным звеном привода гидропривода при движении с заданной скоростью v_p . Для этого случая расчетной точкой является точка C на внешней нагрузочной характеристике гидропривода (рис. 4.3, б).

При третьем расчетном случае известна зависимость нагрузки, действующей на выходное звено гидропривода, от скорости его движения и задан закон изменения этой скорости по времени. По этим зависимостям в тех же координатах, в которых изображена внешняя нагрузочная характеристика следящего гидропривода, строится диаграмма нагрузки (кривая E на рис. 4.3, в), координаты точки C в которой, диаграмма нагрузки и внешняя нагрузочная характеристика гидропривода касаются, определяют требуемые параметры гидродвигателя (F_p, v_p).

Если кроме диаграммы нагрузки заданы максимальное усилие полного торможения и максимальная скорость холостого хода гидродвигателя, то имеем четвертый расчетный случай. Особенность этого случая по сравнению с тремя предыдущими состоит в том, что внешняя нагрузочная характеристика гидропривода должна проходить через три точки A, B, C (рис. 4.3, г). Такое условие, в общем, не соответствует виду внешней нагрузочной характеристики гидропривода, которая при постоянном давлении питания и максимальном открытии гидрораспределителя представляет собой параболу. Требуемый вид внешней нагрузочной характеристики гидропривода обеспечивается, например, тем, что автоматически изменяется открытие распределителя. Это достигается введением в гидропривод дополнительной обратной связи или регулятора скорости движения выходного звена гидропривода. При дополнительном регулировании гидропривода открытие гидрораспределителя уменьшается от точки A к точке B внешней нагрузочной характеристики гидропривода, несмотря на то, что управляющее воздействие на гидропривод не изменяется. Также внешнюю нагрузочную характеристику можно регулировать изменением давления питания.

Исходными данными для энергетического расчета следящего гидропривода с дроссельным управлением являются:

статическая сила F_M или момент сил M_M , приложенные к рабочему органу объекта управления (машине, механизму) со стороны внешней среды (внешняя нагрузка);

масса m_M или момент инерции I_M объекта управления;

скорость v_M и ускорение a_M объекта управления;

максимальная скорость $v_{d \max}$ выходного звена объемного гидродвигателя.

Силовые и кинематические параметры F_M , m_M , v_M и a_M , заданные для рабочего механизма, приводятся к выходному звену объемного гидродвигателя по упрощенным формулам с учетом, что силовая механическая передача является жесткой и характеризуется передаточным числом $i_{сп}$:

$$\left. \begin{aligned} F_c &= \frac{F_M}{i_{сп} \eta_{сп}}; & m_B &= \frac{m_M}{i_{сп}^2}; \\ v_p &= v_M i_{сп}; & a_p &= a_M i_{сп}, \end{aligned} \right\}$$

где $\eta_{сп}$ – механический КПД силовой передачи.

Силовую механическую передачу применяют, когда необходимо уменьшить скорость и повысить статическую силу на рабочем механизме или преобразовать вращательное движение в поступательное и наоборот.

Значение $i_{сп}$ определяется как отношение максимальных скоростей $v_{d \max}$ выходного звена гидродвигателя и $v_{M \max}$ рабочего механизма:

$$i_{сп} = v_{d \max} / v_{M \max}.$$

Полученное значение $i_{сп}$ корректируется в соответствии с рекомендациями ГОСТ или отраслевой нормали.

Когда в качестве основного режима работы следящего гидропривода с дроссельным управлением задается гармоническое движение выходного звена с амплитудой y_p и круговой частотой ω_p ,

расчетные значения скорости v_p и ускорения a_p принимают равными амплитудным:

$$v_p = y_p \omega_p \quad \text{и} \quad a_p = y_p \omega_p^2.$$

4.2. Расчет параметров гидродвигателя

При энергетическом расчете следящего гидропривода с дроссельным управлением выбирают номинальное давление $p_{\text{НОМ}}$ рабочей жидкости в соответствии с возможностями гидрооборудования, выпускаемого той отраслью машиностроения, для которой проектируется привод, и в соответствии с рекомендациями ГОСТ 12445–80 на ряд номинальных давлений. Наиболее применяемые диапазоны номинальных давлений:

в пневмооборудовании технологических машин $p_{\text{НОМ}} = 0,63\text{--}1,0$ МПа;

механизмах регулирования объемных насосов $p_{\text{НОМ}} = 2,5\text{--}4$ МПа;

гидросистемах рулевого управления мобильных машин $p_{\text{НОМ}} = 6,3\text{--}10$ МПа;

гидрооборудовании металлорежущих станков $p_{\text{НОМ}} = 6,3\text{--}10$ МПа;

гидросистемах промышленных роботов $p_{\text{НОМ}} = 10\text{--}16$ МПа;

авиационных рулевых гидросистемах $p_{\text{НОМ}} = 20\text{--}50$ МПа.

Уравнение одномерного поступательного движения поршня гидроцилиндра (выходное звено) записывается в виде

$$m_b a_p = F_d - F_c, \quad (4.8)$$

где F_d – движущая сила объемного двигателя.

Для гидроцилиндра имеем

$$F_d = \begin{cases} A_n (p_1 - \sigma_d p_2) \eta_{\text{дм}} & \text{при } n_k = 2; \\ A_n (p_1 - \sigma_d p_n) \eta_{\text{дм}} & \text{при } n_k = 1, \end{cases} \quad (4.9)$$

где $A_{\text{п}}$ – площадь поршня гидроцилиндра;

p_1 и p_2 – давление рабочей жидкости в рабочих полостях гидроцилиндра;

$p_{\text{н}}$ – давление жидкости на входе напорной линии;

$\sigma_{\text{д}}$ – соотношение эффективных площадей в рабочих полостях гидроцилиндра (коэффициент асимметрии);

$\eta_{\text{дм}}$ – механический КПД гидроцилиндра.

Для двухштоковых гидроцилиндров $\sigma_{\text{д}} = 1$; у двухкамерных одноштоковых гидроцилиндров $\sigma_{\text{д}} = 0,7-0,9$; у дифференциальных гидроцилиндров $\sigma_{\text{д}} = 0,5$.

Совместно решая (4.8) и (4.9), получаем

$$A_{\text{п}} = \begin{cases} \frac{m_{\text{в}} a_{\text{р}} + F_{\text{с}}}{(p_1 - \sigma_{\text{д}} p_2) \eta_{\text{дм}}} & \text{при } n_{\text{к}} = 2; \\ \frac{m_{\text{в}} a_{\text{р}} + F_{\text{с}}}{(p_1 - \sigma_{\text{д}} p_{\text{н}}) \eta_{\text{дм}}} & \text{при } n_{\text{к}} = 1. \end{cases} \quad (4.10)$$

В формулу (4.10) для определения рабочей площади поршня $A_{\text{п}}$ подставляется приближенное значение механического КПД гидроцилиндров с эластичным уплотнением $\eta_{\text{дм}} = 0,85-0,95$.

Давления жидкости p_1 и p_2 в полостях гидроцилиндра зависят от давлений $p_{\text{н}}$ и $p_{\text{в}}$ в напорной и сливной линиях и от гидравлических потерь давления в дросселирующем гидрораспределителе.

Абсолютное давление жидкости в напорной линии привода связано с номинальным давлением зависимостью

$$p_{\text{н}} = p_{\text{ном}} + p_{\text{ат}},$$

где $p_{\text{ат}}$ – атмосферное давление: $p_{\text{ат}} = 0,1$ МПа.

Давление $p_{\text{в}}$ на выходе дросселирующего распределителя зависит от сопротивления аппаратов в сливной линии. При наличии подпорного клапана с настройкой $p_{\text{к}} = 0,2-0,5$ МПа давление $p_{\text{в}} = p_{\text{к}}$.

Гидравлические потери давления в дросселирующем распределителе при установившемся движении выходного звена гидродвигателя оцениваются посредством гидравлического КПД $\eta_{гр}$ распределителя, который определяется по выражению

$$\eta_{гр} = \begin{cases} (p_1 - \sigma_d p_2) / (p_H - \sigma_d p_B) & \text{при } n_k = 2; \\ (p_1 - \sigma_d p_H) / (p_H - \sigma_d p_H) & \text{при } n_k = 1. \end{cases} \quad (4.11)$$

Решая совместно (4.10) и (4.11), получим

$$A_{п} = \begin{cases} (m_B a_p + F_c) / ((p_H - \sigma_d p_B) \eta_{дм} \eta_{гр}) & \text{при } n_k = 2; \\ (m_B a_p + F_c) / ((p_H - \sigma_d p_H) \eta_{дм} \eta_{гр}) & \text{при } n_k = 1. \end{cases} \quad (4.12)$$

Введем предельное (минимальное) значение площади поршня гидроцилиндра:

$$A_{п.пр} = \begin{cases} (m_B a_p + F_c) / ((p_H - \sigma_d p_B) \eta_{дм}) & \text{при } n_k = 2; \\ (m_B a_p + F_c) / ((p_H - \sigma_d p_H) \eta_{дм}) & \text{при } n_k = 1. \end{cases}$$

Тогда из (4.12) получим

$$A_{п} = A_{п пр} / \eta_{гр}. \quad (4.13)$$

Для определения значения $A_{п пр}$ известны все величины. Значение гидравлического КПД $\eta_{гр}$ дросселирующего гидрораспределителя вначале необходимо выбрать, а затем обеспечить конструктивно.

Оптимальное значение $\eta_{гр} = 2/3$. Тогда из (4.13) получаем

$$A_{п} = 1,5 A_{п пр}.$$

По величинам $A_{п}$, $p_{ном}$ и $v_{д max}$ выбирают типоразмер гидроцилиндра. При отсутствии подходящего серийно выпускаемого гид-

роцилиндра составляют техническое задание на разработку гидроцилиндра нового типоразмера.

По величине $A_{\text{п}}$ определяют диаметр поршня гидроцилиндра $D_{\text{п}}$ и диаметр штока:

$$D_{\text{п}} = \sqrt{\frac{4A_{\text{п}}}{\pi}};$$

$$d_{\text{ш}} = (0,5-0,7)D_{\text{п}}.$$

Величины $D_{\text{п}}$ и $d_{\text{ш}}$ округляют до ближайших стандартных значений, а затем уточняют величины $A_{\text{п}}$ и $\sigma_{\text{д}}$.

Максимальный расход жидкости в гидроцилиндре следящего привода определяется по выражению

$$Q_{\text{дmax}} = \begin{cases} A_{\text{п}} v_{\text{дmax}} / (\eta_{\text{до}} \eta_{\text{ао}}) & \text{при } n_{\text{к}} = 2; \\ A_{\text{п}} (1 - \sigma_{\text{д}}) v_{\text{дmax}} / (\eta_{\text{до}} \eta_{\text{ао}}) & \text{при } n_{\text{к}} = 1, \end{cases}$$

где $\eta_{\text{до}}$ – объемный КПД гидроцилиндра: $\eta_{\text{до}} = 0,98-1,0$;

$\eta_{\text{ао}}$ – объемный КПД гидроаппаратов: $\eta_{\text{ао}} = 0,92-0,98$.

По величине $Q_{\text{дmax}}$ выбирается тип насосной установки и рассчитываются ее основные параметры.

4.3. Расчет дросселирующих гидрораспределителей

Получим зависимость эффективной площади A_3 проходного сечения рабочих щелей распределителя от гидравлического КПД $\eta_{\text{гп}}$ при основном режиме работы следящего гидравлического привода. Основным режимом работы характеризуется скоростью выходного звена $v_{\text{п}}$, ускорением $a_{\text{п}}$ и внешней статической нагрузкой $F_{\text{с}}$. Рабочие щели дросселирующего распределителя принимаем соответствующими границе рабочей зоны характеристик проводимостей (см. рис. 3.2): $\alpha_1 = \alpha_{\text{п}}$ и $\alpha_2 = 0$.

Проводимость рабочей щели гидрораспределителя связана с эффективной площадью ее проходного сечения зависимостью

$$a_p = A_3 \sqrt{2/\rho}.$$

Уравнения объемных расходов в плечах гидравлического моста (см. рис. 3.1, в) при $\alpha_1 = \alpha_p$ и $\alpha_2 = 0$ с учетом зависимости (4.13) и без учета утечек и сжимаемости рабочей жидкости имеют вид

$$\begin{aligned} (A_{п.пр}/\eta_{гр})v_p &= A_3 \sqrt{(2/\rho)(p_n - p_1)}; \\ (\sigma_d A_{п.пр}/\eta_{гр})v_p &= A_3 \sqrt{(2/\rho)(p_2 - p_b)}. \end{aligned} \quad (4.14)$$

Решив уравнения (4.14) относительно давлений p_1 и p_2 и подставив полученные выражения в формулу (4.11), после алгебраических преобразований получим искомую зависимость $A_3 = \Phi(\eta_{гр})$:

$$A_3 = A_{3\text{ пр}} / (\eta_{гр} \sqrt{1 - \eta_{гр}}),$$

где $A_{3\text{ пр}}$ – предельное (минимальное) значение эффективной площади проходного сечения рабочих щелей распределителя:

$$A_{3\text{ пр}} = \begin{cases} A_{п\text{ пр}} v_p \sqrt{\rho(1 + \sigma_d^3) / (2(p_n - \sigma_d p_b))} & \text{при } n_k = 2; \\ A_{п\text{ пр}} v_p \sqrt{\rho(1 + \sigma_d^3) / (2(p_n - \sigma_d p_n))} & \text{при } n_k = 1. \end{cases}$$

Выразим эффективную площадь проходного сечения дросселирующей щели в относительной форме $\bar{A}_3 = A_3 / A_{3\text{ пр}}$:

$$\bar{A}_3 = 1 / (\eta_{гр} \sqrt{1 - \eta_{гр}}).$$

Зависимость $\overline{A_3} = \Phi(\eta_{гр})$ имеет явно выраженный минимум. Эффективная площадь проходного сечения дросселирующего распределителя связана с геометрической площадью A проходного сечения

$$A_3 = \mu A$$

и, следовательно, со смещением золотника x_3 относительно среднего (нейтрального) положения и ошибкой слежения Δu привода. Таким образом, с уменьшением величины A_3 при прочих равных условиях снижается ошибка Δu слежения в установившемся режиме работы следящего гидропривода.

При одинаковом смещении x_3 и, соответственно, одинаковой допустимой ошибке слежения с уменьшением значений A_3 и a_p снижается крутизна характеристики проводимости $\alpha_i = \Phi(x_3)$ рабочей щели (см. рис. 3.2). При снижении крутизны характеристики проводимости уменьшается добротность привода и в результате увеличивается запас устойчивости. Указанные обстоятельства принимают во внимание при выборе оптимального значения $\eta_{гр}$, при котором A_3 в основном режиме работы следящего гидропривода наименьшая.

Для определения экстремума функции

$$\overline{A_3} = \Phi(\eta_{гр})$$

возьмем производную по $\eta_{гр}$ и приравняем полученное выражение нулю. После преобразований получаем оптимальное значение гидравлического КПД распределителя следящего гидропривода при $p_n = \text{const}$: $\eta_{гр} = 2/3$.

Тогда эффективная площадь A_3 проходного сечения рабочих щелей распределителя в основном режиме работы привода

$$A_3 = 2,6 A_{3,пр.}$$

В следящих гидроприводах преимущественно применяются цилиндрические запорно-регулирующие элементы: золотники и краны.

Цилиндрическая форма пары «золотник–втулка» наиболее технологична и позволяет выполнять сопряженные поверхности с высокой точностью и минимальным зазором. Кроме того, цилиндрическая форма золотника дает возможность посредством кольцевых канавок уравновесить гидростатические силы, возникающие от давления жидкости. Недостатком цилиндрических дросселирующих гидрораспределителей является возможность заклинивания пары «золотник–втулка» при попадании твердых частиц в зазор между ними. Заклинивание устраняют соответствующей фильтрацией рабочей жидкости.

Дросселирующие распределители с плоским запорно-регулирующим элементом являются более сложными по конструкции, имеют значительные габаритные размеры и требуют больших усилий для перемещения подвижных элементов.

К основным параметрам дросселирующего гидрораспределителя относят диаметр d_3 золотника, радиальный зазор δ_0 между сопрягаемыми поверхностями и величину отрицательного h_0 или положительного $h_{\text{п}}$ перекрытия. Рабочий ход $x_{\text{р}}$ золотника в каждую сторону от среднего положения связан с перекрытием зависимостью

$$x_{\text{р}} = \begin{cases} h_{\text{р}} + h_{\text{п}} & \text{при положительном перекрытии;} \\ h_{\text{р}} & \text{при нулевом перекрытии;} \\ h_{\text{р}} - h_0 & \text{при малом отрицательном перекрытии.} \end{cases}$$

Максимальный ход $x_{3 \text{ max}}$ золотника обычно значительно больше величины $x_{\text{р}}$. Величины перекрытий h_0 и $h_{\text{п}}$ принимаются равными между собой и составляют 0,05–0,10 мм.

Расчет основных параметров дросселирующих распределителей следящих гидроприводов с механическим управлением начинают с выбора перекрытия h_0 или $h_{\text{п}}$ и определения рабочего смещения $x_{\text{р}}$ золотника относительно втулки. Исходными величинами при этом являются допустимая ошибка Δu слежения при основном режиме работы следящего привода и принятые передаточные коэффициенты силовой механической передачи $k_{\text{сп}}$ и цепи обратной

связи k_{oc} . Рабочее смещение золотника относительно втулки вычисляется по выражению

$$h_p = (k_{oc}/k_{cn}) \Delta y.$$

Используя оптимальное значение эффективной площади A_3 проходного сечения рабочей площади распределителя при основном режиме работы следящего привода, диаметр золотника d_3 определяют по выражению

$$d_3 = \begin{cases} A_3 / (\mu \pi \psi_{\Pi} (x_p + h_0)) & \text{при отрицательном перекрытии;} \\ A_3 / (\mu \pi \psi_{\Pi} (x_p - h_0)) & \text{при положительном перекрытии,} \end{cases}$$

где ψ_{Π} – коэффициент использования периметра золотника.

У распределительной втулки с кольцевыми внутренними расточками $\psi_{\Pi} = 1$. У втулки с окнами прямоугольной и ступенчатой формы $\psi_{\Pi} = 0,48$.

При расчете величины d_3 коэффициент расхода μ для гидрораспределителей принимают равным 0,6–0,8. Полученное значение d_3 округляют по ГОСТ до нормального диаметра. Диаметр шейки золотника определяется по соотношению

$$d_{ш} = (2/5 - 2/3) d_3.$$

5. УРАВНЕНИЯ ДВИЖЕНИЯ СЛЕДЯЩЕГО ГИДРОПРИВОДА С ДРОССЕЛЬНЫМ УПРАВЛЕНИЕМ

Динамический расчет следящего гидропривода проводится с целью оценки устойчивости и качества переходного процесса. Гидравлические приводы представляют собой нелинейные системы управления, переходные процессы в которых описываются системой линейных и нелинейных уравнений. Нелинейность уравнений обусловлена нелинейностью внешней нагрузки, нелинейностью расходно-перепад-

ной характеристики гидрораспределителя, нелинейными потерями давления в магистралях, силами трения, зазорами.

Для составления математической модели следящего привода реальный привод заменяется динамической схемой. Сложность динамической схемы и, следовательно, математической модели будет зависеть от принятых при ее разработке допущений. Реальная рабочая жидкость с распределенными параметрами заменяется приближенной моделью с сосредоточенными параметрами. Сжимаемость жидкости рассматривается в полости гидродвигателя, а масса жидкости в трубопроводах приводится к выходному звену привода.

Принципиальная и динамическая схемы следящего гидропривода с дроссельным управлением приведены на рис. 5.1, *а* и *б*. Динамическая схема имеет две гидравлические цепи: цепь напорной и цепь сливной магистрали.

На динамической схеме обозначены:

Y_1 – Y_6 – узлы гидроцепей;

m_1 и m_2 – приведенные массы жидкости в гидроцепях;

$A_{\text{п}}$ – площадь поршня двухштокового гидроцилиндра;

x_1 и x_2 – координаты перемещения жидкости в магистралях;

y – перемещение поршня гидроцилиндра;

$\psi(p_3)$ – коэффициент податливости рабочей жидкости;

R_1 и R_2 – эквивалентное гидравлическое сопротивление трубопроводов, имеющих площади проходного сечения A_{T1} и A_{T2} , длину l_{T1} и l_{T2} ;

$F_{\text{н}}$ – нагрузка;

p_{max} – давление жидкости перед распределителем (давление настройки предохранительного клапана);

p_i – давление рабочей жидкости в узлах;

$h(t)$ – перемещение золотника;

x_3 – закон изменения величины щели дросселирующего гидрораспределителя (смещение золотника относительно втулки);

$x(t)$ – входной сигнал в привод (перемещение, давление).

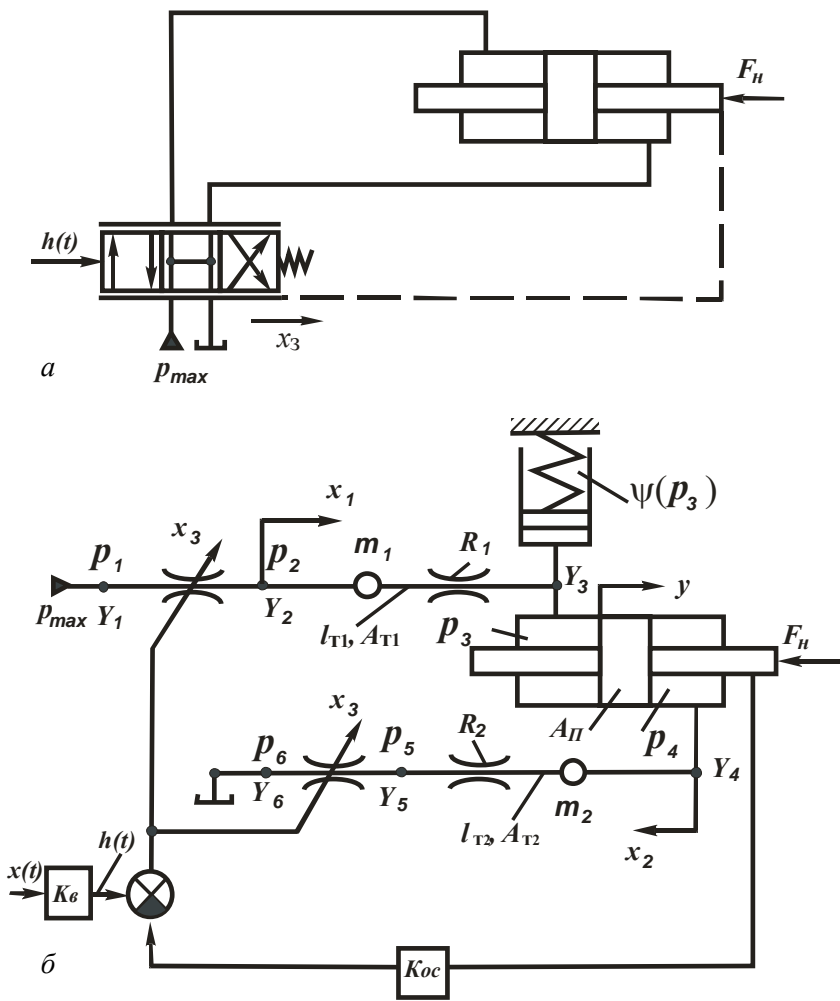


Рис. 5.1. Принципиальная (а) и динамическая (б) схемы следящего привода с дроссельным управлением

При рассмотрении динамических процессов и составлении математической модели привода приняты следующие допущения: свойства жидкости, её плотность, вязкость, количество нерастворенного в ней воздуха не изменяются во время переходного процесса, жидкость является однородной и её кавитация и утечки исключаются,

нестационарность потока жидкости не оказывает влияния на величину потерь давления.

Дифференциальное уравнение движения поршня гидроцилиндра записывается в виде

$$m_{\text{п}} \frac{d^2 y}{dt^2} + k_{\text{тр}} \frac{dy}{dt} + F_{\text{н}} + F_{\text{тр}} \operatorname{sgn} \frac{dy}{dt} = A_{\text{п}} (p_3 - p_4), \quad (5.1)$$

где $m_{\text{п}}$ – масса подвижных частей, приведенная к поршню;

$k_{\text{тр}}$ – коэффициент вязкого трения поршня о стенки цилиндра;

$F_{\text{тр}}$ – сила сухого трения.

В большинстве случаев силы трения пренебрежимо малы по сравнению с другими действующими силами, и поэтому уравнение (5.1) можно записать в виде

$$m_{\text{п}} \frac{d^2 y}{dt^2} + F_{\text{н}} = A_{\text{п}} (p_3 - p_4). \quad (5.2)$$

В расчетах принимаются различные характеристики объекта управления $F_{\text{н}}$ в зависимости от мобильной и технологической машины. В дальнейшем будем использовать характеристику вида

$$F_{\text{н}} = C_{\text{п}} y + C_0, \quad (5.3)$$

где $C_{\text{п}}$ – жесткость эквивалентной пружины (позиционной нагрузки);

C_0 – постоянная нагрузка.

Уравнение баланса давлений для участка гидравлической цепи записывается в виде

$$p_j + p_l + p_{\text{м}} + p_{\text{вых}} = p_{\text{вх}},$$

где p_j – инерционные потери давления;

p_l – потери по длине магистрали;

p_m – местные потери давления.

$p_{вх}$ и $p_{вых}$ – давление жидкости на входе и выходе участка гидроцепи.

Указанные потери давления определяются по выражениям

$$\left. \begin{aligned} p_j &= \rho l_T (dv/dt); & p_m &= 0,5\zeta\rho v^2 \operatorname{sgn} v; \\ p_l &= 27,5(\rho v l_T / A_T) v + 0,443(k_\varepsilon \rho l_T / \sqrt{A_T}) v^2 \operatorname{sgn} v, \end{aligned} \right\} \quad (5.4)$$

где ρ – плотность рабочей жидкости;

l_T – длина трубопровода;

v – средняя скорость по сечению потока жидкости;

ν – кинематическая вязкость жидкости;

A_T – площадь проходного сечения трубопровода;

k_ε – коэффициент, зависящий от относительной шероховатости трубопровода;

ζ – коэффициент местного сопротивления;

$\operatorname{sgn} v$ – функция знака.

Запишем уравнение баланса давлений для участка гидравлической цепи между узлами Y_2 и Y_3 напорной магистрали, используя выражения (5.4) и $v_1 = dx_1/dt$. Получим дифференциальное уравнение движения жидкости в напорной магистрали

$$a_{11} \frac{d^2 x_1}{dt^2} + a_{21} \left(\frac{dx_1}{dt} \right) + a_{31} \left(\frac{dx_1}{dt} \right)^2 \operatorname{sgn} \frac{dx_1}{dt} + p_2 = p_1, \quad (5.5)$$

где

$$a_{11} = \rho l_{T1};$$

$$a_{21} = 27,5\rho v l_{T1} / A_{T1};$$

$$a_{31} = 0,5\zeta\rho + 0,443k_\varepsilon \rho l_{T1} / \sqrt{A_{T1}}.$$

Аналогичным образом получим дифференциальное уравнение движения жидкости на участке между узлами Y_4 и Y_5 в сливной магистрали:

$$a_{21} \frac{d^2 x_2}{dt^2} + a_{22} \left(\frac{dx_2}{dt} \right) + a_{32} \left(\frac{dx_2}{dt} \right)^2 \operatorname{sgn} \frac{dx_2}{dt} + p_5 = p_4,$$

где

$$a_{21} = \rho l_{T2};$$

$$a_{22} = 27,5 \rho v l_{T2} / A_{T2};$$

$$a_{32} = 0,5 \zeta \rho + 0,443 k_{\varepsilon} \rho l_{T2} / \sqrt{A_{T2}}.$$

Уравнение баланса мгновенных объемных расходов в каждом i -м узле Y_i записывается в виде

$$Q_{i1} - Q_{i2} - Q_{ид} = 0,$$

где i – номер узла;

Q_{i1} и Q_{i2} – расход жидкости соответственно на входе и выходе из i -го узла;

$Q_{ид}$ – расход, затрачиваемый на деформацию сосредоточенного в узле объема жидкости V_i и определяемый по выражению

$$Q_{ид} = V_i \psi(p_i) (dp_i / dt).$$

Коэффициент податливости рабочей жидкости $\psi(p_i)$ определяется по выражению

$$\psi(p_i) = 1 / (E_{a0} + a_p p_i),$$

где E_{a0} – базовый адиабатический модуль объемной упругости рабочей жидкости;

a_p – коэффициент, учитывающий влияние давления на модуль объемной упругости жидкости.

Для определения давлений p_2 и p_5 запишем уравнения расходов для узлов Y_2 и Y_5 :

$$Q_{21} = Q_{22}; \quad Q_{51} = Q_{52}.$$

Эти объемные расходы определяются по выражениям

$$Q_{21} = \mu \psi_{\text{п}} d_3 x_3 \sqrt{2(p_{\text{max}} - p_2)/\rho}; \quad Q_{22} = A_{\text{T1}} (dx_1/dt);$$

$$Q_{51} = A_{\text{T2}} (dx_2/dt); \quad Q_{52} = \mu \psi_{\text{п}} d_3 x_3 \sqrt{2p_5/\rho},$$

где μ – коэффициент расхода гидрораспределителя;

d_3 – диаметр золотника дросселирующего распределителя.

Смещение золотника x_3 относительно втулки (величина щели дросселирующего распределителя) представляет собой разность между перемещением золотника

$$h(t) = k_{\text{в}} x(t)$$

и перемещением корпуса (втулки) распределителя, обусловленного действием отрицательной обратной связи штока поршня с втулкой распределителя, т. е.

$$x_3 = k_{\text{в}} x - k_{\text{ос}} y,$$

где $k_{\text{в}}$ – передаточный коэффициент входной механической передачи;

$k_{\text{ос}}$ – передаточный коэффициент отрицательной обратной связи.

Из уравнений расходов для узлов Y_2 и Y_5 получим

$$A_{\tau 1} (dx_1/dt) = \mu\pi\psi_{\Pi} d_3 x_3 \sqrt{2(p_{\max} - p_2)/\rho};$$

$$A_{\tau 2} (dx_2/dt) = \mu\pi\psi_{\Pi} d_3 x_3 \sqrt{2p_5/\rho}.$$

Решая эти уравнения относительно давлений p_2 и p_5 , имеем

$$p_2 = p_{\max} - (a_{14}/x_3^2)(dx_1/dt)^2; \quad (5.6)$$

$$p_5 = (a_{24}/x_3^2)(dx_2/dt)^2,$$

где

$$a_{41} = \rho A_{\tau 1}^2 / \left(2(\mu\pi\psi_{\Pi} d_3)^2 \right);$$

$$a_{42} = \rho A_{\tau 2}^2 / \left(2(\mu\pi\psi_{\Pi} d_3)^2 \right).$$

Чтобы установить связь между переменными x_2 и y , воспользуемся уравнением расходов для узла Y_4 :

$$Q_{41} = Q_{42},$$

где

$$Q_{41} = A_{\tau 2} (dx_2/dt);$$

$$Q_{42} = A_{\Pi} (dy/dt),$$

откуда можно получить соотношения

$$dx_2/dt = B_2 (dy/dt);$$

$$d^2 x_2/dt^2 = B_2 (d^2 y/dt^2),$$

где $B_2 = A_{\Pi}/A_{\tau 2}$.

С учетом последних соотношений выражение для давления p_5 принимает вид

$$p_5 = \left(a_{42} / x_3^2 \right) B_2^2 \left(dy/dt \right)^2$$

и уравнение движения жидкости на участке $Y_4 - Y_5$ записывается в виде

$$a_{21} B_2 \left(d^2 y / dt^2 \right) + a_{22} B_2 \left(dy/dt \right) + \left(a_{23} + a_{42} / x_3^2 \right) B_2^2 \left(dy/dt \right) = p_4. \quad (5.7)$$

Решаем уравнение (5.7) совместно с уравнением движения поршня гидроцилиндра (5.2) с учетом выражения (5.3). После преобразования уравнение движения поршня записывается в виде

$$\begin{aligned} d^2 y / dt^2 + B_{21} \left(dy/dt \right) + \left(B_{22} + B_{32} / x_3^2 \right) \left(dy/dt \right)^2 \operatorname{sgn} \left(dy/dt \right) + \\ + B_{42} y = B_{52} p_3 - B_{62}, \end{aligned} \quad (5.8)$$

где

$$\begin{aligned} B_{21} &= a_{22} A_{\Pi} B_2 / B_0; & B_{22} &= a_{32} B_2^2 A_{\Pi} / B_0; \\ B_{32} &= a_{24} A_{\Pi} B_2^2 / B_0; & B_{42} &= C_{\Pi} / B_0; & B_{52} &= A_{\Pi} / B_0; \\ B_{62} &= C_0 / B_0; & B_0 &= m_{\Pi} + a_{21} A_{\Pi} B_2. \end{aligned}$$

Установим связь между переменными y и x_1 , используя уравнение баланса объемных расходов для узла Y_3 :

$$Q_{31} - Q_{32} - Q_{3д} = 0,$$

где Q_{31} – расход жидкости на входе в узел Y_3 ;

Q_{32} – расход жидкости на выходе узла Y_3 (в исполнительном гидроцилиндре);

$Q_{3д}$ – расход, затрачиваемый на объемную деформацию жидкости, сосредоточенной в узле Y_3 .

Указанные составляющие баланса расходов определяются по выражениям

$$Q_{31} = Q_{22} = A_{т1} (dx_1/dt);$$

$$Q_{32} = A_{п} (dy/dt);$$

$$Q_{3д} = V_3 \Psi(p_3) (dp_3/dt).$$

Объем жидкости V_3 , сосредоточенный в узле Y_3 , равен сумме объема жидкости, заполняющей трубопровод, и переменного объема жидкости в гидроцилиндре:

$$V_3 = A_{т1} l_{т1} + A_{п} (y_{\min} + y),$$

где y_{\min} – расстояние между крышкой цилиндра и поршнем в начальном положении.

$$\Psi(p_3) = 1 / (E_{a0} + a_p p_3).$$

Тогда уравнение баланса объемных расходов для узла Y_3 принимает вид

$$A_{т1} (dx_1/dt) - A_{п} (dy/dt) - (A_{п} l_{т1} + A_{п} (y_{\min} + y)) \times \\ \times (E_{a0} + a_p p_3) (dp_3/dt) = 0.$$

Решая это уравнение относительно dp_3/dt , получим

$$dp_3/dt = (B_{11} (dx_1/dt) - (dy/dt) (B_{12} + B_{13} p_3)) / (B_{14} + y), \quad (5.9)$$

где $B_{11} = A_{т1}/A_{п}$; $B_{12} = E_{a0}$; $B_{13} = a_p$; $B_{14} = B_{11} l_{т1} + y_{\min}$.

Далее преобразуем уравнение движения жидкости в трубопроводе на участке Y_2-Y_3 (5.5), подставив в него выражение (5.6) для давления p_2 , и выразим старшую производную:

$$\begin{aligned} d^2x_1/dt^2 = & B_{15}(p_{\max} - p_3) - B_{16}(dx_1/dt) - \\ & - (B_{17} + B_{18}/x_3^2)(dx_1/dt)\operatorname{sgn}(dx_1/dt), \end{aligned} \quad (5.10)$$

где $B_{15} = 1/a_{11}$; $B_{16} = a_{21}/a_{11}$; $B_{17} = a_{31}/a_{11}$; $B_{18} = a_{41}/a_{11}$.

Таким образом, динамика гидравлического следящего привода с дроссельным управлением описывается системой нелинейных дифференциальных уравнений (5.8), (5.9), (5.10). Такая математическая модель позволяет провести на ЭВМ расчеты и исследования разнообразных динамических процессов, возникающих при управлении гидроприводом, и получить достоверные количественные результаты анализа переходных процессов.

6. ЛИНЕЙНАЯ МОДЕЛЬ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО СЛЕДЯЩЕГО ПРИВОДА С ДРОССЕЛЬНЫМ УПРАВЛЕНИЕМ

Сложность и трудоемкость анализа нелинейной математической модели следящего гидравлического привода с дроссельным управлением позволяет применить эту модель лишь на завершающей стадии проектирования при проверке выбранной схемы и основных параметров.

Для предварительного выбора и качественной оценки параметров следящего гидропривода необходима линеаризованная математическая модель, которая позволяет применить методы анализа и синтеза линейных систем и получить ряд полезных аналитических зависимостей, связывающих основные параметры привода с показателями точности, быстродействия и устойчивости. Степень приближения линеаризованной модели к реальным процессам в следящем гидроприводе зависит от принятых допущений при ее составлении, а также от того, насколько обоснованно линеаризованы основные нелинейности. К числу наиболее сложных и важных нелинейных функций относятся расходно-перепадные характеристики дросселирующего гидрораспределителя и характеристики сил трения в приводе и объекте управления.

При составлении линеаризованных уравнений принимаем следующие дополнительные допущения:

модуль объемной упругости жидкости, ее кинематическая вязкость, коэффициент расхода гидрораспределителя, давление питания распределителя – постоянные величины;

силы сухого трения в гидродвигателе и нагрузке малы, и ими можно пренебречь;

гидравлическим сопротивлением магистралей, как малой величиной, по сравнению с гидравлическим сопротивлением дросселирующего гидрораспределителя пренебрегаем;

постоянные нагрузки малы, и ими пренебрегаем;

линеаризуем расходно-перепадную характеристику дросселирующего распределителя методом разложения ее в ряд Тейлора в окрестностях точки линеаризации.

Таким образом, в результате линеаризации и упрощения нелинейной математической модели получаем следующую линеаризованную математическую модель следящего гидропривода с дроссельным управлением:

$$\left. \begin{aligned} m_{\pi} \frac{d^2 y}{dt^2} + k_{\text{тр}} \frac{dy}{dt} + C_{\pi} y &= A_{\pi} p; \\ k_{Qx} x_3 - k_{Qp} p &= A_{\pi} \frac{dy}{dt} + \frac{V}{2E} \frac{dp}{dt}; \\ x_3 &= k_{\text{в}} x - k_{\text{ос}} y, \end{aligned} \right\} \quad (6.1)$$

где $p = p_1 - p_2$ – перепад давления жидкости в полостях гидродвигателя;

k_{Qx} – коэффициент передачи распределителя по смещению золотника;

k_{Qp} – коэффициент передачи распределителя по перепаду давления.

Преобразуем систему уравнений (6.1) по Лапласу при нулевых начальных условиях и представим ее в виде

$$\left. \begin{aligned} (m_{\pi} s^2 + k_{\text{тр}} s + C_{\pi}) Y(s) &= A_{\pi} p(s); \\ k_{Qx} X_3(s) - k_{Qp} p(s) &= A_{\pi} s Y(s) + (V/2E) s p(s); \\ x_3(s) &= k_{\text{в}} X(s) - k_{\text{ос}} Y(s), \end{aligned} \right\} \quad (6.2)$$

где $Y(s)$, $X_3(s)$, $X(s)$, $p(s)$ – изображения по Лапласу перемещения поршня, золотника, входного сигнала и перепада давления при нулевых начальных значениях этих функций.

Решая совместно первое и второе уравнения системы (6.2), после алгебраических преобразований получаем уравнение гидравлического исполнительного механизма:

$$\begin{aligned} \frac{A_{\text{п}}}{k_{\text{Qx}}} S \left(\frac{m_{\text{п}} V}{2EA_{\text{п}}^2} s^2 + \left(\frac{m_{\text{п}} k_{\text{Qp}}}{A_{\text{п}}^2} + \frac{Vk_{\text{тр}}}{2EA_{\text{п}}^2} \right) s + \left(\frac{k_{\text{Qp}} k_{\text{тр}}}{A_{\text{п}}^2} + \frac{VC_{\text{п}}}{2EA_{\text{п}}^2} + 1 \right) \right) Y(s) = \\ = X_3(s) - \frac{C_{\text{п}} k_{\text{Qp}}}{A_{\text{п}} k_{\text{Qx}}} Y(s). \end{aligned} \quad (6.3)$$

Слагаемые $k_{\text{Qp}} k_{\text{тр}} / A_{\text{п}}^2$ и $VC_{\text{п}} / (2EA_{\text{п}}^2)$ в уравнении (6.3) малы по сравнению с единицей, и ими пренебрегаем и записываем это уравнение в виде

$$T_{\text{гп}} s (T_{\text{ц}}^2 s^2 + 2\xi_{\text{ц}} T_{\text{ц}} s + 1) Y(s) = X_3(s) - k_{\text{н}} Y(s), \quad (6.4)$$

где $T_{\text{гп}}$ – гидравлическая постоянная времени привода:

$$T_{\text{гп}} = A_{\text{п}} / k_{\text{Qx}}. \quad (6.5)$$

$T_{\text{ц}}$ – механическая постоянная времени гидроцилиндра:

$$T_{\text{ц}} = \sqrt{m_{\text{п}} / C_{\text{г}}}. \quad (6.6)$$

$C_{\text{г}}$ – коэффициент жесткости гидравлической пружины гидроцилиндра:

$$C_{\text{г}} = 2EA_{\text{п}}^2 / V. \quad (6.7)$$

$T_{\text{дц}}$ – постоянная времени демпфирования гидроцилиндра:

$$T_{\text{дц}} = \frac{m_{\text{п}} k_{\text{Qp}}}{A_{\text{п}}^2} + \frac{Vk_{\text{тр}}}{2EA_{\text{п}}^2}. \quad (6.8)$$

$\xi_{ц}$ – коэффициент относительного демпфирования гидроцилиндра:

$$\xi_{ц} = T_{дц} / (2T_{ц}). \quad (6.9)$$

$k_{н}$ – коэффициент внутренней обратной связи:

$$k_{н} = \frac{C_{п} k_{Qp}}{A_{п} k_{Qx}}.$$

Постоянные времени $T_{гп}$ и $T_{ц}$, коэффициент относительного демпфирования $\xi_{ц}$ и коэффициент внутренней обратной связи $k_{н}$ отражают ряд свойств следящего гидропривода.

Гидравлическая постоянная времени $T_{гп}$ определяет время заполнения жидкостью объема, освобождаемого в гидроцилиндре при перемещении его поршня на величину, равную смещению золотника от нейтрали. Это время будет тем меньше, чем больше при одном и том же смещении золотника пропускная способность распределителя (больше k_{Qx}) и меньше рабочая площадь $A_{п}$ поршня гидроцилиндра. С уменьшением времени заполнения гидроцилиндра увеличивается скорость движения поршня, и поэтому постоянная времени $T_{гп}$ характеризует быстроедействие следящего гидропривода.

Величина $1/T_{ц}$ является угловой частотой $\omega_{оц}$ недемпфированных колебаний массы $m_{п}$, имеющей упругую связь с поршнем гидроцилиндра, который заполнен сжимаемой жидкостью.

Коэффициент относительного демпфирования $\xi_{ц}$ учитывает действие демпфирующих факторов, обусловленных наличием гидравлического трения в нагрузке, и характеризует степень колебательности и качество переходного процесса гидропривода.

Коэффициентом $k_{н}$ устанавливается пропорциональное соотношение между перемещением поршня гидроцилиндра и смещением золотника гидрораспределителя, к которому в линеаризованных уравнениях приводится изменение расхода жидкости вследствие изменения перепада давления в полостях гидроцилиндра при действии позиционной нагрузки. От коэффициента $k_{н}$ зависит установивша-

яся ошибка, с которой поддерживается заданное положение штока гидроцилиндра. При малых утечках жидкости через распределитель и малых смещениях золотника от нейтрали коэффициент k_n обычно оказывается значительно меньше коэффициента обратной связи k_{oc} , поэтому им в этих случаях можно пренебречь.

Таким образом, линеаризованная математическая модель следящего гидравлического привода с дроссельным управлением имеет вид

$$\left. \begin{aligned} T_{гп}s(T_{ц}^2s^2 + 2\xi_{ц}T_{ц}s + 1)Y(s) &= X_3(s); \\ X_3(s) &= k_b X(s) - k_{oc}Y(s). \end{aligned} \right\} \quad (6.10)$$

Структурная схема следящего гидропривода, составленная на основании системы уравнений (6.10), представлена на рис. 6.1. Из схемы видно, что гидропривод имеет замкнутый контур, в прямой цепи которого последовательно соединены интегрирующее и колебательные звенья, а отрицательная обратная связь является пропорциональным звеном.

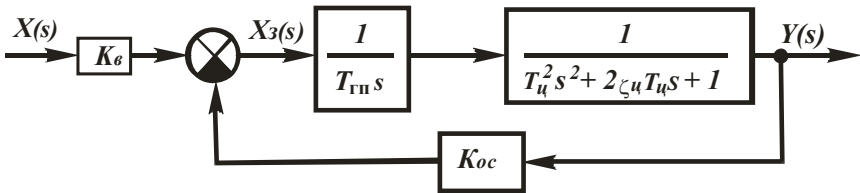


Рис. 6.1. Структурная схема следящего гидропривода с дроссельным управлением

Главная передаточная функция этого привода записывается в виде

$$\Phi(s) = \frac{Y(s)}{X(s)} = \frac{k_b}{T_{гп}s(T_{ц}^2s^2 + 2\xi_{ц}T_{ц}s + 1) + k_{oc}}. \quad (6.11)$$

Характеристическое уравнение нагруженного следящего гидропривода, определяющее его устойчивость, на основании передаточной функции (6.11) запишется так:

$$a_0s^3 + a_1s^2 + a_2s + a_3 = 0, \quad (6.12)$$

где a_0 , a_1 , a_2 и a_3 – коэффициенты характеристического уравнения:

$$\begin{aligned} a_0 &= T_{\text{гп}} T_{\text{ц}}^2; \\ a_1 &= 2\xi_{\text{ц}} T_{\text{ц}} T_{\text{гп}}; \\ a_2 &= T_{\text{гп}}; \\ a_3 &= k_{\text{ос}}. \end{aligned} \tag{6.13}$$

В случае, когда гидропривод не нагружен ($m_{\text{п}} = 0$, $k_{\text{тр}} = 0$, $C_{\text{п}} = 0$), в структурной схеме (см. рис. 6.1) сохраняется только интегрирующее звено, охваченное отрицательной обратной связью, и система уравнений (6.10) преобразуется в уравнение

$$\left((T_{\text{гп}}/k_{\text{ос}})s + 1 \right) Y(s) = (k_{\text{в}}/k_{\text{ос}}) X(s). \tag{6.14}$$

Следовательно, гидропривод дроссельного управления без нагрузки представляет собой устойчивое апериодическое звено первого порядка.

Решение уравнения (6.14) при единичном ступенчатом входном сигнале $1(t)$ имеет вид

$$y(t) = k_x \left(1 - \exp(-T/t) \right), \tag{6.15}$$

где $k_x = k_{\text{в}}/k_{\text{ос}}$ – коэффициент передачи гидропривода;

$T = T_{\text{гп}}/k_{\text{ос}}$ – постоянная времени звена.

Величина

$$k_D = k_{\text{ос}}/T_{\text{гп}} = 1/T$$

называется добротностью гидропривода. Чем больше величина k_D , тем быстрее гидропривод отслеживает входной сигнал и, следовательно, больше его быстродействие. Добротность гидропривода уве-

личивается с увеличением коэффициента обратной связи и с уменьшением постоянной времени $T_{гп}$.

Сравнивая уравнения (6.10) и (6.14) и обращаясь к уравнению (6.15), можно заметить, что с учетом сжимаемости рабочей жидкости следящий привод с дроссельным управлением становится системой третьего порядка, поэтому сжимаемость жидкости может быть основной причиной неустойчивости привода.

7. УСТОЙЧИВОСТЬ И КАЧЕСТВО РЕГУЛИРОВАНИЯ СЛЕДЯЩЕГО ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ПРИВОДА

Обеспечение устойчивости следящего гидравлического привода является одной из основных задач при его проектировании. Неустойчивое движение и длительные колебания в зоне фиксации выходного звена привода неприемлемы для работы мобильных и технологических машин, содержащих гидравлический привод.

Физическая причина неустойчивости следящего гидропривода с дроссельным управлением заключается в том, что вследствие сжимаемости рабочей жидкости шток гидроцилиндра с присоединенной массой $m_{п}$ по инерции проходят заданное положение равновесия. При этом механизм обратной связи смещает золотник от нейтрального положения и в гидроцилиндре создается перепад давления, вызывающий возвратное движение поршня вместе с массой $m_{п}$, которые снова переходят положение равновесия. При этом золотник смещается от нейтрального положения в другую сторону и опять изменяется направление движения поршня с массой $m_{п}$. Такой процесс будет и далее повторяться, если гидропривод неустойчив. Рассмотренная линейная модель следящего гидропривода при некотором сочетании его параметров может оказаться на колебательной границе устойчивости. В этом случае колебания выходного звена будут иметь постоянную амплитуду и частоту, зависящие от начального возмущения. Однако при незначительном изменении параметров гидропривода колебания становятся либо расходящимися (гидропривод неустойчив), либо сходящимися (гидропривод устойчив). Реальный следящий гидропривод дроссельного управления обычно всегда содержит различные нелинейности, вследствие которых амплитуда колебаний будет ограничена, в результате чего могут устанавливаться автоколебания.

Наиболее полную информацию об устойчивости и колебательности следящего гидропривода с дроссельным управлением дают результаты расчета переходного процесса. Однако такой расчет является трудоемким и приемлем при проектировании гидропривода только как проверочный. Для предварительной оценки устойчивости и корректировки основных параметров привода необходим приближенный и менее трудоемкий способ.

В качестве приближенного способа оценки устойчивости и колебательности нагруженного следящего гидропривода удобно использовать его характеристическое уравнение (6.12). В связи с тем, что характеристическое уравнение замкнутой системы является уравнением третьей степени, удобно применить критерий Гурвица, который позволяет найти условие устойчивости гидропривода в виде общего соотношения параметров. Коэффициенты характеристического уравнения (6.12) являются положительными величинами, поэтому исследуемое состояние гидропривода будет устойчиво, если предпоследний определитель Гурвица будет также положительным, т. е. для системы третьего порядка $\Delta_2 > 0$. Раскрыв определитель Δ_2 , получим условие устойчивости рассматриваемого гидропривода:

$$a_1 a_2 - a_0 a_3 > 0.$$

Подставляя в это условие коэффициенты (6.13) характеристического уравнения (6.12), получим

$$2\xi_{\text{ц}} T_{\text{гп}} > k_{\text{ос}} T_{\text{ц}}. \quad (7.1)$$

С учетом соотношения (6.9) условие устойчивости (7.1) можно записать в виде

$$T_{\text{дц}} T_{\text{гп}} > k_{\text{ос}} T_{\text{ц}}^2. \quad (7.2)$$

Неравенства (7.1) и (7.2) показывают, что устойчивости гидропривода способствует увеличение постоянной времени $T_{\text{гп}}$ и уменьшение коэффициента обратной связи $k_{\text{ос}}$, т. е. уменьшение добротности k_D гидропривода и, следовательно, уменьшение его быстродействия. Кроме того, на устойчивость гидропривода положительно

влияет увеличение коэффициента относительного демпфирования $\xi_{ц}$ и уменьшение постоянной времени $T_{ц}$.

Используя неравенства, а также соотношения (6.5)–(6.9), можно сравнительно просто оценить влияние параметров гидропривода и нагрузки на его устойчивость и выбрать параметры привода из условия обеспечения устойчивости. Рассмотрим влияние на устойчивость гидропривода отдельных параметров для двух частных случаев.

1. Скоростная нагрузка отсутствует, т. е. $k_{тр} = 0$. В этом случае неравенства (7.1) и (7.2) с учетом выражений (6.5)–(6.9) приводят к виду

$$k_{Qp} > \frac{k_{Qx} k_{oc} V}{2EA_{п}}. \quad (7.3)$$

Видно, что в условии (7.3) не входит приведенная масса $m_{п}$, что объясняется одинаковой зависимостью от массы $m_{п}$ квадрата механической постоянной времени $T_{ц}$ и постоянной времени $T_{дц}$ демпфирования гидроцилиндра. Согласно выражению (6.8), если значение коэффициента k_{Qp} распределителя не равно нулю, то с увеличением массы $m_{п}$ постоянная времени $T_{дц}$ увеличивается. Следовательно, с одной стороны, масса $m_{п}$ в сочетании со сжимаемостью жидкости является причиной возникновения колебаний, а с другой стороны, в результате колебаний перепада давления в гидроцилиндре уменьшается расход жидкости через распределитель и вследствие уменьшения поступления энергии увеличивается демпфирование гидропривода. Этот эффект усиливается с увеличением коэффициента k_{Qp} . Значение коэффициента k_{Qp} зависит от утечек жидкости по зазорам между золотником и втулкой, причем с увеличением утечек значение коэффициента k_{Qp} возрастает. Если распределитель имеет золотник с отрицательным перекрытием, то коэффициент k_{Qp} будет большим, чем при наличии золотника с положительным перекрытием. При идеальном золотнике коэффициент $k_{Qp} = 0$ и в соответствии с условием (7.3) равновесное состояние

гидропривода будет неустойчивым. Чем герметичнее распределитель при нейтральном положении золотника и чем меньше трение в гидроцилиндре и распределителе, тем больше вероятность возникновения автоколебаний в реальном гидроприводе.

2. На гидропривод действует скоростная нагрузка ($k_{тр} > 0$), а гидрораспределитель идеальный ($k_{Op} = 0$). Подставляя выражения (6.5), (6.6) и (6.8) в условие (7.2), получим

$$k_{тр} > \frac{k_{Qx} k_{oc} m_{п}}{A_{п}}. \quad (7.4)$$

Используя выражения (6.5) и $k_D = k_{oc}/T_{гп}$, условие устойчивости гидропривода можно записать в виде

$$k_{тр} > m_{п} k_D. \quad (7.5)$$

Анализ неравенств (7.4) и (7.5) показывает, что при наличии трения в нагрузке, даже при идеальном золотнике, равновесное состояние может быть устойчивым. Увеличение добротности гидропривода k_D или быстродействия ухудшает его устойчивость. Для обеспечения устойчивости необходимо соответственно увеличить $k_{тр}$ или уменьшить $m_{п}$.

Вид переходного процесса, вызванный в гидроприводе сигналом управления, существенно зависит от корней характеристического уравнения (6.12). Возможны три варианта сочетаний корней характеристического уравнения третьей степени:

- 1) все корни действительные (вещественные) и разные;
- 2) два или три действительных корня равны между собой;
- 3) один корень действительный и два – комплексные сопряженные.

При действительных корнях переходный процесс является аperiодическим, при комплексных корнях – колебательным или монотонным.

Для систем третьего порядка вид переходного процесса можно определить с помощью диаграммы Вышнеградского (рис. 7.1). Эта диаграмма представляет собой плоскость двух параметров A и B

нормированного уравнения третьей степени, полученного из уравнения (6.12) путем деления всех его членов на a_3 и введения новой переменной

$$q = s\sqrt[3]{a_0/a_3} :$$

$$q^3 + Aq^2 + Bq + 1 = 0,$$

где A и B – параметры Вышнеградского:

$$A = a_1/\sqrt[3]{a_0^2 a_3}; \quad B = a_2/\sqrt[3]{a_0 a_3^2}. \quad (7.6)$$

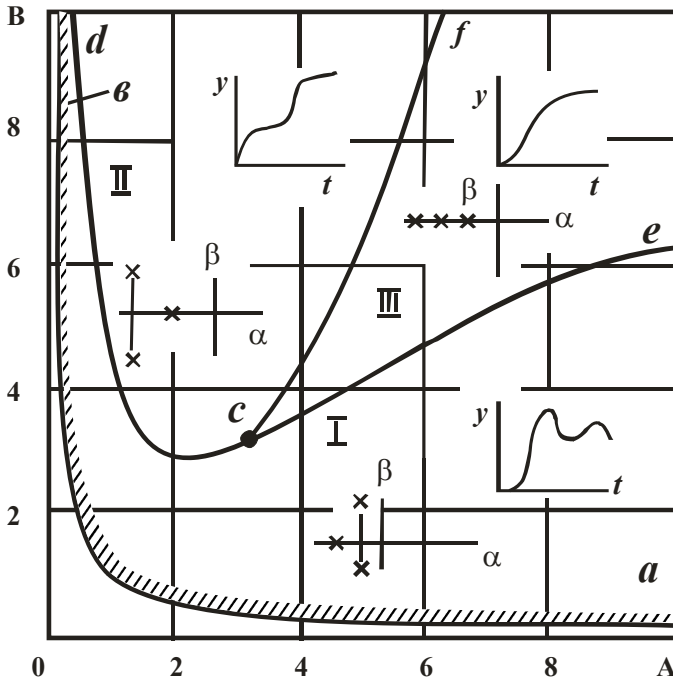


Рис. 7.1. Диаграмма Вышнеградского

На плоскости параметров A и B граница колебательной устойчивости определяется уравнением $AB=1$ при $A>0$ и $B>0$. Это равнобокая гипербола ab , для которой оси координат являются асимпт-

тотами. Область устойчивости лежит выше этой кривой и разделяется на три подобласти с различным расположением корней характеристического уравнения и соответственно определенным видом переходного процесса. Слева и ниже линии ab расположена область комплексных корней с положительной действительной частью, что соответствует неустойчивости гидропривода. В подобластях I и II один корень вещественный и два сопряженных. Причем в подобласти I ближе к мнимой оси $j\beta$ лежит пара комплексных корней (колебательная степень устойчивости), а в подобласти II – вещественный корень (апериодическая степень устойчивости). Подобласти III соответствуют три вещественных корня. В соответствии с расположением корней переходные процессы системы подобласти I будут иметь колебательный характер, в подобласти II – монотонный, а в подобласти III – апериодический. Кривые dcf и dce определяют границы перехода одного вида процесса в другой при изменении параметров a_i системы. Гипербола $AB = 1$ служит, как показано, границей колебательной устойчивости.

Диапазон $1 < AB < 1,5$ считается малым запасом устойчивости. При дальнейшем увеличении произведения AB следует ожидать снижения колебательности следящего привода вплоть до апериодического переходного процесса.

В выражения (7.6) подставим значения коэффициентов (6.13) и получаем следующие соотношения:

$$A = \frac{2\zeta_{\Pi}}{\sqrt[3]{k_D T_{\Pi}}}; \quad B = \frac{1}{\sqrt[3]{k_D^2 T_{\Pi}^2}}. \quad (7.7)$$

При известных параметрах гидропривода по выражениям (7.7) можно найти коэффициенты A и B , а затем по рис. 7.1 выяснить вид переходного процесса. Также может быть решена задача синтеза параметров гидропривода. В этом случае по заданному (желаемому) виду переходного процесса и графикам на рис. 7.1 находят значения коэффициентов A и B .

С помощью выражений (7.7) при известных коэффициентах A и B можно найти два параметра гидропривода, задаваясь третьим параметром.

После выбора параметров k_D , $T_{ц}$ и $\zeta_{ц}$ по формулам (6.5)–(6.9) определяются конструктивные параметры следящего гидропривода, причем одновременно должны учитываться требования к его энергетическим характеристикам.

Устойчивость и качество управления следящего гидравлического привода можно проверить частотными методами. Для этого определяют и строят логарифмические амплитудные и фазовые частотные характеристики разомкнутого контура гидропривода. Если условия устойчивости гидропривода выполняются, то находится вещественная частотная характеристика замкнутого контура гидропривода и методом В.В. Солодовникова определяется переходный процесс.

Склонность привода к колебаниям может оцениваться колебательностью μ , под которой понимают модуль отношения мнимой части β ближайшего комплексного корня к вещественной части α :

$$\mu = \left| \frac{\beta}{\alpha} \right|.$$

Допустимую величину колебательности μ можно приближенно определить по допустимой степени затухания колебаний за один период ξ :

$$\mu = 2\pi / \ln(1/(1 - \xi)).$$

Обычно допустимо $\xi \geq 0,90$ – $0,98$. При $\xi = 0,98$ $\mu = 1,57$; при $\xi = 0,90$ $\mu = 2,72$.

В тех случаях когда по результатам оценки устойчивость и колебательность следящего гидравлического привода не соответствуют предъявленным требованиям, необходимо корректировать его основные параметры и принимать конструктивные меры. На основании опыта разработки и эксплуатации одноконтурных следящих гидроприводов с механическим управлением рекомендуются следующие меры повышения устойчивости и снижения колебательности:

снижение величины номинального давления жидкости $p_{ном}$;

увеличение перетечек жидкости между полостями гидродвигателя введением дополнительного устройства;

уменьшение крутизны расходной характеристики путем уменьшения ширины окон или введения дросселирующих канавок;

установка в сливной магистрали подпорного клапана, повышающего давление слива p_c ;

увеличение сил трения в гидродвигателе и силовой механической передаче;

устранение люфтов в замкнутом контуре следящего гидропривода.

Следует иметь в виду, что способы повышения устойчивости следящего гидравлического привода с дроссельным управлением, как правило, снижают точность слежения, поэтому окончательное решение о корректировке параметров необходимо делать после оценки точности.

8. ВЛИЯНИЕ НЕЛИНЕЙНЫХ ФАКТОРОВ НА ДИНАМИКУ СЛЕДЯЩЕГО ГИДРОПРИВОДА

При исследовании динамических процессов в следящем гидравлическом приводе с дроссельным управлением нелинейности разделяют на несущественные и существенные. Несущественные нелинейные функции – это такие функции, которые являются непрерывными и однозначными и могут быть разложены в ряд Тейлора. К существенным нелинейностям гидропривода относятся: сухое (контактное) трение в гидродвигателе, насыщение по расходу и перепаду давления, зона нечувствительности.

Эффективным методом построения нелинейной динамической структурной схемы является метод дополнения линейной модели гидропривода нелинейными звеньями, обусловленными определенными существенными нелинейностями. В этом случае нелинейную структурную схему можно разделить на две части: линейную (линейную математическую модель) и нелинейную, которая формируется на основе учитываемой нелинейности. Такой подход позволяет сравнительно просто применить метод гармонической линеаризации и исследовать устойчивость следящего привода с помощью частотных характеристик.

Рассмотрим влияние сухого трения на устойчивость следящего гидропривода с дроссельным управлением. Нелинейная характеристика сухого трения в гидроцилиндре описывается уравнением

$$F_{\text{тр}} \left(\frac{dy}{dt} \right) = F_{\text{тр}} \operatorname{sgn} \frac{dy}{dt}, \quad (8.1)$$

где $F_{\text{тр}}$ – сила трения покоя;

$\operatorname{sgn}(dy/dt)$ – функция знака:

$$\operatorname{sgn}(dy/dt) = 1 \quad \text{при} \quad dy/dt > 0;$$

$$\operatorname{sgn}(dy/dt) = -1 \quad \text{при} \quad dy/dt < 0.$$

В уравнении движения поршня будем учитывать инерционную нагрузку, силу сухого трения и не учитываем позиционную ($C_{\text{п}} = 0$) и скоростную ($k_{\text{тр}} = 0$) нагрузки. С учетом этих допущений система уравнений (6.1) записывается так:

$$\begin{cases} m_{\text{п}} \frac{d^2 y}{dt^2} = A_{\text{п}} p - F_{\text{тр}} \frac{dy}{dt}; \\ k_{\text{Qx}} x_3 - k_{\text{Qp}} p = A_{\text{п}} \frac{dy}{dt} + \frac{V}{2E} \frac{dp}{dt}; \\ x_3 = k_{\text{в}} x - k_{\text{ос}} y. \end{cases} \quad (8.2)$$

Преобразуем систему уравнений (8.2) по Лапласу при нулевых начальных условиях и представим ее в виде

$$\begin{aligned} m_{\text{п}} s^2 Y(s) &= A_{\text{п}} p(s) - F_{\text{тр}} (sY(s)); \\ \left(\frac{V}{2E} s + k_{\text{Qp}} \right) p(s) &= k_{\text{Qx}} X_3(s) - A_{\text{п}} sY(s); \\ X_3(s) &= k_{\text{в}} X(s) - k_{\text{ос}} Y(s), \end{aligned} \quad (8.3)$$

где $Y(s)$, $X_3(s)$, $X(s)$, $p(s)$ – изображения по Лапласу перемещения поршня, золотника, входного сигнала и перепада давления при нулевых начальных значениях этих функций.

По уравнениям системы (8.3) строим структурную схему следящего гидропривода с дроссельным управлением при учете сухого (контактного) трения в гидроцилиндре (рис. 8.1).

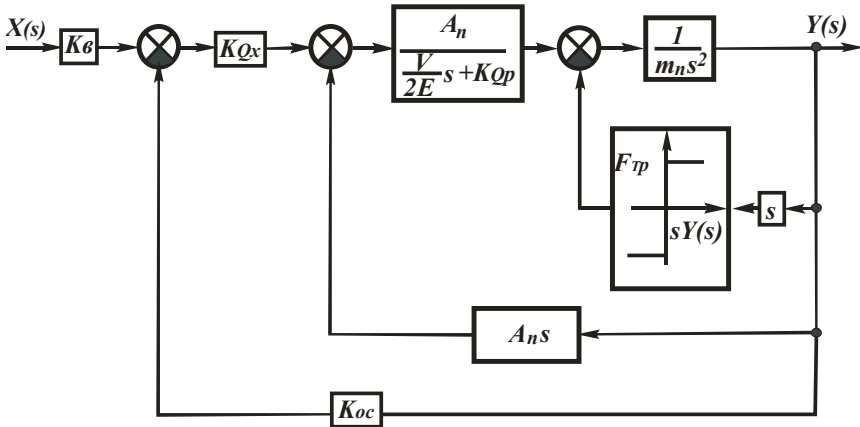


Рис. 8.1. Структурная схема следящего гидропривода с учетом трения в гидроцилиндре

Проведем гармоническую линеаризацию нелинейной функции сухого трения (8.1) и запишем ее в виде

$$F_{\text{тр}}(sY(s)) = q(A)sY(s), \quad (8.4)$$

где $q(A)$ – коэффициент гармонической линеаризации, который для рассматриваемой нелинейности определяется по выражению

$$q(A) = 4F_{\text{тр}}/(\pi A), \quad (8.5)$$

где A – амплитуда скорости поршня гидродвигателя $sY(s)$.

Преобразуем систему уравнений (8.3) с учетом выражения (8.4) в одно уравнение вида

$$\left(\frac{m_{\text{п}}V}{2EA_{\text{п}}k_{Qx}} s^3 + \left(\frac{m_{\text{п}}k_{Qp}}{A_{\text{п}}k_{Qx}} + \frac{Vq(A)}{2EA_{\text{п}}k_{Qx}} \right) s^2 + \right. \quad (8.6)$$

$$\left. + \left(\frac{A_{\text{п}}}{k_{Qx}} + \frac{k_{Qp}q(A)}{A_{\text{п}}k_{Qx}} \right) s + k_{\text{oc}} \right) Y(s) = k_6 X(s).$$

При наличии в замкнутой системе незатухающих колебаний с частотой ω_a и амплитудой A_a коэффициенты в характеристическом уравнении гидропривода, описываемого уравнением движения (8.6), будут постоянными. Из теории устойчивости линейных систем известно, что в системе с постоянными коэффициентами возникают незатухающие колебания при наличии чисто мнимых корней $s = j\omega$. Для этого случая в характеристическом уравнении гидропривода полагаем $s = j\omega$, $\omega = \omega_a$, $A = A_a$, и в полученном уравнении, выделив вещественную $X(\omega_a, A_a)$ и мнимую $jY(\omega_a, A_a)$ части, можно записать

$$X(\omega_a, A_a) = k_{oc} - \left(\frac{m_{\Pi} k_{Qp}}{A_{\Pi} k_{Qx}} + \frac{Vq(A_a)}{2EA_{\Pi} k_{Qx}} \right) \omega_a^2 = 0; \quad (8.7)$$

$$Y(\omega_a, A_a) = \left(\frac{A_{\Pi}}{k_{Qx}} + \frac{k_{Qp}q(A_a)}{A_{\Pi} k_{Qx}} \right) \omega_a - \frac{m_{\Pi} V}{2EA_{\Pi} k_{Qx}} \omega_a^3 = 0. \quad (8.8)$$

Подставив значение $q(A_a)$ из выражения (8.5) в уравнения (8.7) и (8.8), получим систему двух уравнений, которая позволяет определить значения частоты ω_a и амплитуды A_a возможных автоколебаний в гидроприводе. Считаем, что золотниковый распределитель идеальный ($k_{Qp} = 0$), и тогда выражения (8.7) и (8.8) приведем к следующим двум уравнениям:

$$k_{oc} - \frac{2F_{\text{тр}}V}{\pi EA_{\Pi} k_{Qx}} \cdot \frac{\omega_a^2}{A_a} = 0; \quad (8.9)$$

$$1 - \frac{m_{\Pi} V}{2EA_{\Pi}^2} \omega_a^2 = 0. \quad (8.10)$$

Из уравнения (8.10) определяется частота периодического движения ω_a , которая совпадает с частотой ω_{oc} собственных колеба-

ний недемпфированной массы m_{Π} , жестко связанной со штоком гидроцилиндра:

$$\omega_a = \omega_{\text{оц}} = \sqrt{\frac{2EA_{\Pi}^2}{m_{\Pi}V}}. \quad (8.11)$$

Подставив выражение (8.11) в уравнение (8.9), находим амплитуду A_a периодического движения гидропривода:

$$A_a = \frac{4F_{\text{тр}}A_{\Pi}}{\pi k_{\text{ос}}k_{\text{Ох}}m_{\Pi}}.$$

Для проверки устойчивости колебаний, возникающих в следящем гидроприводе с дроссельным управлением с частотой ω_a и амплитудой A_a , определим смещение годографа Михайлова относительно центра координат. При уменьшении амплитуды A_a на величину ΔA_a , согласно уравнению (8.9), при $A_a - \Delta A_a$ годограф Михайлова смещается влево от начала координат и пройдет через три квадранта комплексной плоскости, что соответствует устойчивой системе третьего порядка (рис. 8.2). Следовательно, возникшие в следящем гидроприводе колебания при уменьшении амплитуды будут затухать. При $A_a + \Delta A_a$ годограф смещается вправо от начала координат, что указывает на неустойчивость исследуемого гидропривода. Поэтому при увеличении амплитуды колебания в гидроприводе будут расходящимися. Видно, что устойчивость или неустойчивость гидропривода зависят от значения начальной амплитуды колебательного процесса, вызванного воздействием на гидропривод. Если эта амплитуда будет больше A_a , то гидропривод будет неустойчив. Полученный результат объясняется уменьшением демпфирующего действия сухого трения при увеличении амплитуды колебаний выходного звена гидропривода. Это также видно из выражения (8.5): при увеличении амплитуды A коэффициент гармонической линеаризации $q(A)$ характеристики сухого трения уменьшается, а следовательно, уменьшается и сила сухого трения.

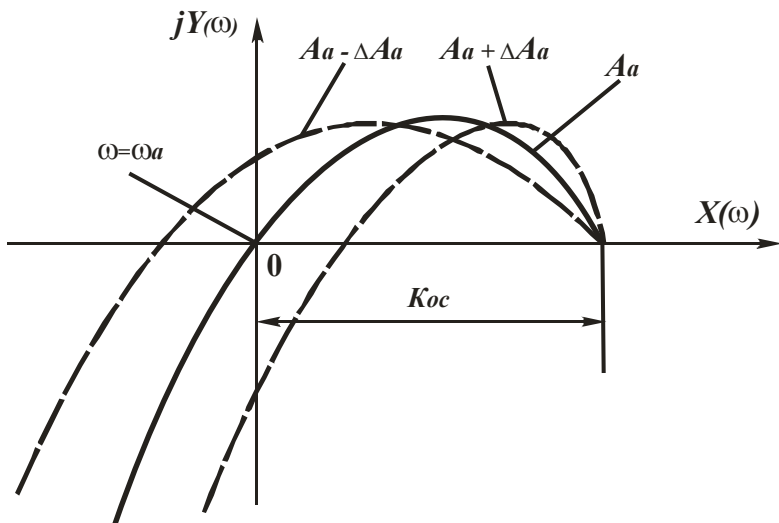


Рис. 8.2. Годографы Михайлова

При малых начальных амплитудах колебательный процесс может быть затухающим, т. е. устойчивость гидропривода не будет нарушаться, так как с уменьшением амплитуды A колебаний выходного звена привода увеличивается коэффициент $q(A)$.

9. МЕТОДЫ КОРРЕКТИРОВАНИЯ СЛЕДЯЩИХ ГИДРОПРИВОДОВ

Условия устойчивости гидропривода зависят от требований, предъявляемых к его быстродействию, степени демпфирования, создаваемыми силами трения, а также от допустимого расхода жидкости из системы питания при равновесном состоянии гидропривода, т. е. от герметичности распределителя. Если необходимо получить высокое быстродействие гидропривода при наличии большой приведенной к штоку массы m при малых значениях коэффициента относительного демпфирования $\zeta_{ц}$, то для обеспечения устойчивости гидропривода приходится применять корректирующие устройства.

Известны следующие методы корректирования гидроприводов с дроссельным регулированием.

1. Введение перетечки жидкости между полостями гидроцилиндра.
2. Обеспечение дополнительной обратной связи путем использования упругости опоры гидроцилиндра.
3. Подключения демпфера к золотнику.
4. Включение дополнительных обратных связей, создающих сигналы по производным от давления в полостях гидроцилиндра или по производным от перемещения его штока.

Четвертый способ, являющийся дальнейшим развитием второго, применяют в основном для повышения устойчивости электрогидравлических следящих приводов, поэтому в данной главе он не рассматривается.

Введение перетечки жидкости между полостями гидроцилиндра. При этом методе корректирования гидропривода полости гидроцилиндра соединяются каналом с малым проходным сечением. Канал может быть выполнен в виде сквозного отверстия в поршне гидроцилиндра.

Рассмотрим устойчивость привода при наличии перетечки жидкости между полостями гидроцилиндра, пренебрегая силой трения. Кроме того, условимся считать связь штока с массой m абсолютно жесткой ($y = y_m, c_{св} \rightarrow \infty$) и не учитывать позиционную нагрузку ($c_{п} = 0$). При таких допущениях линейная модель следящего гидропривода сводится к следующей системе уравнений:

$$Q_3 = k_{Qx}x_3 - k_{Qp}p; \quad (9.1)$$

$$m_n \frac{d^2 y}{dt^2} = A_n p; \quad (9.2)$$

$$Q_3 = A_{п} \frac{dy}{dt} + \frac{V_0}{2E_{ц}} \frac{dp}{dt} + Q_{пер}; \quad (9.3)$$

$$x_3 = k_{в}x - k_{о.с}y. \quad (9.4)$$

Размеры канала, соединяющего полости гидроцилиндра, обычно достаточно малы для того, чтобы при определении переменного расхода перетечки $Q_{пер}$ сопротивление канала считать квазистациона-

нарным. Пренебрегая, кроме того, инерцией жидкости, применим соотношение

$$Q_{\text{пер}} = k_{\text{пер}} p, \quad (9.5)$$

где $k_{\text{пер}}$ – квазистационарное значение проводимости канала; для ламинарного режима течения жидкости в цилиндрическом канале с диаметром d_k и длиной l_k

$$k_{\text{пер}} = \frac{\pi d_k^4}{128 \mu l_k}. \quad (9.6)$$

Здесь μ – динамическая вязкость жидкости.

Принимая в уравнении (9.1) коэффициент $k_{Qp} = 0$, получаем наиболее неблагоприятный в отношении устойчивости случай. Для этого случая уравнения (9.1)–(9.5) приведем к одному уравнению третьего порядка:

$$\frac{V_0 m_{\Pi}}{2E_{\text{ц}} A_{\Pi} k_{Qx}} \frac{d^3 y}{dt^3} + \frac{k_{\text{пер}} m_{\Pi}}{A_{\Pi} k_{Qx}} \frac{d^2 y}{dt^2} + \frac{A_{\Pi}}{k_{Qx}} \frac{dy}{dt} + k_{\text{о.с}} y = k_{\text{в}} x. \quad (9.7)$$

Те величины, от которых зависят коэффициенты уравнения (9.7), являются положительными, поэтому условие устойчивости в соответствии с критерием Гурвица можно представить одним неравенством:

$$k_{\text{пер}} > \frac{k_{Qx} k_{\text{о.с}} V_0}{2E_{\text{ц}} A_{\Pi}}. \quad (9.8)$$

Учитывая, что $A_{\Pi}/k_{Qx} = T_{\text{гп}}$ – гидравлическая постоянная времени привода, а отношение $k_{\text{о.с}}/T_{\text{гп}} = D_{\text{г}}$ является добротностью гидропривода с дроссельным регулированием, уравнение (9.8) приводят к виду

$$k_{\text{пер}} > \frac{D_{\text{г}} V_0}{2E_{\text{ц}}}. \quad (9.9)$$

Откуда следует, что для выполнения условия устойчивости проводимость канала, соединяющего полости гидроцилиндра, должна быть тем больше, чем больше добротность гидропривода и меньше значение $E_{ц}$. Последняя величина снижается с уменьшением жесткости опоры гидроцилиндра и с увеличением количества нерастворенного воздуха в жидкости.

Гидропривод будет находиться на границе устойчивости, когда равенство (9.9) обращается в равенство. Очевидно, что при сделанных выше предположениях такое соотношение определяет наименьшее значение $k_{пер}$ проводимости канала перетечки. С учетом других демпфирующих факторов ($k_{Qp} > 0$, $k_{тр} > 0$) значение $k_{пер}$ может быть уменьшено. После того как определено значение $k_{пер}$, по соотношению (9.6) выбираем размеры канала, соединяющего полости гидроцилиндра.

Введение перетечки жидкости между полостями гидроцилиндра является достаточно простым способом корректирования привода, практически не требующим изменения его схемы и конструкции. Этот метод особенно удобно применять в тех случаях, когда вследствие каких-либо факторов, которые с необходимой точностью не могли быть учтены при проектировании гидропривода, обнаруживается неустойчивость изготовленного гидропривода. Однако следует иметь в виду, что с введением перетечки снижается точность работы гидропривода, так как при малых смещениях золотника от нейтрального положения уменьшается изменение перепада давления в полостях гидроцилиндра и при наличии сухого трения поршень гидроцилиндра не перемещается. Кроме того, при наличии перетечки жидкости из одной полости гидроцилиндра в другую появляется «просадка» поршня под действием внешней нагрузки.

Использование упругости опоры гидроцилиндра для получения дополнительной обратной связи. Рассмотрим схему дроссельного гидропривода, изображенную на рис. 9.1.

Пусть корпус золотника составляет одно целое с гидроцилиндром и, следовательно, при деформации опоры перемещается вместе с ним. Точку D рычага COD будем считать закрепленной на вспомогательном рычаге DO_1E , опора которого неподвижна, а точка E связана с гидроцилиндром (см. рис. 9.1). При такой схеме механизма управления перемещение гидроцилиндра на упругой опоре вызывает смещение золотника и его корпуса навстречу друг другу.

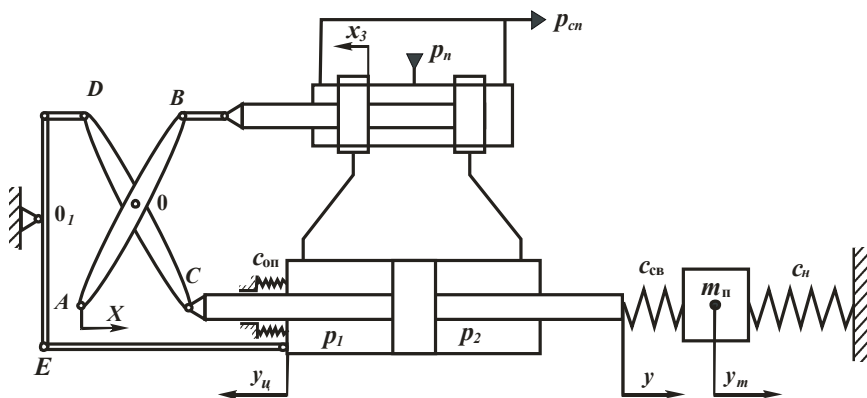


Рис. 9.1. Схема дроссельного гидропривода с дополнительной обратной связью из-за упругости опоры

Например, если в результате перемещения точки A вправо золотник был сначала отклонен влево от нейтрального положения, то под действием разности давлений $p_1 - p_2$ гидроцилиндр вследствие упругости опоры сместится влево. Вместе с гидроцилиндром влево переместится корпус золотника, а золотник вследствие поворота рычага DO_1E по часовой стрелке сместится вправо. Таким образом, кроме основной отрицательной обратной связи по положению штока поршня, создаваемой рычагом COD , в данном гидроприводе имеется дополнительная отрицательная обратная связь по перемещению гидроцилиндра. Влияние этой обратной связи на устойчивость гидропривода исследуем при таких же, как в предыдущем случае, допущениях, т. е. принимая $k_{тр} = k_{Qp} = c_{п} = 0$, причем для данной схемы гидропривода $Q_{пер} = 0$. С учетом дополнительной отрицательной обратной связи вместо уравнения (9.4) имеем

$$x_3 = k_B x - k_{о.с} y - y_{ц} - k_{о.п} y_{ц}, \quad (9.10)$$

где $y_{ц}$ – перемещение гидроцилиндра;

$k_{оп}$ – коэффициент передачи, определяемый соотношением плеч и рычагов механизма управления.

Если пренебречь массой гидроцилиндра, то можно использовать соотношение

$$A_{п} p - C_{оп} y_{ц} = 0,$$

откуда

$$y_{\text{ц}} = \frac{A_{\text{п}}}{C_{\text{оп}}} p.$$

Подставив $y_{\text{ц}}$ из этого соотношения в уравнение (9.10), получим

$$x_3 = k_{\text{в}} x - k_{\text{о.с}} y - (1 + k_{\text{оп}}) \frac{A_{\text{п}}}{C_{\text{оп}}} p, \quad (9.11)$$

откуда видно, что дополнительная отрицательная обратная связь по перемещению гидроцилиндра эквивалентна отрицательной обратной связи по перепаду давления p в гидроцилиндре. При чисто инерционной нагрузке согласно уравнению (9.2) такая дополнительная обратная связь создает сигнал по ускорению поршня гидроцилиндра. Из уравнений (9.1), (9.2), (9.3) и (9.11) при $k_{Qp} = 0$, $Q_{\text{пер}} = 0$ имеем

$$\frac{m_{\text{п}} V_0}{2E_{\text{ц}} A_{\text{п}} k_{Qx}} \frac{d^3 y}{dt^3} + \frac{(1 + k_{\text{оп}}) m_{\text{п}}}{C_{\text{оп}}} \frac{d^2 y}{dt^2} + \frac{A_{\text{п}}}{k_{Qx}} \frac{dy}{dt} + k_{\text{о.с}} y = k_{\text{в}} x. \quad (9.12)$$

Система, описываемая уравнением (9.12), в соответствии с критерием Гурвица устойчива, если

$$1 + k_{\text{оп}} > \frac{k_{\text{о.с}} V_0 C_{\text{оп}}}{2E_{\text{ц}} A_{\text{п}}^2}. \quad (9.13)$$

С помощью выражения для приведенного модуля упругости гидроцилиндра

$$E_{\text{ц}} = \frac{E_{\text{ж}}}{1 + \frac{V_{\text{л}}}{V_0} + \frac{2A_{\text{п}}^2 E_{\text{ж}}}{V_0 C_{\text{оп}}}},$$

где $E_{\text{ж}}$ – модуль объемной упругости жидкости;

$V_{\text{л}}$ – объем жидкости в гидролиниях, соединяющих распределитель с полостями гидроцилиндра;

V_0 – начальный объем полостей гидроцилиндра,

неравенство (9.13) приведем к виду

$$1 + k_{\text{оп}} > k_{\text{о.с}} \left(1 + \frac{C_{\text{оп}}}{C'_{\text{ц}}} \right), \quad (9.14)$$

где $C'_{\text{ц}} = \frac{2E_{\text{ж}}A_{\text{п}}^2}{V_0 + V_{\text{л}}}$ – жесткость гидроцилиндра, заполненного жидкостью и закрепленного на абсолютно жесткой опоре.

Неравенство (9.14) показывает, что при наличии дополнительной отрицательной обратной связи от гидроцилиндра к золотнику уменьшение жесткости опоры $C_{\text{оп}}$ способствует обеспечению устойчивости гидропривода. Без такой обратной связи, как следует из любого ранее рассмотренного условия устойчивости, уменьшение $C_{\text{оп}}$, т. е. уменьшение $E_{\text{ц}}$, может вызвать неустойчивость гидропривода. Недостаток этого способа обеспечения устойчивости гидропривода, как и предыдущего способа, состоит в увеличении «просадки» гидроцилиндра под нагрузкой, т. е. в увеличении перемещения штока гидроцилиндра при изменении приложенных к нему сил.

Подключение демпфера к золотнику. Схема гидропривода, золотник которого снабжен демпфером, приведена на рис. 9.2. Демпфер состоит из поршня 1, жестко соединенного с золотником. Полости цилиндра 2 демпфера заполнены жидкостью. В цилиндре имеется отверстие 3 малого диаметра, по которому жидкость при движении поршня вместе с золотником перетекает из одной полости в другую. При этом возникает перепад давления, нагружающий золотник в осевом направлении силой, пропорциональной скорости движения поршня демпфера. Как будет показано ниже, для того чтобы демпфер оказывал влияние на устойчивость гидропривода, точка A рычага AOB должна перемещаться посредством упругого звена 4, жесткость которого обозначим через C_h .

Условимся, что массой рычагов, золотника и поршня демпфера можно пренебречь, не будем также учитывать трение в шарнирах, трение золотника и трение поршня демпфера. Тогда уравнение моментов сил, поворачивающих рычаг AOB относительно точки O , записывается в виде

$$C_h(x - h_A)AO = P_{\text{д}}OB. \quad (9.15)$$

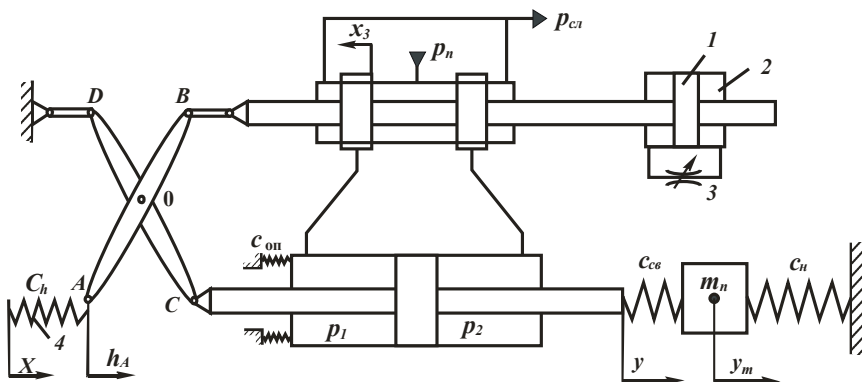


Рис. 9.2. Схема дроссельного гидропривода с демпфером у золотника

Силу P_d , приложенную к золотнику со стороны демпфера, определим с помощью следующих соотношений:

$$Q_d = k_d p_d;$$

$$Q_d = A_d \frac{dx_A}{dt};$$

$$P_d = A_d p_d,$$

где k_d – проводимость отверстия в цилиндре демпфера;

A_d – рабочая площадь поршня демпфера;

x_A – перемещение золотника, вызванное перемещением точки A рычага AOB при действии входного сигнала x .

Из приведенных соотношений имеем

$$P_d = \frac{A_d^2}{k_d} \frac{dx_A}{dt}.$$

Подставляя полученное значение силы P_d в соотношение (9.15)

и учитывая, что $h_A = x_A \frac{AO}{OB}$, находим

$$x_A = x \frac{OB}{AO} - \frac{A_d^2}{C_h k_d} \left(\frac{OB}{AO} \right)^2 \frac{dx_A}{dt}. \quad (9.16)$$

Смещение x_3 золотника от нейтрального положения определяется разностью перемещений x_A и x_C , причем x_C является перемещением, вызванным действием отрицательной обратной связи по положению штока гидроцилиндра. Величину x_C можно связать с перемещением y штока гидроцилиндра соотношением

$$x_C = y \frac{DO}{DC} \frac{AB}{AO} - h_y \frac{OB}{AO}, \quad (9.17)$$

где h_y – перемещение точки A рычага AOB при перемещении точки C рычага COD на величину y .

Сила $P_{дл}$, приложенная к золотнику со стороны демпфера, при этом перемещении рычагов

$$P_{дл} = \frac{A_d^2}{k_d} \frac{dx_C}{dt}. \quad (9.18)$$

Используя уравнение моментов сил относительно точки O , приложенных к рычагу AOB , и соотношений (9.17), (9.18), получаем

$$x_C = y \frac{DO}{DC} \frac{AB}{AO} - \frac{A_d^2}{k_d C_h} \left(\frac{OB}{AO} \right)^2 \frac{dx_C}{dt}. \quad (9.19)$$

От совместного действия сигнала управления и отрицательной обратной связи перемещение золотника

$$x_3 = x_A - x_C,$$

поэтому с учетом соотношений (9.16) и (9.19) имеем

$$x_3 = k_{xh} x - k_{o.c} y - T_d \frac{dx_3}{dt}, \quad (9.20)$$

где $k_{xh} = \frac{OB}{AO}$; $k_{o.c} = \frac{DO}{DC} \frac{AB}{AO}$;

$T_d = \frac{A_d^2}{k_d C_h} \left(\frac{OB}{AO} \right)^2$ – постоянная времени демпфера, присоединенного к золотнику.

Преобразовав уравнение (9.20) по Лапласу при нулевых начальных условиях, получим

$$(T_d s + 1)x_3(s) = k_{xh}x(s) - k_{oc}y(s),$$

откуда

$$x_3(s) = \frac{1}{T_d s + 1} (k_{xh}x(s) - k_{oc}y(s)). \quad (9.21)$$

Обратимся к структурной схеме гидропривода, приведенной в главе 6. Принимая связь штока гидроцилиндра с нагрузкой абсолютно жесткой ($y_m = y$) и учитывая, что в рассматриваемом случае используется $x_3(s)$, определяемое уравнением (9.21), представим структурную схему гидропривода с демпфером на золотнике в изображенном на рис. 9.3 виде.

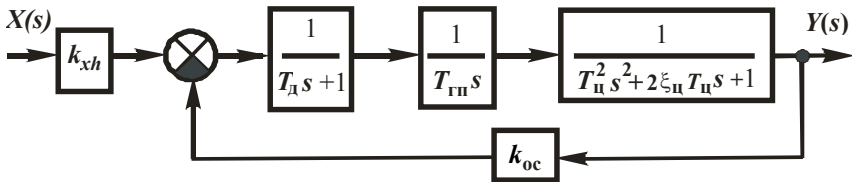


Рис. 9.3. Структурная схема гидропривода с демпфером у золотника

Для исследования влияния демпфера на устойчивость гидропривода воспользуемся логарифмическими амплитудными и фазовыми частотными характеристиками разомкнутого контура, который содержит четыре типовых звена: аperiodическое, интегрирующее, колебательное и пропорциональное. Логарифмические амплитудные характеристики первых трех звеньев показаны штриховыми линиями на рис. 9.4. Пропорциональное звено учитывается смещением по вертикали на $20 \lg k_{oc}$ оси частот логарифмических амплитудных характеристик.

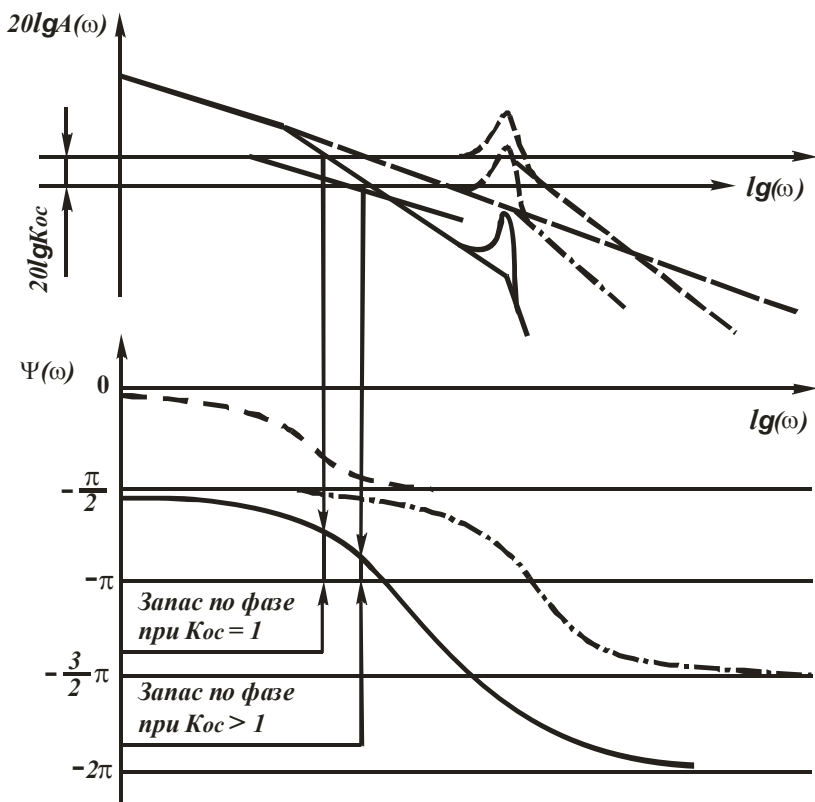


Рис. 9.4. Логарифмические амплитудная и фазовая характеристики дроссельного гидропривода при наличии у золотника демпфера

Логарифмические амплитудная и фазовая частотные характеристики всего разомкнутого контура гидропривода с демпфером проведены сплошными линиями, а контура без демпфера – пунктирными. Из этих характеристик следует, что при наличии демпфера уменьшается частота среза и соответственно опускается резонансный пик ниже оси частот, одновременно фазовая частотная характеристика смещается в сторону линии « $-\pi$ ». При таких частотных характеристиках устойчивость гидропривода может быть обеспечена только в тех случаях, когда благодаря другим факторам получают необходимые значения коэффициента относительного демп-

фирования $\zeta_{ц}$. Если значения $\zeta_{ц}$ близки к нулю, то условия устойчивости не выполняются, так как резонансный пик будет пересекать ось частот в той области, в которой фазовая частотная характеристика проходит ниже линии « $-\pi$ ». Наиболее благоприятными для обеспечения устойчивости гидропривода с помощью демпфера, присоединяемого к золотнику, являются значения $\zeta_{ц} = 0,1-0,3$.

При $C_h \rightarrow \infty$ постоянная времени $T_d \rightarrow \infty$, поэтому без упругого звена в механизме управления демпфер золотника не оказывает влияния на устойчивость гидропривода, если, конечно, он не создаст таких больших усилий, которые могли бы служить нагрузкой на гидроцилиндр. Однако такое применение демпфера нецелесообразно ввиду значительного увеличения усилий, необходимых для управления золотником.

Сравнивая рассмотренные выше способы обеспечения устойчивости, можно заметить, что первые два способа в отличие от последнего создают увеличение коэффициента относительного демпфирования гидроцилиндра. Действительно, из уравнений (9.7) и (9.12) получим следующие коэффициенты относительного демпфирования при перетечке жидкости в гидроцилиндре:

$$\zeta_{ц1} = \frac{k_{пер} E_{ц}}{V_0 \omega_{оц}}. \quad (9.23)$$

При дополнительной обратной связи, использующей упругость опоры гидроцилиндра:

$$\zeta_{ц2} = \frac{(1 + k_{оп}) k_{Qx} E_{ц} A_{п}}{c_{оп} V_0 \omega_{оц}}. \quad (9.24)$$

При наличии других демпфирующих факторов к коэффициенту относительного демпфирования, обусловленного действием этих факторов, в зависимости от выбранного способа повышения устойчивости гидропривода прибавляется $\zeta_{ц1}$ или $\zeta_{ц2}$.

10. УРАВНЕНИЯ ДВИЖЕНИЯ И ПЕРЕДАТОЧНЫЕ ФУНКЦИИ СЛЕДЯЩИХ ПНЕВМОПРИВОДОВ

Исполнительными двигателями пневмоприводов служат такие же по принципу действия устройства, как применяемые в гидроприводах. К ним относятся цилиндры с линейным перемещением выходного звена (пневмоцилиндры), цилиндры с угловым перемещением выходного звена (угол поворота меньше 360°) и пневмомоторы с неограниченным вращательным движением выходного звена.

Различие в характеристиках пневмо- и гидроприводов связано с особенностями течения газов через дроссельные устройства, с большими по сравнению с жидкостями изменениями плотности газов при изменении давления и температуры и с меньшей их вязкостью. Однако в ряде случаев наблюдается лишь количественное расхождение характеристик того и другого класса приводов. Основные положения устойчивости и качества регулирования, рассмотренные ранее для гидроприводов, оказываются применимы и к пневмоприводам. Общие и отличительные черты динамики гидро- и пневмоприводов выявляются прежде всего в результате сравнения их математических моделей.

Рассмотрим принципиальную схему одного из вариантов следящего пневмопривода (рис. 10.1).

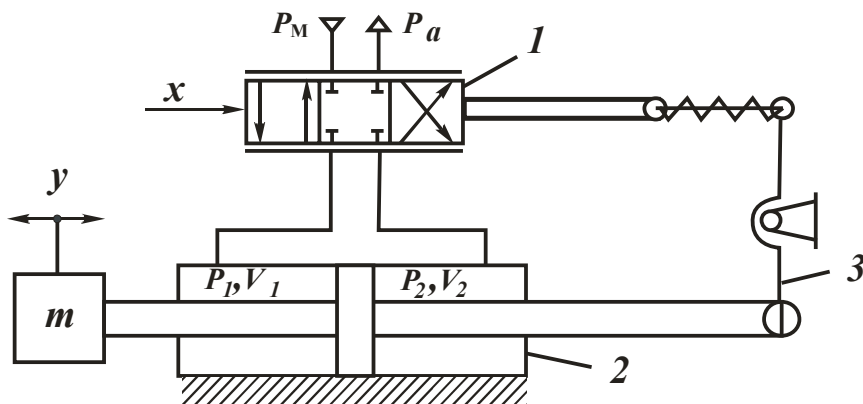


Рис. 10.1. Схема следящего пневмопривода:
1 – дросселирующий пневмораспределитель; 2 – пневмодвигатель;
3 – механическая обратная связь

Для того чтобы более наглядно показать влияние сжимаемости газа на динамические характеристики привода, опора пневмоцилиндра принята абсолютно жесткой. Давление и температура газа в напорной линии перед входом в пневмораспределитель l предполагаются постоянными. Кроме того, при составлении уравнений движения дополнительно примем следующие допущения:

- динамический процесс рассматривается в окрестности установившегося движения относительно среднего положения поршня;
- сухое трение при движении поршня пренебрежимо мало;
- отсутствуют утечки воздуха в цилиндре.

Запишем уравнение движения приведенной к выходному звену пневмопривода массы m (уравнение нагрузки). По второму закону Ньютона имеем

$$m \frac{d^2 y}{dt^2} = F_d - F_c, \quad (10.1)$$

где m – приведенная масса движущихся частей привода (шток с поршнем и нагрузкой);

F_d – приращение движущегося усилия приложенного к штоку пневмоцилиндра;

F_c – приращение силы сопротивления от нагрузки.

При учете только скоростной нагрузки будем иметь

$$F_c = k_b \frac{dy}{dt}, \quad (10.2)$$

где k_b – коэффициент вязкого трения.

Приращение движущего усилия F_d определяется зависимостью

$$F_d = A_n p, \quad (10.3)$$

где A_n – площадь поршня пневмоцилиндра 2;

p – приращение перепада давления воздуха на поршне пневмоцилиндра.

Решая совместно уравнения (10.1), (10.2), (10.3), имеем

$$m \frac{d^2 y}{dt^2} = A_n p - k_b \frac{dy}{dt}. \quad (10.4)$$

Уравнение массового расхода сжатого воздуха учитывает равенство поступившего в пневмоцилиндр (двигатель) расхода требуемому расходу по условию обеспечения заданного режима движения выходного звена:

$$G_d = G_{тр},$$

где G_d – приращение расхода воздуха, поступившего в двигатель (пневмоцилиндр) через дросселирующий пневмораспределитель I ;

$G_{тр}$ – приращение требуемого расхода воздуха для обеспечения режима движения выходного звена.

В свою очередь приращение указанных массовых расходов определяется

$$G_d = k_{Gx}x_3 - k_{Gp}P,$$

где k_{Gx} – коэффициент передачи пневмораспределителя по смещению золотника x_3 ;

k_{Gp} – коэффициент передачи пневмораспределителя по приращению перепада давления p ;

x_3 – смещение золотника относительно гильзы распределителя.

В следящих пневмоприводах при динамических процессах скорость теплопередачи обычно оказывается пренебрежимо малой по сравнению со скоростью изменения давления воздуха (газа) в пневмоцилиндре, в связи с чем уравнение массового расхода воздуха (газа) запишем в предположении адиабатного процесса в полости пневмоцилиндра, т. е. без учета теплообмена.

Массовый расход G_1 воздуха, поступающего в полость наполнения пневмоцилиндра, определяется уравнением

$$G_1 = \frac{V_1}{kRT} \frac{dp_1}{dt} + \frac{p_1}{RT} \frac{dV_1}{dt}. \quad (10.5)$$

Соответственно в полости опорожнения пневмоцилиндра имеем

$$-G_2 = \frac{V_2}{kRT} \frac{dp_2}{dt} + \frac{p_2}{RT} \frac{dV_2}{dt}, \quad (10.6)$$

где p_1 и p_2 – абсолютные давления в полостях наполнения и опорожнения пневмоцилиндра;

T – абсолютная температура воздуха (газа) в полостях пневмоцилиндра, К;

R – газовая постоянная;

V_1 и V_2 – объемы полостей пневмоцилиндра;

k – коэффициент адиабаты.

Температуры при равновесном положении поршня пневмоцилиндра, в полостях цилиндра и в каналах, соединяющих распределитель и пневмоцилиндр, приняты постоянными и равными T .

Проведем линеаризацию уравнений (10.5) и (10.6) в окрестности точек V_0 и p_0 , т. е.

$$V_1 = V_0 + \Delta V_1; \quad V_2 = V_0 + \Delta V_2;$$

$$p_1 = p_0 + \Delta p_1; \quad p_2 = p_0 + \Delta p_2,$$

где V_0 и p_0 – объем и давление в каждой полости пневмоцилиндра при среднем положении поршня.

После линеаризации уравнений (10.5) и (10.6) имеем

$$G'_1 = \frac{V_0}{kRT} \frac{dp_1}{dt} + \frac{p_0}{RT} \frac{dV_1}{dt}; \quad (10.7)$$

$$-G'_2 = \frac{V_0}{kRT} \frac{dp_2}{dt} + \frac{p_0}{RT} \frac{dV_2}{dt}. \quad (10.8)$$

Сложим уравнения (10.7) и (10.8), используя при этом соотношения

$$p = p_1 - p_2;$$

$$V_1 = A_n y;$$

$$V_2 = -A_n y;$$

$$G'_1 + G'_2 = \frac{V_0}{kRT} \left(\frac{dp_1}{dt} - \frac{dp_2}{dt} \right) + \frac{p_0}{RT} \left(\frac{dV_1}{dt} - \frac{dV_2}{dt} \right) =$$

$$= \frac{V_0}{kRT} \frac{dp}{dt} + \frac{p_0}{RT} 2A_{\text{п}} \frac{dy}{dt} = \frac{2p_0}{RT} \left(A_{\text{п}} \frac{dy}{dt} + \frac{V_0}{2kp_0} \frac{dp}{dt} \right).$$

Приращения массовых расходов G'_1 и G'_2 , если рассматриваются малые отклонения поршня от равновесного среднего положения, при симметричном в отношении размеров буртов и окон распределителя, можно считать равными по абсолютному значению, т. е.

$$G'_1 = G'_2 = G_{\text{тр}}.$$

Учитывая, что $kp_0 = E_{\text{в}}$ – модуль объемной упругости воздуха, получим

$$G_{\text{тр}} = \frac{p_0}{RT} \left(A_{\text{п}} \frac{dy}{dt} + \frac{V_0}{2E_{\text{в}}} \frac{dp}{dt} \right).$$

Следовательно, линеаризованное уравнение приращений массовых расходов будет иметь вид

$$k_{Gx}x_3 - k_{Gp}p = \frac{p_0}{RT} \left(A_{\text{п}} \frac{dy}{dt} + \frac{V_0}{2E_{\text{в}}} \frac{dp}{dt} \right). \quad (10.9)$$

Уравнение обратной связи запишется в виде

$$x_3 = k_{\text{вх}}x - k_{\text{ос}}y. \quad (10.10)$$

Система уравнений (10.4), (10.9) и (10.10) описывает динамику следящего пневматического привода при принятых допущениях.

Запишем полученную систему уравнений динамики (движения) следящего пневмопривода в изображениях по Лапласу, получим

$$\left. \begin{aligned} (ms^2 + k_B s)y(s) &= A_{\Pi} p(s); \\ k_{Gx} x_3(s) - k_{Gp} p(s) &= \frac{p_0}{RT} \left(A_{\Pi} s y(s) + \frac{V_0}{2E_B} s p(s) \right); \\ x_3(s) &= k_{Bx} x(s) - k_{oc} y(s). \end{aligned} \right\} \quad (10.11)$$

Для упрощения вывода скоростную нагрузку учитывать не будем, т. е. $k_B = 0$. Отношение RT / p_0 обозначим через k_T – коэффициент, характеризующий физические свойства воздуха. Тогда система (10.11) примет вид

$$\left. \begin{aligned} ms^2 y(s) &= A_{\Pi} p(s); \\ k_T k_{Gx} x_3(s) - k_T k_{Gp} p(s) &= A_{\Pi} s y(s) + \frac{V_0}{2E_B} s p(s); \\ x_3(s) &= k_{Bx} x(s) - k_{oc} y(s). \end{aligned} \right\} \quad (10.12)$$

Из первого уравнения системы (10.12) находим $p(s)$ и подставляем его значение во второе уравнение системы, в результате получим

$$\left(\frac{V_0 m}{2E_B A_{\Pi}} s^3 + \frac{k_{Gp} k_T m}{A_{\Pi}} s^2 + A_{\Pi} s \right) y(s) = k_{Gx} k_T x_3(s).$$

После преобразования последнего уравнения получим

$$T_{\Pi\Pi} s (T_{\Pi}^2 s^2 + 2\zeta_{\Pi} T_{\Pi} s + 1) y(s) = k_T x_3(s), \quad (10.13)$$

где $T_{\Pi\Pi} = \frac{A_{\Pi}}{k_{Gx}}$ – постоянная времени пневматического привода;

$T_{\Pi} = \sqrt{\frac{m}{c_B}}$ – механическая постоянная времени пневмоцилиндра;

$c_B = -\frac{2E_B A_{\Pi}^2}{V_0}$ – коэффициент жесткости пневматической пружи-
жины пневмоцилиндра;

$\zeta_{\Pi} = \frac{k_{Gp} k_T}{2A_{\Pi}^2} \sqrt{c_B m}$ – коэффициент относительного демпфирования.

Таким образом, система уравнений (10.12) примет вид

$$\left. \begin{aligned} T_{\Pi\Pi}s(T_{\Pi}^2s^2 + 2\zeta_{\Pi}T_{\Pi}s + 1)y(s) &= k_T x_3(s); \\ x_3(s) &= k_{\text{вх}}x(s) - k_{\text{ос}}y(s). \end{aligned} \right\} \quad (10.14)$$

По уравнениям системы (10.14) построим структурную схему следящего пневмопривода (рис. 10.2).

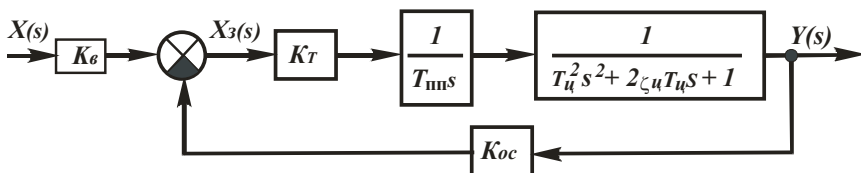


Рис. 10.2. Структурная схема следящего пневмопривода

Передаточная функция следящего пневмопривода будет иметь вид

$$\Phi(s) = \frac{y(s)}{x(s)} = \frac{k_{\text{вх}} k_T}{T_{\Pi\Pi}s(T_{\Pi}^2s^2 + 2\zeta_{\Pi}T_{\Pi}s + 1) + k_{\text{ос}}k_T}.$$

Видно, что структурная схема и передаточная функция следящего пневмопривода аналогичны структурной схеме и передаточной функции следящего гидропривода.

При абсолютно жестких опорах цилиндров и абсолютно жестких связях штоков с нагрузкой частоты собственных недемпфированных колебаний, возникающих в пневмо- и гидроприводе, соответственно будут

$$(\omega_{\text{оц}})_{\text{п}} = \sqrt{\frac{2A_{\text{п}}^2 E_{\text{в}}}{mV_0}};$$

$$(\omega_{\text{оц}})_{\text{г}} = \sqrt{\frac{2A_{\text{г}}^2 E_{\text{ж}}}{mV_0}}.$$

С учетом разницы между значениями $E_{\text{в}}$ и $E_{\text{ж}}$ можно заметить, что частота колебаний в пневмоприводе будет меньше частоты колебаний в гидроприводе в 10 раз и более при одинаковых размерах цилиндров и равных значениях массы m . Совпадение с точностью до значений коэффициентов линейных моделей пневмо- и гидроприводов позволяет рассмотренные выше результаты анализа устойчивости гидропривода распространить на пневмопривод.

11. СЛЕДЯЩИЕ ПРИВОДЫ С ПНЕВМАТИЧЕСКИМ И ГИДРАВЛИЧЕСКИМ УПРАВЛЕНИЕМ

Следящие приводы с пневматическим и гидравлическим управлением широко применяют в системах автоматического регулирования производственными процессами. Назначение следящих приводов – отрабатывать управляющие пневмо- или гидравлические сигналы с заданной точностью и усилением по мощности. Сигналом управления служит давление p_y рабочей среды (жидкости или газов).

Следящий привод должен обеспечить позиционирование рабочего органа машины в координате y , пропорциональной управляющему сигналу p_y .

При этом управляющее воздействие изменяется в диапазоне

$$p_{y \text{ min}} \leq p_y \leq p_{y \text{ max}}.$$

Полное перемещение выходного звена следящего привода $y \leq y_{\text{max}}$. Отсюда общий передаточный коэффициент следящего привода

$$k_x = y_{\text{max}} / (p_{y \text{ max}} - p_{y \text{ min}}).$$

Перемещение $y_{д\max}$ выходного звена объемного двигателя выбирают по конструктивным соображениям. Среднее значение коэффициента силовой передачи при этом должно быть

$$k_{с.п} = y_{\max} / y_{д\max}.$$

При расчете следящего привода и всей системы автоматического регулирования в качестве управляющего сигнала удобно принять приращение давления

$$x = p_y - p_{y\min}. \quad (11.1)$$

Для отработки управляющего воздействия в виде давления жидкости или газов следящий привод должен иметь специальный механизм, предназначенный для сравнения управляющей силы с силой в цепи обратной связи, что соответствует принципу компенсации сил. Управляющую силу создают посредством входной камеры с поршнем, мембраной или сильфоном. Сюда поступает поток управляющей рабочей среды под давлением p_y . Силу в цепи обратной связи получают с помощью пружины, на которую воздействует выходное звено объемного двигателя.

Принципиальная схема следящего привода с пневматическим управлением источником питания и силовой передачей (на рисунке не показаны) приведена на рис. 11.1, *а*. К исполнительному механизму относятся пневмоцилиндр 4 и дросселирующий распределитель 1. Обратной связью служит пружина 3, соединенная со штоком пневмоцилиндра 4. Сравнивающий механизм 2 представляет собой мембранную камеру со штоком, также соединенным с пружиной 3. С другой стороны шток пневмокамеры соединен с золотником распределителя 1. В среднем положении золотника сила от управляющего давления p_y уравновешена силой пружины обратной связи, на которую воздействует выходное звено. Возникновение разницы между названными силами приводит к смещению x_3 золотника и соответствующему движению поршня со штоком до восстановления равновесного состояния.

Отличительной особенностью следящего привода с гидравлическим управлением (рис. 11.1, *б*) являются кулачковая передача 6 в цепи обратной связи и двухкаскадный дросселирующий распределитель 5.

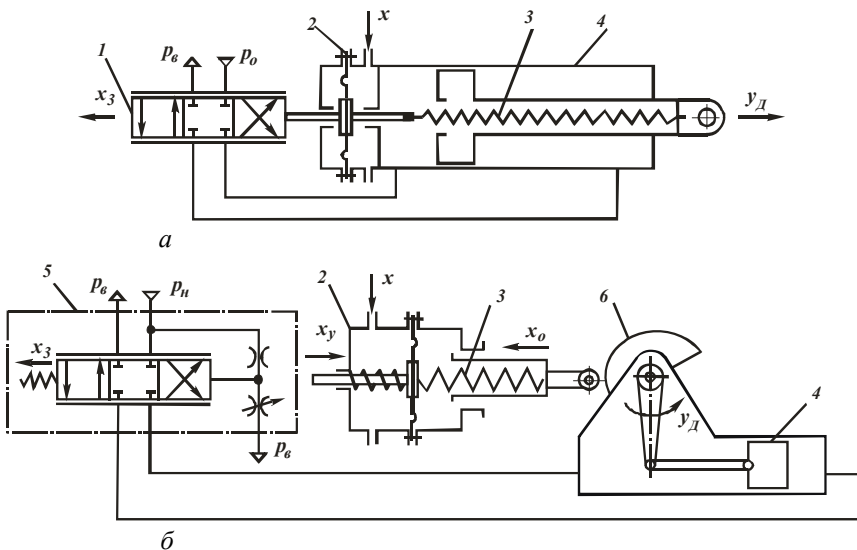


Рис. 11.1. Следящие приводы с управлением:
а – пневматическим; *б* – гидравлическим

Кулачковая передача нужна для преобразования поворотного движения выходного звена объемного двигателя 4 в поступательное движение нажимного стакана в цепи пружинной обратной связи. Двухкаскадный дросселирующий распределитель 5 с гидравлическим усилителем мощности в первом каскаде необходим, когда сила на штоке сравнивающего механизма 2 недостаточна для надежного перемещения золотника. Ориентировочно это наблюдается при

$$p_{y \max} < 0,2 p_{\text{ном}},$$

где $p_{\text{ном}}$ – номинальное давление рабочей среды в следящем приводе.

Если

$$p_{y \max} > 0,5 p_{\text{ном}},$$

можно обойтись без усилителя мощности.

Гидравлический усилитель в первом каскаде дросселирующего распределителя обычно конструируют по мостовой или полумостовой

вой схеме (см. рис. 11.1, б). В качестве переменного сопротивления используют игольчатый дроссель или сопло с заслонкой. Игла или заслонка механически соединена со штоком мембранного сравнивающего механизма 2. Золотник дросселирующего распределителя находится под воздействием междроссельного давления жидкости и возвратной пружины. Структура рассматриваемого следящего привода соответствует схеме на рис. 1.3, в.

Методика энергетического расчета следящих приводов с дроссельным регулированием, а также расчет и выбор основных параметров дросселирующего распределителя рассмотрены в главе 4.

Линейное математическое описание исполнительного механизма следящего привода приведено в главе 6. В дополнение к этому рассмотрим расчет и выбор основных параметров сравнивающего механизма, обратной связи и усилителя мощности. При расчете управляющего устройства следящего привода с дроссельным регулированием важно определить силу F_3 , необходимую для смещения x_3 золотника распределителя относительно среднего положения. Основные составляющие этой силы – силы трения и гидродинамического воздействия струй. Они приблизительно пропорциональны давлению рабочей среды и возрастают с увеличением диаметра d_3 золотника. Указанные силы зависят от многих технологических и эксплуатационных факторов. Поэтому достоверные данные о величине F_3 можно получить только экспериментально. Когда нет возможности провести испытания конкретного дросселирующего распределителя, приходится пользоваться известными данными для других распределителей с соответствующей величиной d_3 .

Экспериментальные данные, полученные для ряда гидрораспределителей, приведены ниже.

d_3 , мм	6	10	16	20	25	30	35
p_n , МПа	10	10	10	10	6,3	6,3	6,3
F_3 , Н	5	8	15	20	30	40	50

Приведенные значения F_3 при различных значениях d_3 и p_n следует принимать как минимальные. При страгивании золотника с места и при значительном загрязнении жидкости сила F_3 , необходимая для перемещения золотника, увеличивается в три–пять раз.

При выборе эффективной площади A_k управляющей камеры сравнивающего механизма, непосредственно воздействующего на золотник распределителя (см. рис. 11.1, *a*), необходимо иметь в виду следующее. Во-первых, для снижения гистерезиса статической характеристики управляющего устройства минимальная сила давления рабочей среды должна по крайней мере в 10 раз превышать силу трения на золотнике. Во-вторых, чтобы устранить заклинивание золотника, максимальная действующая сила должна примерно в 50 раз превышать величину F_3 , чтобы срезать частицы в жидкости острыми кромками золотника. Перечисленные условия аналитически выражаются так:

$$A_k \geq 10 F_3 / (p_{y \min} - p_{ат});$$

$$A_k \geq 50 F_3 / (p_{y \max} - p_{ат}).$$

Эффективные площади поршневой, мембранной и сильфонной камер связаны с основными параметрами зависимостями

$$A_k = \pi d_k^2 / 4;$$

$$A_k = \left(\frac{\pi d_k^2}{12} \right) \left(1 + \frac{d_d}{d_k} + \left(\frac{d_d}{d_k} \right)^2 \right);$$

$$A_k = \pi (d_H + d_B)^2 / 16, \quad (11.2)$$

где d_k – внутренний диаметр камеры;

d_d – диаметр опорного диска (жесткого центра);

d_H и d_B – наружный и внутренний диаметры сильфона.

Во многих случаях принимают $d_d / d_k = 0,6-0,8$.

После выбора параметров управляющей камеры и уточнения величины A_k по формуле (11.2) находят жесткость c_0 пружины обратной связи и ее предварительный натяг l_0 :

$$C_0 = A_k (p_{y \max} - p_{ат}) / y_{\max};$$

$$l_0 = A_k (p_{y \min} - p_{ат}) / C_0. \quad (11.3)$$

Сравнивающий механизм и обратную связь следящего привода, показанного на рис. 11.1, а, можно описать исходным уравнением

$$m_c \frac{d^2 x_3}{dt^2} + k_T \frac{dx_3}{dt} = A_K (p_y - p_{ат}) - C_0 (l_0 + y_d + x_3),$$

где m_c – суммарная масса подвижных частей;

k_T – приведенный коэффициент вязкого трения.

Исходное уравнение приводят к стандартной форме с учетом выражений (11.1) и (11.3), тогда

$$T_{2c}^2 \frac{d^2 x_3}{dt^2} + 2\zeta_{2c} T_{2c} \frac{dx_3}{dt} + x_3 = k_{BM} x - k_{oc} y_d, \quad (11.4)$$

$$\text{где } T_{2c}^2 = \frac{m_c}{C_0}; \quad T_{2c} = \sqrt{\frac{m_c}{C_0}}; \quad 2T_{2c}\zeta_{2c} = \frac{k_T}{C_0};$$

$$\zeta_{2c} = \frac{1}{2T_{2c}} \frac{k_T}{C_0} = \frac{k_T \sqrt{C_0}}{2C_0 \sqrt{m_c}} = \frac{k_T}{2\sqrt{m_c C_0}};$$

$$k_{BM} = \frac{A_K}{C_0}; \quad k_{oc} = 1.$$

Общий передаточный коэффициент следящего привода без усилителя мощности

$$k_x = k_{BM} k_{сп} / k_{oc}.$$

Погрешность слежения при установившейся рабочей скорости v_p и соответствующем ей смещении золотника x_p

$$\varepsilon_c = k_{сп} x_p / k_{oc}.$$

Следящий привод с усилителем мощности представлен на рис. 11.1, б. Такой усилитель объединен с золотником и распределительной втулкой в гидроагрегат, называемый двухкаскадным

дросселирующим распределителем. Шток управляющей камеры воздействует на запорно-регулируемый элемент переменного дросселя гидравлического полумоста, т. е. на иглу или заслонку. Диаметр $d_{ш}$ штока назначают по конструктивным соображениям. Для устранения существенного влияния на статическую характеристику сил трения в манжетном уплотнении штока выбирают внутренний диаметр мембранной камеры $d_n \geq 10d_{ш}$. Эффективную площадь A_k управляющей камеры вычисляют по формуле (11.2).

Если в управляющей камере имеется возвратная пружина и в цепи обратной связи применена кулачковая передача (см. рис. 11.1, б), параметры пружин и передачи определяют так:

$$k_{к.п} = x_{0\max} / y_{д\max};$$

$$C_0 = A_k(p_{y\max} - p_{y\min}) / (k_{к.п}y_{д\max}); \quad (11.5)$$

$$C_0l_0 - C_B l_B = A_k(p_{y\min} - p_{ат}),$$

где $k_{к.п}$ – передаточный коэффициент кулачковой передачи;

$x_{0\max}$ – максимальное перемещение нажимного стакана;

C_B и l_B – жесткость и предварительное поджатие возвратной пружины.

По конструктивным соображениям выбирают $x_{0\max} = 10\text{--}40$ мм. В качестве ориентировочных можно использовать зависимости

$$C_B = (0,1\text{--}0,3) C_0; \quad l_B = l_0.$$

Сравнивающий механизм и обратную связь следящего привода с усилителем мощности (см. рис. 11.1, б) можно описать исходным уравнением

$$m_c \frac{d^2 x_y}{dt^2} + k_T \frac{dx_y}{dt} = A_k(p_y - p_{ат}) - C_0(l_0 + x_y + k_{п.д}y_d) + C_B(l_B - x_y),$$

где x_y – перемещение штока поршня управляющей камеры.

С учетом выражений (11.1) и (11.5) исходное уравнение приводим к стандартной форме:

$$T_{2c}^2 \frac{d^2 x_y}{dt^2} + 2\zeta_{2c} T_{2c} \frac{dx_y}{dt} + x_y = k_{BM} x - k_{oc} y_d, \quad (11.6)$$

где

$$T_{2c}^2 = \frac{m_c}{(C_0 + C_B)}; \quad T_{2c}^2 = \sqrt{\frac{m_c}{(C_0 + C_B)}};$$

$$2T_{2c}\zeta_{2c} = \frac{k_T}{C_0 + C_B};$$

$$\zeta_{2c} = \frac{1}{2T_{2c}} \frac{k_T}{(C_0 + C_B)} = \frac{k_T \sqrt{(C_0 + C_B)}}{2\sqrt{m_c} (C_0 + C_B)} = \frac{k_T}{2\sqrt{m_c} (C_0 + C_B)};$$

$$k_{BM} = \frac{A_K}{(C_0 + C_B)}; \quad k_{oc} = \frac{C_0 k_{KP}}{(C_0 + C_B)}.$$

Основные параметры двухкаскадного дросселирующего распределителя определяют следующим образом. Рабочее смещение $\pm x_p$ золотника выбирают после энергетического расчета следящего привода. Во многих случаях принимают $x_p = 0,5$ мм. Находят величины $k_{сп}$ и $k_{о.с.}$. Затем рассчитывают передаточный коэффициент $k_{y.м}$ усилителя мощности, обеспечивающий допустимую ошибку $\varepsilon_{со}$ слежения при установившейся рабочей скорости v_p и соответствующем смещении x_p золотника:

$$k_{y.м} = k_{с.п} x_p / (k_{о.с} \varepsilon_{со}).$$

Далее принимают максимальное смещение $\pm x_{3 \max}$ золотника дросселирующего распределителя и находят максимальное перемещение $\pm x_{y \max}$ штока сравнивающего механизма:

$$x_{3 \max} = (1,5-2,5)x_p;$$

$$x_{y \max} = x_{3 \max} / k_{y.м}.$$

Чтобы выбрать основные параметры первого каскада дросселирующего распределителя, составим уравнение расходов в гидравли-

ческом полумосте и потенциальных сил на золотнике для крайних положений запорно-регулирующих элементов:

$$\alpha_0 \sqrt{p_H - p_{3 \max}} = \alpha_{y \min} \sqrt{p_{3 \max} - p_B};$$

$$\alpha_0 \sqrt{p_H - p_{3 \min}} = \alpha_{y \max} \sqrt{p_{3 \min} - p_B};$$

$$A_3 p_{3 \max} = c_3 (l_3 + x_{3 \max});$$

$$A_3 p_{3 \min} = c_3 (l_3 - x_{3 \max}),$$

где α_0 – проводимость входного постоянного дросселя;

p_H – давление в напорной линии;

$p_{3 \max}$ и $p_{3 \min}$ – максимальное и минимальное давления в междроссельном канале и камере управления золотником;

$\alpha_{y \min}$ и $\alpha_{y \max}$ – минимальная и максимальная проводимость переменного дросселя;

p_B – давление в сливной линии;

A_3 – эффективная площадь камеры управления золотником;

c_3 и l_3 – жесткость и предварительное поджатие пружины в среднем положении золотника.

Пренебрегаем величиной p_B при $p_{\text{ном}} \geq 6,3$ МПа. Выберем

$$A_3 = \pi d_3^2 / 4; \quad l_3 = 2x_{3 \max} \quad \text{и} \quad \alpha_{y \min} = 0.$$

Примем допустимый расход жидкости в первом каскаде распределителя при среднем положении золотника $Q_{y.M} = (0,0083 \dots 0,033) \cdot 10^{-3}$ м³/с. При этих условиях найдем из уравнений предельные значения остальных переменных величин $p_{3 \max} = p_H$; $p_{3 \min} = p_H/3$; $\alpha_{y \max} = 1,4\alpha_0$. Кроме того, получим

$$c_3 = \frac{A_3 p_H}{3x_{3 \max}}; \quad \alpha_0 = \frac{Q_{y.M}}{\sqrt{2p_H/3}}.$$

Эффективную площадь A_3 управляющей камеры золотника проверим по условию значительного превышения сил давления жидкости над силами трения:

$$A_3 p_H / 3 \geq 20 F_3.$$

При составлении линейной математической модели гидравлического усилителя мощности примем некоторые допущения. В связи с малым перемещением золотника и, соответственно, малым ускорением массой золотника можно пренебречь. Значительное превышение сил давления над силами трения позволяет исключить силы трения из уравнения. Малый объем жидкости в междроссельном канале и управляющей камере дает возможность пренебречь сжимаемостью рабочей среды. На основании принятых допущений исследуемые процессы в гидравлическом усилителе мощности можно описать упрощенными уравнениями расходов в гидравлическом полумосте и равновесия сил на золотнике:

$$A_3 \frac{dx_3}{dt} = \alpha_0 \sqrt{p_H - p_3} - \alpha_y \sqrt{p_3 - p_B};$$

$$A_3 p_3 = c_3 (l_3 + x_3).$$

В уравнении расходов пренебрегаем величиной p_B , линеаризуем перепадные функции, выберем коэффициент b_0 линеаризации по формуле

$$b_0 = \begin{cases} 1, 2 / \sqrt{p_H - p_B} & \text{— при течении жидкости;} \\ 0, 7 p_H / (p_H - p_B) & \text{— при течении газов.} \end{cases}$$

Среднее давление p_{30} в управляющей камере золотника будет при $x_3 = 0$, средняя проводимость α_{y0} переменного дросселя — при $x_y = 0$.

В результате получим преобразованную систему уравнений гидравлического усилителя мощности:

$$\left. \begin{aligned} A_3 \frac{dx_3}{dt} &= \alpha_0 b_0 p_H - (\alpha_0 + \alpha_y) b_0 p_3; \\ p_3 &= p_{30} + (c_3 / A_3) x_3; \\ \alpha_y &= \alpha_{y0} - (\alpha_{y0} / \alpha_{y \max}) x_y. \end{aligned} \right\}$$

Значения величин p_{30} и α_{d0} найдем из данной системы уравнений при условии $\frac{dx_3}{dt} = 0$; $x_3 = 0$ и $x_y = 0$:

$$p_{30} = c_3 l_3 / A_3 = 2p_H / 3;$$

$$\alpha_{y0} = \alpha_0 p_H / p_{30} - \alpha_0 = 0,5\alpha_0.$$

Совместное решение преобразованной системы уравнений позволяет получить уравнение гидравлического усилителя мощности в виде

$$A_3 \frac{dx_3}{dt} + \frac{1,5\alpha_0 b_0 c_3}{A_3} x_3 = \frac{0,5\alpha_0 b_0 p_H}{\alpha_{y \max}} x_y.$$

Приведем полученное уравнение к стандартной форме:

$$T_y \frac{dx_3}{dt} + x_3 = K_{ym} x_y, \quad (11.7)$$

где $T_y = A_3^2 / (1,5\alpha_0 b_0 c_3)$;

$$K_{ym} = A_3 p_H / (3c_3 \alpha_{y \max}).$$

Быстродействие гидравлического усилителя мощности можно оценить по приближенному времени переходного процесса

$$t_{\pi} \approx (3...4)T_y.$$

Величина t_{π} должна быть на порядок меньше полного времени переходного процесса, заданного при проектировании следящего

привода. При недостаточном быстродействии значение t_{Π} снижают, увеличивая проводимость постоянного α_0 и переменного $\alpha_{y \max}$ дросселей. Затем проверяют передаточный коэффициент k_x и установившуюся ошибку ε_c слежения.

Для оценки динамических свойств следящих приводов с пневматическим и гидравлическим управлением необходимо дополнить полученные математические модели линейной математической моделью гидравлического (6.4) или пневматического (10.13) исполнительного механизма.

Путем преобразования по Лапласу при нулевых начальных условиях дифференциального уравнения сравнивающего механизма и обратной связи (11.4) следящего пневмопривода (см. рис. 11.1, а) получим

$$x_3(s)(T_{2c}^2 s^2 + 2\zeta_{2c} T_{2c} s + 1) = k_{\text{вм}} x(s) - k_{\text{ос}} y_d(s),$$

откуда

$$x_3(s) = \frac{k_{\text{вм}} x(s) - k_{\text{ос}} y_d(s)}{T_{2c}^2 s^2 + 2\zeta_{2c} T_{2c} s + 1}.$$

По данному выражению и уравнению (10.13) исполнительного механизма с учетом зависимости

$$y(s) = k_{\text{сп}} y_d(s)$$

составим структурную схему линейной математической модели (рис. 11.2, а) и найдем главную передаточную функцию следящего пневмопривода:

$$\Phi(s) = \frac{y(s)}{x(s)} = \frac{k_{\text{вм}} k_{\text{т}} k_{\text{сп}}}{(T_{2c}^2 s^2 + 2\zeta_{2c} T_{2c} s + 1) T_{\text{пп}} s (T_{\text{ц}}^2 s^2 + 2\zeta_{\text{ц}} T_{\text{ц}} s + 1) + k_{\text{ос}} k_{\text{т}}}. \quad (11.8)$$

Аналогично преобразуем дифференциальные уравнения (11.6) и (11.7), описывающие сравнивающий механизм и усилитель мощности следящего гидропривода, показанного на рис. 11.1, б.

Получим

$$x_y(s)(T_{2c}^2 s^2 + 2\zeta_{2c} T_{2c} s + 1) = k_{\text{вм}} x(s) - k_{\text{ос}} y_d(s),$$

откуда

$$x_y(s) = \frac{k_{\text{вм}} x(s) - k_{\text{ос}} y_d(s)}{T_{2c}^2 s^2 + 2\zeta_{2c} T_{2c} s + 1},$$

$$x_3(s) = \frac{k_{\text{ум}}}{T_y s + 1}.$$

По двум последним выражениям и уравнению (6.4) исполнительного механизма с учетом $y(s) = k_{\text{сп}} y_d(s)$ составим структурную схему линейной математической модели (рис. 11.2, б) и главную передаточную функцию рассматриваемого следящего гидропривода с гидравлическим управлением:

$$\Phi(s) = \frac{y(s)}{x(s)} = \tag{11.9}$$

$$= \frac{k_{\text{вм}} k_{\text{ум}} k_{\text{сп}}}{(T_{2c}^2 s^2 + 2\zeta_{2c} T_{2c} s + 1)(T_y s + 1) T_{\text{гп}} s (T_{\text{ц}}^2 s^2 + 2\zeta_{\text{ц}} T_{\text{ц}} s + 1) + k_{\text{ум}} k_{\text{ос}}}.$$

Анализ на устойчивость и колебательность следящих приводов с пневматическим и гидравлическим управлением может быть выполнен на базе передаточных функций (11.8) и (11.9) корневым (операционным) или частотным методом. Частотный метод косвенно оценивает динамические свойства следящего привода, но он менее трудоемок чем операционный.

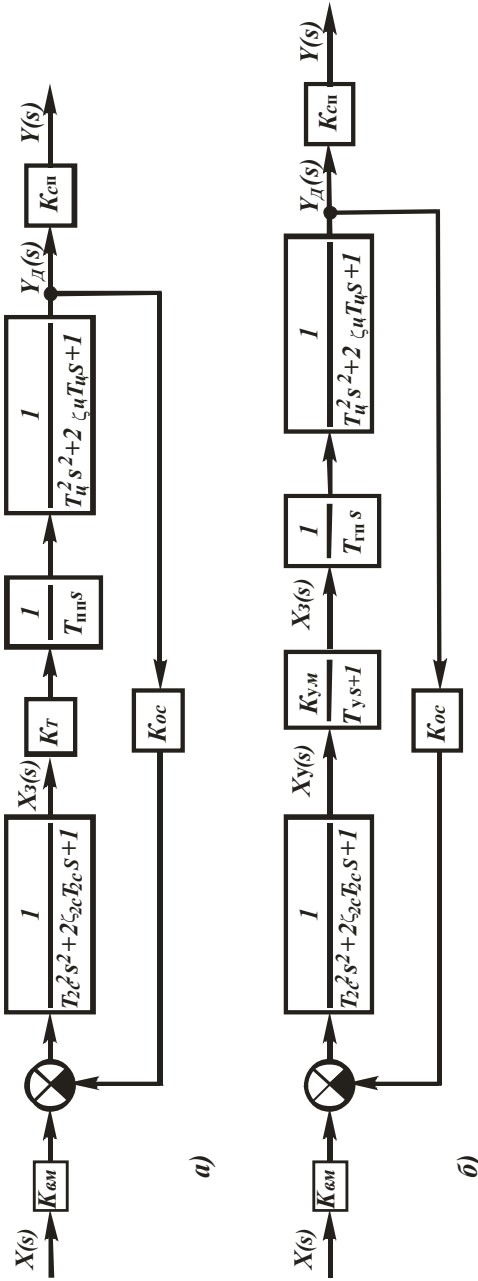


Рис. 11.2. Структурные схемы линейных математических моделей следящих приводов с управлением:
 а – пневматическим; б – гидравлическим

Список использованных источников

1. Навроцкий, К. Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов : учеб. для студентов вузов по специальности «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика» / К. Л. Навроцкий. – М. : Машиностроение, 1991. – 384 с.
2. Попов, Д. Н. Механика гидро- и пневмоприводов : учеб. для студентов вузов, обучающихся по направлению подготовки дипломированных специалистов в области техники и технологии / Д. Н. Попов. – М. : МГТУ имени Н. Э. Баумана, 2001. – 320 с.
3. Васильченко, В. А. Гидравлическое оборудование мобильных машин : справочник / В. А. Васильченко. – М. : Машиностроение, 1983. – 301 с.
4. Автушко, В. П. Динамический расчет гидравлических следящих приводов : учебно-методическое пособие по дисциплине «Теория и проектирование гидропневмоприводов» для студентов специальности Т.05.11 «Гидропневмосистемы транспортных и технологических машин» / В. П. Автушко, М. И. Жилевич, П. Н. Кишкевич. – Минск : БГПА, 1998. – 44 с.
5. Метлюк, Н. Ф. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобилей / Н. Ф. Метлюк, В. П. Автушко. – М. : Машиностроение, 1980. – 231 с.
6. Гамынин, Н. С. Гидравлический привод систем управления / Н. С. Гамынин. – М. : Машиностроение, 1975. – 272 с.
7. Проектирование следящих систем / В. Д. Андреев [и др.] ; под общ. ред. Е. П. Попова. – М. : Машиностроение, 1978. – 392 с.
8. Каверзин, С. В. Курсовое и дипломное проектирование по гидроприводу самоходных машин : учебное пособие / С. В. Каверзин. – Красноярск : ПИК «Офсет», 1997. – 384 с.
9. Гойдо, М. Е. Проектирование объемных приводов / М. Е. Гойдо. – М. : Машиностроение, 2009. – 304 с.
10. Проектирование гидравлических систем машин : учебное пособие для студентов вузов по специальности «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика» / Г. М. Иванов [и др.] ; под общ. ред. Г. М. Иванова. – М. : Машиностроение, 1992. – 224 с.
11. Попов, Д. Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем : учеб. для вузов по специальностям «Гидропневмоавтоматика

и гидропривод» и «Гидравлические машины и средства автоматизации» / Д. Н. Попов. – М. : Машиностроение, 1987. – 464 с.

12. Свешников, В. К. Станочные гидроприводы : справочник / В. К. Свешников, А. А. Усов. – М. : Машиностроение, 1988. – 512 с.

Учебное издание

АВТУШКО Валентин Петрович
КИШКЕВИЧ Павел Нестерович
ЖИЛЕВИЧ Михаил Иванович
БАРТОШ Петр Романович

**ТЕОРИЯ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ
ГИДРОПНЕВМОПРИВОДОВ**

Конспект лекций

В 6 частях

Часть 2

**СЛЕДЯЩИЕ ГИДРО- И ПНЕВМОПРИВОДЫ
С ДРОССЕЛЬНЫМ УПРАВЛЕНИЕМ**

Редактор *Т. Н. Микулик*
Компьютерная верстка *Н. А. Школьниковой*

Подписано в печать 12.01.2017. Формат 60×84 ¹/₁₆. Бумага офсетная. Ризография.
Усл. печ. л. 7,15. Уч.-изд. л. 5,59. Тираж 100. Заказ 573.

Издатель и полиграфическое исполнение: Белорусский национальный технический университет.
Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя, распространителя
печатных изданий № 1/173 от 12.02.2014. Пр. Независимости, 65. 220013, г. Минск.

