

Министерство образования Республики Беларусь

Учреждение образования  
«Гомельский государственный технический  
университет имени П. О. Сухого»

Кафедра «Сельскохозяйственные машины»

**В. Б. Попов**

# **ТЕОРИЯ АВТОМАТИЧЕСКИХ СИСТЕМ ТРАКТОРОВ И СПЕЦИАЛЬНЫХ МАШИН**

**КУРС ЛЕКЦИЙ**

**по одноименной дисциплине для студентов  
специальности 1-36 12 01 «Проектирование  
и производство сельскохозяйственной техники»  
дневной и заочной форм обучения**

**Электронный аналог печатного издания**

**Гомель 2008**

УДК 681.51.002(075.8)  
ББК 32.965+40.72я73  
П58

*Рекомендовано к изданию научно-методическим советом  
механико-технологического факультета ГГТУ им. П. О. Сухого  
(протокол № 1 от 13.02.2007 г.)*

Рецензент: зав. каф. «Автоматизированный электропривод» ГГТУ  
им. П. О. Сухого проф., д-р техн. наук *В. И. Луковников*

П58 **Попов, В. Б.**

Теория автоматических систем тракторов и специальных машин : курс лекций по одноим. дисциплине для студентов специальности 1-36 12 01 «Проектирование и производство сельскохозяйственной техники» днев. и заоч. форм обучения / В. Б. Попов. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2008. – 114 с. – Систем. требования: PC не ниже Intel Celeron 300 МГц ; 32 Мб RAM ; свободное место на HDD 16 Мб ; Windows 98 и выше ; Adobe Acrobat Reader. – Режим доступа: <http://lib.gstu.local>. – Загл. с титул. экрана.

ISBN 978-985-420-774-2.

Изложены теоретические основы анализа и синтеза линейных непрерывных систем автоматического управления, необходимые для анализа и синтеза САУ тракторов и специальных машин в автоматизированном режиме.

Для студентов специальности 1-36 12 01 «Проектирование и производство сельскохозяйственной техники» дневной и заочной форм обучения.

**УДК 681.51.002(075.8)**  
**ББК 32.965+40.72я73**

ISBN 978-985-420-774-2

© Попов В. Б., 2008  
© Учреждение образования «Гомельский  
государственный технический университет  
имени П. О. Сухого», 2008

# **Тема 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О СИСТЕМАХ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ**

## **1.1. Понятие автоматизации машин**

*Автоматизация машин* – этап комплексной механизации, характеризующийся освобождением человека от непосредственного выполнения функций управления машинами и передачей этих функций автоматическим устройствам. При автоматизации получение, преобразование, передача и использование энергии, материалов и информации выполняются автоматически, при помощи специальных технических средств и систем управления.

Зарубежный опыт подтвердил, что весьма важно использование принципиально новых автоматических систем управления с применением управляющих ЭВМ.

При автоматизации сельскохозяйственного производства не всегда применим опыт, приобретенный при решении аналогичных вопросов в промышленности. Объясняется это некоторыми особенностями сельского хозяйства.

Во-первых, характер производства на селе циклический (прерывистый), связанный с естественными биологическими периодами функционирования и развития животного и растительного мира, поэтому основные технологические процессы прерывисты и перестроить их в непрерывные не всегда удается, а между тем, известно, что производства, непрерывные во времени, автоматизировать легче.

Во-вторых, поскольку основные технологические процессы сельскохозяйственного производства тесно связаны с биологическими, то прервать их даже временно нельзя, так как сбой с естественного ритма приводит не только к недополучению продукции, но и порче живых объектов (животных, птицы, растений), снижению их продуктивности, а иногда и гибели.

В-третьих, как правило, нельзя увеличить выход продукции, уменьшив время и число циклов технологических процессов. Этого можно добиться главным образом за счет улучшения культуры сельскохозяйственного производства.

## **1.2. Основные определения теории автоматического управления**

Для того чтобы машина могла выполнять необходимые операции в технологическом процессе, ее нужно управлять, т. е. осуществлять пуск, останов, изменять режим работы, положение рабочих орга-

нов и выполнять другие операции управления и контроля путем воздействия на органы управления машины, механизма. Если управление осуществляется человеком, оно называется ручным, если с помощью технических средств – автоматическим.

Для осуществления автоматического управления техническим процессом создается система, включающая управляемый объект (ОУ) 2 и автоматическое управляющее устройство (АУУ) 1 или автоматический регулятор (рис. 1.1), состоящий из средств автоматики и телемеханики.

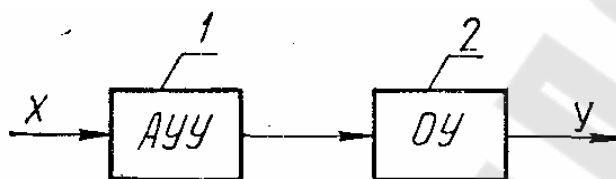


Рис. 1.1. Система автоматического управления

*Автоматическое управление* – это осуществление совокупности воздействий, выбранных из множества возможных (на основании определенной информации) и направленных на поддержание или улучшение функционирования управляемого объекта в соответствии с целью его управления. Оно охватывает вопросы адаптации, самонастройки, автоматического выбора наилучших режимов и т. п.

*Автоматическое регулирование* – это поддержание постоянной или изменение по заданному закону некоторой выходной величины, характеризующей процесс.

*Автоматический контроль* – это контроль различных параметров, величин в объекте с целью установить, не вышли ли они за допустимые границы.

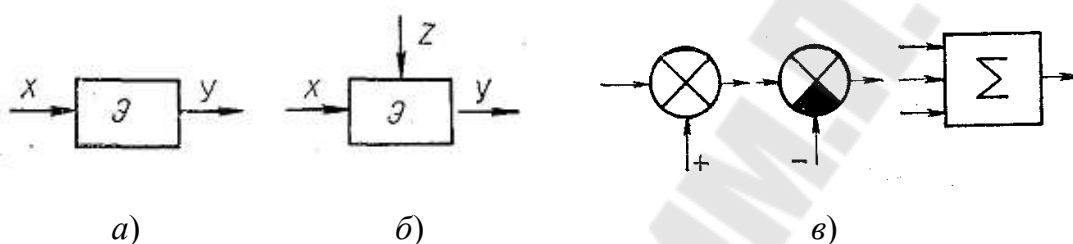
Возмущающие и задающие воздействия делятся на внешние и внутренние. Внешнее – это воздействие на автоматическую систему внешней среды или устройств, не являющихся частью этой системы. Внутреннее – это воздействие одной части системы на другую.

Для каждого объекта управления и автоматического управляющего устройства составляется алгоритм функционирования и алгоритм управления.

*Алгоритм функционирования* – это совокупность предписаний, правил или математических зависимостей, определяющих правильное выполнение технологического процесса в каком-либо устройстве. Он составляется на основании технологических, экономических и других требований без учета динамических искажений.

*Алгоритм управления* – это совокупность предписаний, определяющих характер управляющих воздействий на объект с целью осуществления им заданного алгоритма функционирования с учетом динамических свойств системы.

В общем виде элемент автоматики (рис. 1.2, *а*) представляет собой преобразователь, на вход которого подается сигнал (энергия)  $x$ , а на выходе возникает сигнал (энергия)  $y$ . Если возникает необходимость, чтобы энергия  $y$  была больше, чем энергия  $x$  на входе, в элемент вводится вспомогательный источник энергии (рис. 1.2, *б*), за счет которого осуществляется усиление сигнала  $x$ .



*Рис. 1.2.* Условное обозначение элементов автоматики:  
*а* – элемент автоматики; *б* – элемент автоматики с внешним сигналом; *в* – функциональные элементы САУ

Величины  $x$  и  $y$  могут быть электрическими (напряжение, ток, сопротивление), механическими (перемещение, скорость и др.), пневматическими и гидравлическими (давление, расход и др.). В САУ используется большое число элементов, отличающихся друг от друга физической природой и конструкцией, принципом действия, схемой включения и т. д. Они имеют универсальное назначение или входят в унифицированные системы, такие как государственная система промышленных приборов и средств автоматизации (ГСП), универсальная система элементов промышленной пневмоавтоматики (УСЭППА), унифицированная система пневматических и электрических датчиков теплоэнергетических параметров и др. Каждый элемент автоматики выполняет определенную функцию.

### 1.3. Схемное представление систем автоматического управления

Схема – это документ, поясняющий принцип действия и взаимодействие различных элементов, устройств или системы в целом.

Для изображения автоматических систем применяют принципиальные, функциональные и структурные схемы.

*Принципиальная схема* – это схема, которая позволяет визуально определить наличие, расположение, степень значимости различных элементов САУ.

*Функциональная схема* – это совокупность функциональных элементов, связанных между собой определенным образом. Функциональные элементы на схемах обозначают прямоугольниками, внутри которых указывается наименование в соответствии с выполняемыми функциями. Связи между функциональными элементами обозначаются стрелками по направлению прохождения сигнала (рис. 1.3).

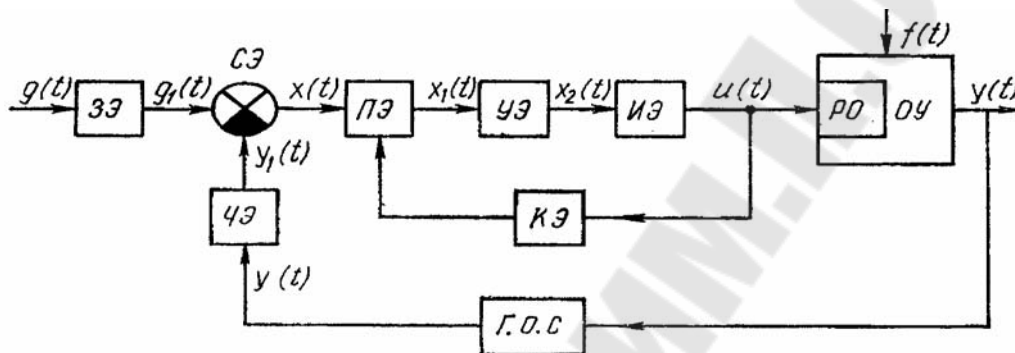


Рис. 1.3. Обобщенная функциональная схема САУ:

- ЗЭ – задающий элемент; СЭ – сравнивающий элемент;
- ЧЭ – измерительный (чувствительный) элемент;
- ПЭ – преобразующий элемент; УЭ – усилительный элемент;
- ИЭ – исполнительный элемент; ОУ – объект управления;
- КЭ – корректирующий элемент (местная обратная связь);
- ГОС – главная обратная связь

*Структурная схема* (математическая модель процесса управления) – это графическое изображение структуры автоматической системы, когда каждой математической операции преобразования сигнала соответствует определенное звено (иногда ее называют алгоритмической структурной схемой). На структурной схеме элементы автоматической системы изображаются в виде прямоугольников, внутри которых записываются соответствующие математические операции или передаточные функции.

*Чувствительный элемент*, или измерительное устройство, измеряет действительное значение управляемой величины  $y(t)$  и преобразует его в однозначно соответствующую величину  $y_1(t)$ , удобную для сравнения с задающей величиной  $g_1(t)$ . Если чувствительный элемент создает электрический или пневматический сигнал, то его называют датчиком. В ГСП датчиком называют элемент, который выдает унифицированный сигнал.

Задающий элемент формирует *задающее воздействие*  $g(t)$ , которое определяет необходимое значение управляемой величины и преобразует его в однозначно соответствующую величину  $g_1(t)$ , удобную для сравнения с величиной  $y_1(t)$ .

В качестве задающего элемента могут использоваться различные кулачковые механизмы, функциональные потенциометры, перфокарты, магнитные пленки, профильные диаграммы и т. п. Иногда задающий элемент конструктивно объединяется в одно целое с измерительным и сравнивающим элементом.

*Сравнивающий элемент* в наиболее распространенном виде измеряет разность сигналов (ошибку)  $x(t) = g_1(t) - y_1(t)$ . В сравнивающем элементе может происходить и суммирование сигналов. Операции алгебраического суммирования на схемах автоматики обозначаются условными знаками (рис. 1.2, в). В качестве сравнивающих элементов могут использоваться потенциометры, механические дифференциалы и сельсинные пары в трансформаторном режиме для сравнения угловых перемещений, устройства на резисторах для сравнения и суммирования электрических напряжений, токов и т. п.

*Преобразующий элемент* служит для преобразования сигналов в удобный вид и иногда объединяется в одно целое с датчиком или с другим элементом для дальнейшего использования.

*Усилительный элемент* усиливает сигнал рассогласования  $x(t)$  до величины, достаточной для приведения в действие исполнительного элемента. В усилительном элементе происходит увеличение сигнала за счет получения энергии извне. В системах автоматического управления чаще всего используются электрические (электронные, релейные, электромагнитные, магнитные, полупроводниковые и др.), гидравлические и пневматические усилители. Последние имеют высокие коэффициенты усиления по мощности и выполняют одновременно роль исполнительных элементов (серводвигателей, сервомеханизмов).

*Исполнительный элемент* вырабатывает и подает на регулирующий орган объекта управления управляющее воздействие  $u(t)$ . По виду используемой энергии исполнительные элементы разделяют на электрические (электродвигатели постоянного и переменного тока, однооборотные электрические исполнительные механизмы и др.), гидравлические и пневматические (серводвигатели, характеризующиеся большими усилиями, быстродействием и высокой точностью).

*Объекты управления* – это различные технические устройства, энергетические и силовые установки, транспортные средства, отдельные механизмы устройств и т. д.

*Корректирующий элемент*, или местная обратная связь, – это специальные устройства, вводимые в систему для улучшения качества управления.

*Главная обратная связь* – это связь между выходом системы и входом, образующая замкнутый контур управления.

На объект управления, кроме управляющих входных воздействий  $u(t)$ , влияют и различные внешние возмущающие воздействия  $f(t)$ , или возмущения (рис. 1.3), вызывающие изменения управляемой, или регулируемой, величины  $y(t)$  (выходная величина).

Изменения во времени входных воздействий и выходных величин характеризуют состояние объекта. Для борьбы с возмущениями объект снабжается регулирующим органом (РО), воздействуя на который вручную или автоматически можно изменять управляемую величину, компенсируя нежелательные изменения, вызванные влиянием возмущений.

*Следовательно, основная задача автоматического управления заключается в формировании такого закона изменения управляющих входных воздействий  $u(t)$ , при котором желаемое поведение объекта достигается независимо от изменения поступающих на него возмущений  $f(t)$ .*

*Основная же задача регулирования состоит в том, чтобы одну или несколько регулируемых величин  $y(t)$  сделать равными задающим (эталонным) воздействиям  $g(t)$ , т. е.  $y(t) = g(t)$  во все моменты времени работы системы с заданной точностью.*

## **Тема 2. ОБРАТНЫЕ СВЯЗИ**

Обратная связь образуется, когда выходной сигнал или его часть подается на вход элемента или системы. По конструктивному исполнению связи могут быть механическими, электрическими, пневматическими, гидравлическими и т. д.

По расположению в структурной схеме САУ обратные связи подразделяются на внешние и внутренние.

*Внешние обратные связи* охватывают обычно все звенья, а внутренние – одно или ряд звеньев, входящих в систему. *Внутренние обратные связи* позволяют превращать один вид звена в другой, вводить новые звенья, изменять их параметры, не нарушая структурной схемы САУ, и т. д. Обратные связи повышают точность работы системы и улучшают ее динамические свойства. Исходя из величины обратной связи по отношению к значению прямой цепи обратные связи подразде-



ляются на единичные ( $k_{o.c} = 1$ ) и неединичные. Неединичные связи применяются для уменьшения ошибки в работе замкнутой САУ.

Различают главные и местные (корректирующие) обратные связи.

*Главная обратная связь* – это связь выхода системы (объекта) с входом системы (объекта).

*Местная обратная связь* – это связь между выходом элемента и его входом или между выходом и входом нескольких элементов, входящих в систему. Местные связи обычно служат для улучшения основного процесса работы системы, повышения устойчивости и точности, уменьшения ошибок и запаздываний и т. п.

Величина  $k_{o.c}$  (рис. 2.1, б), показывающая, какая часть выходного сигнала  $y(t)$  снова поступает на вход в виде сигнала обратной связи  $y_{o.c}(t)$ , называется *коэффициентом обратной связи*:

$$k_{o.c} = y_{o.c}/y.$$

Обратные связи делятся на положительные и отрицательные, гибкие и жесткие.

*Положительной* называется такая связь, когда ее сигнал складывается с входным сигналом:

$$x(t) = g(t) + y_{o.c}(t).$$

*Отрицательной*, когда ее сигнал вычитается из входного сигнала:

$$x(t) = g(t) - y_{o.c}(t).$$

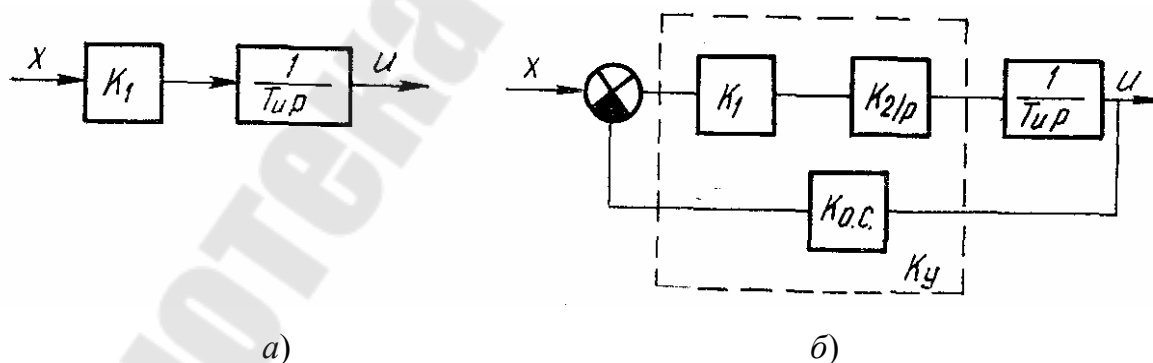


Рис. 2.1. Система автоматического управления:  
а – без обратной связи; б – с обратной связью

*Жесткая обратная связь* передает сигналы как в установившихся, так и в переходных режимах. На рис. 2.2, а показана жесткая пневматическая обратная связь.

При перемещении заслонки 4 под воздействием отклонения управляемой (регулируемой) величины, скорость истечения воздуха из сопла 5 изменится, что приведет в свою очередь к изменению давления воздуха за дроссельным устройством 6 и в сильфонной камере 1. Изменение длины сильфона 2 приведет к перемещению заслонки 4 с помощью рычага 3 в сторону, противоположную воздействию входной величины, и изменению давления за дросселем 6.

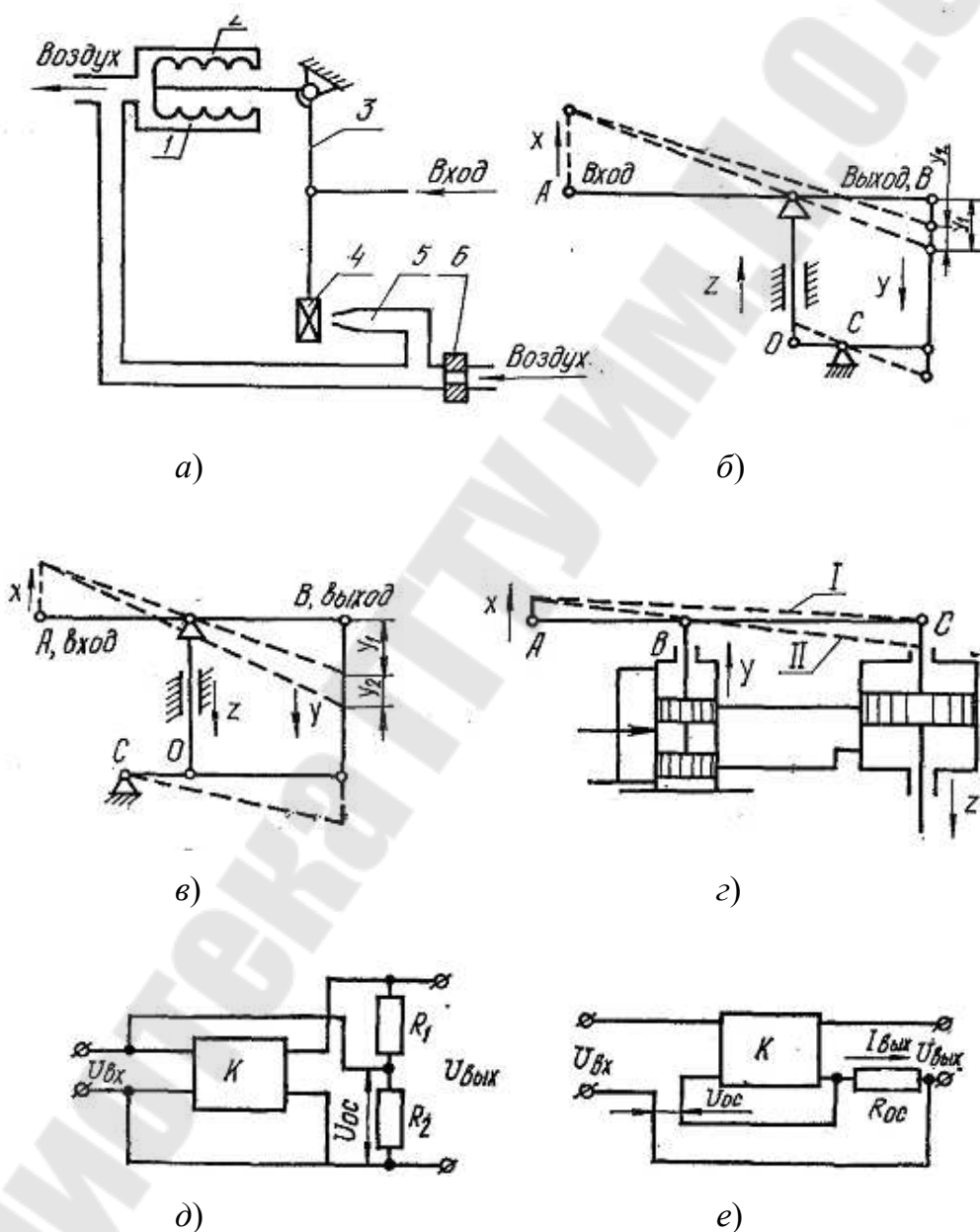


Рис. 2.2. Примеры типов обратной связи:  
 а – пневматическая жесткая; б – механическая жесткая;  
 в – положительная; г – отрицательная;  
 д – жесткая по напряжению; е – жесткая по току

На рис. 2.2, б, в показана жесткая механическая обратная связь. Основная цепь воздействий имеет направление от точки  $A$  к точке  $B$ , положение которой однозначно определяется координатой точки  $A$  (жесткая связь). При перемещении точки  $A$  вверх на расстояние  $x$  точка  $B$  сместится за счет основной связи на величину  $y_1$ ; при этом из-за дополнительной связи шарнир  $O$ , который жестко связан с точкой  $B$ , перемещается на величину  $z$  и будет возвращать точку  $B$  вверх на величину  $y_2$  (отрицательное перемещение). Следовательно, результирующее перемещение точки  $B$  вниз составит  $y = y_1 - y_2$ , т. е. имеем отрицательную обратную связь.

На рис. 2.2, в представлена положительная обратная связь, так как результирующее перемещение точки  $B$  складывается из перемещений  $y_1$  от действия прямой цепи и перемещения  $y_2$  от действия обратной связи.

На рис. 2.2, г показан гидравлический поршневой серводвигатель с отрицательной жесткой связью, которая осуществляется установкой опоры рычага  $AC$  в точке  $C$  на штоке поршня (первый момент движения).

Перемещение точки  $A$  вызывает движение и перемещает шарнир  $B$  вверх. Шарнир  $C$  в первый момент неподвижен (положение I), затем при опускании поршня точка  $C$  смещается вниз (положение II) и смещает вниз шарнир  $B$  (отрицательное перемещение), т. е. имеем отрицательную жесткую связь.

На рис. 2.2, д, е показана жесткая обратная связь по напряжению и току.

Для рис. 2.2, д сигнал обратной связи рассчитывается по выражению:

$$y_{o.c} = U_{o.c} = k_{o.c} U_{\text{вых}},$$

где  $k_{o.c} = \frac{R_2}{R_1 + R_2}$ .

В качестве элемента обратной связи используется делитель  $R_1 - R_2$ . Если сигнал обратной связи и выходной сигнал ко входу элемента подключены параллельно, то такая связь называется параллельной.

Для жесткой обратной связи по току (рис. 2.2, е) в качестве элемента обратной связи используется резистор  $R_{o.c}$ . В этом случае  $y_{o.c} = U_{o.c} = k_{o.c} U_{\text{вых}}$ , где  $k_{o.c} = R_{o.c}$ , т. е. имеем так называемую последовательную обратную связь, когда  $U_{o.c}$ ,  $U_{\text{вых}}$  подключены последовательно.

*Гибкая обратная связь* (изодромная, или упругая связь) действует только в неустановившемся режиме. В первый момент гибкая связь действует как жесткая, а затем ее воздействие постепенно ослабевает и, наконец, исчезает.

Изодромная связь для САР частоты вращения коленчатого вала (отрицательная гибкая обратная связь) показана на рис. 2.3.

При этом типе связи с изменением частоты вращения поворот рычага 5 происходит вокруг точки 0, перемещая поршни золотника 4 вверх или вниз.

В первый момент смещения поршня гидроцилиндра 6 цилиндр 2 и поршень 3 с калиброванными отверстиями движутся как одно целое и рычаг *AB* вначале поворачивается вокруг точки *A*, осуществляя обратную связь на поршни золотника, растягивая или сжимая пружину 1. В дальнейшем за счет перетекания жидкости в цилиндре 2 пружина 1 возвращает рычаг *AB* в то положение, которое он занимал до начала движения поршня гидроцилиндра. Поэтому гибкая обратная связь действует только в переходном режиме, причем содействует сохранению астатизма системы.

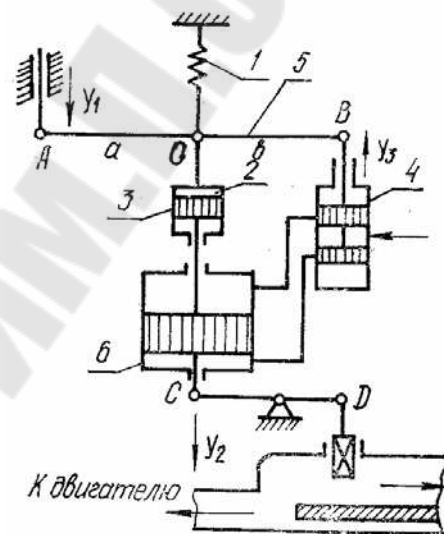


Рис. 2.3. Пример изодромной связи в САР

### Тема 3. ПРИНЦИПЫ ПОСТРОЕНИЯ СИСТЕМ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ И РЕГУЛИРОВАНИЯ, ИХ КЛАССИФИКАЦИЯ

#### 3.1. Принципы автоматического управления

В основе построения систем автоматического управления лежат три фундаментальных принципа: разомкнутого управления (регулирования); управления по возмущению и управления по отклонению (по ошибке).

*Принцип разомкнутого управления* состоит в том, что алгоритмы управления вырабатываются только на основе заданного алгоритма функционирования и не контролируются другими факторами – возмущениями или выходными координатами системы. Принципиальная схема разомкнутого управления показана на рис. 3.1, а. Схема

системы в этом случае имеет вид разомкнутой цепочки, в которой основное воздействие передается от входного (задающего) элемента ЗУ к выходному ОУ (объекту). Поэтому и принцип управления получил название разомкнутого. Основным недостатком его является то, что связь между  $y$  и  $x$  в разомкнутых системах обеспечивается только конструкцией и подбором физических закономерностей, действующих во всех элементах. Однако используется он очень широко и ввиду своей простоты его не всегда выделяют как один из фундаментальных принципов. На этом принципе построены все системы сигнализации, защиты, контроля, блокировки и т. п.

Ряд устройств, применяемых в автоматике, представляет собой элементы с управлением по разомкнутой цепи (переключатели, реле, логические элементы, некоторые преобразователи, усилители, счетно-решающие элементы, выполняющие операции дифференцирования, интегрирования и т. п.).

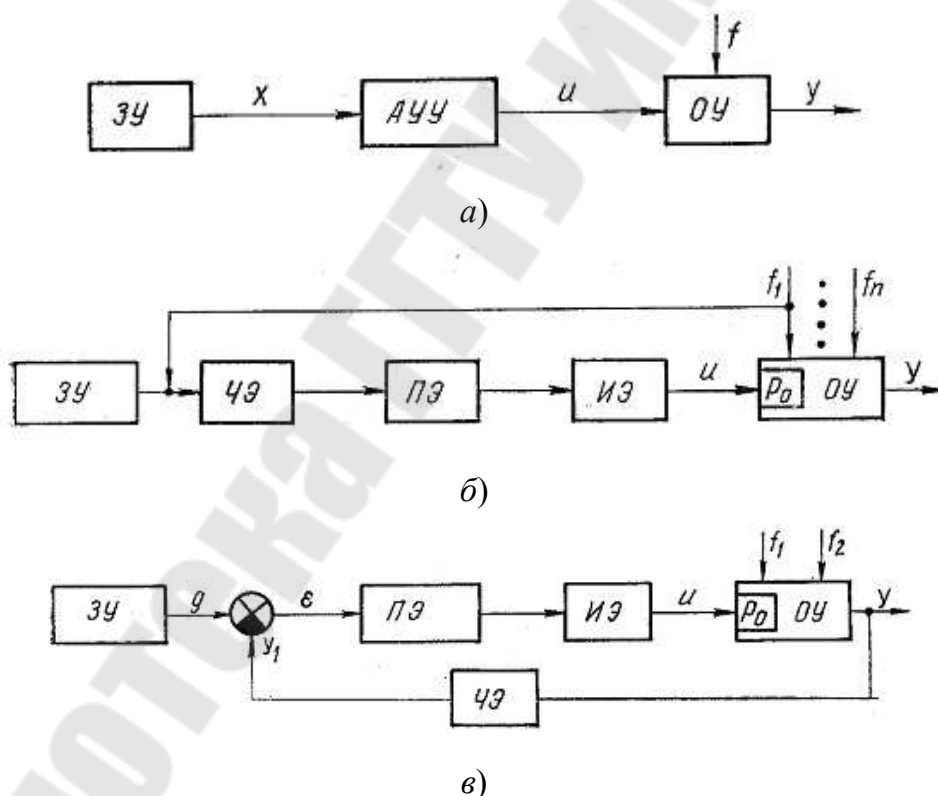


Рис. 3.1. Схемная реализация принципов управления САУ:  
 а – разомкнутое; б – по возмущению; в – по отклонению

Принцип управления по возмущению иногда называют принципом Понселе-Чиколева (по имени французского и русского ученых). Суть его в следующем: для компенсации вредного влияния какого-

либо возмущения  $f$  необходимо измерить это возмущение и в зависимости от результатов измерения осуществить управляющее воздействие на объект, обеспечивающее изменение управляемой величины по требуемому закону или поддержание ее на заданном уровне.

Для реализации этого принципа в состав САУ должны входить (рис. 3.1, б): чувствительный элемент (ЧЭ) и исполнительный элемент (ИЭ). Между чувствительным и исполнительным элементами могут быть различные промежуточные элементы (ПЭ), например, усилители, преобразователи и т. д.

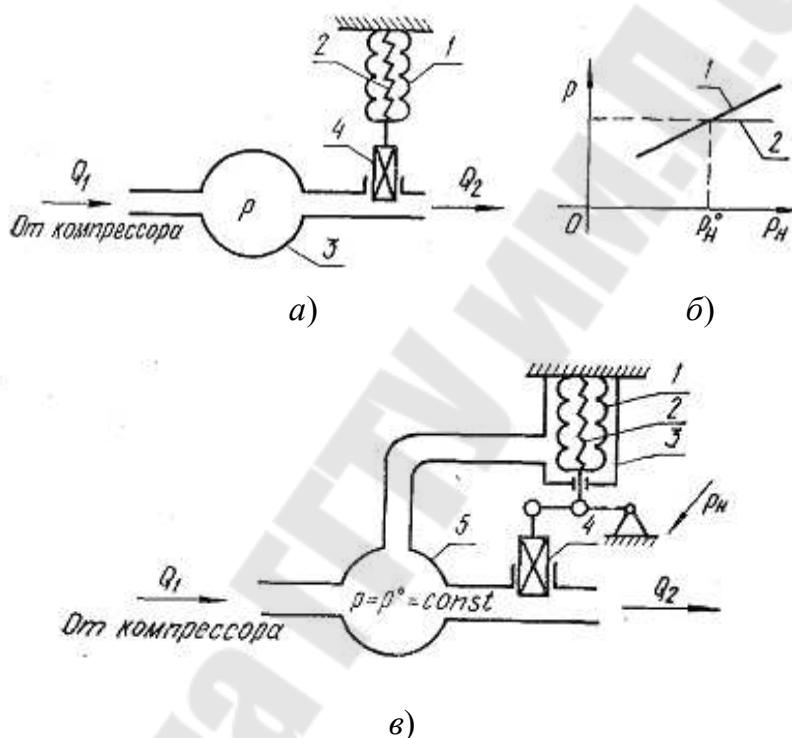


Рис. 3.2. САУ давления воздуха:

а – принцип по возмущению; б – характеристика;  
в – принцип по отключению

Правильно сконструированный регулятор, работающий по этому принципу, обеспечивает независимость (инвариантность) управляемой величины  $y$  от воздействия  $f_i$ .

Система регулирования давления воздуха в герметизированном отсеке, реализующая этот принцип, приведена на рис. 3.2, а.

Одним из возмущающих воздействий является изменение давления окружающей среды  $p_n$ . Зависимость давления  $p$  в отсеке 3 от величины  $p_n$  (в установившемся режиме) характеризуется кривой 1 (рис. 3.2, б). Все остальные воздействия предполагаются постоянными.

Как видно, в отсеке без регулятора требуемое значение давления  $p^0$  имеет место при единственном значении давления внешней среды  $p_n^0$ . Для измерения возмущающего воздействия  $p_n$  служит измеритель давления, состоящий из сильфона 1, внутри которого размещена пружина 2. Сильфон представляет собой тонкостенную герметически запаянную пустотелую металлическую коробку цилиндрической формы с гофрированными стенками, воздух из которой выкачан до технического вакуума. Деформация сильфона в осевом направлении в первом приближении пропорциональна величине давления  $p_n$ . Пружина 2 служит для увеличения упругости сильфона. С дном сильфона 1 жестко связана регулирующая заслонка 4 в выходном трубопроводе (промежуточные и исполнительные элементы в регуляторе отсутствуют). Допустим, что положение, изображенное на рис. 3.2, а, соответствует номинальному режиму работы, когда  $p = p^0$  и все возмущающие воздействия постоянны. При увеличении давления  $p_n$  и отсутствии регулятора это привело бы к уменьшению расхода  $Q_2$  и увеличению давления в отсеке. При наличии регулятора увеличение давления  $p_n$  приведет к сжатию сильфона и перемещению регулирующей заслонки 4 вверх. В результате расход на выходе  $Q_2$  возрастает и давление в отсеке сохраняет прежнее значение  $p^0$ . Однако, если расход воздуха  $Q_2$  будет изменен другими возмущениями, регулятор не обеспечит стабилизацию давления в отсеке.

*Принцип управления по отклонению.* Как известно, основная задача любой автоматической системы управления состоит в выполнении равенства  $g(t) = y(t)$  с той или иной степенью точности, т. е. при работе САУ возникает ошибка или отклонение  $\varepsilon(t) = g(t) - y(t)$ . При идеальной работе САУ  $\varepsilon(t) = 0$  для всех моментов времени. Для реальных систем при  $\varepsilon(t) \neq 0$  задача может заключаться лишь в уменьшении этой ошибки до допустимого значения.

Суть управления по ошибке состоит в том, что тем или иным путем определяется ошибка САУ и в зависимости от величины и знака этой ошибки осуществляется управляющее воздействие, сводящее ошибку к нулю. Этот принцип был впервые разработан и осуществлен русским механиком И. И. Ползуновым в 1765 г. и английским механиком Дж. Уаттом в 1784 г. В общем случае такие системы должны иметь задающий, чувствительный и сравнивающий элементы (см. рис. 1.3).

Преобразующие элементы регулятора включают в себя устройства для преобразования физической природы сигнала ошибки (модуляторы, демодуляторы и др.) и так называемые корректирующие устройства, осуществляющие функциональные преобразования сигнала

ошибки (дифференцирование, интегрирование и др.) и предназначенные для придания системе требуемых свойств.

На рис. 3.2, в показана автоматическая система регулирования давления в герметизированном отсеке, реализующая этот принцип. В этой системе чувствительный элемент 1 (сильфон) помещен в камеру 3, давление внутри которой равно давлению  $p$  в отсеке 5. Сильфон кинематически связан с регулирующим органом 4. При установившемся состоянии ( $Q_1 = Q_2$ ) давление в отсеке  $p = \text{const}$  и заслонка 4 занимает вполне определенное положение, так как усилие, действующее на сильфон за счет давления газов в камере 3, уравновешено усилием пружины 2. При увеличении давления в отсеке по каким-либо причинам повышается давление и в камере 3. Сильфон, сжимаясь, перемещает заслонку 4 вверх, увеличивая расход  $Q_2$  на выходе, и давление в отсеке снижается. При уменьшении давления картина повторяется в обратной последовательности. Следовательно, в данной системе чувствительный элемент реагирует только на отклонение давления от установленного значения. В этой системе сравнивающий элемент в явном виде отсутствует. Сигнал ошибки  $x(t) = p^0 - p(t)$ .

Важным преимуществом САУ по ошибке является отсутствие жестких требований к стабильности характеристик элементов регулятора и объекта, существенным недостатком – склонность к колебаниям, что значительно усложняет расчет таких систем. Поэтому сейчас создаются комбинированные системы, использующие оба эти принципа одновременно.

### 3.2. Классификация систем автоматического управления

Существует большое разнообразие автоматических систем управления, которые классифицируются по различным признакам. По своему назначению различают автоматические системы сигнализации, защиты, пуска, остановки, контроля, регулирования и управления. Рассмотрим классификацию автоматических систем с точки зрения теории автоматического управления.

По характеру алгоритма функционирования или в зависимости от целей управления системы регулирования делятся на стабилизирующие, следящие и программные; по наличию дополнительных источников энергии – прямого и непрямого регулирования; по характеру алгоритма управления – с замкнутой и разомкнутой цепью воздействий; по виду управляющих воздействий на объект – непрерывные, дискретные (релейные и импульсные); по математическому описанию – линей-



ные и нелинейные; по характеру передачи сигналов – одноконтурные и многоконтурные; по количеству регулируемых параметров – одно- и многомерные; по виду зависимости между значением регулируемого параметра и величиной внешнего воздействия на объект – статические и астатические; по самоприспособляемости – без самоприспособления и с самоприспособлением.

*Стабилизирующие системы.* Автоматическая система управления называется стабилизирующей, если алгоритм ее функционирования содержит предписание поддерживать значение управляемой величины постоянным, т. е.  $y(t) = \text{const}$ .

*Пример 1.* Система автоматического регулирования уровня воды в котле паровой машины (регулятор И. И. Ползунова) показана на рис. 3.3, а.

Управляемым объектом в данной системе является котел 1, в котором необходимо поддерживать уровень воды  $H$  (управляемая величина) постоянным, измерительным элементом – поплавком 2, регулирующим органом – заслонка 3, внешним возмущающим воздействием – изменение количества отбора пара из котла  $Q_2$ . Настройка регулятора на заданный уровень  $H$  осуществляется изменением длины стержня поплавка.

*Пример 2.* Система стабилизации частоты вращения вала паровой машины (регулятор Дж. Уатта) представлена на рис. 3.3, б.

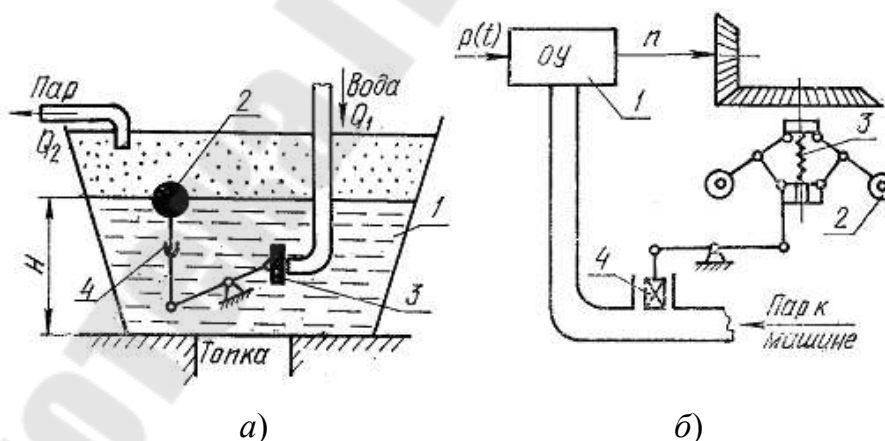


Рис. 3.3. Стабилизирующие системы:  
а – САР уровня воды; б – регулятор Дж. Уатта

Управляемым объектом в системе является паровая машина 1, частоту вращения  $n$  вала которой необходимо поддерживать постоянной, чувствительным элементом – грузы 2 центробежного регулятора,

регулирующим органом – заслонка 4, внешним возмущающим воздействием – изменение нагрузки  $p(t)$  на валу машины.

*Следящие системы.* Предназначены для изменения управляемой величины  $y(t)$  по закону, который заранее неизвестен. В таких системах задающее воздействие  $g(t)$  представляет случайную функцию времени, которую должна воспроизводить выходная величина  $y(t)$ .

Например, система согласованного вращения валов (рис. 3.4). Система предназначена для автоматического управления положением объекта 1 с помощью некоторого задающего устройства 2 (штурвал). Угловое положение  $\alpha_{\text{вх}}$  задающего вала преобразуется с помощью потенциометра  $R_1$  в соответствующий потенциал  $U_1$ , а  $\alpha_{\text{вых}}$  выходного вала, связанного с объектом 1, потенциометром  $R_2$  в соответствующий потенциал  $U_2$ . Потенциалы  $U_1$  и  $U_2$  сравниваются в устройстве 3. Результат их сравнения называется сигналом ошибки  $U_\theta$ , т. е.  $U_\theta = U_1 - U_2$ . Сигнал ошибки поступает на вход усилителя 4, к выходу которого подключен исполнительный элемент 5 (электрический двигатель), связанный через редуктор 6 с объектом. При согласованном положении входного и выходного валов обеспечивается равенство  $\alpha_{\text{вх}} = \alpha_{\text{вых}}$ . При этом условии потенциалы датчиков (потенциометров)  $R_1$  и  $R_2$  будут равны, т. е.  $U_1 = U_2$  и сигнал ошибки  $U_\theta = 0$ . Двигатель 5 будет неподвижен, и объект находится в покое. При изменении положения входного вала с помощью задающего устройства 2 на входе усилителя 4 появляется сигнал ошибки, который после усиления приводит в действие исполнительный двигатель 5, перемещающий объект 1, а вместе с ним и движок потенциометра  $R_2$  до тех пор, пока не будет восстановлено равенство  $\alpha_{\text{вх}} = \alpha_{\text{вых}}$ . Любые изменения характера движения входного вала тотчас передаются на выходной вал.

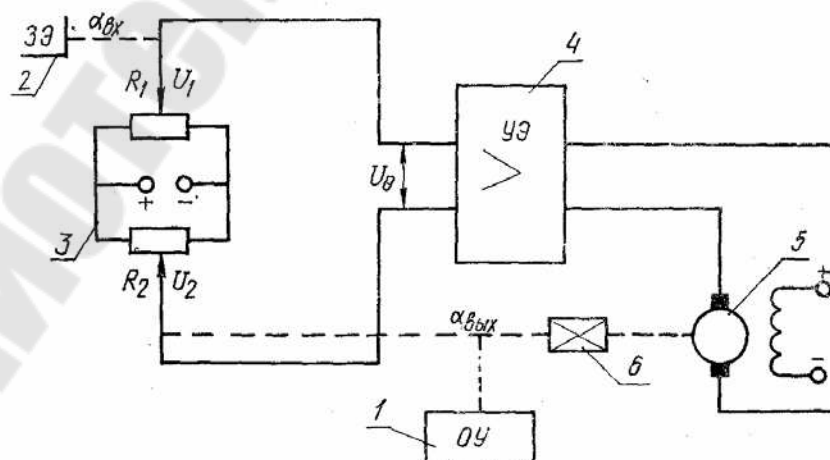


Рис. 3.4. Следящая система автоматики

*Программные системы.* Предназначены для изменения регулируемой величины  $g$  по известному закону в функции времени  $t$  или какой-либо другой величины  $z$ :  $g(t) = g^0(t)$  – временная программа,  $g = g^0(z)$  – параметрическая программа.

Параметрические программы могут зависеть не только от одной, но и от нескольких величин –  $z_1, z_2, z_3...$  (пространственное программирование).

Например, программная система регулирования температуры в сушильном шкафу (рис. 3.5).

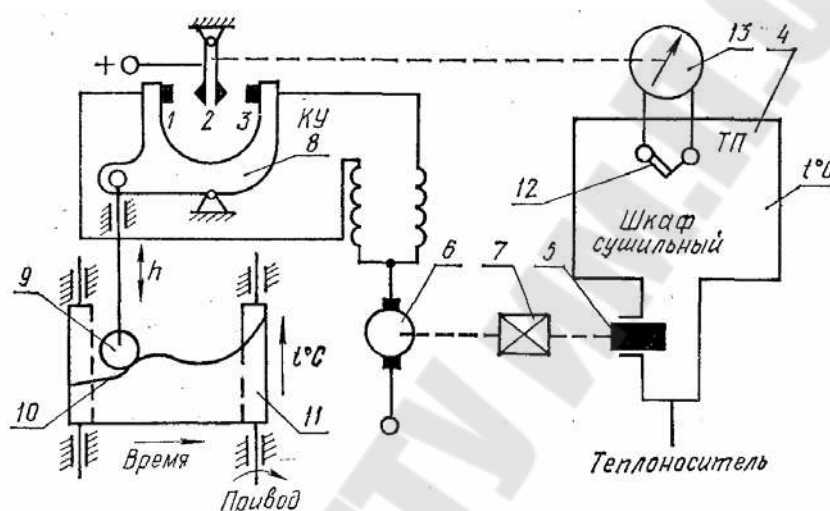


Рис. 3.5. Программная система регулирования

Температура  $t$  в шкафу (объект управления) зависит от положения заслонки 5, регулирующей приток в шкаф тепла. Заслонка перемещается через редуктор 7 двигателем 6, управляемым контактной группой КУ, состоящей из подвижного двухстороннего контакта 3 и двух контактов 1 и 2, находящихся на качающемся рычаге 8. Положение рычага 8 и контактов 1 и 2 определяется перемещением ролика 9 (чувствительный элемент), скользящего по фигурной поверхности ленты 10, перемещаемой механизмом 11. Профиль ленты представляет программу изменения температуры в шкафу во времени.

Если контакты незамкнуты, то двигатель 6 неподвижен и приток тепла в шкаф не изменяется (номинальное положение). При перемещении ролика вверх происходит замыкание контактов 1 и 3, вследствие чего двигатель выдвигает заслонку, увеличивая приток тепла в шкаф и температура в шкафу повышается. Если ролик смещается вниз, то замыкаются контакты 2 и 3, что сопровождается реверсом двигателя 6, и заслонка уменьшает проходное сечение и соответ-

венно приток тепла в шкаф. Контроль температуры в шкафу осуществляется термопарой 12 и гальванометром 13, стрелка которого механически связана с двухсторонним контактом 3, образуя цепь отрицательной обратной связи.

По наличию в системе дополнительных источников энергии все замкнутые системы автоматического управления делятся на системы прямого и непрямого управления.

В системах *прямого управления* регулирующий орган перемещается непосредственно чувствительным элементом, без дополнительных источников энергии (см. рис. 3.3).

В системах *непрямого регулирования* имеются устройства, позволяющие усиливать сигнал ошибки. Такими устройствами являются либо специальные усилители (пневматические, гидравлические, электрические, электронные и др.), либо исполнительные элементы, питающиеся от дополнительных источников энергии, либо те и другие вместе. В результате, в таких системах сигнал ошибки управляет только передачей энергии от дополнительных источников к регулируемому органу. Поэтому системы непрямого регулирования позволяют использовать высокоточные маломощные чувствительные элементы для управления работой объектов большой мощности. Очевидно, что точность регулирования при этом резко возрастает, что и предопределяет применение главным образом систем непрямого регулирования.

Системы автоматического управления по характеру алгоритма управления бывают с разомкнутой и замкнутой цепью воздействий.

В *разомкнутых системах* выходная величина объекта  $y(t)$  не измеряется, т. е. нет контроля за состоянием объекта. Следовательно, в этих системах отсутствует обратная связь между выходом объекта и входом управляющего устройства. Такое управление называется *жестким*, так как осуществляется без учета действительного значения управляемой величины, характеристик объекта и известных внешних воздействий. Возможны варианты разомкнутых САУ, в которых управляющее устройство измеряет только одно задающее воздействие  $g$ , одно возмущение  $f$  или оба эти сигнала одновременно. Разомкнутые системы пригодны лишь при достаточно высокой стабильности ее параметров и невысоких требованиях по точности.

К ним относятся различные системы сигнализации контроля, торможения, применяемые в машинах, торговые автоматы и т. п.

По виду управляющих воздействий на объект разделяют непрерывные и дискретные системы автоматического управления.

В процессе работы любой системы автоматического управления величины  $x$  (вход) и  $y$  (выход) изменяются во времени. Динамика процесса преобразования сигнала в звене описывается некоторым уравнением  $y = f(x)$  или экспериментально снятой характеристикой. По характеру динамических процессов системы делятся на непрерывные и дискретные.

*Непрерывные системы* – это такие системы, у которых в каждом звене непрерывному изменению входной величины соответствует непрерывное изменение выходной величины. Примеры таких систем приведены на рис. 3.3.

*Дискретные системы* – это системы, у которых хотя бы в одном звене при непрерывном изменении входной величины выходная изменяется не непрерывно (импульсами, ступенями и т. п.). К ним относятся импульсные, релейные и цифровые системы.

Процесс преобразования непрерывной величины в дискретную называется *квантованием* (дроблением). Существуют три вида квантования: по уровню; по времени; по уровню и времени. Квантование по уровню соответствует фиксации дискретных уровней сигнала в момент пересечения кривой непрерывного сигнала линий равноотстоящих уровней, т. е. осуществляется в произвольные моменты времени. Квантование по времени соответствует фиксации дискретных моментов времени, в которые уровни сигнала могут принимать произвольные значения. При квантовании по времени и уровню непрерывный сигнал заменяется дискретными значениями через равные промежутки времени, но при этом выделяется ближайший уровень непрерывного сигнала. В зависимости от характера квантования входных сигналов все дискретные элементы разделяются на импульсные, релейные, релейно-импульсные, или цифровые.

*Импульсные системы* – это системы, в составе которых имеется импульсный элемент, который осуществляет квантование входного сигнала по времени, т. е. выходная величина этого элемента представляет собой последовательность импульсов.

*Релейными системами* называются системы, в составе которых имеется релейный элемент (модулятор), осуществляющий квантование входного сигнала по уровню. В качестве релейных элементов могут использоваться всякого рода реле (механические, электрические, гидравлические, пневматические) и устройства, в которых выходная величина изменяется скачком при достижении входным сигналом определенных значений. Релейные системы в отличие от импульсных являются нелинейными, так как в них моменты времени, в которые

происходит замыкание и размыкание системы, заранее неизвестны. Эти моменты времени не задаются извне, а определяются внутренними свойствами самой системы (структурой, параметрами и т. п.).

*Релейно-импульсные, или цифровые, системы* являются более совершенными в сравнении с импульсными и релейными, так как имеют хотя бы один релейно-импульсный элемент. Наиболее перспективными релейно-импульсными системами являются цифровые, в которых выходная величина релейно-импульсного элемента представляется в виде двоичного или иного кода. Цифровые системы содержат обязательно либо простейшее вычислительное устройство (ЦВУ), либо цифровую вычислительную машину (ЦВМ). Релейно-импульсный элемент осуществляет квантование входного сигнала по уровню и времени и может быть получен путем последовательного соединения импульсного (ИЭ) и релейного (РЭ) элементов.

По математическому описанию выделяют линейные и нелинейные системы автоматического управления.

*Линейной* называется такая система, динамика которой описывается линейными уравнениями (алгебраическими, дифференциальными или разностными).

Статистические характеристики всех звеньев системы должны быть линейными. В том случае, если динамика всех звеньев системы описывается обыкновенными линейными дифференциальными уравнениями (или линейными алгебраическими) с постоянными коэффициентами, то систему называют *обыкновенной линейной, или системой с сосредоточенными параметрами*. При наличии в системе одного или нескольких переменных во времени коэффициентов ее называют *линейной с переменными коэффициентами*. Если какое-либо звено описывается линейными уравнениями в частных производных, то система называется *линейной с распределенными параметрами*.

Если динамика какого-либо звена описывается линейным уравнением с запаздывающим аргументом (т. е. звено обладает чисто временным запаздыванием  $\tau$ ), система называется *линейной с запаздыванием*.

Линейные импульсные системы с описанием динамики линейными разностными уравнениями получили название особых линейных систем.

В любой линейной системе реакция на любую композицию внешних воздействий равна сумме реакций на каждое из этих воздействий на систему порознь. Это так называемый *принцип суперпозиции*. Он позволяет выразить реакцию системы на любое произвольное воз-

действие через реакцию системы на элементарное типовое воздействие, например ступенчатое.

*Нелинейной* называется система, в которой хотя бы в одном звене нарушается линейность статической характеристики или же имеет место любое другое нарушение линейности уравнений динамики звена (произведение переменных или их производных; корень; квадрат или более высокая степень переменной и т. п.).

Теория и прикладные методы наиболее полно разработаны для обыкновенных линейных систем. Поэтому необходимо стремиться заменять нелинейные системы линейными. Это упрощение называется *линеаризацией нелинейных систем*. Там, где невозможно перейти к линейным уравнениям, систему разбивают на два блока, в одном из которых объединяется весь комплекс обыкновенных линейных звеньев. К нелинейным системам принцип суперпозиции не применим.

По характеру подачи сигналов разделяют одноконтурные и многоконтурные системы управления.

Автоматические системы регулирования, имеющие только одну обратную (главную) связь, называются *одноконтурными*. В этих системах воздействие, приложенное к какому-либо элементу (чаще сравнивающему), может обойти всю систему и вернуться в исходную точку по одному пути обхода (см. рис. 3.3).

Системы, содержащие одну или несколько местных обратных связей, называются *многоконтурными*. В этих системах воздействие, приложенное к тому или иному элементу, может обойти всю систему и вернуться в исходную точку по нескольким путям обхода.

Все автоматические системы регулирования по их свойствам в установившемся режиме можно разбить на две группы – статические и астатические.

*Статическими системами* называются такие, у которых отклонение регулируемой величины от заданного значения в установившемся режиме пропорционально величине возмущения вызвавшего это отклонение. В этих системах погрешность регулирования различна при разных нагрузках и лежит в основе самого принципа регулирования.

*Астатическими системами* автоматического регулирования называются такие системы, у которых погрешность регулирования в установившемся режиме равна нулю (в пределах зоны нечувствительности регулятора) и не зависит от нагрузки объекта.

*Самонастраивающимися* (самоприспосабливающимися, адаптивными) называются такие системы, в которых параметры и структура управляющего устройства (регулятора) автоматически изменяются на

основе информации для осуществления требуемого (оптимального) управления объектом. Самонастраивающаяся система в процессе эксплуатации сама автоматически должна получать и использовать для выработки управляющих воздействия недостающую информацию.

Самонастраивающиеся системы принято разделять на системы с самонастройкой программы, параметров и структуры.

## Тема 4. ХАРАКТЕРИСТИКИ СИСТЕМ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ

В автоматике свойства функциональных элементов оценивают различными показателями, связанными с величинами, поступающими на вход того или иного элемента ( $x$ ) и снимаемыми с его выхода ( $y$ ).

Если входная величина элемента с течением времени не изменяется, то режим элемента называется *статическим*, если изменяется – *динамическим*. Важнейшими показателями этих режимов являются статические и динамические характеристики.

### 4.1. Статические характеристики

Отражают графическую зависимость выходной величины от входной (рис. 4.1). Математическое выражение этой зависимости  $y = f(x)$  называется уравнением статики элемента. Статические характеристики элементов автоматике могут быть линейными (рис. 4.1, а) или нелинейными (рис. 4.1, б).

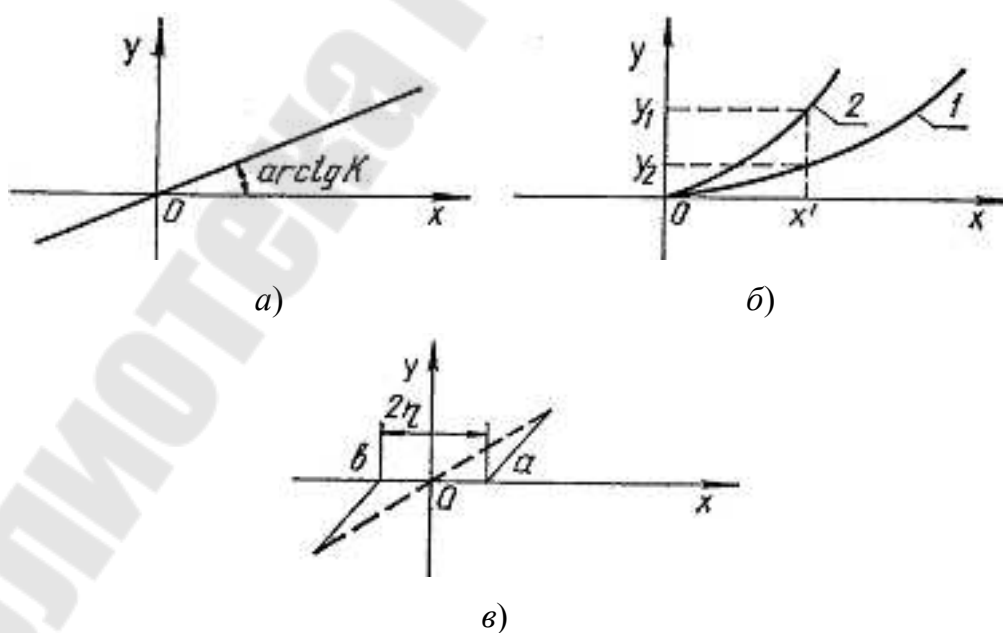


Рис. 4.1. Типы статических характеристик: а – линейная; б – нелинейная; в – релейная



По статическим характеристикам определяют такие свойства элементов, как передаточный коэффициент, порог чувствительности, погрешность.

*Передаточный коэффициент.* Различают три вида передаточного коэффициента, или коэффициента преобразования: статический, динамический и относительный.

*Статический передаточный коэффициент*  $k_c$  определяется для линейной характеристики (рис. 4.1, а) и представляет собой отношение выходного сигнала элемента к входному:

$$k_c = y/x.$$

Этот коэффициент может иметь размерность, если входной и выходной сигналы имеют различные физические величины, и быть безразмерным, если величины  $y$  и  $x$  имеют одинаковую размерность.

*Динамический передаточный коэффициент*  $k_d$  определяют для нелинейных элементов. В разных точках статической характеристики (рис. 4.1, б) этот коэффициент различен. Его определяют тангенсом угла наклона касательной, проведенной к нелинейной характеристике в интересующей точке:

$$k_d = dy/dx \approx \Delta y/\Delta x,$$

где  $\Delta y$  и  $\Delta x$  – малые изменения выходной и входной величин относительно некоторой точки характеристики. Иногда этот коэффициент называют дифференциальным передаточным коэффициентом. Для линейного элемента понятия  $k_c$  и  $k_d$  совпадают.

*Относительный передаточный коэффициент*  $k_{от}$  представляет собой отношение приращений выходного и входного сигналов:

$$k_{от} = \frac{\Delta y / y}{\Delta x / x} \approx \frac{dy / dx}{y / x} = \frac{k_d}{k_c}.$$

*Порог чувствительности*  $\eta$  представляет собой минимальное значение входной величины, которое вызывает изменение выходной величины. Все реальные элементы автоматики обладают тем или иным порогом чувствительности, и статическая характеристика таких элементов отсекает на оси абсцисс некоторый отрезок  $ab$  (рис. 4.1, в), величина которого называется *зоной нечувствительности*:

$$S = 2\eta = Oa + Ob.$$

Если зона нечувствительности невелика и ею можно пренебречь, характеристика элемента может быть линеаризована (штриховая линия на рис. 4.1, в). Порог чувствительности, например в реле, редукторах, электродвигателях, дросселях насыщения, тахогенераторах, возникает из-за наличия люфта, трения, магнитного гистерезиса и т. п.

Разность между номинальным значением выходной величины  $y_n$  и ее фактическим значением  $y_i$  называется *абсолютной статической погрешностью*:

$$\Delta y = y_n - y_i,$$

а отношение  $\varepsilon = \frac{\Delta y}{y_n} 100, \%$  – *относительной погрешностью*.

## 4.2. Динамические характеристики элементов и систем

Динамическая характеристика элемента или системы называется *временной* по какому-либо внешнему воздействию ( $f$  или  $g$ ), если на вход этого элемента или системы, которые находились в покое, подается воздействие, изменяющееся по определенному закону. Если на вход звена или системы подается единичная ступенчатая функция, то временная характеристика  $h(t)$  называется *переходной* (рис. 4.2, а). Если на вход элемента или системы подается дельта-функция  $\delta(t)$ , то временная характеристика называется *импульсной*, или функцией веса  $w(t)$  (рис. 4.2, б).

Если элемент обладает инерцией, то его выходная величина нарастает постепенно и степень инерционности оценивается величиной постоянной времени  $T$ , которая определяется путем проведения касательной к кривой разгона до пересечения с линией установившегося значения  $y_n$  выходной величины. Переходный процесс может быть монотонным (рис. 4.2, а, кривая 2) и колебательным затухающим (кривая 1), с постоянной (собственной) частотой  $f_0 = 1/T_0$ , где  $T_0$  – период колебаний с непрерывно убывающей амплитудой. Время  $t_n$  называется *длительностью переходного процесса*.

При подаче на вход элемента или системы гармонического сигнала заданной амплитуды и частоты выходной сигнал будет изменяться с той же частотой, но с другими амплитудой и сдвигом по фазе (рис. 4.2, в). Динамическая характеристика в этом случае называется *частотной*.

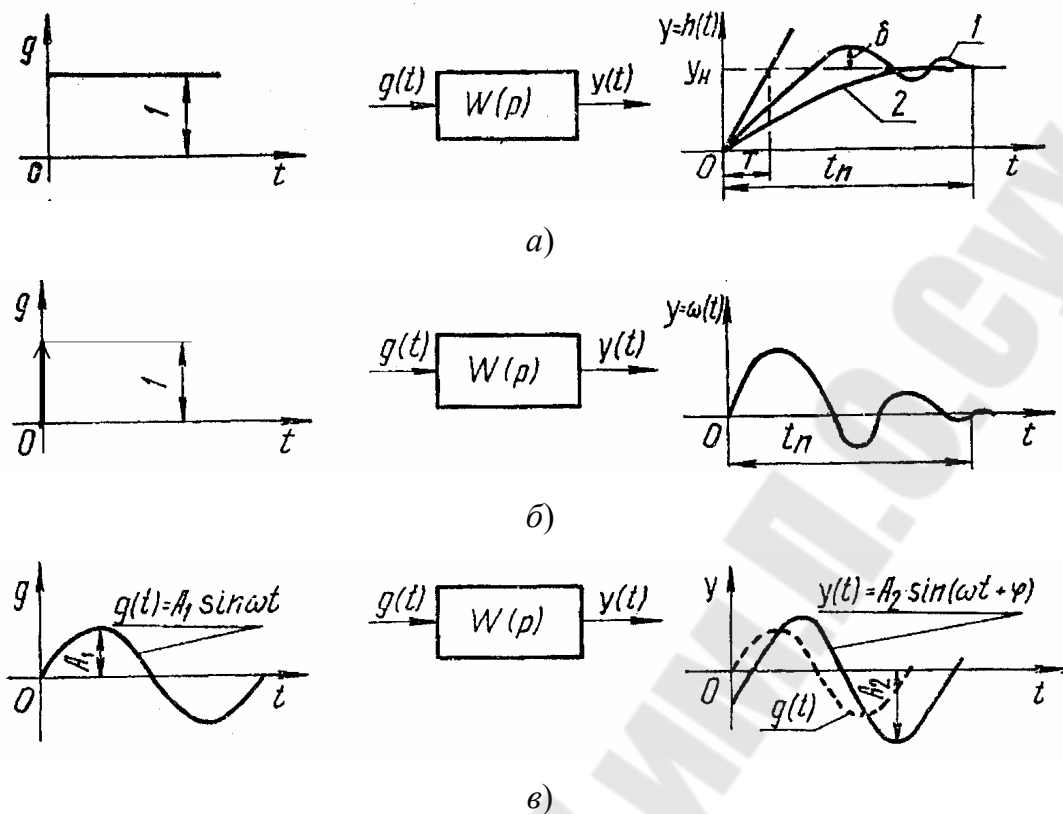


Рис. 4.2. Временные характеристики элементов и систем:  
 а – переходная; б – импульсная; в – частотная

Различают следующие частотные характеристики: амплитудную частотную АЧХ (рис. 4.3, а), фазовую частотную ФЧХ (рис. 4.3, б) и амплитудно-фазовую частотную АФЧХ (рис. 4.3, в). Частотные характеристики более удобны при оценке установившихся режимов, так как гармонические сигналы передаются линейными элементами и системами без искажения и могут быть легко получены экспериментально.

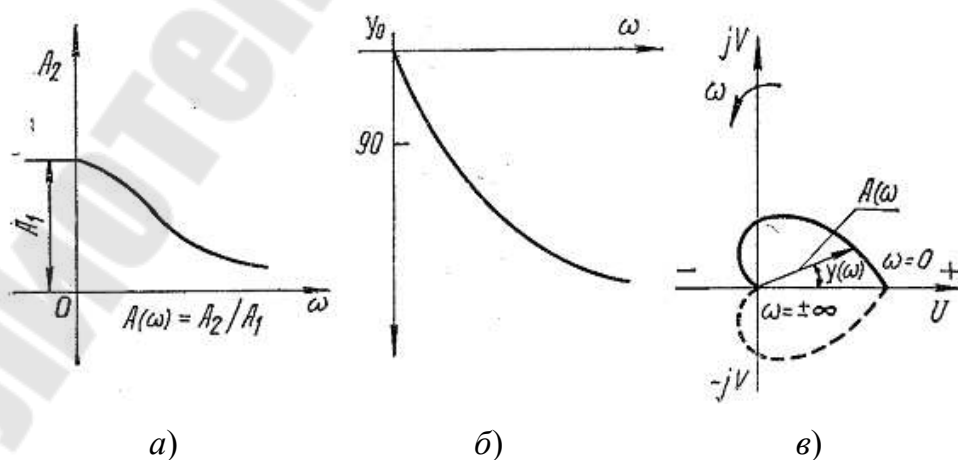


Рис. 4.3. Частотные характеристики САУ:  
 а – АЧХ; б – ФЧХ; в – АФЧХ

Для оценки динамических свойств элементов и систем также используют логарифмическую амплитудную (ЛАХ) и логарифмическую фазовую (ЛФХ) характеристики. Логарифмическая амплитудная характеристика  $L(a)$  определяется по формуле

$$L(w) = 20 \lg A(w).$$

При построении ЛАХ по оси абсцисс откладывают частоту в логарифмическом масштабе и на отметке, соответствующей значению  $\lg(w)$ , пишут не  $\lg(w)$ , а  $w$ . Единицей измерения частоты является *декада*. По оси ординат откладывают значение  $L(w)$ . Единицей измерения  $L(w)$  является *децибел* (дБ).

## Тема 5. ТИПОВЫЕ ВОЗДЕЙСТВИЯ, ИХ НАЗНАЧЕНИЕ

Поведение любого звена и системы управления как в статике, так и в динамике зависит от изменения во времени внешних воздействий, законы изменения которых, как правило, заранее неизвестны. Поэтому при исследовании элементов и систем используют так называемые типовые законы изменения внешних воздействий.

*Единичная ступенчатая функция.* В качестве типовых внешних воздействий принимают так называемые полиномиальные воздействия:

$$\text{– задающие } g(t) = \frac{g_n}{n!} t^n \cdot 1(t); \quad (5.1)$$

$$\text{– возмущающие } f(t) = \frac{f_n}{n!} t^n \cdot 1(t), \quad (5.2)$$

где  $n = 0, 1, 2, \dots$  натуральное число;  $g_n, f_n$  – постоянные задающая и возмущающая величины.

При  $n = 0$  выражения (5.1) и (5.2) определяют ступенчатые типовые воздействия:

$$g(t) = g_0 \cdot 1(t);$$

$$f(t) = f_0 \cdot 1(t).$$

Воздействию (например, возмущающему)  $f(t) = f_0 \cdot 1(t)$  соответствует скачкообразное увеличение или уменьшение нагрузки в САУ скорости вращения вала двигателя, мгновенное подключение или отключение группы потребителей энергии в САУ напряжения генератора и т. д.

В выражениях (5.1) и (5.2) функция  $1(t)$  есть единичная ступенчатая функция:

$$1(t) = \begin{cases} 0 & \text{при } t < 0 \\ 1 & \text{при } t > 0. \end{cases} \quad (5.3)$$

Эта функция может быть в виде единичного мгновенного скачка (рис. 5.1, а) и единичного мгновенного импульса.

Воздействию  $g(t) = 1(t)$  соответствует, например, процесс перенастройки системы стабилизации на новое значение регулируемой величины.

Единичный мгновенный импульс бывает 1-го (рис. 5.1, б) и 2-го (рис. 5.1, в) рода, т. е. это скачкообразные функции с длительностью скачка  $\tau$ , стремящемся к нулю, или первая и, соответственно, вторая производные от единичного скачка.

Аналитически импульсы представляются в виде  $g(t) = 1'(t)$  – первого рода и  $g(t) = 1''(t)$  – второго рода.

При  $n = 1$  типовые воздействия изменяются с постоянной скоростью, т. е.

$$g(t) = g_1 t \cdot 1(t); \\ f(t) = f_1 t \cdot 1(t),$$

где  $g_1$  и  $f_1$  – постоянные значения. Графическое представление этих функций показано на рис. 5.1, з.

При  $n = 2$  типовые воздействия изменяются с постоянным ускорением. Их аналитическое и графическое изображение представлено на рис. 5.1, д:

$$g(t) = \frac{g_2}{2} t^2 \cdot 1(t); \\ f(t) = \frac{g_n}{n!} t^n \cdot 1(t).$$

Единичная дельта-функция используется также в качестве типового внешнего воздействия (рис. 5.1, е). Аналитическое выражение этой функции:

$$\delta(t) = \begin{cases} 0 & \text{при } t \neq 0 \\ \infty & \text{при } t = 0. \end{cases}$$

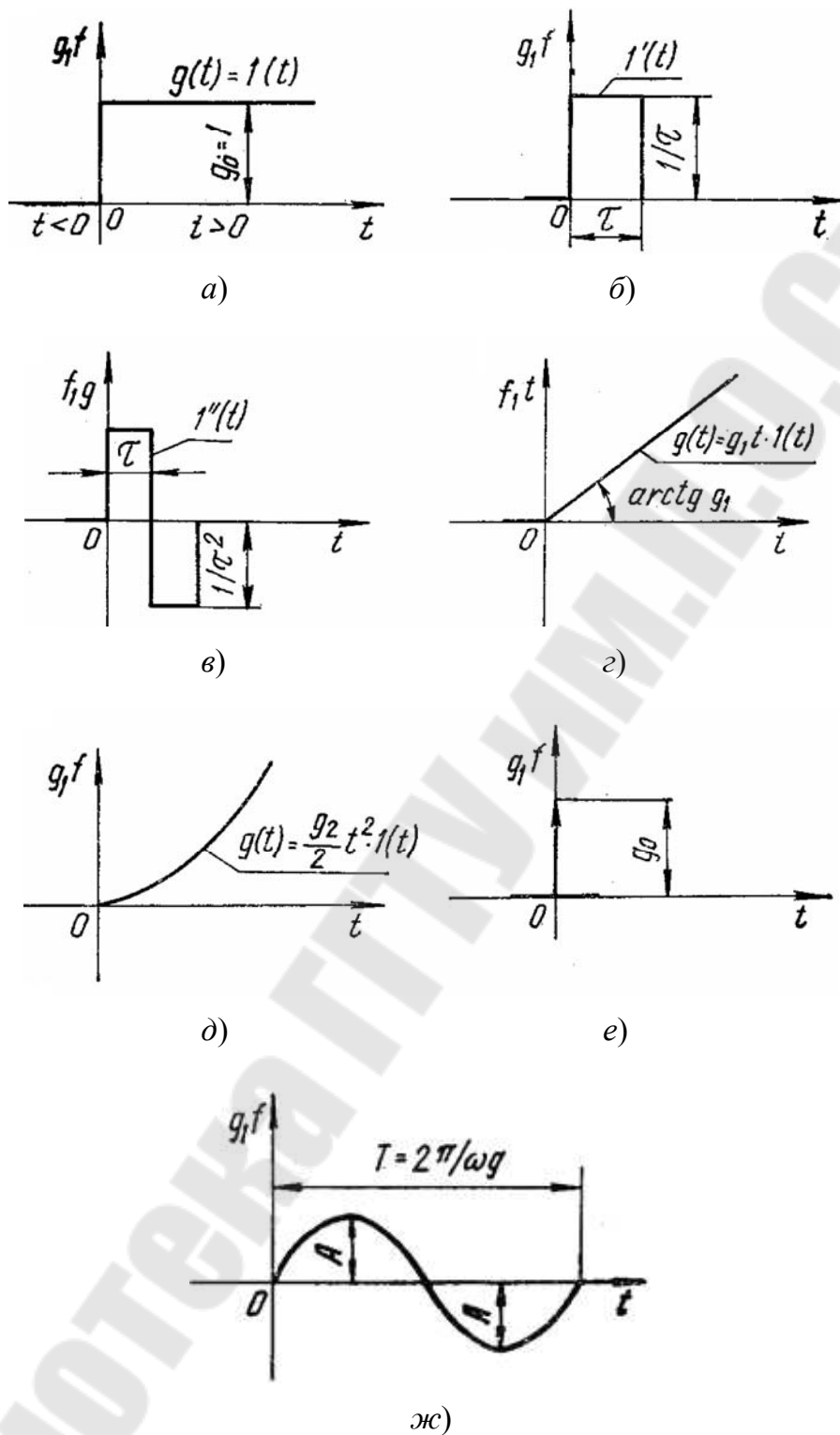


Рис. 5.1. Типовые внешние воздействия:  
 а – единичная ступенчатая функция; б – единичный импульс 1-го рода; в – единичный импульс 2-го рода;  
 г – входное воздействие с постоянной скоростью;  
 д – входное воздействие с постоянным ускорением;  
 е – дельта-функция; ж – гармоническое воздействие

Воздействие с помощью дельта-функции представляется как

$$g(t) = g_0\delta(t);$$

$$f(t) = f_0\delta(t).$$

Дельта-функция обладает тем свойством, что

$$\int_{-\infty}^{\infty} \delta(t) dt = 1,$$

т. е. дельта-функция представляет математическую идеализацию импульса бесконечно малой длительности, имеющего конечную площадь, равную единице, и относится к числу функций специального класса, называемых *обобщенными*.

Воздействия с дельта-функцией хорошо отвечают работе САУ, функционирующих в условиях импульсных возмущений.

*Гармонические воздействия.* Кроме полиномиальных воздействий весьма часто, особенно при частотных методах анализа и синтеза систем, применяются гармонические воздействия (рис. 5.1, ж):

$$g(t) = A \sin w_g t;$$

$$f(t) = A \sin w_f t,$$

где  $A$  – амплитуда гармонического сигнала;  $w_g, w_f$  – круговые частоты гармонических сигналов. Эти воздействия хорошо отвечают реальным условиям работы систем в условиях качки, сильных вибраций и т. п.

## **Тема 6. МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ЭЛЕМЕНТОВ И СИСТЕМ АВТОМАТИКИ**

### **6.1. Дифференциальные уравнения движения элементов и систем**

Любая система автоматического управления работает в двух режимах: статическом и динамическом. Поведение звена или системы в статическом режиме определяется по статической характеристике, которая может быть получена экспериментально или теоретически. По статической характеристике для каждого значения входной величины звена  $x$  можно определить соответствующее установившееся значение выходной величины.

Для удобства систему управления разбивают на так называемые динамические звенья.

Состояние любого динамического звена может быть охарактеризовано совокупностью соответствующих физических величин (скоростей перемещений, напряжений, токов и т. д.). Поскольку размерности этих величин различны, то их представляют обобщенными координатами. Порядок составления дифференциальных уравнений состоит в следующем:

- 1) определяются входная и выходная величины и действующие на них факторы;
- 2) выбирается начало отсчета;
- 3) выявляется и используется основной физической закон, определяющий связь между входной и выходной величинами. В механике, например, это законы Ньютона, в электротехнике – Кирхгофа и т. п.

Математическое описание физического закона связи входной и выходной величин в динамическом состоянии и является исходным дифференциальным уравнением. Рассмотрим порядок составления уравнений на примере.

*Пример.* Найти дифференциальное уравнение для гидравлического демпфера (рис. 6.1), если пренебречь влиянием массы  $m$  подвижных частей и принять за входную величину силу  $F$ , а за выходную – перемещение поршня  $y$ , т. е.  $y = f(F)$ . Очевидно, что для нахождения этой зависимости следует использовать третий закон Ньютона и записать, что  $F = \sum P = P_d + P_{тр} + P_i + P_v$ .

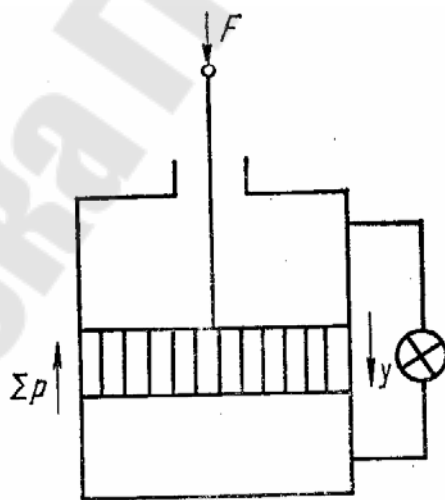


Рис. 6.1. Гидравлический демпфер

Силами инерции  $P_i$ , трения  $P_{тр}$  и сопротивления от веса  $P_v$  подвижных частей пренебрегаем ввиду их малости. Тогда действующая сила  $F$  будет равна только силе гидравлического сопротивления  $P_d$ :



$$F = P_d = c \frac{dy}{dt},$$

где  $c$  – коэффициент демпфирования.

С учетом массы подвижных частей, т. е. силы инерции уравнение движения поршня будет иметь вид:

$$F = c \frac{dy}{dt} + m \frac{d^2y}{dt^2}.$$

После записи дифференциального уравнения вводят те или другие упрощения. Прежде всего исключаются факторы, мало влияющие на энергетические и другие свойства динамического звена, а также параметры, значения которых поддерживаются постоянным естественным путем или за счет работы других звеньев системы. Тогда обобщенное уравнение звена можно представить в таком виде:

$$L \frac{dy}{dt} = x,$$

где  $L$  – величина (оператор), характеризующая собственные свойства звена.

В общем виде дифференциальные уравнения можно представить как  $F(y', y, x; f) = 0$  – уравнение 1-го порядка или  $F(y'', y', y, x; f) = 0$  – уравнение 2-го порядка и т. д.

Полученные уравнения чаще всего оказываются нелинейными, решить которые аналитическим путем бывает затруднительно, а иногда и невозможно. Поэтому на практике нелинейные уравнения приводят к виду линейных. При этом надо помнить, что линеаризации подвергаются только неразрывные функции (релейные и импульсные функции линеаризовать нельзя). В основе линеаризации нелинейных уравнений лежит предположение, что в исследуемом динамическом процессе переменные изменяются так, что их отклонения ( $\Delta x$ ;  $\Delta y$ ) от установившегося значения ( $x^0$ ;  $y^0$ ) остаются все время достаточно малыми. Для следящих систем и большинства систем управления по отклонению это условие выполняется.

Простейший способ линеаризации основан на разложении нелинейной функции в ряд Тейлора с отбрасыванием нелинейных членов ряда.

Линеаризация нелинейного уравнения всегда производится относительно установившегося режима работы звена, который характеризуется постоянством обобщенных координат.

Допустим, что динамика звена описывается нелинейным уравнением вида

$$F(x; x'; y; y'; y''; f) = 0. \quad (6.1)$$

Для установившегося режима работы уравнение запишем:

$$F_0 = F(x^0; 0; y^0; 0; 0; f) = 0.$$

Вычтя из уравнения (6.1) уравнение установившегося состояния, получим искомое линеаризованное дифференциальное уравнение, описывающее динамику звена при малых отклонениях величин.

Принято линеаризованные уравнения записывать в одной из стандартных форм.

Форма 1. Делят все члены уравнения на коэффициент, стоящий при меньшем порядке выходной величины. В данном примере на ко-

эффициент  $\left(\frac{dF}{dy}\right)^0$ . При этом вводятся следующие обозначения:

$$\left(\frac{dF}{dy''}\right)^0 : \left(\frac{dF}{dy}\right)^0 = T_1^2; \quad \left(\frac{dF}{dy'}\right)^0 : \left(\frac{dF}{dy}\right)^0 = T_2;$$

$$\left(\frac{dF}{dx}\right)^0 : \left(\frac{dF}{dy}\right)^0 = k_1; \quad \left(\frac{dF}{dx'}\right)^0 : \left(\frac{dF}{dy}\right)^0 = k_2;$$

$$\left(\frac{dF}{df}\right)^0 : \left(\frac{dF}{dy}\right)^0 = k_3 \text{ и т. д.}$$

Все вновь полученные коэффициенты при выходной величине называют постоянными времени  $T$ , так как они получают размерность времени, а при входной и других величинах называют коэффициентами передачи по задающему воздействию, по возмущению и т. д. Тогда первая форма записи линеаризованного уравнения будет иметь вид:

$$T_1^2 \Delta y'' + T_2 \Delta y' + \Delta y = k_1 \Delta x + k_2 \Delta x' + k_3 \Delta f.$$

Форма 2. Используя символ операции дифференцирования  $d/dt = p$ , линеаризованное уравнение можно записать в виде:

$$T_1^2 p^2 \Delta y + T_2 p \Delta y + \Delta y = k_1 \Delta x + k_2 p \Delta x + k_3 \Delta f$$

или

$$(T_1^2 p^2 + T_2 p + 1) \Delta y = (k_1 + k_2 p) \Delta x + k_3 \Delta f.$$

Для сокращения записи символ отклонений  $\Delta$  можно опускать, учитывая, что входящие в него переменные линеаризованного уравнения обязательно представляют собой отклонения.

## **Тема 7. ПРЕОБРАЗОВАНИЯ ЛАПЛАСА. ПЕРЕДАТОЧНЫЕ ФУНКЦИИ ЗВЕНЬЕВ СИСТЕМ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ**

В теории автоматического управления кроме дифференциальных уравнений широко используются передаточные функции, временные и частотные характеристики. Последние отличаются наглядностью и возможностью экспериментального определения.

*Передаточной функцией звена* (третья форма записи дифференциальных уравнений) по какому-либо внешнему воздействию называется отношение преобразования Лапласа выходной величины звена к преобразованию Лапласа рассматриваемого внешнего воздействия. При этом все другие воздействия полагаются равными нулю.

Следовательно, для звена с одной выходной величиной число передаточных функций равно числу внешних воздействий:

$$W(p) = \frac{Y(p)}{G(p)} \text{ — по входной величине (задающему воздействию);}$$

$$W(p) = \frac{Y(p)}{F(p)} \text{ — по возмущению (возмущений может быть не-$$

сколько).

В этих выражениях  $p$  – комплексная переменная. Изображение приведенных функций по Лапласу:

$$Y(p) = L\{y(t)\} = \int_0^{\infty} y(t)e^{-pt} dt;$$

$$G(p) = L\{g(t)\} = \int_0^{\infty} g(t)e^{-pt} dt;$$

$$F(p) = \int_0^{\infty} f(t)e^{-pt} dt.$$

Для того чтобы понять эти записи, приведем некоторые сведения из операционного исчисления.

В основу операционного исчисления может быть положен метод, примененный О. Хевисайдом к решению задач электротехники, когда рассматривается любая вещественная или комплексная функция  $f(t)$  действительного переменного  $t$ , которая при  $t < 0$  равна нулю, а при  $t > 0$  возрастает не быстрее показательной функции  $\left( \lim_{t \rightarrow \infty} \frac{f(t)}{e^{\alpha t}} = 0 \right)$ .

С помощью этой функции  $f(t)$  и измененного интеграла Лапласа можно всегда сконструировать новую функцию  $F(p)$ :

$$F(p) = \int_0^{\infty} f(t)e^{-pt} dt,$$

где  $p = \alpha \pm j\omega$  – комплексное число.

В теории автоматического управления чаще применяют изображение по Лапласу.

Практическая ценность операционного исчисления состоит в том, что дифференцированию и интегрированию оригиналов соответствуют простейшие операции умножения и деления их изображений на  $p$ .

Передаточная функция может быть легко получена из записи дифференциального уравнения в символьной форме, для чего формально надо разделить многочлен (множитель) символической формы записи правой части на многочлен символьной формы левой части:

$$W(p) = \frac{k_2 + k_1}{T_1 p^2 + T_2 p + 1} = \frac{Y(p)}{G(p)} \text{ – по входной величине;}$$

$$W(p) = \frac{k_3}{T_1 p^2 + T_2 p + 1} = \frac{Y(p)}{F(p)} \text{ – по возмущению.}$$

Многочлен, фигурирующий в знаменателе передаточной функции звена, называется *характеристическим полиномом* этого звена, а уравнение  $D(p) = 0$  – *характеристическим уравнением звена*.

Системы автоматического управления и многие сложные элементы состоят из некоторого числа соединенных между собой динамических звеньев. Наиболее простыми и часто встречающимися (типовыми) соединениями звеньев являются (при этом имеется в виду разомкнутая цепь звеньев): последовательное, параллельное, встречно-параллельное или соединение с обратной связью.

При *последовательном соединении* выходная величина каждого из звеньев, кроме последнего, служит входной величиной последующего звена (рис. 7.1, а).

Эквивалентная передаточная функция такого соединения или передаточная функция разомкнутой системы определяется как

$$W_3(p) = \frac{y}{x} = \frac{W_3 y_2}{x} = \frac{W_3 W_2 y_1}{x} = \frac{W_3 W_2 W_1 x}{x} = W_1 W_2 W_3 = \prod_{i=1}^n W_i,$$

где  $y_1, y_2, y_3$  – изображения по Лапласу переменных.

При *параллельном соединении* (рис. 7.1, б) все звенья имеют одну и ту же входную величину, а их выходные величины суммируются. Тогда для такого соединения можно записать выражение для эквивалентной передаточной функции

$$W_3(p) = \frac{y}{x} = \frac{y_1 + y_2 + y_3}{x} = \frac{W_3 x + W_2 x + W_1 x}{x} = W_1 + W_2 + W_3 = \sum_{j=1}^j W_j.$$

Для *встречно-параллельного соединения* (рис. 7.1, в), состоящего из звена в прямой цепи с передаточной функцией  $W_{\Pi}$  и звена в обратной цепи с передаточной функцией  $W_0$ , можно составить следующие равенства:

$$W_{\Pi} = y/x_1; \quad W_0 = y_0/y; \quad x_1 = x \pm y_0.$$

Разрешив эти уравнения относительно

$$\frac{y}{x} = W_3(p) = \frac{y}{x_1 \pm y_0} = \frac{1}{x_1/y \pm y_0/y} = \frac{1}{\frac{1}{W_{\Pi}} \pm W_0},$$

получим эквивалентную функцию

$$W_3(p) = \frac{W_{\Pi}}{1 \pm W_{\Pi} W_0},$$

где знак «+» в знаменателе соответствует отрицательной обратной связи, а знак «-» – положительной. В том случае, если передаточная функция обратной связи  $W_0(p) = 1$  (жесткая единичная обратная связь), структурная схема имеет вид (рис. 7.1, г).

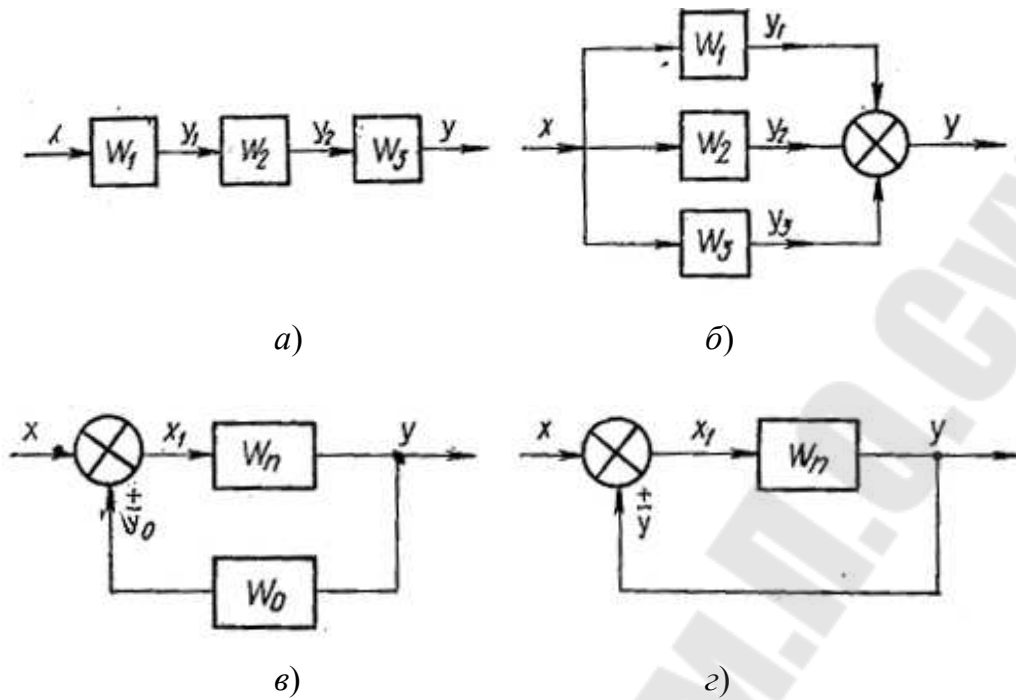


Рис. 7.1. Типы соединений звеньев:

*a* – последовательное; *б* – параллельное; *в* – встречно-параллельное;  
*г* – единичная обратная связь

В общем случае передаточная функция разомкнутой системы представляет собой рациональную дробь.

Целесообразно, как и для отдельного звена, передаточную функцию всей системы  $W(p)$  приводить к стандартному виду

$$W(p) = \frac{kQ(p)}{p^n V(p)},$$

где  $Q(p)$  и  $V(p)$  – многочлены с единичными коэффициентами при младших членах.

В расчетах замкнутых автоматических систем применяют три основных вида передаточных функций.

1. Главная, или основная передаточная функция  $Wg(p)$  по задающему воздействию. При этом принимается условно  $f(t) = 0$ .

Например, имеется схема замкнутой одноконтурной САУ (рис. 7.2). Запишем уравнения для прохождения сигнала  $g(t)$ :

$$x = g - y; \quad y_1 = W_1 x; \quad y_2 = W_2 y_1 = W_k;$$

$$x = \frac{1}{W_1} y_1 = \frac{1}{W_1} \frac{1}{W_2} y_2$$

или

$$y_2 = W_1 W_2 x = W_1 W_2 (g - y).$$

Откуда

$$W_g(p) = \frac{W_1 W_2}{1 + W(p)},$$

где  $W_1 W_2 = W(p)$  – передаточная функция разомкнутой системы.

Следовательно, в общем виде можно записать

$$W_g(p) = \frac{W(p)}{1 + W(p)}.$$

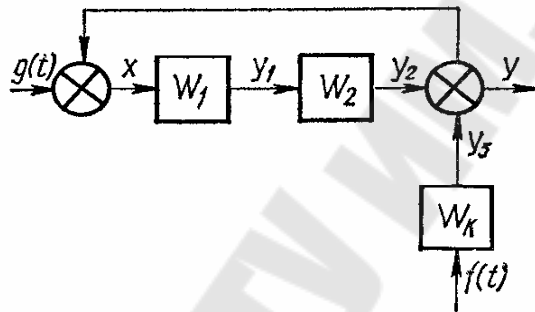


Рис. 7.2. Формирование передаточных функций одноконтурной САУ

2. Передаточная функция по возмущающему воздействию  $W_f(p)$ . В этом случае условно принимается  $g(t) = 0$ . Для рис. 7.2 запишем:

$$y = y_2 + y_3 = x W_1 W_2 + f W_k = -y W_1 \cdot W_2 + f W_k,$$

откуда

$$W_f(p) = \frac{W_k}{1 + W_1 W_2} = \frac{W_k}{1 + W(p)}.$$

При этом передаточная функция  $W_k$  зависит от места приложения возмущающего воздействия.

3. Передаточная функция для ошибки. По задающему воздействию условно принимаем  $f(t) = 0$ :

$$W_{\varepsilon g}(p) = x(p)/g(p) = X/G.$$

Для рис. 7.2 запишем:

$$x = g - y = g - x W_1 W_2,$$

откуда

$$W_{\varepsilon g}(p) = \frac{1}{1 + W(p)}.$$

Передаточная функция для ошибки по возмущающему воздействию ( $g(t) = 0$ ):

$$W_{\varepsilon f}(p) = \frac{x(p)}{f(p)} = \frac{X}{F}$$

определяется из системы уравнений:

$$x = -y = -(y_2 + y_3) = -(xW_1W_2 + fW_k);$$

$$x(1 + W_1W_2) = -fW_k,$$

откуда

$$W_{\varepsilon f}(p) = \frac{-W_k}{1 + W_1W_2} = \frac{-W_k}{1 + W(p)}.$$

Важно отметить, что знаменатель всех видов передаточной функции замкнутой системы один и тот же.

Вычислению передаточных функций для многоконтурных систем должно предшествовать свертывание схемы к одноконтурной одномерной.

Для замкнутой системы в целом имеем:

$$y = \frac{W(p)}{1 + W(p)} G + \frac{Wk}{1 + W(p)} F.$$

Имея передаточные функции, можно алгебраически записать ее дифференциальные уравнения. В этом состоит одно из важных практических преимуществ использования аппарата передаточных функций.

## Тема 8. ПОНЯТИЕ О ТИПОВЫХ ДИНАМИЧЕСКИХ ЗВЕНЬЯХ

Разбиение САУ на элементы осуществляется не по функциональному или конструктивному признаку, а по их динамическим свойствам, т. е. САУ разбиваются на динамические звенья. *Под динамическим звеном* понимается устройство любой физической природы, конструкции, но описываемое дифференциальным уравнением определенного вида.



Рассмотрим некоторые из наиболее часто встречающихся типовых динамических звеньев.

*Безынерционное (идеальное) звено.* Безынерционным называется звено, у которого передача сигнала со входа на выход передается мгновенно (большинство датчиков, усилители, редукторы и др.). Это звено как в статике, так и в динамике выражается дифференциальным уравнением нулевого порядка  $y = kx$ .

Если на вход такого звена подать скачкообразное воздействие, на выходе получим такое же изменение сигнала (без запаздывания, если не учитывать инерционность), но увеличенное в  $k$  раз (рис. 8.1, б).

Звено нулевого порядка может обладать и некоторым временным (чистым) запаздыванием  $\tau$  (рис. 8.1, в). Уравнение динамики такого звена имеет вид:

$$y = -kx(t - \tau).$$

Такие звенья часто встречаются в машинах и механизмах сельскохозяйственного назначения (транспортеры, водонапорные емкости с подводом воды под уровнем жидкости и др.). Передаточная функция такого звена  $W(p) = ke^{-p\tau}$ . Например, передаточная функция для транспортера при рабочей длине  $l$  и скорости  $v$  его перемещения  $W(p) = -e^{-lv/p}$ , где  $\tau = l/v$  – время запаздывания.

*Апериодическое звено 1-го порядка.* Апериодическим звеном 1-го порядка называется звено (любое устройство), описываемое дифференциальным уравнением вида

$$T \frac{dy}{dt} + y = kx,$$

где  $T$  – постоянная времени;  $k$  – коэффициент усиления.

Для неустойчивого апериодического звена дифференциальное уравнение имеет вид:

$$T \frac{dy}{dt} - y = kx, \quad W(p) = \frac{k}{Tp - 1}.$$

Выходная величина звена первого порядка  $y$  при скачкообразном изменении входной величины  $x$  начинает изменяться с некоторой максимальной скоростью с последующим постепенным уменьшением до нуля.

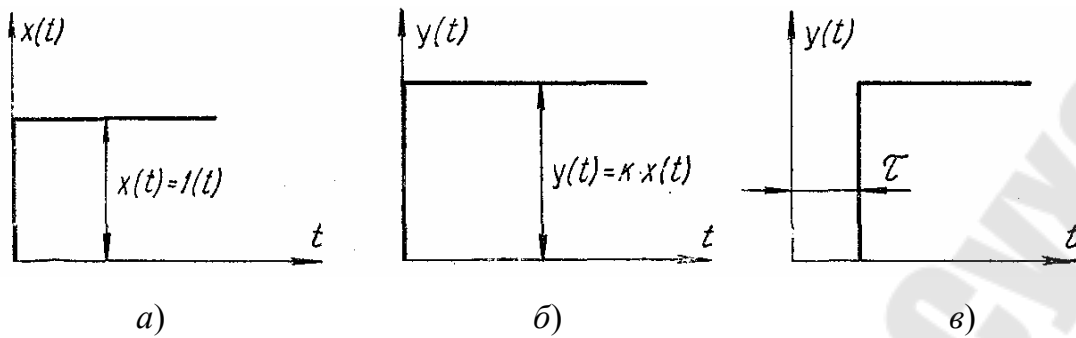


Рис. 8.1. Изменение сигнала на выходе звена:  
*a* – входной ступенчатый; *б* – выходной ступенчатый;  
*в* – выходной ступенчатый с запаздыванием

Примерами апериодических звеньев первого порядка могут быть *RC*-цепи (четырёхполюсники), *LR*-цепи, магнитные усилители, электрические печи, термодатчики, термобаллоны, термобиметаллические датчики, двигатели любого типа (электрические, пневматические), резервуары с газом, емкости с водой, гидравлические и пневматические датчики, гидравлические демпферы с учетом сил инерции и т. п.

*Апериодическое звено 2-го порядка.* Апериодическим звеном 2-го порядка называется звено, которое описывается дифференциальным уравнением вида

$$T_2^2 \frac{d^2 y}{dt^2} + T_1 \frac{dy}{dt} + y = kx,$$

где  $T_2$  – постоянная времени, характеризующая затухание собственных колебаний звена;  $T_1$  – постоянная времени, характеризующая период колебаний. При этом предполагается, что  $T_1 > 2T_2$ .

Апериодическое звено второго порядка эквивалентно последовательному соединению двух апериодических звеньев первого порядка с передаточной функцией

$$W(p) = \frac{k}{(T_3 p + 1)(T_4 p + 1)},$$

где  $T_{3,4} = \frac{1}{2}(T_1 \pm \sqrt{T_1^2 - 4T_2^2})$ .

Апериодическое звено второго порядка можно представить как параллельное соединение двух звеньев первого порядка с передаточными функциями.

Примерами апериодических звеньев второго порядка могут быть двигатели постоянного тока с независимым возбуждением, если

за входную величину принять напряжение на зажимах якоря, а за выходную – скорость вращения вала; пневматический исполнительный механизм, центробежный регулятор, электрические  $RCRC$ - и  $LRLR$ -цепи, гидравлический усилитель с жесткой обратной связью и др.

*Колебательное звено* может быть получено из апериодического второго порядка, если  $T_1 < 2T_2$ . Обычно это звено описывается уравнением вида

$$T^2 \frac{d^2 y}{dt^2} + 2\varepsilon T \frac{dy}{dt} + y = kx,$$

где  $0 < \varepsilon < 1$ .

Примерами колебательного звена могут быть  $RLC$ -цепи, гироскопы, если входной величиной является момент, а выходной – угол поворота; мембранные исполнительные механизмы и т. д.

*Интегрирующие звенья.* Интегрирующим звеном (астатическим) называют такое устройство, у которого скорость изменения выходной величины пропорциональна входной, т. е. при неизменном значении входной выходная величина может неограниченно возрастать или убывать.

Работа интегрирующих звеньев описывается дифференциальным уравнением вида

$$C(p)y = (k/p)x \quad \text{или} \quad y = \int_0^t x dt,$$

где  $C(p)$  – любой полином, удовлетворяющий условию  $C(0) = 1$ .

В интегрирующих звеньях в установившемся режиме имеет место линейная зависимость между входной величиной и производной выходной величиной.

Интегрирующие звенья делятся на идеальные, с замедлением и изодромные 1-го и 2-го порядков. В системах автоматического регулирования такие звенья используются для повышения порядка астатизма.

*Идеальное интегрирующее звено.* Любое устройство называется идеальным интегрирующим звеном, если оно описывается дифференциальным уравнением вида

$$\frac{dy}{dt} = kx \quad \text{или} \quad py(p) = kx(p).$$

Передаточная функция звена

$$W(p) = k/p.$$

Коэффициент  $k$  называется *коэффициентом усиления или передачи звена по скорости*. Он численно равен скорости изменения выходной величины при единичном значении входной. Если входная и выходная величина имеют одинаковую размерность, то из дифференциального уравнения следует, что коэффициент  $k$  имеет размерность  $c^{-1}$ . В этом случае дифференциальное уравнение удобнее записывать в виде:

$$\frac{dy}{dt} = \frac{1}{T} x,$$

где  $T = 1/k$ .

В этом случае передаточная функция звена примет вид:

$$W(p) = 1/Tp.$$

Величина  $T$  называется *постоянной времени интегрирующего звена*. Примерами идеальных интегрирующих звеньев могут быть: операционный усилитель в режиме интегрирования; гидравлический демпфер без учета сил инерции; гидравлический исполнительный механизм без учета сил трения и инерции; электрический конденсатор, если за выходную величину принять напряжение на конденсаторе; индуктивность, если входной величиной является магнитный поток в катушке; вращающийся вал и др. Интегрирующие звенья входят в состав П-, ПИ- и ПИД-регуляторов.

*Интегрирующее звено с замедлением*. Звено любой физической природы называется интегрирующим звеном с замедлением или интегрирующим инерционным, если оно описывается дифференциальным уравнением вида

$$T \frac{d^2 y}{dt^2} + \frac{dy}{dt} = kx.$$

Передаточная функция такого звена имеет вид:

$$W(p) = \frac{k}{Tp^2 + p} = \frac{k}{p(Tp + 1)}.$$

Примерами этих звеньев могут быть: гидравлический демпфер с учетом массы подвижных частей; колесный трактор при вождении по следу маркера; двухфазный асинхронный двигатель, если входной

величиной является напряжение на обмотке управления, а выходной – угол поворота выходного вала.

*Дифференцирующие звенья.* Дифференцирующим звеном называется такое звено, выходная величина которого в установившемся режиме пропорциональна производной по времени от входной величины:

$$y = k \frac{dx}{dt} = kpx.$$

Дифференцирующие звенья делятся на идеальные, дифференцирующие инерционные (с замедлением), форсирующие идеальные 1-го порядка, форсирующие идеальные 2-го порядка.

*Идеальное звено.* Звено любой физической природы, описываемое дифференциальным уравнением вида  $y = kpx$ , называется идеальным дифференцирующим звеном.

Передаточная функция этого звена  $W(p) = kp$ . Примерами идеальных дифференцирующих звеньев могут быть: тахогенератор постоянного тока, если входной величиной является угол поворота ротора, а выходной – величина ЭДС якоря; двухстепенной гироскоп для измерения угловых скоростей объектов при пренебрежении инерционностью и силами вязкого трения, действующими относительно оси прецессии и др.

Идеальные дифференцирующие звенья широко используются в корректирующих устройствах САУ.

*Дифференцирующее инерционное звено.* Звено называется дифференцирующим с замедлением, если оно описывается дифференциальным уравнением вида

$$T \frac{dy}{dt} + y = k \frac{dx}{dt}.$$

Примерами дифференцирующего звена с замедлением могут быть:  $CR$ - и  $RL$ -цепи, трансформаторы, гидравлические демпферы с пружиной и др.

## **Тема 9. ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСТОЙЧИВОСТИ СИСТЕМ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ**

### **9.1. Понятие устойчивости САУ**

Устойчивость является необходимым условием работоспособности, т. е. система должна нормально функционировать и быть нечувствительной к различного рода внешним возмущениям.

Под *устойчивостью систем автоматического управления* понимается способность системы поддерживать заданное значение регулируемого параметра с определенной точностью и восстанавливать его после окончания переходного процесса.

Следовательно, по характеру переходного процесса можно судить об устойчивости системы (рис. 9.1). Если система устойчива (рис. 9.1, а), то переходная характеристика  $\lim h(t) = 0$ . Если система неустойчива, т. е. когда  $\lim h(t) = \infty$ , то она не возвращается в состояние равновесия, из которого была выведена, и может удаляться от состояния равновесия либо совершать недопустимо большие колебания (рис. 9.1, б). При этом известно, что при небольших возмущениях система устойчива, а при больших воздействиях может оказаться неустойчивой.

Поэтому в общем случае, рассматривая нелинейные системы, вводится понятие устойчивости в «малом», в «большом» и в «целом».

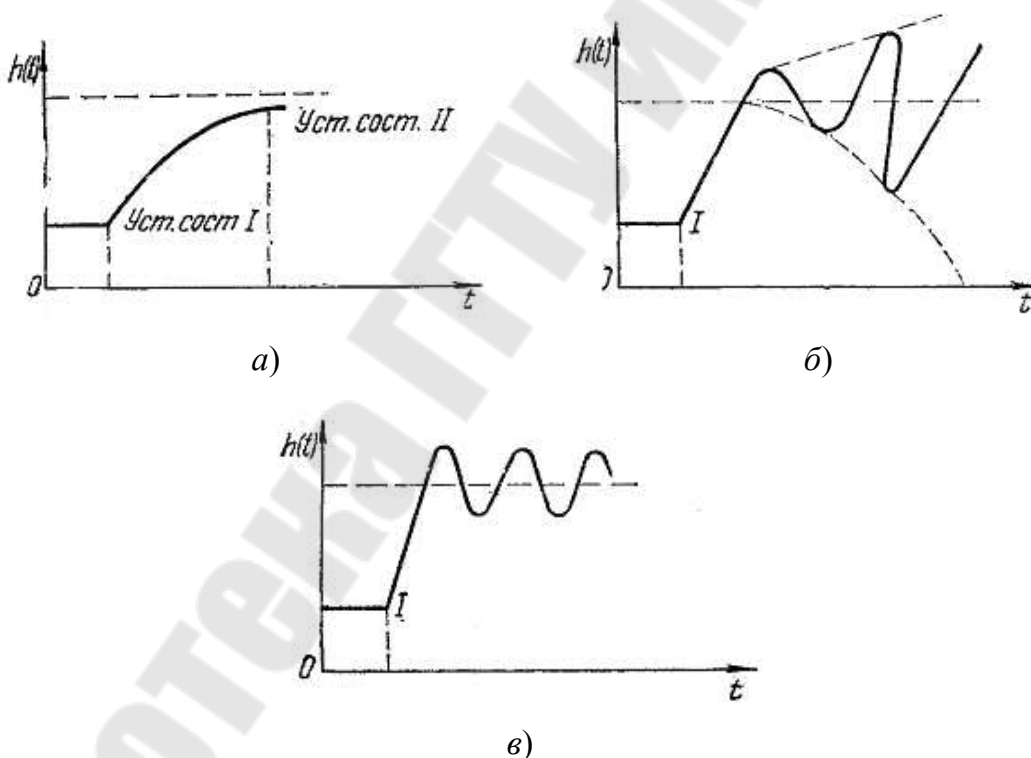


Рис. 9.1. Переходный процесс в САУ:

а – для устойчивой системы; б – для неустойчивой системы;  
в – для нейтрально устойчивой (границы устойчивости)

Система устойчива в «малом», если известна область устойчивости, но неизвестны границы этой области; в «большом», когда определены границы области устойчивости; и устойчива в «целом», ко-

гда она возвращается в исходное состояние при любых начальных отклонениях, возмущениях. Устойчивость «в целом» для определенного класса нелинейности называют «абсолютной» устойчивостью.

Исследование устойчивости САУ целесообразно проводить в аналитическом виде, т. е. путем нахождения корней характеристического уравнения. Не приводя необходимых доказательств на основании теорем А. М. Ляпунова, следует отметить, что если все корни характеристического уравнения располагаются в левой полуплоскости комплексной плоскости (левее мнимой оси), то линейная система автоматического управления является устойчивой.

Очевидно, что мнимая ось является границей устойчивости. Система будет находиться на границе устойчивости при наличии нулевого корня, пары мнимых корней или бесконечно удаленного корня ( $p_i = \infty$ ).

Если в характеристическом уравнении свободный член равен нулю ( $a_n = 0$ ), то это говорит о наличии нулевого корня и такая система называется *нейтрально устойчивой* (рис. 9.1, в), так как она устойчива не относительно управляемой величины  $y$ , а скорости ее изменения  $dy/dt$ .

Очевидно, для определения устойчивости необязательно знать значение корней характеристического уравнения, достаточно убедиться в отрицательности вещественных частей корня. Методы, основанные на установлении факта их отрицательности, называются критериями устойчивости.

## 9.2. Критерии устойчивости в САУ

*Критерий устойчивости* – это математическая формулировка условий, которым удовлетворяют коэффициенты характеристического уравнения устойчивой системы.

В теории автоматического регулирования наибольшее распространение получили алгебраические критерии Рауса, Гурвица, Вышнеградского; частотные критерии Михайлова и Найквиста и критерии, основанные на использовании логарифмических частотных характеристик разомкнутой системы. С математической точки зрения все критерии устойчивости эквивалентны.

Рассмотрим подробнее названные критерии устойчивости.

*Алгебраические критерии.* Определяют совокупность алгебраических неравенств, описывающих связи между коэффициентами характеристического уравнения системы.

*Критерий Рауса.* Был предложен английским механиком Э. Раусом для отыскания условий, при которых все корни характеристического уравнения имеют отрицательные вещественные части. Применяется при определении устойчивости систем высокого порядка, удобен при использовании ЭВМ. Этот критерий формулируется в виде некоторого правила (алгоритма) путем составления так называемой таблицы Рауса исходя из коэффициентов характеристического уравнения замкнутой системы.

В первой строке записываются коэффициенты с четными индексами, начиная с коэффициента  $a_0$ . Во второй строке записываются коэффициенты с нечетными индексами. Коэффициенты последующих строк вычисляются по приведенным в таблице формулам. Всего должно быть записано  $n + 1$  строк.

Условие устойчивости Рауса формулируется следующим образом: замкнутая система устойчива, если все коэффициенты первого столбца таблицы имеют один и тот же знак, т. е. при  $a_0 > 0$  все коэффициенты первого столбца положительны. Это условие является необходимым и достаточным для суждения об устойчивости.

Если один из элементов первого столбца равен нулю, а остальные положительны, система находится на границе устойчивости – характеристическое уравнение имеет пару чисто мнимых корней.

*Критерий Гурвица.* Был сформулирован швейцарским математиком Гурвицем и сводится к нахождению детерминированных неравенств из характеристического уравнения. Чтобы в характеристическом уравнении при  $a_0 \neq 0$  замкнутой системы все корни имели отрицательные вещественные части, необходимо и достаточно, чтобы удовлетворялись неравенства:

$$a_0 > 0; \Delta_1 > 0; \Delta_2 > 0; \Delta_3 > 0; \Delta_4 > 0; \dots; \Delta_n > 0,$$

$$\text{где } \Delta_1 = a_1 > 0; \Delta_2 = \begin{vmatrix} a_1 & a_3 \\ a_0 & a_2 \end{vmatrix} > 0; \Delta_3 = \begin{vmatrix} a_1 & a_3 & a_5 \\ a_0 & a_2 & a_4 \\ 0 & a_1 & a_3 \end{vmatrix} > 0 \text{ и т. д.}$$

Следовательно, критерий Гурвица сводится к тому, что при  $a_0 > 0$  должны быть больше нуля все  $n$  определителей, получаемых из квадратной матрицы коэффициентов.



Квадратная матрица из коэффициентов характеристического уравнения для замкнутой системы составляется следующим образом: по диагонали от верхнего левого угла до правого нижнего выписываются все коэффициенты, начиная с коэффициента с индексом 1 до коэффициента с индексом  $n$ . От каждого коэффициента, стоящего по главной диагонали, по вертикали вверх записываются коэффициенты с возрастающими индексами, а вниз – с убывающими. Места в матрице коэффициентов с индексами больше  $n$  и меньше 0 заполняются нулями.

*Частотные критерии устойчивости.* Частотные критерии позволяют судить об устойчивости систем автоматического управления по виду их частотных характеристик. Эти критерии являются графоаналитическими и получили широкое применение, так как позволяют сравнительно легко исследовать устойчивость систем высокого порядка, обладают хорошей наглядностью.

*Критерий Михайлова.* Этот критерий устойчивости был предложен советским ученым А. В. Михайловым и позволяет судить об устойчивости замкнутой системы на основании рассмотрения некоторой кривой.

Кривая Михайлова представляет собой годограф вектора (характеристический полином), получаемый из характеристического уравнения системы путем подстановки  $p = j\omega$ :

$$D(j\omega) = a_0(j\omega)^n + a_1(j\omega)^{n-1} + \dots + a_{n-1}(j\omega) + a_n.$$

Выделив в правой части последнего уравнения вещественную  $U(\omega)$  и мнимую  $V(\omega)$  части, можно записать  $D(j\omega) = U(\omega) + jV(\omega)$ .

Формулировка критерия Михайлова сводится к следующему: чтобы замкнутая система автоматического управления была устойчива, необходимо и достаточно, чтобы кривая Михайлова при изменении частоты  $\omega$  от 0 до  $\infty$ , начинаясь при  $\omega = 0$  на вещественной положительной полуоси, обходила только против часовой стрелки последовательно  $n$  квадрантов, уходя в бесконечность в последнем квадранте, где  $n$  – порядок характеристического уравнения.

На рис. 9.2 показаны типичные кривые Михайлова для устойчивых систем первого–пятого порядков с равным значением коэффициента  $a_n$ .

Признаком неустойчивости системы является нарушение числа и последовательности пройденных кривой Михайлова квадрантов плоскости  $[U; jV]$ .

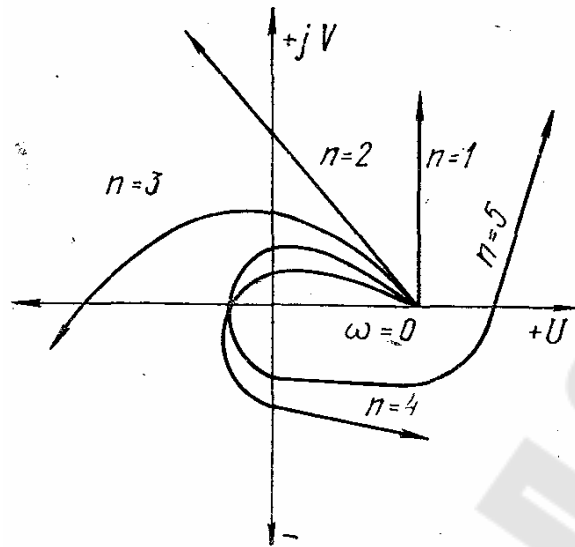


Рис. 9.2. Критерий Михайлова

*Критерий Найквиста.* Этот частотный критерий был предложен американским ученым Найквистом для исследования устойчивости усилителей с обратной связью и дает возможность определить устойчивость замкнутой системы по амплитудно-фазовой частотной характеристике  $W(j\omega)$  ее разомкнутой цепи, если удовлетворяется условие  $\lim W(j\omega) = c$  (в частности,  $c = 0$ ). Преимущество критерия Найквиста состоит в том, что амплитудно-фазовая характеристика разомкнутой системы может быть построена не только расчетным путем, но и экспериментально. Если имеется передаточная функция разомкнутой системы, то подставляя в ее выражение  $p = j\omega$ , получаем частотную передаточную функцию разомкнутой системы:

$$W(j\omega) = \frac{R(j\omega)}{Q(j\omega)} = \frac{b_0(j\omega)^m + b_1(j\omega)^{m-1} + \dots + b_m}{a_0(j\omega)^n + a_1(j\omega)^{n-1} + \dots + a_n}$$

или

$$W(j\omega) = U(\omega) + jV(\omega) = A(\omega)e^{j\varphi(\omega)},$$

где  $A(\omega) = \sqrt{U^2(\omega) + V^2(\omega)}$  – модуль частотной передаточной функции;  $\varphi(\omega) = \arctg V(\omega)/U(\omega)$  – фаза частотной передаточной функции.

Обычно для  $W(j\omega)$  выделяют в числителе и знаменателе действительную и мнимую части и избавляются от мнимости в знаменателе путем умножения числителя и знаменателя на комплексно-

сопряженный знаменатель, т. е. если  $W(j\omega) = \frac{C + jD}{A + jB}$ , то

$$\overline{W}(j\omega) = \frac{(C + jD)(A - jB)}{A^2 + B^2} = U(\omega) + jV(\omega).$$

Если изменять частоту  $\omega$  от  $-\infty$  до  $+\infty$ , то вектор  $W(j\omega)$  будет меняться по величине и фазе, т. е., вычисляя амплитуду и фазу при каждом значении  $\omega$ , можно построить на комплексной плоскости амплитудную фазовую частотную характеристику разомкнутой системы (рис. 9.3).

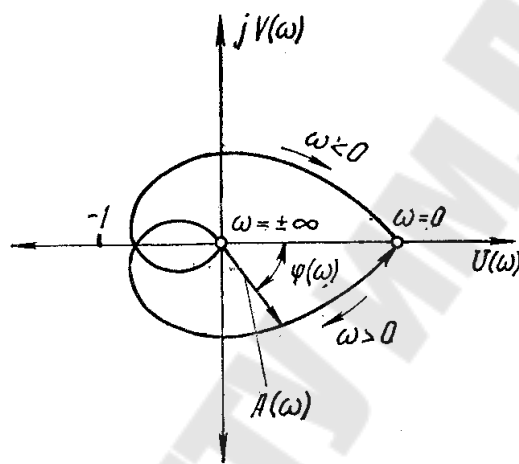


Рис. 9.3. Критерий Найквиста

Если разомкнутая система устойчива, то критерий Найквиста формулируется: для устойчивости замкнутой системы необходимо и достаточно, чтобы амплитудно-фазовая частотная характеристика разомкнутой системы  $W(j\omega)$  при изменении частоты  $\omega$  от 0 до  $\infty$  не охватывала точку с координатами  $[-1; j0]$ .

*Запас устойчивости САУ.* При оценке устойчивости систем необходимо определить величину запаса устойчивости, т. е. степень удаленности системы от границы устойчивости.

В случае применения критерия Гурвица запас устойчивости можно оценить по тому запасу, с которым выполняются входящие в этот критерий неравенства. При использовании критериев Михайлова и Найквиста запас устойчивости определяется удаленностью соответствующих характеристик от критического положения, при котором система находится на границе устойчивости. Для критерия Михайлова это будет удаленность годографа  $W(j\omega)$  от начала координат, а для критерия Найквиста – удаленность характеристики  $W(j\omega)$  от точки  $(-1; j0)$ .

Основное распространение в качестве меры запаса устойчивости получили вытекающие из критерия Найквиста две величины: запас устойчивости по фазе  $\Delta\varphi$  и запас устойчивости по амплитуде  $\Delta A$ .

Запас устойчивости по амплитуде определяется величиной допустимого увеличения АЧХ, при котором система окажется на границе устойчивости.

Запас устойчивости по фазе определяется величиной  $\Delta\varphi$ , на которую должно возрасти запаздывание по фазе в системе на частоте среза  $\omega_c$ , чтобы система оказалась на границе устойчивости. Для определения  $\Delta\varphi$  проводится дуга радиусом 1 до пересечения с АФЧХ. При проектировании САУ рекомендуется выбирать  $\Delta\varphi \geq 30^\circ$  и  $\Delta A \geq 0,7$ .

## **Тема 10. КАЧЕСТВО РАБОТЫ СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ**

### **10.1. Качество управления в САУ**

Устойчивость САУ или САР является необходимым, но еще недостаточным условием практической полезности системы. Например, устойчивая система при отработке задающих и возмущающих воздействий может оказаться недостаточно точной; переходные процессы в ней совершаются слишком медленно; иногда не обеспечивается необходимая плавность выхода системы и т. п. Следовательно, к системе должен быть предъявлен целый ряд требований, который объединяется понятием качества процесса управления. Оценка качества САУ ведется по так называемым показателям качества или критериям качества, к которым относятся, в частности:

- точность системы в установившемся состоянии;
- качество переходного процесса (или показатели качества переходной характеристики).

Любая система независимо от своего назначения и конструкции должна осуществлять управление каким-либо объектом с определенной точностью, т. е. качество управления зависит от мгновенных (переходных) величин ошибки  $\varepsilon(t)$ , равных разности между заданными  $g(t)$  и фактическими  $y(t)$  значениями управляемой величины:

$$\varepsilon(t) = g(t) - y(t).$$

Возмущающие воздействия представляют собой случайные функции времени, поэтому оценка качества управления по мгновенным значениям ошибки  $\varepsilon(t)$  практически не используется.

Единой объективной числовой оценки качества управления пока не существует. Имеются лишь частичные оценки отдельных наиболее характерных режимов (установившегося режима по его ошибке и переходного режима по различным показателям).

## 10.2. Показатели качества переходных процессов

Одной из оценок качества регулирования служит оценка качества переходной характеристики САУ относительно задающего воздействия. Показатели качества переходной характеристики называются прямыми. Чем лучше переходная характеристика (в смысле качественных показателей), тем лучше система будет обрабатывать произвольное задающее воздействие.

Качество САУ по переходной характеристике оценивается обычно по следующим показателям (рис. 10.1): величине перерегулирования  $h$ ; статической ошибке  $\varepsilon$ ; времени переходного процесса  $t_p$ ; числу колебаний  $s$  (колебательность); степени затухания  $\psi$ .

*Величина перерегулирования определяется по выражению:*

$$h = \frac{y_1 - y_0}{y_0} 100, \%,$$

где  $y_1$  – амплитуда первого отклонения;  $y_0$  – значение задания.

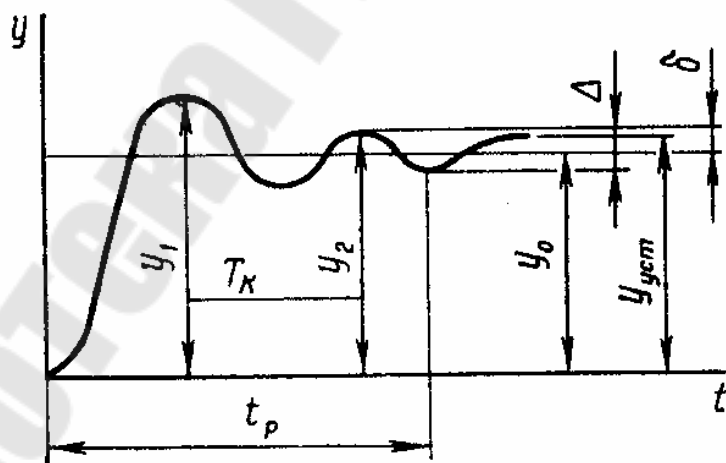


Рис. 10.1. Переходная характеристика

Перерегулированием оценивают разность между максимальным значением  $y_1$  переходной характеристики и значением задания  $y_0$ . Перерегулирование косвенно определяет также запас устойчивости.

В большинстве случаев считается, что запас устойчивости является достаточным, если величина перерегулирования не превышает 10–30 %.

*Статическая ошибка* определяется по выражению:

$$\varepsilon = \frac{y_{уст} - y_0}{y_0};$$

иногда берут значение абсолютной статической ошибки:

$$\delta = y_{уст} - y_0.$$

*Время переходного процесса*  $t_p$  характеризует быстроедействие системы, под которым понимается промежуток времени от начала приложения воздействия до вхождения  $y(t)$  в коридор  $y_0 \pm \Delta$ , где  $\Delta$  – допустимая динамическая погрешность. Обычно принимают  $\Delta = 0,01–0,05$ , иногда до 0,2, т. е. переходной процесс в САУ считают закончившимся, когда  $y(t)$  отличается от своего установившегося значения не более чем на 1–5 %. Обычно  $\Delta$  выбирают равным 5 %.

*Период колебаний* ( $T_k$ ) – время между двумя максимумами (или минимумами)  $y(t)$ .

Колебательность или число колебаний за время переходного процесса определяется числом максимумов или числом минимумов за время  $t_p$ . Иногда колебательность оценивают отношением соседних максимумов переходной характеристики  $c = y_1/y_2$ , где  $y_2$  – амплитуда второго положительного отклонения. Если  $1 \leq c \leq 2$ , то запас устойчивости САУ считается достаточным.

*Степень затухания* определяется по выражению:

$$\psi = \frac{y_1 - y_2}{y_1 - y_0}.$$

Всякая САУ, кроме обработки задающего воздействия, осуществляет и подавление возмущений. Поэтому качество регулирования оценивают также по переходной характеристике  $y(t) = y_f(t)$  системы по возмущению. Особенность этой характеристики состоит в том, что ее установившееся значение должно быть весьма мало в статической системе и равно нулю в астатической системе. Понятие перерегулирования для характеристики  $y_f(t)$  не имеет смысла и его оценивают непосредственно максимальным значением  $y_f(t)_{max}$ .

## Тема 11. ОБЪЕКТЫ УПРАВЛЕНИЯ

### 11.1. Виды объектов САУ в сельскохозяйственном производстве

Любая система автоматического управления или регулирования состоит из автоматического управляющего устройства (регулятора) и объекта управления, соединенных между собой определенным образом.

*Объектом управления* может быть любое устройство (двигатель, трактор, транспортер, комбайн, котел и т. д.), в котором некоторые параметры нуждаются в стабилизации, регулировании и т. п.

Состояние объекта определяется рядом параметров (величин), характеризующих как воздействие на объект внешней среды и управляющих устройств, так и протекание процессов внутри самого объекта. Одни из этих величин измеряются в процессе работы и называются контролируемыми, другие, влияющие на режим работы объекта, не измеряются и называются неконтролируемыми. Если контролируемых координат ( $g, y$ ) достаточно, чтобы определить состояние объекта, то объект называется полностью наблюдаемым. Если с помощью управляющих воздействий  $u_i$ , можно однозначно задать состояние объекта (вектор  $x$ ), то объект называется *полностью управляемым*.

Если объект характеризуется одной управляющей и одной управляемой величиной, т. е. векторы  $u$  и  $y$  имеют по одной координате, то объект называется *простым*, или *односвязным*. При наличии нескольких взаимно связанных координат векторов  $u$  и  $y$  объект называется *многосвязным*.

В зависимости от характера изменения регулируемого параметра под действием постоянного по величине возмущения объекты бывают статические (рис. 11.1, а, кривая 1), астатические (рис. 11.1, а, кривая 2) и неустойчивые (рис. 11.1, а, кривая 3).

Примером статического объекта может служить, например, подогреватель, в котором с увеличением подачи тепла повышается температура. Одновременно возрастает и отдача тепла подогревателем в окружающую среду. Однако повышение температуры не может быть безграничным, так как при определенном значении ее рост потерь приводит к новому состоянию равновесия.

Статический объект можно проиллюстрировать и на примере резервуара с водой при подаче воды под уровень (рис. 11.1, б). В установившемся состоянии приток равен расходу  $Q_{\text{пр}} = Q_{\text{расх}}$  и  $h = \text{const}$ . Если увеличить приток, то уровень начинает увеличиваться, но вме-

сте с тем возрастает и противодействие притоку, что приводит к его уменьшению, и постепенно установится новое значение уровня  $h + \Delta h = \text{const}$ , при котором также  $Q_{\text{пр}} = Q_{\text{расх}}$ .

Примером астатического объекта может служить резервуар с водой при подаче ее над уровнем. Расход ее обеспечивается насосом, вращающимся с постоянной скоростью (рис. 11.1, в). В этом резервуаре величина уровня  $h$  не влияет как на ее приток  $Q_{\text{пр}}$ , так и на ее расход, зависящий от производительности насоса.

В зависимости от способности сохранять состояние равновесия объекты разделяются на устойчивые, неустойчивые и нейтральные. Устойчивые объекты называются также объектами с самовыравниванием.

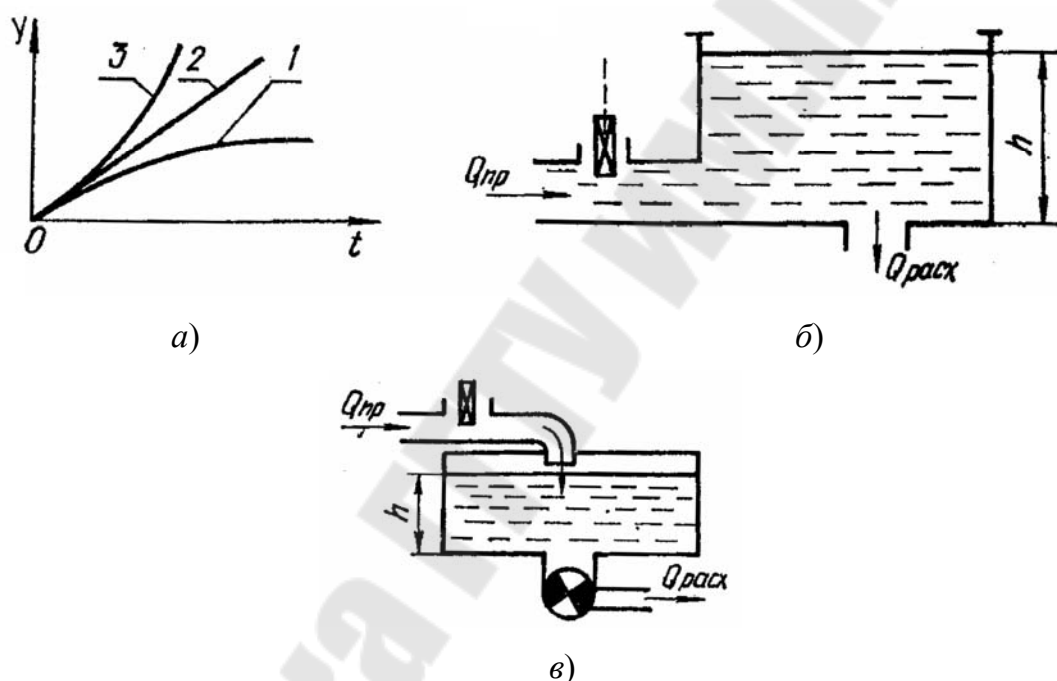


Рис. 11.1. Примеры объектов управления:  
 а – статические характеристики; б – статический;  
 в – астатический

В зависимости от вида дифференциальных уравнений, описывающих поведение объекта, объекты бывают линейными и нелинейными.

Классификация объектов автоматизации сельскохозяйственного назначения целесообразна по видам выполняемых работ, назначению машин и механизмов. Например, почвообрабатывающие, посевные, уборочные машины в полеводстве, машины для заготовки, транспортировки и смешивания кормов в животноводстве и т. п.



## 11.2. Свойства объектов управления в САУ

Каждый объект регулирования можно охарактеризовать одним или несколькими количественными и качественными величинами (параметрами). Такие величины, как мощность, расход, скорость, напряжение и т. д., могут изменяться в широких пределах. Как правило, законы этих изменений во времени произвольны и носят случайный характер. Однако можно выделить ряд величин, которые присущи любому объекту автоматического управления.

*Емкость объекта.* Уравнение динамики объекта регулирования в общем виде можно записать (для бесконечно малого отрезка времени, когда зависимость между  $y$  и  $E_1 - E_2$  можно считать линейной):

$$c \frac{dy}{dt} = E_1 - E_2,$$

где  $c$  – постоянная объекта, называемая емкостью объекта, характеризующая его способность запасать энергию;  $dy/dt$  – скорость изменения регулируемого параметра;  $E_1, E_2$  – подводимая и отводимая к объекту энергия.

Если  $\Delta E = E_1 - E_2 > 0$ , то в объекте накапливается энергия, что сопровождается увеличением регулируемого параметра  $y$ , т. е.  $\Delta y = y_1 - y_2 > 0$ .

Если  $\Delta E = E_1 - E_2 < 0$ , то запас энергии в объекте снижается и  $\Delta y < 0$ , т. е. регулируемый параметр уменьшается.

Для многих объектов величины подводимой и затрачиваемой энергии в той или иной степени зависят от значения регулируемого параметра.

Условие  $E_1 = E_2$  соответствует состоянию равновесия объекта. При отклонении регулируемого параметра  $y$  от заданного  $y_0$  в ту или иную сторону равновесие объекта нарушается.

Механические объекты, например резервуар, обладают способностью накапливать в себе жидкость, газ, сыпучие тела. Понятие емкости здесь связано с объемом резервуара. Печь, термостат, сушильный шкаф способны накапливать тепло. Понятие их емкости связано с теплоемкостью и т. д.

*Время разгона.* Это время, в течение которого регулируемый параметр изменяется от нуля до номинального значения при 100 % или максимальном возмущении (управлении) при условии, что нагрузка отсутствует и скорость изменения  $dy/dt$  остается в течение этого времени постоянной (рис. 11.2). Время разгона может быть определено

экспериментально по переходной характеристике или аналитически по формуле

$$T_p = c \frac{y_{\max}}{Q_{\max}},$$

где  $y_{\max}$  – максимальное значение регулируемого параметра;  $Q_{\max}$  – максимальное значение притока или стока вещества или энергии. Время разгона для одноемкостного объекта может быть определено как  $T_p = T/k$ .

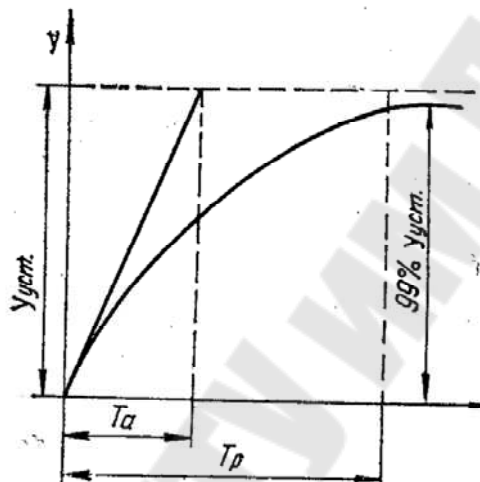


Рис. 11.2. Постоянные времени объекта управления

*Чувствительность объекта.* Чувствительность, или скорость разгона, объекта представляет величину, обратную времени разгона  $\varepsilon = 1/T_p$ . Если  $\varepsilon \rightarrow \infty$ ,  $T_p \rightarrow 0$  – объект представляет собой усилительное звено. Если  $\varepsilon \rightarrow 0$ ,  $T_p \rightarrow \infty$  – объект нерегулируемый, т. е.  $y$  не зависит от  $x$ .

*Постоянная времени объекта.* Представляет собой время, в течение которого регулируемый параметр достигает нового установившегося значения при неизменных притоке и расходе вещества или энергии для данного объекта, лишённого самовыравнивания. Постоянная времени  $T_a$  определяется аналитически или графически, путем проведения касательной к кривой разгона объекта. Значение  $T_a$  можно принимать равным

$$T_a = \frac{1}{3-4} T_p.$$

*Самовыравнивание объекта.* Это свойство объекта после возникновения возмущения приходит в состояние равновесия без внешнего вмешательства (без регулятора), причем каждому возмущению соответствует свое значение регулируемого параметра. Оценивается самовыравнивание степенью или коэффициентом самовыравнивания  $\delta$  (иногда его называют коэффициентом статизма или саморегулирования).

Например, для одноемкостного объекта (резервуара):

$$\delta = \frac{H_0}{Q_0} \left[ \left( \frac{dQ_p}{dH} \right)_0 + \left( - \frac{dQ_n}{dH} \right)_0 \right],$$

где  $Q_p$ ,  $Q_n$  – расход и приток вещества;  $H$  – обобщенная координата уровня (индекс «нуль» означает установившееся состояние).

Если при любом значении относительного возмущения ( $\Delta Q$  или  $\Delta H$ ), отличном от нуля, регулируемая величина изменяется непрерывно в одну сторону (увеличивается или уменьшается), то такой объект называется объектом без самовыравнивания ( $\delta = 0$ ). Если же при скачкообразном изменении притока или расхода вещества (возмущения) управляемая величина через некоторое время принимает установившееся значение (без регулятора), то такой объект называется объектом с самовыравниванием (рис. 11.3).

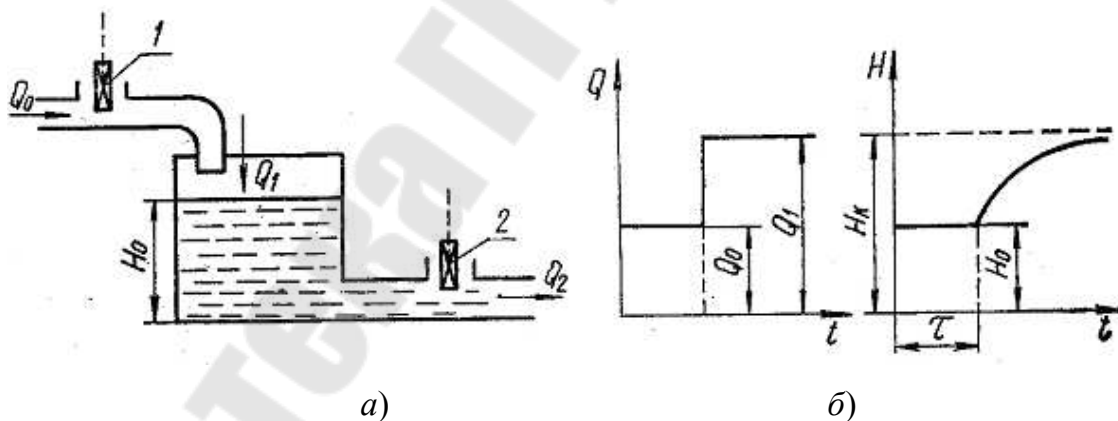


Рис. 11.3. Объект управления с самовыравниванием:  
а – принципиальная схема; б – сигналы на входе и выходе

Если оба вентиля 1 и 2 (рис. 11.3, а) будут иметь одинаковую степень открытия, то приток будет неизменным, а расход будет зависеть от уровня воды в баке. Если теперь при установившемся режиме ( $Q_0 = Q_2$ ) и при высоте уровня воды, равной  $H_0$ , увеличить приток до  $Q_1$  (рис. 11.3, б) путем открытия вентиля 1, то уровень воды в баке

начнет возрастать, что приведет к повышению давления на нижние слои воды, а это вызовет больший расход  $Q_2$ . Через некоторое время, когда  $Q_1 = Q_2$ , уровень воды примет новое установившееся значение  $H_k$ .

Самовыравнивание объекта значительно облегчает работу регулятора за счет стабилизации регулируемой величины самим объектом. Самовыравниванием обладают двигатели любого типа (электрические, гидравлические, тепловые, пневматические).

Самовыравнивание характеризуется и временем самовыравнивания  $t$ , т. е. временем, за которое в объекте устанавливается новое установившееся состояние:

$$t \approx 3T_a \approx 3T_p/\delta.$$

*Запаздывание в объекте.* Одной из важнейших характеристик объекта регулирования является так называемое запаздывание. Сущность его состоит в том, что с увеличением или уменьшением нагрузки (расхода энергии, вещества) в объекте параметры изменяют свое значение не сразу, а спустя некоторое время с момента возмущения (рис. 11.3, б). При этом различают два вида запаздывания: передаточное (транспортное)  $\tau_T$  и переходное  $\tau_{II}$ . Время общего запаздывания  $\tau_{об} = \tau_T + \tau_{II}$ .

*Транспортное запаздывание*  $\tau_T$  может быть вызвано: нахождением датчика и регулирующего органа на значительном расстоянии, наличием в объекте участков (транспортеров, длинных труб и других транспортных устройств), передача сигналов по которым требует некоторого времени.

*Переходное запаздывание*  $\tau_{II}$  (иногда его называют емкостным) — это промежуток времени от момента возмущения до начала изменения параметра. Например, для изменения температуры воздуха в помещении необходимо некоторое время на прогрев потолка, стен, пола и предметов, находящихся в помещении, после чего в нем установится заданная температура.

## Тема 12. ЗАКОНЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ

*Законом регулирования* называют математическую зависимость, в соответствии с которой управляющее воздействие на объект  $U$  формировалось бы безынерционным регулятором в функции от ошибки системы  $x$ .

Наиболее распространенными (типовыми) являются следующие законы регулирования.

*Пропорциональный закон* регулирования характеризуется пропорциональной зависимостью (рис. 12.1, а) между выходной и входной координатами (в случае линейной зависимости):

$$U = k_1 x.$$

*Интегральный закон* регулирования устанавливает пропорциональную зависимость между скоростью изменения регулирующего воздействия и ошибкой (рис. 12.1, б):

$$\frac{dU}{dt} = k_2 x.$$

При этом регулирующее воздействие получается пропорциональным интегралу от ошибки по времени:

$$U = k_2 \int_0^t x dt.$$

Интегральное регулирование может быть осуществлено с помощью каких-либо интегрирующих звеньев.

*Пропорционально-интегральный закон* объединяет два закона регулирования: пропорциональный и интегральный (рис. 12.1, в). Выходная и входная величины связаны соотношением

$$U = k_3 \int_0^t x dt + x k_1.$$

Регулирование по интегральному и пропорциональному законам называется также *изодромным регулированием*. Последнее сочетает в себе высокую точность интегрального регулирования (астатизм) с большим быстродействием пропорционального регулирования.

*Пропорционально-дифференциальный закон*. Регулирование по первой производной от ошибки (принцип Сименса) не имеет самостоятельного значения из-за того, что в установившемся состоянии производная от ошибки равна нулю (регулирование прекращается). Поэтому используется пропорционально-дифференциальный закон регулирования (рис. 12.1, г), что позволяет учитывать не только наличие ошибки, но и тенденцию к росту или уменьшению ее:

$$U = k_4 \frac{dx}{dt} = k_4 p x \text{ (дифференциальный закон).}$$

Математически этот закон определяется выражением

$$U = k_1 x + k_4 \frac{dx}{dt}.$$

В некоторых случаях в закон регулирования могут вводиться производные более высоких порядков – вторая, третья и т. д., что улучшает динамические качества системы регулирования. Однако техническая реализация производных выше 2-го порядка практически не возможна.

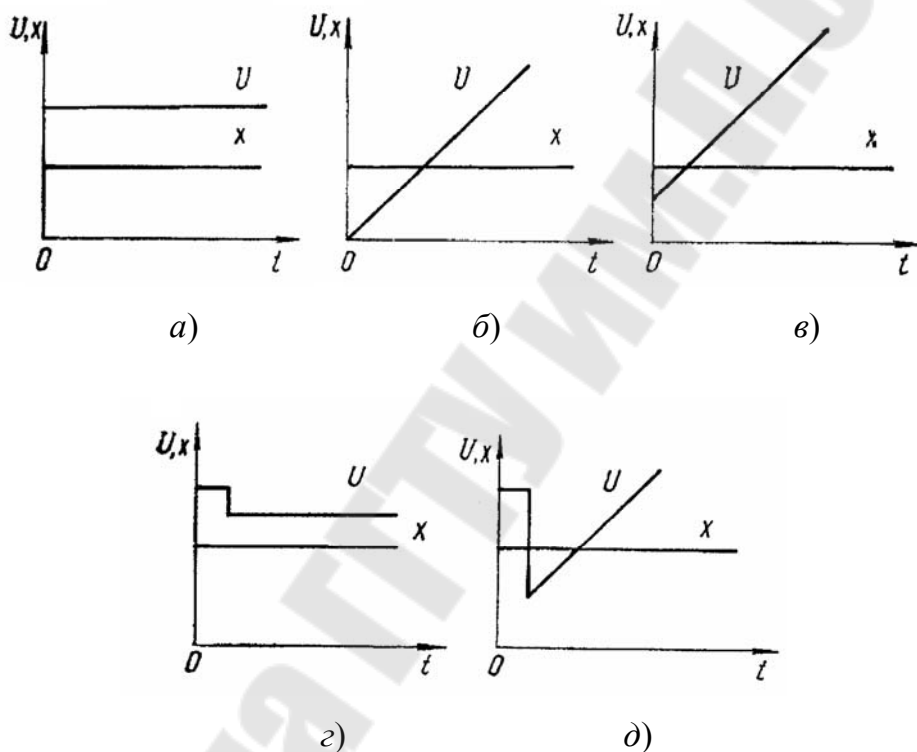


Рис. 12.1. Типы законов регулирования:  
 а – пропорциональный; б – интегральный;  
 в – пропорционально-интегральный;  
 г – пропорционально-дифференциальный;  
 д – пропорционально-интегрально-дифференциальный

Пропорционально-интегрально-дифференциальный закон регулирования объединяет три закона и математически выражается (рис. 12.1, д):

$$U = k_1 x + k_2 \int_0^t x dt + k_4 \frac{dx}{dt}.$$

Включение интеграла в закон регулирования приводит, как известно, к исключению статической ошибки (т. е. к астатичности регу-

лятора), а включение в этот закон производной позволяет регулятору работать с предварением (постоянная дифференцирования называется временем предварения).

## **Тема 13. КЛАССИФИКАЦИЯ И ВЫБОР АВТОМАТИЧЕСКИХ РЕГУЛЯТОРОВ**

### **13.1. Классификация регуляторов**

Автоматические регуляторы, так же как и системы автоматического регулирования, классифицируются по различным признакам.

По роду используемой для привода энергии регуляторы бывают электрические, гидравлические, пневматические и сочетающие их модификации.

*Достоинства электрических регуляторов:* широкие возможности по усилению, преобразованию; управление на больших расстояниях; возможность применения стандартных электро- и радиоэлементов. Недостатки: сложность исполнительных элементов; небольшой крутящий момент, развиваемый исполнительным элементом, особенно при малых скоростях; невысокая безопасность; невозможность использования в помещениях с агрессивной средой и др.

Преимуществом *гидравлических регуляторов* являются высокая надежность работы, хорошие динамические свойства исполнительных механизмов, значительные выходные усилия и моменты, высокое быстродействие. В случае применения минеральных масел взрывобезопасны.

*Достоинства пневматических регуляторов:* взрывобезопасность; отсутствие сливных трубопроводов; высокое быстродействие, значительные усилия и моменты исполнительных механизмов и т. п. Недостатки: сжимаемость воздуха и значительная инерционность (по отношению к гидравлическим).

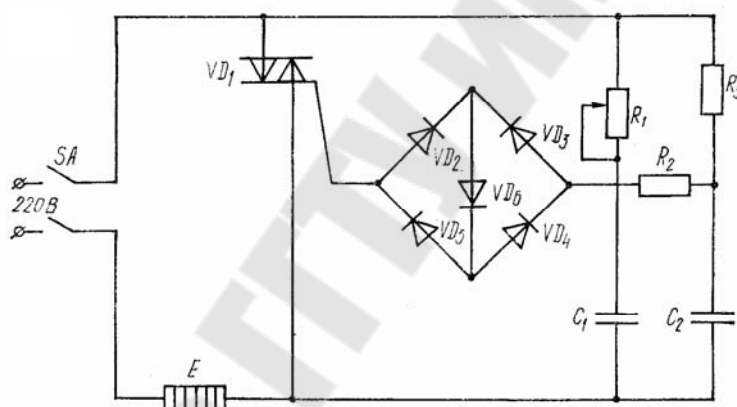
Выбор тех или других регуляторов определяется конкретными условиями их эксплуатации.

В зависимости от характера и числа регулируемых величин, принципа регулирования, источников энергии различают регуляторы давления, скорости вращения, напряжения, температуры и т. п.; работающие по отклонению (ошибке), по возмущению и комбинированные; прямого и непрямого действия; одномерные и многомерные.

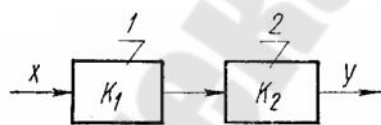
В зависимости от реализуемых законов подразделяются на регуляторы: П-пропорциональные; И-интегральные; ПИ-пропорционально-инте-

гральные; ПД-пропорционально-дифференциальные и ПИД-пропорционально-интегрально-дифференциальные.

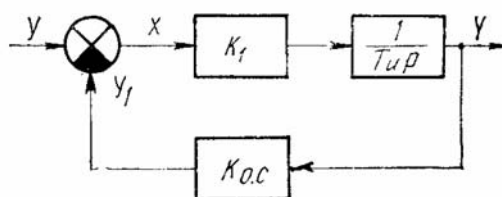
На рис. 13.1 приведен пример П-регулятора температуры в животноводческом помещении. Регулятор построен на базе симистора ТС-10 и имеет бесконтактный выход. В отличие от регуляторов РТБ-2, в нем вместо блока усилителей и терморезистора использован сильфонный датчик температуры, кинематически связанный с движком переменного резистора, включенного в управляющую цепь симистора. При колебаниях температуры сильфон, заправленный низкокипящей жидкостью, сжимается или разжимается, меняет с помощью рычажной системы сопротивление переменного резистора  $R_i$ , за счет чего изменяется и ток в управляющей цепи симистора  $VD_i$ , который регулирует напряжение на электронагревателе  $E$ . Для открытия симистора в схеме использован динистор  $VD_6$  (типа 2Н102А, включенный в мостовую схему выпрямителя).



а)



б)



в)

Рис. 13.1. Схемы П-регулятора:  
а – принципиальная; б, в – структурные

Основным достоинством П-регуляторов является их относительная простота, отсутствие корректирующих устройств. Однако точность работы этих регуляторов невысока, т. е. реализация пропорционального



закона регулирования приводит к появлению статической ошибки. Поэтому П-регуляторы иногда называются статическими.

Параметром настройки для П-регулятора является коэффициент усиления  $k_p$ . Величина, обратная статическому коэффициенту передачи регулятора  $1/k_p$ , называется статизмом, или коэффициентом неравномерности, а величина  $(1/k_p) \cdot 100$  – степенью неравномерности, или диапазоном дросселирования  $D$ .

Структурные схемы гидравлических П-регуляторов определяются динамическими характеристиками сервопривода. Если сервопривод является усилительным звеном, то структурная схема (рис. 13.1, б) регулятора может быть представлена в виде двух звеньев 1 и 2 (командно-усилительного и сервопривода, соединенных последовательно).

Если же в качестве сервопривода используется электрический или гидравлический сервопривод, которые в динамическом отношении представляют собой интегрирующее звено, то для получения П-закона командно-усилительное устройство и сервопривод охватываются жесткой отрицательной обратной связью (рис. 13.1, в) с большим коэффициентом передачи  $k_{oc}$ .

Интегральным, или астатическим, называется регулятор, у которого при отклонении регулируемого параметра от заданного значения регулирующий орган будет перемещаться до тех пор, пока регулируемый параметр не достигнет заданного значения.

В динамическом отношении И-регулятор представляет собой интегрирующее звено.

И-закон регулирования в регуляторах получается тогда, когда структурная схема составлена из последовательно включенных усилительного и интегрирующего звеньев (рис. 13.2, а).

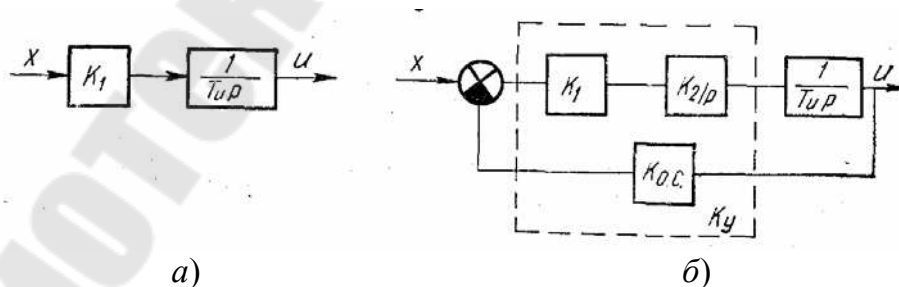


Рис. 13.2. Структурные схемы И-регулятора:

а – прямое регулирование; б – регулирование с обратной связью

Если в состав регулятора входят и другие звенья, то последние должны быть охвачены глубокой отрицательной обратной связью (рис. 13.2, б). В качестве интегрирующего звена может быть какой-

либо интегрирующий привод (гидравлический сервопривод, электродвигатель постоянного тока и др.).

Параметром настройки для И-регулятора является постоянная времени интегрирования  $T_i$ . Пример И-регулятора приведен на рис. 13.3.

При изменении давления  $p_1$  мембрана 1, прогибаясь, через рычаги 3, 4 смещает золотник, и масло поступает в одну из полостей гидроцилиндра 6. Перемещение регулирующего органа 8 прекратится, когда золотник 5 займет нейтральное положение. Это возможно при условии, когда регулируемый параметр примет заданное значение, а мембрана 1 и рычаг 4 возвратятся в исходное состояние. При этом регулирующий орган окажется в новом положении, соответствующем новому значению расхода, т. е. у данного регулятора нет определенной зависимости между заданным значением регулируемого параметра и положением регулирующего органа. У И-регуляторов значение регулируемого параметра в установившемся режиме не зависит от изменения нагрузки регулируемого объекта, т. е. эти регуляторы бывают всегда только астатическими.

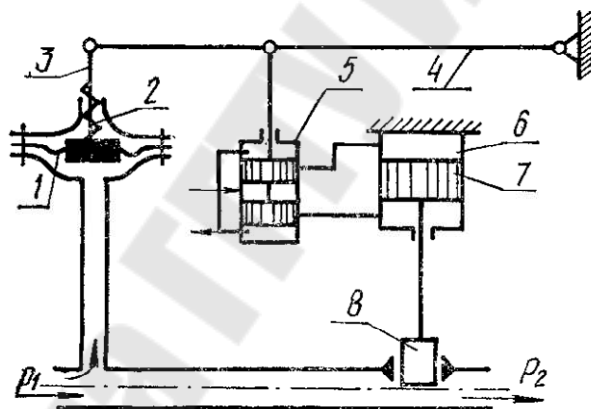


Рис. 13.3. Принципиальная схема И-регулятора

Пропорционально-интегральный регулятор в динамическом отношении эквивалентен пропорциональному с коэффициентом передачи  $k_p$  и И-регулятору с коэффициентом передачи  $1/T_i$ , соединенным параллельно.

Параметрами настройки ПИ-регулятора являются коэффициент передачи  $k_p$  и постоянная времени  $T_i$ .

В реальных регуляторах для реализации ПИ-закона используются отрицательные обратные связи, охватывающие либо только командно-усилительное устройство (рис. 13.4, а), либо командно-усилительное устройство и сервопривод, включенные последовательно (рис. 13.4, б).

На рис. 13.4, в приведена принципиальная схема гидравлического ПИ-регулятора, или изодромного регулятора, т. е. в регуляторе использована гибкая обратная связь.

В начале переходного процесса этот регулятор действует как пропорциональный, а в конце процесса – как интегральный. В ПИ-регуляторе обеспечивается быстрое затухание колебаний регулируемого параметра и устранение статической ошибки. В этих регуляторах нет жесткой связи между отклонением регулируемого параметра и положением регулирующего органа.

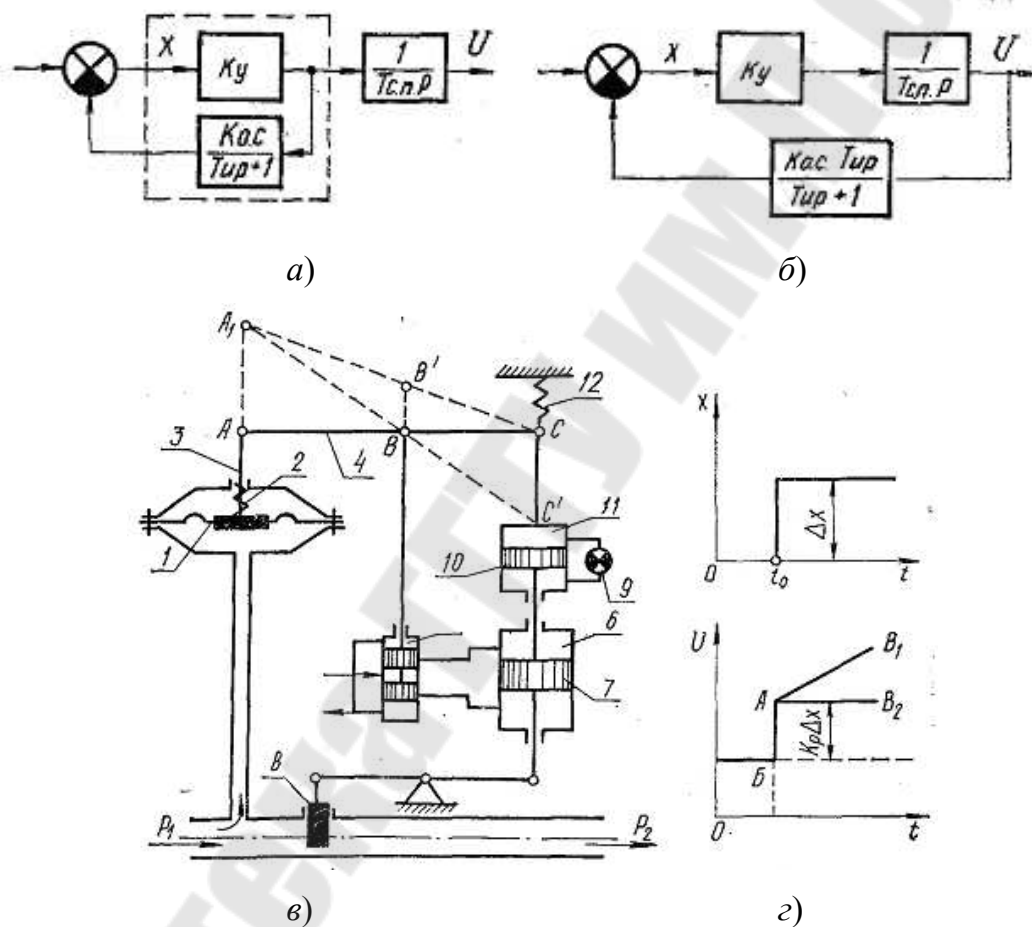


Рис. 13.4. Схемы и характеристика ПИ-регулятора:  
 а – охват усилителя обратной связью; б – охват усилителя и привода обратной связью; в – принципиальная схема;  
 г – временная характеристика

Временные характеристики ПИ-регулятора приведены на рис. 13.4, г. При скачкообразном изменении входной величины в момент времени  $t_0$  регулирующий орган быстро перемещается на величину  $k_p \Delta x$ ; (отрезок  $BA$ ) под действием пропорциональной составляющей. Под действием интегральной составляющей регулирующий

орган продолжает перемещаться в том же направлении (линия  $AB$ ) с постоянной скоростью, называемой скоростью изодрома ( $1/T_i$ ), зависящей от величины  $T_i$ . Чем меньше значение  $T_i$ , тем круче проходит линия  $AB_1$ , и при  $T_i \rightarrow 0$  регулятор становится интегральным. Линия  $AB_2$  соответствует пропорциональному закону.

Пропорционально-дифференциальные регуляторы называются также статическими с предварением и в динамическом отношении представляют пропорциональное дифференцирующее звено.

Параметрами настройки ПД-регулятора являются коэффициент передачи  $k_p$  и время предварения  $T_i$  (время дифференцирования). Регуляторы ПД выполняются обычно непрямого действия (рис. 13.5а).

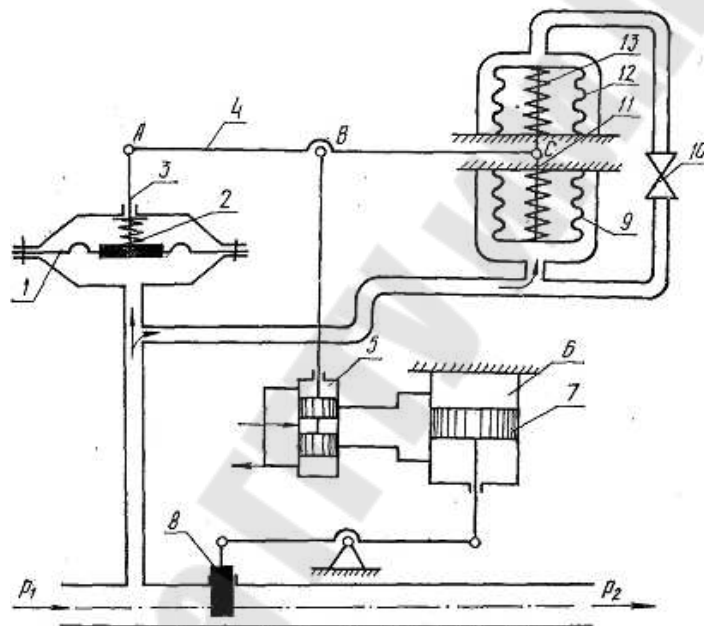
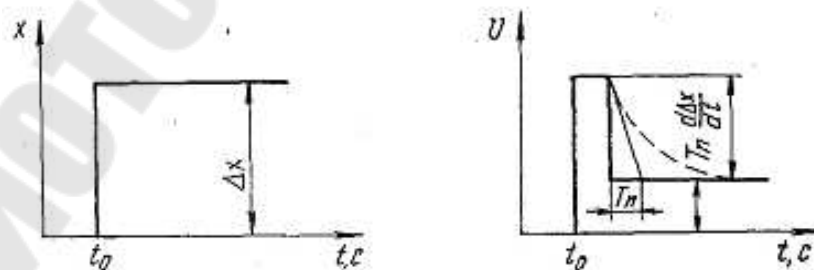


Рис. 13.5а. Принципиальная схема ПД-регулятора непрямого действия



б)

Рис. 13.5б. Характеристика для ступенчатого воздействия ПД-регулятора непрямого действия

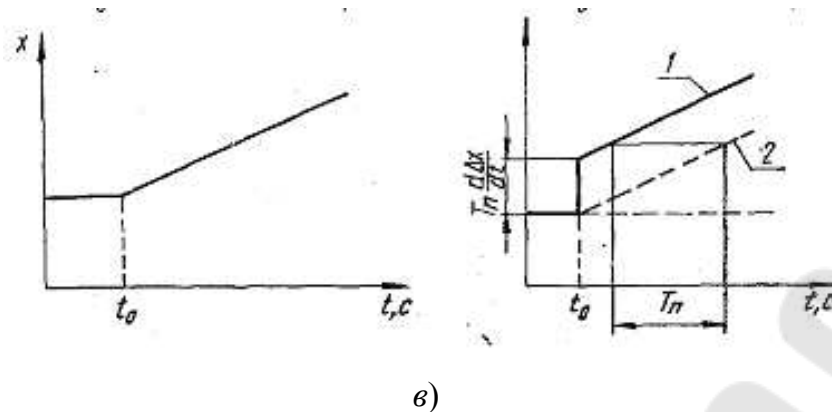


Рис. 13.5в. Характеристика для линейного закона входного воздействия ПД-регулятора непрямого действия

Дополнительное воздействие, пропорциональное скорости изменения (первой производной) регулируемого параметра, создается измерителем производной, состоящим из двух сильфонов 9 и 12, соединенных штоком 11. Равновесие штока обеспечивается натяжением пружин 13. Изменение давления  $p_1$  воспринимается мембраной 1, 2 и сильфонами 9 и 12. Если  $p_1 = \text{const}$ , то давление в камерах 9 и 12 одинаково и точка С рычага 3, 4 находится в неподвижном состоянии. Если регулируемое давление изменяется с какой-то скоростью, то на дросселе 10 образуется перепад давления, пропорциональный скорости изменения регулируемого параметра, вследствие чего деформация сильфона 12 будет происходить с некоторым запаздыванием. Следовательно, перемещение точки С зависит от скорости изменения регулируемого параметра (от первой производной). Результирующее перемещение рычага 4 происходит под действием двух составляющих: пропорциональной и дифференциальной. Поэтому перемещение регулирующего органа 8 у ПД-регулятора пропорционально отклонению регулируемого параметра и скорости отклонения от заданного значения.

В ПД-регуляторе при ступенчатой входной величине выходная величина в начальный момент времени  $t_0$  резко возрастает (рис. 13.5а), а затем под действием пропорциональной составляющей принимает постоянное значение  $k_p \Delta x$ . В действительности в реальных регуляторах переходный процесс протекает по кривой (штриховая линия на рис. 13.5б).

Если входная величина будет непрерывно изменяться (рис. 13.5в), то выходная величина в начальный момент совершает скачок, а затем продолжает изменяться пропорционально изменению входной вели-

чины. Время предварения  $T_{и}$  может быть определено по графику как разность между одними и теми же значениями  $U$  при наличии предварения (кривая 1) и без него (линия 2). Настройка времени предварения осуществляется дросселем  $1\theta$  (рис. 13.5а).

Предварение у ПД-регуляторов бывает прямое и обратное. Прямое предварение проявляется во временном увеличении коэффициента передачи, а обратное – в уменьшении его.

ПД-регуляторы уменьшают колебания и ускоряют затухание переходного процесса.

Пропорционально-интегрально-дифференциальные регуляторы применяются на объектах регулирования, не допускающих статической неравномерности, у которых нагрузка меняется часто и резко и имеется запаздывание. ПИД-регулятор имеет три параметра настройки:  $k_p$ ,  $T_{и}$ ,  $T_{п}$ .

На практике ПИД-регуляторы выполняются по структурной схеме с обратной связью (рис. 13.6, а) или путем подключения к ПИ-регулятору последовательного корректирующего устройства. Обратная связь должна быть выполнена в виде двух последовательно включенных инерционных звеньев.

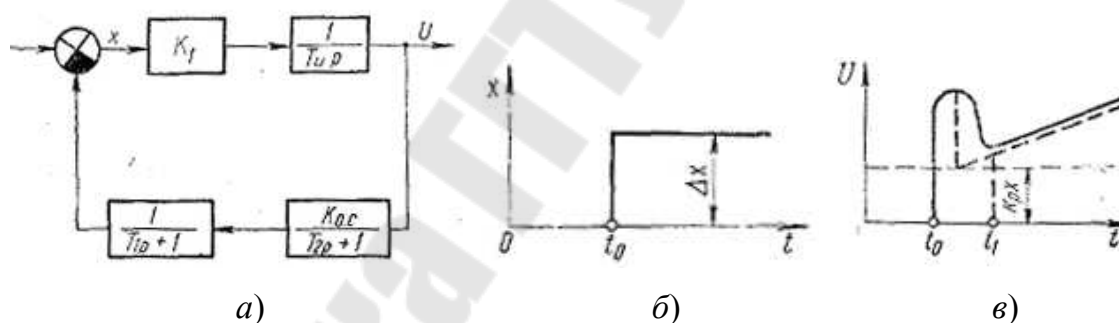


Рис. 13.6. Характеристика ПД-регулятора при ступенчатой входной величине:

а – структурная схема; б – входной сигнал; в – выходной сигнал

Временная характеристика ПИД-регулятора приведена на рис. 13.6, б, в. Штриховой линией показано изменение регулирующего воздействия идеального регулятора, в котором строго выполняется пропорционально-дифференциально-интегральный закон регулирования. Реальный регулятор обладает некоторой инерцией и запаздыванием (сплошная линия). На участке  $t_0-t_1$  преобладают пропорциональная и дифференциальная составляющие, а на участке от  $t_1$  – пропорциональная и интегральная составляющие. Наклон прямой определяется настройкой времени изодрома  $T_{и}$ .

Кроме рассмотренных непрерывных используются регуляторы дискретного действия: релейные (ПТР-2, ПТР-3, РТБ-2 и т. д.) и импульсные.

### 13.2. Выбор автоматического регулятора

Выбор регулятора зависит от свойств объекта регулирования, которые в основном определяются его динамической характеристикой ( $k_0$  – коэффициентом передачи,  $\tau$  – запаздыванием,  $T$  – постоянной времени).

П-регуляторы целесообразно применять в объектах с небольшим запаздыванием и изменением нагрузки, а также в системах, где допускается статическая ошибка. П-регуляторы не рекомендуются при колебательной нагрузке.

И-регуляторы используются для объектов со значительным самовыравниванием и небольшим запаздыванием, а также при малой и большой емкостях объекта и при медленно изменяющейся нагрузке.

ПИ-регуляторы применяются в объектах с любой емкостью, с большим запаздыванием ( $\tau > 0,1T_{ин}$ ), а также при больших и медленных изменениях нагрузки. ПИД-регуляторы применяются в объектах с любой емкостью, при очень малой статической ошибке регулирования и при существенных запаздываниях в объекте.

Импульсные регуляторы лучше применять в объектах без большого запаздывания, при средней емкости объекта, где нагрузка постоянная или мало изменяется.

Двухпозиционные релейные регуляторы рекомендуется применять в объектах с большой емкостью, без большого запаздывания при постоянной или мало изменяющейся нагрузке. Если сведений о динамических свойствах объекта недостаточно или они отсутствуют, выбор регуляторов производится по аналогии с действующими САУ.

Тип регулятора может быть ориентировочно выбран и по отношению  $\tau/T$ . При  $\tau/T < 0,2$  применяют релейный регулятор, при  $\tau/T = 0,2-1$  – непрерывный и при  $\tau/T = 0,5-10$  – импульсный. Если кривые разгона могут быть экспериментально сняты с действующих аналогичных объектов или они известны заранее для проектируемых объектов, то выбор регуляторов следует производить на основании расчета. Методика расчета для статических и астатических объектов изложена в специальной литературе.

## Тема 14. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЛИНЕЙНЫХ НЕПРЕРЫВНЫХ СИСТЕМ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ. ЧАСТОТНЫЙ МЕТОД СИНТЕЗА

Частотный метод синтеза САР при помощи корректирующего устройства (КУ) является эффективным методом синтеза, при котором оценка точности и качества переходных процессов замкнутой САР производится по частотным характеристикам разомкнутой САР. При этом часто используются временные, частотные и, особенно, логарифмические амплитудно-частотные характеристики (ЛАЧХ). Они удобны для синтеза САР с постоянными параметрами, так как построение ЛАЧХ на ПЭВМ не требует сложных вычислений. Фазовые частотные характеристики также используются при синтезе, но играют вспомогательную роль.

В методике синтеза САР, предложенной В. В. Солодовниковым, расчет системы производится с использованием ЛАЧХ, для которых в данной работе приведены подробные номограммы показателей качества процессов регулирования (например, см. рис. 14.3).

Процесс синтеза КУ методом ЛАЧХ включает следующие этапы.

1. Строится ЛАЧХ исходной системы  $L(\omega)$  с учетом требуемого коэффициента усиления САР  $k_p$  в разомкнутом состоянии. Последний устанавливается из условия обеспечения заданной точности САР в установившемся режиме.

2. По заданным показателям точности и качества строят желаемую ЛАЧХ  $L_{ж}(\omega)$  разомкнутой САР. Построение желаемой ЛАЧХ производится на основании правил, которые вытекают из связи между свойствами ЛАЧХ разомкнутой САР и вещественной частотной характеристикой замкнутой системы.

3. На основании желаемой  $L_{ж}(\omega)$  и исходной  $L(\omega)$  ЛАЧХ системы путем их вычитания определяется ЛАЧХ последовательного КУ  $L_{ку}(\omega)$ . Строится также ФЧХ и оценивается запас устойчивости системы.

4. По полученной  $L_{ку}(\omega)$  находится передаточная функция КУ  $W_{пос}(s)$  и подбирается наиболее простой способ технической реализации КУ. В случае затруднений в реализации последовательного КУ по полученной передаточной функции (ПФ)  $W_{пос}(s)$  его можно пересчитать на эквивалентное параллельное КУ  $W_{пар}(s)$  или КУ обратной связи  $W_{о.с}(s)$ .

Наиболее сложным и ответственным является второй этап синтеза, включающий построение желаемой ЛАЧХ.



Исходя из заданных требований к системе по точности и качеству переходного процесса, рассмотрим рекомендации по формированию желаемой ЛАЧХ (рис. 14.1), условно делящейся на три зоны частот: низкочастотную (НЧ), среднечастотную (СЧ) и высокочастотную (ВЧ). НЧ область определяет главным образом точность работы САР. В этой области оценивается качество воспроизведения разомкнутой системой медленно меняющегося управляющего гармонического воздействия в установившемся режиме. СЧ область, определяющая запас устойчивости, охватывает частоту, называемую частотой среза  $\omega_{ср}$ , при которой  $L(\omega_{ср}) = 0$ . ВЧ область характеризует САР в функции фильтра высокочастотных помех, в этом диапазоне частот системой подавляется амплитуда выходного сигнала.

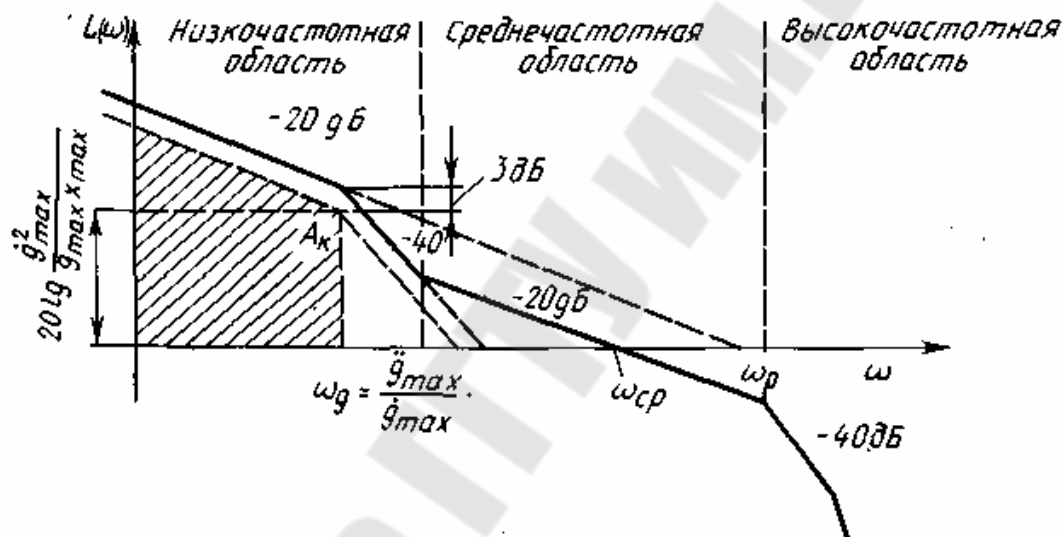


Рис. 14.1. Построение желаемой ЛАЧХ

Оценим параметры желаемой ЛАЧХ по заданным критериям точности и качества системы, структурная схема которой приведена на рис. 14.2.

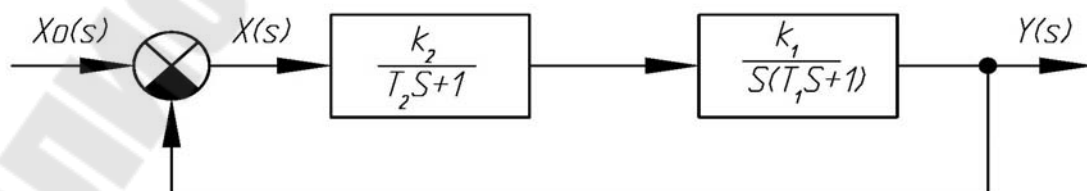


Рис. 14.2. Структурная схема САР

Пусть заданы частотный диапазон работы системы  $0 \leq \omega \leq \omega_g$ , амплитуда задающего воздействия  $g(t)$  и допустимая ошибка по амплитуде выходного сигнала, равная  $x_{\max}$  в пределах  $\omega_g$  частоты. Точность этой САР удобно оценивать по амплитудно-частотной характеристике. Ошибка  $x$  от входного воздействия  $g$  определяется через передаточную функцию ошибки слежения:

$$X(S) = \frac{G(S)}{1 + W(S)}, \quad (14.1)$$

где  $W(S)$  – ПФ разомкнутой системы.

Амплитуда функции ошибки  $x_{\max}$  определяется из (14.1) при подстановке  $S = j\omega$ :

$$x_{\max} = \frac{g_{\max}}{|1 + W(j\omega)|}. \quad (14.2)$$

Поскольку при разработке САР стремятся всегда получить  $x_{\max} \ll g_{\max}$  и модуль знаменателя в (14.2) можно считать значительно большим 1, тогда:

$$x_{\max} \approx \frac{g_{\max}}{|W(j\omega)|} = \frac{g_{\max}}{A(\omega_g)}, \quad (14.3)$$

где  $A(\omega_g)$  – модуль АЧХ разомкнутой САР на частоте  $\omega_g$ .

Используя выражение (14.3), можно определить желаемое значение модуля частотной функции системы:

$$|W_{\text{ж}}(j\omega_g)| \geq \frac{g_{\max}}{x_{\max}}.$$

Это условие при переходе к ЛАЧХ системы  $L_{\text{ж}}(\omega_g) = 20 \lg |W_{\text{ж}}(j\omega_g)|$  примет вид:

$$L_{\text{ж}}(\omega_g) = 20 \lg \frac{g_{\max}}{x_{\max}}.$$

Таким образом, желаемая ЛАЧХ должна располагаться выше контрольной точки  $A_{\text{к}}$  (пунктирная линия на рис. 14.1):

$$L_A(\omega_g) \geq 20 \lg \frac{g_{\max}}{x_{\max}}.$$

Пусть заданы допустимая ошибка  $x_{\max}$ , максимальная скорость входного сигнала  $\dot{g}_{\max}$  и его ускорение  $\ddot{g}_{\max}$ . Требуется определить желаемую ЛАЧХ. Пусть входным сигналом  $g(t)$  является гармоническое воздействие:

$$g(t) = g_{\max} \sin \omega_g t, \quad (14.4)$$

где  $g_{\max}$  и  $\omega_g$  – рабочая амплитуда и частота, при которых будут иметь место соответственно заданные скорость  $\dot{g}_{\max}$  и ускорение  $\ddot{g}_{\max}$ .

Продифференцируем выражение для входного сигнала (14.4), чтобы получить  $\dot{g}(t)$  и  $\ddot{g}(t)$ :

$$\dot{g}(t) = g_{\max} \omega_g \cos \omega_g t = \dot{g}_{\max} \cos \omega_g t;$$

$$\ddot{g}(t) = -g_{\max} \omega_g^2 \sin \omega_g t = -\ddot{g}_{\max} \cos \omega_g t$$

и, следовательно,

$$\dot{g}_{\max} = g_{\max} \cdot \omega_g; \quad \ddot{g}_{\max} = g_{\max} \cdot \omega_g^2.$$

Далее из полученных уравнений находим частоту  $\omega_g$  и амплитуду  $g_{\max}$  синусоидального задающего воздействия, при которых получаются требуемые максимальные скорость и ускорение:

$$\omega_g = \frac{\ddot{g}_{\max}}{\dot{g}_{\max}}; \quad g_{\max} = \frac{\dot{g}_{\max}^2}{\ddot{g}_{\max}}. \quad (14.5)$$

Полученные значения  $\omega_g$  и  $g_{\max}$  принимаются за расчетные рабочие значения частоты и амплитуды. Тогда желаемое значение модуля частотной функции системы

$$|W(j\omega_g)| \geq \frac{g_{\max}}{x_{\max}} = \frac{\dot{g}_{\max}^2}{\ddot{g}_{\max} x_{\max}}.$$

В результате ордината контрольной точки  $A_k$  определится из выражения

$$L_A(\omega_g) = 20 \lg \left( \frac{\dot{g}_{\max}^2}{x_{\max} \ddot{g}_{\max}} \right). \quad (14.6)$$

При заданных значениях скорости  $\dot{g}_{\max}$  и ускорения  $\ddot{g}_{\max}$  входного сигнала может быть получена так называемая запретная зона для НЧ части ЛАЧХ (рис. 14.1). Для этого по выражению (14.6) строят семейство контрольных точек, которые образуют две прямые. Первая строится при максимальном значении амплитуды скорости  $\dot{g}_{\max}$  и переменном ускорении (меньше  $\ddot{g}_{\max}$ ). Вторая – при максимальном ускорении  $\ddot{g}_{\max}$  и переменной скорости. Эти две прямые пересекаются на частоте  $\omega_g$  с наклоном  $-20$  дБ/дек и  $-40$  дБ/дек.

Полученная таким образом граница указывает на характер желаемой ЛАЧХ, которая должна быть выше контрольной точки  $A_k$ . Действительная желаемая ЛАЧХ проходит в точке излома  $L(\omega)$  на 3 дБ ниже. Поэтому, чтобы избежать ошибки, желаемую ЛАЧХ следует приподнять над контрольной точкой на  $3 \text{ дБ} = 20 \lg \sqrt{2}$ .

Для построения СЧ области желаемой ЛАЧХ задаются критерии качества переходного процесса: перерегулирование  $\sigma_{\max}$  и время переходного процесса  $t_{\pi}$ . По графику (рис. 14.3), который устанавливает зависимость величин  $\sigma_{\max}$ ,  $t_{\pi}$  от параметров вещественной частотной характеристики (ВЧХ) замкнутой САР, определяют частоту среза  $\omega_{\text{ср}}$  и соотношение параметров ВЧХ  $P_{\max} / P(0)$ . Например, при  $\sigma = 20\%$  частота среза для заданного значения  $t_{\pi}$  вычисляется по формуле

$$\omega_{\text{ср}} = c \cdot \pi / t_{\pi}, \quad (14.7)$$

где  $c$  – коэффициент ошибки: при  $\sigma = 20\%$   $c = 2,8$ .

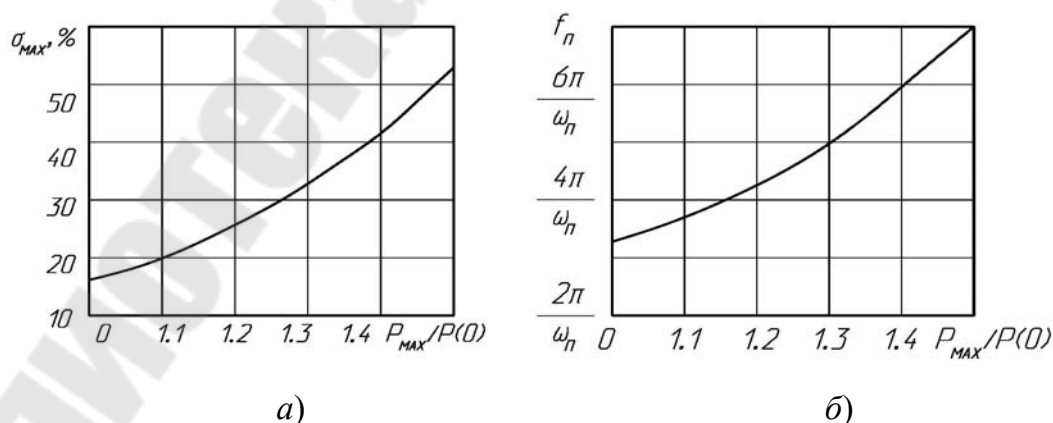


Рис. 14.3. Зависимость  $\sigma_{\max}$ (а) и  $t_{\pi}$ (б) от  $P_{\max} / P(0)$  ВЧХ замкнутой САР: а – зависимость перерегулирования от параметров ВЧХ; б – зависимость времени переходного процесса от параметров ВЧХ

Наносим значение  $\omega_{\text{ср}}$  на график желаемой ЛАЧХ и через точку  $\omega_{\text{ср}}$  проводим прямую с наклоном  $-20$  дБ/дек (см. рис. 14.1). При таком наклоне обеспечивается необходимый запас устойчивости системы и качество переходного процесса. Используя результат предыдущего расчета точности, сопрягаем НЧ часть ЛАЧХ со среднечастотной. ВЧ желаемой ЛАЧХ обычно принимается такой же, как и у исходной  $L(\omega)$  части системы. Затем проверяется наличие необходимого запаса устойчивости по амплитуде  $\Delta L_{\text{ж}}$  (при  $\varphi = -2\pi$ ) и по фазе  $\Delta\varphi$  (при  $\omega = \omega_{\text{ср}}$ ).

При сопряжении СЧ асимптоты с НЧ, а также с ВЧ частью ЛАЧХ следует обратить внимание на то, чтобы желаемая характеристика имела наклон, мало отличающийся от наклона характеристики неизменяемой части системы. Это необходимо для того, чтобы получить более простую передаточную функцию КУ, имеющую полиномы в числителе и знаменателе как можно более низкого порядка. В этом случае КУ будет иметь более простую схему и конструкцию.

Рассмотрим синтез последовательного КУ для структурной схемы следящей САР (см. рис. 14.2), имеющей в разомкнутом состоянии передаточную функцию:

$$W(s) = k / s(T_1s + 1)(T_2s + 1).$$

При этом ЛАЧХ неизменной части САР имеет вид, показанный на рис. 14.4, а. Частотный диапазон для задающего воздействия должен быть ограничен рабочей частотой системы (14.5). В исходных данных обычно задаются ошибка регулирования  $x_{\text{max}}$  при  $\omega = \omega_g$ ,  $\sigma_{\text{max}}$ ,  $t_{\text{п}}$  и коэффициент усиления разомкнутой САР ( $k$ ). При введении последовательного КУ передаточная функция скорректированной (желаемой) САР имеет вид:

$$W_{\text{ж}}(s) = W_{\text{ку}}(s) \cdot W(s).$$

Желаемая логарифмическая амплитудная  $L_{\text{ж}}(\omega)$  и фазово-частотная  $\varphi_{\text{ж}}(\omega)$  характеристики системы при последовательном соединении примут вид:

$$L_{\text{ж}}(\omega) = L(\omega) + L_{\text{ку}}(\omega); \quad \varphi_{\text{ж}}(\omega) = \varphi(\omega) + \varphi_{\text{ку}}(\omega), \quad (14.8)$$

где  $L(\omega)$  и  $\varphi(\omega)$  – логарифмическая амплитудная и фазово-частотная характеристики неизменной части системы;  $L_{\text{ку}}(\omega)$  и  $\varphi_{\text{ку}}(\omega)$  – ЛАЧХ и ЛФЧХ корректирующего устройства.

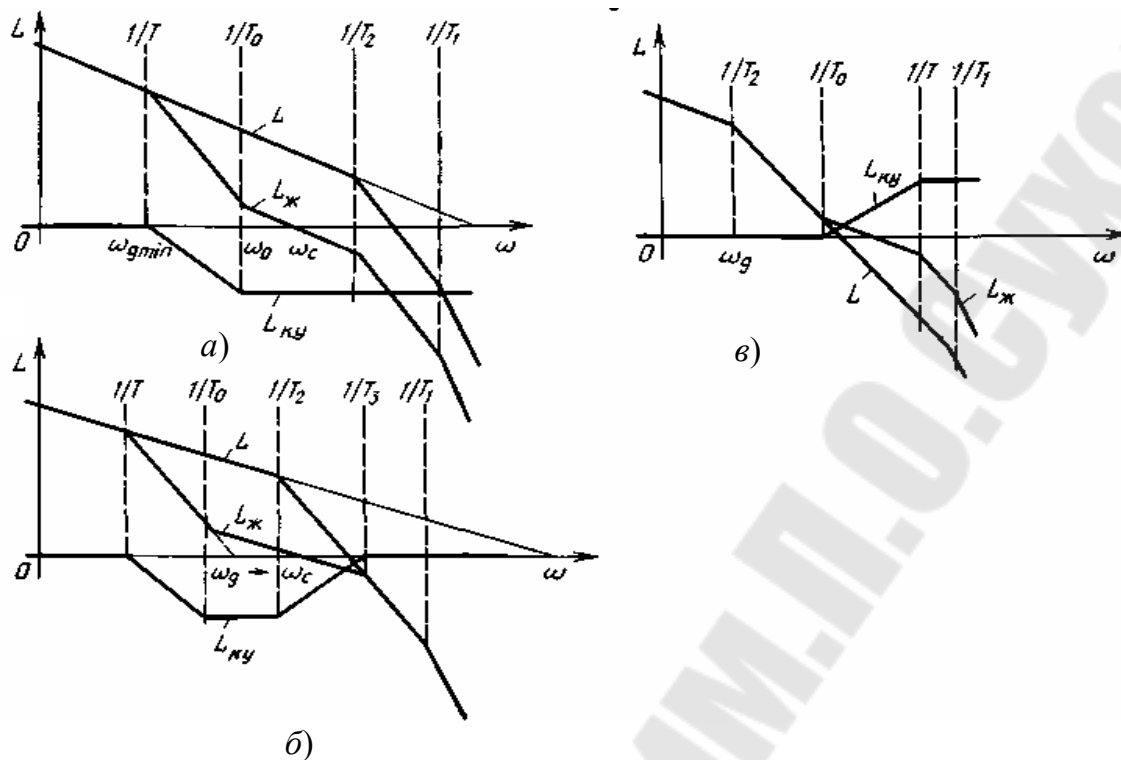


Рис. 14.4. Расположение ЛАЧХ неизменной части системы  $L$ , желаемой  $L_{ж}$  и корректирующего устройства  $L_{кy}$ :  
 а – замедляющего; б – интегрирующе-дифференцирующего;  
 в – форсирующего

Предлагается следующий порядок определения параметров последовательного КУ:

1) вычисляют желаемую ЛАЧХ скорректированной системы  $L_{ж}(\omega)$  с учетом заданных параметров  $k$ ,  $\omega_g$ ,  $\omega_{cp}$ ,  $x_{max}$ ,  $g_{max}$ ,  $\sigma_{max}$ ,  $t_p$ , предварительно определив запретную зону (см. рис. 14.1);

2) строят график ЛАЧХ последовательного КУ путем вычитания ординаты  $L(\omega)$  из  $L_{ж}(\omega)$ , т. е. из уравнения (14.8):

$$L_{кy}(\omega) = 20 \lg |W_{ж}(j\omega)| - 20 \lg |W(j\omega)| = L_{ж}(\omega) - L(\omega);$$

3) по виду ЛАЧХ последовательного КУ устанавливают с использованием таблиц передаточную функцию КУ и определяют его схему.

Параметры КУ определяют исходя из конкретных требований.

1. Если к быстрдействию предъявляются не очень высокие требования, то запретная зона по точности для ЛАЧХ располагается в области низких частот  $\omega_{g \min}$ . При таком условии желаемая ЛАЧХ  $L_{ж}(\omega)$  расположена, как показано на рис. 14.4, а. Тогда ЛАЧХ КУ

$L_{\text{ку}}(\omega) = L_{\text{ж}}(\omega) - L(\omega)$  соответствует замедляющему интегрирующему звену, имеющему передаточную функцию

$$W_{\text{ку}}(s) = (T_0s + 1)/(Ts + 1),$$

где  $T_0 = \frac{1}{\omega_g} \sqrt{\frac{M}{M-1}}$ ;  $\omega_0 = \sqrt{1.41 \cdot \frac{\ddot{g}_{\text{max}}}{x_{\text{max}}}}$ ;  $T = \frac{1}{\omega} = \frac{\ddot{g}_{\text{max}}}{\dot{g}_{\text{max}}}$ ;  $M = \left| \frac{W(j\omega)}{1+W(j\omega)} \right|$ .

Из графика видно, что замедляющим интегрирующим звеном деформируется низкочастотная часть ЛАЧХ и происходит уменьшение усиления на низких частотах. Таким образом осуществляется амплитудная коррекция САР. Оценить запас устойчивости желаемой САР можно, построив ее фазовую характеристику  $\varphi_{\text{ж}}(\omega)$ . Наибольший требуемый запас устойчивости по фазе при  $\omega_0$  с учетом показателя колебательности ( $M$ ) определяют по формуле

$$\varphi_{\text{max}} = \arcsin \frac{1}{M} = \text{arctg} \frac{1}{\sqrt{M^2 - 1}}.$$

2. Если быстродействие системы сравнительно высокое, увеличивается и рабочая частота  $\omega_g$ , которая смещается в область средних частот (рис. 14.4, б). В этом случае должна происходить амплитудная коррекция в области средних частот с помощью введения интегро-дифференцирующего звена, имеющего ПФ:

$$W_{\text{ку}}(s) = \frac{(T_0s + 1)(T_3s + 1)}{(T_2s + 1)(T_4s + 1)},$$

где  $T_3 = T_2$ ;  $T_4 + T_1 \leq \frac{1}{\omega_0} \cdot \frac{\sqrt{M(M-1)}}{M+1}$ .

3. При дальнейшем увеличении частоты  $\omega_g$  ЛАЧХ корректирующего устройства соответствует последовательному включению форсирующего (дифференцирующего) звена с передаточной функцией

$$W_{\text{ку}}(s) = \frac{T(T_0s + 1)}{T_0(Ts + 1)},$$

где  $T_0 = \sqrt{M/(M-1)}/\omega_0$ ;  $(T + T_1) \leq \sqrt{M/(M-1)}/\omega(M+1)$ .

При такой коррекции происходит изменение ЛАЧХ только в средне- и высокочастотных областях (рис. 14, в). Однако главный положительный эффект достигается за счет дополнительного сдвига

фазовой характеристики в среднечастотной области. Этим и определяется увеличение запаса устойчивости системы. Поэтому здесь имеет место фазовая коррекция системы путем создания фазового опережения на средних частотах.

## **Тема 15. СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ ПО КУРСУ МОБИЛЬНЫХ МАШИН**

### **15.1. Принципиальная и функциональная схема рулевого управления с гидроусилителем**

В настоящее время в различных мобильных машинах широко применяются рулевые управления с гидроусилителями. Такое рулевое управление предназначено для поворота управляемых колес транспортного средства по заданному водителем закону с обеспечением при этом требуемого усиления выходной мощности за счет использования энергии жидкости. Применение гидроусилителей облегчает условия труда водителей и повышает его производительность, улучшает управляемость и устойчивость автомобиля, а следовательно, повышает безопасность движения и скорость маневрирования в различных дорожных условиях. К САУ по курсу с гидроусилителями предъявляется ряд требований, обеспечивающих их нормальную работу: высокое быстродействие и хорошее следящее действие; большая выходная мощность, необходимая для поворота транспортных средств; надежность, стабильность рабочих характеристик и др. Соблюдение указанных требований возможно лишь при выполнении статических и динамических расчетов, на основании которых можно выбрать оптимальные схемы и параметры всей САУ.

Существует большое число разнообразных конструкций рулевых управлений с гидроусилителями, отличающихся компоновкой основных элементов (распределителя, силового цилиндра и рулевого механизма), типом и конструкцией распределений, центрирующих и реактивных элементов.

Принципиальная схема гидроусилителя рулевого управления с отдельной компоновкой его основных элементов приведена на рис. 15.1. Распределитель встроен в продольную тягу 4 рулевого привода, при этом золотник 8 распределителя через тягу 4 связан с сошкой 3 рулевого механизма 2, а корпус 9 распределителя через систему рычагов – с управляемыми колесами 12 автомобиля. В свою очередь шток поршня 11 силового цилиндра 10 связан с рулевым приводом и



управляемыми колесами; силовой цилиндр *10* крепится к раме автомобиля.

При вращении рулевого колеса *1* вправо сошка передвигается назад и через тягу *4* перемещает назад золотник *8* относительно корпуса *9* распределителя. В этом случае соответствующие дросселирующие окна распределителя соединяются таким образом, что штоковая полость силового цилиндра *10* соединяется со сливом, а бесштоковая полость – с насосом *7*, в результате чего поршень *11* под давлением жидкости перемещается вперед, осуществляя поворот управляемых колес *12* вправо. Одновременно с этим корпус *9* распределителя перемещается назад и распределитель выключается (приходит в нейтральное положение), прекращая подачу жидкости в силовой цилиндр, в результате прекращается поворот колес. Для непрерывного поворота управляемых колес необходима непрерывно поворачивать рулевое колесо. Таким образом, усилитель обладает следящим действием по перемещению, т. е. каждому определенному положению рулевого колеса соответствует определенное положение управляемых колес мобильной машины.

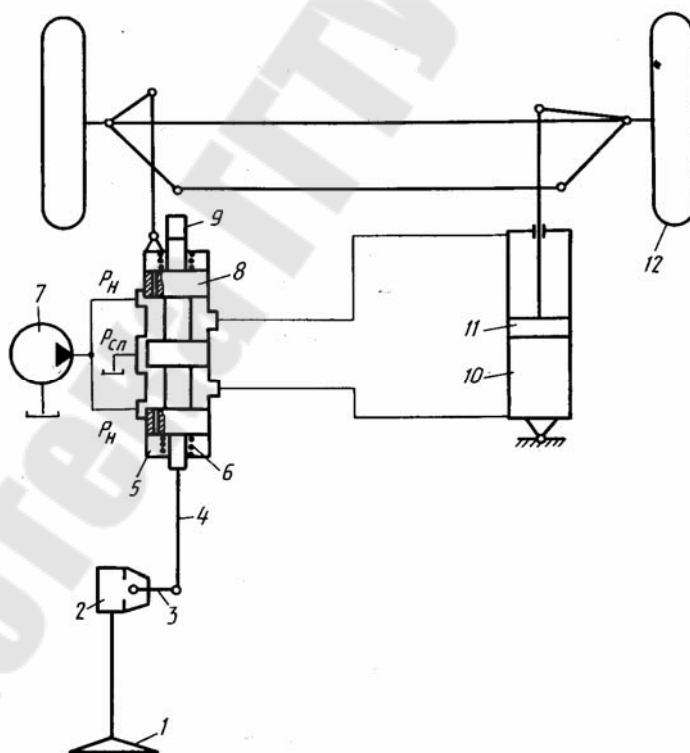


Рис. 15.1. Принципиальная схема рулевого управления с гидроусилителем

В нейтральном положении золотник находится в равновесии под действием предварительно сжатых пружин 6 (центрирующее устройство). Перемещаясь относительно корпуса 9 распределителя, золотник 8 преодолевает сопротивление, вызванное деформацией пружин 6 и давлением жидкости в реактивных камерах 5 распределителя, соединенных каналами с полостями силового цилиндра. С увеличением момента сил сопротивления повороту управляемых колес возрастает давление в соответствующей полости силового цилиндра и в реактивной камере распределителя, что приводит к необходимости увеличивать усилие на рулевом колесе для перемещения золотника. Это свойство усилителей называется реактивным действием, благодаря которому у водителя создается так называемое «чувство дороги».

Функциональная схема, показывающая взаимосвязь основных элементов гидроусилителя рулевого управления, приведена на рис. 15.2.

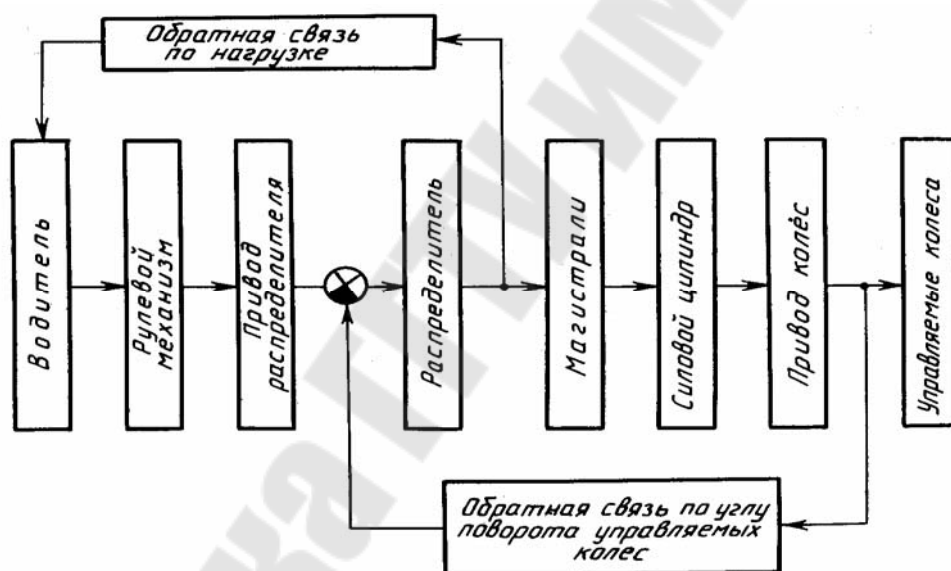


Рис. 15.2. Функциональная схема рулевого управления с гидроусилителем

Как видно из этой схемы, гидроусилитель рулевого управления является двухконтурной замкнутой следящей системой автоматического регулирования и представляет собой гидравлический привод дроссельного управления, охваченный жесткой отрицательной обратной связью по углу поворота управляемых колес и отрицательной гидравлической обратной связью по внешней нагрузке (моменту сопротивления повороту управляемых колес). При неправильно выбранных параметрах системы регулирования она может оказаться неустойчивой, причем неустойчивость ее выражается в появлении

автоколебаний управляемых колес, что отрицательно сказывается на управляемости мобильной машины. Поэтому основной задачей динамического расчета рулевого привода с гидроусилителем является выбор и обоснование таких параметров, которые обеспечивали бы высокое быстродействие и устойчивость работы всей системы регулирования на различных режимах движения транспортных средств.

Наличие гидравлической обратной связи по нагрузке является отличительной особенностью гидроусилителей рулевого управления мобильных машин.

### **15.2. Уравнения движения и структурная схема рулевого управления с гидроусилителем**

В общем случае рулевое управление с гидроусилителем представляет собой нелинейную следящую систему, для которой характерно наличие различных нелинейностей (например, сухое трение в силовом цилиндре, люфт в приводе распределителя, зона нечувствительности и ограничение расхода жидкости в распределителе, ограничение перепада давления в распределителе и т. д.). Эти нелинейности оказывают влияние на быстродействие, устойчивость и выходные параметры системы автоматического регулирования. В связи с этим математическая модель, описывающая переходные процессы в рассматриваемой следящей системе автоматического регулирования, является нелинейной и имеет высокий порядок. Исследование такой модели возможно лишь с применением ЭВМ.

С целью упрощения математической модели системы и понижения ее порядка примем ряд допущений: рассматриваем колебания управляемых колес с относительно небольшими амплитудами (до  $3-5^\circ$ ), что характерно при исследовании вопросов устойчивости гидроусилителя рулевого управления; рассматриваем малые по сравнению с полным ходом перемещения поршня силового цилиндра относительно среднего положения и поэтому принимаем, что объем полости равен половине объема цилиндра, т. е.  $V_1 = V_2 = V_0$  (к этим объемам также относим объем жидкости, заключенной в магистралях); не учитываем гидравлическое сопротивление магистралей и массу жидкости в них; принимаем, что жидкость имеет коэффициент податливости  $\psi$ , не зависящий от давления, т. е.  $\psi = \text{const}$ ; не учитываем существенных нелинейностей.

Выведем уравнения движения каждого элемента рассматриваемой следящей системы.

1. *Рулевое колесо.* Пренебрегая приведенным моментом инерции всех соединенных с рулевым колесом деталей и вязким трением, получим следующее уравнение поворота рулевого колеса:

$$c_p(\Theta - \Theta_1) = M_B, \quad (15.1)$$

где  $c_p$  – приведенная к рулевому колесу жесткость рулевого вала, продольной тяги и рулевого механизма;  $\Theta$  и  $\Theta_1$  – угол поворота соответственно рулевого колеса и нижнего сечения рулевого вала;  $M_B$  – момент, приложенный водителем к рулевому колесу.

2. *Рулевой механизм.* Усилие, приложенное к сошке:

$$P_c = \frac{M_B i_{p.m} \eta_{p.m}}{l_c},$$

где  $i_{p.m}$  и  $\eta_{p.m}$  – соответственно передаточное число и КПД рулевого механизма;  $l_c$  – длина сошки.

3. *Распределитель.* При условии, что гидродинамические, инерционные силы, силы трения и упругости, действующие на золотник распределителя, малы по сравнению с силами давления жидкости, уравнение движения золотника будем иметь вид:

$$A_p p = P_c,$$

где  $A_p$  – площадь реактивных устройств;  $p$  – перепад давления на торцах реактивных устройств:  $p = p_1 - p_2$ ;  $p_1$  и  $p_2$  – давление жидкости в полостях силового цилиндра.

Подставим в уравнение (15.1) последние два выражения, после преобразования получим:

$$\Theta_1 = \Theta - \frac{A_p l_c}{i_{p.m} \eta_{p.m} c_p} p. \quad (15.2)$$

Скорость движения поршня гидроцилиндра регулируется изменением расходов жидкости, поступающей в одну полость и вытекающей из другой. Эти расходы определяются обобщенной гидравлической характеристикой золотникового распределителя, которая является нелинейной функцией смещения  $x$  золотника (текущее значение открытия рабочих окон дросселя) и перепада давления  $p$  во внешней цепи распределителя:

$$Q = Q(x, p). \quad (15.3)$$

В гидроусилителях рулевых управлений транспортных средств наибольшее распространение получили четырехдроссельные распределители с отрицательным перекрытием окон. В этих распределителях золотниковая пара в нейтральном положении золотника имеет осевые зазоры, через которые жидкость перетекает от насоса на слив (проточный золотник). Применение таких распределителей повышает чувствительность по нагрузке и точность следящего гидропривода.

4. *Силовой цилиндр.* Без учета массы поршня, площади штока и сил трения уравнение движения поршня имеет вид:

$$c_2(z - z_1) = Ap,$$

где  $c_2$  – приведенная к штоку силового цилиндра жесткость связи штока с управляемыми колесами;  $z$  и  $z_1$  – перемещение соответственно поршня и точки крепления штока к поворотному рычагу;  $A$  – площадь поршня силового цилиндра.

Учитывая, что  $z_1 = R_k \alpha$ , из последнего уравнения получим:

$$z = \frac{A}{c_2} p + R_k \alpha, \quad (15.4)$$

где  $R_k$  – радиус поворотного рычага;  $\alpha$  – угол поворота управляемых колес.

Мгновенные объемные расходы  $Q_1$  и  $Q_2$  жидкости, поступающей в бесштоковую полость и вытекающей из штоковой полости силового цилиндра, с учетом ее деформации можно представить в виде:

$$Q_1 = A \frac{dz}{dt} + \psi V_0 \frac{dp_1}{dt}; \quad Q_2 = A \frac{dz}{dt} - \psi V_0 \frac{dp_2}{dt},$$

где  $\psi$  – коэффициент податливости жидкости.

При одинаковом гидравлическом сопротивлении всех регулируемых дросселей золотникового распределителя можно считать, что  $Q_1 = Q_2 = Q$ . Тогда совместное решение выражений для  $Q_1$  и  $Q_2$  позволяет получить уравнение, определяющее мгновенный объемный расход жидкости на движение поршня силового цилиндра:

$$Q = A \frac{dz}{dt} + 0,5\psi V_0 \frac{dp}{dt}. \quad (15.5)$$

5. *Управляемые колеса машины.* В общем случае уравнение поворота управляемых колес относительно шкворней является нелинейным. Если колебания колес происходят с относительно небольшими

амплитудами, можно принять, что стабилизирующие моменты, обусловленные упругостью шин и наклоном шкворней, пропорциональным углу поворота управляемых колес, а момент сил трения пропорционален угловой скорости  $d\alpha/dt$  поворота колес. Тогда линейное уравнение движения управляемых колес имеет вид:

$$I_k \frac{d^2\alpha}{dt^2} + k_{1p} \frac{d\alpha}{dt} + c_k \alpha = (A + k_p A_p) R_k p, \quad (15.6)$$

где  $I_k$  – момент инерции управляемых колес и жестко соединенных с ними деталей, приведенный к оси шкворня;  $k_{1p}$  – коэффициент скоростного сопротивления (демпфирования) в рулевом приводе и шинах;  $c_k$  – приведенная жесткость управляемых колес, включающая угловую жесткость шин и коэффициент стабилизирующего момента, возникающего вследствие наклонов шкворней;  $k_p$  – коэффициент передачи по усилию от корпуса распределителя до поворотного рычага.

6. *Механическая обратная связь.* Смещение золотника относительно корпуса распределителя представляет результат двух перемещений: золотника  $y_3 = l_c \Theta / i_{p.m.}$ , вызванного вращением рулевого колеса, и корпуса распределителя  $y_k = ak'_{o.c.}$ , обусловленного поворотом управляемых колес транспортного средства, т. е. вызванного действием жесткой отрицательной обратной связи. Тогда уравнение обратной связи имеет вид:

$$x = \frac{l_c}{i_{p.m.}} \Theta_1 - k'_{o.c.} \alpha, \quad (15.7)$$

где  $k'_{o.c.}$  – коэффициент передачи по углу поворота управляемых колес обратной связи, определяемый параметрами и кинематикой рычажной передачи от управляемых колес до корпуса распределителя.

Таким образом, переходные процессы в рассматриваемом рулевом управлении с гидроусилителем описываются нелинейной математической моделью третьего порядка, включающей уравнения (15.2)–(15.7), причем уравнение (15.3) является нелинейным. Для получения линейной математической модели рулевого управления с гидроусилителем необходимо линеаризовать функцию  $Q(x, p)$ , описывающую обобщенную гидравлическую характеристику распределителя.

В качестве исходной точки линеаризации принимаем смещенное на величину  $x_0$  от нейтрали положение золотника и затем рассматриваем малые приращения всех переменных относительно их значений, соответствующих указанному смещению золотника. Обозначим зна-

чения переменных в исходной точке линеаризации индексом «ноль», их приращения символом  $\Delta$ , тогда все переменные, входящие в уравнения, выразим следующим образом:

$$\Theta = \Theta_0 + \Delta\Theta; \quad \Theta_1 = \Theta_{10} + \Delta\Theta_1; \quad p = p_0 + \Delta p;$$

$$z = z_0 + \Delta z; \quad \alpha = \alpha_0 + \Delta\alpha; \quad Q = Q_0 + \Delta Q; \quad x = x_0 + \Delta x.$$

Нелинейную функцию  $Q(x, p)$  линеаризуем методом разложения ее в ряд Тейлора в окрестностях исходной точки линеаризации. Ограничиваясь членами первого порядка малости, результаты линеаризации представляем в виде линеаризованного уравнения:

$$Q_0 + \Delta Q = Q(x_0, p_0) + k_{Qx}\Delta x - k_{Qp}\Delta p, \quad (15.8)$$

где  $k_{Qx}$  – коэффициент усиления распределителя по расходу:

$$k_{Qx} = \left. \frac{\partial Q}{\partial x} \right|_0;$$

$k_{Qp}$  – коэффициент скольжения обобщенной гидравлической характеристики распределителя:

$$k_{Qp} = \left. \frac{\partial Q}{\partial p} \right|_0.$$

Остальные уравнения математической модели рулевого управления с гидроусилителем в линеаризованном виде:

$$\Theta_{10} + \Delta\Theta_1 = \Theta_0 + \Delta\Theta - \frac{A_p l_c}{c_p i_{p.m} \eta_{p.m}} (p_0 + \Delta p);$$

$$z + \Delta z = \frac{A}{c_2} (p_0 + \Delta p) + R_k (\alpha_0 + \Delta\alpha);$$

$$Q_0 + \Delta Q = A \frac{dz_0}{dt} + \frac{\psi V_0}{2} \frac{dp_0}{dt} + A \frac{d(\Delta z)}{dt} + \frac{\psi V_0}{2} \frac{d(\Delta p)}{dt};$$

$$\begin{aligned} I_k \frac{d^2 \alpha_0}{dt^2} + k_{1p} \frac{d\alpha_0}{dt} + c_k \alpha_0 + I_k \frac{d^2 (\Delta\alpha)}{dt^2} + k_{1p} \frac{d(\Delta\alpha)}{dt} + c_k \Delta\alpha = \\ = R_k (A + k_p A_p) (p_0 + \Delta p); \end{aligned}$$

$$x_0 + \Delta x = \frac{l_c}{i_{p.m}} (\Theta_{10} + \Delta\Theta_1) - k'_{o.c} (\alpha_0 + \Delta\alpha). \quad (15.9)$$

Приравнявая в уравнении (15.8) и в системе уравнений (15.9) все перемещения и их производные нулю, получим систему уравнений, описывающую невозмущенное состояние рассматриваемой системы регулирования. Это состояние будет равновесным, если

$$\frac{dz_0}{dt} = \frac{d\alpha_0}{dt} = \frac{dp_0}{dt} = 0.$$

Вычитая из уравнений (15.8) и (15.9) соответствующие уравнения невозмущенного состояния, находим линеаризованную систему уравнений в приращениях рулевого управления с гидроусилителем:

$$\left. \begin{aligned} \Delta\Theta_1 &= \Delta\Theta - \frac{A_p l_c}{i_{p.m} n_{p.m} c_p} p; \\ \Delta z &= \frac{A}{c_2} \Delta p + R_k \Delta\alpha; \\ \Delta Q &= A \frac{d(\Delta z)}{dt} + \frac{\psi V_0}{2} \frac{d(\Delta p)}{dt}; \\ I_k \frac{d^2(\Delta\alpha)}{dt^2} + k_{1p} \frac{d(\Delta\alpha)}{dt} + c_k \Delta\alpha &= (A + k_p A_p) R_k \Delta p; \\ \Delta Q &= k_{Qx} \Delta x - k_{Qp} \Delta p; \Delta x = \frac{l_c}{i_{pm}} \Delta\Theta_1 - k'_{o.c} \Delta\alpha. \end{aligned} \right\}$$

Последнюю систему уравнений преобразуем по Лапласу при нулевых начальных условиях и, опуская символ  $\Delta$ , представим в виде:

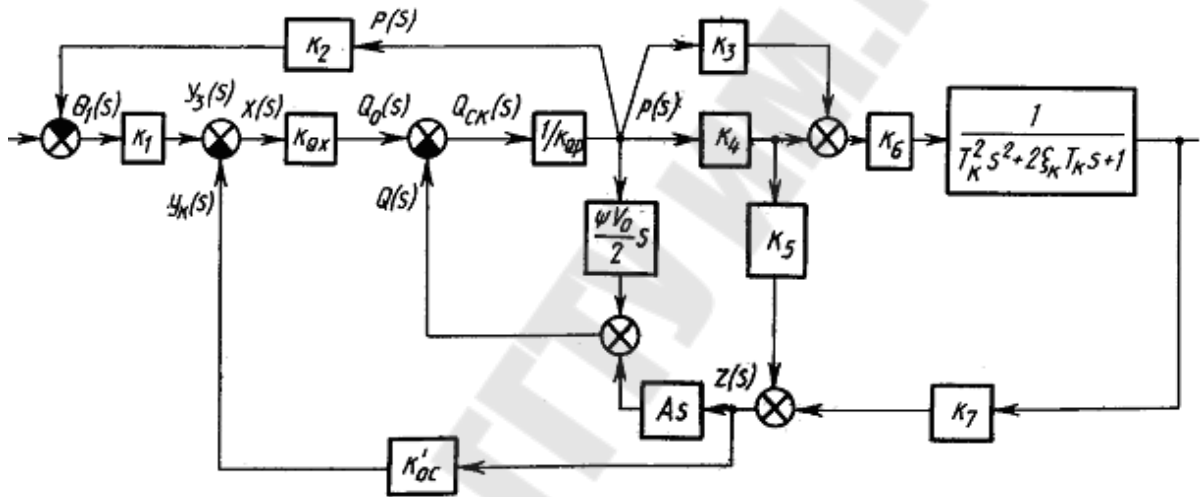
$$\left. \begin{aligned} \Theta_1(s) &= \Theta(s) - k_2 p(s); \\ z(s) &= k_4 k_5 p(s) + k_5 p(s) + k_7 \alpha(s); \\ Q(s) &= A s z(s) + 0,5 \psi V_0 p(s); \\ (T_k^2 s^2 + 2\zeta_k T_k s + 1) \alpha(s) &= k_6 (k_3 + k_4) p(s); \\ Q(s) &= k_{Qx} x(s) - k_{Qp} p(s); x(s) = k_1 \Theta_1(s) - k'_{o.c} \alpha(s), \end{aligned} \right\} \quad (15.10)$$



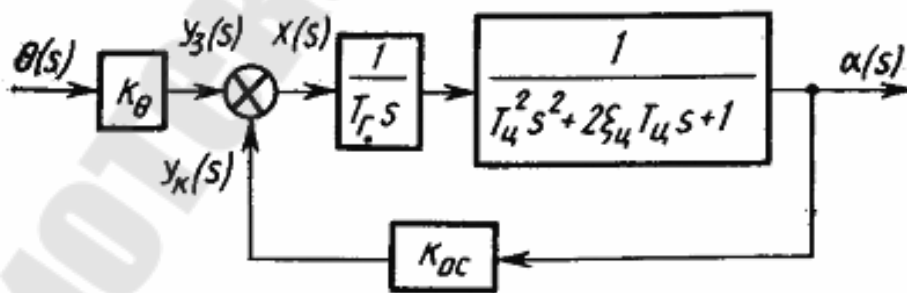
где  $k_1 = \frac{l_c}{i_{p.m}}$ ;  $k_2 = \frac{A_p l_c}{i_{p.m} \eta_{p.m} c_p}$ ;  $k_3 = k_p A_p$ ;  $k_4 = A$ ;  $k_5 = \frac{1}{c_2}$ ;  $k_6 = \frac{R_k}{c_k}$ ;

$k_7 = R_k$ ;  $T_k = \sqrt{\frac{I_k}{c_k}}$ ;  $\zeta_k = \frac{k_{1p}}{2\sqrt{I_k c_k}}$ .

Структурная схема линейризованной модели рулевого управления с гидроусилителем, построенная по уравнениям (15.10), показана на рис. 15.3, а. Из схемы видно, что рассматриваемый следящий гидропривод рулевого управления является многоконтурным и включает обратные связи по нагрузке и по углу поворота управляемых колес, а также местные обратные связи.



а)



б)

Рис. 15.3. Структурная схема линейризованной модели рулевого управления с гидроусилителем:  
а – общая; б – преобразованная

Исключая из системы (15.10) изображения всех переменных, кроме  $\theta(s)$  и  $\alpha(s)$ , после преобразований получим:

$$\begin{aligned} \frac{A}{k_{Qx}} s \left[ \frac{I_k}{\gamma c_{\text{ц}} R_k^2} s^2 + \frac{1}{\gamma R_k^2} \left( \frac{k_{1p}}{c_{\text{ц}}} + \frac{k_{Qx} I_k}{A^2} + \frac{k_1 k_2 k_{Qx} I_k}{A^2} \right) s + B \right] \alpha(s) = \\ = k_{\Theta} \Theta(s) - k_{\text{o.c}} \alpha(s) - \frac{c_k}{\gamma A R_k^2} \left( \frac{k_{Qp}}{k_{Qx}} + k_1 k_2 \right) \alpha(s), \end{aligned}$$

где  $c_{\text{ц}}$  – приведенная жесткость нагруженного гидроцилиндра:  $c_{\text{ц}} = c_2 c_{\Gamma} / (c_2 + c_{\Gamma})$ ;  $c_{\Gamma}$  – жесткость гидроцилиндра:  $c_{\Gamma} = 2A^2 / \psi V_0$ .

В последнем уравнении, кроме того, приняты обозначения:

$$\gamma = 1 + \frac{A_p}{A}; \quad k_0 = \frac{k_1}{R_k}; \quad k_{\text{o.c}} = \frac{k'_{\text{o.c}}}{R_k};$$

$$B = 1 + \frac{c_k}{\gamma c_{\text{ц}} R_k^2} + \frac{k_{1p}}{\gamma A^2 R_k^2} (k_{Qp} + k_1 k_2 k_{Qx}).$$

В большинстве случаев параметры гидропривода таковы, что коэффициент  $B$  мало отличается от единицы. Тогда последнее уравнение при  $B = 1$  примет вид:

$$T_{\Gamma} s (T_{\text{ц}}^2 s^2 + 2\zeta_{\text{ц}} T_{\text{ц}} s + 1) \alpha(s) = k_{\Theta} \Theta(s) - (k_{\text{o.c}} - k_{\text{н}}) \alpha(s). \quad (15.11)$$

Ниже приведены выражения для определения коэффициентов уравнения (15.11).

Гидравлическая постоянная времени привода:

$$T_{\Gamma} = \frac{A}{k_{Qx}}.$$

Механическая постоянная времени гидроцилиндра:

$$T_{\text{ц}} = \frac{1}{R_k} \sqrt{\frac{I_k}{\gamma c_{\text{ц}}}}.$$

Коэффициент относительного демпфирования гидроцилиндра

$$\zeta_{\text{ц}} = \frac{T_{\text{д}}}{2T_{\text{ц}}},$$

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

$$T_d = \frac{1}{\gamma R_k^2} \left( \frac{k_{1p}}{c_{ц}} + \frac{k_{Qp} I_k}{A^2} + \frac{k_1 k_2 k_{Qx} I_k}{A^2} \right).$$

Коэффициент внутренней обратной связи, обусловленной действием позиционной нагрузки (параметр  $c_k$ ),

$$k_n = \frac{c_k}{\gamma R_k^2} \left( \frac{k_{Qp}}{k_{Qx}} + k_1 k_2 \right).$$

Коэффициент  $k_n$  устанавливает соотношение между смещением поршня гидроцилиндра и смещением золотника. От значения  $k_n$  зависит статическая ошибка, с которой поддерживается заданное положение поршня гидроцилиндра. При малых утечках через распределитель и малых смещениях золотника от нейтрали  $k_n$  обычно принимают  $k_n = 0$ . Параметры  $T_r$ ,  $T_{ц}$  и  $\zeta_{ц}$  определяют ряд динамических свойств распределителя.

Гидравлическая постоянная времени  $T_r$  определяет продолжительность заполнения жидкостью полости, которая освобождается в гидроцилиндре при перемещении его поршня на величину, равную смещению золотника от нейтрали. Чем больше коэффициент усиления  $k_{Qx}$  распределителя по расходу и меньше площадь гидроцилиндра, тем меньше этот период. С уменьшением времени заполнения гидроцилиндра увеличивается скорость движения поршня и, следовательно, постоянная времени  $T$ , характеризует быстродействие привода.

Величина  $1/T_{ц}$  представляет угловую частоту  $\omega_{0ц}$  недемпфированных колебаний управляемых колес с моментом инерции  $I_k$ , имеющих упругую связь со штоком гидроцилиндра, который заполнен сжимаемой жидкостью.

Коэффициент относительного демпфирования  $\zeta_{ц}$  учитывает демпфирующие факторы, обусловленные вязким трением в рулевом приводе и шинах (коэффициент  $k_{тр}$ ), гидравлическим сопротивлением распределителя и обратной связью по давлению. Кроме того, коэффициент  $\xi_{ц}$  учитывает влияние уменьшения расхода жидкости через распределитель при увеличении перепада давления в гидроцилиндре.

Структурная схема рулевого управления с гидроусилителем, построенная по уравнению (15.11) с указанным выше допущением, показана на рис. 15.3, б. Из схемы видно, что следящий гидропривод рулевого управления имеет замкнутый контур, в прямую цепь которого последовательно включены интегрирующее и колебательное звенья,

а отрицательная обратная связь образована пропорциональным звеном с коэффициентом передачи  $k_{o.c}$ .

Передаточная функция рассматриваемого следящего гидропривода:

$$W(s) = \frac{\alpha(s)}{\Theta(s)} = \frac{k_{\Theta}}{T_{\Gamma}s(T_{\Pi}^2s^2 + 2\zeta_{\Pi}T_{\Pi}s + 1) + k_{o.c}}. \quad (15.12)$$

В случае, когда рулевое управление с гидроусилителем не нагружено, т. е. управляемые колеса отсоединены от усилителя ( $I_{\kappa} = 0$ ,  $k_{\text{тр}} = 0$ ,  $c_{\kappa} = 0$ ), в структурной схеме в прямой цепи остается лишь интегрирующее звено. Тогда передаточная функция системы:

$$W_1(s) = \frac{\alpha(s)}{\Theta(s)} = \frac{k}{T_1s + 1},$$

где  $T_1$  – постоянная времени ненагруженного следящего гидропривода:  $T_1 = T_{\Gamma}/k_{o.c}$ ;  $k$  – коэффициент передачи ненагруженного следящего гидропривода:  $k = k_{\Theta}/k_{o.c}$ .

Следовательно, в этом случае следящий гидропривод представляет устойчивое апериодическое звено первого порядка.

Величину  $k_D = 1/T_1 = k_{o.c}/T_{\Gamma}$  называют коэффициентом добротности следящего гидропривода. Чем больше  $k_D$ , тем больше его быстродействие.

### 15.3. Устойчивость рулевого управления с гидроусилителем

Для исследования устойчивости рассматриваемого следящего гидропривода воспользуемся алгебраическим критерием Гурвица, который позволяет найти условие устойчивости гидропривода в виде общего соотношения его параметров. Характеристическое уравнение, определяющее устойчивость этого привода, на основании выражения (15.12) имеет вид:

$$T_{\Gamma}T_{\Pi}^2s^3 + 2\zeta_{\Pi}T_{\Gamma}T_{\Pi}s^2 + T_{\Gamma}s + k_{o.c} = 0.$$

Все коэффициенты характеристического уравнения являются положительными. Поэтому в соответствии с критерием Гурвица для устойчивости рассматриваемой системы необходимо, чтобы соблюдалось еще условие:

$$2\zeta_{\Pi}T_{\Gamma} - T_{\Pi}k_{o.c} > 0.$$

С учетом выражения для коэффициента демпфирования  $\xi_{\text{ц}}$  имеем:

$$T_{\text{д}}T_{\text{г}} > k_{\text{о.с}}T_{\text{ц}}^2.$$

Как следует из последнего неравенства, увеличение постоянных времени  $T_{\text{д}}$  и  $T_{\text{г}}$ , а также уменьшение постоянной времени  $T_{\text{ц}}$  и коэффициента обратной связи способствуют повышению устойчивости рассматриваемого следящего гидропривода.

Подставляя выражения для  $T_{\text{г}}$ ,  $T_{\text{д}}$  и  $T_{\text{ц}}$  в последнее неравенство, получим:

$$\frac{A}{k_{\text{Qx}}} \left( \frac{k_{\text{тр}}}{c_{\text{ц}}} + \frac{k_{\text{Qp}}I_{\text{к}}}{A^2} + \frac{k_1k_2k_{\text{Qp}}I_{\text{к}}}{A^2} \right) > \frac{k_{\text{о.с}}I_{\text{к}}}{c_{\text{ц}}}.$$

Таким образом, используя это неравенство, можно сравнительно просто проверить устойчивость гидравлического управления с гидроусилителем при известных его конструктивных параметрах, а также оценить влияние на устойчивость следящего гидропривода возможных изменений его конструктивных параметров.

В частном случае, когда связь рулевого колеса с золотником распределителя жесткая ( $c_{\text{р}} = \infty$ ,  $k_2 = 0$ ) и коэффициент  $k_{\text{Qp}} = 0$  (малые утечки жидкости в окрестности точки  $x_0 = 0$ ), условие имеет вид

$$k_{\text{тр}} > \frac{k_{\text{Qx}}k_{\text{о.с}}I_{\text{к}}}{A}.$$

Используя выражение для коэффициента добротности  $k_{\text{D}} = k_{\text{Qx}}k_{\text{о.с}}/A$ , имеем:

$$k_{\text{тр}} > k_{\text{D}}I_{\text{к}}.$$

Как следует из этого неравенства, при наличии гидравлического трения в системе (коэффициент  $k_{\text{тр}}$ ) условие устойчивости выполняется при  $k_{\text{Qp}} = 0$ . Это свидетельствует о положительном влиянии гидравлического трения в системе на ее устойчивость. В свою очередь с увеличением приведенного момента инерции управляемых колес снижается устойчивость. Также влияет на устойчивость увеличение коэффициента добротности (увеличение быстродействия).

Если же гидравлическое трение в системе отсутствует и  $k_2 = 0$ , условие устойчивости имеет вид:

$$k_{\text{Qp}} > \frac{k_{\text{Qx}}k_{\text{о.с}}A}{c_{\text{ц}}}.$$

Как видно из неравенства, при идеальном золотнике  $k_{Qp} = 0$  и устойчивость системы не обеспечивается. С увеличением приведенной жесткости нагруженного цилиндра устойчивость системы увеличивается, а с увеличением  $A$  и  $k_{Qx}$  – снижается.

Реальный следящий гидропривод будет тем больше приближаться к неустойчивому (могут возникнуть и автоколебания), чем герметичнее его распределитель при нейтральном положении золотника и чем меньше гидравлическое трение в управляемых колесах.

Для повышения устойчивости рулевого управления с гидроусилителем и устранения автоколебаний необходимо увеличивать жесткость центрирующих пружин или площадь реактивных устройств, если это возможно по условиям легкости рулевого управления, или же уменьшать коэффициент обратной связи  $k_{o.c}$  по углу поворота управляемых колес, используя более короткую обратную связь.

В случае, когда указанные меры улучшения устойчивости следящего гидропривода не устраняют автоколебаний, нужно использовать дополнительные способы улучшения устойчивости следящих гидроприводов дроссельного управления: введение искусственной протечки рабочей жидкости между полостями гидроцилиндра; установку демпфера на золотник; включение различных дополнительных обратных связей.

## **Тема 16. СИСТЕМА АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ ТОРМОЗНЫХ СИЛ В МОБИЛЬНЫХ МАШИНАХ**

Торможение мобильной машины должно осуществляться с максимальной эффективностью при одновременном сохранении управляемости и устойчивости. При торможении происходит перераспределение нормальных реакций, действующих на передний и задний мосты, которое зависит от замедления  $j$  и высоты центра масс  $h_c$  транспортного средства. При увеличении эффективности торможения реакции на передний мост увеличиваются, а на задний – уменьшаются. Наибольшая эффективность торможения достигается при полном использовании сцепного веса на всех мостах. Для двухосной мобильной машины в этом случае

$$\frac{P_{\tau 1}}{Z_{\tau 1}} = \frac{P_{\tau 2}}{Z_{\tau 2}} = \frac{j}{g} = \varphi,$$

где  $P_{\tau 1}$  и  $P_{\tau 2}$  – тормозная сила соответственно на переднем и заднем мостах;  $Z_1$  и  $Z_2$  – нормальная реакция соответственно на переднем и заднем мостах;  $g$  – ускорение свободного падения;  $\varphi$  – коэффициент сцепления шин с дорогой.

Соотношение тормозных сил (тормозных моментов) определяется по выражению

$$\frac{P_{\tau 1}}{P_{\tau 2}} = \frac{M_{\tau 1}}{M_{\tau 2}} = \frac{b + \varphi h_c}{a - \varphi h_c},$$

где  $M_{\tau 1}$  и  $M_{\tau 2}$  – тормозной момент на колесах соответственно переднего и заднего мостов;  $a$ ,  $b$ ,  $h_c$  – координаты центра масс мобильной машины.

Следовательно, для обеспечения полного использования сцепного веса мобильной машины необходимо, чтобы соотношение между тормозными силами мостов изменялось в зависимости от коэффициента сцепления.

С другой стороны, соотношение тормозных сил (и моментов), развиваемых тормозными механизмами:

$$\frac{P_{\tau 1}}{P_{\tau 2}} = \frac{M_{\tau 1}}{M_{\tau 2}} = \frac{k_{\tau 1} p_1}{k_{\tau 2} p_2},$$

где  $k_{\tau 1}$  и  $k_{\tau 2}$  – коэффициенты пропорциональности, зависящие от конструктивных параметров тормозных механизмов исполнительных элементов (тормозные камеры или колесные цилиндры) и закона распределения давлений в тормозном механизме;  $p_1$  и  $p_2$  – давление рабочей среды в исполнительных элементах соответственно переднего и заднего тормозов.

Из этого выражения следует, что распределение тормозных сил в реальной тормозной системе определяется свойствами тормозных механизмов и давлением рабочей среды в контурах привода. Существующие типы тормозных механизмов обычно имеют постоянные коэффициенты  $k_{\tau 1}$  и  $k_{\tau 2}$ , причем  $k_{\tau 1}$  не равно  $k_{\tau 2}$ . Поэтому регулирование тормозных сил можно практически осуществить путем изменения давления в контурах тормозного привода. Для полного использования сил сцепления давления  $p_1$  и  $p_2$  необходимо изменять согласно выражениям:

$$p_1 = \frac{g m_M r_{\Delta}}{L k_{\tau 1}} (b + \varphi h_c) \varphi; \quad p_2 = \frac{g m_M r_{\Delta}}{L k_{\tau 2}} (a - \varphi h_c) \varphi, \quad (16.1)$$

где  $m_m$  – масса мобильной машины;  $r_d$  – динамический радиус колеса мобильной машины;  $L$  – база мобильной машины.

Следовательно, для достижения оптимального регулирования тормозных сил давления  $p_1$  и  $p_2$  должны изменяться в зависимости от дорожных условий (коэффициента сцепления  $\varphi$ ) и нагрузки на мосты мобильной машины.

Существуют три вида распределения тормозных сил по мостам: постоянное (нерегулируемое); регулируемое без обратной связи; регулируемое с обратной связью.

В первом случае давление в контурах одинаково ( $p_1 = p_2$ ) и обеспечивается постоянное соотношение  $P_{т1}/P_{т2} = k_{т1}/k_{т2}$ .

Наибольшее распространение в настоящее время получил второй вид распределения, который осуществляется с помощью разнообразных регуляторов тормозных сил (РТС). Последние устанавливаются обычно в заднем контуре тормозного привода и способствуют обеспечению определенного закона изменения отношения  $p_2/p_1$  ( $p_1 = p_{вх}$ ,  $p_{вх}$  – давление на входе регулятора) .

Как видно из графика на рис. 16.1, а, построенного по зависимостям (16.1), при  $\varphi = \varphi_0$ ,  $p_1 = p_2$ , т. е. в случае постоянного распределения тормозных сил полное использование сцепного веса обеспечивается лишь при определенных дорожных условиях. Поэтому при  $\varphi < \varphi_0$  первыми блокируются колеса переднего моста и мобильная машина теряет управляемость, а при  $\varphi > \varphi_0$  первыми блокируются колеса заднего моста и мобильная машина теряет устойчивость.

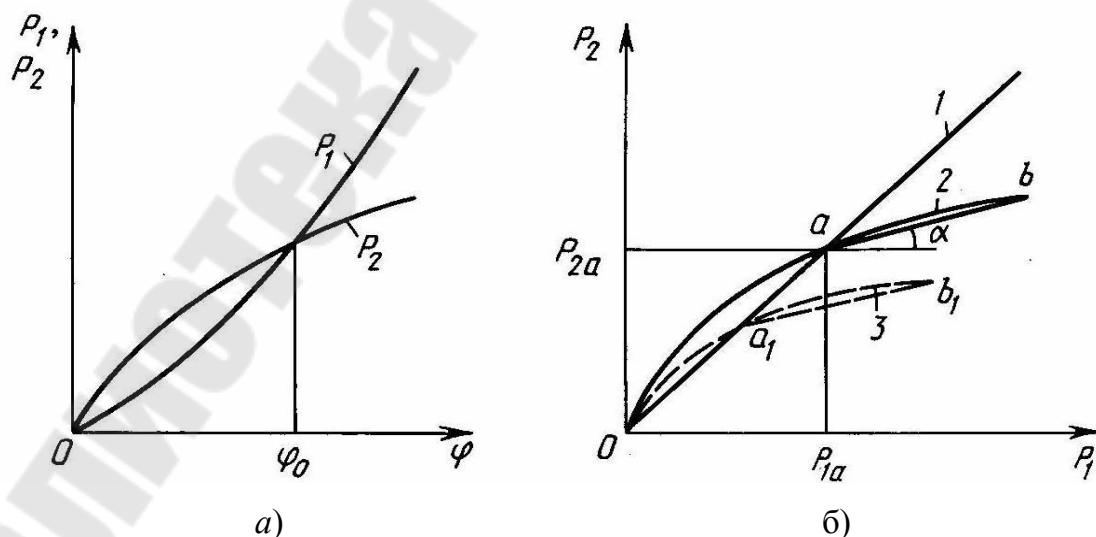


Рис. 16.1. График зависимостей: а –  $p_1 = f_1(\varphi)$ ,  $p_2 = f_2(\varphi)$ ; б –  $p_2 = f(p_1)$



На рис. 16.1, б показано идеальное соотношение давлений в контурах для груженого (кривая 2) и негруженого (кривая 3) транспортных средств. Эти кривые построены на основании выражений (16.1), и каждая их точка соответствует определенным значениям коэффициента сцепления  $\varphi$ . Нерегулируемый привод характеризуется линией 1 ( $p_1/p_2 = 1$ ). Из графика видно, что для обеспечения идеального распределения тормозных сил при различных нагрузках и коэффициентах сцепления регулирование давления в тормозном приводе должно происходить по сложному нелинейному закону, осуществление которого представляет значительные технические трудности. Поэтому характеристики различных РТС лишь частично обеспечивают оптимальное регулирование. Качественная оценка регулирования тормозных сил определяется по статической характеристике регулятора. Обычно по оси абсцисс откладывается входное давление  $p_1$  в регуляторе, а по оси ординат – регулируемое  $p_2$ . На рис. 16.1, б ломаная линия  $Oab$  представляет статическую характеристику регулятора для груженого транспортного средства, а линия  $Oa_1b_1$  – для негруженого. При такой характеристике регулятора и любой интенсивности торможения обеспечивается опережающее блокирование передних колес, т. е. сохранение управляемости мобильной машины.

Обычно статическая характеристика регулятора имеет два оценочных показателя, значения которых определяются схемой и его конструктивными параметрами (рис. 16.1, б):

1) давление включения регулятора в работу (точка включения  $a$  с координатами  $p_{1a} = p_{2a}$ ) на участке  $Oa$   $p_2 = p_1$  и  $k = p_2/p_1$ , т. е. регулятор не исправляет работу привода;

2) коэффициент передачи (усиления) регулятора  $k_0$ , который оценивается тангенсом угла  $\alpha$  наклона статической характеристики на участке  $ab$  (при  $p_1 > p_{1a}$ ) с давлением  $p_2 = p_{1a} + k_0(p_1 - p_{1a})$ . Тормозная система, оборудованная РТС, является разомкнутой системой автоматического регулирования по возмущению (нагрузке) (рис. 16.2). Водитель, воздействуя на тормозную педаль, создает усилие  $P_v$  на входе двухсекционного тормозного крана. На функциональной схеме (рис. 16.2) показан тормозной кран с последовательным расположением секций I и II, имеющих клапаны 1 и 4 и чувствительные элементы 3 и 5, с помощью которых обеспечивается обратная связь, а следовательно, и следящее действие тормозного крана, т. е. обеспечивается

пропорциональность давления рабочей среды на выходе секций  $p_{1к}$  и  $p_{2к}$  входному усилию  $P_{в}$ . Секции тормозного крана подсоединены к источнику питания 2. Давление рабочей среды переднего контура тормозов через трубопровод 12 (а иногда и дополнительные элементы привода) передается к исполнительным элементам (цилиндрам или камерам) тормозных механизмов 13, создавая при этом на тормозных барабанах тормозной момент  $M_{т1}$  который, воздействуя на колеса переднего моста 14, создает тормозные силы  $P_{т1}$ . При этом колеса имеют угловую скорость  $\omega_{к1}$ , на мост действует нагрузка  $G_1$  и дорожные условия характеризуются коэффициентом сцепления шины с дорогой  $\varphi$ . Давление рабочей среды заднего контура через трубопровод 6 передается на вход регулятора тормозных сил 7 (давление  $p_{вх}$ ). На выходе регулятора обрабатывается давление  $p_2$ , которое посредством тормозного механизма 8 создает на колесах заднего моста 9 тормозные силы  $P_{т2}$ . При этом колеса имеют угловую скорость  $\omega_{к2}$ . Тормозные силы  $P_{т1}$  и  $P_{т2}$  создают замедление  $j$  движению автомобиля 11. Нагрузка  $G_2$ , действующая на задний мост 9, с помощью чувствительного элемента 10 регулятора (упругая связь моста с регулятором) воздействует на регулятор 7, корректируя давление  $p_2$  на его выходе. Точность регулирования в значительной мере зависит от способности чувствительного элемента регулятора нести объективную информацию о возмущающем воздействии (нагрузка  $G_2$ ).

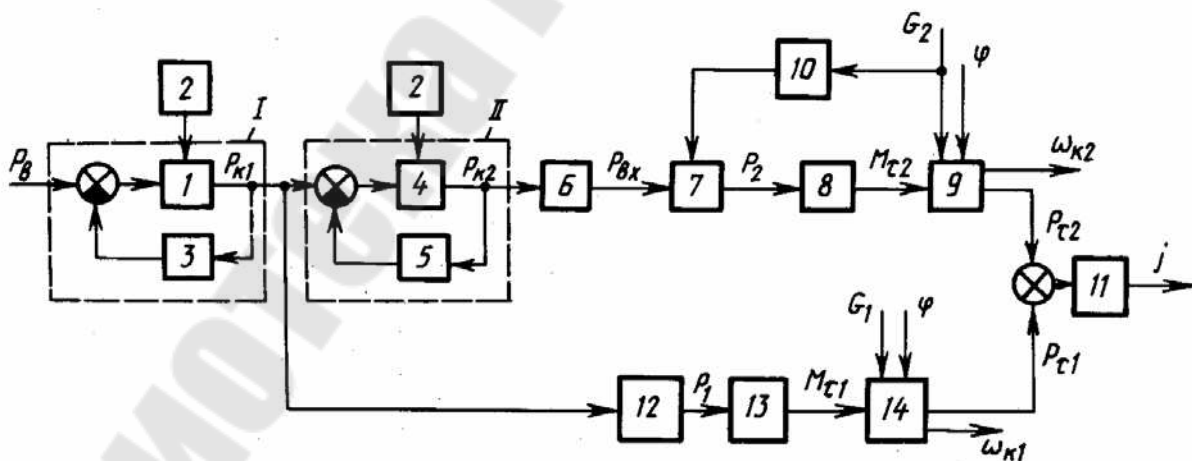


Рис. 16.2. Функциональная схема двухконтурного тормозного привода с регулятором тормозных сил

По принципу действия и по способу осуществления регулирования (по виду статической характеристики) все РТС, применяемые в тормозных системах мобильных машин, делятся на два вида:

1) ограничители давления (отсекатели), которые в диапазоне  $p_1 > p_{1a}$  поддерживают давление в заднем контуре привода на постоянном уровне ( $p_{20}$ ) с помощью специального клапана с уравнивающей пружиной ( $k_0 = 0$ ). При этом используются ограничители без коррекции точки включения (рис. 16.3, а) и с коррекцией (рис. 16.3, б). В последнем случае коррекция осуществляется в зависимости от нагрузки на задний мост, вместо уравнивающей пружины применяется торсион. Один конец его связан с поршнем ограничителя, а второй – с задним мостом;

2) регуляторы давления (компенсаторы), которые влияют на изменение наклона характеристики ( $k_0$  не равно 0) после точки  $a_0$ .

Регуляторы первого вида распространены мало, так как их реальная статическая характеристика в значительной мере отличается от идеальной. Регуляторы давления в свою очередь подразделяются на пять типов:

1) регуляторы, снижающие интенсивность нарастания давления  $p_2$  при достижении некоторого заданного входного давления  $p_1 = p_{1a}$  без коррекции давления в точке включения (рис. 16.3, в), для этих регуляторов  $p_{1a} = \text{const}$ ,  $k_0 = \text{const}$ ;

2) регуляторы, осуществляющие коррекцию давления в точке включения в зависимости от нагрузки на задний мост, но с постоянным коэффициентом передачи, т. е.  $p_{1a} = \text{var}$ ,  $k_0 = \text{const}$  (рис. 16.3, з);

3) регуляторы, осуществляющие коррекцию коэффициента передачи при изменении нагрузки на задний мост, но при постоянном давлении в точке включения, т. е.  $p_{1a} = \text{const}$ ,  $k_0 = \text{var}$  (рис. 16.3, д);

4) регуляторы, осуществляющие коррекцию давления в точке включения и коэффициента передачи при изменении нагрузки на задний мост, т. е.  $p_{1a} = \text{var}$ ;  $k_0 = \text{var}$  (рис. 16.3, е);

5) регуляторы лучевого типа, изменяющие только коэффициент передачи в зависимости от нагрузки на задний мост, т. е.  $p_{1a} = 0$ ,  $k_0 = \text{var}$  (рис. 16.3, ж).

Регуляторы, имеющие характеристики, показанные на рис. 16.3, б, в, з, применяются в основном на автомобилях с гидравлическим тормозным приводом, а показанные на рис. 16.3, д, е, ж, – в пневматических тормозных приводах.

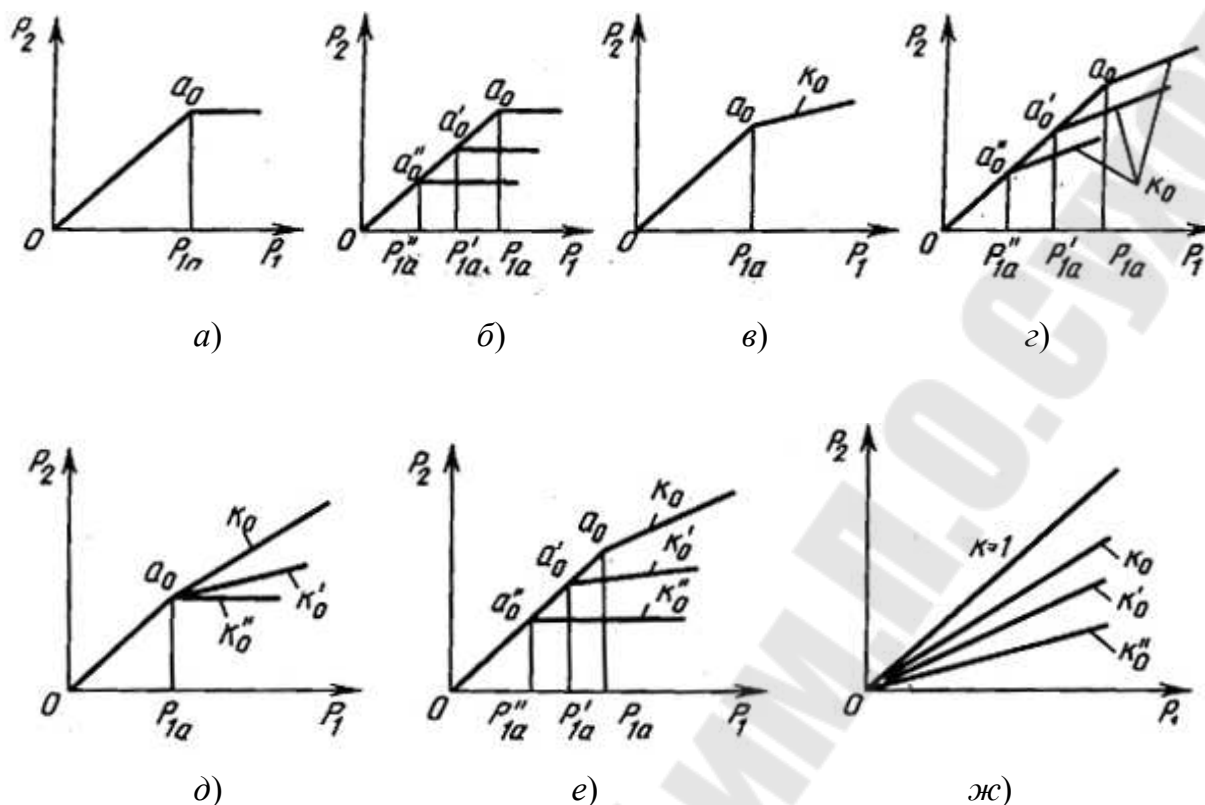


Рис. 16.3. Статические характеристики регуляторов тормозных сил:  
 а – ограничителя без коррекции точки включения;  
 б – с коррекцией; в – регулятора без коррекции точки включения;  
 г – с коррекцией; д – регулятора с коррекцией коэффициента  
 передачи; е – регулятора с коррекцией точки включения  
 и коэффициента передачи; ж – регулятора лучевого типа

Рассмотрим работу наиболее распространенных РТС. На автомобилях семейства ВАЗ применяется регулятор (рис. 16.4, а), имеющий статическую характеристику вида рис. 16.3, г. Корпус б регулятора жестко закреплен на кузове автомобиля, а торсион 7, на который опирается шток дифференциального поршня 1, соединен с задним мостом автомобиля. На поршень через тарелку 4 действует пружина 5. Между втулкой 2 и поршнем образуется кольцевой зазор. К втулке прижато резиновое уплотнительное кольцо 3, которое совместно с седлом, выполненным в поршне 1, образует клапан. В полость В подводится жидкость под давлением  $p_{вх}$  от главного цилиндра, а полость Б сообщается с колесными цилиндрами задних тормозов.

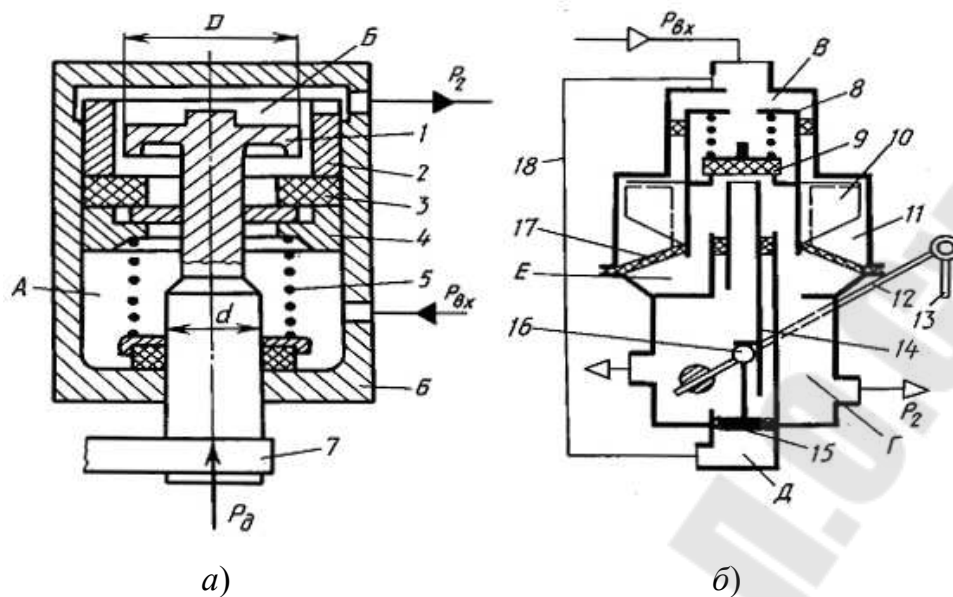


Рис. 16.4. Схемы регуляторов тормозных сил автомобилей:  
 а – ВАЗ; б – КамАЗ

В начальный период торможения давление невелико и жидкость переходит из полости  $B$  в полость  $Б$  через открытый клапан. При этом давление жидкости, действующее на дифференциальный поршень, воспринимается разными площадями: сверху – площадью  $A_B = \pi D^2/4$ , а снизу –  $A_B = \pi (D^2 - d^2)/4$ . Вследствие этого неуравновешенная сила стремится переместить поршень вниз. Однако перемещению препятствует упругая сила  $P_y$  торсиона 7 и сила  $P_{пр}$  пружины 5. С увеличением давления возрастает неуравновешенная сила, и при достижении значения  $p_{1a} = (P_y + P_{пр}) / (A_B - A_B)$  клапан закрывается, разобщая полости  $B$  и  $Б$ . С этого момента (точка  $a_0$  на рис. 16.3, з) рост давления в полости  $B$  приводит к тому, что под действием суммы сил  $P_y + P_{пр}$  и возросшего давления  $p_{вх}$  закрытый объем полости стремится уменьшиться и давление в задних тормозах:

$$p_2 = \frac{A_B}{A_B} p_{вх} + \frac{P_y + P_{пр}}{A_B}.$$

При изменении нагрузки на задний мост изменяется сила  $P_y$ , а следовательно, закрытие клапана происходит при другом значении входного давления и точка включения регулятора смещается, но коэффициент передачи  $k_0 = A_B/A_B$  остается постоянным.

РТС с лучевой характеристикой (рис. 16.4, б) устанавливается на автомобилях КамАЗ и МАЗ. Регулятор закреплен на раме автомобиля, а его рычаг 12 через упругий элемент 13 соединен с задним мостом. У

полностью груженого автомобиля рычаг 12 находится в верхнем положении. На шаровую цапфу 16 опирается толкатель 14, положение которого определяется положением рычага 12, а следовательно, нагрузкой автомобиля. При торможении сжатый воздух поступает в полость  $B$  и перемещает поршень 8 вниз. Одновременно по трубопроводу 18 воздух поступает в полость  $D$  и, воздействуя на плунжер 15, обеспечивает постоянный контакт толкателя 14 с шаровой цапфой 16. Вместе с поршнем 8 движется клапан 9, При этом он сначала перекрывает атмосферное отверстие в толкателе 14, а затем, отрываясь от своего седла в поршне, пропускает сжатый воздух из полости  $B$  в полость  $G$  и далее в тормозные камеры, а также в полость  $E$  под диафрагмой 17, связанной с поршнем 8. Давление в полостях  $E$  к  $G$  будет повышаться до тех пор, пока сила, приложенная к поршню 8 через диафрагму 17 и подвижные радиальные ребра 10, не уравнивается с усилием, действующим на поршень 8 сверху. Поршень поднимается вверх, и клапан 2 закрывается. При полной загрузке автомобиля давление на входе и выходе регулятора одинаковое ( $k = p_2/p_{\text{вх}} = 1$ ).

Радиальные ребра 10, расположенные в нижней части поршня 8, могут передвигаться в пространстве между подобными им ребрами 11, жестко связанными с корпусом РТС. Когда автомобиль нагружен полностью, ребра 10 находятся в верхнем положении и не выступают из-за ребер 11, поэтому диафрагма 17 прижата только к последним и усилие от диафрагмы не передается на поршень. При частичных загрузках автомобиля нижние кромки подвижных ребер 10 опускаются ниже кромок ребер 11, причем они выступают тем больше, чем больше рабочий ход поршня 8. Следовательно, активная площадь диафрагмы 17 будет изменяться в зависимости от положения толкателя 14, т. е. от нагрузки автомобиля. Чем больше активная площадь диафрагмы, тем при меньшем давлении в полостях  $G$  к  $E$  закроется клапан 9. При каждом положении толкателя коэффициент передачи будет разным (прямые  $k_0$ ,  $k'_0$ ,  $k''_0$  на рис. 16.3, ж).

При растормаживании поршень 5 возвращается в исходное положение, полость  $B$  отсоединяется от полостей  $E$  и  $G$ , а сжатый воздух из последних и тормозных камер выходит в атмосферу.

Давление на выходе регулятора

$$p_2 = \frac{A_{\text{п}} - A_{\text{к}}}{A_{\text{д}} - A_{\text{к}}} p_{\text{вх}},$$

где  $A_{\text{п}}$  – площадь поршня  $\delta$ ;  $A_{\text{к}}$  – площадь клапана  $\vartheta$ ;  $A_{\text{д}}$  – рабочая площадь диафрагмы  $l7$ ;  $p_{\text{вх}}$  – давление в полости В.

В настоящее время РТС получили широкое распространение. Они особенно эффективны на мобильных машинах, имеющих короткую базу с высоким центром масс или характеризующихся большой разностью статических и динамических нормальных нагрузок. Однако даже самый лучший РТС не реагирует на динамику торможения колес, не учитывает разности коэффициентов сцепления на колесах. Кроме того, на характеристики регуляторов оказывают влияние точность их установки, износы элементов подвески в процессе эксплуатации, стабильность характеристик тормозного механизма. Поэтому РТС лишь в ограниченной степени решают задачу регулирования процесса торможения. Более полно эту задачу решают системы автоматического регулирования тормозных сил с обратной связью (автоматические противоблокировочные тормозные системы).

## **Тема 17. ПРОТИБОБЛОКИРОВОЧНЫЕ СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ МОБИЛЬНЫХ МАШИН**

Блокировка колес при торможении (движение юзом) нежелательна по следующим причинам: нарушается устойчивость движения мобильной машины при торможении; снижается срок службы шин вследствие прогрессирующего их износа; снижается эффективность торможения.

Для повышения тормозных качеств мобильных машин и особенно автомобилей и автопоездов, имеющих высокие скоростные качества, начинают применяться автоматические противоблокировочные системы (ПБС). Назначением ПБС является устранение блокирования колес автомобиля при торможении, по крайней мере, длительного блокирования (задача-минимум), а также автоматическое определение и поддержание режима торможения с оптимальным (близким к максимальному) коэффициентом сцепления в имеющихся условиях торможения (задача-максимум).

При торможении колеса к нему подводится тормозной момент  $M_{\text{т}}$ , создаваемый тормозным механизмом и препятствующий вращению колеса. На колесо также действует момент сцепления  $M_{\text{ф}}$ , возникающий в результате взаимодействия колеса с дорогой и стремящийся поддерживать вращение. Уравнение движения колеса в тормозном режиме имеет вид:

$$I_{\kappa} = \frac{d\omega_{\kappa}}{dt} = M_{\tau} - M_{\varphi}, \quad (17.1)$$

где  $I_{\kappa}$  – момент инерции колеса;  $\omega_{\kappa}$  – угловая скорость колеса.

При условии  $\frac{M_{\tau} - I_{\kappa} d\omega_{\kappa}}{dt} > M_{\varphi}$  наступает блокировка колеса и оно начинает скользить по поверхности дороги.

Во время торможения колеса вследствие деформации шины имеет место упругое его скольжение в тангенциальном направлении. Степень скольжения характеризуется коэффициентом скольжения:

$$\sigma = \frac{v_a - \omega_{\kappa} r_d}{v_a}, \quad (17.2)$$

где  $v_a$  – поступательная скорость колеса, равная скорости автомобиля;  $r_d$  – динамический радиус колеса.

Момент сцепления:

$$M_{\varphi} = \varphi R_z r_d, \quad (17.3)$$

где  $\varphi$  – коэффициент сцепления колеса с дорогой в продольном направлении;  $R_z$  – нормальная составляющая реакции дороги на колесо.

Коэффициент сцепления  $\varphi$  зависит от коэффициента скольжения  $\varphi(\sigma)$ . Следовательно, характер изменения момента сцепления  $M_c$  определяется характером кривых  $\varphi(\sigma)$  (рис. 17.1, а). В свою очередь характер кривых  $\varphi(\sigma)$  зависит от многих факторов, основными из которых являются тип и качество дорожного покрытия, конструкция и состояние шины, скорость движения машины, нагрузка на колесо. Кривые  $\varphi(\sigma)$  имеют максимум обычно при  $\sigma = 0,1-0,3$ , а следовательно, при этих значениях  $\varphi$  и момент  $M_{\varphi}$  сцепления шины с дорогой будет максимальным. Коэффициент скольжения, при котором коэффициент сцепления  $\varphi$  наибольший ( $\varphi_{\max}$ ), назовем критическим и обозначим  $\sigma_{\text{кр}}$ . Момент сцепления в этом случае обозначим  $M_{\varphi\max}$ .

Рассмотрим общий характер работы ПБС (рис. 17.1, а). По мере нажатия на тормозную педаль нарастает давление  $p$  в исполнительных элементах тормозного привода (рис. 17.1 б, в), что приводит к росту тормозного момента  $M_{\tau}$  (рис. 17.1, а), а следовательно, к росту замедления колеса и его скольжению. На участке 0–1 имеет место упругая деформация шины. После прохождения точки 1 замедление колеса и его скольжение начинают интенсивно нарастать, что приводит к нестабильному режиму работы колеса. В точке 2 срабатывает ПБС,



при этом давление рабочей среды в исполнительном элементе привода начинает падать и соответственно снижается тормозной момент  $M_t$  (фаза автоматического оттормаживания). В момент времени, соответствующий точке 3,  $M_t = M_\phi$  и замедление колеса равно нулю.

В точке 4 ПБС выдает новый управляющий сигнал, по которому либо начинается повторное нарастание давления и тормозной силы (линия 4–5–2, фаза автоматического затормаживания), либо обеспечивается фаза выдержки (линия 4–6) с последующим нарастанием тормозной силы (линия 6–7–2). Далее цикл повторяется, причем замкнутая кривая 2–3–4–5–2 (или 2–3–4–6–7–2) в последующих циклах может несколько отклоняться от предыдущих кривых.

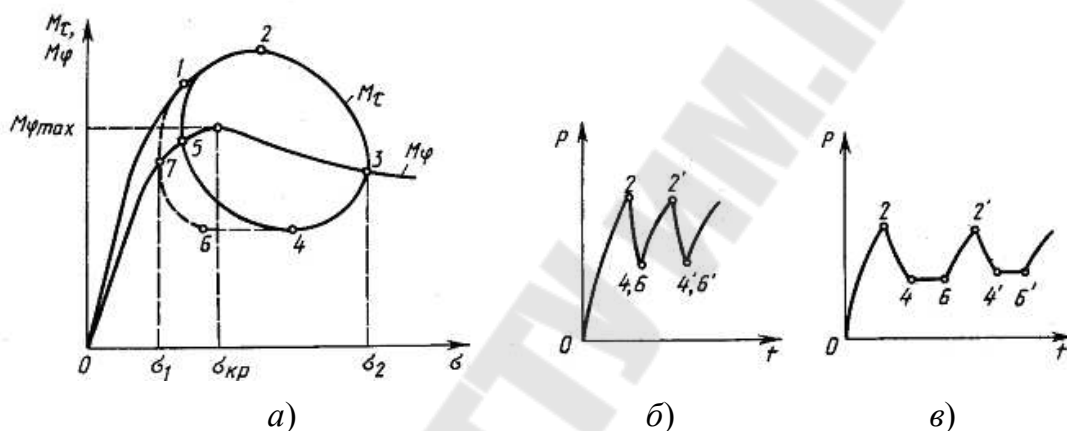


Рис. 17.1. Графики, иллюстрирующие принцип действия ПБС:  
 а – зависимости  $M_{t(\sigma)}$  и  $M_{\phi(\sigma)}$ ; б – динамическая характеристика  
 двухфазной ПБС; в – динамическая характеристика  
 трехфазной ПБС

Угловая скорость колеса в процессе его автоматического торможения изменяется в соответствии с алгоритмом функционирования ПБС, т. е. колесо поочередно то замедляет свое вращение, то разгоняется. Чем совершеннее и точнее ПБС, тем ближе значения  $\sigma_1$  и  $\sigma_2$  к  $\sigma_{кр}$  и, следовательно, тем уже регулируемый диапазон скольжения колеса, а среднее значение коэффициента сцепления колеса с дорогой будет близко к максимальному.

ПБС представляет замкнутую САУ (рис. 17.2), как правило, с релейным регулированием. Она состоит из объекта регулирования 1, в который входят колесо 5 мобильной машины, тормозной механизм 4, исполнительный элемент тормозного привода (тормозная камера или цилиндр) 3, и автоматического регулятора 11, включающего дат-

чик угловой скорости колеса  $\omega$ , управляющее устройство (электронно-регулирующий блок ЭРБ) 7 и исполнительный орган (модулятор) 2. Задающее воздействие, представляющее давление  $p_k$  рабочей среды на входе в САР, создает водитель, прикладывая с помощью тормозной педали усилие  $P_v$  к органу управления 1 (тормозной кран, главный тормозной цилиндр).

По форме обработки и представления информации ПБС подразделяются на аналоговые, цифровые и комбинированные. Цифровые ПБС имеют ряд преимуществ, однако аналоговые и комбинированные более удобны на первом этапе создания и доводки ПБС благодаря их большей простоте и возможности широкого и оперативного варьирования параметров настройки.

В зависимости от закона управления давления в тормозных камерах или цилиндрах ПБС делятся на двух-, трех- и многофазные. В двухфазных (рис. 17.1, б) имеются фазы автоматического оттормаживания и автоматического затормаживания. В трехфазных ПБС (рис. 17.1, в) вводится еще фаза выдержки или медленного изменения давления после фазы оттормаживания. В основе работы многофазных ПБС лежат более сложные законы управления давлением в исполнительных элементах тормозного механизма (например, дополнительно к трехфазному режиму еще фаза выдержки после фазы затормаживания и др.). Трехфазное и многофазное управление по сравнению с двухфазным существенно повышает качество регулирования.

По количеству входных сигналов ПБС бывают одно- и многоканальные. Во-первых, входным сигналом является угловая скорость колеса  $\omega_k$  (ее производная) или скорость автомобиля  $v_a$  (ее производная). В многоканальных ПБС входными сигналами служат комбинации указанных сигналов односигнальных ПБС, причем эти комбинации нередко включают дополнительно другие сигналы, например давление рабочей среды в исполнительных элементах привода, нагрузку на мост автомобиля.

Наибольшее практическое применение на современных ПБС нашли индукционные датчики генераторного типа. Их характеристики в значительной мере зависят от зазора между ротором и статором.

Абсолютное большинство ПБС содержат электронные управляющие устройства ЭРБ. Последние выполняют следующие основные функции: обрабатывают входную информацию, характеризующую



давления в тормозных камерах 10 (фаза автоматического оттормаживания). При закрытии клапана 3, когда снимается напряжение с электромагнита 2, давление в полости Аив тормозных камерах 10 остается без изменения (фаза выдержки). Далее в результате снятия напряжения с электромагнита 1 открывается клапан 4 и начинается фаза автоматического затормаживания – давление в полости Аив тормозных камерах 10 повышается. Затем цикл повторяется. Если фазы выдержки нет, получится двухфазный режим работы модулятора. Модуляторы, работающие только в двухфазном режиме, управляются одним электромагнитом.

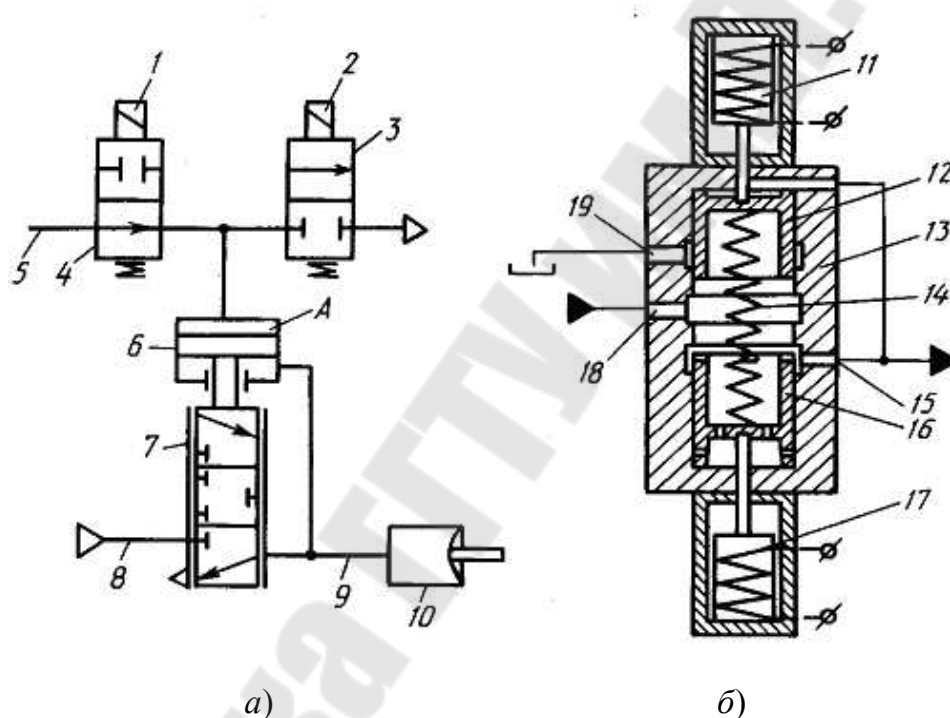


Рис. 17.3. Принципиальные схемы трехфазных модуляторов:  
 а – пневматического; б – гидравлического

На рис. 17.3, б приведена схема гидравлического золотникового модулятора, предназначенного для гидравлических насосно-аккумуляторных тормозных систем типа БелАЗ. Модулятор имеет два золотника 12 и 16, расположенных в корпусе 13, управляется электромагнитами 11 и 17.

Исходным положением золотника 16, на который воздействует пружина 14, является крайнее нижнее, а золотника 12 – крайнее верхнее. В этом случае магистраль 18, соединенная с тормозным краном, сообщается с магистралью 15 и через нее с гидроцилиндрами тормоз-

ных механизмов. Сливная магистраль 19 перекрыта золотником 12. Жидкость от тормозного крана может беспрепятственно протекать по каналам 18 и 15 к тормозным механизмам и обратно.

Если же наступает блокирование тормозящегося колеса и, следовательно, большое угловое его замедление, ЭРБ на основе поступившей в него от датчика информации мгновенно подает электрический сигнал на электромагнит 11. Последний с помощью штока скачкообразно перемещает золотник 12 в нижнее положение до упора в выступы золотника 16. При этом магистраль 18 отсоединяется от магистрали 15, а последняя соединяется со сливной магистралью 19 – происходит автоматическое растормаживание колеса.

При малом угловом ускорении колеса ЭРБ снимает напряжение с электромагнита 11 и подает его на электромагнит 17, вследствие чего с помощью штока золотник 16 перемещается в верхнее положение, а золотник 12 возвращается в исходное положение. В этом случае обеспечивается фаза выдержки, так как каналы 16, 18 и 19 отсоединены друг от друга. При значительном угловом ускорении колеса снимается напряжение с электромагнита 17, золотник под действием пружины 14 возвращается в нижнее исходное положение и осуществляется фаза повторного автоматического затормаживания колеса. Далее цикл повторяется.

Датчики и модуляторы могут различным образом располагаться на автомобиле, образуя схему установки ПБС. Схема в значительной мере влияет на эффективность торможения, устойчивость и управляемость автомобиля. Рассмотрим основные схемы установки ПБС.

1. Датчик и модулятор устанавливаются на каждое колесо.
2. Датчики устанавливаются на всех колесах, модуляторы – на переднем мосту на каждое колесо, а на заднем – один общий. При этом регулирование тормозного момента задних колес может осуществляться либо по сигналу от колеса, находящегося в наихудших условиях по сцеплению, т. е. блокируется первым, либо по сигналу от колеса, находящегося в наилучших условиях.
3. Датчики устанавливаются на всех колесах, а один модулятор – на передние колеса. Регулирование тормозного момента на передних колесах осуществляется как и в предыдущей схеме.
4. Датчики устанавливаются на всех колесах, а модуляторы – по одному на мост.

5. На колесах заднего моста устанавливаются два датчика и один модулятор.

6. На колесах заднего моста устанавливаются один датчик и один модулятор.

Регулирование тормозного момента в последних трех схемах осуществляется по сигналам от колес, блокируемых первыми.

Динамические процессы в ПБС описываются нелинейными дифференциальными уравнениями ее элементов. Рассмотрим математическое описание регулирования тормозного момента на одном колесе заднего моста при установке на него пневматической ПБС.

Движение колеса описывается уравнением (17.1), при этом скольжение его определяется зависимостью (17.2), а момент сцепления – (17.3).

Нормальная составляющая реакции дороги на заднее колесо определяется по выражению

$$R_z = \frac{G_a}{2L_a} (a - h_c \varphi) = G_{ст} - \frac{G_a}{2L_a} h_c \varphi, \quad (17.4)$$

где  $G_a$  – сила тяжести автомобиля;  $L_a$  – база автомобиля;  $a$  – расстояние от передней оси автомобиля до центра его масс;  $h_c$  – высота центра масс автомобиля;  $G_{ст}$  – статическая нагрузка на заднее колесо.

Замедление автомобиля при торможении определяется по уравнению

$$\frac{dv_a}{dt} = g\varphi, \quad (17.5)$$

где  $g$  – ускорение свободного падения.

Коэффициент сцепления  $\varphi$  представляет нелинейную функцию от скольжения колеса  $\sigma$ , т. е.  $\varphi(\sigma)$ . Для упрощения исследования системы зависимость  $\varphi(\sigma)$  может быть представлена в виде двух отрезков прямых:

$$\varphi(\sigma) = \begin{cases} k_1 \sigma & \text{при } 0 < \sigma \leq \sigma_{кр}; \\ \varphi_{max} - k_2 (\sigma - \sigma_{кр}) & \text{при } \sigma_{кр} < \sigma \leq 1, \end{cases} \quad (17.6)$$

где  $k_1$  и  $k_2$  – коэффициенты аппроксимации зависимости  $\varphi(\sigma)$ .

Усилительно-преобразовательные элементы датчика, ЭРБ, а также электромагнитный привод модулятора вместе взятые с достаточной сте-

пенью точности можно представить в виде релейного элемента с зоной нечувствительности. Входным сигналом этого элемента является замедление колеса  $\dot{\omega}_k$  (или отклонение замедления колеса  $\Delta\dot{\omega}_k$  от заданного порогового значения замедления  $\dot{\omega}_3$ ), а выходным сигналом – перемещение клапана модулятора  $h_m$ . В этом случае имеем зависимость

$$h_m = \begin{cases} h_{m \max} & \text{при } \dot{\omega}_k \geq \dot{\omega}_{0k}; \\ 0 & \text{при } -\dot{\omega}_{0k} < \dot{\omega}_k < \dot{\omega}_{0k}; \\ h_{m \max} & \text{при } \dot{\omega}_k < -\dot{\omega}_{0k}, \end{cases} \quad (17.7)$$

где  $h_{m \max}$  – максимальное открытие клапана модулятора;  $\dot{\omega}_{0k}$  – замедление колеса, соответствующее началу открытия клапана.

При необходимости может быть принята и другая нелинейная характеристика этой системы.

Процессы наполнения и опоражнивания емкости тормозной камеры через клапан модулятора описываются нелинейным дифференциальным уравнением 1-го порядка. После его линеаризации и упрощения в первом приближении это динамическое звено (емкость – клапан модулятора) можно представить апериодическим звеном первого порядка, имеющим передаточную функцию вида

$$W_1(s) = \frac{k_1}{T_1 s + 1},$$

где  $k_1$  и  $T_1$  – соответственно коэффициент передачи и постоянная времени апериодического звена 1-го порядка.

Входным сигналом этого звена является перемещение клапана модулятора  $h_m$ , а выходным – давление в тормозной камере. Операторное уравнение этого звена имеет вид:

$$p_k(s) = W_1(s)h_m(s), \quad (17.8)$$

где  $p_k(s)$  и  $h_m(s)$  – изображение Лапласа соответственно давления и перемещения клапана.

Тормозной механизм описывается уравнением

$$M_\tau = k_\tau p_k, \quad (17.9)$$

где  $k_\tau$  – коэффициент передачи тормозного механизма.

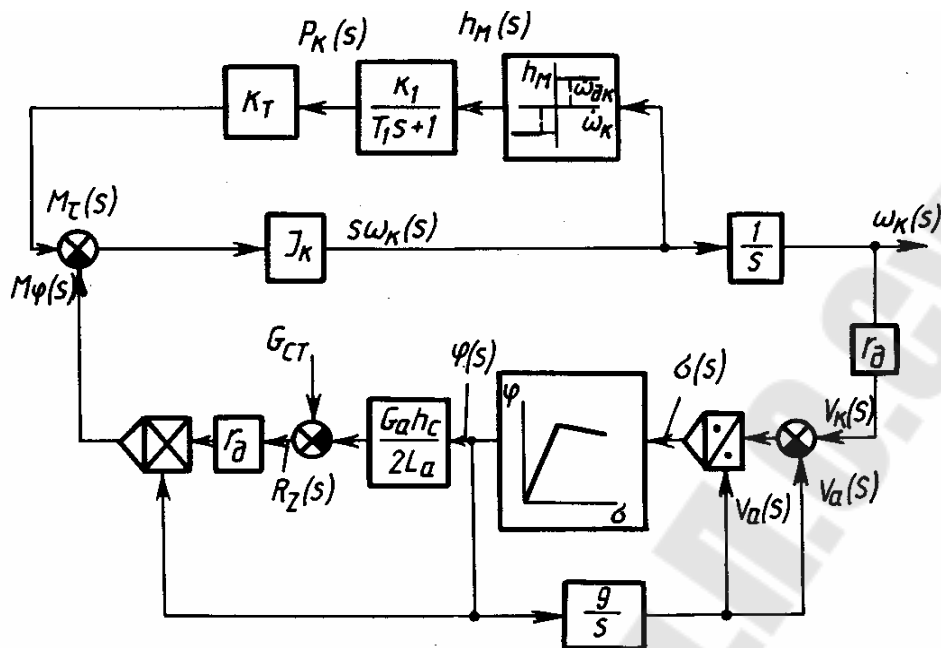


Рис. 17.4. Структурная схема ПБС колеса

Система уравнений (17.1)–(17.9) представляет математическую модель рассматриваемой ПБС колеса. Структурная схема, соответствующая полученной математической модели, показана на рис. 17.4. Математическая модель является нелинейной, так как имеет релейную характеристику, кусочно-линейную зависимость  $\varphi(\sigma)$ , нелинейности операций деления и перемножения переменных. Эти нелинейности значительно затрудняют исследование ПБС, ее анализ возможен лишь с применением ЭВМ или приближенных методов исследования нелинейных систем. Некоторое упрощение модели можно получить, если принять допущение о постоянстве скорости движения автомобиля за рабочий цикл ПБС, а следовательно, и  $\frac{dv_a}{dt} = 0$ .



## Литература

### Основная

1. Ксеневи́ч, И. П. Теория и проектирование автоматических систем : учеб. для студентов вузов / И. П. Ксеневи́ч, В. П. Тарасик. – Москва : Машиностроение, 1996. – 480 с.
2. Макаров, И. М. Линейные автоматические системы (элементы теории, методы расчета и справочный материал) / И. М. Макаров, Б. М. Менский. – Москва : Машиностроение, 1982. – 504 с.
3. Гидропневмоавтоматика и гидропривод мобильных машин: теория автоматического управления : учеб. пособие / В. П. Автушко [и др.]. – Минск : Пион, 2001. – 396 с.

### Дополнительная

1. Анхимюк, В. Л. Теория автоматического управления / В. Л. Анхимюк, О. Ф. Опейко, Н. Н. Михеев. – Минск : Дизайн ПРО, 2000. – 352 с.
2. Бесекерский, В. А. Теория систем автоматического регулирования / В. А. Бесекерский, Е. П. Попов. – Москва : Наука, 1975. – 768 с.
3. Иващенко, Н. Н. Автоматическое регулирование. Теория и элементы систем / Н. Н. Иващенко. – Москва : Машиностроение, 1973. – 606 с.
4. Яшутин, Е. Я. Теория линейных непрерывных систем автоматического управления в вопросах и ответах : справ. пособие / Е. Я. Яшутин. – Минск : Выш. шк., 1986. – 224 с.
5. Власов, О. Б. Экспериментальные методы в автоматике / О. Б. Власов. – Москва : Машиностроение, 1969. – 412 с.

## Содержание

Тема 1. Общие сведения о системах автоматического управления.....	3
Тема 2. Обратные связи .....	8
Тема 3. Принципы построения систем автоматического управления и регулирования, их классификация .....	12
Тема 4. Характеристики систем автоматического управления.....	24
Тема 5. Типовые воздействия, их назначение.....	28
Тема 6. Математическое моделирование элементов и систем автоматики .....	31
Тема 7. Преобразования Лапласа. Передаточные функции звеньев систем автоматического управления .....	35
Тема 8. Понятие о типовых динамических звеньях .....	40
Тема 9. Определение устойчивости систем автоматического регулирования.....	45
Тема 10. Качество работы системы автоматического управления .....	52
Тема 11. Объекты управления.....	55
Тема 12. Законы регулирования.....	60
Тема 13. Классификация и выбор автоматических регуляторов .....	63
Тема 14. Проектирование линейных непрерывных систем автоматического управления.....	72
Тема 15. Системы автоматического управления по курсу мобильных машин.....	80
Тема 16. Система автоматического регулирования тормозных сил в мобильных машинах .....	94
Тема 17. Противоблокировочные системы автоматического управления мобильных машин. ....	103
Литература .....	113

Учебное электронное издание комбинированного распространения

Учебное издание

**Попов Виктор Борисович**

# **ТЕОРИЯ АВТОМАТИЧЕСКИХ СИСТЕМ ТРАКТОРОВ И СПЕЦИАЛЬНЫХ МАШИН**

**Курс лекций  
по одноименной дисциплине для студентов  
специальности 1-36 12 01 «Проектирование  
и производство сельскохозяйственной техники»  
дневной и заочной форм обучения**

**Электронный аналог печатного издания**

Редактор *С. Н. Санько*  
Компьютерная верстка *Н. Б. Козловская*

Подписано в печать 29.12.08.

Формат 60x84/16. Бумага офсетная. Гарнитура «Таймс».

Ризография. Усл. печ. л. 6,74. Уч.-изд. л. 6,01.

Изд. № 53.

E-mail: [ic@gstu.gomel.by](mailto:ic@gstu.gomel.by)

<http://www.gstu.gomel.by>

Издатель и полиграфическое исполнение:  
Издательский центр учреждения образования  
«Гомельский государственный технический университет  
имени П. О. Сухого».

ЛИ № 02330/0131916 от 30.04.2004 г.

246746, г. Гомель, пр. Октября, 48.