

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ УКРАИНЫ  
СУМСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

**КОНСПЕКТ ЛЕКЦИЙ  
ПО КУРСУ “ГИДРОПНЕВМОАВТОМАТИКА  
И ГИДРОПРИВОД”**

для студентов бакалавратуры 6.0902 - “Инженерная  
механика” заочной формы обучения

УТВЕРЖДЕНО  
редакционно-издат.  
советом университета.  
Протокол № 2  
от 25.05.2001.

Сумський державний  
університет  
**БІБЛІОТЕКА**

Сумы Изд-во СумГУ 2001

## СОДЕРЖАНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ.....	5
1 ВВЕДЕНИЕ.....	6
1.1 Предмет и задачи курса. Преимущества и недостатки гидропривода.....	6
1.2 Возможности и перспективы гидропневмоавтоматики и гидропривода.....	7
1.3 Принцип действия объемного гидропривода.....	9
2 ГИДРОАППАРАТЫ.....	11
2.1 Гидроклапаны давления.....	11
2.2 Гидродемпферы.....	13
2.3 Модульные гидроаппараты.....	15
3 ДИНАМИКА ГИДРОПРИВОДА.....	16
3.1 Принципиальная схема гидропривода поступательного движения.....	16
3.2 Элементы динамики гидропривода поступательного движения.....	18
3.3 Быстродействие привода поступательного движения.....	20
4 РЕГУЛИРОВАНИЕ СКОРОСТИ РАБОЧИХ ОРГАНОВ ГИДРОПРИВОДОВ.....	22
4.1 Объемное регулирование скорости.....	22
4.2 Дроссельное регулирование скорости.....	24
4.3 Сравнение различных способов регулирования скорости.....	25
5 ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СЛЕДЯЩИЕ ПРИВОДЫ.....	27
5.1 Функциональная схема следящего гидропривода.....	27
5.2 Гидроусилитель с золотниковыми распределителями.....	29
5.3 Гидроусилитель с распределителем типа сопло-заслонка.....	31
6 ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СИНХРОННЫЕ ПРИВОДЫ.....	32

6.1 Классификация синхронных гидроприводов .....	32
6.2 Синхронные гидроприводы дроссельного регулирования .....	34
6.3 Синхронные гидроприводы объемного регулирования .....	36
<b>7 СИНФАЗНЫЕ ГИДРОПРИВОДЫ</b> .....	<b>37</b>
7.1 Синфазные приводы объемного регулирования .....	37
7.2 Синфазные приводы дроссельного регулирования .....	39
7.3 Характеристики синфазного привода с двумя делителями потока .....	40
<b>8 ПНЕВМОАВТОМАТИКА</b> .....	<b>42</b>
8.1 Элементы пневмоавтоматики .....	42
8.2 Мембранная техника пневмоавтоматики .....	43
8.3 Струйная техника пневмоавтоматики .....	45
<b>9 ДИСКРЕТНЫЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ И ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ</b> .....	<b>46</b>
9.1 Структура дискретных систем управления .....	46
9.2 Математический аппарат дискретных систем управления .....	47
9.3 Реализация логических функций в гидропневмоавтоматике .....	49
<b>10 СТРУКТУРНЫЙ СИНТЕЗ ДИСКРЕТНЫХ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ</b> .....	<b>50</b>
10.1 Структурный синтез одноконтурной ДСУ .....	50
10.2 Табличный метод минимизации логических уравнений .....	52
10.3 Структурный синтез многоконтурной ДСУ .....	54
Список литературы .....	56

## ПРЕДИСЛОВИЕ

Курс "Гидропневмоавтоматика и гидроприводы" является одним из профилирующих курсов для данной специальности и базируется на знаниях, полученных прежде всего при изучении курса гидравлики. Поэтому целесообразно перед изучением данного курса повторить темы по гидравлике.

Основным учебником, наиболее соответствующим программе данного курса, является книга "Гидроприводы и гидропневмоавтоматика станков" под редакцией доктора технических наук В.А.Федорца [1]. Однако это не значит, что другие книги по гидропневмоавтоматике и гидроприводам бесполезны. Напротив, для расширения кругозора студенту-заочнику просто необходимо хотя бы беглое ознакомление с литературой других авторов. Особенно это касается справочной литературы [2,3], которая крайне необходима студенту-заочнику при выполнении курсовых проектов и работ по специальности, а также при работе над дипломным проектом.

Данный конспект лекции написан в предельно краткой форме и предназначен для первого ознакомления с основами теории гидропневмоавтоматики и гидроприводов. По сути, - это некий путеводитель, намечающий путь, по которому нужно идти, чтобы освоить данный курс. Поэтому после изучения данного конспекта необходимо переходить к чтению рекомендуемого учебника [1], а затем и к чтению заинтересовавших Вас тем по [2,3] и другим книгам.

## 1 ВВЕДЕНИЕ

### 1.1 Предмет и задачи курса. Преимущества и недостатки гидропривода

Предметом курса является гидропневмоавтоматика и гидропривод. Основная задача курса состоит в изучении теории гидропневмоавтоматики и гидропривода и практическом освоении методов расчета элементов гидропневмоавтоматики и гидроприводов различного назначения.

Деление на гидропневмоавтоматику и гидроприводы несколько условное. Современные гидроприводы обязательно имеют и элементы гидропневмоавтоматики - без этих элементов невозможно обеспечить безопасность и стабильность работы гидропривода.

Гидравлические приводы широко используются для осуществления движения рабочих органов различных машин. Особенно широко применяются гидроприводы в системе автоматического управления рабочими органами машин, включенных в замкнутый технологический цикл в цикловых системах управления. К ним относятся системы автоматического управления металлорежущих станков и автоматических линий, роботов - манипуляторов и прессов, технологических машин металлургической, пищевой, легкой промышленности и др.

Широкое распространение гидроприводов в рассмотренных областях определяется их важными преимуществами, к которым прежде всего относятся возможности получать большие силы и вращающие моменты при сравнительно малых размерах гидродвигателей, плавность перемещения и бессту-

пенчатое регулирование скорости в большом диапазоне, малая инерционность, возможность управления режимами обработки во время движения рабочих органов, простота осуществления прямолинейных возвратно-поступательных движений и автоматического управления рабочими органами, легкость предохранения от перегрузок и высокая эксплуатационная надежность.

В последние годы объемные гидроприводы стали широко использовать в сельскохозяйственных, дорожно-строительных и транспортных машинах, в проходческих и угольных комбайнах, струговых установках, буровых станках, механизированных крепях.

При неоспоримых достоинствах гидропривода следует отметить и свойственные ему недостатки. Гидроприводы уступают электроприводу в дальности транспортировки энергии от источника питания к его потребителям и в скорости передачи командных сигналов вследствие их замедленного прохождения в жидкой среде.

## **1.2 Возможности и перспективы гидропневмоавтоматики и гидропривода**

Наряду с широким применением в машиностроении гидроприводов и средств гидропневмоавтоматики все большее распространение получают пневмоприводы и пневмоавтоматика, использующие в качестве энергоносителя энергию сжатого воздуха. Это объясняется рядом присущих им преимуществ, к которым в первую очередь относятся высокая экономическая эффективность и эксплуатационная надежность,

простота конструкции, пожаро- и взрывобезопасность, их широкие технические возможности по реализации дискретных систем автоматического управления.

Технические возможности пневмоавтоматики особенно возросли с разработкой и промышленным освоением пневматических систем, построенных по элементному принципу, которые располагают как аналоговой, так и дискретной техникой. К таким системам относятся универсальная система элементов промышленной пневмоавтоматики (УСЭППА), основанная на мембранной технике, и система модулей струйной техники (СМСТ). Появилась возможность реализовывать дискретные системы автоматического управления любой сложности, создавать программные задающие и считывающие устройства, предназначенные для автоматизации производственных процессов в машиностроении. Особенно большие перспективы открываются перед пневмоавтоматикой при создании систем управления гибких автоматизированных производств, так как оптимальным решением этой задачи в большинстве случаев является создание комбинированных электропневмогидравлических систем, включающих электропневматическую управляющую часть и гидравлический исполнительный привод.

Общая тенденция развития современного гидропривода и гидропневмоавтоматики состоит в переходе на большие давления рабочей жидкости, в создании высоконадежных устройств и комбинированных автоматических систем, где бы оптимально использовались преимущества гидравлического, пневматического, электрического приводов, электрических и электронных систем управления и систем гидропневмоавтоматики. При этом ведутся работы по унификации и стандартиза-

ции элементов гидропневмооборудования, решаются технологические проблемы изготовления деталей и узлов, поскольку качественный уровень технологических процессов в производстве такого оборудования определяет требуемую надежность при его эксплуатации.

Автоматизация производственных процессов невозможна без гидропневмоавтоматики и гидроприводов.

### 1.3 Принцип действия объемного гидропривода

Рассмотрим простейшую гидросистему, состоящую из двух цилиндров, в каждый из которых входят плотно поршни 1 и 2, имеющие различные площади сечения (рис. 1.1).

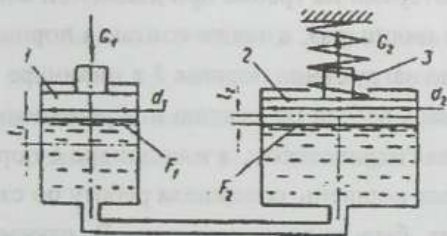


Рисунок 1.1- Схема простейшей гидравлической системы

Если поршень 1 нагрузить силой  $G_1$ , то на слой жидкости на поверхности поршня 1 будет действовать избыточное давление  $p = G_1/F_1$ , где  $F_1$  - площадь поршня 1. Поскольку это давление передается всем частицам жидкости, в том числе и находящимся в контакте с поршнем 2, оно и создаст силу  $G_2$ , сжимающую пружину :



$$G_2 = p \cdot F_2,$$

где  $F_2$  - площадь поршня 2.

Нетрудно заметить, что если нагрузить поршень 2 силой  $G_2$ , то в жидкости создается избыточное давление того же значения :

$$p = G_2 / F_2 = G_1 / F_1$$

Отсюда следует

$$G_2 = G_1 (F_2 / F_1).$$

Поскольку  $F_1 = \pi d_1^2 / 4$ ,  $F_2 = \pi d_2^2 / 4$ , где  $d_1$  и  $d_2$  - диаметры соответствующих поршней, то можно записать, что

$$G_2 = G_1 (d_2^2 / d_1^2).$$

Естественно, что такие рассуждения правомерны, если пренебречь потерями на трение при движении жидкости в трубопроводах и цилиндрах, а также контакта поршней с цилиндрами. В случае нагружения поршня 1 в цилиндре с этим поршнем совершалась работа по сжатию и перемещению жидкости, т.е. он являлся гидронасосом, а в цилиндре с поршнем 2 жидкость, вытесняя поршень, совершала работу по сжатию пружины, и агрегат был гидродвигателем. В случае нагружения поршня 2 их функции менялись. Эта обратимость энергопреобразователей в объемных гидроприводах свойственна многим гидравлическим насосам и двигателям.

При практической несжимаемости жидкости перемещение поршня 1 за время  $t$  на путь  $l_1$  вызовет перемещение поршня 2 на  $l_2$ , которые связаны зависимостью  $l_1 \cdot F_1 = l_2 \cdot F_2$  или  $l_1 = l_2 (d_2^2 / d_1^2)$ . Соответственно скорости перемещений поршней  $V_1 = l_1 / t$ .

Мощность, затрачиваемая на перемещение поршня 1, может быть найдена как произведение  $N_1 = V_1 \cdot G_1 = p_1 \cdot F_1 \cdot V_1$ . Соответственно мощность, развиваемая на поршне 2,  $N_2 = V_2 \cdot G_2 = p_2 \cdot F_2 \cdot V_2$ . При принятых допущениях об отсутствии потерь, очевидно, что  $N_1 = N_2$ . Поскольку произведение скорости на площадь поршня есть объем жидкости, вытесняемой в единицу времени, т.е. расход  $Q$ , то  $N_1 = N_2 = N = p \cdot Q$ . Таким образом, мощность гидропривода есть произведение давления на расход.

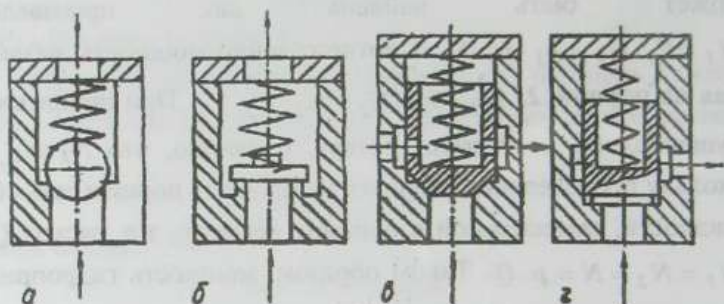
## 2 ГИДРОАППАРАТЫ

### 2.1 Гидроклапаны давления

К гидроаппаратам относятся устройства, которые используются для регулирования давления, распределения и управления расходом, изменения направления движения потоков рабочей среды (жидкости) в объемном гидравлическом приводе.

Гидроклапанами давления называют регулирующие гидроаппараты, предназначенные для управления давлением рабочей среды (жидкости).

Принцип работы гидроклапанов (рис. 2.1) основан на уравнивании давления рабочей жидкости, действующего на затвор запорно-регулирующего элемента, усилием пружины или груза. Когда сила, создаваемая давлением, преодолет усилие пружины (груза), клапан поднимается со своего седла и открывает проход для жидкости. Площадь живого сечения и



**Рисунок 2.1**-Схемы гидроклапанов с затворами:

- а - шариковым; б - плоским;
- в - коническим; г - плунжерным

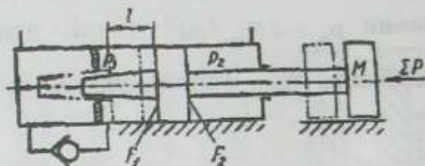
конфигурация щели образовавшегося прохода определяют гидравлическое сопротивление клапана потока жидкости и влияют на изменение давления в напорной и сливной гидролиниях, к которым подключен гидроклапан. В зависимости от формы запирающих элементов различают шариковые клапаны (рис.2.1 а), клапаны с плоскими (рис.2.1б), коническими (рис.2.1 в), плунжерными (рис.2.1 г) (золотниковыми) и другими затворами. Седла запираемых каналов могут быть с острыми кромками (рис. 2.1 а), в виде плоской (рис.2.1 б), конической (рис.2.1 в), кольцевой (рис.2.1 г), сферической и других форм поверхности. Опыт свидетельствует, что особенности конструкции и конфигурации запирающих элементов гидроклапанов существенно влияют на характер регулирования и стабильность работы гидроаппарата. Если давление в сливной

линии атмосферное, а силы трения малы, то клапан откроется при давлении  $P_k = 4 P_{np} / \pi d^2$ , где  $d$  - диаметр острых кромок седла клапана;  $P_{np}$  - усилие сжатия пружины закрытого клапана.

## 2.2 Гидродемпферы

В металлорежущих станках, кузнечно-прессовом оборудовании, других машинах и механизмах гидравлические двигатели (гидроцилиндры) используются для возвратно-поступательных перемещений детали или узлов большой массы. В этих условиях инерционные силы, возникающие при остановке и реверсе гидродвигателей, бывают значительными. Для предотвращения ударов в конце хода применяют устройства, которые называются демпферами. Принцип действия большинства демпферов основан на дросселировании вытесняемой из полостей гидродвигателей рабочей жидкости. При этом энергия движущихся масс рассеивается, превращаясь в теплоту. Торможение (демпфирование) гидродвигателя в конце хода может осуществляться как встроенными в двигатели, так и выносными гидродросселями. Могут применяться дроссели с переменными и постоянными сечениями каналов.

Рассмотрим схему демпфирования со встроенным дросселем переменного сечения (рис. 2.2). Дроссель выполнен в виде отверстия во фланце силового цилиндра, которое запирается в процессе торможения коническим хвостовиком,



**Рисунок 2.2** - Схема встроенного гидродемпфера с гидродросселем переменного сечения

присоединенным к поршню. Уравнением движения поршня в процессе торможения будет выражение

$$p_1 \cdot F_1 = m(d^2V/dt^2) + \Sigma P + p_2 F_2$$

где  $p_1$  - давление торможения;  $p_2$  - давление в рабочей полости гидродвигателя;  $\Sigma P$  - сумма внешних сил, приведенная к оси гидродвигателя;  $F_1$  и  $F_2$  - эффективные площади левой и правой сторон поршня;  $l$  - тормозной путь;  $d^2V/dt^2$  - ускорение торможения;  $t$  - время торможения;  $m$  - масса подвижных частей гидродвигателя и присоединенных к нему деталей.

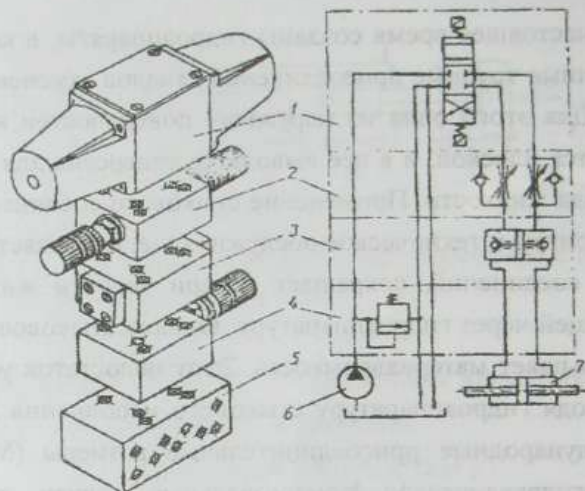
Расчет демпфера сводится к определению площадей живых сечений  $S_1$  и  $S_2$  дросселя в начале и в конце торможения, а также давления торможения  $p_1$ , которое принимается постоянным. Тормозной путь  $l$  устанавливается, как правило, в зависимости от целевого назначения гидравлического давления и выбирается в пределах  $l=5-25$  мм.

Время торможения  $t = l(V_0 - V_1) / a$ , где  $V_0$  и  $V_1$  - скорости движения поршня соответственно в начале и в конце торможения. Ускорение торможения  $a = d^2V/dt^2 = (V_0 - V_1)/t$ . Давление торможения  $p_1 \cong 1,25p_0$ , где  $p_0$  - давление питания силового гидроцилиндра.

## 2.3 Модульные гидроаппараты

В настоящее время созданы гидроаппараты, в которых традиционные трубные присоединения каналов заменены стыковыми. Для этого одна из наружных поверхностей корпуса выполняется плоской, и в нее выводятся отверстия для подвода, и отвода жидкости. Применение стыкового соединения облегчает монтаж и техническое обслуживание, повышает герметичность соединений, сокращает потери энергии жидкости, протекающей через гидроаппаратуру. Однако стыковое соединение повышает материалоемкость. Этот недостаток устраняют, переводя гидроаппаратуру стыкового исполнения на единые международные присоединительные размеры (МПР) и создавая гидравлические функциональные модули, которые легко сочетаются друг с другом при помощи двух стыковых плоскостей. Параметром, который позволяет объединить отдельные устройства в комплекс, является условный проход  $D_u$  для рабочей жидкости. На плоскостях корпуса модуля независимо от его функционального назначения выполняют с одинаковыми координатами присоединительные отверстия - крепежные, каналы подвода, отвода и слива.

Это позволяет собирать модули в виде пакетов или блоков без промежуточных панелей. Состав элементов блока модулей в каждом конкретном случае определяется схемой объемного гидропривода. Соответствующие каналы в стыках смежных модулей герметизируют резиновыми уплотнительными кольцами.



**Рисунок 2.3 - Функциональный модульный блок**

На рис.2.3 показана компоновка в пакет модулей отдельных аппаратов. В пакет модулей входят плита 5, клапан 4, гидрозамок 3, дроссель 2, распределитель 1. Это позволяет реализовать изображенную справа схему управления гидродвигателя 7, питаемого насосом 6.

### **3 ДИНАМИКА ГИДРОПРИВОДА**

#### **3.1 Принципиальная схема гидропривода поступательного движения**

Рассмотрим принципиальную схему гидравлического привода для осуществления возвратно-поступательного движения рабочего органа (рис.3.1). Привод состоит из гидронасо-

са 1, обеспечивающего непрерывную подачу рабочей жидкости в систему предохранительного клапана 2, определяющего рабочее давление в системе и предохраняющего систему от перегрузки, гидроочистителя 3, пневмогидроаккумулятора 4, гидрораспределителя 5, гидроцилиндра 6, поршня 7, штока которого связан с рабочим органом 8, и гидроклапана 9, создающего подпор давления на линии слива и этим обеспечивающего плавность перемещения рабочего органа.

Рабочая жидкость от насоса 1, приводимого в движение электродвигателем (на схеме не показан), под давлением, установленным напорным клапаном 2, через гидроочиститель 3 и гидрораспределитель 5 поступает в левую (поршневую) полость гидроцилиндра. Под действием давления масла в этой полости поршень 7 перемещается вправо, и связанный с ним штоком рабочий орган 8 также движется вправо со скоростью  $V_1$ . При этом рабочая жидкость из правой (штоковой) полости гидроцилиндра через гидрораспределитель 5 и клапан 9 вытесняется в бак. В конце хода рабочего органа на гидрораспределитель 5 подается управляющий сигнал  $u_1$ , переключающий золотник. Тогда рабочая жидкость поступает под давлением от насоса 1 через гидроочиститель 3 и гидрораспределитель 5 в правую полость гидроцилиндра, а левая через распределитель 5 и клапан 9 соединяется с баком. Рабочий орган реверсируется, поршень со штоком и рабочим органом перемещаются влево со скоростью  $V_2$ . В конце хода рабочего органа влево на распределитель 5 подается управляющий сигнал  $U_2$ , золотник перемещается в первоначальное положение, и цикл повторяется.



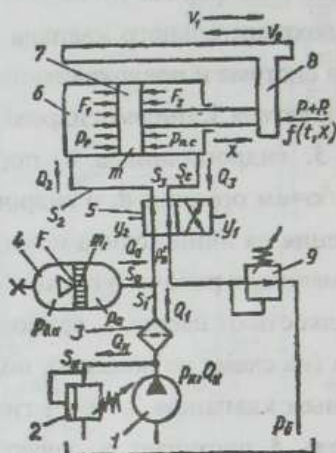


Рисунок 3.1 - Принципиальная схема гидропривода

Пневмогидроаккумулятор 4 аккумулирует жидкость под давлением в моменты, когда подача насоса  $Q_n$  превышает потребности системы.

### 3.2 Элементы динамики гидропривода поступательного движения

Уравнение динамики исполнительного органа гидропривода, описывающее движения поршня как твердого тела, в соответствии с законами механики можно записать в виде

$$m \left( d^2 x / dt^2 \right) = p_p F_1 - ( P_{nc} F_2 + R + P ),$$

где  $m$  - приведенная к поршню масса подвижных частей и рабочей жидкости;  $p_p$ ,  $p_{nc}$  - давление соответственно в рабочей полости гидроцилиндра и полости слива;  $F_1$ ,  $F_2$  - эффективные

площади поршня со стороны рабочей полости цилиндра и полости слива;  $R, P$  - сила трения и полезные нагрузки;  $x$  - перемещение поршня. Решение этого уравнения позволяет определить динамические характеристики привода: путь, скорость и ускорение рабочего органа как функции времени, установившуюся скорость, время разгона и торможения и т.д. Однако полученная зависимость представляет собой упрощенную математическую модель динамики гидропривода, предусматривающую постоянство рабочего давления в процессе движения поршня и противодействия в полостях цилиндра, сил трения и полезных нагрузок, сопротивления гидростолба системы. Эта зависимость может быть использована только для приближенных расчетов. Она справедлива лишь для стационарных процессов в условиях установившегося движения рабочего органа, а также для тихоходных приводов, при работе которых периоды разгона и торможения (периоды неустановившегося движения) малы по отношению ко всему времени движения рабочего органа. Пренебрежение изменением гидравлических параметров привода в эти периоды не дает существенных погрешностей при расчетах.

В реальных условиях при работе гидропривода во многих случаях имеют место высокие скорости перемещения рабочих органов, достигающие, например, в гидравлических манипуляторах 1,0 - 1,2 м/с. Особенность динамики таких приводов - значительное уменьшение участка установившегося движения, а в ряде случаев и его полное отсутствие. Иначе говоря, высокоскоростной привод на значительном участке пути движения рабочего органа работает в условиях неустановившегося движения, когда силы трения и полезные нагрузки, давление и

противодавление, перепад давления на гидрораспределителе и сопротивление гидролиний являются величинами переменными.

### 3.3 Быстродействие привода поступательного движения

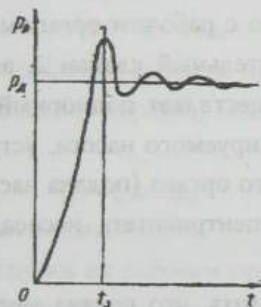
При решении целого ряда задач, связанных с автоматизацией производственных процессов в машиностроении, необходимо определять быстродействие и частоту срабатывания различных управляющих устройств систем автоматического управления (САУ). Это такие задачи, как определение длительности цикла работы различных технологических машин и технологических комплексов, гидравлических и пневматических манипуляторов, определение быстродействия и частоты срабатывания их отдельных механизмов, узлов и линий связи.

Быстродействие САУ определяется временем срабатывания механизмов этой системы, а также временем передачи командного сигнала от управляющих гидроаппаратов к рабочим органам. Время запаздывания командного сигнала представляет собой время, необходимое для повышения давления в гидроцилиндре до уровня, достаточного для преодоления сил сопротивления движению. Для его определения необходимо учесть сжимаемость жидкости и деформацию трубопровода, т.е. увеличение объема за счет деформации. После открытия щели гидрораспределителя и начала движения поршня рабочего цилиндра давление  $p_p$  в рабочей полости гидроцилиндра достигает значения  $p_d$  давления движения не сразу (рис.3.3). Поршень начинает двигаться по истечении некоторого времени  $t_3$  от момента открытия щели золотника гидрораспределите-

ля, которое является временем запаздывания командного сигнала. Аналитическое определение времени запаздывания и времени срабатывания механизмов и гидроаппаратуры позволяет на этапе проектирования определить расчетным путем частоту срабатывания гидравлической САУ, и частоту пропускаемых системой команд, являющихся важной характеристикой САУ, определяющей возможность ее применения в данных конкретных условиях. Частота срабатывания гидравлической САУ

$$\varepsilon = 1 / \left( \sum_1^n t_m + t_3 \right),$$

где  $t_m$  - время срабатывания отдельных механизмов и аппаратуры управления;  $t_3$  - время запаздывания сигнала;  $n$  - количество последовательно срабатывающих механизмов.



**Рисунок 3.3** - Изменение давления в рабочей полости цилиндра

## 4 РЕГУЛИРОВАНИЕ СКОРОСТИ РАБОЧИХ ОРГАНОВ ГИДРОПРИВОДОВ

### 4.1 Объемное регулирование скорости

Сущность объемного (машинного) регулирования скорости рабочего органа состоит в том, что подача жидкости в рабочую полость гидроцилиндра изменяется за счет изменения подачи регулируемого насоса, питающего систему. Другими словами, в системах с объемным регулированием скорости устанавливают регулируемые насосы, изменяя подачу которых, меняют скорость перемещения рабочего органа.

В гидравлической системе объемного регулирования скорости (рис. 4.1) от регулируемого насоса *1* рабочая жидкость через гидрораспределитель *3* подается в рабочую полость цилиндра *4*, связанного с рабочим органом *5*. От перегрузки защищает предохранительный клапан *2*, а подпор давления на сливной линии осуществляет подпорный клапан *6*. В зависимости от типа регулируемого насоса, установленного в системе, скорость рабочего органа (подача насоса) регулируется изменением либо эксцентриситета насоса, либо угла наклона шайбы.

Следует отметить, что подача жидкости в рабочую полость цилиндра определяется не только настройкой регулируемого насоса, но и утечками в самом насосе, гидроцилиндре и гидроаппаратуре, а также перепадом давлений напорной гидролинии.

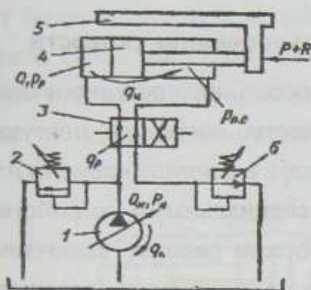


Рисунок 4.1 - Принципиальная схема гидропривода с машинным (объемным) регулированием угла наклона шайбы

Утечки в системе при закрытом предохранительном клапане могут быть определены как сумма утечек в насосе  $q_n$ , в гидрораспределителе  $q_p$  и в гидроцилиндре  $q_ц$ :

$$q_y = q_n + q_p + q_ц,$$

а подача жидкости в рабочую полость цилиндра, определяющая скорость перемещения поршня, может быть определена зависимостью

$$Q = Q_m - q_y,$$

где  $Q_m$  - теоретическая подача насоса.

Колебание нагрузки на рабочем органе приводит к значительным колебаниям скорости, его перемещения. Особенно существенно это проявляется при малых скоростях движения рабочего органа, когда утечки соизмеримы с подачей жидкости от насоса в напорную гидролинию системы.

Объемный способ регулирования - самый экономичный из всех способов регулирования.

## 4.2 Дроссельное регулирование скорости

Сущность дроссельного регулирования скорости состоит в том, что количество жидкости, поступающей в рабочую полость гидроцилиндра в единицу времени или вытекающей из него, регулируется специальными устройствами - гидродресселями или регуляторами расхода, включаемыми в гидросистему. Возможны два принципиально различных способа включения дросселя в систему - последовательное с гидродвигателем и параллельное ему. Последовательное включение регулирующего дросселя можно выполнить по двум схемам (рис.4.2): с дросселем "на входе" в гидродвигатель и "на выходе" из него. В схеме регулирования с дросселем "на выходе" дроссель 3, который изменяет количество поступающей к гидроцилиндру 5 жидкости, установлен на напорной гидролинии между насосом 1 и распределителем 4. Чем больше открыт дроссель (чем больше его проходное сечение), тем больше при том же перепаде давлений поступает жидкости в рабочую полость цилиндра 5 и тем выше скорость перемещения рабочего органа 6. Таким образом, регулируя проходное сечение дросселя, можно бесступенчато изменять скорость перемещения рабочего органа. Избыток жидкости, нагнетаемой в систему насосом 1 с постоянной подачей, отводится в бак через постоянно открытый переливной клапан 2. Во время работы насоса клапан 2 выполняет и предохранительные функции. На сливной гидролинии в этой системе устанавливают подпорный клапан 7, который стабилизирует силы трения, создает подпор в нерабочей полости цилиндра 0,2 - 0,3 МПа и необходимую плавность движения. Дроссель "на выходе" 8 (пунктиром) предпочтительнее,

т.к. обеспечивает более плавную и устойчивую работу гидродвигателя, а также более благоприятные условия отвода тепла, выделяющегося при дросселировании. Примерно такой же эффект получаем от параллельно включенного дросселя 9 (пунктиром).

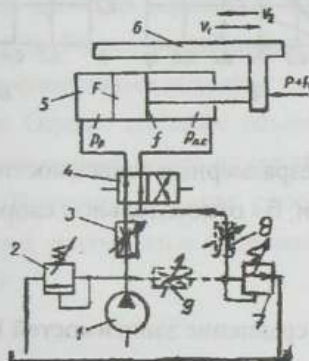
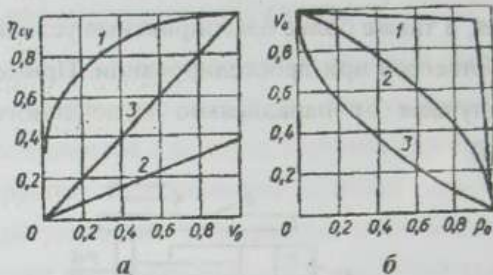


Рисунок 4.2 - Принципиальные схемы гидроприводов с дроссельным регулированием скорости при включении дросселя последовательно и параллельно двигателю: "на входе" (3); на "выходе" (8); параллельно (9)

### 4.3 Сравнение различных способов регулирования скорости

Сравнение различных способов регулирования скорости гидроприводов целесообразно провести по трем критериям: 1) КПД системы управления; 2) нагрузочным характеристикам гидроприводов; 3) стоимости применяемой гидроаппаратуры и насосов (рис. 4.3).





**Рисунок 4.3** - Безразмерные зависимости: а - КПД от относительной скорости; б - относительной скорости от безразмерной нагрузки

Анализ и сравнение зависимостей КПД от безразмерной скорости  $\bar{V} = V/V_{max}$  для различных способов регулирования - объемного (кривая 1), дроссельного с последовательным (2) и параллельным (3) включением дросселя показывает, что самым высоким КПД обладают гидроприводы объемного (машинного) регулирования. Максимальный КПД системы, приближающийся к единице, будет при скорости  $\bar{V} = 1$ . Высокое значение КПД при объемном регулировании объясняется тем, что мощность, потребляемая насосом, и давление в полости нагнетания устанавливаются пропорционально полезной нагрузке и с изменением нагрузки в процессе работы автоматически изменяются (самоустанавливаются). По этой же причине КПД гидропривода дроссельного управления с параллельным подключением дросселя (кривая 3) выше КПД гидропривода с последовательным его подключением (кривая 2), см. рис. 4.3а. Сравнение нагрузочных характеристик (рис.4.3б) показывает,

что наибольшей стабильностью выходного звена (штока гидроцилиндра, вала гидродвигателя) при изменяющейся нагрузке обладают гидросистемы с объемным регулированием скорости (кривая 1). Значительно меньшую стабильность имеют гидроприводы дроссельного регулирования с последовательным включением дросселя (кривая 2) и параллельным его включением (кривая 3). Приведенный анализ показывает, что несомненными преимуществами обладает гидропривод объемного регулирования. Однако системы объемного регулирования наиболее дорогостоящие ввиду высокой стоимости регулируемых насосов. Поэтому, выбирая способ регулирования скорости, необходимо учитывать и экономическую эффективность гидросистемы.

## 5 ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СЛЕДЯЩИЕ ПРИВОДЫ

### 5.1 Функциональная схема следящего гидропривода

Гидравлические следящие приводы широко применяются в машиностроении как эффективное средство автоматизации производственных процессов: в копировальных устройствах металлорежущих станков, в агрегатных станках и автоматических линиях, в заготовительно-штамповочном и кузнечно-прессовом оборудовании.

Назначение следящего гидропривода - перемещать нагруженный рабочий орган по заданному закону и с заданной скоростью, обеспечивая при этом требуемое усилие выходной мощности.

В гидравлической следящей системе (рис.5.1) чувствительный элемент (ЧЭ) через шуп получает информацию, например от копира, о величине  $x$  необходимого перемещения и передает эту информацию в датчик рассогласования (ДР). Сюда же по цепи обратной связи поступает измеренная выходная величина (перемещение рабочего органа). В датчике рассогласования сравниваются входная  $x$  и выходная  $y$  величины, в результате чего выделяется сигнал ошибки (рассогласования)  $\delta = x - y$ , поступающий на вход гидроусилителя.

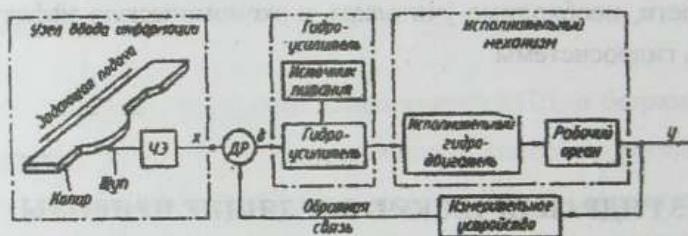


Рисунок 5.1 - Функциональная схема гидравлического следящего привода

Таким образом, гидродвигатель (следящая система) работает только тогда, когда имеется сигнал рассогласования. Следовательно, следящему гидроприводу всегда присуща ошибка слежения. Значение ее зависит от многих факторов, которые могут быть частично учтены. Конструктивно гидравлический следящий привод состоит из трех основных узлов: ввода информации, гидроусилителя и исполнительного механизма. Узел ввода информации содержит задающее устройство, кото-

рое при помощи шупа и чувствительного элемента вырабатывает и передает на вход гидроусилителя управляющий сигнал, мощность которого обеспечивается за счет внешнего источника питания. Исполнительный механизм содержит гидромотор или гидроцилиндр с рабочим органом.

## 5.2 Гидроусилитель с золотниковыми распределителями

Применительно к гидравлическим следящим приводам гидроусилитель представляет собой распределительное устройство с нагрузкой в виде основного гидродвигателя или, например, золотника второго каскада усиления. Следовательно, самые простые гидравлические следящие приводы, имеющие распределитель и гидродвигатель, могут рассматриваться как гидроусилители с обратной связью. В зависимости от типа распределителя различают гидроусилители с золотниковым распределителем типа сопло-заслонка со струйной трубкой и с игольчатым дросселем. Рассмотрим простейший гидроусилитель с четырехкромочным золотником и нагрузкой (рис. 5.2 а). По аналогии с электрическими цепями гидроусилитель можно представить в виде четырехплечевого мостика гидравлических сопротивлений (рис. 5.2 б). В зависимости от входного сигнала  $x$  будут изменяться гидравлические сопротивления четырех дросселирующих щелей, что приведет к изменению расходов  $Q_1$ ,  $Q_2$ ,  $Q_3$  и  $Q_4$ , а также давлений  $p_1$  и  $p_2$  гидродвигателя.

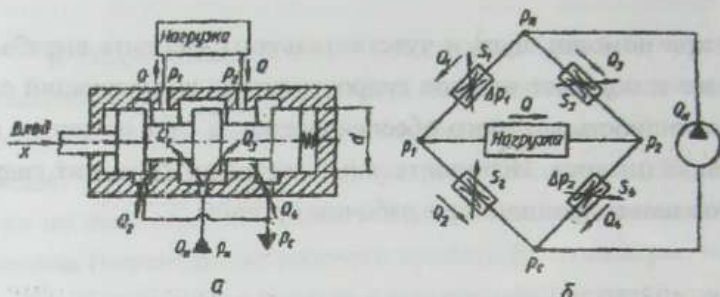


Рисунок 5.2 - Расчетная схема усилителя с четырехкромочным золотником: а - конструктивная схема, б - мост-аналог

Расход через дросселирующую щель золотника определяется по формуле

$$Q = \mu \pi d x \sqrt{(1/\rho)(p_n - p)},$$

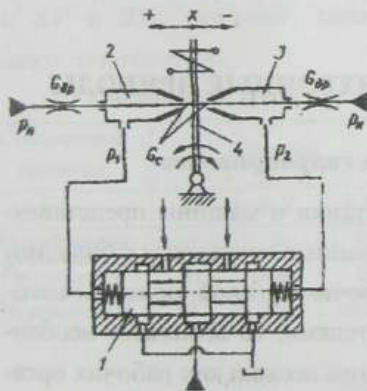
где  $\mu$  - коэффициент расхода;  $d$  - диаметр золотника;  $\rho$  - плотность жидкости;  $p_n$  - давление насоса;  $p = p_1 - p_2$  - разность давлений на выходе из золотника. Если нагрузки нет, то  $p_1 = p_2$ , следовательно,  $p = 0$ . Тогда расход равен

$$Q = \mu \pi d x \sqrt{(1/\rho)p_n} = kx$$

где  $k$  - коэффициент усиления по расходу. Из выражения  $Q = kx$  следует, что в идеальном золотнике зависимость расхода от сигнала управления  $x$  (перемещения золотника) линейна, что имеет большое практическое значение, обусловившее широкое распространение гидроусилителей с четырехкромочным золотником в машиностроении.

### 5.3 Гидроусилитель с распределителем типа сопло-заслонка

Гидроусилитель с распределителем сопло-заслонка получил распространение в следящих системах сравнительно небольшой мощности. Обычно применяют схему с одной заслонкой и двумя соплами (рис. 5.3). Нагрузка усилителя представляет собой перепад давлений в рабочих полостях гидродвигателя  $\Delta p = p_1 - p_2$ , т.е. перепад давлений в междроссельных камерах 2 и 3, используемый для привода золотника 1 второго каскада усиления или любого другого двигателя. Изменяются давления  $p_1$  и  $p_2$  перемещением заслонки между соплами. При ее перемещении, например, вправо давление  $p_2$  возрастет, а  $p_1$  - уменьшится. Образовавшийся перепад давления  $\Delta p = p_2 - p_1$ , преодолевая нагрузку (усилия пружин золотника), перемещает



золотник 1 влево. Следовательно, каждому положению заслонки соответствует свое положение золотника, т.е. перепад давлений в диагонали мостика пропорционален одновременно как перемещению заслонки, так и перемещению золотника.

Рисунок 5.3 - Схема усилителя с распределителями типа сопло-заслонка

Это позволяет перемещать золотник на величину, пропорциональную сигналу управления, поступающему на заслонку.

Гидроусилители с позиционной нагрузкой (пружины золотника) являются статическими. Для получения астатического гидроусилителя достаточно в рассматриваемой схеме убрать пружины золотника, т.е. устранить обратную связь. Как правило, заслонку укрепляют на достаточно длинном поворачивающемся рычаге 4. Это позволяет считать ее перемещение относительно сопел (поворот) практически поступательным, а зазор между соплом и заслонкой - параллельным. Трение скольжения заменяют трением качения в месте поворота заслонки. В результате для управления заслонкой (перемещения) требуется ничтожно малые усилия, которые можно создать задающими устройствами малой мощности - манометрами, термометрами, датчиками давлений, маломощными электромагнитами.

## 6 ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СИНХРОННЫЕ ПРИВОДЫ

### 6.1 Классификация синхронных гидроприводов

Поскольку современные станки и машины представляют собой сложные автоматизированные комплексы с большим количеством исполнительных рабочих органов, приводы которых осуществляются гидродвигателями, то возникает необходимость в синхронизации движений нескольких рабочих органов.

Термин "синхронизация" образован из двух слов *sin* - одинаковый и *chron* - время. Следовательно, синхронизация

заключается в согласовании во времени перемещений, скоростей и ускорений рабочих органов машины. Для двух синхронизируемых гидродвигателей условие синхронизации записывается так:

$$L_1 = KL_2, \quad \frac{dL_1}{dt} = K \frac{dL_2}{dt}, \quad \frac{d^2 L_1}{dt^2} = K \frac{d^2 L_2}{dt^2},$$

где  $L_1, L_2$  - линейные или угловые перемещения синхронизируемых гидродвигателей;  $K$  - коэффициент пропорциональности. В действительности всегда существуют ошибки. Поэтому

$$L_1 = KL_2 \pm \delta, \quad \frac{dL_1}{dt} = K \left( \frac{dL_2}{dt} \right) \pm \Delta V, \\ \frac{d^2 L_1}{dt^2} = \frac{d^2 L_2}{dt^2} \pm \Delta W,$$

где  $\delta, \Delta V$  и  $\Delta W$  - соответственно ошибки синхронизации по перемещению, скорости и ускорению.

Установлено, что приводы, синхронные по положению, характеризуются постоянной ошибкой  $\delta$  и нулевыми ошибками  $\Delta V$  и  $\Delta W$ , приводы, синхронизированные по скорости, имеют постоянную

Таблица - 6.1

Синхронные приводы	Ошибка		
	$\delta$	$\Delta V$	$\Delta W$
По положению	const	0	0
По скорости	$f(t)$	const	0
По ускорению	$f(t^2)$	$f(t)$	const

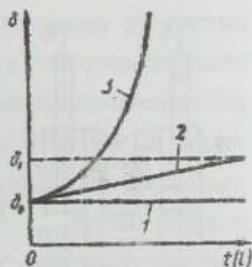


Рисунок 6.1 - Зависимость ошибки от времени (длины) перемещения



ошибку  $\Delta V$ , а синхронизированные по ускорению имеют постоянную ошибку  $\Delta W$ . Приводы синхронные по положению называют синфазными. Классификация приводов синхронизации по характеру изменения статистических ошибок приведена в таблице 6.1.

Наиболее употребительна синхронизация по перемещению и по скорости. В синфазных приводах ошибка по положению является величиной постоянной (рис. 6.1, кривая 1), в синхронных по скорости она изменяется по линейному закону (прямая 2), а в синхронных по ускорению - по параболе (кривая 3).

## 6.2 Синхронные гидроприводы дроссельного регулирования

В синхронных гидроприводах дроссельного регулирования синхронизация достигается независимым дозированием жидкости

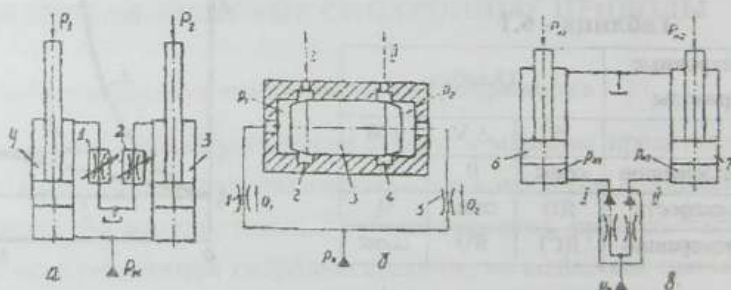


Рисунок 6.2 - Синхронные приводы дроссельного регулирования: а - с регулируемыми дросселями; б - делитель потока; в - с делителем потока

при помощи дросселей. На рис. 6.2 а показана схема привода синхронизации гидродвигателей 3 и 4, в которой обеспечивается регулируемы́ми дросселями 1 и 2, установленными на сливе. Регулировкой на дросселе обеспечиваются примерно равные сопротивления движению гидродвигателей 3 и 4.

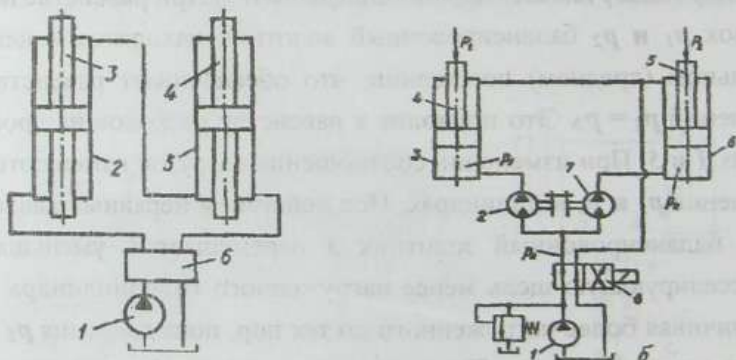
Для увеличения точности синхронизации вместо дросселей можно устанавливать регуляторы расхода или делители (сумматоры) потока (рис. 6.2 б). Делители потока обеспечивают постоянство (в пределах ошибки деления) соотношения расходов и скоростей перемещения синхронизируемых гидроцилиндров независимо от действующих нагрузок.

В делителе потока жидкость от насоса поступает на вход делителя и далее через нерегулируемые дроссели 1 и 5 в торцевые камеры балансировочного золотника 3, из которых через дросселирующие щели 2 и 4 по магистралям I и II далее к синхронизируемым гидроцилиндрам 6 и 7. При равенстве нагрузок  $p_1$  и  $p_2$  балансировочный золотник находится в нейтральном (среднем) положении, что обеспечивает равенство давлений  $p_1 = p_2$ . Это приводит к равенству расходов на дросселях 1 и 5. При изменении соотношения нагрузок изменяются давления  $p_1$  и  $p_2$  в цилиндрах. Под действием неравных давлений балансировочный золотник 3 перемещается, уменьшая дросселирующую щель менее нагруженного гидроцилиндра и увеличивая более нагруженного до тех пор, пока давления  $p_1$  и  $p_2$  не станут равными. Перемещение золотника 3 в результате изменения соотношения нагрузок обеспечивает равные сопротивления потокам жидкости в ветвях.

### 6.3 Синхронные гидроприводы объемного регулирования

В синхронных приводах объемного регулирования синхронизация достигается путем независимого объемного дозирования жидкости.

При синхронизации последовательным соединением полостей синхронизируемых гидроцилиндров равных диаметров (рис. 6.3а) жидкость от насоса 1 через панель управления 6 подается в нижнюю полость цилиндра 2 (движение поршней - вверх по схеме), а из его верхней полости вытесняется в нижнюю полость цилиндра 5, чем и обеспечивается синхронное перемещение штоков 3 и 4. Эта простая схема имеет существенные недостатки: при равных диаметрах цилиндров они должны иметь двусторонние штоки, необходимо периодически пополнять утечки из замкнутого объема жидкости и т.д. Более эффективно для получения синхронных перемещений применение дозаторов вращения (рис. 6.3 б).



**Рисунок 6.3** - Синхронизация объемным регулированием:  
а - дозатором поступательного движения; б - дозатором вращения.

Такой способ широко применяется в агрегатных станках, прессах и других машинах. Работает привод следующим образом. Жидкость от насоса *1* через золотник реверса *8* поступает к гидродвигателям - дозаторам *2* и *7*, валы которых соединены жесткой муфтой, а затем в нижние полости цилиндров *3* и *6*.

Если удельные расходы дозаторов *2* и *7* равны, то в цилиндры *3* и *6* поступают равные расходы жидкости, в результате чего штоки *4* и *5* движутся синхронно. При одинаковых нагрузках  $P_1 = P_2$ , дозаторы *2* и *7* работают в одинаковых условиях и поэтому обеспечивают равные расходы в ветвях. Если  $P_1 > P_2$ , то дозатор *2* работает как промежуточный насос, повышающий давление, развиваемое насосом *1*, до значения, необходимого для преодоления внешней нагрузки  $P_1$ . Дозатор *7*, находящийся в линии менее нагруженного цилиндра *6*, становится дополнительным приводом промежуточного насоса-дозатора *2*.

## 7 СИНФАЗНЫЕ ГИДРОПРИВОДЫ

### 7.1 Синфазные приводы объемного регулирования

В синфазных приводах синхронизация достигается дозированием жидкости различными устройствами, реагирующими на относительное положение синхронизируемых гидродвигателей.

В синфазных гидро приводах объемного регулирования синхронизация обеспечивается объемным дозированием жидкости. Происходит это автоматически за счет механических

связей между синхронизируемыми гидродвигателями (рис. 7.1).

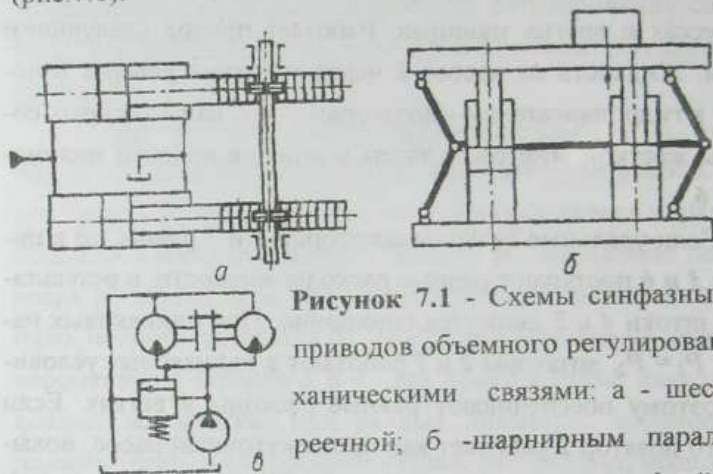


Рисунок 7.1 - Схемы синфазных гидродвигов объемного регулирования с механическими связями: а - шестеренно-реечной; б - шарнирным параллелограмом; в - соединительной муфтой

Точность синхронизации таких приводов определяется деформацией звеньев системы механических связей (зубчатое зацепление, муфты, шарниры и т.д.), а также люфтами в их соединениях. Поэтому звенья механических связей должны быть рассчитаны на полную мощность привода. Недостатком таких приводов при сравнительной простоте их конструкций является громоздкость, а также ограничения в расположении синхронизируемых гидродвигателей.

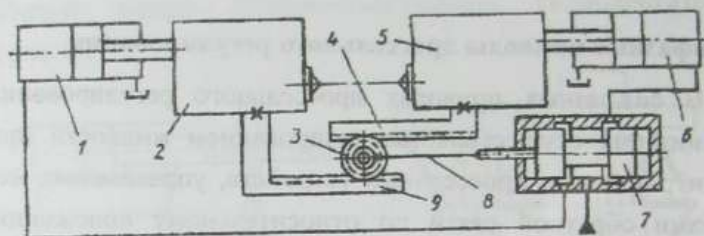
Синфазность перемещений может достигаться регулируемыми гидронасосами или гидромоторами, управляемыми механизмами обратной связи в зависимости от относительного положения синхронизируемых рабочих органов.

## 7.2 Синфазные приводы дроссельного регулирования

В синфазных приводах дроссельного регулирования синхронизация осуществляется дозированием жидкости при помощи различных дроссельных устройств, управляемых механизмами обратной связи по относительному положению синхронизируемых гидродвигателей. Синхронизация движений гидродвигателей может достигаться дискретным дозированием жидкости в зависимости от относительного положения гидродвигателей либо периодическим сливом жидкости из опережающего цилиндра, либо добавлением жидкости в отстающий цилиндр.

Дифференциальность управления, а следовательно, и повышение быстродействия и чувствительности могут быть достигнуты в таких приводах с делителями (сумматорами) потоков жидкости, управляемыми в функции относительного положения синхронизируемых гидродвигателей. В приводе на рис. 7.2 синхронизация штоков гидроцилиндров обеспечивается делителем 7, управляемым механизмом обратной связи в виде реек с планетарной шестерней 3, которая через элемент связи 8 управляет положением делителя 7, обеспечивая деление потока жидкости на две равные части и подачу ее в цилиндры 1 и 6.

При рассогласовании перемещений рабочих органов 2 и 5 шестерня 3 смещается в сторону перемещения рабочего органа с большей скоростью, и через элемент 8 перемещается делитель 7, увеличивая дросселирующую щель для прохода жидкости к более нагруженному (отстающему) цилиндру и уменьшая щель для прохода жидкости к менее нагруженному



**Рисунок 7.2** - Схема синхронизации следящим делителем (сумматором) потока жидкости

цилиндру, пока их скорости не выровняются.

### 7.3 Характеристики синфазного привода с двумя делителями потока

Недостаток синфазных приводов со следящим делителем (сумматором) потока жидкости - сложность и громоздкость механизмов обратной связи, так как они должны обладать достаточной жесткостью и не иметь люфтов. В значительной степени недостатки синфазных приводов с одним делителем потока могут быть уменьшены, если в схему ввести второй делитель потока, включенный аналогичным образом как и первый, но к другому гидроцилиндру. Тогда отпадает необходимость в шестеренно-реечной передаче, что уменьшает громоздкость и улучшает рабочие характеристики синфазного привода: статическую, энергетическую и динамическую.

Статическую характеристику можно получить, решая совместно уравнения неразрывности потоков жидкости через дросселирующие щели делителя потока и статического равновесия синхронизируемых гидродвигателей (рис. 7.3).

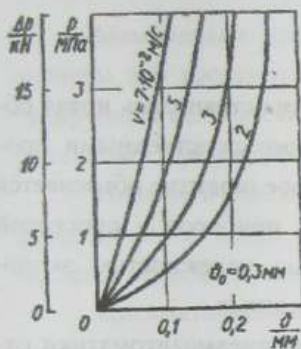


Рисунок 7.3 - Статические характеристики синфазного привода с двумя делителями потока

$$\delta = \sqrt{\left(\frac{\delta_0 F^3 V^2}{G^2 \Delta P}\right)^2 + \frac{\delta_0^2}{2} - \frac{\delta_0 F^3 V^2}{G^2 \Delta P}}$$

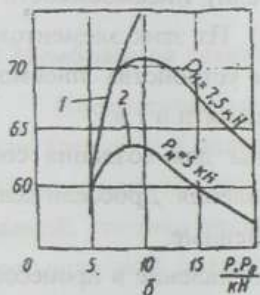


Рисунок 7.4 - Энергетические характеристики синфазного привода с двумя делителями потока

$$\eta = 100 \cdot P / (P + \Delta P_0 / F)$$

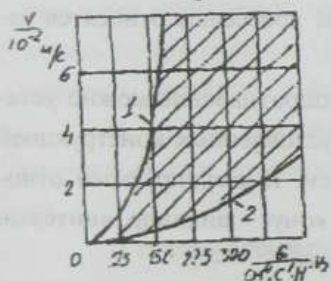


Рисунок 7.5 - Область устойчивой работы синфазного привода с двумя делителями потока: 1 - верхняя граница; 2 - нижняя граница

$$V = (G/F) \cdot \sqrt{\Delta P_0}$$

Энергетическая характеристика - это зависимость  $\eta = f(P)$  (рис. 7.4). Динамические характеристики характеризуют область устойчивой работы привода (рис. 7.5).



## 8 ПНЕВМОАВТОМАТИКА

### 8.1 Элементы пневмоавтоматики

За последние годы широко распространилась новая область автоматического управления производственными процессами - пневмоавтоматика. Ее быстрое развитие объясняется рядом преимуществ пневматических приборов - простотой конструкции, высокой эффективностью, надежностью, экономичностью, пожаро- и взрывобезопасностью.

К числу простейших элементов пневмоавтоматики относятся пневмосопротивления (дрессели), пневмоемкости (камеры), упругие элементы (мембраны). Из этих элементов состоят более сложные пневматические устройства: пневмоусилители и преобразователи, элементы памяти и т. д.

Пневмодрессели предназначены для создания сопротивления течению газа и перепаду давления. Дрессели делятся на постоянные, регулируемые и переменные.

В постоянных дресселях сопротивление в процессе работы не изменяется. К постоянным дресселям относятся капиллярные, щелевые и жиклерные.

В регулируемых дресселях сопротивление можно устанавливать вручную в пределах, обусловленных конструкцией дресселя и его проходным сечением. К регулируемым относятся дрессели типа конус - конус, конус - цилиндр, винтовые дрессели с переменной длиной канала.

В переменных дресселях сопротивление изменяется в процессе работы. К переменным относятся дрессели типа шарик-конус, шарик-цилиндр, сопло-заслонка.

Мембраны в устройствах пневмоавтоматики предназначены для восприятия изменений контролируемых или регулируемых величин и преобразования их в механические перемещения или усилия.

Пневматические емкости представляют собой камеры с дросселями на входе и выходе или с дросселями только на входе. В первом случае - проточная, во втором глухая камера.

Пневматические линии связи предназначены для соединения отдельных элементов пневматической схемы.

## 8.2 Мембранная техника пневмоавтоматики

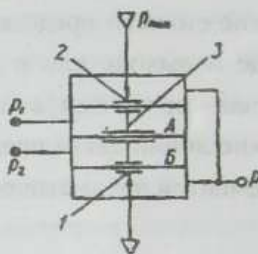
Пневматические приборы и элементы, содержащие упругие элементы и подвижные детали, относятся к так называемой мембранной технике. Типичным представителем мембранной, техники является Универсальная система элементов промышленной пневмоавтоматики (УСЭППА). По функциональному назначению набор элементов УСЭППА можно разделить на три группы: 1) элементы непрерывного действия; 2) элементы релейного действия; 3) вспомогательные элементы.

В группу элементов непрерывного действия входят пневмоемкости, пневмосопротивления, усилители, повторители.

В группу элементов релейного действия входят пневмореле и пневматические сдвоенные обратные клапаны. Эти элементы выполняют элементарные логические операции с дискретными сигналами в системах автоматического управления.

В группу вспомогательных элементов входят пневмотумблер, пневмолампа и некоторые другие.

В качестве характерного примера элемента УСЭППА рассмотрим пневмоусилитель УСЭППА с двумя входами (рис. 8.1), состоящий из двух узлов сопло-заслонка 1 и 2, мембранного блока и трех мембран, жесткие центры которых связаны между собой общим штоком 3.



$$\Delta p = p_1 - p_2$$

Рисунок 8.1 - Пневмоусилитель УСЭППА

Эффективная площадь средней мембраны больше эффективной площади крайних мембран. Вместе с корпусом мембраны образуют две глухие камеры А и В, в которые подаются входные сигналы  $p_1$  и  $p_2$ .

Узел сопло-заслонка 1 связан с атмосферой, узел 2 - с линией питания  $p_{пит} = 0,14$  МПа. Узлы сопло-заслонка включены последовательно, образуя два переменных сопротивления в линии "питание-атмосфера", от соотношения которых зависит уровень выходного сигнала - давление  $p$  в линии, связывающей оба сопротивления.

### 8.3 Струйная техника пневмоавтоматики

Для решения задач автоматизации производственных процессов применяют наряду с мембранной также и струйную технику, элементарной базой которой являются струйные элементы непрерывного и дискретного действия, имеющие характеристики, аналогичные характеристикам электронных элементов.

Наиболее распространены два типа струйных элементов, основанных на принципе взаимодействия струй с одним управляющим каналом и с двумя управляющими каналами. Рассмотрим простейший струйный элемент с одним управляющим каналом, состоящим из питающего сопла **2** и двух каналов **3** и **4**. К питающему каналу **2** подводят давления питания  $p_0$ . Канал **1** является каналом управления. Канал **4** расположен соосно с каналом питания, а канал **3** образует угол  $\alpha$  с ним (рис. 8.2 а). Струя жидкости или газа, подаваемая под давлением  $p_0$  к соплу питания **2**, вытекает из него и попадает в соосно расположенный с ним приемный канал **4**, формируя выходной сигнал  $p_{el}$ . Если в канал управления **1** подавать управляющий сигнал  $p_y$ , то под действием этой струи основной поток из сопла питания отклонится, в результате чего давление на выходе  $p_{el}$  уменьшится (рис. 8.2 б, кривая **1**).

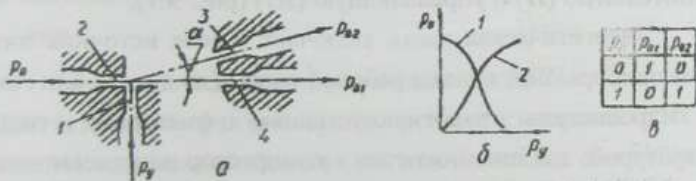


Рисунок 8.2 - Струйный элемент с одним входом

Одновременно с этим увеличится давление  $p_{e2}$  (кривая 2). Таким образом, рассматриваемый струйный элемент выполняет роль струйного усилителя с одним входом. Если подавать дискретный сигнал управления  $p_y$ , то струя будет скачкообразно перебрасываться из канала 4 в канал 3. При этом на канале 4 реализуется операция *НЕ*, а на канале 3 операция *ДА* (рис. 8.2 в).

## 9 ДИСКРЕТНЫЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ И ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ

### 9.1 Структура дискретных систем управления

Технологические процессы, автоматизируемые с помощью гидравлических приводов, представляют собой последовательность операций, в соответствии с которой срабатывают исполнительные органы машины. Функции управления работой исполнительных органов выполняют системы управления (*СУ*), которые могут быть аналоговыми и дискретными. Такое деление *СУ* достаточно условно, так как в аналоговых *СУ* возможно использование дискретных устройств и наоборот.

В структуре дискретных систем управления (*ДСУ*) можно выделить три основные части: энергетическую (*I*), исполнительную (*II*) и управляющую (*III*) (рис. 9.1).

Энергетическая часть включает в себя источник питания и приборы подготовки рабочей среды (жидкости или газа), для гидросистемы - насосную установку с фильтрами и гидроаппаратурой, для пневмосистем - компрессор или пневмомагистраль с блоком подготовки воздуха, ресиверами и т.д. Испол-

нительную часть дискретной системы управления образуют гидравлические и пневматические двигатели дискретного действия, приводящие в действие рабочие органы машины или установки.

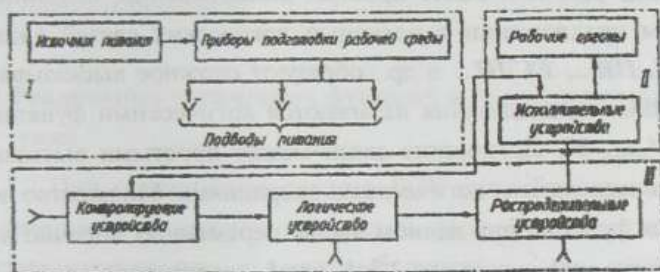


Рисунок 9.1 - Структурная схема дискретной системы управления

Основные элементы управляющей части - логическое устройство, контролирующее и распределительные устройства. Логическое устройство образуется набором связанных между собой логических элементов.

## 9.2 Математический аппарат дискретных систем управления

Математическим аппаратом синтеза ДСУ служит алгебра логики или булева алгебра, в частности, ее раздел "Исчисление высказываний". Алгебра логики позволяет свести операции с логическими заключениями к формальным действиям над символами, т.е. логическим рассуждениям, как математика —

к алгебраическим символам. Двухзначная алгебра изучает связи между высказываниями, которые могут принимать одно из двух значений - быть истинным или ложным. Истинность обозначают символом "1", ложность "0". Простые высказывания при этом называют логическими переменными  $X_1, X_2, \dots, X_n$ . Два или более простых высказываний, связанных в одном предложении с помощью логических связей типа **И**, **ИЛИ**, **НИ...**, **ЕСЛИ...** и др., образуют сложное высказывание. Сложные высказывания называются логическими функциями  $Y_1, Y_2, \dots, Y_n$ . Логические связи между простыми высказываниями называются логическими операциями. Множество логических функций при данном числе переменных конечно и может быть определено как  $2^{2^n} = k$ , где  $k$  - количество возможных функций;  $n$  - число переменных.

$x$ $y$	0	1	Обозначение
$y_0$	0	0	$y_0 = 0$
$y_1$	0	1	$y_1 = x$
$y_2$	1	0	$y_2 = \bar{x}$
$y_3$	1	1	$y_3 = 1$

Рассмотрим функции одной переменной. Их количество -  $k = 2^{2^1} = 4$ . Функции  $y_0$  и  $y_3$  не изменяют своих значений при изменении переменной  $x$ . Они называются константа нуль и константа единица соответственно. Функция  $y_1$  всегда имеет то же значение, что и переменная  $x$ , т.е. повторяет ее значение. Она называется повторением, или функцией **ДА**. Функция  $y_2$  принимает значение 1 при  $x=0$  и значение 0 при  $x=1$ , т.е. она инверсна по отношению к переменной. Функция обозначается  $y_2 = \bar{x}$  (читается "не  $x$ ") и называется инверсией, отрицанием, или функцией **НЕ**. Каждую из четырех функций можно выра-

зять, используя символическую запись для двух функций.  $y_0 = \bar{0}$  и  $y_2 = \bar{x}$ . Остальные две функции могут быть записаны так:  $y_1 = \bar{y}_2 = \bar{x} = x$ ,  $y_1 = \bar{y}_0 = \bar{0} = x$ . Константа нуль и инверсия образуют достаточный и необходимый набор для функций одной переменной.

### 9.3 Реализация логических функций в гидропневмоавтоматике

При структурном синтезе ДСУ входные сигналы, поступающие в логическое устройство, рассматривают как логические переменные, а выходные сигналы - как логические функции. Логические зависимости между входными и выходными сигналами определяют в виде уравнений, для записи которых обычно используют функциональный набор: **И**, **ИЛИ**, **НЕ**. Элементы, реализующие логические операции, логические операторы, условно обозначают как показано на рис. 9.2 а-г.

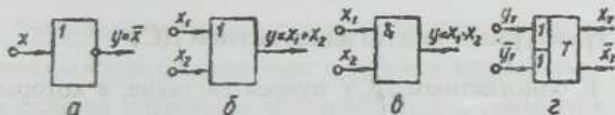
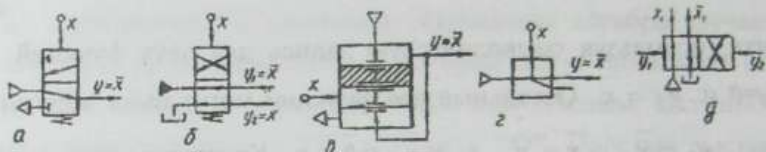


Рисунок 9.2 - Обозначение основных логических операторов на структурных схемах: а - НЕ; б - ИЛИ; в - И; г - "память"

Для построения принципиальной схемы прежде всего выбирают тип аппаратуры, выполняющей логические функции.





**Рисунок 9.3** - Реализация логических функций средствами гидропневмоавтоматики, а-г инверсии (НЕ): а - на пневмораспределителе; б - на гидрораспределителе; в - на мембранном элементе УСЭПА; г - на струйном элементе; д - элемент "память" (триггер) на гидрораспределителе

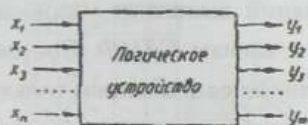
Гидравлические и пневматические логические элементы универсальны, т.е. позволяют выполнять несколько логических операций. Примеры реализации логических функций средствами гидропневмоавтоматики приведены на рис. 9.3.

## 10 СТРУКТУРНЫЙ СИНТЕЗ ДИСКРЕТНЫХ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ

### 10.1 Структурный синтез одноконтурной ДСУ

К одноконтурным ДСУ относятся такие, в которых комбинации выходных сигналов управляющей части определяются только состоянием входных сигналов в данный момент времени и не зависят от предыдущих состояний входов и выходов. По этой причине одноконтурные системы называют "автоматами без памяти". Например, контрольно-сортировочные автоматы, адресные устройства и т.д. Логическую часть одноконтурной

ДСУ можно представить в виде логического многополюсника, на входы которого подаются сигналы  $x_1, x_2, \dots, x_n$ , а на выходах образуются сигналы  $y_1, \dots, y_m$  (рис. 10.1). При этом может быть  $n > m$ ,  $n < m$  или  $n = m$ . Задача структурного синтеза ДСУ — определить логические связи между входными и выходными сигналами и реализовать их средствами гидропневмоавтоматики.



Условия работы одноктактной ДСУ задают в виде таблицы состояний, где записывают значения каждого выходного сигнала

Рисунок 10.1 - Логический многополюсник одноктактной ДСУ

при всех возможных комбинациях входных. Состояние входов, при котором входной сигнал действителен, т.е. равен "1", называется обязательным для данного выхода.

Состояние входов, при котором выходной сигнал логичен, т.е. равен "0", называется запрещенным. Состояние входов, при котором значение данного выхода не играет роли и может быть любым из двух возможных, называется условным. Условные состояния отмечают в таблице прочерками. Условные состояния позволяют минимизировать уравнения выходных сигналов, упростить структуру ДСУ и количество логических элементов в схеме.

Используя таблицу состояний для каждого выходного сигнала, можно составить уравнение, устанавливающее его зависимость от входных сигналов в виде совершенной дизъюнктивной нормальной формы (СДНФ) или совершенной конъюнктивной нормальной формы (СКНФ).

конъюнктивной нормальной формы (СКНФ).

## 10.2 Табличный метод минимизации логических уравнений

Уравнения в *СДНФ* и *СКНФ* обычно избыточны и требуют минимизации. В простых случаях используют для минимизации преобразование уравнений, в более сложных случаях - табличный метод. Сущность табличного метода состоит в том, что путем анализа в таблице состояний выявляют условные состояния, соседние по отношению к членам *СДНФ*. Состояние считается соседним, если оно отличается значением только одной переменной. Рассмотрим пример. Сортировочный автомат рассортировывает цилиндрические ролики, которые контролируются датчиками по диаметру и по длине (сигналы  $x_1$  и  $x_2$ ). Если  $x_1=1, x_2=1$ , то деталь годная по обоим размерам, если  $x_1=0, x_2=0$  - это брак по обоим размерам. В пункте контроля деталь скатывается по наклонной плоскости с приемными люками, открываемыми индивидуальным пневмоцилиндром. В люк 1 должны попадать годные детали, в люк 2 - брак по диаметру, в люк 3 - брак по длине, в люк 4 - брак по длине и диаметру. Если при контроле детали открывается соответствующий ее годности люк, то все другие люки, расположенные до него, должны быть закрыты, а расположенные после него могут быть открыты или закрыты. Эти условия даны в таблице состояний. Составим уравнения выходных сигналов в виде *СДНФ*:

$$y_1 = x_1 \cdot x_2, y_2 = \bar{x}_1 \cdot x_2, y_3 = x_1 \cdot \bar{x}_2, y_4 = \bar{x}_1 \cdot \bar{x}_2$$

По этим уравнениям можно строить структурную схему *ДСУ*, в которой будет два оператора *НЕ* и четыре оператора *И*.

Минимизируем найденные уравнения. Первое из них упростить невозможно, т. к. для  $y_1$  нет условных состояний. Для  $y_2$  есть одно условное состояние ( $x_1=1, x_2=1$ ). Тогда

$$y_1 = \bar{x}_1 \cdot x_2 = \bar{x}_1 x_2 + x_1 x_2 = (\bar{x}_1 + x_1) x_2 = x_2.$$

$x_1$	0	1	0	1
$x_2$	0	0	1	1
$y_1$	0	0	0	1
$y_2$	0	0	1	-
$y_3$	0	1	-	-
$y_4$	1	-	-	-

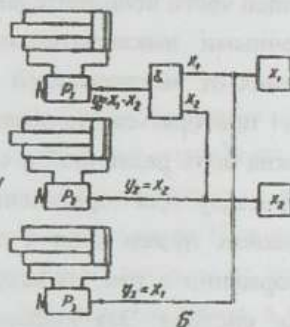
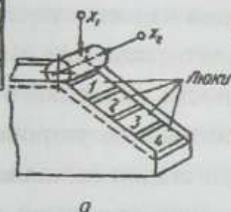


Рисунок 10.2 - Сортировочный автомат: а - пункт контроля, б - структурная схема ДСУ

Для  $y_3$  есть два условных состояния, но первое из них ( $x_1=0, x_2=1$ ) не является соседним с обязательным ( $x_1=1, x_2=0$ ) и не может быть использовано для минимизации.

Второе условное состояние ( $x_1=1, x_2=1$ ) можно использовать для склеивания:

$$y_3 = x_1 \cdot \bar{x}_2 = x_1 \cdot \bar{x}_2 + x_1 \cdot x_2 = x_1 (\bar{x}_2 + x_2) = x_1.$$

Для  $y_4$  имеются только обязательное и условное состояния.

Окончательно имеем  $y_1 = x_1 \cdot x_2, y_2 = x_2, y_3 = x_1$ .

ДСУ реализуется одним оператором И (рис. 10.2 б).

### 10.3 Структурный синтез многотактной ДСУ

В большинстве случаев гидравлические и пневматические ДСУ многотактные, т.е. они работают по замкнутому циклу, такт за тактом, с заданной последовательностью движений исполнительных устройств. Выполнение команд управляющей части исполнительными устройствами контролируется конечными выключателями. Комбинации сигналов, поступающих от выключателей на входы логического устройства, могут повторяться, но реакция на них логического устройства должна быть различной и соответствовать запрограммированному циклу. Для определенности логического решения в таких ситуациях нужен ввод в логическое устройство добавочной информации о том, на какой стадии выполнения цикла находится система. Эта информация поступает в виде дополнительных входных сигналов от запоминающих устройств - триггеров. Для управления триггерами (их включением и выключением на определенных этапах цикла) с выходов логического устройства подаются дополнительные выходные сигналы. Структуру управляющей части ДСУ упрощенно можно представить в виде логического многополюсника, для которого триггеры образуют обратные связи рис. 10.3 а). Поэтому многотактные ДСУ называют автоматами "с памятью". Большинство методов структурного синтеза многотактных ДСУ базируется на приведении логического многополюсника к однотактному эквиваленту многотактной ДСУ (рис. 10.3 б).

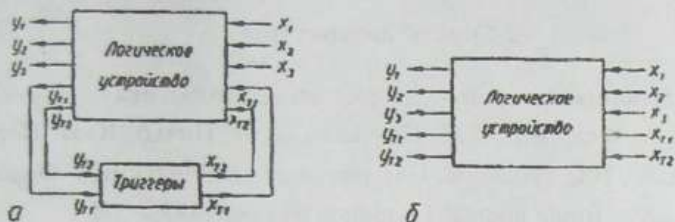


Рисунок 10.3 - Многотактное ДСУ

Для этого предварительно определяют требуемое число триггеров, затем условно разрывают обратные связи и по аналогии с одноктактными ДСУ устанавливают логические зависимости между входными и выходными сигналами. При этом в качестве входных рассматривают не только сигналы от конечных выключателей, но и выходные сигналы триггеров, а в качестве выходных - сигналы управления исполнительными устройствами и триггерами.

## Список литературы

1. Гидроприводы и гидропневмоавтоматика станков / В.А. Федоренко, М.Н. Педченко, А.Ф. Пичко, Ю.В. Пересадыко, В.С. Лысенко; Под ред. д-ра техн. наук В.А. Федоренко - К.: "Вища школа" Головное изд-во, 1987. - 375 с.
2. Свешников В.К., Усов А.А. Станочные гидроприводы: Справочник. - М.: Машиностроение, 1982. - 464 с.
3. Пневматические устройства и системы в машиностроении: Справочник / Е.В. Герц, А.И. Кудрявцев, О.В. Ложкин и др.; Под общ. ред. Е.В. Герца. - М.: Машиностроение, 1981. - 408 с.

