

Министерство образования Республики Беларусь
БЕЛОРУССКАЯ ГОСУДАРСТВЕННАЯ ПОЛИТЕХНИЧЕСКАЯ АКАДЕМИЯ

Кафедра "Гидропневмоавтоматика и гидропневмопривод"

В.П. Автушко
П.Н. Кишкевич
М.И. Жилевич

ДИСКРЕТНЫЕ ГИДРОПРИВОДЫ

Учебно-методическое пособие
для студентов специальности Т.05.11-
"Гидропневмосистемы транспортных и
технологических машин"

В 2-х частях

Часть 1
ПРИНЦИПЫ ПОСТРОЕНИЯ И ОБЛАСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ

М и н с к 2000

Министерство образования Республики Беларусь

БЕЛОРУССКАЯ ГОСУДАРСТВЕННАЯ ПОЛИТЕХНИЧЕСКАЯ АКАДЕМИЯ

Кафедра "Гидропневмоавтоматика и гидропневмопривод"

В.П. Автушко
П.Н. Кишкевич
М.И. Жилевич

ДИСКРЕТНЫЕ ГИДРОПРИВОДЫ

Учебно-методическое пособие
для студентов специальности Т.05.11-
"Гидропневмосистемы транспортных и
технологических машин"

В 2-х частях

Часть 1

ПРИНЦИПЫ ПОСТРОЕНИЯ И ОБЛАСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ

М и н с к 2000

УДК (62-82+62-85).001.63

Автушко В.П., Кишкевич П.Н., Жилевич М.И. Дискретные гидроприводы: Учеб.-метод. пособие для студентов специальности Т.05.11-"Гидропневмосистемы транспортных и технологических машин". В 2 ч. - Мн.: БГПА, 2000.- ч.1: Принципы построения и область применения.-78 с.

Учебно-методическое пособие состоит из двух частей. В первой части пособия представлены структура гидропривода с шаговыми гидродвигателями, новые типы шаговых гидродвигателей, логический синтез гидрокоммутаторов, особенности конструирования, изготовления и испытания шаговых гидроприводов. Во второй части изложены особенности проектировочного и энергетического расчетов дискретных гидроприводов, приведен динамический расчет дискретных гидроприводов.

Рецензент: И.М.Флерко

©Автушко В.П., Кишкевич П.Н.,
Жилевич М.И., 2000

В в е д е н и е

Эффективным средством комплексной механизации и автоматизации вспомогательных операций в машиностроении (подъемно-транспортных, погрузочно-разгрузочных и установочных) являются гидроприводы и гидроавтоматика.

Одной из распространенных технических задач, возникающих при автоматизации производства, является позиционирование механизмов и рабочих органов машин и оборудования с заданной точностью. Накопленный к настоящему времени опыт позволяет сделать вывод о том, что при значительной нагрузке и ограниченном числе позиций рабочих органов машин наиболее простыми и надежными средствами позиционирования являются во многих случаях дискретные гидроприводы с шаговыми гидродвигателями. Они позволяют отрабатывать релейные или импульсные управляющие сигналы от любых дискретных задающих устройств, вплоть до ЭВМ, и обеспечивают при этом позиционирование механизмов с высокой точностью при практически неограниченной нагрузке.

Основной особенностью рассматриваемых в пособии дискретных гидроприводов является наличие шагового гидродвигателя, выходное звено которого выполняет шаговое движение при циклическом переключении исполнительных гидролиний и удерживается в фиксированном положении при неизменном состоянии исполнительных гидролиний.

Учебно-методическое пособие состоит из двух частей.

В части 1 на основании обобщения литературных и патентных данных, а также опыта конструирования шаговых гидродвигателей изложен материал о принципах построения и эффективности применения дискретных гидроприводов. Приведены основные типы шаговых гидродвигателей и дана их оценка. Изложен новый принцип построения шаговых гидродвигателей на базе гидродвигателей общепромышленного назначения путем присоединения к ним специальной приставки - шагового распределителя. Приведены типовые схемы управляющих блоков дискретных гидроприводов.

В части 2 будут изложены порядок расчета основных параметров дискретных гидроприводов и особенности энергетического расчета шаговых гидроприводов, приведены расчеты движения шагового гидропривода при отработке серии шагов с оценкой быстродействия шаговых гидроприводов (ШГП), даны примеры расчета ШГП.

В целом пособие предназначено для закрепления и углубления знаний по курсам "Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов" и "Специальные вопросы ГПС", изучаемых студентами специальности Т.05.11- "Гидропневмосистемы транспортных и технологических машин". Пособие может быть использовано и студентами других специальностей при разработке курсовых и

дипломных проектов, связанных с созданием гидрофицированных машин или средств механизации производственных процессов.

В пособии приняты следующие сокращения: ДГП - дискретный гидропривод; ШГП - шаговый гидропривод; ШГД - шаговый гидродвигатель; ШГМ - шаговый гидромотор; ШГЦ - шаговый гидроцилиндр; ШР - шаговый распределитель; ГК - гидрокоммутатор; ЛБ - логический блок; НГЛ - напорная гидролиния; СГЛ - сливная гидролиния; ИГЛ - исполнительная гидролиния; ПГЛ - подводная гидролиния; ОГЛ - отводная гидролиния.

1. ДИСКРЕТНЫЕ ПОЗИЦИОНЕРЫ, ОБЛАСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ И ПРИНЦИПЫ ПОСТРОЕНИЯ

Широко распространенной технической задачей, возникающей при комплексной механизации и автоматизации производственных и транспортных процессов, является обеспечение позиционирования рабочих органов машин, т.е. осуществление движения с заданным быстродействием, останов с требуемой точностью и фиксация механизмов при наличии внешней нагрузки. Такая задача возникает при программном управлении станками и технологическим оборудованием, при дистанционном воздействии на органы управления транспортных машин, судов и летательных аппаратов, при дистанционном и автоматическом регулировании химических, тепловых и ядерных процессов, при автоматизации подъемно-транспортных, погрузочно-разгрузочных и технологических операций посредством роботов и автоматических манипуляторов и во многих других случаях.

Для решения задачи позиционирования рабочих органов машин и механизмов применяются два существенно отличающихся типа приводов: следящие с двигателями непрерывного действия и дискретные с шаговыми двигателями. Функциональное и структурное различие названных приводов видно из краткого перечня свойств, приведенных в табл. 1.

В тех случаях, когда кроме позиционирования механизма требуется его плавное движение в широком диапазоне скоростей, преимущество следящих приводов неоспоримо. Но в тех случаях, когда главным функциональным назначением привода является позиционирование, дискретные приводы с шаговыми двигателями имеют существенное структурное преимущество благодаря отсутствию сложных и дорогостоящих элементов обратных связей и корректирующих цепей. Кроме того, благодаря дискретному способу управления такими приводами, возможна их непосредственная стыковка с цифровыми управляющими устройствами, к которым относятся микропроцессоры и ЭВМ. Все это обеспечивает при ограниченном числе позиций и допустимом дискретном движении рабочего органа машины экономическую эффективность применения дискретных приводов и надежность их в эксплуатации.

Таблица 1

Приводы	Характер входных сигналов	Движение выходного звена	Наличие обратных связей и корректирующих цепей	Разрешающая способность позиционирования
Следящие	Непрерывные с переменным модулем	Непрерывное, в основном с плавно изменяющейся скоростью	Обязательны для позиционирования и качества переходного процесса	Зависит от коэффициента усиления и датчиков обратной связи
Дискретные	Релейные или импульсные с постоянным модулем	В основном старто-стопное, на некоторых режимах непрерывное	В большинстве случаев не требуется	Зависит от величины шага двигателя

Известно большое число конструкций дискретных гидро- и пневмоприводов. Среди них можно выделить дозаторные гидроприводы, объемные приводы с многопоршневыми двигателями, гидроприводы с многоканальными (многодырочными) двигателями, шаговые гидро- и пневмоприводы с механической редукцией шага и шаговые гидроприводы с гидравлической редукцией шага. Познакомимся с принципами действия названных дискретных приводов и сравним их основные свойства.

Наиболее простой по устройству дискретный гидропривод дозаторного типа (рис. 1). Он обеспечивает дискретное движение вперед и позиционирование выходного звена (штока) при релейном электрическом управлении тактовым распределителем (ТР). Возвратное движение непрерывное и выполняется при включении реверсивного распределителя (РР) до упора. После каждого включения и выключения электромагнита тактового распределителя шток с поршнем благодаря дозирующему цилиндру (ДЦ) перемещается вперед на определенную величину Δl_e . При неизменном состоянии тактового распределителя выходное звено удерживается в заданной позиции в результате постоянного давления в поршневой полости гидроцилиндра (ГЦ) и запирания жидкости в штоковой полости, исполнительной гидролинии и камере дозирующего цилиндра.

Для уяснения принципа действия дозаторного гидропривода и оценки точности позиционирования составим упрощенное математическое описание изменения координаты выходного звена при позиционировании гидроцилиндра:

$$y_d = y_T n_y + \Delta y_d; \quad y_T = F_o l_o / (\sigma_d q_d) \quad (1)$$

где y_d - координата выходного звена гидроцилиндра; y_T - идеальное перемещение выходного звена в пределах одного управляющего такта; n_y - число отработанных управляющих тактов; Δy_d - ошибка позиционирования выходного звена гидроцилиндра; F_o и l_o - площадь и ход поршня дозирующего цилиндра; q_d - эффективная площадь поршня; σ_d - соотношение площадей поршня в полостях гидроцилиндра.

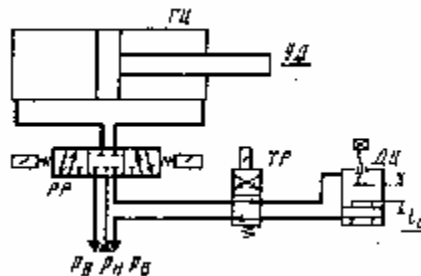


Рис. 1. Схема дискретного гидропривода дозаторного типа

Величина n_y соответствует числу включений и выключений тактового распределителя. Ошибка позиционирования зависит от сжимаемости и утечек рабочей среды в штоковой полости гидроцилиндра. Для оценки ошибки позиционирования приемлемы формулы:

$$p_c = p_n / \sigma_d - H_c / (\sigma_d q_d \eta_{д.м});$$

$$Dy_{д1} = \frac{p_c - p_{ат}}{s_d q_d} \left(\frac{V_{ж}}{E_{ж}} + \frac{V_y}{E_y} \right) + \frac{V_{ат}}{s_d q_d} \left[1 - \left(\frac{p_{ат}}{p_c} \right)^{1/n} \right]; \quad (2)$$

$$y_{д2} = \frac{p_c - p_{ат}}{p_{ном} - p_{ат}} + \frac{Q_{у.ном} t_{поз}}{s_d q_d}; \quad Dy_{д} = Dy_{д1} + Dy_{д2},$$

где p_c и p_n - давление в штоковой и поршневой полостях гидроцилиндра;
 H_c - внешняя статическая нагрузка на выходное звено;
 $\eta_{д.м}$ - механический КПД гидроцилиндра;
 $p_{ат}$ - атмосферное давление;
 $V_{ж}$, V_y и $V_{ат}$ - объемы жидкости, упругих стенок и воздуха при атмосферном давлении в штоковой полости, исполнительной гидролинии и дозирующем цилиндре;
 $E_{ж}$ - модуль упругости жидкости;
 E_y - приведенный модуль упругости стенок;
 n - показатель политропического процесса сжатия газов;
 $p_{ном}$ - номинальное давление жидкости;
 $Q_{у.ном}$ - номинальные утечки жидкости из штоковой полости гидроцилиндра, в двух гидрораспределителях и из полости дозирующего цилиндра;
 $t_{поз}$ - время позиционирования выходного звена.

Положительное свойство дозаторного гидропривода - возможность изменения однократного перемещения u_T посредством регулирования хода поршня дозатора. Основной недостаток - существенная ошибка $\Delta y_{д}$ позиционирования, причем она увеличивается с течением времени. Поэтому начальное положение выходного звена приходится систематически согласовывать путем непрерывного хода назад до упора. Гидроприводы дозаторного типа применяются при автоматизации сварочных работ.

Точность позиционирования гидро- и пневмоприводов с многопоршневыми двигателями не зависит от сжимаемости и утечек рабочей среды. Примерная схема многопоршневого объемного двигателя показана на рис. 2.

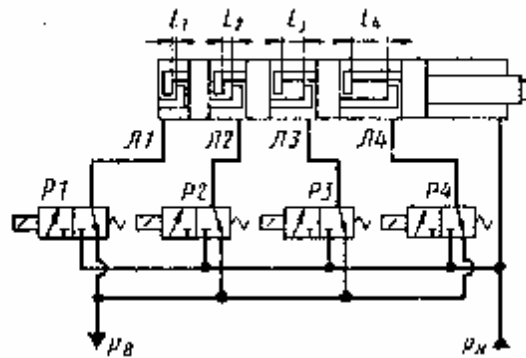


Рис. 2. Схема позиционного гидропривода с многопоршневым объемным двигателем

Дискретный двигатель имеет цилиндр, выходной шток и несколько поршней, связанных замковыми устройствами. Размеры замковых устройств выполнены такими, чтобы поршни могли перемещаться один относительно другого на величины $l_1=y_e$, $l_2=2y_e$, $l_3=4y_e$, $l_4=8y_e$ и так далее, где y_e - единичное перемещение выходного звена. Полости между поршнями образуют рабочие камеры линейного двигателя, которые соединены исполнительными линиями Л1-Л4 с управляющими распределителями Р1-Р4. Штоковая полость с половинной эффективной площадью постоянно соединена с напорной линией. Распределители Р1-Р4 с электрическим управлением в заданной последовательности соединяют исполнительные линии Л1-Л4 и рабочие камеры двигателя с напорной или сливной магистральными линиями.

Координату выходного звена многопоршневого двигателя можно выразить с помощью двоичного кода:

$$\alpha_k = \begin{cases} 1 & \text{при Н;} \\ 0 & \text{при С;} \end{cases}$$

$$Z = \sum_{k=1}^N a_k 2^{k-1}; \quad (3)$$

$$y_d = Zy_0 \pm \Delta y_d,$$

где a_k - значение цифры двоичного кода, зависящее от состояния исполнительной линии;

Н и С - условное обозначение соединения с напорной и сливной (выхлопной) магистральными линиями;

Z - число, заданное управляющими сигналами;

N - число разрядов двоичного кода, соответствующее числу исполнительных линий или поршней;

k - номер разряда двоичного кода, соответствующий номеру исполнительной линии.

Чтобы установить выходное звено многопоршневого двигателя (см. рис. 2) в позицию

$$y_d = 10y_e \pm \Delta y_d,$$

нужно включить электромагниты P2 и P4. При этом исполнительные линии Л2 и Л4 соединяются с напорной, а Л1 и Л3 останутся соединенными со сливной. Перемещение выходного звена будет соответствовать сумме перемещений поршней:

$$y_d = l_2 + l_4 \pm \Delta y_d = 2y_e + 8y_e \pm \Delta y_d = 10y_e \pm \Delta y_d$$

Согласно формуле (3) число

$$Z = 0 \cdot 2^0 + 1 \cdot 2 + 0 \cdot 2^2 + 1 \cdot 2^3 = 2 + 8 = 10.$$

Общее число дискретных положений выходного звена многопоршневого двигателя зависит от числа N поршней или исполнительных линий с распределителями и равно соответственно 2^N . Ошибка позиционирования Δy_d зависит от точности изготовления деталей замковых устройств и составляет $\Delta y_d = \pm (0,05 \dots 0,2)$ мм.

Известны линейные и поворотные гидравлические и пневматические многопоршневые или многополостные двигатели. Высокая точность позиционирования и возможность управления в двоичном коде - преимущество рассматриваемых позиционеров. К числу недостатков относятся значительные габаритные размеры и сложность конструкции многопоршневого двигателя. Кроме того, в некоторых случаях возникает неуправляемое движение выходного звена в период переключения двигателя из одной позиции в другую. Это связано с различным объемом камер между поршнями в цилиндре, которые заполняются и опорожняются неодинаковое время. Многопоршневые двигатели применяют в различных дискретных управляющих устройствах.

Многоканальный (многодырочный) гидродвигатель имеет один поршень и обычные для гидроцилиндра габаритные размеры (рис. 3). В стенке цилиндра выполнены отверстия, которые соединены исполнительными линиями Л1-Л5 с распределителями P1-P5. Число отверстий соответствует числу позиций выходного звена (штока). Обе полости гидроцилиндра соединены

через линии Л6 и Л7 и магистральные дроссели Д1, Д2 с напорной гидролинией. Положение (позиция) поршня со штоком зависит от номера отверстия, соединенного в рассматриваемый момент времени посредством распределителя со сливной гидролинией. Так как в соединенной со сливом полости гидроцилиндра давление снижается, то поршень со штоком перемещается в сторону указанного отверстия. Равновесие сил, действующих на поршень, наступит в момент, когда его поясок перекроет соединенное со сливом отверстие.

Чтобы оценить свойства позиционного гидропривода с многоканальным двигателем, воспользуемся следующими упрощенными зависимостями (без учета сопротивления гидролиний и гидрораспределителей) для координаты y_d выходного звена, предельной скорости $v_{п}$ движения поршня и непроизводительного расхода $Q_{сл}$ жидкости на слив в процессе движения поршня:

$$y_d = n_0 y_e - \Delta y_d; \quad v_{п} = \frac{a_d}{q_d} \sqrt{p_H - H_c / (q_d h_{д.м}) - p_B};$$

$$Q_{сл} = \alpha_d \sqrt{p_H - p_B}, \quad (4)$$

где n_0 - порядковый номер отверстия, соединенного со сливом;
 y_e - единичное перемещение выходного звена;
 α_d - проводимость магистрального дросселя;
 p_H и p_B - давление жидкости в напорной и сливной гидролиниях.

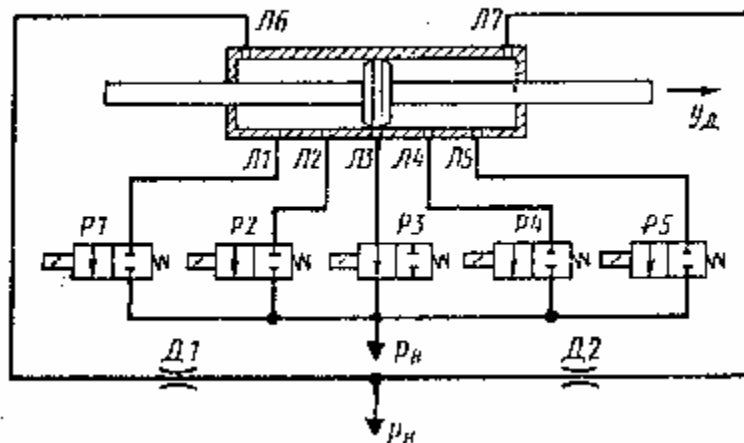


Рис. 3. Схема позиционного гидропривода с многоканальным гидродвигателем

Анализ приведенных зависимостей показывает, что магистральные дроссели отрицательно влияют на быстродействие позиционного гидропривода и вызывают значительные потери энергии. С увеличением проводимости α_d возрастает расход $Q_{сл}$, а при уменьшении значения α_d снижается скорость v_{II} .

Ошибка Δu_d позиционирования зависит от формы и размеров пояска на поршне и отверстий на стенке цилиндра. Значение Δu_d приблизительно равно перекрытию пояском отверстия. Существенный недостаток позиционного гидропривода с многоканальным гидродвигателем - большое число распределителей с электрическим управлением. Так, чтобы обеспечить 20 позиций, привод с многоканальным гидродвигателем должен содержать 20 гидрораспределителей. Устранить этот недостаток удалось созданием шаговых гидро- и пневмодвигателей с цикловым управлением.

2. СТРУКТУРА ГИДРОПРИВОДОВ С ШАГОВЫМИ ГИДРОДВИГАТЕЛЯМИ

Дискретные гидроприводы (ДГП) с шаговыми гидродвигателями (ШГД) составляют новый класс объемных гидроприводов, функциональные свойства которых можно кратко охарактеризовать как способность устойчиво обрабатывать релейные и импульсные управляющие сигналы с высокой точностью позиционирования при любой практически встречающейся нагрузке. Главной особенностью рассматриваемого класса ДГП является наличие специального ШГД выходное звено обрабатывает определенное перемещение, названное шагом, при каждом переключении исполнительных гидролиний (ИГЛ) и удерживается в фиксированном положении при неизменном положении ИГЛ. Для отличия ДГП с ШГД от других типов ДГП (дозаторных, цифровых, комбинированных и др.) в дальнейшем в тексте используется термин "шаговый гидропривод". Основанием для принятия этого термина, а также термина "шаговый гидродвигатель" являются аналогии с известным термином "объемный гидропривод" и принятым в электротехнике термином "шаговый электродвигатель" или "шаговый двигатель".

Структуру шагового гидропривода (ШГП) в общем виде можно представить тремя составными частями (рис. 4) к которым относятся источник рабочей жидкости, управляющее устройство и шаговый гидродвигатель (или несколько шаговых гидродвигателей). Источником рабочей жидкости обычно служит насосная или аккумуляторная установка.

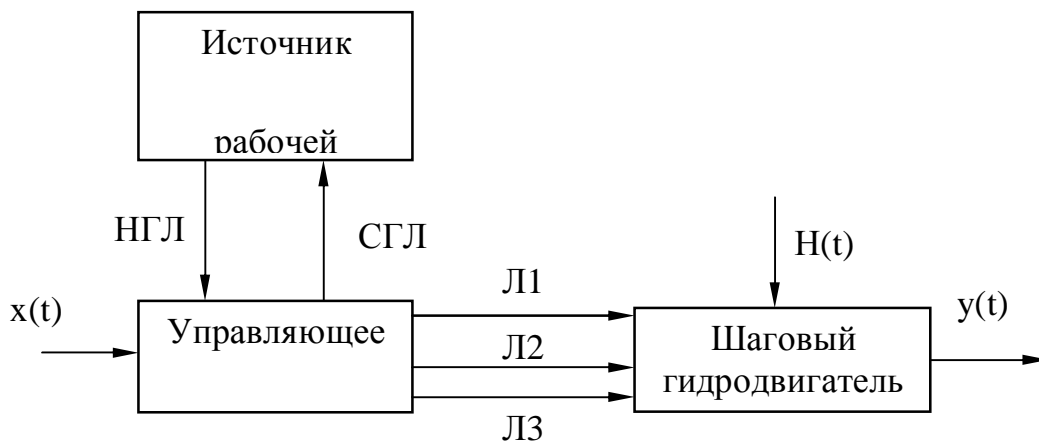


Рис. 4. Структурная схема шагового гидропривода

Напорная и сливная гидрролинии обозначены соответственно НГЛ и СГЛ. Управляющее устройство содержит преобразователи сигналов и гидрораспределители, которые осуществляют тактовое переключение ИГЛ, обозначенных Л1, Л2 и Л3. Основной отличительной частью ШГП, определяющей его функциональные свойства, является ШГД.

Примерные графики безразмерных величин входного а и выходного б сигналов показаны на рис. 5, где $\bar{x}(t)=x(t)/x_{\max}$, $\bar{y}(t)=y(t)/y_{\text{шаг}}$ и $\bar{t} = t/t_{\text{шаг}}$. Входные сигналы $x(t)$ по физической природе бывают механическими, электрическими, гидравлическими или пневматическими, а по форме - импульсными или релейными. Выходным сигналом ШГП $y(t)$ всегда является шаговое перемещение (угловое или линейное) выходного звена на величину $y_{\text{шаг}}$. При этом на выходном звене преодолевается определенная внешняя нагрузка $H(t)$. Числу и знаку выходных сигналов соответствует число шагов и направление движения выходного звена. Время отработки шага $t_{\text{шаг}}$ зависит от нагрузки и свойств ШГП. Важным свойством ШГП является также удержание выходного звена в фиксированном положении при неизменном состоянии ИГЛ (Л1, Л2 и Л3). Таким образом, ШГП осуществляют функцию позиционирования без применения главной обратной связи, обязательной, например, для следящих приводов, что значительно упрощает конструкцию приводов и во многих случаях снимает проблему обеспечения устойчивости.

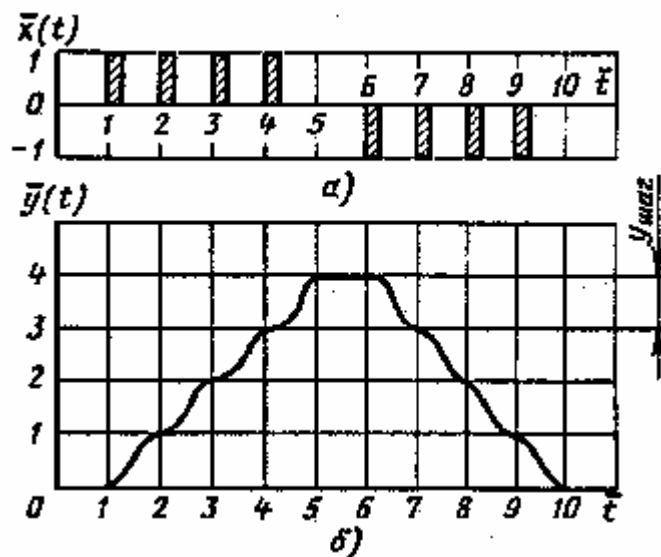


Рис. 5. Примерные графики входного и выходного сигналов шагового гидропривода

Для построения источников рабочей жидкости ШГП не требуется специальное гидрооборудование. Для них возможно применение серийно выпускаемых гидромашин и гидроаппаратов общепромышленного назначения. Однако специфичные условия работы ШГД приводят к необходимости подобрать и рекомендовать ряд вариантов схем насосных и аккумуляторных установок. Специфика работы ШГД состоит в резкопеременном расходе жидкости в процессе отработки шагов и в необходимости поддержания давления жидкости в напорной гидролинии (НГЛ) без ее значительного расхода в период фиксации выходного звена. Рекомендуемые варианты схем источников рабочей жидкости следующие: схема насосной установки с регулируемым по давлению насосом (рис. 6, а), схема двухнасосной установки с автоматом разгрузки основного насоса (рис. 6, б) и схема насосно-аккумуляторной установки с реле давления (рис. 6, в).

Приведенные на рис. 6, а- в схемы являются упрощенными. В каждом конкретном случае могут потребоваться дополнительные гидроаппараты и устройства. Применение указанных схем позволяет решить следующие технические задачи: обеспечить требуемый расход жидкости через ШГД при отработке шага, длительно поддерживать постоянное давление жидкости при фиксированном выходном звене ШГД и максимально снизить непроизводительный расход энергии, имеющий место вследствие переливания жидкости через напорный (предохранительный) клапан.

В установке, выполненной по схеме на рис. 6, а, автоматический регулятор обеспечивает при остановке ШГД в режиме фиксации выходного звена снижение производительности регулируемого насоса до величины, компенсирующей утечки в гидросистеме. При использовании двух нерегулируемых насосов (большой и малой производительности) по схеме на рис. 6, б в режиме фиксации выходного звена происходит повышение давления выше нормального, благодаря чему клапан разгружает основной насос (большой производительности), а дополнительный (малый) насос обеспечивает поддержание давления в гидросистеме. Схема установки по рис. 6, в предусматривает периодическое включение приводного двигателя и насоса посредством реле давления для подзарядки аккумулятора. Во всех трех схемах обеспечивается минимальный расход жидкости через предохранительные (переливные) клапаны, что важно с точки зрения КПД и теплового режима работы ШГП.

Выбор одной из трех схем зависит в каждом конкретном случае от типоразмеров гидрооборудования и производится путем прикидочной оценки таких показателей, как габариты, масса и ориентировочная стоимость источника рабочей жидкости в целом. Если попытаться оценить три приведенные схемы без учета конкретных условий применения, то можно отметить следующее.

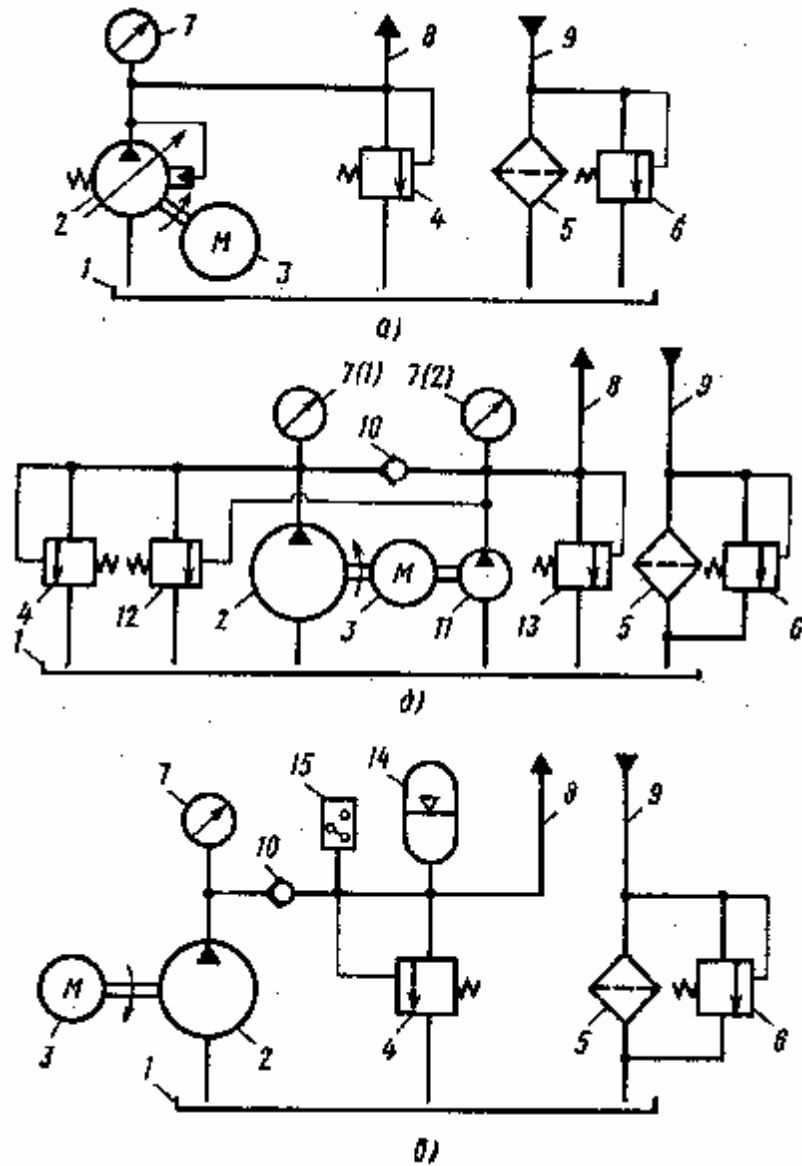


Рис. 6. Варианты схем источников рабочей жидкости шаговых гидроприводов:

1-гидробак; 2-основной насос; 3-приводной двигатель; 4-напорный (предохранительный) клапан; 5-фильтр; 6-предохранительный (перепускной) клапан; 7-манометр; 8-напорная гидролиния; 9-сливная гидролиния; 10-обратный клапан; 11-дополнительный насос; 12-клапан с внешним управлением; 13-предохранительный клапан; 14- пневмогидравлический аккумулятор; 15-электрическое реле давления

Схема на рис. 6, а с авторегулируемым насосом содержит наименьшее число гидроаппаратов, поэтому обеспечивает во многих случаях наименьшие габариты установки. Схема на рис. 6, б со сдвоенными нерегулируемыми насосами и автоматом нагрузки может обеспечить при номинальном давлении до 6 МПа наименьшую стоимость источника рабочей жидкости. Схема насосно-аккумуляторной установки на рис. 6, в является предпочтительной при условии периодической работы привода в машине и наличии относительно длительных пауз. Возможны также смешанные варианты приведенных схем.

Назначение управляющего устройства в ШГП состоит в осуществлении коммутации, т.е. тактового переключения ИГЛ в соответствии с входными управляющими сигналами. Поэтому оно названо гидрокоммутатором (ГК). Тактовое переключение ИГЛ представляет собой периодическое изменение их состояний, т.е. соединение с напорной гидролинией (НГЛ), со сливной гидролинией (СГЛ) и перекрытие посредством релейно действующих гидрораспределителей выходного каскада ГК. Функционально выходные каскады ГК характеризуются тремя основными показателями: состоянием ИГЛ, числом управляемых ИГЛ и числом тактов в цикле управления. Кроме того, общими показателями для гидрораспределителей всех типов являются номинальные величины давления и расхода жидкости. Для преобразования электрических и пневматических входных сигналов в механические и гидравлические в ГК предусматриваются соответственно электрогидравлические и пневмогидравлические преобразователи. Для преобразования входных числоимпульсных сигналов в релейно-цифровые (тактовые) необходимы логические блоки (ЛБ).

По функциональным свойствам ШГД имеют много общего с шаговыми электродвигателями (ШЭД), от которых и позаимствовано название шаговый. Управление ШЭД осуществляется тактовыми переключениями исполнительных электролиний (фаз). Управление ШГД также выполняется путем тактовых переключений ИГЛ. Число тактов в цикле составляет у ШЭД и ШГД различных типов от 2 до 8. После каждого тактового переключения электро- или гидролиний выходное звено шагового электро- или гидродвигателя перемещается на определенную величину $u_{\text{шаг}}$, названную шагом. Величина шага является постоянной и зависит от конструкции шагового двигателя. Наиболее распространены шаговые двигатели с величинами шагов $u_{\text{шаг}}=1,5...22,5^\circ$ и $u_{\text{шаг}}=1...100$ мм. Меньшие величины шагов получают обычно путем применения дополнительной механической передачи (редуктора).

Главным функциональным свойством ШГП является позиционирование рабочих органов машин в точном соответствии с числом входных дискретных сигналов (импульсных или релейных). Это свойство позволяет стыковать ШГП непосредственно с различными дискретными задающими устройствами - от простых командоаппаратов до ЭВМ - и успешно осуществлять таким об-

разом автоматизацию машин и технологического оборудования. Благодаря этому ШГП находят применение, в частности, в качестве дискретного сервопривода в системах дистанционного управления гидрофицированными механизмами машин (рис. 7, а), в качестве силового привода в дискретных программных системах машин (рис. 7, б) и в качестве группового привода в системах синхронизации рабочих органов машин (рис. 7, в).

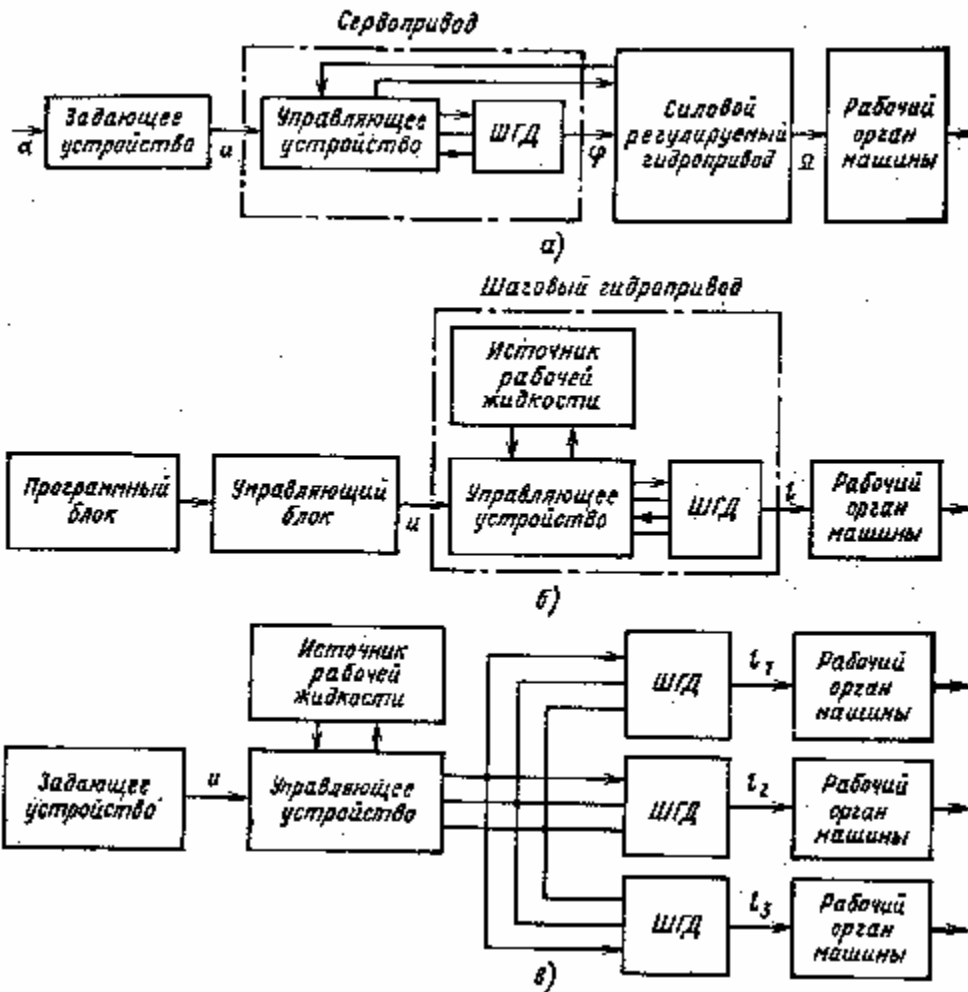


Рис. 7. Примерные структурные схемы систем, содержащих шаговые двигатели

Назначение отдельных частей указанных схем состоит в следующем. Задающее устройство или программный и управляющий блоки формируют дискретные (импульсные или релейные) управляющие сигналы в соответствии с заложенной программой или внешним воздействием α . ШГП, выполняя основную или вспомогательную роль в системе привода, преобразует дискретные сигналы (электрические, пневматические или гидравлические) в

непрерывный механический сигнал - перемещение φ , l или l_1 , l_2 и l_3 . Так реализуется позиционирование регулирующего органа гидропривода (см. рис. 7,а) или рабочего органа машины (рис. 7, б и в). Характерным свойством рассматриваемого процесса позиционирования механизмов и машин является неравномерность движения выходного звена ШГП (см. $\bar{y}(t)$ на рис. 5). Движение с постоянной скоростью имеет место только при предельной частоте обрабатываемого сигнала. В тех случаях, когда указанное свойство неприемлемо, возможно применение комбинированного гидропривода, переключаемого с непрерывного движения на шаговое и наоборот. Примеры применения ШГП приведены в п. 6.

3. ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ И РАЗНОВИДНОСТИ ШАГОВЫХ ГИДРОДВИГАТЕЛЕЙ

Из всех типов гидродвигателей шаговыми названы гидродвигатели, имеющие следующие функциональные свойства:

- 1) шаговое движение выходного звена выполняется при тактовом (циклическом) изменении состояний ИГЛ;
- 2) выходное звено удерживается в фиксированном положении при неизменном состоянии ИГЛ.

Эти свойства важны для осуществления часто встречающейся при автоматизации машин и оборудования технической задачи позиционирования рабочих органов. Для правильного понимания приведенной формулировки свойств ШГД уточним используемые термины. Под ИГЛ (исполнительными гидролиниями) подразумеваются гидролинии, соединяющие гидродвигатель с управляющими гидрораспределителями (Л1, Л2 и Л3 на рис. 4). К состояниям ИГЛ относятся соединения их посредством гидрораспределителей с напорной или сливной гидролиниями источника рабочей жидкости (НГЛ и СГЛ на рис. 4). В качестве третьего состояния может быть перекрытие (запирание) ИГЛ. Под тактом понимается временной период, в течение которого возникают и поддерживаются постоянными определенные состояния ИГЛ. Число тактов в цикле может быть два и более. Шагом названо перемещение выходного звена ШГД после смены такта. Номинальная величина шага зависит только от конструкции и размеров внутреннего механизма ШГД.

Перечисленные функциональные свойства ШГД обеспечиваются наличием особого вида силовой функции, под которой подразумевается зависимость силы (момента сил) на выходном звене от его перемещения.

Для уяснения силовой функции в статике на рис. 8, а показан в пределах двух шагов приближенный ее график в безразмерных координатах:

$$\bar{N}_{\text{инд}} = N_{\text{инд}} / N_{\text{max}} \quad \text{и} \quad \bar{y} = y / y_{\text{шаг}},$$

где $N_{\text{инд}}$ - индикаторная сила (момент сил) при нормальном давлении жидкости;

N_{max} - максимальное значение указанной силы (момента сил);

y - перемещение выходного звена (линейное или угловое);

$y_{\text{шаг}}$ - величина шага.

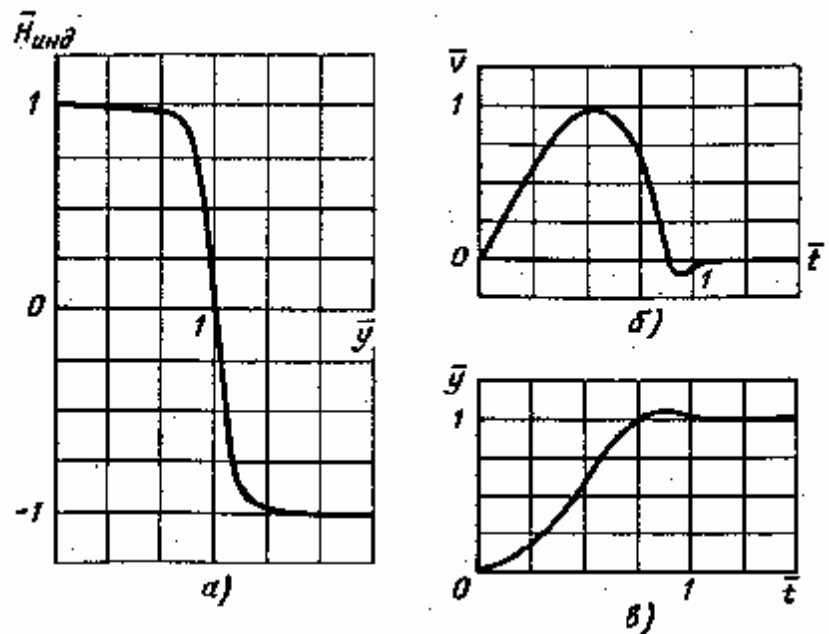


Рис. 8. Примерные графики силовой функции шагового гидродвигателя и движения выходного звена при отработке шага

Под индикаторной силой (моментом сил) понимается сила (момент сил) на выходном звене ШГД, образуемая статическим давлением жидкости в рабочих камерах и не учитывающая силы трения во внутреннем механизме. Отработка одного шага выходным звеном в первом такте происходит в зоне $0 \leq y < y_{\text{max}}$ при наибольшем значении силы (момента сил) на выходном звене ШГД. По мере приближения y к y_{max} и соответственно \bar{y} к 1 значение силы (момента сил) даже при постоянном давлении в рабочих камерах ШГД снижается до нуля, а при $y > y_{\text{шаг}}$ и $\bar{y} > 1$ сила (момент сил) на выходном звене

принимает обратное направление. Примерные графики скорости и перемещения выходного звена в одном такте показаны в безразмерных координатах на рис. 8, б и в. Здесь дополнительно обозначены

$$\bar{v} = v/v_{\max} \text{ и } \bar{t} = t/t_{\text{шаг}},$$

где v - скорость (линейная или угловая) выходного звена;
 v_{\max} - максимальное значение указанной скорости;
 t - текущее значение времени движения выходного звена;
 $t_{\text{шаг}}$ - время отработки шага.

Графики на рис. 8 показывают, что благодаря особому виду силовой функции ШГД осуществляет шаговое движение путем разгона и торможения выходного звена и удержание выходного звена в фиксированном положении посредством противодействия смещению от положения $y = y_{\text{шаг}}$ ($\bar{y} = 1$).

Для того чтобы при каждом последующем такте, т.е. при каждом последующем изменении состояния ИГЛ выходное звено совершало очередной шаг, необходимы дополнительные закономерности силовой функции, характеризующиеся периодичностью $u_{\text{пер}}$, равной произведению числа тактов в цикле $n_{\text{так}}$ на величину шага $y_{\text{шаг}}$:

$$u_{\text{пер}} = n_{\text{так}} y_{\text{шаг}} \quad (5)$$

и фазовым сдвигом $y_{\text{сдв}}$ на величину шага при смене тактов

$$y_{\text{сдв}} = (N_{\text{так}} - 1) y_{\text{шаг}}, \quad (6)$$

где $N_{\text{так}}$ - номер соответствующего такта.

Число тактов в цикле управления ШГД может быть два и более.

Для иллюстрации перечисленных закономерностей силовой функции ШГД на рис. 9, а-в показаны совмещенные индикаторные силовые функции двухтактного, трехтактного и четырехтактного ШГД. Каждая линия на графиках соответствует номеру такта (1 - 4).

Приведенные на рис. 8 и рис. 9 графики и пояснения к ним позволяют понять общие для всех типов ШГД свойства, которые обеспечивают успешное выполнение важной технической задачи - позиционирования рабочих органов машин с заданной точностью.

Конструктивные различия ШГД зависят от способов реализации силовой функции. В результате рассмотрения большого числа типов ШГД установлены два основных способа реализации силовой функции: механический (рис. 10, а) и гидравлический (рис. 10, б).

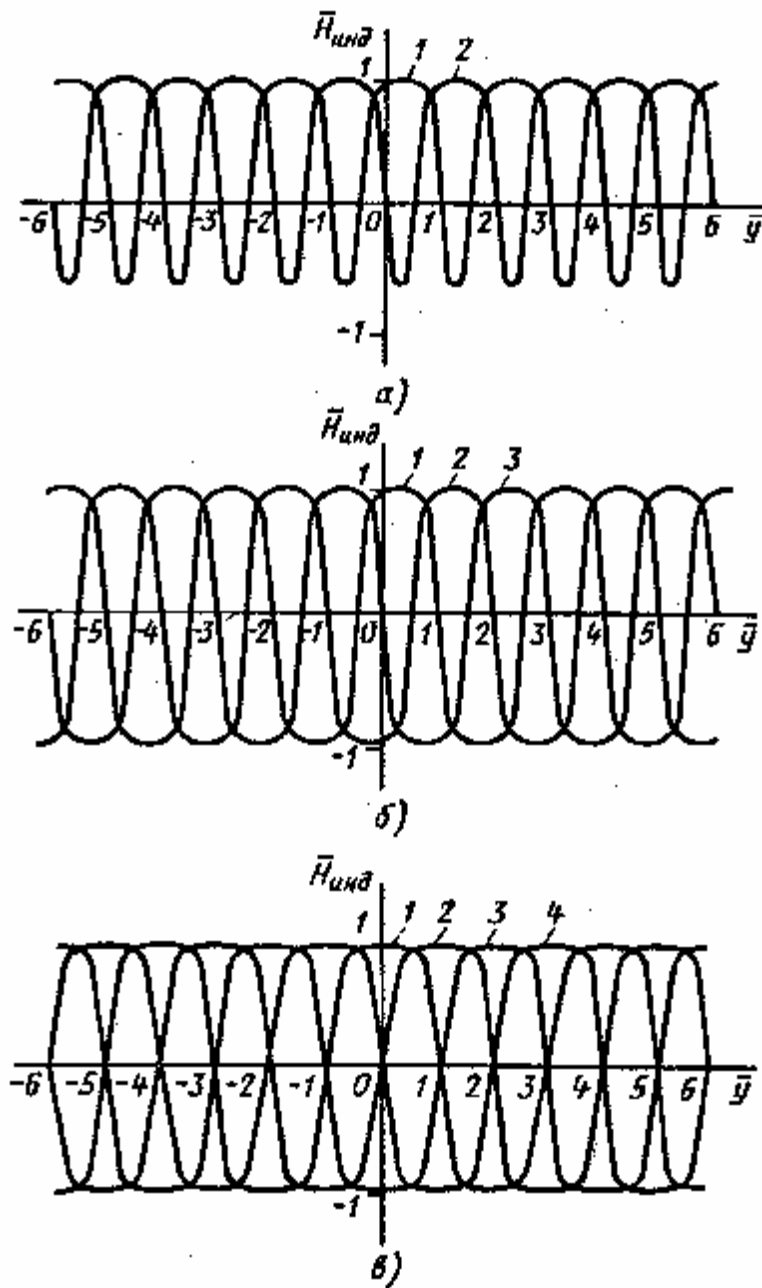


Рис. 9. Совмещенные силовые функции двухтактного (а), трехтактного (б) и четырехтактного (в) шаговых гидродвигателей

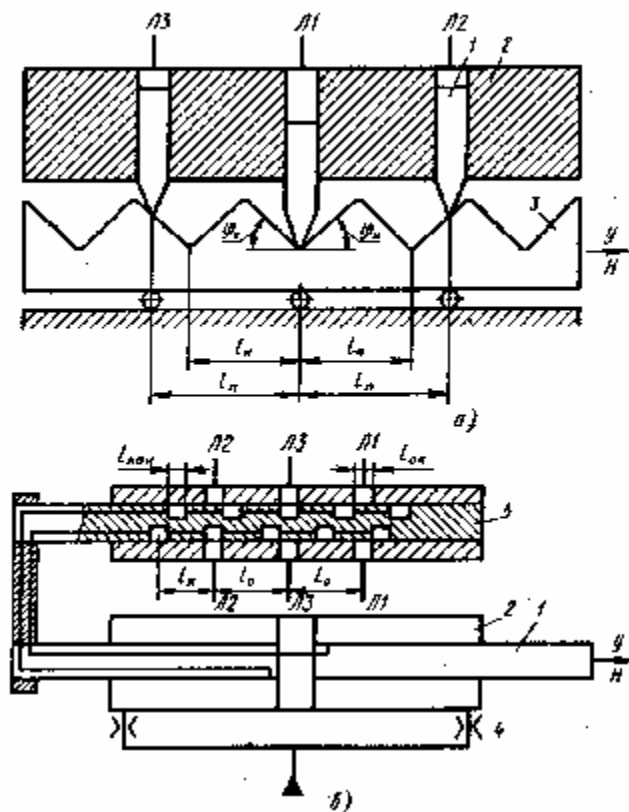


Рис. 10. Способы реализации силовой функции шагового гидродвигателя

Первый способ назван механическим потому, что обеспечение требуемой силовой функции осуществляется за счет механической силовой передачи. Поршни 1, расположенные в блоке цилиндров 2, взаимодействуют с кулачковым механизмом 3. Каждая поршневая камера (группа поршневых камер) соединена с одной из ИГЛ (Л1, Л2 или Л3). Шаг расположения кулачков l_k и расстояния между поршнями l_n принимают в определенной зависимости от величины шага $u_{\text{шаг}}$. Применительно к схеме на рис. 10, а

$$l_k = n_{\text{так}} u_{\text{шаг}} \text{ и } l_n = (n_{\text{так}} + 1) u_{\text{шаг}},$$

где $n_{\text{так}}$ - число тактов в цикле управления.

Требуемая совокупность состояний ИГЛ для трехтактного ШГД приведена в табл. 2, где буквами Н и С обозначены соединения ИГЛ соответственно с напорной и сливной гидролиниями.

Таблица 2

ИГЛ	Состояние ИГЛ в такте		
	1	2	3
Л1	Н	С	С
Л2	С	Н	С
Л3	С	С	Н

Как нетрудно проследить по схеме на рис. 10, а, в каждом такте, т.е. при каждом изменении состояний ИГЛ (Л1, Л2 и Л3), кулачковый механизм 3 под воздействием одного из поршней 1, находящегося в данном такте под давлением жидкости, будет перемещаться на величину шага $u_{\text{шаг}}$. В процессе перемещения кулачковый механизм подготавливает остальные поршни для воздействия при последующем соединении соответствующей рабочей камеры с напорной гидролинией. При обратном следовании тактов, т.е. при обратном состоянии ИГЛ, кулачковый механизм ШГД, соединенный с выходным звеном, будет совершать обратное шаговое движение. При неизменном состоянии ИГЛ механизм удерживается поршнем под давлением в фиксированном положении. График силовой функции близок к показанному на рис. 8, а. Максимальное значение индикаторной силы можно приближенно определить при отсутствии давления в сливной гидролинии по формуле

$$N_{\max} = F_{\text{п}} p_{\text{н}} \operatorname{tg} \varphi_{\text{к}}, \quad (7)$$

где $F_{\text{п}}$ - эффективная площадь поршня;
 $p_{\text{н}}$ - давление напорной гидролинии;
 $\varphi_{\text{к}}$ - угол подъема боковой поверхности кулачка.

Вместо блока цилиндров с поршнями может применяться блок струйных трубок. Схема кулачкового механизма остается неизменной. Максимальное значение индикаторной силы при этом приближенно равно

$$N_{\max} = \psi_{\text{с}} \beta_{\text{с}} \rho F_{\text{с}} u_{\text{с}}^2 \operatorname{tg} \varphi_{\text{к}}, \quad (8)$$

где $\psi_{\text{с}}$ - поправочный эмпирический коэффициент;
 $\beta_{\text{с}}$ - коэффициент неравномерности скоростей;
 ρ - плотность жидкости;
 $F_{\text{с}}$ - площадь сечения струи;
 $u_{\text{с}}$ - средняя скорость жидкости.

Второй способ реализации силовой функции в ШГД назван гидравлическим потому, что основывается на применении специального гидрораспределителя, названного шаговым распределителем (ШР). На рис. 10, б приведена упрощенная схема трехтактного ШГД, содержащего поршень со штоком 1,

гидроцилиндр 2, шаговый распределитель 3 и магистральные дроссели 4. Тактовое изменение состояний ИГЛ дано в табл. 3, где дополнительно обозначено П - перекрытие (запирание) гидролинии.

Таблица 3

ИГЛ	Состояние ИГЛ в такте		
	1	2	3
Л1	С	П	П
Л2	П	С	П
Л3	П	П	С

Размеры окон $l_{ок}$ и расстояния между ними во втулке l_0 , а также размеры канавок $l_{кан}$ и расстояния между ними на золотнике l_k принимают в определенной зависимости от величины шага $u_{шаг}$. Так, например, для схемы на рис. 10, б должно быть

$$l_{ок} = l_{кан} = u_{шаг} - \Delta; \quad l_k = n_{так} u_{шаг} \quad \text{и} \quad l_0 = (n_{так} + 1) u_{шаг},$$

где Δ - величина перекрытия.

Специальный распределитель 3, названный шаговым, обеспечивает отсчет шагов за счет соответствующего тактового соединения полостей гидроцилиндра 2 с ИГЛ (Л1, Л2 и Л3). Движение поршня со штоком начинается при подключении к сливу очередной ИГЛ, соединенной в данный момент гидрораспределителем 3 с полостью гидроцилиндра 2. В указанной полости за счет расхода жидкости через дроссель 4 в сливную гидролинию падает давление жидкости. Возникшая разница давлений в полостях гидроцилиндра 2 создает силу, движущую поршень со штоком 1. Так как шток соединен с золотником шагового распределителя 3, то после отработки величины шага $u_{шаг}$ сливное окно перекрывается и поршень со штоком 1 тормозится. Отсчитывая величину шага в текущем такте, ШР подготавливает соединение соответствующей гидролинии с полостью гидроцилиндра для осуществления следующего шага после переключения состояний ИГЛ в последующем такте. При неизменном состоянии ИГЛ дросселирующие кромки золотника ШР вместе с магистральными дросселями 4 образуют "гидравлический мост", который обеспечивает требуемый характер силовой функции, показанный на рис. 8, а. Максимальное значение индикаторной силы в статике можно определить по приближенной формуле

$$H_{max} = F_{п} p_n \frac{a_p^2}{a_d^2 + a_p^2},$$

где α_d - проводимость магистрального дросселя;

α_p - максимальная проводимость ШР.

Следует отметить, что для уменьшения (редукции) величины шага в ШГД, выполненном по схеме на рис. 10, а, необходимо уменьшить шаг кулачков l_k и соответственно увеличить число кулачков. Для уменьшения (редукции) величины шага в ШГД по схеме на рис. 10, б, необходимо уменьшить шаг канавок на золотнике гидрораспределителя l_k и соответственно увеличить их число.

В соответствии с рассмотренными двумя основными способами отсчета и редукции шагов предлагается разделить все типы ШГД на два основных класса: ШГД с механической редукцией шага и ШГД с гидравлической редукцией шага. По способу передачи энергии от жидкости к выходному звену различают струйные и объемные ШГД.

После рассмотрения общих принципов действия ШГД целесообразно провести анализ различных конструктивных вариантов с целью предварительной оценки их преимуществ и недостатков и поисков путей дальнейшего совершенствования.

Рассмотрим струйные ШГД. По принципу воздействия струй на передаточный механизм можно выделить активные и реактивные ШГД. По способу реализации требуемых закономерностей силовой функции известны следующие ШГД с механической и гидравлической редукцией шага.

Струйные ШГД с механической редукцией шага делятся на радиально-струйные и аксиально-струйные. По конструкции воспринимающего звена они бывают с фигурными выступами и с коническими впадинами.

На рис. 11 показан трехтактный радиально-струйный шаговый гидромотор с фигурными выступами. Требуемая силовая функция у этого гидромотора обеспечивается фигурными выступами (зубцами) на роторе 5 и взаимном расположении сопел 1, 2, 3 в статоре 4. Крутящий момент на роторе образуется воздействием струй на поверхности зубцов А и Б. Угловое расположение зубцов на роторе $\varphi_{зуб}$, а соответственно и период силовой функции равны

$$\varphi_{зуб} = 3\varphi_{шаг},$$

где $\varphi_{шаг}$ - величина шага на выходном звене б.

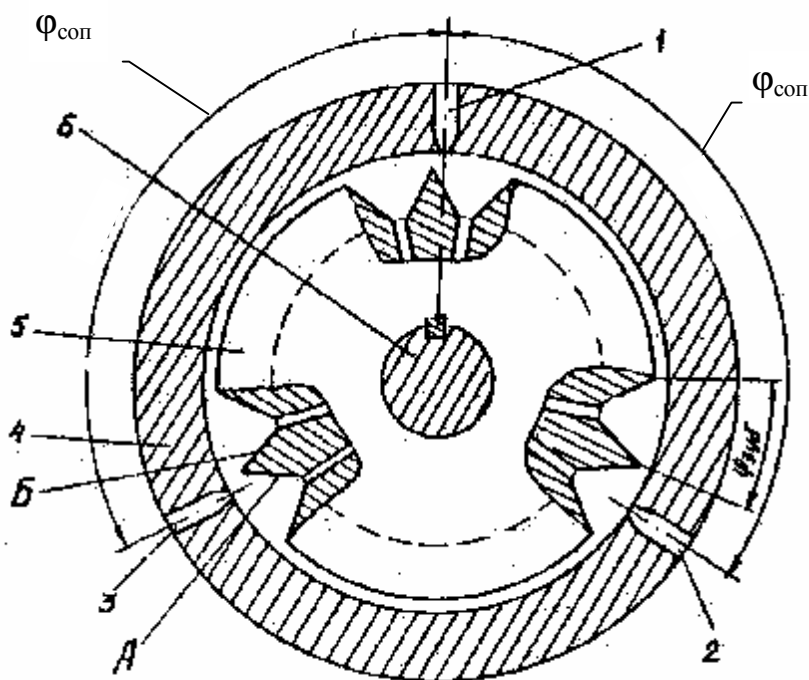


Рис. 11. Трехтактный радиально-струйный шаговый гидромотор с фигурными выступами

При каждом такте происходит соединение очередного сопла с напорной гидролинией, в результате чего выходное звено поворачивается на один шаг. Фиксированное равновесное положение ротора соответствует совпадению впадины на роторе с осью струи.

Двухтактный струйный шаговый гидроцилиндр с коническими впадинами показан на рис. 12. При поочередной подаче в первом и втором тактах к соплам 1 и 2 рабочей жидкости под давлением происходит шаговое движение штока 7 вперед. Реверсивное шаговое движение штока осуществляется посредством гидрокоммутатора (на рисунке не показан). Выходная сила на скалке 5 и штоке образуется за счет взаимодействия струи, истекающей из очередного сопла в корпусе 6, со стенками впадин. Различный наклон переднего и заднего профилей впадины в осевом ее сечении соответствует несимметричной силовой функции. Взаимное расположение впадин на скалке или выступов между ними $l_{зуб}$ и взаимное расположение сопел в корпусе $l_{соп}$ равны соответственно

$$l_{зуб} = 2 l_{шаг} \text{ и } l_{соп} = 3 l_{шаг},$$

где $l_{шаг}$ - величина шага на выходном звене (штоке).

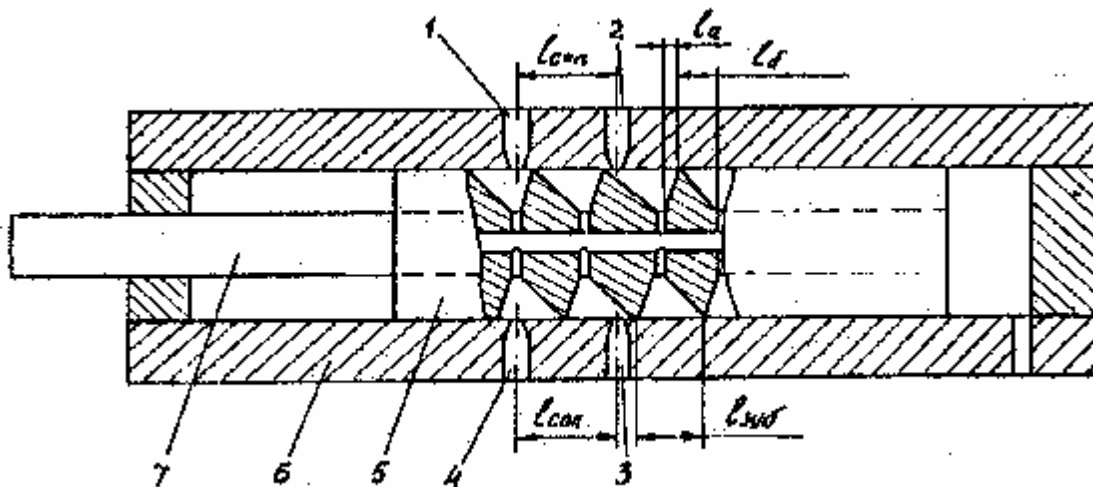


Рис. 12. Двухтактный струйный шаговый гидроцилиндр с коническими впадинами

Осевые размеры несимметричных профилей впадин рекомендуется выбирать равными $l_b = 1,5 l_{\text{шаг}}$ и $l_a = 0,5 l_{\text{шаг}}$.

Струйные ШГД с гидравлической редукицией шага различают по способу регулирования струй: с распределителем, перекрывающим сечение струй, и с распределителем, изменяющим напор в соплах.

На рис. 13 показан четырехтактный активный струйный гидромотор с переменным сечением струй. Гидромотор содержит корпус 5, ротор 7, соединенный с выходным валом 9, и экран шагового распределителя 6, также соединенный с валом. В корпусе выполнены четыре пары сопел, каждая из которых соединена входным каналом 1, 2, 3 и 4 с четырьмя исполнительными гидролиниями. На роторе закреплены радиально расположенные лопасти 8. В каждом такте управления к напорной гидролинии подключается одна пара сопел. При этом одна из струй перекрывается экраном шагового распределителя, а вторая, проходя через окно, воздействует на лопасти 8 и приводит в движение ротор с выходным валом. Одновременно с выходным валом поворачивается экран распределителя, который после обработки выходным валом шага $\varphi_{\text{шаг}}$ перекрывает активную струю и открывает экранированную. В результате противоположного воздействия двух частично перекрытых труб на лопасти ротор устанавливается в равновесное положение. В следующем такте работает следующая пара сопел и повторяется очередность взаимодействия частей шагового гидромотора. Угловой размер каждого окна равен $\varphi_{\text{ок}} = 2\varphi_{\text{шаг}}$, расстояния между двумя одноименными соплами φ_2 и двумя соседними разноименными φ_1 соответственно равны $\varphi_2 = 0,5\pi - \varphi_{\text{шаг}}$ и $\varphi_1 = \varphi_{\text{шаг}}$.

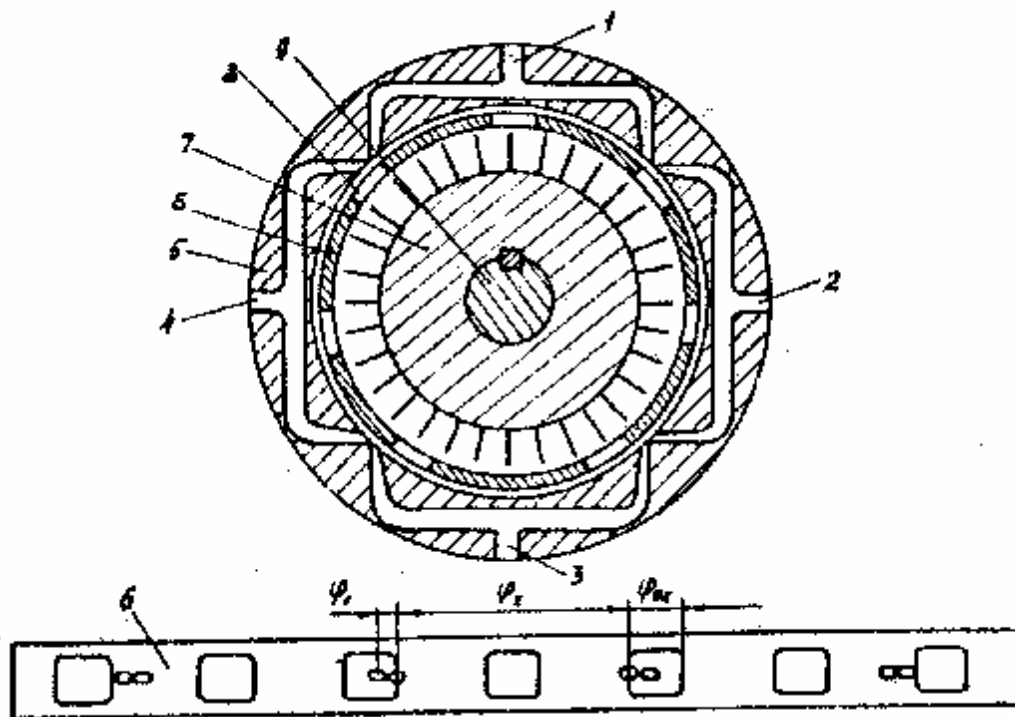


Рис. 13. Четырехтактный активный струйный шаговый гидромотор с переменным сечением струй

Четырехтактный реактивный струйный шаговый гидромотор с переменным напором в соплах показан на рис. 14. Гидромотор содержит корпус 9, неподвижную цапфу 7 с подводными каналами 1, 2, 3 и 4, соединенными с исполнительными гидролиниями, и с распределительными пазами, выходящими на распределительную поверхность цапфы, и ротор 8 с распределительными окнами на внутренней поверхности и тангенциально расположенными соплами 5 и 6. С ротором соединен второй вал гидромотора. Истекающая из сопел рабочая жидкость создает противоположные моменты реактивных сил на роторе и выходном звене (валу). Результирующий момент на выходном валу зависит от разницы давлений жидкости в каналах ротора перед соплами. Разница давлений жидкости образуется благодаря дросселированию жидкости, протекающей через щели, образуемые рабочими кромками пазов на цапфе и окон в роторе. Пазы на цапфе и окна в роторе образуют совмещенный шаговый распределитель, геометрическое расположение окон и пазов которого обеспечивает требуемую периодическую силовую функцию. Угловой размер между рабочими кромками паза, угловое расположение соседних пазов и угловой размер распределительных окон в роторе соответственно равны

$$\varphi_{\text{пз}} = 0,5\varphi_{\text{шаг}}, \varphi_{\text{рас}} = \varphi_{\text{шаг}} \text{ и } \varphi_{\text{ок}} = \varphi_{\text{шаг}} + \Delta_{\text{пер}},$$

где $\Delta_{\text{пер}}$ - величина отрицательного перекрытия.

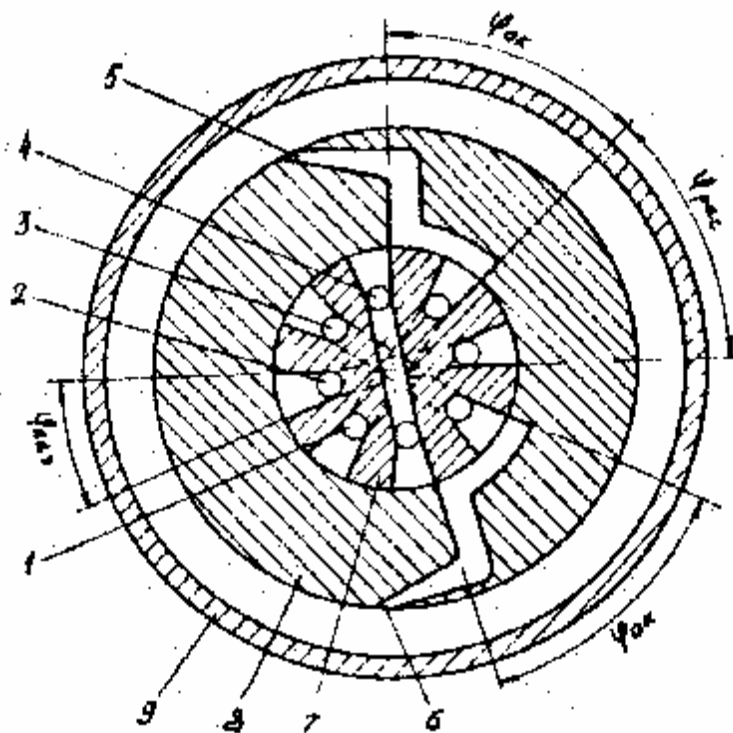


Рис. 14. Четырехтактный реактивный струйный шаговый гидромотор с переменным напором в соплах

Шаговое движение $\varphi_{\text{шаг}}$ выходного звена гидромотора осуществляется поочередным в каждом такте соединением подводных каналов с напорной гидролинией. В начале каждого такта напорная гидролиния оказывается соединенной только с одним соплом. Площадь проходного сечения в распределителе при этом небольшая. Под воздействием реактивного момента поворачивается ротор с выходным валом. В конце отработки шага площадь проходного сечения в распределителе уменьшается до малой величины. В это время открывается щель в другом окне, ведущая жидкость ко второму соплу. В результате образуются две струи с пониженной скоростью истечения, и ротор останавливается в равновесном положении. При подключении к напорной гидролинии следующего подводного канала ротор с выходным валом обрабатывает следующий шаг. Реверс шагового гидромотора обеспечивается обратным порядком переключения исполнительных гидролиний посредством гидроккоммутатора (на рисунке не показан).

Струйные ШГД отличаются простотой конструкции, повышенной надежностью благодаря малому количеству трущихся деталей. К недостаткам струйных ШГД следует отнести низкий КПД при отработке шага, непроизводительный расход жидкости при фиксации выходного звена и трудность получения больших сил (моментов сил) на выходном звене при малых габаритах. Поэтому струйные ШГД целесообразно применять в управляющих устройствах в сочетании со струйными логическими элементами.

Объемные ШГД с механической редукицией шага отличаются большим разнообразием конструкций. По конструкции рабочих камер известны поршневые, мембранные (диафрагменные), сильфонные, шиберные, шестеренные и планетарно-роторные ШГД; по типу передаточного механизма - храповые, зубчатые и кулачковые ШГД.

На рис. 15 показан двухтактный храповой шаговый гидродвигатель. Гидродвигатель содержит две поршневые рабочие камеры 1 и 6, храповой механизм в виде собачек 3 и 4 и зубчатых колес 7, 10 и 11, кинематически связанных с выходным валом 8, и пружинного фиксатора 9.

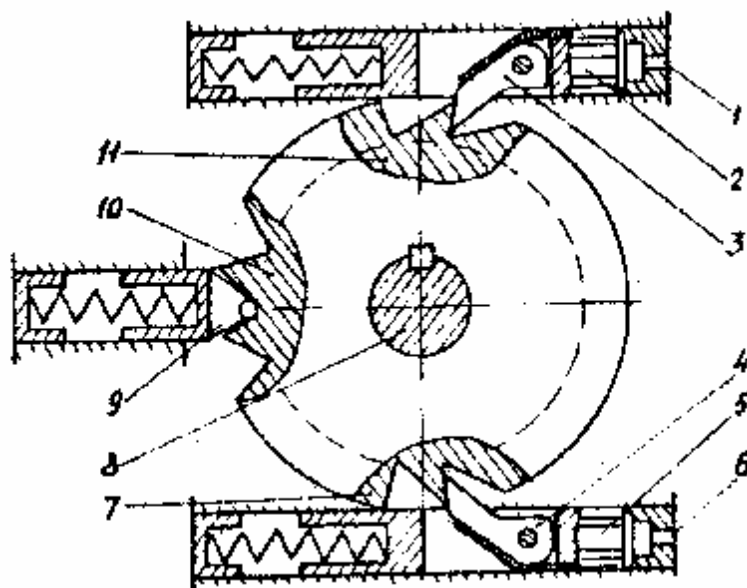


Рис. 15. Двухтактный храповой шаговый гидродвигатель

Переменное соединение одной рабочей камеры (например 1) с напорной и сливной гидролиниями вызывает возвратно-поступательное движение поршня 2 с собачкой 3 и шаговое перемещение зубчатого колеса 11 с выходным валом. Для обеспечения реверса выходного звена рабочая жидкость подается в рабочую камеру 6 (нижнюю). Поршень 5 с собачкой 4 повернет зубчатое колесо 7 и выходной вал на один шаг по часовой стрелке. Пружинный фиксатор служит для удержания выходного вала от поворота под воздействием нагрузки при отсутствии давления в рабочих камерах.

Пятитактный радиально-поршневой шаговый гидромотор эксцентрикового типа показан на рис. 16. В каждом такте гидрокоммутатор подключает к напорной гидролинии только одну из размещенных в корпусе 5 рабочих камер А, Б, В, Г или Д, а остальные соединяет со сливной гидролинией. Поршень 1, шатун 2 и эксцентрик 3, соединенный с выходным валом 4, образуют одну цепь передаточного механизма, обеспечивающего периодическое изменение индикаторного момента на выходном валу в функцию его угла поворота. Ось эксцентрика смещена относительно оси выходного вала на величину $l_{\text{экс}}$.

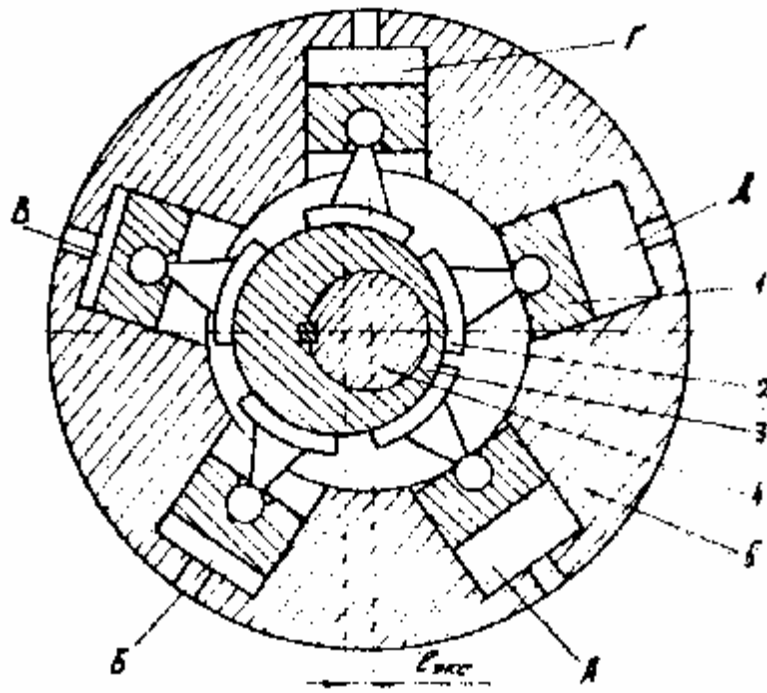


Рис. 16. Пятитактный радиально-поршневой шаговый гидромотор эксцентрикового типа

На рис. 17 показан трехтактный аксиально-поршневой шаговый гидромотор наклонно-дискового типа. Его девять поршней 3, расположенных в блоке 2, разделены на три группы, по три соседних поршня в каждой. Рабочие камеры 1 каждой группы поршней соединены с одной из трех исполнительных гидролиний. Гидрокоммутатор осуществляет в каждом такте соединение одной исполнительной гидролинии с напорной гидролинией, а двух других - со сливной. Передаточный механизм гидромотора включает поршень, наклонный диск 4 и выходной вал 5.

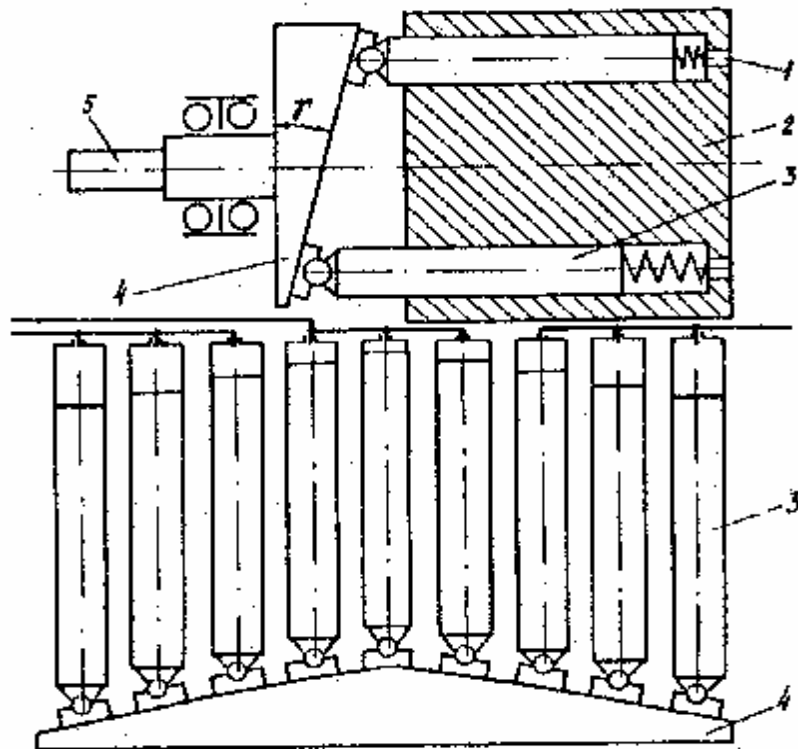


Рис. 17. Трехтактный аксиально-поршневой шаговый гидромотор наклонно-дискового типа

На рис. 18 показан пятитактный радиально-поршневой шаговый гидромотор кулачкового типа. Постоянное соединение исполнительных гидролиний через неподвижные подводные клапаны с рабочими камерами 1 в подвижном блоке цилиндров 5 осуществляет цапфа 6 с кольцевыми канавками, соединенными с подводными гидролиниями. Канавки расположены против разнесенных вдоль оси пяти отверстий в блоке цилиндров, соединенных, в свою очередь, с соответствующими рабочими камерами. В каждом такте одна из рабочих камер соединяется с напорной гидролинией, а остальные - со сливной. При движении поршня 2, находящегося под давлением жидкости, вследствие взаимодействия катка 3 с кулачковой направляющей 4 происходит

поворот блока цилиндров вместе с ним соединенного выходного вала 7 на величину одного шага. В каждом такте движение поршня происходит до вхождения катка во впадину на кулачковой направляющей. Применяются ШГД с числом кулачков от одного до нескольких десятков. Как показано выше, в отдельных случаях кулачком может служить эксцентрик (см. рис. 16) или наклонная шайба (см. рис. 17).

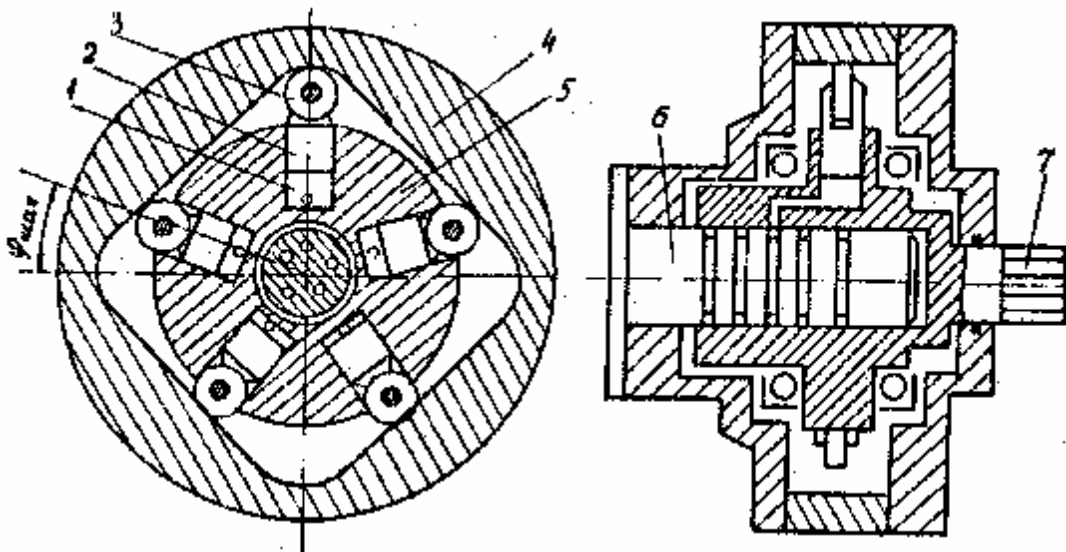


Рис. 18. Пятитактный радиально-поршневой шаговый гидромотор кулачкового типа

Способы редукции шага количеством поршней и кулачков показаны на рис. 19. На рис. 19, а, б и в показан пример обеспечения одной и той же величины шага $u_{\text{шаг}}$ разным количеством поршней и кулачков гидромоторов. Так, для однокулачкового передаточного механизма (эксцентрикового или наклонно-дискового) необходимо 12 поршней, для двухкулачкового - 6 поршней, а для четырехкулачкового - 3 поршня

У шаговых гидродвигателей поступательного движения (рис. 19, г, д) величина шага $u_{\text{шаг}}$, число тактов $n_{\text{так}}$ управления, расстояния между кулачками $u_{\text{кул}}$ и между толкателями $u_{\text{тол}}$ связаны определенными зависимостями. У двухтактного шагового гидродвигателя (рис. 19, д) кулачки имеют несимметричный профиль. Размеры восходящей и нисходящей поверхностей кулачка равны $u_1=0,75u_{\text{кул}}$ и $u_2=0,25 u_{\text{кул}}$.

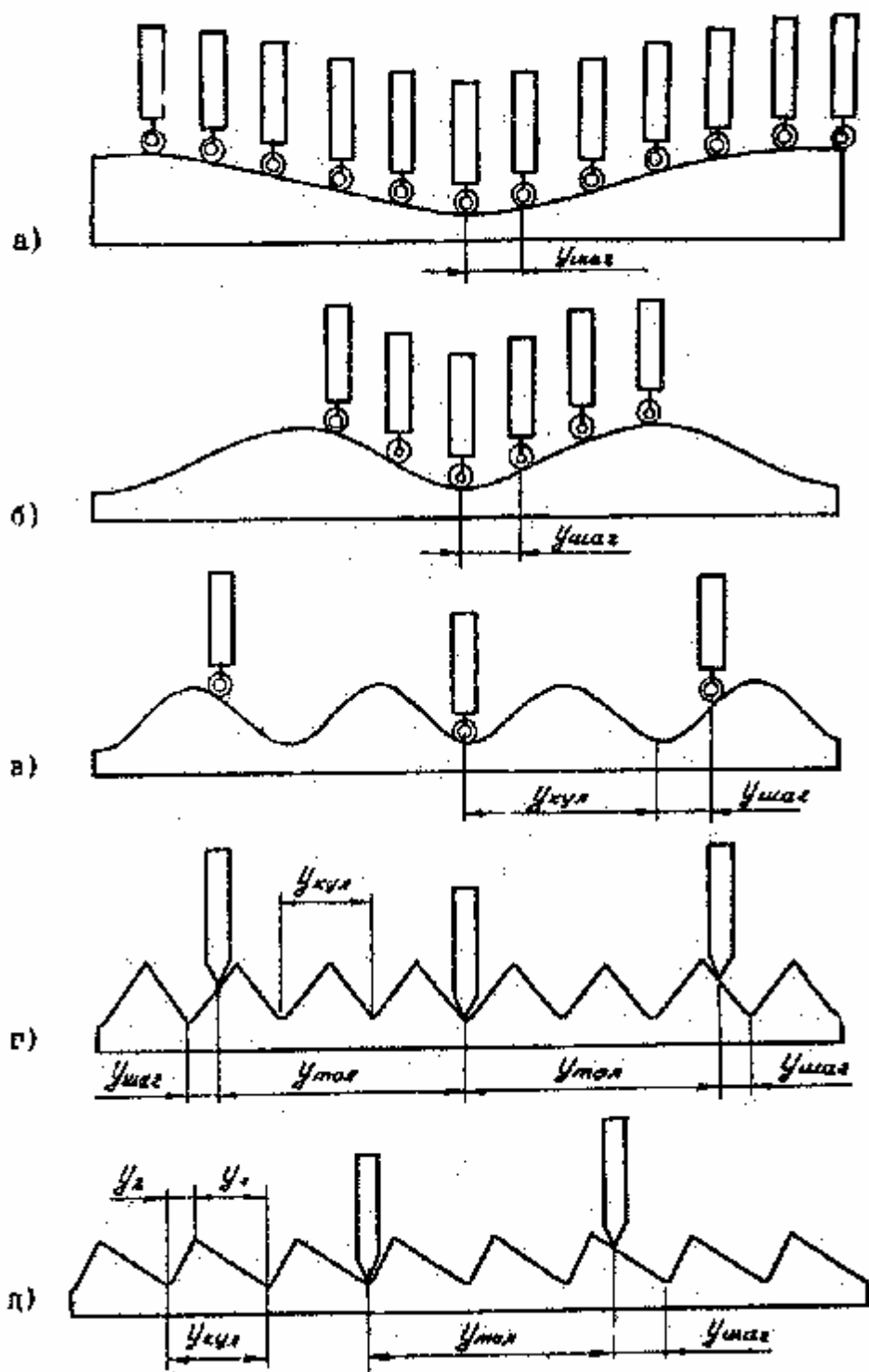


Рис. 19. Способы редукции шага количеством поршней и кулачков

На рис. 20 показан трехтактный диафрагменный шаговый гидродвигатель кулачкового типа. На рисунке обозначены А, Б и В - входные отверстия в рабочие камеры, соединяемые с тремя исполнительными гидролиниями, 1 - диафрагма, 2 - толкатель, 3 - кулачковый шток и 4 - корпус. Кулачки на штоке выполнены в виде треугольной однозаходной резьбы. При поочередном соединении каждой рабочей камеры с напорной гидролинией осуществляется шаговое движение штока.

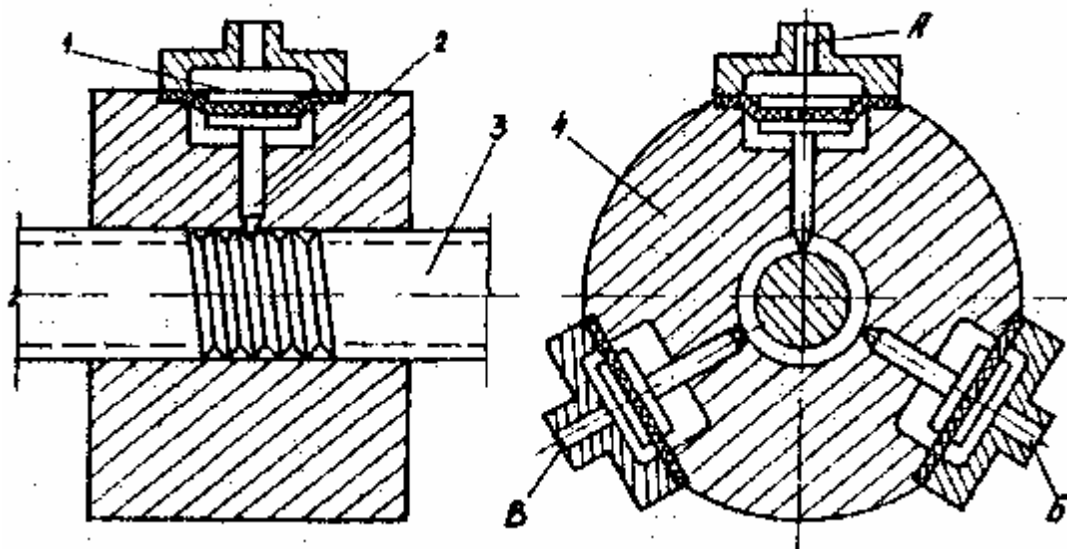


Рис. 20. Трехтактный диафрагменный шаговый гидродвигатель кулачкового типа

Четырехтактный пластинчатый шаговый гидромотор кулачкового типа изображен на рис. 21. На рисунке обозначены Л1, Л2, Л3 и Л4 - исполнительные гидролинии, 1 - корпус, 2 - пластина, 3 - кулачковый диск, 4 - выходной вал. Кулачковый диск, четыре пластины и корпус образуют четыре пары симметрично расположенных рабочих камер. В каждом такте одна пара камер соединяется гидрокоммутатором с напорной гидролинией, а остальные со сливной.

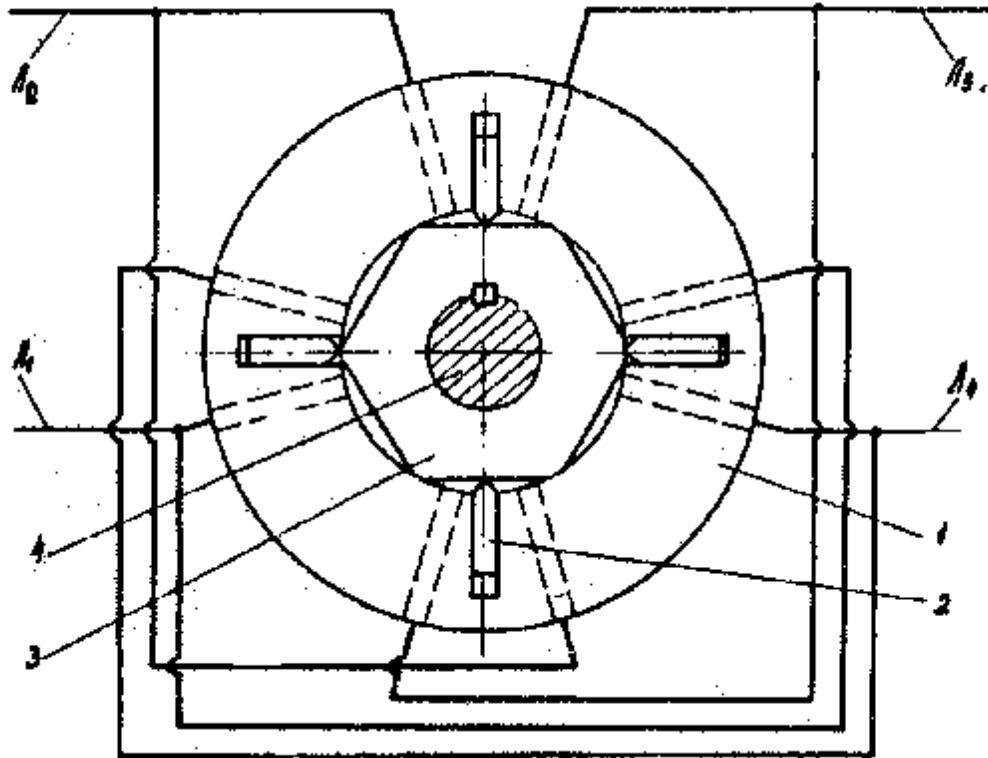


Рис. 21. Четырехтактный пластинчатый шаговый гидромотор кулачкового типа

Для получения малой величины шага ШГД иногда снабжаются встроенным редуктором, например, планетарным или волновым.

На рис. 22 показан четырехтактный радиально-поршневой шаговый гидромотор с эксцентриком и планетарно-шестеренной передачей. Гидромотор содержит А и Б - подводные каналы, 1 - корпус, 2 - поршни, 3 - силовой эксцентрик, 4 - неподвижную шестерню с внутренними зубцами, 5 - подвижную шестерню с наружными зубцами, 6 - эксцентричные шарниры и 7 - выходной вал с ротором. Подвижная шестерня сидит на эксцентрике свободно и совершает под его воздействием плоскопараллельное движение, обкатываясь в то же время по зубцам неподвижной шестерни. Угловой поворот подвижной шестерни передается через эксцентричные шарниры на выходной вал.

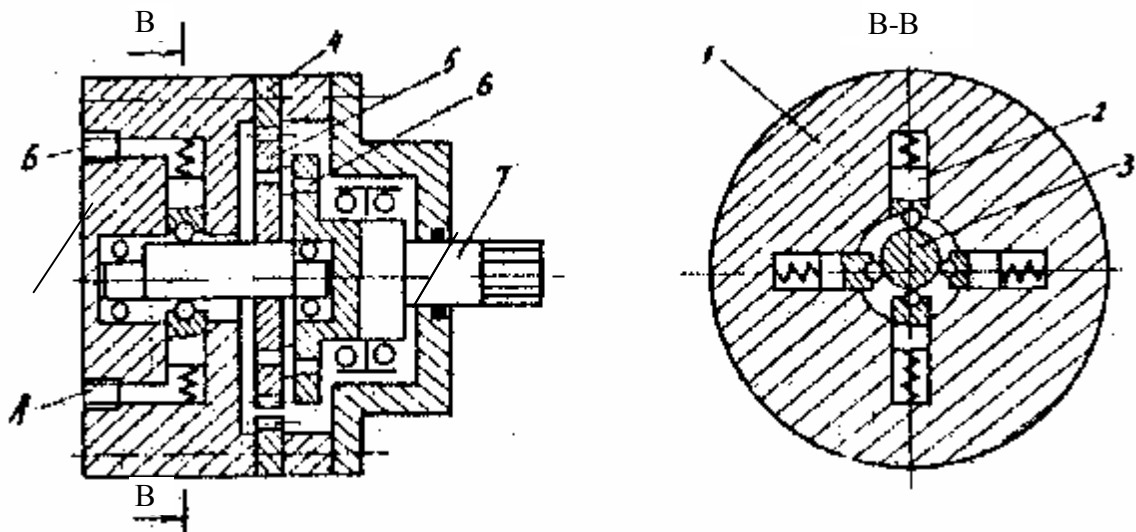


Рис. 22. Четырехтактный радиально-поршневой шаговый гидромотор с эксцентриковой и планетарно-шестеренной передачей

Шеститактный сифонный шаговый гидромотор с конической планетарной передачей изображен на рис. 23. Гидромотор содержит: 1 - подводные отверстия, 2 - сифонные рабочие камеры, 3 - коническую шестерню, совершающую вращательное движение вследствие разности количества ее зубцов и зубцов шестерни 4, 5 - выходной вал, 6 - корпус, 7 - неподвижный карданный вал и 8 - крышку

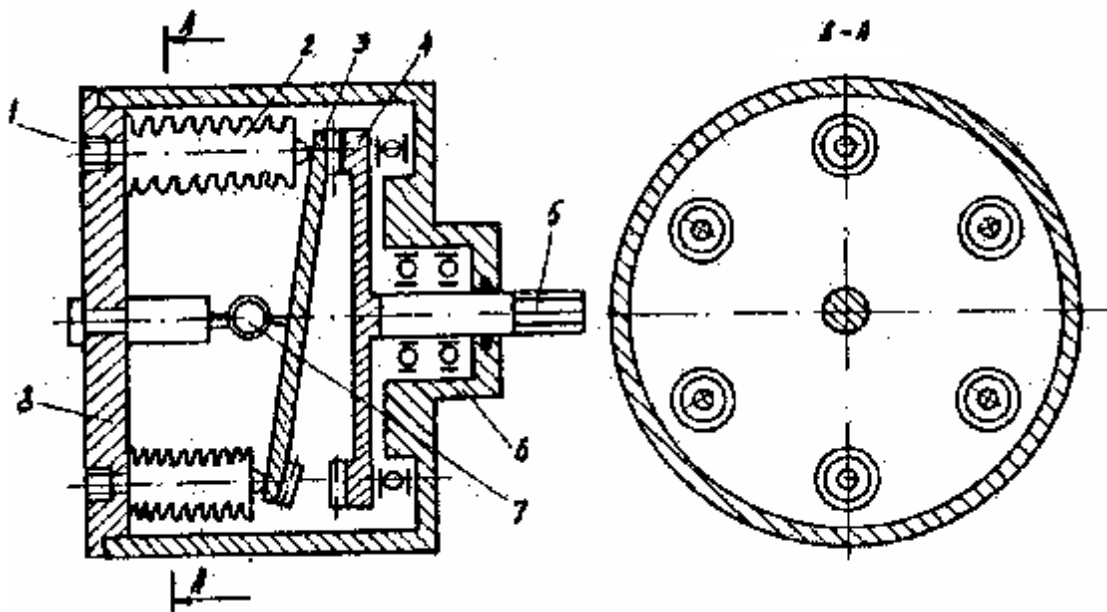


Рис. 23. Шеститактный сифонный шаговый гидромотор с конической планетарной передачей

На рис. 24 показан трехтактный эластично-камерный шаговый гидромотор с волновой передачей. Гидромотор содержит: 1 - подводные отверстия, 2 - резиновые камеры, 3 - корпус, 4 - выходной вал, 5 - ротор, 6 и 7 - гибкий стакан с зубчатым венцом, 8 - соединенный с корпусом жесткий зубчатый венец.

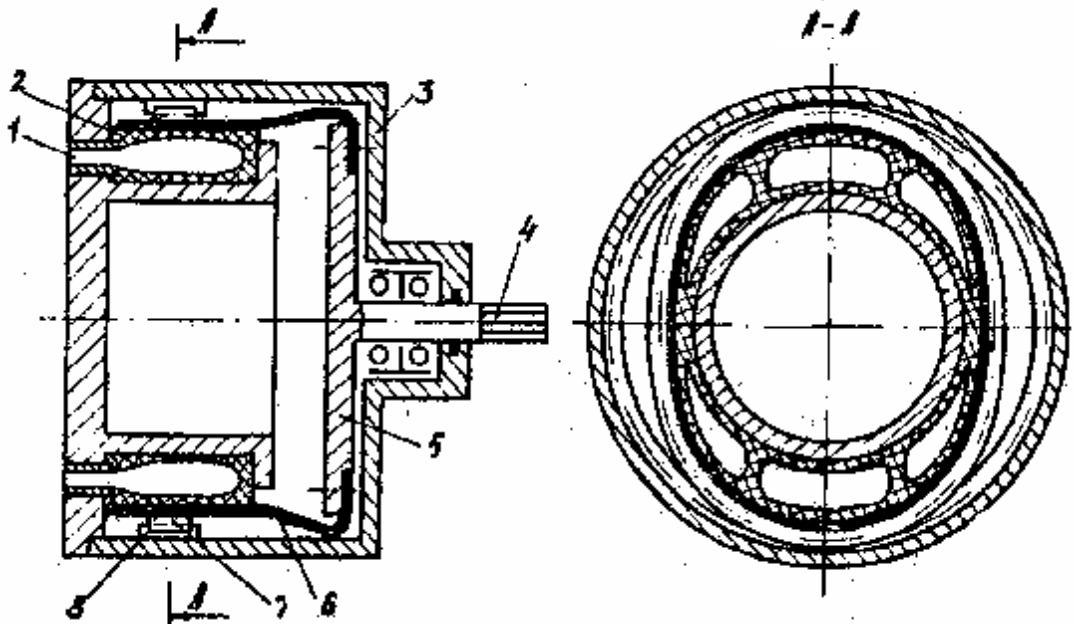


Рис. 24. Трехтактный эластично-камерный шаговый гидромотор с волновой передачей

Все рассмотренные выше схемы (рис. 11...24) шаговых гидродвигателей предполагают наличие гидрокмутатора, обеспечивающего соединение исполнительных гидролиний с напорной (Н) и сливной (С) гидролиниями насосной станции в соответствии с табл. 4.

Таблица 4

№ исполнит. ГЛ	№ такта								
	1	2	3	„	n	1	2	3	...
1	Н	С	С	...	С	Н	С	С	...
2	С	Н	С	...	С	С	Н	С	...
3	С	С	Н	...	С	С	С	Н	...
...
m	С	С	С	...	Н	С	С	С	...

Рассмотрим особенности механического способа отсчета и редукции шага. Для шагового гидромотора (ШГМ) величина углового шага $u_{\text{шаг}}$ зависит в общем случае от числа тактов в цикле управления $n_{\text{так}}$, числа кулачков передаточного механизма $n_{\text{кул}}$ и передаточного числа редуктора $i_{\text{ред}}$:

$$u_{\text{шаг}} = \frac{2\pi}{n_{\text{так}} n_{\text{кул}} i_{\text{ред}}}. \quad (9)$$

Возрастающие требования к точности позиционирования приводят к тенденции уменьшения (редуцирования) величины шага, что возможно осуществить в соответствии с (9) увеличением $n_{\text{так}}$, $n_{\text{кул}}$ или $i_{\text{ред}}$. Принимая во внимание, что числу тактов в цикле управления должно соответствовать число рабочих камер, можно утверждать, что увеличение каждого из трех перечисленных параметров при неизменной мощности на выходном звене приводит к значительному увеличению массы и габаритов ШГД. Стремление получить приемлемые габариты кулачковых ШГМ приводит к применению пар трения скольжения в передачах поршень - толкатель - кулачок. Однако при этом имеют место значительные потери энергии на трение и низкая долговечность передаточного механизма ШГМ. Определенный успех при создании мелкошаговых гидромоторов достигнут применением встроенного планетарного редуктора с большим передаточным числом $i_{\text{ред}}$. При этом возможно без относительно малых мощностей получать приемлемые габариты и массу ШГМ.

В целом следует отметить, что у рассматриваемых ШГД отсчет и редукция шага осуществляется силовым узлом гидродвигателя, передающим весь поток механической энергии от рабочей жидкости к выходному звену. Это свойство приводит к ограничению мощности ШГД с механической редукцией шага и к потере точности в процессе изнашивания передаточного механизма. Следовательно, их применение целесообразно при малой мощности и малых требуемых величинах шага.

Существенным недостатком указанных ШГД является невозможность переключения с шагового движения на непрерывное и обратно.

Объемные ШГД с гидравлической редукцией шага не имеют указанных выше недостатков. Поэтому в мире разработано большое число конструктивных схем ШГД этого класса. При этом основное внимание уделено созданию шаговых гидроцилиндров (ШГЦ), которые конструктивно значительно проще кулачковых ШГД поступательного движения. Однако из-за недостаточного КПД и низкого быстродействия большой группы ШГД с гидравлической редукцией шага практического применения они не нашли. Для выбора путей совершенствования этих ШГД необходим анализ принципов действия. В ре-

зультате анализа установлено, что все ШГД с гидравлической редукцией шага действуют при двузначном изменении состояний ИГЛ. В большинстве случаев этими состояниями являются "слив" и "перекрыто". Следует напомнить, что двузначным изменением состояний ИГЛ действуют и ШГД с механической редукцией шага ("слив" и "напор"). Принцип двузначного изменения сигнала вообще характерен для всей дискретной гидроавтоматики. Двузначная оценка широко используется в математической логике (ноль и единица). Поэтому естественно было использование этого принципа при создании ШГД. Однако, как можно понять по схеме ШГД, показанной на рис. 10, б, двузначный принцип изменения состояний ИГЛ (Л1, Л2 и Л3) неизбежно приводит к необходимости установки в ШГП магистральных дросселей 4 с постоянным проходным сечением. Гидросистема такого ШГП независимо от конструкции ШР и гидродвигателя действует при отработке шага по принципу гидравлического моста (гидромоста). Особенностью гидромоста является наличие двух постоянных дросселей (магистральных дросселей 4) и двух переменных дросселей (рабочих щелей в ШР). Эту особенность можно назвать принципом одностороннего регулирования потока жидкости в ШГД.

Рассмотрим кратко, пользуясь схемой на рис. 10, б, как влияет указанный принцип на КПД и быстродействие ШГП. При соединении гидролинии Л2 со сливом и перекрытии гидролиний Л1 и Л3 правая полость гидроцилиндра 2 соединяется со сливом, и давление в ней p_2 понижается по сравнению с давлением p_1 в левой полости гидроцилиндра 2. В результате поршень со штоком 1 начинает двигаться вправо со скоростью v . Давления в названных полостях можно приближенно выразить зависимостями:

$$p_1 = p_n - p_{\text{пот}}, \quad (10)$$

$$p_2 = [(Q_{\text{пот}} + vF_n) / \alpha_p]^2 + p_c, \quad (11)$$

где $p_{\text{пот}}$, $Q_{\text{пот}}$ дополнительно обозначенные потери давления на левом магистральном дросселе и потери жидкости через правый магистральный дроссель и ШР, которые соответственно равны

$$p_{\text{пот}} = (vF_n / \alpha_d)^2, \quad (12)$$

$$Q_{\text{пот}} = \alpha_d \sqrt{p_1 - p_2}. \quad (13)$$

Результирующая индикаторная сила на штоке может быть записана в виде

$$N_{\text{инд}} = F_n (p_1 - p_2). \quad (14)$$

Выражения (10)...(14) показывают, что в данном ШГП имеет место насыщение по скорости $v \leq v_{уст}$. Величина установившейся скорости $v_{уст}$ будет тем меньше, чем больше внешняя нагрузка на шток с поршнем. Это обстоятельство является причиной недостаточного быстродействия такого вида ШГД с гидравлической редукцией шага. Два вида потерь в гидросистеме - гидравлические потери давления $p_{пот}$ и потери потока $Q_{пот}$ - по-разному зависят от проводимости магистральных дросселей α_d , поэтому не представляется возможным получить высокое значение КПД ШГД.

Для устранения перечисленных недостатков предложен новый принцип действия ШГД с гидравлической редукцией шага и разработаны новые типы ШГД с повышенным КПД, не имеющие ограничения по мощности и обеспечивающие высокое быстродействие.

4. НОВЫЕ ТИПЫ ШАГОВЫХ ГИДРОДВИГАТЕЛЕЙ

Дальнейшее совершенствование ШГД с гидравлической редукцией шага базируется на новом принципе действия ШГД, состоящем в трехзначной коммутации ИГЛ (напор - перекрыто - слив) и двустороннем регулировании потоков жидкости (на входе и выходе рабочих камер) с помощью распределителя. Благодаря применению указанного принципа действия оказалось возможным построение ШГД путем присоединения к гидродвигателям непрерывного действия специального распределительного устройства, названного шаговым распределителем (ШР). При этом входные каналы ШР соединяются с ИГЛ, выходные каналы - с рабочими полостями гидродвигателя, а запорно-регулирующий элемент (золотник) кинематически связывается с выходным звеном гидродвигателя. Такое построение ШГД позволяет использовать серийные гидромоторы и гидроцилиндры, дает возможность осуществлять переключение с шагового движения на непрерывное и создает предпосылки для широкой унификации узлов.

Принципиальные схемы ШГД с выделенными кинематическими связями показаны на рис. 25: схема двухтактного ШГЦ (а), трехтактного дифференциального ШГЦ (б), трехтактного ШГМ (в) и четырехтактного ШГЦ (г). На схемах представлены различные типы ШР и кинематических связей золотников с выходными звеньями гидродвигателей. Отсчет величины шага и фиксация выходного звена рассматриваемых ШГД обеспечивает ШР, запорно-регулирующий элемент (золотник) которого перекрывает и соединяет в нужном порядке ИГЛ с каналами, ведущими в рабочие полости гидродвигателя.

Величина шага обеспечивается геометрическими размерами и расположением окон на распределительной втулке и пазов на золотнике ШР. Смена состояний ИГЛ зависит от выбранного числа тактов в цикле управления. Преимущественное применение находят двух-, трех- и четырехтактные ШГД.

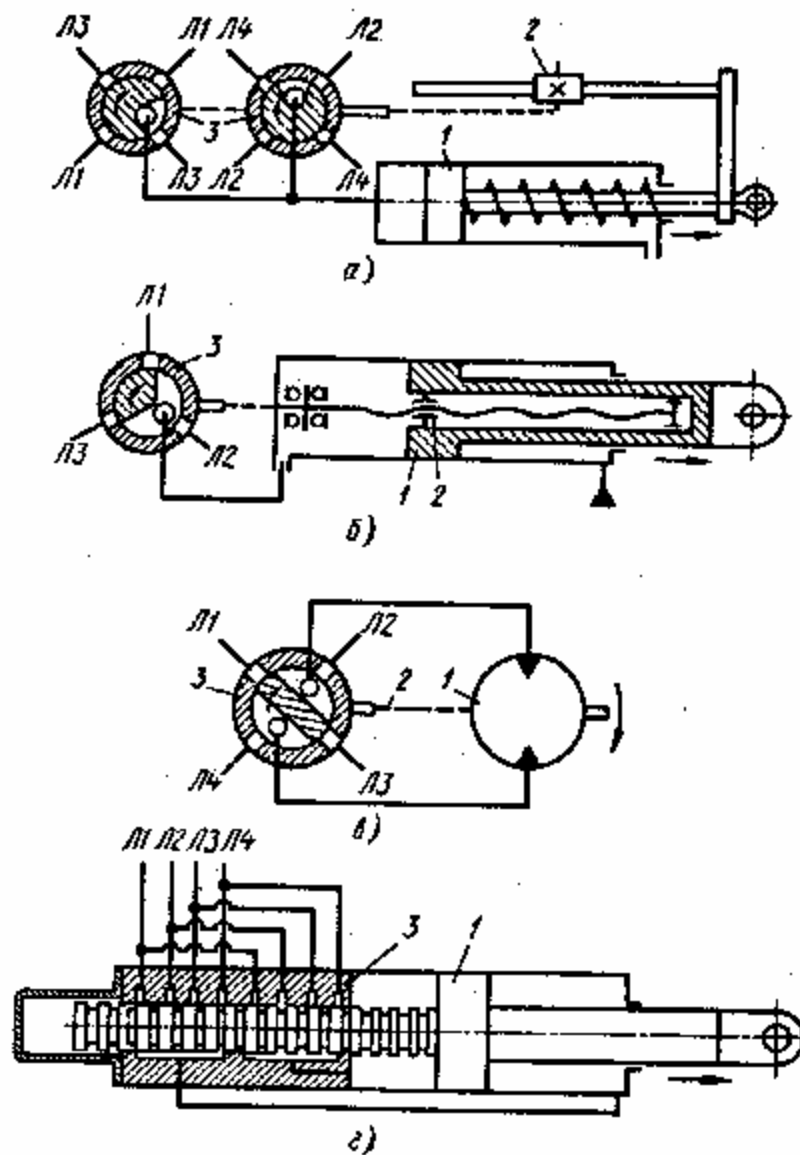


Рис. 25. Принципиальные схемы шаговых гидродвигателей с гидравлической редукцией шага

Принятые совокупности состояний ИГЛ для перечисленных ШГД приведены в табл. 5-7.

Реверс у трех- и четырехтактных ШГД осуществляется при обратном чередовании тактов и соответственно состояний ИГЛ.

Таблица 5

ИГЛ	Состояние ИГЛ в такте при направлении движения			
	Прямое		Обратное	
	1	2	1	2
Л1	Н	П	С	П
Л2	С	П	Н	П
Л3	П	Н	П	С
Л4	П	С	П	Н

Таблица 6

ИГЛ	Состояние ИГЛ в такте		
	1	2	3
Л1	Н	С	П
Л2	П	Н	С
Л3	С	П	Н

Таблица 7

ИГЛ	Состояние ИГЛ в такте			
	1	2	3	4
Л1	Н	П	С	П
Л2	П	Н	П	С
Л3	С	П	Н	П
Л4	П	С	П	Н

ШГД, схемы которых показаны на рис. 25, а- г, действуют следующим образом. После изменения состояний ИГЛ (смены такта) жидкость под давлением поступает в приемную (напорную) полость гидродвигателя 1 и перемещает в рабочих камерах вытеснители, например поршни. Из другой полости гидродвигателя 1 вытесняемая жидкость поступает через шаговый распределитель в сливную гидролинию. При этом выходное звено (шток или вал) совершает шаговое движение. Вместе с выходным звеном перемещается связанный с ним кинематической передачей 2 золотник ШР 3. После отработки величины шага золотник перекрывает поясками окна ШР и соответствующие ИГЛ, соединенные в данном такте с напорной и сливной гидролиниями. Напорная и сливная полости гидродвигателя 1 запираются, и выходное звено с перебегами или без них устанавливается в равновесном положении. При переходе выходным звеном равновесного положения благодаря определенному

расположению окон и поясков в ШР осуществляется обратное соединение полостей гидродвигателя с напорной и сливной гидролиниями. При этом возникает обратно действующая сила (момент сил), которая восстанавливает равновесное положение входного звена. Благодаря такому устройству ШР обеспечивается фиксация выходного звена ШГД. В следующем такте с напорной и сливной гидролиниями соединяются те ИГЛ, которые в этом такте посредством ШР соединены с полостями гидродвигателя. В результате совершается следующий шаг. Перечисленные процессы протекают циклично, т.е. повторяются в каждом такте, после каждого переключения состояний ИГЛ.

Таким образом, ШР, благодаря которому гидродвигатель непрерывного действия преобразуется в шаговый, выполняет две основные функции: логическую и регулирующую. Логическая функция состоит в обеспечении определенной последовательности перекрытия и соединения ИГЛ с рабочими полостями гидродвигателя. Регулирующая функция ШР заключается в дроссельном регулировании посредством рабочих кромок окон и пазов потоков жидкости, поступающей из ИГЛ в гидродвигатель и обратно. Благодаря этому обеспечивается требуемая для фиксации выходного звена силовая функция. Надобность в магистральных дросселях постоянного проходного сечения отпадает благодаря трехзначной коммутации ИГЛ и двустороннему регулированию потока посредством ШР. Это позволяет значительно повысить КПД и быстродействие ШГД.

На примере упрощенных принципиальной (рис. 26, а) и расчетной (рис. 26, б) схем четырехтактного ШГМ рассмотрим статические процессы и характеристики ШГД нового типа. В схеме ШГМ на рис. 1.26, а выделены две составные части: гидромотор (ГМ) и шаговый распределитель (ШР).

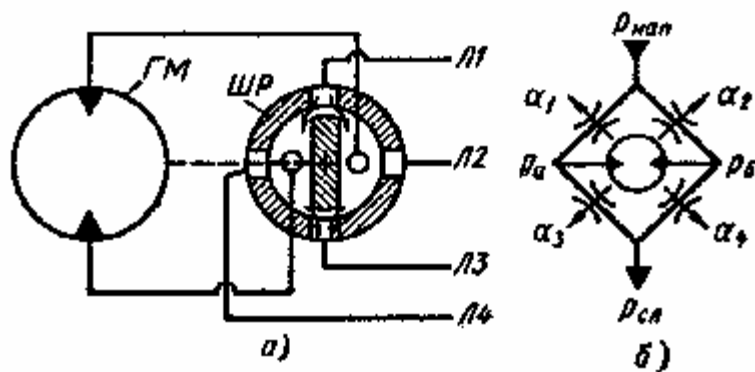


Рис. 26. Схемы четырехтактного шагового гидромотора

Поворотный запорно-регулирующий элемент (крановый золотник) ШР кинематически соединен с ротором ГМ. Окна в распределительной втулке ШР соединены с ИГЛ, обозначенными Л1, Л2, Л3 и Л4. Пазы кранового золотника соединены каналами с рабочими полостями ГМ.

На рис. 26, а показано состояние ИГЛ, соответствующее первому такту по табл. 7. Гидролинии Л1 и Л3 соединены соответственно с НГЛ и СГЛ, а Л2 и Л4 - перекрыты. При этом образуется гидравлическая мостовая схема, показанная на рис. 26, б. Она характеризуется четырьмя рабочими щелями с проводимостями α_1 , α_2 , α_3 и α_4 , зависящими от поворота запорно-регулирующего элемента (кранового золотника) ШР. Под проводимостью α_i каждой i -й рабочей щели подразумевается совокупность величин

$$\alpha_i = \mu A_i \sqrt{2/\rho}, \quad i = 1..4,$$

где μ - коэффициент расхода;

A_i - площадь проходного сечения i -й рабочей щели;

ρ - плотность рабочей жидкости.

Давления p_a и p_b в пазах кранового золотника и рабочих полостях ШГМ образуют индикаторный момент сил на выходном звене, равный

$$N_{\text{инд}} = \frac{q_{\text{шаг}}}{y_{\text{шаг}}} \left(\frac{\alpha_1^2 p_{\text{нап}} + \alpha_3^2 p_{\text{сл}}}{\alpha_1^2 + \alpha_3^2} - \frac{\alpha_2^2 p_{\text{нап}} + \alpha_4^2 p_{\text{сл}}}{\alpha_2^2 + \alpha_4^2} \right), \quad (15)$$

где $y_{\text{шаг}}$ - величина шага;

$q_{\text{шаг}}$ - удельный рабочий объем ШГМ, равный изменению геометрического объема камер при перемещении выходного звена на величину шага;

$p_{\text{нап}}$ и $p_{\text{сл}}$ - давления жидкости в НГЛ и СГЛ.

При принудительном смещении выходного звена ШГМ вместе с запорно-регулирующим элементом ШР на величину y происходит изменение проводимостей рабочих щелей ШР α_1 , α_2 , α_3 и α_4 , как, например, показано на рис. 27,а. При этом изменяется величина индикаторного момента сил, как показано, например, на рис. 27, б. Реальные моменты сил сопротивления на выходном звене $N_{\text{соп}}$ и восстанавливающих сил $N_{\text{вос}}$ отличаются от индикаторного момента сил $N_{\text{инд}}$ моментом сил трения $N_{\text{тр}}$ в передаточном механизме ШГМ:

$$N_{\text{соп}} = N_{\text{инд}} + |N_{\text{тр}}| \operatorname{sgn} N_{\text{инд}}, \quad (16)$$

$$N_{\text{вос}} = N_{\text{инд}} - |N_{\text{тр}}| \operatorname{sgn} N_{\text{инд}}. \quad (17)$$

Графики перечисленных моментов сил, показанные на рис. 27, б называют статической силовой характеристикой ШГМ. Если график $H_{\text{инд}} = \Phi(y)$ назвать идеальной силовой функцией, то графики $H_{\text{соп}} = \Phi(y)$ и $H_{\text{вос}} = \Phi(y)$ получат название реальной силовой функции.

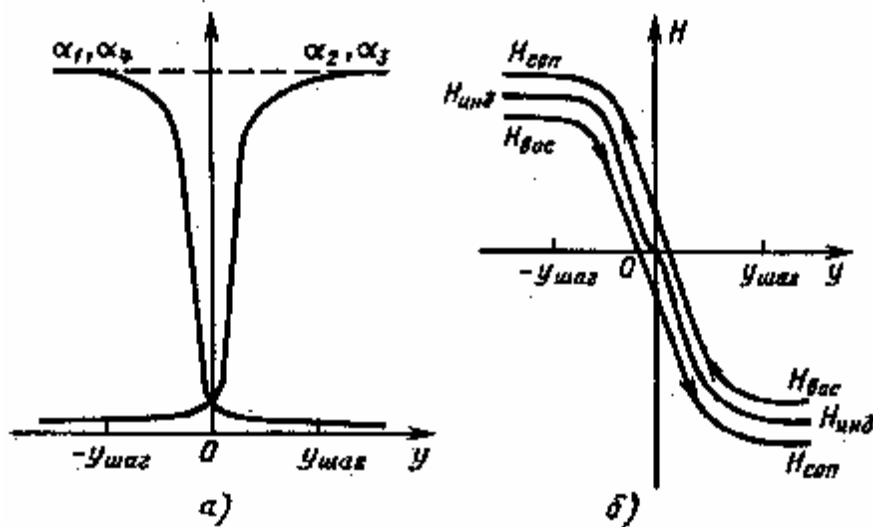


Рис. 27. Примерные графики проводимости рабочих щелей ШР (а) и статических сил (моментов сил) на выходном звене ШГД (б)

В процессе движения выходного звена графики силовых функций могут в значительной мере "деформироваться" вследствие гидравлических потерь давления при рабочих расходах жидкости. Однако при этом остаются общие закономерности: 1) зависимость силы или момента сил от перемещения выходного звена, 2) периодичность функции в соответствии с (5) и 3) фазовый сдвиг при смене такта в соответствии с (6). Как отмечалось ранее, благодаря перечисленным свойствам, ШГД осуществляет шаговое движение при смене тактов (состояний ИГЛ) и фиксацию выходного звена при неизменном состоянии ИГЛ.

Построение ШГД на базе гидромоторов и гидроцилиндров непрерывного действия путем присоединения к ним ШР позволяет осуществить унификацию узлов и расширяет функциональные возможности ШГП благодаря возможности переключения с шагового движения на непрерывное и обратно. Для построения ШГЦ наиболее удобны дифференциальные гидроцилиндры, так как при этом представляется возможным встраивать ШР во внутрь штока с поршнем (рис. 28). На рисунке показан трехтактный шаговый гидроцилиндр со встроенным шаговым распределителем.

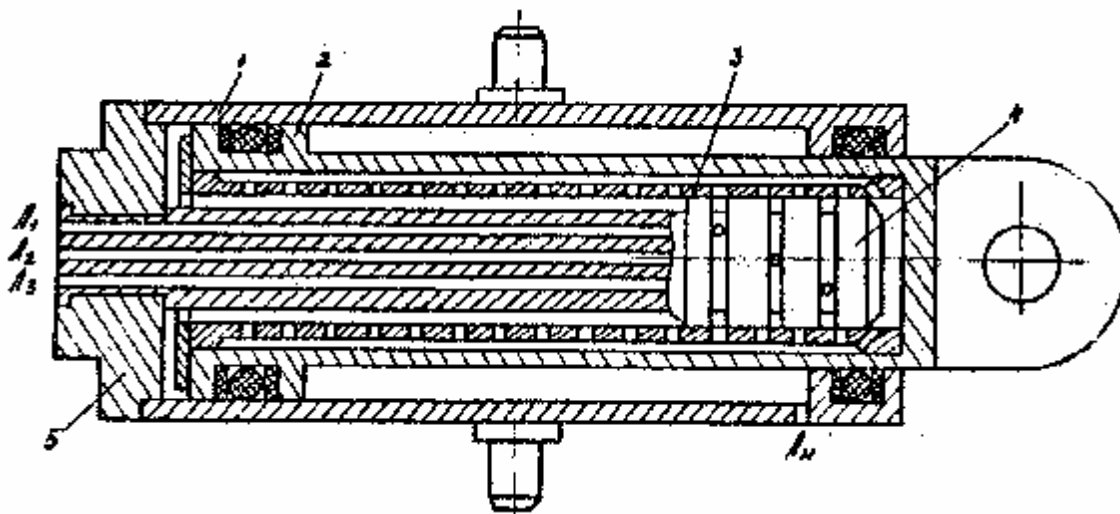


Рис. 28. Трехтактный шаговый гидроцилиндр со встроенным шаговым распределителем

Гидроцилиндр содержит: 1 - корпус, 2 - поршень со штоком, 3 - втулку шагового распределителя, жестко соединенную со штоком, 4 - золотник шагового распределителя, закрепленный в крышке 5. Через отводной канал L_4 штоковая полость гидроцилиндра постоянно соединена с напорной гидролинией. В поршневую полость гидроцилиндра рабочая жидкость поступает по одному из трех каналов в золотнике шагового распределителя, соединенных с исполнительными гидролиниями L_1 , L_2 , L_3 . В каждом такте отработки управляющего сигнала одна из исполнительных гидролиний соединяется гидроккоммутатором с напорной гидролинией, другая - со сливной гидролинией, третья - перекрывается. Состояние исполнительных гидролиний в одном цикле управления показано в табл. 8.

Таблица 8

Исполнительная гидролиния	Выдвижение штока из гидроцилиндра			Вдвижение штока в гидроцилиндр		
	такт 1	такт 2	такт 3	такт 1	такт 2	Такт 3
L_1	Н	С	П	С	Н	П
L_2	П	Н	С	Н	П	С
L_3	С	П	Н	П	С	Н

В ряде случаев более приемлемы конструкции ШГЦ с ШР, вынесенным за пределы гидроцилиндра (рис. 29). На рисунке показан четырехтактный гидроцилиндр с присоединенным шаговым распределителем.

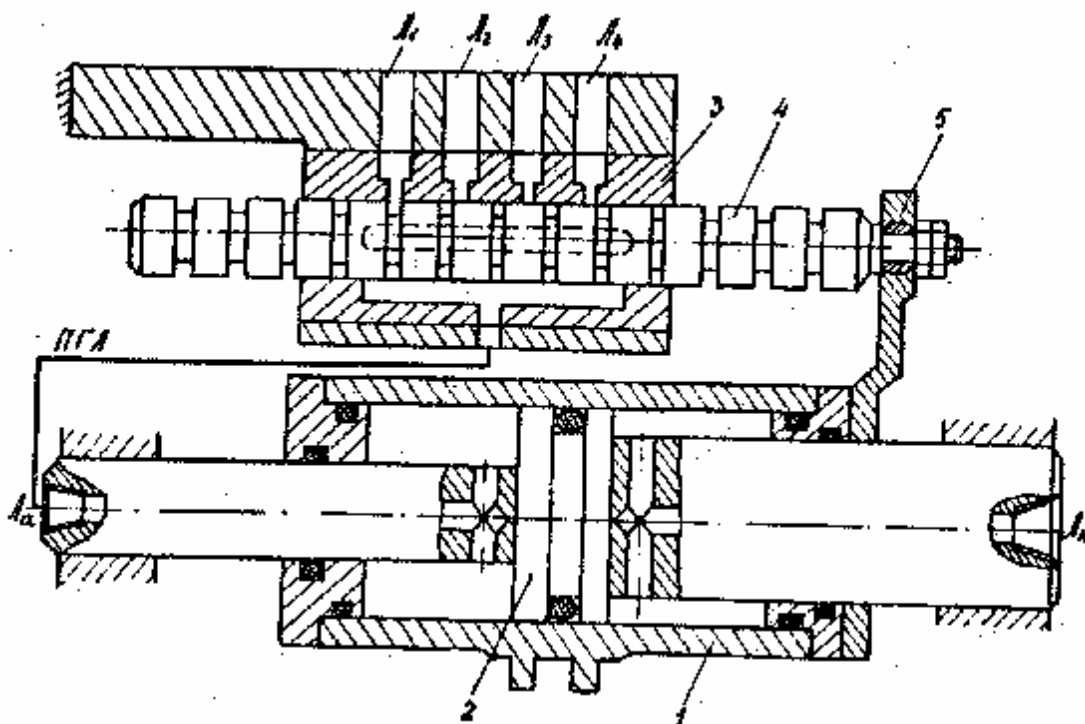


Рис. 29. Четырехтактный шаговый гидроцилиндр с присоединенным шаговым распределителем

Гидроцилиндр содержит: 1 - подвижный корпус, 2 - неподвижный поршень со штоком, 3 - неподвижную втулку шагового распределителя, 4 - золотник шагового распределителя, соединенный поводком 5 с корпусом гидроцилиндра. Гидрокоммутатор меняет состояние каждой из четырех исполнительных гидролиний (и соответственно каналов шагового распределителя L_1 , L_2 , L_3 и L_4) по циклу: соединение с напорной гидролинией - перекрытие - соединение со сливной гидролинией - перекрытие, как показано, в табл. 9. От шагового распределителя жидкость поступает в большую (левую) полость гидроцилиндра по подводной гидролинии (на рисунке обозначена ПГЛ) и каналу L_a . Через L_n и отводную гидролинию (на рисунке не обозначена) меньшая (правая) полость гидроцилиндра соединена с напорной гидролинией.

Таблица 9

Напорная гидролиния	Движение гидроцилиндра влево				Движение гидроцилиндра вправо			
	такт 1	такт 2	такт 3	такт 4	такт 1	такт 2	такт 3	такт 4
L_1	Н	П	С	П	С	П	Н	П
L_2	П	С	П	Н	П	С	П	Н
L_3	С	П	Н	П	Н	П	С	П
L_4	П	Н	П	С	П	Н	П	С

При построении ШГМ необходимо выбирать такие конструкции гидроприводов непрерывного действия, у которых отсутствует внутренний кинематический люфт. Так, например, неприемлемы аксиально-поршневые гидромоторы с наклонным блоком цилиндров и шатунно-поршневым механизмом. Люфт, имеющий место при реверсе таких гидромоторов, приводит к длительным колебаниям и далее автоколебаниям ШГМ в зоне фиксации выходного звена. Пригодными для создания ШГМ являются бесшатунные аксиально-поршневые гидромоторы с наклонной шайбой типа Г15-2 и типа РМНА. Для создания ШГМ приемлемы также по конструкции передаточного механизма радиально-поршневые гидромоторы многократного действия типа МР.

Конструктивная схема четырехтактного ШГМ, построенная на базе аксиально-поршневого гидромотора с наклонной шайбой путем присоединения к нему ШР показана на рис. 30. На рис.30 обозначены: 1- выходной вал, 2 - корпус, 3 - поршни, 4 - блок цилиндров, 5 - распределительный блок, 6 - втулка шагового распределителя, 7 - золотник шагового распределителя, 8 - вал обратной связи, 9 - крышка, L_1 , L_2 , L_3 и L_4 - каналы, подсоединяемые к исполнительным гидролиниям.

В табл. 10 приведено состояние каналов и исполнительных гидролиний, обеспечиваемое внешним коммутатором по циклу: соединение с напорной гидролинией - перекрытие - соединение со сливной гидролинией - перекрытие. Для обеспечения реверса выходному валу гидромотора гидрокоммутатор меняет состояние исполнительных гидролиний в обратном порядке.

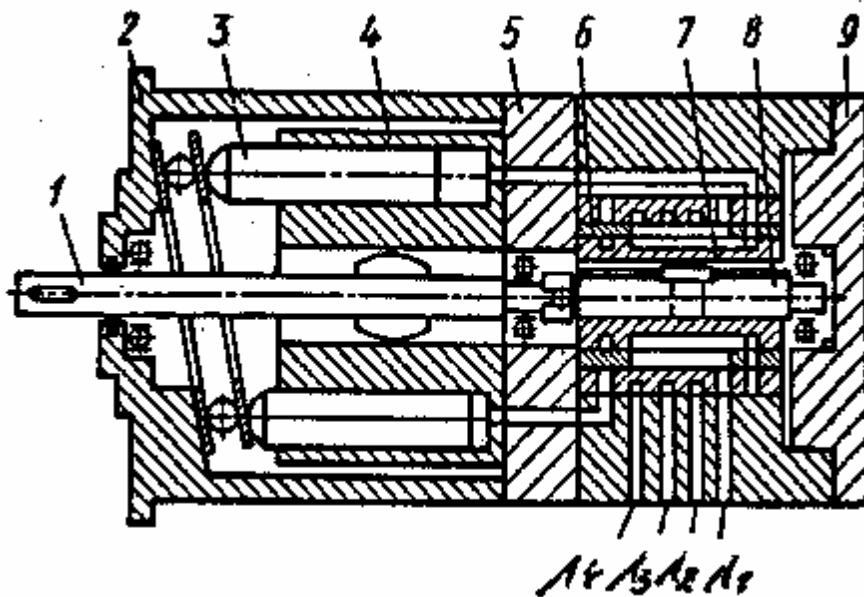


Рис. 30. Четырехтактный шаговый гидромотор с пристыкованным шаговым распределителем

Таблица 10

Исполнительная гидролиния	Состояние гидролинии			
	такт 1	такт 2	такт 3	такт 4
L_1	Н	П	С	П
L_2	П	Н	П	С
L_3	С	П	Н	П
L_4	П	С	П	Н

В ряде случаев целесообразно использование унифицированного ШР в виде автономного блока, соединенного с валом гидромотора шестеренной или цепной передачей, а со штоком гидроцилиндра - шестеренно-реечной или винтовой передачей (см. рис. 25, а и б). Конструктивная схема ШР, выполненного в виде отдельного блока приведена на рис. 31. ШР содержит 1 - крышку, 2 - корпус, 3 и 4 втулку и золотник, 5 - уплотнительный элемент и 6 - вал, соединенный с выходным звеном гидромотора. Подсоединение шагового распределителя к рабочим камерам гидромотора осуществляется через подводные каналы L_a и L_b . Канал L_c соединяется со сливной гидролинией. Состояние исполнительных гидролиний и соединенных с ними каналов L_1 , L_2 , L_3 и L_4 обеспечивается гидроккоммутатором по четырехтактному циклу (табл. 10). Золотник выполнен в виде цилиндрической детали с кольцевыми проточками и продольными пазами. Известны и другие конструкции ШР.

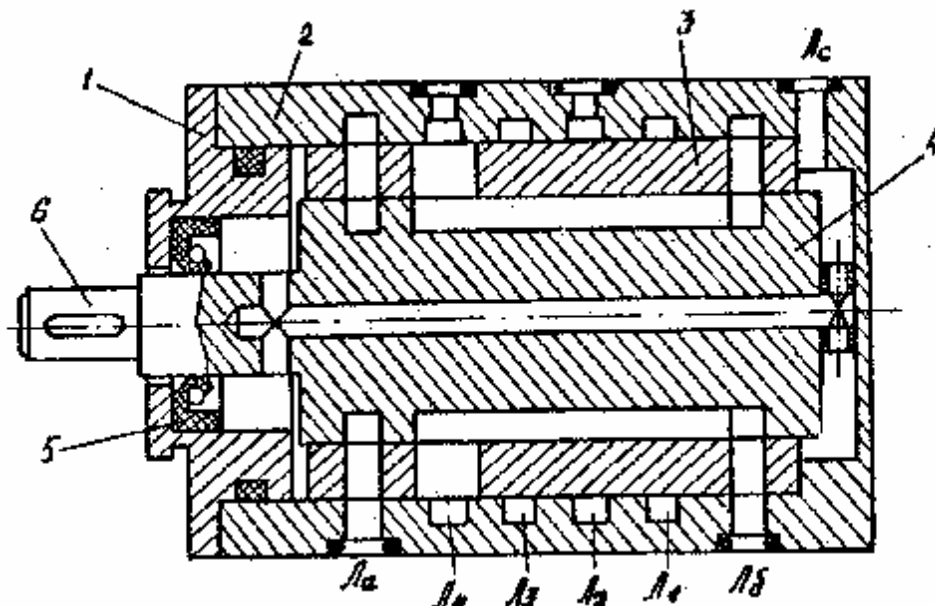


Рис. 31. Четырехтактный шаговый распределитель

На рис. 32 представлена развертка наружной поверхности золотника (см. рис. 31) с обозначением размещения каналов втулки. Выполнение указанным образом продольных пазов золотника и каналов втулки обеспечивает шаговый поворот золотника на угол $22,5^\circ$. На соответствующий угол будет повернут вал гидромотора. Величина угла поворота вала может быть изменена с помощью изменения передаточного отношения кинематической связи вала с золотником.

При большом разнообразии конструкций ШР можно выделить две базовые конструктивные схемы, показанные на рис. 33 и рис. 34. Основу ШР составляет распределительная пара: коллекторный элемент, названный распределительной втулкой, и запорно-регулирующий элемент, названный золотником. Приведенные конструктивные схемы отличаются видом движения золотника - поступательным и вращательным. В конструкции ШГД узел ШР вместе с кинематической передачей играет, по существу, роль внутренней обратной связи.

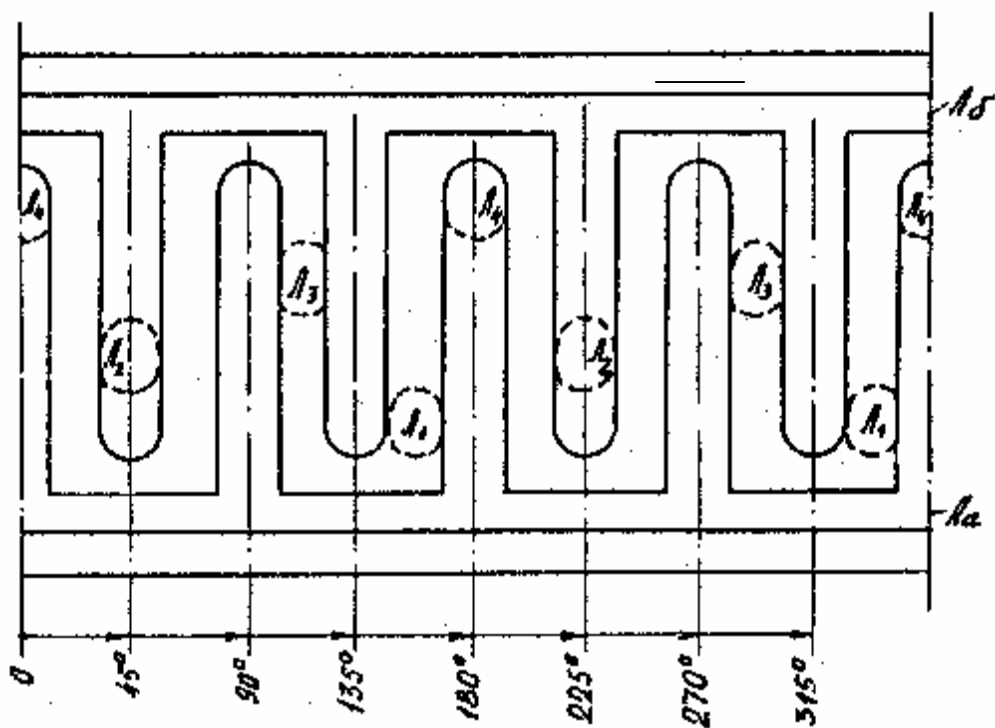


Рис. 32. Развертка наружной поверхности золотника с обозначением размещения каналов втулки

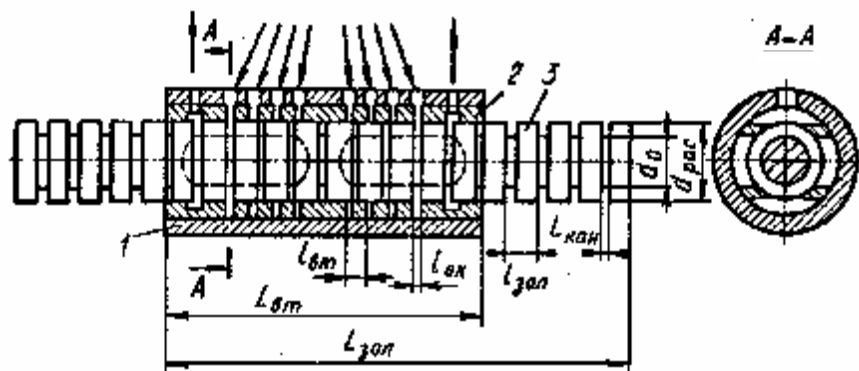


Рис. 33. Конструктивная схема типовых элементов шагового распределителя поступательного движения:

1-корпус; 2-распределительная втулка; 3-золотник

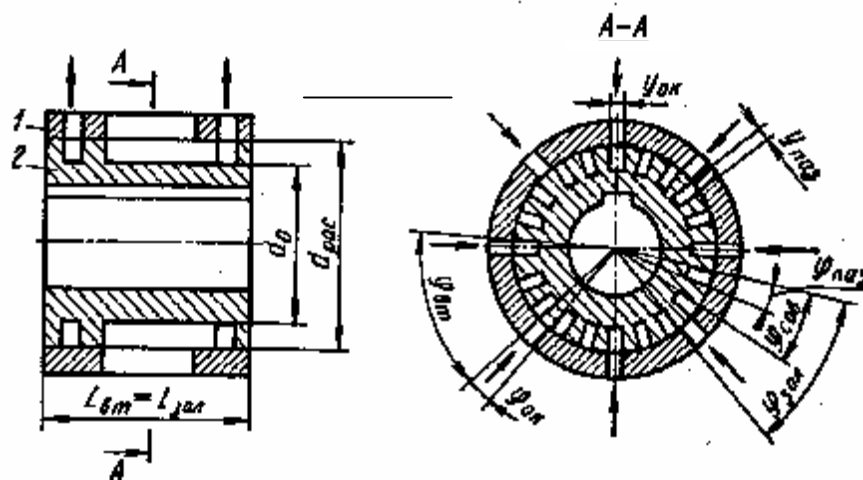


Рис. 34. Конструктивная схема типовых элементов шагового распределителя вращательного движения:

1-распределительная втулка; 2-золотник

К функционированию ШР предъявляются следующие требования:

- 1) обеспечение требуемой последовательности соединения и перекрытия ИГЛ;
- 2) не превышение допустимой величины гидравлического сопротивления каналов и окон;
- 3) обеспечение гидростатической разгрузки золотников;
- 4) обеспечение эффективного торможения и устойчивости ШГД в зоне фиксации выходного звена.

Для проектирования ШР нужны формулы, связывающие геометрические размеры распределительной пары (втулки и золотника), обозначенные на рис. 33 и 34. Размеры канавок, окон и пазов, их число и расстояния между ними обеспечивают логические функции ШР. Исходными параметрами для геометрического синтеза ШР являются число тактов в цикле управления $n_{так}$, требуемая величина шага $u_{шаг}$ и площадь проходного сечения внутренних каналов и канавок $F_{рас}$.

Для ШР поступательного движения (см. рис. 33) необходимая последовательность соединения и перекрытия гидролиний обеспечивается принятием следующих соотношений для шага расположения канавок на золотнике $l_{зол}$ и шага расположения окон одной группы на втулке $l_{вт}$:

$$l_{\text{зол}} = \frac{l_{\text{шаг}}}{i_{\text{св}}} n_{\text{так}}, \quad (18)$$

$$l_{\text{вт}} = \frac{l_{\text{шаг}}}{i_{\text{св}}} (n_{\text{так}} n_{\text{нат}} \pm 1), \quad (19)$$

где $l_{\text{шаг}}$ - линейный шаг на выходном звене;
 $i_{\text{св}}$ - передаточное число кинематической связи;
 $n_{\text{нат}}$ - любое число из натурального ряда, начиная с 1.

Осевые размеры окон на втулке $l_{\text{ок}}$ и канавок на золотнике $l_{\text{кан}}$ принимаются с условием обеспечения положительного перекрытия

$$l_{\text{ок}} = l_{\text{кан}} = \frac{l_{\text{шаг}}}{i_{\text{св}}} (1 - \varepsilon_{\text{рас}}), \quad (20)$$

где $\varepsilon_{\text{рас}}$ - приведенная к выходному звену величина относительного перекрытия окон ШР:

$$\varepsilon_{\text{рас}} = \frac{\Delta_{\text{рас}} i_{\text{св}}}{l_{\text{шаг}}}, \quad (21)$$

где $\Delta_{\text{рас}}$ - величина положительного перекрытия на ШР.

Число блоков окон равно числу рабочих полостей $n_{\text{пол}}$ ШГД. С целью гидростатической разгрузки в каждом блоке предусматривается не менее двух групп окон $n_{\text{пол}} \geq 2$. Суммарное число окон при этом равно

$$n_{\text{сум}} = n_{\text{так}} n_{\text{пол}} n_{\text{гр}}. \quad (22)$$

Диаметр распределительной поверхности $d_{\text{рас}}$ определяется из условия минимального внутреннего диаметра d_0 золотника и требуемой площади проходного сечения канавок $F_{\text{рас}}$

$$d_{\text{рас}} = \frac{F_{\text{рас}}}{n_{\text{гр}} l_{\text{кан}}} + d_0, \quad (23)$$

и проверяется по площади проходного сечения окон.

Особенностью конструирования ШР вращательного движения (см. рис. 34) является замкнутость распределительной поверхности, угловой размер которой всегда равен 2π рад. Общая формула при $n_{\text{так}} \geq 3$ имеет вид

$$j_{\text{шаг}} = \frac{2\pi i_{\text{св}}}{n_{\text{так}} (n_{\text{так}} n_{\text{нат}} \pm 1) n_{\text{гр}}}, \quad (24)$$

где $\varphi_{\text{шаг}}$ - величина углового шага на выходном звене ШГМ.

Для обеспечения гидростатической разгрузки золотника число групп окон должно быть $n_{\text{гр}} \geq 2$. Требуемая последовательность переключения гидролиний обеспечивается при следующих соотношениях для углового шага расположения одноименных пазов на золотнике $\varphi_{\text{зол}}$ и углового шага расположения окон на втулке $\varphi_{\text{вт}}$:

$$j_{\text{зол}} = \frac{j_{\text{шаг}}}{i_{\text{св}}} n_{\text{так}}, \quad (25)$$

$$j_{\text{вт}} = \frac{j_{\text{шаг}}}{i_{\text{св}}} (n_{\text{так}} n_{\text{нат}} \pm 1). \quad (26)$$

Число одноименных пазов (соединенных с одной рабочей камерой) на золотнике

$$n_{\text{паз}} = (n_{\text{так}} n_{\text{нат}} \pm 1) n_{\text{гр}}. \quad (27)$$

Для расчета диаметра распределительной поверхности $d_{\text{рас}}$ получена следующая формула:

$$d_{\text{рас}} \geq \frac{n_{\text{паз}} n_{\text{кам}} y_{\text{ст}}}{\pi} + \sqrt{\left(\frac{n_{\text{паз}} n_{\text{кам}} y_{\text{ст}}}{\pi}\right)^2 + \frac{4 F_{\text{рас}}}{n_{\text{гр}} \sin[(1 - \varepsilon_{\text{рас}}) j_{\text{шаг}} / 2 i_{\text{св}}]}}, \quad (28)$$

где $y_{\text{ст}}$ - толщина стенок между соседними пазами; $n_{\text{кам}}$ - число камер.

Ширину окна $y_{\text{ок}}$ и ширину паза $y_{\text{паз}}$ обычно принимают равными и определяют по формуле

$$y_{\text{ок}} = y_{\text{паз}} = d_{\text{рас}} \sin \frac{j_{\text{шаг}} (1 - \varepsilon_{\text{рас}})}{2 i_{\text{св}}}. \quad (29)$$

Величина относительного перекрытия, приведенная к выходному валу ШГМ, выражается через абсолютную величину положительного перекрытия $d_{\text{рас}}$ золотником окон ШР следующим образом:

$$\varepsilon_{\text{рас}} = \frac{\delta_{\text{рас}} i_{\text{св}}}{J_{\text{шаг}}}. \quad (30)$$

Следует отметить, что при выборе исходных параметров: $u_{\text{шаг}}$, $i_{\text{св}}$, $F_{\text{рас}}$ и $\varepsilon_{\text{рас}}$ необходимо учитывать следующее. Выбор шага $u_{\text{шаг}}$ (линейного $l_{\text{шаг}}$ или углового $\varphi_{\text{шаг}}$) связан с назначением ШГД, т.е. с числом дискретных положений, которые он должен обеспечить при позиционировании рабочего органа машины.

Понятие передаточного числа внутренней обратной связи $i_{\text{св}}$ осуществляется по следующим соображениям. При $i_{\text{св}}=1$ механическая передача наиболее проста. Значения $i_{\text{св}} < 1$ выбирают при необходимости обеспечить малую величину шага. Значения $i_{\text{св}} > 1$ принимают иногда с целью уменьшения габаритов ШР. Для ШГМ с вращательным ШР обеспечение строго определенной величины шага $\varphi_{\text{шаг}}$ иногда выполнимо только подбором $i_{\text{св}} \neq 1$.

Площадь проходного сечения каналов и окон $F_{\text{рас}}$ выбирают из условия непревышения допустимой величины гидравлического сопротивления ШР, ориентируясь на допустимую скорость потока :

$$F_{\text{рас}} \geq \frac{Q_{\text{рас}}}{u_{\text{доп}}}, \quad (31)$$

где $Q_{\text{рас}}$ - номинальная величина расхода жидкости через ШР;

$u_{\text{доп}}$ - допустимая величина усредненной скорости потока жидкости в каналах и окнах ШР.

Принимаемые значения скорости потока лежат в диапазоне $u_{\text{доп}}=10...30$ м/с.

Величина относительного перекрытия рабочих щелей $\delta_{\text{рас}}$ существенно влияет на точность позиционирования ШГД и колебательность выходного звена в зоне фиксации. Поэтому предварительный выбор $\delta_{\text{рас}}$ выполняется путем оценки точности позиционирования, а дальнейшее уточнение осуществляется после динамического расчета.

Важным конструктивным параметром является радиальный зазор $l_{\text{заз}}$ между золотником и втулкой ШР. Он должен быть больше твердых частиц в рабочей жидкости, но не должен приводить к чрезмерным утечкам. При диаметрах распределительной поверхности $d_{\text{рас}}=10...100$ мм принимают соответственно радиальные зазоры $l_{\text{заз}} = 0,005...0,015$ мм.

Результаты испытаний ШГД различных типов показали, что точность позиционирования зависит в основном от точности изготовления деталей и вида статической силовой (моментной) характеристики. Сжимаемость и температура окружающей среды не оказывают существенного влияния на точность позиционирования выходного звена ШГД. В целом относительная ста-

тическая ошибка позиционирования $\delta_{\text{поз}}$ (ошибка, отнесенная к величине шага) может быть представлена в виде трех основных составляющих:

$$\varepsilon_{\text{поз}} = \pm \varepsilon_{\text{тех}} \pm \varepsilon_{\text{рас}} \pm \varepsilon_{\text{зон}} \quad (32)$$

где $\varepsilon_{\text{тех}}$, $\varepsilon_{\text{рас}}$ и $\varepsilon_{\text{зон}}$ - отнесенные к шагу величины технологической ошибки, положительного перекрытия в ШР и зоны наибольшей крутизны статической силовой (моментной) характеристики.

Технологическая ошибка складывается из полученных при изготовлении распределительной втулки и золотника ШР отклонений от номинальных размеров и в механической передаче (цепи обратной связи) вследствие отклонений размеров сопряженных деталей. В исследованных образцах ШГД величины относительной технологической ошибки находились в пределах $\varepsilon_{\text{тех}}=0,01...0,05$.

Во всех образцах ШГД с гидравлической редукцией шага принято положительное перекрытие окон распределительной втулки поясками золотника ШР. Измеренные величины относительного перекрытия составили $\varepsilon_{\text{рас}}=0,02...0,05$. Анализ экспериментальных статических силовых (моментных) характеристик ШГД позволил установить, что относительная величина зоны существенного изменения крутизны характеристики у ШГД находится в пределах $\varepsilon_{\text{рас}}=0,02...0,06$.

В целом не представляет особых трудностей обеспечить неперевышение отнесенной к величине шага суммарной ошибки позиционирования ШГД величины $\varepsilon_{\text{поз}} = 0,1$. Иногда ошибку позиционирования относят к полному ходу выходного звена ШГД. Так, например, у ШГЦ с длиной хода $l_{\text{ход}}=100\text{мм}$ и величиной шага $l_{\text{шаг}}=2\text{мм}$ полная относительная ошибка позиционирования составила 0,2%.

В заключение следует отметить, что новый принцип действия ШГД, состоящий в трехзначной коммутации исполнительных гидролиний и двустороннем регулировании потоков жидкости, оказался весьма перспективным и позволил предложить ряд новых конструктивных схем ШГД, защищенных авторскими свидетельствами.

5. ЛОГИЧЕСКИЙ СИНТЕЗ СХЕМ ГИДРОКОММУТАТОРОВ

Гидрокоммутаторы (ГК) выполняют в общем случае в ШГП следующие основные функции: преобразование выходных сигналов по несущей величине и коду, усиление сигналов по мощности и непосредственное тактовое переключение исполнительных гидролиний (ИГЛ).

Периодическое изменение состояний ИГЛ выполняется посредством релейно действующих гидрораспределителей, составляющих выходной каскад ГК. Кодовое преобразование входных сигналов осуществляет логический блок (ЛБ).

Важным при проектировании ШГП вообще и ГК в частности является выбор числа тактов в цикле управления ШГД. Анализ показал, что от числа тактов $n_{\text{так}}$ зависят:

- 1) относительная величина зоны устойчивости ШГД $\delta_{\text{уст}} = y_{\text{уст}} / U_{\text{шаг}}$,
- 2) число ИГЛ $n_{\text{лин}}$,
- 3) число гидрораспределителей $n_{\text{рас}}$ общепромышленного назначения;
- 4) число рабочих щелей в ШР $n_{\text{щел}}$.

В табл. 11 приведены значения перечисленных величин для двухполостных ШГД.

Таблица 11

Параметр	Значения параметра при числе тактов $n_{\text{так}}$						
	2	3	4	5	6	7	8
$e_{\text{уст}}$	+0,5-1,5	$\pm 1,5$	$\pm 2,0$	$\pm 2,5$	$\pm 3,0$	$\pm 3,5$	$\pm 4,0$
$n_{\text{лин}}$	4	6	4	5	6	7	8
$n_{\text{рас}}$	2	3	2	5	3	7	4
$n_{\text{щел}}$	8	6	8	10	12	14	16

Анализ разработанных конструкций ГК и ШР показал следующее. Число линий $n_{\text{лин}}$ существенно влияет на габариты ШГП. При $n_{\text{так}} = 4$ получается наиболее простая конструкция ШР. При $n_{\text{так}} > 4$ ШР оказываются сложными и громоздкими. Четное число $n_{\text{так}}$ по сравнению с нечетным приводит к более простой схеме ЛБ, описанного ниже.

В связи с приведенными данными оптимальным числом тактов в цикле управления следует принять $n_{\text{так}} = 4$. Величины $n_{\text{так}}$, равные 2 и 3, можно рекомендовать только в специальных случаях для однополостных гидродвигателей, например, одностороннего действия и с дифференциальным гидроцилиндром. При этом $n_{\text{лин}}$ составляет 4 и 3, а $n_{\text{щел}}$ - соответственно 4 и 3.

Управление подвижными запорными элементами (золотниками) гидрораспределителей выходных каскадов ГК может осуществляться механическими, пневматическими или гидравлическими сигналами. В зависимости от

конкретных условий применения выбираются в качестве приводимых устройств электромагниты, серводвигатели, например, с храповым механизмом или кулачковой передачей, и другие. При маломощных управляющих сигналах применяются дискретно действующие усилители-преобразователи: электрогидравлические, пневмогидравлические.

Синтез схем выходных каскадов ГК выполняется по таблицам состояний входных сигналов x_i и ИГЛ. В табл. 12, 13, 14 приведены состояния сигналов выходных каскадов двух-, трех- и четырехтактных ГК, построенных на гидрораспределителях общепромышленного назначения. Сигналы x_i независимо от их физической природы должны быть релейными и двузначными (1 - включено, 0 - выключено). Состояние ИГЛ - трехзначное: "Напор" (Н), "Перекрыто" (П), "Слив" (С).

Таблица 12

Направление движения	№ такта	Состояние входных сигналов				Состояния ИГЛ			
		x_1	x_2	x_3	x_4	Л1	Л2	Л3	Л4
Прямое	1	0	1	0	0	Н	С	П	П
	2	0	0	1	0	П	П	Н	С
Обратное	1	1	0	0	0	С	Н	П	П
	2	0	0	0	1	П	П	С	Н

Таблица 13

№ такта	Состояния входных сигналов						Состояния ИГЛ		
	x_1	x_2	x_3	x_4	x_5	x_6	Л1	Л2	Л3
1	1	0	0	0	0	1	Н	П	С
2	0	1	0	1	0	0	С	Н	П
3	0	0	1	0	1	0	П	С	Н

Таблица 14

№ такта	Состояния входных сигналов				Состояния ИГЛ			
	x_1	x_2	x_3	x_4	Л1	Л2	Л3	Л4
1	1	0	0	0	Н	П	С	П
2	0	1	0	0	П	Н	П	С
3	0	0	1	0	С	П	Н	П
4	0	0	0	1	П	С	П	Н

На рис. 35 а, б и в показаны схемы выходных каскадов ГК, состояния сигналов соответствуют табл. 12-14. Анализ приведенных материалов позво-

ляет сделать выводы о том, что ГК с гидрораспределителями общепромышленного назначения имеют большое число входных сигналов. Кроме того, в трехтактном ГК имеет место одновременное движение в каждом такте двух запорно-регулирующих элементов (золотников). Последнее обстоятельство требует специальной регулировки времени срабатывания золотников при движении вперед и назад.

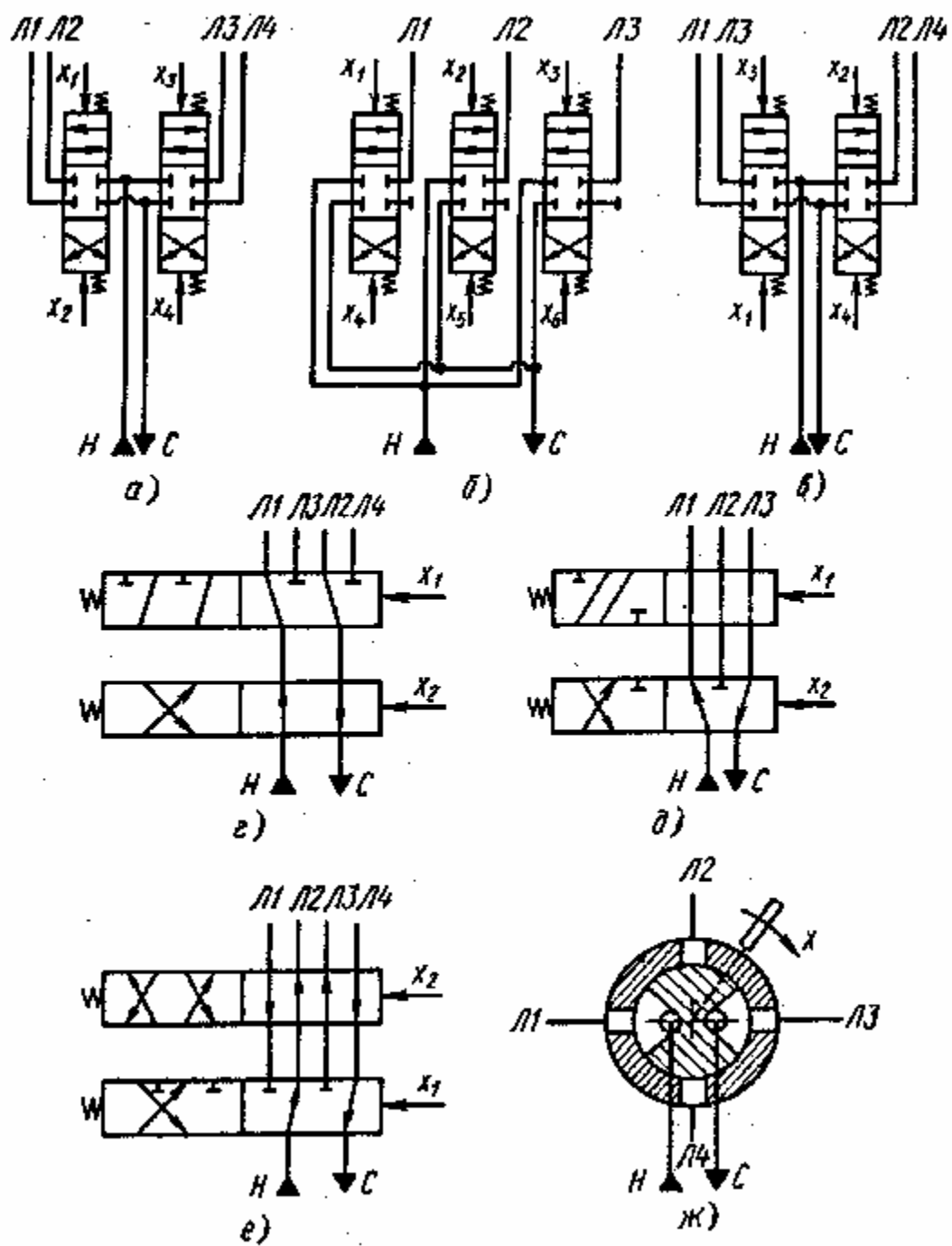


Рис. 35. Схемы выходных каскадов гидрокоммутаторов

Выявленные недостатки привели к необходимости разработки специальных гидрораспределителей для ГК. Составлены таблицы состояний с минимальным числом входных сигналов, равным двум (табл. 15-17). В соответствии с этими таблицами синтезированы схемы выходных каскадов двух-, трех- и четырехтактных ГК (рис. 35, г, д и е соответственно). На рис. 35, а, б и в использованы трехпозиционные гидрораспределители общепромышленного назначения, а в схемах на рис. 35, г, д, е и ж - специальные гидрораспределители.

Анализ приведенных схем (см. рис. 35, г, д, е и ж) показывает, что ГК на специальных гидрораспределителях обеспечивают функционирование при минимальном числе входных сигналов, равным двум.

Названное преимущество специальных ГК получено благодаря использованию способа последовательного соединения гидрораспределителей. Однако при этом необходимо обеспечивать в гидрораспределителях достаточные проходные сечения, чтобы гидравлические потери давления были в допустимых пределах.

Таблица 15

Направление движения	№ такта	Состояния входных сигналов		Состояния ИГЛ			
		x_1	x_2	Л1	Л2	Л3	Л4
Прямое	1	1	1	Н	С	П	П
	2	0	1	П	П	Н	С
Обратное	1	1	0	С	Н	П	П
	2	0	0	П	П	С	Н

Таблица 16

№ такта	Состояния входных сигналов		Состояния ИГЛ		
	x_1	x_2	Л1	Л2	Л3
1	1	1	Н	П	С
2	1	0	С	Н	П
3	0	0	П	С	Н

Таблица 17

№ такта	Состояния входных сигналов		Состояния ИГЛ			
	x_1	x_2	Л1	Л2	Л3	Л4
1	1	0	Н	П	С	П
2	1	1	П	Н	П	С
3	0	1	С	П	Н	П
4	0	0	П	С	П	Н

Сигналы, поступающие к выходному каскаду ГК, можно охарактеризовать как релейно-цикловые. В тех случаях, когда на вход ШГП поступают число-импульсные сигналы, необходим логический блок (ЛБ) в виде обтекающего устройства.

Известны три способа построения логических обтекающих устройств:

- 1) на триггерном счетчике с дешифратором;
- 2) на ячейках статического регистра, выполняющих "задержку на полутакт";
- 3) на ячейках памяти из триггеров с отдельными входами.

Анализ указанных способов построения обтекающих устройств применительно к гидравлическим коммутаторам позволил сделать следующие выводы. Вторым и третьим способами являются более универсальными, позволяющими едиными методами и на базе типовых ячеек строить ЛБ ГК на любое число тактов в цикле управления. Вторым способом успешно применяется при построении пневматического ЛБ для ШГП. Однако для построения гидравлических ЛБ оптимальным следует признать третий способ построения обтекающего устройства, который обеспечивает, как показывает сравнительный подсчет, при четном числе тактов минимальное число логических элементов. Ячейка выбранного обтекающего устройства третьего типа содержит триггер с отдельными входами, на взводящем входе которого установлен логический элемент И, обеспечивающий сочетание числового входа $x_{чис}$ с тактовым сигналом $x_{так}$ для нечетных ячеек или с инверсией тактового сигнала $\overline{x_{так}}$ для четных ячеек. Срабатывающий вход триггера соединен с выходом триггера следующей ячейки. Нечетные и четные ячейки соединяются соответственно с прямым и инверсным выходами тактирующей ячейки-триггера со счетным входом, куда поступает входной импульсный сигнал $x_{имп}$. Однако для функционирования в логическом блоке гидрокоммутатора обтекающее устройство должно иметь элементы, обеспечивающие реверс, сброс всех ячеек памяти на ноль и введение единичного сигнала в первую ячейку. В связи с этим проведен синтез дополнительных цепей типовой ячейки методом составления и анализа таблицы состояний сигналов.

Для составления таблицы состояний сигналов приняты следующие логические условия. При прямом обегании кольцевого логического устройства числовой сигнал $x_{чис}$ должен поступать на взводящий вход триггера i -й ячейки с выхода x_{i-1} предыдущей ($i - 1$)-й ячейки, а сигнал обратной связи $x_{об}$ должен поступать на сбрасывающий вход триггера T выхода x_{i+1} последующей ($i+1$)-й ячейки (рис. 36).

Реверс обеспечивается обратным обеганием кольцевого логического устройства, при котором числовой сигнал $x_{чис}$ на взводящий вход триггера должен поступать с выхода последующей ячейки x_{i+1} , а сигнал обратной связи $x_{об}$ должен поступать на сбрасывающий вход триггера с выхода предыду-

щей ячейки x_{i-1} . Принято прямое обегание при наличии знакового сигнала x_{3H} и обратное при его отсутствии. Перечисленные логические условия состояний входных x_{3H} , x_{i-1} , x_{i+1} и выходных данных синтезирующих цепей $x_{чис}$ и $x_{об}$ сигналов отражены в табл. 18. Структурная формула для каждого выходного сигнала получена логическим суммированием логических произведений входных переменных обязательных состояний. С целью минимизации элементов приведены упрощения структурных формул в соответствии с теоремами алгебры логики:

$$\begin{aligned}
 x_{чис} &= x_{3H} x_{i-1} x_{i+1} + \bar{x}_{3H} x_{i-1} x_{i+1} + \bar{x}_{3H} \bar{x}_{i-1} x_{i+1} + x_{3H} x_{i-1} \bar{x}_{i+1} = \\
 &= x_{3H} x_{i-1} (x_{i+1} + \bar{x}_{i+1}) + \bar{x}_{3H} x_{i+1} (x_{i-1} + \bar{x}_{i-1}) = x_{3H} x_{i-1} + \bar{x}_{3H} x_{i+1}; \\
 x_{об} &= x_{3H} x_{i-1} x_{i+1} + \bar{x}_{3H} x_{i-1} x_{i+1} + x_{3H} \bar{x}_{i-1} x_{i+1} + \bar{x}_{3H} x_{i-1} \bar{x}_{i+1} = \\
 &= x_{3H} x_{i+1} (x_{i-1} + \bar{x}_{i-1}) + \bar{x}_{3H} x_{i-1} (x_{i+1} + \bar{x}_{i+1}) = x_{3H} x_{i+1} + \bar{x}_{3H} x_{i-1}.
 \end{aligned}$$

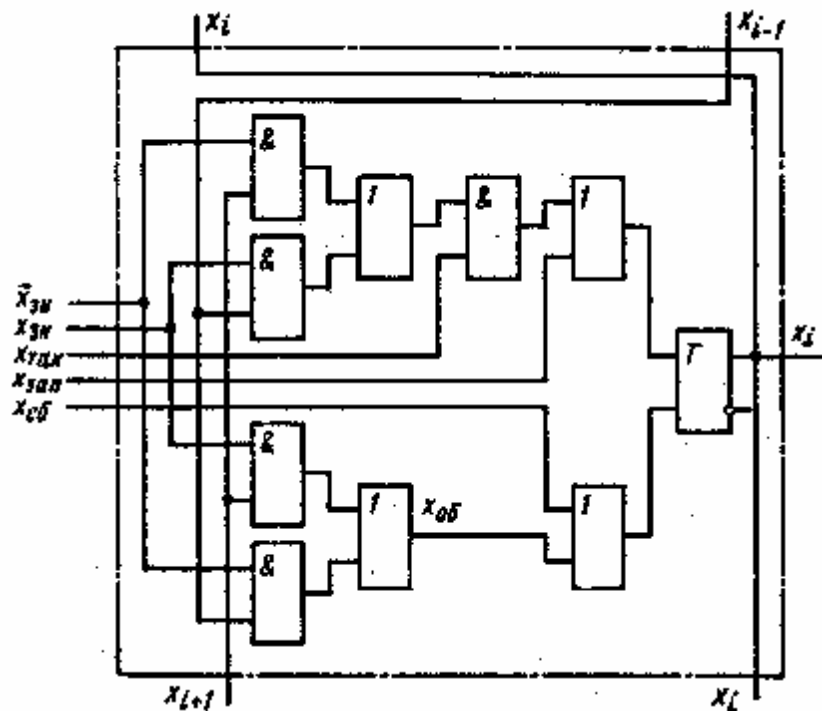


Рис. 36. Структурная схема типовой ячейки логического блока гидрокоммутатора

Таблица 18

№ состояния	Состояния входных сигналов			Состояния выходных сигналов	
	$x_{зн}$	x_{i-1}	x_{i+1}	$x_{чис}$	$x_{об}$
1	1	1	1	1	1
2	0	1	1	1	1
3	1	0	1	0	1
4	0	0	1	1	0
5	1	1	0	1	0
6	0	1	0	0	1
7	1	0	0	0	0
8	0	0	0	0	0

Каждое из полученных в результате выражений реализуется с помощью двух логических элементов "И", одного логического элемента "ИЛИ" и инвертора (логический элемент "НЕ"). Инвертор целесообразно взять общим для всех ячеек. Для сброса всех ячеек памяти на ноль сигналом $x_{сб}$ дополнительно вводится в ячейку элемент "ИЛИ" объединяющий сигналы $x_{сб}$ и $x_{об}$. Для введения единичного сигнала в первую ячейку добавляется элемент "ИЛИ", объединяющий $x_{зап}$ и $x_{чис}$.

В итоге проведенного логического синтеза получена структурная схема типовой ячейки логического блока ГК (см. рис. 36). На базе полученной типовой ячейки может быть набран ЛБ для любого числа тактов. При четном числе тактов количество ячеек равно числу тактов, а при нечетном - удвоенному числу тактов. Общая структурная схема ЛБ, содержащего n типовых ячеек, приведена на рис. 37. На вход ЛБ поступают число-импульсные сигналы $x_{имп}$ и звуковые сигналы $x_{зн}$. Триггер со счетным входом осуществляет тактирование ячеек памяти. При каждом входном импульсе будет происходить передача единичного сигнала из предыдущей ячейки в последующую с учетом знакового сигнала. Дальнейшее видоизменение кода в соответствии с таблицами состояний сигналов выходного каскада ГК осуществляется простыми преобразующими цепочками с элементами ИЛИ (рис. 38).

По синтезированной типовой схеме можно построить логический блок на любых гидравлических логических элементах (шариковых, золотниковых или клапанных). Предпочтение следует отдавать золотниковым элементам, обладающим большими операционными возможностями, что приводит к меньшему числу используемых элементов для реализации логических операций.

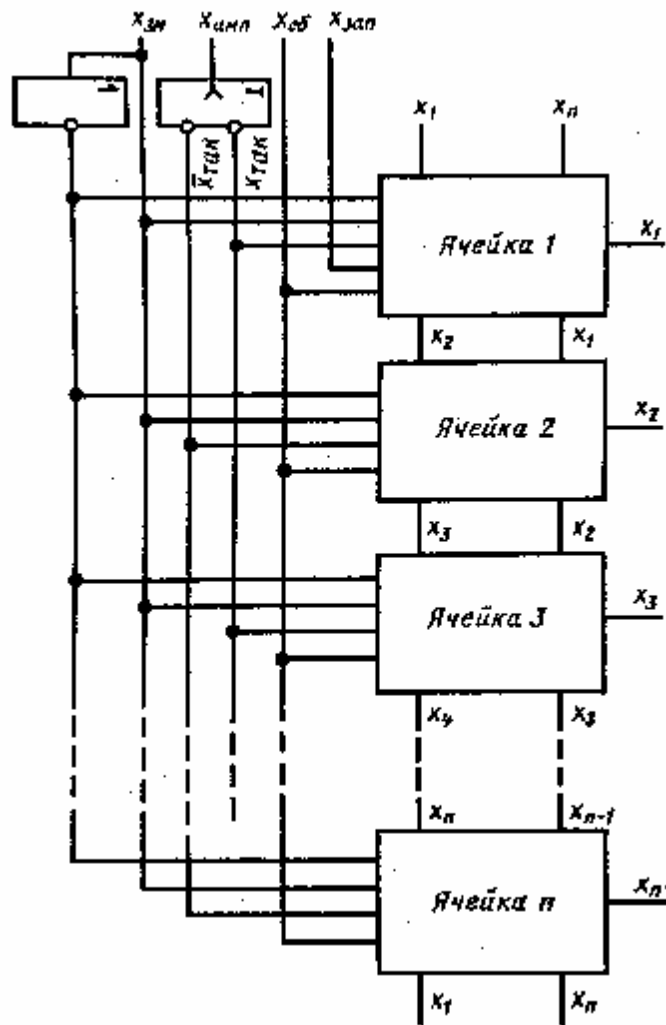


Рис. 37. Структурная схема многоклеточного элемента гидромеханического утатора

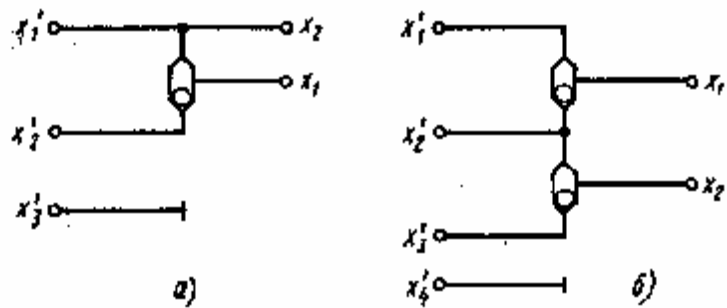


Рис. 38. Преобразующие цепочки с элементами ИЛИ

Одним из основных путей дальнейшего совершенствования ГК является повышение их быстродействия. Время срабатывания электрогидравлических коммутаторов, построенных на гидрораспределителях общепромышленного назначения, составляет значительную долю полного времени отработки шага.

Поэтому гидрораспределители с электромагнитами общепромышленного назначения пригодны при частотах управляющих сигналов 10-30 Гц. Для повышения частоты пропускания сигналов до 100 Гц и более необходимы специальные форсируемые по току электромагниты с большой тяговой силой до 300 Н и специальные гидрораспределители с ходом золотника 1-2 мм. Другим направлением является построение ГК путем сочетания кранового (поворотного) гидрораспределителя с шаговым электродвигателем ($\varphi = 22,5^\circ$). При этом удастся достичь частоты пропускания управляющих сигналов до 100 Гц.

6. ОБЛАСТИ ЭФФЕКТИВНОГО ПРИМЕНЕНИЯ ШАГОВЫХ ГИДРОПРИВОДОВ

Широко распространенной технической задачей в промышленности и на транспорте является обеспечение позиционирования рабочих органов машин, т.е. осуществление движения с заданным быстродействием, останов с требуемой точностью и фиксация механизмов при наличии внешней нагрузки. Такая задача возникает при программном управлении станками и технологическим оборудованием, при дистанционном воздействии на органы управления транспортных машин, судов и летательных аппаратов, при дистанционном и автоматическом регулировании химических, тепловых и ядерных процессов, при автоматизации подъемно-транспортных, погрузочно-разгрузочных и технологических операций посредством роботов и автоматических манипуляторов и во многих других случаях.

Как отмечалось выше, для решения задачи позиционирования рабочих органов машин и механизмов применяются два существенно отличающихся типа приводов: следящие с двигателями непрерывного действия и дискретные с шаговыми двигателями.

Интенсивное развитие электроники способствовало созданию и успешному применению в различных отраслях техники дискретных электроприводов с шаговыми двигателями. Большие успехи при этом достигнуты в разработке низкомоментных (до 1 Нм) шаговых электродвигателей, обрабатывающих предельную частоту управляющих сигналов до 30 кГц. Однако с увеличением требуемого крутящего момента обрабатываемая частота управляющих сигналов резко падает. Шаговые электродвигатели, развивающие значительные крутящие моменты (от 10 до 100 Нм), имеют при номинальной нагрузке относительно низкую частоту обработки управляющих сигналов (до 150 Гц). Причиной является значительная величина момента инерции ротора шагового электродвигателя. В ряде отраслей техники, например в станкостроении, разработаны и внедрены комбинированные приводы, содержащие комплект шагового электродвигателя со следящим гидроприводом (гидроусилителем момента). Выпускаемые комбинированные приводы типа ЭМГ18-1 имеют номинальные крутящие моменты от 8 до 64 Нм при частоте пропускания управляющих сигналов до 800 Гц. При многих преимуществах указанные комбинированные приводы имеют два существенных недостатка: повышенные массу и габариты и пониженную точность позиционирования. На эти показатели влияет наличие двух последовательно соединенных двигателей: электрического и гидравлического.

Необходимость обеспечения крутящих моментов более 100 Нм и стремление улучшить массовые и габаритные показатели привели к разработке гидромоторов с гидравлической редуцией шага. В табл. 19 приведены не-

которые технические показатели силовых шаговых электродвигателей, шаговых двигателей с гидроусилителями моментов и силовых ШГМ.

Таблица 19

Технические показатели	Значение показателя для		
	силового шагового электродвигателя	шагового двигателя с гидроусилителями момента	Силового шагового гидромотора
Номинальный крутящий момент, Нм	2,5 - 25	8 - 65	20 - 150
Величина шага, град	2,65	1,5	4,5
Частота отработки при номинальной нагрузке, Гц	130 - 300	800	30 - 80
Динамическая добротность, $1/c^2$	6500 - 10500	4000 - 11000	12000 - 50000
Относительная динамическая ошибка	2	10 - 20	1
Относительная статическая ошибка	0,5	1,5	0,2
Удельный весовой показатель, кг/Нм	0,8 - 1,2	0,6 - 1,3	0,3 - 0,4
Показатель энергоёмкости, Вт/дм ³	14 - 65	10 - 26	110 - 140

Под динамической добротностью в табл. 19 подразумевается отношение максимального развиваемого момента на выходном валу к моменту инерции ротора. Относительная динамическая ошибка определялась как отношение величины отставания при номинальной скорости к величине шага. Относительная статическая ошибка равна отношению максимальной ошибки позиционирования к величине шага. Удельный весовой показатель определяется делением массы на максимальный крутящий момент. Под показателем энергоёмкости подразумевается отношение номинальной мощности к габаритному объёму исполнительной части привода.

Анализ технических показателей шаговых электродвигателей, шаговых гидромоторов и комплектов шаговых двигателей с гидроусилителями момента позволил выделить области их применения, показанные на рис. 39 в координатах частота-нагрузка. По мере совершенствования каждого из рассмотренных типов двигателей границы областей применения могут смещаться.

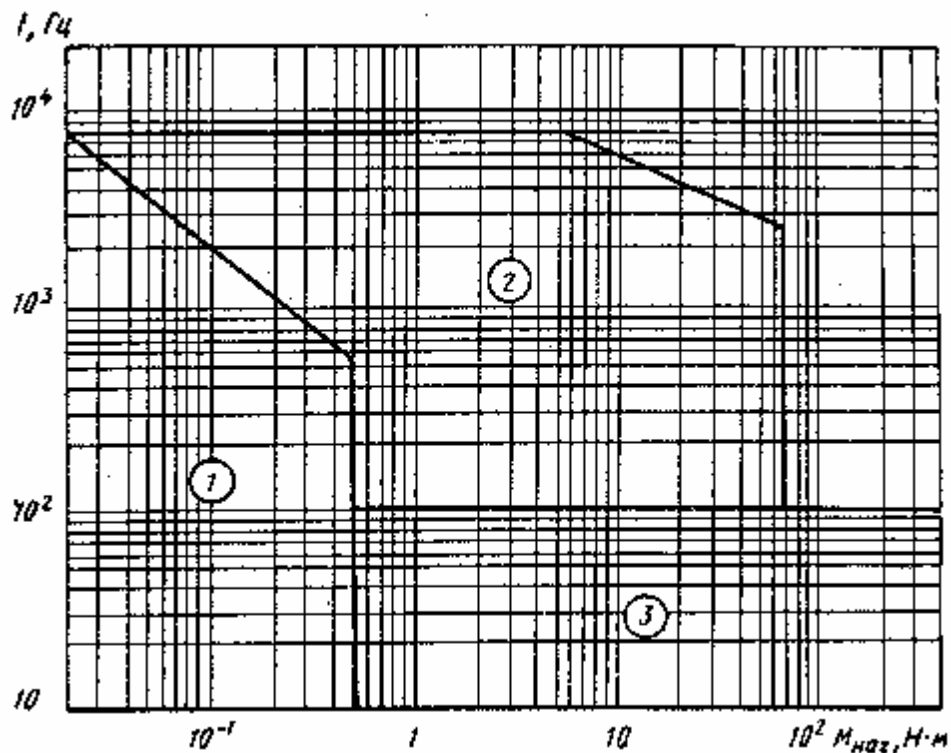


Рис. 39. Области эффективного применения шаговых электродвигателей (1), шаговых двигателей с гидроусилителем момента (2) и шаговых гидродвигателей (3)

Для выяснения тех областей машиностроительной техники, где эффективно использование ШГП, проведем качественное сравнение следящих и шаговых гидроприводов и рассмотрим конкретные примеры применения ШГП. Плавное движение рабочих органов машин по заданной траектории с заданной скоростью и остановку в любой точке обслуживаемого пространства известные шаговые гидроприводы обеспечить не могут. Для выполнения этих задач следящие приводы вне конкуренции. Однако функции позиционирования и фиксации рабочих органов машин при ограниченном числе координат могут успешно осуществлять не только следящие, но и шаговые гидроприводы. Такие функции выполняют сервоприводы систем дистанционного управления различных гидрофицированных машин, силовые гидроприводы программных систем технологического оборудования и гидроприводы автоматических манипуляторов подъемно-транспортного назначения. При этом ШГП во многих случаях оказываются технологичнее, дешевле и надежнее в эксплуатации, чем следящие гидроприводы. Причины заключаются в следующем. ШГП при условии указанного функционального ограничения содержат меньшее число дорогостоящих деталей и узлов, а также устройств с

повышенной интенсивностью отказов. Они менее чувствительны к колебаниям температуры и чистоте жидкости, чем следящие гидроприводы. ШГП не нуждаются в регулировке и настройке отдельных устройств при эксплуатации.

Рассмотрим конкретные примеры применения ШГП в системах дистанционного управления.

Во ВНИИПТМаше совместно с МАДИ разработан, изготовлен и испытан гидрофицированный мостовой кран с дискретной системой дистанционного управления подъемным механизмом. Система дистанционного управления содержит два основных блока: электрическое дискретное задающее устройство, расположенное в кабине крановщика, и гидравлический шаговый сервопривод, расположенный на тележке крана и непосредственно воздействующий на орган регулирования производительностью насоса. Схема гидропривода подъемного механизма крана с шаговым гидравлическим сервоприводом показана на рис. 40.

Техническая характеристика системы управления

Разрешающая способность позиционирования.	0,005
Максимальное перемещение исполнительного цилиндра, мм..	±32
Максимальный поворот блока цилиндров насоса, град.....	±25
Максимальная частота управляющих сигналов, Гц.....	50
Максимальное время регулирования насоса, с.....	0,4
Номинальное давление жидкости, МПа.....	3
Ход рукоятки управления, мм.....	±150

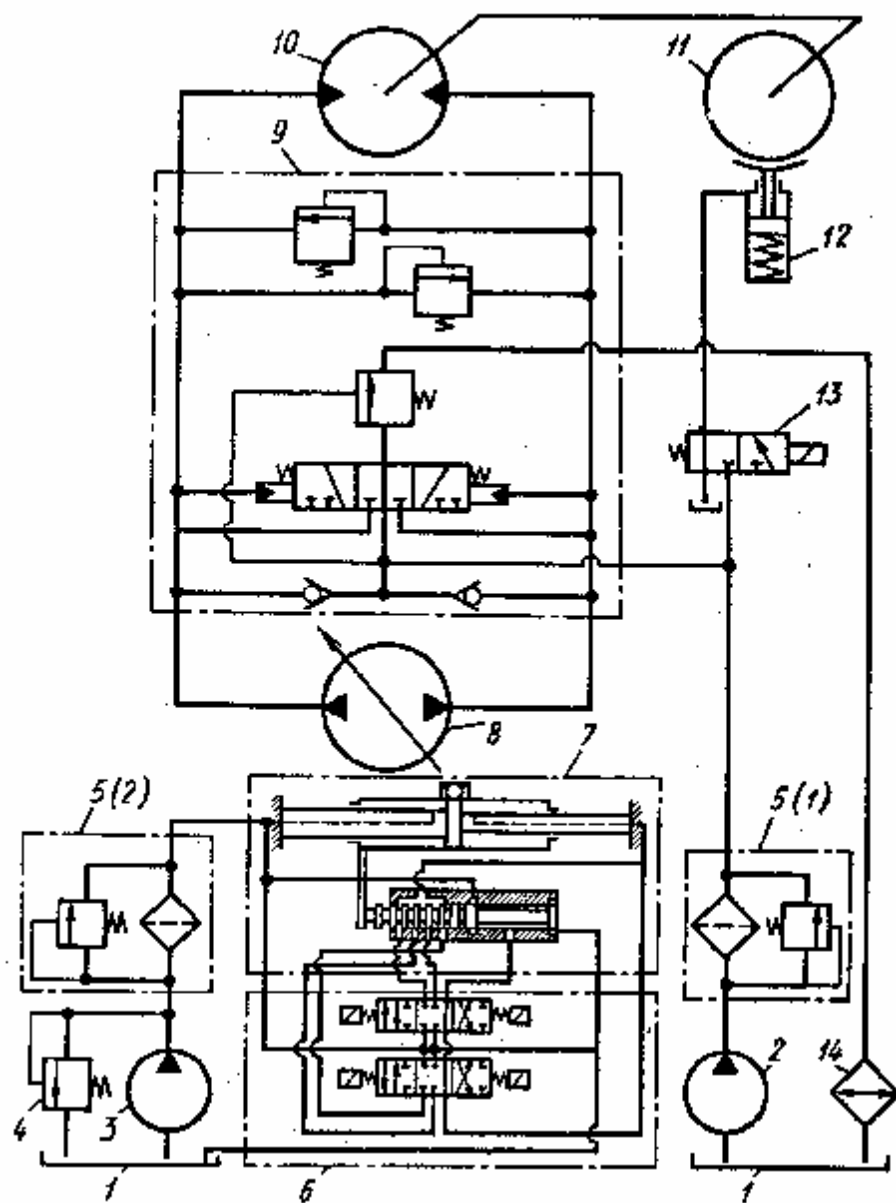


Рис. 40. Схема гидропривода подъемного механизма крана с гидравлическим шаговым сервоприводом системы дистанционного управления:

1-гидробак; 2-подпиточный насос; 3-насос системы управления; 4-напорный золотник; 5 (1 и 2)-фильтры с клапанами; 6-гидрокоммутатор; 7-шаговый гидроцилиндр; 8-насос типа 207.20; 9-блок клапанов; 10-гидромотор типа 210.20; 11-тормозной шкив; 12-тормозной гидроцилиндр; 13-гидрораспределитель; 14-воздушный теплообменник

Испытания шагового гидравлического сервопривода проводились в широком диапазоне температур от 40°С до -40°С с рабочей жидкостью ВМЗГ (ТУ 38-1-196-68). Во всем диапазоне шаговый сервопривод сохранял работоспособность и точность позиционирования $\pm 0,1$ мм, а в диапазоне от 40°С до -10°С сохранял и верхний уровень быстродействия. Дискретность регулирования насоса 207.20 не влияла на скачки давления и плавность движения гидромотора. Зона нечувствительности отсутствовала. Отмечено хорошее качество управления механизмом подъема на посадочных скоростях.

При создании рассматриваемой системы дистанционного управления регулируемым насосом, входящим в состав гидропривода подъемного механизма крана, проведена оценка двух вариантов: гидравлического следящего сервопривода и гидравлического шагового сервопривода. Гидравлический следящий сервопривод содержит следующие основные узлы: корпус исполнительного механизма, гидроцилиндр перестановки, нуль-установленный механизм, электромеханический преобразователь, гидроусилитель типа сопло-заслонка, дросселирующий распределитель, механизм гидравлической обратной связи. Гидравлический шаговый сервопривод, показанный на рис. 40, содержит следующие основные узлы: корпус шагового гидропривода, гидроцилиндр постановки, крышку корпуса, гидрораспределители с электромагнитным управлением, задающее устройство и муфту. Результаты расчета априорной надежности (вероятности безотказной работы в течение 3000 ч) и себестоимость сервоприводов приведены в табл. 20.

Таблица 20

Гидравлический сервопривод	Априорная надежность	Себестоимость, усл. единиц	Масса, кг
Следящий	0,613	1050	50,6
Шаговый	0,795	453	50,2

Проведенные расчеты свидетельствуют о существенных преимуществах гидравлического шагового сервопривода.

ИГД им. А.А. Скочинского совместно с МАДИ разработана дискретная система дистанционного управления гидроприводом бурового станка. Система осуществляет дистанционное управление регулируемым гидромотором типа МРР4 привода вращения бурового инструмента. Схема дистанционного управления показана на рис. 41.

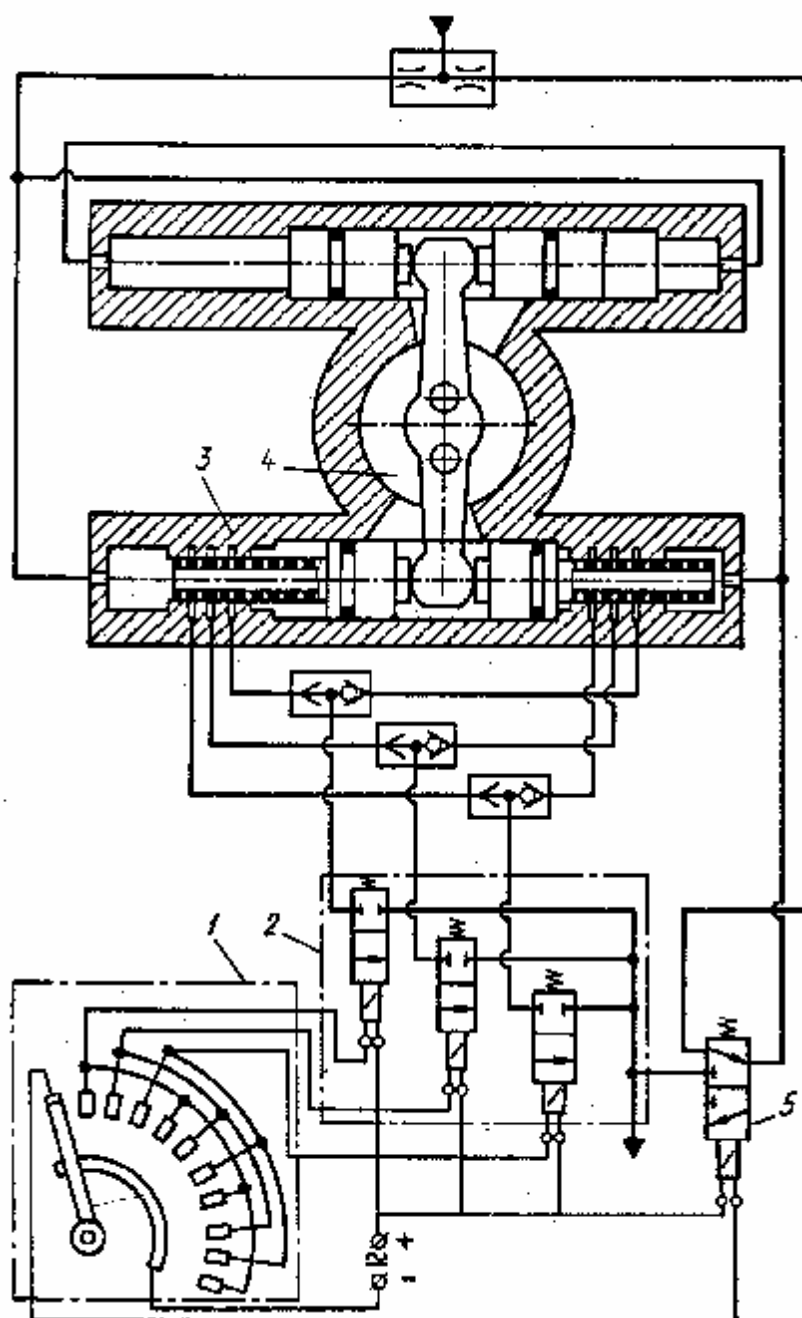


Рис. 41. Схема дискретной системы управления гидромотором вращателя бурового станка:

1-задающее устройство; 2-гидрокоммутатор; 3-шаговый гидродвигатель; 4-орган регулирования гидромотора; 5-гидрораспределитель

Техническая характеристика шагового сервопривода

Максимальный угол поворота, град.....	12
Величина углового шага, град	1,2
Точность позиционирования, град.....	$\pm 0,1$
Максимальное давление жидкости, МПа.....	12
Минимальное давление жидкости, МПа.....	2
Максимальный статический момент, Нм.....	2000
Частота обработки управляющего сигнала, Гц.....	20

Опытная эксплуатация гидрофицированного бурового станка показала работоспособность системы дистанционного управления в летних и зимних условиях.

Техническая задача одновременного дистанционного управления несколькими механизмами возникает при создании многоколесных транспортных и технологических машин. Так, например, при создании системы унифицированных мобильных энерготехнологических средств (МЭС) для сельскохозяйственных работ в НАТИ совместно с МАДИ разработан, изготовлен и испытан опытный образец ШГП для системы раздельного рулевого управления восемью колесами МЭС-250. Схема ШГП показана на рис. 42.

Техническая характеристика рулевого ШГП

Установочный угол поворота колес, град	90
Угол непрерывного управления колесами, град.....	± 60
Максимальная скорость поворота, град/с.....	$1^{\circ}20'$
Частота обработки управляющих сигналов, Гц.....	45
Номинальное давление жидкости, МПа.....	16
Средний крутящий момент, Нм.....	3000
Масса рулевого механизма, кг.....	82

Стендовые испытания ШГП рулевого механизма МЭС-250 показали соответствие техническим требованиям. На всех режимах ШГП работал устойчиво. Точность позиционирования составила $\pm 0,1$ мм.

Примером рационального применения ШГП в системе программного управления технологическим оборудованием является разработанный, изготовленный и испытанный в НИИТАвтопроме совместно с МАДИ ШГП подъемного механизма листоагрегатора автоматической штаповочной линии. Схема исполнительной части указанного ШГП приведена на рис. 43.

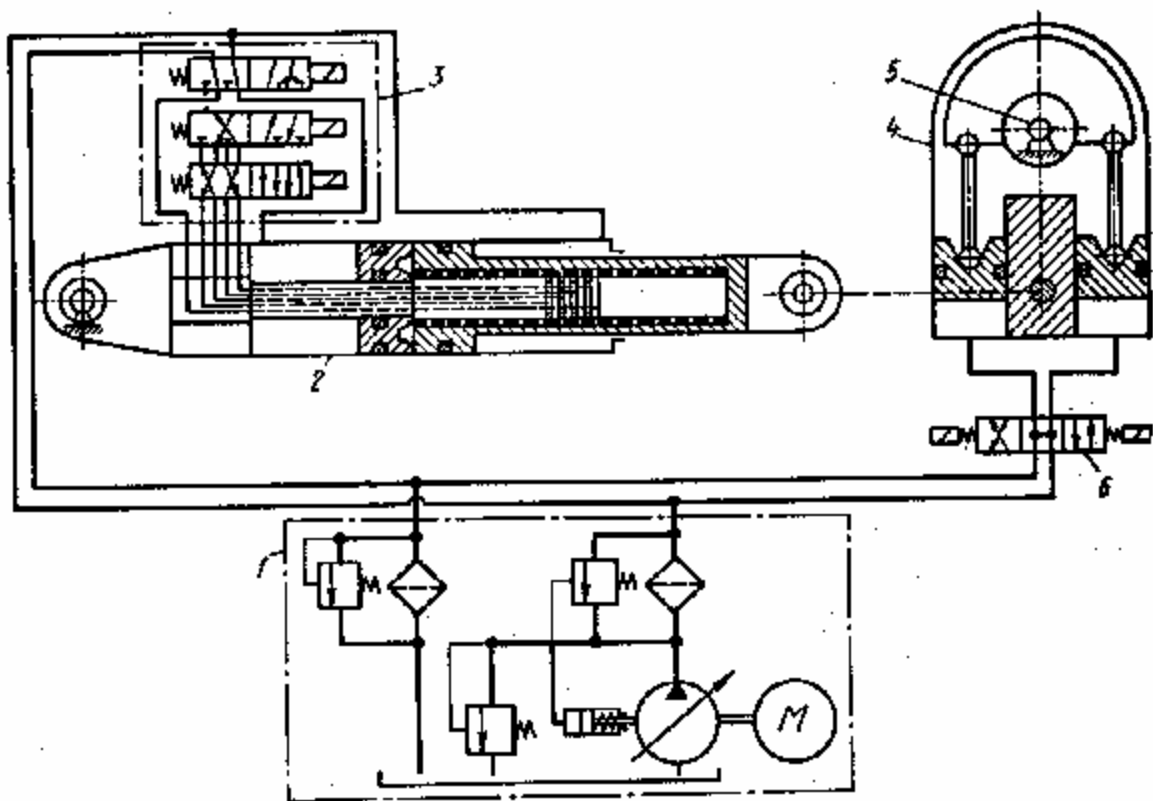


Рис. 42. Схема шагового гидропривода системы рулевого управления МЭС-250:

1-насосная установка; 2- шаговый гидроцилиндр; 3-гидрокоммутатор; 4-установочный гидродвигатель; 5-ось поворота колеса; 6-реверсивный гидрораспределитель

Техническая характеристика исполнительной части ШГП

Полный ход поршня, мм.....	340
Величина шага, мм.....	24-47
Число шагов.....	10
Число тактов в цикле управления.....	2
Максимальная рабочая скорость, м/мин.....	2,6
Скорость холостого хода, м/мин.....	11
Номинальное давление жидкости, МПа.....	10
Развиваемая на штоке сила, Н.....	254 000
Максимальный расход жидкости, дм ³ /мин.....	40
Масса шагового гидроцилиндра с ГК, кг.....	384

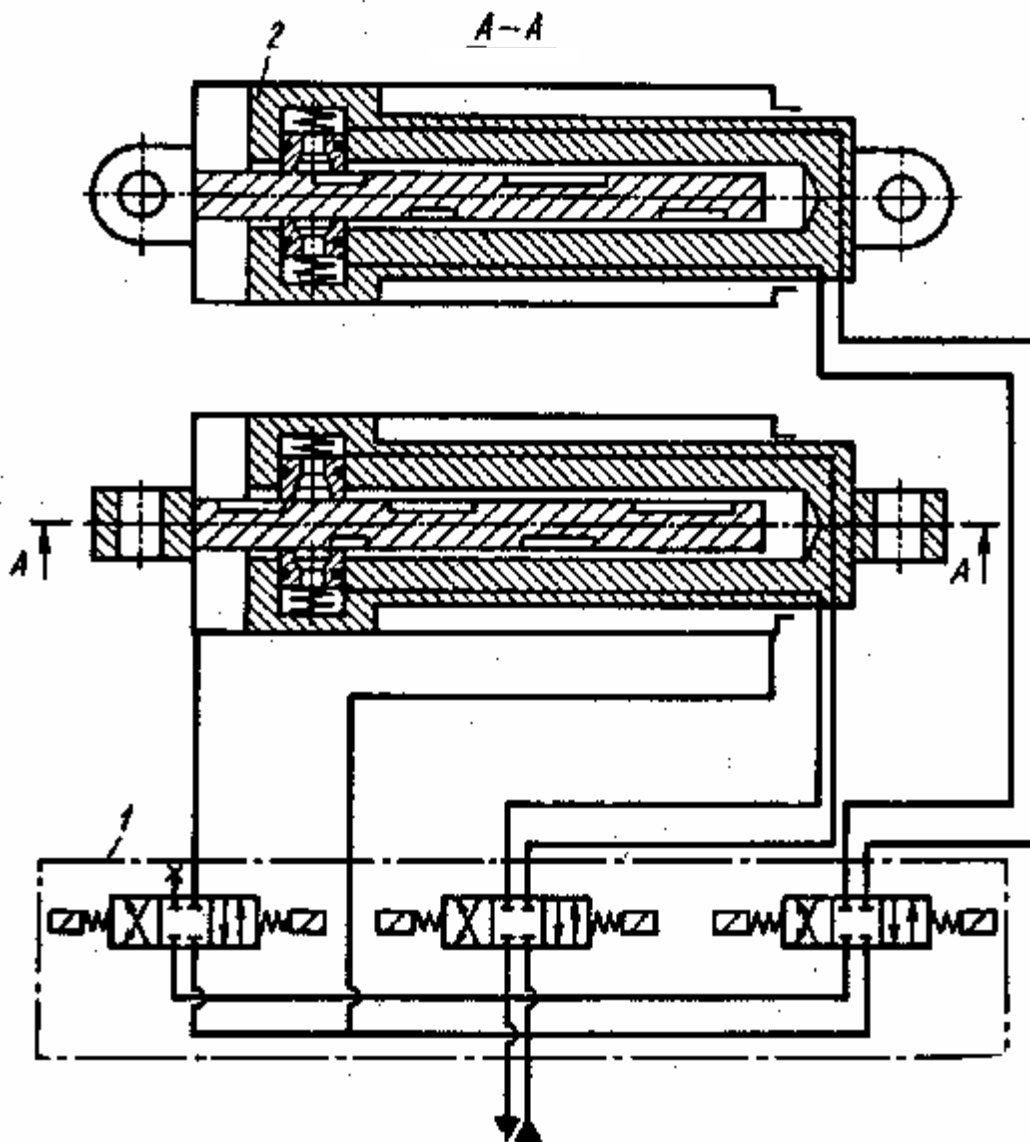


Рис. 43. Схема исполнительнй части шагового гидропривода подъемного механизма листоагрузчика автоматической штамповочной линии:

1-гидрокоммутатор; 2-шаговый гидроцилиндр

Листопогрузчик осуществляет позиционирование пакета листового материала, необходимое для работы механизма съема листов и подачи на штамповку. Обратное холостое движение ШГП является непрерывным. Особенностью конструкции ШГЦ является применение встроеного в шток с поршнем ШР клапанного типа.

Важное свойство ШГП нового типа, состоящее в простоте переключения гидродвигателя с шагового движения на непрерывное и обратно, позволяет успешно применять их в автоматических манипуляторах подъемно-транспортного назначения. Разработанный применительно к автоматическому конвейерному манипулятору типа МАК-1-50 непрерывно-шаговый гидропривод, позволил значительно упростить систему программного управления по сравнению со следящим электроприводом.

Техническая характеристика МАК-1-50

Грузоподъемность, кг.....	50
Величина хода вдоль конвейера, м.....	10
Вертикальное перемещение колонны, м.....	1,2
Максимальная скорость перемещения, м/мин.....	15
Точность позиционирования, мм.....	± 2
Время полного цикла работ, с.....	40

Система позиционирования двухотсчетная. Грубый отсчет при непрерывном движении (продольном и вертикальном) осуществляется наиболее простыми средствами - бесконтактными электрическими датчиками, установленными в зоне позиционирования. Точный отсчет осуществляется после переключения с непрерывного движения на шаговое посредством ШР. Схема исполнительской части непрерывно-шагового гидропривода продольного (вдоль конвейера) перемещения автоматического манипулятора показана на рис. 44.

Проведенные испытания манипуляторов показали надежную работу шаговых гидроприводов и стабильную точность позиционирования при колебаниях температуры жидкости от 5 до 80 °С. Освоен серийный выпуск автоматических конвейерных манипуляторов с непрерывно-шаговыми гидроприводами.

В заключение следует отметить, что по мере создания и освоения промышленностью типовых образцов ШГП область их применения будет расширяться благодаря важным функциональным свойствам, простоте конструкции и удобству в эксплуатации.

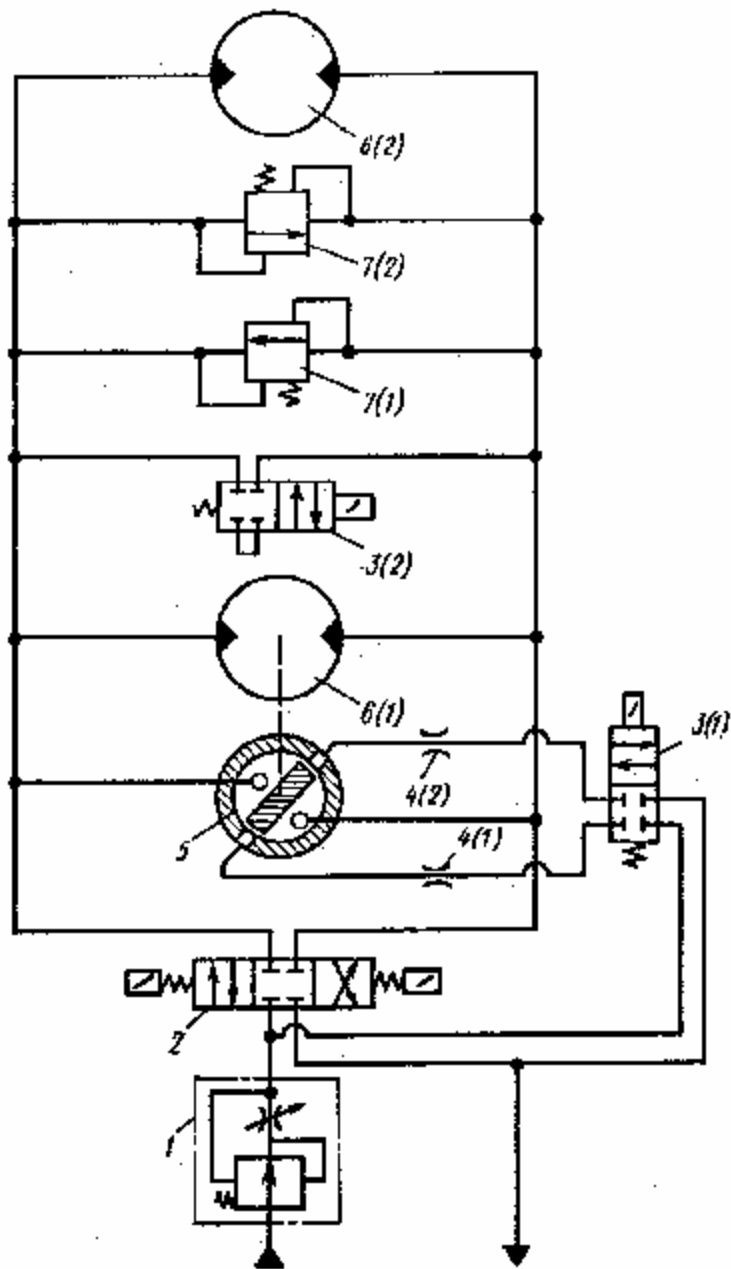


Рис. 44. Схема исполнительнй части непрерывно-шагового гидропривода продольного перемещения автоматического манипулятора:

- 1-дрессель с регулятором; 2- трехпозиционный гидрораспределитель;
- 3 (1 и 2)-двухпозиционные гидрораспределители; 4 (1 и 2) –постоянные дрессели;
- 5-шаговый распределитель; 6 (1 и 2)- аксиально-поршневые гидромоторы;
- 7 (1 и 2)- предохранительные клапаны

Л и т е р а т у р а.

1. В а р н а в с к и й С.М. и др. Гидравлические цифровые устройства на золотниках //В кн.: Проблемы гидравлики. - М.: Наука, 1969.- С. 40-48.
2. Д е ч Г. Руководство к практическому применению преобразования Лапласа и Z- преобразования / Пер. с нем.- М., 1971.- 288 с.
3. К о р н Г., К о р н Т. Справочник по математике для научных работников и инженеров. - 4-е изд., перераб. и доп.- М.: Наука, 1977.- 832 с.
4. К о р о б о ч к и н Б.Л. Динамика гидравлических систем станков. - М.: Машиностроение, 1976.- 240 с.
5. Н а в р о ц к и й К.Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов.- М.: Машиностроение, 1991.- 384 с.
6. Н а в р о ц к и й К.Л., С ы р и ц ы н Т.А., С т е п а н к о в А.И. Шаговый гидропривод. - М.: Машиностроение, 1985.- 160 с.
7. Н а в р о ц к и й К.Л. Логический синтез гидрокоммутаторов шаговых гидроприводов //Вестник машиностроения. – 1977. - № 3.- С. 8-11.
8. Н а в р о ц к и й К.Л., А л и ф а н о в В.Г. Выбор шагового гидропривода для систем рулевого управления самоходной машины с отдельно управляемыми колесами //В кн.: Системы гидро- и пневмоприводов (труды МАДИ).- 1979.- Вып. 165.- С. 38-41.
9. Машиностроительный гидропривод/Л.А. К о н д а к о в, Г.А. Н и к и т и н, В.П. П р о к о ф ь е в и др.; Под ред. В.П. П р о к о ф ь е в а.- М.: Машиностроение, 1978.- 495 с.
10. С о с о н к и н В.Л. Дискретная гидравлика. Следящие и шаговые системы станков. - М.: Машиностроение, 1972. - 164 с.
11. Т р и ф о н о в О.Н., В а н и н В.А. Расчет времени срабатывания гидравлического шагового двигателя //В кн.: Гидравлические системы металлорежущих станков: Межвузовский сборник научных трудов.- 1974.-Вып.1. - С. 98-104.
12. Шаговый гидравлический сервопривод для управления регулируемым насосом / В.И. М е л и к - Г а й к а з о в, А.Г. М и х а й л о в, К.Л. Н а в р о ц к и й, М.Б. Р о м а ш к и н // В кн.: Автоматизация ПТМ. Электро- и гидропривод.- М.: ВНИИ ПТМаш, 1979.- № 2. - С. 57-67.

Содержание

Введение.....	3
1. ДИСКРЕТНЫЕ ПОЗИЦИОНЕРЫ, ОБЛАСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ И ПРИНЦИПЫ ПОСТРОЕНИЯ.....	4
2. СТРУКТУРА ГИДРОПРИВОДОВ С ШАГОВЫМИ ГИДРОДВИГАТЕЛЯМИ.....	11
3. ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ И РАЗНОВИДНОСТИ ШАГОВЫХ ГИДРОДВИГАТЕЛЕЙ.....	17
4. НОВЫЕ ТИПЫ ШАГОВЫХ ГИДРОДВИГАТЕЛЕЙ.....	40
5. ЛОГИЧЕСКИЙ СИНТЕЗ СХЕМ ГИДРОКОММУТАТОРОВ.....	56
6. ОБЛАСТИ ЭФФЕКТИВНОГО ПРИМЕНЕНИЯ ШАГОВЫХ ГИДРОПРИВОДОВ.....	65
Литература.....	77

Учебное издание

АВТУШКО Валентин Петрович
КИШКЕВИЧ Павел Нестерович
ЖИЛЕВИЧ Михаил Иванович

ДИСКРЕТНЫЕ ГИДРОПРИВОДЫ

Учебно-методическое пособие
для студентов специальности Т.05.11-
"Гидропневмосистемы транспортных и
технологических машин"

В 2-х частях

Часть 1

ПРИНЦИПЫ ПОСТРОЕНИЯ И ОБЛАСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ

Редактор Т.Н.Микулик

Подписано в печать 25.05.2000.

Формат 60x84 1/16. Бумага тип. №2. Офсет.печать.

Усл.печ.л. 4,6. Уч.-изд.л. 3,6. Тираж 100. Заказ 296.

Издатель и полиграфическое исполнение:

Белорусская государственная политехническая академия.

Лицензия ЛВ №155 от 30.01.98. 220027, Минск, пр. Ф.Скорины, 65.