



ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

ЦЕНТР ДИСТАНЦИОННОГО ОБУЧЕНИЯ И ПОВЫШЕНИЯ
КВАЛИФИКАЦИИ

Кафедра «Гидравлика, гидропневмоавтоматика и тепловые
процессы»

РАСЧЕТ МНОГОДВИГАТЕЛЬНЫХ ГИДРОСИСТЕМ С ДЕЛИТЕЛЬНЫМ КЛАПАНОМ

Учебное пособие

Автор
Антоненко В.И.

Ростов-на-Дону, 2013





Аннотация

Рассмотрены многоконтурные системы гидропневмоприводов, дана методология и основы анализа и синтеза приводов многодвигательных гидромеханических систем, приведены обобщенная структурная схема, теоретические обоснования и необходимые методические указания и задания по выполнению типового расчета многодвигательной гидросистемы с делительным клапаном. Пособие рекомендовано при изучении дисциплин «Методология и теория анализа и синтеза многоконтурных систем гидропневмоприводов», «Проектирование СГПП» для направления 151000 «Технологические машины и оборудование», специальности 150802 «Гидромашины, гидроприводы и средства ГПА» всех форм обучения, включая дневную, сокращенную, заочную и дистанционную, а также инженерно-техническим работникам занимающимся проектированием и эксплуатацией СГПП.

Автор



К.т.н. доцент кафедры «Г,
ГПА и ТП» Антоненко В.И.





Оглавление

ВВЕДЕНИЕ	4
1. ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ	5
2.АНАЛИЗ СТРУКТУР МНОГОДВИГАТЕЛЬНЫХ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ	7
3. АНАЛИЗ КОНСТРУКЦИЙ ДЕЛИТЕЛЬНЫХ КЛАПАНОВ.	27
4.СХЕМА ГИДРОСИСТЕМЫ И ЕЁ ФУНКЦИОНИРОВАНИЕ.....	51
5.МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО РАСЧЁТУ МНОГОДВИГАТЕЛЬНОЙ ГИДРОСИСТЕМЫ СИНХРОНИЗАЦИИ ДВИЖЕНИЙ.....	62
6.ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ РАБОТЫ.....	68
ЛИТЕРАТУРА:	69
Исходные данные к расчётной работе Приложение 1 ..	70
Приложение 2.	72
Приложение 3.	74



ВВЕДЕНИЕ

В современных гибких производственных системах с высокой степенью автоматизации цикла требуется реализация множества разнообразных движений. Для обеспечения функционирования таких систем и механизмов при изменяющихся скоростях и нагрузках и сложном динамическом режиме, широко используют многоконтурные автоматизированные гидро- и пневмоприводы (ГПП). Существенные преимущества ГПП перед другими типами приводов явились вескими основаниями для их широкого применения их в различных отраслях промышленности к которым относятся тракторное и сельскохозяйственное, дорожно-строительное и горное машиностроение, металлургия и станкостроение, транспорт и авиастроение. Важными направлениями при создании таких приводов является анализ условий функционирования, синтез оптимальной структуры привода, а также расчет и определение его оптимальных конструктивных и эксплуатационных параметров.

Приводы современного оборудования как правило изготавливаются на базе серийно выпускаемых нормализованных машин, устройств и аппаратов что существенно упрощает разработку, изготовление, монтаж и эксплуатацию. Разработка новых аппаратов для современных приводов существенно усложняет весь процесс жизненного цикла привода, однако в конкретных конструкциях именно новый аппарат может обеспечить наиболее целесообразное решение применительно к особым условиям функционирования.

В связи с этим для сложных многоконтурных систем важное значение приобретают методы анализа и синтеза структуры привода, их методики расчета и проектирования, а также методики расчета оригинальных и новых аппаратов применительно к конкретным системам и условиям их эксплуатации. Применение приводов, разработанных на этих принципах позволит существенно упростить кинематику механизмов, снизить их металлоемкость, увеличить количество рабочих органов, взаимодействующими с разными потребителями мощности при значительном удалении их от источника энергии, повысить экономичность работы, точность, надежность и уровень автоматизации.



1. ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ

Целью изучения дисциплин является подготовка специалистов для производственной, конструкторской и исследовательской деятельности в области автоматизации технологических машин и оборудования путем использования систем гидропневмоприводов.

Дисциплина направлена на развитие навыков анализа и синтеза схемных и конструктивных решений многоконтурных гидросистем, расчета систем и обоснованной разработки конструкции аппаратов. Объектами изучения являются многодвигательные гидромеханические системы, их приводы и отдельные компоненты нормализованного и оригинального исполнения. Изучение дисциплины предполагает овладение знаниями:

- основ теории многоконтурных систем гидропневмоприводов

- методов анализа и синтеза оптимальных структур многоконтурных систем гидропневмоприводов;

- содержания этапов проектирования многоконтурных систем гидропневмоприводов;

- основных методов параметрической оптимизации многоконтурных систем гидропневмоприводов;

- методик оценки статических и динамических характеристик многоконтурных систем гидропневмоприводов;

- основ разработки элементной базы многодвигательных гидросистем;

- проблем развития многоконтурных систем гидропневмоприводов и их элементной базы;

овладение умениями:

- составлять техническое задание и разрабатывать техническое предложение для соответствующих систем гидропневмоприводов машин и механизмов

- разрабатывать конструкторские документы эскизного и технического проектов систем гидропневмоприводов;

- производить энергетический, гидравлический, тепловой и динамический расчеты гидропневмосистем

- выбирать элементную базу гидропневмосистем;

- разрабатывать алгоритмы и схемы систем управления;

- производить теоретическую оценку эксплуатационных характеристик СГПП.

Изучение дисциплины базируется на знаниях, приобретенных студентами при изучении таких дисциплин как "Техническая механика жидкостей и газов", "Инженерная графика", "Гидропривод, гидравлические средства автоматизации", "Пневматические средства автоматизации", "Электроавтоматика". "Динамика и



регулирование ГПС”, при прохождении конструкторской практики и НИР

Материалы дисциплины используются при выполнении курсовых и дипломных проектов, магистерской диссертации. При изучении дисциплины студенты знакомятся с промышленными гидropневмосистемами, их элементной базой, испытательным оборудованием, нормативно–технической документацией.

Настоящее пособие также позволяет решить задачи анализа многоконтурных гидроприводов, работающих в синхронно-синфазном режиме, углубленного изучения одного из распространенных методов согласования движений гидродвигателей – синхронизации посредством делительных клапанов, а также на конкретном примере, освоения методики статического расчёта и проектирования двухдвигательной гидромеханической системы с делительным клапаном.



2. АНАЛИЗ СТРУКТУР МНОГОДВИГАТЕЛЬНЫХ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ

Характерной тенденцией при создании современных технологических машин является то, что они представляют собой комплексы взаимосвязанных и взаимодействующих механизмов. Основу комплекса механизмов составляют многодвигательные гидромеханические системы (МГМС). Особенностью современных многодвигательных гидромеханических систем (МГМС) является наличие нескольких одновременно или с определенной последовательностью функционирующих гидродвигателей, работа которых определяется отдельным гидромеханическим исполнительным контуром (ГИК) в состав которого они входят. Гидромеханические исполнительные контуры (ГИК) отличаются многообразием конструктивного исполнения, что обусловлено многообразием функций и технических требований, предъявляемых к этим подсистемам. Наиболее типичными вариантами гидромеханических исполнительных контуров для современных технологических машин являются:

Контур гидростатических или гидромеханических силовых передач;

Контур автоматических следящих гидросистем;

Два или более совместно или раздельно функционирующих гидродвигателя, работающих со знакопеременной или постоянной по знаку нагрузкой в независимом или синхронно-синфазном однонаправленном или реверсном режиме и представляющих собой единый механизм, состоящий из нескольких контуров.

С учетом вышеизложенного на рисунке 2.1. представлена обобщенная структурная схема (МГМС) На приведенной обобщенной структурной схеме (МГМС) подробно представлен наиболее сложный ГИК, являющийся в свою очередь многодвигательной гидромеханической системой (МГМС) - контур реверсного синхронно-синфазного движения. Контур силовой и следящей передачи, имеющие стандартную сравнительно простую структуру, представлены условно как параллельно подключенные потребители, характеризующиеся параметрами p_i, Q_i . Гидравлическая подсистема, включающая энергосиловую установку ЭСУ, делительный клапан (делитель-сумматор потока) ДСП, системы замедления $СЗ_i$ и гидродвигатели $ГД_i$, формирует параметры потока жидкости P_i, Q_i и преобразует его энергию в движение выходного звена $ГД_i$. При изменении параметров потока реализуются различные способы управления благодаря обратным связям.



Управляющая подсистема реализует алгоритм управления (МГМС). Многообразие структурных состояний МГМС определяется приоритетом технических параметров, применяемыми способами управления и техническими средствами их реализации и может быть разделено на три основные группы. Первая группа управляющих подсистем охватывает приемы управления обобщенными силовыми и скоростными параметрами рабочих органов, вторая - силами сопротивления движению F_{zi} , третья - комбинированное сочетание. первых двух. Последняя группа подсистем управления является наиболее эффективной, так как использует преимущества первых двух.

Принципиальная гидрокинематическая обобщенная расчетная схема МГМС представлена на рис 2.2. На схеме приведены основные структурные, расчетные элементы, гидромеханические связи и основные параметры.

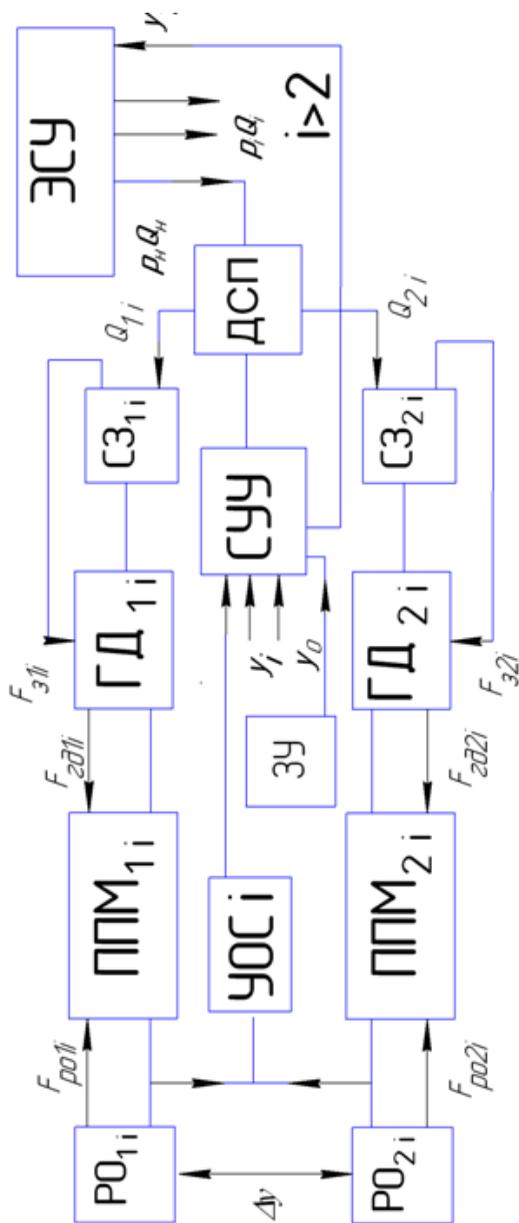


Рис.2.2. Принципиальная гидрокинематическая обобщенная схема МГМС.



Подробно представлен гидромеханический исполнительный контур синхронно-синфазного функционирования, позволяющий использовать в качестве основного регулятора, делитель потока непрямого регулирования различной структурной компоновки. Механическая подсистема в данном контуре представляет собой упругую динамическую систему, имеющую два гидродвигателя ГЦ1, ГЦ2, каждый из которых приводит в движение двухмассовую систему приведенную к гидродвигателю D1,D2 и к рабочему органу механизма и D11,D22. В процессе функционирования гидродвигатели преодолевают внешнюю технологическую нагрузку F_{ni} . Двухмассовый механизм ГИК для каждого гидродвигателя отдельно и для единой связанной конструкции характеризуется демпфированием, жесткостью и зазором соответствующего участка h_{ij} , c_{ij} , d_i внутри механизма и между механизмами, фазовыми координатами выходных звеньев гидродвигателей Z_i , и рабочих органов механизмов Z_{ij} ; Гидравлическая подсистема включает в себя энергосиловую установку Н1-Н3,ГА,КП₁ – КП₃ обеспечивающую подачу жидкости к гидродвигателям ГСТ,следящей системы и синхронно-синфазного контура ГЦ1,ГЦ2,системы замедления,СЗ₁,СЗ₂ и делитель- сумматор потока непрямого регулирования с дискретным электромагнитным управлением ДСП. Синхронно-синфазное функционирование нескольких параллельных контуров достаточно распространенный вариант для технологических гидрофицированных машин, транспортных энергетических средств, зерноуборочных комбайнов и коммунальных машин[1].

В этих случаях возникает необходимость обеспечения синфазности (совпадении в пространстве) или синхронизации движения гидродвигателей (совпадении во времени) параллельных контуров, что достигается различными путями: применением специальных гидроаппаратов (регуляторов расхода), разработкой специальных гидравлических схем, применением различных связей (механических, электрических и др.), применением гидравлических следящих систем.

В качестве средств, обеспечивающих работу синхронно-синфазных механизмов технологических машин, используются различные по принципу действия системы и устройства. В гильотинных ножницах, в крупногабаритных прессах, в листогибочных станках, приводимые в движение гидродвигателями исполнительные рабочие органы, перемещаются в синхронно-синфазном режиме по разнесенным в пространстве на значительные расстояния направляющим. Гидродвигатели, чаще всего гидроцилиндры, являющиеся элементами исполнительных механизмов



обычно конструктивно располагаются совокупно с шими направляющими. Возникающее в механизмах даже незначительное рассогласование по положению и скорости для различных направляющих может привести к перекосу и заклиниванию, поэтому синхронно-синфазное функционирование привода при изменяющихся нагрузках с достаточной степенью точности для такого оборудования является необходимым условием.

В зависимости от назначения машины или отдельных органов, компоновки механизмов и требований по допустимому нарушению синхронности в работе применяют гидромеханический и гидравлический способы обеспечения синхронно- синфазного движения.

При гидромеханическом способе в качестве приводного элемента используются гидродвигатели (гидроцилиндры или гидромоторы), а в качестве системы согласования движений используются устройства с жесткими механическими связями – рычаги тяги, редукторы. Гидромеханический способ позволяет получить достаточно высокую точность по согласованию движений

исполнительных органов. Однако конструктивное исполнение имеет значительные габариты, трудоемко в изготовлении, не надежно при значительных динамических нагрузках и поэтому не всегда экономически целесообразно.

Гидравлический способ синхронизации обеспечивает более низкую точность, но благодаря преимуществу по остальным показателям, нашел достаточно широкое применение. При гидравлическом способе обеспечения синхронно- синфазного движения применяют в соответствии со схемой подключения гидродвигателей последовательное или параллельное подключение.. Все известные методы синхронизации и обеспечения синфазности при гидравлическом способе строятся на двух принципиально различных способам регулирования скорости машинном и дроссельном[2].

В гидроприводах обеспечивающих синхронно-синфазное движение и имеющих значительный запас по рабочему давлению используют последовательную схему подключения гидродвигателей с объемным регулированием

Одним из достаточно распространенных вариантов обеспечения синхронного функционирования последовательно подключенных гидроцилиндров является гидравлический «Буденовский трос», когда два одинаковых гидроцилиндра с двухсторонними штоками соединяют последовательно. Такая схема используется в гидроприводе листогибочных станков (рис.2.3). При переключении гидрораспределителя P1 в позицию 1 гидроцилиндры Ц1 и



Ц2 синхронно перемещаются в верх. Синхронность обеспечивается за счет равенства всех эффективных площадей двухштоковых гидроцилиндров. Это свидетельствует, что в приведенной схеме применен объемный принцип регулирования. При этом расход вытесняемый из верхней полости гидроцилиндра Ц1и подаваемый в нижнюю полость гидроцилиндра Ц2 будет равен расходу поступающему от насоса. При переключении гидрораспределителя Р1 в рабочую позицию 2 обеспечивается на тех же принципах синхронно-синфазное перемещение гидроцилиндров Ц1, Ц2 из верхней позиции в нижнюю.

Рассогласование по позиционированию и по скорости возникающее в процессе движения обусловлено рядом причин, значимость которых зависит от конкретных условий функционирования. К этим причинам относятся внутренняя не герметичность, отклонения по геометрическим размерам гидроцилиндров и возникающие в процессе функционирования переходные режимы.

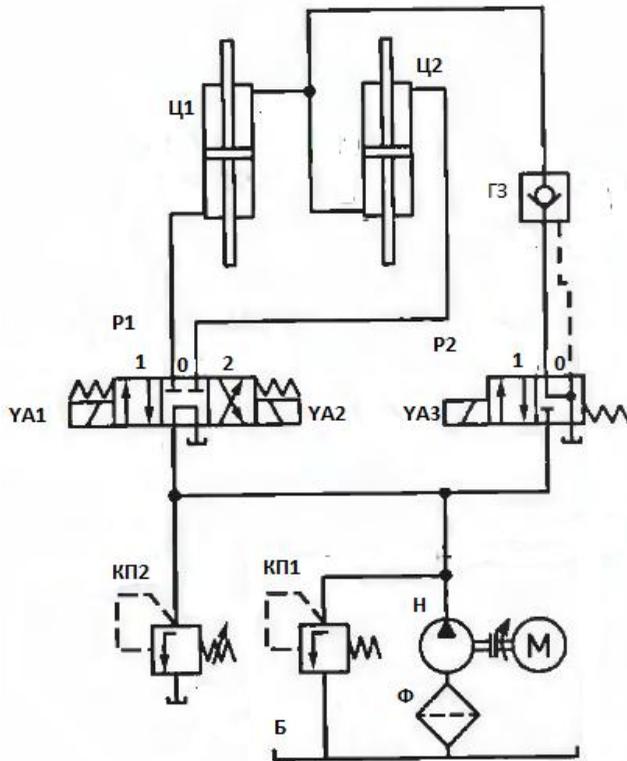


Рисунок 2.3 Принципиальная схема привода листогибочного станка

Для устранения возникающих рассогласований по длине хода гидроцилиндров используются различные конструктивные и схемные решения. В рассматриваемом случае для этого используется

гидрораспределитель P2 с односторонним гидрозамком ГЗ. Гидрораспределитель P2 по окончании рабочего хода переключается в позицию 1 на время необходимое для дожима отстающего по ходу гидроцилиндра. Гидрозамок ГЗ позволяет исключить влияния внутренней негерметичности гидрозамка на синхронность работы системы.

Для обеспечения синхронного функционирования механизмов, в конструкцию которых входят гидроцилиндры с одно-



сторонним штоком, используются комплекты специальных гидроцилиндров с одинаковыми эффективными площадями в разных полостях. На рисунке 2.4 приведена схема контура выглубления широкозахватных бесцепочных культиваторов КШП-114, КПЗ-9,7, NZ -9,7 (Vederstad, Швеция), которая имеет последовательное подключение гидродвигателей и обеспечивает объемное регулирование.

Эффективная площадь штоковой полости гидроцилиндра Ц1 равна площади поршня гидроцилиндра Ц2, а эффективная площадь штоковой полости гидроцилиндра Ц3 равна площади поршня гидроцилиндра Ц3.

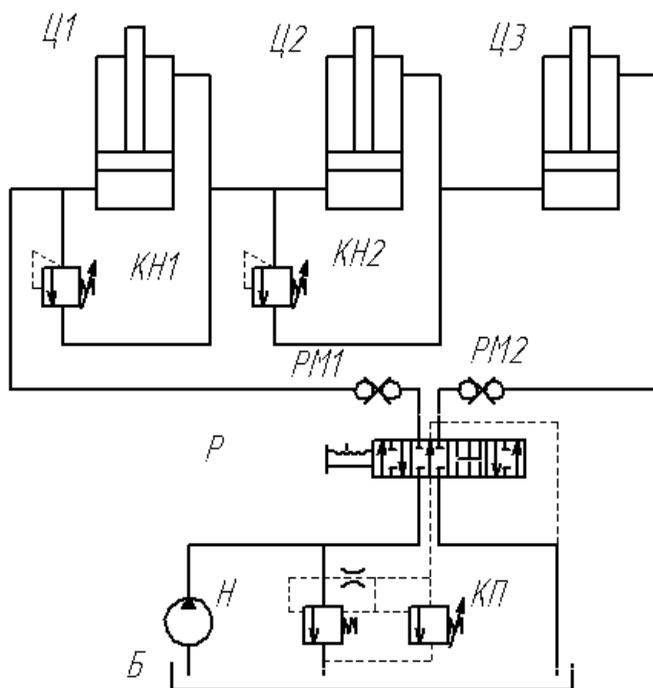


Рисунок 2.4 Принципиальная схема гидропривода контура выглубления культиваторов КШП-114, КПЗ-9,7, NZ -9,7

Система дожима отстающих по ходу гидроцилиндров на схеме представлена условно в виде напорных клапанов КН1 и КН2, срабатывающих на давлениях выше максимального рабочего только в конце хода соответствующего гидроцилиндра. Конструктивно она представляет собой отверстие на внутреннем зеркале корпуса гидроцилиндра в конце рабочей поверхности и специаль-



ное эластичное уплотнение в поршне, через которые в конце хода при давлении выше максимального рабочего проходит небольшой расход. В гидроприводах культиваторов рассмотренная система позволяет также прокачать и заполнить замкнутые объемы жидкостью.

На рисунке 2.5 приведена схема гидропривода подъемного устройства в станке для балансировки роторов модели МС-943, которая также имеет последовательное подключение гидродвигателей и также обеспечивает объемное регулирование.

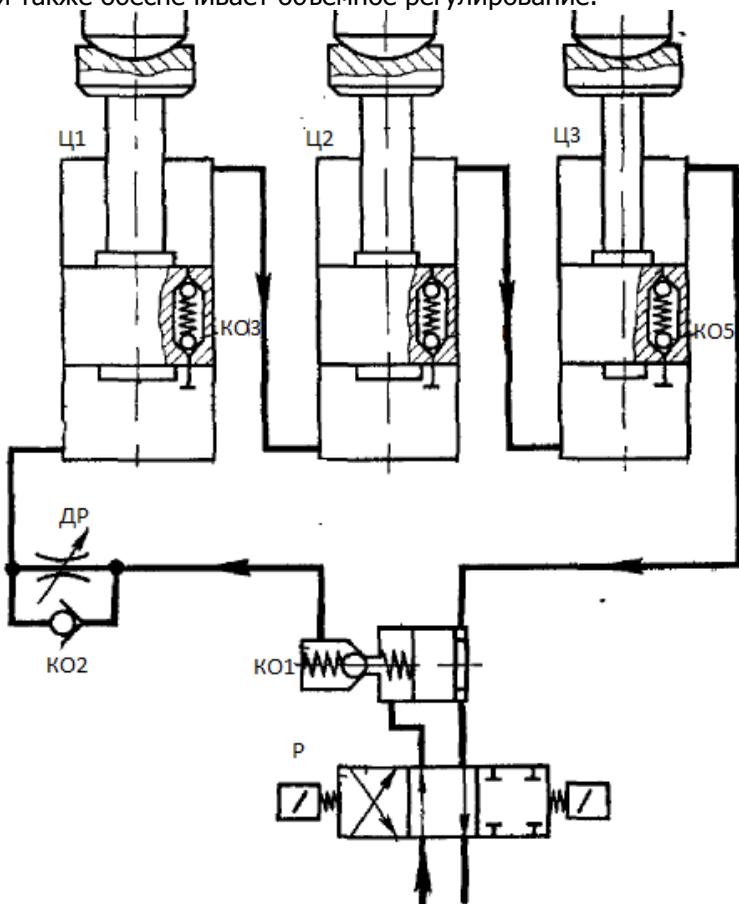


Рисунок 2.5 Принципиальная схема гидропривода подъемного устройства в станке для балансировки роторов модели МС-943.

На приведенной схеме представлена система синхронизации аналогичная ранее рассмотренной. Управляемый обратный клапан КО1 (гидрозамок) обеспечивает фиксацию гидроцилинд-



ров Ц1-Ц3 только в закрытой позиции гидрораспределителя Р. Двухсторонние обратные клапаны с пилотным управлением КО3-КО5 обеспечивают дозаполнение замкнутых объемов и дожим отстающих гидроцилиндров при возврате в исходное положение. Замедлительный клапан, включающий в себя дроссель ДР и обратный клапан КО2, обеспечивает плавный режим опускания поршней гидроцилиндров. Для приведенных последовательных схем подключения гидродвигателей при объемном регулировании характерна не высокая точность синхронизации, обусловленная объемными потерями, а также необходимость использования специальных двигателей и устройств.

В гидроприводах обеспечивающих синхронно-синфазное движение и не имеющих значительного запаса по рабочему давлению, но имеющих запас по расходу используют параллельную схему подключения гидродвигателей с объемным и дроссельным регулированием.

На рис.2.6 приведена схема системы синхронизации с параллельным подключением гидроцилиндров Ц1 и Ц2, в которой функцию синхронизирующего устройства выполняет мультипликаторный объемный дозатор Д. Наиболее целесообразно использование такой схемы для синхронно-синфазных механизмов, имеющих сравнительно небольшие рабочие ходы при прямолинейном возвратно-поступательном движении исполнительных механизмов. Соотношение скоростей штоков идентичных гидроцилиндров Ц1 и Ц2 зависит от соотношения площадей штока и штокового кольца мультипликаторного дозатора Д. При их равенстве скорости также будут равны независимо от соотношения нагрузок G_1 и G_2 на гидроцилиндрах. В 1-й позиции распределителя Р обеспечивается движение вверх. От насоса Н жидкость поступает в поршневую камеру мультипликаторного дозатора Д, из промежуточной и штоковой камер дозатора по гидролиниям 1 и 2 в поршневые камеры гидроцилиндров Ц1 и Ц2. Из штоковых полостей гидроцилиндров Ц1 и Ц2 по гидролинии 3 жидкость вытесняется в бак, при этом дроссель ДР1 обеспечивает необходимый подпор на сливе. При переключении распределителя Р в поз.2 движение гидроцилиндров реверсируется. Рабочее давление обратного перемещения обеспечивается напорным клапаном КН1 и дросселем ДР2 и зависит от величин нагрузок при обратном ходе. Рабочая жидкость вытесняется из поршневых полостей гидроцилиндров Ц1 и Ц2 по гидролиниям 1 и 2 в полости дозатора Д, а из его поршневой полости на слив. Для компенсации возможных утечек и устранения рассогласования в перемещениях гидроцилиндров а также для заполнения замкнутых объемов и удаления из них воздуха при запуске в эксплуатацию в схеме преду-



смотрена система подпитки, включающая в себя обратные клапаны КО2 и КО3 и дроссель ДР2. Если по какой-то из причин

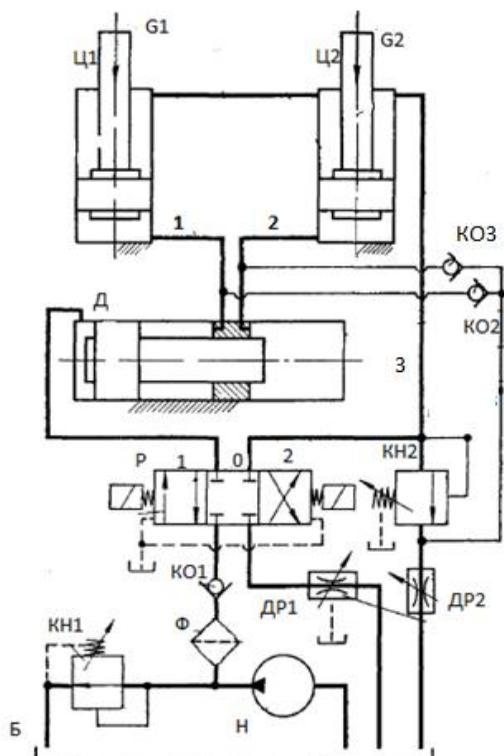


Рисунок 2.6 Принципиальная схема синхронизации с мультипликаторным дозатором

гидроцилиндры Ц1 и Ц2 вернулись в исходное положение, а подвижное звено дозатора Д не дошло до крайнего левого положения, то в этом случае сработает система подпитки. Весь поток жидкости от насоса будет проходить через клапан КН2, дроссель ДР2, распределитель Р и дроссель ДР1 в бак. При этом в камеры дозатора Д через обратные клапаны КО2 и КО3 будет поступать рабочая жидкость под необходимым давлением, величина которого обеспечивается настройкой дросселя ДР2. Это обеспечит заполнение рабочих камер дозатора жидкостью и возврат его подвижного звена в исходное положение. Данное конструктивное решение как показали испытания[14] . обеспечивает достаточно высокую точность синхронизации, однако ее техническая реали-



зации представляет определенную сложность и особую сложность при изготовлении представляет мультипликаторный дозатор. На рис.2.7 приведена схема системы синхронизации с параллельным подключением цилиндров Ц1

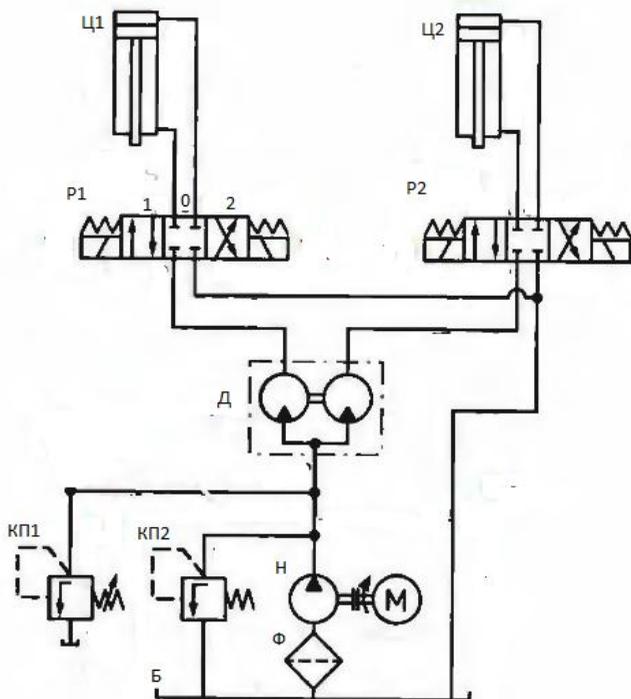


Рисунок 2.7 Принципиальная схема синхронизации с роторным моторным дозатором

и Ц2, в которой функцию синхронизирующего устройства выполняет роторный моторный дозатор Д. Спаренные гидромоторы, выполняющие роль расходомеров, представляют собой делитель потока объемного типа. Частота вращения гидромоторов одинакова, несмотря на разные нагрузки на гидроцилиндрах и при равенстве их рабочих объемов в цилиндры Ц1 и Ц2 будут поступать одинаковые дозы жидкости. Энергия на выходе из дозатора будет равна энергии на входе за вычетом объемных и механических потерь в гидродвигателях. На приведенной схеме не представлена система компенсации утечек и дожима отстающего гидроцилиндра, аналогичная схеме на рис.2.6, которая будет



включать в себя напорный клапан и два обратных клапана. Опыт эксплуатации объемных делителей потока на базе различного типа гидромоторов показывает, что аксиально-поршневые гидромашины обеспечивают точность деления потока в пределах 2%, роторно-пластинчатые 3%, а шестеренные 4%, если разность нагружения в параллельных контурах по давлению не превышает 25% [14,17]. На рис.2.8 приведена схема системы синхронизации с параллельным подключением цилиндров Ц1 и Ц2, в которой функцию синхронизирующего устройства выполняет роторный моторнонасосный дозатор. Он представляет собой сблокированные на одном валу насосы, функционирующие в моторном режиме.

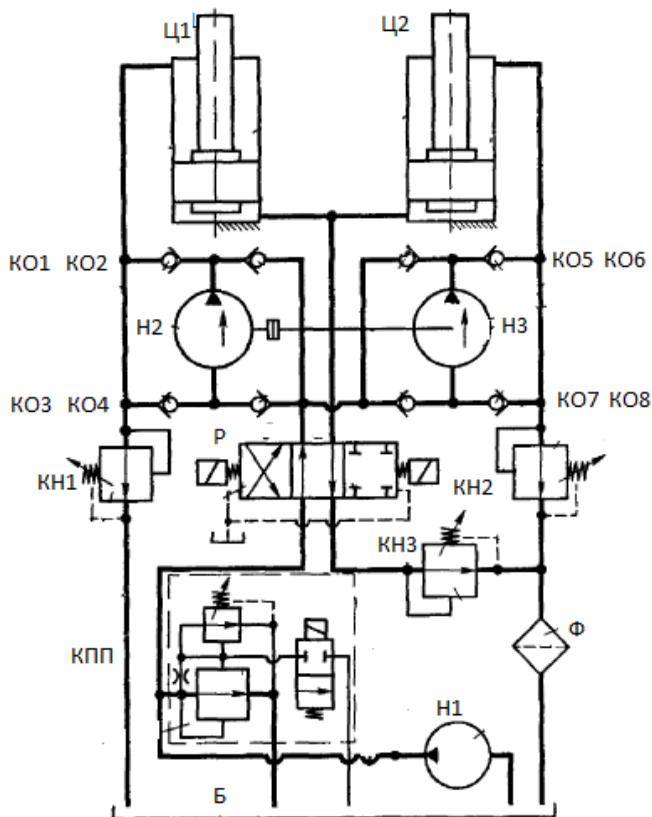


Рисунок 2.8 Принципиальная схема синхронизации с роторным моторнонасосным дозатором



приведенной схеме нереверсируемые нерегулируемые насосы Н2, Н3 подключаются в систему через мостовые схемы разворота потока КО1-КО4 и КО5-КО8. Дозатор подключен к штоковым полостям гидроцилиндров, что позволяет использовать насосы на сравнительно низком давлении с целью повышения точности синхронизации. Для рассматриваемой схемы рабочим является режим подъема груза вверх. Для этого режима характерно высокое давление в поршневых полостях Ц1 и Ц2, а давление в штоковых полостях гидроцилиндров и на входе в дозатор будет соответствовать подпорному давлению на клапане КН3. Напорные клапаны КН1 и КН2 обеспечивают устранение рассогласования по ходу гидроцилиндров при их возврате в исходное положение. При этом через соответствующий клапан будет разгружаться насос остановившегося гидроцилиндра. Давление настройки напорных клапанов КН1 и КН2 должно соответствовать максимальному давлению предохранительно-переливного клапана КПП, обеспечивающего режимы предохранения и разгрузки основного насоса Н1. Использование роторного моторнонасосного дозатора обусловлено тем, что нерегулируемые насосы имеют большую номенклатуру, меньшую стоимость и более высокую надежность [15]. На рис.2.9 приведена схема системы синхронизации с параллельным подключением цилиндров Ц1 и Ц2, в которой функцию синхронизирующего устройства выполняет роторный насосный дозатор. Использование объемного дозатора, представляющего собой два одинаковых насоса Н1 и Н2, которые приводятся от одного двигателя М, также позволяет получить равные расходы в исполнительных гидроцилиндрах Ц1 и Ц2 независимо от их нагружения. Некоторое отклонение от равенства подач может возникнуть из-за неодинаковой утечки, не

одинаковых рабочих объемов насосов, что приведет к рассогласованию по ходу и недозаполнения объемов гидроцилиндров. Для устранения этого в схеме предусмотрена система, включающая в себя предохранительный клапан КП и обратные клапаны КО1 и КО2.

. При гидравлическом способе обеспечения синхронно-синфазного движения помимо рассмотренных и широко применяемых схем последовательного или параллельного подключения гидродвигателей при машинном (объемном) регулировании скорости также достаточно эффективно применяют схемы дроссельного регулирования скорости при параллельном подключении гидродвигателей. Синхронное функционирование двух параллельных гидроцилиндров можно обеспечить установив стандартные регулируемые дроссели. При точной настройке

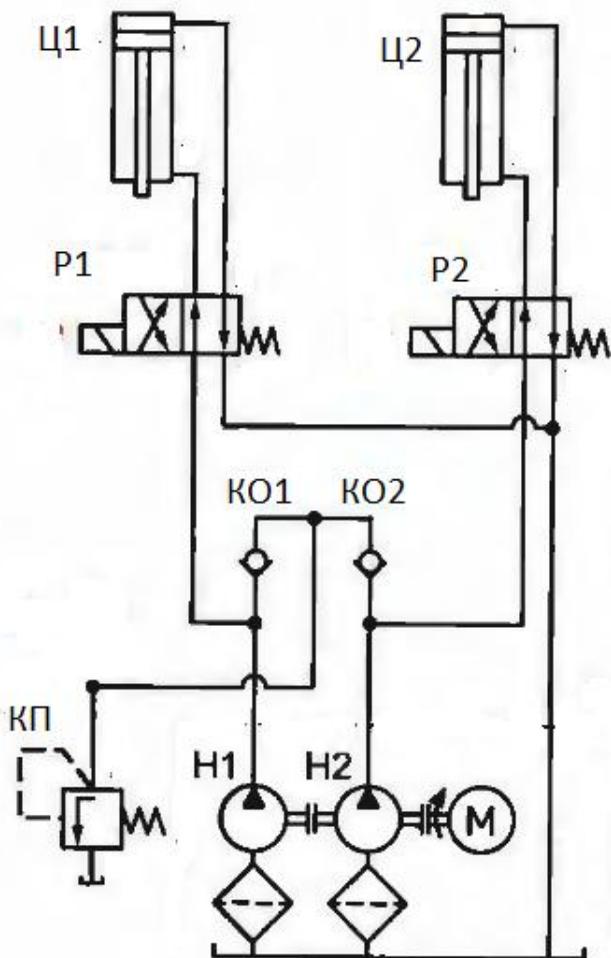


Рисунок 2.9 Принципиальная схема синхронизации с роторным насосным дозатором

дресселей можно обеспечить необходимое соотношение расходов поступающих в гидроцилиндры. Очевидно что для обеспечения синхронной работы двух гидроцилиндров в обоих направлениях нужно использовать четыре дресселя , при этом точность синхронизации не будет превышать 12%[4]. Несколько большую точность деления потока можно получить если исполь-



зывать автоматически регулируемый дроссель – дроссель с регулятором (регулятор расхода). На рис.2.10 приведена схема системы синхронизации с параллельным подключением цилиндров Ц1 и Ц2, в которой функции синхронизирующих устройств выполняют дроссели с регуляторами ДРР1 и ДРР2.

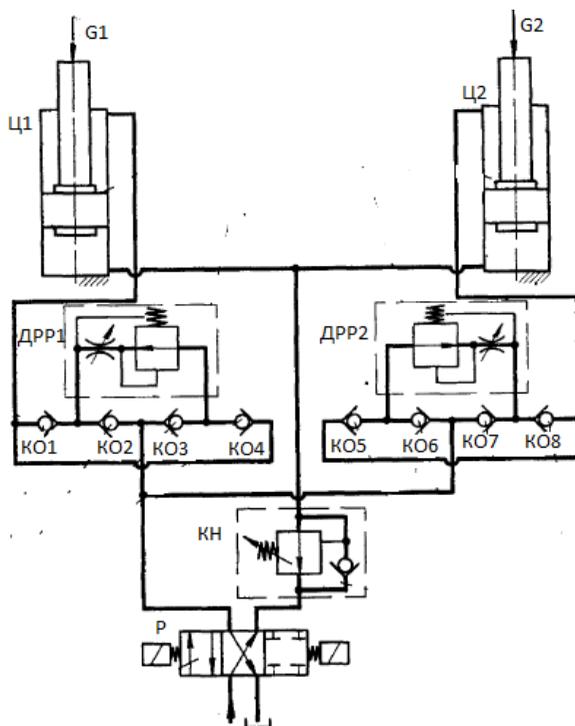


Рисунок 2.10 Принципиальная схема синхронизации с дроссельными регуляторами.

При изменении нагрузок G_1 и G_2 на гидроцилиндрах Ц1 и Ц2 автоматически в противоположном направлении изменяются сопротивления дросселей с регуляторами ДРР1 и ДРР2, что позволяет поддерживать постоянство расходов в ветвях гидроцилиндров. Благодаря системам разворота потока КО1-КО4 и КО5-КО8 дроссели с регуляторами одинаково функционируют как при прямой так и при обратной подаче потока через гидрораспределитель Р. Напорный клапан КН обеспечивает подпор на сливе в режиме быстрого возврата в исходное положение. Представлен-



ная схема системы синхронизации не обеспечивает удовлетворительной точности при больших перепадах по нагрузке, при резких изменениях нагрузок.

На рис.2.11 приведена схема системы синхронизации с параллельным подключением цилиндров Ц1 и Ц2, в которой функции

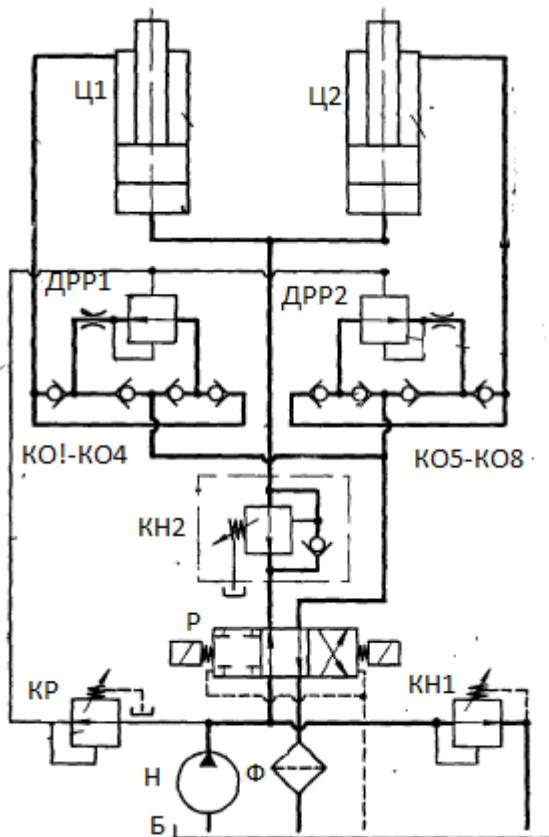


Рисунок 2.11 Принципиальная схема синхронизации с дроссельными регуляторами и редукционным клапаном.

синхронизирующих устройств выполняют модернизированные дроссели с регуляторами ДРО1 И ДРР2 и редукционный клапан КР[7]. Приведенная схема по сравнению с ранее рассмотренной позволяет несколько повысить точность синхронизации при



больших перепадах по нагрузке и динамическом нагружении [14].

В настоящее время при гидравлическом способе обеспечения синхронно- синфазного движения наибольшее распространение из схем дроссельного регулирования скорости при параллельном подключении гидродвигателей. получил метод синхронизации посредством делительных клапанов или дроссельных делителей потока. По этому методу синхронизация движений гидродвигателей обеспечивается делительными клапанами, функционально представляющими собой сблокированные регуляторы расхода, которые также делят подводимый к ним поток на части в необходимой пропорции независимо от соотношения нагрузок. на гидродвигателях, обеспечивая стабильное значение расхода в параллельно подключенных контурах. При этом исполнительные двигатели подключаются параллельно насосной установке, что позволяет более полно использовать ограниченное рабочее давление насоса, что имеет особое значение при дроссельном регулировании . На рис.2.12 приведена схема системы синхронизации с параллельным подключением цилиндров Ц1 и Ц2, в которой функции синхронизирующих устройств выполняют дроссельные делители потока ДП1 и ДП2..

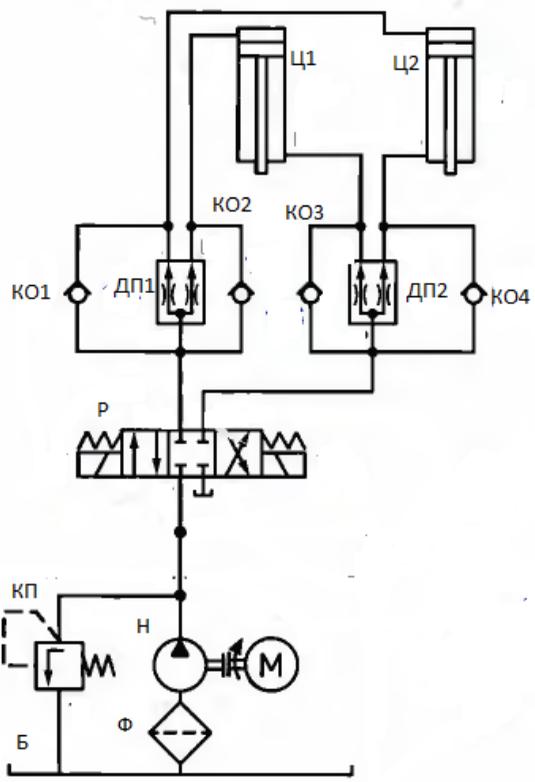


Рисунок 2.12 Принципиальная схема синхронизации с дроссельными делителями потока.

В представленной схеме работой гидроцилиндров Ц1 и Ц2 управляет общий гидрораспределитель Р. При подаче жидкости в поршневые полости гидроцилиндров равенство скоростей движения штоков обеспечивает делительный клапан ДП1. Потоки вытесняемые из штоковых полостей гидроцилиндров Ц1 и Ц2 поступают на слив через обратные клапаны КО3, КО4, шунтирующие делитель потока ДП2. При подаче жидкости в штоковые полости гидроцилиндров равенство скоростей движения штоков обеспечивает делительный клапан ДП2, а потоки вытесняемые из поршневых полостей гидроцилиндров Ц1 и Ц2 поступают на слив через обратные клапаны КО1, КО2 шунтирующие делитель потока ДП1.

На рис.2.13 приведена схема системы синхронизации с параллельным подключением цилиндров Ц1 и Ц2, в которой функцию синхронизирующего устройства выполняет дроссельный делитель потока ДП..

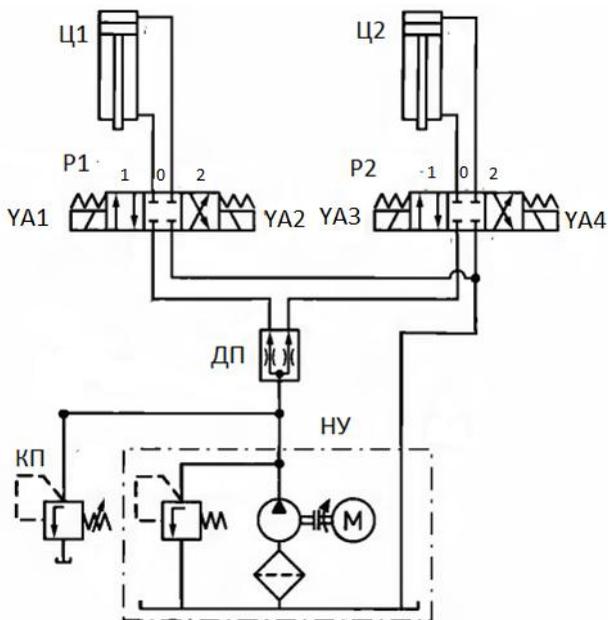


Рисунок 2.13 Принципиальная схема синхронизации с дроссельным делителем потока.

В этой системе синхронизации дроссельный делительный клапан ДП установлен на выходе насосной установки НУ и делит поток жидкости на два равных расхода, которые запитывают две одинаковые системы управления гидроцилиндрами Ц1 и Ц2 потока. Равенство расходов сохраняется при изменении нагружения гидроцилиндров Ц1 и Ц2. Синхронное движение штоков гидроцилиндров Ц1 и Ц2 с достаточной степенью точности возможно лишь при одновременном включении электромагнитов YA1, YA3 или YA2, YA4 гидрораспределителей P1 и P2 в зависимости от направления движения.



3. АНАЛИЗ КОНСТРУКЦИЙ ДЕЛИТЕЛЬНЫХ КЛАПАНОВ.

Рассмотрим конструкции делительных клапанов, обеспечивающий синхронно-синфазное функционирование нескольких параллельных контуров. Наиболее простая и наиболее распространенная конструктивная схема делительного клапана, предназначенного для деления потока на две части представлена на рис.3.1. Структурно такой клапан состоит из двух элементов: чувствительного и регулирующего.

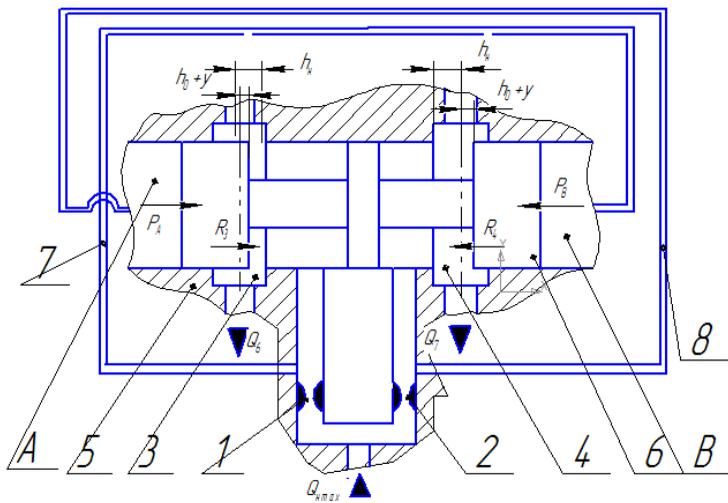


Рис. 3.1 Конструктивная схема делительного клапана

Рассмотрим вариант деления потока на две равные части. В этом случае чувствительный элемент представляет собой пару одинаковых нерегулируемых дросселей 1 и 2 (площади живых сечений дросселей одинаковы, т.е. $\omega_1 = \omega_2 = \omega$).

Регулирующий элемент, представляющий собой золотниковую пару, имеет два регулируемых дросселя, образованных рабочими окнами 3 и 4 в корпусе 5 и кромками гидроуправляемого плунжера 6.

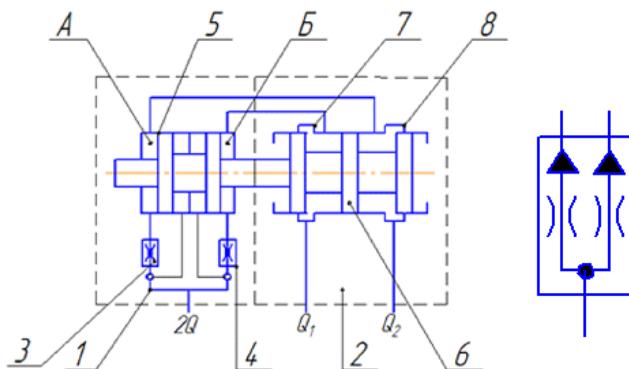


Рис.3.2 Подробная и упрощённая принципиальные схемы делительного клапана

Чувствительный элемент связан с регулирующим гидравлическими каналами 7 и 8. Таким образом, делительный клапан имеет две ветви: левую и правую. Левая включает дроссели 1 и 3, соединённые каналом 7, а правая – дроссели 2 и 4, соединённые каналом 8.

Плунжер 6 может перемещаться в обе стороны относительно своего нейтрального положения, при котором окна дросселей 3 и 4 одинаковы и имеют ширину h_n (нейтральное положение плунжера показано на рис. 3.1, а пунктиром).

Подробное и упрощённое обозначения делительного клапана в соответствии с ГОСТ 2.781-96 изображены соответственно на рис. 3.2. Делительный клапан, в соответствии с подробной принципиальной гидравлической состоит из двух основных элементов, чувствительного элемента I и регулирующего элемента 2. Чувствительный элемент I состоит из двух дросселей 3,4 и задающего (исполнительного) устройства 5. Регулирующий элемент 2 представляет собой следящее устройство с подвижным звеном 6, изменяющим перекрытие рабочих окон 7,8.

Применяемые в настоящее время как у нас в стране, так и за рубежом делители потока (делительные клапаны) в большинстве случаев, как и рассмотренная выше конструкция, используют в качестве запорно-регулирующего элемента золотниковые пары. Примерами таких делителей может служить используемые, в частности, в технологическом оборудовании делители потока типа Г75-6, КД.

Общий вид делителя потока типа Г75-6 приведен на ри-



сунке 3.3.

Делитель потока имеет вход 6, через который жидкость подается от насоса, входные сопротивления (чувствительные элементы) 5 и 7, которые связаны с соответствующими проточкам 4 и 8 в золотнике 3, переменные сопротивления 15 и 10, образованные кромками золотника 3 и втулки 2 и выходные каналы 14 и 11, через которые рабочая жидкость отводится к гидродвигателям. Проточки 4 и 8 в золотнике 3 соответствующими каналами 12 и 13 связаны с соответствующими камерами управления 9 и 16, которые образованы торцами золотника 3, втулкой 2 и корпусом 1 делителя потока..

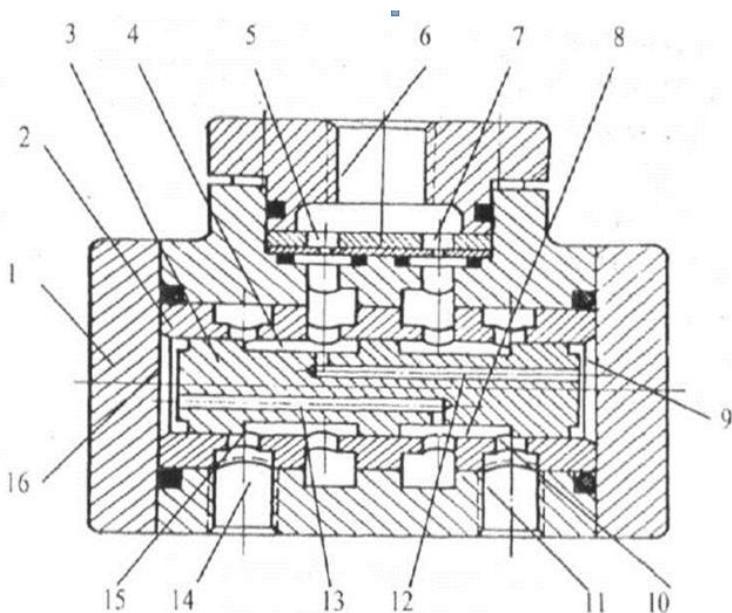


Рисунок 3.3 Общий вид делителя потока типа Г 75-6.

Принцип действия указанного делителя заключается в следующем.

Рабочая жидкость подводится к входу 6 делителя потока. Разделившись и пройдя через входные сопротивления (чувствительные элементы) 5 и 7, она по проточкам 4 и 8 золотника 3 подается на соответствующие переменные сопротивления 15 и 10, образованные кромками золотника 3 и втулки 2. Далее через выходные каналы 14 и 11 рабочая жидкость отводится к гидродвигателям. При этом давление из проточек 4 и 8 по соответствующим



щим каналам 12 и 13 подаётся в соответствующие камеры управления 9 и 16, образованные торцами золотника 3, втулкой 2 и корпусом 1 делителя потока.

Если нагрузки на гидравлических двигателях одинаковы, то и расходы рабочей жидкости в ветвях, а значит и через входные сопротивления (чувствительные элементы) 5 и 7 также одинаковы. В этом случае и перепады давления на них тоже будут одинаковы, а следовательно, будут одинаковыми и давления в камерах управления 9 и 16, и золотник 3 останется в нейтральном положении, при этом потери давления на переменных гидравлических сопротивлениях 15 и 10 будут одинаковыми.

Если нагрузка на одном из гидродвигателей, присоединённом, например, к каналу 11, возрастет, то расход в соответствующей ветви делителя потока, а следовательно, и через входное сопротивление 7 уменьшится, а значит уменьшится и перепад давления на нём. Давление в проточке 8 увеличится по сравнению с давлением в проточке 4, а следовательно, давление в камере управления 16 также увеличится по сравнению с давлением в камере управления 9, что приведёт к перемещению золотника 3 в сторону закрытия переменного сопротивления 15 и открытия сопротивления 10. Перемещение золотника 3 будет продолжаться до тех пор, пока не выровняются давления в камерах управления 16 и 9, а это возможно лишь при условии, что перепады давления на входных сопротивлениях 5 и 7 будут одинаковыми. Но так как они имеют одинаковые расходные характеристики, то и перепады давления на них будут одинаковыми лишь при равных расходах в ветвях делителя, что и требуется обеспечить.

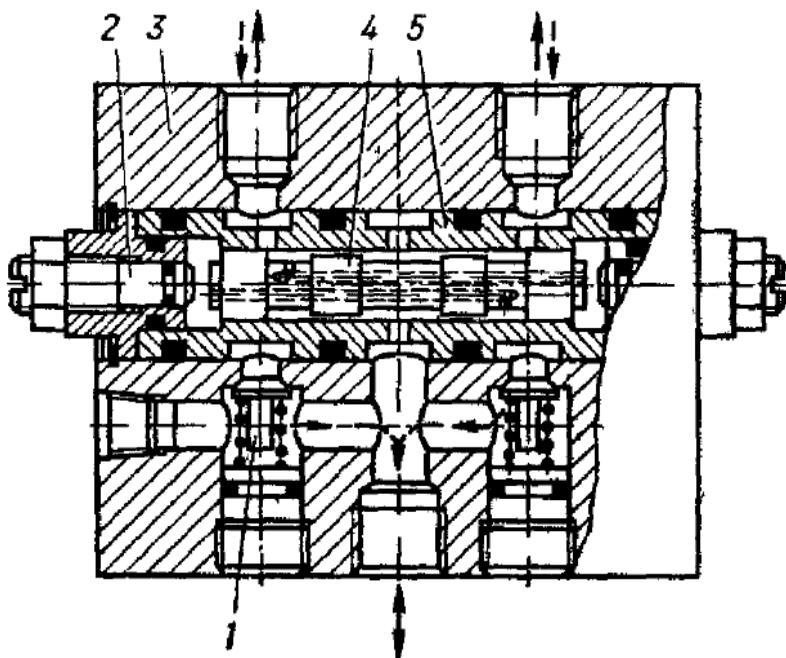


Рисунок 3.4 Общий вид делителя потока с обратными клапанами.

На рис.3.4 представлена конструкция делителя потока, которая позволяет при подаче потока жидкости в обратном направлении преобразовывать его функционально в стандартный тройник, для этого в выходных проточках втулки 5 золотниковой пары и корпусе 3 установлены обратные клапаны 1. В конструкции делителя потока предусмотрены упоры с регулируемыми винтами 2, позволяющие ограничивать ход золотника 4 так, чтобы не было возможности полностью перекрыть выходную проточку в гильзе 5. Такое ограничение позволит устранить рассогласование по ходу синхронизируемых гидроцилиндров в конце хода отстающего гидроцилиндра. На рис.3.5 представлена конструкция делителя потока с двумя золотниками. Цилиндрические полые золотники 5 и 9 поджимаются с противоположных сторон центрирующими пружинами к шарикку 6. Торцы золотников поджатые к шарикку выполнены со скосами. Взаимное смещение золотников относительно шарика 6 регулируется винтовой парой с упором 1, а смещение золотников шарика вдоль корпуса и предварительное сжатие пружин винтовой парой 10. Штифты 11 предотвращают проворачивание золотников 5 и 9. Рабочая жидкость поступает в делительный клапан через вход 13. Через калиброванные отвер-



стия 2 и 12 (входные нерегулируемые дроссели) жидкость поступает во внутренние расточки золотников и далее через отверстия 4 и 7(выходные регулируемые дроссели), каналы 3 и 8 к потребителям. При появлении тенденции изменению соотношения расходов у потребителей в соответствующей ветвях будет изменяться перепад давления на входных нерегулируемых дросселях, что обеспечит смещение золотников. соответствующее изменение выходных регулируемых сопротивлений, а это не позволит измениться соотношению расходов для потребителей. Приведенные конструктивные схемы делительных клапанов(делителей потока) и принцип их работы (рис.3.1,рис.3.5) являются абсолютно идентичными для большинства известных конструкций дроссельных делителей потока кроме ряда конструкций, имеющих схемные модернизации, и нескольких конструкций, имеющих существенные конструктивные отличия по регулируемому устройству .

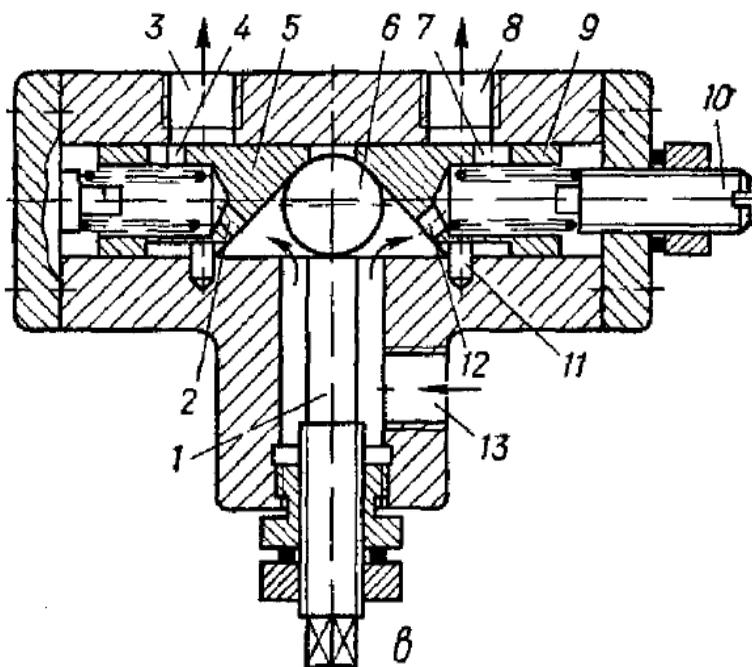


Рисунок 3.5 Общий вид делителя потока с двумя золотниками.

Анализ патентной и технической литературы свидетельствуют о том, что разработка новых конструкций делителей потоков



с целью повышения их надежности, экономичности, точности работы ведется в двух направлениях. Первое, наиболее развитое направление, совершенствование конструкций отдельных элементов делителей потока без изменения принципиальной схемы. Второе направление связано с совершенствованием именно принципиальных схем делителя потока путем введения новых элементов и совершенствования связей между ними.

Совершенствование отдельных конструктивных элементов конструкций делителей потока в последнее время идет по пути поиска наиболее простых надежных элементов, позволяющих обеспечить достаточную точность синхронизации, обусловленную конкретными условиями эксплуатации.

Так, в качестве чувствительного элемента в различных конструкциях в основном используются дроссели в виде диафрагм [4,5,6,]. В делительном клапане типа Г75-6 в качестве чувствительного элемента используется тонкая поворотная шайба с тремя парами калиброванных отверстий различного диаметра, что позволяет настроить и эксплуатировать клапан на трех расходах при оптимальных перепадах на чувствительных элементах. В делительном клапане типа КД чувствительный элемент выполнен в виде дроссельных шайб встроенных в золотник. В конструкции клапана КД предусмотрена возможность замены дроссельных шайб, однако для этого требуется полная разборка клапана. В патентной и технической литературе предлагаются автоматически регулируемые по величине входного расхода дроссели, позволяющие производить постоянный отбор мощности, обеспечивая при этом стабильное значение ошибки синхронизации. Встречаются конструкции чувствительных элементов в виде определенных по длине каналов, позволяющих получить линейную характеристику, в виде трубок Вентури [12], обеспечивающих минимальные потери энергии. Однако широкого практического применения предлагаемые конструкции не находят в связи с их более сложным изготовлением, а также наличием для каждого их видов предлагаемых конструкций своих характерных недостатков при наличии небольших преимуществ по сравнению с дросселями в виде диафрагм.

Делители потока золотникового типа с чувствительными элементами в виде диафрагм получили наибольшее распространение. Однако им присущи недостатки, характерные для всех гидроаппаратов с золотниковыми запорно-регулирующими элементами:

-технология изготовления прецизионных золотниковых пар весьма сложна, включает в себя большое количество высокоточных дорогостоящих операций (термообработка, шлифование,



хонингование и др.), что повышает их себестоимость;

-при сборке золотниковых пар применяются такие операции, как доводка, селективная сборка, что делает их практически неремонтопригодными, а это в свою очередь повышает их эксплуатационную стоимость;

- они чувствительны к качеству рабочей жидкости.

В связи с изложенным выше, применение золотниковых делителей потоков в гидроприводах общего назначения не всегда целесообразно, особенно если они работают в тяжелых условиях при высокой запыленности окружающей среды, в том числе в дорожно-строительных, сельскохозяйственных машинах, а также и в гидроприводах кузнечно-штамповочного и другого технологического оборудования. В ряде стран, включая и Россию, постоянно предпринимаются попытки создать конструкцию дроссельного делителя потока, которая бы содержала запорно-регулирующий элемент, отличный от традиционного - золотникового. Примером такой конструкции может служить делитель потока пружинного типах[5], конструктивная схема которого представлена на рис.3.4

Принцип действия делителя потока пружинного типа такой же, как и золотникового (см. рис.3.1), но роль запорно-регулирующего элемента здесь выполняют пружины совместно с гибким мембранным элементом. В этой конструкции делителя потока отсутствуют подвижные прецизионные пары, что повышает надежность его работы.

Вместе с тем в ней есть и ряд серьезных недостатков:

во-первых, роль регулируемых гидравлических сопротивлений здесь выполняют межвитковые зазоры пружин, что налагает весьма жесткие требования на точность выполнения их конструктивных

размеров; во-вторых, жесткости пружин и мембранного элемента существенно влияют на точность работы делителя; в-третьих, на

мембранный элемент, разделяющий выходные камеры, действует

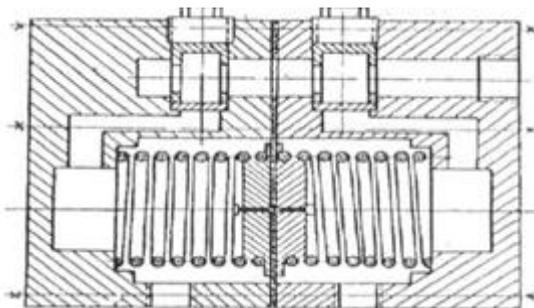


Рис. 3.6 Конструктивная схема делительного клапана с регулятором пружинного типа

перепад давления, соответствующий перепаду давлений в синхронизируемых гидродвигателях, что значительно снижает точность работы делителя,

Другим способом ухода от подвижных прецизионных пар в делителе потока является использование в качестве запорно-регулирующего элемента упругого кольца [6]. На рис.3.5 изображена конструктивная схема такого делителя потока. Принцип его действия аналогичен принципу действия золотникового делителя потока, но

функции золотника здесь выполняет подвижное упругое кольцо (например, резиновое).

Недостатки данной конструкции:

- при перемещении запорно-регулирующего элемента необходимо преодолевать силы трения в местах его контакта с корпусом, а также диссипативные силы в материале самого кольца, что значительно увеличивает ошибку синхронизации;

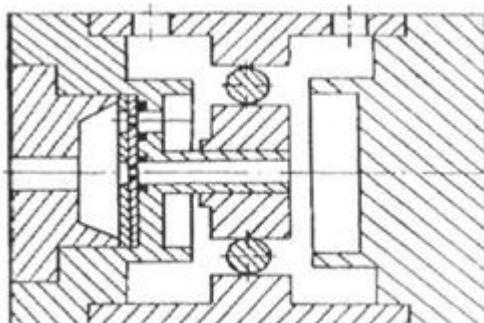


Рис. 3.7 Конструктивная схема делительного клапана с



регулятором в виде уплотнительного кольца

- на упругое кольцо за пределами дросселирующей щели действует перепад давления, соответствующий перепаду давлений в синхронизируемых гидродвигателях, что в свою очередь ухудшает качество работы делителя.

На рис. 3.6 приведена конструктивная схема делителя потока

[9] (Япония), в котором функции запорно-регулирующего элемента выполняет гибкий мембранный элемент с жестким центром в сочетании с переменными гидравлическими сопротивлениями типа сопло-заслонка

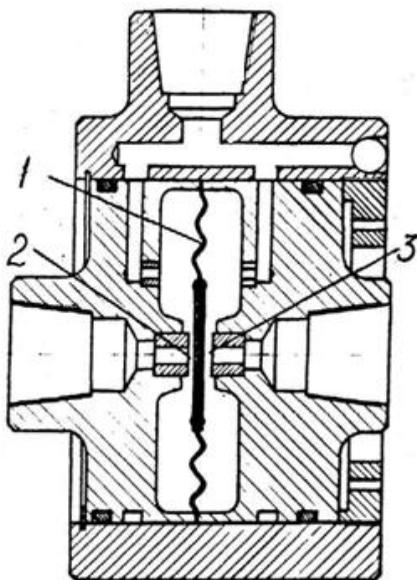


Рис. 3.8 Конструктивная схема делительного клапана с мембранным регулятором типа сопло-заслонка.

В делительном клапане в качестве упругого задатчика используется мембрана 1 с жестким центром, а регулирующий элемент выполнен в виде элементов типа сопло-заслонка 2,3. Заслонкой является жесткий центр. Но такие конструкции также не нашли еще должного применения в связи их более низкой точностью работы и меньшей надежностью по сравнению с золотниковыми (ошибка синхронизации до 10%).

Другой способ - исключение влияния регулируемого перепада давления на исполнительный регулирующий элемент использован в конструкции делителя потока [10], конструктивная



схема которого изображена на рис.3.7.

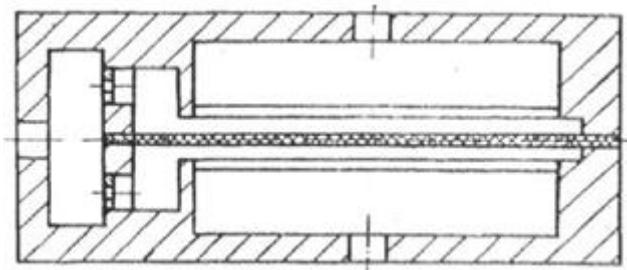


Рис. 3.9 Конструктивная схема делительного клапана с мембранным регулятором.

В данном случае мембрана без жесткого центра прикрывает выходные щели, что позволяет получить более высокую точность работы при соответствующем качестве мембраны и поверхности щели.

Помимо рассмотренного совершенствования конструкций отдельных элементов делителей потока без изменения принципиальной схемы, наглядно и совершенствование именно принципиальных схем делителя потока путем введения новых элементов и совершенствования связей между ними.

На рис.3.10. представлена схема делителя потока, имеющего чувствительный элемент в виде дросселей 1,2 и сблокированного задатчика 3 и два золотника, обеспечивающих две ступени деления 4,5. Особенностью данного делителя потока является то, что в нем имеется вторая ступень деления - уравнивательный золотник 5, который, выравнивая давление на выходе из делительной ступени 4, предположительно уменьшает осевую составляющую динамических сил, действующую на первой ступени деления, что обеспечивает более высокую точность деления в установившемся режиме работы (ошибка синхронизации до 2%) [11]. Однако в динамическом (неустановившемся) режиме данный делитель не обладает высоким качеством и даже напротив имеет более низкое динамическое качество по сравнению с обычной схемой делителя потока (ошибка синхронизации до 15%) [3].

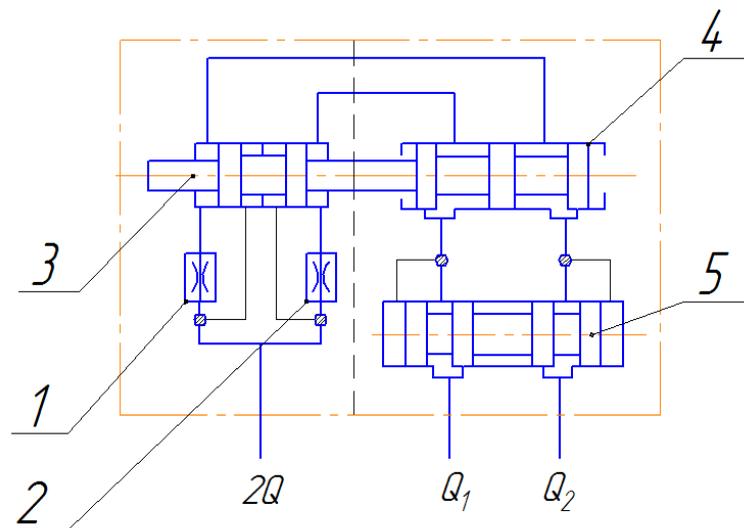


Рис.3.10. Принципиальная гидравлическая схема двухступенчатого делителя потока.

Повышенная точность деления обеспечивается при применении схемы, представленной на рис. 3.11, с обратной связью по выходной разности расходов [3]. При неравенстве расходов в ветвях возникает разность давления в камерах $C1$ и $C2$, под действием которой изменяется длина каналов (l_1 и l_2), являющихся входными сопротивлениями делителя потока, с которых сигнал подается на задатчик 1, а затем на регулирующее устройство 2. Предусмотренные в схеме две пары взаимосвязанных регулируемых сопротивлений помимо повышения точности в установившемся режиме также обеспечивают более экономичный режим работы. Однако, как и предыдущая, схема делителя с обратной связью по выходной разности расходов имеет низкое динамическое качество.

Еще одним примером совершенствования принципиальных схем делителей является схема с регулируемым поджимом задающего устройства (рис.3.12) [4]. Особенностью схемы является введение гибкой дополнительной гидромеханической связи, что позволяет также увеличить точность синхронизации делителя потока при работе в установившемся режиме. Уровень динамического качества данной конструкции соответствует уровню качества обычной схемы деления (см. рис.3.1).

Все вышеперечисленные конструкции делителей являются конструкциями с переменным объемом, регулирования, поскольку в процессе регулирования в камерах задающего устройства подвижные плунжеры производят вытеснение жидкости в ветви с



большим расходом и всасывание из ветви с меньшим расходом. И при этом в процессе регулирования, поскольку вытеснение дополнительного объема производится в гидромагистраль, связанную с гидродвигателем, на подвижный плунжер задатчика будут действовать силы инерции всей синхронизируемой системы [1]. Это обстоятельство и определяет низкое динамическое качество ранее рассмотренных делителей потоков.

Принципиально другой способ функционирования, в динамическом режиме без вытеснения и всасывания дополнительных объемов, а в следствии этого и более высокий уровень динамического качества, обеспечивает конструкция делителя потока постоянного объема [1], принципиальная схема которого приведена на рис. 3.13.

Подобные схемы деления, обеспечивая лучшее качество синхронизации в неустановившемся режиме (ошибка синхронизации до 4%), не позволяют значительно повысить точность при работе в установившемся режиме (ошибка синхронизации до 3%) [1].

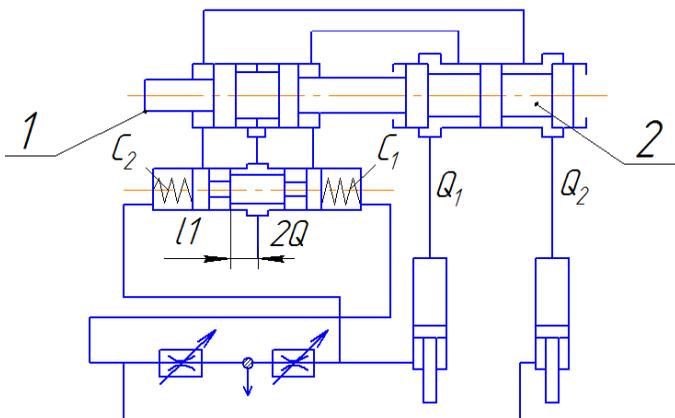


Рис 3.11. Принципиальная гидравлическая схема деления с обратной связью по выходной разности расходов.

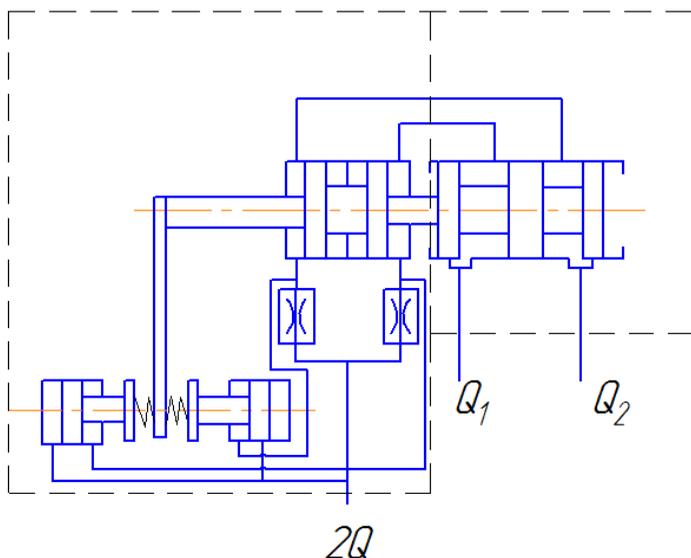


Рис.3.12. Принципиальная гидравлическая схема делителя потока с регулируемым поджимом задающего элемента.

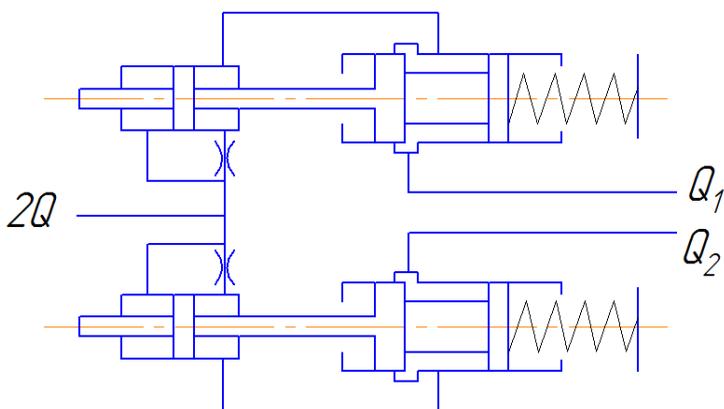


Рис. 3.13. Принципиальная гидравлическая схема делителя потока постоянного объема.

Ранее рассмотренные делители потока, у которых для регулирования используется часть мощности от основного потока и поэтому которые могут считаться делителями потока прямого регулирования. Указанные ранее недостатки систем синхронизации с делителями потока прямого регулирования можно устранить лишь путем перехода к непрямому регулированию.

Делитель потока непрямого регулирования, принципиальная схема которого представлена на рис.3.14. состоит из чувствительного элемента 1, усилительного элемента 2 и регулирующего элемента 3.



Чувствительный элемент I состоит из входных (выходных) сопротивлений 4 и 5, заблокированного задатчика 6, имеющего две пары рабочих камер 7 и 8, 9 и 10, соединенных между собой обводными каналами 11 и 12.

Усилительный элемент 2 представляет собой четырехходовой следящий золотник, который имеет три рабочих окна 13, 14, 15 и подвижное звено 16, жестко связанное со заблокированным задатчиком 6 чувствительного элемента I. Подвижное звено 16 усилительного элемента 2 удерживается в нейтральном положении при помощи пружин 17. Кроме того усилительный элемент 2 имеет систему питания от основного источника, включающую в себя аккумулятор 18 и обратный клапан 19, и систему демпфирования, включающую в себя камеры 20 и 21, связанные между собой каналом с регулируемым дросселем 22.

Регулирующий элемент 3, так же как и усилительный элемент 2, является четырехходовым следящим золотником, но имеющим лишь два рабочих окна 25 и 26. Управление положением подвижного звена регулирующего элемента осуществляется через плунжеры 23, 24 от усилительного элемента 2. Кроме того в конструкцию делителя потока введены дроссели согласования 27, 28.

Рабочая жидкость от гидронасоса (на рис. 3.14 не показан) поступает в делитель потока, проходит через входные дроссели 4 и 5 и камеры 7 и 10 чувствительного элемента I. Далее через рабочие окна 25 и 26 регулирующего элемента 3 подается по напорным гидролиниям к гидродвигателям (на рис. не показаны), которые обеспечивают функционирование механизмов машины. При этом в каналах управления, соединяющих между собой регулирующий элемент 3 и усилительный элемент 2, образуются замкнутые объемы, позволяющие устранить неточность в позиционировании подвижного звена регулирующего элемента 3 из-за воздействия на него осевой составляющей гидродинамических сил, поскольку данная сила будет направлена на сжатие замкнутого объема рабочей жидкости. Фактическое смещение подвижного звена регулирующего элемента относительно заданного положения определится из условия сжатия замкнутого объема рабочей жидкости.

$$\Delta h = \frac{R_{ГД} \cdot V_k}{E \cdot \omega_p}$$

Где Δh - смещение относительно заданного положения

$R_{ГД}$ - осевая составляющая гидродинамических сил; E - модуль упругости рабочей жидкости;

V_k - объем замкнутой жидкости в канале управления; ω_p - площадь регулирующего элемента. При $V_k = 3 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$; $\omega_p = 2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$

его значение составит 0,05 мкм при максимальном уровне осевой составляющей гидродинамических сил $R_{ГД} = 5H$

что на три порядка ниже допуска на линейные размеры рабочих окон регулирующего элемента.



При изменении соотношения нагрузок на гидродвигателях, работа делителя потока будет происходить аналогичным образом, но подвижное звено регулирующего элемента 3 займет иное фиксированное положение.

При этом также воздействие осевой составляющей гидродинамических сил на подвижное звено регулирующего элемента 3 не будет влиять на точность позиционирования подвижного звена. Т.е. точность позиционирования у делителя потока непрямого регулирования, обуславливающая точность деления потока, которая является выходным параметром системы, не зависит от величины возмущающего воздействия по нагрузке. Это обстоятельство свидетельствует об астатизме делителя потока непрямого регулирования, являющегося регулятором системы синхронизации.

Система питания усилительного элемента 2 за счет аккумулятора 18 обеспечивает потребное значение расхода управления, уровень которого может существенно изменяться, но что не будет сказываться на величине расхода основного потока. Обратный клапан 19 предохраняет аккумулятор от разрядки во время пауз и остановки. Система демпфирования подвижного звена 16 усилительного элемента 2, включающая в себя дроссель 22, совместно с дросселями согласования 27, 28 дают возможность настраиваться на оптимальный вариант динамического режима в зависимости от конкретных условий эксплуатации.

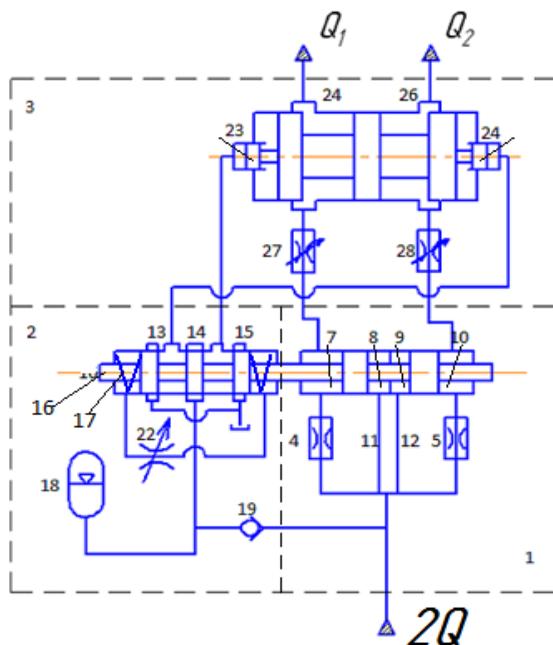


Рис 3.14 Принципиальная гидравлическая схема делителя потока непрямого регулирования



Представленный делитель потока имеет не прямое регулирование, так как сигнал от чувствительного элемента подается на регулирующий элемент не непосредственно, а через усилительный элемент, имеющий собственный источник энергии. И в данном случае от чувствительного элемента не требуется значительной мощности, как в системах прямого регулирования и следовательно он может иметь более широкий диапазон измерения и обеспечивает для системы более высокий к.п.д. [16].

Приведенная схема делителя потока непрямого регулирования не может быть использована с одинаковым эффектом в схемах гидропривода различных по типу синхронных механизмов технологических машин. Только использование ее в гидроприводах механизмов одностороннего синхронного позиционирования позволит получить более высокий уровень точности работы в установившемся режиме и повысить к.п.д. Для систем синхронизации с делителем потока непрямого регулирования так же характерна более высокая точность работы в неустановившемся режиме [1]. Применение делителя потока непрямого регулирования в гидроприводах синхронных механизмов технологических машин может в принципе обеспечить повышение к.п.д. и точности работы таких механизмов до уровня точности механических систем (ошибка синхронизации до 1%).

Выбор конкретной схемы делителя потока непрямого регулирования, который может иметь различные компоновки и обеспечивающего функционирование определенного типа синхронных механизмов, определяется особенностями работы этих механизмов. Ряд механизмов синхронного позиционирования обеспечивает согласованную работу для одного из направлений движения. К ним относится механизм сворачивания секций культиватора Rau Kombimat (ФРГ). Для привода подобных механизмов целесообразно использование схемы синхронизации с делителем потока непрямого регулирования, приведенной на рис.3.15. В данной схеме использована схемная компоновка делителя потока, когда усилительный элемент 1, регулирующий элемент 2 и дроссели чувствительного элемента 3 и 4 соединены со входом делителя. В качестве исполнительных гидродвигателей в механизмах одностороннего синхронного позиционирования применены гидроцилиндры 5 и 6. Для возврата механизма синхронизации в исходное положение предусмотрены обратные клапаны 7 и 8.

Для механизмов сворачивания катков HV-10 (Швеция), W-1000 (Франция), КЗК-10, обеспечивающих синхронизацию прямого и обратного движений, требуется особая схема гидропривода (рис. 3.16.). В этом случае применена компоновка делителя потока непрямого регулирования для использования его в качестве делителя - сумматора. Ее особенностью является то, что дроссели чувствительного элемента 3,4 и связанные с ними полости усилительного элемента 1 подключены к штоковым полостям гидроцилиндров 5,6, а регулирующий элемент 2 к поршневым полостям гидроцилиндров 5 и 6.

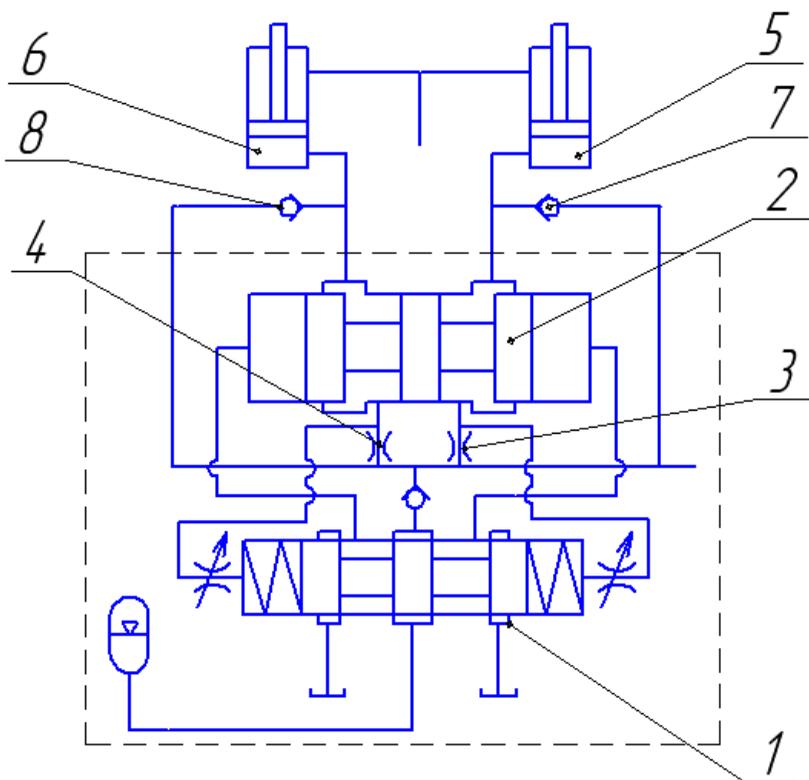


Рисунок 3.15 Принципиальная схема с компоновкой делителя потока непрямого регулирования для механизмов одностороннего синхронного позиционирования: 1 - усилительный элемент; 2 - регулирующий элемент; 3, 4 - дроссели; 5, 6 - гидроцилиндры; 7, 8 - обратные клапаны.

Механизмы согласования скоростей движения активных рабочих органов фрезерных культиваторов, вентиляторов очистки виноградоуборочных комбайнов и т.д. обеспечивают синхронизацию одно-



ронного движения. В качестве гидравлических двигателей в подобных механизмах обычно используются гидромоторы. Их характерной особенностью являются существенные объемные потери (до 30%) [14, 16], от величины которых зависит скорость вращения и развиваемый момент. При наличии в конструкции гидромоторов дренажной системы их фактическая скорость определяется расходом в сливных гидромагистралях. В связи с этим, в схеме гидропривода (рис.3.17) целесообразно использование компоновки делителя потока непрямого регулирования, когда усилительный элемент 1 и дроссели чувствительного элемента 3 и 4 подключены к сливным гидромагистралям, а регулирующий элемент 2 к напорной.

Представленные три варианта схем гидропривода синхронных механизмов с использованием различных компоновок делителя потока непрямого регулирования являются наиболее характерными видами.

В зависимости от особенностей конкретных синхронных механизмов технологических машин в соответствующих им схемах привода возможны изменения, обеспечивающие улучшение технико-экономических показателей механизмов с учетом их особенностей. Например, возможно применение гидропривода (см.рис.3.16) с дроссельным делителем потока непрямого регулирования, взамен механического или электрического, в механизме согласования скоростей подачи и резания фрезы, отделителя

выгрузчика кормов (тип ПСК-5). При этом в схеме (см.рис.3.17) требуется заменить один из гидромоторов 5 на гидроцилиндр и установить регулируемый дроссель вместо постоянного дросселя чувствительного элемента 3.

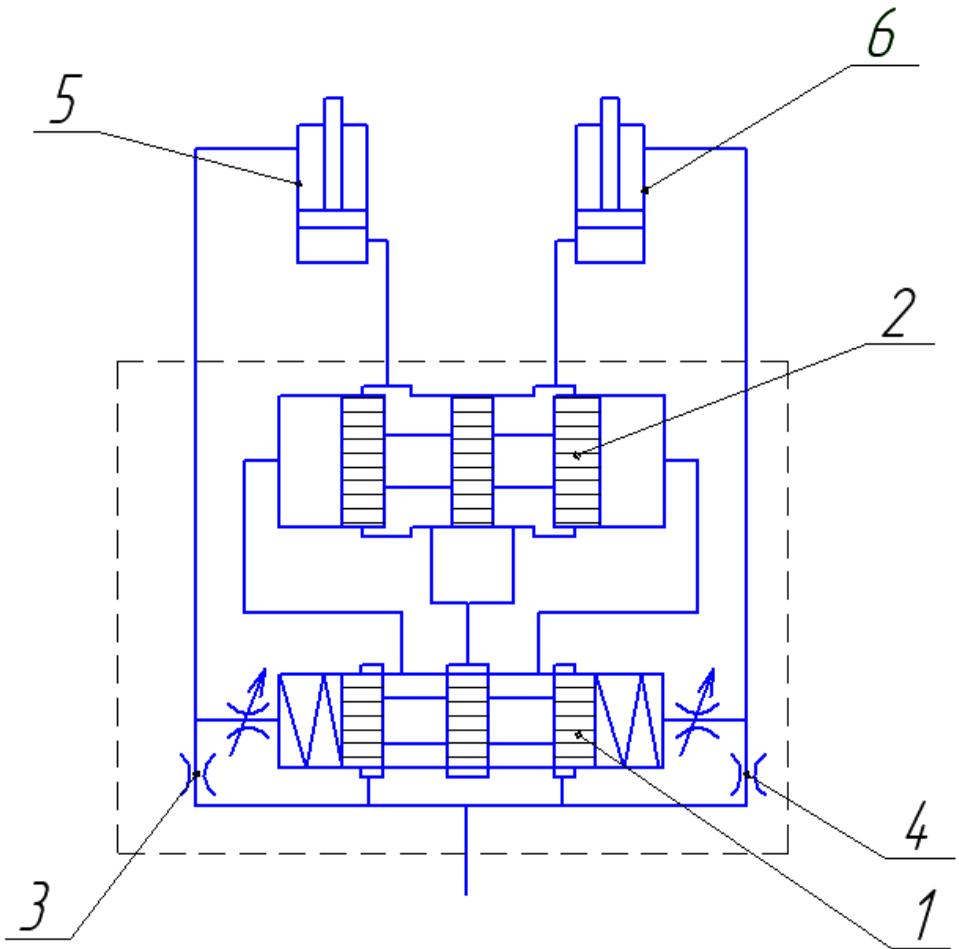


Рис. 3.16. Принципиальная схема гидропривода с делителе потока

непрямого регулирования механизма синхронного позиционирования: 1 - усилительный элемент; 2 - регулирующий элемент; 3, 4 - дроссели; 5, 6 - гидроцилиндры

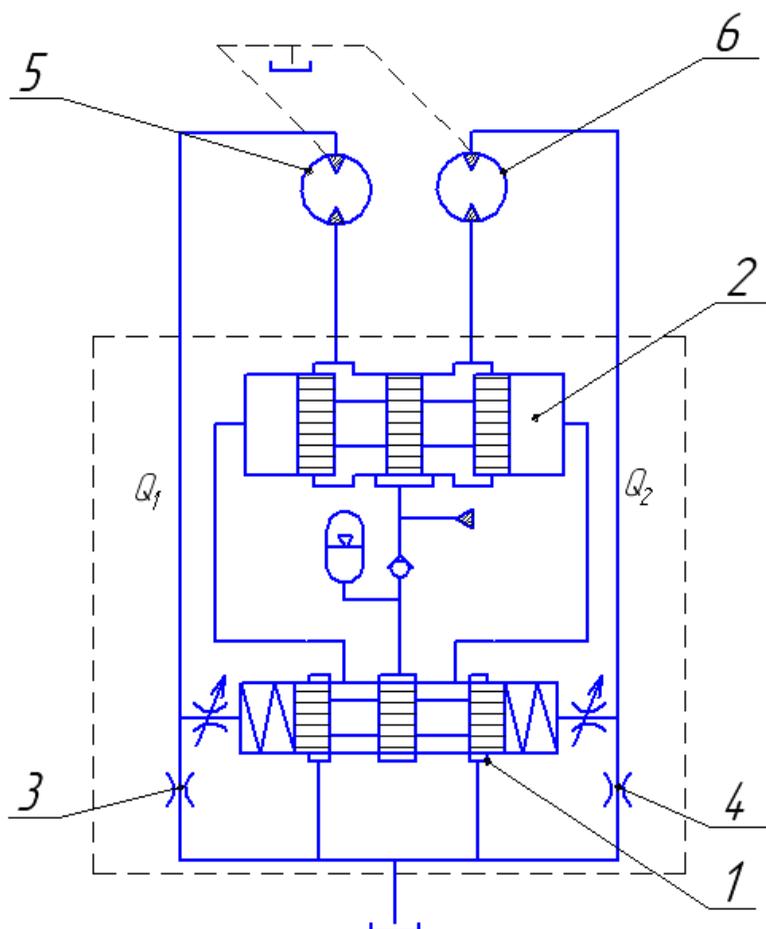


Рис. 3.17 Принципиальная схема гидропривода с делителем потока непрямого регулирования механизма согласования скоростей движения: I - усилительный элемент; 2 - регулирующий элемент; 3, 4 - дроссели; 5, 6 - гидромоторы.

В настоящего времени в технике главным образом используются

двухпоточные делители потока (ДП) и делители-сумматоры потока (ДСП), которые предназначены для разделения исходного потока рабочей жидкости на два независимых потока либо для объединения

двух независимых потоков.

При организации большего числа потоков двухпоточные ДП и ДСП включаются последовательно, и тогда для получения каждого



последующего потока необходима установка одного дополнительного делителя потоков. Таким образом, для получения n потоков необходимо иметь $(n-1)$ двухпоточных делителей потоков, что достаточно дорого и технически неоправданно.

Для создания n независимых потоков целесообразно использовать многопоточные дроссельные делители потоков. В данное время имеется значительное количество предлагаемых конструктивных разработок золотникового и не золотникового типа [13]. На рис.3.18 представлена одна из конструкций многопоточных делителей потока.

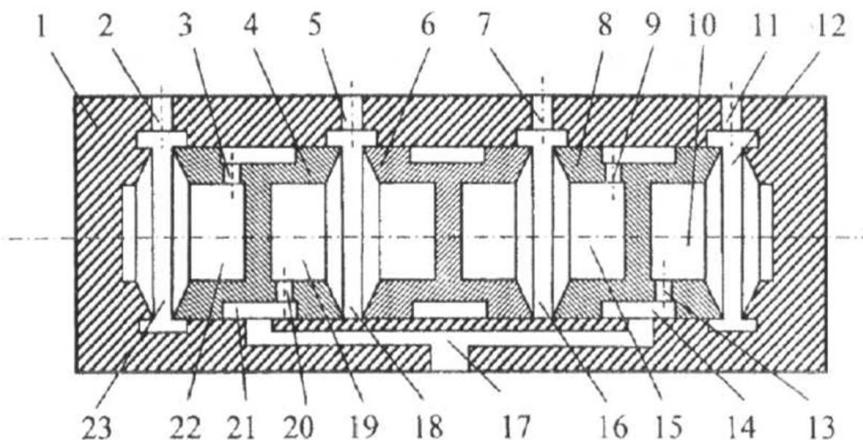


Рисунок 3.18 Многопоточный делитель потока золотникового типа

Его конструкция включает в себя корпус 1, в расточке которого соосно размещены рабочие 4, 8 и промежуточный 6 плунжеры. В рабочих 4 и 8 плунжерах выполнены осевые и радиальные расточки, образующие рабочие 22, 19, 15, 10 и входные 21, 14 камеры. При этом входные камеры 21 и 14, образованные радиальными расточками в рабочих плунжерах 4 и 8, связаны через постоянные дроссели (чувствительные элементы) 3, 20 и 9, 13 с соответствующими рабочими камерами 22, 19 и 15, 10, которые выполнены в том же плунжере. Корпус 1 имеет также выходные 2, 5, 7, 11 и входной 17 каналы. Входной канал 17 при этом связан с входными камерами 21 и 14, а выходные через соответст-



вующие переменные гидравлические сопротивления типа плоский клапан 23, 18, 16 и 12 с рабочими камерами 22, 19, 15 и 10 соответственно. Работа делителя потоков заключается в следующем. Исходный поток рабочей жидкости подводится к входу 17 и, разделившись на два независимых потока, направляется во входные камеры 21 и 14. Далее, через чувствительные элементы 3, 20 и 9, 13 жидкость попадает в соответствующие рабочие камеры 22, 19 и 15, 10, из которых через переменные гидравлические сопротивления 23, 18, 16 и 12 отводится к соответствующим выходам 2, 5, 7 и 11 и далее к потребителям (гидродвигателям).

Пусть нагрузка на гидродвигателях одинакова, тогда и расходы через каналы 2, 5, 7 и 11, а значит и через соответствующие им чувствительные элементы 3, 20, 9 и 13 также одинаковы. В этом случае одинаковы и потери давления на чувствительных элементах, но тогда и давления в рабочих камерах 22, 19, 15 и 10 также будут одинаковыми, а это означает, что плунжеры 4, 6 и 8 будут находиться под воздействием равных и направленных в противоположные стороны сил и останутся в нейтральном положении.

Допустим, что нагрузка на гидродвигателе, присоединенном, например, к каналу 2, возросла, расход рабочей жидкости через этот канал, а следовательно, и через соответствующий чувствительный элемент 3 уменьшится, а значит, уменьшится и перепад давления на

нем, что приведет к увеличению давления в рабочей камере 22. Силовое равновесие плунжера 4 будет нарушено, и он начнет перемещаться вправо, прикрывая переменное гидравлическое сопротивление 18, что вызовет уменьшение расхода через него, а следовательно, и через чувствительный элемент 20, в результате увеличится давление в рабочей камере 19. Силовое равновесие промежуточного плунжера 6 будет нарушено, и он начнет перемещаться вправо, прикрывая переменное сопротивление 16, а затем аналогичным способом будет вызвано и перемещение плунжера 8, что в свою очередь вызовет уменьшение живого сечения переменного сопротивления 12.

Описанный процесс будет продолжаться до тех пор, пока не выровняются расходы через чувствительные элементы 3, 20, 9 и 13, а значит и через соответствующие им выходы 2, 5, 7 и 11.

Число разделенных потоков здесь зависит от количества плунжеров. Для получения нечетного числа потоков, например трех, необходимо убрать промежуточный плунжер 6. В этом случае рабочие камеры 19 и 15 объединяются в единую рабочую камеру, связанную с объединенным выходным каналом, заменившим каналы 5 и 7, через пере-



тивление, образуемое торцами рабочих плунжеров 4 и 8, при этом глушится один из чувствительных элементов 20 или 9. Функционирование ДП с нечетным числом разделяемых потоков осуществляется аналогично описанному выше.. К недостаткам данной конструкции делителя потоков следует отнести следующее. Он не выполняет функции сумматора, а следовательно, не может быть использован для синхронизации работы реверсируемых гидродвигателей. Исполнительный механизм данного делителя потоков золотникового типа, поэтому ему присущи и недостатки золотниковых элементов. Разделенные потоки имеют гидравлическую связь между собой через зазоры между корпусом и плунжерами, что ограничивает диаметр плунжеров, а следовательно, и точность работы делителя, так как точность его работы напрямую зависит от площади поперечного сечения плунжеров, которые в данной конструкции делителя потоков выполняют функции исполнительных элементов. Кроме того, золотниковые аппараты автоматического регулирования, к которым относятся и делители потоков, предъявляют жесткие требования к качеству рабочей жидкости, что ограничивает сферу их применения и повышает эксплуатационные расходы. Для многопоточных делителей потока незолотникового типа также характерны все недостатки их двухпоточных аналогов. При выборе конструкции и основных параметров многопоточного делителя потока в каждом конкретном случае необходимо тщательно анализировать и учитывать все специфические требования гидросистемы и особенности делителя.



4.СХЕМА ГИДРОСИСТЕМЫ И ЕЁ ФУНКЦИОНИРОВАНИЕ.

Схемные реализации многодвигательных гидросистем с делительным клапаном зависят от алгоритма функционирования и технических требований предъявляемых к ним и в связи с этим отличаются значительным многообразием [15]. Рассмотрим схему (рис. 4.1). и дадим анализ функционирования наиболее распространенной двухдвигательной гидросистемы, работающей в синхронно-синфазном однонаправленном режиме с делительным клапаном, конструкция которого представлена на рис.3.1

Подводимый к делительному клапану расход жидкости в чувствительном элементе делится на два расхода, каждый из которых, пройдя через соответствующие ветви (правую и левую) делительного клапана, поступает в рабочую полость гидравлических цилиндров 6 и 7 (рис. 4.1).

При истечении жидкости, через регулирующие дроссели 3 и 4 (рис.3.1) возникают гидродинамические силы, осевые составляющие которых R_3 и R_4 действуют на плунжер 6 вдоль его оси и направлены в противоположные стороны.

Плунжер 6 может находиться в нейтральном положении только в том случае, если разделённые расходы одинаковы, ибо при этом равны между собой гидродинамические силы: R_3 и R_4 , а также силы давления жидкости на торцевые поверхности плунжера 6, т.е. P_A и P_B . Очевидно, что нагрузки G_6 и G_7 (рис.4.1) на синхронизируемых гидроцилиндрах, а также коэффициенты сопротивления трубопроводов (11, 12) должны быть одинаковыми.

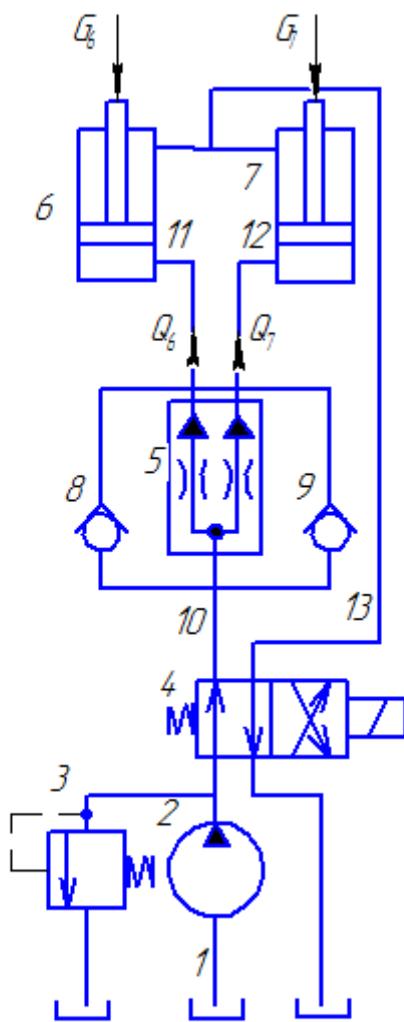


Рис. 4.1 Схема двухдвигательной системы с делительным клапаном

Если, например, нагрузка G_6 станет больше нагрузки G_7 , то расход в левой ветви делительного клапана уменьшится, а в правой на столько же увеличится. При этом давление в полости А станет больше давления в полости Б, т.к. на дросселе 1 перепад давления будет меньше, чем на дросселе 2 (см. рис. 3.1). Следовательно, сила P_A будет больше силы P_B на некоторую величину:



$$P = P_A - P_B$$

Под действием силы P плунжер 6 сместится вправо, прикрывая окно 4, тем самым увеличивая сопротивление дросселя 4. В результате происходит выравнивание расходов в ветвях делительного клапана. Полному выравниванию расходов соответствует смещение плунжера от своего нейтрального положения на величину h_o , которая зависит от разности нагрузок на гидроцилиндрах $G = G_6 - G_7$. В этом положении плунжера 6 вследствие равенства расходов в ветвях делительного клапана станут равными и силы: $P_A = P_B$. Однако, гидродинамическая сила R_3 будет меньше силы R_4 , т.к. площадь ω_3 живого сечения дросселя 3 больше площади ω_4 живого сечения дросселя 4.

Таким образом, когда плунжер 6 находится в положении, соответствующем абсолютному равенству расходов в ветвях делительного клапана, на него действует некоторая осевая гидродинамическая сила,

$$R = R_4 - R_3$$

которая смещает плунжер в сторону дальнейшего перекрытия дросселя 4 (на величину y). Это смещение y приводит к уменьшению расхода в правой и соответствующему увеличению расхода в левой ветвях от точного половинного значения входного насосного расхода. Образовавшаяся разность расходов:

$$Q = Q_6 - Q_7$$

(Q_6, Q_7 – соответственно расходы в левой и правой ветвях делительного клапана), приводит к возникновению перепада давления в торцовых полостях, А и Б делительного клапана, т.е. к появлению результирующей силы:

$$P = P_A - P_B$$

которая и уравнивает действие гидродинамической силы R .

Таким образом, плунжер 6 будет в равновесии под действием сил P и R , сместившись от нейтрального положения на величину $(h_o + y)$. При этом ширина окна дросселя 3 будет равна: $(h_n + h_o + y)$, а дросселя 4: $(h_n - h_o - y)$. Итак, вследствие действия на плунжер 6 гидродинамической силы R , последний смещается на некоторую величину y относительно координаты h_o , которая будет определенным образом соответствовать абсолютной точности деления расхода или ошибке синхронизации. Вследствие этого возникают абсолютные ошибка деления расхода X и ошибка синхронизации движения X :



$$x = \left| \frac{Q_6 - Q_7}{2} \right| \quad x = |(V_6 - V_7)| / 2$$

где Q_6, Q_7, V_6, V_7 – соответственно расходы и скорости движения гидроцилиндров 6 и 7 (рис.4.1).

Следовательно, делительный клапан всегда делит поток с некоторой ошибкой x . Так как величина ошибки определяет качество работы делительного клапана, определяет границы его практического применения в многодвигательных гидромеханических системах, то ошибка синхронизации x является главной характеристикой делительного клапана и всей системы синхронизации.

Гидросистема (рис.4.1) включает гидробак, объёмный насос 2, предохранительный клапан 5, гидроцилиндры 6 и 7 с равными активными площадями ($F_6=F_7=F$), обратные клапаны 8, 9 и соединительные гидромагистраль, включающие трубопроводы 1,10-13.

Поток рабочей жидкости, подаваемый насосом 2, направляется распределителем 4 в рабочие полости цилиндров 6 и 7 либо через делительный клапан 5, либо через трубопровод 13 и обратные клапаны 8,9, минуя делительный клапан. В первом случае происходит синхронный рабочий ход поршней цилиндров 6 и 7. В этом случае жидкость вытесняется из штоковых полостей цилиндров по трубопроводам 13 через распределитель 4 в гидробак. Во втором случае осуществляется несинхронный обратный ход гидроцилиндров 6 и 7. При этом жидкость из них вытесняется в гидробак по трубопроводам 11, 12 через обратные клапаны 8,9, трубопровод 10 и распределитель 4.

Функционирование гидросистемы происходит следующим образом. При равенстве нагрузок $G_6 = G_7$, а также коэффициентов гидравлических сопротивлений трубопроводов (11,12) в рабочие полости гидроцилиндров 6 и 7 поступает от насоса 2 равные расходы жидкости. Синхронизация движения поршней гидроцилиндров в этом случае обеспечивается без участия синхронизирующего устройства – делительного клапана.

С возникновением, например, разности нагрузок $G = G_6 - G_7$ синхронность движения поршней гидроцилиндров обеспечивается делительным клапаном, автоматически обеспечивающим выравнивание суммарных нагрузок в параллельных ветвях, но при этом синхронность движения обеспечивается с некоторой ошибкой.

Если в результате, например, изменения соотношения нагрузок G_6 и G_7 расходы в ветвях делителя изменятся, т.е. изме-



няется ошибка синхронизации x , то соответственно этому изменению ошибки

чувствительный элемент делительного клапана изменит соотношение между силами P и R , действительными на плунжер $б$ (рис. 3.1). При этом возникнет результирующая сила $\Delta P_r = P - R$, которая, смещая плунжер $б$ на некоторую величину y , приводит к уменьшению разности расходов в ветвях, т.е. уменьшению ошибки синхронизации.

Это уменьшение передаётся обратно на чувствительный элемент, что приводит к уравниванию сил на плунжер $б$ и стабилизации ошибки синхронизации.

Таким образом, процесс функционирования гидросистемы (рис. 10) характеризуется передачей воздействий (сигналов) от одного элемента к другому по замкнутому циклу. При этом синхронизирующая система стремится стабилизировать ошибку синхронизации, т.е. не дать ей отклониться от некоторого вполне определённого значения. Эта стабилизация обеспечивается в системе путём сравнения текущего значения ошибки с её стабилизируемой величиной и использования от этого сравнения сигнала для управления источником расхода жидкости. Следовательно, гидросистема, обеспечивающая работу двухдвигательного механизма в синхронно-синфазном режиме с делительным клапаном, является системой автоматического регулирования, использующей принцип обратной связи. Как автоматическая система она состоит из двух частей: регулируемой части – объекта регулирования и регулирующей – делителя потока. Регулятором является сам делительный клапан, а объектом – гидроцилиндры вместе с системой гидромагистралей, которые подводят к ним и отводят от них рабочую жидкость.

В соответствии с вышеизложенным функциональная схема системы автоматического регулирования с обратной связью имеет вид, представленный на рис. 4.2

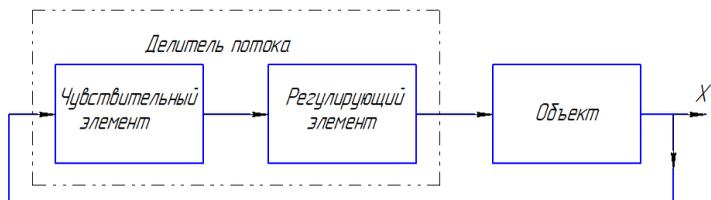


Рис. 4.2 Функциональная схема системы синхронизации.

Статическое равновесие объекта регулирования в системе синхронизации описывается уравнением:

$$\frac{k}{(h_H - h_0 - y)^2} \cdot (V - x)^2 - k_1 \cdot V \cdot x - \frac{G}{F} = 0 \quad (1)$$

где $k = \frac{\rho \cdot F^2}{2 \cdot \mu^2 \cdot b^2}$;

$$k_1 = k_2 + k_3;$$

$$k_2 = \frac{2 \cdot \rho \cdot F^2}{\mu^2 \cdot \omega^2};$$

(2)

$$k_3 = \frac{32 \cdot \rho \cdot F^2 \cdot \sum_{k=1}^{n=i} \frac{\lambda_i \cdot l_i}{d_i^5}}{\pi^2}$$

ρ – плотность жидкости;

μ – коэффициент расхода жидкости при истечении через дроссели 1, 2, 3, 4;

ω – площади живых сечений дросселей 1, 2;

$$\omega = \frac{\pi \cdot d_r^2}{4}; \quad (3)$$

d_r – диаметр отверстия дросселей 1,2;

g – ускорение свободного падения;

b – конструктивный параметр дросселей 3,4;

$$b = \pi \cdot D_{пл}; \quad (4)$$

$D_{пл}$ – диаметр плунжера 6 (рис. 3);

F – активные рабочие площади гидроцилиндров 6, 7;



l_i – длины трубопроводов 10, 11, 12, 13; $l_{11} = l_{12}$;
 d_i – внутренние диаметры трубопроводов 10, 11, 12, 13; d_{11}
 $= d_{12}$; $d_{13} = d_{10}$;
 λ_i – коэффициенты гидравлических сопротивлений трубо-
 проводов 10, 11, 12, 13
 V – скорость абсолютно синхронного движения цилиндров
 6, 7;

n – число участков магистралей в ветвях гидросистемы синхронизации
 от точки разделения до точки слияния потоков $n=1$;

x – абсолютная ошибка синхронизации;

G – разность нагрузок на гидроцилиндрах;

$G = |G_6 - G_7|$;

$(h_n - h_o - y)$ – ширина окна дросселя менее нагруженной магистрали.

Статическое равновесия регулятора описывается уравнением:

$$\frac{k_4}{(h_n - h_o - y)} \cdot (V - x)^2 - k_5 \cdot V \cdot x = 0 \quad (5)$$

где $k_4 = \frac{\cos \alpha}{b}$;

$$(6)$$

$$k_5 = \frac{2 \cdot F_{пл}}{\mu^2 \cdot \omega^2};$$

α – угол между направлением вытекающего через дроссель 4 потока и осью плунжера 6; при нейтральном положении плунжера 6, т.е. когда разность нагрузок $G = G_6 - G_7$ равна нулю, угол $\alpha = 90^\circ$; в остальных случаях принять, что $\alpha = 68^\circ$ [4];

$F_{пл}$ – активная площадь плунжера 6.

$$F_{пл} = \frac{\pi \cdot d_{пл}^2}{4}; \quad (7)$$

Совместное решение уравнений объекта (1) и регулятора (5) позволяет получить аналитическое выражение, устанавливающее зависимость стабилизируемой ошибки синхронизации от конструктивных и рабочих параметров системы синхронизации.

Так как современные делительные клапаны обеспечивают деление расхода с высокой точностью и относительная



ошибка синхронизации φ не превышает 10 %[4].

$$\varphi = \frac{x}{V} \cdot 100\% \leq 10\%$$

т.е. $V \gg x$, то уравнения (1) и (5) могут быть упрощены и записаны в следующем виде:

$$\frac{k}{(h_H - h_0 - y)^2} \cdot V^2 - k_1 \cdot V \cdot x - \frac{G}{F} = 0;$$

(8)

$$\frac{k_4}{h_H - h_0 - y} \cdot V - k_5 \cdot x = 0;$$

Исключив из этих выражений промежуточную координату $(h_H - h_0 - y)$, получим уравнение:

$$x^2 + k_1 \cdot a \cdot V \cdot x - a \cdot \frac{G}{F} = 0;$$

(9)

где $a = k_4^2 / (k \cdot k_5^2)$ этот коэффициент зависит от нагрузочного режима, т.к. $k_4 = f(G)$.

Уравнение (9) является уравнением статического равновесия системы синхронизации. Оно легко разрешается относительно выходного параметра системы, т.е. ошибки синхронизации. Так как ошибка синхронизации – положительная величина, то решение уравнения (9) имеет вид:

$$x = \frac{k_1 \cdot a \cdot V}{2} + \sqrt{\left(\frac{k_1 \cdot a \cdot V}{2}\right)^2 + \frac{G}{F} \cdot a};$$

(10)

Из формулы (10) следует, что ошибка синхронизации зависит и от скоростного, и от нагрузочного режимов работы системы синхронизации, формула (10) позволяет рассчитать и построить статическую характеристику системы синхронизации в виде некоторой поверхности в системе координат φ, G, V . Однако построение пространственной модели не удобно, а использование такой статической характеристики затруднительно, поэтому статическую характеристику системы целесообразно представлять в виде двух статических характеристик:

а) нагрузочной, устанавливающей зависимость статической ошибки синхронизации от нагрузки при фиксированном значении скоростного режима, т.е. $\varphi = f(G)$ при $V = \text{const}$; (рис. 4.3);

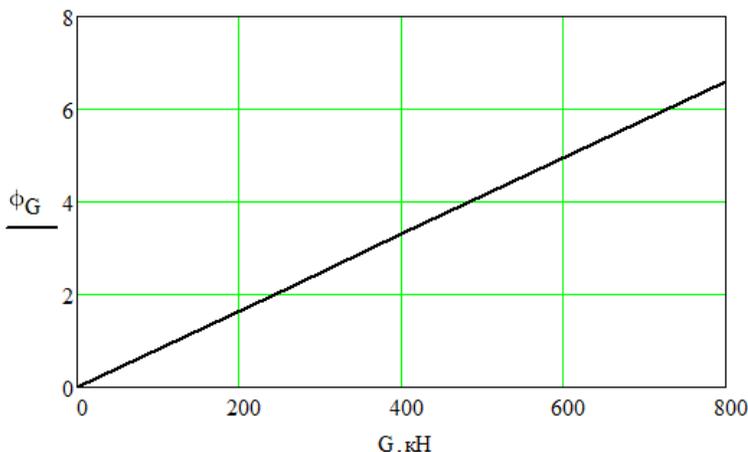


Рис. 4.3 Статическая $\phi = f(G)$ – нагрузочная характеристики системы синхронизации:

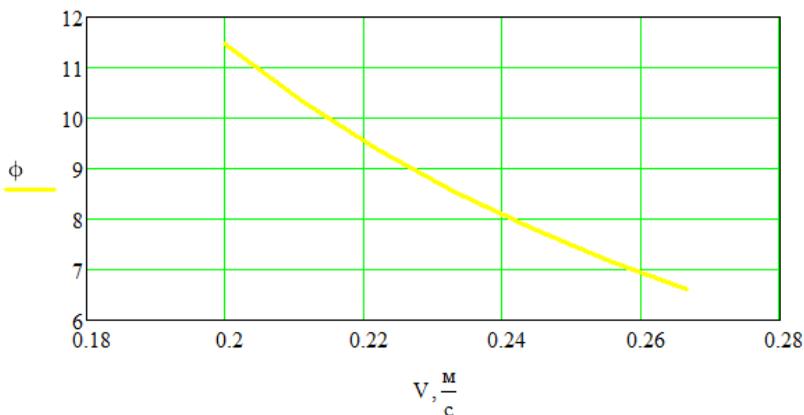


Рис. 4.4 Статическая $\phi = f(V)$ – скоростная характеристики системы синхронизации:

б) скоростной, определяющей связь между статической ошибкой и скоростным режимом при фиксированной нагрузке, т.е. $\phi = f(V)$ при $G = \text{const}$ (рис.4.4).

Расчёт и построение нагрузочной и скоростной характеристики системы синхронизации составляет одну из главных задач при разработке многодвигательных гидросистем с делительным клапаном.



После расчета характеристик системы, учитывая, что в ней осуществляется дроссельное регулирование, необходимо оценить ее температурный режим, произвести упрощенный тепловой расчет.

Для определения мощности тепловой энергии поступающей в гидросистему полагаем, что внешний источник теплоты отсутствует. Потери мощности внутри гидросистемы, отражающие преобразование части механической энергии в тепловую можно определить, используя значение полного к.п.д. гидросистемы синхронизации. В данном расчете можно допустить, что мощность тепловой энергии поступающей в гидросистему составляют 20% от ее максимальной плюс потери мощности в системе соответствующие максимальной разности нагрузок на гидроцилиндрах при максимальном входном расходе.

Для этого используем стандартные зависимости, позволяющие описать процесс теплообмена в гидросистеме:

$$T_{ж} = T_{oc} + \Delta T \quad (11)$$

где; $T_{ж}$ – допустимая температура рабочей жидкости;
 T_{oc} – температура окружающей среды;
 ΔT – приращение температуры рабочей жидкости;

$$\Delta T = N_{т.и.} / P_{т.о.} (1 - e^{-yt}) \quad (12)$$

где; $N_{т.и.}$ – мощность источников тепловой энергии;

$$N_{т.и.} = 0.2 * P_{нmax} * Q_{нmax} + G_{max} * Q_{нmax} / (2 * F) \quad (13)$$

где; $P_{нmax}$, $Q_{нmax}$ – максимальное давление и расход на входе в систему; G_{max} – максимальная разность нагрузок на гидроцилиндрах;

$$y = \frac{P_{т.о.}}{C_{т}} \quad (14)$$

$P_{т.о.}$ – удельная мощность теплоотдачи в окружающую среду;



$$P_{т.о.} = \sum_{i=1}^{n_T} (k_{т.п.i} * F_{ci}) \quad (15)$$

где; n_T – выделенное число элементов разнородных по теплопередающим свойствам;

$k_{т.п.i}$ –коэффициент теплопередачи от жидкости через i -тую стенку в окружающую среду (Приложение 2);

F_{ci} –площадь поверхности i -той стенки;

$$C_T = m_{ж} * c_{ж} + m_c * c_c \quad (16)$$

где: $m_{ж}, m_c$ –масса жидкости и стенок;

$c_{ж}, c_c$ –удельная массовая теплоемкость жидкости и стенок (Приложение 2).

В соответствии с приведенными выше зависимостями время t в течении которого происходит приращение температуры ΔT можно определить из выражения:

$$t = \ln\left(\frac{N_{т.и.} - P_{т.о.} * \Delta T}{N_{т.и.}}\right) / (-y) \quad (17)$$



5. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО РАСЧЁТУ МНОГОВИГАТЕЛЬНОЙ ГИДРОСИСТЕМЫ СИНХРОНИЗАЦИИ ДВИЖЕНИЙ

- 5.1 По наибольшей нагрузке (G_6, G_7) и максимальному давлению P_{\max} определить диаметры поршней гидроцилиндров 6, 7 (рис. 4.1) и произвести их подбор, полагая, что ход поршня 300 мм. Диаметр штоков гидроцилиндров определить из условий достаточной устойчивости в продольном направлении по обобщенной формуле Эйлера, полагая, что монтаж цилиндров произведен в соответствии с рис.5.1.[12]

Рисунок 5.1 Зависимость коэффициента приведенной длины от способа монтажа.

$$d_{\text{шт}} = \frac{\lambda * l}{g} * \sqrt{\frac{G_6 * K_3}{0,0491 * E}} \quad (18)$$

Где: λ - коэффициент приведения длины;
 K_3 – коэффициент запаса прочности, $K_3=3$;
 E – модуль упругости(для стали $2,1*10^{11}$ Па)

5.2. Определить наибольшее давление $P_{\text{нmax}}$ на входе в гидросистеме синхронизации движений для двух гидродвигателей. Потери давления в гидросистеме принять равным 20% от величины наибольшего рабочего давления в гидроцилиндрах.

3. По наибольшему давлению $P_{\text{нmax}}$ и расходу $Q_{\text{нmax}}$ подобрать гидроаппаратуру системы: гидрораспределитель 4, предохранительный клапан 3 и обратные клапаны 8, 9, бак.

5.4. Определить наибольшую G_{max} разность нагрузок на гидроцилиндрах 6, 7, полагая, что наименьшая $G_{\text{min}} = 0$.

5.5. Определить наибольшую V_{max} и наименьшую V_{min} скорости абсолютно синхронного рабочего движения гидроцилиндров 6, 7, а также их несинхронного обратного хода, полагая, что $Q_{\text{нmin}} = 0,75 Q_{\text{нmax}}$

5.6. Используя формулу, описывающую процесс истечения жидкости через отверстия и насадки, определить и выбрать диаметр d_f и площадь живых сечений ω дросселей 1, 2 чувствительного элемента делительного клапана. Коэффициент расхода принять равным $\mu = 0,6$, полагая, что конструктивно они выполнены



в виде отверстий. Наибольший перепад давления на дросселях 1, 2 принять равным $\Delta P_r = 2 \cdot 10^6$ Па, а наименьший $1 \cdot 10^6$ Па.

5.7. Вычислить необходимую активную площадь торцевой поверхности плавающего плунжера 6 (рис.3.1) и определить ее фактическое значение $F_{пл}$ по выбранному диаметру плунжера.

5.8. Определить внутренние диаметры магистралей: всасывающей (трубопровод 1), нагнетательной (трубопроводы 10,11,12,13) (см. рис. 4.1).

Ориентировочные значения максимальных скоростей течения жидкости в трубопроводах $V_{трmax}$ взять из табл. 5.1. Расчёт диаметров производить по наибольшему расходу в трубопроводах.

С учетом величины давления жидкости в трубопроводе по полученным значениям внутренних диаметров выбирать трубы в соответствии с ГОСТ по наружному диаметру и толщине стенки, чтобы внутренний диаметр d превышал расчетный не более чем на 0,3 мм. Рекомендуемые толщины стенок труб для всасывающих и сливных магистралей до 1,0 мм, напорных – 1,0÷4,0 мм.

Толщину стенки гидролиний проверить по формуле:

$$\delta = \frac{K \cdot p \cdot d}{2[\sigma]}, \quad (19)$$

где $K = 2$ -коэффициент запаса; p - давление на данном участке трубы, принять:

для всасывающей гидролинии $p_{вс} = 0,05 \text{ МПа}$, для

сливной гидролинии $p_{сл} = 0,5 \text{ МПа}$, для нагнетательной гидролинии $p_{нmax}$;

d - стандартное значение внутреннего диаметра гидролиний ;

$[\sigma]$ - допускаемые напряжения на разрыв материала гидролиний. Принять с учетом коэффициента запаса, для стальных труб $[\sigma] = 50 \text{ МПа}$, для труб из цветных металлов $[\sigma] = 25 \text{ МПа}$.

Если расчетное значение толщины меньше выбранного, то трубопровод выбран правильно, в противном случае выбрать трубопровод с большей толщиной стенки.



5.9. Определить коэффициенты гидравлических сопротивлений λ_i трубопроводов 11, 12 при синхронном рабочем ходе цилиндров. Коэффициенты гидравлических сопротивлений определяются по

Таблица 5.1

Назначение магистрали	$V_{\text{трmax}}$, м/с не более
Всасывающая	1,2
Сливная	2
Нагнетательная при давлениях, Па	
до $25 \cdot 10^5$	3
до $50 \cdot 10^5$	4
до $100 \cdot 10^5$	5
свыше $150 \cdot 10^5$	8-10

следующей методике:

а) вычисляется скорость U_1 движения жидкости в трубопроводе;

б) определяется число Рейнольдса Re и режим течения жидкости в трубопроводе;

в) вычисляется коэффициент сопротивления λ_i в зависимости от режима (принять, что трубопроводы – гидравлические, гладкие).

Скорость движения жидкости в трубопроводе вычисляется из расходной формулы:

$$Q = U_i \cdot f_i; \quad (20)$$

где U_i – скорость движения жидкости в i -м трубопроводе;

f_i – площадь живого сечения i -го трубопровода.

Из формулы (1) следует $U_i = \frac{Q}{f_i}$, или, заменив расход Q через скорость движения гидроцилиндров, имеем:

$$U_i = \frac{V \cdot F}{f_i}; \quad (21)$$

Расход Q жидкости в системе синхронизации изменяется в пределах от Q_{max} до Q_{min} , а следовательно и скорости V и U_i также изменяются от минимума до максимума.

Так как гидравлические коэффициенты сопротивления λ_i зависят от скорости U_i , то необходимо эти коэффициенты определять при различных скоростях V , т.е. при различных скоростях движения гидроцилиндров. С этой целью следует разбить весь диапазон изменения скорости $V_{\text{max}} - V_{\text{min}}$ на некоторое количество



во n интервалов изменения скорости:

$$\Delta V = \frac{V_{max} - V_{min}}{n}; \tag{22}$$

где ΔV – изменение скорости за интервал;

n – количество интервалов;

n - принять больше 5;

Рассчитать коэффициенты сопротивления λ_i по изложенной выше методике для каждого интервала и свести результаты расчётов в табл.5. 2.

Таблица5.2

Параметры		min	$V_{min} + \Delta V$	$V_{n+2\Delta V}$	V_{mi}	$V_{n+n\Delta V}$
U_i							
Re_i							
Режимы течения							
λ_i							

5.10. Вычислить коэффициенты k, k_1, k_2, k_3, k_4 , а также коэффициента a . Коэффициент расхода принять $\mu = 0,6$.

Следует иметь ввиду, что коэффициент k_4 при отсутствии разности нагрузок на гидроцилиндрах $G = G_6 - G_7 = 0$ также равен нулю.

$$k_4 = \frac{\cos \alpha}{b} = 0 \text{ при } G = 0. \tag{23}$$

т.к. угол α при этом равен $\alpha = 90^\circ$.

Коэффициенты k_3 , а следовательно и k_1 , зависит от коэффициентов λ . Поэтому их следует определять для всех выбранных в предыдущем пункте (п.9) интервалов изменения скорости. Результаты расчётов целесообразно свести в табл. 5.3.

Таблица 5.3

Коэффициенты		min	$V_{min} + \Delta V$	$V_{n+2\Delta V}$	V_{mi}	$V_{n+n\Delta V}$
k_3							
k_1							

5.11. Приняв скорость движения постоянной и равной $V = V_{max}$ рассчитать по формуле (24) ошибку синхронизации при различных нагрузочных режимах, определяемых разностью $G = G_6 - G_7$. Результаты расчётов свести в табл.5.4.



$$x = \frac{k_1 \cdot a \cdot V}{2} + \sqrt{\left(\frac{k_1 \cdot a \cdot V}{2}\right)^2 + a \cdot \frac{G}{F}};$$

(24)

Таблица 5.4

Ошибки синхронизации	min	G $min + \Delta G$	G $min + 2\Delta G$	G $min + m\Delta G$
Абсолютная x					
Абсолютная X					
$\varphi = x / V_{max}$					

Примечание. Следует помнить, что при $G = 0$, $k_4 = a = 0$, здесь:

$$\Delta G = \frac{G_{max} - G_{min}}{m};$$

(25)

где ΔG – изменение нагрузки за интервал;
 m – число выбранных интервалов изменения нагрузки; принять $m \geq 5$.

По данным табл. 5.4 построить нагрузочную характеристику системы синхронизации в виде графика функции $P = f(G)$ при $V = V_{max} = const$; рис. 4.3.

5.12. Приняв разность нагрузок на гидроцилиндрах $G = G_6 - G_7$ постоянной и равной $G = G_{max}$ рассчитать ошибку синхронизации по формуле (24) при различных скоростных режимах, определяемых скоростью V движения гидроцилиндров. Результаты расчётов свести в табл. 5.5

Таблица 5.5

Ошибки синхронизации	min	V $min + \Delta V$	V $min + 2\Delta V$	V $min + n\Delta V$
Абсолютная x					
Абсолютная X					



$\varphi = x/v_{max}$						
-----------------------	--	--	--	--	--	--

По данным табл. 5.5 построить скоростную характеристику системы синхронизации в виде графика функции $\varphi = f(V)$ при $G = G_{max} = \text{const}$; рис. 4.4.

5.13. Определить максимальное допустимое время работы, в течении которого разработанная гидросистема может непрерывно функционировать без дополнительного теплообменного аппарата в пределах допустимой температуры рабочей жидкости 50°C при условии, что температура окружающей среды 20° С.

5.14. Проанализировать полученные результаты расчета, дать

обоснованные рекомендации по уменьшению ошибки синхронизации. Если значение ошибки синхронизации в полученных характеристиках превышает 100%, произвести корректировку технического задания и повторить расчет.



6. ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ РАБОТЫ

6.1 В пояснительной записке привести обоснованные результаты разработки двухдвигательной гидросистемы с делительным клапаном, ее назначение, принцип действия, устройство делительного клапана, расчёт ее параметров и основных статических характеристик согласно методике, данной в учебном пособии и исходных данных приведённых в Приложении 1, сделать заключение по результатам расчета. Пример расчета двухдвигательной гидросистем, работающей в однонаправленном синхронно-синфазном режиме с делительным клапаном золотникового типа, произведенный с использованием пакета " Matlab", приведен в Приложении 3.

6.2 Графическая часть работы включает в себя:

а) принципиальную гидравлическую схему системы с двигателями, работающими в синхронном режиме, по аналогии со схемой приведенной на рис.4.1, с перечнем элементов, изображенных на схеме и выбранных по результатам расчета;

б) конструктивную схему делительного клапана, используемого в гидросистеме с указанием основных конструктивных элементов и основных составляющих сил, действующих на плунжер, по аналогии со схемой приведенной на рис 3.1. На схеме указать нейтральное и одно их рабочих положений плунжера. Дать подробное и упрощённое обозначения делителя потока в соответствии с ГОСТ 2.781-96.

в) графики, иллюстрирующие результаты гидравлического расчёта статических характеристик многодвигательной гидросистемы с делительным клапаном. Графики включают:

- график нагрузочной характеристики, устанавливающей зависимость статической ошибки синхронизации от нагрузки при фиксированном значении скоростного режима, т.е. $\varphi = f(G)$ при $V = const$.
- график скоростной характеристики, определяющей связь между статической ошибкой синхронизации и скоростным режимом гидродвигателей при фиксированной нагрузке, т.е. $\varphi = f(V)$ при $G = const$.

На графиках по вертикальной оси откладывается φ в %, по горизонтальной G в H , а V в $м/с$ в выбранном масштабе.



ЛИТЕРАТУРА:

1. В.И. Антоненко, В.С.Сидоренко Синтез структуры и разработка математической модели автоматизированных многодвигательных гидромеханических систем - Вестник ДГТУ -Ростов н/Д, 2009, т 9 - С. 117-121
2. Артемьева Т.В. и др. Гидравлика, гидромашины и гидропневмопривод. «Машиностроение», М.,2007.
3. Лепешкин А.В. и др. Гидравлика, гидромашины и гидропневмопривод. М. МГИУ,,2003.
4. Сахно Ю. А., Таугер М. Б. Гидравлические делители и сумматоры потоков. М., 1972. 103 с.
5. Скрицкий В.Я., Рокшевский В.А. Синхронизация исполнительных органов гидрофицированных машин и механизмов. «Машиностроение», М., 1973.
6. А.с. 653433 (СССР). Делительный клапан / И.А.Немировский, В.В. Сыркин, В.Б. Петров - Заявл. 25.03.79. - Оpubл. в Б.И.,1970,№ 11,
7. А.с. 407084(СССР) Устройство для синхронной работы гидроцилиндров/ Л.Б.Богданович, Л.А. Губанов Оpubл. в Б.И.,- 21.11.1973, № 32
8. А.с. 1041773 (СССР). Делитель потока / Р.П. Кириков, Э.М. Шерман, В.П.Кузик. - Заявл. 03.09.81. - Оpubл. в Б.И.,- 1983, № 34.
9. Пат.48-8974 (Япония). Делитель потока /Tadataka Narumi. - Заявл. 07.02.70. – РЖ Машиностроительные материалы 1974,3.667П
10. А.с. 1156012 (СССР). Дроссельный делитель потока / В.И. Антоненко, А.Т. Рыбак, Ю.А.Яцухин, В.Н.Негодов. - Заявл. 04.05.83. - Оpubл, в 1985, № 18
11. А.с. 1670191 (СССР). Делительно-суммирующий клапан / В.И. Антоненко, А.Т. Рыбак, Ю.А.Яцухин ... - Заявл. 27.03.86. - Оpubл, в 1992, № 24
12. А.с. 987215 (СССР). Дроссельный делитель потока / В.И. Антоненко, Ю.А.Яцухин ... - Заявл. 09.07.81. - Оpubл, в 1983, № 1
13. А.с. 587270 (СССР). Многопоточный делитель потока / Н.И. Хрусов. - Заявл. 20.05.76. - Оpubл. в Б.И.,- 1978, № 1.
14. Богданович Л.Б. Гидравлические приводы- Киев Высшая школа,1980 – 232 с.
15. Антоненко В.И., Сидоренко В.С К вопросу о синхронных механизмах мобильных машин– Вестник ДГТУ -Ростов н/Д, 2009, т 9 - С 121-129.
16. Наземцев А.С., Рыбальченко Д.Е. Пневматические и гидравлические приводы и системы Москва “Форум” 2007
17. Навроцкий К. Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов, - М.: Машиностроение, 1991.



ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ К РАСЧЁТНОЙ РАБОТЕ ПРИЛОЖЕНИЕ 1

вариантов	Давление на гидроцилиндре $p_{гг}$, МПа	Усилие на гидроцилиндре $G_{гг}$, кН	Усилие на гидроцилиндре $G_{гг}$, кН	Максимальная подача насоса $Q_{нmax}$, л/с	Максимальное давление на гидроцилиндрах p_{max} , МПа	Диаметр гидролиний $D_{гг}$
	2	3	3	4	5	6
1	1,0	30	32	0,5	10,0	3,45
2	6,0	12,0	12,4	0,65	20,0	2,56
3	3,0	19,3	19,0	0,85	12,5	2,78
4	5,0	15,1	15,8	0,89	16,0	3,25
5	2,0	8,8	18,2	0,48	14,0	1,56
6	1,8	18,9	18,4	0,72	16,0	2,24
7	1,0	14,6	14,0	0,45	6,3	2,13
8	2,0	24,0	24,7	0,9	12,5	1,89
9	1,9	18,0	17,1	0,63	10,0	3,14
10	0,75	24,9	24,0	0,53	12,5	2,46
11	0,45	20	21	0,74	10,0	2,810
12	0,85	14,0	14,9	0,85	14,0	1,89



3	1,	16	16	0	10	2
	1,	,1	,9	,34	,0	,1,4
4	0,	16	16	0	12	2
	9,	,7	,0	,32	,5	,3,5
5	0,	26	26	0	6,	3
	7,	,8	,0	,68	3	,3,6
6	0,	25	25	0	25	3
	5,	,2	,9	,25	,0	,1,4
7	0,	17	17	0	6,	1
	3,	,8	,1	,52	3	,4,5
8	0,	17	17	0	10	1
	4,	,2	,5	,67	,0	,9,10
9	0,	19	19	0	6,	2
	6,	,6	,4	,8	3	,7,9
0	0,	9,	9,	0	12	3
	8	8	0	,37	,5	,2,5



ПРИЛОЖЕНИЕ 2.

Плотность и теплоемкость материалов, жидкостей и газов

Материал, жидкость и газы	Плотность ρ , кг/м ³	Удельная теплоемкость, Дж/(кг °С)
Бронза	8800	400
Сталь	7700	480
Чугун	7500	540
Алюминий	2700	910
Резина	1200	1400
Минеральное масло	900	1880
Вода	1000	4200
Воздух	1207	1010

Значения коэффициента $k_{т. в}$, Вт/(м²·°С)

При отсутствии циркуляции воздуха	8 ... 12
При естественной циркуляции воздуха	15 ... 30
В воздушном теплообменнике	70 ... 90
В водяном теплообменнике	100 ... 200



ПРИЛОЖЕНИЕ 3.

Пример расчета многодвигательной гидросистемы
с делительным клапаном
Вариант №20

В соответствии с заданием к расчетной работе

- Максимальное давление на гидроцилиндрах

$$p_{\max} := 1.25 \cdot 10^7 \quad \text{Па}$$

Усилие на гидроцилиндрах 6 и 7 G_6, G_7

$$G_6 := 9.8 \cdot 10^3 \quad G_7 := 9 \cdot 10^3 \quad \text{Н}$$

- Подача насоса $Q_{\text{нmax}} := 3.7 \cdot 10^{-4} \quad \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$

В соответствии с рекомендациями выбираем в качестве рабочей жидкости минеральное масло ИГП-20, имеющую следующие основные характеристики при температуре 45 град. С:

$$\nu := 13 \cdot 10^{-6} \quad \frac{\text{м}^2}{\text{с}} \quad \text{- коэффициент кинематической вязкости}$$

$$\rho := 910 \quad \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \quad \text{- ПЛОТНОСТЬ}$$

- По наибольшей нагрузке G_6 производим расчет основных параметров и подбор гидроцилиндров 6 и 7

$$D_{\text{поррасч}} := 2 \sqrt{\frac{G_6}{\pi \cdot p_{\max}}} = 0.032 \quad \text{м}$$

Из условий продольной устойчивости при закреплении соответствующему коэффициенту приведения длины $\lambda=2$, коэффициенте запаса прочности $k_3 = 3$, нагрузке $G_6 = 9.8 \cdot 10^3$ Н, ходе $l=0,3$ м диаметр штока должен быть более

$$\lambda := 2 \quad K_3 := 3 \quad l_{\text{ц}} := 0.3 \quad E := 2.1 \cdot 10^{11} \text{ Па}$$

$$d_{\text{штграсч}} := \lambda \cdot \frac{l_{\text{ц}}}{\pi} \sqrt{\frac{G_6 \cdot K_3}{0.0491 \cdot E}} = 3.225 \times 10^{-4} \text{ м}$$

По расчетным значениям $D_{\text{пор}}$ и $d_{\text{шт}}$ и давлению p_{max} выбираем гидроцилиндр:

КГЦ 40 - 20 - 300

$$D_{\text{пор}} := 0.04 \text{ м} \quad d_{\text{шт}} := 0.02 \text{ м} \quad L_{\text{ц}} := 0.3 \text{ м} \quad P_{\text{ном}} := 32 \text{ МПа}$$

$$F_{\text{max}} := \frac{\pi \cdot D_{\text{пор}}^2}{4}$$

Наибольшее давление $P_{\text{нmax}}$ на входе в гидросистеме синхронизации движений для двух гидродвигателей

$$P_{\text{нmax}} := 1.2 \cdot p_{\text{max}} = 1.5 \times 10^7 \text{ Па}$$

По наибольшему давлению $P_{\text{нmax}}$ и расходу $Q_{\text{нmax}}$ подберем гидроаппаратуру системы: гидрораспределитель 4, предохранительный клапан 3 и обратные клапаны 8, 9.

Выбираем в качестве распределителя 4 ВЕ6 574 30/ Г24,

$Q_{\text{ном}}=16$ л/мин $P_{\text{ном}}=32$ Мпа ном.перепад давления 0.2 МПа

Для предохранения и разгрузки насоса Н выбираем предохранительный клапан непрямого действия по ТУ2-05310-20-2-133 $Q_{\text{ном}}=40$ л/мин, давление настройки клапана.1.6-20МПа,давл.разгрузки 0.25МПа

Обратный клапан 8,9 - Г51-32 $Q_{\text{ном}}=32$ л /мин $P_{\text{ном}}=20$ Мпа, ном.перепад давления 0.25 МПа

Определяем наибольшую разность по нагрузкам

$$G_{\max} := G_6 - G_7 = 800 \quad \text{Н} \quad G_{\min} := 0$$

Определяем наибольшую V_{\max} и наименьшую V_{\min} скорости синхронного рабочего движения гидроцилиндров 6, 7, полагая, что $Q_{\min}=0,75 Q_{\max}$

$$Q_{\min} := 0.75 \cdot Q_{\max}$$

$$V_{\max} := Q_{\max} \cdot \frac{2}{\pi \cdot D_{\text{пор}}^2} = 0.147 \quad \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$V_{\min} := Q_{\min} \cdot \frac{2}{\pi \cdot D_{\text{пор}}^2} = 0.11 \quad \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Определяем наибольшую V_{\max} и наименьшую V_{\min} скорости несинхронного обратного хода гидроцилиндров 6, 7, полагая, что $Q_{\min}=0,75 Q_{\max}$

$$V_{\text{обр.х.}\max} := Q_{\max} \cdot \frac{4}{\pi (D_{\text{пор}}^2 - d_{\text{шт}}^2)} = 0.393 \quad \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$V_{\text{обр.х.}\min} := Q_{\min} \cdot \frac{4}{\pi (D_{\text{пор}}^2 - d_{\text{шт}}^2)} = 0.294 \quad \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

определяем диаметр d_r и площадь живых сечений ω дросселей 1, 2 чувствительного элемента делительного клапана, полагая, что максимальный перепад равен 2 Мпа, а минимальный 1 Мпа.

$$\mu := 0.6 \quad \Delta p_{\max} := 2 \cdot 10^6 \quad \Delta p_{\min} := 1 \cdot 10^6 \quad \text{Па}$$

$$d_{r1} := \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{H\max} \cdot \sqrt{\rho}}{\mu \cdot \pi \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta p_{\max}}}} = 3.441 \times 10^{-3} \quad \text{м}$$

$$d_{r2} := \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{H\min} \cdot \sqrt{\rho}}{\mu \cdot \pi \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta p_{\min}}}} = 3.544 \times 10^{-3} \quad \text{м}$$

$$d_{r3} := \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{H\max} \cdot \sqrt{\rho}}{\mu \cdot \pi \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta p_{\min}}}} = 4.092 \times 10^{-3} \quad \text{м}$$

$$d_{r4} := \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{H\min} \cdot \sqrt{\rho}}{\mu \cdot \pi \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta p_{\max}}}} = 2.98 \times 10^{-3} \quad \text{м}$$

выбираем диаметр d_r дросселей 1, 2 чувствительного элемента делительного клапана.

$$d_r := 2.9 \times 10^{-3} \quad \text{м}$$

$$\omega := \frac{\pi \cdot d_r^2}{4} = 6.605 \times 10^{-6} \quad \text{м}^2$$

Исходя из равенства сил давления и гидродинамической при максимальном значении разности давлений от внешней нагрузки 3 Мпа определяем необходимую активную площадь торцевой поверхности плавающего плунжера б (рис. 3) и ее фактическое значение $F_{\text{пл}}$ по выбранному диаметру плунжер

$$F_{\text{плрас}} := \frac{60000 \cdot 0.324 \cdot Q_{\text{нmax}} \cdot \sqrt{3}}{2 \cdot \Delta p_{\text{min}}} = 6.229 \times 10^{-6} \quad \text{м}^2$$

$$d_{\text{плрас}} := 2 \cdot \sqrt{\frac{F_{\text{плрас}}}{\pi}} = 2.816 \times 10^{-3} \quad \text{м}$$

Выбираем $d_{\text{плл}} := 4 \times 10^{-3} \quad \text{м}$

$$F_{\text{плл}} := \frac{\pi \cdot d_{\text{плл}}^2}{4} = 1.257 \times 10^{-5} \quad b := \pi \cdot d_{\text{плл}}$$

Расчет и выбор сортамента гидролиний, определение скоростей движения жидкости
Внутренний диаметр гидролиний

$$d_{\text{тр}} = 1.13 \cdot \sqrt{\frac{Q_i}{V_{\text{ж}i}}},$$

где $V_{\text{ж}i}$ – максимальная допустимая скорость движения жидкости на рассматриваемом участке;

Q_i – максимальный расход жидкости на участке

I - номер участка гидролиний

$$V_{\text{вс}} := 1.2 \quad \frac{\text{м}}{\text{с}} \quad V_{\text{н}} := 5.0 \quad \frac{\text{м}}{\text{с}} \quad V_{\text{сл}} := 2.0 \quad \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Всасывание :

$$d_{\text{вср}} := 1.13 \cdot \sqrt{\frac{Q_{\text{нmax}}}{V_{\text{вс}}}} \quad d_{\text{вср}} = 0.02 \quad \text{м}$$

Нагнетание :

$$d_{\text{н10р}} := 1.13 \cdot \sqrt{\frac{Q_{\text{нmax}}}{V_{\text{н}}}} \quad d_{\text{н10р}} = 9.721 \times 10^{-3} \quad \text{м}$$

$$d_{\text{н11р}} := 1.13 \cdot \sqrt{\frac{Q_{\text{нmax}}}{2 \cdot V_{\text{н}}}} = 6.874 \times 10^{-3} \quad \text{м}$$



Слив :

$$d_{\text{слр}} := 1.13 \cdot \sqrt{\frac{Q_{\text{нmax}} \cdot D_{\text{пор}}^2}{V_{\text{сл}} \cdot (D_{\text{пор}}^2 - d_{\text{шт}}^2)}} = 0.018 \quad \text{м}$$

Минимальная толщина стенки

$$\delta = \frac{k_3 \cdot p_i \cdot d_{\text{тр}i}}{2 \cdot \sigma_p},$$

где k_3 – коэффициент запаса;

σ_p – допускаемое напряжение на разрыв сечения гидролинии

для стали $\sigma_p = 40-60$ МПа

для меди $\sigma_p = 25$ МПа

p_i – максимальное давление на участке

$k_3 := 1.2$ $p_H := 20.0$ $p_{\text{вс}} := 0.05$ $p_{\text{сл}} := 1$ $\sigma_p := 60$ МПа

$$\delta_{\text{вср}} := \frac{k_3 \cdot p_{\text{вс}} \cdot d_{\text{вср}}}{2 \cdot \sigma_p} \quad \delta_{\text{вср}} = 9.921 \times 10^{-6} \quad \text{м}$$

$$\delta_{\text{н10р}} := \frac{k_3 \cdot p_H \cdot d_{\text{н10р}}}{2 \cdot \sigma_p} \quad \delta_{\text{н10р}} = 1.944 \times 10^{-3} \quad \text{м}$$

$$\delta_{\text{н11р}} := \frac{k_3 \cdot p_H \cdot d_{\text{н11р}}}{2 \cdot \sigma_p} \quad \delta_{\text{н11р}} = 1.375 \times 10^{-3} \quad \text{м}$$

$$\delta_{\text{слр}} := \frac{k_3 \cdot p_{\text{сл}} \cdot d_{\text{слр}}}{2 \cdot \sigma_p} \quad \delta_{\text{слр}} = 1.775 \times 10^{-4} \quad \text{м} \quad \text{м}$$



По расчетным значениям $d_{тр}$ и δ выбираем сортамент гидролиний по ГОСТ 8734 – 75 и ГОСТ 8732 – 78 :

Всасывание: труба $\frac{21 \times 0,5 \times 300 \text{ ГОСТ8734-75}}{B10 \text{ ГОСТ8733-87}}$

Нагнетание: 10,13 труба $\frac{14 \times 2,0 \times 8000 \text{ ГОСТ8734-75}}{B10 \text{ ГОСТ8733-87}}$

11,12 труба $\frac{10 \times 1,5 \times 4000 \text{ ГОСТ8734-75}}{B10 \text{ ГОСТ8733-87}}$

Слив: труба $\frac{20 \times 1,0 \times 500 \text{ ГОСТ8734-75}}{B10 \text{ ГОСТ8733-87}}$

$d_{вс} := 0.02$	м	$d_{10} := 0.01$	м	$d_{11} := 0.006$	$d_{сл} := 0.018$	м
$\delta_{вс} := 0.0005$	м	$\delta_{10} := 0.002$	м	$\delta_{11} := 0.0015$	$\delta_{сл} := 0.001$	м

Определяем коэффициенты гидравлических сопротивлений λ_i трубопроводов 11, 12 при синхронном рабочем ходе цилиндров.

Предварительно разбиваем весь диапазон изменения скорости $V_{max} - V_{min}$ на некоторое количество n интервалов изменения скорости:

$$\Delta V = (V_{max} - V_{min}) / n$$

где ΔV – изменение скорости за интервал;

n – количество интервалов;

n - принять равным 6;

аналогично разбиваем весь диапазон изменения нагрузки $G_{max} - G_{min}$ на n интервалов изменения нагрузки:

$$\Delta G = (G_{max} - G_{min}) / n$$

где ΔG – изменение нагрузки за интервал;

n – количество интервалов;

n - принять равным 6;

$$\Delta V := \frac{V_{\max} - V_{\min}}{6} = 6.134 \times 10^{-3} \quad \frac{\text{м}}{\text{с}} \quad \Delta G := \frac{G_{\max} - G_{\min}}{6} = 133.333$$

$$\underline{V} := \begin{pmatrix} V_{\min} \\ V_{\min} + \Delta V \\ V_{\min} + 2 \cdot \Delta V \\ V_{\min} + 3 \cdot \Delta V \\ V_{\min} + 4 \Delta V \\ V_{\min} + 5 \cdot \Delta V \\ V_{\max} \end{pmatrix} \quad \underline{G} := \begin{pmatrix} G_{\min} \\ G_{\min} + \Delta G \\ G_{\min} + 2 \cdot \Delta G \\ G_{\min} + 3 \cdot \Delta G \\ G_{\min} + 4 \Delta G \\ G_{\min} + 5 \cdot \Delta G \\ G_{\max} \end{pmatrix}$$



$$Q_{\text{ц}} := F \cdot V$$

$$Q_{\text{ц}} = \begin{pmatrix} 1.387 \times 10^{-4} \\ 1.465 \times 10^{-4} \\ 1.542 \times 10^{-4} \\ 1.619 \times 10^{-4} \\ 1.696 \times 10^{-4} \\ 1.773 \times 10^{-4} \\ 1.85 \times 10^{-4} \end{pmatrix} \quad U_{11} := 4 \cdot \frac{Q_{\text{ц}}}{\pi \cdot d_{11}^2}$$

Режим движения жидкости определяется по числу Рейнольдса:

$$Re = \frac{U_i \cdot d_{\text{тпi}}}{\nu}$$



$$Re_{H1} := \frac{d_{11}}{v} \cdot U_{11}$$

$$Re_H = \begin{pmatrix} 2.265 \times 10^3 \\ 2.391 \times 10^3 \\ 2.517 \times 10^3 \\ 2.642 \times 10^3 \\ 2.768 \times 10^3 \\ 2.894 \times 10^3 \\ 3.02 \times 10^3 \end{pmatrix}$$

$$i := 0..6 \quad j := 0$$

$$\lambda_{H i,j} := \begin{cases} \frac{64}{Re_{H i,j}} & \text{if } Re_{H i,j} > 0 \\ \frac{0.3164}{\sqrt[4]{Re_{H i,j}}} & \text{if } Re_{H i,j} > 23 \\ 0 & \text{if } Re_{H i,j} = 0 \end{cases}$$

$$\lambda_H = \begin{pmatrix} 0.028 \\ 0.045 \\ 0.045 \\ 0.044 \\ 0.044 \\ 0.043 \\ 0.043 \end{pmatrix}$$

Вычисляем коэффициенты k , k_2 , k_4 , а значения которых не зависят от изменений скоростного и нагрузочного режимов

$$k := \frac{\rho \cdot F^2}{2 \cdot \mu^2 \cdot b^2} = 12.639$$

$$k_2 := \frac{2 \cdot \rho \cdot F^2}{2 \cdot \mu^2 \cdot \omega^2} = 9.149 \times 10^7$$

$$\alpha := 68 \cdot \frac{\pi}{180} \quad l_{11} := 2 \quad k_4 := \frac{\cos(\alpha)}{b} = 29.81$$

$$k_5 := \frac{2 \cdot F_{\text{пл}}^2}{\mu^2 \cdot \omega^2} = 20.108 \quad a := \frac{k_4^2}{k \cdot k_5^2} = 0.174$$

Коэффициенты k_3 , и k_1 , зависит от коэффициентов λ , поэтому их значения определяем для всех выбранных скоростных режимов.

$$k_3 := \lambda_H \cdot \frac{32 \cdot \rho \cdot F^2 \cdot l_1}{\pi^2 \cdot d_{11}^5} \qquad k_1 := k_2 + k_3$$

$$k_3 = \begin{pmatrix} 3.386 \times 10^7 \\ 5.422 \times 10^7 \\ 5.353 \times 10^7 \\ 5.288 \times 10^7 \\ 5.227 \times 10^7 \\ 5.169 \times 10^7 \\ 5.115 \times 10^7 \end{pmatrix} \qquad k_1 = \begin{pmatrix} 1.254 \times 10^8 \\ 1.457 \times 10^8 \\ 1.45 \times 10^8 \\ 1.444 \times 10^8 \\ 1.438 \times 10^8 \\ 1.432 \times 10^8 \\ 1.426 \times 10^8 \end{pmatrix}$$



Приняв скорость движения постоянной и равной $V = V_{max} = V_{6,0}$, рассчитываем абсолютную x_G и относительную ϕ_G ошибку синхронизации при различных нагрузочных режимах, определяемых разностью $G = G_6 - G_7$. По результатам расчёта строим нагрузочную характеристику системы $\phi_G = f(G)$

$$V_{6,0} = 0.147 \qquad k_{3,6,0} = 5.115 \times 10^7 \qquad k_{1,6,0} = 1.426 \times 10^8$$

$$x_G := \frac{a \cdot k_{1,6,0} \cdot V_{6,0}}{2} - \sqrt{\left(\frac{a \cdot V_{6,0} \cdot k_{1,6,0}}{2}\right)^2 + a \cdot \frac{C}{F}}$$

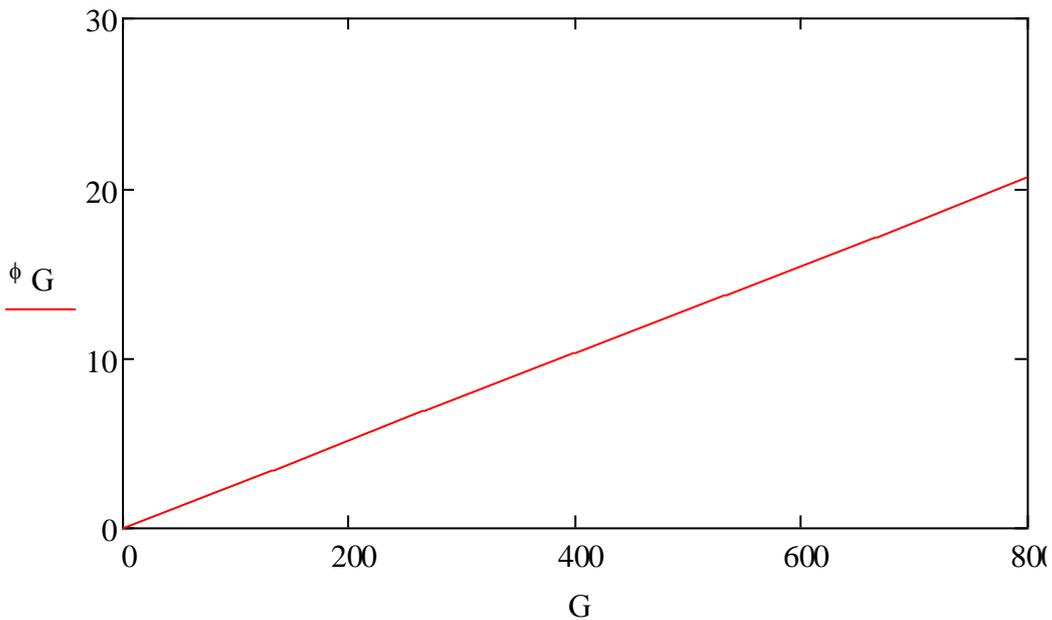
$$\phi_{G1} := \frac{x_G \cdot 100}{V_{6,0}}$$



$$x_G = \begin{pmatrix} 0 \\ -5.053 \times 10^{-3} \\ -0.01 \\ -0.015 \\ -0.02 \\ -0.025 \\ -0.03 \end{pmatrix} \quad \phi_{G1} = \begin{pmatrix} 0 \\ -3.432 \\ -6.864 \\ -10.296 \\ -13.728 \\ -17.161 \\ -20.593 \end{pmatrix}$$

$$i := 0..6$$

$$\phi_{G_i} := |\phi_{G1_i}|$$



Приняв разность нагрузок на гидроцилиндрах $G = G_6 - G_7$ постоянной и равной $G = G_{\max} = G_{6,0}$ рассчитываем абсолютную x и относительную ϕ ошибку синхронизации при различных скоростных режимах, определяемых скоростью V движения гидроцилиндров. По результатам расчёта строим скоростную характеристику системы $\phi=f(V)$

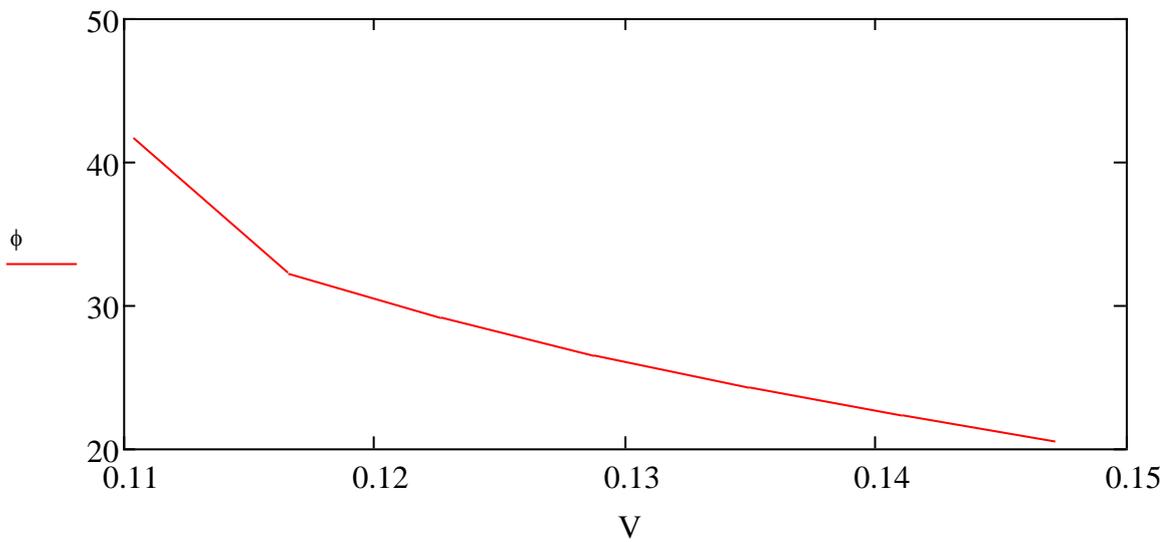
$$i := 0..6$$

$$x_i := \frac{a \cdot k_{1_i} \cdot V_i}{2} - \sqrt{\left(\frac{a \cdot V_i \cdot k_{1_i}}{2}\right)^2 + a \cdot \frac{G_{6,c}}{F}}$$

$$\phi_i := \left| \frac{x_i \cdot 100}{V_i} \right|$$

$$x = \begin{pmatrix} -0.046 \\ -0.037 \\ -0.036 \\ -0.034 \\ -0.033 \\ -0.032 \\ -0.03 \end{pmatrix}$$

$$\phi = \begin{pmatrix} 41.657 \\ 32.163 \\ 29.166 \\ 26.573 \\ 24.315 \\ 22.337 \\ 20.593 \end{pmatrix}$$



Определяем максимальное допустимое время работы, в течении которого разработанная гидросистема может непрерывно функционировать без дополнительного теплообменного аппарата в пределах допустимой температуры рабочей жидкости 50°С при условии, что температура окружающей среды 20° С.

Время t в течении которого происходит приращение температуры ΔT можно определить из выражения:

$$t = \ln\left(\frac{N_{Т.и.} - P_{Т.о.}\Delta T}{N_{Т.и.}}\right) / (-y)$$

где; $N_{Т.и.}$ – мощность источников тепловой энергии;

$$N_{Т.и.} = 0.2 * P_{нmax} * Q_{нmax} + G_{max} * Q_{нmax} / (2 * F)$$

$P_{Т.о.}$ – удельная мощность теплоотдачи в окружающую среду;

$$P_{Т.о.} = \sum_{i=1}^{n_T} (k_{Т.п.i} * F_{ci})$$

где; n_T – выделенное число элементов разнородных и теплопередающим свойствам;

$k_{Т.п.i}$ – коэффициент теплопередачи от жидкости через i -ту стенку в окружающую среду;

F_{ci} – площадь поверхности i -той стенки;

$$C_T = m_{ж} * c_{ж} + m_c * c_c$$

где: $m_{ж}, m_c$ – масса жидкости и стенок;

$c_{ж}, c_c$ – удельная массовая теплоемкость жидкости и стенок.

$$y = \frac{P_{Т.о.}}{C_T}$$

$$N_{Т.и.} := 0.2 \cdot P_{нmax} \cdot Q_{нmax} + Q_{нmax} \cdot \frac{G_{max}}{2 \cdot F} = 1.228 \times 10^3 \quad \text{Вт}$$

Площадь стенок гидромашин, гидроаппаратов и бака

$$W_{\text{бака}} := 0.04 \text{ м}^3 \quad F_{\text{ГМ}} := 0.25 \text{ м}^2 \quad F_{\text{апп}} := 0.1 \text{ м}^2 \quad F_{\text{бака}} := 6.7 \cdot \sqrt[3]{W_{\text{бака}}^2}$$

Площадь стенок трубопроводов

$$F_{\text{СТ}} := \pi \cdot [(d_{\text{ВС}} + \delta_{\text{ВС}}) \cdot 0.3 + (d_{10} + \delta_{10}) \cdot 3 + (d_{11} + \delta_{11}) \cdot 2 + (d_{\text{СЛ}} + \delta_{\text{СЛ}}) \cdot 5]$$



Суммарная поверхность теплопередачи

$$F_{\text{С}} := F_{\text{СТ}} + F_{\text{апп}} + F_{\text{ГМ}} + F_{\text{бака}} = 1.612 \text{ м}^2$$

$$T_{\text{Ос}} := 20 \quad T_{\text{Ж}} := 50 \quad k_{\text{Т.П.}} := 12 \quad \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{гр}}$$

Удельная мощность теплоотдачи гидросистемы в окружающую среду

$$P_{\text{Т.О.}} := F_{\text{С}} \cdot k_{\text{Т.П.}} = 19.34 \quad \frac{\text{Вт}}{\text{К}}$$

$$c_{\text{Ж}} := 1880 \quad c_{\text{С}} := 480 \quad \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{гр}} \quad m_{\text{Ж}} := 30 \quad m_{\text{С}} := 100$$

Теплоемкость гидросистемы составит

$$C_{\text{Т}} := c_{\text{Ж}} \cdot m_{\text{Ж}} + c_{\text{С}} \cdot m_{\text{С}} = 1.044 \times 10^5 \quad \frac{\text{Дж}}{\text{К}}$$

$$y := \frac{P_{\text{Т.О.}}}{C_{\text{Т}}} \quad \frac{1}{\text{сек}}$$

Допустимое приращение температуры рабочей жидкости

$$\Delta T := T_{\text{Ж}} - T_{\text{Ос}}$$

Допустимое время работы синхронной системы с делительным клапаном до предельной температуры рабочей жидкости

$$t := \frac{\ln\left(\frac{N_{\text{т.и.}} - \Delta T \cdot P_{\text{т.о.}}}{N_{\text{т.и.}}}\right)}{-y} = 3.453 \times 10^3 \quad \text{сек}$$







Учебное издание

Антоненко Владимир Ильич

РАСЧЕТ МНОГОВИГАТЕЛЬНЫХ ГИДРОСИСТЕМ
С ДЕЛИТЕЛЬНЫМ КЛАПАНОМ

Учебное пособие

Редактирование и компьютерная обработка осуществлена
автором

В печать 10.12.20012

Формат 60x84/16. Бумага тип №99 Офсет

Объем 5,4 усл.п.л. Заказ №771. Тираж экз. Цена свободно

-----Издательский центр ДГТУ
Адрес университета и полиграфического предприятия:
344000, г. Ростов-на-Дону, пл. Гагарина, 1.