

Министерство образования и науки Кыргызской Республики

**Кыргызский государственный университет строительства, транспорта и
архитектуры им.Н.Исанова**

На правах рукописи

УДК 531.391.2+625.08+691.5 (043.3)

ЖЫЛКЫЧИЕВ МИРЛАН КУБАНЫЧБЕКОВИЧ

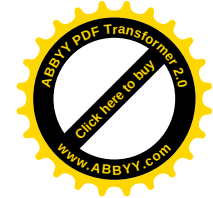
**РАЗРАБОТКА И ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЯ
СКОРОСТИ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ШТОКА ПРЕССУЮЩЕГО
ГИДРОЦИЛИНДРА ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ ПРОИЗВОДСТВА
СТРОИТЕЛЬНЫХ ИЗДЕЛИЙ**

Специальность 05.05.04 - дорожные, строительные и подъемно-
транспортные машины

Диссертация на соискание
ученой степени кандидата технических наук

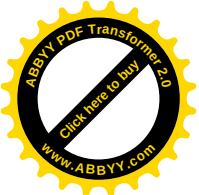
Научный руководитель:
к.т.н., доцент А.Р. Бекбоев

БИШКЕК 2018

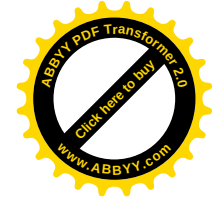


ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
ГЛАВА 1. ОБЗОР И АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ СУЩЕСТВУЮЩИХ ГИДРОАППАРАТОВ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ МАШИН И ОБОРУДОВАНИЙ	
1.1. Обзор и анализ способов повышение эффективности использования мощности гидравлического привода строительных машин и оборудования	9
1.2. Обзор и анализ конструкций гидроаппаратов с жесткими запорно-регулирующими элементами, используемых в гидравлических системах управления строительных машин и оборудования	19
1.3. Обзор и анализ гидроаппаратов с мембранными запорно-регулирующими элементами	24
1.4. Формулирование цели и определение задач диссертационной работы	42
1.5. Заключение по главе 1	43
ГЛАВА 2. МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЯ СКОРОСТИ ПЕРЕМЕЩЕНИЕ ШТОКА ГИДРОЦИЛИНДРОВ	
2.1 Устройство и принцип работы преобразователя скорости перемещение штока гидроцилиндров	4
2.2. Математическое моделирование работы преобразователя скорости перемещение штока гидроцилиндров	52
2.3. Математическое моделирование прессового оборудования с гидравлическим приводом	61
2.4. Заключение по главе 2	68
ГЛАВА 3. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЯ СКОРОСТИ ПЕРЕМЕЩЕНИЕ ШТОКА ГИДРОЦИЛИНДРА	
3.1. Методика исследования математической модели преобразователя скорости перемещение штока гидроцилиндра с мембранными запорно-регулирующими элементами	69
3.2. Статические характеристики мембранных запорно-регулирующих элементов преобразователя скорости перемещение штока гидроцилиндра	80
3.3. Заключение по главе 3	91
ГЛАВА 4. ИНЖЕНЕРНАЯ МЕТОДИКА РАСЧЕТА И ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЯ СКОРОСТИ ПЕРЕМЕЩЕНИЕ ШТОКА ГИДРОЦИЛИНДРОВ	
1.Инженерная методика расчета и проектирования преобразователя скорости перемещение штока гидроцилиндров	92



4.2. Производственные испытания прессового оборудования для производства строительных изделий с преобразователем скорости перемещение штока прессующего гидроцилиндра.....	101
4.3. Экономическая эффективность использования преобразователя скорости перемещение штока гидроцилиндров.....	107
4.4. Заключение по главе 4.....	116
ВЫВОДЫ.....	117
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ.....	119
<i>Приложения.....</i>	<i>131</i>

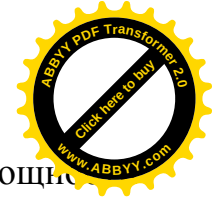


ВВЕДЕНИЕ

Актуальность диссертационной работы. Благодаря неоспоримым преимуществам гидравлический привод получил широкое применение в системах управления на всех машинах и оборудованях. Гидравлический привод по сравнению с другими видами (пневматический, электрический и механический) приводов обладает такими преимуществами как: надежное предохранение от перегрузок, независимое расположение исполнительных механизмов относительно источника гидравлического питания и многими другими. Большинство машин и оборудований с гидравлическим приводом относятся к машинам и оборудованиям циклического действия.

В гидравлических прессовых оборудованях эффективность использования мощности привода можно оценить через коэффициент использования номинального давления гидронасоса, определяемого как отношение времени работы пресса в течение цикла на номинальном давлении к общей продолжительности цикла. Наибольшая степень эффективности использования мощности в гидравлических прессовых оборудованях достигается, когда коэффициент использования мощности номинального давления стремится к единице. А одним из особенностей таких машин и оборудований циклического действия является то, что в течение одного рабочего цикла привод на полной мощности работает лишь 10 – 15 % времени от общей продолжительности цикла. Это означает, что в течение оставшихся 85 - 90% времени продолжительности цикла, средняя потребляемая мощность не превышает 50 – 60% от установочной мощности привода. В результате эффективность использования мощности привода таких машин и оборудований очень низкая.

Стремление к повышению удельной производительности машин и оборудований с гидравлическими приводами, определяемое как отношение производительности машин и оборудований к их мощности привода, приводит к необходимости использования гидронасосов с регулируемым расходом, т.е. с регулятором мощности. Однако в прессовых оборудованях для производства



строительных изделий полусухим способом формования малой мощности. Стоимость гидронасосов с регулятором мощности становится соизмеримой со стоимостью самих машин и оборудования, на которые планируются установка гидронасосов с регулятором расходов.

Исходя из вышеизложенного, настоящая работа является актуальной и направлена на исследование и разработку гидроаппарата в системе гидравлического управления с целью повышения эффективного использования мощности привода на машинах и оборудовании с гидравлическим приводом.

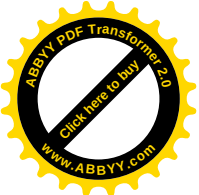
Цель работы – разработка и обоснование параметров преобразователя скорости перемещения штока исполнительных гидроцилиндров рабочих органов гидрофицированных машин и оборудования.

Для достижения поставленной цели решались следующие задачи:

- формулирование требований, предъявляемых к гидроаппарату, обеспечивающих двухскоростной режим работы исполнительного гидроцилиндра;
- разработка принципиальной схемы и конструкции преобразователя скорости перемещения штока гидроцилиндров, отвечающим предъявляемым к нему требованиям;
- разработка математических моделей мембранного запорно-регулирующего элемента и процесса работы преобразователя скорости перемещения штока гидроцилиндров в составе гидравлического привода прессового оборудования;
- проведение теоретических и экспериментальных исследований преобразователя скорости перемещения штока гидроцилиндров и обоснование его основных параметров;
- разработка инженерной методики расчета и проектирования преобразователя скорости перемещения штока гидроцилиндров.

Научная новизна полученных результатов:

- разработан принципиально новый гидроаппарат, представляющий собой двухлинейный, двухпозиционный, гидрораспределитель,



обеспечивающий при постоянном расходе источника гидравлического пита двухскоростной режим движения штоков исполнительных гидроцилиндров.

- разработаны математические модели преобразователей скорости перемещения штока гидроцилиндров с плоскими и цилиндрическими запорно-регулирующими элементами;

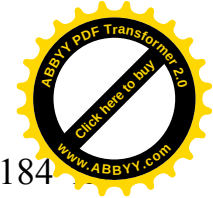
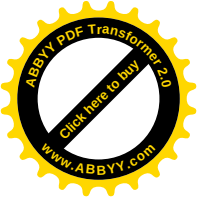
- получены зависимости, устанавливающие влияние конструктивных и гидравлических параметров преобразователя скорости перемещения штока гидроцилиндра на его статические и динамические характеристики;

- разработана инженерная методика расчета и проектирования основных параметров преобразователя скорости перемещения штока гидроцилиндра с плоскими и с цилиндрическими мембранными запорно-регулирующими элементами.

Достоверность научных положений, рекомендаций и выводов, предложенных в работе, подтверждены результатами теоретических и экспериментальных исследований, выполненных с использованием современных методов и результатами производственных испытаний преобразователя скорости перемещения штока гидроцилиндра в системе гидравлического управления прессовым оборудованием для производства строительных изделий полусухим способом формования.

Практическая значимость диссертационной работы заключается в разработке, создании и внедрении в производство преобразователя скорости перемещения штока прессующего гидроцилиндра оборудования для производства строительных изделий и в разработанных и созданных пресс-формах для формования плоских и цилиндрических мембран.

Экономическая значимость использования преобразователя скорости перемещения штока прессующего гидроцилиндра в гидравлической системе управления прессового оборудования позволяет за счет сокращения продолжительности рабочего цикла увеличить производительность оборудования на 22%. Годовой экономический эффект от применения



преобразователя скорости перемещения штока гидроцилиндра – 248,184
сомов.

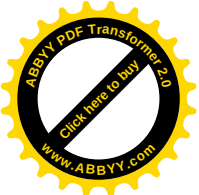
Экономический эффект подтвержден актами внедрения.

Личный вклад соискателя. Соискателем обоснована актуальность создания преобразователя скорости перемещения штока гидроцилиндра, сформулированы цель и задачи исследования, исходя из конструктивной особенности преобразователя скорости перемещения штока гидроцилиндра и в провидении теоретических и экспериментальных исследований по обоснованию параметров преобразователя.

Основные положения диссертации, выносимые на защиту:

- принципиальная схема и конструктивное исполнение преобразователя скорости перемещение штока гидроцилиндра с плоскими и цилиндрическими мембранными запорно-регулирующими элементами;
- расчетные схемы и математические модели преобразователей скорости перемещение штока гидроцилиндра с плоскими и цилиндрическими мембранными запорно-регулирующими элементами;
- результаты теоретических и экспериментальных исследований статических и динамических характеристик преобразователя скорости перемещение штока гидроцилиндра
- инженерная методика расчета основных параметров преобразователя скорости перемещение штока гидроцилиндра прессового оборудования для производства строительных изделий полусухим способом формования.

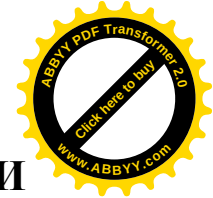
Апробация результатов диссертации. Основные положения диссертационной работы докладывались и обсуждались на международных и республиканских научно-технических конференциях: международной научно-практической конференции «Инновации в области строительства транспортных сооружений: становление, проблемы, перспективы» (г. Бишкек, 2016г.), Журнал «UNIVERSUM: технические науки» №5 (26) (Москва, 2016 г.), XII международной научно-практической конференции «Экспериментальные и теоретические исследования в современной науке» (СибАК Новосибирск, 2017



г.), научно- практической конференции «Информационные технологии в А. состояние, проблемы и перспективы ИТРА-2014» (г. Бишкек, 2014г.), на XI международной научно-практической конференции (Новосибирск, 2016 г.).

Публикации. По материалам диссертации опубликовано 5 научных работ и получены 4 патента Кыргызской Республики на изобретение (Пат. №1929 КР., Пат. № 1767 КР., Пат. №1969 КР., Пат. №1971 КР.), в том числе 3 статьи опубликованы в зарубежных научных изданиях, включенные в наукометрическую базу данных РИНЦ.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, выводов и рекомендаций, списка использованных источников и приложений. Общий объем работы 127 страниц машинописного текста, в том числе 2 таблиц, 35 рисунка, библиография включает 123 наименований.



ГЛАВА 1. ОБЗОР И АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ СУЩЕСТВУЮЩИХ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ МАШИН И ОБОРУДОВАНИЙ

1.1. Обзор и анализ способов повышения эффективности использования мощности гидравлического привода строительных машин и оборудования

Прессовое оборудование для производства строительных изделий полусухим способом формования является оборудованием циклического действия, и рабочий цикл состоит из некоторого количества рабочих операций, который выполняются в определенной последовательности в течение одного цикла. При этом одним из особенностей рассматриваемого прессового оборудования является то, что в течение рабочего цикла привод на полной мощности работает лишь 10 – 12% времени от общей продолжительности цикла [1, 2, 3]. Поэтому вопрос повышения эффективности использования мощности привода прессового оборудования для производства строительных изделий полусухим способом формования не зависимо от вида их привода, является одним из актуальных задач.

В гидравлических прессовых оборудовании эффективность использования мощности привода можно оценить через коэффициент использования номинального давления гидронасоса, определяемого как отношение времени работы пресса в течение цикла на номинальном давлении к общей продолжительности цикла [4]. Наибольшая степень эффективности использования мощности в гидравлических прессовых оборудовании достигается, когда коэффициент использования мощности номинального давления стремится к единице.

В машинах и оборудовании с гидравлическими приводами наибольшая эффективность использования мощности гидравлического привода достигается при использовании гидронасосов с регулятором мощности. Это связано с тем, что при использовании гидронасосов с регулятором мощности в зависимости от

изменения сопротивления на штоке исполнительного гидроцилиндра регулируется расход жидкости, подаваемый гидронасосом, и тем самым создается условие для максимального использования установочной мощности двигателя машины или оборудования с таким приводом. В тоже время, использование гидронасосов с регулятором мощности на прессовых оборудованьях малой и средней мощности неприемлемо, так как стоимость гидронасосов с регулятором мощности становится соизмеримым со стоимостью прессового оборудования в целом. Поэтому, исследование способов повышения эффективности использования мощности гидравлических прессов для производства строительных изделий, является актуальной проблемой [2, 5, 6, 99, 109].

Одним из наиболее простых способов повышения эффективности использования установочной мощности гидравлического привода является использование двухпоточной системы гидравлического питания [2]. На рис. 1.1 представлена гидравлическая схема двухпоточной системы гидравлического питания прессового оборудования для производства строительных изделий полусухим способом формования.

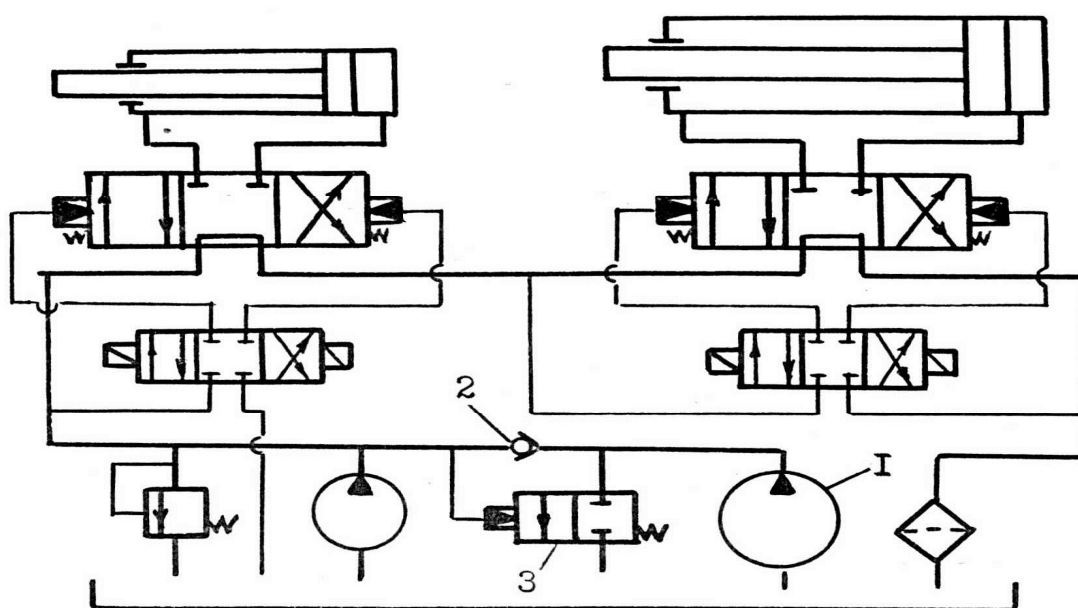


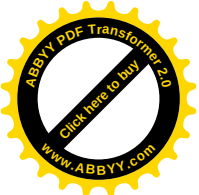


Рис. 1.1. Двухпоточная схема гидравлического питания прессового оборудования для производства строительных изделий полусухим способом формования.

Двухпоточная система гидравлического питания включает все элементы обычной гидравлической системы управления рабочим процессом машины или оборудование и отличается лишь тем, что гидравлическая система снабжена дополнительным гидронасосом 1 с большей производительности, по сравнению со штатным гидронасосом, и обратным клапаном 2 с гидроуправляемым автоматом разгрузки 3 дополнительного гидронасоса 1. Принцип работы гидропривода с двухпоточной системой гидравлического питания заключается в следующем.

В исходном положении автомат разгрузки 3 дополнительного гидронасоса 1 под действием усилия пружины настройки находится в положении «заперто» и при включении двигателей гидронасосов расход жидкости от двух гидронасосов суммируется и через систему разгрузки гидрораспределителя поступает в гидробак.

При включении гидрораспределителя расход жидкости, подаваемый двумя гидронасосами, через гидрораспределитель начинает поступать в поршневую полость гидроцилиндра. В случае отсутствия нагрузки на штоке гидроцилиндра или при его незначительной величине соответственно и давление в гидросистеме будет тоже незначительным, и суммарный расход жидкости от двух насосов будет обеспечивать соответствующую скорость выдвижения штока гидроцилиндра. В прессовых оборудовании, как правило, по мере выдвижения штока прессующего гидроцилиндра пропорционально возрастает и нагрузка. При этом по мере увеличения нагрузки на штоке гидроцилиндра пропорционально будет возрастать и давление в гидросистеме, и в случае достижения давления в гидросистеме, давление настройки пружины автомата разгрузки, напорная магистраль дополнительного насоса отсекается от общей напорной магистрали и сообщается с гидробаком. В результате этого при малых нагрузках на штоке

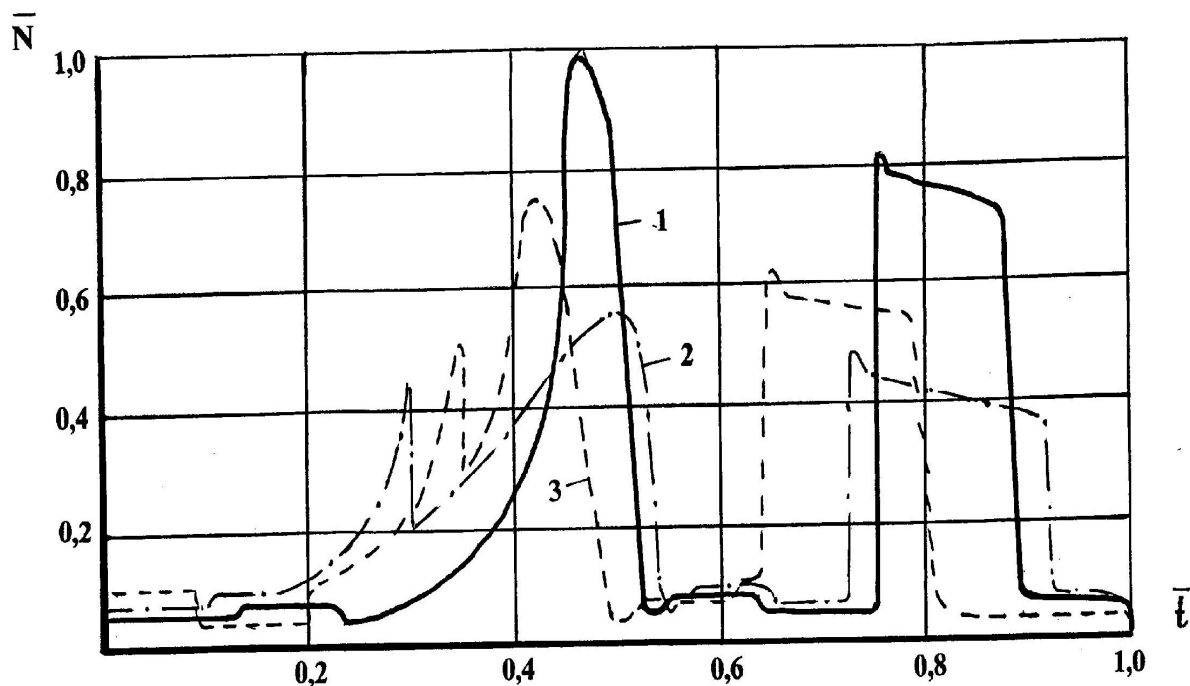


исполнительного гидроцилиндра в поршневую полость поступает расход жидкости от двух гидронасосов, обеспечивая тем самым более высокую скорость перемещения штока, а с увеличением нагрузки на штоке в поршневую полость начинает поступать расход жидкости от одного гидронасоса, но при большем номинальном давлении.

Таким образом, при двухпоточном гидравлическом питании не зависимо от величины нагрузки на штоке исполнительного гидроцилиндра обеспечивается примерно одинаковая потребляемая мощность гидравлического привода оборудования. Это связано с тем, что мощность гидравлического привода определяется как произведение давления в гидросистеме на подаваемый расход жидкости. Такой принцип повышение эффективности использования мощности гидравлического привода позволяет путем увеличения количества гидронасосов повысить количество ступеней скоростей перемещения штоков исполнительных гидроцилиндров, и тем самым соответственно повысить эффективность использования мощности гидравлического привода. В тоже время с увеличением количества гидронасосов усложняется привод, поэтому для гидрофицированных оборудования целесообразной системой является двухпоточная система гидравлического питания. При этом два гидронасоса можно соединить к одному электродвигателю с двумя концами вала.

Приведенные данные в работе [2] свидетельствуют о низкой эффективности использования установочной мощности гидравлического привода исследуемых машин и оборудования в течение рабочего цикла. На рис. 1.2. в безразмерном виде представлена диаграмма потребляемой мощности гидравлического привода при постоянном расходе гидронасоса (кривая 1), двухпоточным гидравлическим приводом (кривая 2) и гидравлический привод с преобразователем скорости перемещение штоков гидроцилиндров (кривая 3). Проведенный анализ диаграммы показывает, что коэффициент использования мощности гидравлического привода, определяемое как отношение текущего значения мощности к номинальному

значению мощности гидравлического привода составляет от 0,18 до 0,25,

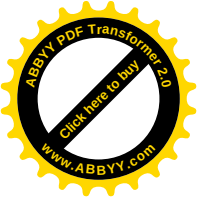


это в свою очередь свидетельствует о низкой эффективности использования мощности гидравлического привода.

Рис. 1.2. Диаграмма потребления мощности гидравлического привода прессового оборудования: 1 – с постоянным расходом гидравлического питания; 2 – с двухпоточным гидравлическим питанием 3 – с преобразователем скорости перемещения штоков гидроцилиндров

Установлено, что при двухпоточной схеме гидравлического питания (кривая 2) наибольшее значение коэффициента использования мощности, равное 0,35 - 0,4 достигается, когда расход гидронасоса высокого давления составляет 25 – 30% от расхода гидронасоса низкого давления.

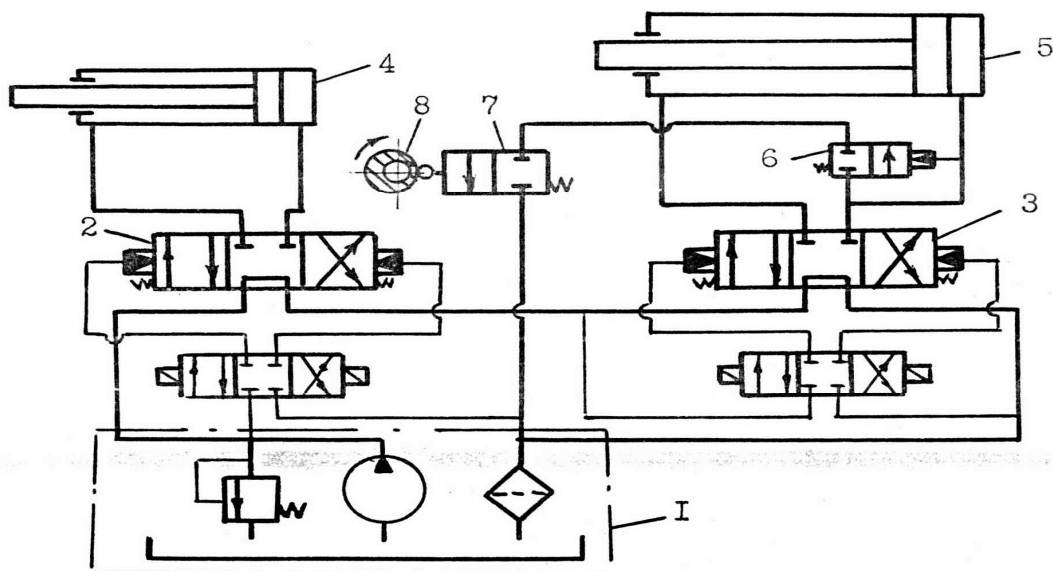
Следовательно, для гидравлических прессовых оборудования малой и средней мощности наиболее эффективным способом снижения установочной мощности, при сохранении продолжительности цикла, является использование двухпоточной системы гидравлического питания или применение преобразователя скорости перемещение штока исполнительных гидроцилиндров.



Вибрационное воздействие прессующего пуансона на уплотняемую смесь в матрице, во время формования изделия, в сочетании со статическим подпором значительно повышает эффективность процесса прессования формуемой смеси. Такой способ формования изделий в прессовых оборудовании с гидравлическим приводом достаточно легко реализуется при использовании пульсаторного гидравлического вибратора [7,8,9,66,67,73,74,75,90].

Существует множество способов обеспечения вибрационного движения рабочим органам различных машин и оборудования, в том числе и прессовых оборудований. Это автоколебательные, следящие, самоуправляющие и электрогидравлические вибраторы. При этом необходимо отметить, что применение отмеченных вибраторов в гидравлических прессовых оборудовании для полусухого формования изделий, за счет наличия обратных связей значительно усложняет как систему управления, так и конструкцию прессового оборудования в целом.

При вибрационном воздействии в сочетании со статическим давлением колебательное движение прессующего пуансона со штоком гидроцилиндра, создается за счет энергии пульсирующего потока рабочей жидкости и действует на уплотняемую смесь. Схема пульсаторного вибратора используемого в системе гидравлического управления прессовым оборудованием представлена на рис. 1.3.



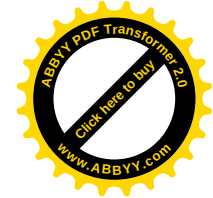


Рис. 1.3. Гидравлическая схема прессового оборудования с золотниковым пульсаторым вибратором

Гидравлическая система прессового оборудования с золотниковым пульсаторным вибратором включает в себя насосную станцию 1, электрогидравлические распределители 2 и 3, соответственно для управления исполнительными гидроцилиндрами 4 и 5, двухпозиционный двухлинейный гидроуправляемый гидрораспределитель 6, соединяющий поршневую полость исполнительного гидроцилиндра 5 с гидрораспределителем пульсатора 7, и кулачковый привод 8 для управления золотником гидрораспределителя 7.

Гидравлическая система управления прессового оборудования с пульсаторным вибратором работает следующим образом. В исходном положении гидрораспределитель под действием усилия пружины настройки находится в положении «заперто». При включении гидрораспределителя 3 рабочая жидкость поступает в поршневую полость исполнительного гидроцилиндра 5 и начинается процесс прессования смеси в матрице. При достижении требуемого давления в гидросистеме давления настройки гидрораспределителя 6 последний переключается, и поршневая полость гидроцилиндра 5 через гидрораспределитель 7 сообщается со сливом. При этом вращение кулачкового привода 8 приводит к периодическому переключению золотника гидрораспределителя 7 и соединению поршневой полости гидроцилиндра 5 со сливом, создавая тем самым пульсирующий поток рабочей жидкости. При этом частота пульсации рабочей жидкости в поршневой полости гидроцилиндра 5 регулируется частотой вращения кулачкового привода 8.

Таким образом, рассмотренная гидравлическая система с золотниковым пульсатором позволяет в начале процесса прессования воздействовать на уплотняемую смесь в матрице статически, а конце воздействовать пульсирующим усилием прессования. К недостаткам такой системы управления можно отнести усложнение за счет наличия

кулачкового привода и ограниченный ресурс золотникового пульсаторного вибратора.

Отмеченные недостатки свойственные золотниковым пульсаторным вибраторам устраняются при использовании мембранного пульсаторного вибратора [10]. Конструкция поршня прессующего гидроцилиндра прессового оборудования с мембранным пульсаторным вибратором показана на рис. 1.4.

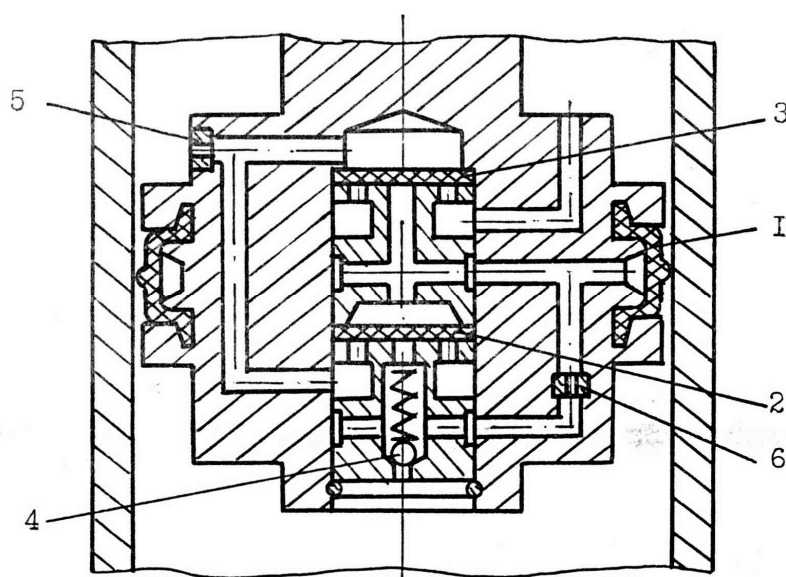


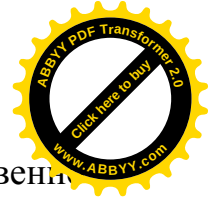
Рис.1.4. Конструкция поршня прессующего гидроцилиндра прессового оборудования с мембранным пульсаторным вибратором

Мембранный пульсаторный вибратор, установленный в поршне прессующего гидроцилиндра прессового оборудования, включает в себя три параллельно установленных гидроуправляемых дросселя 1, 2 и 3 из которых дроссель 1 является основным и предназначен для управления основным потоком жидкости, а дроссели 2 и 3 являются управляющими. На входе и выходе дросселя 2 соответственно установлены обратный клапан 4 и постоянный дроссель 5, а управляющие полости дросселей 1 и 2 сообщены между собой и со входом дросселя 3, который, в свою очередь, соединен через постоянный дроссель 6 со входом дросселя 2. При этом управляющая полость дросселя 3 подключена к выходу дросселя 2 перед постоянным дросселем 5.



В качестве основного каскада в рассматриваемом мембранном пульсаторе использовано мембранное уплотнительное распределительное устройство 1, а управляющие дроссели выполнены в виде плоских мембран 2 и 3. Обратный клапан соединяет поршневую полость гидроцилиндра с входом управляющего дросселя 2, а дроссели 5 и 6 установлены соответственно на выходе управляющего дросселя 2 и входе управляющего дросселя 3.

Принцип работы встроенного мембранного пульсаторного вибратора заключается в следующем. При работающей насосной станции с включением гидрораспределителя управления прессующим гидроцилиндром в позицию подачи рабочей жидкости в поршневую полость на поршне гидроцилиндра создается перепад давления. В результате этого жидкость из поршневой полости через обратный клапан 4 и управляющие дроссели 2 и 3 поступает в штоковую полость, а затем поступает на слив. При этом из-за перепада давления на постоянном дросселе 5 происходит повышение давления в управляющей полости дросселя 3 и в результате чего он перекрывается. Это, в свою очередь, приводит к уменьшению перепада давления на постоянном дросселе 6 до нуля и соответственно к возрастанию давления в управляющих полостях дросселей 1 и 2 и их перекрытию. Поршень под действием разности давлений выдвигается, преодолевая сопротивление прессуемой смеси до тех пор, пока жидкость из управляющей полости дросселя 3 перетечет через постоянный дроссель 5 в штоковую полость гидроцилиндра и откроет дроссель 3. В результате этого давление в управляющих полостях дросселей 1 и 2 снижается и происходит их открытие. В результате этого некоторый объем жидкости через зазор между мембранным уплотнительно-распределительным устройством и гильзой гидроцилиндра перепускается из поршневой полости в штоковую. Далее цикл повторяется, в результате чего создается пульсация давления жидкости в поршневой полости гидроцилиндра и колебание поршня со штоком.



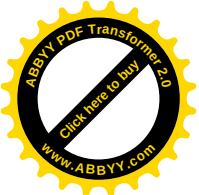
По мере увеличения сопротивления прессуемой смеси соответственно возрастает и перепад давления на поршне гидроцилиндра и частота пульсации давления. В случае переключения гидрораспределителя управления гидроцилиндром в позицию подачи рабочей жидкости в штоковую полость мембранное уплотнительно-распределительное устройство работает в режиме уплотнителя, а гидроцилиндр работает в режиме силового гидродвигателя двухстороннего действия.

Использование мембранного пульсаторного вибратора с встроенным в поршень прессующего гидроцилиндра уплотнительно-распределительного устройства позволяет существенно расширить диапазон частот колебаний, упростить изготовление и увеличить ресурс работы пульсаторного вибратора.

Таким образом, приведенный обзор систем управления гидравлического прессового оборудования для производства строительных изделий полусухим способом формования показывает, что эффективность работы прессового оборудования во многом зависит от совершенства и соответствия параметров системы управления параметрам прессового оборудования.

1.2. Обзор конструкций гидроаппаратов с жесткими запорно-регулирующими элементами, используемых в гидравлических системах управления строительных машин и оборудования

Одной из важнейших задач строительно-дорожного машиностроения является максимальное ускорение научно-технического прогресса. При этом большая роль в решении этой задачи принадлежит отраслям промышленности, разрабатывающим и создающим современные гидравлические аппараты для управления рабочими органами современных машин и оборудования. Широкое применение гидравлического привода в современных машинах и оборудовании обусловлено простотой и удобством управления, возможностью



бесступенчатого регулирования скоростей, получением больших усилий в рабочем органе и т.д. Благодаря научно-техническому прогрессу стало возможным значительно улучшить технико-экономические показатели, повысить степень надежности и долговечности гидравлического привода современных машин и оборудования [11, 12, 13, 14, 68, 69].

Общие вопросы теории гидравлического привода и методов их расчета всесторонне и глубоко рассмотрены в фундаментальных работах ученых СНГ и зарубежных ученых, таких как: Т.М. Башта [15, 86, 90,], Д. Блекборна [16], Ф.М. Беркович [17], В.Н. Баранов [18], В.А. Васильченко [19], И.С. Гамынин [20] и других.

Одним из наиболее распространенных гидроаппаратов, используемых в гидравлических системах управления строительных машин и оборудования является гидрораспределитель. Он предназначен для изменения направления и регулирования потоком рабочей жидкостью, соответственно и для управления гидродвигателем, выходное звено которого соединено с рабочим органом машины. Именно поэтому эффективность функционирования гидравлической системы управления рабочим органом той или иной гидрофицированной машины и оборудование во многом определяется от того, насколько совершен гидрораспределитель.

Среди работ посвященных исследованиям гидравлического привода строительных машин и оборудования, с целью повышения их эффективности, важное место занимают работы по исследованию влияния параметров жестких запорно-регулирующих элементов гидрораспределителей на динамические и технико-экономические показатели гидроприводов в целом, которые были выполнены В.А. Барановым [18], Т.В. Алексеевой [21, 22], Г. А. Никитиным [23] и другими, а также работы, проведенные в ВНИИСтройдормаше по проектированию и созданию гидрораспределителей.

Несмотря на многообразие конструктивных исполнений жестких запорно-регулирующих элементов современных гидрораспределителей их

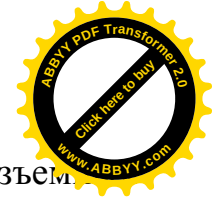


можно разделить на следующие основные типы: золотниковые, крановые, клапанные, со струйной трубкой, «сопло-заслонка».

В гидрораспределителях, используемых в гидравлических системах управления современных строительных машин и оборудования, наибольшее применение получили золотниковые жесткие запорно-регулирующие элементы. Это связано с такими достоинствами золотниковых запорно-регулирующих элементов как простота обеспечения многопозиционности, уравновешенность статическими силами рабочего давления жидкости, возможность управлять большими расходами рабочей жидкости и плавность переключения направления потоков рабочей жидкости. В тоже время жестким золотниковым запорно-регулирующим элементам присущи и такие недостатки как: трудоемкость и сложность изготовления прецизионных пар; ограниченное быстродействие, обусловленное инерционностью подвижной части золотникового запорно-регулирующего элемента; склонность к заклиниванию из-за облитерационного залипания; возможность заклинивания плунжера твердыми частицами находящимися в рабочей жидкости; высокие требования к качеству фильтрации рабочей жидкости; относительная сложность монтажа и ремонта в условиях эксплуатации и другие.

Гидрораспределители с крановыми запорно-регулирующими элементами предназначены для небольших расходов рабочей жидкости и относительно низких (до 10 МПа) давлениях рабочей жидкости [24, 25, 71, 85, 87]. Они также могут быть использованы для управления гидродвигателями при относительно небольшой частоте переключения. К недостаткам гидрораспределителей с крановым запорно-регулирующим элементом следует отнести трудоемкость обеспечения требуемого минимального перекрытия и негерметичность. Кроме этого, сложность обеспечения разгрузки кранового запорно-регулирующего элемента от одностороннего давления, затрудняет переключение гидрораспределителя при больших давлениях в гидросистеме.

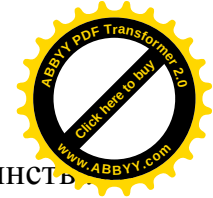
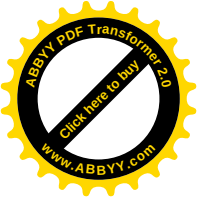
Гидрораспределители с клапанными запорно-регулирующими элементами применяются в гидросистемах, когда предъявляются высокие



требования к обеспечению герметичности, а также в быстроразъемных соединениях трубопроводов и в гидрозамках. К достоинствам клапанных запорно-регулирующих элементов можно отнести их компактность, малый вес, простоту конструкции, технологичность в изготовлении, надежность в эксплуатации и малую чувствительность к загрязнению рабочей жидкости. Кроме этого клапанные распределители обладают высоким быстродействием, благодаря нулевому перекрытию проходных окон, а также высокой герметичностью из-за наличия элементов «седло-клапан». К недостаткам клапанных распределителей, вследствие чего они и не нашли широкого применения, является то, что с повышением давления в гидросистеме для открытия клапанов требуются большие усилия, кроме этого резкий разрыв гидравлических линий связи при переключениях может привести к гидравлическим ударам и кавитации. Поэтому клапанные распределители используются при небольших расходах [26, 27, 28, 72, 89, 95].

Гидрораспределители, использующие в качестве запорно-регулирующего элемента сопло-заслонку, отличаются простотой конструкции, малыми габаритами и весом, обладают высокой чувствительностью, точностью и быстродействием, благодаря отсутствию трущихся пар и малой чувствительностью к загрязнению рабочей жидкости [9, 15, 92, 96]. К недостаткам гидрораспределителей с запорно-регулирующим элементом «сопло-заслонка» следует отнести наличие значительного расхода жидкости через сопло при нейтральном положении заслонки и отсутствии управляющего сигнала. Указанные недостатки предопределили применение гидрораспределителей «сопло-заслонка» в качестве управляющих каскадов гидроусиления в гидравлических системах управления машин мощностью до 2 ... 5 кВт [20].

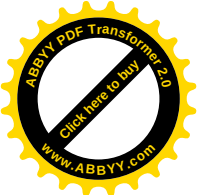
Принцип действия струйных гидрораспределителей основано на преобразовании и перераспределении энергии жидкости и включает в себя подвижную струйную трубку с цилиндрическим насадком и неподвижные приемные сопла [20, 29, 103, 112].



Струйные гидрораспределители обладают такими же достоинствами, какими обладают гидрораспределители типа «сопло-заслонка». К недостаткам гидрораспределителей со струйной трубкой следует отнести их конструктивную и технологическую сложность, сложность регулирования по сравнению с гидрораспределителем «сопло-заслонка», возможность возникновения вибрации струйной трубки при некоторых сочетаниях конструктивных параметров и давления в гидросистеме. [9,116].

Струйные гидрораспределители, также как и гидрораспределители типа «сопло-заслонка», применяются в основном в качестве управляющего каскада двухкаскадных гидрораспределителей, причем их область применения ограничивается мощностью до 1 ... 2 кВт [29, 94].

Гидрораспределители с золотниковыми запорно-регулирующими элементами благодаря известным преимуществам получили наибольшее применение в гидравлических системах управления строительных машин и оборудования. При этом они могут быть использоваться, как в качестве управляющего каскада, так и в качестве основного каскада гидрораспределителя [15, 30, 31, 108, 124,]. Достоинствами золотникового гидрораспределителя являются: простота обеспечения многопозиционности; уравниваемость статическими силами рабочего давления жидкости; возможность управлять большими потоками жидкости; плавность переключения направления потоков и другие. В тоже время золотниковым гидрораспределителям присуще и ряд недостатков, таких как: сложность и трудоемкость изготовления прецизионных пар; склонность к заклиниванию плунжеров из-за облитерационного залипания; возможность заклинивания плунжеров твердыми частицами, находящимися в рабочей жидкости; ограниченное быстродействие, обусловленное инерционностью подвижной части золотника и силами трения в прецизионной паре; высокие требования к качеству фильтрации рабочей жидкости; соблюдение температурного режима, так как он оказывает сильное влияние на вязкость жидкости; относительная сложность монтажа и ремонта в условиях эксплуатации, так как необходимо



восстановление первоначальных размеров прецизионной пары, изменяющихся в результате естественного износа и другие.

Обзор и анализ существующих гидроаппаратов с жесткими запорно-регулирующими элементами, которые используются в системах гидравлического управления рабочими процессами строительных машин и оборудования позволил сформулировать основные требования, предъявляемые к ним:

- 1) простота конструкции и технологичность в изготовлении;
- 2) высокие статические и динамические характеристики;
- 3) низкая чувствительность к загрязнению рабочей жидкости перепаду температур;
- 4) простота обслуживания и высокая ремонтпригодность;
- 5) относительно малые габариты и невысокая стоимость изготовления;
- 6) высокая надежность и долговечность, обеспечивающие вероятность безотказной работы в течение заданного срока службы;

В рамках существующих гидроаппаратов с традиционными жесткими запорно-регулирующими элементами достаточно сложно выполнить требования, сформулированные выше, так как в большинстве случаев одни требования противоречат другим, поэтому иногда для совершенствования машин и механизмов, в том числе и гидроаппаратов, принципиально менять конструкцию и принцип работы. Одним из направлений такого совершенствования является разработка и создание гидроаппаратов с мембранными запорно-регулирующими элементами.

1.3. Обзор и анализ гидроаппаратов с мембранными запорно-регулирующими элементами

Повышение эффективности использования объемного гидравлического привода связано не только с совершенствованием направляющих и регулирующих гидроаппаратов, повышением их надежности, расширением



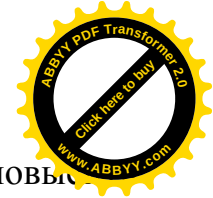
номенклатуры применяемых гидроаппаратов, но и с созданием новых гидроаппаратов, позволяющих уменьшить потери давления, упростить конструкцию, повысить ремонтпригодность и т.д.

Появление современных эластомеров, обладающих высокими физическими и механическими свойствами, создала необходимую предпосылку на разработку и создание мембранных гидроаппаратов. Большое многообразие современных эластомеров позволяет подобрать материалы, соответствующие требованиям эксплуатации практически для любого типа машин [32, 33, 34, 35].

Для изготовления мембран наиболее перспективным материалом являются термопластичные полиуретаны, так как они обладают промежуточными свойствами между пластмассой и резиной. Изделия из таких термопластичных полиуретанов имеют высокую прочность, износостойкость, достаточно эластичны, маслостойкие и имеют температурный диапазон применения в пределах от 60°C до $+100^{\circ}\text{C}$.

В промышленных масштабах изделия из термопластичных полиуретанов выпускаются многими фирмами («Байер» «Лемфердер» и «Кунст-Штофф» - Германия, и «Мобей Кемикал К⁰», «Апкоркемикал К⁰» - США. [36]. В странах СНГ термопластичные полиуретаны выпускаются марки ТПУ -2 на сложном полиэфире и ТПУ – на простом полиэфире [35, 37, 76, 77].

В настоящее время известны гидроаппараты, у которых в качестве запорно-регулирующих элементов используются деформируемые, но не перемещаемые элементы для перекрытия рабочих каналов при подаче давления жидкости в полость правления из напорной магистрали и которые имеют ряд преимуществ по сравнению с гидроаппаратами, имеющими жесткие запорно-регулирующие элементы. Исходя из конструктивных особенностей гидроаппаратов с мембранными запорно-регулирующими элементами стало возможным избавиться от существенных недостатков, присущих гидроаппаратам с жесткими запорно-регулирующими элементами, и расширить область их применения. Применение гидроаппаратов с мембранными запорно-регулирующими элементами позволяет значительно улучшить их



динамические характеристики, тем самым существенно повысить быстродействие гидропривода за счет отсутствия сил инерции подвижных элементов, а также за счет незначительной инерционности мембранного запорно-регулирующего элемента гидроаппарата.

Характерное для гидроаппаратов с золотниковыми запорно-регулирующими элементами как облитерационное «залипание», в гидроаппаратах с мембранными запорно-регулирующими элементами, из отрицательного явления превращается в положительное, так как за счет облитерации повышается герметичность гидроаппарата. Отсутствие прецизионной пары делает конструкцию мембранного гидроаппарата более простой и технологичной, исключает возможность защемления плунжера из-за попадания в зазор твердых частиц, а это, в свою очередь, позволяет снизить требования, предъявляемые к чистоте рабочей жидкости. Кроме этого, за счет замены прецизионной пары мембранной существенно повышается ремонтпригодность гидроаппарата.

Одним из направлений повышение эффективности гидрофицированных строительных и дорожных машин стало возможным благодаря созданию и исследованию гидроаппаратов с мембранными запорно-регулирующими элементами. В разработку и создание гидроаппаратов с мембранными запорно-регулирующими органами внесли работы выполненные Алексеевой Т.В., Шерманом.Б., Кириковым Р.П., Загвоздиным Ю.Г., Джылкичиевым А.И. Кузиком В.Л., Власовым В.М., Пономаревой О.М. и другие [36, 37, 38, 39, 40].

При разработке и создание гидроаппаратов с мембранными запорно-регулирующими элементами благодаря использованию модульного принципа построения стало возможным синтезировать практически все имеющиеся гидроаппараты с жесткими запорно-регулирующими элементами. Более того, даже разработаны гидроаппараты, с принципиально новыми функциональными возможностями, например гидроаппарат для предотвращения аварийных потерь рабочей жидкости при обрыве рукавов высокого давления или преобразователь скорости перемещения штоков гидроцилиндров.

При модульном принципе создания мембранного гидроаппарата используется гидроэлемент, состоящие из нескольких корпусных деталей и зажатой между ними мембраны, которая выполнена в виде упругой оболочки. Конструктивное исполнение гидроэлемента с цилиндрической упругой оболочкой приведено на рис 1.5.

Гидроэлемент включает в себя корпус 1, вкладыш 2 и цилиндрическую оболочку 3, который зажат в корпусе 1 при помощи крышек 4 и 5. При этом на корпусе 1 выполнены рабочие каналы 6 и 7, которые между собой соединены через кольцевой проход 8, образованный наружной поверхностью цилиндрической упругой оболочки 3 и поверхностью проточки в корпусе 1, а на вкладыше 2 имеется осевое сверление 9 с радиальными сегментными пазми 10, через которые рабочая жидкость из гидролинии управления подается под упругую оболочку 3.

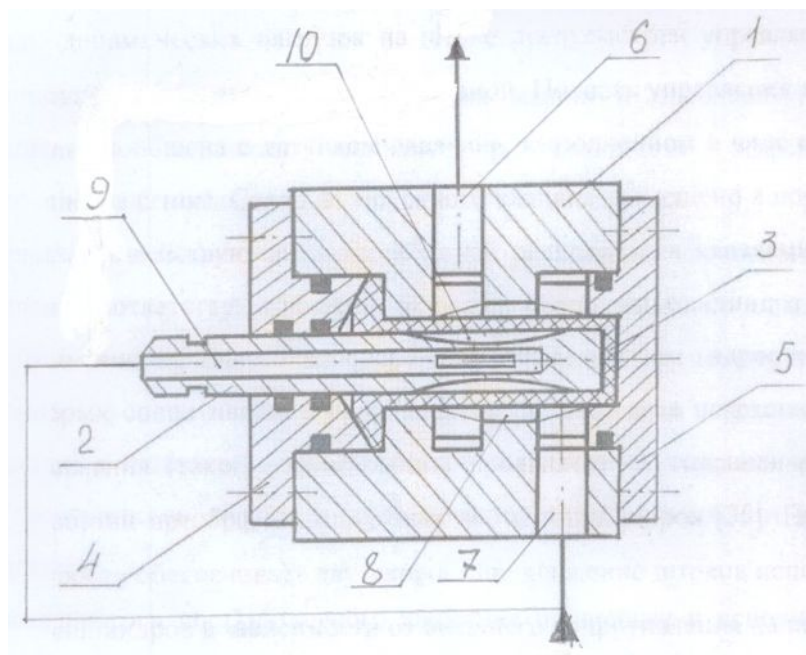


Рис. 1.5. Конструктивное исполнение гидроэлемента с цилиндрической мембраной

Управление гидроэлементом происходит в результате подачи рабочей жидкости из напорной магистрали под упругую оболочку 3, которая в свою очередь перекрывает кольцевой проход 8, образованный цилиндрической поверхностью в корпусе 1 и поверхностью образующей цилиндрической



упругой оболочки 3. При этом в соответствии с уравнением Бернулли, давление на поверхности упругой оболочки 3 будет меньше, чем давление в напорной магистрали, действующего на упругую оболочку изнутри. Под действием результирующей силы от разности давления преодолеваются силы упругости оболочки, и оболочка деформируется, уменьшая давление и площадь кольцевого прохода 8. Это, в свою очередь, приводит к увеличению давления в напорной магистрали и скорости потока жидкости в кольцевом проходе 8, что приводит к последующему снижению давления на наружной поверхности упругой оболочки 3 и еще большему увеличению результирующей силы, направленной на ее деформирование до полного перекрытия ею кольцевого прохода 8. Упругая оболочка 3 после перекрытия удерживается в этом положении за счет того, что на нее изнутри и снаружи действуют равные давления, но изнутри оболочки давление действует на большей площади [36,100, 102].

Гидроэлементы с мембранными запорно-регулирующими элементами могут быть выполнены таким образом, что рабочий поток жидкости будет проходить по наружной (рис. 1.6) или по внутренней (рис. 1.7) поверхности мембраны [41].

На основе модульного принципа создания гидроаппаратов с мембранными запорно-регулирующими элементами могут быть синтезированы практически все известные гидроаппараты с жесткими запорно-регулирующими элементами. Это гидрораспределители, предохранительные и обратные клапаны, делители потока, мембранные уплотнительные устройства силовых гидроцилиндров, гидравлические вибровозбудители, преобразователи скорости перемещения штоков гидроцилиндров и др. Все эти мембранные гидроаппараты разработаны для систем гидравлического управления строительно-дорожных машин и оборудования.

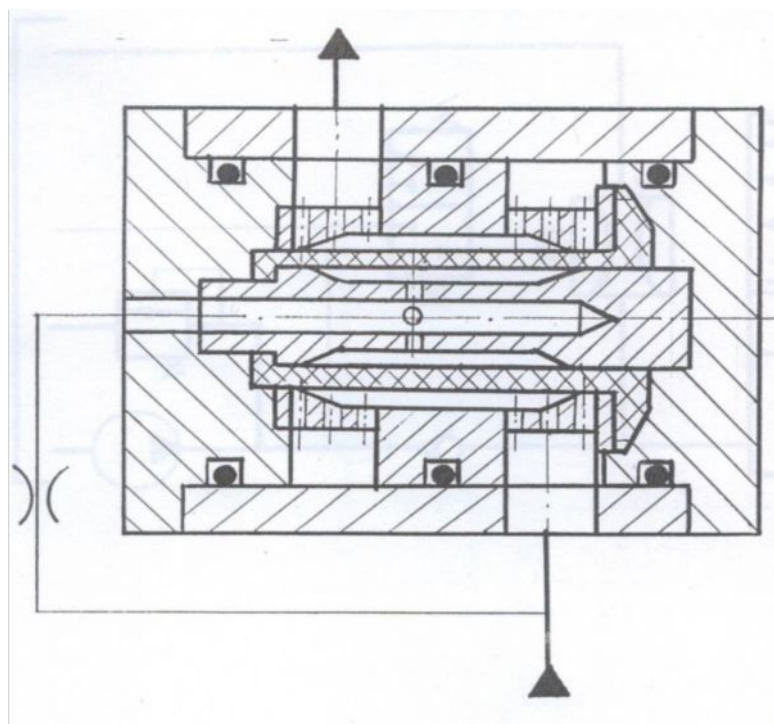


Рис. 1.6. Гидроэлемент с мембранным запорно-регулирующим элементом, в котором рабочий поток проходит по наружной поверхности мембраны

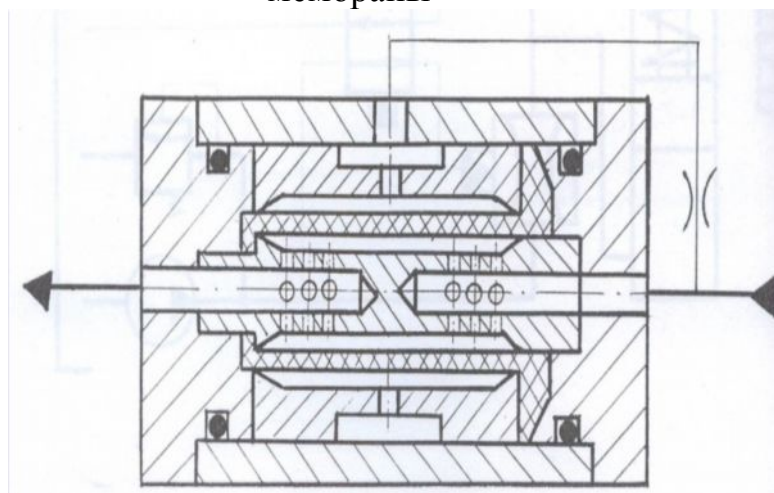
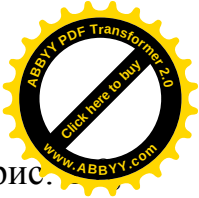


Рис. 1.7. Гидроэлемент с мембранным запорно-регулирующим элементом, в котором рабочий поток проходит по внутренней поверхности мембраны

Гидрораспределители и другие гидроаппараты с мембранными запорно-регулирующими элементами могут быть скомпонованы различными способами. Некоторые из возможных эквивалентных обобщенных принципиальных схем двухкаскадных гидрораспределителей с использованием



1.9, 1.10, 1.11.

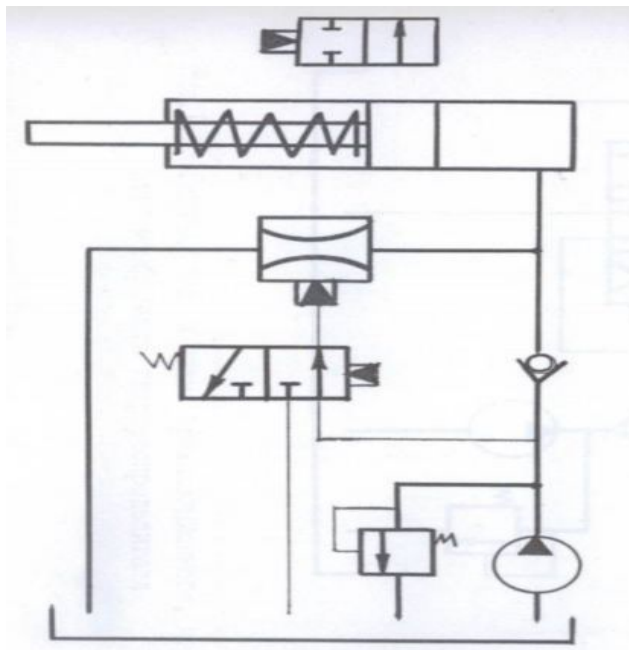


Рис. 1.8. Гидравлическая схема двухпозиционного двухлинейного мембранного гидрораспределителя

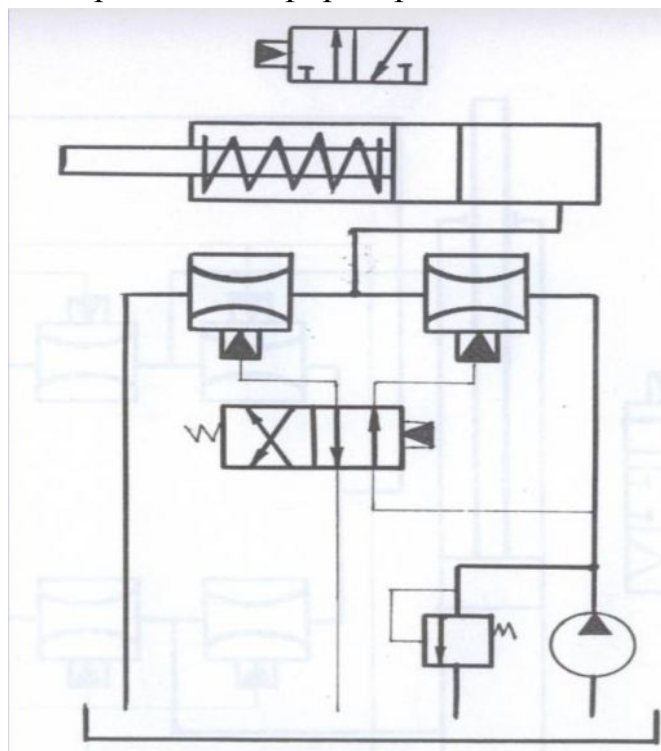


Рис. 1.9. Гидравлическая схема двухпозиционного трехлинейного мембранного гидрораспределителя

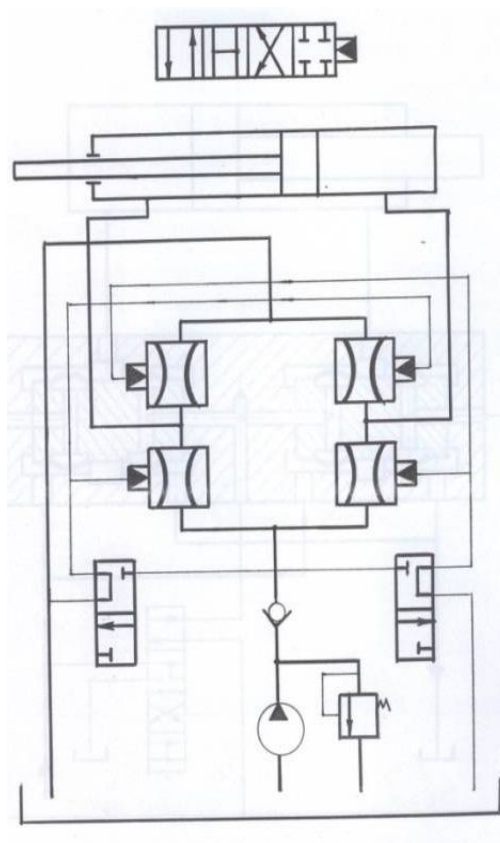


Рис. 1.10. Гидравлическая схема трехпозиционного, четырехлинейного мембранного гидрораспределителя

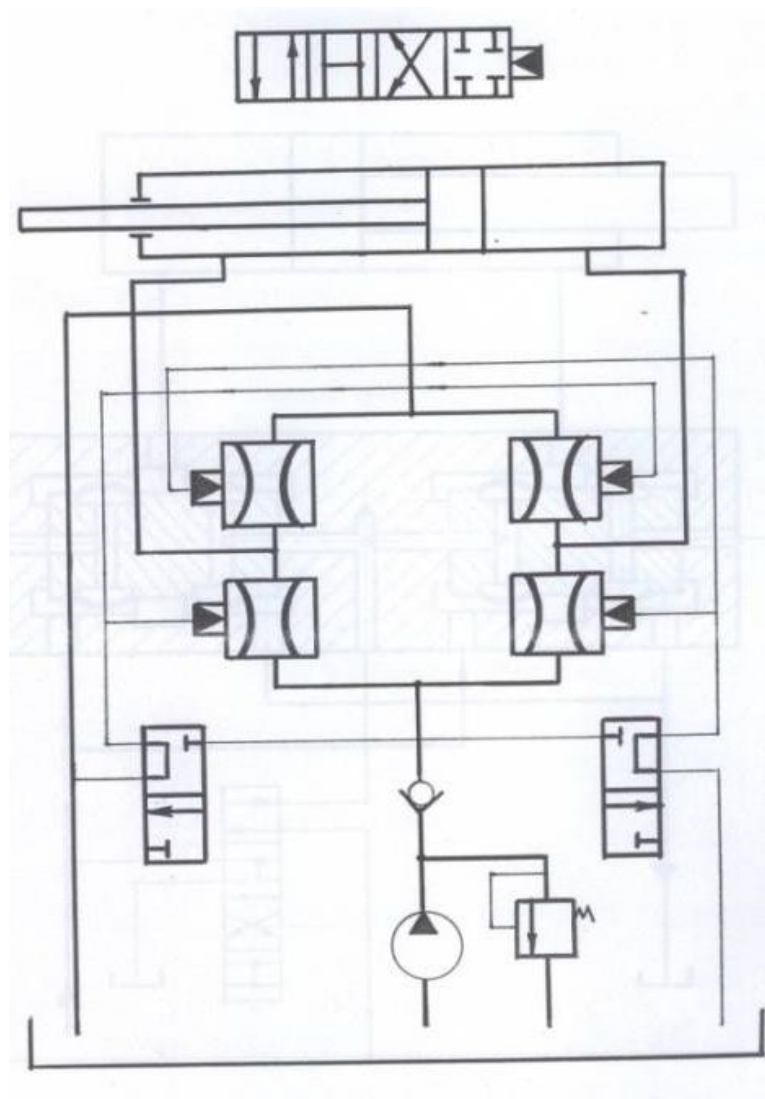


Рис. 1.11. Гидравлическая схема четырехпозиционного, четырехлинейного мембранного гидрораспределителя

Использование мембранных гидроэлементов в основном каскаде при создании гидрораспределителей позволяет создавать четырех позиционные распределители, которые довольно сложно выполнить для золотниковых двухкаскадных гидрораспределителей, так как золотнику при гидравлическом управлении свойственно находится, либо в нейтральном, либо в одном из крайних положений.

Известен мембранный гидрораспределитель [42] содержащий корпус с напорным, сливным и рабочими каналами, цилиндрические мембраны для разобщения этих каналов и цилиндрические вкладыши, установленные внутри цилиндрических мембран с образованием полостей управления, попарно

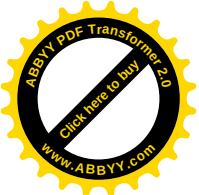


связанных с каналами управления. Гидравлическая схема такого мембранного гидрораспределителя представлена на рис. 1. 11. Недостатки присущие мембранному гидрораспределителю, приведенного на рис. 1.11, является значительные габариты, обусловленные наличием четырех расположенных последовательно вдоль оси гидрораспределителя и ограниченность функциональных возможностей.

Из мембранных гидроэлементов синтезирован принципиально новый мембранный гидроаппарат под названием мембранное предохранительно-распределительное устройство [43, 119]. Предохранительно-распределительное устройство включает в себя четыре попарно связанных между собой двухлинейных двухпоточных распределителя с полостями управления, подключенными через регулятор к источнику питания и сливу, обратные клапаны и предохранительный клапан, при этом регулятор выполнен в виде четырехлинейного трехпозиционного распределителя и двух регулируемых дросселей, причем двухлинейные двухпозиционные распределители соединены по мостовой схеме, а полости управления каждого двух диагонально расположенных распределителей попарно соединены между собой и подключены через регулируемый дроссель к одной из гидролиний четырехлинейного трехпозиционного распределителя, а через обратный клапан – к входу предохранительного клапана, выход которого соединен с гидролинией четырехлинейного трехпозиционного распределителя, подключенной, к сливу.

Недостатком рассмотренного предохранительно-распределительного устройства является невозможность разгрузки насоса, когда предохранительно-распределительное устройство находится в нейтральной позиции. Это приводит к необходимости использования дополнительного автомата разгрузки насоса в гидросистеме.

Недостаток свойственный мембранному гидрораспределителю [42] частично устранен в мембранном гидрораспределителе гидравлическая схема, которой представлена на рис. 1. 11 [44]. Мембранный гидрораспределитель



содержащий корпус с напорным каналом, сообщенным с напорной магистралью, сливными и рабочими каналами, цилиндрическую мембрану для разобщения этих каналов, размещенный внутри диафрагмы коаксиально ей цилиндрический вкладыш, установленную между цилиндрической мембраной и корпусом втулку, на наружной поверхности которой выполнены цилиндрические проточки с радиальными отверстиями, и управляющий распределитель с напорной, сливной и рабочими линиями, последние из которых сообщены с полостями распределителя, а сливная линия управляющего сообщена со сливом. Кроме того, гидрораспределитель снабжен клапанами «ИЛИ», через первый из которых основные и дополнительные рабочие каналы корпуса сообщены с одним из входов другого канала «ИЛИ», подключенного своим вторым входом к напорной магистрали, выходом – к напорной линии управляющего гидрораспределителя.

Несмотря на устранение такого недостатка как значительные габариты, невозможность разгрузки гидронасоса, когда гидрораспределитель находится в нейтральной позиции, остается присущим мембранному гидрораспределителю с коаксиально расположенными мембранами. Кроме этого, такой гидрораспределитель не имеет устройства для защиты гидросистемы от перегрузок, и эти недостатки сужают функциональные возможности мембранного гидрораспределителя.

Известна конструкция вибровозбудителя [44], содержащего исполнительный орган связанный с распределителем для подвода (отвода) рабочего давления, выполненного в виде плоской мембраны, установленной в корпусе с образованием двух управляющих полостей, подключенных к рабочей полости исполнительного органа вибровозбудителя. При этом за счет применения мембранного гидрораспределителя конструкция вибровозбудителя значительно упрощается.

Использование гидродросселей с мембранными запорно-регулирующими элементами позволил значительно упростить конструкцию известного гидровибровозбудителя, гидравлическая схема которого показана на рис. 1. 11,

в котором за счет уменьшения количества дросселей и исключения золотникового распределителя, управляющего ими.

Созданы управляемые мембранные делители потока рабочей жидкости рис. 1.12, использование которых позволил создать системы автоматической блокировки гидромотор-колесо для строительно-дорожных машин с объемной трансмиссией, результаты этих исследований приведены в работах [38, 41, 45]. В них даны описания конструкций и приведены принципиальные гидравлические схемы, выполнен сравнительный анализ существующих устройств блокировки, который позволил выделить основные принципиальные гидравлические схемы систем гидромотор – колесо строительных и дорожных машин с блокировкой в зависимости от ряда факторов, а также изложена методика экспериментального исследования и результаты исследований, которые позволяют сделать вывод о возможности и целесообразности применения управляемого мембранного делителя потока.

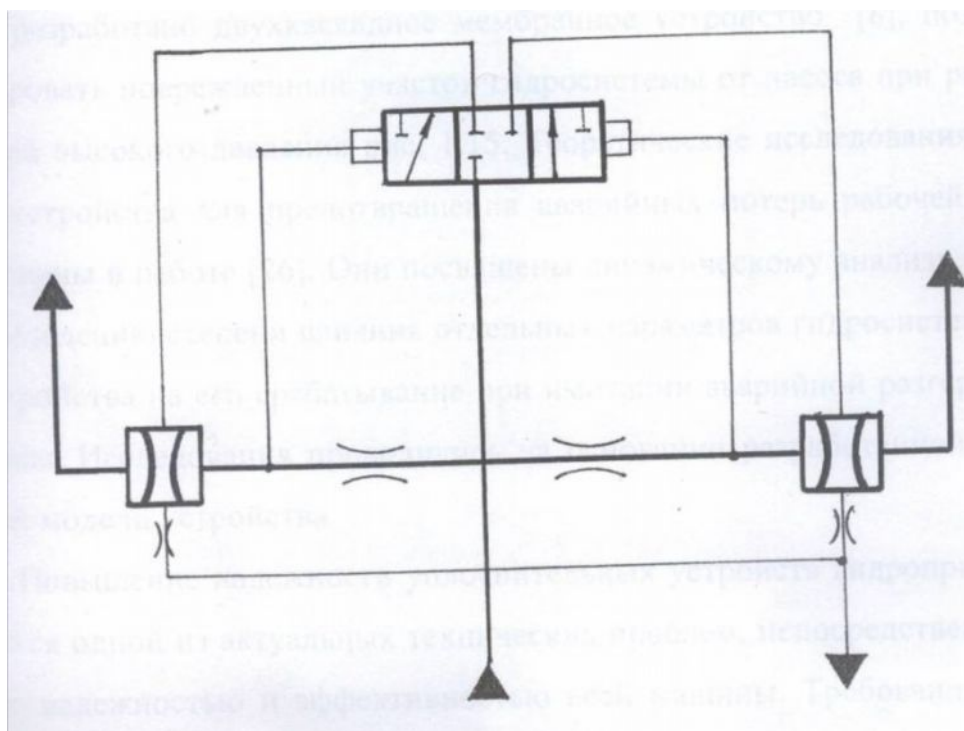


Рис. 1.12. Гидравлическая схема мембранного делителя потока

В последние годы при эксплуатации строительных и дорожных машин проблемы экономичности и экологичной безопасности их использования приобретает особую актуальность. Для предотвращения потерь рабочей жидкости и ликвидации последствий при разгерметизации гидроприводов систем управления, разработан и создан встроенный в секционный гидрораспределитель мембранный аварийный клапан, позволяющий изолировать поврежденный участок гидросистемы от насоса при разрушении рукавов высокого давления [38]. Принципиальная гидравлическая схема аварийного клапана для предотвращения потерь рабочей жидкости при разгерметизации рукавов высокого давления гидросистем строительных и дорожных машин представлена на рис. 1.13. Принцип действия клапана заключается в том, что при внезапном разрыве рукава высокого давления аварийный клапан отсекает напорную магистраль и соединяет его со сливом. При этом в качестве информационного сигнала используется скорость падения давления в гидросистеме.

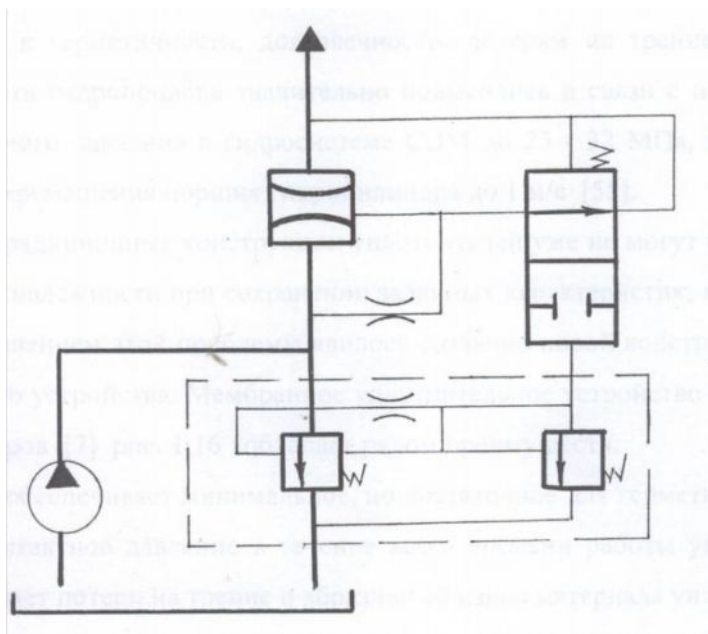
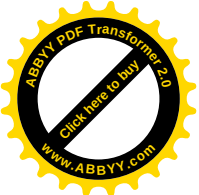


Рис. 1.13. Гидравлическая схема мембранного аварийного клапана

Одним из актуальных проблем, непосредственно связанных с надежностью и эффективностью всей гидрофицированной строительной-



дорожной машины является повышение надежности уплотнительных устройств. Требования, предъявляемые к герметичности, долговечности, потерям на трение уплотняющих устройств гидравлического привода значительно повысились в связи с повышением номинального давления в гидросистемах строительных и дорожных машин до 25 – 32 МПа, возросла и скорость перемещения поршня гидроцилиндра до 1 м/с [45].

Традиционные конструкции уплотнителей уже не могут обеспечить требуемой надежности при сохранении заданных характеристик, поэтому решением этой проблемы явилось создание мембранного уплотнительного устройства силовых гидроцилиндров, которое обладает рядом преимуществ перед традиционными уплотнителями:

- обеспечивает минимальное, но достаточное для герметизации соединения контактное давление в течение всего времени работы уплотнителя, что уменьшает потери на трение и абразивный износ материала уплотнителя;
- уменьшает влияние старения материала, термопластической и химической деструкции на процесс герметизации;
- осуществляет автоматическое регулирование величины контактного давления уплотняющего элемента в течение рабочего в зависимости от величины рабочего давления.

Принципиальная гидравлическая схема мембранного уплотнительно-опредохранительного устройства встроенного в поршень гидроцилиндра представлен на рис. 1.14.

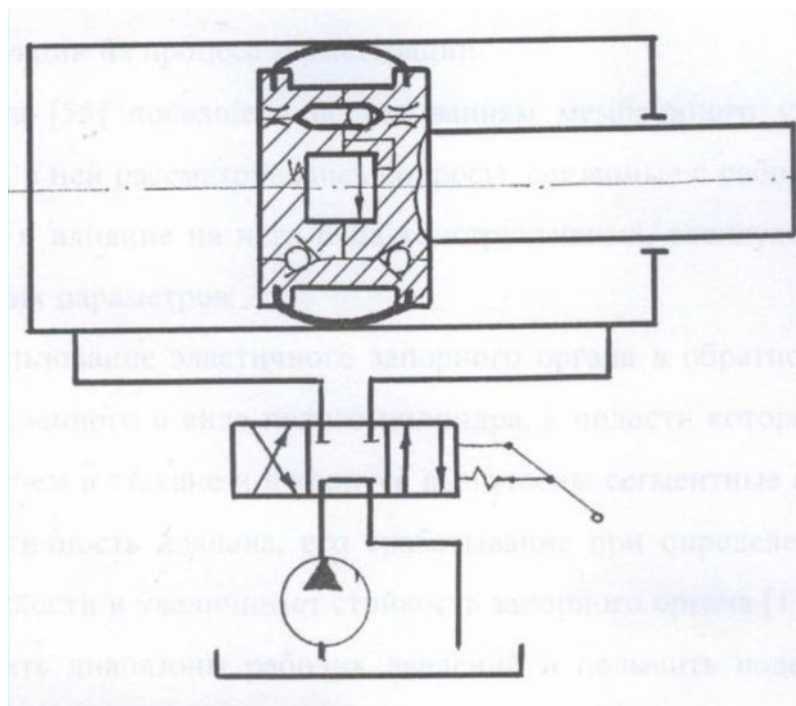


Рис. 1.14. Гидравлическая схема мембранного уплотнительно-предохранительного устройства встроенного в поршень гидроцилиндра

Если в мембранном уплотнительно-предохранительном устройстве, представленном на рис. 1.14 гидросистема машины защищено от статических перегрузок, в устройстве [46] гидросистема машины защищается от динамических перегрузок, при этом в качестве информационного сигнала для управления мембранным запорно-регулирующим элементом исполнительного гидроцилиндра служит скорость нарастания давления в гидросистеме. Принципиальная гидравлическая схема исполнительного гидроцилиндра с встроенным мембранным устройством защиты от динамических перегрузок представлена на рис. 1.15.

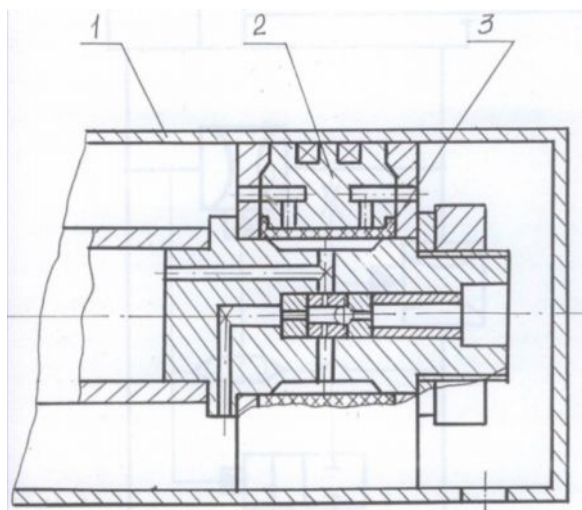


Рис. 1.15. Гидравлическая схема исполнительного гидроцилиндра с встроенным мембранным устройством защиты от динамических перегрузок

Исполнительный гидроцилиндр с встроенным мембранным устройством защиты от динамических перегрузок включает в себя цилиндр 1, поршень 2 и цилиндрическую мембрану 3. Устройство в зависимости от того в какой полости происходит скачок давления цилиндрическая мембрана перепускает жидкость в противоположную полость гидроцилиндра и тем самым снижает скорость нарастания давления в гидросистеме и динамические нагрузки в металлоконструкциях машины.

Для повышения эффективности использования мощности гидравлического привода строительно-дорожных машин и оборудования, у которых сопротивление на штоках гидроцилиндров возрастает по мере выдвижения (такой режим работы встречается практически на всех прессовых оборудованьях) разработан преобразователь скорости перемещения штока гидроцилиндров [47]. Принципиальная гидравлическая схема преобразователя скорости гидроцилиндра показана на рис. 1.15.

Преобразователь скорости перемещения штоков гидроцилиндров обеспечивает двухскоростное движение штоков гидроцилиндров в зависимости от сопротивления на штоке. При этом в качестве источника гидравлического питания можно использовать гидронасос с постоянным расходом.

Преобразователь скорости перемещения штоков гидроцилиндров

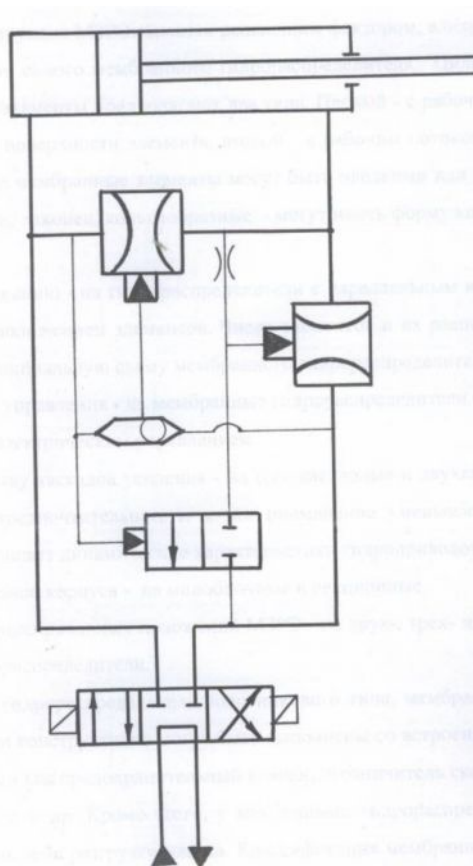
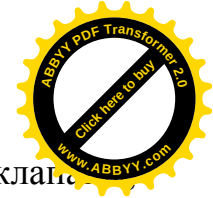


Рис. 1. 16. Гидравлическая схема преобразователя скорости перемещения штоков гидроцилиндров

представляет собой двухпозиционный четырехлинейный гидроуправляемый распределитель с мембранным запорно-регулирующим элементом, который устанавливается между исполнительным гидроцилиндром и гидрораспределителем его управления. Преобразователь скорости перемещения штоков гидроцилиндров обеспечивают при фиксированном расходе рабочей жидкости, подаваемой гидронасосом, сокращение продолжительности рабочего цикла и тем самым повышение производительности оборудования без увеличения установочной мощности.

Анализируя приведенные выше работы по разработке, исследованию и созданию мембранных гидроаппаратов, представляется возможным разработать и составить классификацию гидроаппаратов с мембранными запорно-регулирующими элементами. Гидроаппараты с мембранными запорно-регулирующими элементами можно классифицировать по следующим основным признакам. По назначению мембранные гидроаппараты



подразделяются на гидрораспределители, предохранительные клапаны, обратные клапаны, делители потока, уплотнительно-распределительные устройства, преобразователи скорости перемещение штоков гидроцилиндров, вибровозбудители.

При разработке и создании гидроаппарата с мембранными запорно-регулирующими элементами определяющим является геометрическая форма мембранного запорно-регулирующего элемента. Поэтому для мембранных гидроаппаратов, рассчитанных на большой расход жидкости обычно используется цилиндрические мембраны, а при небольших расходах жидкости могут быть использованы круглые плоские или круглые вогнутые (выпуклые) мембранные запорно-регулирующие элементы. Кроме этого, в мембранных гидроаппаратах могут быть использованы кольцообразные мембранные запорно-регулирующие элементы, выполненные в виде кольца или тора.

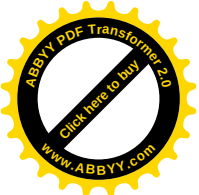
При использовании цилиндрических мембранных запорно-регулирующих элементах поток жидкости может перетекать по наружной поверхности или по внутренней поверхности цилиндрической мембраны.

По способу управления мембранные гидроаппараты подразделяется на аппараты с ручным управлением и с электрическим управлением.

По количеству каскадов управления – на однокаскадные и двухкаскадные. Мембранные гидроаппараты с двухкаскадным управлением являются более предпочтительными, так как их применение уменьшает усилие, необходимое для управления и улучшает динамические характеристики гидроприводов.

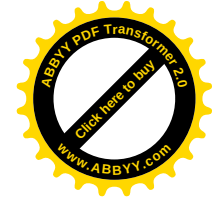
По конструктивному исполнению корпуса мембранные гидроаппараты подразделяются на: моноблочные и секционные.

На основе проведенного обзора и анализа работ, посвященных разработке, исследованию и созданию гидроаппаратов с мембранными запорно-регулирующими элементами можно сделать вывод, что мембранные гидроаппараты обладают следующими качествами, выгодно отличающими их от гидроаппаратов с жесткими запорно-регулирующими элементами:



- простота и технологичность изготовления гидроаппарата;
- простота обслуживания и высокая ремонтпригодность;
- высокие статические и динамические характеристики;
- относительно малые габариты и стоимость изготовления;
- надежная работа в условиях вибрации;
- пониженные требования к чистоте рабочей жидкости.

Перечисленные преимущества гидроаппаратов с мембранными запорно-регулирующими элементами создают предпосылки к широкому использованию мембранных запорно-регулирующих элементов при разработке новых гидроаппаратов в гидравлических системах управления строительных машин и оборудования, требующих высокое быстродействие.



1.4. Формулирование цели и определение задач диссертационной работы.

– разработка и обоснование параметров преобразователя скорости перемещения штока исполнительных гидроцилиндров рабочих органов гидрофицированных машин и оборудования.

- формулирования требований, предъявляемых к гидроаппарату, обеспечивающий двухскоростной режим работы исполнительного гидроцилиндра;

-разработка принципиальной схемы и конструкции преобразователя скорости перемещения штока гидроцилиндров, отвечающим предъявляемым к нему требованиям;

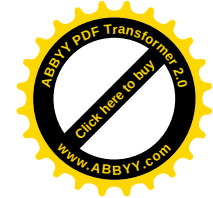
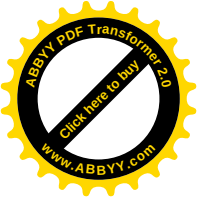
-разработка математической моделей мембранного запорно-регулирующего элемента и процесса работы преобразователя скорости перемещения штока гидроцилиндров в составе гидравлического привода прессового оборудования;

-проведение теоретических и экспериментальных исследований преобразователя скорости перемещения штока гидроцилиндров;

-обработка результатов теоретических и экспериментальных исследований преобразователя скорости перемещения штока гидроцилиндров и обоснование его основных параметров;

-разработка инженерной методики расчета и проектирования преобразователя скорости перемещения штока гидроцилиндров заданного типоразмера.

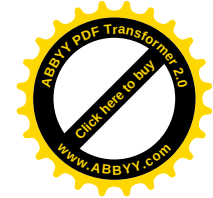
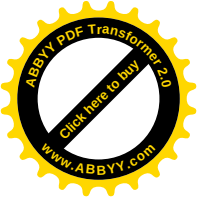
Объектом исследования является гидравлический привод прессового оборудования для производства строительных изделий с преобразователем скорости перемещения штока гидроцилиндров.



1.5. Заключение по главе 1

1. У большинства гидрофицированных машин и оборудования циклического действия мощность привода используется не эффективно и коэффициент использования мощности привода не превышает значения, равное 0,5 – 0,6.

2. Для повышения технологичности в изготовлении и высокой ремонтпригодности преобразователь скорости перемещения штока гидроцилиндров выполнен с плоскими и цилиндрическими мембранными запорно-регулирующими элементами, которые обладают более высокими статическими и динамическими характеристиками по сравнению с традиционными жесткими запорно-регулирующими элементами.



ГЛАВА 2. МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЯ СКОРОСТИ ПЕРЕМЕЩЕНИЕ ШТОКА ГИДРОЦИЛИНДРОВ.

2.1 Устройство и принцип работы преобразователя скорости перемещение штока гидроцилиндров.

Преобразователь скорости перемещение штоков гидроцилиндров предназначен для обеспечения управления исполнительными гидроцилиндрами в двухскоростном режиме движения их штоков в зависимости от величины действующей нагрузки. При постоянном расходе источника гидравлического питания двухскоростной режим движения штоков исполнительных гидроцилиндров обеспечивается за счет дифференциального (одновременное подключение поршневой и штоковой полости к напорной магистрали источника гидравлического питания) и обычного подключения исполнительных гидроцилиндров к гидрораспределителю их управления. Такая система управления исполнительными гидроцилиндрами позволяет при фиксированном расходе источника гидравлического питания машины или оборудования обеспечить сокращение продолжительности рабочего цикла за счет увеличения скорости перемещение штоков гидроцилиндров в процессе дифференциального подключения к гидрораспределителю их управления. При этом переключение гидроцилиндра из дифференциальной схемы подключения в обычное, и обратно, осуществляется преобразователем скорости перемещение штоков гидроцилиндров автоматически, в зависимости от величины нагрузки на штоке гидроцилиндра и соответствующего давления в гидросистеме.

Таким образом, при использовании преобразователя скорости перемещение штоков гидроцилиндров, когда давление в гидросистеме меньше или равно давлению настройки гидроуправляемого распределителя преобразователя скорости перемещение штоков, гидроцилиндр подключается к гидрораспределителю по дифференциальной схеме. В случае превышения значения давления в гидросистеме, давления настройки

гидроуправляемого распределителя преобразователя скорости перемеще
штоков, гидроцилиндр подключается к гидрораспределителю по обычной
схеме.

Конструктивно преобразователь скорости перемещение штоков
гидроцилиндров представляет собой двухпозиционный четырехлинейный
гидроуправляемый распределитель и устанавливается между гидроцилиндром
и гидрораспределителем его управления.

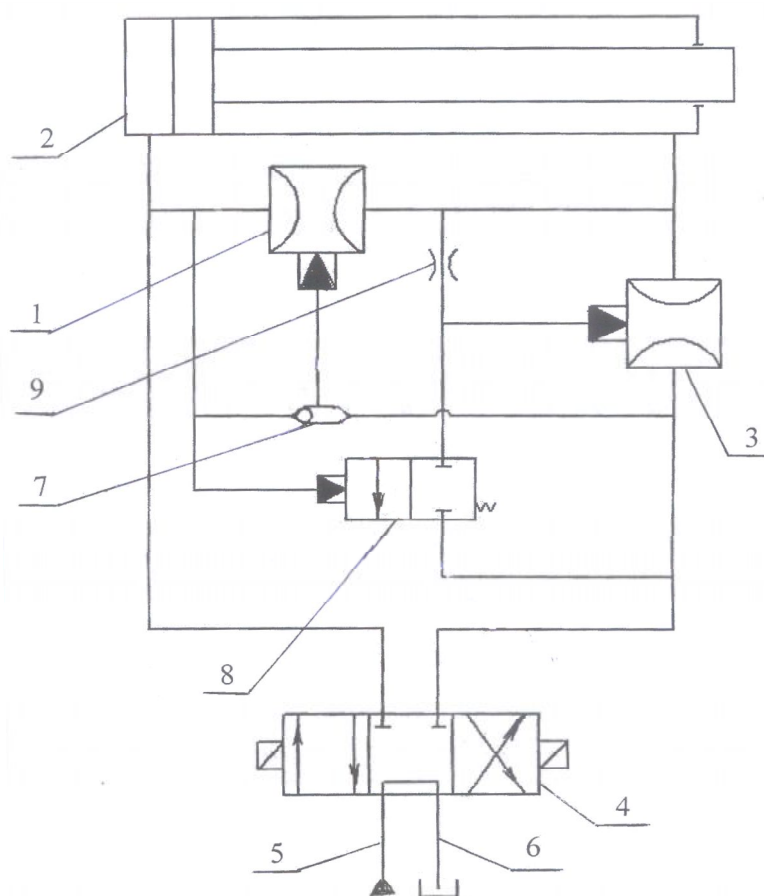
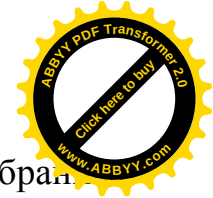


Рис. 2.1. Принципиальная гидравлическая схема преобразователя
скорости перемещение штоков гидроцилиндров

На рис. 2.1 представлена принципиальная гидравлическая схема
преобразователя скорости перемещение штоков гидроцилиндров.
Преобразователь скорости перемещение штоков гидроцилиндров включает в
себя мембранный гидроуправляемый дроссель 1, соединяющий поршневую и



штоковую полости гидроцилиндра 2 между собой, мембранный гидроуправляемый дроссель 3, соединяющий штоковую полость гидроцилиндра 2 с одним из двух рабочих каналов гидрораспределителя 4, второй рабочий канал, которого сообщена с поршневой полостью гидроцилиндра 2, напорный 5 и сливной 6 каналы, соединенные соответственно с источником гидравлического питания и сливом, логический клапан «ИЛИ» 7, входы которого сообщены с рабочими каналами гидрораспределителя 4, а выход соединен с управляющей полостью мембранного гидроуправляющего дросселя 1, гидроуправляемый двухлинейный двухпозиционный гидрораспределитель 8, который сообщает вход и выход мембранного гидроуправляемого дросселя 3 между собой, а управляющая полость гидрораспределителя 8 соединена с поршневой полостью гидроцилиндра 2, и постоянный дроссель 9, установленный на гидролинии, сообщающий гидрораспределитель 8 со штоковой полостью гидроцилиндра 2, при этом управляющая полость мембранного гидроуправляемого дросселя 3 соединена к гидролинии, соединяющей постоянный дроссель 9 и гидрораспределитель 8.

На рис. 2.2. изображен конструктивное исполнение основного каскада преобразователя скорости перемещение штока гидроцилиндра с плоскими мембранными запорно-регулирующими элементами. Мембранные гидроуправляемые дроссели 1 и 3, представленные на гидравлической схеме в рис. 2.1, установлены в едином корпусе и выполняют функцию основного каскада преобразователя скорости перемещение штока гидроцилиндра 2.

Основной каскад преобразователя скорости перемещение штока гидроцилиндра включает в себя корпус 1 с напорным 2, сливным 3 каналами, соединенные соответственно с рабочими каналами гидрораспределителя 4 управления гидроцилиндром 5, рабочие каналы 6 и 7, соединенные соответственно с поршневой и штоковой полостями гидроцилиндра 5, втулку 8 с тремя проточками, причем на средней проточке выполнены радиальные

отверстия, а на крайних проточках выполнены коаксиальные отверстия. плоские мембраны 9 и 10, которые прижаты к втулке 8 соответственно крышками 11 и 12. При этом управляющая полость 13 плоской мембраны 9 соединена с выходом логического клапана «ИЛИ» 14, а управляющая полость 15 плоской мембраны 10 сообщена через двухлинейный двухпозиционный гидрораспределитель 16 с одним из входов логического клапана «ИЛИ» 14 и через постоянный дроссель 17 с штоковой полостью гидроцилиндра 5.

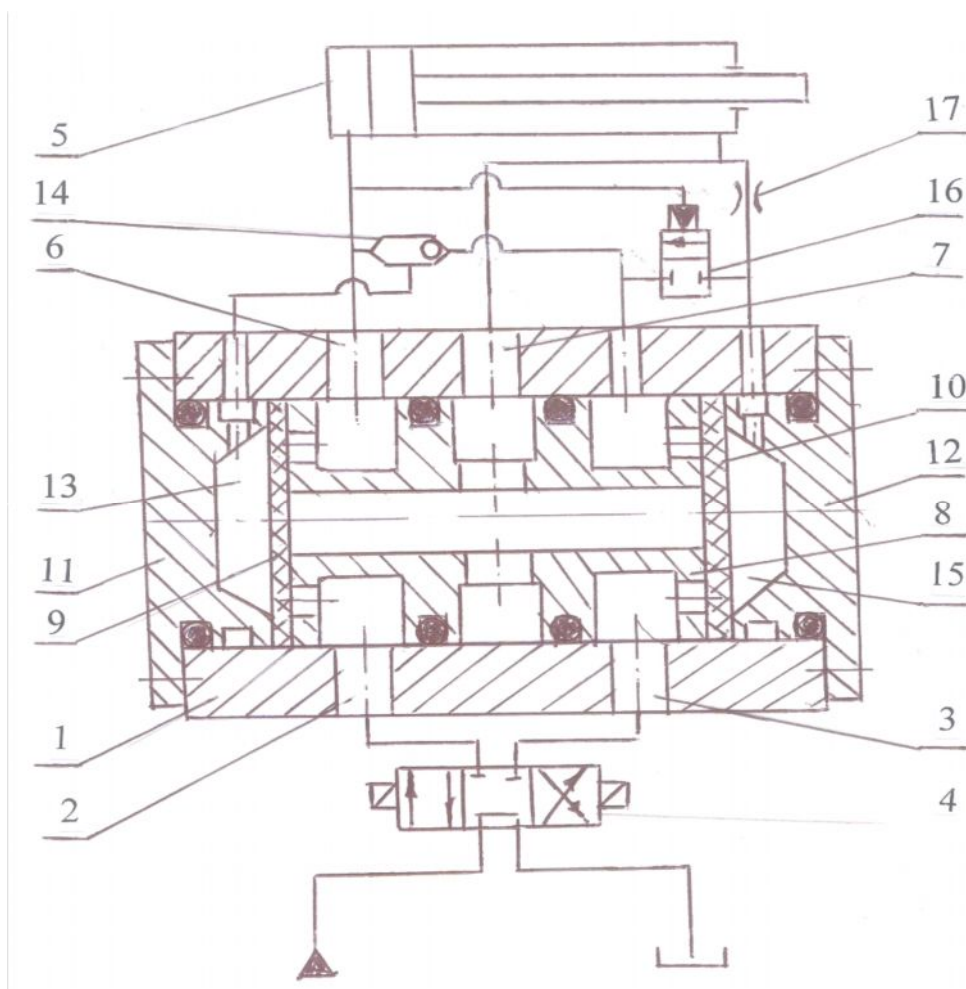


Рис. 2.2. Конструктивное исполнение основного каскада преобразователя скорости перемещение штока гидроцилиндра с плоскими мембранными запорно-регулирующими элементами

Логический клапан «ИЛИ» 14, двухлинейный двухпозиционный гидроуправляемый распределитель 16 и постоянный дроссель 17 установлены

на отдельном корпусе и выполнены в виде управляющего каскада преобразователя скорости перемещение штока гидроцилиндра 5. Конструктивное исполнение управляющего каскада преобразователя скорости перемещение штока гидроцилиндра представлено на рис. 2.3.

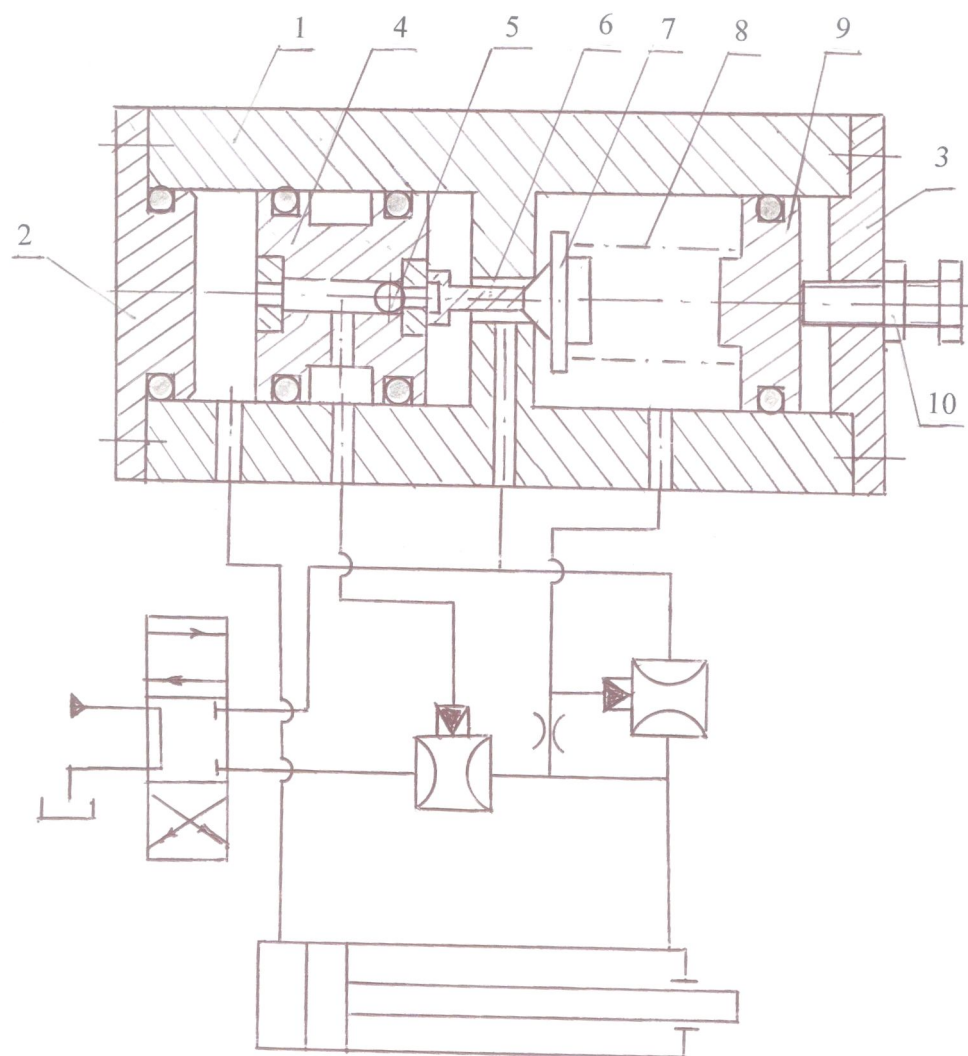
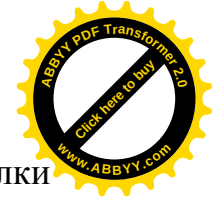


Рис. 2.3. Конструктивное исполнение управляющего каскада преобразователя скорости перемещение штока гидроцилиндра

Управляющий каскад преобразователя скорости перемещение штока гидроцилиндра состоит из корпуса 1 с торцевыми крышками 2 и 3, подвижной втулки 4 с логическим клапаном «ИЛИ» 5, толкателя 6, клапанного запорно-

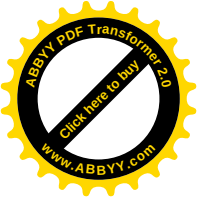


регулирующего элемента 7 с пружиной 8 и уплотнительной втулки винтовым механизмом 10 регулирования натяжения пружины 8.

Преобразователь скорости перемещение штоков гидроцилиндров работает следующим образом. Перед установкой преобразователя на конкретную машину или оборудование на стенде или непосредственно на машине или оборудовании, на которое планируется установка преобразователя при помощи регулирования винтового механизма 10 предварительного натяжения пружины 8 устанавливается давление, при котором гидроцилиндр будет переводиться с дифференциальной схемы подключения в обычную.

Принцип работы преобразователя скорости перемещение штока гидроцилиндра рассмотрим на примере его использования в гидросистеме управления прессовым оборудованием для производства строительных изделий полусухим способом формования. Как отмечалось выше, особенность рабочего цикла рассматриваемого прессового оборудования заключается в том, что на полной мощности, когда коэффициент использования мощности близко или равно единице, работает лишь 10-15% времени от общей продолжительности рабочего цикла. В течении оставшееся времени рабочего цикла коэффициент использования мощности не превышает 50 – 60 % от установленной мощности. Следовательно, существенным резервом сокращения продолжительности рабочего цикла и соответствующего повышения производительности прессового оборудования является использование преобразователя скорости перемещение штока гидроцилиндра.

Предположим, что двухлинейный, двухпозиционный гидроуправляемый распределитель преобразователя скорости перемещение штока гидроцилиндра настроен на определенное давление, например на 7 мПа, при этом номинальное давление в гидросистеме прессового оборудования будем считать равным 10 мПа. В таком случае, в процессе работы прессового оборудования, когда давление в гидросистеме находится в диапазоне от нуля до 7 мПа, из-за того, что гидроуправляемый мембранный дроссель 1 открыт, а



гидроуправляемый мембранный дроссель 3 закрыт, гидроцилиндр прессового 2 будет подключен к гидрораспределителю 4 по дифференциальной схеме (рис. 2.1). В результате этого в процессе выдвижения штока в поршневую полость гидроцилиндра 2 будет поступать дополнительный объем жидкости, вытесняемый из штоковой полости гидроцилиндра 2. Это в свою очередь приводит пропорциональному повышению скорости перемещения штока гидроцилиндра 2. По мере перемещения штока гидроцилиндра 2 будет увеличиваться и сопротивление формируемой смеси, а это в свою очередь приводит к пропорциональному повышению давления в гидросистеме управления прессовым оборудованием. Далее, при достижении давления в гидросистеме управления прессовым оборудованием, давления настройки двухпозиционного гидрораспределителя 8, последнее переключается и в результате этого давление жидкости в управляющей полости мембранного гидроуправляемого дросселя падает, что приводит к его открытию. С открытием мембранного гидроуправляемого дросселя 3, управление гидроцилиндром 2 из дифференциального подключения переводится в обычное. В результате этого, с момента переключения гидроцилиндра 2 из дифференциальной схемы подключения в обычный, гидроцилиндр 2 до конца хода штока работает в этом режиме. При переключении гидрораспределителя 4 и изменении направления перемещения штока гидроцилиндра 2 мембранный гидроуправляемый дроссель 3 остается открытым, а мембранный гидроуправляемый дроссель 1 находится в закрытом положении.

Рассмотренному преобразователю с плоскими мембранными запорно-регулирующими элементами, как и всем, гидроаппаратам свойственны как недостатки, так и достоинства. К недостаткам плоских мембранных запорно-регулирующих элементов следует отнести ограниченность пропускной способности по расходу жидкости, а достоинствами являются их простота конструкции и изготовления.

Для гидрофицированных машин и оборудования, в которых используются источник гидравлического питания с относительно большими значениями расхода жидкости, необходимо использовать преобразователи скорости перемещения штока гидроцилиндров с цилиндрическими запорно-регулирующими элементами.

На рис. 2.4. представлено конструктивное исполнение преобразователя скорости перемещения штока гидроцилиндров с цилиндрическими мембранными запорно-регулирующими элементами.

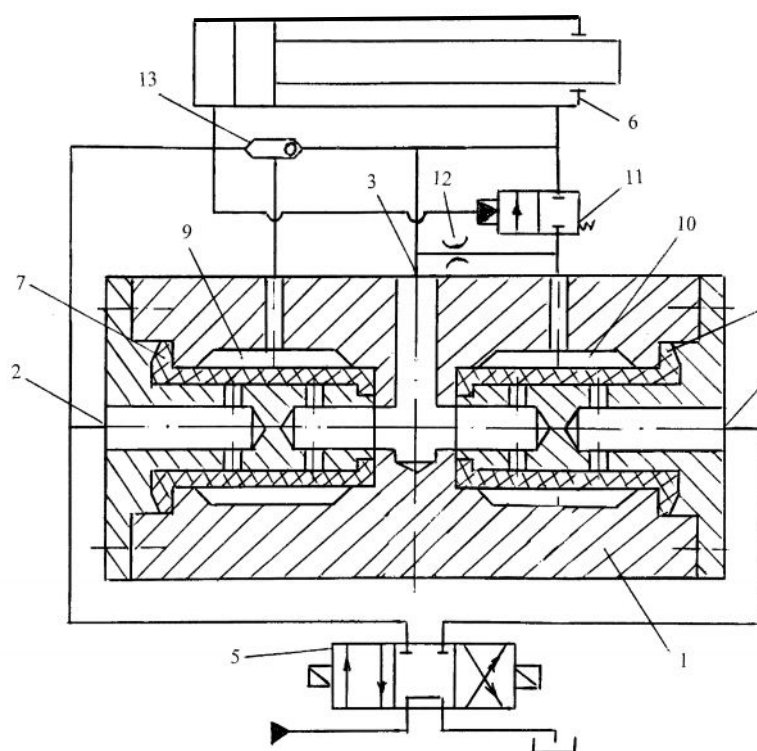


Рис. 2.4. Конструктивное исполнение основного каскада преобразователя скорости перемещения штока гидроцилиндра с цилиндрическими мембранными запорно-регулирующими элементами

Преобразователь скорости перемещения штока прессующего гидроцилиндра гидравлического пресса для производства строительных изделий включает в себя корпус 1 с рабочими 2, 3 и 4 каналами, в котором рабочий канал 2 соединен одновременно с одним из рабочих каналов



гидрораспределителя 5 и с поршневой полостью прессующего гидроцилиндра 6, а рабочие каналы 3 и 4 соответственно соединены с штоковой полостью прессующего гидроцилиндра 6 и вторым рабочим каналом гидрораспределителя 5, при этом гидроуправляемые дроссели выполнены с цилиндрическими мембранными запорно-регулирующими элементами 7 и 8 с соответствующими управляющими полостями 9 и 10. Управляющая полость 10 цилиндрического мембранного запорно-регулирующего элемента 8 через параллельно, установленные двухпозиционный двухлинейный гидроуправляемый гидрораспределитель 11 и постоянный дроссель 12 сообщен со штоковой полостью прессующего гидроцилиндра 6, а управляющая полость 9 цилиндрического мембранного запорно-регулирующего элемента 7 соединена с выходом логического клапана «ИЛИ» 13 входы которого соединены с поршневой и штоковой полостями прессующего гидроцилиндра 6.

Управляющий каскад преобразователя скорости перемещения штока прессующего гидроцилиндра 6, включающее в себя гидроуправляемый распределитель 11, постоянный дроссель 12 и логический клапан «ИЛИ» 13 может быть скомпонован в едином корпусе и установлен на основном каскаде преобразователя скорости перемещение штока прессующего гидроцилиндра 6.

Преобразователь скорости перемещения штоков гидроцилиндров работает следующим образом. Перед запуском привода гидравлического пресса для производства строительных изделий преобразователь скорости перемещение штока прессующего гидроцилиндра 6 при помощи винтового механизма предварительного натяжения пружины устанавливается давление, при котором будет открываться гидроуправляемый гидрораспределитель 11 и прессующий гидроцилиндр 6 будет переводиться из дифференциальной схемы подключения в обычное.

Особенность рабочего цикла гидравлического пресса для производства строительных изделий заключается в том, что на полной мощности, когда коэффициент использования мощности близко или равно единице, работает



только в конце процесса прессования изделия лишь 10-15% времени от общей продолжительности рабочего цикла. В течение оставшегося времени рабочего цикла коэффициент использования мощности не превышает 50 – 60 % от установленной мощности. Поэтому задача заключается в том, чтобы преобразователь скорости перемещение штока прессующего гидроцилиндра в течении времени, когда давление в гидросистеме меньше, давление настройки гидроуправляемого распределителя 11 прессующий гидроцилиндр был подключен к гидрораспределителю 5 по дифференциальной схеме.

Предположим, что двухлинейный, двухпозиционный гидроуправляемый распределитель 11 преобразователя скорости перемещение штока прессующего гидроцилиндра 6 настроен на определенное давление, например, на 7 мПа, при этом номинальное давление в гидросистеме прессового оборудования будем считать равным 10 мПа. В таком случае, в процессе работы прессового оборудования, когда давление в гидросистеме находится в диапазоне от нуля до 7 мПа, из-за того, что гидроуправляемый цилиндрический мембранный запорно-регулирующий элемент 7 открыт, а цилиндрический мембранный запорно-регулирующий элемент 8 закрыт, гидроцилиндр прессования 6 будет подключен к гидрораспределителю 5 по дифференциальной схеме. В результате этого в процессе выдвижения штока прессующего гидроцилиндра 6 в его поршневую полость будет поступать дополнительный объем жидкости, вытесняемый из штоковой полости. Это в свою очередь приводит к пропорциональному повышению скорости перемещение штока прессующего гидроцилиндра 6. По мере перемещения штока прессующего гидроцилиндра 6 будет увеличиваться и сопротивление формируемой смеси, а это в свою очередь приведет к пропорциональному повышению давления в гидросистеме управления прессом. Далее, при достижении давления в гидросистеме управления прессом, давления настройки двухпозиционного гидроуправляемого распределителя 11, последнее переключается и в результате этого давление жидкости в управляющей полости



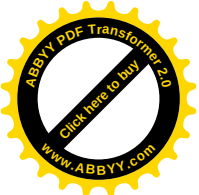
цилиндрического мембранного запорно-регулирующего элемента 8 падает, приводит к его открытию. С открытием мембранного запорно-регулирующего элемента 8, управление прессующим гидроцилиндром 6 с дифференциального подключения переводится в обычное. В результате этого, с момента переключения подключения прессующего гидроцилиндра 6 из дифференциальной схемы в обычный, шток гидроцилиндра 6 до конца своего хода работает в обычном режиме. При переключении гидрораспределителя 5 и изменении направления перемещения штока прессующего гидроцилиндра 6 цилиндрический мембранный запорно-регулирующий элемент 8 остается открытым, а цилиндрический мембранный запорно-регулирующий элемент 7 будет закрытым. В результате этого, за счет поступления жидкости в штоковую полость прессующего гидроцилиндра 6, будет осуществляться втягивание штока.

Таким образом, в зависимости от значения номинального расхода жидкости в гидросистеме машин и оборудования можно будет подобрать преобразователь скорости перемещение штока гидроцилиндров с плоскими или цилиндрическими запорно-регулирующими элементами.

2.2. Математическое моделирование преобразователя скорости перемещение штока гидроцилиндра с плоскими мембранными запорно-регулирующими элементами

Преобразователь скорости перемещение штока гидроцилиндра, как и все другие гидроаппараты, представляют собой достаточно сложную динамическую систему и обоснование параметров и их оптимизация возможно при рассмотрении в комплексе с гидравлическим приводом и исполнительным механизмом.

Для решения задач анализа и синтеза мембранных гидроаппаратов с целью выбора оптимальных значений ее параметров на стадии технического



проектирования, необходимо располагать описанием поведения мембран запорно-регулирующего элемента в зависимости от суммы действующих на него сил (управляющих и возмущающих). Это позволит осуществить теоретические исследования гидроаппаратов с мембранными запорно-регулирующими элементами. При составлении математической модели процесса работы гидроаппарата с мембранными запорно-регулирующими элементами невозможно добиться абсолютного подобия физическому оригиналу из-за сложности процессов и невозможности учета всех факторов. Поэтому процесс математического моделирования может быть упрощен, если рассматриваемую динамическую систему условно разделить на более простые подсистемы в соответствии с их функциональным назначением.

Основным элементом, определяющим динамические характеристики преобразователя скорости перемещение штока гидроцилиндра, является мембранный запорно-регулирующий элемент. В рассматриваемом случае мембранный запорно-регулирующий элемент является плоским и практическое отсутствие релаксации напряжений в материале мембраны, которое установлено в процессе экспериментальных и ресурсных исследований мембранных гидроаппаратов [36, 37, 78] предопределило замену упруго-вязких связей реальной мембраны конечным множеством упруго-вязких связей.

Точность математического описания плоского мембранного запорно-регулирующего элемента в основном зависит от количества упругих связей, на которое разбита мембрана, требуемой точности моделирования, а также определяется функциональным назначением гидроаппарата.

Очевидно, что требуемая точность математического описания плоской мембраны преобразователя скорости перемещение штока гидроцилиндра работающего в дискретном режиме, с учетом малости влияния динамических характеристик мембраны по сравнению с влиянием объема жидкости в управляющих гидролиниях, может быть ниже, чем требуемая точность математического описания мембран дросселирующего



гидроаппарата. Поэтому при математическом моделировании мембранных запорно-регулирующих элементов точность описания может быть уменьшена до сопоставимого уровня для одновременного снижения сложности математического описания и уменьшения времени расчета при решении этих задач. [105, 106, 121].

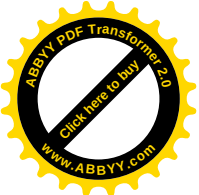
При математическом моделировании примем некоторые, общепринятые при расчете гидравлического привода, допущения, которые не вносят существенных изменений и заключаются в следующем:

- волновые процессы в трубопроводах не рассматриваются;
- потери давления жидкости по длине трубопроводов пренебрежительно малы по сравнению с потерями давления в местных сопротивлениях;
- коэффициент вязкости и модуль упругости жидкости – величины постоянные, нерастворенный воздух в жидкости отсутствует;
- внутренние утечки жидкости в гидроцилиндре и в преобразователе скорости перемещение штока гидроцилиндра отсутствуют;
- температура рабочей жидкости постоянна;
- масса мембраны, шарика логического клапана «ИЛИ» и клапана распределителя управляющего каскада, пренебрежимо мала;
- изменение внешней нагрузки на штоке гидроцилиндра задано в виде функции;

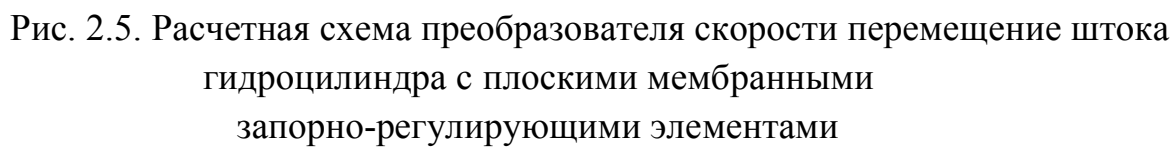
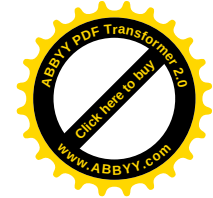
В соответствии с принятыми допущениями расчетная схема преобразователя скорости представлена на рис. 2. 5. Согласно расчетной схемы, внешняя нагрузка на штоке, приложена в виде изменяющаяся функции F и массы m .

Уравнение динамического равновесия сосредоточенной массы m , можно записать в виде:

$$m \ddot{x} + k \dot{x} + f \operatorname{sign} \dot{x} + \frac{\pi d_n^2}{4} p_{\text{ин}} + \frac{\pi (d_n^2 - d_{\text{ш}}^2)}{4} p_{\text{цш}} = 0, \quad (2.1)$$



где m - приведенная к штоку гидроцилиндра масса; $\ddot{x}, \dot{x}, x$ - соответственно ускорение, скорость и перемещение сосредоточенной массы m ; k - коэффициент вязкого сопротивления при перемещении штока гидроцилиндра; F - внешнее сопротивление на штоке гидроцилиндра; $d_{\text{п}}$ - диаметр поршня гидроцилиндра; $d_{\text{ш}}$ - диаметр штока гидроцилиндра; $p_{\text{цп}}$ - давление жидкости в поршневой полости гидроцилиндра; $p_{\text{цш}}$ - давление жидкости в штоковой полости гидроцилиндра.



58



$$F = c x, \quad (2.2)$$

где c – коэффициент, учитывающий изменение внешнего сопротивления по мере выдвижения штока гидроцилиндра; x – перемещение штока гидроцилиндра.

Движущая сила на штоке гидроцилиндра определяется значением давлений в поршневой и штоковой полостях, которые, в свою очередь, определяются решением следующих уравнений

$$p_{цп} = \frac{(4Q_{цп} - \pi d_n^2 x) E_{жс}}{4V_{тр} + \pi d_n^2 x}, \quad (2.3)$$

где $Q_{цп}$ – расход жидкости поступающей в поршневую полость гидроцилиндра; $E_{жс}$ – объемный модуль упругости жидкости; $V_{тр}$ – объем рабочей жидкости в трубопроводе от гидрораспределителя до гидроцилиндра и в полостях преобразователя скорости перемещение штока гидроцилиндра.

Расход жидкости, поступающий в поршневую полость гидроцилиндра, определяется следующей зависимостью

$$Q_{цп} = Q_n - Q_{кл} - Q_{упр} - Q_{мзэ}, \quad (2.4)$$

где Q_n – фактический расход жидкости гидронасоса; $Q_{кл}$ – расход жидкости, затрачиваемый на переключение логического клапана; $Q_{упр}$ – расход жидкости, затрачиваемый на включение распределителя управляющего каскада; $Q_{мзэ}$ – расход жидкости перетекающий через мембранный запорно-регулирующий элемент.

Расход жидкости гидронасоса определяются рабочим объемом насоса и частотой вращения его вала:

$$Q_{цп} = q n \frac{p_m}{p_n} \eta, \quad (2.5)$$



где q – рабочий объем гидронасоса; n – частота вращения вала гидронасоса;
– текущее значение давление жидкости в гидросистеме; p_n – номинальное
давление жидкости в гидросистеме; η – к.п.д. гидронасоса.

Расходами жидкости, затрачиваемыми на переключение логического клапана «ИЛИ» и распределителя управляющего каскада можно пренебречь, так как их значение на несколько порядков меньше значения расхода гидронасоса.

Расход жидкости через мембранный запорно-регулирующий элемент определяется зависимостью

$$Q_{\text{мзэ}} = S \mu \sqrt{2(p_{\text{ш}} - p_n) / \rho}, \quad (2.6)$$

где S – площадь сечения канала, образованного при открытии плоской мембраны; μ – коэффициент расхода жидкости; $p_{\text{ш}}$ – давление жидкости в штоковой полости гидроцилиндра; ρ – плотность рабочей жидкости.

Площадь сечения канала, образованного при открытии мембраны определяется решением уравнения движения, мембраны которого можно определить решением уравнения движения мембраны относительно деформации его центра и геометрическими параметрами мембраны

$$S = \left[\frac{z_1 - (R - R \cos \alpha)}{\cos \alpha} \right] \pi (0,5 d_1 + R \sin \alpha), \quad (2.7)$$

где z_1 – перемещение центра мембраны при его деформации; R – радиус кривизны мембраны при его деформации; α – угол между образующими сектора при деформации мембраны; d_1 – диаметр осевого отверстия на втулке основного каскада преобразователя скорости перемещение штока гидроцилиндра.



Перемещение центра мембраны при его деформации можно определить решением уравнения равновесия мембраны под действием давлений жидкости и собственной жесткости мембраны

$$z_1 = \frac{\pi d_m^2 (p_{\text{шт}} + p_{\text{уп}} - 2 p_{\text{упр}})}{55,42 C_m}, \quad (2.8)$$

где d_m – диаметр мембраны; $p_{\text{шт}}$ – давление жидкости в штоковой полости гидроцилиндра; C_m – собственная жесткость мембраны.

Угол между образующими сектора при деформации мембраны определяется величиной перемещения центра мембраны и радиусом кривизны

$$\alpha = \arctg \frac{0,5 d_1}{(R - r)} \quad (2.9)$$

Зависимость для определения радиуса кривизны при деформации мембраны можно записать в виде

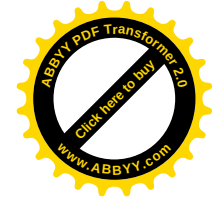
$$R = \frac{d_m^2 + 4 z_1}{8 z_1} \quad (2.10)$$

Расход жидкости, поступающий в управляющую полость мембраны, определяется следующей зависимостью

$$Q_{\text{упр}} = f_1 \mu \sqrt{2 |p_{\text{уп}} - p_{\text{упр}}| / \rho} \operatorname{sign}(p_{\text{уп}} - p_{\text{упр}}), \quad (2.11)$$

где f_1 – площадь сечения постоянного дросселя, установленного на гидрелинии соединяющий логический клапан «ИЛИ» с управляющей полостью мембраны; $p_{\text{упр}}$ – давление жидкости в управляющей полости мембраны.

Давление жидкости в штоковой полости гидроцилиндра определяется разностью расходов жидкости вытесняемой из штоковой полости и расходом жидкости через мембранный запорно-регулирующий элемент и его текущее значение может быть определено решением следующего уравнения



$$p_{\text{цш}} = \frac{\left[\pi (d_{\text{п}}^2 - d_{\text{ш}}^2) \dot{x} - 4 Q_z \right] E_{\text{ж}}}{\pi (d_{\text{п}}^2 - d_{\text{ш}}^2) x + V_1}, \quad (2.12)$$

где V_1 – объем жидкости в трубопроводах, соединяющих гидрораспределитель с штоковой полостью гидроцилиндра.

Давление жидкости в управляющей полости мембранного запорно-регулирующего элемента определяется решением следующего уравнения

$$p_{\text{упр}} = \frac{(Q_{\text{др}} - Q_{\text{р}}) E_{\text{ж}}}{V_{\text{упр}}}, \quad (2.13)$$

где $V_{\text{упр}}$ – объем управляющей полости мембранного запорно-регулирующего элемента основного каскада преобразователя скорости перемещение штока гидроцилиндра; $Q_{\text{др}}$ – расход жидкости через постоянный дроссель, установленный на гидрوليнии соединяющий штоковую полость гидроцилиндра с управляющей полостью; $Q_{\text{р}}$ – расход жидкости через гидрораспределитель управляющего каскада.

Расход жидкости через постоянный дроссель определяется площадью сечения дросселя и перепадом давления на нем

$$Q_{\text{др}} = \frac{\pi d_{\text{др}}^2}{4} \mu \sqrt{2 |p_{\text{цш}} - p_{\text{упр}}| / \rho} \operatorname{sign}(p_{\text{цш}} - p_{\text{упр}}), \quad (2.14)$$

где $d_{\text{др}}$ – диаметр сечения постоянного дросселя.

Расход жидкости через запорно-регулирующий элемент гидрораспределителя управляющего каскада зависит от положения клапанного запорно-регулирующего элемента и значения перепада давления на нем

$$Q_{\text{р}} = \frac{\pi d_{\text{к}}^2}{4} z_{\text{к}} \mu \sqrt{2 (p_{\text{упр}} - p_{\text{сл}}) / \rho}, \quad (2.15)$$



где d_k - диаметр подводящего канала гидрораспределителя управляющего каскада; p_{cl} - давление жидкости в сливной магистрали.

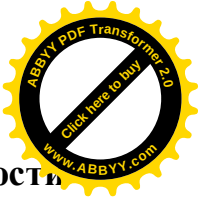
Уравнение, описывающее перемещение запорно-регулирующего элемента гидрораспределителя управляющего каскада можно выразить из уравнения динамического равновесия клапанного запорно-регулирующего элемента

$$z_3 = \frac{\pi d_v^2 (p_{yn} - p_{cl}) - 4c\delta}{4c}, \quad (2.16)$$

где d_v - диаметр втулки управляющего каскада; c - жесткость пружины гидрораспределителя управляющего каскада; δ - предварительное натяжение пружины.

При изменении позиции гидрораспределителя и подачи жидкости в штоковую полость гидроцилиндр работает в обычном режиме. Математическое описание процесса втягивания штока гидроцилиндра описывается приведенной выше, системой уравнений.

Таким образом, разработанная математическая модель позволяет численно исследовать влияние гидравлических и конструктивных параметров преобразователя скорости перемещение штока гидроцилиндра на его статические и динамические параметры.



2.3. Математическое моделирование преобразователя скорости

В процессе математического моделирования преобразователя скорости перемещение штока гидроцилиндра с цилиндрическими мембранными запорно-регулирующими элементами были приняты те же допущения, которые были приняты при математическом моделировании преобразователя скорости перемещение штока гидроцилиндра с плоскими мембранными запорно-регулирующими элементами.

В соответствии с принятыми допущениями расчетная схема преобразователя скорости перемещение штока гидроцилиндра с цилиндрическими мембранными запорно-регулирующими элементами представлена на рис. 2.6. Согласно расчетной схемы, внешняя нагрузка на штоке, приложена в виде изменяющейся функции F и массы m .

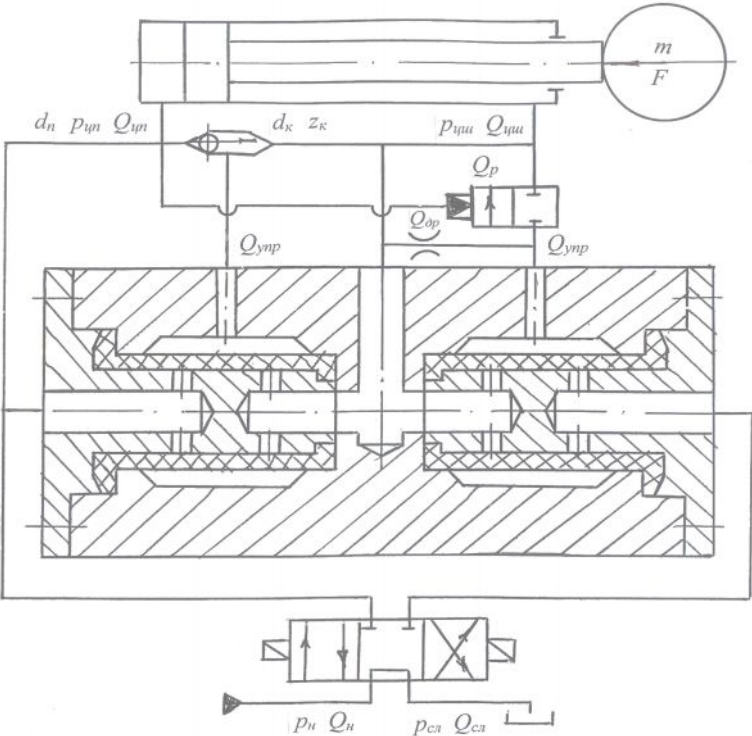
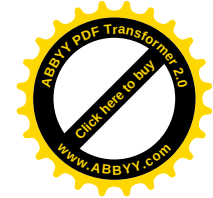
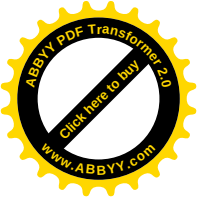


Рис. 2. 6. Расчетная схема преобразователя скорости перемещение штока гидроцилиндра с цилиндрическими мембранными запорно-регулирующими элементами



Уравнение динамического равновесия сосредоточенной массы m , можно записать в виде:

$$m\ddot{x} + k\dot{x} + F \operatorname{sign} \dot{x} + \frac{\pi d_{\text{п}}^2}{4} p_{\text{пп}} + \frac{\pi (d_{\text{п}}^2 - d_{\text{ш}}^2)}{4} p_{\text{пш}} = 0, \quad (2.17)$$

где m - приведенная к штоку гидроцилиндра масса; $\ddot{x}$, $\dot{x}$, x - соответственно ускорение, скорость и перемещение сосредоточенной массы m ; k - коэффициент вязкого сопротивления при перемещении штока гидроцилиндра; F - внешнее сопротивление на штоке гидроцилиндра; $d_{\text{п}}$ - диаметр поршня гидроцилиндра; $d_{\text{ш}}$ - диаметр штока гидроцилиндра; $p_{\text{п}}$ - давление жидкости в поршневой полости гидроцилиндра; $p_{\text{ш}}$ - давление жидкости в штоковой полости гидроцилиндра.

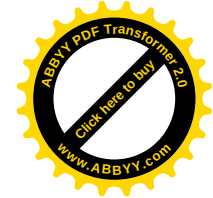
Для исследования и оптимизации параметров преобразователя скорости перемещение штока гидроцилиндра внешнее сопротивление на штоке гидроцилиндра может быть задано в виде линейной функции

$$F = cx, \quad (2.18)$$

где c - коэффициент, учитывающий изменение внешнего сопротивления по мере выдвижения штока гидроцилиндра; x - перемещение штока гидроцилиндра.

Движущая сила на штоке гидроцилиндра определяется значением давления жидкости в поршневой и штоковой полостях, которые, в свою очередь, определяются решением следующих уравнений

$$p_{\text{п}} = \frac{(4Q_{\text{п}} - \pi d_{\text{п}}^2 \dot{x}) E_{\text{жс}}}{4V_{\text{тр}} + \pi d_{\text{п}}^2 x}, \quad (2.19)$$



$$p_{ш} = \frac{(4Q_{ш} - \pi(d_n^2 - d_{ш}^2)x)E_{ж}}{4V_{тр} + \pi(d_n^2 - d_{ш}^2)x}, \quad (2.20)$$

где Q_n – расход жидкости поступающий в поршневую полость гидроцилиндра; $Q_{ш}$ – расход жидкости поступающий в штоковую полость гидроцилиндра; $E_{ж}$ – объемный модуль упругости жидкости; $V_{тр}$ – объем рабочей жидкости в трубопроводе от гидрораспределителя до гидроцилиндра и в полостях преобразователя скорости перемещение штока гидроцилиндра.

Расход жидкости, поступающий в поршневую полость гидроцилиндра, определяется следующим выражением

$$Q_{цп} = Q_n - Q_{кл} - Q_{упр} - Q_{мзэ}, \quad (2.21)$$

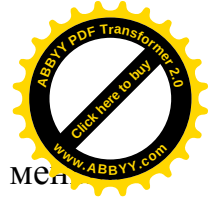
где Q_n – фактический расход жидкости гидронасоса; $Q_{кл}$ – расход жидкости, затрачиваемый на переключение логического клапана; $Q_{упр}$ – расход жидкости, затрачиваемый на включение распределителя управляющего каскада преобразователя; $Q_{мзэ}$ – расход жидкости перетекающий через цилиндрический мембранный запорно-регулирующий элемент.

Расход жидкости гидронасоса определяются рабочим объемом насоса и частотой вращения его вала:

$$Q_{цп} = q n \frac{p_m}{p_n} \eta, \quad (2.22)$$

где q – рабочий объем гидронасоса; n – частота вращения вала гидронасоса; p_m – текущее значение давление жидкости в гидросистеме; p_n – номинальное давление жидкости в гидросистеме; η – к.п.д. гидронасоса.

Для упрощения математической модели процесса работы рассматриваемого преобразователя скорости перемещения штока гидроцилиндра, расходами жидкости, затрачиваемыми на переключение логического клапана «ИЛИ» и гидрораспределителя управляющего каскада



можно пренебречь, так как их значения на несколько порядков меньше значения расхода гидронасоса.

Расход жидкости через цилиндрический мембранный запорно-регулирующий элемент определяется зависимостью

$$Q_{мзэ} = S \mu \sqrt{2(p_{ш} - p_n) / \rho}, \quad (2.23)$$

где S – площадь поперечного сечения канала, образованного при открытии цилиндрического мембранного запорно-регулирующего элемента; ρ – плотность рабочей жидкости; μ – коэффициент расхода жидкости.

Для определения площади поперечного сечения канала, образованного при радиальной деформации цилиндрической мембраны под действием давления жидкости разработана расчетная схема, в которой представлена эпюра действующих сил на мембрану и его эквивалентная схема (рис. 2.7.). В соответствии с представленной расчетной схемой площадь сечения канала, образованного при деформации мембраны определяется диаметром мембраны и радиальным перемещением его середины длины образующей в процессе деформации

$$S = z_m \pi (d_m - z_m), \quad (2.24)$$

где z_m – радиальное перемещение середины длины образующей мембраны при его деформации; d_m – наружный диаметр мембраны.

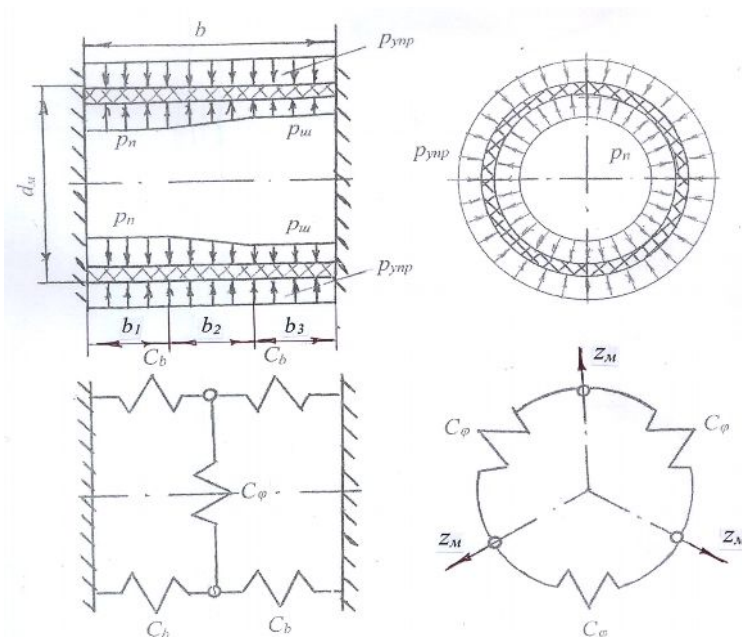


Рис. 2.7. Эпюры действующих сил на цилиндрическую мембрану и его эквивалентная схема

При определении радиального перемещения середины длины образующей для упрощения математической модели можно пренебречь сопротивлением упругих элементов, расположенных по образующей в процессе радиальной деформации мембраны. Такое допущение принято на основании того, что в диапазоне возможных значений радиальных деформаций мембраны, удельный вес сопротивлений от упругих элементов, расположенных по образующей мембраны, на порядок меньше сопротивлений от упругих элементов, расположенных по окружности мембраны в процессе формирования результирующей силы, действующего на мембрану. Поэтому такое допущение не внесет существенных искажений в процесс математического описания, в тоже время существенно упростит математическую модель и процесс его исследования.

Зависимость сопротивления упругих элементов, расположенных по окружности мембраны в процессе ее деформации можно записать в следующем виде

$$F_m = \frac{4 \pi E_m b_m \delta z_m}{d_m - \delta_m}, \quad (2.25)$$



где E_m – модуль упругости материала мембраны; b_m – длина образующей мембраны; δ_m – толщина мембраны; z_m – радиальное перемещение середины образующей мембраны при ее деформации.

Обобщенная сила, действующая на мембрану определяется перепадом давления на ней. При этом, допуская постоянство давления потока жидкости на участках подвода и отвода, обобщенную силу можно записать в виде

$$\sum F = \pi (d_m - \delta) [b_1 p_n + 0,5 b_2 (p_n + p_u) + b_3 p_u - b_m p_{ynp}], \quad (2.26)$$

Приравняв уравнения (9) и (10) между собой получим уравнение равновесия мембраны под действием перепада давления и сопротивления упругих элементов, расположенных по окружности мембраны

$$\frac{4 \pi E b_m \delta_m z_m}{d_m - \delta_m} = \pi (d_m - \delta_m) [b_1 p_n + 0,5 b_2 (p_n + p_u) + b_3 p_u - b_m p_{ynp}] \quad (2.27)$$

Радиальное перемещение середины образующей мембраны в процессе ее деформации определяется перепадом давления и значением обобщенной силы, действующей на мембрану.

$$z_m = \frac{\pi (d_m^2 - 2 d_m \delta_m + \delta_m^2) [b_1 p_n + 0,5 b_2 (p_n + p_u) + b_3 p_u - b_m p_{ynp}]}{4 \pi E b_m \delta} \quad (2.28)$$

Расход жидкости, поступающий в управляющую полость мембраны, определяется зависимостью

$$Q_{ynp} = f_1 \mu \sqrt{2 |p_n - p_{ynp}| / \rho} \operatorname{sign}(p_n - p_{ynp}), \quad (2.29)$$

где f_1 – площадь сечения постоянного дросселя, установленного на гидролинии соединяющий логический клапан «ИЛИ» с управляющей полостью мембраны; p_{ynp} – давление жидкости в управляющей полости мембраны.

Давление жидкости в штоковой полости гидроцилиндра определяется разностью расходов жидкости, вытесняемый из штоковой полости и расходом



жидкости через мембранный запорно-регулирующий элемент и его текущее значение может быть определено решением следующего уравнения

$$p_{\text{цш}} = \frac{\left[\pi (d_{\text{н}}^2 - d_{\text{ш}}^2) x - 4 Q_z \right] E_{\text{ж}}}{\pi (d_{\text{н}}^2 - d_{\text{ш}}^2) x + V_1}, \quad (2.30)$$

где V_1 – объем жидкости в трубопроводах, соединяющих гидрораспределитель с штоковой полостью гидроцилиндра.

Давление жидкости в управляющей полости мембранного запорно-регулирующего элемента определяется решением следующего уравнения

$$p_{\text{упр}} = \frac{(Q_{\text{др}} - Q_p) E_{\text{жс}}}{V_{\text{упр}}}, \quad (2.31)$$

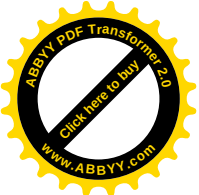
где $V_{\text{упр}}$ – объем управляющей полости мембранного запорно-регулирующего элемента преобразователя скорости перемещение штока гидроцилиндра; $Q_{\text{др}}$ – расход жидкости через постоянный дроссель, установленный на гидрوليнии соединяющий штоковую полость гидроцилиндра с управляющей полостью; Q_p – расход жидкости через двухлинейный двухпозиционный гидрораспределитель.

Расход жидкости через постоянный дроссель определяется площадью сечения дросселя и перепадом давления на нем

$$Q_{\text{др}} = \frac{\pi d_{\text{др}}^2}{4} \mu \sqrt{2 |p_{\text{ш}} - p_{\text{упр}}| / \rho} \operatorname{sign}(p_{\text{ш}} - p_{\text{упр}}), \quad (2.32)$$

где $d_{\text{др}}$ – диаметр сечения постоянного дросселя.

Таким образом, разработанная математическая модель системы управления исполнительным гидроцилиндром при помощи преобразователя скорости перемещения штока позволяет численно исследовать влияние гидравлических и конструктивных параметров преобразователя скорости перемещение штока гидроцилиндра на его статические и динамические



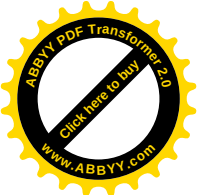
параметры, а также оценить степень повышения эффективности использования мощности гидравлического привода, оснащенного таким гидроаппаратом.

2.4. Заключение по главе 2

1. Разработан принципиально новый гидроаппарат, позволяющий существенно сократить продолжительность цикла и повысить производительность машин и оборудования циклического действия при фиксированном расходе жидкости источника гидравлического питания. Новизна конструкции преобразователя скорости подтверждена несколькими патентами Кыргызской Республики.

2. Плоский и цилиндрический мембранный запорно-регулирующий элемент преобразователя скорости перемещение штока гидроцилиндра как объект управления может быть описано системой алгебраических и дифференциальных уравнений, полученных в процессе математического моделирования.

3. Разработанные математические модели преобразователей скорости перемещение штока гидроцилиндров с плоскими и цилиндрическими мембранными запорно-регулирующими элементами позволяют численно исследовать влияние конструктивных и гидравлических параметров преобразователя на его статические и динамические характеристики.



ГЛАВА 3. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЯ СКОРОСТИ ПЕРЕМЕЩЕНИЕ ШТОКА ГИДРОЦИЛИНДРА

3.1. Методика исследования математической модели преобразователя скорости перемещение штока гидроцилиндра с мембранными запорно- регулирующими элементами

Принципиальная новизна преобразователя скорости перемещение штока гидроцилиндра с мембранными запорно-регулирующими элементами предопределила необходимость комплекса теоретических и экспериментальных исследований [47, 48, 49]. При этом, для значительного сокращения объемов экспериментальных исследований и расширения диапазона варьируемых параметров в процессе исследования была разработана математическая модель преобразователя скорости перемещение штока гидроцилиндра с плоской и цилиндрической мембраной [50, публикации мат. модели].

Целью исследования преобразователя скорости перемещение штока гидроцилиндров с мембранными запорно-регулирующими элементами является установление оптимальных соотношений конструктивных параметров, обеспечивающих требуемые статические и динамические характеристики, определение быстродействия, устойчивости и перерегулирование в зависимости от величины и характера изменения внешней нагрузки на штоке гидроцилиндра.

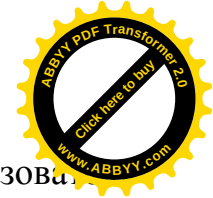
Для исследования математической модели преобразователя скорости перемещение штока гидроцилиндров с мембранными запорно-регулирующими элементами, была разработана специальная программа на языке ТУРБО-ПАСКАЛЬ. Разработанная программа позволяет исследовать систему дифференциальных и алгебраических нелинейных уравнений, описывающих зависимость между геометрическими параметрами преобразователя скорости перемещение штока гидроцилиндра и



гидравлическими (давление, расход и др.) параметрами для получения его оптимальных параметров. [80, 101, 107].

Преобразователь скорости перемещение штока в зависимости от значения расхода жидкости может быть выполнен с плоским или цилиндрическим запорно-регулирующим элементом. При этом структура системы уравнений, описывающих физические процессы, протекающих при работе преобразователя скорости перемещение штока гидроцилиндров, остается одинаковой для обоих типов мембранных запорно-регулирующих элементов. Так математические модели, описывающие физические процессы, протекающие при работе преобразователя скорости перемещение штока гидроцилиндров, как с плоскими, так и с цилиндрическими запорно-регулирующими элементами включает в себя следующие основные уравнения, а именно:

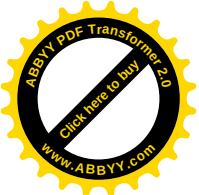
- уравнение динамического равновесия сосредоточенной массы, приведенное к штоку гидроцилиндра, которое управляется при помощи преобразователя скорости перемещение штока;
- уравнение, описывающее изменение движущей силы на штоке гидроцилиндра;
- уравнение, описывающее условие неразрывности потока жидкости в точках их разделения и соединения потока;
- уравнение, описывающее изменение площади сечения канала, образованного при открытии мембранных запорно-регулирующих элементов;
- уравнение, описывающее перемещение мембранного запорно-регулирующего элемента в процессе его деформации;
- уравнение, описывающее изменение давление в управляющих полостях мембранных запорно-регулирующих элементов преобразователя скорости перемещение штока гидроцилиндров.



Методика исследования математической модели преобразователя скорости перемещение штока гидроцилиндров заключается в следующем:

- формирование базы исходных данных, характеризующие геометрические, гидравлические и физические параметры преобразователя скорости перемещение штока гидроцилиндров, начальные условия для возможных режимов его работы;
- определяются параметры, обеспечивающие требуемые статические и динамические характеристики преобразователя скорости перемещение штока гидроцилиндров.

Исходными данными в процессе исследования математических моделей преобразователя скорости перемещение штока гидроцилиндров с плоскими и цилиндрическими мембранными запорно-регулирующими элементами являются: m - приведенная к штоку гидроцилиндра масса; k - коэффициент вязкого сопротивления при перемещении штока гидроцилиндра; F - внешнее сопротивление на штоке гидроцилиндра; $d_{\text{п}}$ - диаметр поршня гидроцилиндра; $d_{\text{ш}}$ - диаметр штока гидроцилиндра; c - коэффициент, учитывающий изменение внешнего сопротивления по мере выдвижения штока гидроцилиндра; $E_{\text{жс}}$ - объемный модуль упругости жидкости; $V_{\text{тр}}$ - объем рабочей жидкости в трубопроводе от гидрораспределителя до гидроцилиндра и в полостях преобразователя скорости перемещение штока гидроцилиндра; q - рабочий объем гидронасоса; n - частота вращения вала гидронасоса; η - к.п.д. гидронасоса; μ - коэффициент расхода жидкости; ρ - плотность рабочей жидкости; R - радиус кривизны мембраны при его деформации; α - угол между образующими сектора при деформации мембраны; d_l - диаметр осевого отверстия на втулке основного каскада преобразователя скорости перемещение штока гидроцилиндра; d_m - диаметр мембраны; C_m - собственная жесткость мембраны; f_l - площадь сечения постоянного дросселя, установленного на гидролинии соединяющий логический клапан «ИЛИ» с



управляющей полостью мембраны; V_I – объем жидкости в трубопроводе, соединяющих гидрораспределитель с штоковой полостью гидроцилиндра; $V_{упр}$ – объем управляющей полости мембранного запорно-регулирующего элемента основного каскада преобразователя скорости перемещение штока гидроцилиндра; $d_{оп}$ – диаметр сечения постоянного дросселя; d_k – диаметр подводящего канала гидрораспределителя управляющего каскада; d_g – диаметр втулки управляющего каскада; c – жесткость пружины гидрораспределителя управляющего каскада; δ – предварительное натяжение пружины.

В качестве рабочей жидкости использовалась – индустриальное масло И-20, которое представлено в исходных данных для расчета объемным модулем упругости и плотностью жидкости.

В отношении рабочей жидкости в процессе расчета были приняты следующие допущения: коэффициент расхода, плотность и объемный модуль упругости рабочей жидкости – величины постоянные, нерастворенный газ в рабочей жидкости отсутствует, температурный режим – установившийся.

В процессе работы преобразователя скорости перемещение штока гидроцилиндра возможны следующие режимы работы: первый режим – рабочие каналы гидрораспределителя управления гидроцилиндром заперты, шток гидроцилиндра зафиксирован; второй режим – давление в гидросистеме меньше давления настройки гидроуправляемого гидрораспределителя и гидроцилиндр подключен к гидрораспределителю его управления по дифференциальной схеме; третий режим – давление в гидросистеме равно или больше давления настройки гидроуправляемого гидрораспределителя и гидроцилиндр подключен к гидрораспределителю его управления по обычной схеме подключения; четвертый режим – гидрораспределитель управления гидроцилиндром переключен в позицию подачи рабочей жидкости из напорной магистрали в штоковую полость гидроцилиндра, в результате которого происходит втягивание штока гидроцилиндра.



В первом режиме работы преобразователя скорости перемещение штока гидроцилиндра выполняется следующее условие

$$Q_n = Q_{cl}, \quad (3.1)$$

где Q_n – расход жидкости, подаваемый гидронасосом; Q_{cl} – расход жидкости, поступающий на слив.

Во втором режиме работы преобразователя расход жидкости, поступающий в поршневую полость гидроцилиндра, из условия неразрывности потока жидкости, описывается уравнением

$$Q_{цп} = Q_n - Q_{кл} - Q_{упр} - Q_{мзэ}, \quad (3.2)$$

где Q_n – фактический расход жидкости гидронасоса; $Q_{кл}$ – расход жидкости, затрачиваемый на переключение логического клапана ИЛИ»; $Q_{упр}$ – расход жидкости, затрачиваемый на включение распределителя управляющего каскада; $Q_{мзэ}$ – расход жидкости, вытесняемый из штоковой полости гидроцилиндра или расход жидкости, перетекающий через мембранный запорно-регулирующий элемент

В третьем режиме работы преобразователя расход жидкости, подаваемый гидронасосом, полностью поступает в поршневую полость гидроцилиндра, а расход жидкости, вытесняемый из штоковой полости, идет на слив. В этом режиме уравнение, описывающее баланс расходов жидкости, из условия неразрывности потока имеет вид

$$Q_{n.n.} = Q_n, \quad (3.3)$$

где $Q_{n.n.}$ – расход жидкости, поступающий в поршневую полость гидроцилиндра; Q_n – расход жидкости, подаваемый гидронасосом.

В четвертом режиме работы преобразователь не участвует в процессе управления штоком гидроцилиндра, и скорость втягивания штока определяется соотношением диаметров штока и поршня гидроцилиндра и значением расхода



жидкости, подаваемым гидронасосом. Баланс расходов в этом режиме рас
преобразователя имеет вид

$$Q_{ш.п.} = Q_n, \quad (3.4)$$

где $Q_{ш.п.}$ – расход жидкости, поступающий в штоковую полость гидроцилиндра;
 Q_n – расход жидкости, подаваемый гидронасосом.

Решение основного дифференциального уравнения, описывающее динамическое равновесие сосредоточенной массы m производится при следующих начальных условиях:

$$x = 0; Q_n = 0; Q_{п.п} = 0; p_{цп} = 0; \dot{p}_{цп} = 0; \dot{p}_{цш} = 0; \quad (3.5)$$

Многократные решения дифференциального уравнения (интегрирование) второго порядка, описывающее динамическое равновесие сосредоточенной массы m , дифференциальных уравнений первого порядка, описывающие изменение значение давление жидкости в соответствующих полостях гидроцилиндра и преобразователя скорости перемещение штока гидроцилиндра, методом Рунге – Кутта, а также системы алгебраических уравнений, описывающие изменение расхода жидкости через соответствующие местные сопротивления позволит определить:

- перемещение и скорость перемещения сосредоточенной массы m ;
- текущее значение давлений жидкости в соответствующих полостях гидроцилиндра и преобразователя, в зависимости от расхода жидкости поступающей или вытекающих из этих полостей;
- перемещение мембраны при его деформации и значение площади канала образованного при деформации мембраны.

В виду того, что математические модели преобразователя скорости перемещение штока гидроцилиндра с плоскими и цилиндрическими мембранными запорно-регулирующими элементами имеют однотипные

уравнения, которые описывают одинаковые устройства и процессы, блок-схема расчета составлена универсальной для плоского и цилиндрического мембранного запорно-регулирующего элемента.

Блок – схема расчета математической модели преобразователя скорости перемещение штока гидроцилиндра представлена на рис. 3.1. Математическая модель преобразователя скорости перемещение штока гидроцилиндра не включает в себя уравнения, описывающие разгрузку гидронасоса в нейтральной позиции гидрорапределителя или предохранения гидросистемы от превышения давления, давления настройки предохранительного клапана, поэтому эти задачи не охвачены математической моделью и при исследовании не рассматривались.

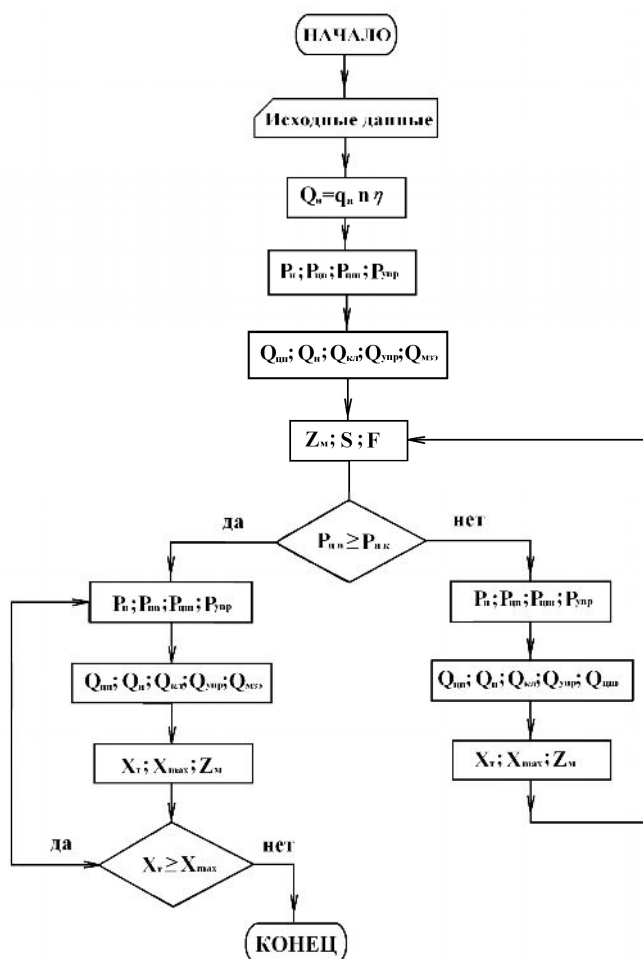
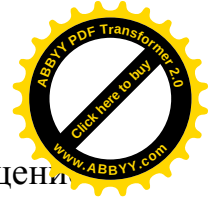
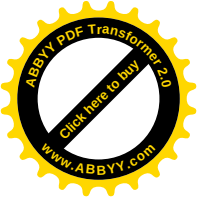


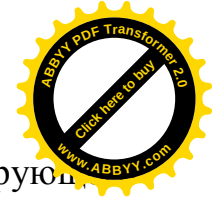
Рис. 3.1. Блок-схема расчета математической модели преобразователя скорости перемещение штока гидроцилиндра



Теоретические исследования преобразователя скорости перемещения штока гидроцилиндра, включающее в себя исследование гидравлических характеристик, к которым относятся динамические и статические характеристики, характеризующие соответственно переходные (изменяющиеся во времени) процессы в динамической системе и установившиеся (не изменяющиеся во времени) процессы. Установившийся процесс характеризуется постоянством внешних возмущений, иначе говоря, постоянством управляющих и возмущающих воздействий. Статические характеристики, определяемые в процессе исследования математической модели, позволяет установить связь между параметром, называемым входным параметром и параметром, который называется выходным. Входным параметром преобразователя скорости перемещение штока гидроцилиндра является давление жидкости в гидросистеме, изменение которого вызывает изменение выходной величины, а именно изменению расхода жидкости через управляющий гидрораспределитель, а это, в свою очередь, приводит к изменению давления жидкости в управляющей полости мембранного запорно-регулирующего элемента. [97, 98, 104].

В процессе исследования математической модели преобразователя скорости перемещение штока гидроцилиндра получены следующие основные статические характеристики, которые отображаются зависимостями между:

- давлением в управляющей полости мембранного запорно-регулирующего элемента и его деформацией при фиксированном значении жесткости материала мембраны;
- деформацией мембранного запорно-регулирующего элемента и перепадом давления при фиксированном значении жесткости материала мембраны;
- расходом жидкости и перепадом давления на мембранном запорно-регулирующем элементе при фиксированном значении деформации мембраны;



- собственной жесткостью мембранного запорно-регулирующего элемента и его деформацией при фиксированном значении перепада давления;
- расходом жидкости через мембранный запорно-регулирующий элемент и его деформацией при постоянном значении перепада давления на гидроцилиндре (расходная статическая характеристика);
- давлением на гидроцилиндре и деформацией на мембранном запорно-регулирующем элементе при постоянном расходе (перепадная статическая характеристика);
- расходом жидкости через мембранный запорно-регулирующий элемент и давлением в гидросистеме при фиксированном значении деформации мембраны (расходно-перепадная статическая характеристика).

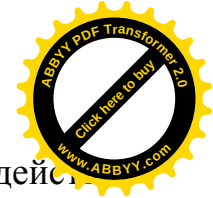
В процессе работы гидравлического привода, как и любого другого привода под воздействием управляющих и возмущающих сил возникают переходные процессы. При этом качество работы гидравлического привода в переходных процессах оценивается динамическими свойствами системы регулирования, такими характеристиками как точность, устойчивость, качество регулирования, и другие. [50, 51, 110, 113]

Точность процесса регулирования устанавливается по типу динамического звена и соответственно по виду переходного процесса.

Устойчивость динамического звена – это свойство системы, выведенной из состояния равновесия внешним возмущающим воздействием, возвращаться к состоянию равновесия после снятия этого возмущающего воздействия.

Показателем качества управления называется максимальное отклонение выходной величины при переходном процессе, вид этого процесса и время, за которое выходная величина достигает заданного значения.

В процессе исследования динамических характеристик любой системы необходимо получить переходные процессы движения и определить влияние различных факторов на характер переходного процесса. Для получения переходных процессов обычно применяется активный метод исследования,

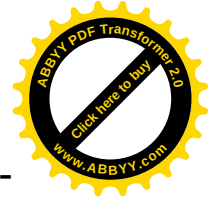


закключающееся в использовании в качестве типового входного воздействия единичное ступенчатое воздействие или гармонический сигнал, определенной амплитуды и частоты [52, 53, 115, 117, 118].

При исследовании динамических характеристик преобразователя скорости перемещение штока гидроцилиндра в качестве типового возмущающего воздействия использовалась единичная ступенчатая функция, которая является частой реализацией возможного случайного процесса в реальных условиях работы. Единичная ступенчатая функция, используемая в качестве возмущающего воздействия, представляет собой мгновенное изменение величины входного воздействия на единицу. В результате такого единичного воздействия, получаемый переходной процесс на выходе звена характеризует переходную функцию, которая в свою очередь характеризует динамические свойства исследуемой системы.

Полученные результаты в процессе исследовании математической модели преобразователя скорости перемещение штока гидроцилиндра, позволили установить диапазоны варьируемых параметров системы и сгруппировать геометрические и гидравлические параметры, входящие в математическую модель, на существенные и не существенные. Например, выявлено, что на характер переходного процесса существенное влияние оказывает жесткость материала цилиндрической мембраны, в тоже время этот параметр меньшее влияние оказывает для плоской мембраны. Это связано с тем, что при одинаковом значении деформации плоской и цилиндрической мембраны, у цилиндрической мембраны образующая подвергается большему удлинению, чем у плоской мембраны.

Таким образом, разработанная методика расчета и исследования математической модели преобразователя скорости перемещение штока гидроцилиндра позволит решить задачи его синтеза и анализа, с целью определения оптимальных соотношений параметров, для любых типоразмеров преобразователя и разработать им инженерную методику расчета определения основных параметров.



3.2. Статические характеристики мембранных запорно-регулирующих элементов преобразователя скорости перемещение штока гидроцилиндра

Основным элементом, определяющим эффективность работы преобразователя скорости перемещение штока гидроцилиндра, является мембранный запорно-регулирующий элемент, поэтому изучение зависимости перемещение мембраны под действием управляющих и возмущающих воздействий в процессе исследования математической модели преобразователя скорости перемещение является первостепенной задачей. В процессе математического моделирования преобразователя скорости перемещение штока гидроцилиндра, мембранные запорно-регулирующие элементы были приняты без инерционными, поэтому их движение были описаны алгебраическими уравнениями (2.8) и (2.28). Эти уравнения описывают зависимость перемещение мембран под действием управляющих и возмущающих воздействий, а также собственной жесткости мембраны.

К основным статическим характеристикам мембранного запорно-регулирующего элемента относится зависимости, которые отражают влияние управляющего или возмущающего давлений на значение деформации мембраны. При исследовании статических характеристик гидравлических устройств зависимость одних параметров от других удобно представлять в безразмерном (универсальном) виде, значение которых определяются как отношение текущего значения параметра к его максимально возможному значению.

Зависимость изменения площади канала, по которой сообщаются входной и выходной каналы от перемещения разных видов запорно-регулирующих элементов в безразмерном виде представлена на рис. 3.2. Как видно из представленных графиков у цилиндрического мембранного запорно-регулирующего элемента зависимость изменения площади канала от перемещения мембраны при его деформации имеет определенную

нелинейность (кривая 1). В случае использования в качестве запорно-регулирующего элемента плоской мембраны зависимость площади канала от перемещения мембраны становится линейной (прямая 2). В связи с этим при небольших значениях расхода жидкости (до 50 л/мин) предпочтительнее использование плоских мембранных запорно-регулирующих элементов. В этом же графике для сравнения приведена эта же зависимость для реального золотникового запорно-регулирующего элемента (прямая 3). Из представленного графика видно, что золотниковый запорно-регулирующий элемент имеет зону нечувствительности. Что касается мембранных запорно-регулирующих элементов, то у них отсутствует зона нечувствительности и их характеристики становятся как у идеального запорно-регулирующего элемента. Поэтому мембранные запорно-регулирующие элементы обладают более высоким пределом чувствительности к управляющему сигналу.

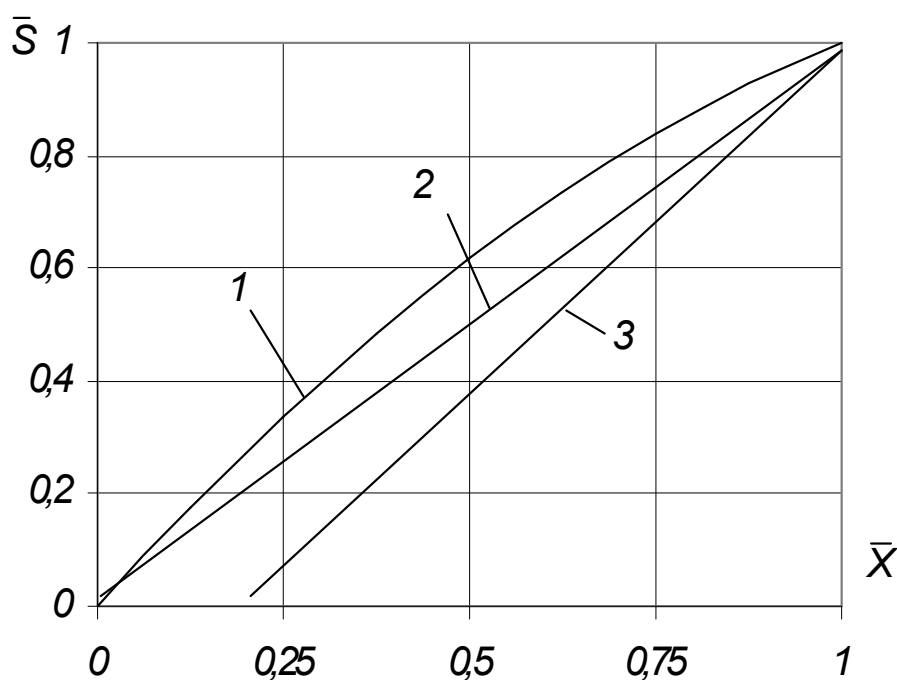


Рис 3.2. Зависимость площади канала, образованного при деформации мембранного запорно-регулирующего элемента

К основным статическим характеристикам мембранных запорно-регулирующих элементов, используемых в гидроаппаратах, относятся: [54, 88, 93].

- гистерезис характеристик мембраны, определяемый временными и постоянными остаточными деформациями;
- упругие характеристики, представляющие собой зависимость между нагрузкой и линейным перемещением в процессе деформации;
- зависимость упругих характеристик мембраны от температуры рабочей жидкости;
- прочностные характеристики мембраны.

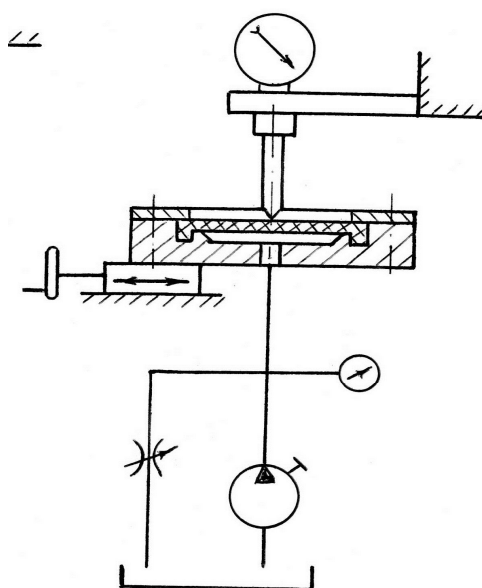


Рис. 3.3. Установка для определения статических характеристик плоского мембранного запорно-регулирующего элемента

Для определения статических характеристик плоских и цилиндрических мембран было разработано и изготовлено специальное устройство, позволяющее фиксировать отклонение образующей мембраны при его

деформации от первоначального положения. На рис. 3.3 представлена схема устройства для определения статической деформации плоской мембраны, а на рис. 3.4. изображена схема устройства для определения статической деформации цилиндрической мембраны. В процессе эксперимента отклонение образующих измерялась при помощи индикатора часового типа по касанию с мембраной, при этом обеспечивалось точность замера в пределах 0,03 мм. Давление под мембраны подавалось ручным гидронасосом, а значение давления жидкости регулировалось манометром при помощи регулируемого дросселя. Перемещение корпуса, на которых закреплены мембраны относительно неподвижного индикатора осуществлялось при помощи суппорта токарно-револьверного станка с точностью 0,03 мм.

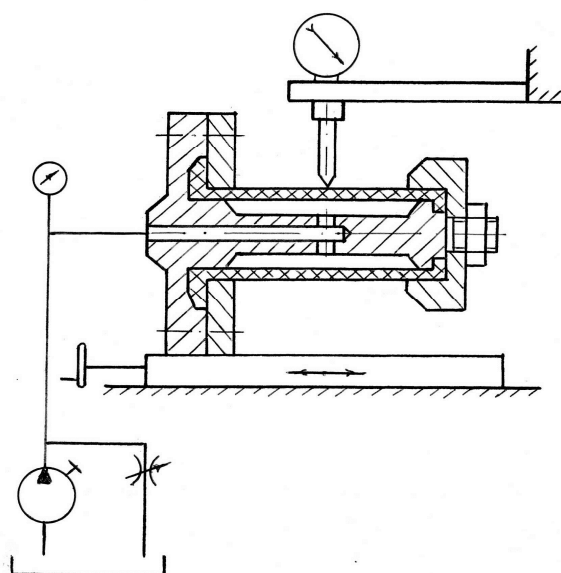
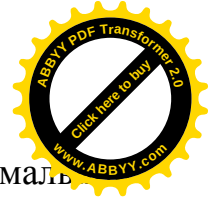
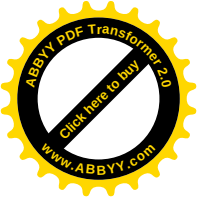


Рис. 3.4. Установка для определения статических характеристик цилиндрического мембранного запорно-регулирующего элемента

Определение влияния геометрических параметров мембраны на величину ее деформации проводились при фиксированных значениях подаваемого под мембрану давления. Для универсальности в безразмерных координатах на рис. 3.5. представлена зависимость изменение характера деформация мембраны по длине образующей. По оси абсцисса отложено отношение текущей координаты к общей длине деформируемой части мембраны, а по оси ординат отложено



отношение деформации мембраны в точке с координатами x к максимальной деформации мембраны.

Обработка результатов замера деформации цилиндрической мембраны под действием давления жидкости, действующего изнутри показывает, что образующая деформированной мембраны может быть описана радиусом, значение которого можно аппроксимировать уравнением.

$$R = \frac{4 y_{\max}^2 + \ell_m^2}{4 y_{\max}^2}, \quad (3.6.)$$

где $y_{\max}$ - максимальная деформация мембраны; ℓ_m - длина деформируемой части цилиндрической мембраны;

Аналогично цилиндрической мембране, обработка результатов замеров аксиальной деформации плоской мембраны при фиксированных значениях управляющего давления показывает, что деформированная плоская мембрана образует шаровой сегмент с радиусом, значение которого может быть аппроксимировано зависимостью

$$R = \frac{4 z^2 + d_m^2}{8 z}, \quad (3.7.)$$

где z - величина деформации в центре мембраны; d_m - диаметр плоской мембраны.

По результатам обработки замеров были установлены зависимости наибольшей деформации цилиндрической мембраны от длины ее деформируемой части при фиксированных значениях давления действующего изнутри мембраны. Перекрытие мембранного цилиндрического запорно-регулирующего элемента при отсутствии возмущающего воздействия происходит при управляющем давлении от 0,05 до 0,112 МПа. В качестве примера на рис. 3.5 представлены некоторые из полученных зависимостей наибольшей деформации цилиндрической мембраны от длины деформируемой

части при фиксированных значениях управляющего давления цилиндрической мембраны диаметром 30 мм и толщиной стенки 3 мм.

Одним из основных статических характеристик мембранных запорно-регулирующих элементов являются упругие характеристики мембраны. Упругие характеристики плоской мембраны определяются только жесткостью упругих элементов, расположенных по образующей мембраны, а цилиндрической мембраны определяются жесткостью упругих элементов, расположенных вдоль образующей и по окружности.

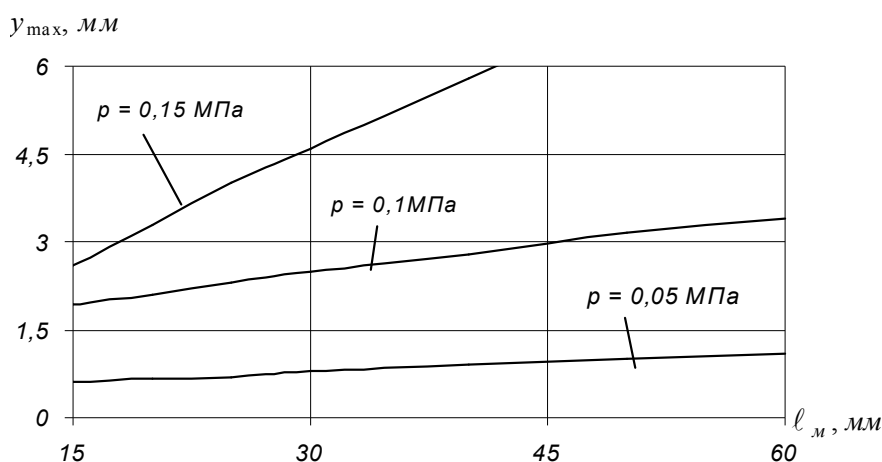


Рис. 3.5. Зависимость наибольшей деформации цилиндрической мембраны от длины ее деформируемой части

В процессе исследования математической модели преобразователя скорости перемещение штока гидроцилиндра с мембранными запорно-регулирующими элементами необходимы данные о жесткости упругих элементов, расположенных по образующей и по окружности мембраны. Жесткость упругих элементов резинотехнических элементов может быть определен либо экспериментально, путем вырезания полос определенного поперечного сечения и растягивания их замера усилия растяжения, либо через расчетным путем исходя их характеристик материала мембраны. На рис. 3.6. представлены некоторые результаты по определению жесткости материала

мембраны при разной площади поперечного сечения и длине от относительной деформации.

Из представленных зависимостей (рис. 3.6) видно, что жесткость материала мембраны определяется размерами поперечного сечения и длиной деформируемого участка мембраны. Для получения обобщенных о жесткости материала мембраны, необходимо значение, полученные при растяжении разделить на площадь поперечного сечения образца. В результате этого можно получить данные о удельной жесткости материала из которого изготовлена мембрана или же жесткость приходящаяся на единицу площади сечения испытываемого образца материала мембраны.

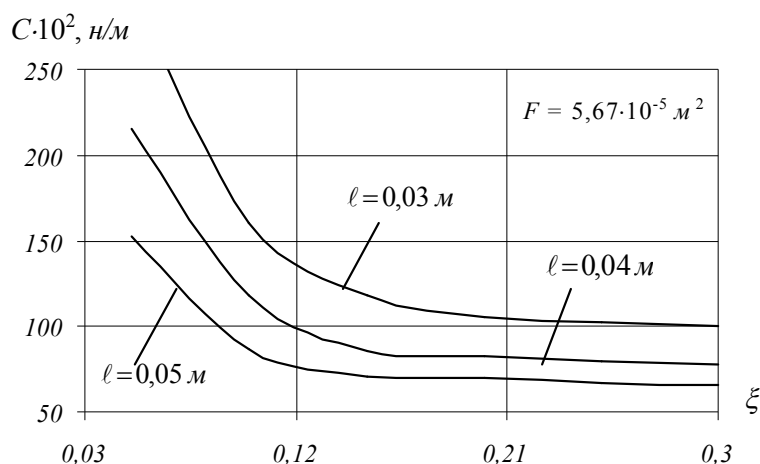


Рис. 3.6. Зависимость жесткости мембраны от относительной деформации

Для фиксированной длины деформируемого участка мембраны удельная жесткость материала мембраны позволяет расчетным путем определить жесткость материала мембраны любого сечения при такой длине. На рис. 3.7. представлены зависимости удельной жесткости материала мембраны от относительной деформации при разных длинах образца. Если необходимо данные об объемной жесткости, то удельную жесткость необходимо умножить на длину испытываемого образца материала мембраны, в результате чего получим модуль упругости материала мембраны.

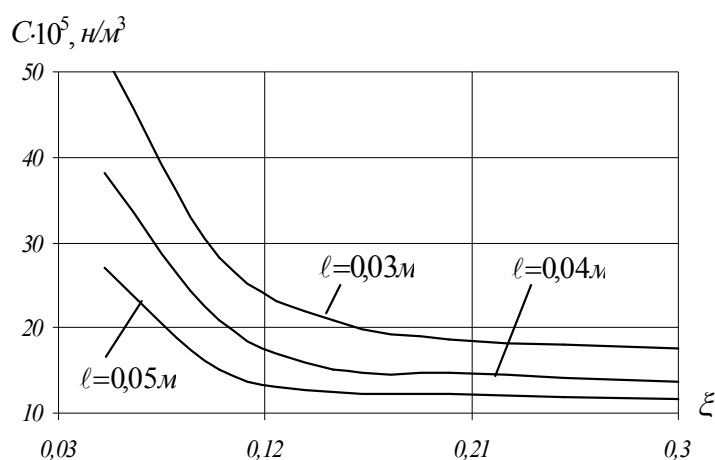


Рис. 3.7. Зависимость удельной жесткости мембраны от относительной деформации

Наряду с упругими характеристиками мембранных запорно-регулирующих элементов, их прочностные характеристики являются также определяющими при оценке надежности работы преобразователя в целом. Анализ работ по оценке прочностных характеристик мембраны показывает, что для определения известны эмпирические зависимости сопротивления мембраны гидравлическому пробою от площади отверстия на ограничивающей поверхности перемещение и толщины самой мембраны [54, 81, 91,]. Известная зависимость по определению сопротивления мембраны гидравлическому пробою имеет вид.

$$p_n = a d^c \delta^k, \quad (3.8)$$

где a – коэффициент, характеризующий сопротивление гидравлическому пробою материала мембраны в условиях двухосной неоднородной деформации при испытании на продавливание образца толщиной 1 мм через ячейку размером 1x1 мм и радиусом притупления 0,15 мм; d – диаметр отверстия на поверхности, ограничивающей перемещение мембраны; δ – толщина мембраны; c – относительное изменение величины давления на единицу диаметра отверстия; p_n – сопротивление гидравлическому пробою мембраны; k – относительное изменение величины давления на единицу толщины мембраны.

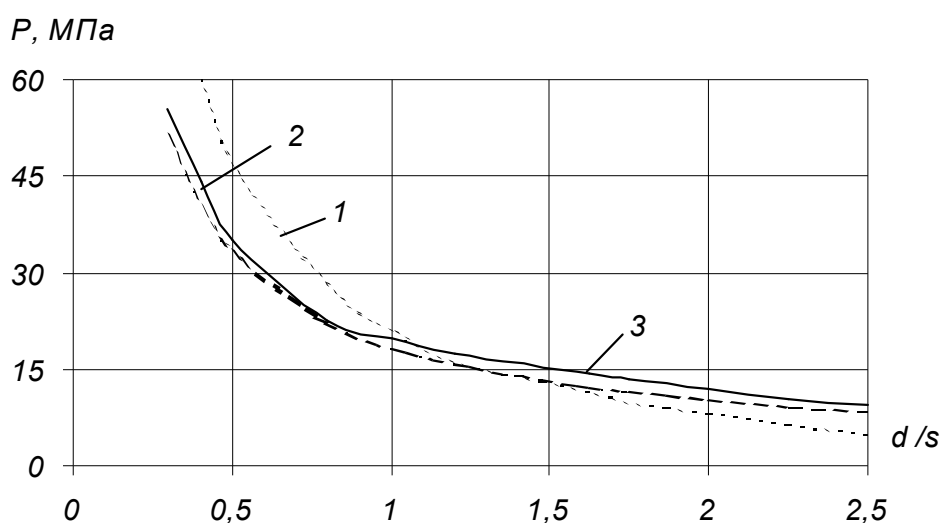


Рис. 3.8. Зависимость сопротивления гидравлическому пробою мембраны от соотношения диаметра отверстия к толщине мембраны

Сопротивление гидравлическому пробою для разных значений диаметра отверстий и толщины мембраны, полученные расчетным путем с использованием уравнения (3.8), представлены на рис. 3.8. (кривая 1). Для этих же значений диаметра отверстий на ограничивающей перемещение мембраны поверхности к толщине мембраны были определены сопротивление гидравлическому пробою мембраны экспериментально на специальном устройстве. Принципиальная схема устройства для экспериментального определения сопротивления мембраны гидравлическому пробою изображена на рис. 3.9. Устройство включает в себя корпус в которой крышкой прижимается испытываемая мембрана. При этом с одной стороны мембраны подается жидкость под давлением из ручного гидронасоса, а с другой стороны мембраны

устанавливается сменная шайба с калиброванным отверстием. Давление жидкости подаваемого под испытываемую мембрану контролируется и регулируется, соответственно, манометром и регулируемым дросселем. Результаты экспериментальных исследований по определению сопротивления мембраны гидравлическому пробою представлены на рис. 3.8. (кривая 2).

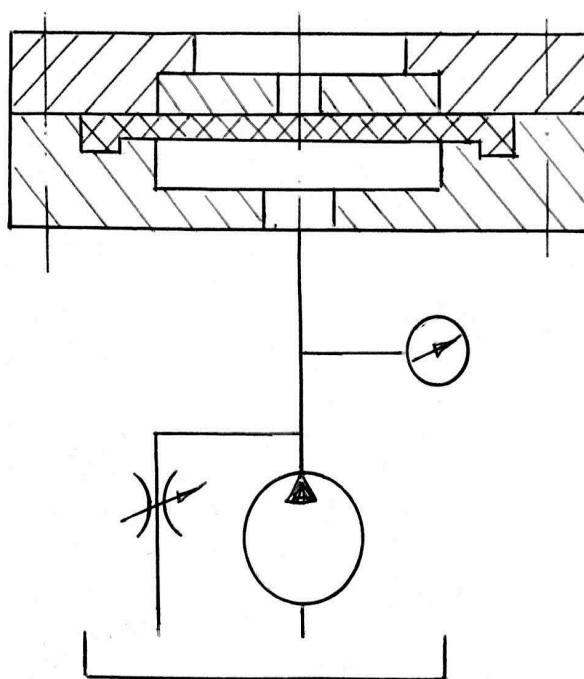
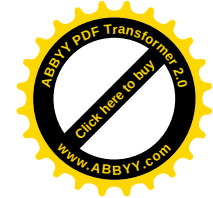
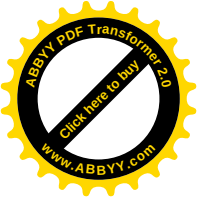


Рис. 3.9. Принципиальная схема устройства для испытания мембраны на сопротивление гидравлическому пробою

Оценка соответствия расчетных и экспериментальных данных показывает, что расчетные данные, полученные по уравнению (3.8) имеют расхождение, которое увеличивается с уменьшением отношения диаметра отверстия к толщине мембраны. Кроме того для расчета сопротивления гидравлическому пробою по эмпирическому уравнению (3.8) необходимо для каждого вида материала мембраны на основе обработки экспериментальных данных определять значения коэффициентов уравнения. В связи с этим на основе обработки результатов экспериментальных исследований предложено более простое эмпирическое уравнение



$$p_n = a \left(\frac{d}{s} \right)^{-\frac{m}{n}} \quad (3.9)$$

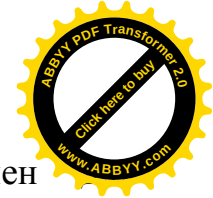
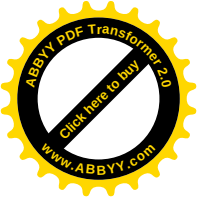
Где a - постоянный коэффициент; d -диаметр отверстия на ограничивающей перемещение мембраны поверхности; s -толщина мембраны; m/n -показатель степени.

Расчетные данные сопротивления гидравлическому пробою для тех же исходных данных, которые были использованы при расчете по уравнению (3.9) и при экспериментальных исследованиях представлены на рис.3.8. (кривая 3). Из представленных графиков видно, что наибольшую сходимость теоретических и экспериментальных результатов сопротивления гидравлическому пробою мембраны имеют данные полученные по уравнению (3.9) Уравнение (3.9) проще, чем уравнение (3.8) и удобно для практического применения.

Оценка соответствия экспериментальных и расчетных данных по сопротивлению мембраны гидравлическому пробою показывает, что полученные результаты имеют удовлетворительную сходимость, которое наглядно видно из представленных графиков на рис. 3.9.

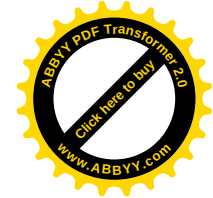
Таким образом, проведенные теоретические и экспериментальные исследования плоских и цилиндрических мембранных запорно-регулирующих элементов позволили установить основные статические характеристики и сделать следующие выводы:

- для мембран максимально допустимое давление определяется соотношением между диаметром отверстия на ограничивающей перемещение мембраны поверхности и толщины мембраны;
- упругие характеристики мембраны в основном определяются его относительной деформацией, длиной деформируемой части, модулем упругости при растяжении материала мембраны и управляющего давления;



- собственная жесткость плоской мембраны недостаточен гарантированного перекрытия рабочих каналов, поэтому необходима установка дополнительного прижимающего упругого элемента или изготовление плоской мембраны вогнутым или выпуклым.

Рассмотренные выше статические характеристики характеризуют работу мембранных запорно-регулирующих элементов в установившемся режиме работы. В тоже время, в процессе работы преобразователя скорости перемещение штока гидроцилиндра, под действием управляющих и возмущающих воздействий установившейся режим нарушается и возникает переходной процесс. Характер протекания переходного процесса как раз характеризуют динамические возможности преобразователя скорости перемещение штока гидроцилиндра. В виду того, что при математическом моделировании мембранного запорно-регулирующего элемента преобразователя скорости перемещение штока гидроцилиндра, мембрана была принята без инерционным, и описана алгебраическим уравнением, поэтому оценка динамических характеристик преобразователя скорости перемещение штока гидроцилиндра производилась экспериментально по переходным процессам изменения давления в гидравлической системе гидроцилиндром.



3.3. Заключение по главе 3

1. Мембранные запорно-регулирующие элементы не имеют зоны нечувствительности к управляющему воздействию и по быстродействию значительно опережают традиционные жесткие запорно-регулирующие элементы.

2. Для мембран максимально допустимое давление определяется соотношением между диаметром отверстия на ограничивающей перемещение мембраны поверхности и толщины мембраны;

3. Мембранные запорно-регулирующие элементы в гидроаппаратах систем гидравлического управления технологичны в изготовлении и обладают высокой ремонтопригодностью.

4. Собственная жесткость плоских мембранных запорно-регулирующих элементов недостаточен для гарантированного перекрытия рабочих каналов, поэтому должна быть предусмотрена установка дополнительного упругого элемента, прижимающее мембрану при отсутствии управляющего давления или плоская мембрана должна быть вогнутым, либо выпуклым.



ГЛАВА 4. ИНЖЕНЕРНАЯ МЕТОДИКА РАСЧЕТА И ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЯ СКОРОСТИ ПЕРЕМЕЩЕНИЕ ШТОКА ГИДРОЦИЛИНДРА

4.1. Инженерная методика расчета основных параметров преобразователя скорости перемещение штока гидроцилиндра

Принципиальная новизна конструкции и принципа действия преобразователя скорости перемещение штока гидроцилиндра обуславливает необходимость разработки инженерной методики расчета по определению основных конструктивных и гидравлических параметров преобразователя. При этом инженерная методика расчета разрабатывается для заданного типоразмера исполнительного гидроцилиндра, параметров источника гидравлического питания и с учетом характерных особенностей работы гидросистемы, в систему управления которого устанавливается преобразователь скорости перемещение штока. [79, 82, 83, 84].

Основой для разработки инженерной методики расчета основных параметров преобразователя являются результаты теоретических и экспериментальных исследований преобразователя с плоскими и цилиндрическими запорно-регулирующими элементами.

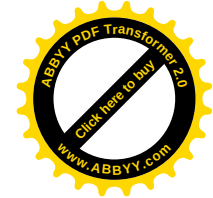
Исходными данными для расчета и проектирования преобразователя скорости штока гидроцилиндра с мембранными запорно-регулирующими элементами являются:

Q_n – номинальный расход жидкости для которого проектируется преобразователь;

p_n – номинальное давление жидкости в гидросистеме;

Q_{max} – максимальный расход жидкости через преобразователь;

Q_{max} – минимальный поток жидкости при котором происходит перекрытие мембранного запорно-регулирующего элемента;



p_{max} – максимальное давление жидкости в гидросистеме;

p_{min} – минимальное давление жидкости в гидросистеме, при котором происходит перекрытие мембранного запорно-регулирующего элемента;

p_n – давление настройки преобразователя, при которой происходит переключение исполнительного гидроцилиндра из дифференциальной схемы подключения к источнику гидравлического питания в обычную;

d_n – диаметр поршня исполнительного гидроцилиндра;

$d_{ш}$ – диаметр штока исполнительного гидроцилиндра;

$x_{ш}$ – максимальный ход штока исполнительного гидроцилиндра;

x_1 – ход штока исполнительного гидроцилиндра при дифференциальной схеме подключения к источнику гидравлического питания;

x_2 – ход штока исполнительного гидроцилиндра при обычной схеме подключения к источнику гидравлического питания;

w_{max} – максимальная частота возможного переключения преобразователя.

Определение основных параметров преобразователя в рамках инженерной методики расчета производится в следующей последовательности:

1. Для определения максимально допустимой скорости течения рабочей жидкости в напорных и сливных каналах преобразователя в зависимости от номинального давления жидкости можно воспользоваться таблицей 1 [73]

Таблица 1

P_n , МПа	0,3	0,5	1,0	2,5	5,0	10,0	15,0	20,0
V_n , м/с	1,0	1,25	1,6	2,5	3,75	5,55	6,75	7,5
$V_{сл}$, м/с	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0



2. По максимальному расходу и допустимой скорости потока жидкости определяем наименьшую площадь поперечного сечения основных внутренних каналов преобразователя.

а) внутренние напорные каналы преобразователя
$$S_{\kappa} = \frac{Q_{\max}}{V_n}. \quad (4.1)$$

где $Q_{\max}$ – максимальный расход жидкости через внутренние напорные каналы преобразователя; V_n – скорость течения рабочей жидкости через внутренние напорные каналы преобразователя.

б) внутренние сливные каналы преобразователя
$$S_{\kappa} = \frac{Q_{\max}}{V_{сл}}. \quad (4.2)$$

В случае, когда внутренние каналы преобразователя могут использоваться как напорные, так и сливные, при расчете площади поперечного сечения значение скорости течения жидкости принимается как в сливных каналах.

3. При известном значении площади поперечного сечения основного канала преобразователя его диаметр можно определить следующей зависимостью

$$d = \sqrt{\frac{4 S_{\kappa}}{\pi}}. \quad (4.3)$$

4. В конструкции преобразователя одним из основных элементов, определяющего эффективность работы преобразователя в целом, является мембранное запорно-регулирующее устройство. В зависимости от значения расхода жидкости через мембранный запорно-регулирующий элемент конструкция мембраны может быть плоским или цилиндрическим.

По результатам исследований мембранных запорно-регулирующих элементов [37] установлено, что с точки зрения конструктивной реализации при изменении расхода жидкости основного потока в диапазоне до 50 л/мин, целесообразнее использование плоского мембранного запорно-регулирующего элемента, а при расходе жидкости более 50 л/мин необходимо использование



цилиндрического мембранного запорно-регулирующего элемента. В связи с этим в инженерной методике расчета рассмотрим обе случая.

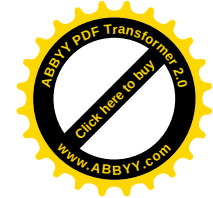
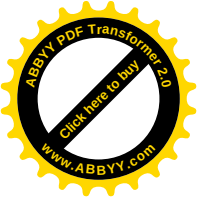
5. В случае, когда расход жидкости в гидросистеме составляет менее 50 л/мин, для определения параметров плоского мембранного запорно-регулирующего элемента можно воспользоваться зависимостью (2.7), устанавливающей зависимость площади поперечного сечения канала, образованного при деформации плоской мембраны от его геометрических параметров. В тоже время уравнение (2.7) представляет собой достаточно сложное, не поддающееся упрощению уравнение, поэтому без ущерба точности результатов, это уравнение может быть упрощено, если площадь поперечного сечения канала, образованного при деформации плоской мембраны и сообщающего входной и выходной каналы мембранного запорно-регулирующего элемента принять, не как боковую поверхность усеченного конуса, а как боковую поверхность цилиндра. При этом результаты расчетов отличаются на лишь 8 – 10 %, в тоже время при рассмотрении площади поперечного сечения канала как боковая поверхность цилиндра, существенно упрощаются расчеты.

Уравнение (2.7) при рассмотрении площади поперечного сечения канала, образованного при деформации плоской мембраны как боковая поверхность цилиндра примет вид

$$S_{n.m} = z_{n.m} \pi d_k \quad (4.4)$$

где d_k – диаметр внутренних основных каналов преобразователя; $z_{n.m}$ – перемещение середины плоской мембраны при его открытии.

6. При известном значении диаметра внутренних основных каналов преобразователя d_k , приравняв площадь поперечного сечения основного канала с площадью поперечного сечения канала, образованного при открытии плоского мембранного запорно-регулирующего элемента и решив относительно z_l максимально необходимую деформацию середины плоской мембраны для обеспечения требуемого расхода жидкости через плоский мембранный запорно-регулирующий элемент.



$$z_n = \frac{S_{n..M}}{\pi d_{\kappa}} \quad (4.5)$$

7. В случае использования цилиндрического мембранного запорно-регулирующего элемента площадь поперечного сечения канала, образованного при открытии цилиндрического мембранного запорно-регулирующего элемента можно определить решением следующего уравнения

$$S_{ц..м} = z_{ц..м} \pi (d_{ц..м} - z_{ц..м}) \quad (4.6)$$

где $z_{ц..м}$ – перемещение середины образующей цилиндрической мембраны при открытии мембранного запорно-регулирующего элемента; $d_{ц..м}$ – внутренний диаметр цилиндрической мембраны.

8. При известном значении площади поперечного сечения канала, образованного при открытии цилиндрического мембранного запорно-регулирующего элемента, решив уравнение (4.6), преобразованное в квадратное уравнение относительно $z_{ц..м}$, определим диапазон перемещения середины образующей цилиндрической мембраны при его открытии.

$$\pi z_{ц..м}^2 - \pi d_{ц..м} z_{ц..м} + S_{ц..м} = 0 \quad (4.7)$$

9. Объем управляющей полости плоского мембранного запорно-регулирующего элемента при известном значении перемещения мембраны при его открытии можно определить следующим выражением

$$V_{ц..м} = \pi d_{н..м} z_{н..м} \quad (4.8)$$

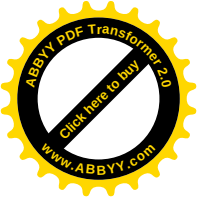
где $d_{н..м}$ – диаметр плоской мембраны;

10. Объем управляющей полости цилиндрического мембранного запорно-регулирующего элемента при его открытии определяется выражением

$$V_{ц..м} = \pi (d_{ц..м} + \delta_{ц..м})^2 l_{ц..м} \quad (4.9)$$

где $\delta_{ц..м}$ – толщина цилиндрической мембраны; $l_{ц..м}$ – длина образующей цилиндрической мембраны.

11. Диаметры внутренних управляющих каналов определяются с одной стороны с точки зрения обеспечения необходимого расхода жидкости, а с другой стороны обеспечения компактности гидроаппарата, путем минимизации



поперечного сечения управляющих каналов. Площадь поперечного сечения внутренних управляющих каналов, отвечающих вышеуказанным требованиям можно определить следующим выражением

$$S_{ynp} = (0,1 - 0,12)S_k \quad (4.10)$$

где S_k – площадь поперечного сечения внутреннего управляющего канала;
 S_k – площадь поперечного сечения основного внутреннего канала.

4.2. Производственные испытания прессового оборудования для производства строительных изделий с преобразователем скорости перемещение штока прессующего гидроцилиндра

По результатам проведенных теоретических и экспериментальных исследований разработано и создано экспериментальный образец преобразователя скорости перемещение штока гидроцилиндра с цилиндрическими запорно-регулирующими элементами. Испытание экспериментального образца преобразователя проводилась в лабораторных условиях и в производственных условиях на прессовом оборудовании для производства крупноформатных стеновых строительных блоков. [120, 122].

При разработке технической документации на изготовление преобразователя скорости перемещения штока гидроцилиндра, были приняты следующие параметры гидравлического привода и параметры прессующего гидроцилиндра для которого разрабатывался преобразователь скорости перемещение штока:

- номинальный расход жидкости – 75 л/мин;
- номинальное давление в гидросистеме – 10 МПа;
- давление настройки преобразователя, при которой происходит переключение с дифференциальной схемы подключения в обычную схему подключения прессующего гидроцилиндра – 8,5 – 9,0 МПа;
- диаметр поршня прессующего гидроцилиндра оборудования для производства крупноформатных стеновых строительных блоков – 0,2 м;



- диаметр штока прессующего гидроцилиндра оборудования производства крупноформатных стеновых строительных блоков – 0,07 м;
- ход штока прессующего гидроцилиндра оборудования для производства крупноформатных стеновых строительных блоков – 0,4 м;
- ход штока прессующего гидроцилиндра в режиме дифференциального подключения к гидравлическому приводу – $0,3 \div 0,35$ м;
- ход штока прессующего гидроцилиндра в обычном режиме подключения к гидравлическому приводу – 0,05 – 0,1 м;

В соответствии с приведенными выше параметрами гидравлического питания и параметрами прессующего гидроцилиндра оборудования по производству крупноформатных стеновых строительных блоков, была разработана техническая документация на изготовление экспериментального образца преобразователя скорости перемещение штока прессующего гидроцилиндра с цилиндрическими запорно-регулирующими элементами. По разработанной технической документации в Инженерном центре «Шакирт» института Машиноведения Национальной академии наук Кыргызской Республики изготовлен экспериментальный образец преобразователя скорости перемещение штока для прессующего гидроцилиндра оборудования по производству крупноформатных стеновых строительных блоков.

Общий вид экспериментального образца преобразователя скорости перемещение штока прессующего гидроцилиндра в сборе представлен на рис. 4.1., а рис. 4.2. и рис. 4.3. показаны установка и подключение преобразователя прессующему гидроцилиндру оборудования по производству крупноформатных строительных блоков.



Рис.4.1 Общий вид преобразователя скорости перемещение штока гидроцилиндра в сборе.



Рис. 4.2. Крепление и подключение преобразователя скорости перемещение штока прессующего гидроцилиндра



Рис. 4.3. Общий вид прессового оборудования для производства крупноформатных строительных изделий с преобразователя скорости перемещение штока гидроцилиндра.

Основными задачами испытаний экспериментального образца преобразователя скорости перемещение штока прессующего гидроцилиндра являлись:

- проверка работоспособности и реализуемости заложенных принципов управления при разработке преобразователя скорости перемещение штока прессующего гидроцилиндра в лабораторных условиях;
- проверка и оценка соответствия результатов, полученных при теоретических исследованиях с результатами, полученными при производственных испытаниях.

Проверка работоспособности и реализуемости заложенных принципов преобразователя производилась в лабораторных условиях путем подключения гидроцилиндра к лабораторной гидравлической насосной станции через экспериментальный образец преобразователя скорости перемещение штока

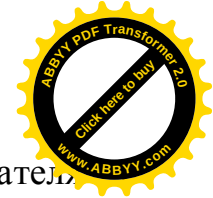


прессующего гидроцилиндра. При этом, основными задачами лабораторных испытаний являлась проверка работы преобразователя в режиме дифференциального подключения гидроцилиндра к источнику гидравлического привода и переключения в его обычный режим подключения при достижении давления в гидросистеме, давления настройки преобразователя.

Для создания необходимой нагрузки на штоке гидроцилиндра и соответственно давления в его поршневой полости, использовались две упругие элементы (пружины) растяжения, установленные вдоль оси гидроцилиндра и связывающие шток и корпус гидроцилиндра между собой. В результате такой связи штока гидроцилиндра с его корпусом, по мере выдвижения штока и растяжения упругих элементов увеличивалась нагрузка на шток и значение давления в поршневой полости. При достижении значения давления жидкости в поршневой полости гидроцилиндра, давления настройки преобразователя скорости перемещение штока, происходило переключения гидроцилиндра с дифференциальной схемы подключения к обычную схему подключения.

В процессе испытания преобразователя скорости перемещение штока прессующего гидроцилиндра, значения давления переключения с дифференциальной схемы подключения в обычную настраивались на 2,5 МПа, 5,0 МПа и на 7,5 МПа. Для таких значений давления в поршневой полости испытываемого гидроцилиндра, соответствовали следующие нагрузки на шток гидроцилиндра - 72 кН, 144 кН и 216 кН. При этом, для создания таких нагрузок на шток гидроцилиндра и соответственно давления в поршневой полости гидроцилиндра, в процессе лабораторных испытаний преобразователя перемещение штока гидроцилиндра, использовался гидроцилиндр диаметром поршня 0,06 м и с максимальным ходом штока, равным 0,8 м.

Результаты испытаний экспериментального образца преобразователя скорости перемещение штока гидроцилиндра при вышеуказанных значениях нагрузки на шток и давлениях в поршневой полости гидроцилиндра показали безупречное срабатывание и переключение при достижении давления в



поршневой полости гидроцилиндра, давления настройки преобразователя дифференциальной схемы в обычную. Поэтому по результатам испытания экспериментального образца преобразователя скорости перемещение штока гидроцилиндра на срабатывание при достижении давления настройки преобразователя, можно констатировать его работоспособность и правильность заложенных принципов при разработке.

Если в процессе лабораторных испытаний экспериментального образца преобразователя скорости перемещение штока гидроцилиндра, основными задачами являлись проверка и оценка качества переключения испытываемого гидроцилиндра с дифференциальной схемы подключения к источнику гидравлического питания, в обычную схему подключения. то при производственных испытаниях основными задачами испытаний являлись проверка соответствия результатов теоретических исследований по продолжительности цикла, результатам, полученные при производственных испытаниях. Для этого экспериментальный образец преобразователя скорости перемещения штока был подключен к прессующему гидроцилиндру оборудования для производства крупноформатных строительных блоков. При этом, параметры источника гидравлического привода и параметры прессующего гидроцилиндра, соответствовали принятым в качестве исходных данных, при разработке технической документации на изготовление преобразователя скорости перемещение штока гидроцилиндра.

Основная задача производственных испытаний экспериментального образца преобразователя скорости перемещения штока, подключенного к прессующему гидроцилиндру оборудования для производства крупноформатных строительных блоков, сводилась к замеру продолжительности цикла оборудования для производства крупноформатных строительных блоков, с подключенным к прессующему гидроцилиндру преобразователя и без преобразователя. При этом, глубина загрузки смеси в матрицу варировалось в диапазоне от 0,22 м до 0,28 м, а давление настройки



переключения преобразователя с дифференциальной схемы в обычную, изменялось в диапазоне от 7,0 МПа до 9,5 МПа.

В результате производственных испытаний экспериментального образца преобразователя скорости перемещение штока прессующего гидроцилиндра оборудования для производства крупноформатных строительных блоков, установлено, что расхождение между расчетной продолжительностью цикла оборудования по производству крупноформатных строительных блоков и экспериментальной во всем диапазоне варьируемых параметров не превышает 12 – 20 %. Такие значения расхождения результатов свидетельствуют правильности заложенных принципов управления прессующим гидроцилиндром и адекватности результатов, полученных при теоретических исследованиях.

4.3. Технико-экономическое обоснование преобразователя скорости перемещение штока гидроцилиндра

С увеличением мощности привода гидрофицированных машин и оборудования возрастает актуальность вопроса повышение эффективности использования установленной мощности привода. При этом особую актуальность эта проблема приобретает на гидравлических прессовых оборудовании по производству строительных материалов полусухим способом формования. Это связано с тем, что эти оборудования на полной мощности работают только в конце рабочего цикла на протяжении 10-15% времени от общей продолжительности рабочего цикла, а на протяжении оставшихся 85 – 90 % времени рабочего цикла коэффициент использования мощности привода не превышает 15 – 25 % от установленной мощности[67, 68, 69, 70, 114].

Использование преобразователя скорости перемещение штока гидроцилиндра позволяет кардинально решить эту проблему следующими путями:



- при фиксированном значении расхода жидкости источника гидравлического питания преобразователь повышает скорость выдвижения штока и тем самым сокращает продолжительность рабочего цикла и повышает производительность оборудования;

- при фиксированном значении продолжительности рабочего цикла и производительности оборудования позволяет снизить мощность привода источника гидравлического питания путем пропорционального уменьшения значения расхода подаваемой жидкости.

Таким образом, разработанный принципиально новый гидроаппарат, обеспечивает в зависимости от значения давления жидкости в гидросистеме подключение гидроцилиндра к источнику гидравлического питания по дифференциальной или по обычной схеме. Как отмечалось выше проведенный обзор показывает, что сегодняшний день аналогов подобного гидроаппарата, выполняющего выше перечисленные функции нет.

Преобразователь скорости перемещение штока гидроцилиндра может быть использован на гидроцилиндрах с разными типоразмерами. При этом, при прочих равных условиях, чем больше соотношение диаметров поршня гидроцилиндра и штока, тем больше эффект от использования преобразователя. Для наглядной оценки эффективности использования преобразователя скорости перемещение штока гидроцилиндра проведем сравнительный расчет эффективности работы прессового оборудования по производству крупноформатных строительных блоков с преобразователем скорости перемещение штока прессующего гидроцилиндра и без него. При этом, у прессующего гидроцилиндра прессового оборудования по производству крупноформатных строительных блоков были приняты следующие характеристики: ход штока равно ($l_{ш} = 400$ мм), а диаметры поршня и штока соответственно составляют ($d_n = 200$ мм) и ($d_{ш} = 70$ мм).



Как известно прессовое оборудование для производства крупноформатных строительных блоков относится к оборудованию циклического действия, поэтому его производительность определяется количеством одновременно формуемых изделиями за один цикл и его продолжительностью [69, 70].

$$P_3 = \frac{3600 z k_6}{T_u}, \text{ шт/ч},$$

где z – количество одновременно прессуемых изделий на один цикл; k_6 – коэффициент, учитывающий использование прессового оборудования по времени; T_u – продолжительность рабочего цикла прессового оборудования.

Продолжительность рабочего цикла прессового оборудования определяется продолжительностью каждого составляющего цикла и может быть вычислен зависимостью

$$T_u = t_1 + t_2 + t_3 + t_4,$$

где t_1 – время, затрачиваемое на процесс загрузки смеси в матрицу; t_2 – время, затрачиваемое на процесс прессование смеси в матрице и возврат пуансонов в положение перед выпрессовкой отформованного изделия; t_3 – время, затрачиваемое на процесс выпрессовки отформованного изделия из матрицы; t_4 – время, затрачиваемое на процесс съема отформованного изделия и перемещение к месту складирования, осуществляемое вручную и занимает порядка 6 - 10 с.

Привод каретки механизма загрузки смеси в матрицу ручной, поэтому t_1 время, затрачиваемое на процесс загрузки смеси, определяется путем хронометража. В среднем продолжительность выполнения этой операции составляет порядка 3 – 5 с.



В процессе формования изделия в матрице шток прессующего гидроцилиндра выдвигается на $l_{общ} = 400$ мм, из них первые $l_1 = 350$ мм шток совершает выдвижение в холостом режиме, т.е. без нагрузки и только последние $l_2 = 50$ мм шток выдвигается под нагрузкой.

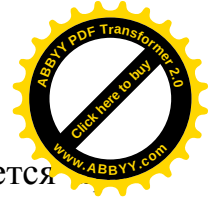
В виду того, что в прессовом оборудовании для производства крупноформатных строительных изделий преобразователь скорости перемещение штока используется только для управления прессующим гидроцилиндром, определим насколько сокращается продолжительность рабочего цикла прессового оборудования при оснащении прессующего гидроцилиндра преобразователем.

При работе прессующего гидроцилиндра без преобразователя время, затрачиваемое на процесс прессования изделия в матрице, определяется следующим образом.

$$t_2 = \frac{\ell_{общ} \pi d_n^2}{4 Q_n} + \frac{\ell_{общ} \pi (d_n^2 - d_{ш}^2)}{4 Q_n} =$$
$$\frac{40 \times 3,14 \times 20^2}{4 \times 833,34} + \frac{40 \times 3,14 \times (20^2 - 7^2)}{4 \times 833,34} = 15,07 + 13,22 = 28,29 \text{ с.}$$

Время, затрачиваемое на выполнение этой же операции при использовании преобразователя за счет дифференциального подключения прессующего гидроцилиндра во время выдвижения штока на первых 350 мм его хода, будет определяться следующим уравнением.

$$t_2 = \frac{\ell_1 \pi d_{ш}^2}{4 Q_n} + \frac{\ell_2 \pi d_n^2}{4 Q_n} + \frac{\ell_{общ} \pi (d_n^2 - d_{ш}^2)}{4 Q_n} =$$
$$= \frac{35 \times 3,14 \times 7^2}{4 \times 833,34} + \frac{5 \times 3,14 \times 20^2}{4 \times 833,34} + \frac{40 \times 3,14 \times (20^2 - 7^2)}{4 \times 833,34} =$$
$$= 1,61 + 1,88 + 13,22 = 16,71 \text{ с.}$$



Выпрессовка отформованного изделия из матрицы осуществляется помощи двух боковых гидроцилиндров с диаметрами поршня $d_6 = 100$ мм и диаметрами штоков $d_{ш} = 40$ мм, при этом рабочий ход штока составляет $l_6 = 350$ мм. Следовательно, время, затрачиваемое на процесс выпрессовки отформованного изделия из матрицы, будет определяется следующим выражением

$$t_3 = \frac{\ell_6 \pi d_6^2}{2 Q_n} + \frac{\ell_6 \pi (d_6^2 - d_{ш}^2)}{2 Q_n} =$$
$$= \frac{35 \times 3,14 \times 10^2}{2 \times 833,34} + \frac{35 \times 3,14 (10^2 - 4^2)}{2 \times 833,34} = 12,03 \text{ с.}$$

Таким образом, общая продолжительность рабочего цикла прессового оборудования для производства крупноформатных строительных блоков без преобразователя скорости перемещения штока прессующего гидроцилиндра составляет

$$T_u = 4 + 28,29 + 12,03 + 8 = 52,32 \text{ с.}$$

Тоже самое при использовании преобразователя только для управления прессующим гидроцилиндром составит

$$T_u = 4 + 16,71 + 12,03 + 8 = 40,74 \text{ с.}$$

Производительность прессового оборудования для производства крупноформатных строительных блоков с преобразователем скорости перемещение штока гидроцилиндра будет равно

$$П = \frac{3600 z k_s}{T_u} = \frac{3600 \times 1 \times 0,85}{52,32} = 58,48 \text{ шт/ч}$$

Соответственно производительность прессового оборудования для производства крупноформатных строительных блоков при использовании



преобразователя скорости перемещение штока прессующего гидроцилиндра будет равно

$$H = \frac{3600 z k_s}{T_{\text{ц}}} = \frac{3600 \times 1 \times 0,85}{40,74} = 75,11 \text{ шт/ч}$$

Таким образом, при прочих равных условиях использование преобразователя скорости перемещение штока гидроцилиндра для управления прессующим гидроцилиндром прессового оборудования для производства крупноформатных строительных блоков, повышает его эксплуатационную производительность на 22%.

Характеристики крупноформатного строительного блока и прессового оборудования для его производства

1. Габаритные размеры строительного блока, мм - 180 x 380 x 180
2. Объем строительного блока, м³ - 0,0010994
3. Пустотность строительного блока, % - 32
4. Часовая производительность прессового оборудования
5. в блоках, шт/ч - 75
6. Часовая производительность прессового оборудования
в условных кирпичах, шт/ч - 412
7. Удельное давление прессование, кг/см² - 50

В соответствии с часовой производительностью и технологическим регламентом годовой объем выпускаемой продукции прессовым оборудованием для производства крупноформатных строительных блоков составит 275000 штук строительного блока. Расчетная розничная цена сырца для крупноформатного строительного блока по Кыргызской Республике составляет 15000 сомов за 1000 штук блока. Следовательно, стоимость годового объема выпускаемой строительных блоков составить $275000 \times 15 = 4125000$ сом.



Потребность глиняного сырья для выпуска 1 тысячи штук строительного блока составляет $1,824 \text{ м}^3$ или $401,28 \text{ м}^3$ для всего годового объема выпускаемой продукции. Цена 1 м^3 глины с доставкой составляет 120 – 130 сомов. Следовательно, годовые затраты на глиняное сырье составит

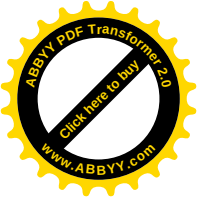
$$401,28 \times 125 = 50160 \text{ сомов.}$$

Помимо глины в состав сырья для производства строительного блока входит песок и цемент. При подготовке смеси на 1 тысячу штук строительного блока расходуется $401,28 \times 0,25 = 100,32 \text{ м}^3$ песка и 727,3 кг цемента, что в денежном выражении соответственно составляет 24076 сом и 3636,5 сом. При определении затрат на песок и цемент принято, что стоимость 1 м^3 песка с доставкой составляет 240 сом, а стоимость 1 кг цемента равно 5 сом. Следовательно, для производства 1 тысячи штук строительного блока на материалы расходуется 50160 сом на глину, 24076 сом на песок и 3636,5 сомов на цемент. Всего затрат на материалы для производства 1 тысячи штук строительных блоков составляет **77872,5** сомов.

Расход электроэнергии на производство 1 тысячи штук строительного блока составляет 250 кВт. час или 68750 кВт. час в год. При цене за 1 тысячу кВт. час электроэнергии 1477 сомов, годовые затраты на электроэнергию на выпуск годового объема продукции составит

$$(250 \times 1477 : 1000) \times 275 = 101543 \text{ сом}$$

Расходы на материалы и запчасти по ремонту и содержанию здания и сооружений, а также по оборудованию принято усреднено, исходя из опыта эксплуатации: по зданиям и сооружениям равным 10000 сом, а по оборудованию в размере 20000 сом. Общая сумма затрат на материалы по ремонту и содержанию основных фондов составит **30000** сомов.



В соответствии с расстановкой рабочих по местам и схеме управления технологическим процессом среднегодовая численность управленческого персонала предприятия определена в количестве 1 человек:

- управленческий и производственный персонал – 1 человек (средняя зарплата 14000 сом);

- рабочему персоналу оплата сдельная по 6 сомов за один строительный блок. В эту сумму входит все работы по производству, складированию и погрузочно-разгрузочные работы произведенных строительных блоков.

Исходя из выше изложенного, годовой фонд оплаты труда составит

$$(12 \times 14000) \times 1,37 + 275000 \times 6 = 1880160 \text{ сомов.}$$

Таким образом, суммарные текущие годовые затраты на расходные материалы и заработную плату составит

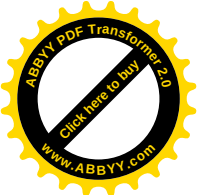
$$C = 77872,5 + 101543 + 30000 + 1880160 = 2089575,5 \text{ сом.}$$

$$\text{Себестоимость 1 строительного блока } 873703 : 275000 = 7,59 \text{ сомов.}$$

Экономический эффект от применения преобразователя скорости перемещения штока прессующего гидроцилиндра прессового оборудования для производства крупноформатных без обжиговых строительных блоков определяется по следующей зависимости

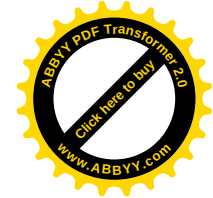
$$\mathcal{E} = (P_{\text{год}}^1 - P_{\text{год}}^2)(C - C) - E_n(K_1 - K_2),$$

где P^1 – годовая производительность прессового оборудования с преобразователем скорости перемещение штока прессующего гидроцилиндра; P^2 – годовая производительность прессового оборудования без преобразователя скорости перемещение штока прессующего гидроцилиндра; C – отпускная цена строительного блока; C – себестоимость строительного блока; E_n – нормативный коэффициент капитальных вложений в производственные фонды;



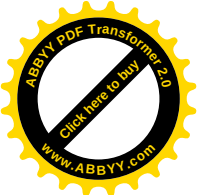
K_1 – капитальные вложения в прессовое оборудование без преобразователя скорости перемещение штока прессующего гидроцилиндра; K_2 – капитальные вложения в прессовое оборудование с преобразователем скорости перемещение штока прессующего гидроцилиндра.

$$\mathcal{E} = (153820 - 119760)(15 - 7,59) - 0,12(300000 - 335000) = 248184 \text{ сом}$$



Предполагаемые технико-экономические показатели
от внедрения преобразователя скорости перемещения штока в систему
управления прессующим гидроцилиндром прессового оборудования для
производства крупноформатных строительных блоков

№ п/п	Показатели	Единица измерения	Значение
1.	Капитальные затраты на прессовое оборудование	тыс. сом	300
2.	Дополнительные капитальные затраты на преобразователь скорости перемещение штока прессующего гидроцилиндра	тыс. сом	35
3.	Суммарные капитальные вложения	тыс. сом	335
4.	Годовая производительность прессового оборудования без преобразователя скорости перемещение штока гидроцилиндра	тыс. шт	119,76
	Годовая производительность прессового оборудования с преобразователя скорости перемещение штока гидроцилиндра	тыс. шт	153,82
4.	Габаритные размеры строительного блока	мм	180x380x180
5.	Годовые текущие затраты	тыс. сом	2089575,5
6.	Себестоимость 1 тыс.шт. блоков	тыс.сом	7,59
7.	Отпускная цена 1 тыс. шт. блоков	сом/тыс. шт.	15000
8.	Годовой экономический эффект	тыс. сом	248,184
9.	Срок окупаемости	год	0,6

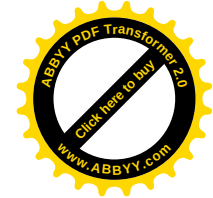


4.4. Заключение по главе 4

1. Разработанная инженерная методика расчета позволяет проектировать преобразователь скорости перемещение штока гидроцилиндра с заданными статическими и динамическими характеристиками.

2. Производственные испытания преобразователя скорости перемещение штока гидроцилиндра с цилиндрическим мембранным запорно-регулирующим элементом показали работоспособность конструкции и правильность заложенных принципов управления.

3. Годовой экономический эффект от использования преобразователя скорости перемещения штока гидроцилиндров, в гидравлической системе управления прессовым оборудованием для производства строительных изделий полусухим способом формования составляет 248184 сомов.



ВЫВОДЫ

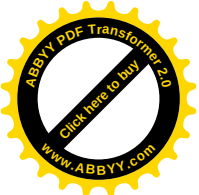
1. У большинства гидрофицированных машин и оборудования циклического действия мощность привода используется не эффективно и коэффициент использования мощности привода не превышает значения, равное 0,5 – 0,6.

2. Разработан принципиально новый способ повышения эффективности использования мощности привода гидрофицированных машин и оборудования, путем использования преобразователя скорости перемещения штока гидроцилиндров. Принципиальная новизна конструкции преобразователя скорости перемещения штока гидроцилиндра с мембранными запорно-регулирующими элементами подтверждена несколькими патентами на изобретение (Пат. №1929 КР., Пат. № 1767 КР., Пат. №1969 КР., Пат. №1971 КР.).

3. Для повышения технологичности в изготовлении и высокой ремонтпригодности преобразователь скорости перемещения штока гидроцилиндров выполнен с плоскими и цилиндрическими мембранными запорно-регулирующими элементами, которые обладают более высокими статическими и динамическими характеристиками по сравнению с традиционными жесткими запорно-регулирующими элементами.

4. Разработаны математические модели гидравлического привода управления с преобразователем скорости перемещения штока гидроцилиндра с плоскими и цилиндрическими запорно-регулирующими элементами. Получены уравнения, описывающие перемещение плоской и цилиндрической мембраны под действием возмущающего и управляющего давления жидкости в процессе их деформации.

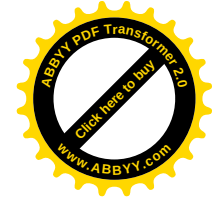
5. Получены зависимости по оценке влияния геометрических параметров упругих мембран на их упругие характеристики и определены зависимости модуля упругости мембраны от его относительной деформации.



6. Экспериментальные исследования плоских и цилиндрических мембран на гидравлический пробой подтвердили правомерность использования эмпирической зависимости для определения оптимальных соотношений между размерами отверстий, ограничивающих перемещение мембран и толщиной мембран.

7. Исследование динамических характеристик преобразователя скорости перемещения штока гидроцилиндра с плоскими и цилиндрическими мембранными запорно-регулирующими элементами показали, что динамическое запаздывание в основном определяется объемом управляющего потока жидкости и жесткости упругих мембран.

8. Разработана инженерная методика расчета преобразователя скорости перемещение штока гидроцилиндра с плоскими и цилиндрическими запорно-регулирующими элементами, позволяющая проектировать преобразователи с заданными характеристиками.



СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Силенюк С.Г. Механическое оборудование предприятий строительных материалов изделий и конструкций. [Текст] /С.Г.Силенюк. -М.: «Машиностроение», 1990. -416 с.

2.Джылкичиев А.И. Технология и оборудование для производства изделий полусухим способом формования. [Текст] / А.И. Джылкичиев. - Бишкек, 2001. -245 с.

3. Строительные машины. Под редакцией В.А. Баумана и Ф.А. Лапира. т. 2. Оборудование для производства строительных материалов и изделий. [Текст] М.: Машиностроение, 1977.

4.Расчет и проектирование строительных и дорожных машин на ЭВМ [Текст] /Под редакцией Малиновского Е.Ю. М.: Машиностроение, 1980. -216 с.

5.Муслимов А.П., Нифадьев В.И. и Пахомов П.И. Расчет и проектирование гидравлических систем машин. [Текст] – Бишкек: Изд-во КРСУ, 2006. – 165 с.

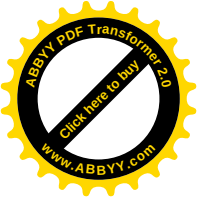
6.Надеин А.А., Шабанов Р.Ш. Механическое оборудование для производства изделий строительной керамики [Текст] - Новосибирск, НГАСУ, 2002. – 184 с.

7. Захаров Ю.Е., Баранов В.Н. Электрогидравлические и гидравлические вибрационные механизмы. [Текст] - М.: Машиностроение, 1977. - 326 с.

8.Чупраков Ю.И. Гидропривод и средства гидроавтоматики. [Текст] - М.: Машиностроение, 1979. - 232 с.

9.ЧупраковЮ.И. Электрогидравлическиеследящиеприводы. [Текст] -М.:МАДИ,1977. - 88 с.

10. А.с. № 1489845 (СССР). Гидравлический вибровозбудитель [Текст] / Алексеева Т.В., Джылкичиев А.И. Оpubл.30.06.1989, Б.И. № 24.



11.Баловнев В.И. Научные исследования в строительном и дорожном машиностроении при переходе отрасли к рыночной экономике [Текст] // Строительные и дорожные машины. – 1992. - № 2- С.2-4.

12.Васильченко В.А. Основные направления развития унифицированного гидрооборудования и повышение технического уровня строительных, дорожных и коммунальных машин с объемным гидроприводом // Строительные и дорожные машины. [Текст] – 1986. - № 12. – С 5 – 7.

13.Волков Д.П. Проблемы динамики, прочности, долговечности и надежности строительных и дорожных машин // Строительные и дорожные машины. [Текст] – 1993. - № 5. – С 4 - 9.

14. Машиностроительный гидропривод/ Под ред. В.Н. Прокофьева. [Текст] – М.: Машиностроение, 1978. – 495 с.

15.Башта Т.М. Гидропривод и гидропневмоавтоматика[Текст] - М.: Машиностроение, 1972. – 320 с.

16. Гидравлические и пневматические и силовые системы управления: Пер.с англ. [Текст] Дж. Блекборн, Ритхоф Г., Шерер Дж. / Под ред. Дж. Блекборна. – М. изд-во Иностранная литература, 1962. 614 с.

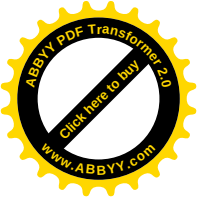
17. Беркович Ф.М. Гидравлический привод строительных и дорожных машин. [Текст] – М.: Машиностроение, 1978. – 166 с.

18.Баранов В.Н. Электрогидравлические следящие приводы вибрационных машин. [Текст] – М.: Машиностроение, 1988. – 263 с.

19. Васильченко В.А. Гидравлическое оборудование мобильных машин. [Текст] Справочник. – М.: Машиностроение, 1983. – 301 с.

20.Гамынин Н.С. Гидравлический привод систем управления. [Текст] – М.: Машиностроение, 1972. – 376 с.

21.Алексеева Т.В. Гидропривод и гидроавтоматика землеройно-транспортных машин. Исследование и основы расчета. [Текст] – М.: Машиностроение, 1966. – 147 с.



22.Алексеева Т.В., Артемьев К.А., Бромберг А.А. и др. Дорожные машины. Часть 1. Машины для земляных работ. [Текст] – 3 –е изд. – М.: Машиностроение, 1972. – 467 с.

23.Никитин Г.А., Комаров А.А. Распределительные и регулирующие устройства гидросистем. [Текст] – М.: Машиностроение, 1965. – 182 с.

24.Гурбан В.Ю. Распределительные и предохранительные устройства гидросистем экскаваторов. [Текст] – М: Машгиз, 1962. – 152 с.

25.Васильченко В.А. Распределители для объемных гидроприводов строительных и дорожных машин // Строительные и дорожные машины. [Текст] 1970. - № 2. С. 10-12.

26. Крамский Э.И., Юрашевский Д.Н. Плоский четырехщелевой золотник для гидравлических следящих приводов. [Текст] М.: 1968. – 120 с.

27.Крамский Э.И. Гидравлические следящие приводы со струйными усилителями. [Текст] – Л.: Машиностроение, 1972. – 103 с.

28.Волошин А.И. , Савин Н.Ф. Гидравлические и пневматические устройства на строительных и дорожных машинах. [Текст] – М.: Машиностроение, 1965. - 450 с.

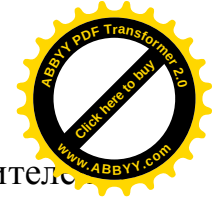
29.Лозовский В.Н. Надежность и долговечность золотниковых и плунжерных пар. [Текст] - М.: Машиностроение. 1974. – 231 с.

30. Водяник В.И. Эластичные мембраны. [Текст] – М.: Машиностроение, 1974. – 136 с.

31.Лепетов В.А., Юрцев Л.Н. Расчет и конструирование резиновых изделий. [Текст] – 3 –е изд., перераб. и доп. – Л.: Химия. Ленингр. Отд., 1987. – 405 с.

32.Потураев В.Н., Дырда В.М. Резиновые детали машин. [Текст] – 2-е изд. перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1977. – 216 с.

33.Простые полигоэфиры и полиуретановые материалы на их основе: Каталог НИИТЭХИМ., ВНИИ СС. [Текст] – М., 1977. – 76 с.



34.Кириков Р.П. Исследование и разработка гидрораспределителей с упругими оболочками для гидроприводов дорожных и строительных машин[Текст]: Дисс. ... канд. техн. наук. – Омск., 1977 – 197 с.

35.Пономарева О.М. Разработка гидрораспределителей с плоскими мембранами для управления рабочими органами строительных и дорожных машин[Текст]: Дисс. ... канд. тех. наук. Бишкек., 2000 – 215 с.

36. Власов В.М. Результаты теоретических исследований управляющего каскада устройства для предотвращения аварийных потерь рабочей жидкости[Текст] // Сб. научн. Тр. /ОмПИ. Омск, 1986. С. 24-29.

37.А.с. № 1489845 (СССР). Гидравлический вибровозбудитель [Текст] / Алексеева Т.В., Джылкичиев А.И. Оpubл. 30.06.1989, Б.И. № 24.

38.А.с. № 1827452 (СССР). Гидрораспределитель[Текст] / Джылкичиев А.И. Оpubл. 15.07.1993, Б.И. № 26.

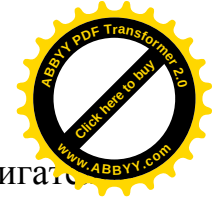
39.Кириков Р.П., Таран В.Х и др. Математическое моделирование мембранных гидроаппаратов гидравлических систем управления строительных, тяговых и дорожных машин: [Текст] Сб. науч. тр./ СиБАДИ. – Омск, 1981. С. 119 – 131.

40.А.с. № 889906. СССР. МКИ F 15 В 12/02. Гидравлическое предохранительно-распределительное устройство[Текст] Р.П. Кириков, В.М.Власов, Э.Б. Шерман.

41.А.с. № 969986. СССР. МКИ F 15 В 21/12. Гидравлический вибровозбудитель[Текст] /Т.В. Алексеева, Р.П. Кириков, Э.Б. Шерман, С.П. Лупинос, Н.С. Галдин.

42. Кириков Р.П., Таран В.Х., Власов В.М. Методика экспериментальных исследований динамических характеристик мембранных гидроаппаратов гидросистем строительных и дорожных машин. //Гидропривод и системы управления строительных, тяговых и дорожных машин: [Текст] Межвуз. сб./ СиБАДИ. – Омск, 1982. С 30-39.

43.А.с. № 1534223 СССР. МКИ F 15 В 13/22. Исполнительный гидроцилиндр[Текст] / А.И. Джылкичиев, А.А. Асанов, Р.Ш. Шабанов



44. Гидравлический преобразователь скорости гидродвигателей строительных машин и оборудования. Отчет НИР КАСИ. Рук. А.И. Джылкичиев. [Текст] - Бишкек, 1995. – 35с.

45. Устройство для образования пустот при производстве крупноформатных керамических изделий. [Текст] Патент Кыргызской Республики № 1736, опубл. 29.05.15. Бюл. № 5/ Бекбоев А.Р., Кыдыралиев М.С., Учуров О.А. и Жылкычиев М.К.

46. Гидравлический пресс для производства строительных изделий. [Текст] Патент Кыргызской Республики № 1767 опубл. 28.08.2015 Бюл. № 8/ Бекбоев А.Р. Учуров О.А. и Жылкычиев М.К.

47. Гамынин Н.С. Динамика быстродействующего гидравлического привода. [Текст] – М.: Машиностроение. 1979. – 80 с.

48. Динамика гидропривода. [Текст] Садовский Б.Д., Прокопьев В.Н. и др.

/ Под ред. Прокопьева В. Н. – М.: Машиностроение. 1972. 288 с.

49. Дехтяренко П.И. и Коваленко В.П. Определение характеристик звеньев автоматического регулирования. [Текст] – М.: Энергия, 1973. – 117 с.

50. Баранов В.Н. Электрогидравлические следящие приводы вибрационных машин. [Текст] – М.: Наука, 1975. – 768 с.

51. Башта Т. М. Гидропривод и гидроавтоматика. [Текст] М.: Машиностроение. 1972. – 320 с.

52. Бессекерский В.А. Теория систем автоматического регулирования. [Текст] - М.: Наука, 1975. – 768 с.

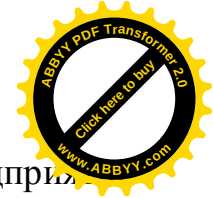
53. Коробочкин Б.Л. Динамика гидравлических систем летательных аппаратов. [Текст] - Киев. 1979. 325 с.

54. Крамский Э.И. Устройства и элементы гидроавтоматики. [Текст] - Л.: Лениздат. 1978. 345 с.

55. Крутов В.И. Основы теории автоматического регулирования. [Текст] - М.: Машиностроение. 1984. 368 с.



56. Ключев А.С. Автоматическое регулирование. [Текст] -М.: Высш. Школа 1986. 118 с.
57. Водяник В.И. Эластичные мембраны. [Текст] -М.: Машиностроение 1974.136 с.
58. Владимиров Б.А. Желтышев Ю.Г. Влияние некоторых факторов на сопротивление камеры металл навивочного рукава высокого давления гидравлическому пробую. «Каучук и резина», [Текст] 1975, № 11.
- 59.Бауман В.А., Клушанцев Б.В. и Мартынов В.Д. Механическое оборудование предприятий строительных материалов, изделий и конструкций. – 2-е изд., перераб. [Текст] – М.: Машиностроение, 1981. – 324 с.
- 60.Гидравлический пресс для производства крупноформатных керамических строительных изделий. [Текст] -Патент Кыргызской Республики № 1658, опубл. 29.08.14. Бюл. № 8/ Джылкичиев А.И., БекбоевА.Р.,Кыдыралиев М.С.,Учуров О.А.
61. Строительные машины / Под редакцией В.А. Баумана и Ф.А.Лапира т. 2 Оборудование для производства строительных материалов и изделий. [Текст] - М.: Машиностроение, 1977.
62. Ильевич А.П. Машины и оборудование для заводов по производству керамики и огнеупоров 2-е изд., [Текст] – М.: Высш. школа, 1979. 344 с.
63. Безсонов Н.В. Методическое пособие для расчета экономического эффекта от использования изобретений и рационализаторских предложений. [Текст] - М., 1985.
- 64.Корчагин В.А. Эффективность использования изобретений и рационализаторских предложений на автомобильном транспорте. [Текст] - М., Транспорт, 1981.
65. Беркович Ф.М. Исследование золотниковых распределителей систем гидропривода дорожных и строительных машин. Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. [Текст] - М.1988 .
- 66.Попильский Р.Я., Кондрашов Ф.В. Прессование керамических порошков. [Текст] - М.: Металлургия, 1968. 272с.



67.Сапожников М.Я. Механическое оборудования предприятий строительных материалов изделий и конструкции. [Текст] - М.: Выш. школа.1971.

68.Дроздов Н.Е. Механическое оборудование керамических предприятий. [Текст] - М.: Машиностроение, 1975.

69.Мартынов В.К., Шестопал Ю.Т. Выбор уравнения прессования силикатного кирпича //Строит. Материалы, [Текст] - М.: 1989, №6.

70. Джылкычиев А.И. Гидравлические прессы для производства изделий полусухим способом прессования. [Текст] -Бишкек, 1996.118с.

71.Башта Т.М., Руднев С.С., Некрасов Б.Б. и др. Гидравлика, гидравлические машины и гидравлические приводы. [Текст] – М.: Машиностроение, 1982. 432 с.

72.Васильченко В.А., Беркович Ф.М. Гидравлический привод строительных и дорожных машин. [Текст] – М.: Машиностроение, 1978. 166 с.

73.Лещенко В.А. Гидравлические следящие приводы станков с программным управлением. [Текст] – М.: Машиностроение, 1975. 288 с.

74. Лещенко В.А. Гидравлические следящие приводы для автоматизации станков. [Текст] – М.: Машигиз, 1962. 368 с.

75. Лещенко В.А., Гамынин Н.С., Коробчкин Б.Л. и др. Гидравлический следящий привод. [Текст] – М.: Машиностроение, 1968. 563 с.

76.Лавендел Э.Э. Расчет резино-технических изделий. [Текст] – М.: Машиностроение, 1979. 232 с.

77.Полосин М.Д. Модульный принцип развития конкурентоспособной системы машин[Текст] // Механизация строительства. 1994,№10, с.5-7.

78. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро и пневмосистем 2-е изд., перераб. И доп. [Текст] – М.: Машиностроение, 1987. 464 с.

79.Тимофеев В.А. Инженерные методы расчета и исследования динамических систем. [Текст] Л.: Энергия, 1975. 319 с.

80. Леневиц В.П., Горошко В.Ф. Расчет и моделирование гидроприводов станков с применением ЭВМ. [Текст] -Минск.: Выш. школа.1980. 158.



81.Лапсыныш Х.А. Исследование и разработка машин для производства керамических стройматериалов.: [Текст] Автореф. дисс. док. техн. наук. –Рига, 1981.36с.

82.Бобылев А.Л. Вопросы теории, расчета усилий и совершенствование конструкций гидравлических прессов для переработки металлолома: [Текст] Автореф. дисс. док. техн. наук. –Днепропетровск, 1997.34с.

83.Миловский В.И. Исследование надежности прессующего механизма механических прессов. [Текст] Автореф. Дисс. канд. техн. наук. 1978. 22с.

84.Ольшевский Е.Д. Исследование влияния динамики прессования на качество кирпича. [Текст] // Труды ВНИИСтром. Вып. № 10. Гатчина. 1970, с. 35-42.

85.Сапелин С.А. Рабочий механизм пресса с увеличенной длительностью прессования. [Текст] - Автореф. дисс. канд. техн. наук. –Харков, 1983.18с.

86.Башта Т.М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем. [Текст] – М.: Машиностроение, 1974.

87. Альтшуль А.Д. Примеры расчетов по гидравлике. [Текст] - М.: Стройиздат, 1977.

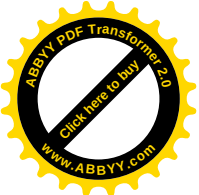
88. Гейер В.Г. Гидравлика и гидропривод. [Текст] – М.: Недра, 1970.

89.Эрнст В. Гидропривод и его промышленное применение. [Текст] – М.: «Машиностроение», 1963.

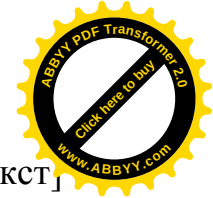
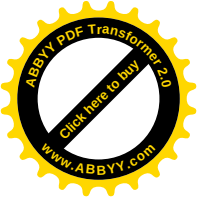
90. Башта Т. М. Гидравлические следящие приводы. [Текст] -М.: Машгиз, 1960., 282 стр.

91. Элементы гидропривода. (Справочник). Изд. 2-е, перераб. и доп. Абрамов Е. И., Колесниченко К. А., Маслов В. Т. Киев, «Техника», 1977. 320 с.

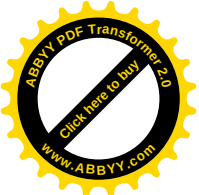
92. Марутов В. А., Павловский С. А. Гидроцилиндры. Конструкция и расчет. [Текст]- М., «Машиностроение», 1966, с. 170.



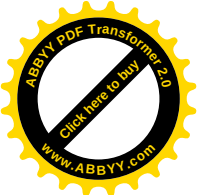
93. Гидроприводы и гидропневмоавтоматика станков [Текст] / Под ред. д-ра техн. наук В. А. Федорца.— К. : Вища шк. 1987.— 375 с.
94. Хорин В. Н. Объемный гидропривод забойного оборудования. [Текст] — 3-е изд., перераб. и доп. М., Недра, 1980. 415 с.
95. Коваль П. В. Гидравлика и гидропривод горных машин: [Текст] Учебник для вузов по специальности «Горные машины и комплексы».— М.: Машиностроение, 1979. — 319 с, ил.
96. Вильнер Я. М., Ковалев Я. Т., Некрасов Б. Б. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам. [Текст] Под ред. Б. Б. Некрасова. Минск, «Вышэйш. школа», 1976., 416 с. с ил.
97. Гидравлический привод. [Текст] Гавриленко Б.А., Минин В.А., Рождественский С.Н. М.: Машиностроение, 1968, 502 с
98. Осипов П.Е. Гидравлика, гидравлические машины и и гидропривод: [Текст] Уч. Пособие. 3-е изд., перераб. и доп. - М.: 1981. - 424 с.
99. Васильченко В.А. Гидравлическое оборудование мобильных машин: [Текст] Справочник. - М.: Машиностроение, 1983. - 301 с., ил.
100. Гиргидов А.Д. Механика жидкости и газа: [Текст] Учебник для вузов / А.Д. Гиргидов; СПб.- СПбГПУ, 2002.- 545с.
101. Галдин Н.С., Кукин А.В. Атлас гидравлических схем мобильных машин и оборудования: [Текст] Учеб. пособие. – Омск: Изд-во СибАДИ, 2010. – 91с.
102. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа: [Текст] учебник для вузов / Л.Г. Лойцянский. – М.: Дрода, 2003. – 840с
103. Галдин Н.С. Основы гидравлики и гидропривода: [Текст] Электронное учебное пособие. – Омск: ЦДО СибАДИ, 2005. – 131 с.
104. Андреев А.Ф., Барташевич Л.В., Боглан Н.В. и др. Гидропневмоавтоматика и гидропривод мобильных машин. Объемные гидро- и пневмомашин и передачи. [Текст] - Минск: Высшая школа, 1987. 310 с.



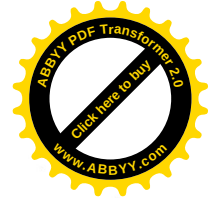
105. Задачник по гидравлике, гидромашинам и гидроприводу: [Текст] Учеб. Пособие / Некрасов Б.Б., Фатеев И.В., Беленков Ю.А. и др.; Под ред. Б.Б.Некрасова. - М.: Высш.шк., 1989. - 192 с.: ил
106. Иванов Г.М. (1992) Проектирование гидравлических систем машин[Текст] - М.: Машиностроение, 1973. - 359 с
107. Брацлавский, Х.Л. Гидродинамические передачи строительных и дорожных машин [Текст] / Х.Л.Брацлавский. - М.: "Машиностроение", 1976. - 149.
108. Гидравлика и гидропривод: [Текст] учеб. для ВУЗов / В.Г.Гейер, В.С.Дулин, А.Г.Боруменский, А.Н.Заря. - 3-е изд., перераб. и доп. - М.: Недра, 1991. - 295 с.
109. Кожевников, С.Н. Гидравлический и пневматический приводы металлургических машин [Текст] / С.Н.Кожевников, В.Ф.Пешат. - М.: Машиностроение, 1973. - 359 с
110. Никитин, О.Ф. Объемные гидравлические и пневматические приводы [Текст] / О.Ф.Никитин, К.М.Холин. - М.: Машиностроение, 1984
111. Схиртладзе, А.Г. Гидравлические и пневматические системы: [Текст] учебник / А.Г.Схиртладзе, В.И.Иванов, В.Н.Кареев; под ред. Ю. М. Соломенцева. - М.: Высш. шк., 2006. - 534 с
112. Ловкис, З.В. Гидравлика и гидравлические машины. [Текст] / З.В.Ловкис, Э.В.Бердышев. – М.: Колос, 1995
113. Шейпак, А.А. Гидравлика и гидропневмопривод [Текст] / А.А.Шейпак. - Часть 1(2), Москва, МГИУ, 2006.
114. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. [Текст] В 3-х Т. 5-е изд., перераб. и доп. Том 3. М.: Машиностроение, 1980 г. 559 с
115. Вакина В.В. Машиностроительная гидравлика. Примеры расчетов. [Текст] Высшая школа, 1986. 310 с
116. Иванов Г.М. (1973) Методика разработки гидравлических схем. [Текст] - М.: Машиностроение, 1973 г. 559 с



117. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям[Текст] - М.: Машиностроение, 1974.
118. Юшкин В.В. Основы расчета объемного гидропривода.: [Текст] - Минск. Выш. школа 1982.
119. Ситников Б.Т., Матвеев И.Б. Расчет и исследование предохранительных и переливных клапанов. [Текст] -М.: Машиностроение, 1971 г.
120. Ермаков В.В. Гидравлический привод металлорежущих станков. Гидравлический привод металлорежущих станков. Некоторые вопросы расчета и конструирования. [Текст] - МАШГИЗ 1963.
121. Комаревская О.В. Практические расчеты гидравлических систем. [Текст] М.: Машиностроение, 1984 г
122. Беляев, Н.М. Пнеumoгидравлические системы. Расчет и проектирование[Текст] / Н.М. Беляев, Е.И. Уваров, Ю.М. Степанчук. – М. : Высшая школа, 1988. – 271 с.
123. Пискорский, Г.А. Гидравлические и пневматические устройства машин [Текст] / Г.А. Пискорский, Н.А.Сивченко. – М. : Киев : Машгиз, 1962. – 213 с.



Приложения



«УТВЕРЖДАЮ»

ИП Акматов Ч.С. Директор ИП «Акматов Ч.С.»

Акматов Ч.С.

2018 г.

АКТ

о реализации научных результатов, полученных в диссертации соискателя Жылкычиева Мирлана Кубанычбековича на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.05.04 - дорожные, строительные и подъемно-транспортные машины на тему: «Разработка и обоснование параметров преобразователя скорости перемещения штока прессующего гидроцилиндра оборудования для производства строительных изделий»

Комиссия в составе: председателя, зам. директора Керимбаева Б.А., и членов комиссии: инженера Кошалиева Р.К. и к.т.н. Бекбоева А.Р. – проректора КГТУ им. И. Раззакова свидетельствует о том, что при разработке и обоснование параметров преобразователя скорости перемещения штока гидроцилиндра были реализованы следующие научные результаты, полученные в кандидатской диссертации Жылкычиева Мирлана:

- инженерная методика расчета параметров преобразователя скорости перемещения штока прессующего гидроцилиндра оборудования для производства строительных изделий полусухим способом формования;

- методика проведения экспериментальных исследований параметров преобразователя скорости перемещение штока прессующего гидроцилиндра оборудования для производства строительных изделий полусухим способом формования;

Реализация материалов диссертации Жылкычиева Мирлана позволила:

- разработать и создать гидроаппарат, обеспечивающий двухскоростной режим выдвижения штока гидроцилиндра в зависимости от значения действующей нагрузки;

- при прочих равных условиях, установка преобразователя скорости перемещения штока прессующего гидроцилиндра повысить производительность оборудования для производства строительных изделий полусухим способом формования на 22 %;

- использование мембранного запорно-регулирующего элемента существенно повышает технологичность изготовления преобразователя и его ремонтпригодность.

Материалы диссертации использованы в следующих документах, материалах и разработках:

- при технико-экономическом обосновании использования преобразователя в гидравлической системе управления прессового оборудования для производства строительного изделия полусухим способом формования.

По результатам реализации ожидаемый положительный эффект:

- экономический эффект от применения преобразователя скорости перемещение штока гидроцилиндра – 248.184 тыс. сомов, а срок окупаемости составит приблизительно 0,6 месяцев.

Председатель комиссии:

Керимбаев Б.А.

Члены комиссии:

Кошалиев Р.К.

Бекбоев А.Р.



«УТВЕРЖДАЮ»

Проректор по науке и госязыку

КГУСТА им.Н. Исанова

Н.Ж.Маданбеков

« 21 » 2017г.

АКТ

о реализации научных результатов, полученных в диссертации соискателя **Жылкычиева Мирлана Кубанычбековича** на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.05.04 - дорожные, строительные и подъемно-транспортные машины на тему: «Разработка и обоснование параметров преобразователя скорости перемещения штока прессующего гидроцилиндра оборудования для производства строительных изделий»

Комиссия в составе: председателя, Начальника учебно-информационного управления, к.т.н., доцента Р.А.Жумабаева, и членов комиссии: зав. каф. «Механика», д.т.н., профессор Кутуев. М.Д., к.ф.-м.н., доцент Дильдаев М.С., и.о. доцент Шамшиев Н.У.; свидетельствует о том, что при разработке и обоснование параметров преобразователя скорости перемещения штока прессующего гидроцилиндра были реализованы следующие научные результаты, полученные в кандидатской диссертации Жылкычиева Мирлана:

- уравнения, описывающие перемещение плоской и цилиндрической мембраны под действием возмущающего и управляющего давления жидкости в процессе их деформации
- зависимости по оценке влияния геометрических параметров упругих мембран на их упругие характеристики и определены зависимости модуля упругости мембраны от его относительной деформации.

Реализация материалов диссертации Жылкычиева Мирлана позволила:

- улучшить навыки составления математических моделей различных процессов;
- более обоснованно подходить к созданию новых видов гидроаппаратов, механизмов и машин;

Материалы диссертации использованы в следующих документах, материалах и разработках:

- при составлении учебно-методических комплексов по направлению 670100 – «Наземные транспортно-технологические машины и комплексы» для подготовки бакалавров 670200- «Автомобиль и автомобильное хозяйство» и «Автомобильный сервис» по дисциплинам «Теоретическая механика» и «Соппротивление материалов».

По результатам реализации получен следующий положительный эффект:

- полученные научно-технические результаты позволяет значительно улучшить качество подготовки бакалавров «Наземные транспортно-технологические машины и комплексы», «Автомобиль и автомобильное хозяйство» и «Автомобильный сервис».

Председатель комиссии:

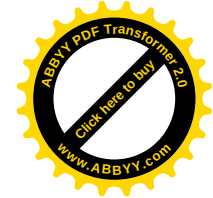
Жумабаев Р.А.

Члены комиссии:

Кутуев. М.Д.

Дильдаев М.С.

Шамшиев Н.У.



«Утверждаю»
Директор Института машиноведения
НАН Кыргызской Республики
д.т.н. _____ Султаналиев Б.С.
« _____ » _____ 2018 г.

АКТ

о реализации научных результатов, полученных в диссертации Жылкычиева Мирлана Кубанычбековича на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.05.04 - дорожные, строительные и подъемно-транспортные машины на тему: «Разработка и обоснование параметров преобразователя скорости перемещения штока прессующего гидроцилиндра оборудования для производства строительных изделий»

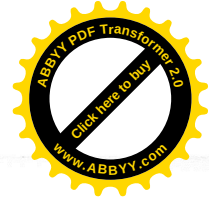
Комиссия в составе: председателя д.т.н., профессора Абдраимова Э.С. – заведующего лабораторией ТММ им. С.А.Абдраимова Института «Машиноведения» НАН КР и членов комиссии: научного сотрудника к.т.н. Касмалиева Б.М. и научного сотрудника Бакирова Б. свидетельствуем, что в рамках кандидатской диссертации Жылкычиева М.К. были реализованы следующие научные результаты:

- в соответствии с результатами теоретических и экспериментальных исследований разработана техническая документация и изготовлен экспериментальный образец преобразователя скорости перемещения штока прессующего гидроцилиндра оборудования для производства крупноформатных строительных блоков полусухим способом формования со следующими параметрами: номинальный расход – 50 л/мин и номинальное давление – 12 МПа.

- получены зависимости по оценке влияния параметров мембранных запорно-регулирующих элементов на статические и динамические характеристики преобразователя скорости перемещения штока и для оценки сопротивления мембраны гидравлическому пробую от его толщины.

Реализация материалов диссертации Жылкычиева Мирлана позволила:

- разработать и создать гидроаппарат, обеспечивающий двухскоростной режим выдвижения штока гидроцилиндра в зависимости от значения действующей нагрузки;



- использование мембранного запорно-регулирующего элемента существенно повышает технологичность изготовления преобразователя и его ремонтпригодность.

Материалы диссертации использованы в следующих документах, материалах и разработках:

- при изготовлении экспериментального образца преобразователя скорости перемещения штока гидроцилиндра с цилиндрическими мембранными запорно-регулирующими элементами.

По результатам реализации получен следующий положительный эффект:

- испытание экспериментального образца преобразователя скорости перемещения штока гидроцилиндра с мембранными запорно-регулирующими элементами, подключенный к прессующему гидроцилиндру диаметром 200 мм и рабочим ходом 450 мм оборудования для производства крупноформатных строительных блоков полусухим способом формования показали, что, при прочих равных условиях, за счет увеличения скорости выдвижения штока прессующего гидроцилиндра продолжительность рабочего цикла сокращается на 22 % и соответственно, на столько же, повышается производительность оборудования.

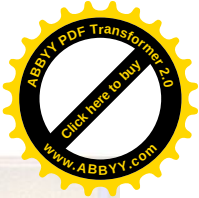
Председатель комиссии:

Абдраимов Э.С.

Члены комиссии:

Касмалиев Б.М.

Бакиров.Б.



КЫРГЫЗ РЕСПУБЛИКАСЫ



КЫРГЫЗПАТЕНТ

ПАТЕНТ

№ 1969

Ойлоп табуунун аталышы: *Курулуш буюмдарын өндүрүү үчүн гидравликалык кысоор (пресс)*

Патент ээси, өлкөсү: *Кыргызстан – Россия Славян университети (KG)*

Автору (авторлору): *Джылкичиев А. И., Бекбоев А. Р., Жылкычиев М. К., Арыкбаев К. Б. (KG)*

Өтүнмөнүн № *20160046.1*

Ойлоп табуунун артыкчылыгы: *2016-жыл, 02-июнь*

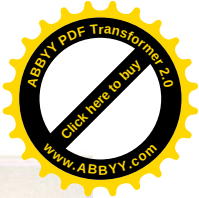
Кыргыз Республикасынын Ойлоп табууларынын мамлекеттик реестринде катталган: *2017-жылдын 30-июнунда*

Ушул ойлоп табууга берилген өтүнмө ээси (патент ээси) жоопкер болгон патент Кыргыз Республикасынын аймагында ойлоп табууга ээлик кылууга, аны пайдаланууга, тескөөгө, ошондой эле аны башка адамдардын пайдалануусуна тыюу салууга патент ээсинин өзгөчө укугун ырастайт



Төрага

Эсеналиев Д.А.



КЫРГЫЗ РЕСПУБЛИКАСЫ



КЫРГЫЗПАТЕНТ

ПАТЕНТ

№ 1970

Ойлоп табуунун аталышы: *Ири форматтуу керамикалык курулуш материалдарын өндүрүү үчүн гидравликалык кысоор*

Патент ээси, өлкөсү: *Кыргызстан - Россия Славян университети (KG)*

Автору (авторлору): *Джылкычиев А. И., Бекбоев А. Р.,
Арыкбаев К. Б., Жылкычиев М. К. (KG)*

Өтүнмөнүн № *20160047.1*

Ойлоп табуунун артыкчылыгы: *2016-жыл, 03-июнь*

Кыргыз Республикасынын Ойлоп табууларынын мамлекеттик реестринде катталган: *2017-жылдын 30-июнунда*

Ушул ойлоп табууга берилген өтүнмө ээси (патент ээси) жоопкер болгон патент Кыргыз Республикасынын аймагында ойлоп табууга ээлик кылууга, аны пайдаланууга, тескөөгө, ошондой эле аны башка адамдардын пайдалануусуна тыюу салууга патент ээсинин өзгөчө укугун ырастайт

Торуга

Эсеналиев Д.А.



КЫРГЫЗ РЕСПУБЛИКАСЫ



КЫРГЫЗПАТЕНТ

ПАТЕНТ

№ 1929

Ойлоп табуунун аталышы: *Курулуш буюмдарын өндүрүү үчүн гидравликалык пресстин гидроцилиндринин сабын которуштуруунун ылдамдыгын өзгөрткүч*

Патент ээси, өлкөсү: *Джылкычиев А. И., Бекбоев А. Р., Жылкычиев М. К., Арыкбаев К. Б., Учуров О. А. (KG)*

Автору (авторлору): *Джылкычиев А. И., Бекбоев А. Р., Жылкычиев М. К., Арыкбаев К. Б., Учуров О. А. (KG)*

Ойлоп табуу талап № *20150121.1* КЫРГЫЗПАТЕНТ

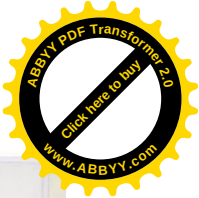
Ойлоп табуунун приоритети *14-декабрь, 2015-жыл*

Кыргыз Республикасынын ойлоп табуулар Мамлекеттик реестринде катталган
2016-жылдын 30-декабрында

Ушул ойлоп табууга берилген ӨТҮНМӨ ЭЭСИ (ПАТЕНТ ЭЭСИ) ЖООПКЕР БОЛГОН ПАТЕНТ, Кыргыз Республикасынын аймагында ойлоп табууга ээлик кылууга, аны пайдаланууга, тескөөгө, ошондой эле аны башка адамдардын пайдалануусуна тыюу салууга патент ээсинин өзгөчө укугун ырастайт

Торакта

Эсеналиев Д.А.



КЫРГЫЗ РЕСПУБЛИКАСЫ



КЫРГЫЗПАТЕНТ

ПАТЕНТ

№ 1767

Ойлоп табуунун аталышы: *Курулуш буюмдардын чыгаруу үчүн гидравликалык кысоор*

Патент ээси, өлкөсү: *Джылкычиев А.И., Бекбоев А.Р., Жылкычиев М.К., Учуров О.А.,
Арыкбаев К.Б. (KG)*

Авторлору: *Джылкычиев А.И., Бекбоев А.Р., Жылкычиев М.К., Учуров О.А.,
Арыкбаев К.Б. (KG)*

Классификациялык код № *20140092.1*

Ойлоп табуунун приоритети *23-июль 2014-жылы*

Кыргыз Республикасынын ойлоп табуулар Мамлекеттик реестринде катталган
2015-жылдын 31-июлунда



Ушул ойлоп табууга берилген ӨТҮНМӨ ЭЭСИ (ПАТЕНТ ЭЭСИ) ЖООПКЕР БОЛГОН ПАТЕНТ, Кыргыз Республикасынын аймагында ойлоп табууга ээлик кылууга, аны пайдаланууга, төскөөгө, ошондой эле аны башка адамдардын пайдалануусуна тыюу салууга патент ээсинин өөгөчө укугун ырастайт.

Торага

Назарбеков М. Р.