

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования
«Южно-Уральский государственный университет»
(национальный исследовательский университет)
Политехнический институт
Кафедра «Гидравлика и гидропневмосистемы»

РАБОТА ПРОВЕРЕНА

Рецензент

_____ 2017 г.

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ

Заведующий кафедрой

_____ Спиридонов Е.К.
_____ 2017 г.

**РАЗРАБОТКА МОДУЛЯ УПРАВЛЕНИЯ ДЛЯ НАСОСА С
ПРОПОРЦИОНАЛЬНЫМ ЭЛЕКТРИЧЕСКИМ УПРАВЛЕНИЕМ**

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА
К ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ РАБОТЕ
.ЮУрГУ-150402.2017.102 ПЗ ВКР

Руководитель проекта, доцент, к.т.н.
_____ Форенталь В.И.
_____ 2017 г.

Автор работы
студент группы П-266
_____ Семёнов В.А.
_____ 2017 г.

Нормоконтролер, доцент, к.т.н.
_____ Подзерко А.В.
_____ 2017 г.

АННОТАЦИЯ

Семёнов В.А. Разработка модуля управления для насоса с пропорциональным электрическим управлением. – Челябинск: ЮУрГУ, П-266, 72 с., 55 ил., 4 табл., библиогр. список – 23 наим..

Объектом исследования является модуль управления регулируемого аксиально-плунжерного насоса с наклонным диском Vickers PVQ-10-A2R-SE1S.

Цель работы – исследование модуля пропорционального управления для анализа и распространения его на прочие насосы.

В процессе работы была изучена конструкция насоса, разработана расчетная схема рассматриваемой модели, исследованы параметры и характеристики элементов насоса и модуля управления, разработана математическая модель модуля управления, проведены экспериментальные определения характеристик некоторых элементов управления и полученной системы управления.

В результате исследования была создана математическая модуль модуля управления, позволяющего бесступенчато регулировать подачу аксиально-плунжерного насоса с наклонным диском в пределах от нуля до значения, ограниченного максимальным рабочим объемом гидромашины.

Основные конструктивные и технико-эксплуатационные показатели: возможность получения нулевой подачи (при вертикальном положении шайбы), её плавное бесступенчатое регулирование, а также возможность дистанционного управления величиной расхода.

Данный модуль может применяться в системах автоматического регулирования любых видов гидравлических приводов.

					150402.2017.102.00.00 ПЗ			
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата				
Разраб.	Семёнов В.А.				Разработка модуля управления для насоса с	Лит.	Лист	Листов
Провер.	Форенталь						2	72
Реценз.						ЮУрГУ Кафедра ГцГПС		
Н. Контр.	Подзерко А.В.							
Утверд.	Спиридонов							

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
1 ПЕРЕДОВЫЕ ОТЕЧЕСТВЕННЫЕ И ЗАРУБЕЖНЫЕ РАЗРАБОТКИ	5
2 АНАЛИЗ ВОЗМОЖНОСТИ МОДЕРНИЗАЦИИ НАСОСА ДЛЯ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ЭЛЕКТРИЧЕСКОГО ПРОПОРЦИОНАЛЬНОГО УПРАВЛЕНИЯ.....	18
2.1 Изучение конструкции насоса	18
2.2 Разработка гидравлической схемы модуля управления	19
2.3 Разработка структурной схемы управления насосом	22
3 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ НАСОСА И ЕГО МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ОПИСАНИЕ	25
3.1 Уравнение, описывающее движение наклонного диска	25
3.2 Определение геометрических параметров исследуемого насоса	33
4 ИССЛЕДОВАНИЕ РЕДУКЦИОННОГО КЛАПАНА.....	39
5 МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ НАСОСНОЙ СТАНЦИИ С ПРОПОРЦИОНАЛЬНЫМ ЭЛЕКТРИЧЕСКИМ УПРАВЛЕНИЕМ	46
5.1 О математическом моделировании.....	46
5.2 Описание среды расчета математической модели.....	47
5.3 Уравнения для расчета математической модели	49
5.4 Моделирование насоса	51
6 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ МОДУЛЯ УПРАВЛЕНИЯ.....	56
6.1 Описание лабораторного стенда.....	56
6.2 Методика проведения экспериментального исследования насоса в динамическом режиме	57
6.3 Определение расхода насоса при различных входных сигналах.....	59
7 СРАВНЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ РАСЧЕТА И ЭКСПЕРИМЕНТА.....	66
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	68
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	70

ВВЕДЕНИЕ

В качестве рассматриваемого насоса выбрана регулируемая аксиально-плунжерная гидромашина, т.к. гидравлические системы с регулируемыми насосами обладают лучшими характеристиками, нежели системы с насосами неизменяемой подачи. Кроме того, насосы и гидромоторы с аксиальным расположением цилиндров являются самыми распространенными в большинстве отраслей промышленности: строительное и дорожное машиностроение, сельскохозяйственное машиностроение, станкостроение, автомобилестроение, приводы горных машин, металлургическое машиностроение и многие другие отрасли.

Имеющиеся системы пропорционального регулирования подачи аксиально-плунжерных машин зависят от собственных характеристик насоса (давление, расход), что накладывает ограничение на их минимальную и максимальную величину этих параметров.

Цель работы – исследование модуля пропорционального управления для анализа и распространения его на прочие насосы.

Задачи работы:

- изучение конструкции насоса;
- разработка расчетной схемы рассматриваемой модели;
- исследование параметров и характеристик элементов насоса и модуля управления;
- разработка математической модели модуля управления;
- экспериментальное исследование характеристик элементов системы и полученного модуля управления.

									Лист
									4
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	150402.2017.102.00.00 ПЗ				

1 ПЕРЕДОВЫЕ ОТЕЧЕСТВЕННЫЕ И ЗАРУБЕЖНЫЕ РАЗРАБОТКИ

Настройка скорости гидродвигателя в гидравлических приводах объемного типа происходит путем изменения расхода направляемой в него жидкости. Один из таких способов – регулирование подачи объемных насосов. Для этого их снабжают механизмами, регулирующими подачу от максимального значения до заданного, не изменяя при этом скорости вращения машины. Различные варианты подачи становятся возможны, благодаря изменению рабочего объема, происходящего с помощью регулирования объема рабочей камеры машины.

Рабочий объем аксиально-плунжерного насоса обычно изменяется путем варьирования хода плунжера или же регулировкой рабочего хода, т.е. той части хода, на которой плунжер вытесняет жидкость в линию нагнетания. Более распространенным является способ – изменение геометрического хода плунжера. Второй способ практически не распространен и используется в основном в насосах с клапанным распределением. Для этого в период нагнетания жидкость с помощью специальных приспособлений перепускается без давления в линию всасывания.

Расход насоса обычно меняется с помощью линейного или углового перемещения регулируемого элемента, благодаря которому изменяется рабочий объем гидромашин. Настройка аксиально-плунжерных насосов осуществляется изменением угла между цилиндрическим блоком и наклонным диском.

Для регулирования величины подачи применяют различные приспособления, которые перемещают и фиксируют регулируемый элемент.

Часто встречаются механизмы регулирования с гидравлическим приводом регулируемого элемента. Для управления обычно применяют пропорциональные распределители.

Рассмотрим основных современных производителей аксиально-плунжерных насосов: зарубежные компании Vickers, Duplomatic, Bosch Rexroth, Hawe, Atos, Parker, Hydrosila и отечественную компанию PSM-Hydraulics.

										Лист
										5
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	150402.2017.102.00.00 ПЗ					

Американская компания Vickers предлагает аксиально-плунжерные насосы серии PVH (рабочий объем от 57 до 141 см³, рабочее давление – 250 бар).

Насосы могут иметь следующий вид пропорционального регулирования.

Электронный регулятор рабочего объема (рисунок 1.1)

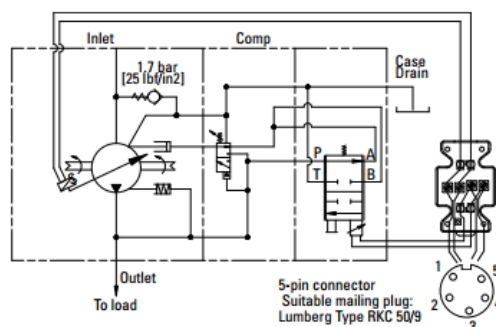


Рисунок 1.1 – Электронный регулятор рабочего объема

Изменение рабочего объема осуществляется пропорциональным клапаном регулирования расхода. Увеличение управляющего сигнала повышает рабочий объем. Данный вид регулятора имеет обратную связь по положению диска для увеличения точности.

Diplomatic (Италия) реализует аксиально-плунжерные насосы двух серий – VPPM (рабочий объем от 29 до 87 см³, рабочее давление – 280 бар, рисунок 1.2) и VPPPL (рабочий объем от 22 до 100 см³, рабочее давление – 210 бар, рисунок 1.3).

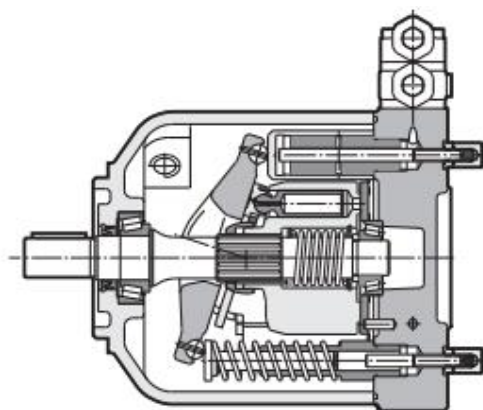


Рисунок 1.2 – Насос Diplomatic VPPM

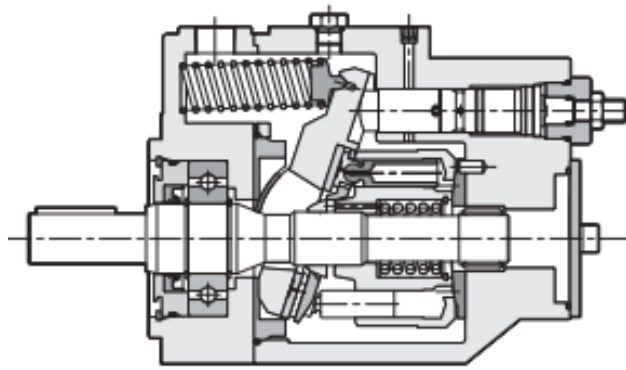


Рисунок 1.3 – Насос Duplomatic VPPL

Итальянская компания предлагает следующие виды пропорциональных регуляторов.

Встроенный регулятор давления и расхода PQCE5 (рисунок 1.4)

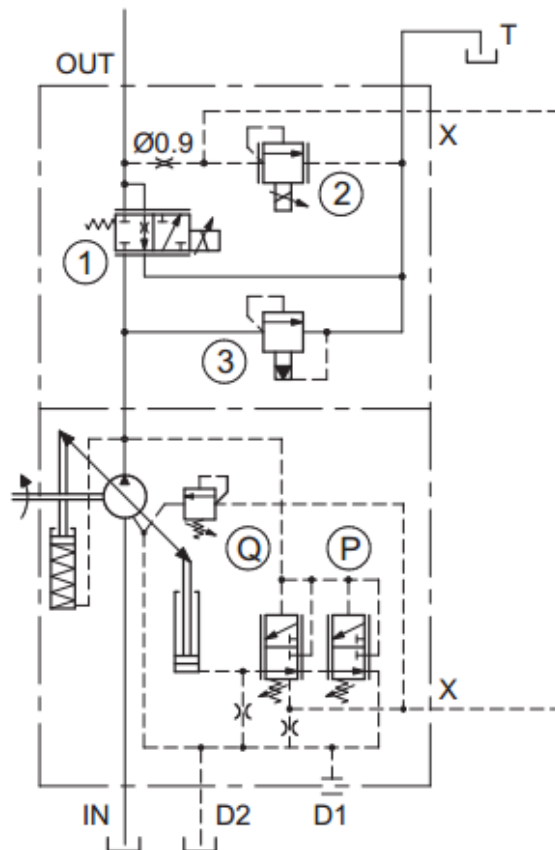


Рисунок 1.4 – Пропорциональный регулятор давления и расхода PQCE5

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

Данный регулятор позволяет независимым образом регулировать величину расхода насоса и давление при помощи электрических пропорциональных регуляторов. Расход насоса регулируется пропорциональным клапаном 1, который воздействует непосредственно на величину расхода насоса, а давление в системе регулируется пропорциональным перепускным предохранительным клапаном 2, работающим в качестве пилотной ступени регулятора перепада давления Q. Максимальное давление в системе ограничивается регулятором P. Данный модуль управления также оснащен встроенным перепускным предохранительным клапаном 3 с ручной регулировкой, который ограничивает пиковое давление, возникающее при быстром изменении расхода в системе.

Регулятор давления РСХ с пропорциональным электрическим управлением (рисунок 1.5)

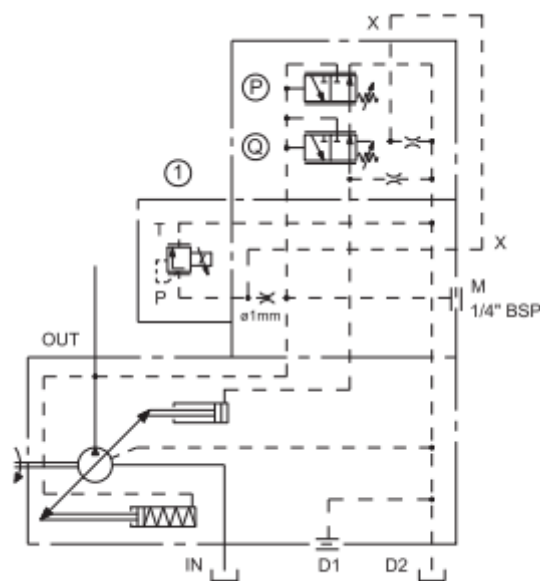


Рисунок 1.5 – Регулятор давления РСХ с пропорциональным электрическим управлением

Регулятор давления Q, соединенный с пропорциональным перепускным предохранительным клапаном 1, позволяет осуществлять непрерывный контроль и регулирование давления в системе.

					Лист
					8
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	

150402.2017.102.00.00 ПЗ

Российская компания PSM-Hydraulics выпускает аксиально-плунжерные насосы с наклонным диском 415 серии (рабочий объем от 125 до 355 см³, рабочее давление – 350 бар), которые конструктивно являются аналогами насосов A4VSO **немецкой компании Bosch Rexroth** (рабочий объем от 40 до 1000 см³, номинальное рабочее давление – 350 бар; рисунок 1.6).

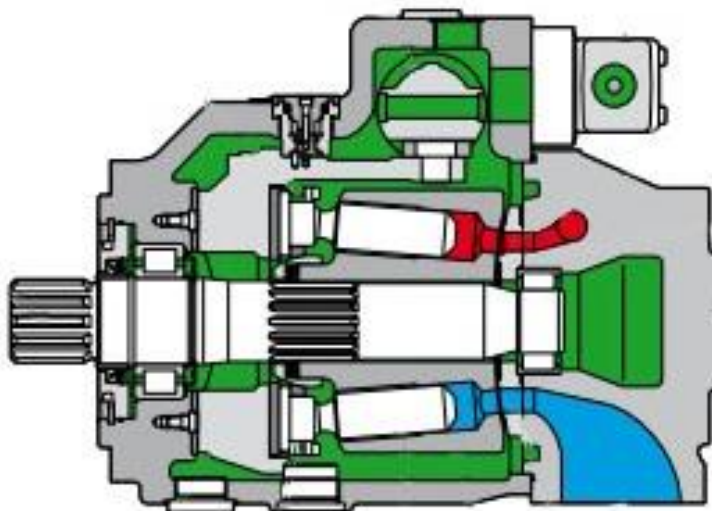


Рисунок 1.6 – Насос Bosch Rexroth A4VSO/PSM серии 415

Среди методов регулирования подачи, которые предлагает компания Bosch Rexroth, можно выделить следующие.

Электронный регулятор EO1/2 (рисунок 1.7)

Бесступенчатое регулирование рабочего объема осуществляется с помощью серво- или пропорционального распределителя с электрической обратной связью по углу наклона шайбы.

Электрогидравлический регулятор DFE1 (рисунок 1.8)

Регулирование мощности, давления и угла наклона шайбы осуществляется пропорциональным распределителем с электрическим управлением. На пропорциональный распределитель подается токовый сигнал, который перемещает поршень управляющего гидроцилиндра, который, в свою очередь, через систему рычагов и встроенный датчик положения изменяет угол наклона

шайбы, регулируя тем самым расход насоса. При выключенном электродвигателе и отсутствии давления в системе усилие пружины поворачивает шайбу насоса на максимальный рабочий объем.

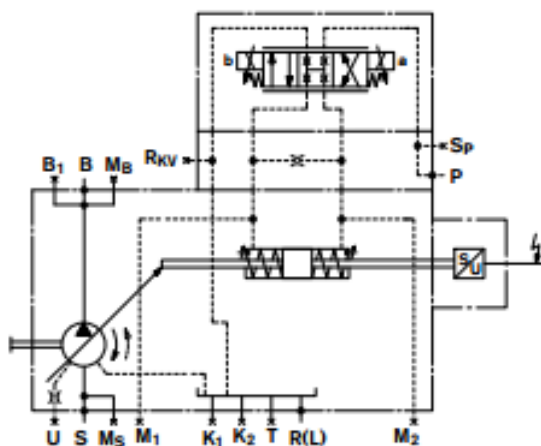


Рисунок 1.7 – Электронный регулятор EO1/2

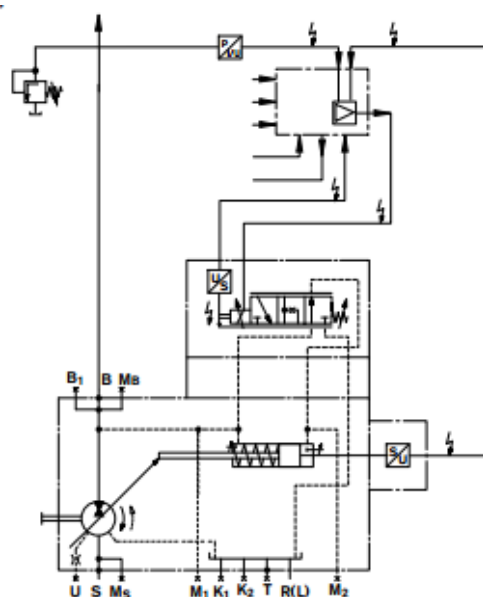


Рисунок 1.8 – Электрогидравлический регулятор DFE1

PSM Hydraulics предлагает следующий метод пропорционального управления подачей.

Пропорциональное позитивное гидравлическое управление (рисунок 1.9)

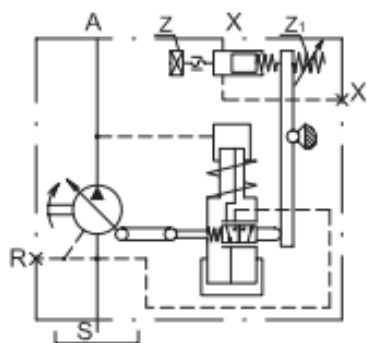


Рисунок 1.9 – Пропорциональное позитивное управление

Подача насоса изменяется в зависимости от сигнала оператора. В исходном состоянии, при отсутствии давления управления, насос имеет минимальные рабочий объем, подачу и потребляемую мощность. При увеличении давления управления, начиная с давления начала регулирования, рабочий объем насоса пропорционально увеличивается, вызывая увеличение подачи. Данный способ регулирования осуществляется без использования электрического пропорционального управления.

Немецкая компания Hawe имеет в продаже серию аксиально-плунжерных насосов V30D (рабочий объем от 45 до 250 см³, рабочее давление – 350 бар, рисунок 1.10).

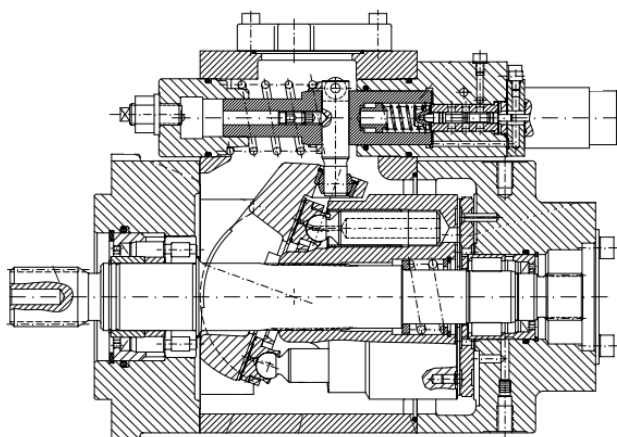


Рисунок 1.10 – Насос Hawe V30D

Пропорциональное управление подачей насосов Hawe происходит по следующей схеме.

Электрогидравлическое пропорциональное управление, тип V (рисунок 1.11)

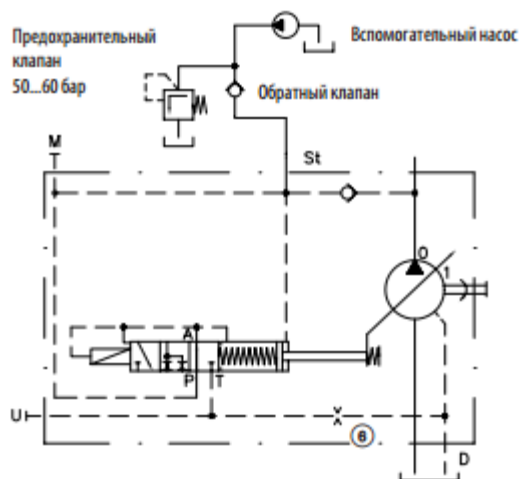


Рисунок 1.11 – Пропорциональное управление, тип V

Регулируемый аксиально-плунжерный насос оснащен качающейся люлькой, которая соединена с поршнем исполнительного механизма. От хода поршня зависит рабочий объем насоса. Для электрогидравлического пропорционального регулирования с большей стороны поршня расположена измерительная пружина, другой конец которой воздействует на поршень пропорционального клапана. Минимальный рабочий объем основного насоса соответствует нулевому ходу поршня, при котором на поршень исполнительного механизма не подается достаточного давления. В связи с этим используется вспомогательный насос. Это обеспечивает подачу на поршень исполнительного механизма более высокого давления в каждом конкретном случае.

Atos (Италия) предлагает серию аксиально-поршневых насосов PVPC (рабочий объем от 29 до 88 см³, рабочее давление – 280 бар, рисунок 1.12).

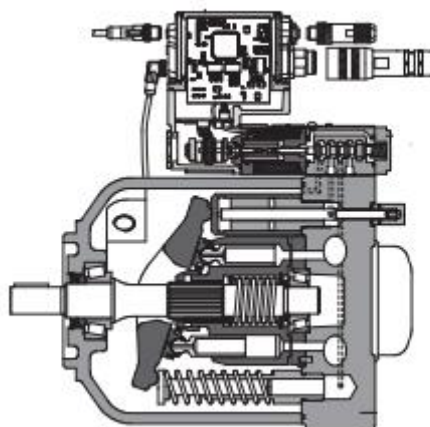


Рисунок 1.12 – Насос Atos PVPC

Управление данными насосами осуществляется по следующей схеме.

Пропорциональное регулирование расхода (рисунок 1.13)

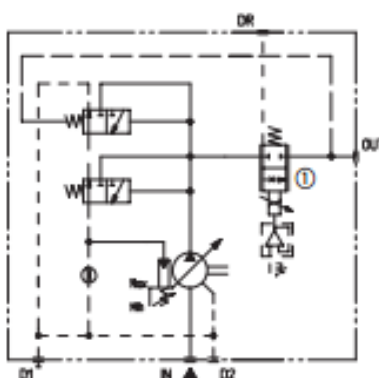


Рисунок 1.13 – Пропорциональное регулирование расхода

Угол наклона диска автоматически настраивается для поддержания постоянного перепада давления на пропорциональном клапане регулирования потока. Подача насоса может непрерывно регулироваться настройкой пропорционального клапана.

Немецкая компания Parker производит насосы серии PV (рабочий объем от 16 до 360 см³, рабочее давление 350 бар, рисунок 1.14).

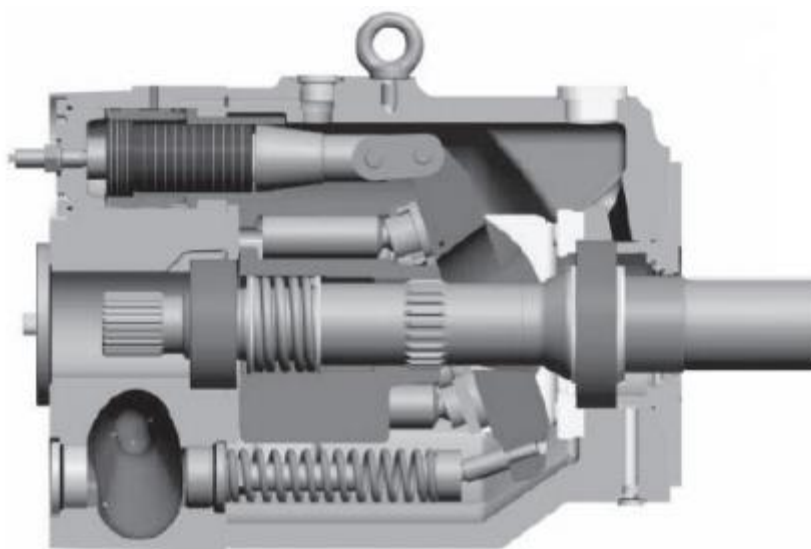


Рисунок 1.14 – Насос Parker PV

Системы пропорционального управления представлены следующим видом.

Пропорциональный регулятор рабочего объема (рисунок 1.15)

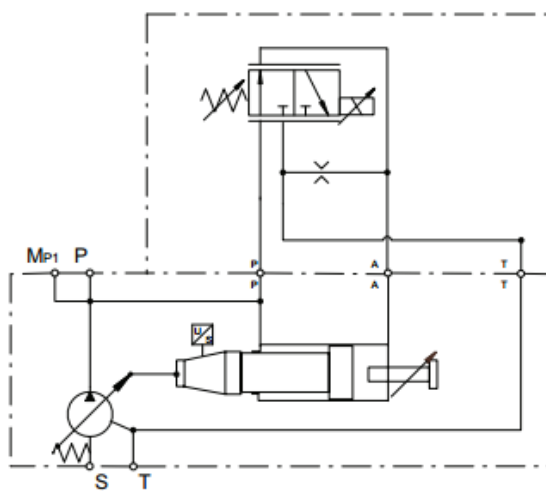


Рисунок 1.15 – Пропорциональный регулятор рабочего объема

Пропорциональный регулятор рабочего объема позволяет регулировать подачу насоса при помощи электрического входного сигнала. Фактический рабочий объем измеряется датчиком и сравнивается с заданным рабочим объемом в электронном блоке управления. Заданное значение определяется электрическим

входным сигналом от системы управления машиной или устанавливается потенциометром.

Украинская компания Hydrosila предлагает насосы серии Н (рабочий объем от 33 до 112 см³, рабочее давление 420 бар). Они могут производиться со следующей пропорциональной системой управления.

Электрическая пропорциональная система управления EP (рисунок 1.16)

В зависимости от силы тока на двух пропорциональных магнитах от блока управления подается соответствующее давление для перемещения одного из поршней. Таким образом, наклонный диск поворачивается и обеспечивает бесступенчатое изменение рабочего объема насоса. Каждой линии управления соответствует свое направление потока (для насос-мотора).

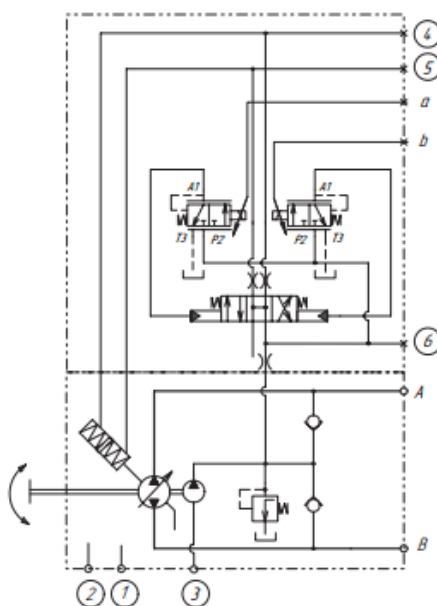


Рисунок 1.16 – Система управления EP

В таблице 1.1 приведена совокупность предложений ведущих компаний-производителей регулируемых аксиально-плунжерных насосов с пропорциональным управлением.

Таблица 1.1 – Аксиально-плунжерные насосы ведущих мировых компаний

Фирма	Наименование серии	Диапазон рабочих объемов, см ³
Duplomatic	VPPM	29...87
Duplomatic	VPPL	22...100
Bosch-Rexroth	A4VSO	40...1000
PSM Hydraulics	415	125...355
Hawe	V30D	45...200
Atos	PVPC	29...88
Parker	PV	16...360
Hydrosila	H	33...112
Vickers	PVH	57...141

Для обеспечения работы исследовательского комплекса требовался насос возможностью пропорционального регулирования и максимальным рабочим объемом меньше 12 см³. В результате анализа рынка аксиально-плунжерных насосов таких предложений не найдено.

Поставлена задача: рассмотреть возможность модификации регулируемых насосов с управлением клапанами давления, путем замены заводской разработки на модуль с пропорциональным управлением. В таблице 1.2 представлены регулируемые насосы, для которых возможно создание подобной системы.

Таблица 1.2 – Регулируемые насосы с рабочим объемом меньше 12 см³

Фирма	Наименование серии	Рабочий объем, см ³
Vickers	PVQ	10,5
Duplomatic	VPP	8
Bosch-Rexroth	A10VO	10,5

Для создания модуля и дальнейшего использования на стенде выбран аксиально-плунжерный насос с наклонным диском Vickers PVQ, т.к. он имеет меньшие массо-габаритные характеристики по сравнению с конкурентами и в базовом исполнении обладает благоприятными для разработки системы управления конструктивными особенностями.

					150402.2017.102.00.00 ПЗ	Лист
						17
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

2 АНАЛИЗ ВОЗМОЖНОСТИ МОДЕРНИЗАЦИИ НАСОСА ДЛЯ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ЭЛЕКТРИЧЕСКОГО ПРОПОРЦИОНАЛЬНОГО УПРАВЛЕНИЯ

2.1 Изучение конструкции насоса

Конструктивная схема исследуемого насоса представлена на рисунке 2.1.

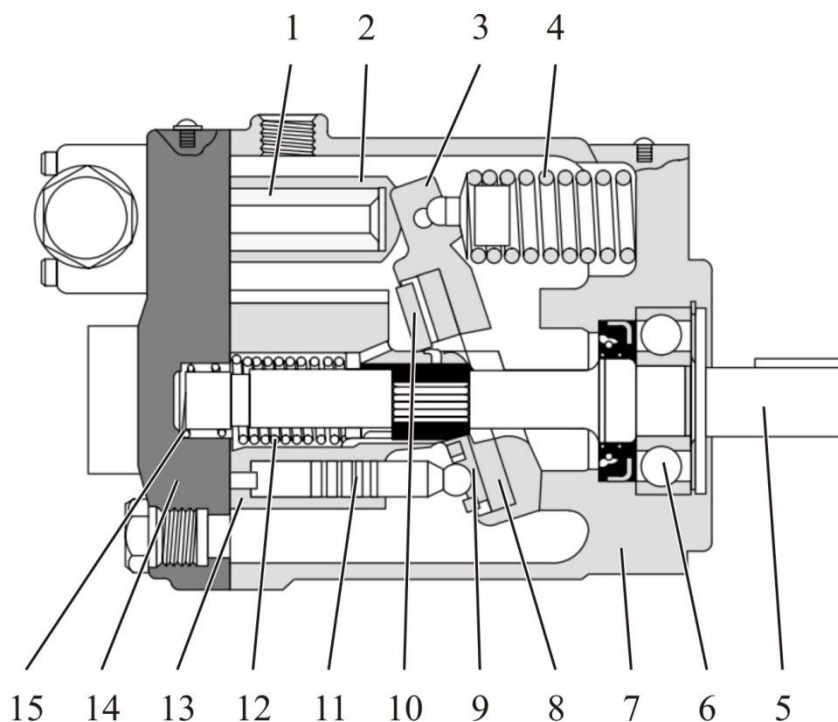


Рисунок 2.1 – Конструкция насоса

Несущей деталью гидромашины, в которой скомпонованы все ее сборочные единицы, является корпус 7, закрытый с торца крышкой 14. В центральной расточке корпуса 7 установлен вал 5 с блоком цилиндров 13 и наклонным диском 3. Вал 5 установлен на шариковый подшипник 6 со стороны корпуса 7 и на игольчатый подшипник 15 со стороны крышки 14. На валу 5 имеются шлицы, которые являются опорой блока цилиндров 13. Блок 13 выполнен в монолитном исполнении с серпообразными окнами на торце. Торцевой распределитель (на эскизе не изображен) установлен в крышке 14. Блок цилиндров 13 поджимается к распределителю пружиной 12.

Плунжеры 11 с завальцованными на них «башмаками» 9 не имеют пружинного прижима к опорной шайбе 8 наклонного диска 3, а прижимаются только за счет сил давления. Ограничение отрыва «башмаков» 9 от поверхности шайбы 8 обеспечивается с помощью сепараторного кольца 10.

Регулирование насосов данного типа осуществляется путем перемещения поршня 2, преодолевающего усилие пружины 4, по направляющей 1 под действием давления в линии управления (в первоначальной конструкции данное давление обеспечивается линией нагнетания). Вертикальное положение наклонного диска обеспечивает минимальный расход.

Таким образом, при поддержке максимального давления в линии управления под поршнем управления 2 насос будет иметь нулевой расход, аналогично, при поддержке минимального давления расход исследуемого насоса будет максимальным.

2.2 Разработка гидравлической схемы модуля управления

Исходная схема регулирования наклона диска показана на рисунке 2.2. Регулятор давления автоматически настраивает требуемый уровень подачи насоса при заданном рабочем давлении. На рисунке 2.3 представлена область работы регулятора давления.

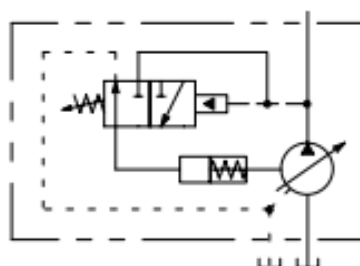


Рисунок 2.2 – Исходная схема регулирования насоса

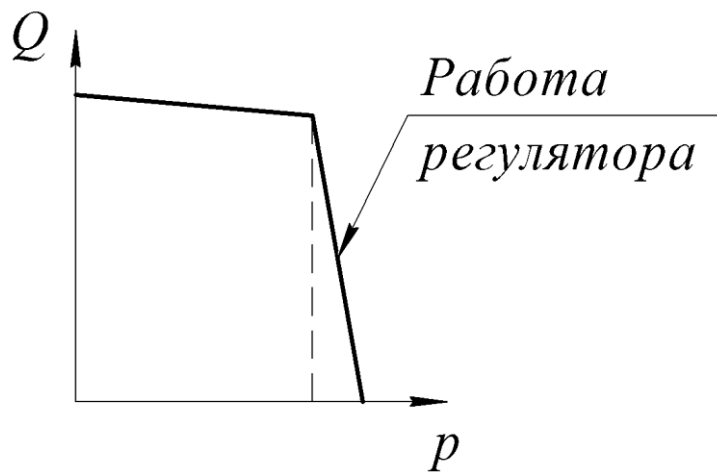


Рисунок 2.3 – Область работы регулятора давления

Использование данного модуля не предусматривает возможности дистанционного (например, с помощью ЭВМ) управления расходом насоса и, соответственно, делает невозможным применение насоса в системах автоматического регулирования. Кроме того, как и во всех схемах, рассмотренных в п.1, управление осуществляется за счет ресурсов (давление, расход) самой гидромашины.

Модуль управления должен позволять регулировать диапазон рабочих объемов гидромашины независимо от давления на выходе насоса. Для этого необходимо использование отдельной линии управления с собственным гидравлическим или электрическим приводом. Исходная конструкция позволяет осуществлять регулирование путем изменения давления под поршнем управления (рисунок 2.4).

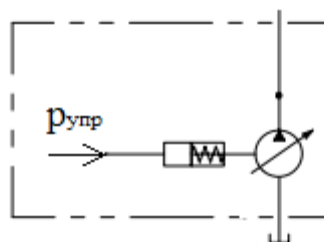


Рисунок 2.4 – Возможность использование внешнего управления

Таким образом, для дистанционного управления можно использовать дополнительный источник гидравлической энергии и, управляя давлением под поршнем, регулировать рабочий объем насоса.

Использование редуционного клапана в качестве пропорционального гидравлического элемента позволяет поддерживать постоянное давление в линии управления и, соответственно, обеспечивает неизменный расход регулируемого насоса, кроме того, появляется возможность установить в гидросистему дополнительный предохранительный клапан для защиты от перегрузок.

Кроме редуционного клапана, гидропривод системы управления включает:

- шестеренный насос с приводным асинхронным электродвигателем;
- напорный фильтр, т.к. загрязнение жидкостей различными примесями значительно снижает надежность и срок службы гидравлических агрегатов [3, с. 536];
- манометр на выходе насоса для визуального контроля параметров гидропривода;
- датчик давления за редуционным клапаном для возможности фиксации параметров привода на компьютере;
- предохранительный клапан для защиты системы управления от перегрузок.

Принципиальная гидравлическая схема системы управления представлена на рисунке 2.5.

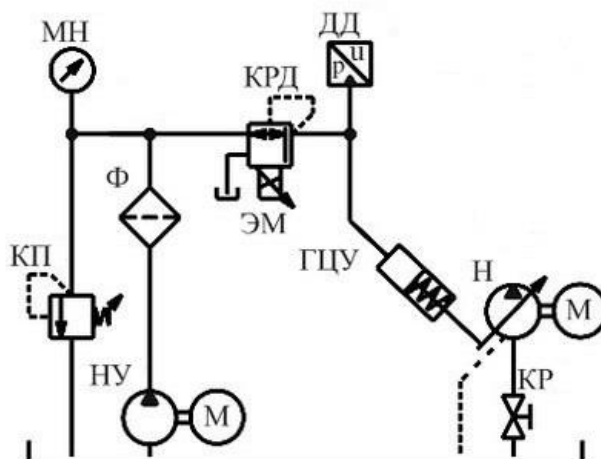


Рисунок 2.5 – Принципиальная гидравлическая схема модуля управления

2.3 Разработка структурной схемы управления насосом

Структурная схема модуля управления насосом Н приведена на рисунке 2.6.

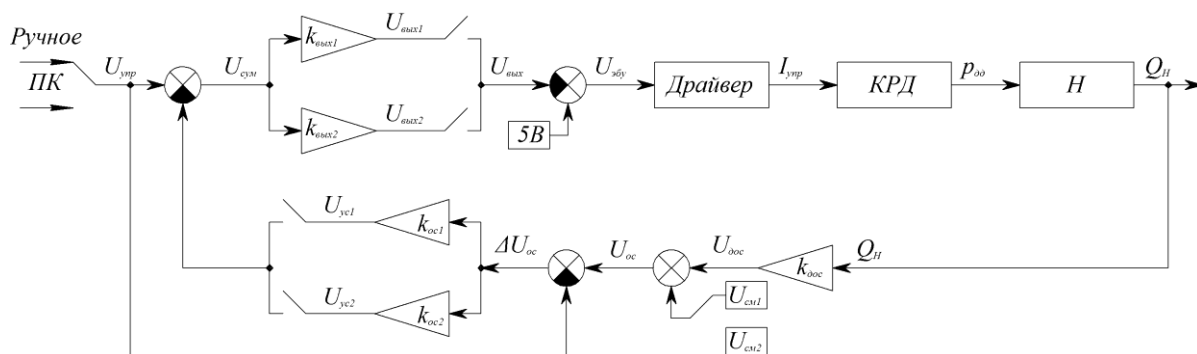


Рисунок 2.6 – Структурна схема модуля управления

Благодаря данной схеме осуществляется управление пропорциональным редукционным клапаном, определяющим давление под поршнем управления и, соответственно, угол наклона диска и рабочий объем насоса. Структурная схема реализована в виде панели управления, на которой с помощью тумблеров и многооборотных потенциометров можно проводить настройку и выбор (в т.ч. и имитацию «обрывов» линии в той или иной части контура) смещений и коэффициентов усиления сигналов контура управления.

Сигнал управления $U_{упр}$ может задаваться как вручную, так и с компьютера, обратная связь замыкается по расходу исследуемого насоса.

При выключенных тумблерах коэффициентов усиления сигнала рассогласования $k_{вых1}$ и $k_{вых2}$ сигнал $U_{вых}=U_{эбу}$ не поступает на вход усилителя электронного блока управления (ЭБУ). Для работы необходимо иметь в положении «вкл» только один из тумблеров выбора коэффициента.

Дополнительный сумматор, реализующий операцию вычитания управляющего сигнала из сигнала обратной связи с получением величины $\Delta U_{ос}=U_{ос}-U_{упр}$ необходим для обеспечения соответствия максимальной амплитуды сигнала $U_{упрМАХ}$ максимальной подаче насоса H $Q_{HМАХ}$ (а точнее – максимальному рабочему объему $q_{HМАХ}$). При замкнутой обратной связи и отсутствии такого дополнительного сумматора, который при значении коэффициента $k_{ос}=1$ формально просто увеличивает амплитуду управляющего напряжения в 2 раза, получается структурная схема с двумя последовательно соединенными динамическими звеньями, соответствующим пропорциональному редукционному клапану и поршню управления ГЦУ вкупе с наклонным блоком насоса H . В каждой из данных динамических систем присутствует позиционная нагрузка (пружина, противодействующая пропорциональному электромагниту ЭМ, и пружина в полости насоса H –ГЦУ), вследствие чего динамические звенья, соответствующие этим системам, можно представить, как колебательные звенья второго порядка (при учете массы подвижных частей) или же апериодические (при пренебрежении инерцией подвижных частей). Дополнительное же охватывание такой системы обратной связью приводит к уменьшению амплитуды выходной переменной Q_H (при $k_{ос}=1$) в два раза, т.е. при $U_{упрМАХ}$ расход будет иметь значение $Q_{HМАХ}/2$.

При размыкании обратной связи тумблерами размыкается сразу суммированный сигнал $\Delta U_{ос}$, таким образом управление происходит в обычном режиме.

										Лист
										23
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

150402.2017.102.00.00 ПЗ

Инвертирование и смещение усиленного сигнала рассогласования $U_{\text{Вых}}$ также необходимо для сохранения линейного закона изменения расхода от управляющего сигнала с положительным коэффициентом (т.е. увеличению входной переменной соответствует увеличение выходной переменной). При отсутствии такого инвертирования и увеличении управляющего сигнала $U_{\text{Вых}}$ пропорционально будет увеличиваться и давление $p_{\text{дд}}$ на выходе КРД и сжатие пружины в насосе, «поршень» будет перемещаться вниз и вправо в соответствии с изображением на рисунке 2.5, уменьшая при этом угол наклона диска насоса H и тем самым уменьшая подачу $Q_{\text{Н}}$.

										Лист
										24
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	150402.2017.102.00.00 ПЗ					

3 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ НАСОСА И ЕГО МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ОПИСАНИЕ

3.1 Уравнение, описывающее движение наклонного диска

Для определения зависимости угла поворота наклонного диска от давления в линии управления воспользуемся уравнением Лагранжа второго рода, которое представляет собой дифференциальное уравнение движения механической системы. При наличии в системе непотенциальных сил (например, сила трения), уравнение примет вид [12, с. 15]:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\delta T}{\delta \dot{q}_i} \right) - \frac{\delta T}{\delta q_i} = Q_i, \quad (1)$$

где $T(q_i, \dot{q}_i, t)$ – кинетическая энергия системы;

q_i и \dot{q}_i – обобщенная координата и обобщенная скорость соответственно;

Q_i – обобщенная сила.

Система сил, действующих на наклонный диск, представлена на рисунке 3.1. За начало отсчета возьмем вертикальное положение наклонного диска (расход равен нулю, $\gamma=0^\circ$). Также принимаем то, что силы давления в полостях нагнетания и всасывания не оказывают влияния на угол наклона диска.

Тогда кинетическая энергия системы:

$$T = T_{\text{пу}} + \Sigma T_{\text{п}} + T_{\text{д}} + T_{\text{ск}}, \quad (2)$$

где $T_{\text{пу}}$ – кинетическая энергия поршня управления;

$\Sigma T_{\text{п}}$ – сумма кинетической энергии плунжеров;

$T_{\text{д}}$ – кинетическая энергия наклонного диска (и опорного кольца);

$T_{\text{ск}}$ – кинетическая энергия сепараторного кольца.

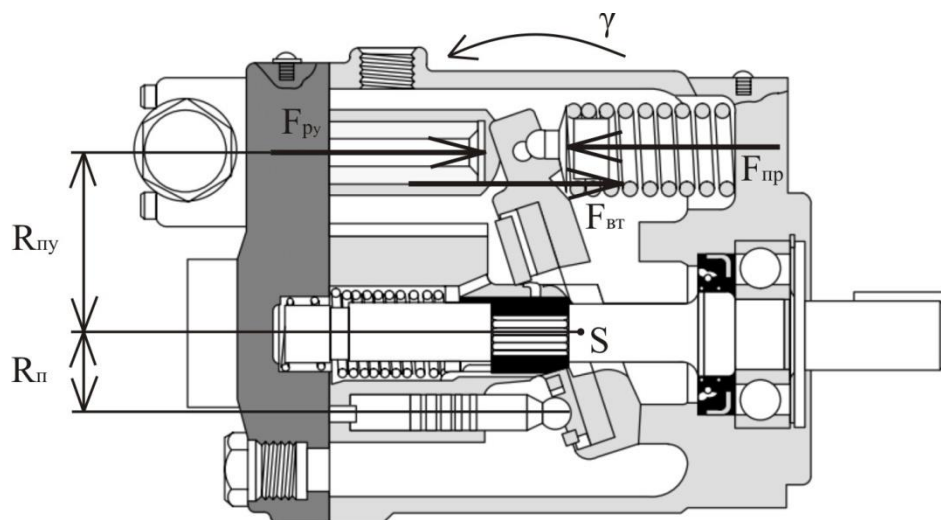


Рисунок 3.1 – К расчету кинетической энергии и обобщенной силы

$$T = \frac{m_{пу} \dot{x}_{пу}^2}{2} + \sum_{j=0}^8 \frac{m_{п} \dot{x}_{пj}^2}{2} + \frac{I_{д} \dot{\gamma}^2}{2} + \frac{I_{ск} \dot{\gamma}^2}{2}, \quad (3)$$

где $m_{пу}$ – масса поршня управления;

$\dot{x}_{пу}$ – скорость поршня управления (первая производная перемещения);

$m_{п}$ – масса плунжера;

$\dot{x}_{пj}$ – скорость плунжера;

$I_{д}$ – момент инерции наклонного диска;

$\dot{\gamma}$ – скорость поворота наклонного диска и сепараторного кольца;

$I_{ск}$ – момент инерции сепараторного кольца.

Здесь и далее будем выражать линейные перемещения элементов через угол поворота наклонного диска [4, с. 204]:

$$x_{пу} = R_{пу} t g \gamma; \quad (4)$$

$$x_{п} = R_{пj} t g \gamma, \quad (5)$$

где $R_{пу}$ – радиус окружности с центром на оси вращения наклонного диска (точка S, рисунок 3.1), на которой расположен поршень и пружина управления,

$R_{\pi j}$ – радиус окружности с центром на оси вращения наклонного диска (точка S, рисунок 3.1), на которой расположены плунжеры,

В свою очередь, размер $R_{\pi j}$ будет зависеть от количества плунжеров и должен вычисляться для каждого плунжера отдельно, начиная от первого, для которого $R_{\pi j} = R_{\pi}$:

$$R_{\pi j} = R_{\pi} \cos\left(j \frac{2\pi}{z}\right), \quad (6)$$

где j – порядковый номер плунжера;

z – количество плунжеров.

Первая производная перемещения будет равна

$$\dot{x}_{\pi y} = R_{\pi y} \frac{1}{\cos^2 \gamma} \dot{\gamma}; \quad (7)$$

$$\dot{x}_{\pi} = R_{\pi} \cos\left(j \frac{2\pi}{z}\right) \cdot \frac{1}{\cos^2 \gamma} \dot{\gamma}. \quad (8)$$

Таким образом, при подстановке выражений (6)-(8) в (3), уравнение кинетической энергии примет окончательный вид:

$$T = \frac{m_{\pi y} R_{\pi y}^2 \frac{1}{\cos^4 \gamma} \dot{\gamma}^2}{2} + \sum_{j=0}^8 \frac{m_{\pi} (R_{\pi} \cos(j \frac{2\pi}{z}))^2 \frac{1}{\cos^4 \gamma} \dot{\gamma}^2}{2} + \frac{I_{\Sigma} \dot{\gamma}^2}{2}. \quad (9)$$

Формула обобщенной силы имеет вид [14, с. 340]:

$$Q = \frac{F_{\text{пр}} \dot{x}_{\pi y} - F_{\text{пу}} \dot{x}_{\pi y} - F_{\text{вт}} \dot{x}_{\pi y}}{\dot{\gamma}}, \quad (10)$$

где $F_{\text{пр}}$ – сила упругости пружины;

$F_{\text{ру}}$ – сила давления управления;

$F_{\text{вт}}$ – сила вязкого трения.

Сила упругости пружины при начале отсчета от вертикального положения диска:

$$F_{\text{пр}} = F_{\text{пв}} - cx_{\text{пу}}, \quad (11)$$

где $F_{\text{пв}}$ – сила упругости предварительно поджатой пружины;

c – жесткость пружины управления;

$x_{\text{пу}}$ – сжатие пружины управления.

Усилие предварительного поджатия пружины:

$$F_{\text{пв}} = cx_{\text{пв}}, \quad (12)$$

где $x_{\text{пв}}$ – предварительное сжатие пружины управления при вертикальном положении наклонного диска.

Сила давления управления определяется по формуле

$$F_{\text{ру}} = p_y A_y = p_y \frac{\pi d_{\text{пу}}^2}{4}, \quad (13)$$

где p_y – давление в линии управления, определяется настройкой редукционного клапана;

A_y – площадь поршня управления;

$d_{\text{пу}}$ – диаметр поршня управления.

Сила вязкого трения [8, с. 38]:

$$F_{\text{ВТ}} = \mu A_{\text{пов}} \frac{\dot{x}_{\text{пу}}}{h}, \quad (14)$$

где μ – динамическая вязкость жидкости;

$A_{\text{пов}}$ – площадь поверхности поршня управления, которая соприкасается с жидкостью;

h – зазор между поршнем управления и направляющей.

В свою очередь, динамическая вязкость жидкости:

$$\mu = \nu \rho, \quad (15)$$

где ν – кинематическая вязкость жидкости;

ρ – плотность жидкости.

Площадь поверхности поршня управления, которая соприкасается с жидкостью:

$$A_{\text{пов}} = \pi d_{\text{пу}}(x_{\text{н}} + x_{\text{пу}}), \quad (16)$$

где $x_{\text{н}}$ – начальная длина линии контакта поршня управления и направляющей.

Тогда уравнение силы вязкого трения примет вид

$$F_{\text{ВТ}} = \nu \rho \pi d_{\text{пу}}(x_{\text{н}} + R_{\text{пу}} \operatorname{tg} \gamma) \frac{1}{\cos^2 \gamma} \frac{\dot{\gamma}}{h}. \quad (17)$$

Подставляя уравнения (4), (11)-(13), (17) в формулу (8), получаем выражение обобщенной силы:

$$Q = \frac{(cx_{пв} - cR_{п\gamma}tg\gamma)R_{п\gamma} \frac{1}{\cos^2\gamma} \dot{\gamma} - p_{\gamma} \frac{\pi d_{п\gamma}^2}{4} R_{п\gamma} \frac{1}{\cos^2\gamma} \dot{\gamma} - \nu\rho\pi d_{п\gamma}(x_{н} + R_{п\gamma}tg\gamma) \frac{R_{п\gamma} \frac{1}{\cos^2\gamma} \dot{\gamma}}{h} R_{п\gamma} \frac{1}{\cos^2\gamma} \dot{\gamma}}{\dot{\gamma}}, \quad (18)$$

$$Q = (cx_{пв} - cR_{п\gamma}tg\gamma)R_{п\gamma} \frac{1}{\cos^2\gamma} - p_{\gamma} \frac{\pi d_{п\gamma}^2}{4} R_{п\gamma} \frac{1}{\cos^2\gamma} - \nu\rho\pi d_{п\gamma}(x_{н} + R_{п\gamma}tg\gamma) \frac{R_{п\gamma} \frac{1}{\cos^2\gamma} \dot{\gamma}}{h} R_{п\gamma} \frac{1}{\cos^2\gamma}.$$

Далее необходимо продифференцировать уравнение (9) в частных производных по скорости и по перемещению.

$$\frac{\delta T}{\delta \dot{\gamma}} = \frac{1}{2} m_{п\gamma} R_{п\gamma}^2 \frac{1}{\cos^4\gamma} \cdot 2\dot{\gamma} + \frac{1}{2} \sum_{j=0}^8 m_{п} (R_{п} \cos(j \frac{2\pi}{z}))^2 \frac{1}{\cos^4\gamma} \cdot 2\dot{\gamma} + \frac{1}{2} I_{\Sigma} \cdot 2\dot{\gamma},$$

$$\frac{\delta T}{\delta \dot{\gamma}} = m_{п\gamma} R_{п\gamma}^2 \frac{1}{\cos^4\gamma} \dot{\gamma} + \sum_{j=0}^8 m_{п} (R_{п} \cos(j \frac{2\pi}{z}))^2 \frac{1}{\cos^4\gamma} \dot{\gamma} + I_{\Sigma} \dot{\gamma}, \quad (19)$$

$$\frac{\delta T}{\delta \dot{\gamma}} = \dot{\gamma} (m_{п\gamma} R_{п\gamma}^2 \frac{1}{\cos^4\gamma} + \sum_{j=0}^8 m_{п} (R_{п} \cos(j \frac{2\pi}{z}))^2 \frac{1}{\cos^4\gamma} + I_{\Sigma}).$$

$$\frac{\delta T}{\delta \gamma} = \frac{1}{2} m_{п\gamma} R_{п\gamma}^2 \dot{\gamma}^2 \frac{4\sin\gamma}{\cos^5\gamma} + \frac{1}{2} \sum_{j=0}^8 m_{п} (R_{п} \cos(j \frac{2\pi}{z}))^2 \dot{\gamma}^2 \frac{4\sin\gamma}{\cos^5\gamma}, \quad (20)$$

$$\frac{\delta T}{\delta \gamma} = 2m_{п\gamma} R_{п\gamma}^2 \dot{\gamma}^2 \frac{\sin\gamma}{\cos^5\gamma} + 2 \sum_{j=0}^8 m_{п} (R_{п} \cos(j \frac{2\pi}{z}))^2 \dot{\gamma}^2 \frac{\sin\gamma}{\cos^5\gamma}.$$

В свою очередь, уравнение (19) дифференцируется в полных производных по времени. Оно представляет собой производную произведения, которая вычисляется как $(uv)' = u'v + uv'$. [22, с. 111]

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \left(\frac{\delta T}{\delta \dot{\gamma}} \right) &= \dot{\gamma} \left(m_{\text{пн}} R_{\text{пн}}^2 \frac{1}{\cos^4 \gamma} + \sum_{j=0}^8 m_{\text{п}} (R_{\text{п}} \cos(j \frac{2\pi}{z}))^2 \frac{1}{\cos^4 \gamma} + I_{\Sigma} \right) + \\ &+ \dot{\gamma} \left(m_{\text{пн}} R_{\text{пн}}^2 \frac{4 \sin \gamma}{\cos^5 \gamma} \dot{\gamma} + \sum_{j=0}^8 m_{\text{п}} (R_{\text{п}} \cos(j \frac{2\pi}{z}))^2 \frac{4 \sin \gamma}{\cos^5 \gamma} \dot{\gamma} \right), \end{aligned} \quad (21)$$

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \left(\frac{\delta T}{\delta \dot{\gamma}} \right) &= \dot{\gamma} \left(m_{\text{пн}} R_{\text{пн}}^2 \frac{1}{\cos^4 \gamma} + \sum_{j=0}^8 m_{\text{п}} (R_{\text{п}} \cos(j \frac{2\pi}{z}))^2 \frac{1}{\cos^4 \gamma} + I_{\Sigma} \right) + \\ &+ 4 m_{\text{пн}} R_{\text{пн}}^2 \frac{\sin \gamma}{\cos^5 \gamma} \dot{\gamma}^2 + 4 \sum_{j=0}^8 m_{\text{п}} (R_{\text{п}} \cos(j \frac{2\pi}{z}))^2 \frac{\sin \gamma}{\cos^5 \gamma} \dot{\gamma}^2. \end{aligned}$$

Подставляя выражения (18), (20), (21) в (1) получим окончательный вид уравнения Лагранжа второго рода для данной системы.

$$\begin{aligned} &\dot{\gamma} \left(m_{\text{пн}} R_{\text{пн}}^2 \frac{1}{\cos^4 \gamma} + \sum_{j=0}^8 m_{\text{п}} (R_{\text{п}} \cos(j \frac{2\pi}{z}))^2 \frac{1}{\cos^4 \gamma} + I_{\Sigma} \right) + \\ &+ 2 m_{\text{пн}} R_{\text{пн}}^2 \frac{\sin \gamma}{\cos^5 \gamma} \dot{\gamma}^2 + 2 \sum_{j=0}^8 m_{\text{п}} (R_{\text{п}} \cos(j \frac{2\pi}{z}))^2 \frac{\sin \gamma}{\cos^5 \gamma} \dot{\gamma}^2 = \\ &= (c x_{\text{пв}} - c R_{\text{пн}} t g \gamma) R_{\text{пн}} \frac{1}{\cos^2 \gamma} - p_{\gamma} \frac{\pi d_{\text{пн}}^2}{4} R_{\text{пн}} \frac{1}{\cos^2 \gamma} - \\ &- \nu r \pi d_{\text{пн}} (x_{\text{н}} + R_{\text{пн}} t g \gamma) \frac{R_{\text{пн}} \frac{1}{\cos^2 \gamma} \dot{\gamma}}{h} R_{\text{пн}} \frac{1}{\cos^2 \gamma}. \end{aligned} \quad (22)$$

$$\begin{aligned}
& \ddot{\gamma} \left(m_{\text{пн}} R_{\text{пн}}^2 \frac{1}{\cos^4 \gamma} + \sum_{j=0}^8 m_{\text{п}} \left(R_{\text{п}} \cos \left(j \frac{2\pi}{z} \right) \right)^2 \frac{1}{\cos^4 \gamma} + I_{\Sigma} \right) + \\
& + 4 m_{\text{пн}} R_{\text{пн}}^2 \frac{\sin \gamma}{\cos^5 \gamma} \dot{\gamma}^2 + 4 \sum_{j=0}^8 m_{\text{п}} \left(R_{\text{п}} \cos \left(j \frac{2\pi}{z} \right) \right)^2 \frac{\sin \gamma}{\cos^5 \gamma} \dot{\gamma}^2 - \\
& - 2 m_{\text{пн}} R_{\text{пн}}^2 \frac{\sin \gamma}{\cos^5 \gamma} \dot{\gamma}^2 - 2 \sum_{j=0}^8 m_{\text{п}} \left(R_{\text{п}} \cos \left(j \frac{2\pi}{z} \right) \right)^2 \frac{\sin \gamma}{\cos^5 \gamma} \dot{\gamma}^2 = \quad (22) \\
& = (c x_{\text{пв}} - c R_{\text{пн}} t g \gamma) R_{\text{пн}} \frac{1}{\cos^2 \gamma} - p_y \frac{\pi d_{\text{пн}}^2}{4} R_{\text{пн}} \frac{1}{\cos^2 \gamma} - \\
& - \nu r \pi d_{\text{пн}} (x_{\text{н}} + R_{\text{пн}} t g \gamma) \frac{R_{\text{пн}} \frac{1}{\cos^2 \gamma} \dot{\gamma}}{h} R_{\text{пн}} \frac{1}{\cos^2 \gamma}.
\end{aligned}$$

Из уравнения (22) выразим вторую производную перемещения – ускорение.

$$\begin{aligned}
\ddot{\gamma} = & \frac{(c x_{\text{пв}} - c R_{\text{пн}} t g \gamma) R_{\text{пн}} \frac{1}{\cos^2 \gamma} - p_y \frac{\pi d_{\text{пн}}^2}{4} R_{\text{пн}} \frac{1}{\cos^2 \gamma}}{m_{\text{пн}} R_{\text{пн}}^2 \frac{1}{\cos^4 \gamma} + \sum_{j=0}^8 m_{\text{п}} \left(R_{\text{п}} \cos \left(j \frac{2\pi}{z} \right) \right)^2 \frac{1}{\cos^4 \gamma} + I_{\Sigma}} - \\
& - \frac{\nu r \pi d_{\text{пн}} (x_{\text{н}} + R_{\text{пн}} t g \gamma) \frac{R_{\text{пн}} \frac{1}{\cos^2 \gamma} \dot{\gamma}}{h} R_{\text{пн}} \frac{1}{\cos^2 \gamma}}{m_{\text{пн}} R_{\text{пн}}^2 \frac{1}{\cos^4 \gamma} + \sum_{j=0}^8 m_{\text{п}} \left(R_{\text{п}} \cos \left(j \frac{2\pi}{z} \right) \right)^2 \frac{1}{\cos^4 \gamma} + I_{\Sigma}} - \\
& - \frac{2 m_{\text{пн}} R_{\text{пн}}^2 \frac{\sin \gamma}{\cos^5 \gamma} \dot{\gamma}^2 + 2 \sum_{j=0}^8 m_{\text{п}} \left(R_{\text{п}} \cos \left(j \frac{2\pi}{z} \right) \right)^2 \frac{\sin \gamma}{\cos^5 \gamma} \dot{\gamma}^2}{m_{\text{пн}} R_{\text{пн}}^2 \frac{1}{\cos^4 \gamma} + \sum_{j=0}^8 m_{\text{п}} \left(R_{\text{п}} \cos \left(j \frac{2\pi}{z} \right) \right)^2 \frac{1}{\cos^4 \gamma} + I_{\Sigma}}. \quad (23)
\end{aligned}$$

Решение дифференциального уравнения (23) проводится по методу Рунге-Кутты (численное решение дифференциального уравнения, удовлетворяющего

начальным условиям, [2, с. 363]) с помощью средств программного продукта Mathcad.

3.2 Определение геометрических параметров исследуемого насоса

Для определения геометрических параметров гидромашины произведена ее разборка. Полученные данные представлены в таблице 3.1.

Таблица 3.1 – Геометрические параметры насоса

Параметр	Значение параметра
Число плунжеров	9
Максимальный угол наклона шайбы	20°
Жесткость пружины управления	16,92 Н/мм
Диаметр поршня управления	17,4 мм
Диаметр плунжера	10,2 мм
Положение плунжеров относительно центра шайбы ($R_{п}$)	22,6 мм
Положение поршня управления и пружины управления относительно центра шайбы ($R_{пу}$)	49,9 мм
Масса поршня управления	84 г
Масса плунжера	19,5 г
Масса сепараторного кольца	52,5 г

Определение жесткости пружины

Жесткость пружины определена посредством приложения к ней различных сил и определения степени сжатия (рисунок 3.2).

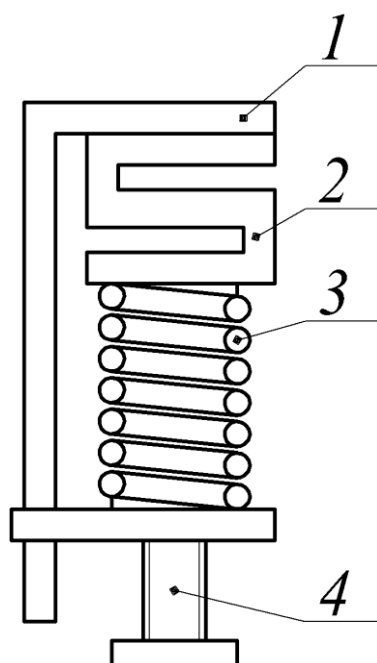


Рисунок 3.2 – Испытания пружины: 1 – трубина; 2 – датчик силы CAS; 3 – испытуемая пружина; 4 – регулировочный винт

Данные для расчета представлены в таблице 3.2.

Таблица 3.2 – Расчет жесткости пружины

Усилие, Н	Сжатие, мм
200	11,8
250	13,7
300	17,2
370	21,5

Основываясь на данных из таблицы 3.2, строим график зависимости усилия сжатия от перемещения, рисунок 3.3. Добавив линию тренда, определим, что жесткость данной пружины равна 16,92 Н/мм.

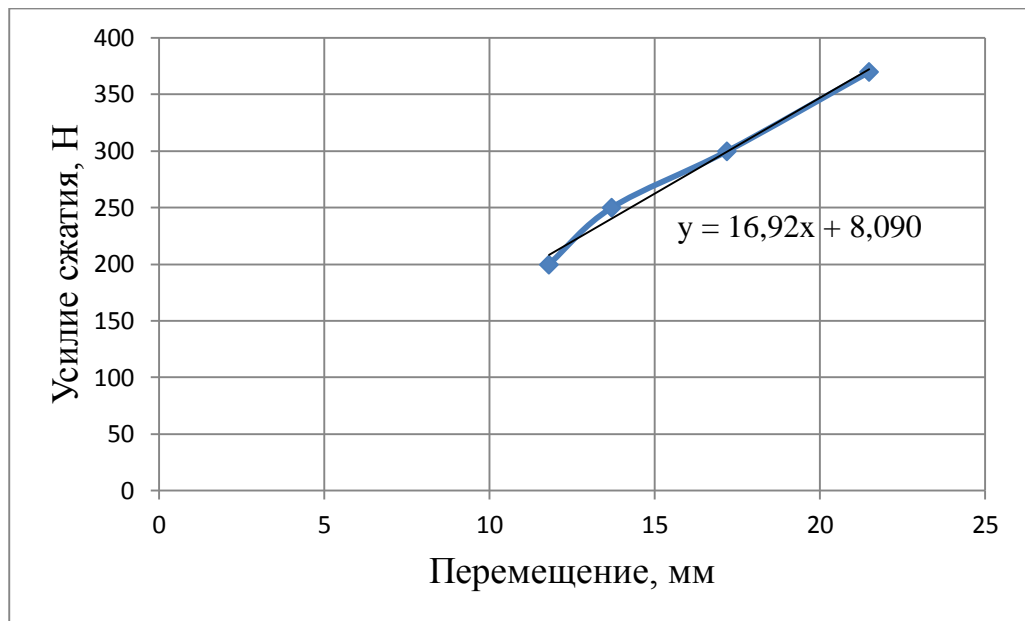


Рисунок 3.3 – К определению жесткости пружины

При максимальном угле наклона диска ($\gamma=20^\circ$) из-за особенностей конструкции пружина будет предварительно поджата. Степень данного поджатия – 7,2 мм. Сжатие пружины управления при вертикальном положении диска составит $x_{\text{пв}} = 26,1$ мм.

Определение момента инерции подвижных элементов

В качестве момента инерции сепараторного кольца примем момент толстостенной цилиндрической трубы с открытыми концами (относительно оси X), рисунок 3.4. [14, с. 14]

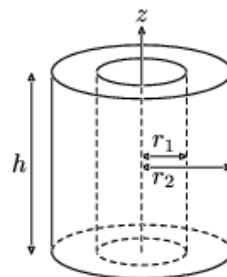


Рисунок 3.4 – К определению момента инерции сепараторного кольца

$$I_{\text{ск}} = \frac{1}{12} m_{\text{ск}} [3(r_2^2 + r_1^2) + h^2], \quad (24)$$

где $m_{\text{ск}}$ – масса сепараторного кольца;

$r_2 = 32,4$ мм – наружный радиус кольца;

$r_1 = 12,7$ мм – внутренний радиус кольца;

$h = 4$ мм – толщина кольца.

$$\begin{aligned} I_{\text{ск}} &= \frac{1}{12} \cdot 0,0525 \text{ кг} \cdot [3(0,0324^2 \text{ м}^2 + 0,0127^2 \text{ м}^2) + 0,004^2 \text{ м}^2] = \\ &= 1,6 \cdot 10^{-5} \text{ кг} \cdot \text{м}^2. \end{aligned}$$

Момент инерции наклонного диска найдем с помощью функции определения массо-центровочных характеристик (МЦХ) пакета программ Компас-3D путем построения твердотельной модели, рисунок 3.5. МЦХ модели представлены на рисунке 3.6.

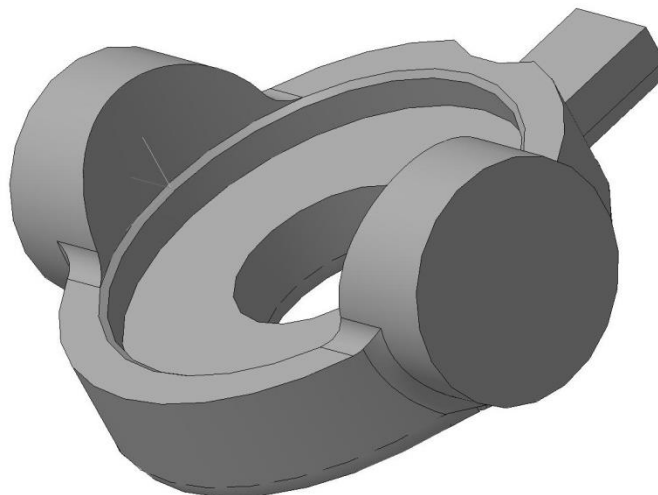


Рисунок 3.5 – Твердотельная модель наклонного диска с опорной шайбой

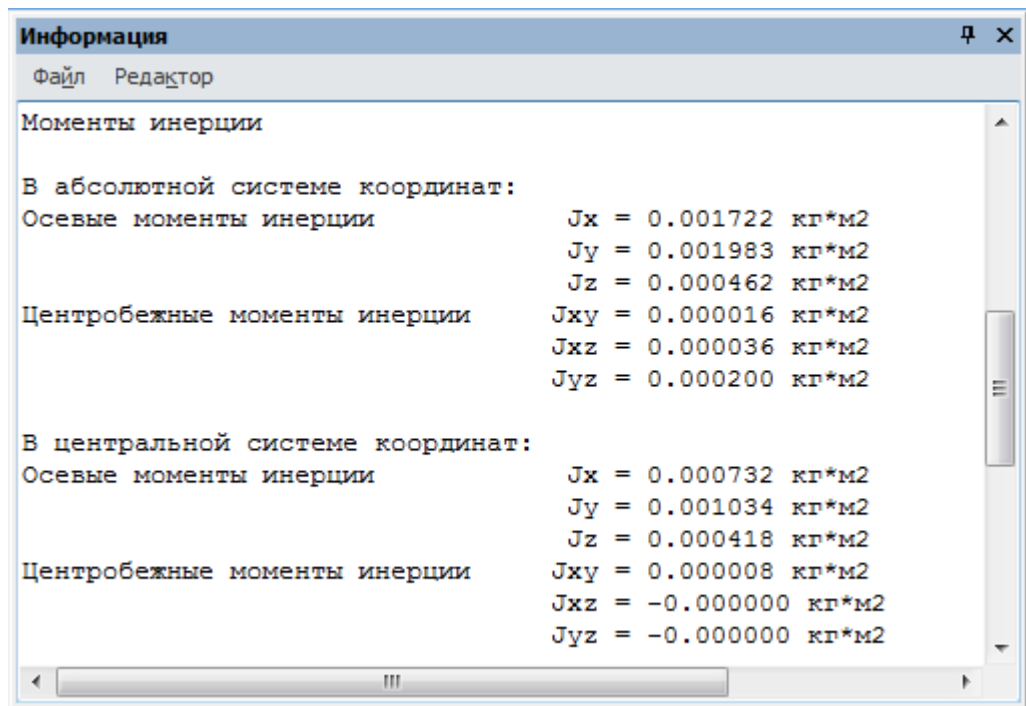


Рисунок 3.6 – МЦХ модели

Ось вращения совмещена с абсолютной осью O_z , поэтому искомым момент инерции наклонного диска будет равен

$$I_d = 41,8 \cdot 10^{-5} \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Определение прочих параметров, необходимых для расчета

Начальная длина линии контакта поршня управления и направляющей равна $x_n = 16,3$ мм, зазор между поршнем управления и направляющей $h = 5$ мкм.

В качестве рабочей жидкости используется масло ИГП-18. Примем температуру масла 40°C , тогда кинематическая вязкость $\nu = 24$ мм²/с, плотность $\rho = 880$ кг/м³.

Определение зависимости давления в линии управления от времени

Переменной, от которой зависит угол наклона диска, является давление в линии управления. Используя показания степени сжатия пружины при $\gamma=0^\circ$ и

$\gamma=20^\circ$, определим давление, необходимое для обеспечения минимального и максимального расхода насоса (без учета сил вязкого трения).

$$c x_{\text{пр}} = p_y A_y. \quad (25)$$

Тогда максимальное давление управления, обеспечивающее минимальный расход

$$p_{y\text{max}} = \frac{c x_{\text{прmax}}}{A_y} = 1,54 \text{ МПа} = 15,4 \text{ бар.}$$

Минимальное давление, ниже которого расход насоса станет максимальным

$$p_{y\text{min}} = \frac{c x_{\text{прmin}}}{A_y} = 0,65 \text{ МПа} = 6,5 \text{ бар.}$$

					150402.2017.102.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		38

4 ИССЛЕДОВАНИЕ РЕДУКЦИОННОГО КЛАПАНА

В качестве пропорционального редукционного клапана используется Atos RZGO-A-010/100 с диапазоном регулируемого давления до 100 бар и максимальным расходом 12 л/мин.

Указанный редукционный клапан работает совместно с электронными драйверами, подающими на клапан ток, изменяющийся в зависимости от опорного сигнала (согласно структурной схеме – инвертированное входное напряжение управления), поступающего от блока управления или от ЭВМ. Выбранному клапану соответствует модель драйвера типа Atos E-MI-AC (блок управления представлен на рисунке 4.1).

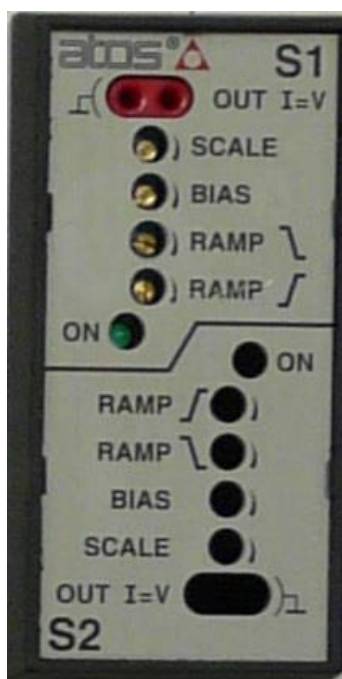


Рисунок 4.1 – Блок управления драйвера Atos E-MI-AC

Он позволяет осуществлять изменение следующих параметров:

– scale (шкала), устанавливает соотношение между управляющим и опорным сигналами;

– bias (смещение, «мертвая зона»), регулировка «мертвой зоны» позволяет откорректировать гидравлический ноль клапана (положение начала регулировки) относительно электрического нуля опорного сигнала;

– ramp (рампа), внутренний контур генерации рампы преобразует сигнал на входе в выходной сигнал (ток на электромагнит), время подъема/падения регулируется специальными потенциометрами.

Характеристика модуля управления пропорциональной аппаратурой показана на рисунке 4.2.

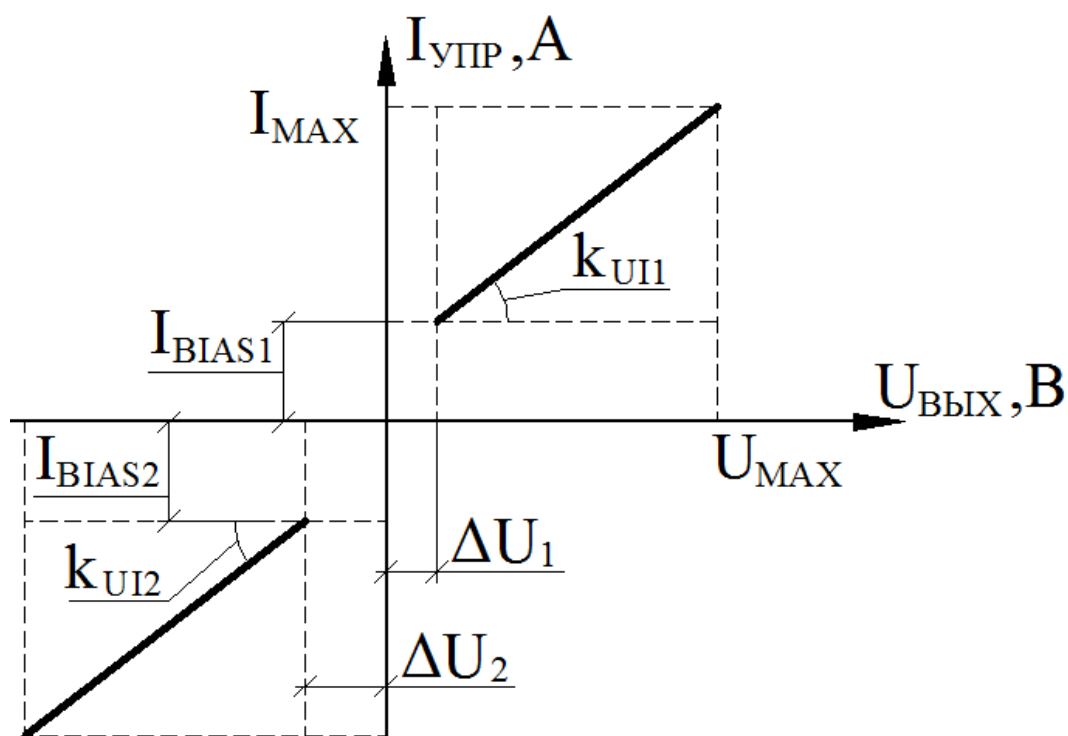


Рисунок 4.2 – Характеристика модуля управления пропорциональной аппаратурой

Тогда зависимость тока управления от настроек блока примет вид:

$$\begin{aligned}
 I_{\text{упр}1} &= I_{\text{BIAS}1} + (U_{\text{вых}} - \Delta U_1)k_{\text{UI}1} \text{ при } U_{\text{вых}} > \Delta U_1; \\
 I_{\text{упр}} &= 0 \text{ при } \Delta U_2 < U_{\text{вых}} < \Delta U_1; \\
 I_{\text{упр}2} &= I_{\text{BIAS}2} + (U_{\text{вых}} + \Delta U_2)k_{\text{UI}2} \text{ при } U_{\text{вых}} < \Delta U_2.
 \end{aligned}
 \tag{26}$$

Используя схему, представленную на рисунке 2.5, и подавая ступенчатый входной сигнал, определим зависимость давления на выходе редукционного клапана от времени. За начало отсчета принимается $p_{уmax}$.

Эксперимент проводится при значениях входного сигнала от 2 до 5В с шагом 0,5В, т.к. минимальный сигнал, обеспечивающий сколь малое изменение давления – 2В (сигнал, поступающий на драйвер – от 3 до 0В соответственно, коэффициент усиления входного сигнала $k_{вх}=1$). Полученные графики разделяются на две части: период уменьшения давления до требуемого уровня и период поддержания давления. Далее, путем аппроксимации двух кривых получаются уравнения, описывающие изменение давления при ступенчатом входном сигнале от времени в формате $p = at^2 + bt + c$. Результаты эксперимента показаны на рисунках 4.3-4.9.

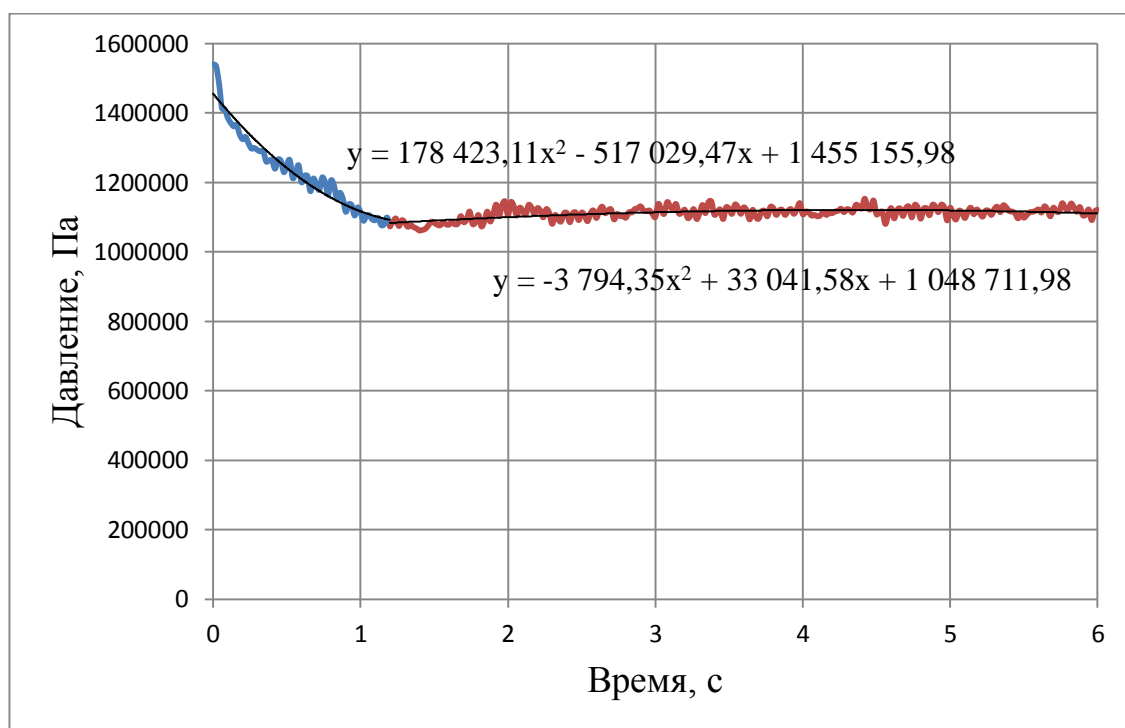


Рисунок 4.3 – Изменение давления от времени при входном сигнале 2В

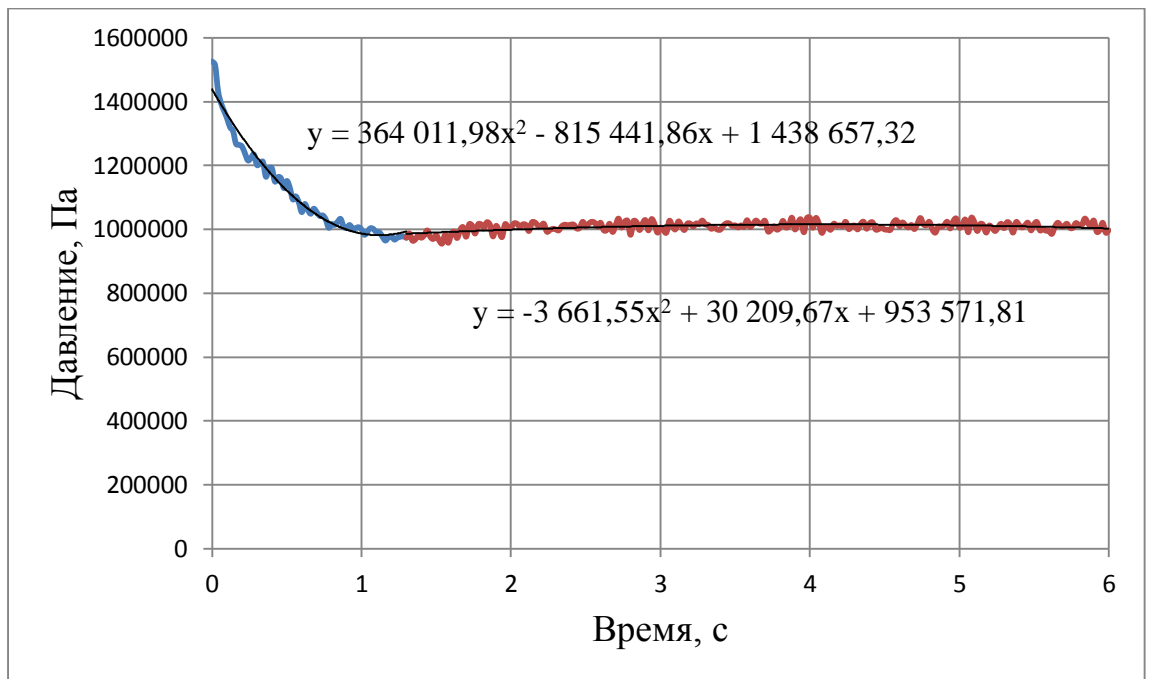


Рисунок 4.4 – Изменение давления от времени при входном сигнале 2,5В

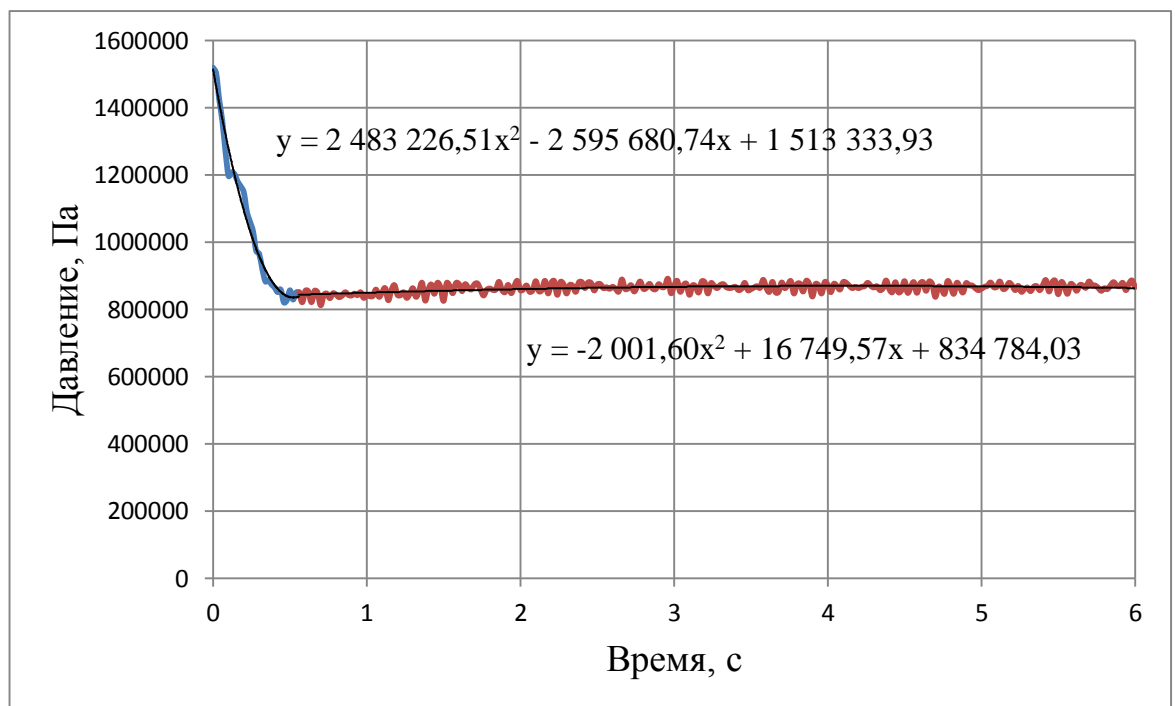


Рисунок 4.5 – Изменение давления от времени при входном сигнале 3В

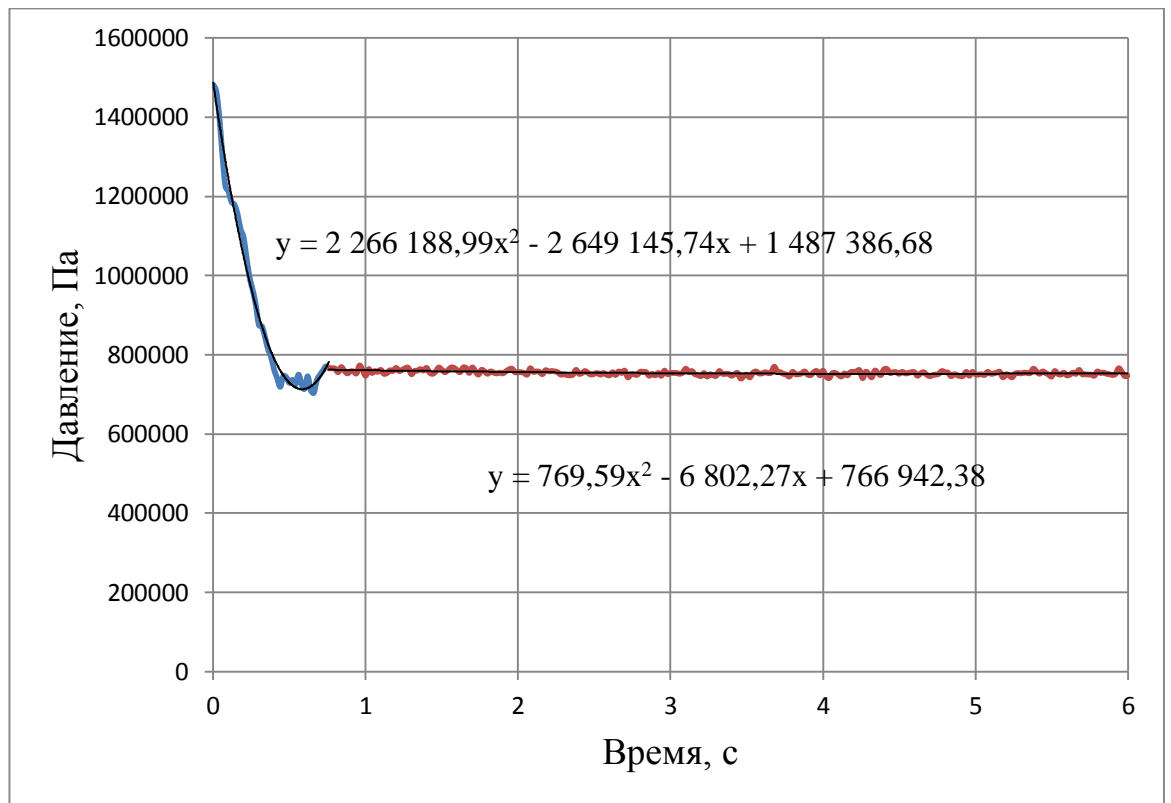


Рисунок 4.6 – Изменение давления от времени при входном сигнале 3,5В

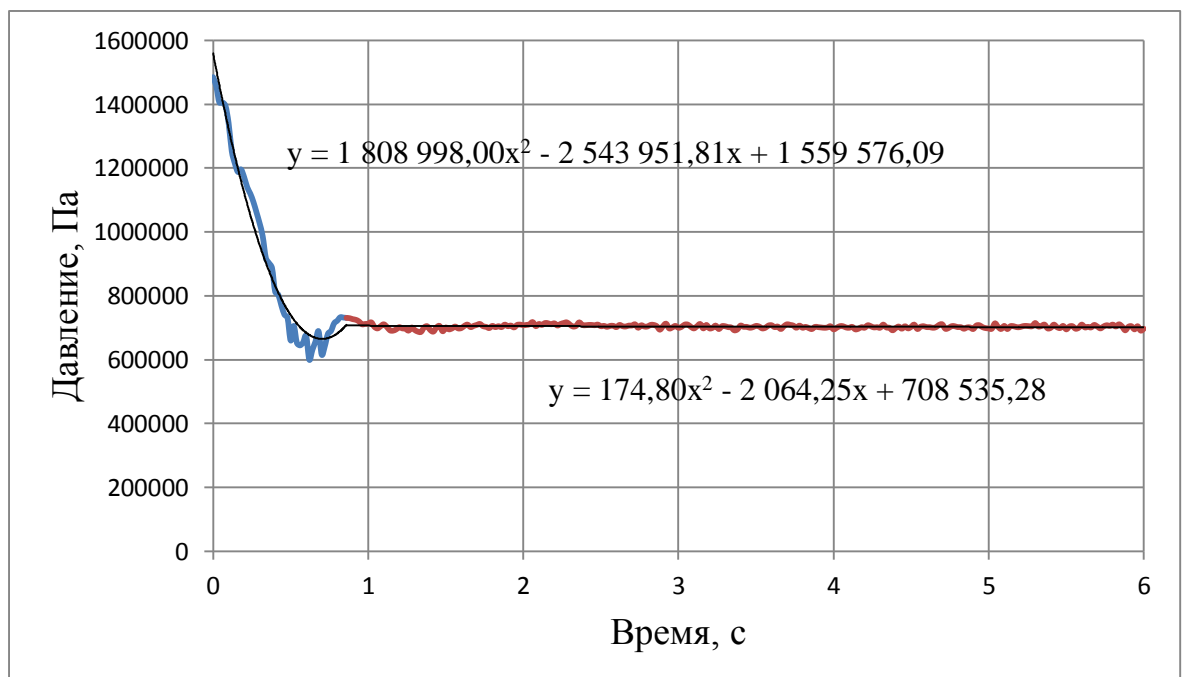


Рисунок 4.7 – Изменение давления от времени при входном сигнале 4В

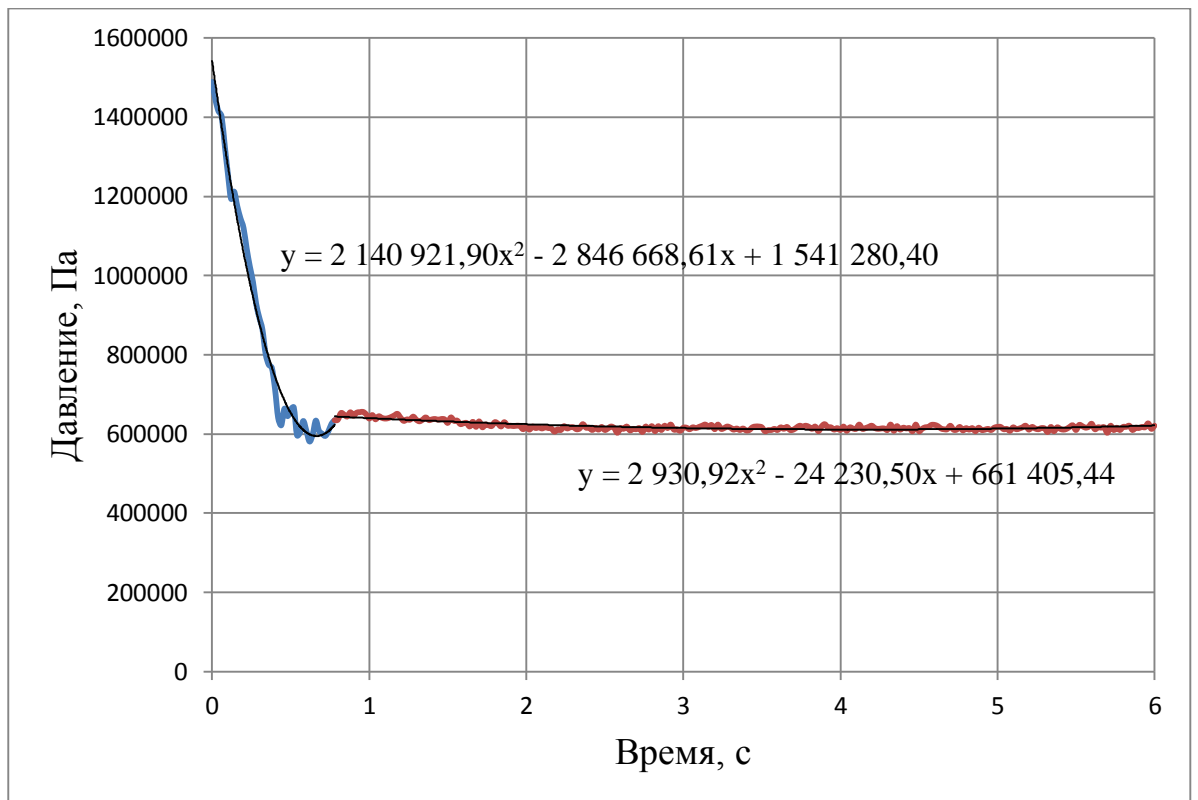


Рисунок 4.8 – Изменение давления от времени при входном сигнале 4,5В

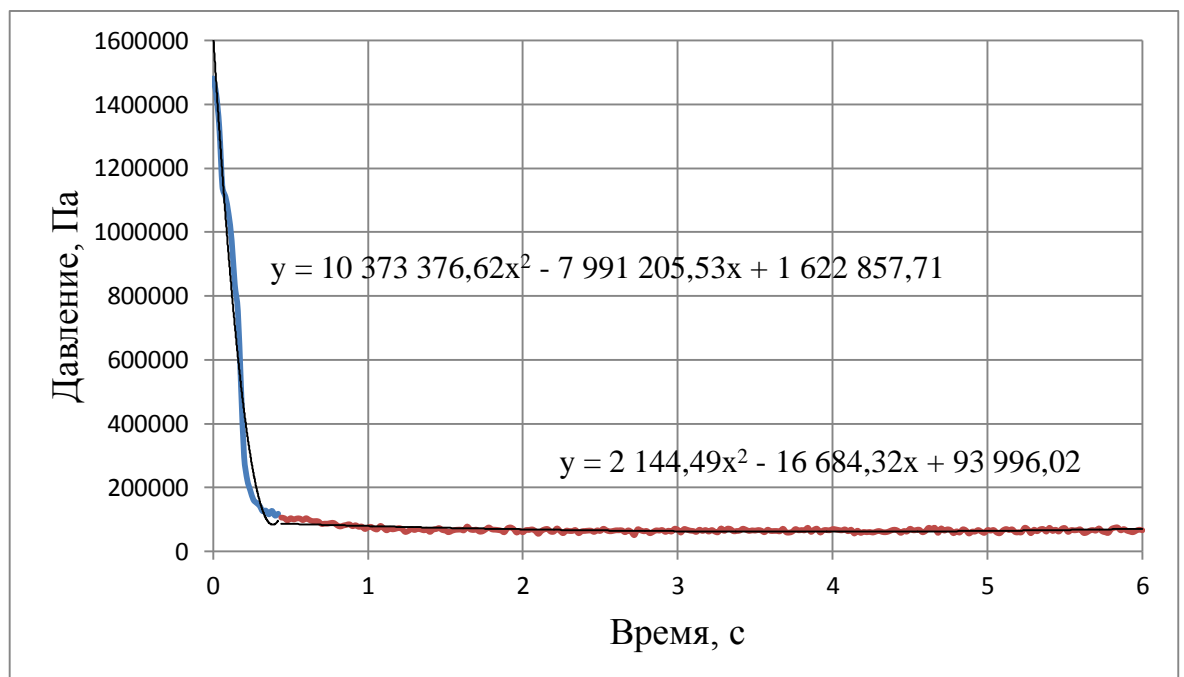


Рисунок 4.9 – Изменение давления от времени при входном сигнале 5В

С увеличением управляющего сигнала наблюдается появление перерегулирования, которое, впрочем, практически пропадает к 5В. Условия качества допускают не более одного-двух колебаний в течение переходного процесса. В данном случае процесс изменения давления – малоколебательный, так как характеризуется наличием только одного перерегулирования. Кроме того, величина перерегулирования не выходит за пределы области допустимых отклонений регулируемой величины. [18, с. 71]

									Лист
									45
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	150402.2017.102.00.00 ПЗ				

5 МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ НАСОСНОЙ СТАНЦИИ С ПРОПОРЦИОНАЛЬНЫМ ЭЛЕКТРИЧЕСКИМ УПРАВЛЕНИЕМ

5.1 О математическом моделировании

В наше время математическое моделирование применяется во всех отраслях науки и техники: в физике, астрофизике, механике, химии, биологии, экономике, социологии, метрологии, других науках и прикладных задачах в различных областях радиоэлектроники, машиностроения, автомобилестроения и прочих.

Под моделированием понимается изучение объекта-оригинала, базирующееся на соответствии определенной части его свойств и свойств замещающего его объекта, что включает построение модели, ее изучение и расчет, а также дальнейший перенос полученных сведений на объект-оригинал.

Математическая модель – совокупность чисел, переменных, множеств и др. и отношений между ними, которая непосредственно отражает свойства проектируемого объекта. Главные требования к математической модели:

- адекватность, наблюдается, если построенная модель с приемлемой точностью отражает свойства объекта;
- экономичность, рассчитывается исходя из затрат ресурсов, необходимых для реализации модели;
- точность, определяет степень совпадения расчетных и экспериментальных данных;
- вычислимость, определяется возможностью ручного или компьютерного исследования закономерностей работы системы;
- алгоритмизируемость, представляет собой возможность разработки алгоритма, реализующего математическую модель на компьютере;
- наглядность, удобное визуальное восприятие модели.

Этапы математического моделирования: планирование и постановка задачи, разработка модели и ее анализ, подбор методов получения проектных

							150402.2017.102.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата				46

решений на модели, экспериментальная проверка и корректировка модели и методов.

Преимуществами математического моделирования по сравнению с натурным экспериментом является:

- экономичность;
- моделирования гипотетических, т.е. несуществующих объектов;
- реализация опасных и трудновоспроизводимых режимов;
- возможность изменения масштаба времени;
- универсальность технического и программного обеспечения производимой работы.

5.2 Описание среды расчета математической модели

Mathcad – программа для ЭВМ, пространство для проведения разнообразных технических и математических расчетов, которая снабжена простым графическим интерфейсом и предлагает пользователю средства для работы со всеми видами информации: формулами, числами, графиками и текстами. Mathcad предоставляет доступ к более чем сотне логических функций и операторов, предназначенных для символьного и численного решения математических задач разной сложности.

Mathcad представляет собой интегрированную систему для решения научных, инженерно-технических и математических задач. Он содержит редактор формул и текста, вычислитель, средства построения графиков, а также встроенный справочник.

Для ввода и редактирования текстов используется текстовый редактор. С его помощью можно оставлять комментарии, при этом входящие в них формулы и выражения не выполняются. Текст может включать в себя слова, математические символы, выражения и формулы.

					150402.2017.102.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		47

Формульный процессор обеспечивает естественный «многоэтажный» набор формул в привычной математической нотации (деление, умножение, квадратный корень, интеграл, сумма и т.д.).

Вычислитель необходим для вычисления по различным сложным математическим формулам. Он имеет обширный набор интегрированных математических функций, позволяет вычислять ряды, суммы, произведения, интегралы, производные, работать с комплексными числами, решать линейные и нелинейные уравнения, а также дифференциальные уравнения и системы, проводить минимизацию и максимизацию функций, выполнять векторные и матричные операции, статистический анализ и т.д. Еще можно менять разрядность и базу чисел (двоичная, восьмеричная, десятичная и шестнадцатеричная), а также погрешность итерационных методов. Возможен автоматический контроль размерностей и пересчет в разных системах измерения (СИ, СГС, англо-американская, а также пользовательская).

Для создания графиков и диаграмм применяется графический процессор. Он объединяет простоту общения с пользователем с широкими возможностями средств построения графиков. Построение графиков ориентировано на решение типичных математических задач. Имеется возможность быстрого изменения вида и размера графиков, наложение на них текстовых надписей и перемещение их в любое место документа.

Mathcad – это универсальная система, она может использоваться в абсолютно любой области науки и техники – везде, где применяются методы построения математических моделей. Запись команд в системе Mathcad на языке, близком к стандартизированному языку математических расчетов, упрощает постановку и решение задач.

Среди основных функций Mathcad выделяются:

– решение дифференциальных уравнений, в том числе и численными методами;

										Лист
										48
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

- построение двумерных и трёхмерных графиков функций (в разных системах координат, контурные, векторные и т. д.);
- использование греческого алфавита как в уравнениях, так и в тексте;
- выполнение вычислений в символьном режиме;
- выполнение операций с векторами и матрицами;
- символьное решение систем уравнений;
- аппроксимация кривых;
- выполнение подпрограмм;
- поиск корней многочленов и функций;
- поиск собственных чисел и векторов;
- вычисления с единицами измерения;
- документирование всех вычислений в процессе их проведения.

5.3 Уравнения для расчета математической модели

Для расчета математической модели необходимы следующие уравнения. Системы уравнений, описывающие зависимость давления на выходе редукционного клапана от времени при ступенчатом сигнале в 2В:

$$\begin{aligned}
 p_{y2}1(t) &= 178423,11t^2 - 517029,47t + 1455155,98 \text{ при } 0 \leq t \leq 1,2; \\
 p_{y2}2(t) &= -3794,35t^2 + 33041,58t + 1048711,98 \text{ при } 1,2 \leq t \leq 6,
 \end{aligned}
 \tag{27}$$

где $p_{y2}1$ – давление за редукционным клапаном на участке 1;

$p_{y2}2$ – давление за редукционным клапаном на участке 2;

t – время.

При ступенчатом сигнале в 2,5В:

$$\begin{aligned}
 p_{y25}1(t) &= 364011,98t^2 - 815441,86t + 1438657,32 \text{ при } 0 \leq t \leq 1,3; \\
 p_{y25}2(t) &= -3661,55t^2 + 30209,67t + 953571,81 \text{ при } 1,3 \leq t \leq 6.
 \end{aligned}
 \tag{28}$$

При ступенчатом сигнале 3В:

$$\begin{aligned} p_{y3}1(t) &= 2483226,51t^2 - 2595680,74t + 1513333,93 \text{ при } 0 \leq t \leq 0,56; \\ p_{y3}2(t) &= -2001,6t^2 + 33041,58t + 1048711,98 \text{ при } 1,6 \leq t \leq 6. \end{aligned} \quad (29)$$

При ступенчатом сигнале 3,5В:

$$\begin{aligned} p_{y35}1(t) &= 2266188,99t^2 - 2649145,74t + 1487386,68 \text{ при } 0 \leq t \leq 0,76; \\ p_{y35}2(t) &= 769,59t^2 - 6802,27t + 766942,388 \text{ при } 0,76 \leq t \leq 6. \end{aligned} \quad (30)$$

При ступенчатом сигнале 4В:

$$\begin{aligned} p_{y4}1(t) &= 1808998t^2 - 2543951,81t + 1559576,09 \text{ при } 0 \leq t \leq 0,86; \\ p_{y4}2(t) &= 147,8t^2 - 2064,25t + 708535,28 \text{ при } 0,86 \leq t \leq 6. \end{aligned} \quad (31)$$

При ступенчатом сигнале 4,5В:

$$\begin{aligned} p_{y45}1(t) &= 2140921,9t^2 - 2846668,61t + 1541280,4 \text{ при } 0 \leq t \leq 0,78; \\ p_{y45}2(t) &= 2930,92t^2 - 24230,5t + 661405,44 \text{ при } 0,78 \leq t \leq 6; \end{aligned} \quad (32)$$

При ступенчатом сигнале 5В:

$$\begin{aligned} p_{y5}1(t) &= 10373376,62t^2 - 7991205,53t + 1622857,71 \text{ при } 0 \leq t \\ &\leq 0,42; \\ p_{y5}2(t) &= 2144,49t^2 - 16684,32t + 93996,02 \text{ при } 0,42 \leq t \leq 6; \end{aligned} \quad (33)$$

Уравнение, описывающее движение наклонного диска в зависимости от давления в линии управления:

$$\ddot{\gamma} = \frac{(cx_{пв} - cR_{пв}tg\gamma)R_{пв} \frac{1}{\cos^2\gamma} - p_y \frac{\pi d_{пв}^2}{4} R_{пв} \frac{1}{\cos^2\gamma}}{m_{пв}R_{пв}^2 \frac{1}{\cos^4\gamma} + \sum_{j=0}^8 m_{п} (R_{п} \cos(j \frac{2\pi}{z}))^2 \frac{1}{\cos^4\gamma} + I_{\Sigma}} - \frac{\nu \rho \pi d_{пв} (x_{н} + R_{пв}tg\gamma) \frac{R_{пв} \frac{1}{\cos^2\gamma} \dot{\gamma}}{h} R_{пв} \frac{1}{\cos^2\gamma}}{m_{пв}R_{пв}^2 \frac{1}{\cos^4\gamma} + \sum_{j=0}^8 m_{п} (R_{п} \cos(j \frac{2\pi}{z}))^2 \frac{1}{\cos^4\gamma} + I_{\Sigma}} - \frac{2m_{пв}R_{пв}^2 \frac{\sin\gamma}{\cos^5\gamma} \dot{\gamma}^2 + 2 \sum_{j=0}^8 m_{п} (R_{п} \cos(j \frac{2\pi}{z}))^2 \frac{\sin\gamma}{\cos^5\gamma} \dot{\gamma}^2}{m_{пв}R_{пв}^2 \frac{1}{\cos^4\gamma} + \sum_{j=0}^8 m_{п} (R_{п} \cos(j \frac{2\pi}{z}))^2 \frac{1}{\cos^4\gamma} + I_{\Sigma}}. \quad (34)$$

5.4 Моделирование насоса

Тело программы, записанной в Mathcad представлено на рисунке 5.1. Давление управления выбирается в зависимости от конкретного значения входного управляющего сигнала. Значения подставлены в системе СИ.

Функция rkfixed(u, a, b, N, D) реализует численное решение задачи Коши по методу Рунге-Кутты с фиксированным шагом. Параметры функции: u – вектор начальных условий (Z0), a и b – граничные значения отрезка решения задачи (время в секундах), N – число интервалов разбиения отрезка [a, b] (для 6 секунд шаг составляет 6 мс), D(x, y) – вектор-функция, содержащая правые части первых производных, записанные в символьном виде (D(z, t) содержит производные скорости и перемещения соответственно). Символом z₀ обозначается скорость наклонного диска ($\dot{\gamma}$), z₁ – угол наклона диска (γ). Начальные условия Z0 – угловая скорость и угловое перемещение равны нулю.

```

Fmб := 442 Н      cmp := 16.92·103 М      H := 17.4·10-3 м      dy := 0.001..6      Ay :=  $\frac{\pi \cdot dy^2}{4} \cdot M^2$ 
mny := 84·10-3 кг      mn := 19.5·10-3 кг      Rn := 22.6·10-3 м      In := 0.00046182 кг·м2      Imh := 0.000016 кг·м2
v := 24·10-6 м2 / с      IS := Imh + In      p := 880 кг / м3      h := 5·10-6 м      xh := 16.3·10-3 м

py2(t) :=  $\left( \begin{array}{l} (178423.11 \cdot t^2 - 517029.47 \cdot t + 145155.98) \text{ if } 0 \leq t \leq 1.2 \\ (-3794.35 \cdot t^2 + 33041.58 \cdot t + 1048711.98) \text{ if } 1.2 < t \leq 6 \end{array} \right)$       py25(t) :=  $\left( \begin{array}{l} (364011.98 \cdot t^2 - 815441.86 \cdot t + 1438657.32) \text{ if } 0 \leq t \leq 1.3 \\ (-3661.55 \cdot t^2 + 30209.67 \cdot t + 953571.81) \text{ if } 1.3 < t \leq 6 \end{array} \right)$ 
py3(t) :=  $\left( \begin{array}{l} (2483226.51 \cdot t^2 - 2595680.74 \cdot t + 1513333.93) \text{ if } 0 \leq t \leq 0.56 \\ (-2001.6 \cdot t^2 + 16749.57 \cdot t + 834784.03) \text{ if } 0.56 < t \leq 6 \end{array} \right)$       py35(t) :=  $\left( \begin{array}{l} (2266188.99 \cdot t^2 - 2649145.74 \cdot t + 1487386.68) \text{ if } 0 \leq t \leq 0.76 \\ (769.59 \cdot t^2 - 6802.27 \cdot t + 766942.38) \text{ if } 0.76 < t \leq 6 \end{array} \right)$ 
py4(t) :=  $\left( \begin{array}{l} (1808998 \cdot t^2 - 2543951.81 \cdot t + 1559576.09) \text{ if } 0 \leq t \leq 0.86 \\ (174.8 \cdot t^2 - 2064.25 \cdot t + 708535.28) \text{ if } 0.86 < t \leq 6 \end{array} \right)$       py45(t) :=  $\left( \begin{array}{l} (2140921.9 \cdot t^2 - 2846668.61 \cdot t + 1541280.4) \text{ if } 0 \leq t \leq 0.78 \\ (2930.92 \cdot t^2 - 24230.5 \cdot t + 661405.44) \text{ if } 0.78 < t \leq 6 \end{array} \right)$ 
py5(t) :=  $\left( \begin{array}{l} (10373376.62 \cdot t^2 - 7991205.53 \cdot t + 1622837.71) \text{ if } 0 \leq t \leq 0.42 \\ (2144.49 \cdot t^2 - 16684.32 \cdot t + 93996.02) \text{ if } 0.42 < t \leq 6 \end{array} \right)$ 

```

$$D(t, z) := \left[\begin{array}{l} \frac{Rny}{h} \cdot \frac{1}{(\cos(z_1))^2} \cdot Rny \cdot \frac{1}{z_0 + (Fmб - cmp \cdot Rny \cdot \tan(z_1)) \cdot Rny} \cdot \frac{1}{(\cos(z_1))^2} - p \cdot y_5(t) \cdot Ay \cdot Rny \cdot \frac{1}{(\cos(z_1))^2} - 2 \cdot mny \cdot Rny^2 \cdot (z_0)^2 \cdot \frac{\sin(z_1)}{(\cos(z_1))^5} - 2 \cdot \sum_{j=0}^8 \left[\operatorname{Im} \left(Rn \cdot \cos \left(j \cdot \frac{2 \cdot \pi}{9} \right) \right) \cdot (z_0)^2 \cdot \frac{\sin(z_1)}{(\cos(z_1))^5} \right] \\ - \nu \cdot p \cdot \pi \cdot dy \cdot \left[(Rny \cdot \tan(z_1)) + xh \right] \cdot \frac{1}{h} \cdot \frac{Rny}{(\cos(z_1))^2} \cdot Rny \cdot \frac{1}{z_0 + (Fmб - cmp \cdot Rny \cdot \tan(z_1)) \cdot Rny} \cdot \frac{1}{(\cos(z_1))^2} - p \cdot y_5(t) \cdot Ay \cdot Rny \cdot \frac{1}{(\cos(z_1))^2} - 2 \cdot mny \cdot Rny^2 \cdot (z_0)^2 \cdot \frac{\sin(z_1)}{(\cos(z_1))^5} - 2 \cdot \sum_{j=0}^8 \left[\operatorname{Im} \left(Rn \cdot \cos \left(j \cdot \frac{2 \cdot \pi}{9} \right) \right) \cdot (z_0)^2 \cdot \frac{\sin(z_1)}{(\cos(z_1))^5} \right] \\ mny \cdot Rny^2 \cdot \frac{1}{(\cos(z_1))^4} + \sum_{j=0}^8 \left[\operatorname{Im} \left(Rn \cdot \cos \left(j \cdot \frac{2 \cdot \pi}{9} \right) \right) \cdot \frac{1}{(\cos(z_1))^4} \right] + IS \end{array} \right] \cdot z_0$$

```
Z0 :=  $\begin{pmatrix} 0 \\ 0 \end{pmatrix}$ 
```

```
N := 1000
```

```
Z := rtfixed(Z0, 0, 6, N, D)
```

```
i := 0, 1..N
```

Рисунок 5.1 – Уравнение, записанное в программе Mathcad

Подставляя выражения, описывающие изменение давления в линии управления, получаем зависимость угла наклона диска от времени при различных управляющих сигналах. Далее, используя найденные величины, определяем теоретический расход исследуемого насоса. При расчетах аксиально-плунжерных насосов с наклонным диском допускают, что при вращении блока цилиндров точки контакта плунжеров с наклонным диском находятся на осях цилиндров. В этом случае все расчеты производятся исходя из диаметра D_{Π} окружности, на которой расположены оси цилиндров блока. В соответствии с этим максимальный ход поршня принимают с некоторой погрешностью равным $h_{\Pi} = D_{\Pi} \operatorname{tg} \gamma$. [4, с. 203]

$$Q = qn = \frac{\pi d_{\Pi}^2}{4} 2R_{\Pi} \operatorname{tg} \gamma zn, \quad (35)$$

где n – скорость вращения приводного вала электродвигателя.

В качестве электродвигателя используется АИР63В6 мощностью 0,25 кВт с асинхронной частотой вращения 860 мин^{-1} . Графики, отражающие результаты численного расчета математической модели, представлены на рисунках 5.2-5.5.

Оценивая полученные графики, можно заметить наличие затухающих колебаний на этапе начала регулирования. Наличие колебаний свойственно рассматриваемой системе, т.к. в ней присутствует позиционная нагрузка. Однако во всякой реальной колебательной системе всегда имеются силы сопротивления, действия которых приводит к уменьшению энергии системы. Убыль энергии не восполняется за счет работы внешних сил, поэтому колебания затухают. [15, с. 248] Кроме того, при уменьшении давления в линии управления, уменьшаются и колебания в системе.

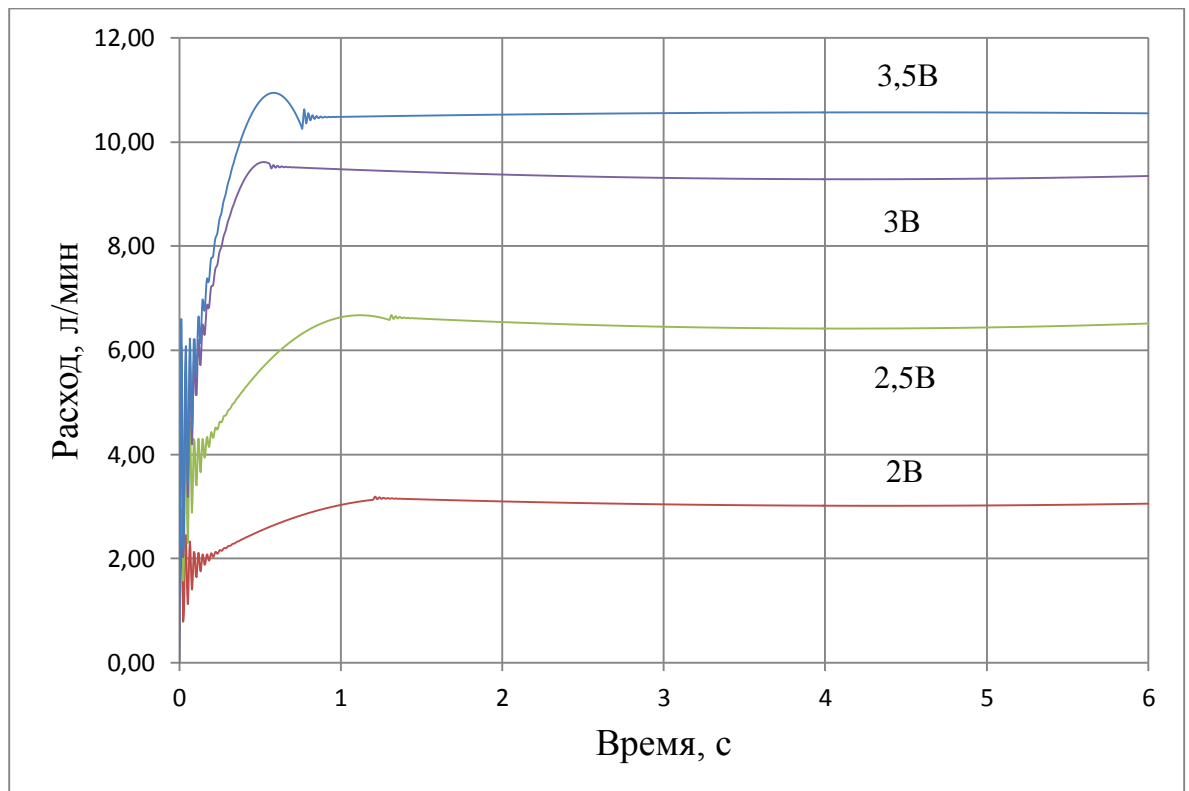


Рисунок 5.2 – Теоретический расход насоса при подаче управляющих сигналов 2В, 2,5В, 3В и 3,5В

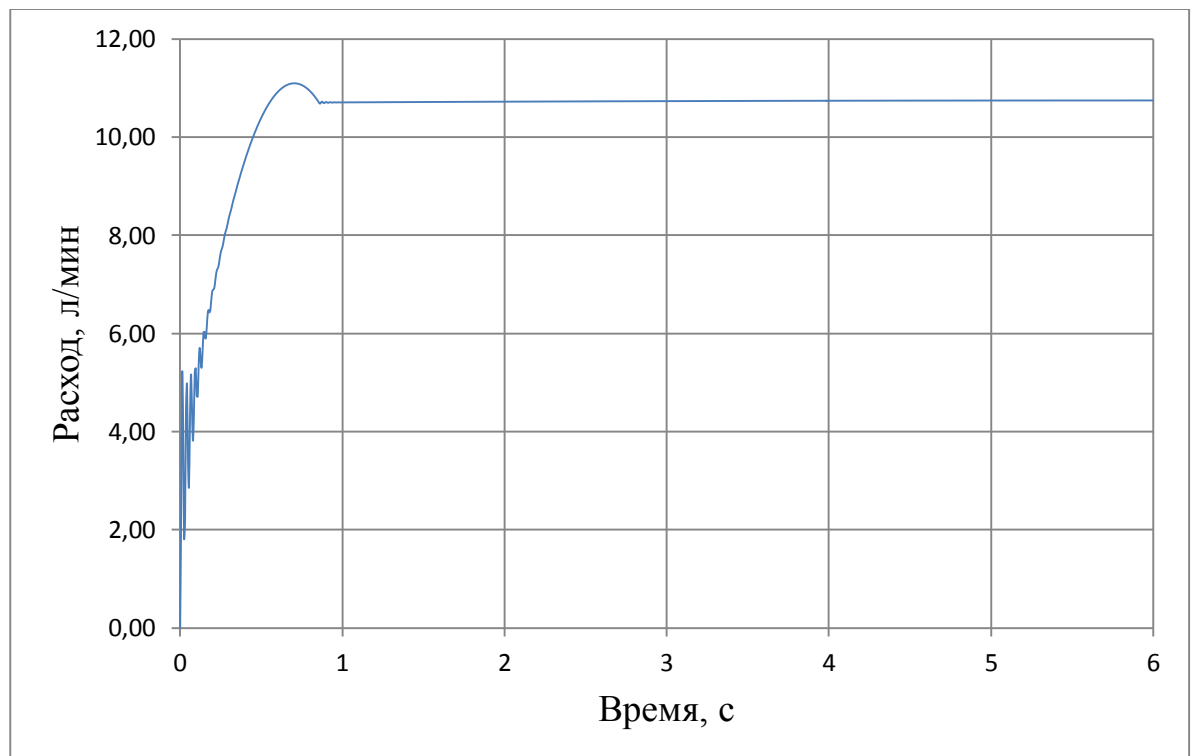


Рисунок 5.3 – Теоретический расход насоса при подаче управляющего сигнала 4В

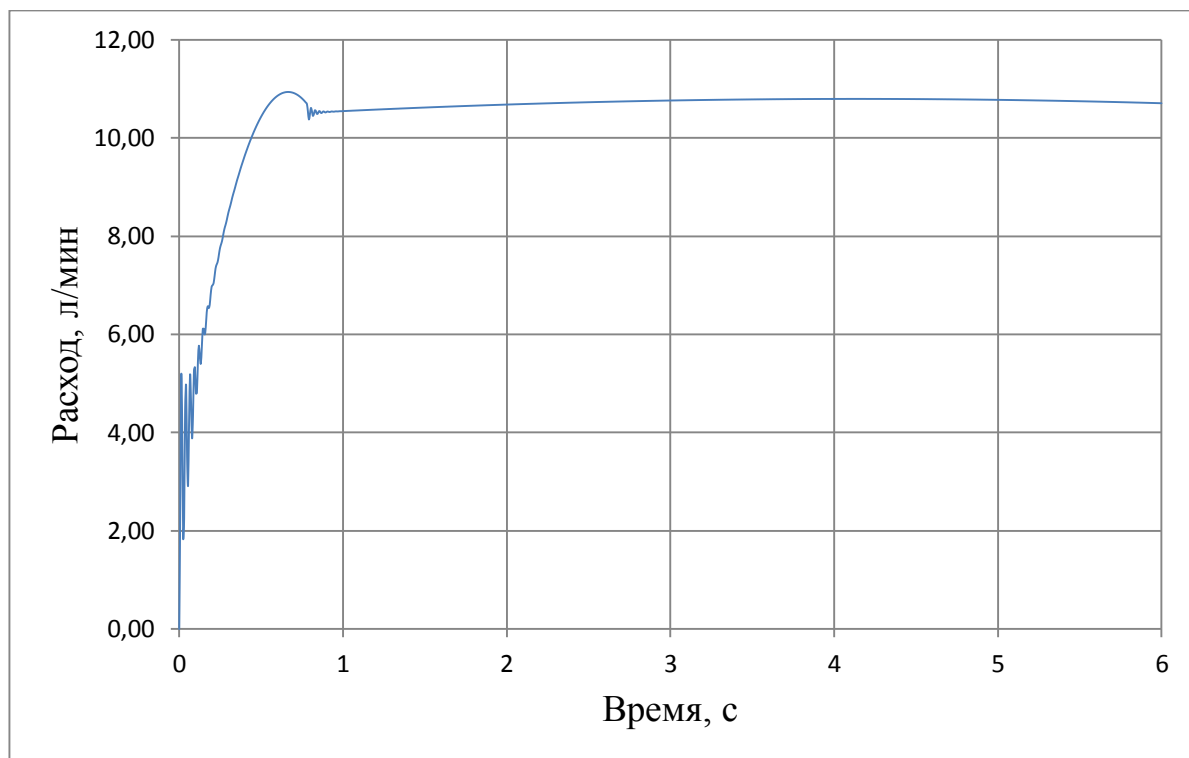


Рисунок 5.4 – Теоретический расход насоса при подаче управляющего сигнала 4,5В

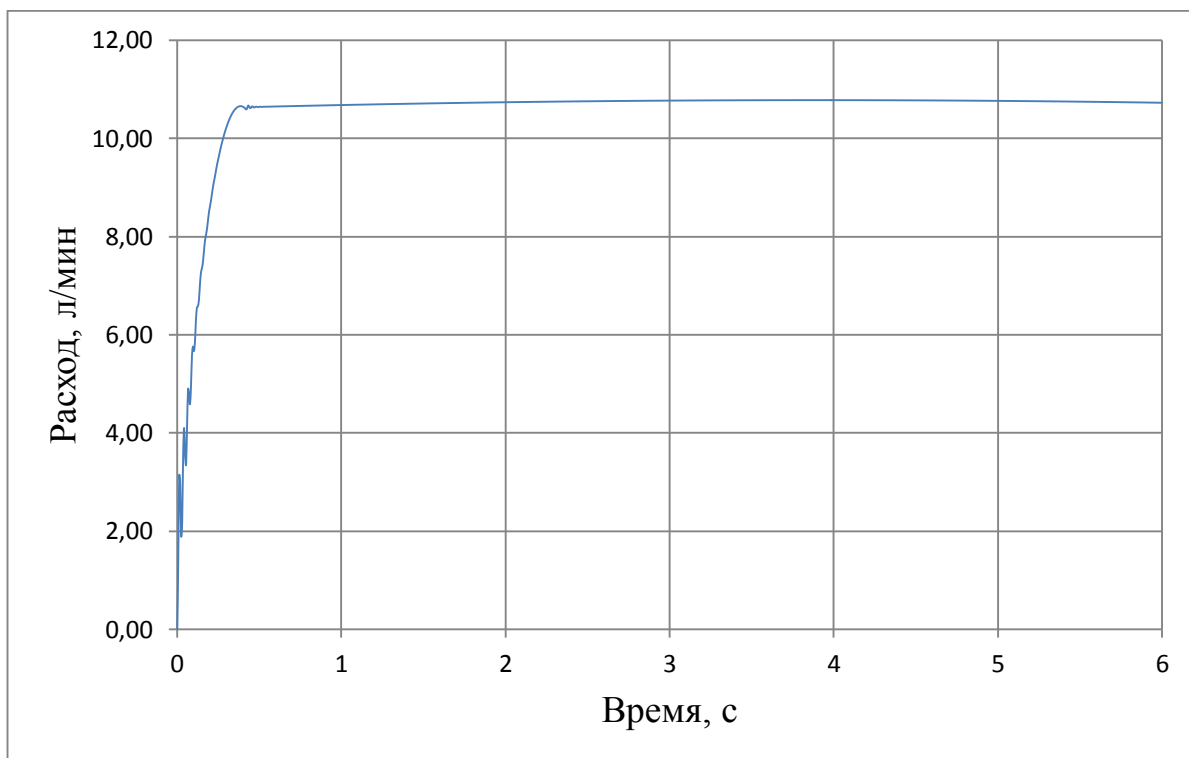


Рисунок 5.5 – Теоретический расход насоса при подаче управляющего сигнала 5В

6 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ МОДУЛЯ УПРАВЛЕНИЯ

6.1 Описание лабораторного стенда

Проведение экспериментов производится на учебно-исследовательском комплексе (стенде) ЭГП-ЛА-12-28ЛР «Многоканальный электрогидравлический следящий резервированный привод». Он состоит из силовой и управляющей части. Общий вид стенда показан на рисунке 6.1.



Рисунок 6.1 – Общий вид стенда ЭГП-ЛА-12-28ЛР

Комплекс позволяет изучать следящий привод, определять характеристики привода и его составных частей, имитировать различные отказы.

Стенд включает в себя два электрогидравлических следящих привода, две насосные станции на каждый привод, гидроцилиндр нагрузки с собственной насосной станцией, цилиндр позиционной нагрузки в двух направлениях.

На рисунке 6.2 изображен разработанный модуль управления, установленный на стенде.

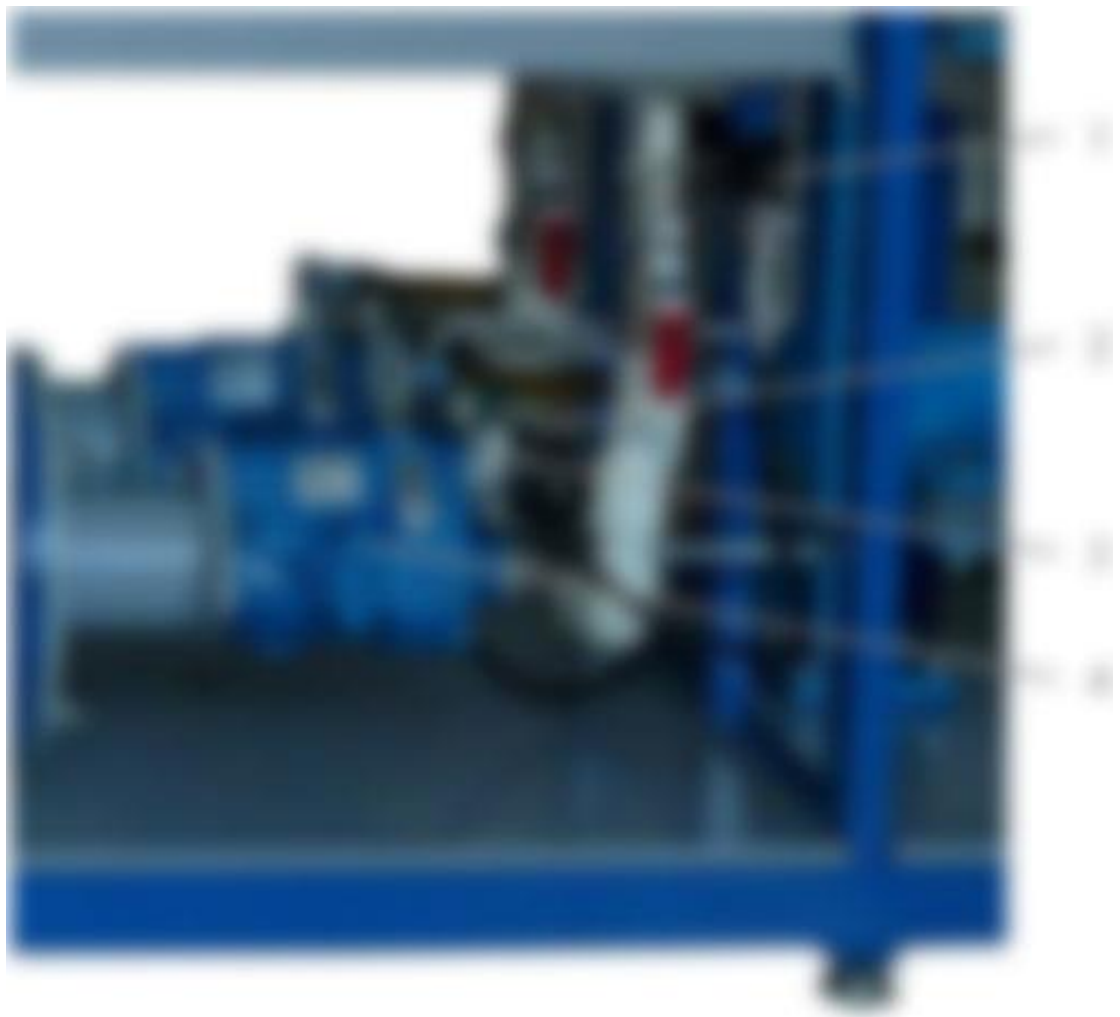


Рисунок 6.2 – Исследуемый насос с модулем управления: 1 – датчик давления; 2 – редукционный клапан; 3 – плата КРД; 4 – исследуемый насос

6.2 Методика проведения экспериментального исследования насоса в динамическом режиме

В процессе экспериментального исследования полученной системы с ЭВМ будет подаваться ступенчатый сигнал от 2 до 5В с шагом 0,5В.

В процессе проведения опытов необходимо измерять подачу насоса. Так как героторные гидромоторы, установленные в качестве расходомера на испытательном стенде, имеют значительный расход утечек и не позволяют зафиксировать изменение расхода за малый промежуток времени, применим способ определения расхода по перепаду давления.

					150402.2017.102.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		57

Для этого проведем дополнительный эксперимент, в ходе которого определим зависимость расхода через дроссель от перепада давления на нем.

Установим в систему дроссель ДР1 (Fer-ro BSP 3/8”), по обе стороны от него установим датчики давления ДД10 и ДД14.

Схема испытания дросселя, а в дальнейшем и самого насоса, представлена на рисунке 6.3 (наименования элементов приведены в соответствии с гидравлической схемой стенда).

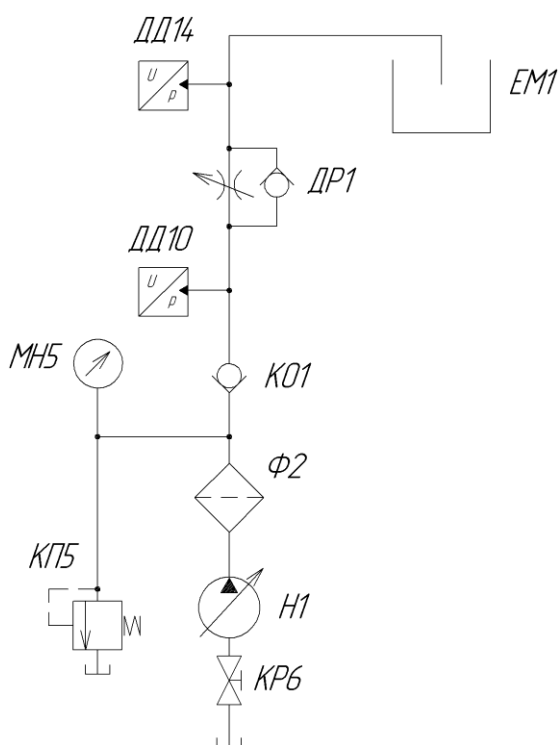


Рисунок 6.3 – Схема испытания

Расходно-перепадная характеристика относится к статическим характеристикам регулируемых дросселей. Данная характеристика имеет квадратичную зависимость, такие дроссели называют турбулентными.

Расходомеры переменного перепада давления – наиболее широко распространенные тип расходомеров, используемых для измерения расхода жидкости, газа или пара. Этот метод отличается простотой, надежностью и предлагает большую гибкость по сравнению с другими методами.

Вручную меняя управляющий сигнал на редукционный клапан, определяем зависимость расхода через дроссель от перепада давления на нем. Испытания проводятся для различных степеней закрытия дросселя: от 0 до 6 оборотов с шагом в 1 и от 6 до полного закрытия с шагом в 0,5. Расход определяется объемным способом: с помощью секундомера измеряется время наполнения емкости ЕМ1 на определенную величину.

Опытным путем установлено, что для степеней закрытия от 0 до 3 оборотов перепад давления равен нулю. Полученные в ходе эксперимента зависимости расхода через дроссель от перепада давления на нем представлены на рисунке 6.4. Уравнение получены путем аппроксимации и построения линий тренда, и имеют вид $\Delta p = aQ^2 + bQ$.

Далее, основываясь на теоретических расходах, полученных в ходе расчета математической модели, выберем для каждого ступенчатого сигнала наиболее подходящую расходно-перепадную характеристику. Таким образом, имеем следующие зависимости: 2В-7,5 оборотов дросселя; 2,5В-7 оборотов, 3В-6,5 оборотов, 3,5В-6 оборотов, 4В, 4,5В и 5В-5 оборотов.

6.3 Определение расхода насоса при различных входных сигналах

Подавая с ЭВМ определенный ступенчатый входной сигнал, определяем изменение перепада давления на дросселе. Затем, используя выбранную расходно-перепадную характеристику, находим расход насоса в данный момент времени. Регистрация параметров производится с помощью программы для ЭВМ.

Принципиальная зависимость, получаемая в ходе эксперимента, представлена на рисунке 6.5. Схема испытаний представлена на рисунке 6.3.

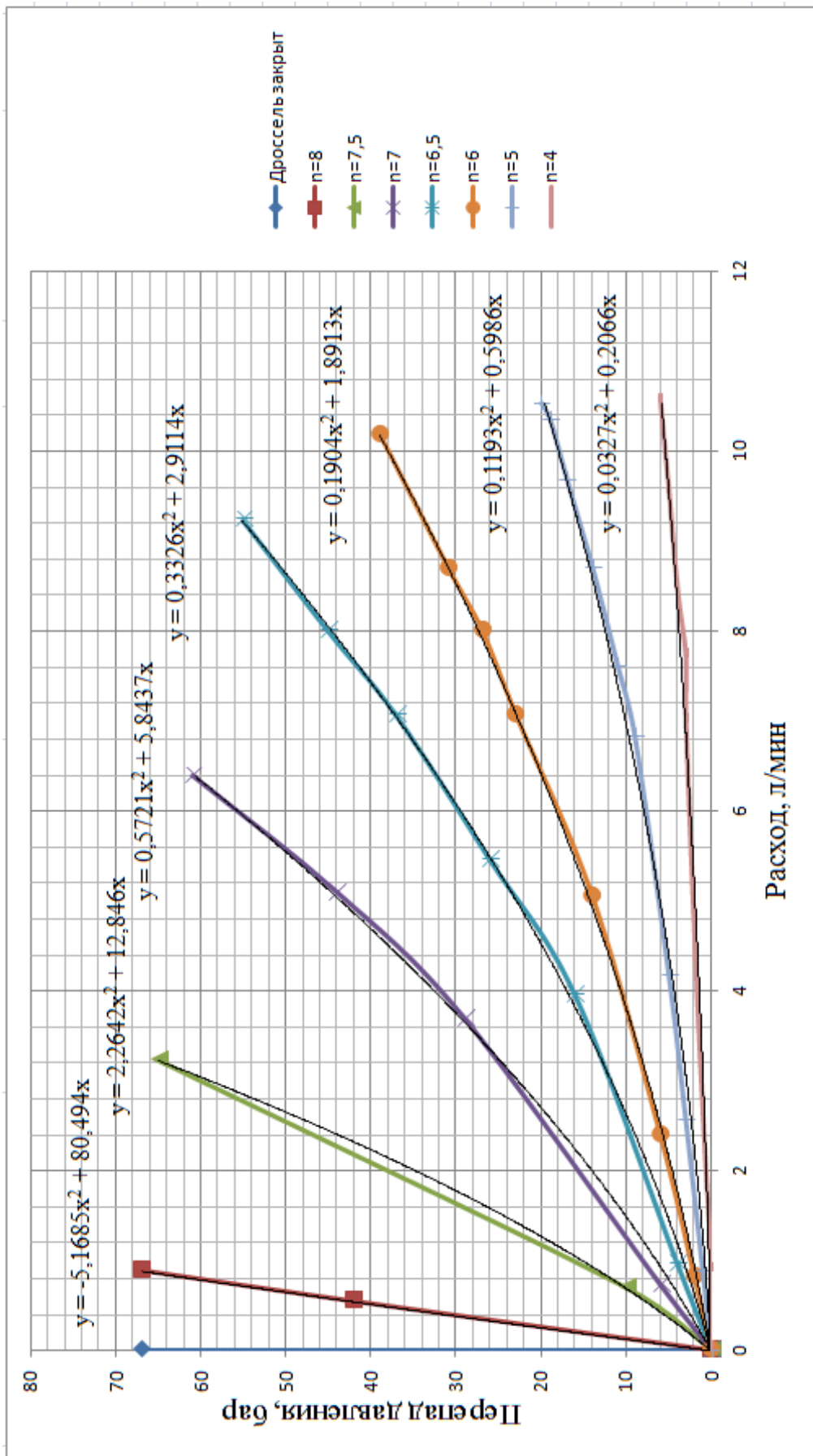


Рисунок 6.4 – Расходно-перепадная характеристика дросселя

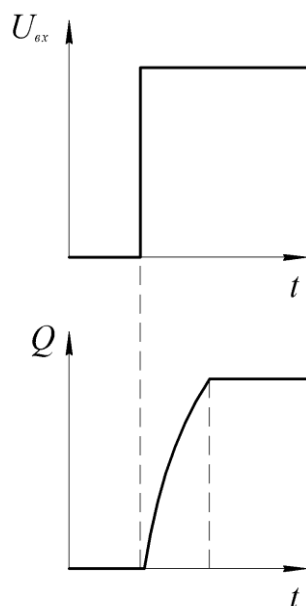


Рисунок 6.5 – Зависимость, получаемая в ходе эксперимента

На рисунках 6.6-6.12 показаны экспериментальные характеристики переходного процесса по расходу исследуемого насоса при различных входных сигналах. Температура жидкости в процессе эксперимента 40°C.

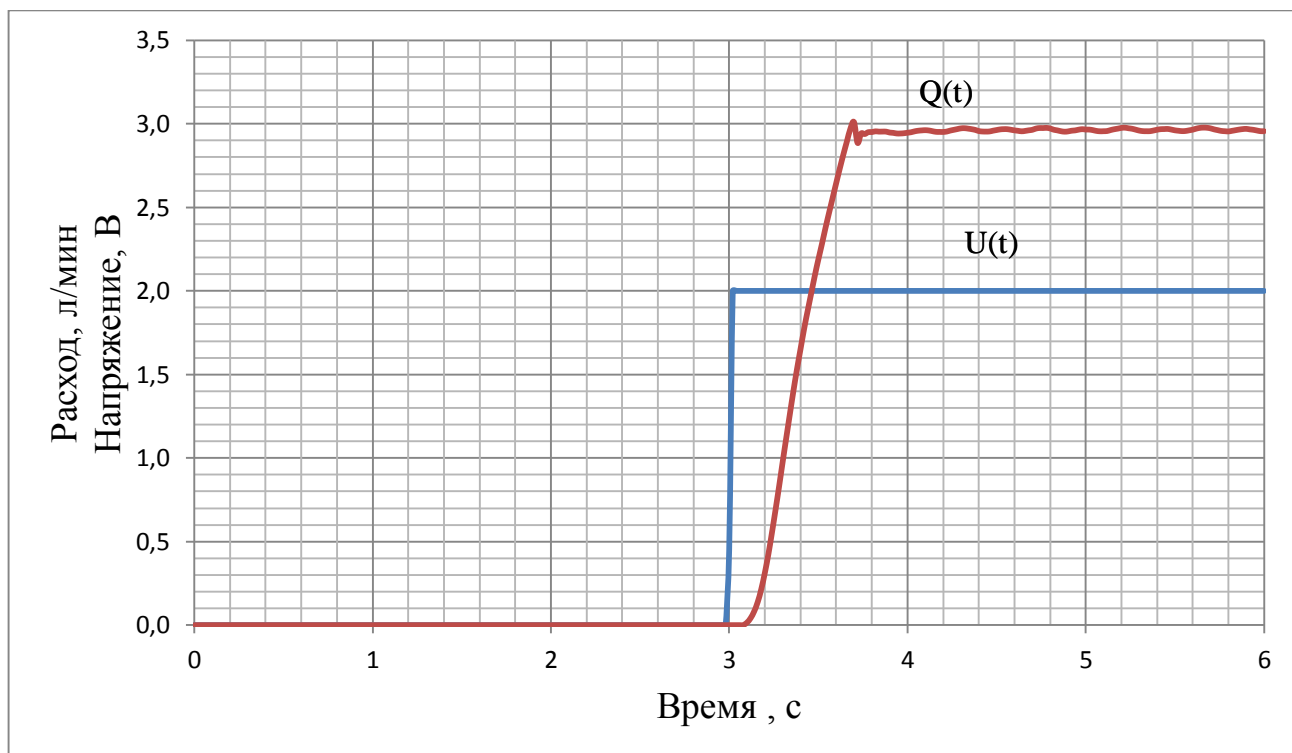


Рисунок 6.6 – Переходный процесс насоса при входном сигнале 2В

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

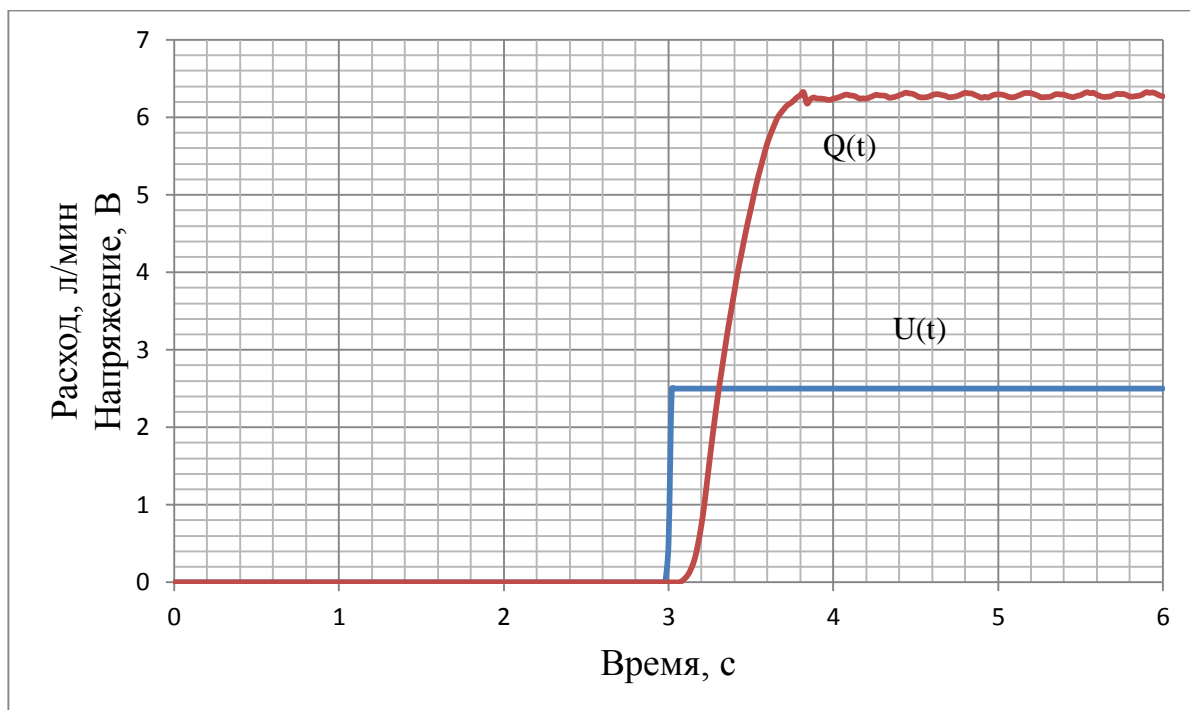


Рисунок 6.7 – Переходный процесс насоса при входном сигнале 2,5В

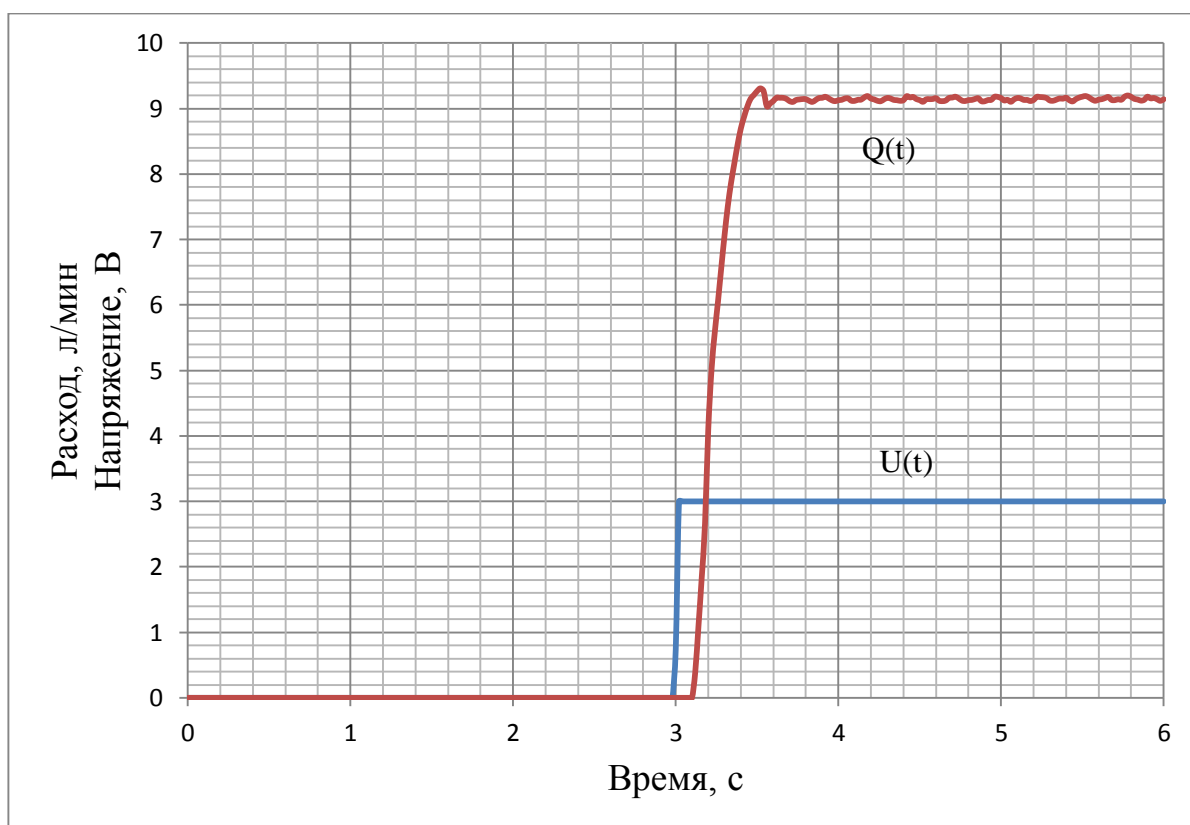


Рисунок 6.8 – Переходный процесс насоса при входном сигнале 3В

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

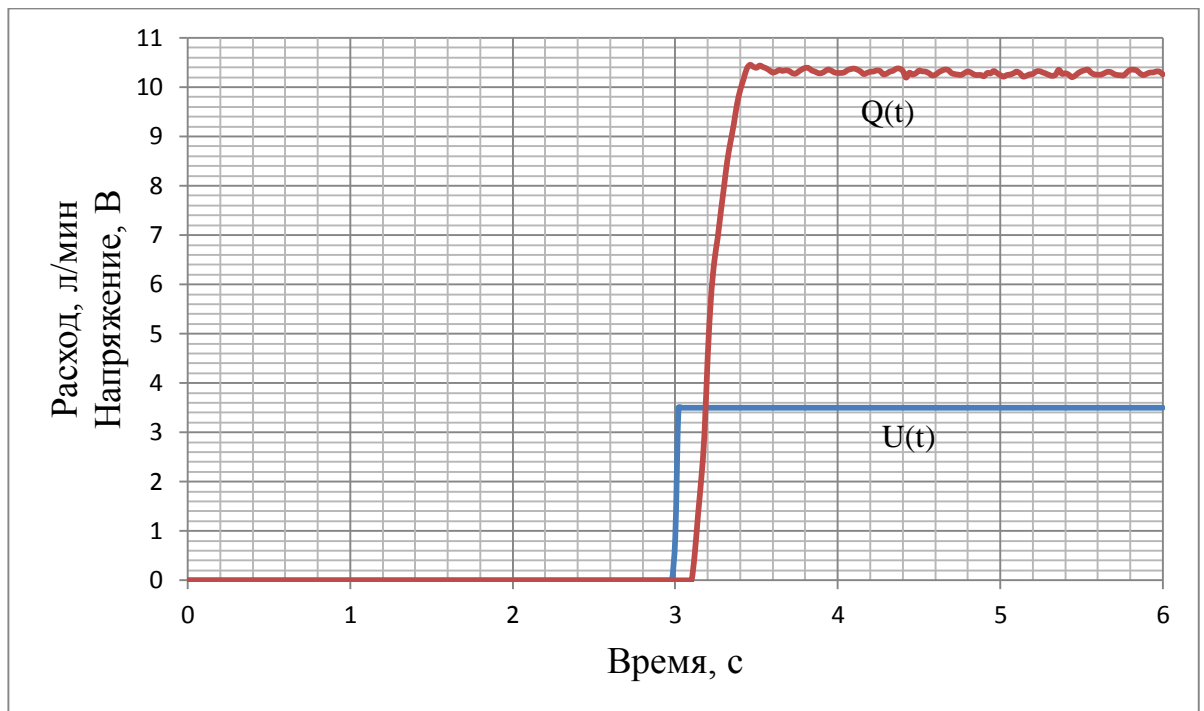


Рисунок 6.9 – Переходный процесс насоса при входном сигнале 3,5В

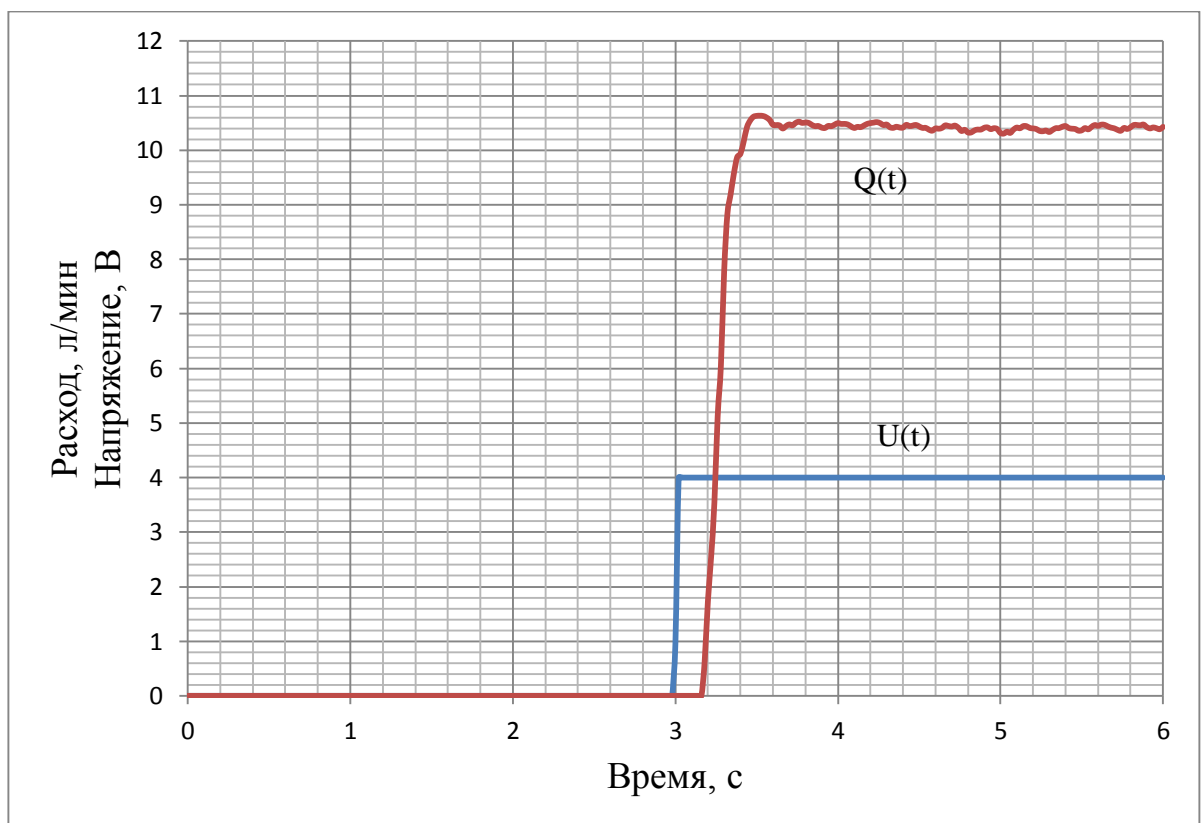


Рисунок 6.10 – Переходный процесс насоса при входном сигнале 4В

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

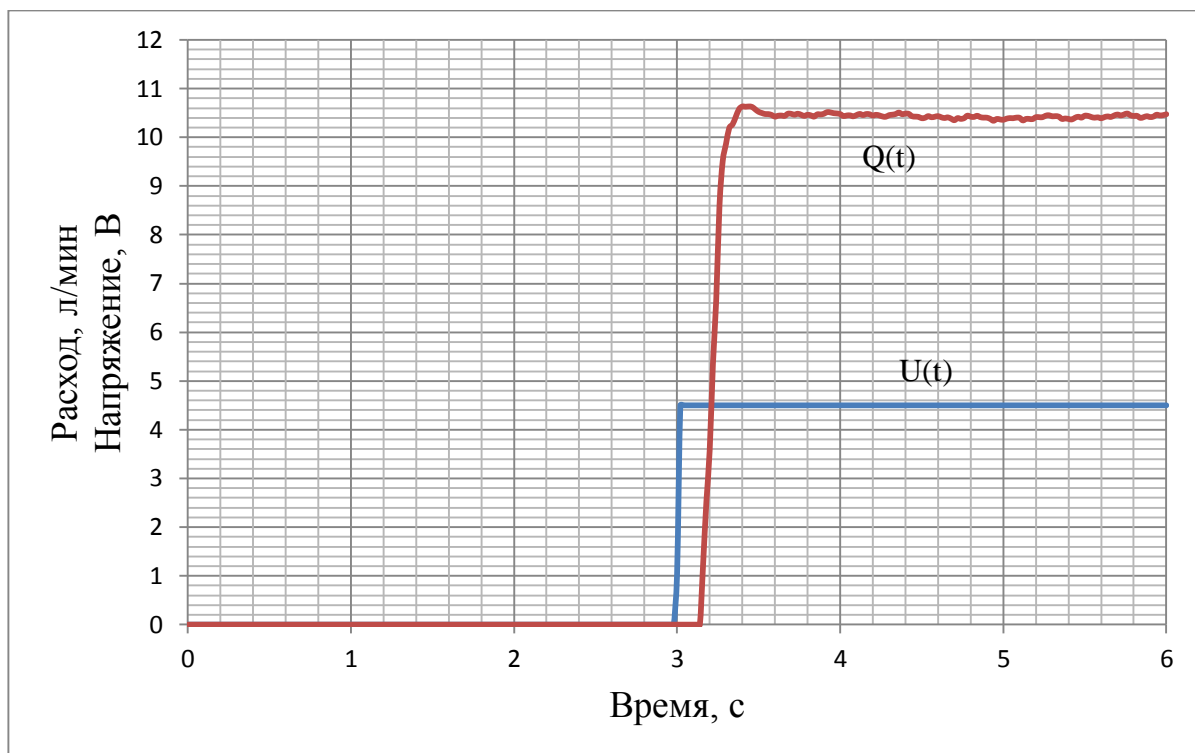


Рисунок 6.11 – Переходный процесс насоса при входном сигнале 4,5В

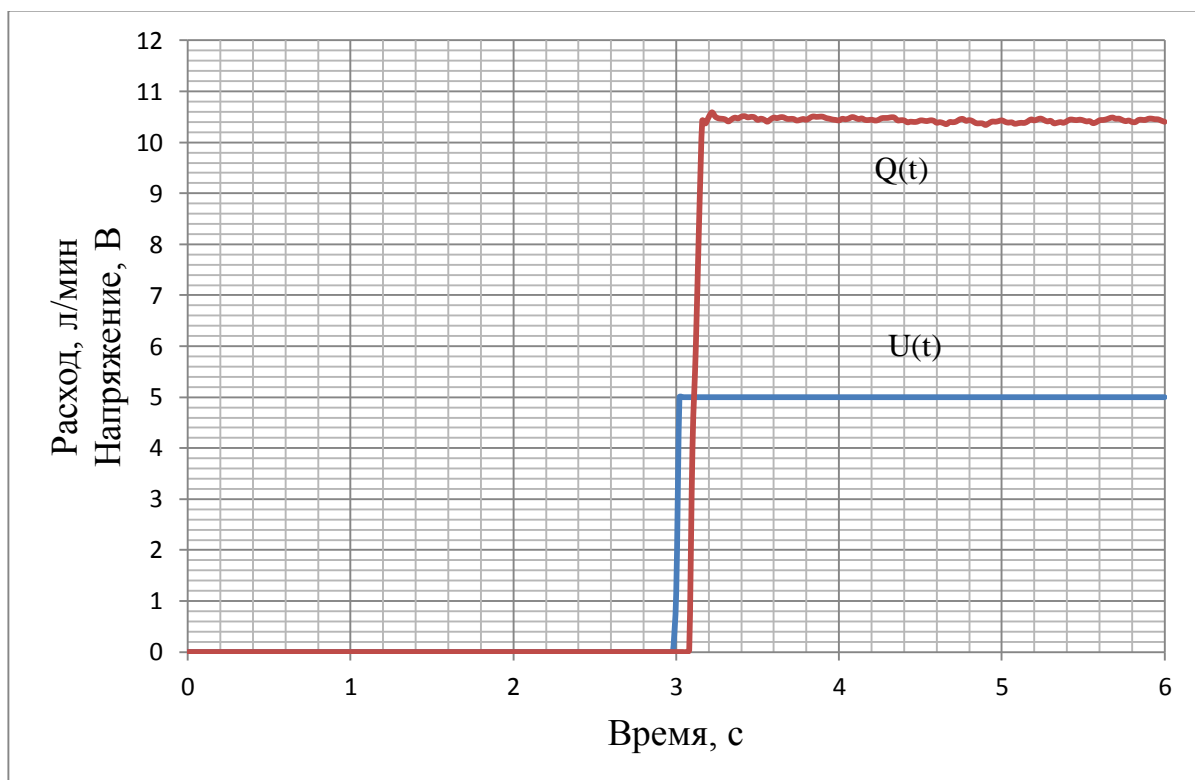


Рисунок 6.12 – Переходный процесс насоса при входном сигнале 5В

Анализируя результаты эксперимента, можно прийти к выводу, что время реакции цепи управления на ступенчатое воздействие составляет 0,1-0,15 с, изменение расхода до требуемого уровня происходит за промежуток от 0,65 до 0,4 с (в зависимости от управляющего сигнала). На время регулирования влияют следующие факторы. После подачи ступенчатого сигнала сперва происходит его преобразование согласно структурной схеме в сигнал, поступающий на драйвер. Затем на драйвере входной сигнал по напряжению преобразуется в выходной сигнал по току, который в свою очередь поступает на электромагнит редуционного клапана и инициирует изменения давления в линии управления.

Кроме того, на полученных графиках также наблюдается наличие одного перерегулирования, процесс является малоколебательным и соответствует условиям качества, как по количеству перерегулирований, так и по допустимым отклонениям.

									Лист
									65
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	150402.2017.102.00.00 ПЗ				

7 СРАВНЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ РАСЧЕТА И ЭКСПЕРИМЕНТА

Для сравнения расчетных и экспериментальных характеристик возьмем реакцию системы на входной ступенчатый сигнал в 4В. Нулевой точкой отсчета считается время начала изменения давления в линии управления. Совместный график представлен на рисунке 7.1.

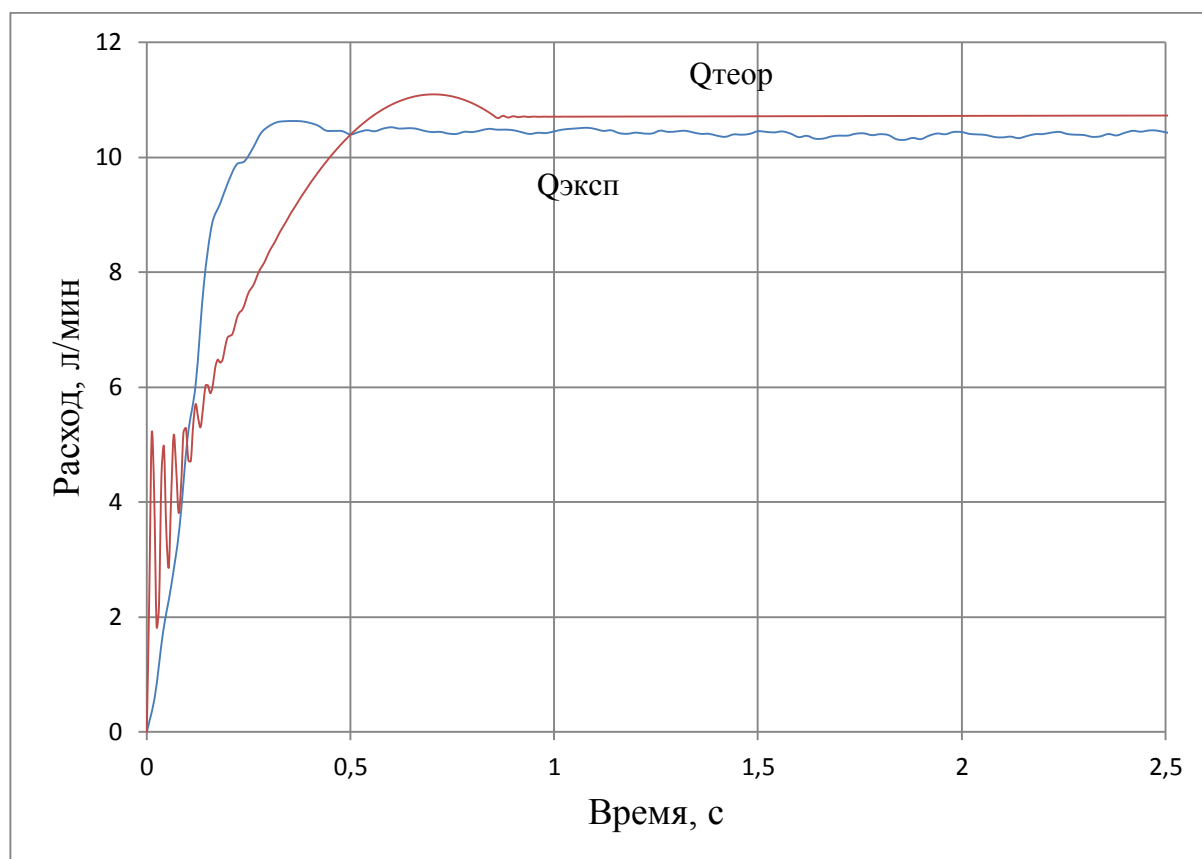


Рисунок 7.1 – Сравнение расчетных и экспериментальных характеристик

Рассматривая полученные результаты, можно отметить увеличение быстродействия реальной системы по сравнению с системой расчетной. И там, и там наблюдается одно перерегулирование (основано на характеристике изменения давления на выходе редукционного клапана от времени). Некоторое несоответствие величины подачи возникает из-за неучтенного при расчете КПД гидромашины и возможных утечек в дренажную линию. Отсутствие в реальной системе затухающих колебаний может свидетельствовать о наличии больших сил

сопротивления, нежели используемых в расчете. Кроме того, наличие рабочей жидкости в корпусе насоса увеличивает силу сопротивления среды и уменьшает энергию колебаний системы. [15, с. 248] Увеличение быстродействия привода приводит к ухудшению устойчивости (свойство системы возвращаться в исходное положение после вывода ее из этого состояния и прекращения действия управляющего и возмущающего воздействия). В конечном счете, реализованный модуль управления не уступает используемым аналогам и может быть использован в системах автоматического регулирования как в учебных, так и в производственных целях.

					150402.2017.102.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		67

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Целью работы была разработка математической модели модуля управления для насоса с пропорциональным электрическим управлением и ее расчет, проведение натурального эксперимента.

Изучены передовые отечественные и зарубежные разработки в области способов пропорционального регулирования угла наклона диска аксиально-плунжерного насоса.

Рассмотрена конструкция исследуемого регулируемого аксиально-плунжерного насоса. Представлена гидравлическая схема. Описана структурная схема управления, позволяющая преобразовывать входной сигнал по напряжению в токовый сигнал на электромагнит редуционного клапана с помощью драйвера, величина токового сигнала, в свою очередь, влияет на давление на выходе редуционного клапана – в линии управления и, тем самым, позволяет регулировать расход основного насоса.

Определены геометрические параметры исследуемой гидромашины, жесткость пружины, моменты инерции движущихся частей. Представлено соответствие давления в линии управления и крайних положений наклонного диска. Получена математическая модель системы управления. Зависимость угла поворота диска от давления управления представляет собой уравнение Лагранжа второго рода – дифференциальное уравнение движения механической системы.

Экспериментальным путем получены зависимости давления на выходе редуционного клапана от времени при различных ступенчатых входных сигналах.

Решение дифференциального уравнения выполнено в программе Mathcad с использованием функции `rkfixed`, реализующей решение задачи Коши по методу Рунге-Кутты. Рассчитана теоретическая зависимость угла наклона диска и расхода от давления управления, последняя представлена в виде графиков.

										Лист
										68
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

Проведено экспериментальное определение зависимости расхода исследуемого насоса от времени при ступенчатом входном сигнале. Для определения расхода получена расходно-перепадная характеристика дросселя. Результаты экспериментов представлены на рисунках в виде графиков. В конечном счете, произведено сравнение расчетной математической модели и натурального эксперимента. Оно выявило некоторые несоответствия, которые можно объяснить сделанными в ходе составления модели допущениями.

					150402.2017.102.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		69

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Атлас конструкций гидромашин и гидропередат. Учебное пособие для студентов машиностроительных специальностей ВУЗов / Б.М. Бим-Бад, М.Г. Кабаков, В.Н. Прокофьев и др. – М.: Машиностроение, 1990. – 136 с.
2. Бахвалов, Н.С. Численные методы / Н.С. Бахвалов, Н.П. Жидков, Г.М. Кобельков. – 6-е изд. – М.: БИНОМ. Лаборатория знаний, 2008. – 636 с.
3. Башта, Т.М. Машиностроительная гидравлика / Т.М. Башта. – М.: Машиностроение, 1971. – 672 с.
4. Башта, Т.М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем. Учебник для вузов / Т.М. Башта. – М.: Машиностроение, 1974. – 606 с.
5. Борисов, Б.П. Аксиально-поршневые гидромашины. Ч.1: Анализ конструкций. Учебное пособие для курсового и дипломного проектирования по курсу «Теория и расчет объемных гидромашин» / Б.П. Борисов, В.А. Саков; под ред. Д.А. Бутаева. – М.: Изд-во МГТУ, 1993. – 55 с.
6. Гамынин, Н.С. Гидравлический привод систем управления / Н.С. Гамынин. – М.: Машиностроение, 1972. – 376 с.
7. Гамынин, Н.С. Основы следящего гидравлического привода / Н.С. Гамынин. – М.: Оборонгиз, 1962. – 289 с.
8. Гидравлика, гидромашин и гидроприводы. Учебник для машиностроительных ВУЗов / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов и др. – 4-е изд., стереотипное, перепечатка со второго издания 1982 г. – М.: Альянс, 2010. – 423 с.
9. Гидравлический привод летательных аппаратов / Н.С. Гамынин, В.И. Карев, А.М. Потапов, А.М. Селиванов; под общ. ред. В.И. Карева. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1992. – 368 с.
10. Залогин, О.В. Экспериментальное исследование динамики регулирования аксиально-поршневого насоса с пропорциональным

						150402.2017.102.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			70

электроуправлением / О.В. Залогин, А.С. Носков, А.Г. Череватов // Гидравлика. – 2016. – №2(2). – с. 189-201.

11. Литвинов, И.Е. Особенности математического моделирования электрогидравлического привода / И.Е. Литвинов, О.И. Тарасов, П.В. Щербачев // Инженерный вестник. МГТУ им. Баумана. Электронное издание. – 2015. – №11.

12. Мусалимов, М.В. Аналитическая механика. Уравнение Лагранжа второго рода. Свободные колебания / М.В. Мусалимов, П.А. Сергушин. – СПб.: СПбГУ ИТМО, 2007. – 53 с.

13. Прокофьев, В.Н. Аксиально-поршневой регулируемый гидропривод / В.Н. Прокофьев. – М.: Машиностроение, 1969. – 496 с.

14. Раус, Э. Дж. Динамика системы твердых тел: в 2 т. / Эдвард Джон Раус; пер. с англ. Ю.А. Архангельского, В.Г. Демина, В.Н. Рубановского, В.С. Сергеева, С.Я. Степанова; под ред. Ю.А. Архангельского, В.Г. Демина. – М.: Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1983. – Т.1. – 464 с.

15. Савельев, И.В. Курс общей физики: в 3 т. / И.В. Савельев. – М.: Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1970. – Т.1. – 511 с.

16. Свешников, В.К. Станочные гидроприводы: Справочник / В.К. Свешников. – 6-е изд., перераб. и доп. – СПб.: Политехника, 2015. – 627 с.

17. Стажков, С.М. Расчет параметров и экспериментальное подтверждение работоспособности усовершенствованной аксиально-поршневой гидромашины / Стажков С.М., Кузьмин А.О. // Сетевое партнерство в науке, промышленности, образовании: сб. науч. тр. – СПб.: Федеральное государственное образовательное учреждение высшего образования «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого», 2016. – с. 209-212.

18. Теория автоматического регулирования: в 4 т. / под ред. Солодовникова В.В. – М.: Машиностроение, 1967. – Т.1. – 770 с.

19. Филатов, Д.М. Компьютерное моделирование аксиально-поршневого насоса / Д.М. Филатов, В.Е. Кузнецов, Т.А. Минав, Я. Чжан, О.Э. Якупов // Известия СПбГЭТУ «ЛЭТИ». – 2011. – №3. – с.45-51.

						150402.2017.102.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			71

20. Черняков, А.А. Исследование нагрузок на регулируемом органе аксиально-поршневого насоса / А.А. Черняков, А.П. Конов, Я.А. // Вестник машиностроения. – 2010. – №3. – с.6-10.

21. Шейпак, А.А. Гидравлика и гидропневмопривод: Учебное пособие. В 2 ч. Ч. 1: Основы механики жидкости и газа / А.А. Шейпак. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: МГИУ, 2003. – 192 с.

22. Шипачев, В.С. Высшая математика: Учебник для ВУЗов / В.С. Шипачев. – 7-е изд., стер. – М.: Высш. шк., 2005. – 479 с.

23. Щербаков, В.Ф. Экспериментальное исследование качающего узла аксиально-поршневой гидромашины с широким диапазоном регулирования / В.Ф. Щербаков, А.С. Фрик // Строительные и дорожные машины. – 2014. – №12. – с. 42-44.

										Лист
										72
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

150402.2017.102.00.00 ПЗ