

УФИМСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АВИАЦИОННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ

На правах рукописи

Бачурин Александр Борисович

**ГИДРОАВТОМАТИКА РЕГУЛИРУЕМОЙ ДВИГАТЕЛЬНОЙ
УСТАНОВКИ
(РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ)**

05.04.13 – Гидравлические машины и гидропневмоагрегаты

ДИССЕРТАЦИЯ

на соискание ученой степени кандидата технических наук

научный руководитель: доктор технических наук,
профессор В.А. Целищев

Уфа 2014

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	3
1 АНАЛИЗ ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКИХ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ РДУ	
1.1 Классификация задач и методов управления двигательных установок твердого топлива.....	9
1.2 Аналитический обзор литературы и анализ математических моделей систем электрогидравлического управления РДУ.....	16
1.3 Перспективы развития систем электрогидравлического управления РДУ.....	23
1.4 Постановка цели и задач исследования.....	30
2 АНАЛИЗ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СХЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ПЛОЩАДЬЮ ПОВЕРХНОСТИ ГОРЕНИЯ РДУ	
2.1. РДУ как объект регулирования.....	38
2.2. Модель внутрикамерных процессов РДУ.....	42
2.3. Математическая модель РДУ с изменяемой площадью поверхности горения твердого топлива гидравлическим способом.....	48
2.4 Математическая модель РДУ с изменяемой площадью критического сечения сопла.....	59
3. МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В СИСТЕМЕ ГИДРОАВТОМАТИКИ РДУ	
3.1 Математическая модель гидравлической машины для регулирования минимального сечения сопла с учетом РДУ.....	66
3.2 Математическая модель гидроагрегата регулирования расхода жидкости для управления площадью поверхности горения твердого топлива с учетом РДУ.....	74
3.3. Влияние гидравлических исполнительных механизмов на свойства переходных процессов в электрогидравлической системе РДУ.....	83
3.4. Исследование устойчивости подсистем гидроавтоматики регулирования РДУ.....	89

3.5	Анализ результатов численного моделирования комбинированной электрогидравлической системы управления РДУ.....	94
3.6	Математическая модель комбинированной электрогидравлической системы управления РДУ с использованием безразмерных параметров	98
4.	ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ УСТРОЙСТВ ГИДРОАВТОМАТИКИ И РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ МОДЕЛИРОВАНИЯ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ В ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СИСТЕМЕ РДУ С УЧЕТОМ ВЗАИМНОГО ВЛИЯНИЯ ГИДРОАГРЕГАТОВ	
4.1	Экспериментальное исследование гидроагрегата слива жидкости из каналов заряда.....	112
4.2	Экспериментальное исследование гидравлической машины регулирования минимального сечения сопла	121
4.3	Методика моделирования рабочих процессов в гидравлической системе РДУ с учетом взаимного влияния устройств гидроавтоматики на свойства переходных процессов	124
	ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ.....	131
	СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	133

ВВЕДЕНИЕ

Перспективы развития регулируемых двигательных установок (РДУ) неразрывно связаны с развитием и внедрением высокоточных систем автоматического управления. Возрастающие требования к уровню и качеству параметров и характеристик регулируемых двигательных установок приводит к необходимости совершенствования методов расчета и проектирования электрогидравлических исполнительных механизмов систем гидроавтоматики. Исполнительные механизмы: гидравлическая рулевая машина и регулятор расхода жидкости, хорошо зарекомендовали себя в системах управления летательных аппаратов

Достигнутый в настоящее время уровень развития вычислительной техники как по быстродействию, так и по объёму оперативной памяти, всё более широкое внедрение многопроцессорных систем, позволяет использовать более совершенные математические модели для расчёта рабочих процессов. Современные аппаратные средства и математическое обеспечение ЭВМ позволяют решать системы нелинейных дифференциальных уравнений, наиболее точно описывающие процессы в системах гидроавтоматики, получать требуемые статические и динамические характеристики. Это позволяет сократить время проектирования и доводки гидравлических регуляторов, а также обеспечить рациональный выбор параметров и требуемое качество переходных процессов.

Разработка образцов ракетной техники сопровождается устойчивой тенденцией последних лет к сокращению финансирования. Основную долю затрат на создание РДТТ составляют затраты на отработку и доводку гидроавтоматики двигательной установки. Это приводит к необходимости частичной замены экспериментальной отработки математическим моделированием. В связи с этим, задачей первоочередной важности становится всё более широкое внедрение и совершенствование методов математического моделирования рабочих процессов в регулируемых РДТТ.

Изложенное позволяет считать основной целью работ в рассматриваемой области создание математических моделей и программ расчета, наиболее точно

описывающих реально протекающие процессы в электрогидравлических системах управления регулируемых двигательных установок твердого топлива многократного включения. Только это позволит в конечном итоге реализовать идею замены огневых стендовых испытаний регулируемых двигательных установок математическим моделированием на ЭВМ.

Над созданием двигательных установок с глубоким регулированием модуля тяги, оснащенного электрогидравлической системой управления работали многие научные и проектно – конструкторские организации. Некоторые результаты исследований обобщены в трудах таких ученых, как В.М. Бобылев, Б.Т. Ерохин, В.Г. Зезин, А.М. Липанов, В.И. Петренко, В.Л. Попов, В.Ф. Присняков, А.М. Русак, В.И. Феофилактов и др.

Результатом этих работ явилось создание опытных конструкций РДУ, прошедших стендовую отработку: двигатель с регулируемым минимальным сечением сопла, двигатель раздельного снаряжения, двигатель с тепловым ножом, двигатель с “гидравлическим” регулированием поверхности горения и др.

Анализ патентных исследований и разработок показал, что во всех схемах РДУ (в том числе и в рассматриваемой схеме), где необходимо механическое перемещение управляющего элемента: “тепловой нож”, регулируемое критическое сечение, отклоняемое сопло и т.п. в качестве исполнительного механизма используется, как правило, электрогидравлический привод. Инерционность исполнительных механизмов оказывает определяющее влияние на динамические характеристики РДУ. На современном этапе развития ракетостроения этот фактор является определяющим для многих схем РДТТ. Среди электрогидравлических приводов систем управления РДУ большими преимуществами обладает привод с гидравлической рулевой машиной большой мощности.

Степень разработанности темы исследования. Проведенный обзор работ ведущих научных организаций и предприятий страны, посвященных данному направлению исследования за последние годы, показал, что вопрос математического моделирования физических процессов, протекающих в системах

гидроавтоматики регулируемой двигательной установки, остается слабо изученным.

В вопросах, связанных с созданием гидравлических схем регулирования ракетных двигателей твердого топлива (РДТТ) и математическими моделями функционирования, следует выделить вклад многих отечественных предприятий и институтов. В частности, это ФГУП «Московский институт теплотехники», ГРЦ «КБ им. В.П. Макеева» (г. Миасс), НПО «Искра» (г. Пермь), НПО «Алтай» (г. Бийск), НПО «Союз» (г. Люберцы), НПОА (г. Екатеринбург), НИИАП (г. Москва), ПНИПУ, ЮУрГУ, ИжГТУ, УГАТУ (г.Уфа), МГТУ им. Н.Э. Баумана, КГТУ им. Туполева. Существенный вклад в создание основ теории управляемых двигателей внесли такие ученые (и их научных школ) как А.М. Липанов, Е.А. Федосов, Л.Н. Лавров, М.И. Соколовский, В.И. Петренко, В.И. Феофилактов, В.М. Бобылев, В.Ф. Присняков, Б.Н. Лагутин, А.А. Шишков, Б.Т. Ерохин, В.Г. Зезин, С.Д. Ваулин, А.М. Русак, И.А. Кривошеев, В.А. Целищев, Wengan Xu, J.A Steinz, Ide Kym, M. и др.

Цель работы. Разработка и исследование гидравлической машины и гидроагрегата для электрогидравлической системы управления РДУ.

Основные задачи исследования:

- анализ гидравлической системы управления площадью поверхности горения РДУ;
- разработка математических моделей гидравлической машины для регулирования минимального сечения сопла и гидроагрегата для управления площадью поверхности горения твердого топлива с учетом их влияния на внутрибаллистические характеристики и переходные процессы РДУ;
- проведение экспериментальных исследований исполнительных устройств гидроавтоматики и верификация результатов моделирования;
- разработка методики моделирования рабочих процессов в гидравлической системе РДУ с учетом взаимного влияния устройств гидроавтоматики.

Научная новизна

- Новая принципиальная и компоновочная схема электрогидравлической системы управления двигательной установки (патент №2443895), отличающаяся наличием встроенного делителя потока, регулятора расхода, струйной гидравлической рулевой машины и системы гашения порохового заряда, позволяющая повысить надежность и эффективность работы системы.
- Математическая модель электрогидравлической системы управления РДУ, заключающаяся в моделировании статических и динамических характеристик устройств гидроавтоматики, входящих в состав РДУ, позволяющая обеспечивать при разработке необходимые требования к качеству переходных процессов.
- Методика моделирования процессов в электрогидравлической системе РДУ, включающая этапы моделирования, исследования и прогнозирования параметров и характеристик устройств гидроавтоматики РДУ, позволяющая повысить качество проектирования и сократить сроки доводки.

Теоретическая и практическая значимость работы. Разработанная методика расчета гидроавтоматики для управления РДУ позволяет исследовать устойчивость и быстродействие с учетом действующих на него управляющих и возмущающих воздействий.

Разработанный комплекс прикладных программ позволяет проводить численное исследование имитационных моделей гидравлических устройств автоматики регулирования двигательной установки и сравнивать полученные результаты с экспериментальными данными. Разработанная система гидроавтоматики РДУ позволяет значительно сократить время переходного процесса с одного режима работы на другой и повысить точность управления. Методика моделирования процессов в электрогидравлической системе управления энергетических установок внедрена на ОАО УАП «Гидравлика» и в учебный процесс УГАТУ.

Методология и методы исследования.

Теоретические и экспериментальные исследования опираются на основы технической гидромеханики и гидродинамики. В работе применены численные

методы, методы дифференциального и интегрального исчислений и верификации математических моделей на основе результатов экспериментальных исследований. Численные исследования проводились с помощью компьютерных пакетов и *MS Excel* и *Maple*. Опытная проверка результатов математических моделей проходила на автоматизированных стендах на базе учебного научного инновационного центра «Гидропневмоавтоматика».

Положения, выносимые на защиту:

1. Новая принципиальная и компоновочная схема электрогидравлической системы управления двигательной установки.
2. Математическая модель гидравлической системы управления РДУ, позволяющая исследовать работу РДУ с учетом нелинейностей в гидроагрегатах.
3. Результаты экспериментальной проверки математической модели электрогидравлической системы управления.
4. Методика моделирования рабочих процессов электрогидравлической системы РДУ.

Степень достоверности результатов работы. Достоверность проведенных в работе теоретических исследований и расчетов подтверждена путем верификации на основании результатов экспериментов, полученных при натурных испытаниях регулятора расхода и гидравлической рулевой машины на кафедре прикладной гидромеханики ГОУ ВПО УГАТУ.

Основные теоретические положения и практические результаты работы докладывались и обсуждались на всероссийской научно-технической конференции «Динамика машин и рабочих процессов» 8–10 декабря 2009 г. – г. Челябинск, всероссийской молодежной научно-технической конференции «Мавлютовские чтения», 26-27 октября 2010г. – г. Уфа, на третьей Всероссийской молодежной научно-практической конференции «Вакуумная, компрессорная техника и пневмоагрегаты», 23 апреля 2010г. – г. Москва, на 15-ой международной научно-технической конференции студентов и аспирантов «Гидромашины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика», декабрь 2011г. – г.

Москва, Изд. МГТУ им. Н.Э. Баумана. В 2010-2014 года работа докладывалась на научных семинарах УНИЦ «Гидропневмоавтоматика».

Материалы диссертации вошли в отчеты по грантам по направлению «Ракетостроение» в рамках реализации Федеральной целевой программы «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009-2013 гг.:

1) № ПЗ17 от 28 июля 2009 г. по проблеме: “Электрогидравлические системы управления регулируемой двигательной установкой твердого топлива многократного включения”

2) № П934 от 20 августа 2009 г. по проблеме: “Разработка методов расчета и совершенствование рулевых приводов ракетных двигателей”

3) Государственный контракт № 02.740.11.0522 на выполнение научно-исследовательских работ (НОЦ) “Разработка методов и средств проектирования, испытания и диагностики систем управления РДТТ с глубоким регулированием модуля тяги и многократным включением” (шифр заявки “2010-1.1-410-008-002”)

По теме диссертации опубликованы 24 печатные работы, из них: 8 – тезисов докладов [13-21]; 10 – научных статьи [21-30]; 5 – статей в рецензируемых журналах, рекомендуемых ВАК [7-11]; 1 – патент [12].

ГЛАВА 1. АНАЛИЗ ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКИХ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ РДУ

1.1 Классификация задач и методов управления двигательных установок твердого топлива

В современной ракетной технике широко используются ракетные двигатели и газогенераторы твердого топлива (РДТТ и ГГТТ), предназначенные для управления движением летательных аппаратов (ЛА), что объясняется простотой их эксплуатации, высокой надежностью и малой стоимостью твердотопливных энергосиловых систем. Дальнейшая конкурентоспособность РДТТ по сравнению с жидкостными ракетными двигателями зависит от того, как удастся решить проблему глубокого управления модулем тяги РДТТ. Надо отметить, что эта комплексная проблема решается разработкой схемных решений, технических и конструкторских элементов двигателя, созданием надежных и дееспособных систем гидроавтоматики РДУ.

Реализация задач управления продольным движением ракет может быть достигнута применением двигателя с программируемой тягой, либо с неизменяемой (жесткой), либо, с адаптируемой к условиям полета, программой тяги. Для адаптации программы тяги и управления ею могут быть использованы: стабилизация, многократное включение, форсирование тяги, а также пропорциональное или ступенчатое управление ее величины.

В подавляющем большинстве типов ракет, стоящих на вооружении, используются твердотопливные двигатели – РДТТ. Такие двигатели являются маршевыми для всех ступеней ракет и, кроме того, широко используются как двигатели специального назначения – для стабилизации, закрутки блоков, распределения блоков по площадям и т.д.

Необходимость повышения дальности полета ракет, потребность в системах высокоточного наведения предъявляет повышенные требования к надежности и точности отработки сигналов управления устройствами гидроавтоматики.

Как показывает анализ задач управления движением РДТТ [3,34,60,72,78,82,92], они могут быть сведены в четыре основных класса приведенных на рисунке 1.1.

К первому классу относятся задачи управления продольным движением аэродинамических ракет. Целью такого управления является улучшение летно-тактических характеристик таких ракет за счет оптимизации закономерностей изменения скорости движения ракеты по времени с учетом выполнения заданных ограничений.

Во второй класс входят задачи управления движением центра масс (ЦМ) высотных ступеней ракет. Для реализации таких задач управления движением необходимо многократное включение двигателя, а также импульсное, релейное или пропорциональное управление его тягой.

К третьему классу относятся задачи управления движением ракет относительно центра масс. Этот класс включает в себя задачи стабилизации, ориентации, успокоения и управления движением ракет на атмосферных и заатмосферных участках траекторий полета, а также задачи управления

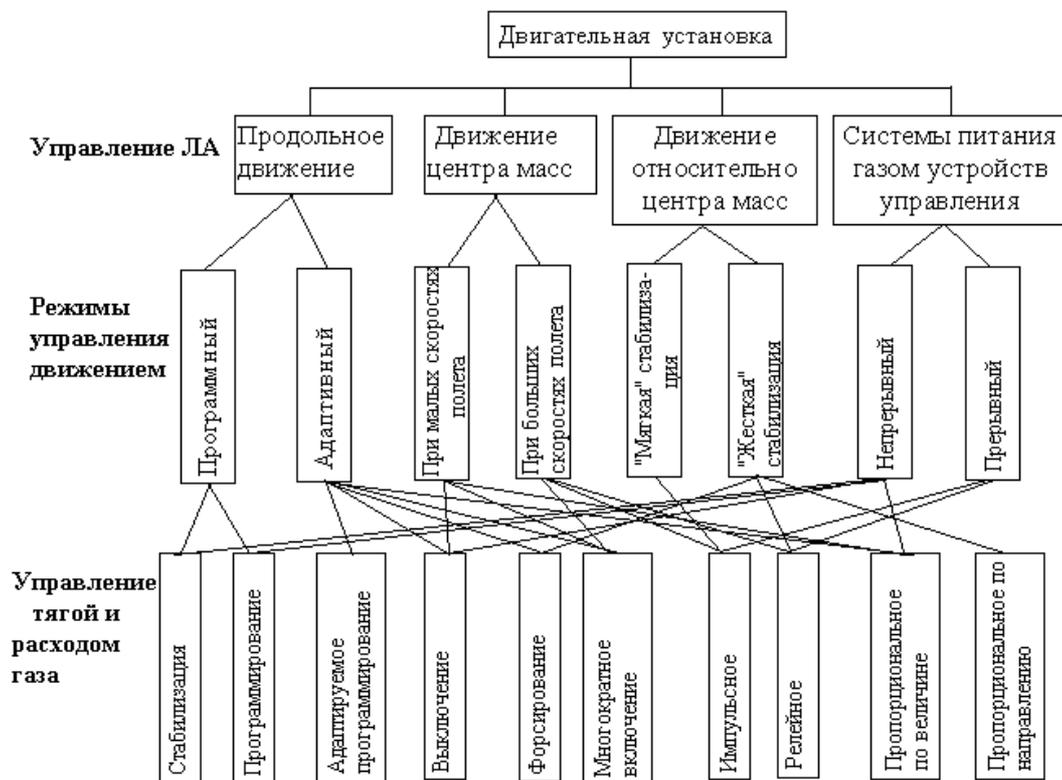


Рисунок 1.1. Классификация задач управления движением ЛА и методов управления тягой РДТТ

движением высокоманевренных аэродинамических ракет.

Для реализации задач управления движением относительно ЦМ используются: импульсное, ступенчатое и релейное знакопеременное управление величиной тяги, а также пропорциональные системы управления вектором тяги двигателя.

В четвертый класс задач управления ЛА входят задачи управления расходом газогенераторов, как источников энергопитания исполнительных систем управления. Управление такими газогенераторами в целях наиболее эффективного использования рабочего тела осуществляется посредством стабилизации, а также непрерывного, ступенчатого или прерывистого регулирования расхода продуктов сгорания.

Поскольку двигательная установка (ДУ), управляющая движением ракеты, одновременно является энергетической установкой, преобразующей энергию топлива в энергию движения, и исполнительным устройством управления, к ней предъявляются как общие требования к ракетной энергосиловой установке, так и специальные требования – как к исполнительному элементу системы управления ракеты.

Одной из основных задач, обеспечивающих дальнейшее повышение эксплуатационных возможностей твердотопливных регулируемых двигательных установок (РДУ) является разработка надежных систем гидроавтоматики для управления тягой двигательной установки по величине (по модулю). Подобные работы были начаты буквально при создании первых известных твердотопливных двигателей – системы предварительной предстартовой настройки тяги; много (двух) режимные двигатели. Однако должная конкурентоспособность по отношению к жидкостным ракетным двигателям может быть достигнута только при создании систем достаточно глубокой и плавной регулировки твердотопливных двигательных установок.

К более простым задачам можно отнести осуществление программного регулирования или стабилизацию выходных параметров РДУ. Решение задачи

здесь возможно в процессе предварительного проектирования и эти вопросы достаточно отработаны к настоящему времени.

Большие трудности возникают при создании гидроавтоматики непосредственного управления тягой в процессе функционирования летательного аппарата. Неизвестность, непредсказуемость характера потребных маневров до старта ЛА требует создания системы управления, реагирующей на команды, выдаваемые в любое время полета.

Особенно остро эти вопросы встают при применении РДТТ на высокоманевренных аппаратах – противоракетах, боевых блоках баллистических ракет, а в связи с проектированием и созданием первых систем СОИ (Стратегическая оборонная инициатива – долгосрочная программа научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ, созданная президентом США Рональдом Рейганом 23 марта 1983 года.) эта проблема еще более обострилась. В то же время подобная задача ставится и для традиционных вооружений. Требуемое повышение дальности и точности артиллерийских снарядов и морских торпед приводит к необходимости использования регулируемых твердотопливных РДУ.

Сугубо специфичная конструктивная схема РДТТ резко ограничивает возможности применения гидроагрегатов для регулирования; так высокотемпературный газовый поток, зачастую содержащий в своем составе твердую или капельную фазу, создает значительные трудности для функционирования электрогидравлической системы управления критическим сечением сопла. Большие препятствия встречаются также на пути воздействия на процесс горения твердого топлива или на изменение поверхности горения. К регулируемым РДУ предъявляются жесткие требования, характерные для всех ракетных двигательных установок – наличие системы гидравлического регулирования не должно снижать высоких эксплуатационных качеств РДУ и не приводить к значительному снижению удельного импульса и высокой плотности заряжания.

Применение регулируемой РДУ на конкретном летательном аппарате, естественно, налагает ограничения и требования к системам – быстродействие, точность и качество регулирования (т.е. динамические характеристики), глубина регулирования (статические характеристики); сугубо специфические требования – например, способность выдерживать перегрузки при артиллерийском выстреле и т.п.

Выбор схемы гидроавтоматики для регулирования РДТТ зависит от типа ракеты, функций, выполняемых двигателем, требований, предъявляемых к двигательным системам, и множества других факторов.

Известные на настоящее время способы регулирования тяги РДТТ [72] представлены на рисунке 1.2.

Анализ способов регулирования модуля тяги изменением площади поверхности горения показывает, что весьма перспективным является гидравлический способ, основанный на регулировании слива жидкости из каналов в заряде твердого топлива [78,84]. В соответствии с этим способом скорость горения заряда определяется скоростью вытеснения жидкости из каналов, которая в свою очередь определяется изменением расхода жидкости через клапан.



Рисунок 1.2. Способы регулирования РДТТ

Экспериментальные и теоретические исследования РДТТ с гидрорегулированием, проведенные в УАИ, показали, что на основе этого способа возможно создание РДУ с глубоким регулированием тяги и расхода

газа (в 20...50 раз). Отмечено, что при глубоком регулировании тяги переходный процесс сопровождается значительным забросом давления, величина которого снижается с уменьшением глубины регулирования и с увеличением свободного объема камеры. Показано, что одноканальная схема в общем случае имеет неудовлетворительные динамические характеристики, в связи с чем необходим переход к многоканальным и наборным зарядам.

Регулировать тягу можно, изменяя следующие параметры:

- площадь критического сечения сопла – F^* ;
- площадь поверхности горения топлива – S_V ;
- массоподвод в камеру сгорания – в этом случае процесс может быть неоднозначным, активные вещества изменяют характер горения, скорость и иные параметры двигателя.
- скорость горения топлива – U ;

Наиболее отработанным на сегодня необходимо признать метод управления модулем тяги, посредством гидравлической рулевой машины изменяя критическое сечение сопла двигателя. Уменьшая F^* можно значительно поднять давление в камере сгорания и, в меньшей степени газоприход и тягу. Соответственно, с ростом давления возрастает скорость горения топлива. Сильное влияние на статические характеристики оказывает показатель степени в законе скорости горения – ν . Топлива с малыми значениями ν (в диапазоне до 0,5) практически не пригодны для использования в регулируемых ДУ – так для топлива с $\nu = 0,5$ всего при двукратном изменении тяги давление в камере сгорания возрастает почти в пять раз. Картина существенно меняется при расчете характеристик с использованием топлив с отрицательными ν .

Конструктивная реализация схемных решений гидроавтоматики для управления величиной газоприхода и тяги изменением критического сечения сопла на сегодня наиболее разработана. Исторически, впервые эта задача решалась с применением сопел с гидравлическим приводом центрального тела,

щелевых и авторегулируемых сопел, сопел – клапанов различных схем. Подробно эти схемные решения рассмотрены в [61,80].

Эффективность этого способа управления определяется степенью воздействия (глубиной проникновения) вдуваемой струи на основной поток. Картина, здесь получается значительно сложнее, чем при механическом воздействии; кроме изменения критического сечения свой вклад в уровень изменения тяги вносит и вторичная газовая струя, причем ее влияние зависит от ее параметров – температуры, химического состава, возможностей реакции с основным газовым потоком. При смещении точки вдува в расширяющуюся часть сопла возникает сложная и динамически неустойчивая система скачков уплотнения, которая увеличивает потери удельного импульса. Газ может вдуваться как из посторонних источников (специальных газогенераторов), так и перепускаться непосредственно из камеры РДТТ.

Для управления движением РДТТ различных классов необходимо решение задач: стабилизации, программного управления, адаптивного программного и

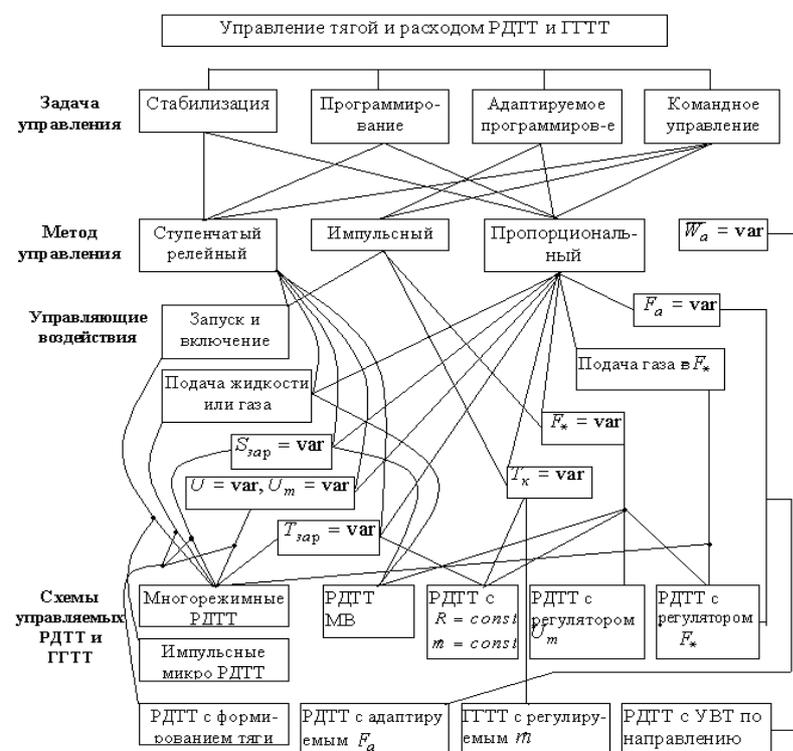


Рисунок 1.3. Классификация задач, методов управления и основных схем ДУ твердого топлива

командного управления тягой или расходом топлива РДУ [3,34,48,59,60,72,78,82,84,92], показаны на рисунке 1.3

Указанные задачи управления ДУ и ГТТ в принципе могут быть решены известными из теории автоматического управления методами ступенчатого (релейного), импульсного и пропорционального управления.

В свою очередь перечисленные методы

управления можно свести к двум принципиально различным группам способов управления процессами работы РДТТ.

К первой группе относятся способы управления газоприходом продуктов сгорания в РДТТ посредством воздействия на внутрикамерные процессы.

Во вторую группу входят способы управления истечением продуктов сгорания из сопла РДТТ.

Представленные типы управляющих воздействий и их сочетания служат основой принципов построения схем управляемых РДТТ и ГГТТ.

Необходимость решения поставленных выше вопросов явилась значительным стимулом для разработки и исследования гидроавтоматики регулируемых двигательных установок. Наиболее перспективной схемой регулирования является электрогидравлическая система, оснащенная гидравлической машиной для регулирования минимального сечения сопла и гидроагрегатом для управления площадью поверхности горения твердого топлива гидравлическим способом. Именно на них основана реализация исследований по решению проблемы «Электрогидравлические системы управления регулируемой двигательной установкой твердого топлива многократного включения» по направлению «Ракетостроение» в рамках реализации Федеральной целевой программы «Научные и научно – педагогические кадры инновационной России» на 2009– 2013 г.г.

1.2 Аналитический обзор литературы и анализ математических моделей систем электрогидравлического управления РДУ.

Для разработки и исследования гидроавтоматики РДУ необходимо всесторонне рассмотреть теорию объекта управления и учесть в работе его особенности.

Теория регулируемых двигательных установок на твердом топливе является промежуточным звеном между фундаментальными и прикладными науками, которые составляют основу проектирования и производства ракетных двигателей твердого топлива. К основным направлениям развития теории РДТТ относится:

–термодинамика двигателя на твердом топливе;

- внутренняя баллистика РДТТ;
- теория горения твердых ракетных топлив;
- внешняя баллистика или теория полета неуправляемых ракет.

Одной из основных задач в теории внутренней баллистики РДТТ является расчет изменения давления в камере сгорания в зависимости от времени $p(t)$ при различных параметрах камеры сгорания (геометрические параметры камеры сгорания и самого заряда, физико-химические характеристики топлива, площадь критического сечения сопла, свободный объем камеры сгорания и т.д.). В свою очередь, зависимость $p(t)$ влияет на изменение во времени тяги двигателя [36].

Одними из первых теоретических исследований в области внутренней баллистики явились труды советских ученых Д.А. Вентцеля «Теория реактивного действия» и И.П. Граве «Внутренняя баллистика» (1936г.) Профессор Серебряков М.Е рассмотрел процесс горения пороха в незамкнутом объеме. Работы ученых имели важное значение в становлении внутренней баллистики РДТТ, в разработке аналитических методов решения ее задач. В тоже время труды этих ученых имели ряд общих недостатков. В них не учитывалось в должной степени условия горения порохового заряда в камере сгорания. В работах ученых наиболее ошибочным являлся закон скорости горения пороха $u = u_1 p(t)$, записанный в таком виде, в котором он принимался в ствольной артиллерии [36].

К началу 40–х годов был получен эмпирический закон горения твердого топлива, записанный в общем виде:

$$u = u_{10} f(\chi) \varphi(T_3) p(t), \quad (1.1)$$

где $f(\chi)$ – влияние эрозионного фактора, $\varphi(T_3)$ – влияние температурного фактора.

Данный закон является фундаментальным методом теоретического определения рабочего давления в камере сгорания РДТТ и решения основной задачи внутренней баллистики.

В связи со сложностью РДТТ как объекта управления в настоящее время не удается обеспечить применение математических моделей наиболее точно описывающие процессы в камере сгорания. Компромиссным решением для

практики является построение относительно простых математических моделей, основанных на системах алгебраических и обыкновенных дифференциальных уравнений, построенных с использованием методов идентификации с учетом экспериментальных результатов. В вопросах, связанных с созданием гидравлических схем регулирования ракетных двигателей твердого топлива (РДТТ) и математическими моделями их функционирования, следует отметить вклад многих отечественных предприятий. В частности, это ФГУП «Московский институт теплотехники», ГРЦ «КБ им. В.П. Макеева» (г. Миасс), НПО «Искра» (г. Пермь), НПО «Алтай» (г. Бийск), НПО «Союз» (г. Люберцы), НПОА (г. Екатеринбург), НИИАП (г. Москва), ПНИПУ, ЮУрГУ, ИжГТУ, УГАТУ (г.Уфа), МГТУ им. Н.Э. Баумана, КГТУ им. Туполева. Существенный вклад в создание основ теории управляемых двигателей внесли такие ученые (и их научных школ) как А.М. Липанов, Е.А. Федосов, Л.Н. Лавров, М.И. Соколовский, В.И. Петренко, В.И. Феофилактов, В.М. Бобылев, В.Ф. Присняков, Б.Н. Лагутин, А.А. Шишков, Б.Т. Ерохин, В.Г. Зезин, С.Д. Ваулин, А.М. Русак, И.А. Кривошеев, В.А. Целищев, Wengan Xu, J.A Steinz, Ide Кум, М. и др.

В последние годы в России наблюдается резкое снижение публикаций и защит диссертаций по тематике ракетостроения. Можно выделить исследования, проводимые в Ижевском государственном техническом университете [33,73-75]. В частности созданы эффективные методы и алгоритмы формализации процессов функционирования РДТТ и его элементов на основе данных натурального эксперимента, а также обоснование применения полученных математических зависимостей в комплексной математической модели функционирования двигательной установки, что позволяет повысить качество проектирования РДТТ при значительном сокращении материальных затрат, связанных с экспериментальной отработкой подобных двигателей. Показана возможность формулировки задач о выборе конструктивных параметров ТРДУ как задач математического программирования и задач безусловной оптимизации. Одна задача – задача о выборе коэффициентов, входящих в закон регулирования параметров ТРДУ. Вторая задача – определение зависимости температуры на

поверхности горящего топлива как функции давления продуктов сгорания $T_s(p)$ по результатам экспериментальных исследований нестационарной скорости горения твердого топлива.

Предложена методика расчета возмущений на регулируемом участке работы ТРДУ основанная на учете поправки к значению расчетного давления в камере сгорания (математическому ожиданию) стохастической составляющей заданной амплитуды, математическое ожидание которой равно нулю. Показано, что при оптимально выбранных коэффициентах в законе регулирования, качество работы ТРДУ остается высоким и при воздействии стохастических и периодических возмущений. Кроме того, установлено, что увеличение уровня программного давления приводит к росту отклонений давления от его математического ожидания. Установлено, что с ростом свободного объема камеры сгорания влияние стохастических возмущений уменьшается.

Одна из проблем работы РДТТ – неустойчивость рабочего процесса течения продуктов сгорания в объеме КС. Более чем за пятидесятилетний период исследований в этом направлении актуальность проблемы не уменьшилась. Более того, в связи с разработкой РДТТ нового поколения с высокими энергомассовыми, прочностными, эксплуатационными и другими характеристиками актуальность проблемы обострилась. В КС РДТТ могут возникать регулярные колебания давления с частотой, близкой к собственной частоте колебаний газа в КС, и с нарастающей по времени амплитудой (которая может стабилизироваться на некотором уровне). Такой вид нестационарности (акустическая неустойчивость процесса течения продуктов сгорания в РДТТ) связан с возбуждением звуковых волн в КС. Было установлено что высоким давлениям сопутствуют высокочастотные колебания давления, которые усиливаясь, вызывают резкое увеличение скорости горения пороха. Наиболее подверженными резонансному горению оказались нитроглицериновые пороха высокой калорийности. Неустойчивость процесса течения продуктов сгорания в РД является автоколебательным процессом изменения рабочих параметров, количественные параметры которых выходят за установленные пределы.

Неустойчивость процесса течения в РДТТ ухудшает внутрибаллистические характеристики РД, способствует возникновению демаскирующих шумов, способна вывести из строя бортовую аппаратуру и разрушить сам двигатель. С таким явлением впервые столкнулись при разработке ракетной техники в США, где для предотвращения вибрационного горения при работе РДТТ был разработан ряд конструктивных мер (стержни внутри канала шашки, радиальные сверления в шашках и др.)

Значительные успехи в изучении динамических режимов работы достигнуты в Пермском государственном техническом университете [49-51]. Разработана физико-математическая модель и создан комплекс прикладных программ для численного моделирования низкочастотной акустической неустойчивости в КС РДТТ на расчетном (маршевом) режиме его работы; – приведены результаты численных расчетов, подтверждающие газодинамическую природу низкочастотных колебаний давления в РДТТ, частота и амплитуда которых зависят от конфигурации внутренней полости КС двигателя. В последние годы в университете совместно с ОАО научно– производственным объединением "Искра" значительное внимание уделяется разработке узлов и устройств системы гашения и изучению процесса гашения заряда твердого топлива в камере сгорания.

Научные исследования в области внутренней баллистики низкотемпературных твердотопливных газогенераторов ведутся в Южно-Уральском государственном университете. В работах профессора Ваулина С.Д. разработаны математические модели рабочих процессов, накоплены и обработаны экспериментальные данные по испытаниям низкотемпературных твердотопливных газогенераторов, разработан новый метод параметрической идентификации. Также ведутся исследования процесса гашения в камере сгорания РДТТ на поверхности твердого топлива, динамики теплообменных аппаратов, проводится моделирование теплофизических процессов в энергетических системах.

На кафедре спецдвигателей Казанского авиационного университета, под началом профессора, академика Фахрутдинова И.Х., на протяжении многих лет ведутся работы по созданию конструкции и основ проектирования ракетных двигателей твердого топлива различного назначения. В трудах коллектива предложены принципы проектирования двигателя, приводятся методики проведения инженерных расчетов, дается обоснование выбора и применения конструкционных материалов. Авторы заостряют внимание на технологичности конструкции, отработке двигателей и испытаниям их на различных этапах.

Большой вклад в развитие теории и накопление экспериментальных данных по ракетным двигателям на твердом топливе в отечественную науку сделано на кафедре "Ракетных двигателей" МГТУ им. Баумана. Школа была сформирована в 40-50-х годах в творческом содружестве с родственными кафедрами Московского авиационного института, с работающими в Московском регионе научными и промышленными предприятиями и организациями ракетно-космического профиля. На кафедре ведутся научные исследования в области ракетных двигателей по следующим направлениям:

- Термогазодинамика сверхзвуковых двухфазных течений в соплах ракетных двигателей.
- Экспериментально-теоретические исследования процессов воспламенения и горения порошкообразных металлических горючих.
- Процессы тепломассообмена в камерах сгорания ракетных двигателей.
- Тепловая защита камер сгорания ракетных двигателей.
- Исследование динамических характеристик ракетных двигателей.
- Стендовая отработка ракетных двигателей.
- Автоматизация проведения огневых стендовых испытаний и обработки результатов экспериментальных исследований.
- Компьютерное моделирование рабочих процессов в ракетных двигателях.

В 1969 году была создана лаборатория ракетных двигателей, которая является учебной и научно-экспериментальной базой кафедры "Ракетные двигатели" и НИИ ЭМ МГТУ им. Н.Э. Баумана. Создание лаборатории позволило

на высоком уровне проводить экспериментальные исследования рабочих процессов, протекающих в ракетных двигателях, проверять полученные результаты на модельных двигателях, проводить стендовую отработку натуральных двигателей и энергосиловых установок, вырабатывать рекомендации по проектированию различных ракетных двигателей.

По результатам исследований, выполненных в лаборатории, получено более 40 свидетельств на изобретения и патентов, опубликовано более 70 печатных трудов, выпущено более 100 научно-технических отчетов.

Результаты которые были получены на базе лаборатории легли в основу трудов таких ученых как А.В. Сухова, А.А. Щербакова, В.Г. Цегельского, А.В. Воронежского, Д.А. Ягодникова, кандидатских диссертаций В.И. Крылова, А.П. Шпары, С.Н. Пенькова, А.А. Дорофеева, С.Ф. Максимова, Арт.В. Новикова, А.В. Синцова, кандидатских диссертаций сотрудников лаборатории В.А. Чернова, Ал.В. Новикова, В.И. Томака, Б.Л. Дьяченко, А.И. Вяткина, И.А. Антонова и других.

В Уфимском авиационном институте (УАИ) в течение ряда лет исследовалась схема регулируемой двигательной установки с управлением поверхностью горения твердого топлива, так называемая "гидравлическая" схема управления величиной поверхности горения. Особенности процесса освобождения каналов в заряде, предварительно заполненных жидкостью, и процесса горения твердого топлива приводят к образованию конической поверхности горения и изменению местной скорости горения. Практическая реализуемость данного способа впервые подтверждена экспериментально В.М. Бобылевым и др. на модельных стендовых установках. Дальнейшие экспериментальные и теоретические разработки, выполненные в УАИ (позднее – УГАТУ) показали ограниченные возможности этого способа регулирования как по глубине изменения тяги, так и по характеристикам переходных процессов.

В проводимых коллективом исследованиях “гидравлический” способ регулирования модуля тяги получил дальнейшее развитие вследствие оснащения РДТТ специальной системой автоматического управления с двумя подсистемами:

подсистемой регулирования давления в камере сгорания изменением минимального сечения сопла и подсистемой управления сливом жидкости из каналов заряда. Эта схема обладает рядом преимуществ перед другими обсуждаемыми техническими решениями: значительной “глубиной” регулирования, сравнительно простой схемой управления, низкими массогабаритными характеристиками, использованием существующих штатных топлив, высокой надежностью получения требуемой тяги, обеспечиваемой использованием ранее отработанных узлов и схем, удобством эксплуатации.

1.3 Перспективы развития систем электрогидравлического управления РДУ

Источники развития ракет на твердом топливе заложены во внутренних противоречиях самого топлива. Первое противоречие заключается в двойственной природе самого топлива, которое представляет энергетическую систему с одной стороны и является твердым телом с присущей ему механической структурой. С одной стороны, существует стремление повысить энергетические характеристики за счет включения в его состав тех или иных химических ингредиентов, с другой стороны это часто оказывается недопустимо из-за противоречия с эксплуатационными характеристиками, возможности изготовления заряда и снаряжения двигателя. Второе противоречие заключается в том, что твердое топливо обладает комплексом баллистических характеристик, определяющих возможности организации рабочего процесса двигателя. Это сказывается на устойчивости рабочего процесса, а также на коэффициенте массового совершенства двигателя. Разрешение этих противоречий на определенной стадии развития техники достигалось посредством создания нового типа топлива и топливно-конструктивного типа двигателя [36-37].

На сегодняшний день перспективы развития, ракетно-космической техники трудно представить без РДТТ, работающих на высокоэффективных топливах и выполняющих широкий диапазон функций – от старта крупных летательных аппаратов до аварийного спасения космонавтов на начальном участке вывода

космических кораблей на околоземные орбиты, разделения ступеней ракетоносителей, раскрутки ракетных ступеней и космических аппаратов с целью их стабилизации в полете, создания начальных перегрузок для нормального запуска ЖРД в невесомости, использования в разгонных блоках и т.д. Характерной чертой последних лет является все более широкое внедрение РДТТ в те области ракетно-космической техники, где еще совсем недавно применялись только ЖРД [72].

Выбор схемы гидроавтоматики для регулирования РДТТ зависит от типа ракеты, функций выполняемых двигателем, требований, предъявляемых к двигательным системам, и других факторов.

Общее требование, которое определяло в последнее время подход к выбору той или иной схемы регулирования РДТТ и которое не утратило своего значения и сейчас, является требование высокой надежности при запуске, останове и работе на основном режиме двигателя. Можно отметить тенденцию усложнения электрогидравлических систем РДТТ, которое в определенной степени приближало их характеристики к ЖРД. Это позволило, усложняя системы гидроавтоматики РДТТ, повышать их энергетические характеристики, не снижая надежности, готовности к немедленному действию и простоты в эксплуатации.

В последнее время широко проводились работы по совершенствованию конструкции РДТТ, применению для изготовления их элементов из более легких и прочных материалов. Успехи в этом направлении неразрывно связаны с совершенствованием электрогидравлических систем для управления, которые проектируются как с учетом использования в их элементах новых материалов, так и с открывающимися в связи с этим принципиально новыми возможностями [72].

Следует отметить большие успехи в создании эффективных гидроагрегатов управления вектором тяги РДТТ, которые характеризуются высокой надежностью, быстродействием, малым потреблением энергии, небольшой массой и не приводит к существенным потерям удельного импульса двигателя.

Широкое распространение, в перспективе, получат гидродинамические системы, основанные на несимметричном вводе компонента ракетного топлива. В

существующих конструкциях для этого используются расположенные вокруг сопла электроуправляемые форсунки. Для хранения и подачи окислителя предусмотрена специальная система вытеснения. Дальнейшие перспективы развития такой системы связано с применением газодинамических систем, работающих на продуктах сгорания, отводимых из основной камеры РДТТ. В этом случае в наиболее тепло- и эрозионно-напряженном узле двигателя – критическом сечении сопла, вообще отсутствуют подвижные детали, а поджатие потока осуществляют за счет воздействия на него дополнительной газовой струи, т.е. увеличению низкоскоростного (и малорасходного) пограничного слоя и в итоге уменьшению фактического сечения сопла. Эффективность этого способа управления определяется степенью воздействия (глубиной проникновения) вдуваемой струи на основной поток. Картина здесь получается значительно сложнее, чем при механическом воздействии; кроме изменения критического сечения свой вклад в уровень изменения тяги вносит и вторичная газовая струя, причем ее влияние зависит от ее параметров – температуры, химического состава, возможностей реакции с основным газовым потоком. При смещении точки вдува в расширяющуюся часть сопла возникает сложная и динамически неустойчивая система скачков уплотнения, которая увеличивает потери удельного импульса. Газ может вдуваться как из посторонних источников (специальных газогенераторов), так и перепускаться непосредственно из камеры РДТТ. В данной схеме основные трудности заключаются в клапанах, способных работать в высокотемпературном газе.

Также, следует ожидать создания сопел изменяемой формы. Развитие технологии и конструкторской мысли позволили решать эту задачу. Широкое использование в настоящее время получило изменение площади критического сечения сопла с помощью центрального тела с гидравлическим приводом. Данная система предназначена для решения задач ориентации и стабилизации, выполнения программных маневров, сближения, коррекции и т.п. Перемещение центрального тела осуществляется с помощью гидравлической рулевой машины.

Значительное внимание уделяется и различным способам регулирования тяги за счет воздействия и изменения поверхности горения твердого топлива. Изменение площади горения топлива гидравлическим способом (с учетом V_k), непосредственно влияет на газоприток, давление в камере сгорания и, соответственно, тягу двигателя. Специфика решаемой задачи – твердое топливо находится в камере сгорания двигателя, определяет сложность и многовариантность ее решения. Так, перемещение участков и отдельных блоков топлива должно производиться с соблюдением мер, защищающих соседние участки его от преждевременного загорания, в то же время, воспламенение вновь поданных в зону горения блоков топлива не должно затягиваться во времени. Известные на сегодня способы управления величиной поверхности горения ТТ можно обобщить следующим образом: – способы, использующие разгар каналов, имеющих в твердотопливном заряде – "гидравлический" способ, использование вытяжных малотеплопроводных нитей, использование теплопроводных труб, употребление зарядов, состоящих из наборных пластин. Эта группа способов использует эффект освобождения канала, занятого инертным телом и зажигания горячими газами поверхности не горящих еще участков заряда [48, 59, 78, 84].

Другая группа способов основана на порционной или непрерывной подаче в камеру сгорания отдельных объемов твердого топлива.

Имеется значительное количество патентов, описывающих тот или иной механизм подачи, способы сохранения топлива от преждевременного воспламенения и т.д. Сильной стороной всех этих способов является возможность значительной дискретизации, т.е. получение большой глубины регулирования тяги – основной недостаток состоит в конструктивной сложности механизма подачи и, как правило, в невысоких массовых характеристиках двигателя.

Самостоятельную группу методов составляют схемы с использованием "теплого" ножа. Идея этого метода состоит в локальном увеличении теплового потока в тело заряда. Повышение теплового потока, изменяя начальную температуру заряда в месте теплоподвода, приводит в итоге к увеличению скорости горения, а соответственно и величины поверхности горения S_V .

Тепловой нож выполняется в виде пластины или набора стержней из высокоплавкого материала. Эта пластина, посредством приводного механизма, входит в контакт с поверхностью ТТ, причем усилие контакта можно варьировать. Работы, проведенные в ОКБ "Темп" показали надежность и хорошую повторяемость этого способа [78]; в экспериментах увеличение тяги достигало 3 – 3,5 раз. Показано, что эффективное поджатие теплового ножа к поверхности заряда осуществляется с помощью гидропривода.

Конструктивно гидропривод может располагаться вне камеры двигателя и внутри камеры, как показано на рисунках 1.4 – 1.5. При этом гидропривод может приводиться в действие за счет давления продуктов сгорания РДТТ.

Анализ способов регулирования модуля тяги изменением площади поверхности горения показывает, что весьма перспективным является гидравлический способ, основанный на регулировании слива жидкости из каналов в заряде твердого топлива [15, 78, 84]. В соответствии с этим способом тело заряда вдоль направления горения пронизывается цилиндрическими каналами диаметром 1 – 20 мм. Торцы каналов, выходящие на несгораемую поверхность заряда, соединяются через специальный регулирующий гидравлический клапан с дополнительной камерой или с атмосферой. Каналы заполняются жидкостью (спирт, керосин, смесь соды с глицерином, водой), которая под воздействием давления в камере сгорания вытесняется из каналов через регулирующий клапан с определенной скоростью. Вытесняя жидкость, горячие продукты сгорания проникают в освободившиеся каналы и поджигают их стенки, в результате чего торцевая поверхность горения заряда превращается в

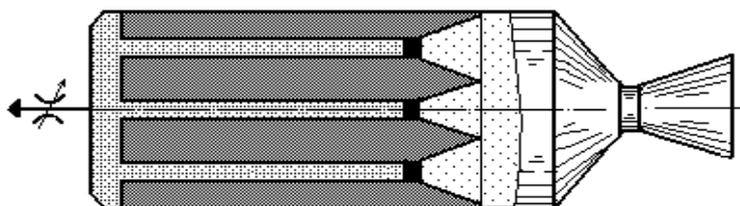


Рисунок 1.4 – РДТТ с гидрорегулированием площади поверхности горения

коническую. Скорость горения заряда определяется скоростью вытеснения жидкости из каналов, которая в свою очередь определяется изменением расхода жидкости через клапан.

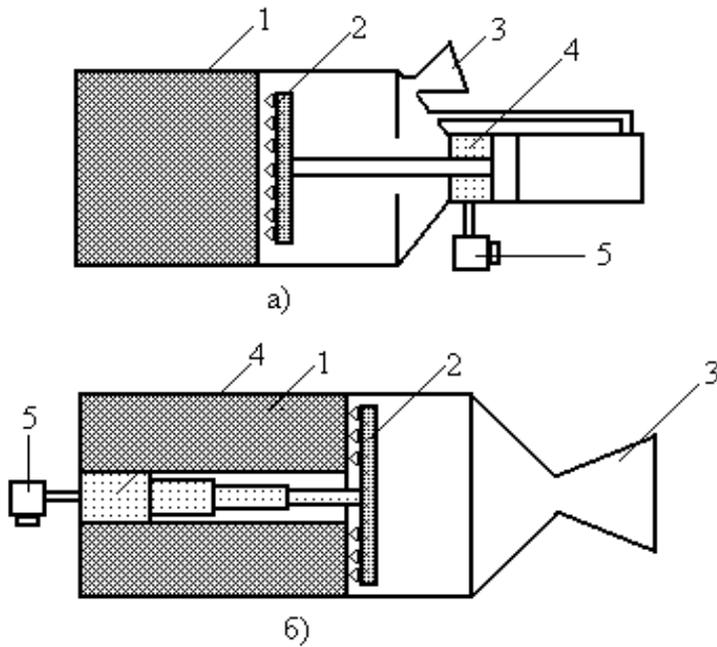


Рисунок 1.5– Регулирование модуля тяги с помощью “теплового ножа”

определения площади поверхности горения и перепада давления по длине канала в процессе горения.

Таким образом, потребности повышения дальности полета ракет, создание высокоточных систем наведения предъявляет повышенные требования к надежности и точности отработки сигналов управления электрогидравлическими исполнительными механизмами.

Основные направления научных разработок в области ракетных двигателей: разработка высокоэффективных и отвечающих остальным (эксплуатационным, стоимостным и др.) требованиям ракетных топлив;

создание конструкционных материалов, обладающих высокой удельной прочностью и другими необходимыми свойствами;

создание высокоэффективных теплозащитных материалов;

разработка теории горения топлив, обеспечение требуемых законов и устойчивости горения;

разработка теории теплообмена в условиях РДТТ, обеспечение термостойкости конструкций;

В качестве недостатков способа следует отметить:

1) возможность неустойчивой работы РДУ, вызванной особыми условиями поджигания топлива в тонких каналах;

2) трудность обеспечения одинаковой скорости вытеснения жидкости из каналов вследствие различных гидравлических сопротивлений;

3) сложность регулирования подобной схемы ввиду трудности

исследование вопросов течения продуктов горения твердых топлив в камере и сопле; разработка методов профилирования сопел;

разработка теории нестационарных процессов работы РДТТ, обеспечение необходимых режимов воспламенения зарядов и выключения двигателя;

разработка теории систем управления модулем и вектором тяги РДТТ;

обеспечение стабильности характеристик двигателей при различных возмущающих воздействиях.

В отличие от маршевых ракетных двигателей, сообщающих ЛА определенную кинетическую энергию, двигательные установки (ДУ) управления движением обеспечивают оптимальное распределение импульса тяги по траектории полета, изменение траектории и ориентацию ЛА в пространстве. Для ракетно-космической техники в настоящее время более приоритетными вопросами являются уже не проблемы дальности и максимального удельного импульса, а вопросы точности наведения головных частей, выполнения орбитального маневра. Гарантией требуемой точности является наличие на головной части ракеты корректирующей двигательной установки или нескольких установок, выполняющих различные задачи. Управление головными частями ракет по трем каналам – тангаж, рыскание и крен – требует реализации разных циклограмм тяги, где максимальный и минимальный уровни могут отличаться в 100 – 150 раз. Обеспечение такого широкого диапазона регулирования в РДТТ, особенно в жестких условиях нисходящей ветви траектории полета, является трудной и нереализуемой еще сегодня задачей. Известный способ управления тягой изменением минимального сечения сопла не позволяет получить регулирование тяги более чем в 3 – 5 раз.

Совершенствование гидроавтоматики РДУ основано на улучшении энергетических, физико-механических и эксплуатационных характеристик топлив, а также снижении стоимости разработки и изготовления двигателей. Прорывы в области совершенствования твердых топлив приблизили характеристики их удельного импульса, плотности, механических свойств и скорости горения к теоретически возможным, и поэтому в ближайшем будущем

подобных прорывов в улучшении их характеристик не предвидится. Наибольший приоритет при создании новых РДТТ будут иметь поиск новых технических решений и использование перспективных конструкционных материалов.

Одним из таких перспективных технических решений может стать создание РДТТ с комбинированной электрогидравлической системой управления многократного включения. Использование подобных двигателей будет способствовать увеличению дальности пуска ракет, повышению их скорости и маневренности на конечных участках полета.

В будущем, универсальная энергоустановка на твердом топливе представляется в виде трехрежимной (режим “молчания”, режим управления, коррекции и форсажный режим) установки с длительностью переходных режимов в пределах долей секунды, с отсутствием забросов, хорошей воспроизводимостью, с многократным переключением с режима на режим и практически неограниченной длительностью режима молчания [71].

1.4 Постановка цели и задач исследования

Работа по созданию гидроавтоматики РДУ многократного включения с комбинированной электрогидравлической системой управления модулем тяги посредством управления площадью поверхности горения твердого топлива и площадью критического сечения сопла в Уфимском государственном авиационном техническом университете ведется более 25 лет. В данной работе будут рассмотрены цель и задачи проектирования гидроавтоматики РДУ для управления модулем тяги. Использование гидравлической машины для регулирования минимального сечения сопла и гидроагрегата для управления площадью поверхности горения твердого топлива гидравлическим способом позволяет создать комбинированную систему для управления двигателем твердого топлива. Комбинированная схема гидроавтоматики для управления по двум каналам позволяет получить большое поле характеристик, обеспечить значительную глубину регулирования.

Одной из рассматриваемых задач, является разработка гидроавтоматики РДУ. Особенности задачи разработки и исследования электрогидравлической системы для управления РДУ являются специфические требования, свойственные беспилотным летательным аппаратам. При разработке принципиально новой электрогидравлической системы регулирования необходимо учесть все факторы.

При формировании структурной схемы электрогидравлической системы для управления РДУ в настоящее время аналитически можно определить только пределы точности регулирования по определенным регулирующим параметрам. Однако, такие существенные показатели, как быстродействие, надежность, простота конструкции, массогабаритные характеристики качественному теоретическому анализу в настоящее время не поддаются. Особенно это характерно для регулируемых двигательных установок на твердом топливе, где вопросы оснащения их системами автоматического регулирования весьма сложны из-за слабой изученности самого РДУ как объекта управления.

В данном случае целесообразно идти путем разработки различных вариантов реализации структуры электрогидравлической системы регулирования, обеспечивающих требуемое качество переходного процесса объекта регулирования и наибольшие возможности независимости ослабления статической и динамической составляющих ошибок от основных воздействий. На стадии исследовательской работы прорабатывается несколько альтернативных вариантов.

Основной регулируемой величиной двигательной установки, выступающей в качестве объекта регулирования, является секундный массовый расход газов через сопло. Регулирующим воздействием является площадь управляемого дросселя в гидравлической системе регулирования площади поверхности регулирования твердого топлива за счет слива жидкости из каналов заряда. Двигательная установка в этом случае представляет собой разомкнутую систему регулирования и организации обратной связи регулируемой координаты двигателя с регулирующим воздействием не представляется возможной. Поэтому качественно улучшить характеристики регулируемой двигательной установки

(РДУ) можно лишь с использованием дополнительных регулирующих воздействий, управляющих дополнительными регулируемыми переменными.

Недостаточные возможности эффективного контроля координат, определяющих работу двигательной установки, ограничивают выбор дополнительных регулируемых переменных. Современные технические средства не позволяют, например, непосредственно измерять в процессе работы двигателя изменение, как площади поверхности, так и скорости горения твердого топлива.

В качестве дополнительных регулируемых координат РДУ как объекта управления было выбрано давление в камере сгорания и расход жидкости из гидросистемы управления площадью поверхности горения, а в качестве вспомогательных регулирующих координат двигательной установки принято скорость горения (охлаждения) твердого топлива и площадь критического сечения сопла.

Также, задачей данной работы является разработка математической модели гидроавтоматики РДУ с регулированием площади поверхности горения твердого топлива и площади критического сечения сопла.

Наиболее реальной основой для разработки гидроавтоматики РДУ с глубоким регулированием тяги могут служить схемы с регулируемыми параметрами F_* и S_n . Указанные способы, в конечном счете, различаются принципом регулирования расхода топлива. Так, при регулировании F_* расход топлива меняется за счет изменения скорости горения, которая в свою очередь зависит от давления в камере сгорания. Этим объясняется большая зависимость функции регулирования от чувствительности скорости горения топлива к давлению и температуре топлива. Отсюда вытекают ограничения топлив, пригодных для регулируемых РДУ.

В гидравлическом способе с изменяющейся площадью поверхности горения величина S_n непосредственно определяет расход топлива. Изменение же скорости горения вследствие изменения давления в камере сгорания при $F_* = \text{const}$ лишь увеличивает эффект регулирования тяги. Поэтому зависимость эффективности этого метода от закона горения топлива слабее, а выбор топлив гораздо шире.

Серьезным недостатком способа регулирования F_* является то, что быстрое его изменение, необходимое для улучшения характеристик гидроавтоматики управления РДУ, вызывает появление нежелательных пиков тяги, направленных противоположно требуемому командой изменению тяги.

Уравнения динамики камеры сгорания РДТТ описывают изменение основных величин, характеризующих ее работу во времени, т.е. представляют зависимости различных параметров камеры сгорания на нестационарных режимах работы. Такими величинами являются, прежде всего, давление в камере сгорания p_k , температура продуктов сгорания T_k и др. Для определения закона изменения этих величин во времени на переходных режимах, а также их зависимости от внешних возмущающих воздействий и управляющих факторов необходимо составить математическую модель камеры сгорания.

Остановимся на выборе математической постановки задач расчета внутрикамерных процессов основного участка работы РДУ. С математической точки зрения наиболее строгим подходом к решению этой задачи является рассмотрение всех существенных процессов (горения топлива, внутрикамерных процессов, газовой динамики, теплообмена в газоведах и т.д.) в нестационарной постановке. Однако, из-за больших потребных ресурсов процессорного времени, решение такой задачи на современном этапе является сложно реализуемой. Вместе с тем, различные рабочие процессы, определяющие уровень текущих расходно-тяговых характеристик, зачастую имеют неодинаковое время переходных процессов, т.е. протекают с разной скоростью. Это позволяет в ряде случаев (например, при рассмотрении РДТТ как объекта регулирования) пренебрегать нестационарностью некоторых из процессов, что понижает размерность модели и существенно уменьшает потребные ресурсы ЭВМ. Следовательно, выбор рациональной постановки задачи (учет нестационарности лишь существенных процессов) имеет решающее значение при моделировании характеристик основного участка работы РДТТ. [72]

Кроме перечисленных выше факторов внутрибаллистические параметры РДУ зависят еще и от скорости изменения среднеобъемных параметров в газоведах.

Задачей данного исследования ставится моделирование гидроавтоматики РДУ с гидравлической машиной для регулирования минимального сечения сопла и гидроагрегата для управления площадью поверхности горения твердого топлива с учетом их влияния на внутрибаллистические характеристики и переходные процессы РДУ;

Задача моделирования гидроавтоматики РДУ значительно упрощается, если нестационарную нелинейную модель объекта регулирования удастся с достаточной степенью точности заменить стационарной линейной моделью. Поэтому для упрощенного описания объекта регулирования и всей системы управления предлагается подход, базирующийся на следующих положениях, рассматриваемых в качестве гипотезы:

разрабатываемая (в строгом смысле нелинейная) система автоматического регулирования в ограниченном пространстве обладает линейными свойствами по отношению к медленным воздействиям;

математическая модель объекта управления и модель электрогидравлической системы малочувствительна к слабым помехам, а также к изменениям неучитываемых малых постоянных времени, т.е. малых параметров;

математическая модель разрабатываемой гидроавтоматики РДУ малочувствительна к параметрическим возмущениям в виде изменения параметров объекта управления и регуляторов.

Задачей работы ставится разработка методики моделирования рабочих процессов в гидравлической системе РДУ с учетом взаимного влияния устройств гидроавтоматики.

Новыми научными результатами, полученными в работе, должны стать разработанные методы и средства математического моделирования гидроавтоматики РДУ с учетом влияния стохастического характера изменения

параметров, направленные на повышение качества проектирования и доводки электрогидравлических систем управления:

Методологические основы моделирования рабочих процессов в гидравлической системе РДУ с учетом взаимного влияния устройств гидроавтоматики, содержащие методы, методики и соответствующее программное обеспечение, позволяющие повысить эффективность этапов проектирования изделий и сократить время разработки до 30–40%.

Необходимо провести натурные эксперименты исполнительных устройств гидроавтоматики и верификация результатов моделирования. При проведении экспериментальных исследований использовано оборудование лаборатории экспериментальных исследований гидросистем учебного научного инновационного центра «Гидропневмоавтоматика», оснащенной уникальными стендами, современными вычислительными средствами со специализированным программным обеспечением, офисной техникой и средствами мультимедиа, беспроводной локальной сетью, сервером центра с базой данных, программным обеспечением для сбора данных, их анализа, представления и управления (*Lab VIEW*). Уникальные экспериментальные стенды «Диагностика и идентификация гидросистем» и «Исследование статических и динамических характеристик гидравлических исполнительных механизмов» запущены в эксплуатацию в конце 2008 г. Стенды изготовлены Государственным ракетным центром «КБ им. академика В.П. Макеева» и компанией *Hydac*. Для адаптации стендов под данную работу произведена доработка оборудования, написано программное обеспечение для работы в автоматизированном режиме *Lab VIEW*.

На стенде «Диагностика и идентификация гидросистем» проведено экспериментальные исследования статических и динамических характеристик гидроагрегата управления площадью поверхности горения твердого топлива.

На стенде «Исследование статических и динамических характеристик гидравлических исполнительных механизмов» проведено исследование статических и динамических характеристик гидравлической рулевой машины регулирования минимального сечения сопла.

Выводы по главе 1

В данной главе был проведен аналитический обзор научной литературы и патентной документации, связанных с исследованием гидроавтоматики регулируемых ракетных двигателей твердого топлива. Также была составлена классификация систем с электрогидравлическим приводом для регулирования тяги ракетного двигателя по используемым для этого средствам. Проведенный обзор работ ведущих научных организаций и предприятий страны, посвященный данному направлению, показал, что вопрос математического моделирования физических процессов протекающих в гидравлической системе РДУ, остается слабо изученным.

Исследования перспектив развития систем автоматического регулирования показали, что реализованный диапазон устойчивого регулирования модуля тяги посредством механического изменения площади критического сечения сопла находится в пределах 3,0 – 6,0. Газодинамический способ позволяет регулировать модуль тяги в диапазоне 1,7 – 2,0. Интервал изменения при использовании «тепловых» ножей составляет 1,5 – 8,0. При использовании магнитных полей или акустической энергии для воздействия на интенсивность горения топлива величина тяги регулируется в пределах 1,5 – 2,0. Однако, наиболее перспективный способ, позволяющий достичь большую глубину регулирования модуля тяги, является комбинированная электрогидравлическая схема управления, оснащенная несколькими подсистемами регулирования. Данная схема состоит из гидравлической машины для регулирования минимального сечения сопла и гидроагрегата для управления площадью поверхности горения твердого топлива. «Гидравлический» способ регулирования тяги посредством слива рабочей жидкости из каналов в заряде твердого топлива с последующим изменением площади поверхности горения позволит увеличивать тягу двигателя на величину, превышающую номинальное значение более чем в 50. А система поддержания постоянного давления позволяет держать давление на максимально

допустимом уровне, который ограничивается конструктивными и прочностными характеристиками камеры сгорания.

Обзор патентов и анализ способов регулирования модуля тяги изменением площади поверхности горения показывает, что весьма перспективным является РДТТ с комбинированной электрогидравлической системой автоматического управления многократного включения. По результатам анализа способов регулирования была разработана новая принципиальная и компоновочная схема электрогидравлической системы управления РДТТ и получен патент RU244389C1.

Целью работы является разработка и исследование гидравлической машины и гидроагрегата для электрогидравлической системы управления РДУ.

В обзорной части были поставлены следующие задачи:

- анализ гидравлической системы управления площадью поверхности горения РДУ;
- разработка математических моделей гидравлической машины для регулирования минимального сечения сопла и гидроагрегата для управления площадью поверхности горения твердого топлива с учетом их влияния на внутрибаллистические характеристики и переходные процессы РДУ;
- проведение экспериментальных исследований исполнительных устройств гидроавтоматики и верификация результатов моделирования;
- разработка методики моделирования рабочих процессов в гидравлической системе РДУ с учетом взаимного влияния устройств гидроавтоматики.

ГЛАВА 2. АНАЛИЗ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СХЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ПЛОЩАДЬЮ ПОВЕРХНОСТИ ГОРЕНИЯ

2.1. РДУ как объект регулирования

Вопрос целесообразности управления работой двигателя может возникать при разработке РДТТ практически любого класса и назначения. Во многих случаях выполнение задачи ракетной системой возможно без активного управления внутрикамерными процессами. Вместе с тем управление посредством ракетного двигателя является самым эффективным и мощным. В некоторых случаях единственно возможным управляющим органом является ракетный двигатель[71]. Также следует отметить, что подавляющее большинство управляемых энергоустановок являются малогабаритными двигательными установками.

Ракетные двигатели твёрдого топлива (РДТТ) имеют практический интерес к этому виду двигателей, это объясняется рядом преимуществ РДТТ:

- Простота конструкции двигателя и ракетной системы;
- Простота эксплуатации и малое время подготовки двигателя к запуску;
- Постоянная готовность к запуску в сочетании с возможностью длительного хранения двигателя;
- Высокая надёжность и безотказность двигателя, обусловленные главным образом простотой конструкции.

Отмеченные преимущества определяют области применения РДТТ. Они могут использоваться на летательных аппаратах (ЛА) различного назначения, как стартовые и разгонные двигатели, а также как вспомогательные двигатели в системах управления и питания ЛА.

Одним из известных параметров регулирования ракетного двигателя твёрдого топлива является давление в камере сгорания p_k . Воздействие на давление в камере РДТТ можно осуществлять с помощью критического сечения сопла, скоростью горения, величиной поверхности горения и др.

Системы регулирования по параметрам ракеты имеют в качестве регулируемой величины тягу двигателя, этот параметр определяет траекторию полёта летательного аппарата. На ранних этапах использования РДТТ требования по стабильности тяги сравнительно легко удовлетворялись в силу их не слишком большой жесткости. Но со временем, при расширении областей использования ракетных двигателей твёрдого топлива привело к необходимости усложнения систем их регулирования.

Возможность регулирования тяги с помощью изменения параметров двигателя можно показать, получив уравнение для удельного импульса двигателя [37, 45, 53, 72], которое выводится из уравнения сохранения массы, где секундный приход газа в камеру сгорания, обусловленный сгоранием топлива, равен секунднему расходу газа через сопло

Уравнение внутренней баллистики получается с учетом уравнения сохранения энергии для адиабатного процесса $T_k = T^* = T_k^* = \text{const}$, а также при допущении, что продукты сгорания в камере сгорания неподвижны и $p_k = p^* = p_k^*$.

Сила тяги РДТТ P определяется формулой,

$$P = I_{y.n} \dot{m} - F_a p_H, \quad (2.1)$$

где $I_{y.n}$ – удельный импульс тяги в пустоте, равный,

$$I_{y.n} = \frac{1}{2} \sqrt{2 \frac{n+1}{n} R T_{oc} \left(\lambda_a + \frac{1}{\lambda_a} \right)}, \quad (2.2)$$

\dot{m} – массовый расход продуктов сгорания; F_a – площадь выходного сечения сопла; p_H – давление окружающей среды; n – средний показатель изэнтропы расширения; R , T_{oc} – соответственно газовая постоянная продуктов сгорания и температура сгорания в камере; λ_a – приведённая скорость в выходном сечении сопла.

Секундный расход продуктов сгорания из сопла определяется,

$$\dot{m} = A_n \mu_c \frac{p_k F}{\sqrt{RT_{oc}}}, \quad (2.3)$$

где μ_c – коэффициент расхода сопла; F – площадь критического сопла; p_k – полное давление продуктов сгорания в конце камеры (равное давлению торможения на входе в сопло);

$$A_n = \sqrt{n \left(\frac{2}{n+1} \right)^{\frac{n+1}{n-1}}}.$$

Секундный газоприход вследствие сгорания основного заряда твёрдого топлива равняется

$$\dot{m} = \rho_s S u, \quad (2.4)$$

где ρ_s – плотность топлива; S – поверхность горения; u – скорость горения.

Примем степенную зависимость скорости горения от давления

$$u = u_1 p_k^v, \quad (2.5)$$

где v – показатель степени в законе горения (определяется природой топлива); u_1 – коэффициент, зависящий от природы топлива, начальной температуры заряда и др. параметров;

Система пяти линейных уравнений (2.1), (2.2), (2.3), (2.4) и (2.5) позволяет найти следующие зависимости отклонения тяги двигателя δP от независимых переменных δF , δS , $\delta \dot{m}$, δu_1 , δF_a :

$$\delta P = \psi_1 \delta F + \psi_2 \delta u_1 + \psi_3 \delta S + \psi_4 \delta F_a, \quad (2.6)$$

где $\psi_1 \dots \psi_4$ функции параметров, характеризующих работу РДТТ, которые определяются решением системы (2.1) – (2.5) для условий номинального режима. Как видно из формулы (2.6), регулирование тяги РДТТ возможно при помощи изменения:

- площади критического сечения F ;
- скорости горения топлива (коэффициента u_1 в законе скорости горения);
- поверхности горения S ;

- площади выходного сечения сопла F_a ;
- количества дополнительно вводимой в камеру массы некоторого рабочего тела;
- одновременно нескольких из отмеченных факторов.

Из выше перечисленных методов регулирования тяги РДТТ отметим, что наиболее эффективными являются способы изменения поверхности горения S и площади критического сечения F . Регулирование критическим сечением сопла можно осуществлять гидравлической рулевой машиной для привода центрального тела. Различают механические системы управления с электрогидравлическим приводом и газодинамические. Реализованный диапазон устойчивого регулирования модуля тяги центральным телом, находится в пределах 3 – 6. Газодинамический способ регулирования исследован в меньшей степени. Достигнутый диапазон регулирования модуля тяги находится в пределах 1.7 – 2. Газодинамический способ имеет следующие недостатки: непроизводительные потери газа могут составлять 18 – 25 % суммарного запаса топлива; необходимо вводить дополнительный источник рабочего тела управляющего канала, либо создавать перепад давления не менее 1.6 между управляющим и питающим потокам [71]. Способ регулирования тяги изменением площади критического сечения сопла имеет следующие недостатки. При использовании твердых топлив с низкими значениями v (0.2-0.3) расход продуктов сгорания имеет малую чувствительность к изменению площади критического сечения сопла при высокой чувствительности к изменению давления в камере сгорания. Использование топлив с $v = 0.7 - 0.9$ существенно ограничивает номенклатуру твердых топлив для данного способа регулирования.

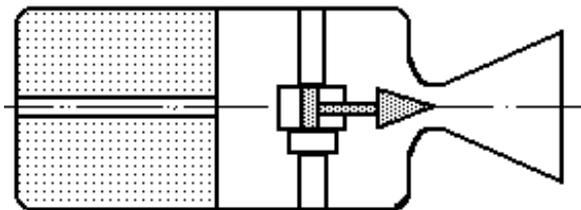


Рисунок 2.1. Регулирование модуля тяги ПС РДУ изменением площади критического сечения сопла

Для реализации управления движением центра масс (ЦМ) высотных ступеней ракет необходимо многократное включение двигателя, а также импульсное, релейное или пропорциональное управление его тягой.

2.2 Модель внутрикамерных процессов РДУ

Математические модели процессов работы двигателя необходимы для разработки принципов построения электрогидравлической системы для управления тягой и расходом топлива РДТТ и твердотопливных газогенераторов (ТТГГ), а также для выбора параметров, определяющих динамику управления.

Уравнения внутренней баллистики камеры сгорания РДТТ описывают изменение во времени основных параметров внутрикамерного процесса: давление, температуры, плотности продуктов сгорания. При строгом подходе математическая модель газотермодинамических процессов в камере РДТТ предполагает интегрирование уравнений нестационарного трехмерного движения газа при определенных начальных и граничных условиях. Интеграл этих уравнений определяет изменение во времени локальных значений указанных параметров потока. Такой подход позволяет в принципе рассчитывать газодинамические параметры газа около горячей поверхности в случае любой геометрии. Реализация этого подхода очень не проста и возможна при условии использования ЭВМ. Но в ряде случаев удовлетворительным результатом является решение упрощенной модели, построенной на осреднении газодинамических параметров по всему объему камеры [72]. Математическая модель внутрикамерных процессов наиболее полно расписана и представлена в работах [71, 72, 78]

1. Уравнения внутренней баллистики камеры сгорания ПС РДТТ.

Из общих уравнений, описывающих движение сплошной среды, получается следующая система уравнений одномерного движения продуктов сгорания одноканального ПС РДТТ (рисунок. 2.1), если предположить, что газодинамические параметры в поперечном сечении канала распределены равномерно:

уравнение сохранения массы

$$\frac{\partial(\rho F)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho wF) = \rho_S \Pi U, \quad (2.7)$$

уравнение сохранения энергии

$$\frac{\partial}{\partial t} \left[\rho F \left(e + \frac{1}{2} w^2 \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x} \left[\rho w F \left(h + \frac{w^2}{2} \right) \right] = \rho_S \Pi U \chi_\kappa h_S, \quad (2.8)$$

уравнение состояния

$$p_\kappa = \rho R T_\kappa, \quad (2.9)$$

Здесь ρ, w – плотность и скорость продуктов сгорания; Π, F – смоченный периметр и площадь поперечного сечения; e, h – внутренняя энергия и энтальпия единицы массы продуктов сгорания; χ_κ – средний по объему и времени коэффициент тепловых потерь в камере сгорания; h_S – полная энтальпия продуктов сгорания топлива (определяется либо в результате термодинамических расчетов, либо экспериментально); U – средняя по периметру скорость горения топлива. К этим уравнениям необходимо добавить уравнение горячей поверхности, которое можно представить в виде:

$$\frac{\partial F}{\partial t} = \Pi U, \quad (2.10)$$

Чтобы усреднить записанные уравнения по свободному объему камеры сгорания, необходимо проинтегрировать уравнения (2.7) – (2.9) по длине.

2. Уравнение сохранения массы.

При интегрировании в пределах от $x=0$ до $x=l_\kappa$ уравнение сохранения массы представляется следующим образом

$$\frac{d}{dt} \int_0^{l_\kappa} \rho F dx + (\rho F w)_{x=l_\kappa} - (\rho F w)_{x=0} = \int_0^{l_\kappa} \rho_S \Pi U dx, \quad (2.11)$$

Значения массовых продуктов сгорания в сечениях $x=0$ и $x=l_\kappa$ находятся из условия сохранения массы в объемах V_D и V_C :

$$(\rho w F)_{x=0} = S_D \rho_S \tilde{U}_D - V_D \frac{d \tilde{\rho}_D}{dt}, \quad (2.12)$$

$$(\rho w F)_{x=l_\kappa} = -S_C \rho_S \tilde{U}_C - V_D \frac{d \tilde{\rho}_C}{dt} + \dot{m}_*, \quad (2.13)$$

Здесь и далее индексы “д”, “с”, “к”, “*” относятся к донному, сопловому объемам и к свободному объему камеры, а также к критическому сечению; линия (\sim) обозначает осредненные величины; S - поверхность горения; \dot{m}_* - массовый секундный расход через критическое сечение:

$$\dot{m}_* = \mu_c A_n \frac{\tilde{p}_c F_*}{\sqrt{RT_{0c}}}.$$

После подстановки (2.12) и (2.13) в (2.11) и, усредняя по всему объему и по горячей поверхности горения

$$\begin{aligned} \tilde{\rho} &= \frac{1}{V} \iiint_{V_K} \rho dV = \frac{1}{V_K} \left(\tilde{\rho}_D V_D + \int_0^{l_K} \rho F dx + \tilde{\rho}_S V_C \right); \\ \tilde{U} &= \frac{1}{S} \iint_S U dS = \frac{1}{S} \left(\tilde{U}_D S_D + \int_0^{l_K} U \Pi dx + \tilde{U}_S S_C \right), \end{aligned}$$

уравнение сохранения массы представляется в виде

$$\frac{d}{dt} (\tilde{\rho} V_K) = \rho_S S \tilde{U} - \frac{\mu_c A_n F_* \tilde{p}_c}{\sqrt{RT_{0c}}}, \quad (2.14)$$

3. Уравнение сохранения энергии.

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \int_0^{l_K} \rho F \left(e + \frac{w^2}{2} \right) dx + \left[\rho w F \left(h + \frac{w^2}{2} \right) \right]_{x=l_K} - \left[\rho w F \left(h + \frac{w^2}{2} \right) \right]_{x=0} &= \\ = \int_0^{l_K} \rho_S \Pi U \chi_\kappa h_S dx. \end{aligned} \quad (2.15)$$

Значения энергии в сечениях $x = l_K$ и $x = 0$ находятся из условия сохранения энергии в донном и сопловом объемах:

$$\left[\rho w F \left(h + \frac{w^2}{2} \right) \right]_{x=0} = S_D \rho_S \tilde{U}_D \chi_\kappa h_S - \frac{d}{dt} (c_v \tilde{\rho}_D \tilde{T}_D V_D), \quad (2.16)$$

$$\left[\rho w F \left(h + \frac{w^2}{2} \right) \right]_{x=l_K} = -S_C \rho_S \tilde{U}_D \chi_\kappa h_S + \frac{d}{dt} (c_v \tilde{\rho}_C \tilde{T}_{0c} V_C) + \dot{m}_* c_p \tilde{T}_{0c}, \quad (2.17)$$

После подстановки (2.17) и (2.16) в (2.15) и осреднения по объему камеры внутренней энергии \tilde{e} :

$$\tilde{e} = \frac{1}{\rho V_{\kappa}} \iiint_{V_{\kappa}} \rho dV = \rho \left(c_v T + \frac{w^2}{2} \right) dV = \frac{c_v \tilde{\rho}_D \tilde{T}_D V_D + \int_0^{\kappa} \rho F \left(c_v T + \frac{w^2}{2} \right) dx + c_v \tilde{\rho}_C \tilde{T}_C V_C}{\tilde{\rho} V_{\kappa}},$$

и по поверхности горения S энтальпию h_S единицы массы продуктов, образующих в результате сгорания топлива

$$h_S = \frac{1}{S \tilde{U}} \iint_S h_S U dS = \frac{1}{S \tilde{U}} \left(\tilde{U}_D S_D h_S + \int_0^{l_{\kappa}} U h_S \Pi dx + \tilde{U}_S S_C h_S \right),$$

получаем

$$\frac{d}{dt} (\tilde{\rho} \tilde{e} V_{\kappa}) = \rho_S S \tilde{U} \chi_{\kappa} \tilde{h}_S - \frac{\mu_c A_n F_* \tilde{p}_c}{\sqrt{RT_{0c}}} c_p \tilde{T}_{0c}, \quad (2.18)$$

4. Уравнение изменения свободного объема камеры.

$$V_{\kappa} = V_D + \int_0^{l_{\kappa}} F dx + V_C,$$

после дифференцирования по времени с учетом выше принятого обозначения для средней скорости горения и (3.15)

$$\frac{dV_{\kappa}}{dt} = S \tilde{U}, \quad (2.19)$$

5. Уравнение закона горения топлива.

Скорость горения зависит от давления. Так как давление вдоль горячей поверхности меняется, то необходимо связать осредненную скорость горения \tilde{U} со средним по поверхности горения давлением \tilde{p}_S . В случае степенного закона горения необходимо использовать следующее выражение:

$$\tilde{U} = U_I \tilde{p}_S^{\nu}, \quad (2.20)$$

6. Уравнение состояния.

Усредняя давление по всему объему камеры следующим образом:

$$\tilde{p}_v = \frac{1}{V} \iiint_{V_\kappa} p dV,$$

получаем уравнение состояния для средних величин в таком виде:

$$\tilde{p}_v = \tilde{\rho} R\tilde{T}, \quad (2.21)$$

7. Полученная система уравнений (2.17), (2.18), (2.19), (2.20) и (2.21) имеет неизвестных больше, чем уравнений. Поэтому целесообразно принять ряд упрощений, в частности,

$$\tilde{p} = \tilde{p}_v = \tilde{p}_s = \tilde{p}_c,$$

а также отождествить температуру торможения в предсопловом объеме \tilde{T}_{0c} со средней температурой продуктов сгорания: $\tilde{T}_{0c} = \tilde{T}$. Выражая, кроме того, внутреннюю энергию \tilde{e} и энтальпию \tilde{h}_s известными соотношениями

$$\tilde{e} = c_v \tilde{T} = \frac{c_p}{\gamma} \tilde{T}; \quad \tilde{h} = c_p \tilde{T}'_{0c},$$

можно после преобразований получить следующую систему 5 уравнений относительно 5 неизвестных $\tilde{p}, \tilde{\rho}, \tilde{T}, V_\kappa, \tilde{U}$ (при $c_p = const$) [70]:

$$\left. \begin{aligned} V_\kappa \frac{d\tilde{\rho}}{dt} &= (\rho_s - \rho) S\tilde{U} - \frac{\mu_c A_n F_* \tilde{p}}{\sqrt{R\tilde{T}}}; \\ V_\kappa \frac{d(\tilde{T}\tilde{\rho})}{dt} &= (\rho_s \chi_\kappa \gamma T'_{0c} - \tilde{\rho}\tilde{T}) S\tilde{U} - \frac{\mu_c A_n F_* \tilde{p}\tilde{T}\gamma}{\sqrt{R\tilde{T}}}; \\ \frac{dV_\kappa}{dt} &= S\tilde{U}; \\ \tilde{U} &= U_1 \tilde{p}^v; \\ \tilde{p} &= \tilde{\rho} R\tilde{T}, \end{aligned} \right\}, \quad (2.22)$$

где $\gamma = c_p/c_v$; T'_{0c} - теоретическое значение температуры торможения продуктов сгорания, определяемое термодинамическим расчетом.

8. Для многих практически важных случаев первые два наиболее сложных уравнения системы (2.22) можно упростить, если пренебречь массой и энергией газа, заполняющего объем выгоревшей части твердого топлива по сравнению со всей массой и энергией продуктов сгорания, т.е. если принять $\rho \ll \rho_S$ и $\rho \tilde{T} \ll \rho_S \chi_\kappa \gamma T'_{0c}$.

Если перейти к производным по давлению и температуре, то после преобразований, первые два уравнения системы (2.22), опуская в дальнейшем для простоты линию над осредненными параметрами, можно записать как:

$$\frac{dp}{dt} = \frac{a_p^2}{V_\kappa} \left[(\rho_S - \rho)SU - \mu_c A_n \frac{F_* p}{\sqrt{RT}} \right] + \frac{a_p^2 \alpha_p}{V_\kappa c_p} \left[c_p (\chi_\kappa T'_{0c} - T) \rho_S SU + pSU \right], \quad (2.23)$$

$$\frac{dT}{dt} = \frac{a_p^2 \alpha_p T}{V_\kappa \rho c_p} \left[(\rho_S - \rho)SU - \mu_c A_n \frac{F_* p}{\sqrt{RT}} \right] + \frac{a_p^2 \beta_T}{V_\kappa c_p} \left[c_p (\chi_\kappa T'_{0c} - T) \rho_S SU + pSU \right], \quad (2.24)$$

где a_p – равновесная скорость звука в продуктах сгорания, соответствующая поддержанию химического и фазового равновесия при прохождении звуковой волны; α_p – изобарный коэффициент расширения; β_T – коэффициент изотермической сжимаемости.

9. Если состав продуктов сгорания не меняется ($R = const$), то уравнения (2.23) и (2.24) упрощаются вследствие того, что в этом случае $\alpha_p T = 1$; $\beta_T = 1$; $c_p = \gamma R / (\gamma - 1)$:

$$\frac{dp}{dt} = \frac{1}{V_\kappa} \left[\gamma R T'_{0c} \chi_\kappa S \rho_S U - \gamma \sqrt{RT} \mu_c A_n F_* p - pSU \right], \quad (2.25)$$

$$\frac{dT}{dt} = \frac{1}{\rho V_\kappa} \left[(\gamma T'_{0c} \chi_\kappa - T) S \rho_S U - (\gamma - 1) T \mu_c A_n \frac{F_* p}{\sqrt{RT}} \right], \quad (2.26)$$

Во многих случаях достаточно ограничиться решением при $T = const$, т.е. пренебречь изменением температуры продуктов сгорания. Связав значение действительной температуры в камере с ее теоретическим значением:

$$T = \chi_{\kappa} T'_{0c} = \phi_{p_{\kappa}}^2 T'_{0c},$$

где $\phi_{p_{\kappa}}$ – известный коэффициент полноты давления в камере, изменение давления в камере сгорания при $T = const$ можно представить выражением

$$\frac{dp}{dt} = \frac{RT'_{0c} \chi_{\kappa}}{V_{\kappa}} \left[S \rho_S U - \frac{\mu_c A_n F_* p}{\sqrt{RT'_{0c} \chi_{\kappa}}} - \frac{p S U}{RT'_{0c} \chi_{\kappa}} \right], \quad (2.27)$$

Если пренебречь массой продуктов сгорания, заполняющих объем выгоревшей части твердого топлива, по сравнению со всей массой продуктов сгорания, то в этом простейшем случае закон изменения давления в камере сгорания определяется решением системы

$$V_{\kappa} \frac{dp}{dt} = K_1 S p^{\nu} - K_2 F_* p, \quad (2.28)$$

$$\frac{dV_{\kappa}}{dt} = U_1 S p^{\nu}, \quad (2.29)$$

$$\text{где } K_1 = \chi_{\kappa} RT'_{0c} \rho_S U_1; \quad K_2 = \mu_c A_n \sqrt{RT'_{0c}}.$$

Необходимо отметить, что в отличие от маршевых РДТТ, использующих высокотемпературные топлива ($T \geq 3000...3800K$), среди управляемых энергоустановок твердого топлива существует устойчивая тенденция использования низкотемпературных безметалльных ракетных топлив ($T \leq 2200K$) [71]. Это связано с проблемами работоспособности управляющих элементов в условиях высоких температур, эрозионного воздействия конденсированной фазы продуктов сгорания, проблемами зашлаковки, а также с необходимостью точного выдерживания размеров управляющих элементов в течение всего времени работы.

2.3 Математическая модель РДУ с изменяемой площадью поверхности горения твердого топлива гидравлическим способом

Гидравлический способ регулирования модуля тяги изменением площади, основанный на регулировании слива жидкости из каналов в заряде твердого

топлива. В соответствии с этим способом тело заряда вдоль направления горения пронизывается цилиндрическими каналами диаметром 1 - 20 мм. Торцы каналов, выходящие на несгораемую поверхность заряда, соединяются через специальный регулирующий клапан с дополнительной камерой или с атмосферой. Каналы заполняются жидкостью (спирт, керосин, смесь соды с глицерином, водой), которая под воздействием давления в камере сгорания вытесняется из каналов через регулирующий клапан с определенной скоростью. Вытесняя жидкость, горячие продукты сгорания проникают в освободившиеся каналы и поджигают их стенки, в результате чего торцевая поверхность горения заряда превращается в коническую. Скорость горения заряда определяется скоростью вытеснения жидкости из каналов, которая в свою очередь определяется изменением расхода жидкости через клапан [71, 84].

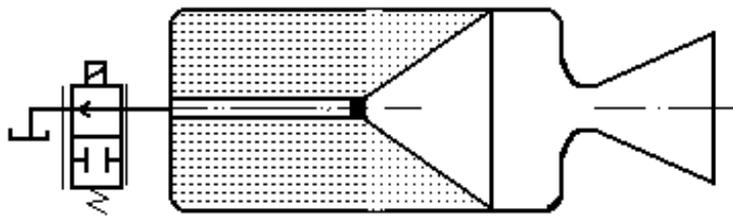


Рисунок 2.2. Схема регулирования модуля тяги гидравлическим способом

Регулируемая двигательная установка гидравлического типа использует возможности управления поверхностью горения твердого топлива при освобождении жидкостью каналов,

изготовленных непосредственно в заряде твердого топлива. Наиболее простой и технологичной схемой является схема, показанная на рисунке 2.2. Часто, начальный режим двигателя характеризуется низким уровнем тяги. В схеме этому соответствует горение заряда по торцевой поверхности, когда скорость горения U совпадает со скоростью движения поршня V , т.е. $S_{II} = S_T$. Видно, что скорость движения поршня определяется расходом жидкости через подсистему регулирования расхода жидкости из каналов заряда $Q_{сл}$: $V = Q_{сл} / F_k$, где F_k — площадь канала в заряде. Требование $U \leq V$ является жестким, его нарушение, т.е. ситуация, когда $U > V$, приводит к нерасчетным режимам работы РДУ, поэтому на практике необходимо обеспечить некоторое отставание скорости горения топлива по сравнению со скоростью опорожнения каналов. В этом случае горение происходит по сложной переходной поверхности, в которую, в общем

случае, могут входить и элементы торцевой поверхности, и поверхность, образованная суперпозицией последовательных конусов. В пределе, на установившемся режиме, поверхность горения представляет собой усеченный конус, меньшим основанием которого является площадь канала, а большим - поперечное сечение двигателя. В случае размещения по торцу заряда нескольких каналов картина усложняется за счет пересечения соответствующих поверхностей горения. Газоприток от горячей поверхности твердого топлива в камеру сгорания представлен следующей зависимостью

$$\dot{m} = (S_T + S_v) \cdot \rho_T \cdot U, \quad (2.30)$$

При составлении математической модели РДТТ с гидравлическим регулированием модуля тяги использованы следующие основные допущения:

- состав продуктов сгорания не меняется;
- давление газа постоянно по всему объему, но зависит от времени по мере выгорания топлива;
- скорость горения твердого топлива подчиняется степенному закону;
- изменение массы продуктов сгорания незначительно;
- изменением массы жидкости в каналах заряда можно пренебречь;
- давление сливаемой жидкости после управляемого клапана равно нулю;
- полость, связывающая каналы в заряде, по объему мала, и дроссель расположен непосредственно у этой полости.

При необходимости уменьшения газопритока воздействием на подсистему регулирования расхода жидкости из каналов заряда уменьшается расход жидкости из канала; соответственно растет угол конуса и сокращается горящая поверхность. Жидкость из канала вытекает через подсистему регулирования расхода жидкости из каналов заряда - в атмосферу или в специальную емкость. При вытекании жидкости из канала объем его заполняется продуктами сгорания, поджигающими стенки канала.

Уравнение горячей поверхности обычно записывается в виде:

$$\varphi_i(t, x, y, z) = 0,$$

а в дифференциальной форме:

$$\frac{\partial \varphi_i}{\partial t} + \frac{\partial \varphi_i}{\partial x} u_x + \frac{\partial \varphi_i}{\partial y} u_y + \frac{\partial \varphi_i}{\partial z} u_z = 0, \quad (2.31)$$

Где u_x, u_y, u_z проекции вектора скорости \vec{U} на координатные оси: $u_x = \vec{U} \cos(U, x)$ и т.д. Скорость всегда направлена по нормали к горячей поверхности, а поскольку косинусы нормали есть $\frac{\partial \varphi_i}{\partial x}; \frac{\partial \varphi_i}{\partial y}; \frac{\partial \varphi_i}{\partial z}$, то

$$\frac{\partial \varphi_i}{\partial t} \pm U \frac{\partial \varphi_i}{\partial n} = 0,$$

где “+” соответствует внутреннему горению, а “-” - внешнему. Для поверхности вращения (канального заряда)

$$\varphi_i = r - \psi_i(t, x) = 0,$$

получим

$$-\frac{\partial \psi_i}{\partial t} \pm U \sqrt{1 + \left(\frac{\partial \psi_i}{\partial x}\right)^2} = 0 \text{ или}$$

$$\frac{\partial z}{\partial t} = \pm U \sqrt{1 + \left(\frac{\partial z}{\partial x}\right)^2}.$$

Но с другой стороны для горения в канале $\frac{\partial r}{\partial t} = \frac{U}{\cos \alpha}; \frac{\partial r}{\partial x} = \operatorname{tg} \alpha$, где α – угол наклона конической поверхности к оси канала. На радиусе канала r , величина $\frac{\partial x(r, t)}{\partial t} = V$, т.е. скорость движения фронта горения равна скорости опорожнения канала, которая совпадает с величиной скорости $U_x(r)$ для всех горящих точек в установившемся режиме горения.

Однако следует иметь в виду возможную неравномерность скорости горения по заряду в целом и вдоль канала в частности.

Есть все основания полагать, что поверхность горения на установившемся режиме представляет собой конус с прямолинейными образующими с углом наклона [78]:

$$\frac{U}{V} = \sin \alpha, \quad (2.32)$$

Поверхность горения есть функция постоянной величины - площади торца заряда и условий работы ДУ - скорости слива V и скорости горения U

$$S_V = \frac{S_T}{\sin \alpha} = \frac{S_T V}{U}, \quad (2.33)$$

Этот вывод справедлив для любого числа каналов и конфигурации поверхности заряда. Газоприток в камеру сгорания определяется как

$$\dot{m} = 2\pi\rho_T \int_0^L U r dl = 2\pi\rho_T \int_{r_1}^{r_2} \frac{\partial x}{\partial t} r dr, \quad (2.34)$$

для установившегося режима

$$\dot{m} = \rho_T S_V U = \rho_T S_T V = \rho_T U \frac{S_T}{\sin \alpha}, \quad (2.35)$$

Скорость освобождения каналов представляет собой однозначную функцию расхода жидкости $V = \frac{Q_{сл}}{F_k}$. Т.е. здесь легко определяется статическая взаимосвязь между газопритоком и регулировочным параметром, которым является в данном случае $f_{др}$ - площадь дросселя слива жидкости.

$$\dot{m} = \frac{S_T \rho_T}{F_k \rho_{жс}} \dot{m}_{сл}, \quad (2.36)$$

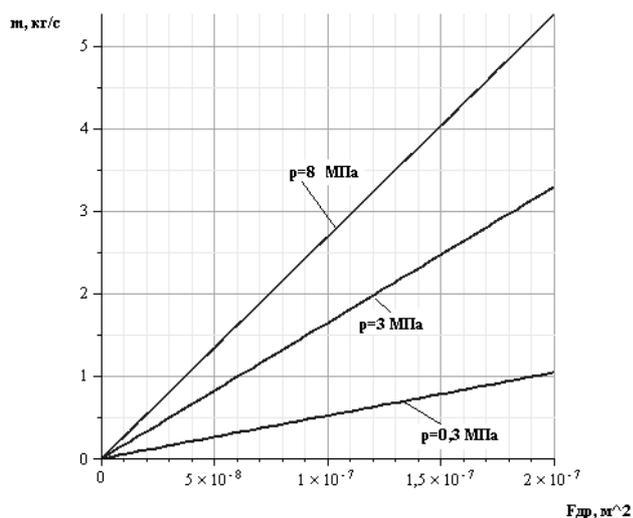


Рисунок 2.3. Массовый газоприход в камеру сгорания при дроссельном регулировании слива жидкости из каналов заряда

Зависимость массового прихода в камеру сгорания имеет прямую зависимость от массы сливаемой жидкости, которая прямо пропорциональна площади дросселя $F_{др}$

Статические характеристики, т.е. функциональная связь между выходными параметрами при постоянном входном воздействии для РДУ с гидрорегулированием представляют собой зависимость

расхода газа (для сопла с постоянным сечением это фактически отражает

давление в камере сгорания) от регулирующего фактора - в данном случае расхода жидкости. Рассмотрим эти зависимости подробнее.

Процесс формирования каналов полностью определяется гидравлической системой управления двигателем, т.к. скорость движения передовой точки горения по каналу заряда напрямую связана с интенсивностью слива жидкости из канала, которая в свою очередь определяется перепадом давлений и гидравлическим сопротивлением магистрали. Анализ гидравлического тракта показывает, что гидросопротивление каналов и линий существенно ниже гидросопротивления управляющего клапана, т.е. расход жидкости описывается уравнением

$$\dot{m}_{сл} = \mu_{др} f_{др} \sqrt{2\rho_{жс} \Delta p}, \quad (2.37)$$

здесь Δp – перепад давления, определяющий ($\Delta p = p_k - p_{нр} - p_{сл}$) расход жидкости. Противодействие в каждом отдельном случае необходимо рассматривать особо. В простейшем варианте камерное давление воздействовало непосредственно на свободную поверхность жидкости, а слив происходил в атмосферу; очевидно, что тогда

$$\Delta p = p_k - p_{ам}, \quad (2.38)$$

в других случаях поверхность жидкости закрывается поршнем, посаженным

с натягом $p_{нр}$, а дроссель слива соединен со специальной камерой.

Где W – скорость слива жидкости из канала, а $F_{др}$ – площадь дросселя.

Пренебрегая изменением свободного объема РДУ и в предположении постоянства тепловых потерь, уравнение массы приводится к известной формуле Бори [3, 71]:

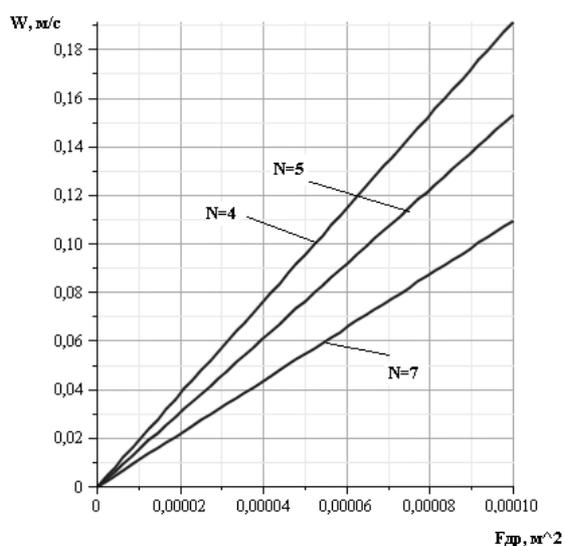


Рисунок 2.4. Изменение скорости слива жидкости из канала в зависимости от площади дросселя

$$S_V \rho_T U = \frac{\varphi_c B(n) F^* p_K}{\sqrt{\chi RT}}, \quad (2.39)$$

а для степенного закона горения:

$$p_K = \left[\frac{S_V \rho_T U \beta}{F^*} \right]^{\frac{1}{1-\nu}}, \quad (2.40)$$

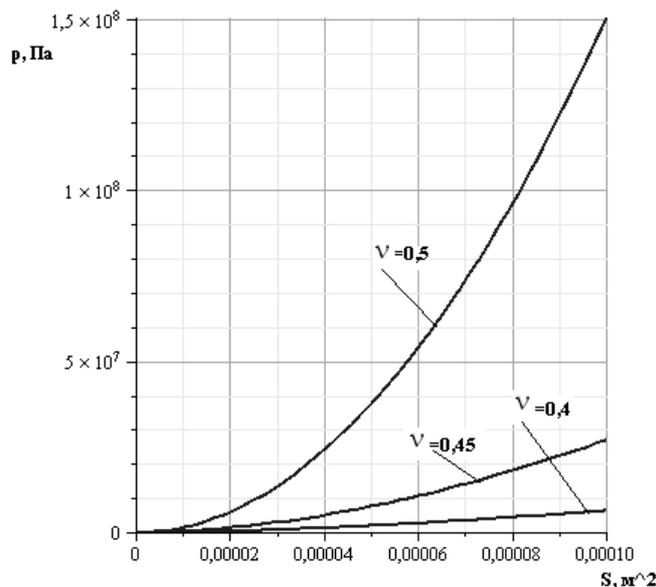


Рисунок 2.5. Изменение давления в камере сгорания при изменении площади поверхности горения твердого топлива при разном показателе ν в законе скорости горения

Для построения динамических характеристик необходимо включить в модель уравнения внутренней баллистики камеры сгорания ПС РДТТ, описанные в разделе уравнения внутренней баллистики.

Из общих уравнений, описывающих движение сплошной среды, получается следующая система уравнений одномерного движения продуктов сгорания одноканального ПС РДТТ (рисунок 2.6), если предположить, что газодинамические

параметры в поперечном сечении канала распределены равномерно [71].

Уравнение сохранения массы

$$\frac{d}{dt}(\tilde{\rho} V_K) = \rho_S S \tilde{U} - \frac{\mu_c A_n F^* \tilde{p}_c}{\sqrt{RT_{0c}}},$$

Уравнение сохранения энергии

$$\frac{d}{dt}(\tilde{\rho} \tilde{e} V_K) = \rho_S S \tilde{U} \chi \tilde{h}_S - \frac{\mu_c A_n F^* \tilde{p}_c}{\sqrt{RT_{0c}}} c_p \tilde{T}_{0c},$$

Площадь поверхности горения твердого топлива определяется параметрами гидросистемы, представляющей собой заполненные жидкостью каналы в заряде, в которые установлены поршни, предохраняющие утечку жидкости из каналов в свободный объем камеры сгорания и прорыв пламени по стенкам канала.

Каналы связаны между собой общей полостью, соединенной с системой слива жидкости, управляемой дросселем. Площадь дросселя определяет расход жидкости через дроссель $Q_{др}$, а значит и скорость движения поршней, влияющую на формирование поверхности горения. Уравнение движения поршней в канале:

$$m_{жс} \frac{dV}{dt} = (p_{к} - p_{жс})F_{к} - k_{мп}V - F_{мп}^{\Pi} \text{sign}(V), \quad (2.41)$$

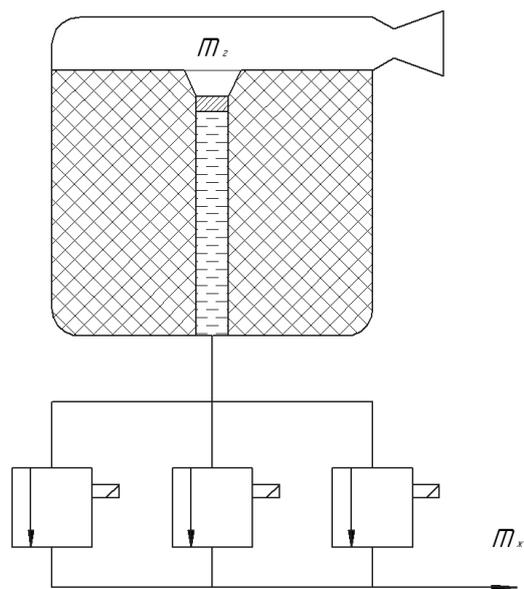


Рисунок 2.6. Схема РДТТ с дискретно включаемыми дросселями слива, имеющие постоянное сечение.

В качестве исполнительного механизма, регулирующего скорость слива жидкости из канала заряда твердого топлива на первом этапе исследования рассматривается дискретно включаемые дроссели слива, имеющие постоянное сечение. Достоинством этой схемы (рисунок 2.6) является очевидная простота реализации, надежность.

Итоговая система дифференциальных уравнений математической модели гидравлической схемы управления площадью поверхности горения твердого топлива РДТТ в

первом приближении выглядит следующим образом:

$$\left\{ \begin{array}{l} Q_{др}(t) = \mu_{др} \cdot F_{др} \cdot \sqrt{\frac{2\Delta P(t)}{\rho}}, \\ Q_{к}(t) = V F_{к} - \frac{W(t)}{E} \frac{dp_{жс}(t)}{dt}, \\ m_{жс} \frac{dV_k(t)}{dt} = (P(t) - p_{жс})F_{к} - k_{мп}V(t) - F_{мп}^{\Pi} \text{sign}(V), \\ u(t) = U_l P(t)^{\nu}, \sin \alpha(t) = \frac{U(t)}{V(t)}, S_V(t) = \frac{S_T}{\sin \alpha(t)}, \\ P(t) = \rho_T R T(t), \\ \frac{dP(t)}{dt} = \frac{I}{V_k(t)} (\gamma R T(t) \chi_k S(t) \rho_s u(t) - \gamma \sqrt{RT(t)} \mu_c A_n (F - f(y(t))P(t) - P(t)S(t)u(t)), \\ \frac{dV_k(t)}{dt} = U_l S_V(t) P(t)^{\nu}, \end{array} \right. , \quad (2.42)$$

Численное решение данной системы дифференциальных уравнений проводилось на ЭВМ методом Рунге-Кутты в математическом пакете *Maple*. При расчете были приняты следующие основные значения параметров:

$$\rho_{\text{жит}} = 1000 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}; \quad \rho_{\text{топ}} = 1610 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}; \quad \mu_c = 0.98; \quad \chi = 0.95; \quad \mu_{\text{др}} = 0.71; \quad R = 357; \quad T = 2200^\circ \text{C};$$

$$U1 = 0.01; \quad \nu = 0.467; \quad F_k = 19,6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2; \quad F_{\text{др}} = 1,292 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2; \quad F_{\text{сеч}} = 2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2;$$

$$V_{\text{кам}} = 51.15 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3;$$

Переходные процессы математической модели РДТТ представлены на рисунках 2.7 - 2.8. Где 1 – переходные процессы с учетом $T = \text{const}$ и без учета сжимаемости жидкости, 2 – с учетом $T = \text{const}$ и с учетом сжимаемости жидкости, 3 – $T = \text{var}$, жидкость сжимаема. Модели 1-3 представляют собой простейший вариант, где камерное давление воздействует непосредственно на свободную поверхность жидкости, а слив происходил в атмосферу. В модели 4 рассматривается случай, когда поверхность жидкости закрывается поршнем, $T = \text{var}$, жидкость сжимаема.

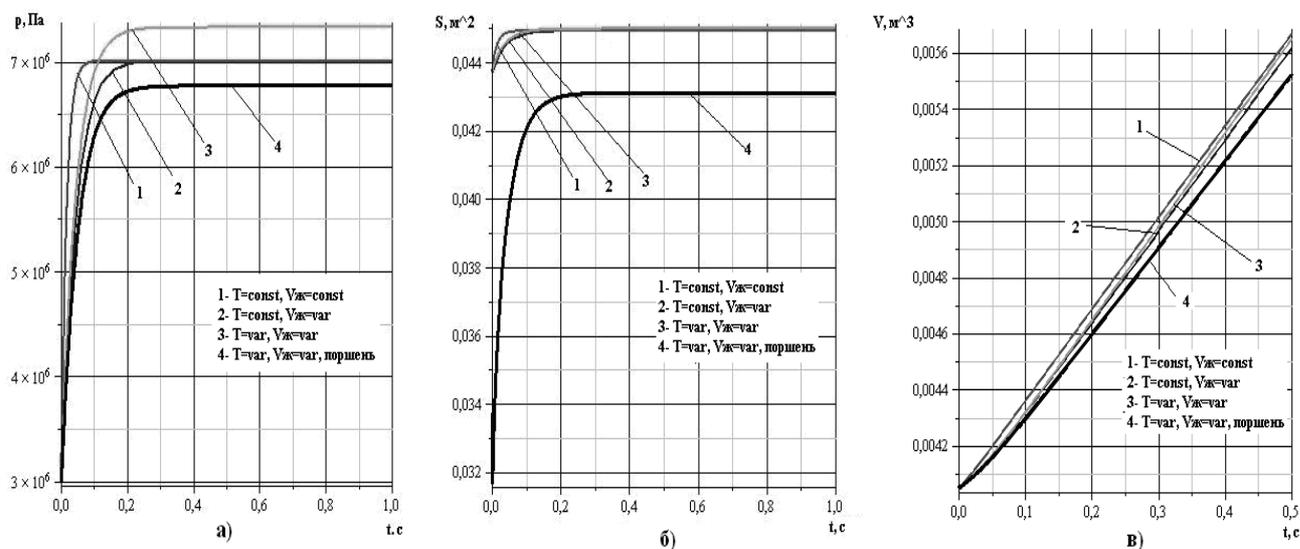


Рисунок 2.7. Переходный процесс в камере сгорания:

а – переходный процесс изменения давления в камере сгорания, б – переходный процесс изменения площади поверхности горения твердого топлива, в – Переходный процесс изменения объема в камере сгорания

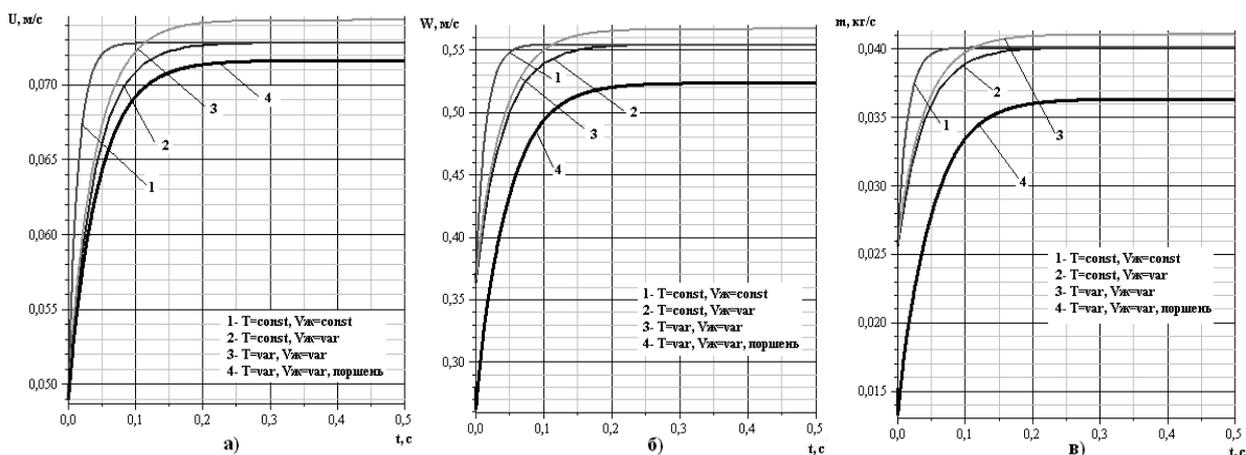


Рисунок 2.8. Переходный процесс в камере сгорания: а – изменение давления в камере сгорания; б – изменение скорости выгорания заряда твердого топлива; в – изменение газоприхода и расход газа через сопло

Анализ показал, что, например, при показателе скорости горения $\nu = 0.5$ для десятикратного изменения расхода продуктов сгорания необходимо изменение давления в 100 раз. Результаты моделирования показывают, что время переходного процесса РДТТ увеличивается в случае, когда учитывается сжимаемость жидкости на 0,05 с. При учете изменения температуры горения, для величины значений давления и газоприхода в камеру сгорания появляется статическая ошибка более 5,5 %. Установка в канале заряда РДТТ поршня приводит к увеличению времени переходного процесса на 0,1 с, так как

учитывается инерционность поршня, сухое и вязкое трение, а также предварительный натяг.

Проведенные исследования выявили значительные недостатки гидравлического метода регулирования модуля тяги:

- Высокая вероятность прорыва пламени по границе жидкость – топливо
- Затянутый переход с малого

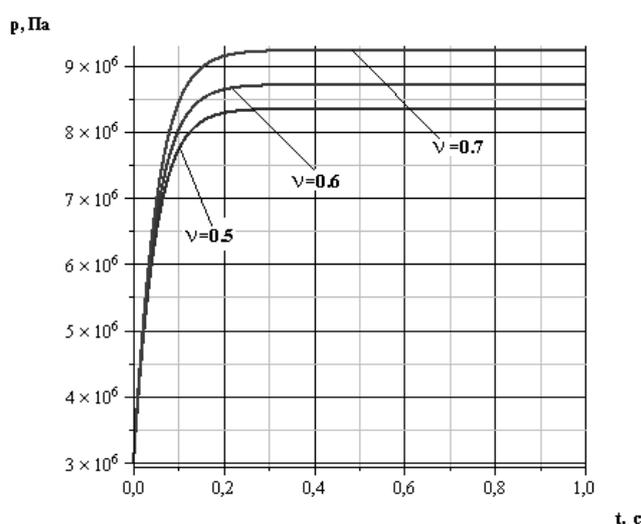


Рисунок 2.9 - Переходный процесс изменения давления в камере сгорания при разном ν режима на большой.

- Забросы давления для топлив с $v > 0.5$

Уже первые источники, описывающие гидравлический способ регулирования, высказывали сомнения о работоспособности таких конструкций из-за наличия свободной поверхности жидкости. Вместе с тем, в первых экспериментах, проведенных по гидравлическому методу, поверхность жидкости оставалась свободной, а выход газа осуществлялся вертикально вверх. Было показано, что распространение пламени вдоль стенки канала происходит со скоростью, превышающей скорость перемещения зеркала жидкости. Более того, этот процесс игнорирует управляющее воздействие при переключении клапанов слива. Таким образом, появилась необходимость во введении поршня, отделяющего газовую среду от жидкости.

Наиболее эффективным способом, позволяющим стабилизировать внутрикамерное давление и уменьшить время переходного процесса электрогидравлической системе РДУ с гидрорегулированием, является изменение площади критического сечения сопла. В этом случае появляется возможность использовать уже накопленный опыт в разработке гидравлических устройств: гидравлической машины для регулирования минимального сечения сопла и гидроагрегата для управления площадью поверхности горения твердого топлива.

Использование управляемого дросселя слива жидкости и регулируемого критического сечения сопла позволяет создать комбинированную систему управления двигателем твердого топлива.

Имеются широкие возможности конструктивной реализации схемных решений комбинированного двигателя с гидрорегулированием. Комбинированная схема управления по двум каналам или контурам позволяет получить большое поле характеристик, обеспечить значительную глубину регулирования. Организация слива жидкости может быть дискретной, с последовательным включением разных жиклеров и непрерывной, с использованием регуляторов расхода типа сопло-заслонка, золотники и т.д.

2.4 Математическая модель РДУ с изменяемой площадью критического сечения сопла

Определим чувствительность тяги и давления в камере сгорания к изменению площади критического сечения сопла и дадим обобщенные рекомендации пределов регулирования модуля тяги [71].

При степенном законе горения $u = u_1 p_k^v$ известна следующая зависимость для давления в камере сгорания:

$$p = \left(\frac{u_1 S p \sqrt{\chi R T_k}}{\varphi_c B(k)} \cdot \frac{I}{F_{кр}} \right)^{\frac{1}{1-v}}, \quad (2.43)$$

Отсюда, чувствительность давления к изменению площади критического сечения сопла может быть записана в виде

$$\frac{dp}{p} = -\frac{1}{1-v} \cdot \frac{dF_{кр}}{F_{кр}}, \quad (2.44)$$

В интегральной форме уравнение (2.44) имеет следующий вид

$$\frac{p}{p_o} = \left(\frac{F_{крo}}{F_{кр}} \right)^{\frac{1}{1-v}}, \quad (2.45)$$

Аналогично для расхода продуктов сгорания, если пренебречь потерями полного давления по тракту, зависимость принимает вид

$$\frac{m}{m_o} = \left(\frac{F_{крo}}{F_{кр}} \right)^{\frac{v}{1-v}}, \quad (2.46)$$

Зависимость давления от расхода имеет вид

$$\frac{p}{p_o} = \left(\frac{m}{m_o} \right)^{\frac{1}{v}}, \quad (2.47)$$

Анализ уравнений (2.47) показывает, что, например, при $v = 0.5$ для десятикратного изменения расхода продуктов сгорания необходимо изменение давления в 100 раз.

На рисунках 2.10 – 2.16 представлены результаты параметрических исследований по оценке взаимовлияния ν , p и $F_{кр}$ на глубину регулирования модуля тяги.

Были рассмотрены изменения показателя ν в степенном законе скорости горения в диапазонах $0,1 - 0,95$ и $-0,2 - -3$ и, соответственно, глубине регулирования в диапазонах $1,5 - 10$ и $15 - 30$. За основу при расчетах принимались два безразмерных параметра: отношение конечных давлений в камере сгорания к начальным p/p_o и отношение конечных площадей критических сечений к начальным F/F_k при регулировании.

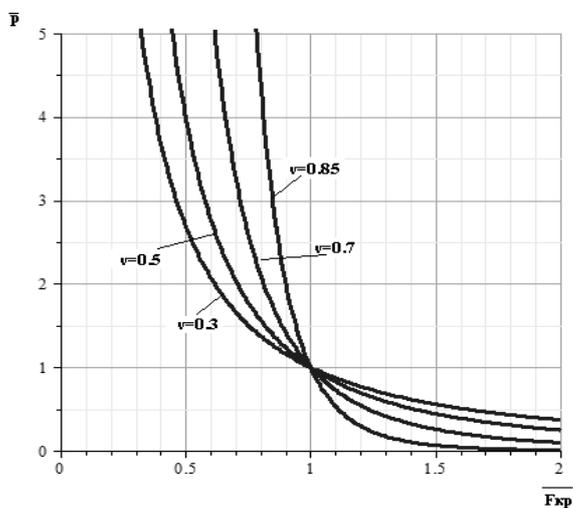


Рисунок 2.10 - Зависимость относительного давления в камере сгорания и тяги РДТТ от степени раскрытия сопла.

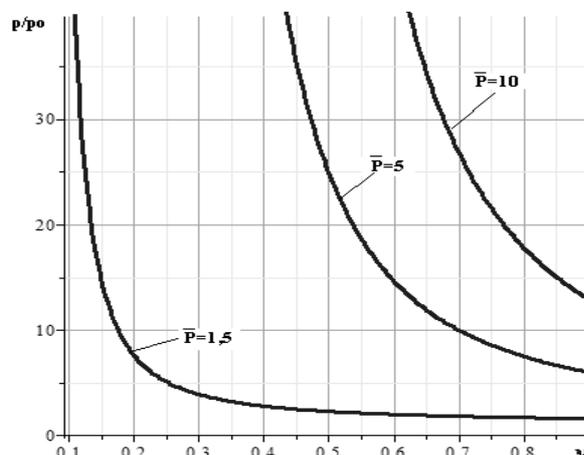


Рисунок 2.11 - Зависимость

p/p_o относительно степенного показателя в законе горения ν при разной глубине изменения тяги.

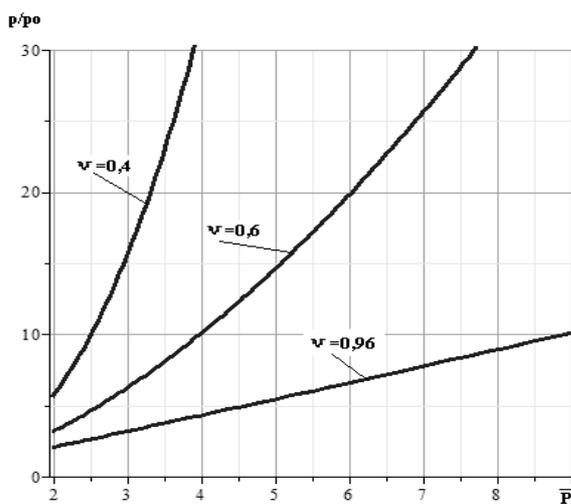


Рисунок 2.12 - Зависимость

p/p_o относительно глубины изменения тяги при разных положительных степенных показателях в законе горения.

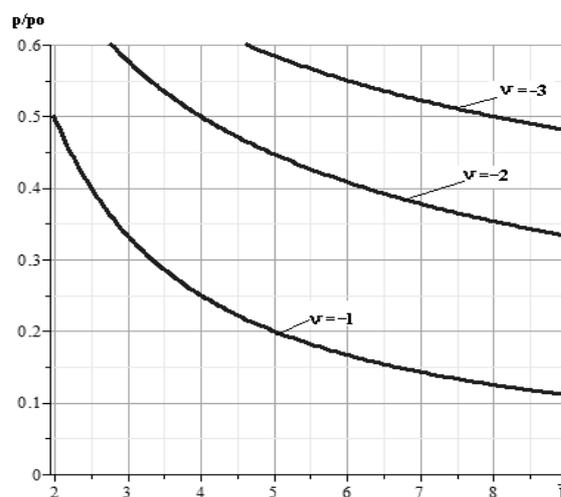


Рисунок 2.13 - Зависимость

p/p_o относительно глубины изменения тяги при разных отрицательных степенных показателях в законе горения.

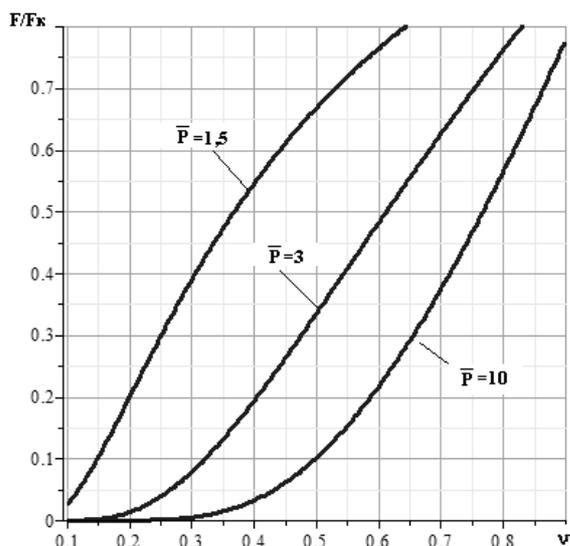


Рисунок 2.14 - Зависимость F / F_k относительно степенного показателя в законе горения ν при разной глубине изменения тяги.

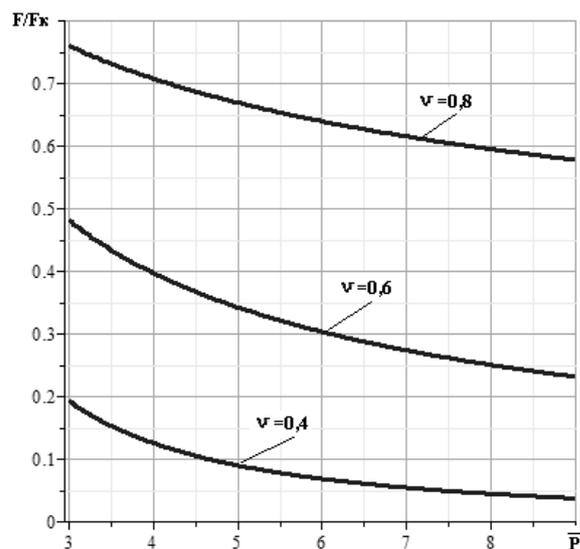


Рисунок 2.15 - Зависимость F / F_k относительно глубины изменения тяги при разных положительных степенных показателях в законе горения.

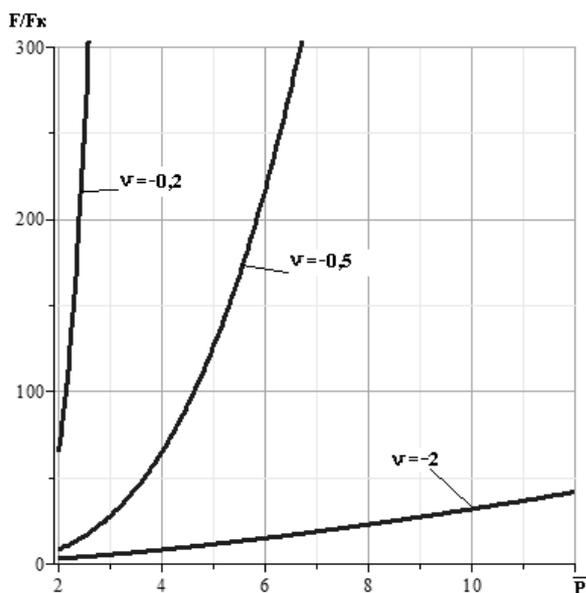


Рисунок 2.16 - Зависимость F / F_k относительно глубины изменения тяги при разных отрицательных степенных показателях в законе горения.

Основным недостатком способа регулирования модуля тяги РДТТ посредством изменения площади критического сечения сопла является значительное увеличение давления в камере сгорания при большой глубине регулирования тяги (более 10).

Верхний уровень давления в камере сгорания ограничивается из соображений прочности конструкции и получения приемлемых массовых характеристик двигателя. Нижний уровень давления в

камере сгорания определяется устойчивостью горения заряда твердого топлива.

В расчётах приняты следующие исходные данные:

$$A_n = 0,6618; \quad \nu = 0,5; \quad T = 2200; \quad R = 357; \quad S = 59 \cdot 10^{-4}; \quad \mu_c = 0,98; \quad U = 0,01; \\ \rho_S = 1610; \quad \chi_k = 0.95.$$

На рисунке 2.17 приведены расчетные кривые переходных процессов в РДТТ при ступенчатом изменении площади критического сечения сопла. Кривая 1 отражает упрощенную модель, построенную с использованием уравнений (2.28) и (2.29). Кривая 2 учитывает массу продуктов сгорания, заполняющих объем выгоревшей части твердого топлива. Кривая 3 построена на основании системы уравнений (2.27). Результаты расчета показывают, что при анализе РДТТ с изменяемой площадью критического сечения сопла как объекта регулирования допустимо использовать упрощенную математическую модель.

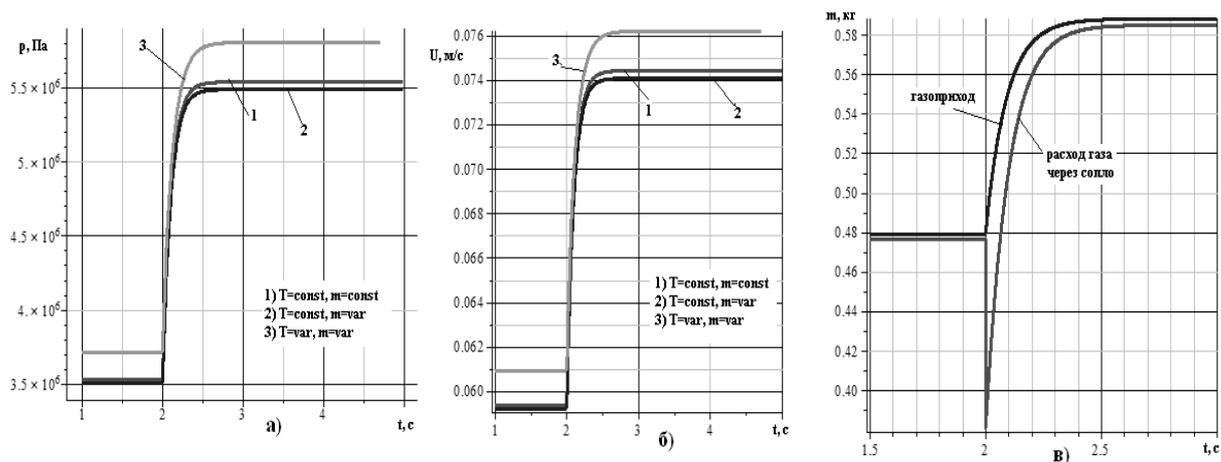


Рисунок 2.17 Переходный процесс в камере сгорания:

а – Изменение давления в камере сгорания, б – Изменение скорости выгорания заряда твердого топлива, в – Изменение газоприхода и расход газа через сопло

На рисунках 2.18 – 2.19 показано влияние показателя скорости горения топлива и начального объема камеры сгорания на внутрикамерные процессы.

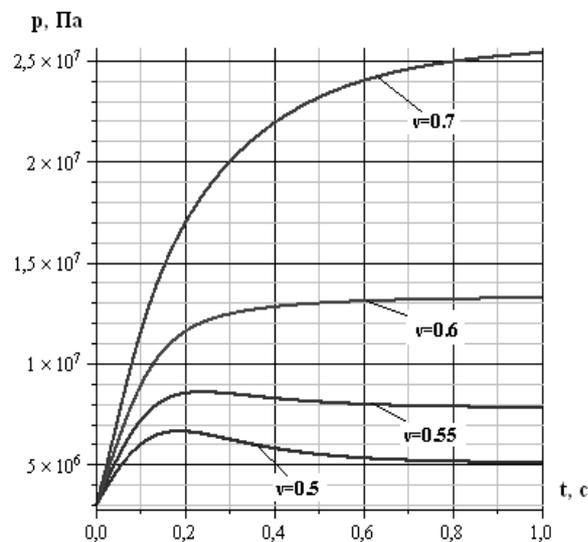


Рисунок 2.18 - Влияние показателя степени горения топлива

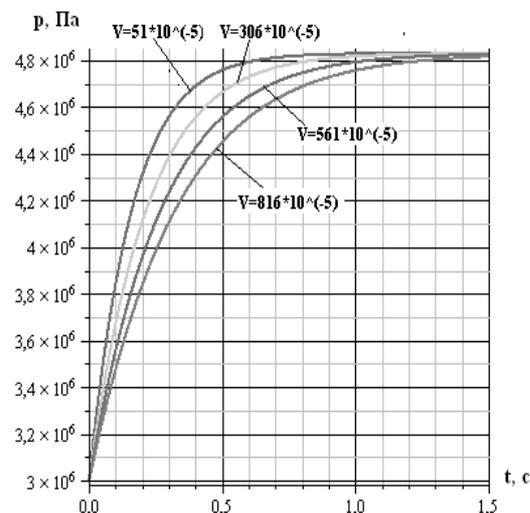


Рисунок 2.19 - Влияние свободного объема на внутри камерные процессы.

Учитывая значительную разницу величины коэффициентов системы уравнений (2.28) и (2.29), обычно выполняют декомпозицию процессов, происходящих в камере сгорания, т.е. выделяют быстрые, средние и медленные движения. К быстрым движениям относят движение регулирующего органа за счет рулевого привода; к средним – изменение давления в камере сгорания; к медленным – изменение свободного объема в процессе горения заряда. И временем переключки гидравлического рулевого привода обычно пренебрегают.

Время переходного процесса РДТТ значительно уменьшается при небольшом начальном свободном объеме камеры сгорания в пределах 0,2 – 0,4 с.

Выводы по главе 2

В данной главе была решена одна из поставленных задач, а именно исследование ракетного двигателя твердого топлива как объекта регулирования. Также была выбрана математическая модель внутрикамерных процессов. Были составлены математические модели РДТТ, без учета влияния исполнительных механизмов, с изменяемой площадью поверхности горения твердого топлива и с изменяемой площадью критического сечения сопла, а также выполнен численный анализ данных моделей.

Анализ показал, что, например, при показателе скорости горения $v = 0.5$ для десятикратного изменения расхода продуктов сгорания необходимо изменение давления в 100 раз. Результаты моделирования показывают, что время переходного процесса РДТТ увеличивается в случае, когда учитывается сжимаемость жидкости на 0,05 с. При учете изменения температуры горения, величина значений давления и газопритока в камеру сгорания появляется статическая ошибка более 5,5 %. Установка в канале заряда РДТТ поршня приводит к увеличению времени переходного процесса на 0,1 с, так как учитывается инерционность поршня, сухое и вязкое трение, а также предварительный натяг. Время переходного процесса РДТТ значительно

уменьшается при небольшом начальном свободном объеме камеры сгорания в пределах 0,2 – 0,4 с.

Проведенные исследования выявили значительные недостатки гидравлического метода регулирования метода регулирования модуля тяги:

- Высокая вероятность прорыва пламени по границе жидкость – топливо
- Затянутый переход с малого режима на большой.
- Забросы давления для топлив с $v > 0.5$

Уже первые источники, описывающие гидравлический способ регулирования, высказывали сомнения о работоспособности таких конструкций из-за наличия свободной поверхности жидкости. Вместе с тем, в первых экспериментах, проведенных по гидравлическому методу, поверхность жидкости оставалась свободной, а выход газа осуществлялся вертикально вверх. Было показано, что распространение пламени вдоль стенки канала происходит со скоростью, превышающей скорость перемещения зеркала жидкости. Более того, этот процесс игнорирует управляющее воздействие при переключении клапанов слива. Таким образом, появилась необходимость во введении поршня, отделяющего газовую среду от жидкости.

Наиболее эффективным способом, позволяющим стабилизировать внутрикамерное давление и уменьшать времена переходных процессов в РДТТ с гидрорегулированием, является изменение площади критического сечения сопла. В этом случае появляется возможность использовать уже накопленный опыт в разработке устройств, управляющих критическим сечением в условиях течения высокотемпературного газа.

Использование управляемого дросселя слива жидкости и регулируемого критического сечения сопла позволяет создать комбинированную систему управления двигателем твердого топлива.

Имеются широкие возможности конструктивной реализации схемных решений комбинированного двигателя с гидрорегулированием. Комбинированная схема управления по двум каналам или контурам позволяет получить большое поле характеристик, обеспечить значительную глубину регулирования.

Организация слива жидкости может быть дискретной, с последовательным включением разных жиклеров и непрерывной, с использованием регуляторов расхода типа сопло-заслонка, золотники и т.д.

Результаты моделирования показывают, время переходного процесса РДТТ значительно уменьшается при небольшом начальном свободном объеме камеры сгорания и увеличении показателя скорости горения топлива. В этом случае не учет инерционности исполнительного механизма приводит к большим погрешностям при моделировании переходного процесса РДТТ.

ГЛАВА 3. МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В СИСТЕМЕ ГИДРОАВТОМАТИКИ РДУ

3.1. Математическая модель гидравлической машины для регулирования минимального сечения сопла

Целью математического моделирования гидроавтоматики РДУ является получение системы уравнений, описывающих работу структурно-подобных РДУ, дальнейшее исследование которой на ЭВМ позволяет решать задачи анализа и синтеза динамических параметров системы автоматического регулирования.

На рисунке 3.1 представлена функциональная схема гидравлической подсистемы регулирования в камере сгорания. В ее состав входит электронный усилитель сигнала ошибки (УСО), измеритель электрического сигнала рассогласования (Σ), электромеханический преобразователь (ЭМП), струйный гидроусилитель (СГУ), исполнительный гидроцилиндр (ГЦ), датчик давления в камере сгорания (ДД), датчик обратной связи по перемещению центрального тела (ДОС) и объект регулирования (КС)

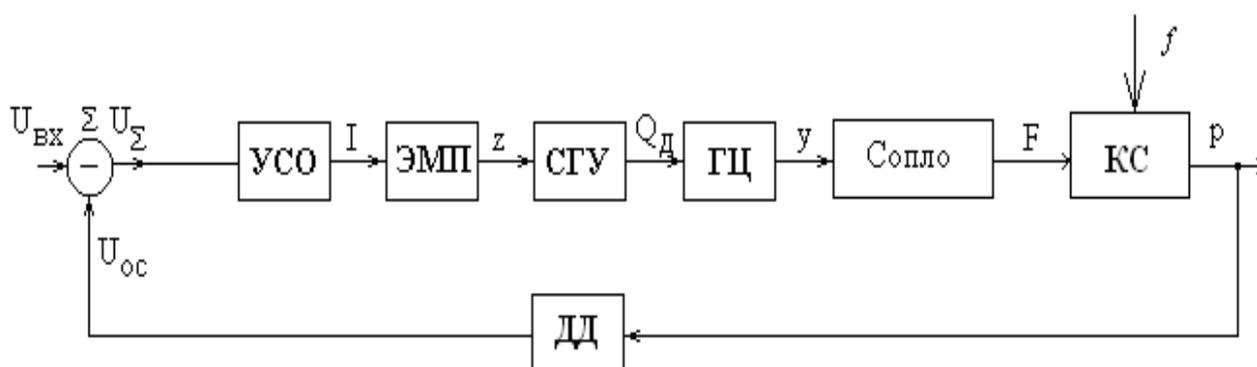


Рисунок 3.1. Блок – схема регулятора.

Математическая модель подсистемы регулирования давления в камере сгорания состоит из дифференциальных математических уравнений, описывающих переходные процессы в камере сгорания и струйном гидроусилителе. Чтобы замкнуть систему уравнений необходимо ввести функцию описывающую изменение площади критического сечения сопла от перемещения центрального тела, $F_* = f(y)$ рисунок 3.2.

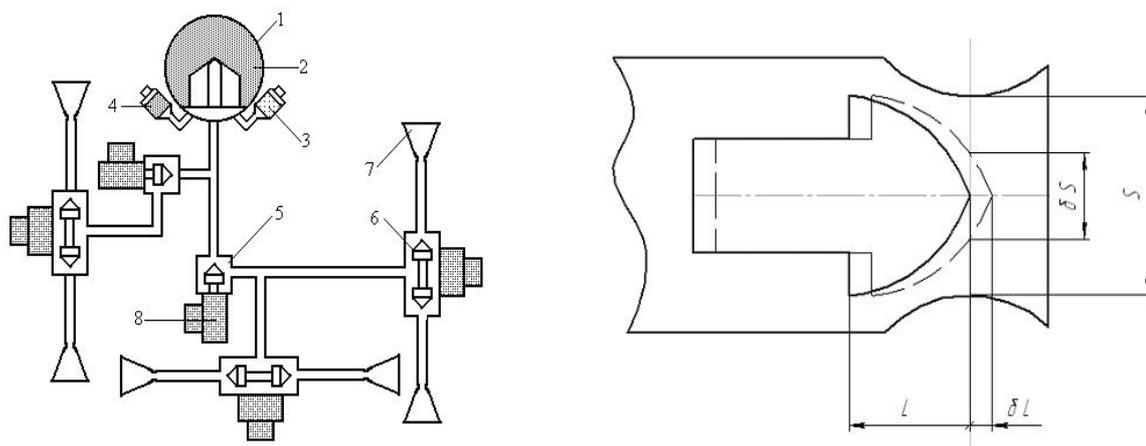


Рисунок 3.2. Центральное тело с исполнительным механизмом:
 1 – газогенератор; 2 – заряд; 3 – узел гашения; 4 – узел запуска; 5 – регулятор режима; 6 – клапан перепуска газа; 7 – Сопловой блок; 8 – рулевая машина

В современных системах гидроавтоматики управления летательных аппаратов в качестве исполнительных механизмов применяются электрогидравлические следящие приводы (ЭГСП) со струйной трубкой рисунок 3.3.

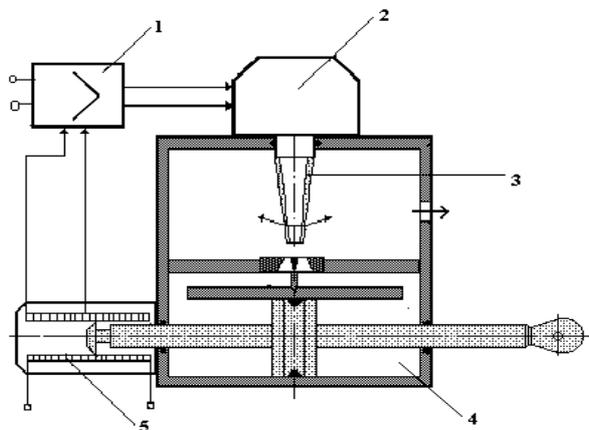


Рисунок 3.3. Струйная электрогидравлическая рулевая машина:
 1 - Усилитель сигнала ошибки; 2 - электромеханический преобразователь; 3 - струйный гидроусилитель; 4 - гидроцилиндр; 5 – датчик обратной связи;

и Q_0 подается к трубке от источника питания. По трубе 2 жидкость отводится от гидроусилителя на слив.

Гидравлическая машина со струйной трубкой (рисунок 3.3) состоит из трубки 5 с коническим насадком на конце, сопловой головки 1 с двумя наклонными коническими расходящимися каналами и устройства управления. Устройство управления струйной трубкой состоит из задающего устройства 4 в виде регулируемой пружины, толкателя 6 и ограничителя 3 хода струйной трубки. Каналы сопловой головки соединены с исполнительным элементом 8 гидроусилителя. Жидкость с параметрами P_0

Принцип работы гидравлической машины со струйной трубкой основан на преобразовании удельной потенциальной энергии давления в удельную кинетическую энергию струи, вытекающей из конического насадка, и последующем преобразовании этой энергии в удельную потенциальную энергию давления в каналах сопловой головки [64].

Гидроусилитель работает следующим образом. При отсутствии сигнала управления струйная трубка занимает нейтральное положение по отношению к отверстиям в сопловой головке. Вытекающая из насадка струя в одинаковой мере перекрывает оба отверстия, вследствие чего давления в каналах сопловой головки одинаковы, а выходное звено исполнительного элемента неподвижно. При подаче сигнала управления на толкатель струйная трубка смещается из нейтрального положения, равенство площадей отверстий, перекрытых струей, и равенство давлений в каналах сопловой головки нарушается. В результате выходное звено исполнительного элемента начинает перемещаться. При изменении знака сигнала управления выходное звено будет двигаться в другую сторону. Вытесняемая из исполнительного элемента жидкость попадает через канал в сопловой головке в полость 7 усилителя и далее на слив. Для того чтобы в каналы сопловой головки вместе с жидкостью не попал воздух, насадок струйной трубки делают погруженным в жидкость.

В качестве демпфирующего устройства, для увеличения устойчивости регулятора, необходимо ввести в модель дросселирующее устройство. Расчетная схема такого устройства получается близкой к механической колебательной системе с одной степенью свободы.

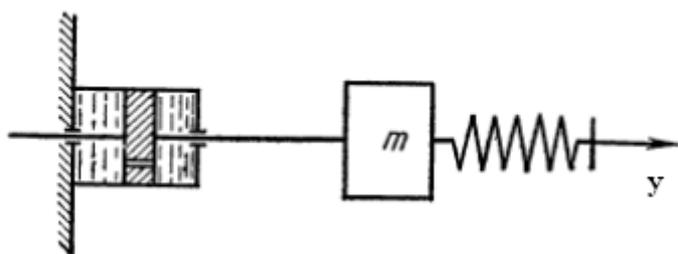


Рисунок 3.4. Механическая колебательная система.

В уравнение движения привода с учетом нежесткости связи гидродвигателя с нагрузкой добавляется сила от действия демпфера [32, 76]

$$P_{\delta} = p_{\delta} \cdot F_{\delta}, \quad (3.1)$$

где F_{∂} – рабочая площадь поршня демпфера; p_{∂} – перепад давления в полостях перед поршнем и за ним.

При течении жидкости с малыми числами Рейнольдса величина расхода через отверстие в поршне демпфера будет пропорциональна перепаду давления:

$$Q_{\partial p} = \kappa_{\partial p} \cdot p_{\partial}, \quad (3.2)$$

где $\kappa_{\partial p}$ – проводимость дроссельного отверстия в поршне демпфера.

По условию неразрывности потока жидкости

$$Q_{\partial p} = F_{\partial} \cdot \frac{dy_1}{dt}, \quad (3.3)$$

следовательно,

$$p_{\partial} = \frac{F_{\partial}}{\kappa_{\partial p}} \cdot \frac{dy_1}{dt} \text{ и } P_{\partial} = \frac{F_{\partial}^2}{\kappa_{\partial p}} \cdot \frac{dy_1}{dt}, \quad (3.4)$$

Математическая модель гидравлической рулевой машины подробно описана в работе [64].

Для моделирования переходных процессов в электрогидравлической подсистеме регулирования давления в камере сгорания был принят ряд допущений:

- в качестве нагрузки гидрораспределителя используется симметричный гидроцилиндр двухстороннего действия.
- коэффициенты расхода и восстановления давления в струйном гидроусилителе, давления питания и слива являются постоянными величинами.
- температура и вязкость рабочей жидкости в течение рассматриваемого динамического процесса не изменяются.
- рабочая жидкость сжимаема, модуль объемной упругости жидкости является постоянной величиной, нерастворенный воздух в системе отсутствует.
- объемные потери в подводящих гидролиниях гидрораспределителя и гидродвигателя малы и ими можно пренебречь.
- волновые процессы в гидролиниях из-за их малости на рабочие процессы гидропривода не влияют.

Динамика процессов в камере сгорания РДТТ при изменении площади критического сечения сопла описывается системой дифференциальных уравнений:

$$\left\{ \begin{array}{l} J \frac{d^2 \alpha(t)}{dt^2} = K_{mi} i(t) - K_{m\alpha} \alpha(t) - b_{np} \frac{d\alpha(t)}{dt} - C_p \alpha(t), \\ U(t) = R_{np} i(t) + L \frac{di(t)}{dt} + K_{pe} \frac{d\alpha(t)}{dt}, \\ U(t) = K_u U_{\Sigma}(t), \\ U_{\Sigma}(t) = U_{вх} - K_{oc} p(t), \\ \left(\frac{W_0 + A \cdot y(t) + C_u}{E} \right) \frac{dp_d(t)}{dt} + A \cdot \frac{dy(t)}{dt} = \mu_q Q_T \begin{cases} \frac{1}{2} \left[(I + \bar{z}(t) \sqrt{1 - \frac{\bar{p}_d(t)}{\xi_p}}) - (I - \bar{z}(t) \sqrt{1 + \frac{\bar{p}_d(t)}{\xi_p}}) \right], \text{ нпу } z(t) \leq z_n, \\ \sqrt{1 - \frac{\bar{p}_d(t)}{\xi_p}}, \text{ нпу } z_{\max} > z(t) > z_n \end{cases} \\ M \frac{d^2 y(t)}{dt^2} = A \cdot p_d(t) - b_n \frac{dy(t)}{dt} - F_{np} - C_{np} y(t), \\ \frac{dP(t)}{dt} = \frac{1}{V_k(t)} (\gamma RT(t) \chi_k S(t) \rho_s u(t) - \gamma \sqrt{RT(t)} \mu_c A_n (F - f(y(t)) P(t) - P(t) S(t) u(t)), \\ u(t) = u_1 P^v(t), \quad P(t) = \rho RT(t), \quad \frac{dV_k}{dt} = SU(t). \end{array} \right. \quad (3.5)$$

В таблице 1 приведен перечень данных, используемых в математической модели электрогидравлической системы управления площадью критического сечения сопла.

Обозначение	Наименование	Значение	Единица измерения
$\bar{p}_d(t)$	безразмерная величина перепада давлений	Переменная величина	Па
$\bar{z}(t)$	относительное смещение струйной трубки	Переменная величина	м
Q_T	расход через струйную трубку	$0.2 \cdot 10^{-3}$	$\frac{\text{м}^3}{\text{с}}$
$I(t)$	зависимость силы тока в обмотке управления от времени	Переменная величина	А
ξ_{pm}	коэффициент восстановления давления	0,8804	
$y(t)$	зависимость перемещения штока центрального тела	Переменная величина	м
μ_{qm}	коэффициент расхода струйной трубки	0.65	
A	площадь поршня центрального тела.	$2 \cdot 10^{-3}$	м^2
$b_{вдр}$	коэффициент вязкого трения поршня гидроцилиндра	0,01	Н·с/м
C_{su}	коэффициент сухого трения поршня гидроцилиндра	0,01	Н·с/м
M	масса поршня гидроцилиндра	10	кг

E	приведенный модуль объемной упругости рабочей жидкости	$2 \cdot 10^8$	Па
K_{pe}	коэффициент против-ЭДС в электрической цепи электромеханического преобразователя	1,5	$\frac{В \cdot с}{м}$
K_{mi}	коэффициент, характеризующий моментную характеристику	0.5	$\frac{Н \cdot м}{А}$
K_{ma}	коэффициент, характеризующий жесткость “магнитной пружины” ЭМП	0.3	$\frac{Н \cdot м}{рад}$
$k_{oc} = \frac{U_{др}}{Q_{max}}$	коэффициент главной обратной связи	1	$В/м^3$
L	индуктивное сопротивление обмотки управления электромагнита	0.6	Гн
J	момент инерции на валу якоря ЭМП	$1.3 \cdot 10^{-6}$	$\frac{Н}{м^2}$
$R_{др}$	активное сопротивление обмотки управления электромагнита	900	Ом
$U_{др}$	напряжение в обмотке управления электромагнита	30	В
$\alpha(t)$	угол поворота якоря ЭМП	Переменная величина	рад
W	объем нижней полости клапана постоянного перепада давления	$30 \cdot 10^{-4}$	$м^3$
ρ_0	плотность рабочей жидкости	970	$кг/м^3$

Численное решение системы (3.5) проводилось на ЭВМ методом Рунге-Кутты-Фальберга 4-5 порядка с помощью системы аналитических вычислений *Maple*.

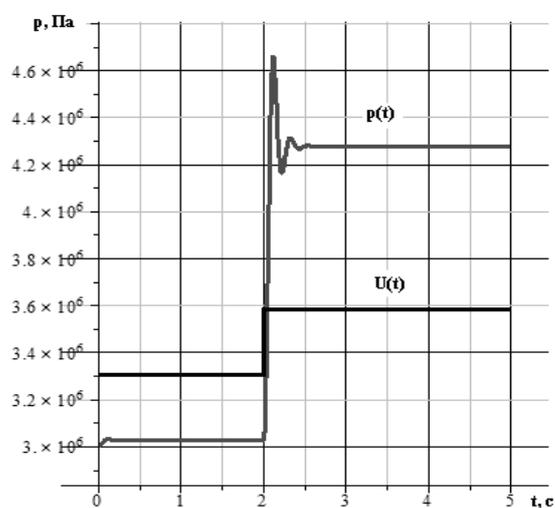


Рисунок 3.5. Изменение давления в камере сгорания при ступенчатом изменении задающего сигнала по напряжению

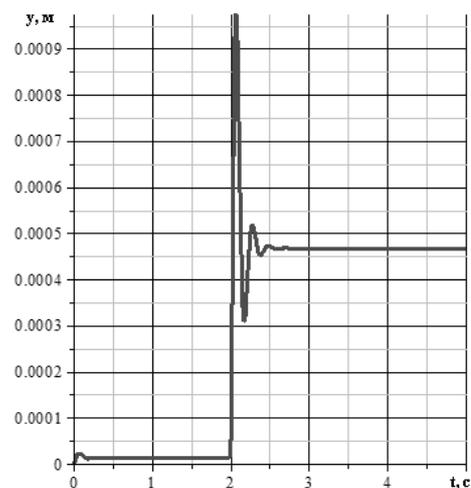


Рисунок 3.6. Перемещение центрального тела сопла

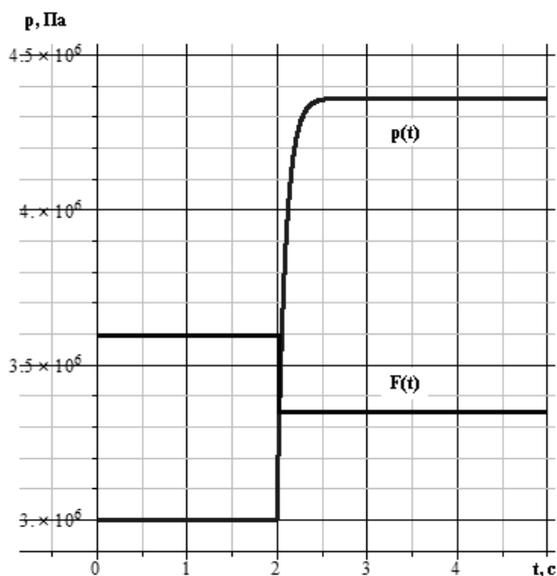


Рисунок 3.7. Изменение давления в камере сгорания при ступенчатом изменении площади критического сечения сопла

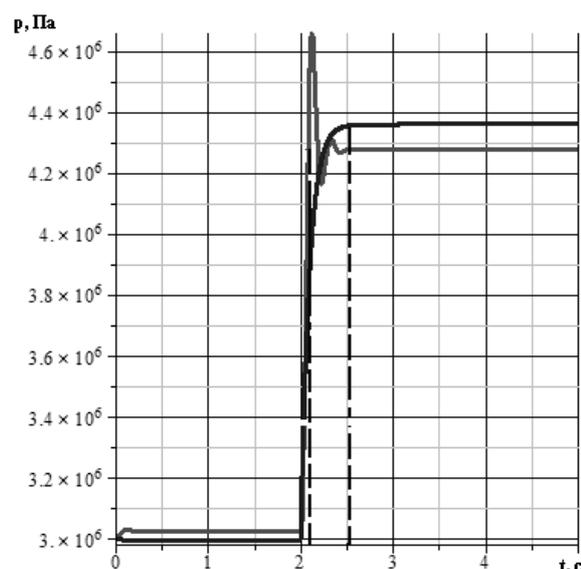


Рисунок 3.8. Сравнение переходных процессов с исполнительным механизмом и без него.

На рисунках (3.5-3.8) был получен переходный процесс, происходящий в камере сгорания ракетного двигателя с учетом влияния гидравлического исполнительного механизма. Как видно из рисунков (3.5 – 3.8) с применением гидравлической машины, выход на режим осуществляется быстрее примерно на 0,5 секунды, чем при ступенчатом изменении площади критического сечения сопла, так как перемещение центрального сопла происходит до заданного значения давления, а не до заданного значения площади критического сечения сопла. В результате чего перемещение центрального тела сопла значительно превышает значение установившегося режима. По тем же причинам значение динамической ошибки столь велико. Так же стоит отметить, что при коэффициентах усиления задающего сигнала $K_u \geq 0.2$ процессы в камере сгорания становятся неустойчивыми.

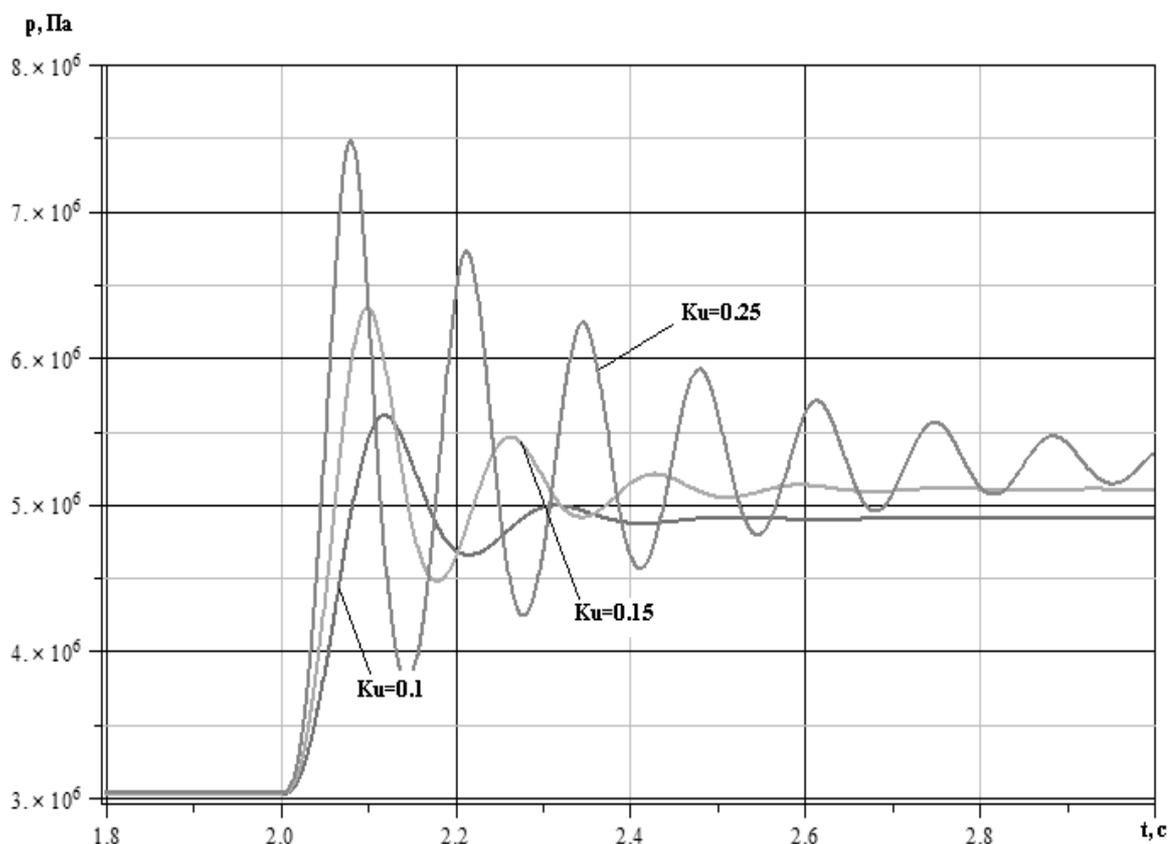


Рисунок 3.9. Переходные процессы при разных коэффициентах усиления.

На рисунке 3.10 показано как система поддержания постоянного давления обрабатывает возмущающее воздействие. Рассмотрено «нейтральное» горение, дающее постоянную или приблизительно постоянную площадь поверхности горения во времени. При постоянной площади минимального сечения сопла давление в камере остается постоянным по времени. Это имеет место, например, при, торцевом горении, при горении забронированной с торцов цилиндрической полый шашки по наружной и внутренней поверхностям. Для обеспечения горения, близкого к «нейтральному», применяются цилиндрические заряды с бронированной внешней поверхностью и сложной формой поперечного сечения: щелевые, звездообразные, колесообразные [5]. В момент времени $t = 2$ сек. ступенчато изменяем площадь поверхности горения, в результате чего происходит скачок давления в камере сгорания. Гидроавтоматика обрабатывает заброс давления увеличением площади критического сечения сопла, после чего давление понижается до заданного значения.

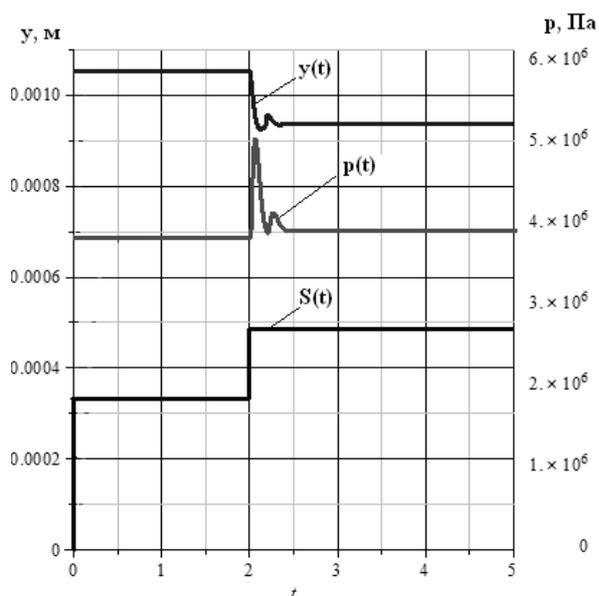


Рисунок 3.10. Работа системы поддержания постоянного давления в камере сгорания

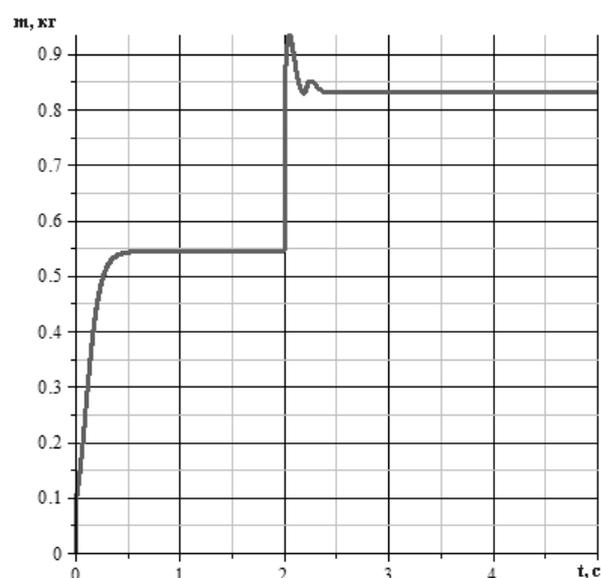


Рисунок 3.11. Изменение массового газоприхода, в результате увеличения поверхности горения

Электрогидравлическую систему поддержания постоянного давления в камере сгорания можно применять при комбинированной схеме управления модулем тяги РДТТ совместно с подсистемой «гидравлического» управления площадью поверхности горения заряда твердого топлива. Поддерживая давление на максимальном значении, которое ограничивается прочностными параметрами конструкции, можем регулировать газоприход и тягу, изменением поверхности горения. Тем самым можно добиться увеличения глубины регулирования модуля тяги.

3.2. Математическая модель гидроагрегата регулирования расхода жидкости для управления площадью поверхности горения твердого топлива с учетом РДУ

Электрогидравлическая подсистема управления площадью поверхности горения состоит из камеры сгорания, заряда твердого топлива с выполненным в нем каналом и заполненным жидкостью, поршня, исполнительного элемента представленного регулятором расхода и датчиком расхода жидкости из канала. На рисунке 3.12 представлена функциональная схема гидроавтоматики для регулирования площадью поверхности горения заряда твердого топлива в камере

сгорания. В ее состав входит электронный усилитель сигнала ошибки (УСО), измеритель электрического сигнала рассогласования (Σ), электромеханический преобразователь (ЭМП), золотник клапана (ЗК), поршень в канале заряда (Поршень), датчик расхода в канале заряда (ДР), и объект регулирования (КС)

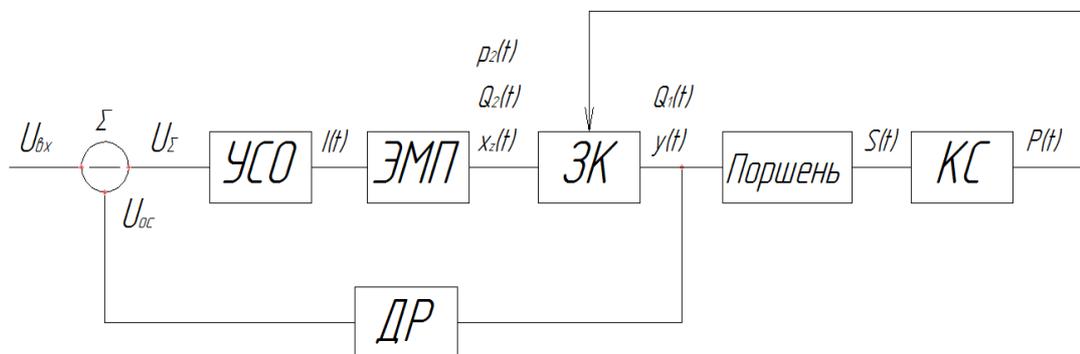


Рисунок 3.12. Блок – схема регулятора.

В качестве исполнительного механизма применяется регулятор расхода, поддерживающий постоянство расхода независимо от изменения давления (рисунок 3.13). Конструктивно регулятор расхода состоит из последовательно включенных редукционного клапана (клапана перепада давлений) и управляемого электромагнитного дросселя. Расход жидкости через регулятор устанавливается дросселем, а постоянство перепада давления на дросселе – редукционным клапаном.

При увеличении расхода жидкости через дроссель увеличивается перепад давлений $\Delta p = p_2 - p_3$, который вызывает смещение запорно-регулирующего элемента клапана. Проходное сечение уменьшается, и при этом расход на выходе из регулятора будет уменьшен.

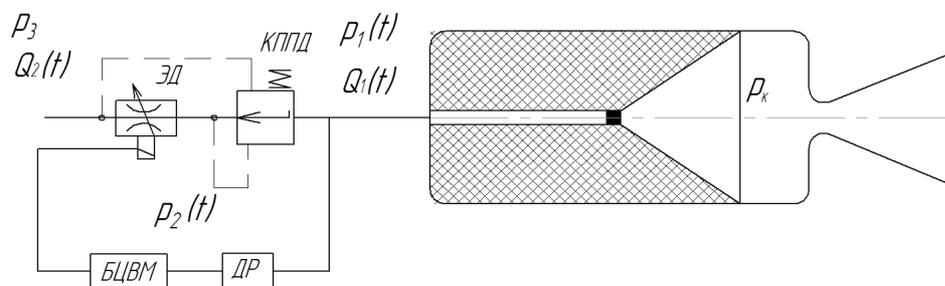


Рисунок 3.13. Принцип работы двухходового регулятора расхода.

При составлении математической модели были сделаны следующие допущения:

- коэффициенты расхода дросселирующей щели клапана постоянного перепада давления и дросселя считаются постоянными;
- соблюдается условие неразрывности;
- модуль объемной упругости рабочей жидкости и коэффициент вязкости считаются величинами постоянными, нерастворенный воздух в системе отсутствует;
- утечки рабочей жидкости через зазоры между трущимися поверхностями золотника и гильзы пренебрежимо малы;
- значения площадей входных отверстий сумматора потока считаются равными между собой;
- диаметры каналов в заряде твердого топлива считаются равными между собой и не изменяются в течение всего времени работы двигателя;
- гидравлические потери в подводящих гидролиниях пренебрежимо малы.

На основании принятых допущений математическая модель имеет следующий вид.

1. Уравнение электрической цепи электромеханического преобразователя, управляющего дросселем.

$$(U_{др} - k_{ос} \cdot Q_k(t)) \cdot K_y = R_{др} \cdot i_{др}(t) + L_{др} \cdot \frac{di_{др}}{dt} + K_{ПЭД} \cdot \frac{dh(t)}{dt}, \quad (3.6)$$

где $U_{др}$ – напряжение в обмотке управления электромагнита, В;

$R_{др}$ – активное сопротивление обмотки управления электромагнита, Ом;

$i_{др}(t)$ – зависимость силы тока в обмотке управления от времени, А;

$L_{др}$ – индуктивное сопротивление обмотки управления электромагнита, Гн

$K_{пэд}$ – коэффициент противо-ЭДС в электрической цепи электромеханического преобразователя, В·с/м;

$h(t)$ – зависимость перемещения управляющей заслонки дросселя от времени, м.

2. Уравнение движения управляющей заслонки дросселя.

$$m_{\text{др}} \cdot \frac{d^2 h(t)}{dt^2} = K_{f_{\text{ид}}} \cdot i_{\text{др}}(t) - b_{\text{вдр}} \cdot \frac{dh(t)}{dt} - c_{\text{др}} \cdot h(t), \quad (3.7)$$

где $m_{\text{др}}$ – масса управляющей заслонки дросселя, кг;

$K_{f_{\text{ид}}}$ – коэффициент силы тока в электрической цепи электромеханического преобразователя, Н/А;

$b_{\text{вдр}}$ – коэффициент вязкого трения в дросселе, Н·с/м;

$c_{\text{др}}$ – коэффициент жесткости пружины в дросселе, Н/м.

3. Уравнение движения золотника клапана постоянного перепада давления.

$$m_{\text{к}} \cdot \frac{d^2 x_{\text{к}}(t)}{dt^2} = A_1 \cdot (p_2(t) - p_3) - b_{\text{вк}} \cdot \frac{dx_{\text{к}}(t)}{dt} - c_{\text{к}} \cdot x_{\text{к}}(t), \quad (3.8)$$

где $m_{\text{к}}$ – масса золотника клапана постоянного перепада давления, кг;

$x_{\text{к}}(t)$ – зависимость перемещения золотника клапана постоянного перепада давления от времени, м;

A_1 – площадь торцевой поверхности клапана постоянного перепада давления, м²;

p_3 – зависимость давления на выходе из дросселя от времени, Па;

$b_{\text{вк}}$ – коэффициент вязкого трения золотника в клапане постоянного перепада давления, Н·с/м;

$c_{\text{к}}$ – коэффициент жесткости пружины в клапане постоянного перепада давления, Н/м.

4. Уравнение баланса расхода через регулятор расхода.

$$\begin{aligned} \mu_{\text{к}} \cdot b_{\text{к}} \cdot x_{\text{к}}(t) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_1(t) - p_2(t))}{\rho_0}} - \mu_{\text{др}} \cdot b_{\text{др}} \cdot h(t) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_2(t) - p_3)}{\rho_0}} = \\ = \frac{V_{\text{к1}}}{2 \cdot E} \cdot \frac{dp_2(t)}{dt} + A_1 \cdot \frac{dx_{\text{к}}(t)}{dt} \end{aligned}, \quad (3.9)$$

где N – количество каналов в заряде твердого топлива;

$\mu_{\text{к}}$ – коэффициент расхода дросселирующей щели клапана постоянного перепада давления;

$b_{\text{к}}$ – ширина щели золотника клапана постоянного перепада давления, м;

$V_{к1}$ – объем верхней полости клапана постоянного перепада давления, м³;

E – приведенный модуль объемной упругости рабочей жидкости, Па.

$\mu_{др}$ – коэффициенты расхода дросселя;

$b_{др}$ – ширина щели дросселя, м;

$V_{к2}$ – объем нижней полости клапана постоянного перепада давления, м³.

Динамика процессов в камере сгорания РДТТ при изменении площади поверхности горения описывается системой дифференциальных уравнений:

$$\left\{ \begin{array}{l} (U_{др} - k_{ос} \cdot Q_{к}(t)) \cdot K_{у} = R_{др} \cdot i_{др}(t) + L_{др} \cdot \frac{di_{др}}{dt} + K_{ПЭД} \cdot \frac{dh(t)}{dt}, \\ m_{др} \cdot \frac{d^2 h(t)}{dt^2} = K_{fид} \cdot i_{др}(t) - b_{вдр} \cdot \frac{dh(t)}{dt} - c_{др} \cdot h(t), \\ m_{к} \cdot \frac{d^2 x_{к}(t)}{dt^2} = A_1 \cdot (p_2(t) - p_3) - b_{вк} \cdot \frac{dx_{к}(t)}{dt} - c_{к} \cdot x_{к}(t), \\ \mu_{к} \cdot b_{к} \cdot x_{к}(t) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (P(t) - p_2(t))}{\rho_0}} - \mu_{др} \cdot b_{др} \cdot h(t) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_2(t) - p_3)}{\rho_0}} = \\ = \frac{V_{к1}}{2 \cdot E} \cdot \frac{dp_2(t)}{dt} + A_1 \cdot \frac{dx_{к}(t)}{dt}, \\ \frac{dP(t)}{dt} = \frac{1}{V_{к}(t)} (\gamma RT(t) \chi_k S(t) \rho_s u(t) - \gamma \sqrt{RT(t)} \mu_c A_n (F - f(y(t)) P(t) - P(t) S(t) u(t)), \\ u(t) = u_1 P^v(t), \quad P(t) = \rho RT(t), \quad \frac{dV_{к}}{dt} = SU(t). \end{array} \right. \quad (3.10)$$

В таблице 2 приведен перечень данных, используемых в математической модели электрогидравлической системы управления площадью поверхности горения.

Таблица 2 – Перечень данных, используемых в математической модели

Обозначение	Наименование	Значение	Единица измерения
$p_1(t)$	зависимость давления на входе в регулятор расхода от времени	Переменная величина	Па
$p_2(t)$	зависимость давления на входе в дроссель (на выходе из клапана постоянного перепада давления) от времени	Переменная величина	Па
p_3	зависимость давления на выходе из дросселя от времени	$0,8 \cdot 10^6$	Па
$i_{др}(t)$	зависимость силы тока в обмотке управления от времени	Переменная величина	А

$x_k(t)$	зависимость перемещения золотника клапана постоянного перепада давления от времени	Переменная величина	м
$h(t)$	зависимость перемещения управляющей заслонки дросселя от времени	Переменная величина	м
$A_1 = A_2$	площади торцевых поверхностей клапана постоянного перепада давления	$7 \cdot 10^{-5}$	м ²
$b_{др}$	ширина щели дросселя	$8 \cdot 10^{-3}$	м
b_k	ширина щели золотника клапана постоянного перепада давления	$3.5 \cdot 10^{-3}$	м
$b_{вдр}$	коэффициент вязкого трения в дросселе	0,01	Н·с/м
$b_{вк}$	коэффициент вязкого трения золотника в клапане постоянного перепада давления	0,01	Н·с/м
$c_{др}$	коэффициент жесткости пружины в дросселе	10	Н/м
c_k	коэффициент жесткости пружины в клапане постоянного перепада давления	2400	Н/м
E	приведенный модуль объемной упругости рабочей жидкости	$2 \cdot 10^8$	Па
$K_{пэд}$	коэффициент противо-ЭДС в электрической цепи электромеханического преобразователя	3	В·с/м
K_{fd}	коэффициент силы тока в электрической цепи электромеханического преобразователя	600	Н/А
K_y	коэффициент усиления усилителя по напряжению	1,9	-
$k_{ос} = \frac{U_{др}}{Q_{max}}$	коэффициент главной обратной связи	Заданная величина	В/м ³
$L_{др}$	индуктивное сопротивление обмотки управления электромагнита	1.5	Гн
$m_{др}$	масса управляющей заслонки дросселя	$25 \cdot 10^{-3}$	кг
m_k	масса золотника клапана постоянного перепада давления	$30 \cdot 10^{-3}$	кг
$R_{др}$	активное сопротивление обмотки управления электромагнита	400	Ом
$U_{др}$	напряжение в обмотке управления электромагнита	24	В
$V_{к1}$	объем верхней полости клапана постоянного перепада давления	$30 \cdot 10^{-4}$	м ³
$V_{к2}$	объем нижней полости клапана постоянного перепада давления	$30 \cdot 10^{-4}$	м ³
$\mu_{др}$	коэффициенты расхода дросселя	0,71	—
μ_k	коэффициент расхода дросселирующей щели клапана постоянного перепада давления	0,71	—
ρ_0	плотность рабочей жидкости	970	кг/м ³

Численное решение системы (3.10) проводилось на ЭВМ методом Рунге-Кутты-Фальберга 4-5 порядка с помощью системы аналитических вычислений *Maple*.

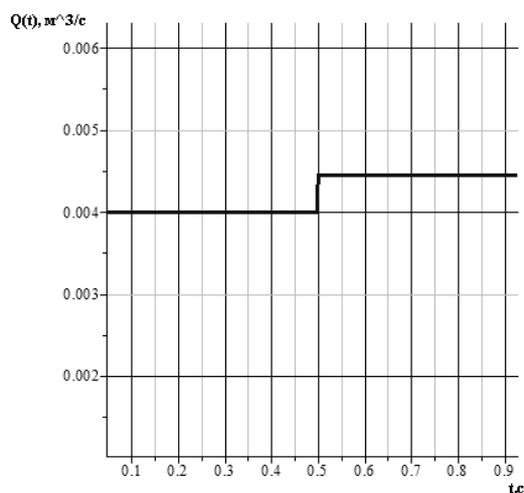


Рисунок 3.14. Программа управления расходом жидкости через регулятор расхода.

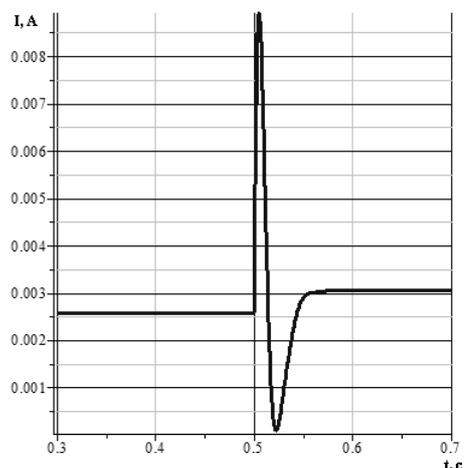


Рисунок 3.15. – Сигнал управления подаваемый на дроссельную заслонку регулятора расхода

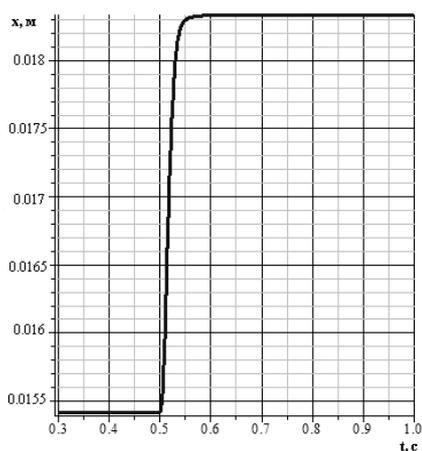


Рисунок 3.16. Перемещение дроссельной заслонки.

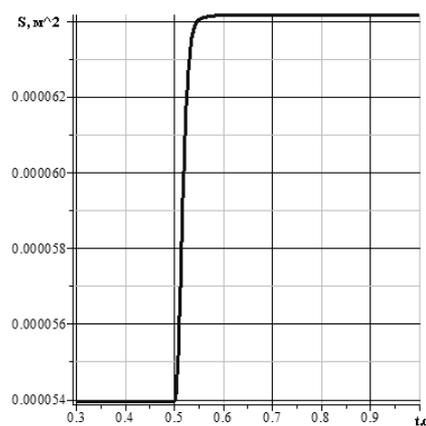


Рисунок 3.17. Изменение площади проходного сечения дросселя

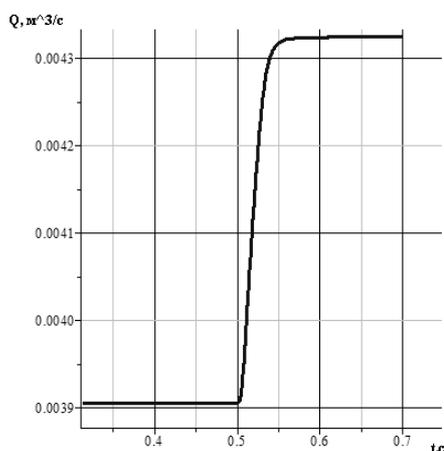


Рисунок 3.18. Изменение расхода через регулятор расхода.

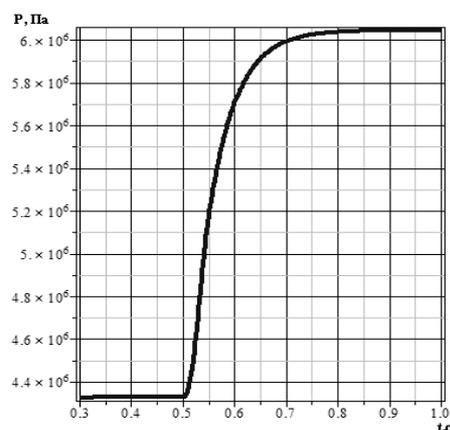


Рисунок 3.19. Изменение давления в камере сгорания.

На рисунках (3.14 – 3.19) представлены графики переходных процессов в подсистеме регулирования площади поверхности горения, полученные при решении системы математических уравнений (3.10). В момент времени равный 0,5 с, в соответствии с заданной программой управления, подается управляющий сигнал на электромеханический преобразователь регулятора расхода, который перемещает золотник клапана. В результате увеличивается площадь проходного сечения дросселя и, соответственно, увеличивается расход жидкости из канала заряда твердого топлива, увеличивая при этом площадь поверхности горения. Давление в двигателе при этом выходит на новый режим.

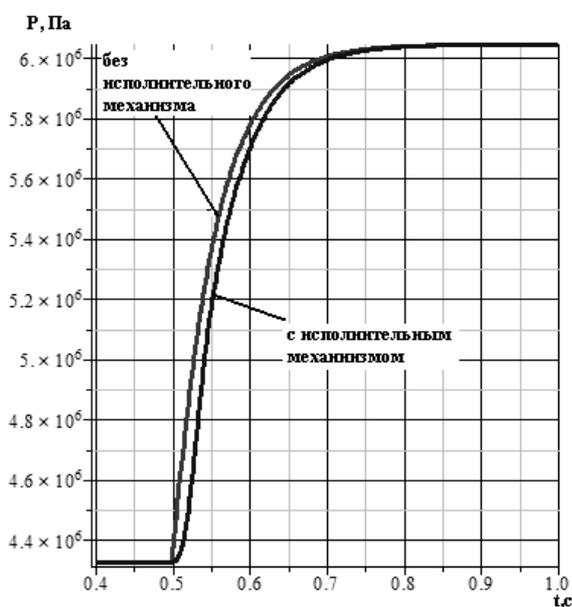


Рисунок 3.20. Сравнение переходного процесса изменения давления в камере сгорания с исполнительным механизмом и без него

На рисунке 3.20 показано влияние инерционности исполнительного механизма на рост давления в камере сгорания при увеличении площади проходного сечения дросселя. Перемещение клапана золотника занимает определенное время, что приводит к незначительному запаздыванию переходного процесса, в отличие от модели без исполнительного механизма. Таким образом, при моделировании управляющего воздействия инерционность исполнительного механизма можно не учитывать.

На рисунках (3.22 – 3.27) показано как система поддержания постоянного расхода слива жидкости из канала заряда обрабатывает возмущающее воздействие. В момент времени $t = 0,5$ сек. ступенчато изменяем площадь критического сечения сопла, в результате чего происходит увеличение давления в камере сгорания. Поршень в канале заряда начинает двигаться с большей скоростью, увеличивая расход жидкости через регулятор расхода. Подсистема обрабатывает увеличение расхода уменьшением площади проходного сечения канала регулятора, после чего расход принимает заданное значение.

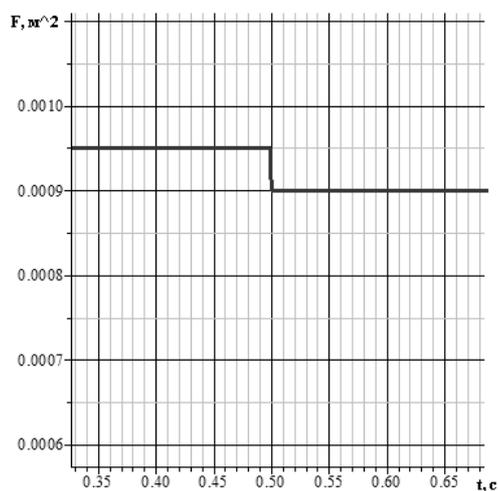


Рисунок 3.22. Изменение площади критического сечения сопла.

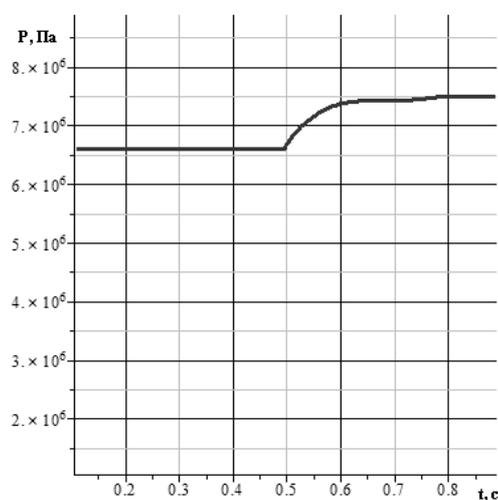


Рисунок 3.24. Изменение давления в системе на входе в регулятор расхода



Рисунок 3.26. Перемещение золотникового клапана.

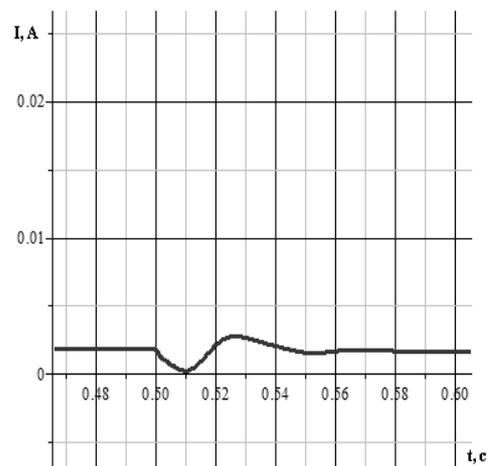


Рисунок 3.23. Управляющий сигнал по току.

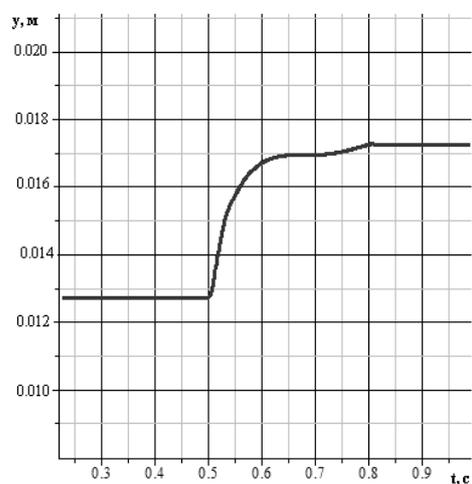


Рисунок 3.25. Перемещение пропорционального клапана

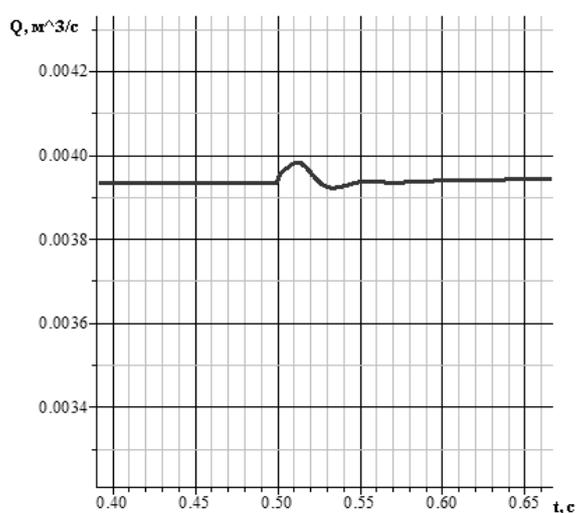


Рисунок 3.27. Изменение расхода на выходе из регулятора расхода

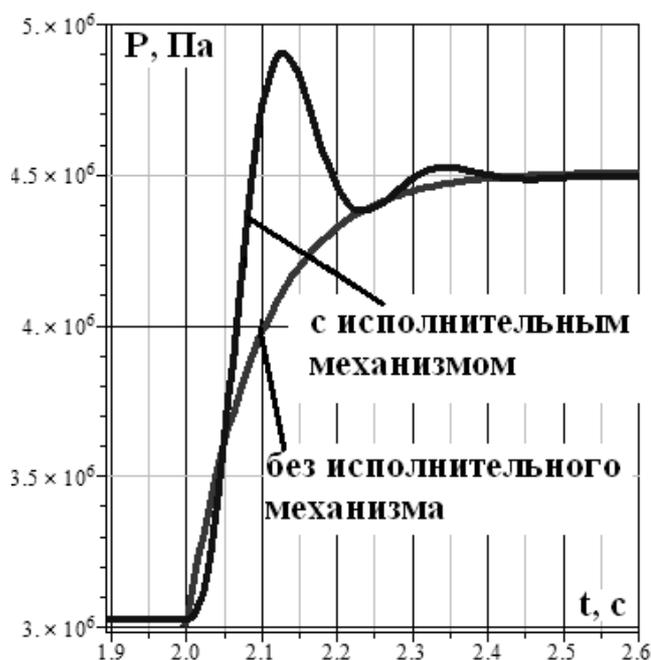


Рисунок 3.28. Сравнение переходных процессов с исполнительными механизмами и без них

Использование только одного контура регулирования слива жидкости из канала заряда РДУ ограничивается значительным увеличением заброса давления на переходном режиме, что вызывает увеличение динамической ошибки РДТТ, упрочнение стенок камеры сгорания. Кроме того, на некоторых режимах работы установки фронт пламени может обогнать поршни, а скорость горения топлива во многом определяется давлением в камере.

3.3 Влияние гидравлических исполнительных механизмов на свойства переходных процессов в электрогидравлической системе РДУ

Электрогидравлическая система, будучи устойчивой, должна иметь заданную точность на установившихся режимах и требуемое качество переходных процессов. Основным элементом объекта регулирования, существенно влияющим на устойчивость двигательной установки, является устройство формирования величины площади поверхности горения твердого топлива, во многом определяемое конструкцией и составом заряда.

В задачу регулятора давления входит улучшение переходных процессов в двигателе: уменьшение времени переходного процесса и максимума динамической ошибки.

Ошибка показателей работы двигательной установки на установившихся режимах во многом определяется точностью регулятора слива. Гидроагрегаты связаны друг с другом через объект и оказывают взаимное влияние на динамические характеристики и запас устойчивости.

Для рулевых приводов допускается следующие показатели качества переходных процессов: динамическая ошибка $\sigma < 10\%$, статическая ошибка $\varepsilon < 1 \div 5\%$, количество колебаний $n \leq 5$

Используя показатели качества, оценим влияние различных факторов на переходные процессы поршня и нагрузки.

Анализ влияния перетечек между полостями гидроцилиндра на переходные процессы

В процессе эксплуатации высоконагруженных следящих приводов происходит изнашивание уплотнительных элементов поршня гидроцилиндра. Также есть определенные зазоры в результате неточности установки уплотнительных колец. Все это приводит к перетечкам из одной полости гидроцилиндра в другую. Для учета перетечек, систему уравнений описывающих баланс расходов необходимо дополнить следующим расходом:

$$Q_{\text{ут}} = \mu_{\text{щели}} \cdot \pi \cdot \Delta \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_{31}(t) - p_{32}(t))}{\rho}} \cdot \text{signum}(p_{31}(t) - p_{32}(t)) \quad (3.11)$$

где $Q_{\text{ут}}$ – расход, который перетекает из одной полости поршня в другую; $\mu_{\text{щели}}$ – коэффициент расхода через щель; Δ – зазор в паре корпус гидроцилиндра – уплотнительное кольцо.

Графики переходных процессов регулируемого параметра, при различных зазорах представлены на рисунке 3.29. При зазоре 0 и время выхода давления в камере сгорания на режим составляет 0,078 сек, что приемлемо для быстродействующих следящих приводов (не более 0,6 сек). При зазоре 10 мкм время выхода на режим составляет 0,094 сек, при 20 мкм – 0,1 сек, при 30 мкм – 0,12 сек. При значении зазора стремящегося близкого к нулю время первого выгода наименьшее. При постепенном увеличении величины зазора время выхода на режим увеличивается и уменьшается перерегулирование давления в камере сгорания. Таким образом, перетечки в полостях гидроцилиндра выступают в роли дополнительного демпфера в системе автоматического управления. Анализ

переходных процессов позволяет закладывать гарантированные зазоры при конструировании и изготовлении исполнительного механизма.

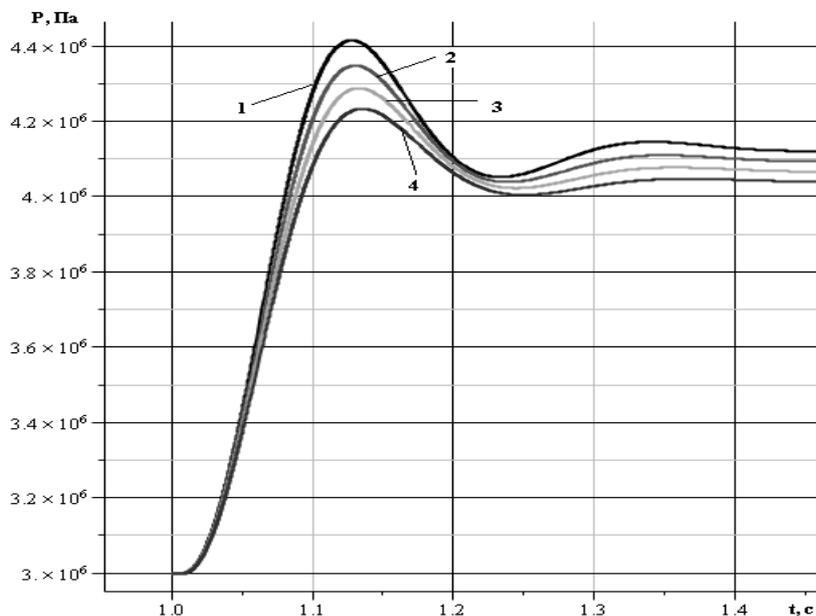


Рисунок 3.29 – Давление в камере сгорания при различных значениях зазора гидроагрегата.

1) $\Delta = 0$ мкм , 2) $\Delta = 10$ мкм , 3) $\Delta = 20$ мкм , 4) $\Delta = 30$ мкм .

Оценка влияния статической нагрузки R на переходные процессы

Для анализа влияния нагрузки на динамику системы автоматического управления будем последовательно подставлять значения нагрузки R в диапазоне от 30 до 120 кН в систему дифференциальных уравнений

Графики, приведенные на рисунке 3.30 показывают, что при увеличении нагрузки на выходном звене время выхода на режим давления в камере сгорания – увеличивается незначительно, статическая ошибка увеличивается значительно, зона нечувствительности увеличивается незначительно, с 0 до 0.024 сек. Анализ влияния нагрузки на переходные процессы позволяет определить рабочую область применения гидроагрегата в системе автоматического регулирования.

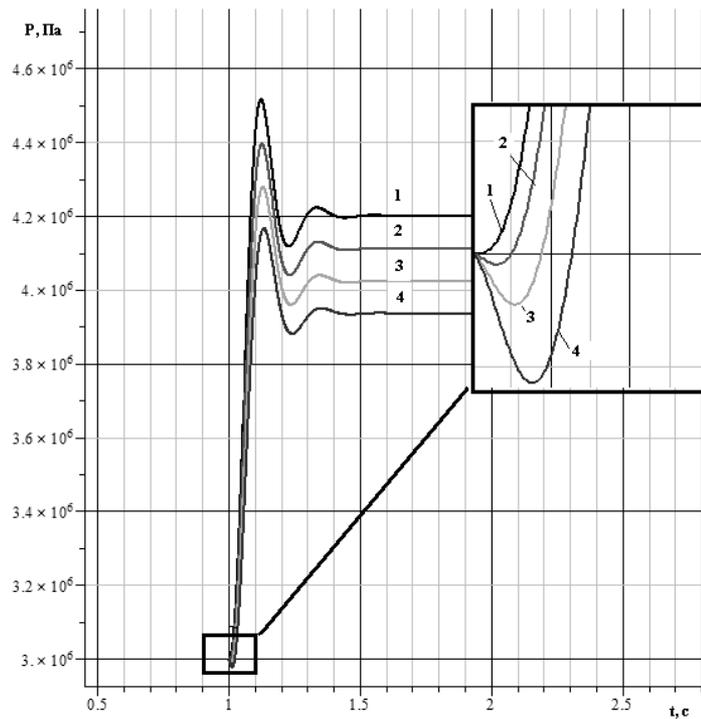


Рисунок 3.30 – Влияние нагрузки на выходном звене
 1) $R = 30 \text{ кН}$, 2) $R = 60 \text{ кН}$, 3) $R = 90 \text{ кН}$, 4) $R = 120 \text{ кН}$

Коэффициент расхода

Коэффициент расхода в гидравлической машине μ представляет собой отношение максимального расхода через гидродвигатель к расходу через струйную трубку при отсутствии нагрузки на выходном звене.

В реальных условиях μ обладает определенной изменчивостью, что обуславливается микрогеометрией каналов, сложным характером распространения высоконапорной компактной струи, явлениями эжекции и кавитации, числом Рейнольдса, величиной противодействия, параметрами пульсаций и другими факторами.

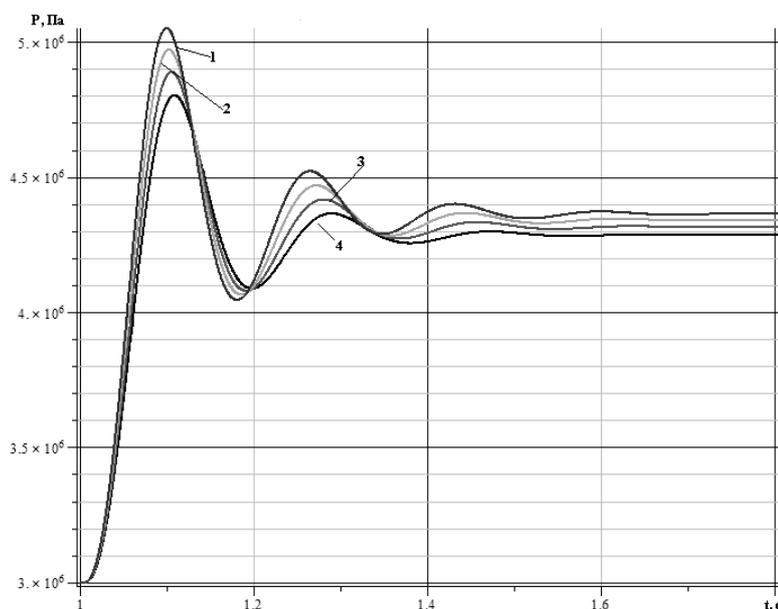


Рисунок 3.31 – Влияние коэффициента расхода на переходные процессы
 1) $\mu = 0.8$, 2) $\mu = 0.75$, 3) $\mu = 0.7$, 4) $\mu = 0.65$

На рисунке 3.31 показаны графики переходных процессов при различных значениях коэффициента расхода. Графики показывают, что при увеличении коэффициента расхода от 0.6 до 0.8 время первого выхода на режим уменьшается на 20%, а перерегулирование возрастает на 7%. Пользуясь экспериментальными данными, полученными специалистами Государственного ракетного центра “КБ им. акад. В. П. Макеева”, можно определять рациональные геометрические параметры струйного гидрораспределителя.

Влияние сжимаемости жидкости

Для анализа влияния сжимаемости жидкости на динамику системы автоматического управления будем последовательно подставлять значения в диапазоне от 1 до $3 \cdot 10^8$ Па в систему дифференциальных уравнений

На рисунке 3.32 показаны графики переходных процессов расхода жидкости через канал заряда твердого топлива при различных значениях сжимаемости жидкости. Из графиков видно, что при увеличении объемного модуля упругости жидкости увеличивается перерегулирование на 3-4%, а время первого выхода на режим и статическая ошибка практически не изменяются.

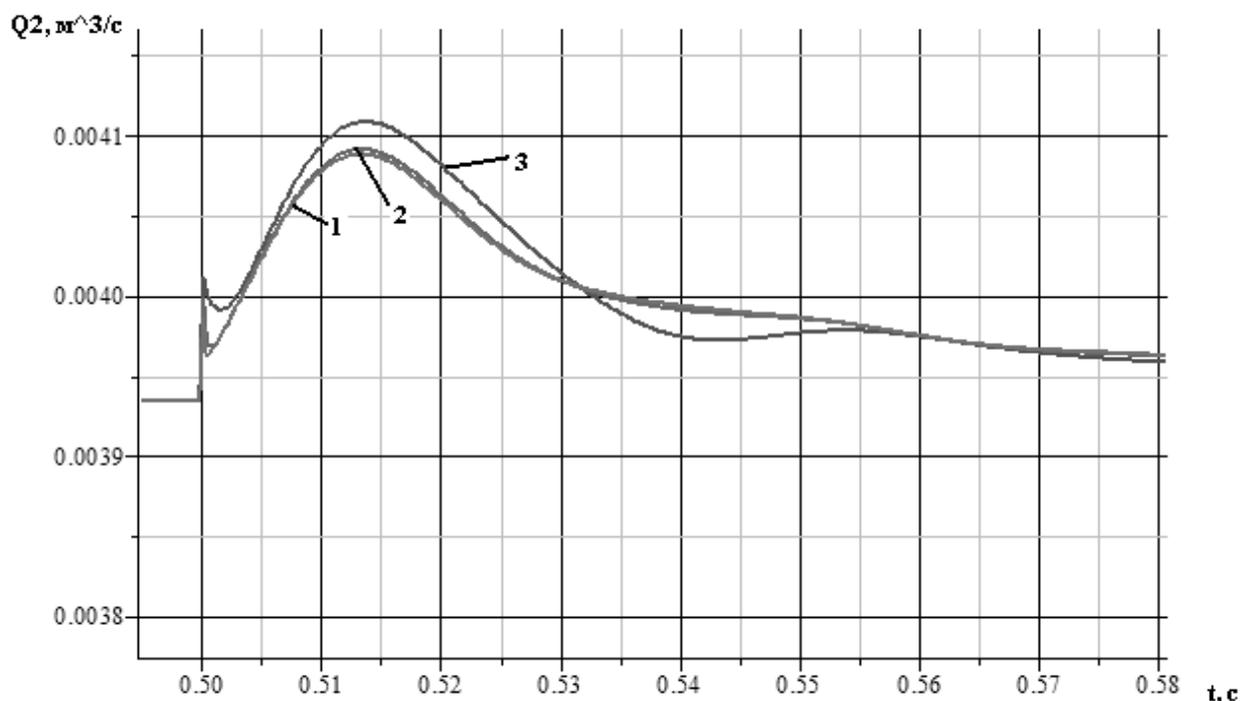


Рисунок 3.32 – Влияние сжимаемости жидкости на переходные процессы
 1) $E = 1 \cdot 10^8$ Па , 2) $E = 2 \cdot 10^8$ Па , 3) $E = 3 \cdot 10^8$ Па

Модель системы автоматического регулирования позволяет выбирать рабочую жидкость с рациональными параметрами сжимаемости жидкости.

Сухое трение

Выбор пары трения заряда твердого топлива и поршня в канале является наиболее ответственной частью проектирования, от которой напрямую зависит работоспособность агрегата, а также безопасность.

На рисунке 3.33 показаны графики переходных процессов расхода жидкости через канал заряда твердого топлива при различных значениях силы трения поршня о заряд твердого топлива. Из графиков видно, что при увеличении силы трения время выхода на режим уменьшается незначительно, а статическая ошибка увеличивается на 5%.

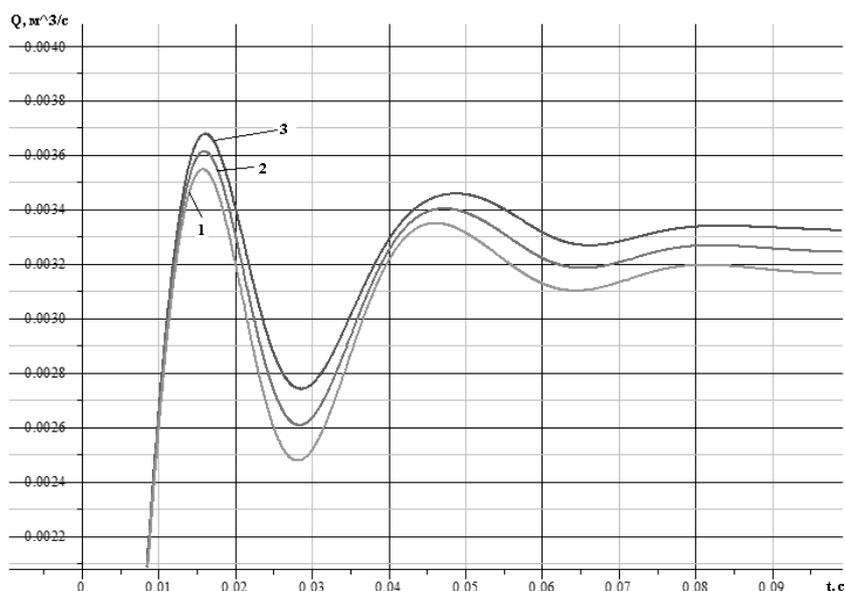


Рисунок 3.33 – Влияние трения на переходные процессы
1) $F = 60$ Н, 2) $F = 40$ Н, 3) $F = 20$ Н

Проведенный анализ показывает, что модель позволяет спрогнозировать переходные процессы при выборе различного материала поршня.

3.4 Исследование устойчивости подсистем гидроавтоматики регулирования РДУ

Задача проектирования гидроавтоматики РДУ существенно облегчатся если нестационарную нелинейную модель объекта представить в линейном виде. Линеаризация нелинейных уравнений внутрикамерных процессов объекта регулирования описаны в работе [71]. Уравнения (2.25) приводятся к виду:

$$T_{\text{КС}} \cdot \frac{d\Delta p(t)}{dt} + \Delta p(t) = K_{pF} \cdot \Delta F(t), \quad (3.11)$$

где K_{pF} коэффициент, учитывающий влияние изменения площади критического сечения сопла на давление в камере сгорания:

$$K_{pF} = \frac{\gamma \sqrt{RT} \mu_c A_n p}{\gamma \sqrt{RT} \mu_c A_n F + SU(1 + \nu) - \gamma RT \rho_s U \nu / p}, \quad (3.12)$$

Постоянная времени камеры сгорания:

$$T_{\text{КС}} = \frac{V_k}{\gamma \sqrt{RT} \mu_c A_n F + SU(1 + \nu) - \gamma RT \rho_s U \nu / p}, \quad (3.13)$$

Передаточная функция камеры сгорания:

$$W(S)_{\text{КС}} = \frac{\Delta p(S)}{\Delta F(S)} = \frac{K_{pF}}{T_{\text{КС}}S + I}, \quad (3.14)$$

На основании [32, 76] систему линейных дифференциальных уравнений гидравлической машины регулятора давления можно записать в следующем виде:

1) уравнение электронного усилителя

$$T_y \frac{dI}{dt} + I = K_u I, \quad (3.15)$$

где T_y – постоянная времени магнитного усилителя

I – ток управления

K_u – коэффициент усиления

2) уравнение момента на валу ЭМП

$$J_{\text{я}} \frac{d^2 \alpha}{dt^2} + b \frac{d\alpha}{dt} + K_{m\alpha} = K_{mi}, \quad (3.16)$$

где $J_{\text{я}}$ – момент инерции якоря ЭМП, α – угол поворота струйной трубки, b – коэффициент вязкого демпфирования, $K_{m\alpha}$ – коэффициент жесткости механической характеристики ЭМП, K_{mi} – коэффициент жесткости силовой характеристики ЭМП

3) уравнение расхода в гидродвигателе:

$$K_{Qz} z + K_{Qp} p_{\text{дв}} = A \frac{dy}{dt} - K_E \frac{dp_{\text{дв}}}{dt}, \quad (3.17)$$

где A – рабочая площадь поршня силового цилиндра, $p_{\text{дв}}$ – перепад давлений в полостях силового цилиндра, K_{Qz} – коэффициент усиления по расходу, K_{Qp} – коэффициент скольжения по расходу, z – смещение струйной трубки, K_E – коэффициент сжимаемости рабочей жидкости.

4) уравнение динамики нагруженного гидродвигателя:

$$m \frac{d^2 y}{dt^2} = A p_{\text{дв}} - b \frac{dy}{dt}, \quad (3.18)$$

где m – масса поршня, b – коэффициент вязкого трения.

На основании дифференциальных уравнений составляется передаточная функция исполнительного механизма регулятора давления.

$$W_{\text{ГП}}(S) = \frac{K_{\text{ГП}}}{S(T_v S + 1)(T_3^2 S^2 + 2\xi_3 T_3 S + 1)((T_{\text{гп}}^2 S^2 + 2\xi_{\text{гп}} T_{\text{гп}} S + 1))}, \quad (3.19)$$

где $K_{\text{ГП}}$ – коэффициент передачи гидропривода.

$$K_{\text{ГП}} = \frac{K_u K_{mi} K_{ma} K_{Qp} K_{Qz} A}{A^2 + bK_{Qp}}, \quad (3.20)$$

$$T_3 = \sqrt{\frac{m}{c}} \text{ – постоянная времени ЭМП,}$$

$$\xi_3 = \frac{b}{2\sqrt{mc}} \text{ – коэффициент относительного демпфирования,}$$

$$T_{\text{гп}} = \sqrt{\frac{mK_E}{A^2 + bK_{Qp}}} \text{ – постоянная времени гидродвигателя,}$$

$$\xi_{\text{гп}} = \frac{mK_{Qp} + bK_E}{2(A^2 + bK_{Qp})mK_E} \text{ – коэффициент относительного демпфирования}$$

гидродвигателя.

5) уравнение измерителя регулятора давления с учетом обратной связи по давлению:

$$I_{\Sigma} = I - K_{\text{дд}} p, \quad (3.21)$$

где I_{Σ} – сигнал рассогласования, определяющий ошибку текущего значения давления от заданного, $K_{\text{дд}}$ – коэффициент усиления датчика давления.

– уравнение изменения площади критического сечения сопла в зависимости от скорости перемещения управляющего органа:

$$\Delta F = K_F \frac{d\Delta y}{dt}, \quad (3.22)$$

передаточная функция

$$W_{\text{рД}}(S) = \frac{\Delta F(S)}{\Delta \vartheta(S)} = K_F, \quad (3.23)$$

Структурная схема регулятора давления показана на рисунке 3.34

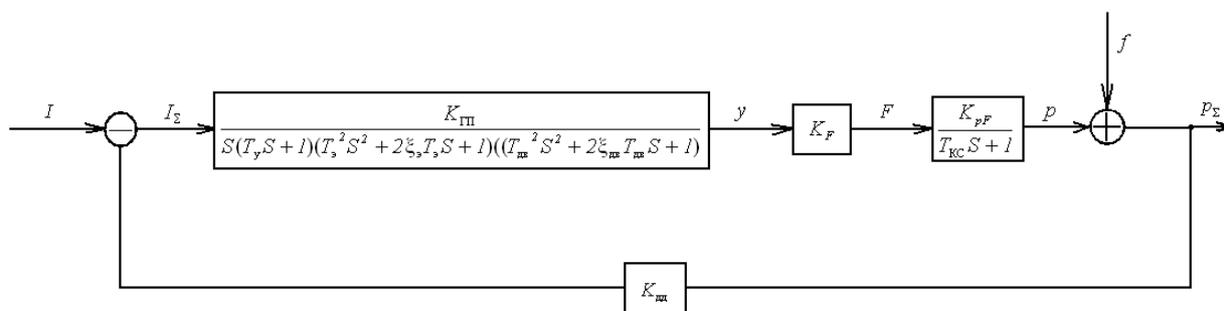


Рисунок 3.34. Структурная схема регулятора давления

Необходимо выяснить, в каких пределах можно изменять коэффициент передачи гидравлической машины для регулирования давления в КС, не нарушая при этом его устойчивости. Это можно выполнить при решении характеристического уравнения разомкнутой системы регулирования давления.

Пренебрегая постоянной времени электромеханического преобразования, передаточную функцию замкнутого контура упрощенной модели регулятора давления можно представить:

$$W_{\text{РД}}(S) = \frac{K_{\text{ГП}} K_{\text{pF}} K_{\text{дд}} K_F}{S(T_{\gamma}S + 1)(T_{\text{КС}}S + 1)}, \quad (3.24)$$

На рисунке (3.35) представлена граница устойчивости параметров гидравлической машины для регулирования давления. Расчетная точка выбирается из области устойчивости с учетом отраслевого требования по запасу устойчивости.

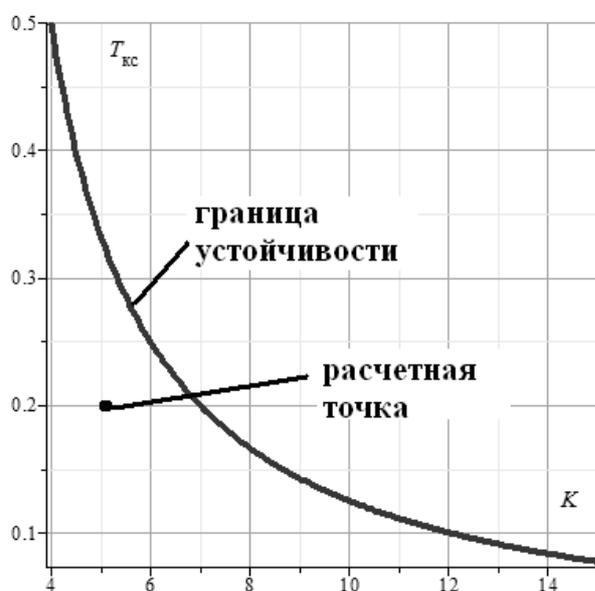


Рисунок 3.35. Область устойчивости параметров гидравлической машины

Линейная модель гидроагрегата для регулирования слива выглядит следующим образом:

1) уравнение сил, действующих на золотник клапана постоянного перепада давления (КППД)

$$m_{\text{к}} \frac{d^2 x_{\text{к}}}{dt^2} = A_1(p_2 - p_3) - b_{\text{вк}} \frac{dx_{\text{к}}}{dt} - c_{\text{к}} x_{\text{к}}, \quad (3.25)$$

где $m_{\text{к}}$ — масса золотника;
 $x_{\text{к}}$ — перемещение золотника;

A_l — площадь торцевых полостей золотника; p_2, p_3 — давление жидкости после золотника КППД и дроссельной иглы; c_k — жесткость пружины; b_{vk} — коэффициент вязкого трения золотника;

2) уравнение расхода жидкости через золотник КППД

$$Q_k = \mu_k \cdot b_k \cdot x_k \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p - p_2)}{\rho_0}}, \quad (3.26)$$

3) расход жидкости через управляемый дроссель

$$Q_{др} = \mu_{др} \cdot b_{др} \cdot h \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_2 - p_3)}{\rho_0}}, \quad (3.27)$$

4) уравнение электронного усилителя

$$T_y \frac{di}{dt} + i_{др} = K_y i_{др}, \quad (3.28)$$

5) уравнение сил ЭМП управляемого дросселя

$$m_{др} \cdot \frac{d^2 h}{dt^2} + b_{vдр} \cdot \frac{dh}{dt} + c_{др} \cdot h = K_{fдр} \cdot i_{др}. \quad (3.29)$$

На основании приведенных уравнений (3.25)...(3.29) после преобразований Лапласа передаточную функцию разомкнутой схемы подсистемы регулирования расхода жидкости из каналов заряда при отсутствии возмущения со стороны камеры сгорания и пренебрежении постоянной времени электромеханического преобразователя ($T_3 = 0$) можно записать в виде:

$$W_{pp}(S) = \frac{\delta Q_{др}(S)}{\delta i_{др}(S)} = \frac{k_{кл}}{(T_y S + 1)(T_3^2 S^2 + 2\xi_3 T_3 S + 1)(T_{K2}^2 S^2 + 2\xi_{K2} T_{K2} S + 1)}, \quad (3.30)$$

где $k_{кл}$ — коэффициент передачи. Параметры $T_{K1}, \xi_{K1}, T_{K2}, \xi_{K2}$ характеризуют влияние клапана постоянного перепада давления на работу исполнительного механизма регулятора расхода жидкости из гидросистемы РДУ.

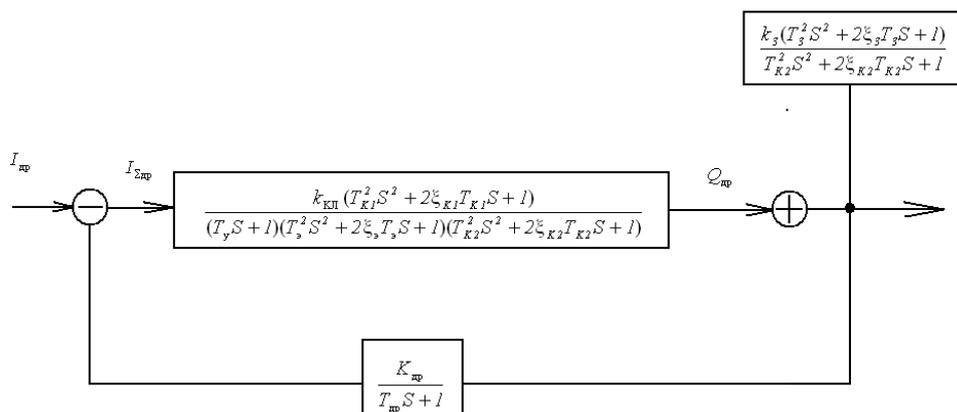


Рисунок 3.36. Структурная схема регулятора расхода.

Проанализировать влияние параметров гидроагрегата на устойчивость электрогидравлической подсистемы регулирования расхода жидкости возможно при решении характеристического уравнения разомкнутой системы



Рисунок 3.37. Область устойчивости параметров регулятора расхода

регулирования расхода (рисунок 3.37). Расчетная точка выбирается из области устойчивости с учетом отраслевого требования по запасу устойчивости.

Определив область устойчивости параметров подсистем гидроавтоматики РДУ, можно переходить к нахождению рациональных значений параметров регуляторов, и, прежде всего, их исполнительных механизмов из условия удовлетворения требуемому качеству

процесса регулирования.

3.5 Анализ результатов численного моделирования комбинированной электрогидравлической системы управления РДУ

Рассматриваемая система гидроавтоматики РДУ является многомерной и содержит два контура регулирования. Контур регулирования давления в камере и сливом жидкости связаны друг с другом через объект регулирования. Характер взаимного влияния контуров регулирования определяется, прежде всего, процессом перестройки поверхности горения, своеобразного демпфера,

предохраняющего непосредственное воздействие одного регулятора на другой. Поверхность горения не только демпфирует, но и существенно усиливает некачественную работу одного регулятора, что сказывается на статической ошибке другого регулятора. В свою очередь это опять же через объект регулирования влияет на работу первого регулятора.

При неудачном выборе динамических параметров исполнительных механизмов гидроавтоматики РДУ система может оказаться неустойчивой. Желателен такой выбор параметров исполнительных механизмов, при которых регуляторы будут работать независимо друг от друга, а качество переходных процессов будет удовлетворительным при наибольшей простоте гидроагрегатов. То есть, после окончания переходного процесса, определяемого начальными условиями, регулируемая величина и ошибка одного регулятора не будет зависеть от внешнего возмущения вносимого другим регулятором через объект регулирования.

Оценка взаимного влияния исполнительных механизмов производилась следующим образом.

Составляются таблицы режимных параметров ИМ регуляторов, диапазон значений которых определяется для конкретной конструкции РДУ исходя из изложенных выше рекомендаций. Строится переходный процесс того регулятора, параметры которого не меняются

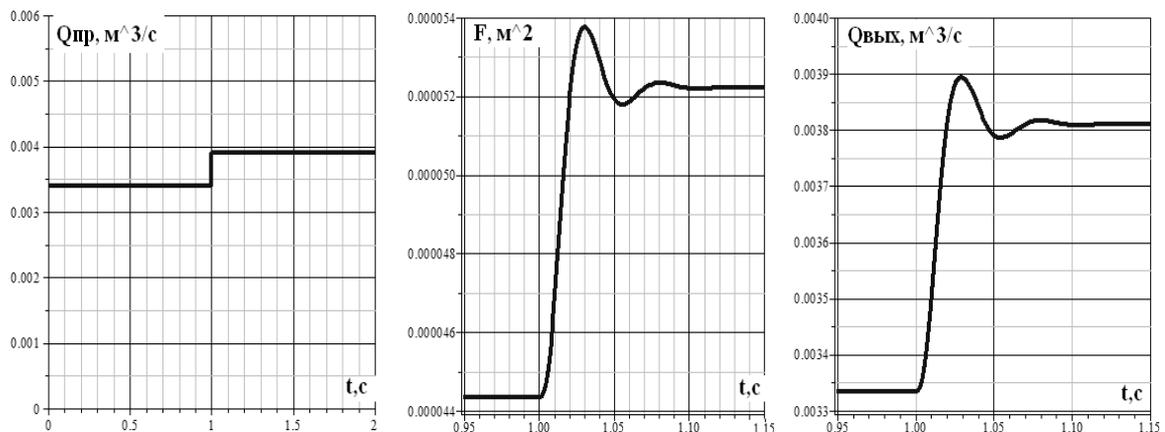


Рисунок 3.38. Переходные процессы комбинированной электрогидравлической системы управления РДТТ:

- а – Программа управления расходом жидкости из канала заряда, б – Изменение площади проходного сечения дроссельной заслонки регулятора расхода, в – Изменение расхода жидкости через регулятор расхода

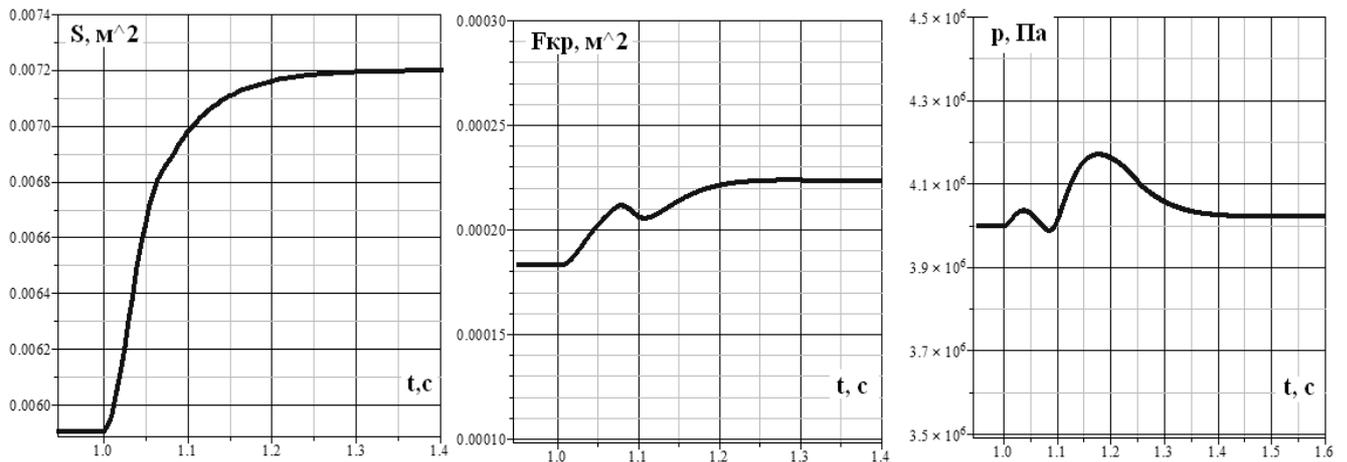


Рисунок 3.39. Переходные процессы комбинированной электрогидравлической системы управления РДТТ:

а – Изменение площади торцевого горения твердого топлива, б – Изменение площади критического сечения сопла, в – Изменение давления в камере сгорания

На рисунках 3.38-3.39 представлены переходные процессы в электрогидравлической системе управления РДТТ. Управление происходит по заранее заданной программе управления. В момент времени 1 с регулятор слива жидкости должен увеличить расход жидкости из канала заряда. Исполнительный механизм достаточно быстро обрабатывает управляющее воздействие на изменение расхода жидкости из канала заряда. Через 0.15 с устанавливается заданный расход жидкости со статической ошибкой менее 3%. В двигательной установке изменяется величина площади поверхности горения твердого топлива, увеличивается газоприход в камеру сгорания, повышая тем самым давление в камере сгорания. Давление в камере сгорания стабилизируется достаточно медленно, но без перерегулирования. Клапан постоянного перепада давления регулятора расхода успевает обрабатывать возмущение, и на величине расхода жидкости изменение давления в камере сгорания не сказывается. Следовательно, поверхность горения формируется независимо от качества работы регулятора давления.

При ступенчатом изменении площади поверхности горения твердого топлива переходные процессы значительно отличаются от процессов, протекающих при совместной работе регуляторов. При совместной работе переходный процесс изменения площади поверхности горения очень плавный и затяжной. Поэтому необходимо вносить изменения в математическую модель, а

именно, уменьшение коэффициента усиления управляющего сигнала, чтобы не допустить автоколебаний (рисунок 3.40) и сделать систему автоматического регулирования более устойчивой.

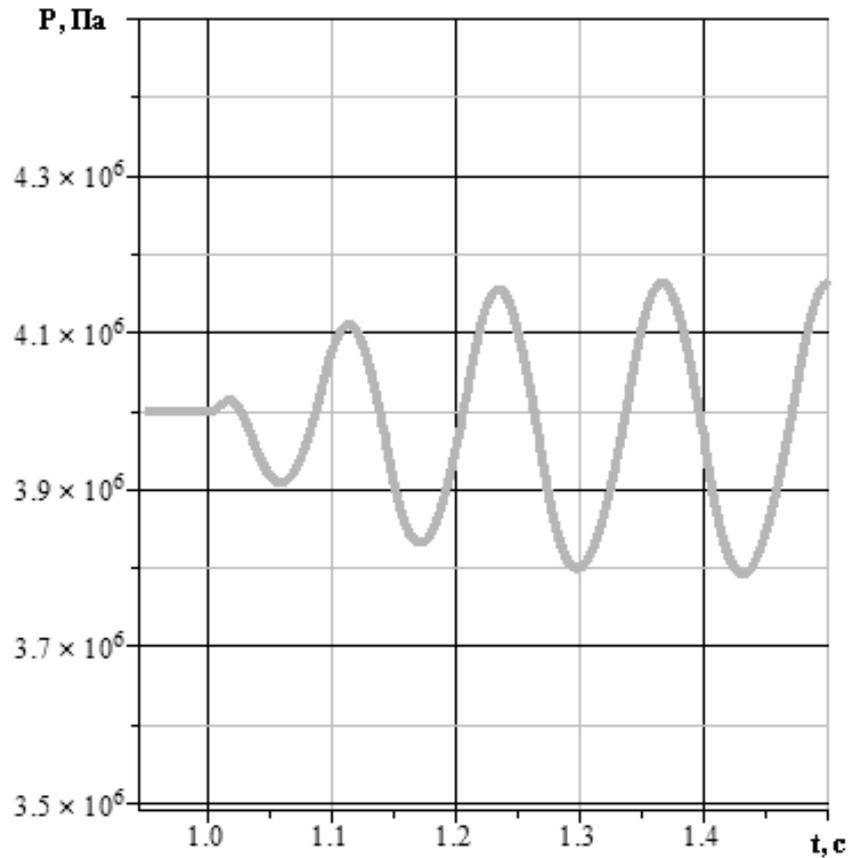


Рисунок 3.40 – Изменение давления в камере сгорания при увеличении коэффициентах усиления.

Колебания давления в камере сгорания, вызванные динамической ошибкой гидравлической машины для регулирования давления, безусловно, сказываются на процессе формирования поверхности горения. Исследования показали, что изменение скорости горения в небольшом диапазоне (вследствие ошибки подсистемы регулирования давления в камере сгорания) на процессе формирования поверхности горения почти не отражается. Но колебания заметно влияют на гидросистему РДУ, приводя к неравномерному движению поршней в каналах. Это в свою очередь приводит к образованию неустойчивых конусов поверхности горения.

Вследствие инерционности клапана постоянного перепада давления, трения, изменяющегося перепада давления на дроссельной игле, расход жидкости из

гидросистемы отличается от заданного. Появляются колебания величины расхода жидкости на регуляторе слива, что в свою очередь сказывается на формировании поверхности горения. Поэтому необходима коррекция динамических свойств регулятора давления непосредственно для конкретной системы гидроавтоматики РДУ. Это позволит устранить разброс параметров системы регулирования вследствие возможных конструктивных и технологических погрешностей, уменьшить величину и число колебаний давления в камере, что благоприятно скажется на качестве работы регулятора слива и его исполнительного механизма.

Анализ переходных процессов электрогидравлических контуров и всей системы регулирования в целом позволяет сделать предложение о том, что существует некоторая область динамических параметров гидроагрегатов, в которой наблюдается наиболее благоприятные условия регуляторов при удовлетворении всех требований к качеству переходных процессов в гидроавтоматике РДУ. Область автономности характеризует собой независимость качества переходных процессов одного регулятора от качества работы другого и определяется лишь динамикой объекта регулирования.

Выбор параметров гидроагрегатов из области нечувствительности следует признать окончательными лишь при условии, когда требования к качеству переходных процессов в гидроавтоматике РДУ будут полностью удовлетворены. Определяющим звеном в выборе параметров является поверхность горения твердого топлива, ее размеры, число каналов, свойства зарядов и т.д.

3.6 Математическая модель комбинированной электрогидравлической системы управления РДУ с использованием безразмерных параметров

Современный уровень развития методологии проектирования гидроавтоматики РДУ характеризуется отсутствием комплексных теоретических и экспериментальных исследований, необходимых для моделирования параметров и характеристик комбинированной электрогидравлической системы управления РДТТ, что обуславливает определенные трудности при

проектировании новых двигательных установок. Однако следует отметить, что математическое моделирование статических и динамических характеристик сложных технических объектов позволяет снизить сроки и объемы доводочных работ и рассчитать степень влияния и характер эксплуатационных факторов на функционирование системообразующих элементов и объекта в целом.

При этом одним из наиболее значимых аспектов численного моделирования является разработка математических моделей с использованием безразмерных переменных, что позволит идентифицировать параметры и характеристики комбинированной электрогидравлической системы управления РДТТ.

Введение безразмерных переменных при численном моделировании позволяет упростить процессы обработки, обобщения и анализа информации о параметрах и характеристиках, что значительно сократит время тестирования и отладки математических моделей.

Подсистема регулирования давления в камере сгорания.

Основой для разработки математической модели подсистемы регулирования давления в камере сгорания с использованием безразмерных переменных послужила математическая модель в размерном виде, состоящая из системы уравнений (см. формулу 3.5), в которую входят: уравнение моментов ЭМП, уравнение электрической цепи, уравнение баланса расходов, уравнение движения центрального тела сопла и уравнения динамики внутренней баллистики.

Переход к уравнениям с использованием безразмерных переменных осуществляется путем введения равенств (3.31 – 3.37) и делением всего уравнения на слагаемое для их получения в правой части:

$$\bar{i}(t) = \frac{i(t)}{i_{\max}}, \quad (3.31)$$

где $\bar{i}(t)$ – функция силы тока в электрической цепи (безразмерная переменная);

i_{\max} – максимальное значение силы тока в электрической цепи, А.

$$\bar{y}(t) = \frac{y(t)}{y_{\max}}, \quad (3.32)$$

где $\bar{y}(t)$ – перемещение центрального тела сопла (безразмерная переменная);
 y_{\max} – максимальное перемещение центрального тела, м.

$$\bar{\alpha}(t) = \frac{\alpha(t)}{\alpha_{\max}}, \quad (3.33)$$

где $\bar{\alpha}(t)$ – угол перемещения струйной трубки (безразмерная переменная);
 α_{\max} – максимальный угол перемещение струйной трубки, рад

$$\bar{z}(t) = \frac{z(t)}{z_{\max}}, \quad (3.34)$$

где $\bar{z}(t)$ – перемещение струйной трубки (безразмерная переменная);
 z_{\max} – максимальное перемещения струйной трубки, м

$$\bar{p}_d(t) = \frac{p_d(t)}{p_{d\max}}, \quad (3.35)$$

где $\bar{p}_d(t)$ – перепад давлений на гидроцилиндре (безразмерная переменная); $p_{d\max}$ –
 максимальный перепад давлений на гидроцилиндре, Па.

$$\bar{p}(t) = \frac{p(t)}{p_{\max}}, \quad (3.36)$$

где $\bar{p}(t)$ – давление в камере сгорания (безразмерная переменная); p_{\max} –
 максимальное давление рабочей жидкости в левой полости гидроцилиндра, Па.

$$\bar{V}_k(t) = \frac{V_k(t)}{V_{k\max}}, \quad (3.37)$$

где $\bar{V}_k(t)$ – объем камеры сгорания (безразмерная переменная); $V_{k\max}$ –
 максимальный объем камеры сгорания, м³.

Система уравнений (3.5) после преобразований (3.31 – 3.37) примет вид:

- уравнение электрической цепи:

$$K_R \cdot \bar{i}(t) + K_L \cdot \frac{d\bar{i}(t)}{dt} + T_{ПЭ} \cdot \frac{d\bar{\alpha}}{dt} = \bar{U}_{\text{ПОСТ}}, \quad (3.38)$$

где $K_R = R_{\text{ПОСТ}} \cdot \frac{i_{\text{макс}}}{U_{\text{макс}}}$ – коэффициент активного сопротивления обмотки управления электромагнита,

$K_L = L_{\text{ПОСТ}} \cdot \frac{i_{\text{макс}}}{U_{\text{макс}}}$ – коэффициент индуктивности обмотки управления электромагнита,

$T_{ПЭ} = K_{ПЭ} \frac{\alpha_{\text{макс}}}{U_{\text{макс}}}$ – электромеханическая постоянная времени, учитывающая противоЭДС,

здесь $\bar{U}_{\text{ПОСТ}}$ – напряжение электрической цепи постоянного тока (безразмерный параметр); $U_{\text{макс}}$ – максимальное значение напряжения электрической цепи, В.

- уравнение динамики электромеханического преобразователя:

$$K_J^2 \cdot \frac{d^2 \bar{\alpha}(t)}{dt^2} + K_b \cdot \frac{d\bar{\alpha}(t)}{dt} + K_C \cdot \bar{\alpha}(t) + T_{m\alpha} \cdot \bar{\alpha}(t) = \bar{i}(t), \quad (3.39)$$

где $K_J = \sqrt{\frac{J \cdot \alpha_{\text{макс}}}{K_{mi} \cdot i_{\text{макс}}}}$ – коэффициент, учитывающий инерционность струйной трубки,

$K_C = \frac{c_{\text{пр}} \cdot \alpha_{\text{макс}}}{K_{mi} \cdot i_{\text{макс}}}$ – коэффициент силы жесткости внешней центрирующей пружины,

$K_b = \frac{b_{\text{пр}} \cdot \alpha_{\text{макс}}}{K_{mi} \cdot i_{\text{макс}}}$ – коэффициент, учитывающий трение ЭМП,

$T_{m\alpha} = \frac{K_{m\alpha} \cdot \alpha_{\text{макс}}}{K_{mi} \cdot i_{\text{макс}}}$ – постоянная времени преобразователя

- уравнения баланса расходов поршня гидродвигателя:

$$K_A \cdot \frac{d\bar{y}(t)}{dt} + K_W \cdot \frac{d\bar{p}_d(t)}{dt} + T_{Qp} \cdot \bar{p}_d(t) = \bar{z}(t), \quad (3.40)$$

где $K_A = \frac{A \cdot y_{\text{макс}}}{K_{Qz} \cdot z_{\text{макс}}}$ – коэффициент, учитывающий площадь поршня,

$K_W = \frac{W \cdot p_{d \max}}{2 \cdot E \cdot K_{Qz} \cdot z_{\max}}$ – коэффициент, учитывающий объем рабочей жидкости в

полости камеры гидроцилиндра,

$T_{Qp} = \frac{K_{Qp} \cdot p_{d \max}}{K_{Qz} \cdot z_{\max}}$ – постоянная времени;

- уравнение движения гидродвигателя:

$$K_M^2 \cdot \frac{d^2 \bar{y}(t)}{dt^2} + \bar{R} + K_B \cdot \frac{d \bar{y}(t)}{dt} + K_c \bar{y}(t) = \bar{p}_d, \quad (3.41)$$

где $K_M = \sqrt{\frac{M \cdot y_{\max}}{A \cdot p_{d \max}}}$ – коэффициент, учитывающий приведенную к штоку массу,

$\bar{R} = \frac{R}{A \cdot p_{d \max}}$ – коэффициент статической нагрузки,

$K_B = \frac{b \cdot y_{\max}}{A \cdot p_{d \max}}$ – коэффициент вязкого демпфирования в гидродвигателе,

$K_c = \frac{c \cdot y_{\max}}{A \cdot p_{d \max}}$ – коэффициент силы жесткости пружины гидродвигателя.

- уравнение сохранения массы:

$$\bar{V}(t) \left(\frac{d \bar{p}(t)}{dt} \right) + K_F \bar{p}(t) + K_S \bar{p}(t) = K_T, \quad (3.42)$$

где $K_F = \frac{\gamma \sqrt{RT} \mu_c A_n (F_* - f(y))}{V_{\max}}$ – коэффициент учитывающий, изменение

площади сопла

$K_S = \frac{Su}{V_{\max}}$ – коэффициент, изменения площади поверхности горения

$K_T = \frac{\gamma RT_{oc} \chi_k S_p u}{V_{\max} \cdot p_{\max}}$ – коэффициент, изменения температуры горения

- уравнение изменения свободного объема камеры:

$$\frac{d \bar{V}}{dt} = K_U \cdot \bar{p}(t), \quad (3.43)$$

$$K_U = \frac{Su(p_{\max})^v}{V_{\max}(p_a)^v} - \text{коэффициент скорости горения.}$$

Численное решение системы, состоящей из дифференциальных уравнений (3.38 – 3.43) проводилось на ЭВМ методом Рунге-Кутты 4-5-го порядка в математическом пакете *Maple*. Время тестирования и отладки математической модели после введения безразмерных переменных, в целом, сократилось на 25 %.

Полученная безразмерная математическая модель подсистемы регулирования давления в камере сгорания, описываемая уравнениями (3.38 – 3.43), аналогична исходной модели (3.5), переходные процессы идентичны, однако расчет переходных процессов осуществляется с меньшими временными затратами, а выделение безразмерных переменных в математической модели упрощает выявление факторов, оказывающих влияние на качество переходных процессов.

Подсистема регулирования площади поверхности горения.

Основой для разработки математической модели подсистемы регулирования площади поверхности горения с использованием безразмерных переменных послужила математическая модель в размерном виде, состоящая из системы уравнений (см. формулу 3.10), в которую входят: уравнение электрической цепи, уравнение движения управляющей заслонки дросселя, уравнение движения золотника клапана постоянного перепада давления, уравнение баланса расходов и уравнения динамики внутренней баллистики.

Переход к уравнениям с использованием безразмерных переменных осуществляется путем введения равенств (3.44 – 3.47) и делением всего уравнения на слагаемое для их получения в правой части:

$$\bar{i}_{\text{др}}^-(t) = \frac{i_{\text{др}}(t)}{i_{\text{др max}}}, \quad (3.44)$$

где $\bar{i}_{\text{др}}^-(t)$ – функция силы тока в электрической цепи (безразмерная переменная);

$i_{\text{др max}}$ – максимальное значение силы тока в электрической цепи, А.

$$\bar{h}(t) = \frac{h(t)}{h_{\text{max}}}, \quad (3.45)$$

где $\bar{h}(t)$ – перемещение заслонки дросселя (безразмерная переменная);
 y_{\max} – максимальное перемещение заслонки дросселя, м.

$$\bar{x}_k(t) = \frac{x_k(t)}{x_{k\max}}, \quad (3.46)$$

где $\bar{x}_k(t)$ – перемещение клапана постоянного перепада давления (безразмерная переменная); $x_{k\max}$ – максимальное перемещение клапана постоянного перепада давления, м

$$\bar{p}_2(t) = \frac{p_2(t)}{p_{2\max}}(t), \quad (3.47)$$

где $\bar{p}_2(t)$ – давление на входе в дроссель (безразмерная переменная); $p_{2\max}$ – максимальное на входе в дроссель, Па.

Безразмерные переменные $\bar{p}(t)$ – давление в камере сгорания и $\bar{V}_k(t)$ – объем камеры сгорания определяются по формулам (3.16) и (3.17), соответственно.

Система уравнений (3.10) после преобразований (3.24 – 3.27) примет вид:

- уравнение электрической цепи:

$$K_{R_{др}} \cdot \bar{i}_{др}(t) + K_{L_{др}} \cdot \frac{d\bar{i}_{др}(t)}{dt} + T_{ПЭД} \cdot \frac{d\bar{h}}{dt} = \bar{U}_{\text{пост}}, \quad (3.48)$$

где $K_{R_{др}} = R_{др} \frac{i_{др\max}}{U_{\max}}$ – коэффициент активного сопротивления обмотки управления электромагнита,

$K_{L_{др}} = L_{др} \frac{i_{др\max}}{U_{\max}}$ – коэффициент индуктивности обмотки управления электромагнита,

$T_{ПЭД} = K_{ПЭД} \frac{h_{\max}}{U_{\max}}$ – электромеханическая постоянная времени, учитывающая

противо-ЭДС, здесь $\bar{U}_{\text{пост}}$ – напряжение электрической цепи постоянного тока (безразмерный параметр); U_{\max} – максимальное значение напряжения электрической цепи, В.

- уравнение движения управляющей заслонки дросселя:

$$K_{мдр}^2 \cdot \frac{d^2 \bar{h}(t)}{dt^2} + K_{бдр} \cdot \frac{d \bar{h}(t)}{dt} + K_{сдр} \cdot \bar{h}(t) = \bar{i}(t), \quad (3.49)$$

где $K_{мдр} = \sqrt{\frac{m_{др} \cdot h_{\max}}{K_{fид} \cdot i_{др \max}}}$ – коэффициент, учитывающий инерционность заслонки дросселя,

$$K_{сдр} = \frac{c_{др} \cdot h_{\max}}{K_{fид} \cdot i_{др \max}} \text{ – коэффициент силы жесткости центрирующей пружины,}$$

$$K_{бдр} = \frac{b_{др} \cdot h_{\max}}{K_{fид} \cdot i_{др \max}} \text{ – коэффициент, учитывающий трение дросселя,}$$

- уравнение движения золотника клапана постоянного перепада давления:

$$K_{mk}^2 \cdot \frac{d^2 \bar{x}_k(t)}{dt^2} + K_{bk} \cdot \frac{d \bar{x}_k(t)}{dt} + K_{ck} \cdot \bar{x}_k(t) + \frac{p_3}{p_{2 \max}} = \bar{p}_2(t), \quad (3.50)$$

где $K_{mk} = \sqrt{\frac{m_k \cdot x_{k \max}}{A_l \cdot p_{2 \max}}}$ – коэффициент, учитывающий инерционность золотника клапана постоянного перепада давления,

$$K_{ck} = \frac{c_k \cdot x_{k \max}}{A_l \cdot p_{2 \max}} \text{ – коэффициент силы жесткости центрирующей пружины,}$$

$$K_{bk} = \frac{b_k \cdot x_{k \max}}{A_l \cdot p_{2 \max}} \text{ – коэффициент, учитывающий трение клапана,}$$

- уравнение баланса расходов:

$$K_{Al} \cdot \frac{d x_k(t)}{dt} + K_V \cdot \frac{d \bar{p}_2}{dt} = \sqrt{(1 - \bar{p}_2(t))} - \sqrt{\bar{p}_2(t)}, \quad (3.51)$$

где $K_{Al} = \frac{A_l \cdot x_{k \max}}{\mu \cdot f \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot p_1}{\rho}}}$ – коэффициент, учитывающий площадь золотника

клапана постоянного перепада давления,

$$K_V = \frac{V}{2 \cdot E \cdot \mu \cdot f \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot p_1}{\rho}}} \cdot p_1 \text{ – коэффициент, учитывающий объем рабочей}$$

жидкости полости камеры

Уравнение сохранения массы и изменения свободного объема камеры (3.42 – 3.43) остаются без изменений.

Численное решение системы, состоящей из дифференциальных уравнений (3.48 – 3.51) и (3.42 – 3.43) проводилось на ЭВМ методом Рунге-Кутты 4-5-го порядка в математическом пакете *Maple*. Время тестирования и отладки математической модели после введения безразмерных переменных, в целом, сократилось на 25 %.

Полученная безразмерная математическая модель подсистемы регулирования давления в камере сгорания, описываемая уравнениями (3.48 – 3.51) и (3.42 – 3.43), аналогична исходной модели (3.10), переходные процессы идентичны, однако расчет переходных процессов осуществляется с меньшими временными затратами, а выделение безразмерных переменных в математической модели упрощает выявление факторов, оказывающих влияние на качество переходных процессов.

Комбинированная электрогидравлическая система управления РДТТ.

Проведено большое число машинных экспериментов при целенаправленном поиске удовлетворения системы управления основным критериям качества. Главное внимание в них уделялось влиянию гидроагрегатов на качество работы электрогидравлической системы управления РДУ. При проведении вычислительных экспериментов рассматривался один и тот же алгоритм управления РДУ. В момент времени 1 секунда по заранее заданной программе должно произойти увеличение расхода жидкости из канала заряда, в результате чего происходит увеличение поверхности горения, увеличивается массоприход в камеру сгорания, а система автоматического управления поддерживает давление на заданном уровне. Критерии качества переходных процессов оценивались по переходному процессу массового прихода в камеру сгорания и массового расхода через сопло.

Результаты расчетов переходных процессов приведены на рисунках 3.41 – 3.45. Анализ результатов моделирования переходных процессов изменения расхода газа комбинированной системы автоматического регулирования РДТТ показал, что при подстановке безразмерных параметров в диапазонах полученных при моделировании подсистем выявлено следующее: диапазон параметров регулятора расхода можно увеличить, диапазон изменения безразмерных параметров K_A и K_b нужно уменьшить до $K_A=0.000001-0.01$, $K_b=0.00078-0.0178$

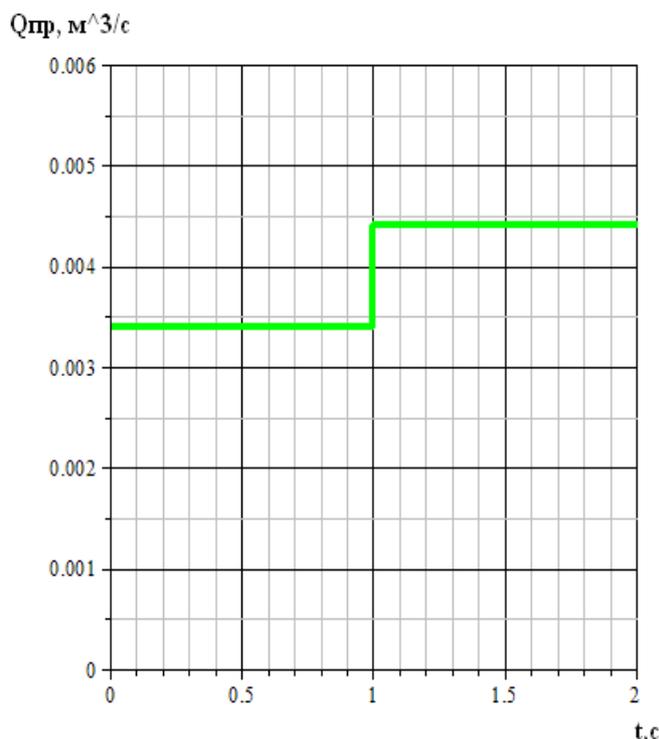


Рисунок 3.41. Программа управления расходом жидкости из канала заряда.

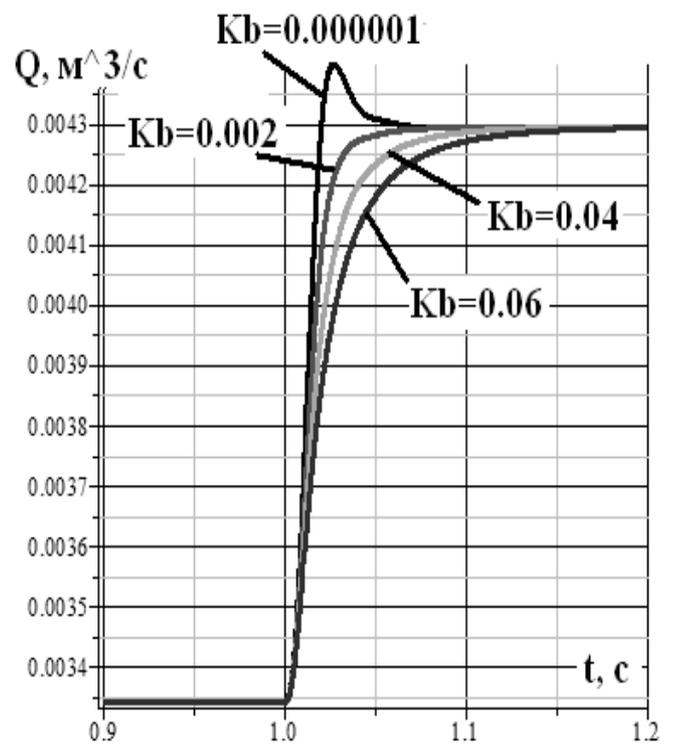


Рисунок 3.42. Изменение расхода жидкости через регулятор расхода.

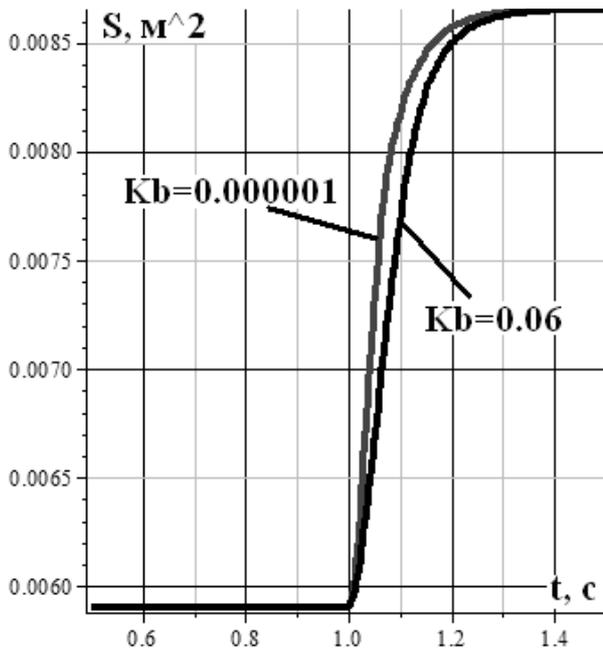


Рисунок 3.43. Изменение поверхности горения твердого топлива.

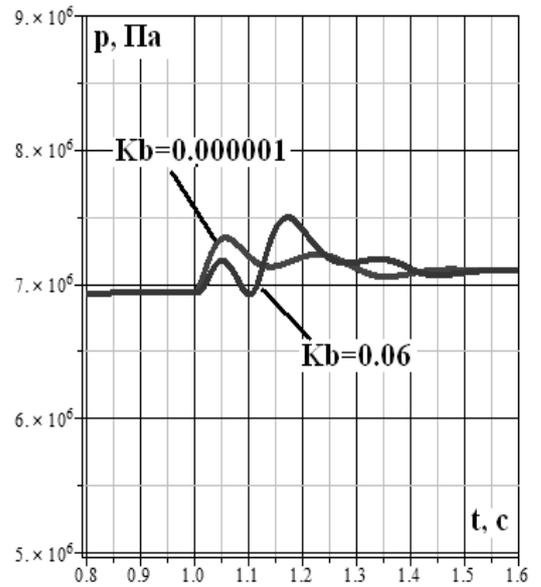


Рисунок 3.44. Поддержание давление в камере сгорания.

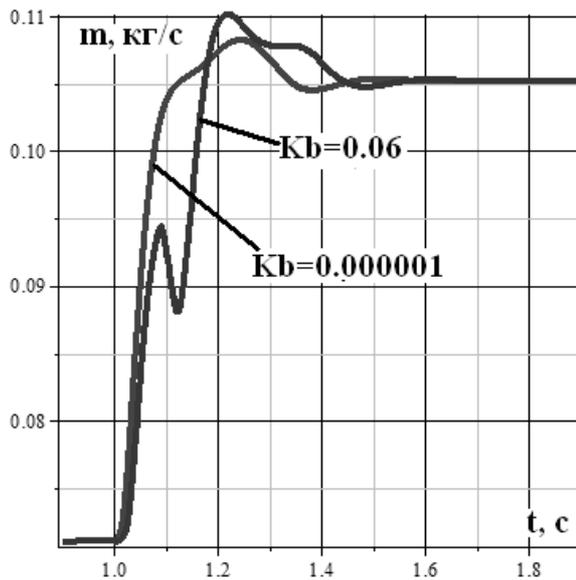


Рисунок 3.45. Изменение массового расхода через сопло

Результатом большого числа машинных экспериментов при целенаправленном поиске удовлетворения системы управления основным критериям качества явилась таблица 3.1 значений критериев качества системы регулирования.

В таблице 3.1 представлен диапазон параметров гидроагрегатов системы регулирования РДТТ, в котором образуется область автономности качества переходных процессов одного регулятора от качества работы другого регулятора

Таблица 3.1 – Взаимное влияние исполнительных механизмов на критерии качества переходных процессов.

Безразмерные параметры регулятора расхода	Диапазон изменения параметров	Время первого выхода на режим, с	Динамическая ошибка, %	Статическая ошибка РР, %
$K_{бдр}$	$10^{-6} - 0,06$	0,14-0,17	2-4	3
K_{mk}	11,97-23,97	0,15-0,16	2	3
$K_{Ск}$	$1,37 \cdot 10^7 - 1,41 \cdot 10^7$	0,1-0,19	1-4	3
$K_{мдр}$	0,0053-0,0089	0,1-0,12	2-4	3

Безразмерные параметры регулятора давления	Диапазон изменения параметров	Время первого выхода на режим, с	Динамическая ошибка, %	Статическая ошибка РД, %
K_A	0,000001-0,015 при $K_A > 0,015$ число колебаний более 5	0,17-0,1	2-15	3
K_b	0,00078-0,0378	0,16-0,11	3-15	3
K_C	0,7-0,72 при $K_C > 0,71$ число колебаний более 5	0,18-0,09	3-6	3-8
T_{ma}	0,022-0,023 при $T_{ma} > 0,23$ число колебаний более 5	0,16-0,09	3-5	1-8
T_{Op}	1,26-1,29 при $T_{Op} > 1,28$ число колебаний более 5	0,17-0,09	2-6	1-8

Выводы по главе 3

В рассматриваемой главе были разработаны математические модели гидравлической машины для регулирования минимального сечения сопла и гидроагрегата для управления площадью поверхности горения твердого топлива с учетом их влияния на внутрибаллистические характеристики и переходные процессы РДУ, сделаны допущения и приняты начальные и граничные условия. Проведено численное решение и получен переходный процесс изменяемых параметров системы. Анализ графиков переходных процессов показал, что выход на режим осуществляется быстрее примерно на 0.5 секунды, чем при ступенчатом изменении площади критического сечения сопла, так как перемещение центрального тела сопла происходит до заданного значения давления, а не до заданного значения площади критического сечения сопла. А с применением регулятора расхода в подсистеме регулирования слива время переходного процесса увеличивается незначительно в связи с инерционностью исполнительного механизма. Показаны графики переходных процессов, как

подсистема регулирования обрабатывают возмущающее воздействие и описан механизм обработки.

Была проведена оценка влияния электрогидравлических исполнительных механизмов на качество переходных процессов и устойчивость регуляторов давления и слива. Исследование динамических свойств подсистем при различных параметрах позволило выяснить диапазон возможного изменения динамических параметров исполнительных механизмов, выработать подход к оптимальному уточнению параметров регуляторов.

Проведено численное моделирование комбинированной электрогидравлической системы управления РДТТ и получены графики переходных процессов, где показано, что управление происходит по заранее заданной программе управления. В момент времени 1 с регулятор слива жидкости должен увеличить расход жидкости из канала заряда. Исполнительный механизм достаточно быстро обрабатывает управляющее воздействие на изменение расхода жидкости из канала заряда. Через 0.15 с устанавливается заданный расход жидкости со статической ошибкой менее 3%. В двигательной установке изменяется величина площади поверхности горения твердого топлива, увеличивается газоприход в камеру сгорания, повышая тем самым давление в камере сгорания. Давление в камере сгорания стабилизируется достаточно медленно, но без перерегулирования. Клапан постоянного перепада давления регулятора расхода успевает обрабатывать возмущение, и на величине расхода жидкости изменение давления в камере сгорания не сказывается. Следовательно, поверхность горения формируется независимо от качества работы регулятора давления.

Составлена система уравнений с использованием безразмерных переменных и получены графики переходных процессов. Установлено, что при проектировании подсистем регулирования РДТТ существенное влияние оказывает K_A , K_b . Разработанная модель с использованием безразмерных параметров позволяет рассчитывать и осуществлять сравнительный анализ параметров и характеристик в подсистемах управления различных типоразмеров.

Были решены следующие задачи:

- задача разработки математической модели гидравлической машины для регулирования минимального сечения сопла и гидроагрегата для управления площадью поверхности горения твердого топлива с учетом их влияния на внутрибаллистические характеристики и переходные процессы РДУ
- задача численного моделирования процессов в гидравлической системе РДУ с учетом взаимного влияния устройств гидроавтоматики и анализа результатов расчета;
- задача разработки математической модели подсистем автоматического регулирования РДТТ с использованием безразмерных переменных;

Ошибка системы регулирования двигательной установкой на установившемся режиме определяется прежде статической ошибкой регулятора слива и максимумом динамической ошибки регулятора давления.

Существует диапазон динамических параметров исполнительных устройств системы регулирования РДТТ, в котором образуется область автономности качества переходных процессов одного регулятора от качества работы другого регулятора.

Использование управляемого дросселя слива жидкости и регулируемого критического сечения сопла позволяет создать комбинированную систему управления двигателем твердого топлива.

4. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ УСТРОЙСТВ ГИДРОАВТОМАТИКИ И РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ МОДЕЛИРОВАНИЯ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ В ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СИСТЕМЕ РДУ С УЧЕТОМ ВЗАИМНОГО ВЛИЯНИЯ ГИДРОАГРЕГАТОВ

4.1 Экспериментальное исследование гидроагрегата слива жидкости из каналов заряда

Целью исследования является определение динамических и статических расходно-перепадных характеристик регулятора расхода.

Объектом испытаний является гидроагрегат пропорциональный регулятор расхода типа 2FRE (Rexroth) (рисунок 4.1) стенда «Диагностика и идентификация гидросистем»

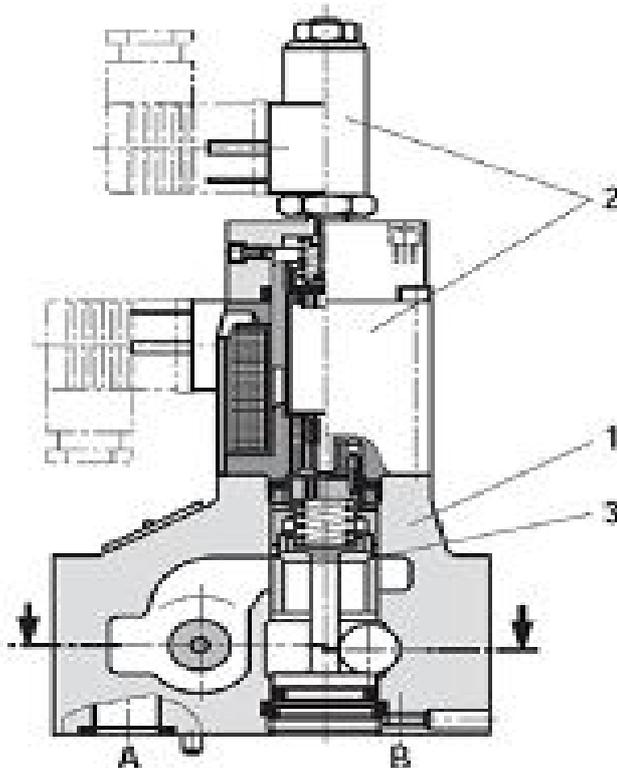


Рисунок 4.1. Пропорциональный регулятор расхода типа 2FRE (Rexroth)

УНИЦ «Гидропневмоавтоматика».

Эксперимент проводился в лаборатории экспериментальных исследований гидросистем при УНИЦ «Гидропневмоавтоматика», стенд «Диагностика и идентификация гидросистем с комплектом гидрооборудования».

На рисунке 4.2 представлена принципиальная схема стенда «Диагностика и идентификация гидросистем».

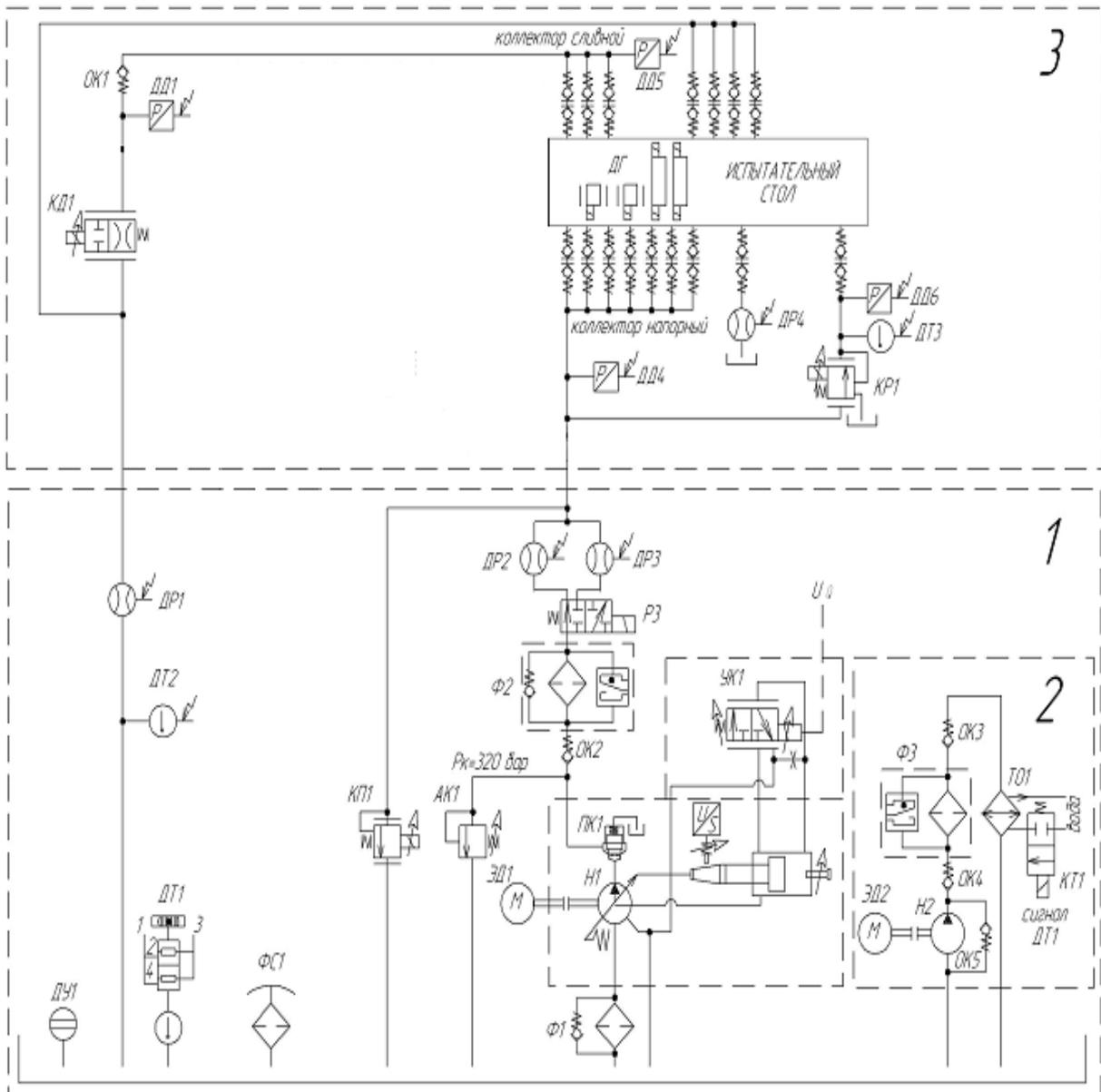


Рисунок 4.2. Принципиальная схема стенда
«Диагностика и идентификация гидросистем»

Стенд работает следующим образом. Рабочая жидкость подается насосом Н1 на вход в распределитель Р3, с помощью которого направляется к одному из датчиков расхода ДР1 или ДР2. Они различаются диапазоном измеряемых расходов. Далее рабочая жидкость попадает в напорный коллектор, к которому подключается регулятор расхода, расположенный на испытательном столе. Давление в системе регулируется с помощью переливного клапана КР1. Пройдя через регулятор расхода рабочая жидкость попадает на дросселирующий клапан КД1, с помощью которого задается значение давления на сливе. Далее

располагается датчик расхода ДР1, после которого рабочая жидкость попадает в бак.

Частота опроса измеряющих датчиков определяется временем повторения главного цикла программы и равняется 1000 Гц (сохранение каждые 1мс).

При проведении эксперимента необходимо выполнить подготовительные работы:

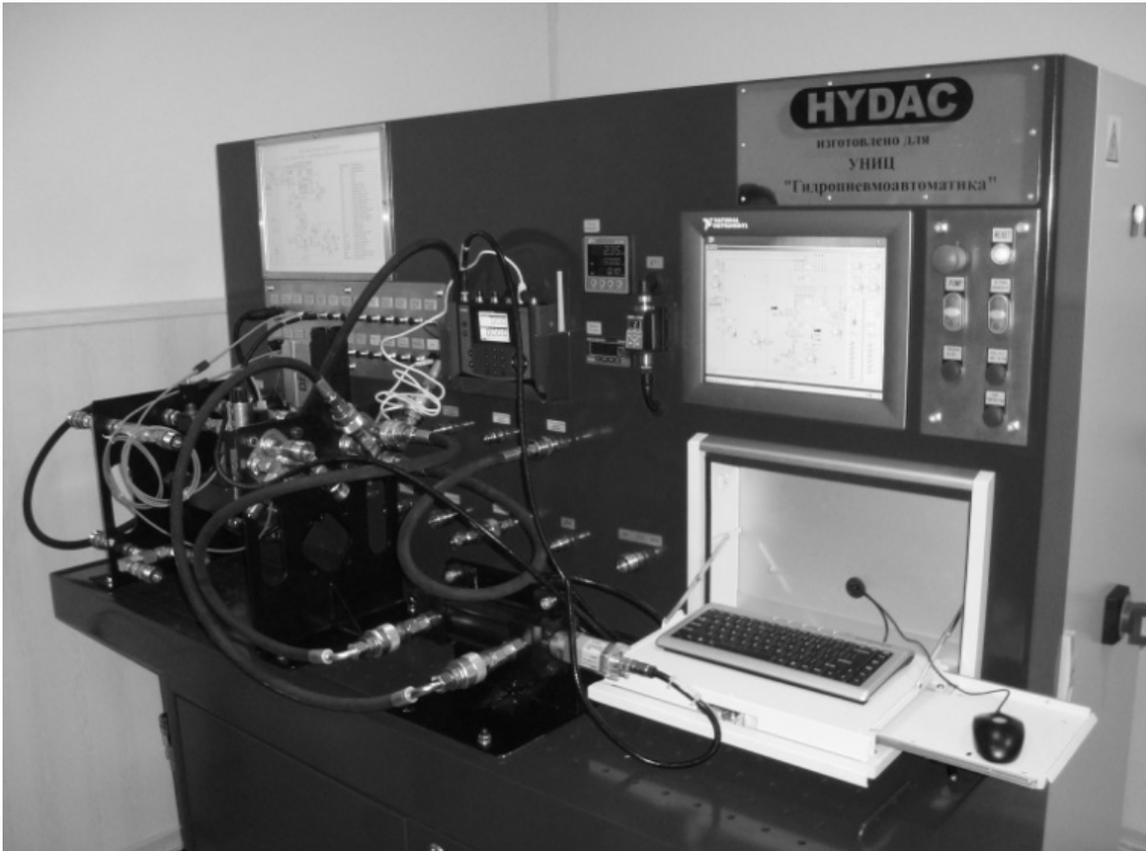


Рисунок 4.3. Внешний вид стенда «Диагностика и идентификация гидросистем»

1. Перевести рубильник питания стенда в верхнее положение до отказа(упора).
2. Повернуть переключатель запуска/остановки в положение «ON» (вертикальное положение).
3. Проверить правильность подключения РВД к напорным и сливным коллекторам, убедиться в замкнутости контуров собранной схемы. В данном случае необходимо установить на платформу испытательного стола гидроагрегат регулирования расхода пропорциональный регулятор расхода типа 2FRE

(Rexroth) и в соответствии с гидравлической схемой подключить его к коллекторам низкого и высокого давления.

4. Убедиться в том, что все переключатели и органы регулирования интерфейса управления находятся в нулевом положении. Убедиться, что рычаг переключения гидрораспределителя выбора расходомера установлен в правом положении (автоматический режим).

5. Температура рабочей жидкости не должна превышать 50 °С (по показаниям ДТ1), при 30 °С открыть кран охлаждения и включить систему фильтрации и охлаждения СФО.

6. Перед непосредственным началом эксперимента нажать кнопку «RESET».

7. Для запуска основного насоса нажать и удерживать в течении 1 секунды кнопку «PUMP».

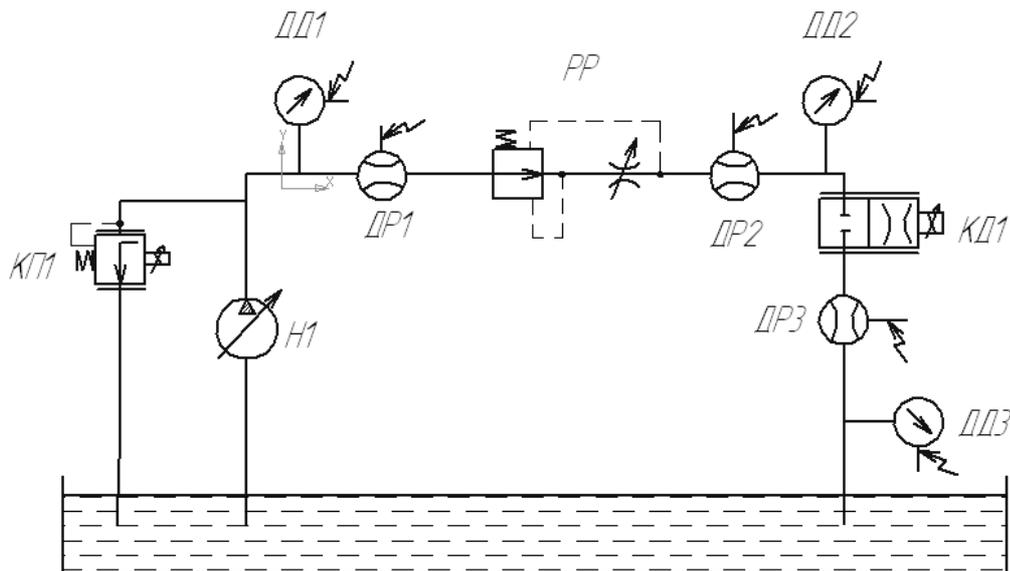


Рисунок 4.4. Схема испытаний.

При проведении эксперимента были задействованы следующие элементы: Н1 – насос регулируемый, КП1 – клапан переливной, ДД1, ДД2, ДД3 – датчики давления, ДР1, ДР2, ДР3 – датчики расхода, РР – регулятор расхода, КД1 – клапан дросселирующий (рисунок 4.4).

Порядок проведения эксперимента:

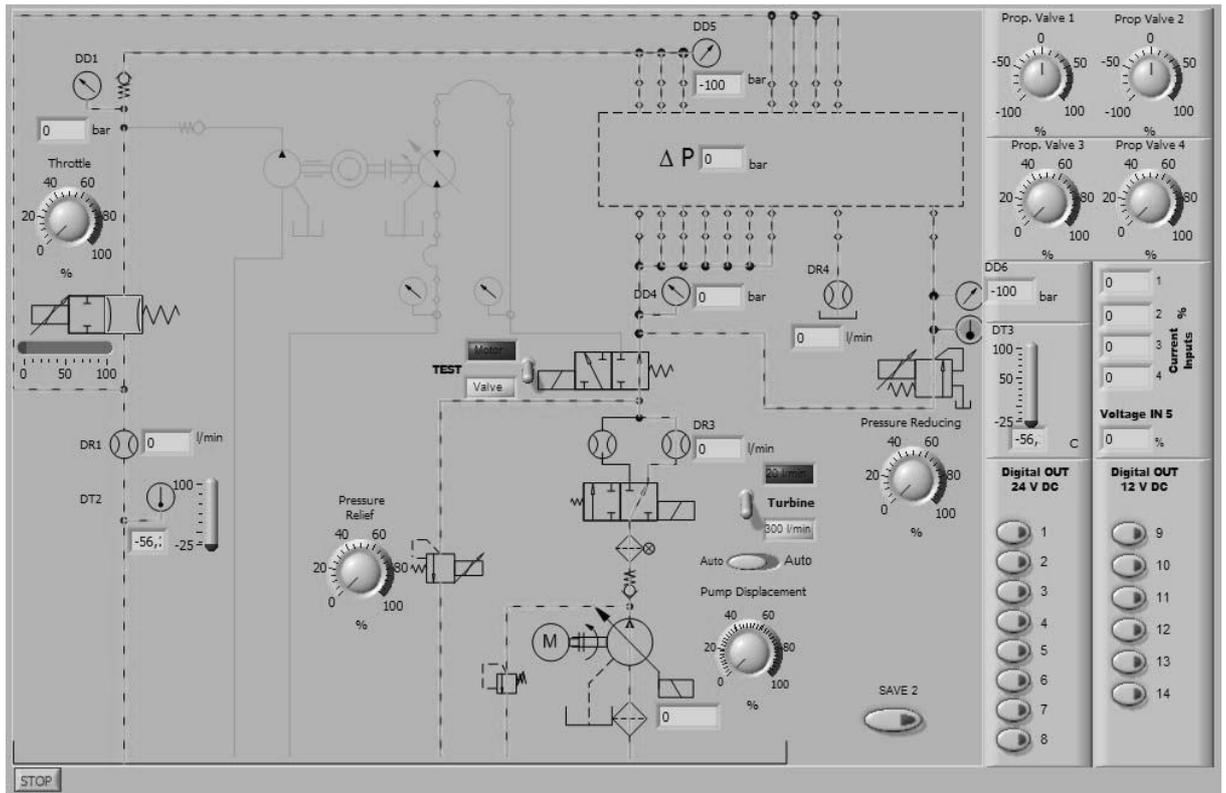


Рисунок 4.5. Панель управления в режиме испытания клапанов

Снятие динамической характеристики регулятора потока при переменном давлении на сливе.

1. Устанавливаем сигнал управления на переливном клапане, соответствующий давлению в системе 3 бар $p_k = \frac{3 \cdot 100\%}{320} = 1\%$.
2. Задаем сигнал управления подачей насоса, равный 40%.
3. Настраиваем сигнал управления на переливном клапане так, чтобы давление в системе стало равным 3 бар.
4. Устанавливаем значение расхода через регулятор потока равным 5 л/мин.
5. Устанавливаем значение сигнала управления дросселя таким образом, чтобы перепад давлений на регуляторе потока стал равным нулю.
6. Для записи измерений в файл нажимаем «SAVE» и указываем папку C:\RESULTS\ Vachurin\ Q=5/min
7. Изменяем давление в системе от 3 до 35 бар с помощью КД1 дросселя с электромагнитным управлением (производим запись).

8. Изменяем давление в системе с помощью клапана переливного КПП (производим запись)

9. По окончании эксперимента отключить насос.

Обработка экспериментальных данных проводилась с помощью программного обеспечения *National Instruments DIAdem*, оптимизированного для обработки больших массивов данных и обладающего широким набором встроенных функций для их анализа.

Результатом экспериментального исследования является построение динамической характеристики регулятора расхода (рисунок 4.6)

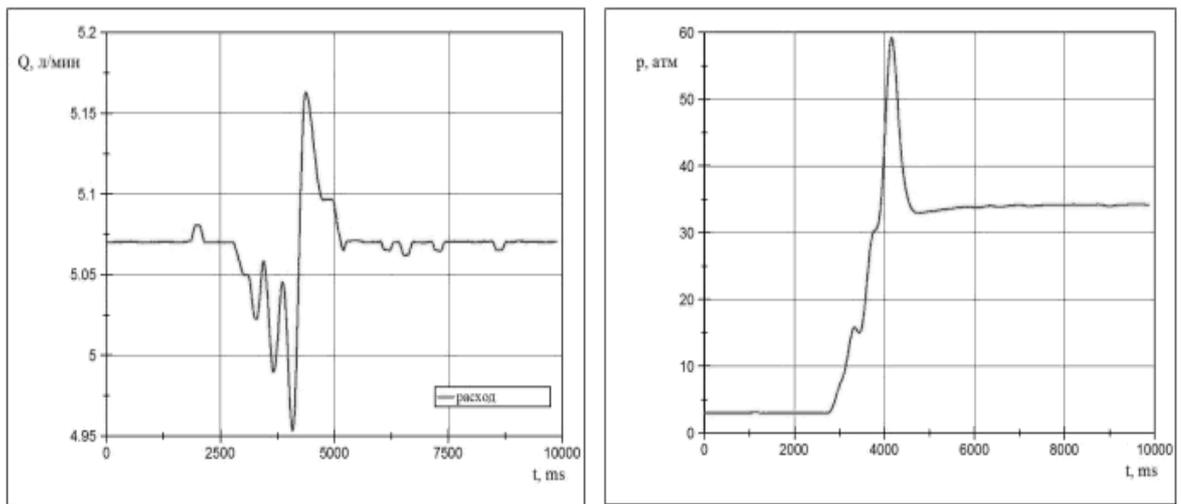


Рисунок 4.6. Переходные процессы с регулятором расхода.

Для сравнения результатов численного и экспериментального исследования было проведено преобразование математической модели регулятора расхода. Для сравнения результатов переходных процессов модель была преобразована. Также, при сравнении необходимо результаты эксперимента перевести в единицы измерения в системе СИ.

На рисунке 4.7 представлено сравнение результатов расчета математической модели регулятора расхода жидкости и экспериментального исследования.

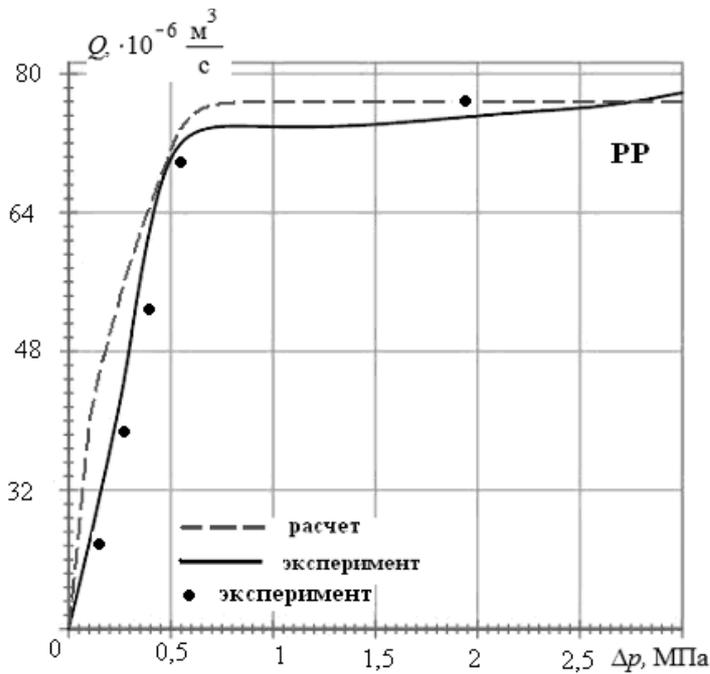


Рисунок 4.7. Сравнение результатов численного и экспериментального исследований

Анализ графиков, представленных на рисунке 4.7, показал, что показывает расхождение результатов численного моделирования и экспериментальных данных, не более 5%, что подтверждает основные положения, взятые за основу при разработке математической модели гидроагрегата регулирования расхода жидкости.

Экспериментальные данные, полученные в ходе эксперимента, проверялись на воспроизводимость. Для этого для каждой серии F опытов была вычислена оценка дисперсии:

$$S_F^2 = \frac{1}{1-n} \sum_{i=1}^n (x_{Fi} - \bar{x}_F)^2, \quad (4.1)$$

где n – число параллельных опытов (4 в эксперименте)

$\bar{x}_F = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_{Fi}$ – среднее арифметическое значение функции.

F – серия опытов.

Затем находим значение критерия Кохрена G_p :

$$G_p = \frac{\max S_F^2}{\sum_{F=1}^j S_F^2}, \quad (4.2)$$

j – количество серий опытов.

Расчетное значение критерия Кохрена G_p сравнивалось с табличными данными¹ G_t (¹Бояршинова, А.К. Теория инженерного эксперимента: Текст лекций. / А.К. Бояршинова, А.С. Фишер / Изд-во ЮУрГУ, 2006г) Если выполняется условие $G_p \leq G_t$, то эксперимент считается воспроизводимым. Для

$F=5$, $n=4$ и доверительной вероятности $P=0,95$ табличное значение критерия Кохрена равно $G_t=0,544$

Таблица 4.1 – Проверка эксперимента на воспроизводимость эксперимента с гидроагрегатом регулирования расхода жидкости.

F	Q				P			
	Q , л/мин	\bar{Q} , л/мин	S_F^2 л/мин	G_p	P , атм	\bar{P} , атм	S_F^2 , атм	G_p
1	1	1,005	0,00023	0,312	1,2	1,225	0,0625	0,278
	1,02				1,3			
	1,01				1,5			
	0,99				0,9			
2	2,04	2,013	0,0004		2	1,95	0,043	
	2				1,9			
	2				1,7			
	2,01				2,2			
3	2,99	2,9975	0,0006		3,3	3,4	0,033	
	3				3,5			
	3,03				3,2			
	2,97				3,6			
4	4,02	4,0075	0,0004		5,5	5,225	0,0425	
	3,98				5,2			
	4,01				5,2			
	4,02				5			
5	5	4,9825	0,0004		19,8	19,75	0,0433	
	5				19,7			
	4,96				20			
	4,97				19,5			

Из таблицы 4.1 видно, что значения критерия Кохрена G_p меньше заданного в таблице величины $G_t=0,544$, следовательно, эксперимент является воспроизводимым.

Проверка адекватности математической модели осуществлялась с помощью критерия Фишера:

$$F_p = \frac{S_{ad}^2}{\sum_{F=1}^j S_{воспр}^2}, \quad (4.3)$$

где S_{ad}^2 – оценка дисперсии адекватности,

$$S_{ад}^2 = \frac{n \sum_{F=1}^j (y_F^э - y_F^р)^2}{F - (k + 1)}, \quad (4.4)$$

где $y_F^э$ и $y_F^р$ – экспериментальные и расчетные значения функции F -ой серии опытов; k – число факторов (в данном случае 1).

$$S_{воспр}^2 = \frac{1}{F} \sum_{F=1}^j S_F^2, \quad (4.5)$$

Расчетная величина критерия Фишера F_p сравнивается с табличной величиной F_T . Математическая модель считается адекватной, если $F_p \leq F_T$. Для $F=5, n=4, k=1$ критерий $F_T = 3,29$

Таблица 4.2 – Проверка адекватности математической модели гидроагрегата регулирования расхода жидкости.

F	Q							P						
	Q , л/мин	\bar{Q} , л/мин	S_F^2 л/ми н	$Q_{теор}$ л/мин	$S_{ад}^2$	$S_{воспр}^2$	F_p	P , атм	\bar{P} , атм	S_F^2 , атм	$P_{теор}$, атм	$S_{ад}^2$	$S_{воспр}^2$	F_p
1	1	1,005	0,000 2	1	0,0012	0,0004	3	1,2	1,225	0,0625	1,4	0,46	0,19	2,4
	1,02							1,3						
	1,01							1,5						
	0,99							0,9						
2	2,04	2,013	0,000 4	2	0,0012	0,0004	3	2	1,95	0,043	2	0,46	0,19	2,4
	2							1,9						
	2							1,7						
	2,01							2,2						
3	2,99	2,997	0,000 6	3	0,0012	0,0004	3	3,3	3,4	0,033	3,5	0,46	0,19	2,4
	3							3,5						
	3,03							3,2						
	2,97							3,6						
4	4,02	4,007	0,000 4	4	0,0012	0,0004	3	5,5	5,225	0,0425	5,2	0,46	0,19	2,4
	3,98							5,2						
	4,01							5,2						
	4,02							5						
5	5	4,982	0,000 4	5	0,0012	0,0004	3	19,8	19,75	0,0433	20	0,46	0,19	2,4
	5							19,7						
	4,96							20						
	4,97							19,5						

Из таблицы 4.2 видно, что расчетные значения критерия Фишера F_p меньше соответствующей табличной величины F_T . Следовательно, адекватность математической модели подтверждена.

4.2 Экспериментальное исследование гидравлической машины регулирования минимального сечения сопла

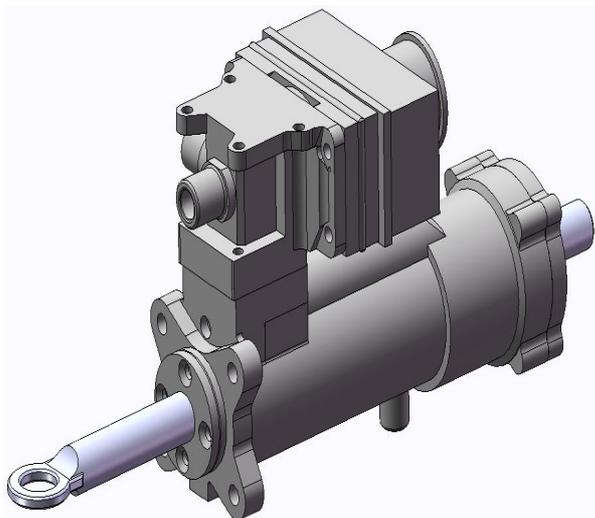


Рисунок 4.8 Струйная гидравлическая рулевая машина

Целью исследования является определение статических расходно-перепадных характеристик гидравлической рулевой машины.

Объектом испытаний является гидравлическая рулевая машина (рисунок 4.8) стенда «Экспериментальных исследований рулевых приводов» УНИЦ «Гидропневмоавтоматика».

Эксперимент проводился в лаборатории экспериментальных исследований гидросистем при УНИЦ «Гидропневмоавтоматика», стенд «Экспериментальных исследований рулевых приводов».

На рисунке 4.9 представлена принципиальная схема стенда «Экспериментальных исследований рулевых приводов».

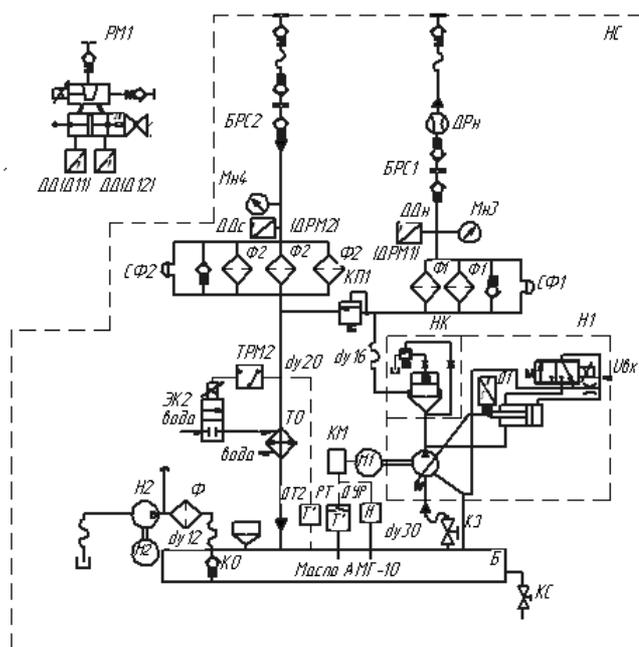


Рисунок 4.9 Принципиальная схема стенда «Экспериментальных исследований рулевых приводов»

Стенд представляет из себя электрогидравлическое оборудование сборной конструкции. На столе нагрузочного устройства смонтированы подвергаемые исследованию рулевые машины (РМ), штоки гидроцилиндров которых соединены с рычагом нагрузочного механизма, который создает постоянную, позиционную и инерционную

нагрузки. Исследуемая РМ соединена гибкими металлорукавами с насосной станцией, обеспечивающей гидроснабжение РМ гидравлическим маслом АМГ-10 с требуемой подачей и давлением.

Для измерения параметров при проведении эксперимента на стенде смонтированы датчики. Для управления работой стенда он оснащен системой управления и измерений, смонтированной в стойке. Управление осуществляется с аппаратуры на базе комплекта С-RIO фирмы National Instrument в ручном и автоматическом режиме с использованием ЖК-панели и блока управления.

-РМ1 – однокаскадная струйная рулевая машина ЗЛ-37.14.20.000 в моноблочном исполнении со встроенным линейным датчиком обратной связи (ДОС), датчиком перемещения струйной трубки и датчиками давления Д11, Д12 в полостях цилиндра. $Q=18$ л/мин, $P_{вх}=12$ МПа, ход штока 91 мм, максимальный командный ток ± 25 мА. Шток РМ1 через шатун и рычаг соединен с валом НУ.

При проведении эксперимента, была реализована статическая нагрузка на выходной гидроцилиндр двигателя. Изменяя на входе в РМ подачу рабочей жидкости, получаем статическую расходно-перепадную характеристику. При подаче управляющего воздействия на якорь ЭМП получаем регулировочную характеристику. (рисунок 4.10)

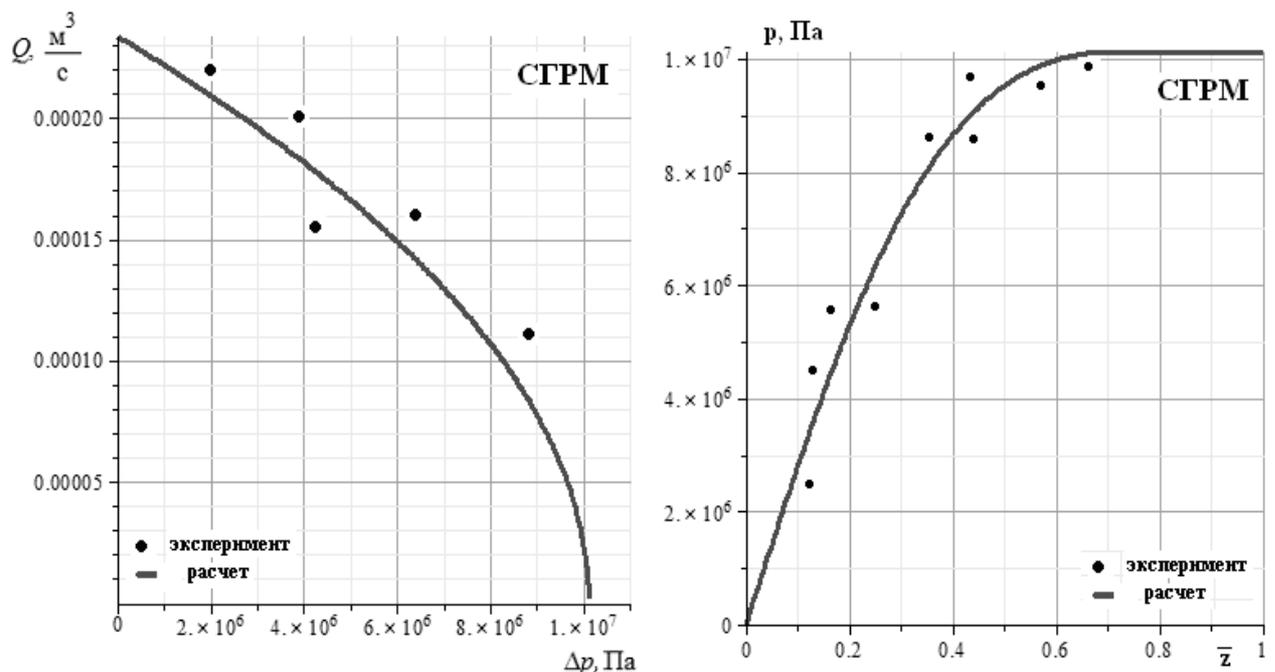


Рисунок 4.10. Сравнение результатов численных экспериментов с экспериментальными данными

Анализ графиков, представленных на рисунке 4.10, показал, что расхождение результатов численного моделирования и экспериментальных данных, не более 5%, что подтверждает основные положения, взятые за основу при разработке математической модели гидравлической рулевой машины.

Экспериментальные данные, полученные в ходе эксперимента, проверялись на воспроизводимость и адекватность математической модели по формулам (4.1 – 4.5).

Таблица 4.3 – Проверка эксперимента на воспроизводимость эксперимента с гидравлической рулевой машиной.

F	Q				P			
	Q , л/мин	\bar{Q} , л/мин	S_F^2 , л/мин	G_p	P , МПа	\bar{P} , МПа	S_F^2 , МПа	G_p
1	13,5	13,45	0,0433	0,265	2,1	2,1	0,0466	0,223
	13,2				2,4			
	13,7				2			
	13,4				1,9			
2	12	12,05	0,033		3,9	3,77	0,043	
	12,3				3,7			
	12,1				3,7			
	11,8				3,8			
3	9,3	9,225	0,029		4,2	4,325	0,033	
	9,2				4,5			
	9,4				4,4			
	9				4,1			
4	8,5	8,475	0,042		6,2	6,2	0,0425	
	8,2				6,4			
	8,5				5,9			
	8,7				6,3			
5	6,1	6,225	0,0158	9,8	9,625	0,0433		
	6,4			9,7				
	6,2			9,5				
	6,2			9,5				

Из таблицы 4.3 видно, что значения критерия Кохрена G_p меньше заданного в таблице величины $G_t=0,544$, следовательно, эксперимент является воспроизводимым.

Таблица 4.4 – Проверка адекватности математической модели гидравлической рулевой машины.

F	Q							P						
	Q , л/мин	\bar{Q} , л/мин	S_F^2 , л/мин ²	$Q_{теор}$, л/мин	$S_{ад}^2$	$S_{воспр}^2$	F_p	P , атм	\bar{P} , атм	S_F^2 , атм ²	$P_{теор}$, атм	$S_{ад}^2$	$S_{воспр}^2$	F_p
1	13,5	13,45	0,0433	13,5	0,0091	0,0326	0,28	2,1	2,1	0,0466	2,2	0,46	0,041	0,87
	13,2							2,4						
	13,7							2						
	13,4							1,9						
2	12	12,05	0,033	12	0,0091	0,0326	0,28	3,9	3,77	0,043	3,8	0,46	0,041	0,87
	12,3							3,7						
	12,1							3,7						
	11,8							3,8						
3	9,3	9,225	0,029	9,2	0,0091	0,0326	0,28	4,2	4,325	0,033	4,4	0,46	0,041	0,87
	9,2							4,5						
	9,4							4,4						
	9							4,1						
4	8,5	8,475	0,042	8,5	0,0091	0,0326	0,28	6,2	6,2	0,0425	6,3	0,46	0,041	0,87
	8,2							6,4						
	8,5							5,9						
	8,7							6,3						
5	6,1	6,225	0,0158	6,2	0,0091	0,0326	0,28	9,8	9,625	0,0433	9,6	0,46	0,041	0,87
	6,4							9,7						
	6,2							9,5						
	6,2							9,5						

Из таблицы 4.4 видно, что расчетные значения критерия Фишера F_p меньше соответствующей табличной величины F_T . Следовательно, адекватность математической модели подтверждена

4.3 Методика моделирования рабочих процессов в гидравлической системе РДУ с учетом взаимного влияния устройств гидроавтоматики на свойства переходных процессов

Процесс моделирования рабочих процессов в гидроавтоматике РДУ состоит из ряда этапов. На первом – решается задача синтеза всей системы, т.е. совокупности объекта регулирования, гидравлической рулевой машины и гидроагрегата расхода жидкости из каналов заряда; исходными данными этого этапа являются технические требования на необходимые свойства переходных процессов системы при заданной циклограмме изменения уровня тяги двигателя. На втором – осуществляется выбор и расчёт параметров гидроагрегатов системы.

На последующих этапах осуществляется выбор остальных параметров, опытно-конструкторская проработка, компоновка и рабочее проектирование. ²

Первые два этапа имеют много общего и могли бы быть объединены, так как посвящены единой задаче выбора и расчёта параметров системы. Однако они имеют также существенные отличия. На первом этапе синтезируется система в целом. Из-за сложности и противоречивости задачи используются наиболее общие приближённые методы теории автоматического регулирования, принимаются концептуальные решения, выбираются лишь основные (базовые) параметры; причём здесь, как правило, выбираются не конкретные значения параметров, а допустимые области их изменения. ²

Главной особенностью этапа проектирования технических устройств гидроавтоматики является многообразие требований. Помимо обычных требований точности, устойчивости и управляемости, появляется необходимость учёта специфических процессов, конструктивных, технологических и других технических требований. Задача усугубляется противоречивостью требований, нелинейностью характеристик, большим числом переменных, значащих факторов и условий.

Поэтому математическое описание резко усложняется. Физические законы здесь желательно использовать в наиболее натуральном фундаментальном виде, например, в виде уравнений сохранения в дифференциальной или интегро-дифференциальной форме.

Максимум информации о динамических свойствах системы обычно даёт полное решение дифференциального уравнения. Там, где это возможно, проектировщик старается найти решение в аналитическом виде. К сожалению, это нелегко применить к системам высших порядков и потому обычно переходят к приближённым частотным методам, суть которых в рассмотрении требуемого поведения системы во временной области через частотные характеристики. ²

Частотные линейные методы оказались необычайно удобными, универсальными и получили заметное распространение. Однако разработчики технических средств при использовании приближённых линейных методов

испытывают большие неудобства и не могут проверить воздействие многих параметров, например нелинейных, на характеристики проектируемых устройств, оставляя это на этап доводки. Кроме того, частотный метод, в основном, является одномерным, где модели обычно преобразуются к форме « вход – выход»².
(² П.В. Петров, Р.А. Сунарчин, В.А. Целищев Технология вычислительного эксперимента // Вестник УГАТУ, г.Уфа, 2008, том 10, №1 (26) – С.30 – 35.)

Основой для решения задачи построения наиболее рациональной электрогидравлической системы для конкретных условий ее функционирования является правильный выбор критериев оптимизации и определение системы ограничений, накладываемых условиями функционирования. При этом надо помнить, что гидроавтоматика РДУ будет оптимальной в смысле выбранного критерия только на расчетном режиме. На других режимах функционирования гидроавтоматики РДУ задачу оптимизации следует решать заново. Если при этом будет сильное различие в искомым значениях параметров, то последнюю следует строить уже в классе самонастраивающихся (адаптивных) систем.

Анализ требований, предъявляемых к системе регулирования РДУ, позволяет определить следующий набор показателей качества для формирования критериев оптимальности:

- максимальное быстродействие;
- величина перерегулирования регулируемых параметров;
- ошибка на установившемся режиме;
- устойчивость системы управления;
- сложность конструкции исполнительных механизмов;

Наиболее современные методы динамического синтеза хорошо изученных систем регулирования, широко использующие ЭВМ, на сегодняшний день позволяют решать задачу оптимизации параметров лишь на уровне выбора рациональных параметров. Объясняется это тем, что применяемые методы чаще всего сводят к решению задачи выбора параметров проектируемых систем в виде однокритериальной задачи нелинейного программирования: один критерий экстремизируют, а на другие накладывают ограничения в виде констант.

Ограниченность такого подхода состоит в том, что не рассматриваются все возможные компромиссы между критериями качества.

Более целесообразным представляется поиск решения задачи оптимизации в классе многокритериальных задач на основе диалогового взаимодействия исследователя с ЭВМ. Исследование на ЭВМ полной математической модели позволяет получить удовлетворительное с точки зрения лица, принимающего решения, качество переходного процесса путем варьирования параметров регуляторов и выбора их рациональных значений и соотношений. Такой подход позволяет моделировать различные реальные ситуации с учетом действия различных возмущений и выбирать для них наиболее рациональные решения. Данный метод подбора искомых параметров гидроагрегатов по результатам моделирования рекомендуется к использованию на стадии исследования проектируемой гидроавтоматики РДУ.

Оптимальные показатели качества переходных процессов зависят от параметров гидроагрегатов следующим образом:

- быстродействие РДУ определяется контролируемой гидравлической машиной величиной давления в камере сгорания, скоростью устранения регулятором давления влияния воздействия поверхности горения, определяемой коэффициентом передачи гидроагрегата регулирования расхода жидкости и его постоянной времени, последний параметр должен быть меньше постоянных времени звена перестройки поверхности горения;

- величина перерегулирования полностью определяется динамической ошибкой регулируемых параметров гидравлической рулевой машины, зависящей в свою очередь от коэффициента передачи;

- величина ошибки основного регулируемого параметра – тяги РДУ, на установившемся режиме во многом определяется статической ошибкой подсистемы регулирования расхода жидкости из каналов заряда, следовательно, и величиной коэффициента передачи гидроагрегата;

- сложность конструкции гидроагрегатов определяется выбранной структурой этих устройств и величинами соответствующих им динамических параметров;

В данной работе приводятся два способа проведения теоретического исследования: аналитический и метод компьютерного моделирования (вычислительного эксперимента).

Аналитический метод имеет большие традиции и опирается на всю мощь классической математики. Непременным условием этого метода является принятие ряда условий и упрощений, в результате чего получается линейное математическое описание исследуемой системы. Теория автоматического регулирования является ярким представителем этого направления, а основным условием здесь является рассмотрение поведения системы вблизи положения равновесия, что приводит к описанию динамики системы в виде дифференциальных уравнений с постоянными коэффициентами. Анализ и синтез систем в таком случае поддерживается методами классической математики.

Математические модели современных гидромеханических систем являются, как правило, нелинейными. Устройства систем содержат не только естественные нелинейности (нечувствительность, насыщение, различного рода ограничения), но и искусственные, специально введенные для коррекции свойств неизменяемой части системы. Аналитические методы здесь не работают. Компьютерное моделирование становится, в такой ситуации, практически безальтернативным.

Используя аналитический метод, была определена область устойчивости обобщенных параметров исполнительных механизмов подсистем управления. Затем по полной нелинейной математической модели вычислительным экспериментом находятся области, обеспечивающие требуемое качество переходных процессов в электрогидравлической системе управления РДУ.

Этапы разработки и исследования гидроавтоматики РДУ, заключается в следующем:

1. формируется техническое требование с указанием необходимых свойств переходных процессов системы;

2. выбирается принципиальная гидравлическая схема управления РДУ;
3. составляется математическое описание объекта регулирования с учетом нелинейности характеристик; устанавливается цель и программа регулирования, управляющие и возмущающие воздействия;
4. составляется математическое описание гидроавтоматики РДУ с учетом нелинейностей;
5. выполняется линеаризация полученных уравнений относительно выбранных опорных режимов;
6. осуществляется синтез законов регулирования и находится область устойчивости обобщенных параметров гидроагрегатов;
7. по нелинейной математической модели вычислительным экспериментом находятся области обеспечивающие требуемое качество переходных процессов;
8. проводится верификация разработанной модели путем сравнения вычислительного эксперимента с научным экспериментом;
9. проводится анализ и уточнение результатов методом моделирования на ПЭВМ или имитационное моделирование полной модели.

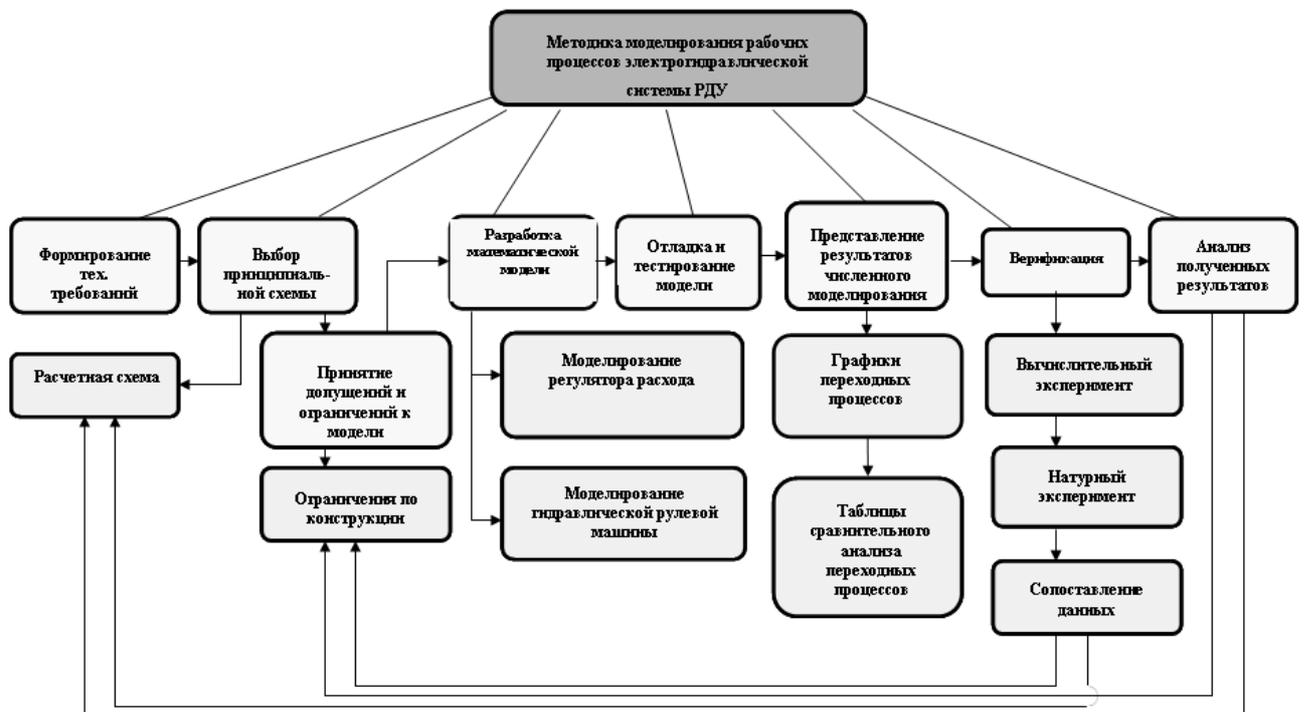


Рисунок 4.11. Методика моделирования процессов в электрогидравлической системе управления РДУ.

На рисунке 4.11 представлена методика моделирования процессов в электрогидравлической системе управления РДУ, которая позволяет разработчикам по заданным техническим требованиям и свойствам переходных процессов объекта управления на основе математического моделирования подбирать рациональные параметры. Разработана программа по расчету параметров и характеристик гидроавтоматики РДУ в специализированном пакете *Maple*. Реализованная на ЭВМ методика моделирования рабочих процессов, основанная на решении системы дифференциальных уравнений в нелинейном виде, позволяет учитывать влияние различных нелинейностей, оказывающих существенное воздействие на свойства переходных процессов в гидроавтоматике РДУ. Таким образом, разработанная методика моделирования рабочих процессов в электрогидравлической системе управления РДУ, позволяет реализовать идею замены огневых стендовых испытаний математическим моделированием на ЭВМ.

Выводы по главе 4

Экспериментальные исследования исполнительных устройств гидроавтоматики и верификация результатов моделирования показали хорошую сходимость результатов исследования и адекватность математической модели. Разработана методика моделирования рабочих процессов в гидравлической системе РДУ с учетом взаимного влияния устройств гидроавтоматики.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. Проведено исследование гидравлической системы управления площадью поверхности горения РДУ как объекта регулирования. Составлены математические модели без учета влияния устройств гидроавтоматики, с изменяемой площадью поверхности горения твердого топлива и с изменяемым минимальным сечением сопла и выполнен численный анализ данных моделей. Результаты моделирования показывают, что учет сжимаемости жидкости увеличивает расчетное время переходного процесса на 0.05 с, а учет изменения температуры в камере сгорания приводит к статической ошибке более 5%. Выявлено, что установленный поршень в канале заряда приводит к увеличению переходного процесса на 0.1 с. По результатам анализа способов регулирования была разработана новая принципиальная и компоновочная схема электрогидравлической системы управления РДТТ и получен патент RU244389C1.

2. Разработана математическая модель электрогидравлической системы РДУ. Проведен анализ результатов численного моделирования электрогидравлической системы управления РДУ. Модель позволяет в размерном и безразмерном виде рассчитывать и осуществлять сравнительный анализ параметров и характеристик в подсистемах управления. Установлено, что с применением электрогидравлической системы управления время переходного процесса сократилось в 2,5 раза, время первого выхода на режим сократилось в 4 раза, статическая ошибка находится в пределах 5%. Проведен синтез гидравлической системы управления двигательной установки с исполнительными механизмами: гидравлической рулевой машиной и гидроагрегатом регулирования расхода жидкости. Исследовано влияние гидравлических исполнительных механизмов на свойства переходных процессов РДУ. Из результатов численного моделирования установлено, что инерционность устройств гидроавтоматики приводит к динамическим ошибкам от 5% и выше, и статическим ошибкам от 3% и выше. Разработана программа по расчету параметров и характеристик гидроагрегатов в специализированном пакете *Maple*.

3. Проведено экспериментальное исследование гидроагрегатов с целью подтверждения работоспособности и проверки достоверности математической модели. Сравнение полученных характеристик показывает расхождение результатов численного моделирования и экспериментальных данных, не более 5%, что позволяет утверждать о правильности в подходе создания методики моделирования рабочих процессов электрогидравлической системы управления РДУ.

4. Разработана методика моделирования рабочих процессов электрогидравлической системы управления РДУ с учетом взаимного влияния гидравлических исполнительных механизмов на свойства переходных процессов, позволяющая повысить качество проектирования и сократить сроки доводки гидроагрегатов. Реализованная на ЭВМ методика моделирования рабочих процессов, основанная на решении системы дифференциальных уравнений в нелинейном виде, позволяет учитывать влияние различных нелинейностей, оказывающих существенное воздействие на свойства переходных процессов. Разработанная методика позволяет реализовать идею замены огневых стендовых испытаний регулируемых двигательных установок математическим моделированием на ЭВМ.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Абашев, В.М. Оптимальное проектирование конструкций ракетных двигателей твердого топлива / В.М. Абашев // Вестн. Моск. авиац. ин-та.– 1998.– 5, №1.– С.15-18.– Рус.; рез. англ.
- 2 Абашев, В.М. Принципы оптимизации конструкций космических тормозных РДТТ / В.М. Абашев, С.А. Дубенец // Космос на страже Родины: 1 Науч. чтения памяти М.К. Тихонравова по воен. космонавт., Юбилейный, Моск. обл., 13-17 мая, 1996: Матер. конф.– М.,1998.– С.237-238.– Рус.
- 3 Абугов, Д.И. Теория и расчет ракетных двигателей твердого топлива / Д.И. Абугов., В.М. Бобылев // Учебник для машиностроительных вузов. - М. Машиностроение, 1987, 272 с.
- 4 Александров, В. Н. Интегральные прямоточные воздушно-реактивные двигатели на твердых топливах / В. Н. Александров, В. М. Быцкевич, В. К. Верховоломов и др. // М.: ИКЦ "Академкнига", 2006. – 243 с.
- 5 Алемасов, В.Е. Теория ракетных двигателей / В.Е. Алемасов, А.Ф. Дрегалин, А.П. Тишин // Под ред. В.П. Глушко. М.: Машиностроение, 1980. – 553с.
- 6 Бабкин, А.И. Основы теории автоматического управления ракетными двигательными установками / А.И. Бабкин, С.И. Белов, Н.Б. Рутовский, Е.В. Соловьев //М.: Машиностроение, 1978. - 328 с.
- 7 Бачурин, А.Б. Экспериментальные и теоретические исследования особенностей течения в регулируемых соплах с центральным телом / А.Б. Бачурин, Е.В. Стрельников, А.М. Русак, В.А. Целищев // Вестник УГАТУ, г.Уфа, 2010, том 14, №5 (40) – С.52 – 61.
- 8 Бачурин, А.Б. Тенденции развития систем управления гашением ракетных двигателей твердого топлива / А.Б. Бачурин, Е.В. Стрельников, Е.С. Литвинов, В.А. Целищев // Вестник УГАТУ, г.Уфа, 2011, том 15, №4 (44) – С.127 – 134.

9 Бачурин, А.Б. Опыт разработки комбинированного РДТТ многократного включения / А.Б. Бачурин, Е.В. Стрельников, И.А. Кривошеев, В.А. Целищев // Вестник УГАТУ, г.Уфа, 2012, том 16, №2 (47) – С.174 – 188.

10 Бачурин, А.Б. Система автоматического регулирования давления в камере сгорания РДТТ / А.Б. Бачурин, Е.В. Стрельников, Е.С. Литвинов, В.А. Целищев // Вестник УГАТУ, г.Уфа, 2013, том 17, №3 (56) – С.26 – 33.

11 Бачурин, А.Б. Влияние внутрикамерного давления РДТТ на подсистему слива жидкости из каналов в заряде твердого топлива / А.Б. Бачурин, Е.В. Стрельников, Е.С. Литвинов, В.А. Целищев // Вестник УГАТУ, г.Уфа, 2013, том 17, №3 (56) – С.49 – 54.

12 Бачурин, А.Б. Регулируемый ракетный двигатель твердого топлива / А.Б. Бачурин, Е.В. Стрельников, Ю.М. Ахметов, В.А. Целищев: Номер патента: 2443895 С1; Заявка: 2010136793/06; Дата подачи заявки: 02.09.2010; Опубликовано: 27.02.20126.

13 Бачурин, А.Б. Система автоматического управления твердотопливного ракетного двигателя / А.Б. Бачурин, Е.В. Стрельников, В.А. Целищев // Динамика машин и рабочих процессов: сборник докладов Всероссийской научно-технической конференции 8–10 декабря 2009 г. – г.Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2009.– 227 с.стр.17.

14 Бачурин, А.Б. Система гашения ракетного двигателя твердого топлива двигателя / А.Б. Бачурин, Е.В. Стрельников, В.А. Целищев // Динамика машин и рабочих процессов: сборник докладов Всероссийской научно-технической конференции 8–10 декабря 2009 г. – г.Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2009.– 227 с.стр.20.

15 Бачурин, А.Б. Тенденции и перспективы развития регулируемых ракетных двигателей твердого топлива многократного включения с глубоким регулированием модуля тяги / А.Б. Бачурин, Е.В. Стрельников, В.А. Целищев // Вопросы теории и расчета рабочих процессов тепловых двигателей: Межвузовский научный сборник №23 / Уфим. гос. авиац. тех. ун-т.–Уфа, УГАТУ, 2010. – 130 с. С.4–11.

16 Бачурин, А.Б. Задачи регулирования твердотопливных ракетных двигателей по модулю и вектору тяги / А.Б. Бачурин, Е.В. Стрельников, В.А. Целищев // Вопросы теории и расчета рабочих процессов тепловых двигателей: Межвузовский научный сборник №23 / Уфим. гос. авиац. тех. ун-т.– Уфа, УГАТУ, 2010. – 130 с. С.12 – 18.

17 Бачурин, А.Б. Регулируемые сопла ракетного двигателя твердого топлива с центральным телом / А.Б. Бачурин, Е.В. Стрельников // XXXVI Гагаринские чтения: Научные труды Международной молодежной научной конференции в 8 томах. 6-10 апреля 2010 г., М.: МАТИ, 2010. Т.2, 270 с.

18 Бачурин, А.Б. Системы гашения ракетных двигателей твердого топлива многократного включения / А.Б. Бачурин, Е.В. Стрельников // XXXVI Гагаринские чтения: Научные труды Международной молодежной научной конференции в 8 томах. 6-10 апреля 2010 г., М.: МАТИ, 2010. Т.2, 270 с.

19 Бачурин, А.Б. Пневмогидравлическая система гашения ракетного двигателя твердого топлива многократного включения / А.Б. Бачурин, Е.В. Стрельников // Вакуумная, компрессорная техника и пневмоагрегаты: сборник трудов III Всероссийской молодежной научно-практической конференции, 23 апреля 2010 года / Московский гос. технический ун-т им.Н.Э.Баумана,Каф.Э-5 "Вакуумная и компрессорная техника",ЗАО "Атлас Копко";[сост.: О.В. Белова, Т.С. Дегтярева]; под ред. К. Е. Демихова. – Москва: Кафед-ра Э-5 МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2012.–299с.

20 Бачурин, А.Б. Моделирование привода управления модулем тяги ракетного двигателя твердого топлива / А.Б. Бачурин, Е.В. Стрельников, В.А. Целищев // Гидравлические машины, гидропневмоприводы и гидропневмоавтоматика. Современное состояние и перспективы развития: сборник научных трудов 6-й Международной научно-технической конференции. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2010. – 244 с. С.165-170.

21 Бачурин, А.Б. Электрогидравлическая система управления модулем тяги регулируемой двигательной установки / А.Б. Бачурин, Е.В. Стрельников, В.А. Целищев // Сборник научных трудов IX Международной научно-технической

конференции «Инновация, экология и ресурсосберегающие технологии на предприятиях машиностроения, авиастроения, транспорта и сельского хозяйства» «ИнЭРТ-2010» – Ростов-на-Дону, Изд. ДГТУ, 2010. – 1184 с. С.659-666.

22 Бачурин, А.Б. Анализ систем гашения ракетных двигателей твердого топлива многократного включения с глубоким регулированием модуля тяги / А.Б. Бачурин, Е.В. Стрельников, В.А. Целищев // Гидропневмоавтоматика и гидропривод – 2010: сборник научных трудов. – Ковров: ГОУ ВПО «КГТА им. В.А.Дегтярева», 2010.–290 с. С.200–204.

23 Бачурин, А.Б. Вопросы гашения регулируемых двигательных установок твердого топлива / А.Б. Бачурин, Е.В. Стрельников // Мавлютовские чтения Всероссийская молодежная научная конференция: сб.тр. в 5 т. Том 1 / Уфимск. гос. авиац. техн. ун-т. – Уфа, УГАТУ, 2010. – 216 с. С.4–11.

24 Бачурин, А.Б. Разработка математической модели системы автоматического управления модулем тяги РДТТ / А.Б. Бачурин, Е.В. Стрельников, В.А. Целищев // 9-я Международная конференция «Авиация и космонавтика-2010». 16-18 ноября 2010 года. Москва. Тезисы докладов. – СПб.: Мастерская печати, 2010.–354 с. С.184-185.

25 Бачурин, А.Б. Тенденции развития систем управления гашением РДТТ / А.Б. Бачурин, Е.В. Стрельников, Е.С. Литвинов, В.А. Целищев // Мавлютовские чтения: Российская научно-техническая конференция, посвященная 85-летию со дня рождения член-корр. РАН, профессора Р.Р. Мавлютова: сб.тр. в 5 т. Том 4. – Уфа: УГАТУ, 2011. – 286 с. С.233–237.

26 Бачурин, А.Б. Гидроавтоматика системы гашения РДТТ / А.Б. Бачурин, Е.В. Стрельников, Е.С. Литвинов, А.И. Фаттахов // Мавлютовские чтения Всероссийская молодежная научная конференция: сб.тр. в 5 т. Том 1 / . гос. авиац. техн. ун-т. – Уфа, УГАТУ, 2011. – 282 с. С.124–126.

27 Бачурин, А.Б. Методика моделирования электрогидравлической системы управления гашением в ракетном двигателе твердого топлива многократного включения / А.Б. Бачурин, Е.В. Стрельников, В.А. Целищев // Сборник докладов 15-ой международной научно-технической конференции студентов и аспирантов

«Гидромашины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика», декабрь 2011г. – г. Москва, Изд. МГТУ им. Н.Э. Баумана.

28 Бачурин, А.Б. Моделирование системы управления гашением в ракетном двигателе твердого топлива многократного включения / А.Б. Бачурин, Е.В. Стрельников, В.А. Целищев // Сборник докладов Всероссийской научно-технической конференции «Динамика машин и рабочих процессов» – Челябинск, ЮУрГУ, 2012 – 207 с. С.42– 47.

29 Бачурин, А.Б. Перспективы развития систем автоматического управления РДУ на твердом топливе / А.Б. Бачурин, Е.В. Стрельников // Актуальные проблемы в науке и технике. Том 2. Машиностроение, электроника, приборостроение. Сборник трудов седьмой Всероссийской зимней школы-семинара аспирантов и молодых ученых, 14-16 февраля, 2012 г. / Уфимск. гос. авиац. тех. ун-т. – Уфа, УГАТУ, 2012. – 332 с. С.102–105.

30 Бачурин, А.Б. Методика моделирования электрогидравлической системы управления гашением в ракетном двигателе твердого топлива многократного включения / А.Б. Бачурин, Е.В. Стрельников // Актуальные проблемы в науке и технике. Том 2. Машиностроение, электроника, приборостроение. Сборник трудов седьмой Всероссийской зимней школы-семинара аспирантов и молодых ученых, 14-16 февраля, 2012 г. / Уфимск. гос. авиац. тех. ун-т. – Уфа, УГАТУ, 2012. – 332 с. С.128–131.

31 Берлин, А.А. Перспективные материалы и технологии для ракетно-космической техники. Том3 / А.А. Берлин, И.Г. Ассовский//М.: ТОРУС ПРЕСС, 2007. – 456 с.

32 Бесекерский, В. А. Теория систем автоматического регулирования / В.А. Бесекерский, Е. П. Попов. – М. : Наука, 1972, – 768 с.

33 Булгаков, В.К. Теория эрозионного горения твердых ракетных топлив/ В.К.Булгаков, А.М. Липанов // - М.: Наука, 2001. – 138 с.

34 Величко, И.И. Баллистические ракеты подводных лодок России.: Избранные статьи /И.И.Величко, Р.Н.Канин, О.Е.Лукьянова, Ю.Г.Тарасов // Миасс: ГРЦ «КБ им.академика В.П.Макеева», 1994.

35 Винницкий, А.М. Конструкция и обработка РДТТ / А.М. Винницкий, В.Т. Волков, И.Г. Волковицкий, С.В. Холодов // Под ред. А.М. Винницкого. – М.: Машиностроение, 1980. – 230 с.

36 Волков, Е.Б. Твёрдотопливные ракеты / Е.Б. Волков, Г.Ю. Мазинг, В.Н. Сокольский // – М.: Машиностроение, 1992. – 288 с.

37 Волков, Е.Б. Статика и динамика ракетных двигательных установок / Е.Б. Волков, Т.А. Сырицын, Г.Ю. Мазинг // Книга 1. Статика. М.: Машиностроение, 1978. – 224 с.

38 Волков, Е.Б. Основы теории и надежности ракетных двигателей / Е.Б. Волков, Р.С. Судаков, Т.А. Сырицын // М.: Машиностроение, 1974. – 400 с.

39 Волкова, Л.И. Актуальные проблемы современной ракетно-космической техники (стр.9-18)/ Л.И. Волкова, Н.Н. Волков, А.М. Губертов, В.В. Миронов // "Известия РАН", Серия энергетика, №5,2004 г.Коротеев А.С.

40 Володин, В.А. Конструкция и проектирование ракетных двигателей / В.А. Володин // М.: Машиностроение, 1971. – 336 с.

41 Ганин, С. М. Зенитная Ракетная система С-300 / С. М. Ганин, А. М. Карпенко // Санкт-Петербург 2001. – 72 с.

42 Гладков, И.М. Двигатели специального назначения импульсного типа на твёрдом топливе. Основы проектирования, конструкции и опыт отработки/ И.М. Гладков // М.: ЦНИИ информации, 1990. – 116 с.

43 Гостев, В.А. Параметры и характеристики камеры ЖРД. Методология исследования / В.А. Гостев // Учебное пособие. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2000. – 96 с.

44 Губертов, А.М. "Теплофизические проблемы в ракетных двигателях" / А.М. Губертов // Конверсия в машиностроении №1, 2007 г. стр. 16-18.

45 Губертов, А.М. Газодинамические и теплофизические процессы в ракетных двигателях твердого топлива / А.М. Губертов, В.В. Миронов, Д.М. Борисов // Под редакцией академика Коротеева А.С.;Изд-во " Москва. Машиностроение", 2004г.

46 Дегтярь, В.Г. Гидродинамика баллистических ракет подводных лодок / В.Г. Дегтярь, В.И. Пегов // Монография. – Миасс: ФГУП ГРЦ КБ им. акад. В.П. Макеева, 2004. – 256 с.

47 Дей, Е.Е. Разработка РДТТ с системой регулирования импульса тяги / Е.Е. Дей, Л.Г. Бейли // Вопросы ракетной техники. 1972. №2. с. 36-48.

48 Денисова, Е.В. Синтез гидромеханических систем управления ракетных двигателей на твердом топливе/ Е.В. Денисова, А.М. Русак, В.А Целищев // Международный симпозиум по гидроэнергетике и гидромашинам.- Китай, 1996.- С.16-20.

49 Егоров, М.Ю. Исследование неустойчивости рабочего процесса в двухкамерном РДТТ / М.Ю. Егоров, Я.В Егоров // Вестник ПГТУ, Аэрокосмическая техника. Пермь, 2006, № 24, С. 29-39.

50 Егоров, М.Ю. Численное исследование неустойчивости рабочего процесса в двухкамерном ракетном двигателе на твердом топливе/ / М.Ю. Егоров, Я.В Егоров // Вестник ПГТУ, Прикладная математика и механика. Пермь, 2006, № 1, С. 123-130.

51 Егоров, М.Ю. Исследование неустойчивости рабочего процесса в двухкамерном РДТТ/ М.Ю. Егоров, Я.В Егоров, С.М Егоров // Известия ВУЗов, «Авиационная техника», №4 2007г. С. 39-43.

52 Ерохин, Б.Т. Нестационарные и квазистационарные режимы работы РДТТ / Б.Т. Ерохин, А.М. Липанов // М.: Машиностроение, 1977. – 200 с.

53 Ерохин, Б.Т. Теория внутрикамерных процессов и проектирование РДТТ/ Б.Т. Ерохин // М.: Машиностроение, 1991. – 560 с.

54 Калинин, В.В. Нестационарные процессы и методы проектирования узлов РДТТ/ В.В. Калинин, Ю.Н. Ковалев, А.М. Липанов// М.: Машиностроение, 1986. – 216 с.

55 Кириллов, Ю.К. Состояние уровня разработки струйных гидравлических рулевых машин систем управления летательных аппаратов / Ю.К. Кириллов, Ю.Н. Скорынин, В.А. Шараев, В.А. Целищев // Ракетная космическая техника. Сер. XIV, 1994.- Вып.2(38).– С.116-124.

56 Кобелев, В.Н. Ракеты – носители / В.Н. Кобелев, А.Г. Милованов // Учеб. Пособие: Моск. гос. авиац. технол. ун-т. – 1993. – 185 с.

57 Куранов, М. [Маршевые двигатели стратегических ракет морского базирования](#) / М. Куранов, П. Курсков, М. Обухов // (КБ им. Макеева). Журнал "Двигатель" № 3(27) 2003г., стр.6-7.

58 Коломенцев, А.И. Испытание и обеспечение надежности ракетных двигателей: учеб./А.И. Коломенцев, М.В. Краев, В.П. Назаров и др //Сиб. гос. аэрокосмич. ун-т; Моск. авиац. ин-т. – Красноярск, 2006. – 336 с.

59 Коровин, В. В. Твердотопливные ракетные двигатели / В. В Коровин // Год 2004 – без альтернатив/научно-технический журнал «Двигатель», №3 (33), 2004, С. 40.

60 Лавров, Л.Н. Конструкции ракетных двигателей на твердом топливе / Л.Н. Лавров // М.: Машиностроение, 1993. – 215 с.

61 Лебедеенко И.С. Ракетный двигатель твердого топлива/ Лебедеенко И.С. и др. // Пат. №2148726, опубл. 10.05.2000.

62 Лебединский, Е.В. Рабочие процессы в жидкостном ракетном двигателе и их моделирование / Е.В Лебединский, Г.П. Калмыков, С.В. Мосолов и др. // М.: Машиностроение 2008 г., 512 стр.

63 Липанов, А.М. Проектирование ракетных двигателей твердого топлива / А.М. Липанов, А.В. Алиев // М.: Машиностроение. 1955. – 400 с.

64 Месропян, А. В. Моделирование струйных гидравлических рулевых машин / Месропян А. В., Целищев В. А //: учеб. пособие под редакцией А. В. Месропяна; Уфимск. гос. авиац. техн. ун-т. – Уфа: УГАТУ, 2008. – 211 с.

65 Милехин, Ю. Надежность ракетных двигателей на твердом топливе/ Ю. Милехин, А. Берсон // МГУП, 2005.– 878 с.

66 Мишин, В.П. Основы проектирования летательных аппаратов (транспортные системы)./ В.П. Мишин, В.К. Безвербый, Б.М. Панкратов // Учебник для технических вузов М.: Машиностроение, 1985. – 360 с.

67 Николаев, Ю.М. Инженерное проектирование управляемых баллистических ракет с РДТТ / Ю.М. Николаев, Ю.С. Соломонов, // М.: Воениздат, 1979. – 240 с.

68 Панин, В.Е. Наноструктурирование покрытий - новый путь создания специальных материалов для улучшения характеристик изделий космической техники / В.Е. Панин, В.П. Сергеев, Р.Н. Ризаханов и др. // Сб. статей по материалам II международной конференции "Деформация и разрушение материалов и наноматериалов". М., ИМЕТ им. А.А. Байкова. 2007. С. 357-359.

69 Панин, В.Е. Получение новых специальных конструкционных материалов для перспективных изделий ракетно-космической техники / В.Е. Панин, В.П. Сергеев, Р.Н. Ризаханов и др. // Сб. статей по материалам II международной конференции "Деформация и разрушение материалов и наноматериалов". М., ИМЕТ им. А.А. Байкова. 2007. С. 360-361.

70 Пенцак, И.Н. Теория полета и конструкция баллистических ракет на / И.Н. Пенцак // – М.: Машиностроение, 1974. – 344 с.

71 Петренко, В. И. Управляемые энергетические установки на твердом ракетном топливе / В. И. Петренко, М. И. Соколовский, Г. А. Зыков, С.В. Лянгузов, А. И. Тодощенко, В. Л. Попов, Б. Ф. Потапов, В. В. Севастьянов, С. Г. Ярушин. Под общ. ред. М. И. Соколовского и В. И. Петренко. М.: Машиностроение, 2003г. , 464 с.

72 Присняков, В.Ф. Динамика ракетных двигателей твердого топлива. Учебное пособие для вузов.-М. Машиностроение, 1984, 248 с.

73 Перемысловская, А.Г. Анализ начального участка работы ТРДУ / А.Г. Перемысловская, А.В. Алиев, Е.В. Черепова // Химическая физика и мезоскопия, 2008. Т. 10. №1. С. 5 – 11.

74 Перемысловская, А.Г. Особенности функционирования ТРДУ на начальном этапе работы / А.Г. Перемысловская, А.В. Алиев, Е.В. Черепова // Интеллектуальные системы в производстве, 2008. - №1 (11). С. 10 – 16.

75 Перемысловская, А.Г. Идентификация математических моделей работы ТРДУ с использованием экспериментальных результатов / А.Г. Перемысловская,

А.В. Алиев, Е.В. Черепова, О.В. Мищенко // Вестник ИжГТУ, 2008. №2. С. 45 – 47

76 Попов, Д. Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем : учебник для машиностроительных вузов / Д.Н. Попов. – М. : Машиностроение, 1977 – 424 с

77 Разумеев, В.Ф. Основы проектирования баллистических ракет на твердом топливе / В.Ф. Разумеев, Б.К. Ковалев // М.: Машиностроение, 1976. – 356 с.

78 Русак, А.М. Регулируемые твердотопливные двигательные установки: Методы расчета рабочих процессов, экспериментальные исследования / А.М. Русак, В.Г. Зезин, В.И. Петренко и др. // Уфа: Даурия, 1996. - 296с.

79 Синярев, Г.Б. Жидкостные ракетные двигатели. Теория и проектирование / Г.Б. Синярев, М.В. Добровольский // М.: Оборониздат, 1955. – 488 с.

80 Соколовский М.И. Ракетный двигатель твердого топлива/ М.И. Соколовский, Е.И. Иоффе, С.В. Лянгузов, М.А. Налобин, С.В. Огнев, А.И. Годощенко, Я.К. Шляпин./ Пат. №2153093, опубл. 20.07.2000.

81 Соркин, Р.Е. Теория внутрикамерных процессов в ракетных системах на твердом топливе: внутренняя баллистика / Р.Е. Соркин // М.: Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1983. – 288 с.

82 Тимнат, И. Ракетные двигатели на химическом топливе/ И. Тимнат // Пер. с англ.; пер. В. А. Вебер, пер. С. М. Фролов. - М. : Мир, 1990. - 294 с.

83 Фахрутдинов, И.Х. Конструкция и проектирование ракетных двигателей твердого топлива / И.Х. Фахрутдинов, А.В. Котельников // Учебник для машиностроительных вузов.-М.: Машиностроение , 1987. – 328 с.

84 Целищев, В.А. Исследование системы автоматического регулирования РДТТ / В.А. Целищев, А.М. Русак //Газоструйные импульсные системы: Ижевск, ИжГТУ, 2003.- Т.1. – С.59-80.

85 Целищев, В. А. Струйные гидравлические рулевые машины (монография) / В. А. Целищев, Ю.К. Кириллов, А.М. Русак, Ю.С. Телицын, В.А. Шараев // Уфа: УГАТУ, 2002.–284 с.:ил.

86 Целищев, В.А. Особенности коррекции гидравлических исполнительных механизмов органов управления летательных аппаратов / В.А. Целищев, К.В. Арефьев, А.В. Месропян // Вестник УГАТУ, Т.6, №1(12), Уфа, Уфимск. гос. авиац.техн. ун-т, 2005.- С.55-64.

87 Целищев, В.А. Методология проектирования электрогидравлических усилителей мощности двигателей летательных аппаратов / В.А. Целищев // Вестник УГАТУ, №1, Уфа, УГАТУ, 2000.- С.170-174.

88 Целищев, В.А. Анализ устройств коррекции струйной гидравлической рулевой машины / В.А. Целищев, К.В. Арефьев, А.В. Месропян, А.П. Смородинов // Вестник ПГТУ. Аэрокосмическая техника, 2001, вып.8. –С.15-21.

89 Целищев, В.А. Идентификация и адаптивное управление струйными гидравлическими рулевыми машинами/ В.А. Целищев, К.В. Арефьев, А.В. Месропян, Ю.С. Телицын // Изд-во МАИ, г.Москва, 2007.– С.282.

90 Целищев, В.А. Выбор основных энергетических характеристик рулевых приводов органов управления баллистических ракет/ В.А. Целищев, Ю.К. Кириллов, Ю.Н.Скорынин, В.И. Феофилактов // Ракетно-космическая техника. Серия XIV: Труды межотраслевого семинара, 1996.- Вып.3.- С. 35-50

91 Чумакин, К.А. "О техническом состоянии маршевых РДТТ РСМ-52 после истечения полных сроков эксплуатации" / К.А. Чумакин, В.М. Еремин, И.А. Чернец и др. // научно-технический сборник "Ракетно-космические двигатели и энергетические установки", 2007.

92 Шишков, А.А. Рабочие процессы в ракетных двигателях твердого топлива / А.А. Шишков, С.Д. Панин, Б.В. Румянцев // Справочник. М.:Машиностроение, 1989. – 240 с.

93 Ярушин, С.Г. Двигательная установка отдельного снаряжения / С.Г. Ярушин, В.Л. Попов, В.И. Петренко // Вестник ПГТУ. Аэрокосмическая техника и высокие технологии. 1999. № 3. С. 147 – 152.

94 Ярушин, С.Г. Некоторые особенности внутрикамерных процессов в экспериментальных регулируемых двигательных установках с зарядами из топлив с отрицательным v / С.Г. Ярушин, В.И. Петренко // Докл. III Международ. Конф.

«Внутрикамерные процессы и горение в установках на твердом топливе и в ствольных системах»(ICOC - 99). Ижевск: ИМП УрО РАН, 2000. с 247 – 255.

95 Blatter, A. A vortex valve for flow modulation of 5500 °F gas. / A. Blatter, T.W. Kenanen // *Spacecraft and Rockets*. 1970. Vol. 7. № 2. P. 169 -174.

96 Cohen, N.S. Mechanisms and models of solid propellant burn rate temperature sensitivity: a review/ N.S. Cohen, D.A. Flanigan // *AJAA Journal*. 1985. Vol. 25. №» 10. p. 1538 - 1547.

97 Cohen, N.S. Combustion of nitramine propellants / N.S. Cohen, C.F. Price // *Spacecraft and rockets*. 1975. №12. P. 608-612.

98 Cohen, N.S. Analytical model of the combustion of multi- component solid propellants / N.S. Cohen, L.D. Strand, C.F. Price // *AIAA Paper*. 1977. № 927.

99 Cohen, N.S. Analytical model of high pressure burning rates in a transient environment / N.S. Cohen, L.D. Strand // *AIAA Paper*. 1978. № 982. P. 1 - 8.

100 Cohen, J. Zero time delay controllable solid propellant gas generator / J. Cohen, L.C. Landers, RX. Lou // *AJAA Paper*. 1976. № 691.6 p.

101 Cohen, J. Minimum response delay controllable solid propellant gas generator / J. Cohen, L.C. Landers, ILL Lou // *Spacecraft*. 1977. Vol. 14. Jfe5. P.310-314.

102 Day, E. Demonstration of all solid impulse control concepts using state of the art solid propellant / E. Day // *AJAA Paper*. 1971. № 751. 9 p.

103 Gale, H.W. Analysis of controllable solid propellant rockets by digital computer simulation / H.W. Gale // *AIAA Paper*. 1968. № 534. 8 p.

104 Ide Кум, М. Характеристики разрушения твердых ракетных топлив при ускоренном старении. Fracture behaviour of accelerated aged solid rocket propellants / M. Ide Кум, Ho Sook-Ying, R.G. Williams David // *J. Mater. Sci.*– 1999.– 34, №17.– С. 4209-4218. – Англ.

105 Leonard Caveny. Solid Rocket Enabling Technologies and Milestones in the United States / Leonard Caveny, Robert Geisler, Russell Ellis, Thomas Moore. // *JOURNAL OF PROPULSION AND POWER* Vol. 19, No. 6, November–December 2003.

106 Majdalani, J. Структура пограничного слоя в цилиндрическом канале заряда РДТТ. Boundary-layer structur in cylindrical rocket motors / J. Majdalani // AIAA Journal.- 1999.- 37, №4.- С. 505-508.- Англ.

107 Steinz, J.A. Depressurization extinguishment of composite solid propellants: flame structure, surface characteristics, and restart capability / J.A. Steinz, H. Selzer // Combustion science and technology. 1971. Vol. 3. P. 25 – 36.

108 Wengan Xu, Mechanism of steady-state burning of composite solid propellants inducing those with negative pressure exponents/ Wengan Xu, Li Baoxuan, Wang Kexin. // Acta astronau. 1987. Vol. 15. №2. P. 83-96.

109 Wengan Xu. Motor temperature sensitivity for negative exponent composite propellants/ Wengan Xu., R.E. Hamke, J.R. Osborn // Aeronautics and astronautics. 1988. № 34. P. 1 – 4.

110 Yang Erfu. Исследование методов мониторинга отказов и диагностики камеры сгорания и турбонасосных агрегатов ЖРД / Yang Erfu, Zhang Zhenpeng, Cui Dingjun // Beijing hangkong hangtian daxue хуебао=J. Beijing Univ. Aeron. and Astronaut.- 1999.- 25, №5.- С. 619-622. - Кит.; рез. англ.