

УДК 533

В. А. ЦЕЛИЩЕВ, А. П. СМОРОДИНОВ

## УПРАВЛЯЕМЫЙ РАКЕТНЫЙ ДВИГАТЕЛЬ ТВЕРДОГО ТОПЛИВА МНОГОКРАТНОГО ВКЛЮЧЕНИЯ

Обсуждаются научные проблемы разработки и проектирования струйных гидравлических рулевых машин для систем управления летательными аппаратами. Основное внимание уделяется обеспечению оптимальных статических и динамических характеристик рулевых машин. Исследуется струйно-кавитационный способ регулирования гидроприводов. Системы автоматического управления; экспериментальные исследования; математическая модель; кавитационное регулирование

Основную долю затрат на создание ракетных двигателей твердого топлива (РДТТ) составляют затраты на огневые стендовые испытания двигательной установки. Сокращение финансирования в последние годы 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.

Таким образом, основной целью работ в рассматриваемой области является создание математических моделей и программ расчёта, в максимальной степени точно описывающих реально протекающие процессы. Только это позволит в конечном итоге реализовать идею замены огневых стендовых испытаний математическим моделированием на ЭВМ.

К конструктивной особенности рассматриваемого двигателя следует отнести уплотненный сопловой блок. Следствием этого является неизбежное наличие затенённых для струй охладителя зон внутренней поверхности камеры сгорания. Не исключено, что часть поверхности камеры вообще не будет подвергаться непосредственному воздействию струй, а будет охлаждаться жидкостью, попадающей на неё в результате рикошета капель от других участков поверхности либо жидкостью, стекающей на данный участок поверхности с соседних (рис. 1).

Кроме того, из результатов расчётных и экспериментальных исследований известно, что при впрыске охладителя в камеру сгорания рассматриваемого класса двигательных установок практически полностью отсутству-

ет вторичное, т. е. аэродинамическое дробление капель.

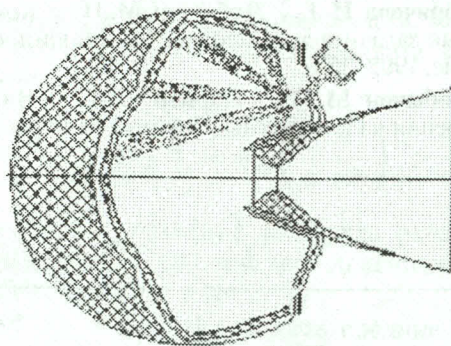


Рис. 1. Схема впрыска охладителя

Для корректного расчёта процессов гашения математическая постановка задачи должна максимально точно моделировать отмеченные выше особенности. Это требует, во-первых, применения трёхмерных уравнений газовой динамики полидисперсной смеси продуктов сгорания топлива и объёмного представления неизотермических капель охладителя для описания их течения. Во-вторых, дополнительной проработки потребует моделирование граничных условий при взаимодействии дисперсных частиц охладителя со стенками камеры сгорания и зарядом. Это касается как механического взаимодействия, так и сопутствующих ему процессов теплообмена. Самостоятельного рассмотрения потребует при этом задача формирования плёнки жидкости из отдельных капель и сфероидов, а также поведения плёнки на орошаемых поверхностях, особенно в условиях вдува, с горячей поверхностью за-

ряда. Здесь должен учитываться возможный рикошет капель, брызгонос с поверхности плёнки за счёт прорывающихся сквозь неё газов, возможный срыв целых участков плёнки с поверхности при интенсивном вдуве, переход от плёночного режима теплообмена к пузырьковому и т.д. При интенсивном теплообмене требуется учёт неоднородности температуры по толщине плёнки. В случае срыва участков плёнки необходимо проследить их дальнейшее движение и трансформацию для исключения потери этой массы жидкости из теплового баланса.

Отдельную сложную задачу представляет собой моделирование процессов погасания топлива. Использование для этой цели критерияльных соотношений, связывающих факт погасания с плотностью орошения и удельным расходом охладителя, в данном случае, когда часть горячей поверхности не подвергается непосредственному воздействию истекающих из узла гашения струй, так же как применение классической феноменологической теории горения, бесполезно. Без использования моделей горения, учитывающих реакции в газовой фазе, решение данной проблемы невозможно.

Таким образом, математическая модель гашения маршевого двигателя должна разрабатываться исходя из следующих допущений основных положений:

1) Для описания движения парогазожидкостной смеси в камере сгорания должны использоваться трёхмерные уравнения газовой динамики полидисперсных объёмно-неизотермических капель и газовой фазы. При этом должны учитываться взаимодействие капель между собой и кинетика химических реакций в газовой фазе.

2) Модель взаимодействия жидкости со стенками камеры сгорания и зарядом должна описывать процесс образования плёнки из отдельных капель с учётом их рикошета, брызгоноса и срыва плёнки с поверхности при интенсивном вдуве, вопросы растекания сил, в том числе и после окончания впрыска жидкости.

3) Должны моделироваться следующие режимы теплообмена жидкости и охлаждаемых поверхностей:

- режим орошения поверхностей одиночными каплями;
- режим неполного покрытия поверхности слоем жидкой плёнки (существование жидкости в виде отдельных сфероидов);

- режим развитой плёнки, т.е. плёнки, полностью покрывающей охлаждаемую поверхность; при этом должны моделироваться как плёночный, так и пузырьковый режимы охлаждения.

При срыве охлаждения в режиме существования сфероидов и режиме полностью развитой плёнки должна учитываться неоднородность температуры плёнки по её толщине.

4) В случае срыва плёнки с каких-либо участков поверхности должно моделироваться её дальнейшее движение до момента достижения другой стенки либо выноса в сопло.

5) Для определения момента погасания топлива должна использоваться модель горения, учитывающая тепловыделение за счёт реакций как в газовой, так и в конденсированной фазах.

Известно, что срыв пламени в работающем двигателе происходит и при внезапном сбросе давления, достигаемом, например, при вскрытии дополнительных отверстий в корпусе РДТТ. Для двигателя, имеющего регулируемое сопло, сброс давления может быть достигнут при внезапном (за минимальный промежуток времени) открытии сопла путем перемещения центрального тела. Такое техническое решение ставит, в свою очередь, задачи по исследованию течений в регулируемом сопле, усилий на центральном теле, учет которых необходим для определения динамики быстродействующего привода центрального тела сопла.

Необходимо отметить, что во всех этих схемах регулируемых двигательных установок (РДУ), где необходимо механическое перемещение управляющего элемента, в качестве исполнительного механизма используется, как правило, электрогидравлический привод. Инерционность исполнительных механизмов оказывает определяющее влияние на динамические характеристики РДУ.

В связи с этим были поставлены и решены следующие задачи [1]:

- выявление основных физических процессов в РДТТ с регулируемым минимальным сечением сопла, разработка математических моделей РДТТ как объектов регулирования;
- разработка математической модели струйной гидравлической рулевой машины как исполнительного механизма системы управления модулем и вектором тяги РДТТ;
- исследование кавитационных течений в струйных гидравлических рулевых машинах.

Исследование характеристик подсистемы регулирования давления в камере сгорания целесообразнее начать с изучения наиболее отработанной схемы РДТТ с постоянной площадью горения. Математическую модель РДТТ с использованием методов нулевой баллистики можно представить в виде системы уравнений: уравнения сохранения массы; уравнения сохранения энергии; уравнения изменения свободного объема камеры сгорания; степенного закона горения топлива и уравнения состояния:

$$V_k \frac{d\tilde{\rho}}{dt} = (\rho_S - \rho) S \tilde{U} - \frac{\mu_c A_n F_* \tilde{p}}{\sqrt{R \tilde{T}}};$$

$$V_k \frac{d(\tilde{T} \tilde{\rho})}{dt} = (\rho_S \chi_k \gamma T_{0c}^t - \tilde{\rho} \tilde{T}) S \tilde{U} - \frac{\mu_c A_n F_* \tilde{p} \tilde{T} \gamma}{\sqrt{R \tilde{T}}};$$

$$\frac{dV_k}{dt} = S \tilde{U}; \quad \tilde{U} = U_1 \tilde{p}^\nu;$$

$$\tilde{p} = \tilde{\rho} R \tilde{T}.$$

Здесь  $\rho$  — плотность продуктов сгорания;  $V_k$  — объем рабочей камеры;  $F_*$  — площадь поперечного сечения;  $\chi_k$  — средний по объему и времени коэффициент тепловых потерь в камере сгорания;  $\tilde{U}$  — средняя по периметру скорость горения топлива;  $S$  — поверхность горения;  $\gamma = c_p/c_v$ ;  $U_1$  — постоянная, зависящая от природы топлива, начальной температуры топлива и др. параметров;  $\nu$  — показатель скорости горения топлива;  $\rho_S$  — плотность твердого топлива;  $R$  — универсальная газовая постоянная;  $\mu_c$  — коэффициент расхода через сопло;  $p$  — полное давление продуктов сгорания в конце камеры (равное давлению торможения на входе в сопло);  $T$  — теоретическое значение температуры торможения продуктов сгорания, определяемое термодинамическим расчетом; знак « $\sim$ » обозначает осредненные величины;

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

На рис. 2 представлены результаты расчета разработанной модели (кривая 1). Дополнительно показаны результаты расчетов для случаев, когда не учитываются масса и энергия газа, заполняющие объем выгоревшей части топлива по сравнению со всей массой и энергией продуктов сгорания (кривая 2), а также для случая, когда температура продуктов сгорания не изменяется (кривая 3). Результаты расчета показывают, что при анализе РДТТ с изменяемой площадью критического сечения сопла как объекта регулирова-

ния допустимо использовать упрощенную математическую модель (кривая 4 — эксперимент).

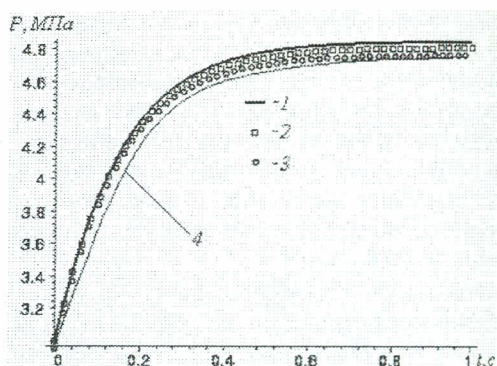


Рис. 2. Сравнение моделей РДТТ с регулируемой площадью критического сечения сопла

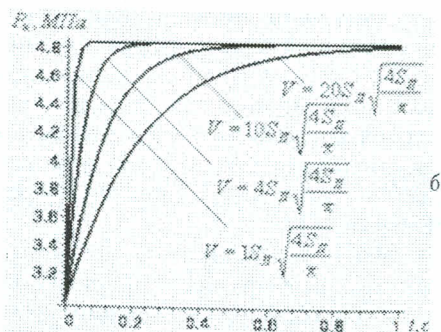
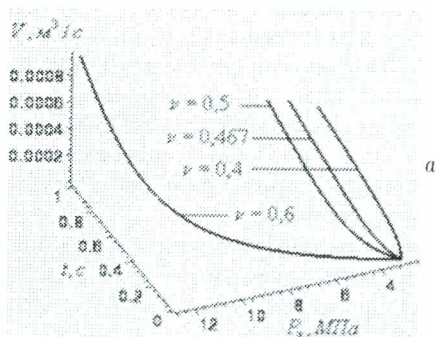


Рис. 3. Влияние показателя скорости горения и начального свободного объема камеры на внутрикамерные процессы

Время переходного процесса РДТТ значительно уменьшается при небольшом начальном свободном объеме камеры сгорания  $V$  и увеличении показателя скорости горения топлива  $\nu$  (рис. 3). На рис. 4 показано влияние инерционности исполнительного механизма (ИМ) на рост давления в камере сгорания. Перемещение центрального тела с помощью РМ занимает определенное время, что приводит к запаздыванию перехода РДТТ на

другой режим более чем в 3 раза по сравнению со случаем, когда инерционностью РМ пренебрегают. Таким образом, при моделировании внутрибаллистических процессов современных РДТТ необходимо учитывать инерционность рулевого привода.

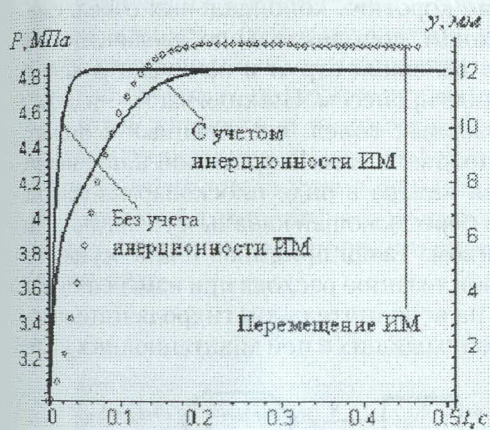


Рис. 4. Влияние инерционности исполнительного механизма на переходный процесс РДТТ

Среди электрогидравлических приводов систем управления ракетных двигательных установок (РДУ) большими преимуществами обладает привод со струйным гидроусилителем большой мощности.

Несмотря на широкое использование электрогидравлического рулевого привода со струйным гидроусилителем (СГРМ) в авиационной и ракетной технике, в настоящее время отсутствует комплексное исследование проблем проектирования, разработки и доводки привода. Это связано, прежде всего, со сложным характером физических процессов, протекающих в высоконапорном струйном гидроусилителе. Решение вопросов улучшения качества проектных работ, сокращения сроков разработки новых СГРМ с характеристиками, удовлетворяющими растущим требованиям со стороны системы управления РДУ, сдерживается, так как теория, методы проектирования и расчета высоконапорных струйных гидроусилителей не приобрели еще законченного научного и инженерного уровня.

Исследования СГРМ проводились в УГАТУ по заказу Государственного ракетного центра им. акад. В. П. Макеева. Основными элементами машины являются: ЭМП, поворотная высоконапорная струйная трубка и расположенная напротив плата с двумя при-

емными соплами, гидродвигатель с датчиком обратной связи.

В настоящее время в России серийно выпускаются 22 типа однокаскадных струйных приводов, имеющих сравнительно большой разброс выходных характеристик. Так, максимальный КПД серийно выпускаемых изделий изменяется в пределах 15–45%. Это связано с эмпирическим подходом при разработке приводов.

Созданные отечественными учеными<sup>1</sup> теоретические предпосылки, накопленный Государственным ракетным центром 40-летний опыт разработки и эксплуатации, результаты исследований, проводимых в УАИ/УГАТУ с 1983 г. [2–4], позволили решить данную проблему в виде системных научно-методических, математических и компьютерно-программных средств.

Все проведенные исследования в совокупности позволили разработать статическую и динамическую модели струйного гидропривода.

В динамической модели струйного гидропривода учитываются:

- наличие функции трения в нагрузке и поршне гидродвигателя;
- нелинейность обобщенной характеристики при больших нагрузках;
- нелинейность гидродинамического воздействия обратных струй;
- нелинейность регулировочной характеристики ЭМП;
- нелинейность модуля объемной упругости жидкости;
- наличие нежесткой связи гидродвигателя с нагрузкой.

На данном этапе работы можно утверждать, что разработаны основы теории рационального проектирования струйного гидропривода классической схемы.

Использование модели СГРМ для задач синтеза и анализа их как исполнительного привода центрального тела сопла показало невозможность дальнейшего повышения быстродействия. Существующие конструктивно-компоновочные схемы однокаскадных СГРМ не обеспечивают время переходного процесса менее 0,1 с. Это связано прежде всего с невысоким КПД процесса управления. В лучших своих реализациях СГРМ имеет КПД процесса управления не более 0,45. Повышение многокаскадности СГРМ (например, струйно-золотниковые РМ) приводит к уве-

<sup>1</sup> В. Н. Бадах, А. И. Баженов, В. П. Бочаров, А. Ю. Домогазов, С. А. Ермаков, В. И. Карев, Э. И. Крамской, И. В. Лебедев, Д. Н. Попов, В. Б. Струтинский, В. М. Фомичев и др.

личению массогабаритных характеристик, не повышая КПД процесса управления. Использование привода с объемным регулированием, имеющим высокий КПД процесса управления, невозможно, так как объемный регулируемый насос, обеспечивающий данный способ регулирования, имеет сравнительно плохую динамику.

Отдельной и малоизученной проблемой СГРМ являются различные кавитационные явления, присущие высокоскоростным затопленным струям жидкости. Повышение мощности СГРМ и соответствующее повышение давления питания привели к тому, что кавитация начала оказывать негативное влияние на рабочие процессы в струйном гидрораспределителе.

Вместе с тем при отработке СГРМ большой мощности обнаружено явление стабилизации расхода в высоконапорном струйном элементе. При повышении противодействия в приемном сопле расход жидкости через него не изменяется до известных пределов.

Сделано предположение, что явление стабилизации расхода в струйном элементе основано на кавитационных процессах. Была выдвинута гипотеза о возможности использования явления стабилизации расхода в струйном гидроприводе для повышения его мощности.

Поскольку кавитационная прочность рабочих жидкостей неизвестна, а появление кавитационных зародышей носит статистический характер, в основу исследований положена модель кавитационного ядра Гарвея-Эпштейна.

Разработана модель кавитационного роста и замыкания поступательно движущегося с большой скоростью сферического пузырька в струйном элементе. Модель учитывает влияние вязкости жидкости, сил поверхностного натяжения, близости границ твердой стенки, переменной поля давлений. Результаты расчетов позволяют утверждать, что при наличии в жидкости типа АМГ-10 достаточного количества зародышей, способных к потере устойчивости, в области стенок приемного сопла может образовываться зона с развитыми кавитационными явлениями.

В приложении к рассмотренной выше модели осесимметричного струйного элемента обратный поток жидкости из приемного сопла при возрастании нагрузки, ранее наблюдавшийся на периферийных участках входной струи, не имеет возможности преодолеть кавитационную зону.

Это заключение послужило основой для разработки принципиально нового способа регулирования гидропривода, получившего название струйно-кавитационный способ (рис. 5). Отличие от классической схемы СГРМ — в конструкции приемной платы. Верхняя часть приемной платы выполнена в виде коротких коноидальных сопел, где происходит дополнительное увеличение скорости основной струи и начинаются кавитационные процессы. Нижняя часть — в виде диффузорных сопел, соединенных с полостями гидродвигателя. В приемной плате выполняется камера в виде плоскопараллельной щели, пересекающей каналы и сообщающейся со сливом. Такая приемная плата осуществляет стабилизацию расхода при изменении нагрузки на исполнительном гидродвигателе за счет происходящих в ней кавитационных явлений.

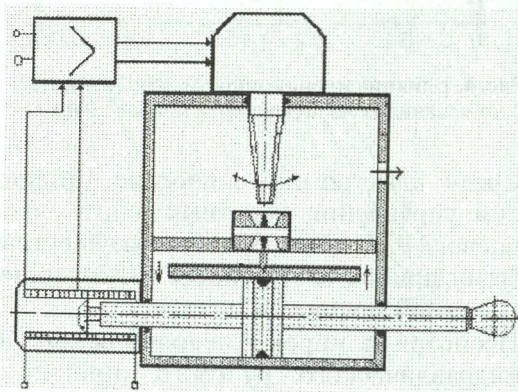


Рис. 5. Схема СГРМ со струйно-кавитационным регулированием

В поворотной струйной трубке формируется компактная высокоскоростная струя жидкости. Вместе с эжектируемым расходом она попадает в верхнюю часть приемной платы, где происходит дополнительное увеличение скорости потока. В струе начинаются кавитационные явления, которые распространяются на нижнюю часть приемной платы, связанную с полостями гидродвигателя. Наличие зон кавитации позволяет стабилизировать расход в струйном гидрораспределителе и сделать его независимым от противодействия.

Проведенные экспериментальные исследования для разных геометрических соотношений приемных и напорных сопел при разных давлениях питания подтвердили правильность выдвинутой гипотезы. При нагрузках менее 70% от максимальной расход в гидродвигателе стабилен. Более того, вследствие эжекции коэффициент восстановления расхода превышает единицу. КПД процесса

управления струйного гидропривода вырос до 70–80% против 15–45% у привода классической схемы. Важно еще то, что устранена зависимость энергетических характеристик привода от конструктивных параметров струйного гидрораспределителя.

Сравнение струйно-кавитационного способа регулирования с известными — объемным и дроссельным — показывает, что он превосходит дроссельный по всем показателям, а объемный способ — по величине получаемых расходов жидкости и жесткости характеристик в определенном диапазоне действия нагрузки. Следует также упомянуть о высокой надежности и технологической простоте реализации струйно-кавитационного способа регулирования.

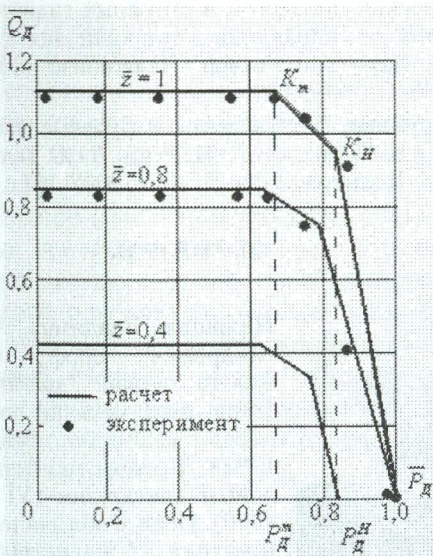


Рис. 6. Обобщенные статические характеристики струйно-кавитационного гидрораспределителя

На рис. 6 представлены типичные обобщенные зависимости безразмерного расхода через СГРМ со струйно-кавитационным регулированием от безразмерного перепада давлений. Начальная стадия развития кавитации определяется по отклонению опытных данных от наклонных прямых в области больших противонагрузок, соответствующих квадратичному закону движения жидкости ( $K_n$ ). Прекращение прироста расхода на графиках при снижении противодавления соответствует вполне развившейся стадии кавитации ( $K_m$ ).

На (рис. 7, 8) приведены типичные кривые переходных процессов смещения поршня гидродвигателя  $y$  и изменения перепада давлений в полостях гидродвигателя  $P_d$  при малой массе нагрузки, рассчитанные по раз-

личным моделям: сплошная линия — нелинейная модель СГРМ классической схемы, символ — нелинейная модель СГРМ с гидрораспределителем нового типа. На рис. 9 приведены кривые переходных процессов для рулевых машин, работающих с максимальной статической и динамической нагрузкой. Причем СГРМ нового типа преодолевает в два раза большую статическую нагрузку.

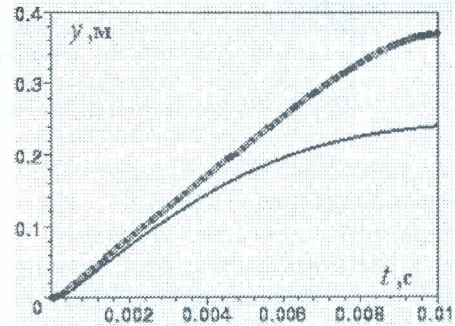


Рис. 7. Перемещение штока гидродвигателя СГРМ

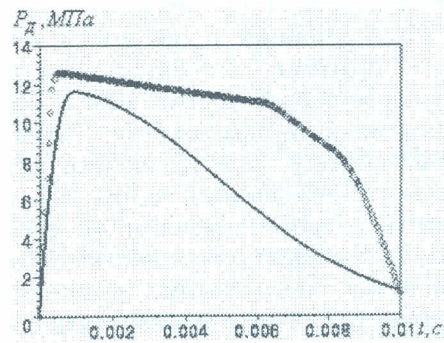


Рис. 8. Изменение перепада давлений в полостях гидродвигателя

Результаты численных расчетов показывают, что СГРМ с новой конструкцией приемной платы намного эффективнее СГРМ классической схемы. Наличие кавитационных явлений в гидрораспределителе приводит к значительно большим скоростям и ускорениям исполнительного гидродвигателя, независимо перепадов давлений в гидродвигателе от изменяющейся во времени нагрузки.

Проведенные исследования позволяют надеяться на возможность использования СГРМ со струйно-кавитационным регулированием в качестве быстродействующего привода систем управления РДТТ.

Результатом работы является разработка методики проектирования РДТТ МВ комбинированной схемы: многоуровневые математические модели, алгоритмы расчета, методики синтеза привода сопла позволяют в краткие сроки без значительных капи-

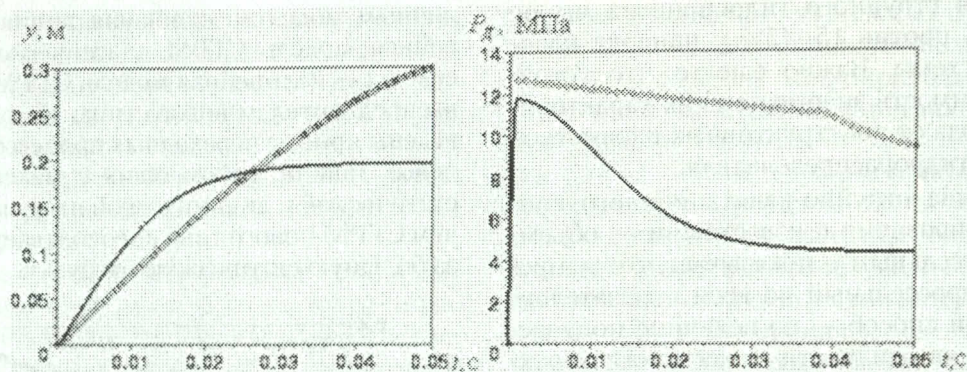


Рис. 9. Характеристики СГРМ при большой статической и инерционной нагрузке

тальных вложений и предварительных экспериментальных исследований прогнозировать параметры двигателя твердого топлива многократного включения комбинированной схемы. Разработаны основы теории и методология проектирования струйно-кавитационного способа регулирования исполнительного механизма привода центрального тела сопла. Теоретическое моделирование кавитационных процессов в высоконапорных струйных элементах проведено с учетом современных достижений в области гидродинамики двухфазных сред. Методы и подходы в области теоретического и экспериментального исследования гидроприводов со струйными гидроусилителями не уступают мировому уровню, а применение кавитационных зон в области возвратных течений струйного элемента является пионерским, способствующим развитию нового этапа теории и разработки гидроприводов.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Русак А. М., Целищев В. А. Переходные процессы в РДТТ комбинированной схемы // Динамика машин и рабочих процессов: Сб. докл. на Всерос. науч.-техн. конф. Челябинск: ЮУрГУ, 2002. С. 124–131.
2. Целищев В. А. Теоретические и экспериментальные исследования рулевых приводов со струйным гидроусилителем // Ракетно-кос-

мическая техника. Сер. XIV, Вып. 3: Тр. межатрасл. сем. 1996. С. 82–89.

3. Целищев В. А. Особенности протекания физических процессов в струйных гидроусилителях // Гидравлика и гидропневмосистемы: Тр. науч.-техн. конф. Челябинск: ЮУрГУ, 1998. С. 139–141.
4. Струйные гидравлические рулевые машины / Ю. К. Кириллов, А. М. Русак, Ю. С. Телицин, В. А. Целищев. Уфа: УГАТУ, 2002. 284 с.

#### ОБ АВТОРАХ



**Целищев Владимир Александрович**, проф., декан фак-та авиац. двигателей. Дипл. инж.-механик по гидравл. машинам (УГАТУ, 1982). Д-р техн. наук по тепловым двигателям (УГАТУ, 2000). Иссл. в обл. систем автоматизации ЛА и двигательных установок.



**Смородинов Александр Петрович**, аспирант фак-та авиац. двигателей. Дипл. магистр техники технологий по энергомашиностроению (УГАТУ, 2002). Готовит диссертацию о РДТТ многократного включения.