

А. Б. Бачурин, Е. С. Литвинов, Е. В. Стрельников

**ВЛИЯНИЕ ВНУТРИКАМЕРНОГО ДАВЛЕНИЯ РДТТ
НА ПОДСИСТЕМУ СЛИВА ЖИДКОСТИ ИЗ КАНАЛОВ В ЗАРЯДЕ ТВЕРДОГО ТОПЛИВА**

Рассмотрена система регулирования модуля тяги ракетного двигателя твердого топлива. Рассмотрен «гидравлический» способ изменения площади поверхности горения заряда. Представлена математическая модель РДТТ с подсистемой регулирования слива жидкости из каналов. *Ракетный двигатель твердого топлива; подсистема изменения площади поверхности горения; математическая модель; «гидравлический» способ регулирования модуля тяги*

Системы регулирования модулем тяги ракетного двигателя твердого топлива (РДТТ) предназначены для обеспечения требуемых баллистических характеристик ракет, использующих данный тип энергетических установок. Создание систем, изменяющих величину тяги в широком диапазоне, позволяет увеличить длительность работы двигательной установки, а также расширяет область применения РДТТ.

Сложность регулирования модуля тяги заключается в следующем [1]. После запуска двигателя горение продолжается до полного исчерпания заряда, при этом изменение тяги следует вполне определенному закону и не поддается регулированию. Однако возможно регулированием давления в камере прекратить горение топлива и при желании снова возобновить его. Горение можно прекратить либо продувкой камеры, либо гашением пламени специальной жидкостью. В настоящее время осуществимо своевременное выключение двигателя, но осуществление повторного воспламенения все еще остается сложной проблемой.

Существующие на сегодняшний день системы регулирования ракетного двигателя твердого топлива позволяют изменять величину модуля тяги в 5–10 раз от номинального значения, но необходимо увеличить этот диапазон до 20–50 раз. Весьма перспективным для достижения этой цели является так называемый «гидравлический» способ, который позволит регулировать величину модуля тяги в широких пределах.

Кроме того, большую часть составляют затраты на огневые испытания двигательной установки. Это приводит к необходимости частичной замены экспериментальной отработки математическим моделированием. В связи с этим задачей первоочередной важности становится

более широкое внедрение и совершенствование методов математического моделирования регулируемых РДТТ. Таким образом, актуальность научно-исследовательских работ по изучению ракетных двигателей твердого топлива с системой регулирования модуля тяги заключается в создании математических моделей и программ расчета в максимальной степени точно описывающих поведение объекта исследования и систем управления им.

В [2] приводятся наиболее важные требования, предъявляемые к системам управления РДТТ:

- минимальные ухудшения энергетических, массовых и габаритных характеристик регулируемого двигателя по сравнению с нерегулируемым;
- сохранение у регулируемого РДТТ преимуществ в простоте эксплуатации, постоянной готовности к действию и высокой надежности по отношению к ракетным двигателям других типов;
- получение необходимых динамических характеристик двигателя (зависимостей основных параметров от времени);
- увеличение диапазона регулирования тяги РДТТ;
- высокая точность регулирования параметров РДТТ.

В [3] выявлены параметры, с помощью которых возможно регулировать величину тяги ракетного двигателя:

- площадь критического сечения сопла $F_{кр}$;
- скорость горения топлива;
- площади поверхности горения S ;
- площади выходного сечения сопла F_a ;
- количество дополнительно вводимой в камеру массы некоторого рабочего тела;
- одновременно несколькими из представленных параметров.

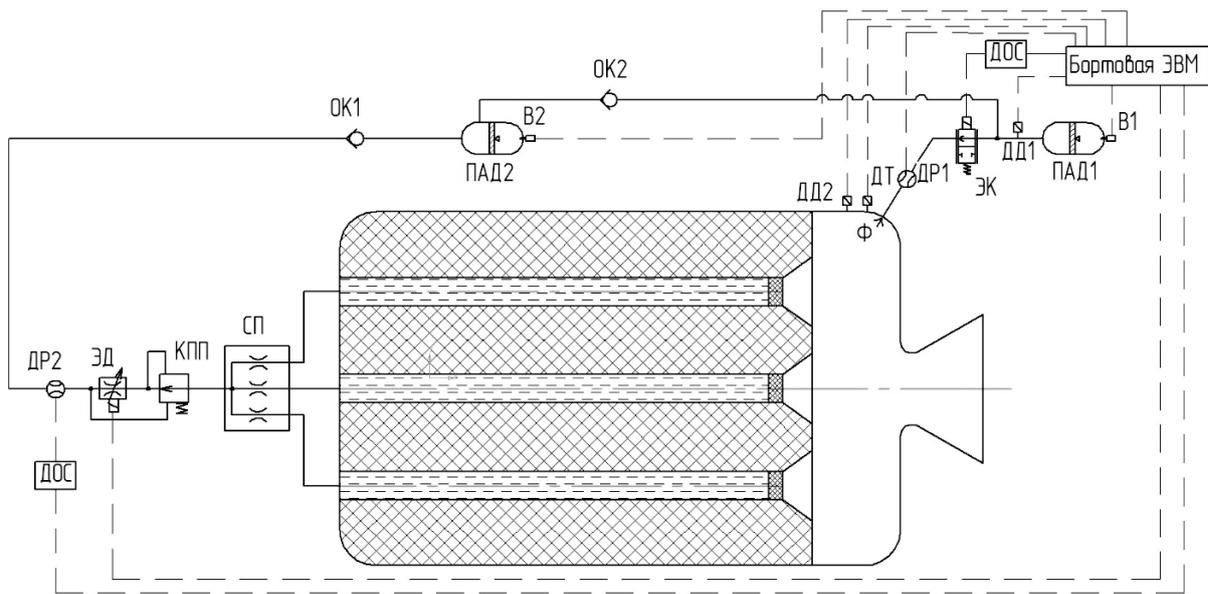


Рис. 1. Принципиальная схема регулируемого РДГТ

Все перечисленные способы регулирования модуля тяги находятся в той или иной стадии реализации, многие из которых удовлетворяют потребный диапазон регулирования тяги ракетной двигательной установки и практически все требуют дальнейшей разработки и усовершенствования.

Изменение поверхности горения заряда твердого топлива позволяет изменять количество продуктов сгорания, поступающих в камеру двигателя и, соответственно, изменять величину тяги при любом значении показателя в законе скорости горения [4].

Гидравлический способ регулирования модуля тяги [4] состоит в том, что в заряде твердого топлива выполнены каналы, заполненные жидкостью, вытесняемой в процессе работы двигателя давлением продуктов сгорания на режиме минимальной тяги. При переходе на режим повышенной тяги скорость вытекания жидкости увеличивается, вследствие чего обнажаются дополнительные поверхности каналов, и увеличивается общая поверхность горения.

Первые источники, описывающие гидравлический способ регулирования, высказывали сомнения о работоспособности таких конструкций из-за наличия свободной поверхности жидкости [4]. 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.

Примером данного способа регулирования тяги может быть схема, представленная на рис. 1.

Исследуемая система состоит из двух подсистем. Первая подсистема – подсистема изменения площади поверхности горения заряда твердого топлива – работает следующим образом. В начале работы поршни в каналах с жидкостью движутся со скоростью, немного опережающей скорость горения топлива. При увеличении расхода через регулятор расхода, представляющего собой комбинацию клапана постоянного перепада давления КПП и дросселя с электромагнитным управлением ЭД, происходит увеличение скорости передвижения поршней. Таким образом, открывается некоторая часть канала за поршнем и происходит воспламенение стенок канала при их взаимодействии с продуктами сгорания. В результате этого площадь поверхности горения заряда увеличивается, тем самым увеличивая давление в камере сгорания, следовательно, и тягу двигательной установки. Результирующая площадь поверхности горения становится равной сумме площади торца и площади, образованной суперпозицией последовательных конусов [4]. Синхронизация движения поршней осуществляется с помощью сумматора потока СП.

Сливающаяся из каналов жидкость поступает в пороховой аккумулятор давления ПАД₂, и может быть использована в качестве рабочей жидкости для подсистемы гашения.

Вторая подсистема – подсистема гашения – работает следующим образом. По команде от бортовой ЭВМ пороховой аккумулятор давления ПАД₁ при воспламенении заряда воспламенителем В1 создает определенное давление, необходимое для впрыска жидкого охладителя, которое заранее рассчитано и заложено в программу бортовой ЭВМ. После сигнала от датчика давления ДД1 от бортовой ЭВМ подается сигнал на открытие электромагнитного клапана ЭК, и через форсунку Ф жидкий хладагент по напорной линии трубопровода поступает в камеру сгорания ракетного двигателя. Отключение электромагнитного клапана ЭК происходит по команде от бортовой ЭВМ, расход жидкости измеряется датчиком расхода ДР.

В данной статье рассматривается подсистема изменения площади поверхности горения заряда твердого топлива. При математическом моделировании используется расчетная схема, которая получается при преобразовании принципиальной схемы с учетом параметров, используемых при математическом описании исследуемой системы.

При составлении расчетной схемы каналы в заряде твердого топлива приводятся к виду гидравлических цилиндров соответствующих длины и диаметра.

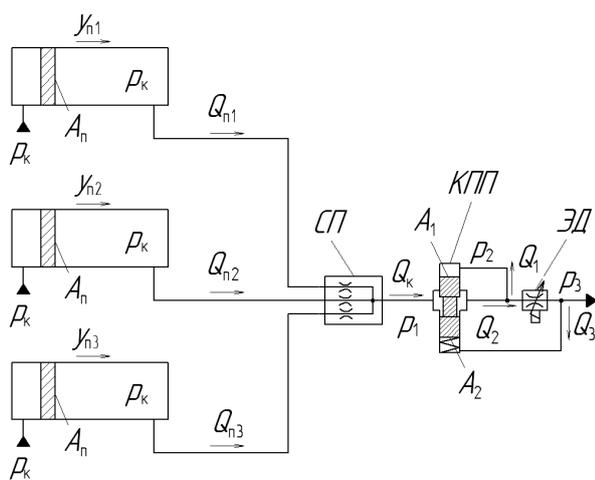


Рис. 2. Расчетная схема электрогидравлической системы

На рис. 2 приведена расчетная схема электрогидравлической системы управления площадью поверхности горения, в которой стрелками обо-

значено движение жидкости из каналов при воздействии на поршни внутрикамерного давления. На схеме приведены следующие обозначения: p_k – давление в камере сгорания, Па; A_n – эффективная площадь поршня, м²; y_{n1}, y_{n2}, y_{n3} – перемещения поршней, м; Q_{n1}, Q_{n2}, Q_{n3} – расходы жидкости из каналов с поршнями, м³/с; Q_k – суммарный расход из всех каналов, м³/с; p_1 – давление на входе в регулятор расхода, Па; A_1, A_2 – площади торцевых поверхностей клапана постоянного перепада давления, м²; p_2 – давление на входе в дроссель (на выходе из клапана постоянного перепада давления), Па; p_3 – давление на выходе из дросселя, Па; Q_1 – расход, поступающий в верхнюю полость клапана постоянного перепада давления, м³/с; Q_2 – расход через дроссель, м³/с; Q_3 – расход, поступающий в нижнюю полость клапана постоянного перепада давления, м³/с.

При проведении математического моделирования принимаются 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.

Разработанная математическая модель позволяет проанализировать статические и динамические характеристики исполнительных элементов электрогидравлической системы. Ниже описаны уравнения, входящие в нее.

1. Уравнение движения поршня в канале заряда твердого топлива

$$m_n \cdot \frac{d^2 y_n(t)}{dt^2} = A_n \cdot (p_1(t) - p_2(t)) - b_{vn} \cdot \frac{dy_n(t)}{dt} - F_{тр},$$

где $m_{\text{п}}$ – масса поршня, кг; $y_{\text{п}}(t)$ – зависимость перемещения поршня от времени, м; $A_{\text{п}}$ – эффективная площадь поршня, м²; $p_1(t)$ – зависимость давления на входе в регулятор расхода от времени, Па; $p_2(t)$ – зависимость давления на входе в дроссель (на выходе из клапана постоянного перепада давления) от времени, Па; $b_{\text{вп}}$ – коэффициент вязкого трения поршня о стенки канала, Н·с/м; $F_{\text{тр}}$ – сила трения, Н.

2. Уравнение электрической цепи электро-механического преобразователя, управляющего дросселем

$$U_{\text{др}} = R_{\text{др}} \cdot i_{\text{др}}(t) + L_{\text{др}} \cdot \frac{di_{\text{др}}(t)}{dt} + K_{\text{пэд}} \cdot \frac{dh(t)}{dt},$$

где $U_{\text{др}}$ – напряжение в обмотке управления электромагнита, В; $R_{\text{др}}$ – активное сопротивление обмотки управления электромагнита, Ом; $i_{\text{др}}(t)$ – зависимость силы тока в обмотке управления от времени, А; $L_{\text{др}}$ – индуктивное сопротивление обмотки управления электромагнита, Гн; $K_{\text{пэд}}$ – коэффициент противо-ЭДС в электрической цепи электро-механического преобразователя, В·с/м; $h(t)$ – зависимость перемещения управляющей заслонки дросселя от времени, м.

3. Уравнение движения управляющей заслонки дросселя

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

где $m_{\text{др}}$ – масса управляющей заслонки дросселя, кг; $K_{\text{фид}}$ – коэффициент силы тока в электрической цепи электро-механического преобразователя, Н/А; $b_{\text{вдр}}$ – коэффициент вязкого трения в дросселе, Н·с/м; $c_{\text{др}}$ – коэффициент жесткости пружины в дросселе, Н/м.

4. Уравнение движения золотника клапана постоянного перепада давления

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

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; $p_3(t)$ – 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.

5. Уравнение баланса расхода через клапан постоянного перепада давления

$$N \cdot \frac{dy_{\text{п}}(t)}{dt} \cdot A_{\text{п}} = A_1 \cdot \frac{dx_{\text{к}}(t)}{dt} + \mu_{\text{к}} \cdot b_{\text{к}} \cdot x_{\text{к}}(t) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_1(t) - p_2(t))}{\rho_0}} + \frac{V_{\text{к1}}}{2 \cdot E} \cdot \frac{dp_2(t)}{dt},$$

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; $V_{\text{к1}}$ – объем верхней полости клапана постоянного перепада давления, м³; E – приведенный модуль объемной упругости рабочей жидкости, Па.

6. Уравнение баланса расхода через дроссель

$$\mu_{\text{к}} \cdot b_{\text{к}} \cdot x_{\text{к}}(t) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_1(t) - p_2(t))}{\rho_0}} = A_1 \cdot \frac{dx_{\text{к}}(t)}{dt} + \mu_{\text{др}} \cdot b_{\text{др}} \cdot h(t) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_2(t) - p_3(t))}{\rho_0}} + \frac{V_{\text{к2}}}{2 \cdot E} \cdot \frac{dp_3(t)}{dt},$$

где $\mu_{\text{др}}$ – коэффициенты расхода дросселя; $b_{\text{др}}$ – ширина щели дросселя, м; $V_{\text{к2}}$ – объем нижней полости клапана постоянного перепада давления, м³.

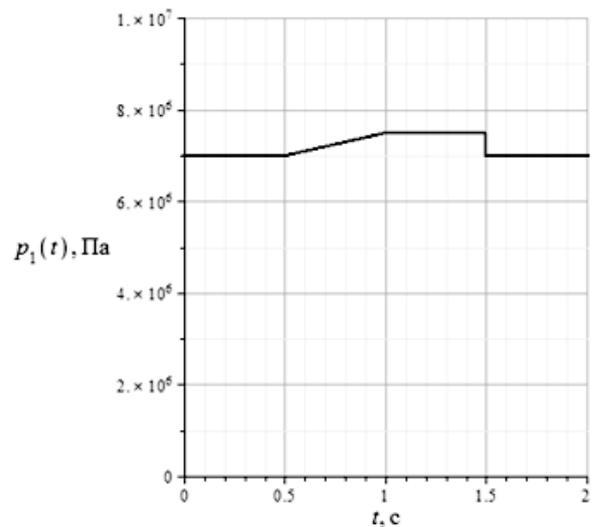


Рис. 3. График изменения давления на входе в регулятор расхода от времени

Так как давление в камере сгорания является основным возмущающим фактором, влияющим на работу исполнительных механизмов исследу-

дуемой системы, то необходимо рассмотреть влияние его изменения на работу основных элементов. Для анализа этого влияния рассматривается постепенное увеличение и мгновенное ступенчатое уменьшение давления на входе в регулятор расхода p_1 .

На рис. 3 представлен график изменения давления на входе в регулятор расхода.

Изменение давления задано таким образом, чтобы увеличение и уменьшение величины происходило на одно и то же значение, равное 0,5 МПа. Следовательно, анализируется не столько количественное изменение основных параметров системы, сколько качественное влияние постепенно изменяющегося и ступенчатого возмущающего воздействия.

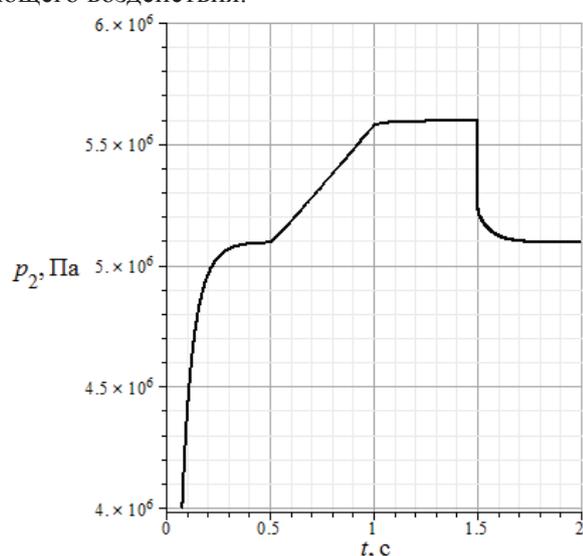


Рис. 4. График изменения давления на входе в дроссель от времени

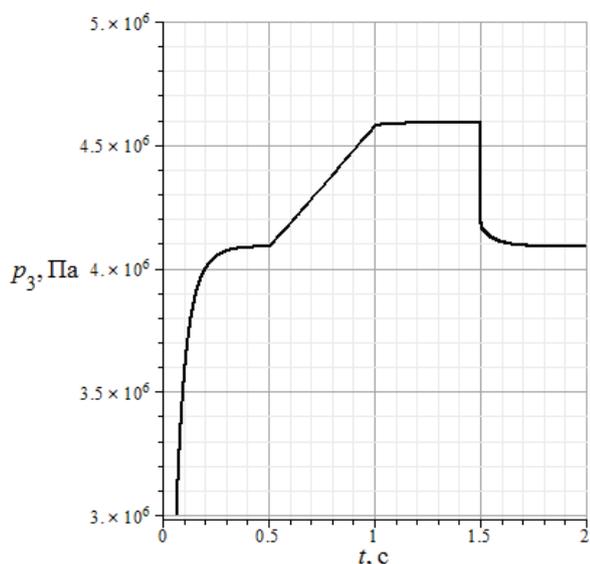


Рис. 5. График изменения давления на выходе из дросселя от времени

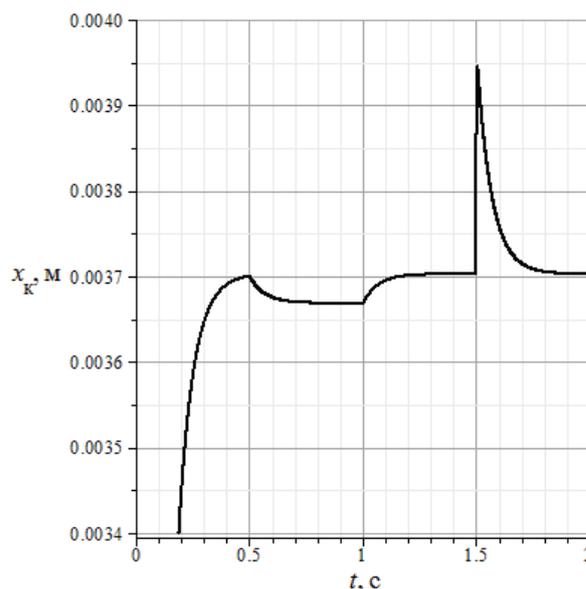


Рис. 6. График перемещения золотника клапана постоянного перепада давления

Как видно из рис. 4 и 5, характер изменения графиков зависимостей давления на входе в дроссель и на выходе из него такой же, как и у возмущающего воздействия.

Для графика зависимости перемещения золотника клапана постоянного перепада давления от времени величина перерегулирования при постепенно изменяющемся воздействии равна 1,09%, а для ступенчатого – 6,76%.

Для графика зависимости перемещения золотника клапана постоянного перепада давления от времени величина перерегулирования при постепенно изменяющемся воздействии равна 1,09%, а для ступенчатого – 6,76%.

Величина перерегулирования наиболее интересного параметра системы – скорости перемещения поршня в канале заряда (рис. 7) – равна 15%. Но несмотря на такую значительную величину перерегулирования значение этого параметра не опускается ниже 10 мм/с, которое характеризует максимальную скорость горения твердого топлива в исследуемом ракетном двигателе. Следовательно, не произойдет обгона поршня фронтом горячей поверхности топлива.

Параметр Q23 соответствует расходу рабочей жидкости, проходящему через дроссель. Как видно из графика при постепенном изменении давления, поступающего из камеры сгорания, изменение расхода практически не происходит, а при мгновенном падении давления происходит увеличение расхода жидкости. Величина перерегулирования в этом случае составляет 2,94% от номинального значения.

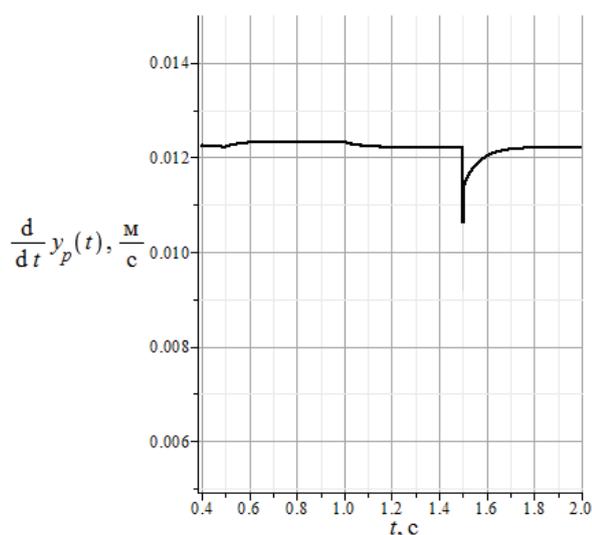


Рис. 7. График изменения скорости перемещения поршня в канале от времени

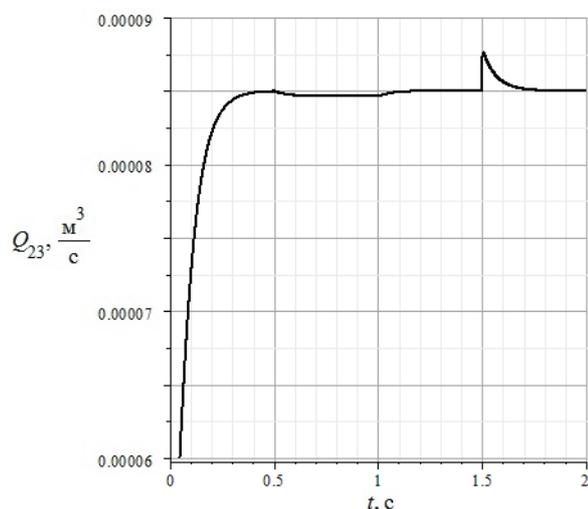


Рис. 8. График изменения расхода через дроссель от времени

При анализе графиков переходных процессов основных параметров исследуемой системы при изменении главного возмущающего фактора – давления в камере сгорания, следовательно, и давления на входе в регулятор расхода – выявлено, что

- разработанная математическая модель позволяет на основе численного метода решения составленной системы дифференциальных уравнений производить расчет исследуемой системы с учетом влияния воздействия внутрикамерных параметров двигательной установки;

- при постепенном изменении давления на входе (время изменения давления больше времени выхода на установившийся режим работы исполнительных механизмов и равно 0,5 с) перерегулирование практически отсутствует,

следовательно, клапан постоянного перепада давления поддерживает постоянный расход на дросселе, а значит и постоянную скорость перемещения поршней в каналах заряда твердого топлива;

- при ступенчатом сигнале возмущающего воздействия расход рабочей жидкости через дроссель увеличивается не более чем на 3%. Перерегулирование перемещения золотника клапана постоянного перепада давления составляет 6,76%. При падении давления в камере сгорания на 0,5 МПа падение скорости перемещения поршня составляет 15%. Но минимальное значение, равное 10,5 м/с превышает значение скорости горения топлива, следовательно, не произойдет нарушения устойчивого режима работы двигательной установки.

- полученные модели могут позволить разработать методику для проектирования РДТТ многократного включения и осуществлять частичную замену экспериментальных испытаний математическим моделированием.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Тенденции развития систем управления гашением ракетных двигателей твердого топлива / А. Б. Бачурин, Е. С. Литвинов, Е. В. Стрельников, В. А. Целищев // Вестник УГАТУ. Уфа, 2011, Т. 15 № 4 (44), С. 127–134.
2. Абугов Д. И. Теория и расчет ракетных двигателей твердого топлива: учеб. / Д. И. Абугов, В. М. Бобылев. М. : Машиностроение, 1987. 272 с.
3. Ерохин Б. Т. Теория внутрикамерных процессов и проектирование РДТТ: учеб. / Б. Т. Ерохин. М. : Машиностроение, 1991. 560 с.
4. РДТТ с регулируемым модулем тяги / В. И. Петренко [и др.]. Миасс : Изд-во ГРЦ «КБ им. академика В. П. Макеева», 1994. 246 с.
5. Ракетный двигатель твердого топлива многократного включения с двумя подсистемами регулирования / А. П. Смородинов, В. А. Целищев // Вестник УГАТУ. Уфа. 2010. Т. 14, №1 (36). С. 3–10.

ОБ АВТОРАХ

Бачурин Александр Борисович, аспирант каф. прикл. гидромех. Дипл. магистра (УГАТУ, 2011). Иссл. в обл. систем управления ЛА и двигательных установок.

Литвинов Евгений Сергеевич, аспирант той же каф. Дипл. магистра (УГАТУ, 2012). Иссл. в обл. систем управления ЛА и двигательных установок.

Стрельников Евгений Владимирович, аспирант той же каф. Дипл. магистра (УГАТУ, 2011). Иссл. в обл. систем управления ЛА и двигательных установок.