

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РФ

ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ АКАДЕМИКА С.П. КОРОЛЕВА
(НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)»

**Расчет регулятора расхода
компонента топлива в газогенератор ЖРД**

Электронные методические указания
по курсовой работе

Самара

2010

УДК 621.452(075)

ББК 39.65

Автор-составитель: Гимадиев Асгат Гатьятович

Рецензент: заведующий кафедрой «Теория двигателей»

д.т.н., профессор Матвеев В. Н.

Изложено применение ЖРД как исполнительного элемента системы управления ракеты-носителя. Дан вывод уравнений математической модели регулятора расхода компонента топлива в газогенератор ЖРД, на основе которых выбираются параметры и рассчитываются его статические и динамические характеристики. Рассматриваются вопросы устойчивости системы ЖРД - регулятор с построением Д - разбиения в плоскости одного параметра.

Методические указания рекомендуются для магистрантов по курсу лекций «Автоматика и регулирование двигательных установок ракетных и космических систем» в рамках магистерской программы «Энергетика, экология и двигательные установки ракетных и космических систем» по направлению 160700.68 «Двигатели летательных аппаратов», а также для студентов специальности 160302 «Ракетные двигатели» и могут быть полезны при выполнении курсовых работ, дипломных проектов и подготовке к экзаменам.

Подготовлены на кафедре автоматических систем энергетических установок.

©Самарский государственный
аэрокосмический университет, 2010

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	4
1. ЖРД КАК ИСПОЛНИТЕЛЬНЫЙ ОРГАН РАКЕТЫ-НОСИТЕЛЯ	5
2. ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ И МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РЕГУЛЯТОРА РАСХОДА КОМПОНЕНТА ТОПЛИВА	9
3. ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ И РАСЧЕТ СТАТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК РЕГУЛЯТОРА	17
4. ЧАСТОТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ РЕГУЛЯТОРА	25
5. ОЦЕНКА УСТОЙЧИВОСТИ СИСТЕМЫ ЖРД - РЕГУЛЯТОР	31
6. КОНСТРУКЦИЯ РЕГУЛЯТОРА	37
Список литературы	41
Приложение 1. Исходные данные для расчета регулятора	42

Предисловие

Важной задачей при подготовке высококвалифицированных магистрантов по направлению 160700.68 – Двигатели летательных аппаратов, студентов по специальности 160302 - «Ракетные двигатели» является привитие им навыков проектирования агрегатов систем двигателей и энергетических установок. К одному из сложных и важных агрегатов жидкостных ракетных двигателей (ЖРД) и энергетических установок относится регулятор тяги (расхода компонента топлива), от динамических свойств которого во многом зависит устойчивость и качество систем. Изучение систем автоматического регулирования (САР) ЖРД начинается с рассмотрения двигателя как объекта регулирования и регулятора, управляющего как внутренними двигательными процессами, так и ракетой в целом. В ЖРД, как правило, применяются регуляторы тяги прямого действия как наиболее простые по схеме и надежные в экстремальных условиях их эксплуатации. Регулятор должен выполнять свои функции в условиях повышенных вибраций и перегрузок, наблюдающихся на двигателе и ракете. Поэтому магистранты должны осваивать методы выбора параметров регулятора с учетом требований, предъявляемых к пневмогидравлической и топливной системам двигателей, динамическим характеристикам и устойчивости систем.

Материал методических указаний ориентирован на использование магистрантами и студентами при выполнении курсового проекта по курсам лекций «Автоматика и регулирование двигательных установок ракетных и космических систем», «Автоматика и регулирование ракетных двигателей».

1 ЖРД КАК ИСПОЛНИТЕЛЬНЫЙ ОРГАН РАКЕТЫ-НОСИТЕЛЯ

Управление ракетой осуществляется по углам крена, тангажа и рыскания, а также кажущейся скоростью полета. По угловым датчикам определяется фактическое положение ракеты в околоземном пространстве и эти команды поступают в программное счетно-решающее устройство (ПСРУ), в котором они сравниваются с требуемыми по программе значениями углов α, γ, θ . По разнице программных и фактических значений этих углов формируется команда на изменение тяги двигателей (рис. 1.1).

Жидкостный ракетный двигатель является исполнительным органом системы управления ракеты-носителя (в дальнейшем ракеты). При этом управление ракетой может осуществляться поворотом двигателей по двум осям или рассогласованием тяг в многокамерной двигательной установке. Во втором случае необходимо изменять тяги двигателей по сигналам системы управления ракеты.

Изменение тяги двигателей осуществляется подсистемами регулирования, исполнительным элементом которых является регулятор тяги (РТ). Усиленный сигнал с ПСРУ на изменение тяги двигателя поступает к электроприводу дросселя РТ. Перенастройка площади дроссельного крана регулятора приводит к изменению расхода подмешиваемого в газогенератор компонента топлива, что приводит к изменению температуры газа на выходе из газогенератора, к изменению мощности турбины, частоты вращения ротора ТНА и, как следствие, к изменению расхода основных компонентов в камеру сгорания и тяги двигателя.

Для обеспечения требуемой скорости полета ракеты в заданной точке космического пространства также необходимо изменять (помимо направления полета) тягу двигателей. Эта задача выполняется тем же регулятором тяги.

В ЖРД РТ установлен в магистрали подачи горючего в двухкомпонентный газогенератор (рис. 1.2). Весь расход одного из компонентов топлива, например, окислителя, поступает в газогенератор, где к нему подмешивается часть горючего с таким расчетом, чтобы

температура газа на входе в турбину (на выходе из газогенератора) не превышала допустимую величину. При подмешивании горючего в

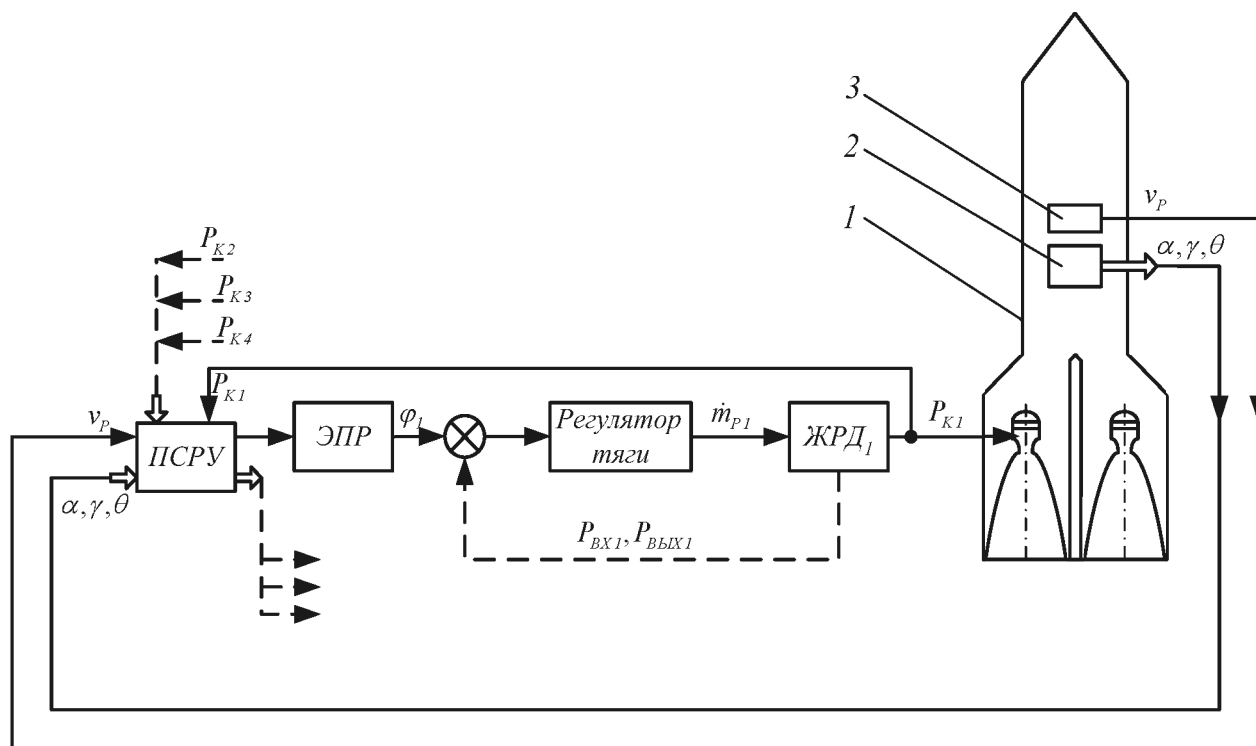


Рис. 1.1. Функциональная схема системы управления ракетой с рассогласованием тяг двигателей: v_p – скорость полета ракеты; α, γ, θ – угол крена, тангажа и рыскания ракеты; P_{BX1}, P_{BYX1} – давления на входе в регулятор и на его выходе; ПСРУ – программное счетно-решающее устройство; ЭПР – электропривод дроссельного крана регулятора тяги (давления в камере сгорания); $P_{K1}, P_{K2}, P_{K3}, P_{K4}$ – давления в камерах сгорания четырех двигателей; $\dot{m}_{p1}$ – расход горючего в окислительный, двухкомпонентный газогенератор первого двигателя; ϕ_i – угол поворота привода дроссельного крана регулятора; 1 – ракета-носитель; 2 – датчик положения ракеты в пространстве; 3 – датчик скорости полета ракеты

газогенераторе происходит горение топлива в центральной зоне, продукты сгорания которой подогревают весь окислитель. Для обеспечения требуемого напора подмешиваемого горючего за основным насосом устанавливается дополнительный насос малой производительности. «Кислый» газ после расширения в турбине вводится в камеру сгорания, куда поступает второй компонент топлива, и в дальнейшем процесс горения в камере протекает при оптимальном соотношении компонентов.

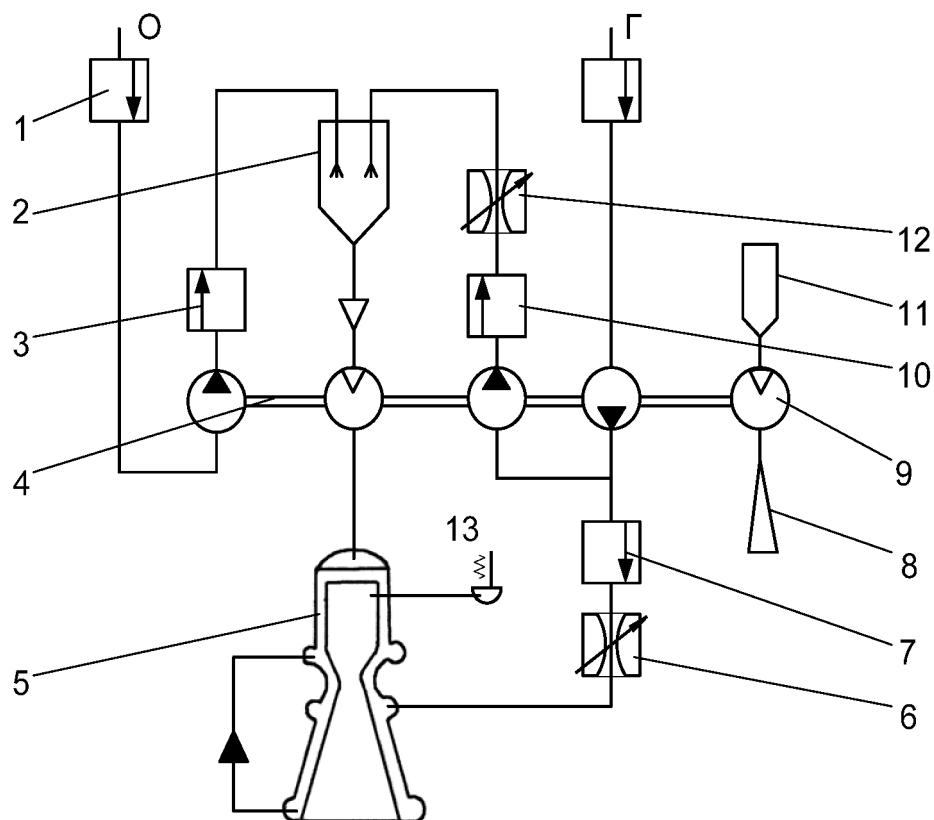
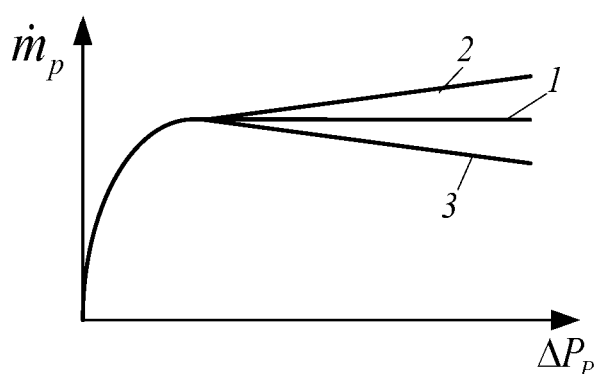


Рис. 1.2. Пневмогидравлическая схема ЖРД с дожиганием и жидкостным газогенератором, работающем на основных компонентах топлива: Г – горючее; О – окислитель; 1 – разделительные клапаны; 2 – жидкостный газогенератор; 3 – главный клапан окислителя; 4 – турбонасосный агрегат; 5 – камера сгорания; 6 – дроссель системы опорожнения баков; 7 – главный клапан горючего; 8 – выхлопное сопло пиротурбины; 9 – пиротурбина; 10 – клапан горючего газогенератора; 11 – пиростартер (твердотопливный газогенератор); 12 – регулятор расхода горючего в газогенератор (тяги); 13 – датчик давления газа в камере сгорания двигателя

Регулятор тяги ЖРД должен иметь статическую погрешность не больше заданной величины при изменении внешних и внутренних возмущающих факторов. К внешним возмущениям относятся изменение давления, плотности и температуры компонентов топлива, поступающих в двигатель, изменение давления во внешней среде, действие ускорения ракеты и колебания ее корпуса. Внутренние возмущающие факторы определяются отклонениями от расчетных значений конструктивных параметров отдельных узлов и агрегатов двигателя, связанных с допусками на их изготовление. Для нормальной работы системы управления ракеты необходимо, чтобы погрешность

поддержания тяги ЖРД (давления в камере сгорания) не превышала 2...4 %. Поэтому для компенсации внешних и внутренних возмущающих факторов необходима система регулирования режима работы внутри самого двигателя. Эту функцию выполняет тот же регулятор тяги, к статическим характеристикам которого предъявляются особые требования.

На рис. 1.3 показаны возможные статические характеристики регулятора, то есть зависимости расхода компонента топлива $\dot{m}_p$ от перепада давления на регуляторе ΔP_p .



Идеальный регулятор — это регулятор, который при любых отклонениях перепада давления на нем возвращает расход жидкости к исходному значению (кривая 1). Такой регулятор называют астатическим.

Рис. 1.3. Статические характеристики регулятора расхода компонента топлива

В практике статическая характеристика регулятора всегда имеет положительный (кривая 2) или отрицательный (кривая 3) статизм. Доказано, что регулятор с отрицательным статизмом может приводить к автоколебаниям в системе регулирования тяги двигателя. Поэтому одно из требований к регулятору — это обеспечение регламентированного положительного статизма.

Следующим специальным требованием к регулятору является обеспечение требуемых его динамических характеристик, которые чаще представляются в виде частотных характеристик. Это требование связано с обеспечением устойчивости системы двигатель-регулятор и показателями качества регулирования динамических процессов в системе. Для удовлетворения последних требований необходимо иметь математическую модель двигателя (хотя бы в первом приближении) и,

исходя из обеспечения требуемого запаса устойчивости системы двигатель-регулятор и времени регулирования при ступенчатом управляющем и возмущающем воздействиях, определить постоянную времени и другие параметры регулятора.

2. ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ И МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РЕГУЛЯТОРА РАСХОДА КОМПОНЕНТА ТОПЛИВА

Принцип действия гидромеханического регулятора тяги (расхода компонента топлива) прямого действия (рис. 2.1) основан на поддержании постоянного перепада давления жидкости на дроссельном кране.

Массовый расход жидкости через дроссельный кран определяется зависимостью:

$$\dot{m}_{\partial p}^{(\varphi)} = \mu_{\partial p} F_{\partial p}(\varphi) \sqrt{2\rho(P_A - P_{\text{вых}})},$$

где $\mu_{\partial p}$ - коэффициент расхода жидкости дроссельного крана;

$F_{\partial p}$ - площадь проходного сечения дроссельного крана, м^2 ;

φ - угол поворота привода дроссельного крана, град.;

ρ - плотность компонента топлива (жидкости), кг/м^3 ;

$P_A, P_{\text{вых}}$ - давления на входе в дроссельный кран и на выходе из регулятора, Па.

При постоянной настройке дроссельного крана ($\mu_{\partial p} = \text{const}$, $F_{\partial p}(\varphi) = \text{const}$) расход жидкости определяется только разностью давлений $P_A - P_{\text{вых}}$ и, если она поддерживается постоянной, то и расход жидкости будет постоянным. Таким образом, регулятор компенсирует влияние внешних и внутренних возмущающих факторов, влияющих на расход жидкости.

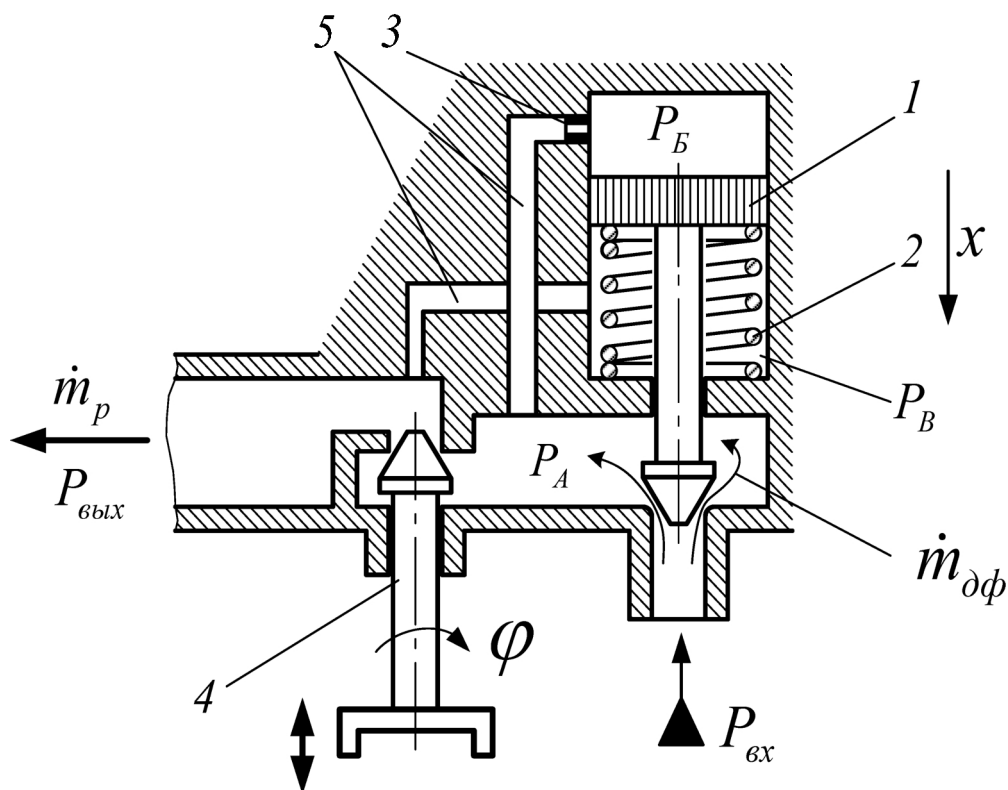


Рис. 2.1. Принципиальная схема гидромеханического регулятора расхода компонента топлива прямого действия: 1 – дифференциальный клапан; 2 – пружина; 3 – жиклер; 4 – настраиваемый дроссельный кран; 5 – каналы подвода давлений к дифференциальному клапану

Регулирование режима работы ЖРД производится изменением площади проходного сечения $F_{др}(\varphi)$ дроссельного крана 4 с помощью электропривода (см. рис. 2.1). Если по какой-либо причине перепад давления на дроссельном кране $P_A - P_{вых}$ изменится, то соответственно изменится и расход горючего. Информация об изменении перепада давления через каналы обратной связи 5 и жиклёр 3 попадает на чувствительный элемент - поршень дифференциального клапана, что приводит к нарушению равновесия действующих на него сил. Поршень перемещается, восстанавливая перепад давления $P_A - P_{вых}$, а значит и расход горючего. Например, если перепад давления $P_A - P_{вых}$ увеличится, то в ответ на это дифференциальный клапан начнёт уменьшать площадь проходного сечения, чтобы компенсировать возникшее возмущение, т.е. уменьшит расход жидкости. Дифференциальный клапан настраивается с помощью

пружины 2 на заданный перепад давления. Так как регулятор прямого действия, то функции чувствительного элемента и исполнительного органа совмещены в одном узле – дифференциальном клапане 3.

Для обеспечения эффективного регулирования ЖРД на регуляторе должен быть большой перепад давлений. С повышенным перепадом давления связана одна из особенностей регулятора – появление на дифференциальном клапане существенной гидродинамической силы. Эта сила пропорциональна скоростному напору жидкости, т.е. перепаду давлений на дифференциальном клапане $P_{ex} - P_A$. Гидродинамическая сила, так же как и сила, создаваемая пружиной, зависит от положения дифференциального клапана, однако она направлена в противоположную сторону. В некоторых случаях жёсткость пружины оказывается меньше жесткости так называемой гидродинамической пружины, что может привести к изменению статизма регулятора, т.е. наклона его статической характеристики. Изменение знака статизма, т.е. переход к отрицательному статизму, может явиться причиной потери внутريدвигательной устойчивости системы ЖРД – регулятор. Гидродинамическая сила является важной характеристикой регулятора, однако из-за сложности картины течения жидкости в его проточной части с резкими изменениями направления, отрывами потока ее практически не удаётся определить расчётным путём. В большинстве случаев гидродинамическую силу приходится определять экспериментально, сопоставляя расчётные и опытные статические характеристики.

Другой важной особенностью гидромеханических регуляторов является большое влияние на их динамику присоединённой к подвижным частям массы жидкости. Площади проходных сечений каналов 5 во много раз меньше площади поршня дифференциального клапана и ускорение жидкости в каналах во много раз больше, чем ускорение поршня. Поэтому инерционные эффекты в каналах могут оказаться существенными. Присоединённая к подвижному элементу клапана масса жидкости определяется как масса жидкости в каналах, увеличенная в $(d_n/d_k)^4$ раз, где d_n - диаметр поршня дифференциального клапана 1, d_k - диаметр проходного сечения

каналов 5. Например, при диаметре поршня 40 мм и диаметре канала 4 мм масса жидкости в канале в 1 грамм превращается в присоединённую массу в 10 кг. Таким образом, наличие даже относительно коротких каналов с небольшой площадью проходного сечения приводит к значительному увеличению приведенной массы подвижных элементов регулятора.

Проектирование регулятора расхода топлива базируется на основе его математической модели, составленной по законам физики, механики, гидравлики. С использованием этих законов выводятся уравнения элементов, которые объединяются в систему дифференциальных и алгебраических уравнений, представляющих собой математическую модель регулятора. При этом нельзя учесть все факторы, действующие на элементы регулятора, поэтому принимаются определенные упрощающие допущения. На основе математической модели регулятора можно разработать методику выбора его основных параметров, рассчитать его статические и динамические характеристики. Используя эти характеристики, можно оценить статическую погрешность регулятора, устойчивость и качество процессов регулирования, произвести коррекцию его параметров с целью обеспечения требуемого запаса устойчивости системы.

При выводе уравнений регулятора, расчетная схема которого приведена на рис. 2.2, принимаются следующие допущения: объемная податливость топлива и стенок регулятора не учитываются из-за их малости; гидравлические потери в дросселирующих элементах учитываются по квазистационарной модели; сухое трение в подвижных элементах отсутствует; утечка топлива по зазорам подвижных элементов дифференциального клапана мала по сравнению с расходом жидкости через жиклер; гидравлические потери на жиклере и в каналах обратной связи учитываются по ламинарной модели движения жидкости; гидравлические потери и сила инерционного сопротивления участков регулятора по основному потоку жидкости не учитываются из-за их малости по сравнению с потерями на дроссельном кране и дифференциальном клапане; массовые расходы жидкости в узких каналах обратной связи пренебрежимо малы по сравнению с расходом

жидкости через регулятор; дросселирующее сечение дифференциального клапана представляет собой четыре треугольных окна.

При выводе уравнений элементов регулятора очень важно правильно задать направление движения подвижных элементов и течения жидкости в соответствии с изменениями возмущающего или управляющего воздействий. На рисунке стрелкой показано направление движения дифференциального клапана (вправо) при увеличении давления на входе в регулятор и при прикрытии дроссельного крана.

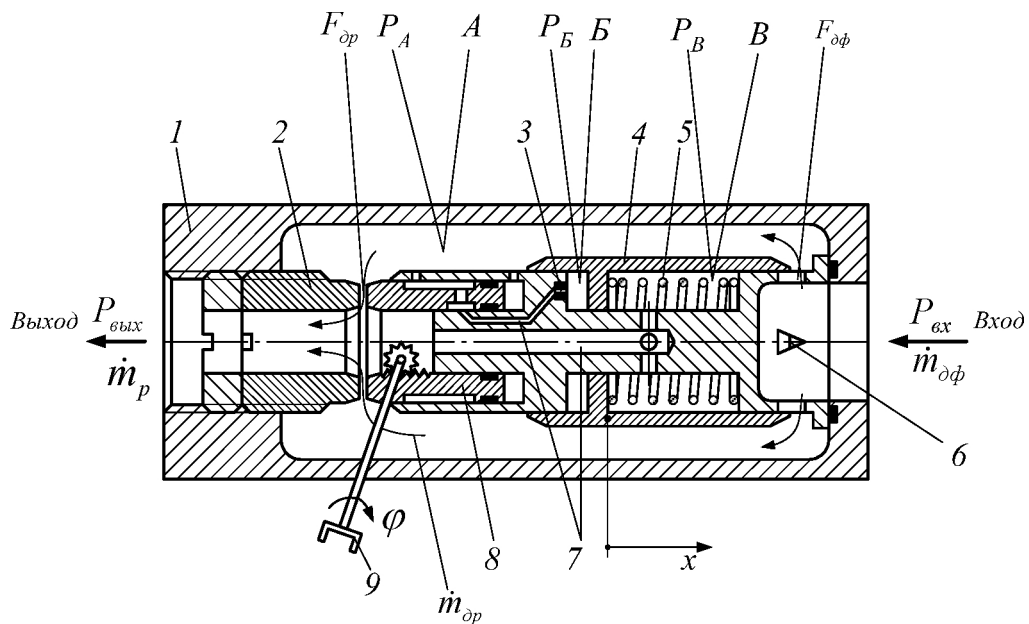


Рис. 2.2. Расчетная схема гидромеханического регулятора расхода жидкости прямого действия: 1 – корпус; 2 – втулка; 3 – жиклер; 4 – дифференциальный клапан; 5 – пружина; 6 – дросселирующее окно треугольного профиля; 7 – каналы подвода давлений к дифференциальному клапану; 8 – дроссельный кран; 9 – привод дроссельного крана

Чувствительным элементом и одновременно исполнительным органом регулятора является дифференциальный клапан 3, который описывается уравнением движения или баланса сил, действующих на поршень (сил инерции, сопротивления трения, пружины, перепада давления и гидродинамической силы):

$$M_n \frac{d^2 x}{dt^2} + \lambda_{mp} \frac{dx}{dt} + \gamma_{прж} x = F_n (P_B - P_B) - N_{np} + N_{зд}, \quad (2.1)$$

где M_n - приведенная масса подвижной части дифференциального клапана, кг; x - координата клапана вдоль его оси, м; t - время, с; $\lambda_{тр} = \mu l b_3 / \delta_3$ - коэффициент, учитывающий вязкое трение; μ - динамическая вязкость жидкости, Па·с; $l = \pi d_n$ - длина окружности поршня, м; d_n - диаметр поршня, м; b_3 - ширина контактирующей с втулкой кольцевой поверхности поршня, м; δ_3 - зазор между поршнем и втулкой, м; $\gamma_{пруж}$ - жесткость пружины, Н/м; F_n - площадь поршня, на которую действуют давления P_B и P_B - давления в полостях B и B , м^2 ; $N_{пр}$ - предварительный натяг пружины (при $x = 0$), Н; $N_{зд}$ - гидродинамическая сила, действующая на клапан, Н.

Гидродинамическая сила возникает из-за того, что при течении жидкости через треугольные окна давление в узком сечении падает на величину, пропорциональную скоростному напору:

$$N_{зд} = c_{зд} \rho v^2 F_m / 2, \quad (2.2)$$

где $c_{зд}$ - коэффициент гидродинамической силы; ρ - плотность жидкости, $\text{кг}/\text{м}^3$; v - скорость потока жидкости в узком сечении дросселирующих окон, м/с; F_m - эквивалентная площадь торца клапана в окрестности треугольных окон, зависящая от положения клапана, м^2 .

Коэффициент $c_{зд}$ аналогичен коэффициентам, вводимым в гидромеханике для определения сил, действующих на обтекаемое тело. Скорость потока жидкости в узком сечении определяется ее объемным расходом на входе в регулятор

$$v = \dot{m}_{\partial\phi} / (\rho \mu_{\partial\phi} F_{\partial\phi}) \quad (2.3)$$

где $\dot{m}_{\partial\phi}$ - массовый расход жидкости через дифференциальный клапан (на входе в регулятор), кг/с; $\mu_{\partial\phi}, F_{\partial\phi}$ - коэффициент расхода и площадь проходного сечения треугольных окон, м^2 .

При выводе уравнений соединительных каналов обратных связей можно принять течение жидкости ламинарным, квазистационарным, жидкость несжимаемой и учитывать только ее инерцию и потери давления на трение о стенки. Для каналов, соединяющих полости B и B

со входом в дроссельный кран и с его выходом, эти уравнения имеют вид:

$$L_B \frac{d\dot{m}_B}{dt} + (R_B + R_{жс})\dot{m}_B = P_A - P_B; \quad (2.4)$$

$$L_B \frac{d\dot{m}_B}{dt} + R_B \dot{m}_B = P_B - P_{вых}, \quad (2.5)$$

где $L_B = l_B / F_B + l_{жс} / F_{жс}$ - удельная акустическая индуктивность канала, соединяющего полость A с полостью B , $1/м$; l_B - длина канала, $м$; F_B - эквивалентная площадь проходного сечения канала, $м^2$; $l_{жс}$ - длина канала жиклера, $м$; $F_{жс}$ - площадь проходного сечения жиклера, $м^2$; $\dot{m}_B$ - массовый расход жидкости в полость B , $кг/с$; $R_B = 128\nu l_B / (\pi d_B^4)$ - гидравлическое сопротивление канала, $1/(м \cdot с)$; d_B - эквивалентный диаметр проходного сечения канала, $м$; ν - кинематическая вязкость жидкости, $м^2/с$; $R_{жс} = 128\nu l_{жс} / (\pi d_{жс}^4)$ - гидравлическое сопротивление жиклера, $1/(м \cdot с)$; $d_{жс}$ - диаметр жиклера, $м$; P_A - давление жидкости в полости A , $Па$; $L_B = l_B / F_B$ - удельная акустическая индуктивность канала, соединяющего полость B с выходом дроссельного крана, $1/м$; l_B - длина канала, $м$; F_B - эквивалентная площадь проходного сечения канала, $м^2$; $\dot{m}_B$ - массовый расход жидкости в полость B , $кг/с$; $R_B = 128\nu l_B / (\pi d_B^4)$ гидравлическое сопротивление канала, $1/(м \cdot с)$; d_B - эквивалентный диаметр проходного сечения канала из полости B , $м$; $P_{вых}$ - давление жидкости на выходе из регулятора, $Па$.

Эквивалентные диаметры и площади проходных сечений каналов равны их соответствующим значениям, если каналы однородны, то есть не имеют диаметральных уступов. В противном случае эквивалентные параметры нужно определять, исходя из суммарной акустической индуктивности или сопротивления участков каналов с различными диаметрами с последующим пересчетом их в эквивалентные величины при исходной общей длине.

Расходы жидкости через подводящие каналы связаны между собой и с перемещением дифференциального клапана зависимостями

$$\dot{m}_B = \dot{m}_B; \quad \dot{m}_B = \rho F_n \frac{dx}{dt}. \quad (2.6)$$

Расход жидкости через треугольные окна дифференциального клапана и дроссельный кран определяются зависимостями:

$$\dot{m}_{\partial\phi} = \mu_{\partial\phi} F_{\partial\phi}(x) \sqrt{2\rho(P_{\text{вх}} - P_A)}; \quad (2.7)$$

$$\dot{m}_{\partial\phi}^{(\varphi)} = \mu_{\partial\phi} F_{\partial\phi}(\varphi) \sqrt{2\rho(P_A - P_{\text{вых}})}, \quad (2.8)$$

где $P_{\text{вх}}$ - давление жидкости на входе в регулятор, Па; $\dot{m}_{\partial\phi}^{(\varphi)}$ - массовый расход жидкости на выходе из регулятора, кг/с; $\mu_{\partial\phi}$, $F_{\partial\phi}$ - коэффициент расхода и площадь проходного сечения дроссельного крана, м²; φ - угол поворота привода дроссельного крана, град. Площадь треугольных окон дифференциального клапана связана с его ходом зависимостью

$$F_{\partial\phi}(x) = 4(h-x)^2 \operatorname{tg} \beta \quad (2.9)$$

где h - высота треугольных окон, м; β - половина угла при вершине окон, град (рис. 2.2).

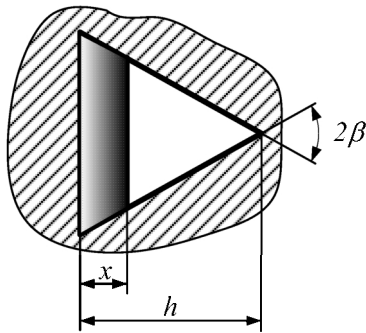


Рис. 2.2. Схема треугольного окна дифференциального клапана

Площадь проходного сечения дроссельного крана является функцией угла поворота электропривода $F_{\partial\phi}(\varphi)$, и эту зависимость можно подобрать по требуемому закону изменения расхода жидкости через регулятор от угла φ .

Так как сжимаемость жидкости и податливость стенок регулятора не учитываются, то справедливо равенство

$$\dot{m}_{\partial\phi} = \dot{m}_{\partial\phi}^{(\varphi)}. \quad (2.10)$$

Таким образом, ясно, что математическая модель гидромеханического регулятора представляет собой систему дифференциальных и алгебраических уравнений (2.1)...(2.10), на основе которых можно составить методику выбора основных параметров,

рассчитать статическую, динамическую характеристики и исследовать устойчивость системы ЖРД - регулятор.

3. ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ И РАСЧЕТ СТАТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК РЕГУЛЯТОРА

Статическая характеристика РТ необходима для определения его статической погрешности при изменении перепада давления на нем и коэффициентов передачи (усиления) при отклонении угла поворота привода дроссельного крана и изменения давления на входе. Для выбора параметров и расчета статической характеристики регулятора необходимо знать некоторые режимные параметры, задаваемые в результате термогазодинамического расчета ЖРД. Эти параметры зависят от схемы и тяги двигателя, режима его работы, компонентов топлива.

Расчет статической характеристики РТ проводится на основе представленной в главе 2 математической модели для установившегося режима, то есть когда в уравнениях производные равны нулю. При этом частью параметров приходится задаваться, исходя из соображений создания компактной конструкции регулятора и опыта разработки аналогичных регуляторов - прототипов.

Предположим, что в результате расчета топливной системы ЖРД заданы следующие режимные параметры:

$\dot{m}_{p.HAP}^{(\varphi_1)}$, $\dot{m}_{p.HAP}^{(\varphi_2)}$ - минимальный и максимальный расходы горючего на выходе из регулятора в момент начала автоматической работы (НАР), кг/с;

$\Delta P_{dp.HAP}$ - перепад давления на дроссельном кране в момент начала автоматической работы регулятора, Па;

$P_{вых}$ - давление на выходе из регулятора, Па;

$P_{вх.нм}$; $P_{вх.нб}$ - наименьший и наибольший давления на входе в регулятор, Па;

индексы φ_1 и φ_2 во всех параметрах указывают на их принадлежность к режимам, определяемым наименьшим и наибольшим углами поворота привода дроссельного крана.

В процессе расчета статической характеристики регулятора определяются следующие параметры: площадь дроссельного крана при максимальном и минимальном углах поворота привода дроссельного крана; усилие предварительного натяга и жесткость пружины.

Задаются углом при вершине треугольного окна дифференциального клапана, площадью поршня дифференциального клапана, плотностью жидкости, а также коэффициентами расхода дроссельного крана и окон дифференциального клапана.

Для нахождения искомых параметров и расчета статических характеристик регулятора выводится вначале формула для определения давления P_A в полости за дифференциальным клапаном. Подставив (2.7) и (2.8) в равенство (2.10) и, раскрыв полученное выражение, относительно P_A с учетом (2.9), получим

$$P_A = \frac{16 \mu_{\partial\phi}^2 (h-x)^4 \operatorname{tg}^2 \beta P_{\text{ex}} + \mu_{\partial p}^2 [F_{\partial p}(\varphi)]^2 P_{\text{вых}}}{16 \mu_{\partial\phi}^2 (h-x)^4 \operatorname{tg}^2 \beta + \mu_{\partial p}^2 [F_{\partial p}(\varphi)]^2}. \quad (3.1)$$

Если подставить выражение (3.1) в одну из формул (2.7) или (2.8) имея в виду, что $P_{\text{ex}} - P_{\text{вых}} = \Delta P_p$, получим зависимость для расчета статической характеристики регулятора:

$$\dot{m}_p^{(\varphi)} = \frac{4 \mu_{\partial\phi} (h-x)^2 \operatorname{tg} \beta \mu_{\partial p} F_{\partial p}(\varphi)}{\sqrt{16 \mu_{\partial\phi}^2 (h-x)^4 \operatorname{tg}^2 \beta + \mu_{\partial p}^2 [F_{\partial p}(\varphi)]^2}} \sqrt{2\rho \Delta P_p}. \quad (3.2)$$

Статическую характеристику регулятора можно построить, если известны параметры, входящие в правую часть выражения (3.2).

Параметр $F_{\partial p}(\varphi)$ при известном (заданном) перепаде давления на дроссельном кране $\Delta P_{\partial p} = P_A - P_{\text{вых}}$ на главной ступени работы двигателя, соответствующем $\varphi = \varphi_2$, определяется по полученной из (2.8) формуле

$$F_{\partial p}(\varphi_2) = \frac{\dot{m}_{p.HAP}^{(\varphi_2)}}{\mu_{\partial p} \sqrt{2\rho \Delta P_{\partial p.HAP}}}. \quad (3.3)$$

В формулах (3.2) и (3.3) можно принять $\mu_{\partial p} = \mu_{\partial\phi} = 0,65 \dots 0,70$.

Высота h треугольного окна дифференциального клапана определяется из того условия, что регулятор вступает в работу при $P_{вх} = P_{вх.нм}$, $\dot{m}_{p.HAP}^{(\varphi)} = \dot{m}_{p.HAP}^{(\varphi_2)}$, давлении в полости A регулятора $P_A = P_{вых} + \Delta P_{\partial p.HAP}$ и $x = 0$. С учетом указанных условий и равенства (2.9) уравнение (2.7) запишется в виде

$$\dot{m}_{p.HAP}^{(\varphi_2)} = 4\mu_{\partial\phi} h^2 \operatorname{tg} \beta \sqrt{2\rho (P_{вх.нм} - P_{вых} - \Delta P_{\partial p.HAP})}. \quad (3.4)$$

Задавая угол при вершине треугольного окна дифференциального клапана, например $2\beta = 150 \text{ град}$, из формулы (3.4) можно определить величину h :

$$h = \left[\frac{\dot{m}_{p.HAP}^{(\varphi_2)}}{4\mu_{\partial\phi} \operatorname{tg} \beta \sqrt{2\rho (P_{вх.нм} - P_{вых} - \Delta P_{\partial p.HAP})}} \right]^{\frac{1}{2}}. \quad (3.5)$$

Для расчета статистической характеристики регулятора по формуле (3.2) неизвестна еще координата дифференциального клапана x , которая зависит от перепада давления на регуляторе ΔP_p . Для нахождения указанной зависимости можно воспользоваться уравнением баланса сил (2.1) на установившемся режиме работы регулятора, то есть когда в уравнении производная равна нулю, а давления P_B и $P_{вх}$ равны $P_B = P_A$, $P_{вх} = P_{вых}$ (без учета гидродинамической силы $N_{\text{зд}} = 0$):

$$N_{np} + \gamma_{npж} x = F_n (P_A - P_{вых}). \quad (3.6)$$

Если подставить в уравнение (3.6) вместо P_A его выражение (3.1) и преобразовать, то можно получить выражение для определения связи между перепадом давления на регуляторе и ходом дифференциального клапана:

$$\Delta P_p = \frac{16\mu_{\partial\phi}^2 (h-x)^4 \operatorname{tg}^2 \beta + \mu_{\partial p}^2 (F_{\partial p}(\varphi_2))^2}{16\mu_{\partial\phi}^2 (h-x)^4 \operatorname{tg}^2 \beta F_n} (N_{np} + \gamma_{npж} x). \quad (3.7)$$

Площадью поршня F_n в равенстве (3.7) можно задаться из соображений реализации компактной конструкции, например $F_n = 15 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$.

Таким образом, задавая значения x в диапазоне $0 \dots x_{нб}$ по формуле (3.7) можно построить график $x = f(\Delta P_p)$ (рис. 3.1).

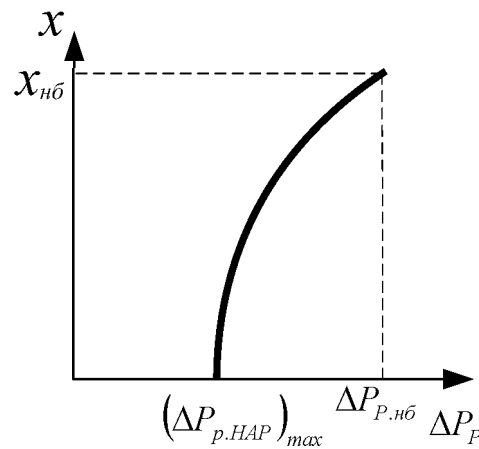


Рис. 3.1. График зависимости $x = f(\Delta P_p)$ при $\varphi = \varphi_{\max}$

Зависимость, представленная на рис. 3.1, используется при расчете статической характеристики регулятора по формуле (3.2), когда для заданного перепада давления ΔP_p должен быть задан соответствующий ход дифференциального клапана x .

Неизвестными в уравнении (3.2) еще остаются N_{np} и $\gamma_{прж}$. Для определения силы предварительного натяга пружины N_{np} следует воспользоваться уравнением (3.6) баланса сил, действующих на поршень дифференциального клапана на установившемся режиме работы регулятора в момент страгивания клапана ($x = 0$), а перепад на дроссельном кране равен $\Delta P_{др} = \Delta P_{др.НAP}$. Тогда сила предварительного натяга пружины определится так:

$$N_{np} = F_n \Delta P_{др.НAP}. \quad (3.8)$$

Для определения жесткости пружины нужно вычислить максимальный ход $x_{нб}$ дифференциального клапана, соответствующий максимальному перепаду давления на регуляторе $\Delta P_{p.нб} = P_{вх.нб} - P_{вых}$. Для расчета $x_{нб}$ следует воспользоваться формулой (3.2), подставляя в нее $x = x_{нб}$, $\Delta P_p = \Delta P_{p.нб}$, увеличив $\dot{m}_p = \dot{m}_{p.НAP}^{(\varphi_2)}$ на 10 %, т.е. на величину допустимой статистической погрешности регулятора

$$x_{нб} = h - \left\{ \frac{1,21 \mu_{\partial p}^2 [F_{\partial p}(\varphi_2)]^2 (\dot{m}_{p.HAP}^{(\varphi_2)})^2}{16 \mu_{\partial \phi}^2 tg^2 \beta \{2 \mu_{\partial p}^2 [F_{\partial p}(\varphi_2)]^2 \rho \Delta P_{p.нб} - 1,21 (\dot{m}_{p.HAP}^{(\varphi_2)})^2\}} \right\}^{\frac{1}{4}}. \quad (3.9)$$

Известно, что при увеличении расхода жидкости через дроссель постоянного сечения на 10 % перепад давления на нем увеличивается примерно на 20 %, что обусловлено его квадратичной дроссельной характеристикой. Поэтому, преобразовав формулу (3.6) с учетом того, что при $x = x_{нб}$ справедливо равенство $(P_A - P_{вых}) = 1,2 \Delta P_{\partial p.HAP}$, получим:

$$\gamma_{нржс} = (1,2 F_n \Delta P_{\partial p.HAP} - N_{нр}) / x_{нб}. \quad (3.10)$$

Таким образом, для расчета и построения статической характеристики регулятора по каналу стабилизации необходимо: в формулу (3.2) подставить величины, полученные в результате расчета по формулам (3.3)-(3.10) и принятые в качестве исходных данных $h, \mu_{\partial p}, \mu_{\partial \phi}, \rho, \beta$, парные значения ΔP_p и x (из графика на рис. 3.1); вычислить $\dot{m}_p$ для случая $\varphi = \varphi_2$ в диапазоне перепада давления на регуляторе $\Delta P_p = 0 \dots \Delta P_{p.HAP}^{(\varphi_2)}$ по формуле

$$\dot{m}_p^{(\varphi_2)} = \frac{4 \mu_{\partial \phi} h^2 tg \beta \mu_{\partial p} F_{\partial p}(\varphi_2)}{\sqrt{16 \mu_{\partial \phi}^2 h^4 tg^2 \beta + \mu_{\partial p}^2 [F_{\partial p}(\varphi_2)]^2}} \sqrt{2 \rho \Delta P_p}. \quad (3.11)$$

В диапазоне перепада давления на регуляторе $\Delta P_p = \Delta P_{p.HAP}^{(\varphi_2)} \dots \Delta P_{p.нб}$ статическая характеристика регулятора определяется по зависимости

$$\dot{m}_p^{(\varphi_2)} = \frac{4 \mu_{\partial \phi} (h-x)^2 tg \beta \mu_{\partial p} F_{\partial p}(\varphi_2)}{\sqrt{16 \mu_{\partial \phi}^2 (h-x)^4 tg^2 \beta + \mu_{\partial p}^2 (F_{\partial p}(\varphi_2))^2}} \sqrt{2 \rho \Delta P_p}. \quad (3.12)$$

Величину $\Delta P_{p.HAP}^{(\varphi_2)}$ легко определить по формуле

$$\Delta P_{p.HAP}^{(\varphi_2)} = \frac{(\dot{m}_{p.HAP}^{(\varphi_2)})^2 \left[16 \mu_{\partial \phi}^2 h^4 tg^2 \beta + \mu_{\partial p}^2 (F_{\partial p}(\varphi_2))^2 \right]}{2 \rho \left[4 \mu_{\partial \phi} h^2 tg \beta \mu_{\partial p} F_{\partial p}(\varphi_2) \right]^2}. \quad (3.13)$$

Статическая характеристика регулятора при минимальном угле поворота привода дроссельного крана $\varphi = \varphi_1$ рассчитывается уже при известных, определенных при $\varphi = \varphi_2$, величинах $h, \mu_{\partial p}, \mu_{\partial \phi}, \rho, \beta, N_{np}, \gamma_{npж}$. Для этого вначале определяется площадь проходного сечения дроссельного крана $F_{\partial p}(\varphi_1)$ по формуле

$$F_{\partial p}(\varphi_1) = \frac{\dot{m}_{p.HAP}^{(\varphi_1)}}{\mu_{\partial p} \sqrt{2\rho \Delta P_{\partial p.HAP}}}, \quad (3.14)$$

а затем рассчитываются статические характеристики регулятора при $\varphi = \varphi_1$ в диапазоне перепада давления на регуляторе $\Delta P_p = 0 \dots \Delta P_{p.HAP}^{(\varphi_1)}$ следует вести по формуле

$$\dot{m}_p^{(\varphi_1)} = \frac{4\mu_{\partial \phi} h^2 \operatorname{tg} \beta \mu_{\partial p} F_{\partial p}(\varphi_1)}{\sqrt{16\mu_{\partial \phi}^2 h^4 \operatorname{tg}^2 \beta + \mu_{\partial p}^2 (F_{\partial p}(\varphi_1))^2}} \sqrt{2\rho \Delta P_p}, \quad (3.15)$$

а в диапазоне выше $\Delta P_p = \Delta P_{p.HAP}^{(\varphi_1)} \dots \Delta P_{p.нб}$ по формуле

$$\dot{m}_p^{(\varphi_1)} = \frac{4\mu_{\partial \phi} (h-x)^2 \operatorname{tg} \beta \mu_{\partial p} F_{\partial p}(\varphi_1)}{\sqrt{16\mu_{\partial \phi}^2 (h-x)^4 \operatorname{tg}^2 \beta + \mu_{\partial p}^2 (F_{\partial p}(\varphi_1))^2}} \sqrt{2\rho \Delta P_p}. \quad (3.16)$$

Величина $\Delta P_{p.HAP}^{(\varphi_1)}$ определяется аналогично формуле (3.13)

$$\Delta P_{p.HAP}^{(\varphi_1)} = \frac{(\dot{m}_{p.HAP}^{(\varphi_1)})^2 \left[16\mu_{\partial \phi}^2 h^4 \operatorname{tg}^2 \beta + \mu_{\partial p}^2 (F_{\partial p}(\varphi_1))^2 \right]}{2\rho \left[4\mu_{\partial \phi} h^2 \operatorname{tg} \beta \mu_{\partial p} F_{\partial p}(\varphi_1) \right]^2}. \quad (3.17)$$

Соответствие между перепадом давления на регуляторе и ходом дифференциального клапана можно определить в результате построения графика на рис. 3.2 по формуле

$$\Delta P_p = \frac{16\mu_{\partial \phi}^2 (h-x)^4 \operatorname{tg}^2 \beta + \mu_{\partial p}^2 [F_{\partial p}(\varphi_1)]^2}{16\mu_{\partial \phi}^2 (h-x)^4 \operatorname{tg}^2 \beta F_n} (N_{np} + \gamma_{npж} x). \quad (3.18)$$

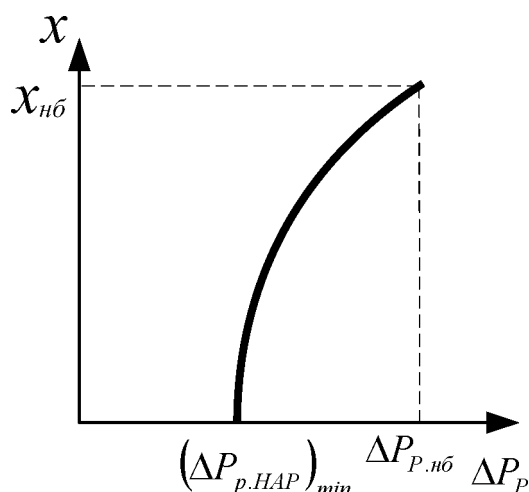


Рис. 3.2. График зависимости $x = f(\Delta P_p)$ при $\varphi = \varphi_1$

Таким образом, в результате расчета по формулам (3.2) – (3.18) можно построить статические характеристики регулятора (рис. 3.3).

По построенным статическим характеристикам регулятора при различных значениях угла привода дроссельного крана можно

определить, с какой погрешностью поддерживается заданный расход горючего при изменении перепада давления на регуляторе ΔP_p .

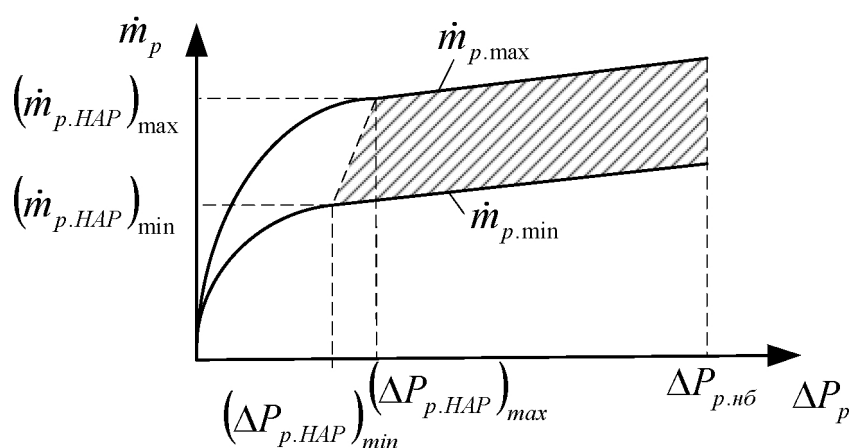


Рис. 3.3. Статические характеристики регулятора расхода топлива в режиме стабилизации: нижний график соответствует $\varphi_1 = const$; верхний график соответствует $\varphi_2 = const$; заштрихованная область соответствует рабочей зоне регулятора

Известно, что гидродинамическая сила снижает статизм регулятора, поэтому чтобы оценить насколько она влияет на статическую характеристику регулятора, необходимо рассчитать ее по приближенным формулам и учесть в уравнении баланса сил (3.5). Гидродинамическая сила $N_{\text{сд}}$ определяется по формуле (2.2), в которой площадь F_m находится по выражению $F_m = 8\Delta_{\text{сф}} h \sin \beta$, где $\Delta_{\text{сф}}$ - толщина втулки дифференциального клапана в месте дросселирования

потока жидкости, м. Величина $\Delta_{\partial\phi}$ задается из конструктивных соображений, например $\Delta_{\partial\phi} = 3 \cdot 10^{-3}$ м. Коэффициент гидродинамической силы $c_{\partial\phi}$ можно в первом приближении принять равным $c_{\partial\phi} = 0,8$. При расчете скорости потока жидкости по формуле (2.3) расход $\dot{m}_{\partial\phi}$ следует принять $\dot{m}_{\partial\phi} = 1,1 \dot{m}_{p.HAP}^{(\varphi_2)}$. При указанных допущениях погрешность расчета $N_{\partial\phi}$ будет большая, поэтому эта сила, как правило, определяется экспериментально [3].

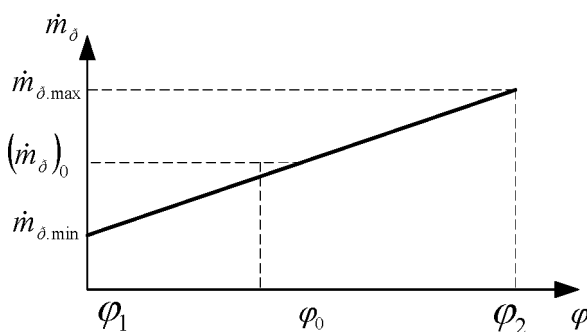


Рис. 3.4. Расходная характеристика регулятора тяги в режиме управления

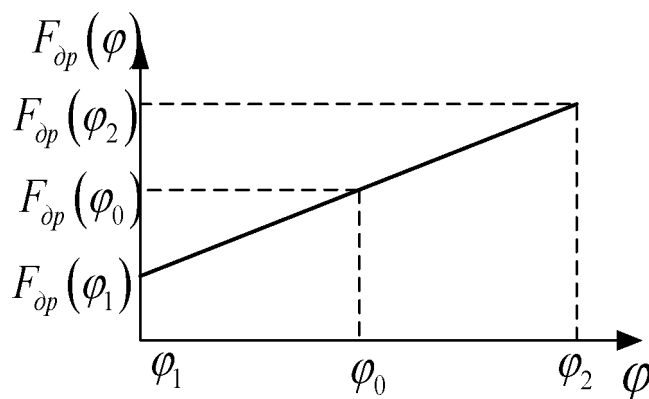


Рис. 3.5. Зависимость площади проходного сечения дроссельного крана регулятора от угла поворота его привода

В формуле (3.15) можно принять $\varphi_1 = 0^0$, $\varphi_2 = 180^0$, а значения $\dot{m}_p^{(\varphi_1)}$ и $\dot{m}_p^{(\varphi_2)}$ определить по статической характеристике регулятора при $\Delta P_p = (\Delta P_p)_0$.

Для реализации характеристики на рис. 3.4 необходимо предусмотреть соответствующее изменение площади дроссельного крана от угла поворота его привода (рис. 3.5).

4. ЧАСТОТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ РЕГУЛЯТОРА

Частотные характеристики регулятора используются при оценке устойчивости систем, построении области их устойчивости в плоскости одного или двух параметров. Для расчета частотных характеристик регулятора используется выведенная в разделе 2 его математическая модель, в которую входят нелинейные уравнения, в частности для дроссельного крана и дифференциального клапана. Для линеаризации нелинейных характеристик можно воспользоваться методом малых отклонений в окрестности параметров, соответствующих исследуемому режиму работы регулятора.

Система линеаризованных дифференциальных и алгебраических уравнений регулятора в малых отклонениях записывается на основе уравнений его математической модели (2.1), (2.4)...(2.10) (без учета гидродинамической силы):

$$\left. \begin{aligned} M_n \frac{d^2 \Delta x}{dt^2} + \lambda_{mp} \frac{d\Delta x}{dt} + \gamma_{np} \Delta x &= F_n (\Delta P_B - \Delta P_B); \\ L_B \frac{d\Delta \dot{m}_B}{dt} + (R_B + R_{Ж}) \Delta \dot{m}_B &= \Delta P_A - \Delta P_B; \\ L_B \frac{d\Delta \dot{m}_B}{dt} + R_B \Delta \dot{m}_B &= \Delta P_B - \Delta P_{\text{вых}}; \\ \Delta \dot{m}_B &= \Delta \dot{m}_B; \\ \Delta \dot{m}_B &= \rho F_n \frac{d\Delta x}{dt} \end{aligned} \right\}, \quad (4.1)$$

$$\left. \begin{aligned} \Delta \dot{m}_{\partial\phi} &= \frac{(\dot{m}_{\partial\phi})_0}{(F_{\partial\phi})_0} \Delta F_{\partial\phi} + \frac{(\dot{m}_{\partial\phi})_0}{2(P_{\text{ex}} - P_A)} [\Delta P_{\text{ex}} - \Delta P_A]; \\ \Delta \dot{m}_p &= \frac{(\dot{m}_p)_0}{[F_{\partial p}(\varphi)]_0} \Delta F_{\partial p} + \frac{(\dot{m}_p)_0}{(P_A - P_{\text{вых}})_0} [\Delta P_A - \Delta P_{\text{вых}}]; \\ \Delta F_{\partial\phi} &= \frac{2(F_{\partial\phi})_0}{(h-x)_0} \Delta x; \quad \Delta F_{\partial p} = \left[\frac{\partial F_{\partial p}}{\partial \varphi} \right]_0 \Delta \varphi; \\ \Delta \dot{m}_{\partial\phi} &= \Delta \dot{m}_p, \quad (\dot{m}_{\partial\phi})_0 = (\dot{m}_p)_0 \end{aligned} \right\}. \quad (4.2)$$

Индекс “О” в обозначениях параметров означает, что они соответствуют номинальному (расчетному) значению. Следует отметить, что номинальные значения расходов на входе в регулятор и на его выходе равны, т.е. $(\dot{m}_{\partial\phi})_0 = (\dot{m}_p)_0$. В результате преобразований систему уравнений (4.1) можно свести к одному уравнению собственно дифференциального клапана как колебательного типового звена

$$\left[M_n + \rho F_n^2 (L_B + L_B) \right] \frac{d^2 \Delta x}{dt^2} + \left[\lambda_{mp} + \rho F_n^2 (R_B + R_B + R_{\text{ж}}) \right] \frac{d \Delta x}{dt} + \gamma_{np\text{жс}} x = F_n (\Delta P_A - \Delta P_{\text{вых}}). \quad (4.3)$$

Преобразовав уравнения (4.2), можно получить два уравнения относительно ΔP_A и $\Delta \dot{m}_p$:

$$\Delta P_A = \frac{(P_A - P_{\text{вых}})_0}{(P_{\text{вх}} - P_{\text{вых}})_0} \Delta P_{\text{вх}} + \frac{(P_{\text{вх}} - P_A)_0}{(P_{\text{вх}} - P_{\text{вых}})_0} \Delta P_{\text{вых}} - \frac{4(P_{\text{вх}} - P_A)_0 (P_A - P_{\text{вых}})_0}{(P_{\text{вх}} - P_{\text{вых}})_0 (h - x)_0} \Delta x - \quad (4.4)$$

$$- \frac{2(P_{\text{вх}} - P_A)_0 (P_A - P_{\text{вых}})_0}{(P_{\text{вх}} - P_{\text{вых}})_0 (F_{\partial p, \kappa})_0} \left(\frac{\partial F_{\partial p}}{\partial \phi} \right)_0 \Delta \phi;$$

$$\Delta \dot{m}_p = \frac{(\dot{m}_p)_0}{2(P_{\text{вх}} - P_{\text{вых}})_0} \Delta P_{\text{вх}} - \frac{(\dot{m}_p)_0}{2(P_{\text{вх}} - P_{\text{вых}})_0} \Delta P_{\text{вых}} - \frac{2(P_{\text{вх}} - P_A)_0 (\dot{m}_p)_0}{(P_{\text{вх}} - P_{\text{вых}})_0 (h - x)_0} \Delta x + \frac{(\dot{m}_p)_0}{(F_{\partial p})_0} \left(\frac{\partial F_{\partial p}}{\partial \phi} \right)_0 \times \quad (4.5)$$

$$\times \frac{(P_A - P_{\text{вых}})_0}{(P_{\text{вх}} - P_{\text{вых}})_0} \Delta \phi.$$

Если подставить выражение для ΔP_A из равенства (4.4) в формулу (4.3), то получится уравнение дифференциального клапана в составе регулятора расхода топлива, т.е. с учетом воздействий со стороны входного $\Delta P_{\text{вх}}$ и выходного $\Delta P_{\text{вых}}$ давлений, а также угла поворота привода дроссельного крана $\Delta \phi$

$$\begin{aligned}
& \left[M_n + \rho F_n^2 (L_B + L_B) \right] \frac{d^2 \Delta x}{dt^2} + \left[\lambda_{mp} + \rho F_n^2 (R_B + R_B + R_{\mathcal{K}}) \right] \frac{d \Delta x}{dt} + \\
& + \left[\gamma_{np\mathcal{K}} + \frac{4(P_{ex} - P_A)_0 (P_A - P_{ex})_0}{(P_{ex} - P_{ex})_0 (h - x)_0} \right] \Delta x = \frac{F_n (P_A - P_{ex})_0}{(P_{ex} - P_{ex})_0} \Delta P_{ex} - \\
& - \frac{F_n (P_A - P_{ex})_0}{(P_{ex} - P_{ex})_0} \Delta P_{ex} - \frac{2F_n (P_{ex} - P_A)_0 (P_A - P_{ex})_0}{(P_{ex} - P_{ex})_0 (F_{dp})_0} \left(\frac{\partial F_{dp}}{\partial \varphi} \right)_0 \Delta \varphi.
\end{aligned} \quad (4.6)$$

Уравнения (4.5) и (4.6) полностью определяют динамические свойства регулятора расхода топлива. Разделив равенство (4.6) на коэффициент при Δx можно получить классическое выражение для дифференциального клапана:

$$T_p^2 \frac{d^2 \Delta x}{dt^2} + 2T_p \zeta \frac{d \Delta x}{dt} + \Delta x = K_1 (\Delta P_{ex} - \Delta P_{ex}) - K_2 \Delta \varphi, \quad (4.7)$$

где $T_p = \left\{ \frac{M_n + \rho F_n^2 (L_B + L_B)}{\gamma_{np\mathcal{K}} + \frac{4(P_{ex} - P_A)_0 (P_A - P_{ex})_0}{(P_{ex} - P_{ex})_0 (h - x)_0}} \right\}^{\frac{1}{2}}$ - постоянная времени

регулятора расхода, с;

$$\zeta = \frac{\lambda_{mp} + \rho F_n^2 (R_B + R_B + R_{\mathcal{K}})}{2 \left\{ \left[M_n + \rho F_n^2 (L_B + L_B) \right] \left[\gamma_{np\mathcal{K}} + \frac{4(P_{ex} - P_A)_0 (P_A - P_{ex})_0}{(P_{ex} - P_{ex})_0 (h - x)_0} \right] \right\}^{\frac{1}{2}}} - \quad (4.8)$$

- коэффициент демпфирования;

$$K_1 = \frac{F_n (P_A - P_{ex})_0}{(P_{ex} - P_{ex})_0 \left[\gamma_{np\mathcal{K}} + \frac{4(P_{ex} - P_A)_0 (P_A - P_{ex})_0}{(P_{ex} - P_{ex})_0 (h - x)_0} \right]}, \text{ м/Па};$$

$$K_2 = \frac{2F_n (P_{ex} - P_A)_0 (P_A - P_{ex})_0}{(P_{ex} - P_{ex})_0 (F_{dp})_0 \left[\gamma_{np\mathcal{K}} + \frac{4(P_{ex} - P_A)_0 (P_A - P_{ex})_0}{(P_{ex} - P_{ex})_0 (h - x)_0} \right]} \left(\frac{\partial F_{dp}}{\partial \varphi} \right)_0,$$

град/Па

- коэффициенты передачи.

Аналогично можно представить уравнение (4.5), вводя принятые обозначения коэффициентов

$$\Delta \dot{m}_p = K_3(\Delta P_{ex} - \Delta P_{вых}) - K_4 \Delta x + K_5 \Delta \varphi, \quad (4.9)$$

где

$$K_3 = \frac{(\dot{m}_p)_0}{2(P_{ex} - P_{вых})_0}, \text{ кг/(с} \cdot \text{Па)} \quad (4.10)$$

$$K_4 = \frac{2(P_{ex} - P_A)_0(\dot{m}_p)_0}{(P_{ex} - P_{вых})_0(h - x)_0}, \text{ кг/(с} \cdot \text{м)} \quad (4.11)$$

$$K_5 = \frac{(\dot{m}_p)_0}{(F_{dp})_0} \left(\frac{\partial F_{dp}}{\partial \varphi} \right)_0 \frac{(P_A - P_{вых})_0}{(P_{ex} - P_{вых})_0}, \text{ кг/(с} \cdot \text{град)} \quad (4.12)$$

- коэффициенты передачи.

Исследование динамических свойств облегчается, если воспользоваться операторным методом [4]. Для этого необходимо представить уравнения (4.7) и (4.9) в операторной форме:

$$(T_p^2 s^2 + 2T_p \zeta s + 1) \Delta \tilde{x} = K_1 (\Delta \tilde{P}_{ex} - \Delta \tilde{P}_{вых}) - K_2 \Delta \tilde{\varphi}, \quad (4.13)$$

$$\Delta \tilde{m}_p = K_3 (\Delta \tilde{P}_{ex} - \Delta \tilde{P}_{вых}) - K_4 \Delta \tilde{x} + K_5 \Delta \tilde{\varphi}. \quad (4.14)$$

Для удобства построения структурной схемы регулятора уравнение (4.13) представим в следующем виде

$$\Delta \tilde{x} = W_x(s) \left[(\Delta \tilde{P}_{ex} - \Delta \tilde{P}_{вых}) - \frac{K_2}{K_1} \Delta \tilde{\varphi} \right], \quad (4.15)$$

где

$$W_x(s) = \frac{K_1}{T_p^2 s^2 + 2T_p \zeta s + 1}, \text{ Па/м} \quad (4.16)$$

- передаточная функция дифференциального клапана по перепаду давления.

Структурная схема регулятора, построенная по уравнениям (4.14) и (4.15), представлена на рис. 4.1.

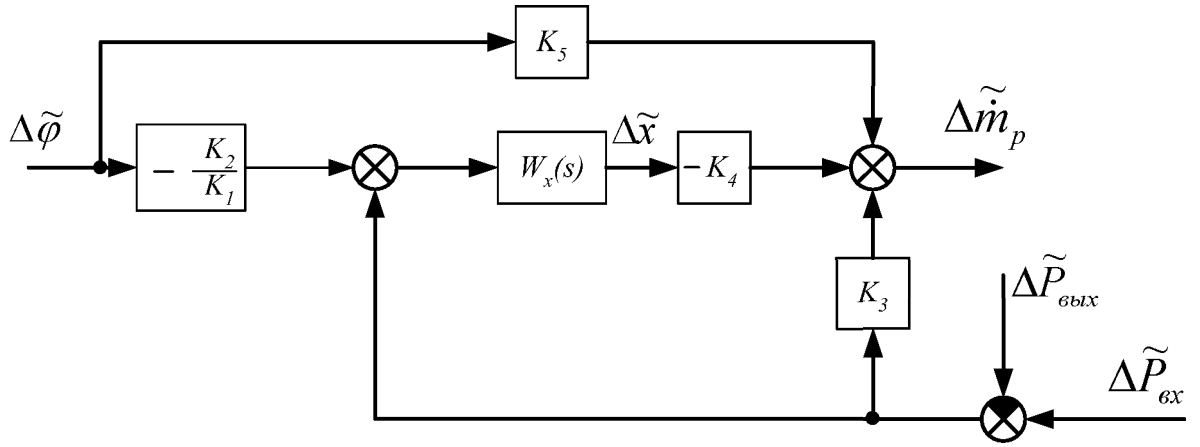


Рис. 4.1. Структурная схема гидромеханического регулятора

Если в зависимость (4.14) подставить выражение (4.15) для $\Delta\tilde{x}$, то получится зависимость приращения расхода $\Delta\tilde{m}_p$ от возмущающих $\Delta\tilde{P}_{вх}$, $\Delta\tilde{P}_{вых}$ и управляющего $\Delta\tilde{\varphi}$ воздействий:

$$\Delta\tilde{m}_p = \left[K_3 - \frac{K_1 K_4}{T_p^2 s^2 + 2T_p \zeta s + 1} \right] (\Delta\tilde{P}_{вх} - \Delta\tilde{P}_{вых}) + \left[K_5 + \frac{K_2 K_4}{T^2 s^2 + 2T_p \zeta s + 1} \right] \Delta\tilde{\varphi}. \quad (4.17)$$

Эту же зависимость можно получить в результате преобразования структурной схемы (см. рис. 4.1). Структурная схема позволяет получить частотные характеристики регулятора и в дальнейшем системы ЖРД – регулятор с использованием программного комплекса МВТУ [5] или других пакетов программ моделирования систем.

Из уравнения (4.17) следует, что приращение расхода жидкости через регулятор определяется отклонениями перепада давления на нем $\Delta(\Delta P_p) = \Delta P_{вх} - \Delta P_{вых}$ и угла поворота вала привода дроссельного крана $\Delta\varphi$. Если условно принять $\Delta(\Delta P_p)$ за возмущающее воздействие, приводящее к отклонению выходного параметра регулятора $\Delta\tilde{m}_p$, то при $s = 0$ разность коэффициентов $K_3 - K_1 K_4$ определяет статизм регулятора, т.е. его статическую погрешность.

Действие регулятора по поддержанию заданного значения $\dot{m}_p$ проявляется в движении дифференциального клапана, что отразится в отрицательном знаке составляющей $K_1 K_4 / (T_p^2 s^2 + 2T_p \zeta s + 1)$ в выражении (4.17). Поэтому можно принять произведение коэффициентов $K_1 K_4$ за коэффициент усиления регулятора, т.е. $K_p = K_1 K_4$. Отсюда следует классическая формулировка, что чем больше коэффициент усиления K_p , тем меньше статизм $K_3 - K_p$ и соответственно будет меньше статическая ошибка регулирования. Если $K_3 - K_p = 0$, то такой регулятор называют астатическим, для действия которого в системе характерен колебательный переходный процесс и меньший запас устойчивости. В дальнейшем при расчетах вместо произведения $K_1 K_4$ будет использоваться коэффициент усиления регулятора K_p .

Из уравнения (4.17) можно получить передаточные функции регулятора, соответствующие режимам стабилизации и управления. В режиме стабилизации регулятор стремится поддерживать заданный расход жидкости независимо от перепада давления $\Delta(\tilde{P}_p) = \tilde{P}_{ex} - \tilde{P}_{вых}$ и для данного режима передаточная функция будет равна (при предположении $\Delta\tilde{\varphi} = 0$):

$$W_{\Delta}(s) = \frac{\Delta\tilde{m}_p}{\Delta(\tilde{P}_p)} = K_3 - \frac{K_p}{T_p^2 s^2 + 2T_p \zeta s + 1} \quad (4.18)$$

В режиме управления расход жидкости на выходе из регулятора будет пропорционален углу поворота дроссельного крана (при предположении $\Delta(\Delta P_p) = 0$) и для этого режима передаточная функция имеет вид:

$$W_{\varphi}(s) = \frac{\Delta\tilde{m}_p}{\Delta\tilde{\varphi}} = K_5 + \frac{K_2 K_4}{T_p^2 s^2 + 2T_p \zeta s + 1} \quad (4.19)$$

Используя выражения (4.18), (4.19) можно построить частотные характеристики регулятора расхода и оценить его динамические свойства по компенсации влияния колебаний перепада давления на нем

и возможности управления расходом жидкости. Для этого используются частотные функции

$$W_{\Delta}(j\omega) = K_3 - \frac{K_p}{(1 - T_p^2 \omega^2) + j2T_p \zeta \omega}, \quad (4.20)$$

$$W_{\varphi}(j\omega) = K_5 + \frac{K_2 K_4}{(1 - T_p^2 \omega^2) + j2T_p \zeta \omega} \quad (4.21)$$

Изложенная выше линеаризованная модель РТ дает возможность в первом приближении выбрать его параметры и рассчитать его динамические характеристики. Однако, известно, что практически любой агрегат имеет элементы с нелинейными статическими характеристиками. Если имеется такой элемент, то необходимо оценить влияние нелинейности его характеристики на расслоение частотных зависимостей регулятора расхода топлива. Такую оценку можно произвести, воспользовавшись системой нелинейных дифференциальных уравнений и одним из стандартных методов их решения, например имеющимся в программном комплексе MBTU [5].

5. ОЦЕНКА УСТОЙЧИВОСТИ СИСТЕМЫ ЖРД - РЕГУЛЯТОР

Для составления уравнения системы ЖРД – регулятор необходимо помимо равенства (4.17) иметь уравнения объекта, причем такие уравнения, которые были бы замкнуты на параметры ΔP_{ex} , $\Delta P_{вых}$ и $\Delta \dot{m}_p$.

Применительно к изучаемой системе нужно связать расход через регулятор, как входной параметр объекта регулирования (ЖРД), с выходными его параметрами ΔP_{ex} и $\Delta P_{вых}$. Известно, что компонент горючее подается в газогенератор и изменение этого расхода может привести к изменению давления $\Delta P_{вых}$. Учитывая сложность динамических процессов в ЖРД, примем допущение о том, что давление в газогенераторе постоянное, а изменение энергии потока газа на его выходе связано в основном с изменением температуры. Тогда можно связать давление на выходе из регулятора $\Delta P_{вых}$ с расходом $\Delta \dot{m}_p$

уравнением граничных условий, определяемым перепадом давления на форсунках газогенератора:

$$\dot{m}_p = \mu_{ф.гг} F_{ф.гг} \sqrt{P_{вых} - P_{гг}}, \quad (5.1)$$

где $\mu_{ф.гг}$, $F_{ф.гг}$ - коэффициент расхода и площадь проходного сечения форсунок газогенератора, m^2 ; $P_{гг}$ - давление в газогенераторе, Па.

В результате линеаризации уравнения (5.1) методом малых отклонений при условии $P_{гг} = const$ можно получить:

$$\Delta P_{вых} = K_6 \Delta \dot{m}_p, \quad (5.2)$$

где $K_6 = 2(P_{вых} - P_{гг})_0 / (\dot{m}_p)_0$ - коэффициент передачи топливных форсунок газогенератора, Па·с/кг.

На вход регулятора топливо подается дополнительным центробежным насосом, ротор которого жестко связан и вращается вместе с ротором ТНА. Известно, что основной характеристикой центробежного насоса является его напорная характеристика, выражающая связь давления на его выходе (или на входе в регулятор) с частотой вращения и расходом жидкости. С точки зрения динамических свойств насоса и регулятора можно с уверенностью полагать, что сопротивление насоса (со стороны выхода) мало по сравнению с сопротивлением регулятора, на котором дросселируется большой перепад давления. В связи с этим можно считать, что давление на выходе из насоса слабо зависит от расхода жидкости и в основном определяется частотой вращения его привода. При таком допущении ЖРД как объект регулирования по каналу, связывающему расход горючего в газогенераторе с давлением на выходе из дополнительного центробежного насоса или на входе в регулятор расхода, можно описать уравнением аperiodического типового звена

$$\Delta \tilde{P}_{ex} = W_{дв}(s) \Delta \tilde{\dot{m}}_p, \quad (5.3)$$

где $W_{дв}(s) = \frac{K_{дв}}{T_{дв}s + 1}$ - передаточная функция двигателя, Па·с/кг; $K_{дв}$ -

коэффициент передачи, Па·с/кг; $T_{дв}$ - постоянная времени двигателя как объекта регулирования по внутренним двигательным параметрам, с.

На такую же форму описания процессов указывают и экспериментальные характеристики ЖРД без регулятора [2].

Более точную динамическую характеристику двигателя можно получить в результате его термо-газодинамического расчета.

Для исследования устойчивости САР ЖРД – регулятор топлива необходимо определить её передаточную функцию по управляющему воздействию. Передаточную функцию САР можно определить, воспользовавшись уравнениями (4.13), (4.14), (5.2), (5.3) или по структурной схеме системы ЖРД – регулятор (рис. 5.1).

Если выбрать в качестве выходного параметра САР приращение расхода топлива $\Delta\tilde{m}_p$, то после преобразований (4.13), (4.14), (5.2), (5.3) будем иметь:

$$\Delta\tilde{m}_p = \left\langle \frac{[K_5(T_p^2 s^2 + 2T_p \zeta s + 1) + K_2 K_4](T_{\partial\theta} s + 1) \cdot \left\{ (T_p^2 s^2 + 2T_p \zeta s + 1)[(1 - K_3 K_6)(T_{\partial\theta} s + 1) + 1] + K_3 K_{\partial\theta} - K_p K_{\partial\theta} + K_p K_6 (T_{\partial\theta} s + 1) \right\}^{-1}}{1} \right\rangle \Delta\tilde{\varphi}. \quad (5.4)$$

После приведения уравнения (5.4) к стандартному виду, можно получить

$$\Delta\tilde{m}_p = W_{\text{ЖРД-Р}}(s) \Delta\tilde{\varphi},$$

где $W_{\text{ЖРД-Р}}(s) = B(s)/D(s)$ – передаточная функция системы ЖРД – регулятор, $B(s) = b_0 s^3 + b_1 s^2 + b_2 s + b_3$ – оператор управляющего воздействия,

$$D(s) = a_0 s^3 + a_1 s^2 + a_2 s + a_3 \quad (5.5)$$

- собственный оператор системы регулирования.

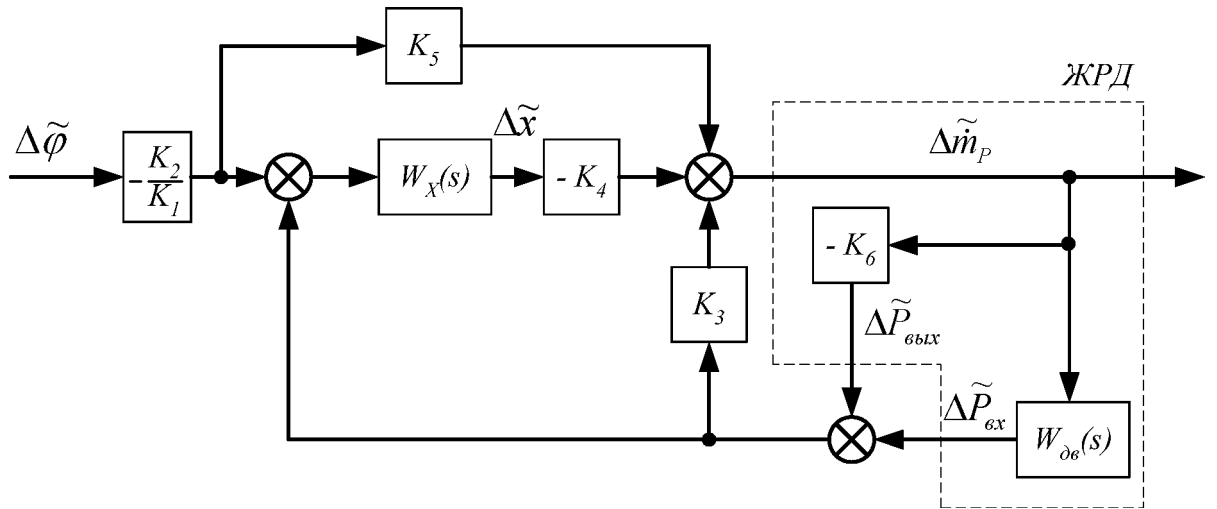


Рис. .5.1. Структурная схема системы ЖРД – регулятор

В выражениях для $B(s)$ и $D(s)$ – коэффициенты членов полинома равны:

$$\begin{aligned}
 b_0 &= K_5 T_p^2 T_{\delta\theta}; \\
 b_1 &= K_5 (2T_{\delta\theta} \zeta + T_p) T_p; \\
 b_2 &= (K_5 + K_2 K_4) T_{\delta\theta} + 2K_5 T_p \zeta; \\
 b_3 &= K_5 + K_2 K_4;
 \end{aligned} \tag{5.6}$$

$$\begin{aligned}
 a_0 &= (1 + K_3 K_6) T_p^2 T_{\delta\theta}; \\
 a_1 &= 2(1 + K_3 K_6) T_{\delta\theta} T_p \zeta + [1 + K_3 (K_6 - K_{\delta\theta})] T_p^2; \\
 a_2 &= [1 + K_6 (K_3 - K_p)] T_{\delta\theta} + 2[1 + K_3 (K_6 - K_{\delta\theta})] T_p \zeta; \\
 a_3 &= 1 + (K_3 - K_p) (K_6 - K_{\delta\theta}).
 \end{aligned} \tag{5.7}$$

ЖРД как исполнительный элемент системы управления ракеты-носителя (см. рис. 1.1) также описывается уравнением апериодического звена и здесь выходным параметром системы является тяга двигателя $P_{\delta\theta}$, пропорциональная $\dot{m}_p$. Однако в данных методических указаниях рассматривается только часть системы управления, а именно ЖРД – регулятор.

При определенных сочетаниях параметров двигателя и регулятора система ЖРД – регулятор может потерять устойчивость. Для стабилизации системы необходимо изменять ее параметры или структуру. В принципе, возможно изменение параметров двигателя и

регулятора. Однако на практике идут по пути наименьших затрат – изменяют параметры регулятора, причем такие параметры, которые не затрагивают корпусные или другие сложные его элементы.

Анализ устойчивости систем регулирования удобно проводить методом D-разбиения [3], который позволяет выделить области изменения параметров, соответствующие устойчивой системе.

Области устойчивости в плоскости одного или двух параметров строятся на основе собственного оператора, приравнивая его к нулю, то есть при $D(s)=0$ или

$$a_0 s^3 + a_1 s^2 + a_2 s + a_3 = 0. \quad (5.8)$$

В коэффициенты собственного оператора входят параметры, в плоскости которых строится D-разбиение. Легко изменяемым параметром регулятора является коэффициент демпфирования ζ , поэтому целесообразно строить D-разбиение в плоскости этого параметра. Для этого необходимо приравнять к нулю собственный оператор и выделить в нем в явном виде коэффициент демпфирования ζ . После этих действий можно получить:

$$\beta_0 s^3 + \beta_1 s^2 + \beta_2 s + \beta_3 + (\beta_4 s^2 + \beta_5 s)\zeta = 0, \quad (5.9)$$

$$\begin{aligned} \beta_0 &= (1 + K_3 K_6) T_p^2 T_{\partial v}; \beta_1 = [1 + K_3 (K_6 - K_{\partial v})] T_p^2; \\ \text{где } \beta_2 &= [1 + K_6 (K_3 - K_p)] T_{\partial v}; \beta_3 = 1 + (K_3 - K_p)(K_6 - K_{\partial v}); \\ \beta_4 &= 2(1 + K_3 K_6) T_{\partial v} T_p; \beta_5 = 2[1 + K_3 (K_6 - K_{\partial v})] T_p. \end{aligned}$$

Из равенства (5.9) следует:

$$\zeta = -\frac{\beta_0 s^3 + \beta_1 s^2 + \beta_3 s + \beta_3}{\beta_4 s^2 + \beta_5 s}. \quad (5.10)$$

Для построения D-разбиения в плоскости параметра ζ необходимо в (5.10) подставить $s = j\omega$ и выделить в нем действительную и мнимую части:

$$\zeta = \frac{(\beta_3 - \beta_1 \omega^2) + j\omega(\beta_2 - \beta_0 \omega^2)}{\beta_4 \omega^2 - j\beta_5 \omega} = \text{Re} \zeta + j \text{Im} \zeta,$$

где

$$\text{Re} \zeta = \frac{\beta_4 \omega^2 (\beta_3 - \beta_1 \omega^2) - \beta_5 \omega^2 (\beta_2 - \beta_0 \omega^2)}{(\beta_4 \omega^2)^2 + (\beta_5 \omega)^2} \quad (5.11)$$

- вещественная часть коэффициента ζ ,

$$Jm\zeta = \frac{\beta_4\omega^3(\beta_2 - \beta_0\omega^2) + \beta_5\omega(\beta_3 - \beta_1\omega^2)}{(\beta_4\omega^2)^2 + (\beta_5\omega)^2} \quad (5.12)$$

- мнимая часть коэффициента ζ .

Задаваясь рядом значений частоты ω , определяют по выражениям (5.11) и (5.12) $Re\zeta$ и $Jm\zeta$, а затем строят границу D-разбиения в комплексной плоскости ζ . При этом за максимальное значение частоты, до которой нужно вести расчеты, можно принять $\omega_{\max} \approx 10/T_p$.

Штриховку границы D-разбиения производят с левой стороны по мере возрастания частоты ω . Переход с заштрихованной стороны границы D-разбиения в незаштрихованную будет означать переход корня характеристического уравнения из левой полуплоскости корней в правую, то есть система станет неустойчивой. Исходя из указанного условия, в плоскости ζ выделяют область с наибольшим числом корней в левой полуплоскости, и данная область является областью возможной устойчивости. Выбирая какое-либо значение параметра $Re\zeta$ из выделенной таким образом области, подставляют его в коэффициенты собственного оператора и проверяют устойчивость системы по какому-либо из критериев устойчивости. Для системы с уравнением третьего порядка наиболее простым является критерий устойчивости Рауса–Гурвица. Для устойчивости системы по данному критерию необходимо и достаточно, чтобы при положительных значениях коэффициентов a_0, a_1, a_2, a_3 удовлетворялось неравенство:

$$a_1a_2 - a_0a_3 > 0. \quad (5.13)$$

Если удовлетворяется неравенство (5.13), то это означает, что выделенная область является областью устойчивости, то есть при всех ζ , взятых из этой области, система ЖРД – регулятор будет устойчива. Если же неравенство (5.13) не выполняется, то система является структурно неустойчивой, то есть нельзя такую систему сделать устойчивой простым изменением коэффициентов, а требуется введение корректирующих элементов или изменения структуры системы.

Запас устойчивости необходим для обеспечения устойчивости системы в условиях принятых упрощающих допущений в

математической модели регулятора, технологического разброса размеров при изготовлении деталей и отклонения в работе системы от расчетного режима.

Для того чтобы оценить влияние режима работы системы ЖРД – регулятор на ее устойчивость, необходимо построить D-разбиение для нескольких режимов, характеризующихся соответствующими номинальными значениями параметров, например $(\dot{m}_p)_0$, $(P_{ex} - P_{вых})_0$.

При известном значении коэффициента демпфирования ζ , при котором система ЖРД - регулятор устойчива, можно по формуле (4.8) определить, задавшись рядом параметров, требуемое гидравлическое сопротивление жиклера $R_{ж}$ и далее его размеры, например его диаметр проходного сечения

$$d_{ж} = \left(\frac{128 \mu l_{ж}}{\pi R_{ж}} \right)^{\frac{1}{4}}, \text{ м.} \quad (5.14)$$

Таким образом, реализовав требуемые геометрические параметры жиклера, можно обеспечить устойчивость системы ЖРД – регулятор, причем с определенным запасом.

В приложении 2 к методическим указаниям приведены исходные данные для расчета регулятора тяги ЖРД, которые могут быть использованы студентами при курсовом проектировании.

6. КОНСТРУКЦИЯ РЕГУЛЯТОРА

На основе проведенных расчетов и выбранных параметров регулятора расхода топлива можно приступить к его конструированию. На этом этапе разработки целесообразно воспользоваться прототипом и заимствовать некоторые его элементы. Конструктивно регулятор расхода прямого действия – прототип Р1 [2] (рис. 6.1) выполнен в виде агрегата прямооточного типа и включает в себя следующие основные узлы: узел дроссельного крана; узел дифференциального клапана; узел привода подвижной части дроссельного крана; узел перестройки режима.

Регулятор предназначен для выполнения следующих функций: изменение режима работы двигателя с промежуточного на основной;

стабилизацию заданного режима работы ЖРД; управление режимом работы двигателя в диапазоне от минимального до максимального в соответствии с сигналами по каналам системы регулирования кажущейся скоростью ракеты и автомата ее стабилизации.

Конструктивно узел дроссельного крана содержит две части. Первая часть - подвижная втулка 3 механизма перестройки, опирающаяся на пружину 2, имеет два фиксированных положения, определяющих расход на промежуточном и основном режиме. Вторая часть дроссельного крана состоит из втулки 24 с профилированными окнами и поршня 22, связанного с приводом регулятора с помощью рейки 20. Втулка и поршень узла дроссельного крана выполнены из стали 9Х18, рейка — из стали 2Х13. Винт 23 настройки расхода на предварительном режиме позволяет изменять этот параметр по результатам предварительных проливов агрегата и термодинамического расчета двигателя.

Узел дифференциального клапана состоит из неподвижной втулки 15, подвижной втулки 13 и связанного с ней поршня 18, опирающегося на пружину 14.

Все детали узла выполнены из стали 9Х18. Давления до и после проходного сечения дроссельного крана подводятся к поршню клапана в полости *а* и *в*. В канале подвода давления до дроссельного крана в поршневую полость дифференциального клапана устанавливается сменный демпфирующий жиклер 12.

Узел привода состоит из стыковочной муфты 9 и торсиона 21 с шестерней, вращающегося в двух подшипниках. Для определения углового положения торсиона на нем установлен лимб 10. Угол поворота торсиона составляет от 90° до 215° по шкале лимба. Для обеспечения настройки регулятора расхода без разборки агрегата муфта 9 соединена с торсионом 21 посредством червяка, который позволяет при неподвижной муфте изменять угловое положение валика от $+7,5^{\circ}$ до -10° относительно номинального положения. Для предотвращения попадания компонента топлива в полость муфты приводного механизма за уплотнительным кольцом предусмотрен дренаж утечек на срез сопла двигателя. Материал торсиона и червяка — сталь 2Х13.

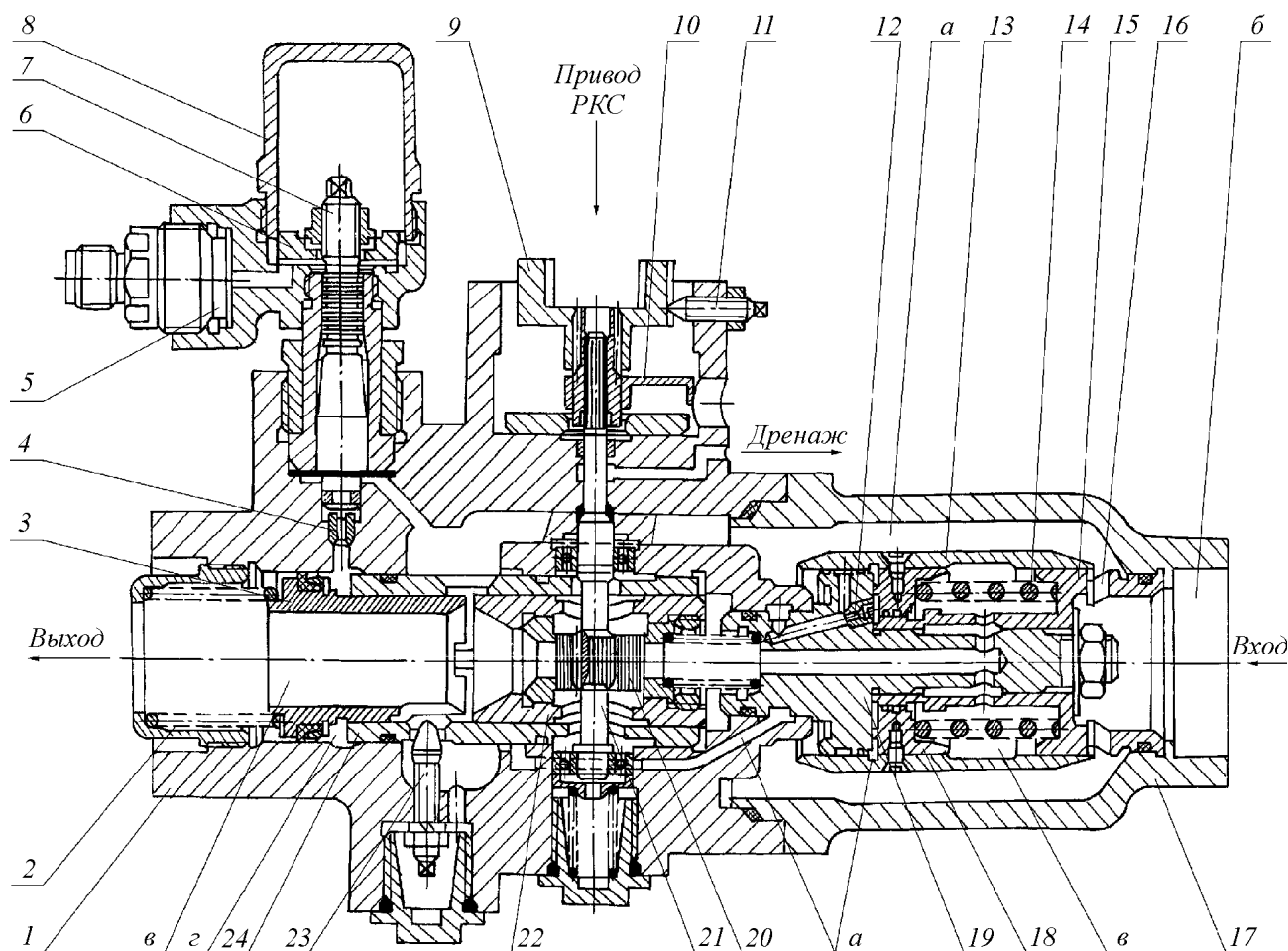


Рис. 6.1. Конструктивная схема регулятора расхода компонента топлива в газогенератор ЖРД: *a* — полость высокого давления узла дроссельного крана; *б* — полость высокого давления на входе в регулятор; *в* — полость низкого давления узла дроссельного крана; *г* — полость механизма перестройки за жиклером-замедлителем; 1 — корпус; 2 — пружина механизма перестройки узла дроссельного крана с промежуточного режима на основной; 3 — подвижная часть механизма перестройки узла дроссельного крана; 4 — жиклер-замедлитель; 5 — место установки пиропатрона; 6 — поршень механизма перестройки; 7 — шток; 8 — стакан-пламегаситель; 9 — узел стыковки с РМ; 10 — лимб; 11 — стопорный винт; 12 — жиклер узла дифференциального клапана; 13 — подвижная втулка узла дифференциального клапана; 14 — пружина; 15 — неподвижная втулка; 16 — дросселирующее отверстие; 17 — стакан; 18 — поршень; 19 — корпус узла настройки начальной затяжки пружины; 20 — рейка привода подвижной части дроссельного крана; 21 — торсион привода РКС; 22 — поршень узла дроссельного крана; 23 — винт регулировки расхода на промежуточном режиме; 24 — втулка узла дроссельного крана

Узел перестройки режима состоит из пиропатрона, устанавливаемого в гнездо 5, и поршня 6, выполненного из стали 9Х13. На конце штока 7 имеется уплотнительное кольцо, которое разделяет полость *a* регулятора от полости *г* механизма перестройки. Для

обеспечения плавного нарастания площади проходного сечения дроссельного крана при выходе двигателя на основной режим установлен жиклер–замедлитель 4.

Корпус 1 регулятора изготовлен из алюминиевого сплава АК-8, а стакан 16 — из материала ВТЭ-1. К входному фланцу регулятора крепится фильтр для очистки компонента топлива.

Статическая ошибка данного регулятора обусловлена совмещением в дифференциальном клапане функций исполнительного и чувствительного элементов. В значительной мере статизм может быть скомпенсирован гидродинамической силой, возникающей за счет действия на подвижную часть клапана струи, вытекающей из окон 16. Таким образом, если пренебречь этим незначительным остаточным статизмом, дифференциальный клапан поддерживает постоянным перепад давления на проходном сечении дроссельного крана с момента вступления в работу. Этот момент определяется достижением равновесия между требуемым и располагаемым перепадами давления на всем регуляторе, как на гидравлической системе, состоящей из двух дросселирующих элементов.

При работе регулятора в режиме управления в соответствии с командами от РКС и АС ракеты изменение расхода компонента топлива производится путем осевого перемещения подвижной части узла дроссельного крана 22. При этом узел дифференциального клапана поддерживает постоянным перепад давления на дроссельном кране за счет дросселирования компонента топлива на отверстиях 16. Начальная величина поддерживаемого перепада устанавливается затяжкой пружины 14.

Режим стабилизации реализуется при отсутствии команд со стороны РКС и АС ракеты, когда проходное сечение дроссельного крана неизменно, а дифференциальный клапан компенсирует возможные изменения настроечного перепада на дроссельном кране за счет своего перемещения. Обычно эти изменения связаны с изменением перепада давления на всем регуляторе за счет действия внешних факторов (изменение КПД насоса, наличие утечек, изменение температуры компонента топлива и т. п.).

Команда на переход двигателя с промежуточного режима на основной режим осуществляется путем подачи напряжения на пиропатрон, входящий в состав механизма узла перестройки. При этом газы, поданные под поршень 6, вызывают перемещение штока 7, что обеспечивает сообщение полостей a и z . Поступивший в полость z компонент топлива перемещает подвижную втулку 3 механизма перестройки до упора пружины 2. Площадь проходного сечения дроссельного крана увеличивается, что обеспечивает выход двигателя на основной режим.

Список литературы

1. Гликман, Б.Ф. Автоматическое регулирование жидкостных ракетных двигателей / Б.Ф. Гликман. – М.: Машиностроение, 1989.- 296 с.
2. Основы теории автоматического управления ракетными двигательными установками // А.И. Бабкин, С.И. Белов, Н.Б. Рутовский [и др.] – М.: Машиностроение, 1978.- 328 с.
3. Регуляторы расхода для топливных систем двигателей летательных аппаратов / под ред. академика РАН В.П. Шорина. – М.: Машиностроение, 2000.- 208 с.
4. Попов, Е.П. Теория линейных систем автоматического регулирования и управления / Е.П. Попов. - М.: Наука, 1989. – 304 с.
5. Практикум пользователя пакетом прикладных программ MBTU / Составитель О.С. Козлов. – М.: МГТУ, 2002. – 36 с.
6. Гимадиев, А. Г. Выбор параметров, расчет статических и динамических характеристик регулятора расхода топлива: [учеб. пособие] / А. Г. Гимадиев; Самар. гос. аэрокосм. ун-т им. С. П. Королева. - Самара : Изд-во СГАУ, 2007. - 63 с.

Исходные данные для расчета регулятора

Вариант / Параметр	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$\dot{m}_{pHAP}^{(\varphi_1)}, \text{ кг/с}$	4,3	4,4	4,5	4,6	4,7	4,8	4,9	5,0	5,1	5,2
$\dot{m}_{pHAP}^{(\varphi_2)}, \text{ кг/с}$	6,3	6,4	6,5	6,6	6,7	6,8	6,9	7,0	7,1	7,2
$\Delta P_{\partial p.HAP} \cdot 10^{-5}, \text{ Па}$	9,8	9,9	10,0	10,1	10,2	10,3	10,4	10,5	10,6	10,7
$P_{вых} \cdot 10^{-5}, \text{ Па}$	154	156	158	160	162	164	166	168	170	172
$P_{вх.нм} \cdot 10^{-5}, \text{ Па}$	202	204	206	208	210	212	214	216	218	220
$P_{вх.нб} \cdot 10^{-5}, \text{ Па}$	274	276	278	280	282	284	286	288	290	292
$P_{\varepsilon\varepsilon} \cdot 10^{-5}, \text{ Па}$	144	146	148	150	152	154	156	158	160	162

Постоянные параметры: $\mu_{\partial p} = 0,65 \dots 0,70$; $\mu_{\partial \phi} = 0,65 \dots 0,70$; $\mu_{\phi.\varepsilon\varepsilon} = 0,8$; $\beta = 75^0$;
 $F_n = 15 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$; $\varphi_1 = 0^0$; $\varphi_2 = 180^0$; $\rho = 800 \text{ кг/м}^3$; $K_{\partial \theta} = 10^6 \text{ Па} \cdot \text{с/кг}$; $T_{\partial \theta} = 0,2 \text{ с}$.