

СОВМЕСТНАЯ РАБОТА АВИАЦИОННЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ И ТОПЛИВНОЙ АВТОМАТИКИ НА РЕЖИМАХ РАЗГОНА И ТОРМОЖЕНИЯ

© 2006 Д. А. Ахмедзянов, И. А. Кривошеев, Р. А. Сунарчин

Уфимский государственный авиационный технический университет

Рассмотрены вопросы совместного моделирования авиационных турбореактивных двигателей и топливорегулирующей аппаратуры в переходных процессах (приемистость, сброс, встречная приемистость). Сравняются два подхода – принятый при проектировании систем управления метод структурных схем, передаточных функций, использования преобразований Лапласа и уравнения «свертки» и используемый при проектировании двигателя метод на основе имитационного моделирования. Показана необходимость проведения работ по созданию инструментальных средств для проведения исследований и анализа динамики двигателя совместно с системой автоматического регулирования.

Современный двигатель (газотурбинный (ГТД), комбинированный и т. д.) – это сложная, многомерная динамическая система. Для авиационного ГТД основными особенностями работы являются высокая напряженность рабочего процесса, многорежимность и широкий диапазон изменения параметров внешней среды, управляющих и других воздействий. В соответствии с термогазодинамической и механической основой рабочих процессов в ГТД при его моделировании основными являются фундаментальные уравнения сохранения массы, движения и энергии. В зависимости от этапа проектирования и доводки их целесообразно использовать в трех-, двух-, одно- и нульмерной постановках [1]. Для моделирования нестационарных процессов в уравнениях должны учитываться процессы накопления (расходования) вещества и энергии (механической, внутренней, производимой газом работы) в элементах двигателя (в проточной части, в роторе и т. д.). При этом часть элементов двигателя, такие, как камера сгорания, лопаточные машины (компрессор и турбина), достаточно трудно описать аналитически, и их модели чаще используют в эмпирической форме в виде так называемых «характеристик», например, в виде графических, табличных или регрессионных зависимостей.

В практике разработки систем автоматического регулирования (САР) и управления (САУ), напротив, наибольшее распространение получили линейные аналитические методы моделирования. Основным и весьма

эффективным методом исследования динамики систем регулирования является частотный метод, основанный на обыкновенной линеаризации нелинейных характеристик с последующими интегральными преобразованиями дифференциальных уравнений [2, 3]. Существует ряд систем компьютерного моделирования (СИАМ, Simulink в составе MatLab), в решателе которых реализован именно такой подход. При проектировании систем регулирования и управления статическими режимами двигателя такое разделение методов моделирования и проектирования систем управления и двигателя вполне оправдано и при малых отклонениях от статических равновесных режимов обеспечивает приемлемое качество результатов разработки САУ, ГТД и силовой установки в целом.

Однако, как все чаще признается в последнее время (например, в практике работы зарубежных фирм, таких, как General Electric, Rolls&Rouse), такое разобщение в разработке двигателя (особенно если речь идет о ГТД IV поколения) и его САУ становится недопустимым. В первую очередь, это относится к рассмотрению переходных процессов разгона (запуск, приемистость) и торможения (сброс, останов) двигателя.

Разгон и торможение двигателя являются существенно нестационарными процессами с достаточно большими сигналами управления, и применение линейных методов здесь приводит к большим погрешностям. В настоящее время для оптимизации управления переходными процессами применяются регуля-

торы с переменной структурой, линеаризация характеристик которых практически невозможна. Особенно показательно все сказанное для рассмотрения случая «встречной приемистости», когда после перевода ручки управления двигателем (РУД) с режима «максимал» или «полный форсаж» на «малый газ», не дожидаясь завершения переходного процесса, пилот дает обратную команду. Такая ситуация не редкость в практике воздушного боя или при нештатной посадке (заход на второй круг).

Таким образом, можно сделать вывод о том, что для совместного моделирования системы управления и двигателя следует регулятор, так же как и двигатель, описывать с помощью фундаментальных уравнений сохранения, представленных в виде нелинейных (при нульмерной постановке - обыкновенных) дифференциальных уравнений. На практике программы подачи топлива на режимах приемистости и сброса могут быть разными в зависимости от конструкции, параметров и способов регулирования. Для минимизации времени приемистости приходится выбирать программу, при которой регулируемые параметры были бы по возможности близки к их предельным значениям, обусловленным существующими в двигателе ограничениями. Для обеспечения разгона (торможения) ротора двигателя необходимо приложить избыточный движущий момент, т. е. обеспечить избыточную подачу топлива. Это осуществляется с помощью специальных регулирующих устройств, устанавливаемых параллельно регуляторам статических режимов.

В принципе, такие избытки топлива можно создать с помощью регулятора статических режимов, например регулятора, работающего по программе $n = const$, путем резкого зажатия пружины центробежного датчика частоты вращения. Но по известным соображениям разгон двигателя, как правило, выполняется отдельным регулятором или же статический регулятор дополняется специальными устройствами, ограничивающими темп нарастания расхода топлива (во избежание возникновения помпажа в компрессоре или богатого срыва горения в камере сгорания).

Сложность разработки таких регуляторов обусловлена тем, что при изменении условий полета летательного аппарата смещается граница помпажа и расслаивается линия разгона. Наиболее неблагоприятными являются полеты с максимальной высотой и минимальным числом Маха, и если регулятор настроен на эти условия, то на малых высотах и больших скоростях время разгона может оказаться недопустимо большим.

Системы регулирования переходных режимов совершенствовались в соответствии с ужесточением требований к качеству переходных процессов в двигателе. На первых этапах ГТД оснащались временными регуляторами, которые в совокупности с двигателем образуют разомкнутую САР.

Типичными представителями временных регуляторов, применяемых в настоящее время, являются гидрозамедлитель (ГЗ) и ограничитель нарастания давления (ОНД). Оба этих элемента по сути ограничивают темп изменения подачи топлива в основную камеру сгорания, но первый устанавливается в механической, а второй в гидравлической (топливной) части системы управления. Гидрозамедлитель устанавливается либо в кинематической цепи настройки статического регулятора, либо в гидравлической системе, управляющей скоростью перемещения дозирующих устройств. В обоих случаях задача заключается в том, чтобы независимо от темпа перемещения РУД обеспечить перемещение дозирующего органа с конечной постоянной скоростью.

Ограничители нарастания давления также ограничивают темп нарастания расхода топлива, но за счет ограничения скорости нарастания давления топлива перед распределительным клапаном и форсунками.

Схемы ГЗ и ОНД отличаются простотой, стабильностью характеристик, легкостью регулировки. Однако им свойственен ряд недостатков, основным из которых является разомкнутый характер регулирования и отсутствие адаптивности - реакции на изменение внешних условий и характеристик двигателя.

По мере расширения диапазона высоты и скорости полета и ужесточения требо-

ваний к показателям качества регулирования стали проявляться недостатки временных регуляторов, что и привело в конечном счете к распространению замкнутых систем управления разгоном авиационного двигателя. В настоящее время автоматы разгона применяются практически повсеместно. Рассмотрим моделирование устройств разгона на примерах гидрозамедлителя и временного автомата разгона.

Гидрозамедлитель является типичным временным регулятором разгона и осуществляет перемещение регулирующего органа с заданным темпом при любом законе задающего воздействия. Гидрозамедлитель, принципиальная схема которого показана на рис. 1, работает следующим образом. На расчетном установившемся режиме работы системы подвижная часть гидрозамедлителя находится в равновесном положении.

Количество топлива, поступающего от клапана постоянного давления через дроссельный пакет наполнения f_1 под поршень 6, равно количеству топлива, идущего на слив через канал в штоке 8, полуприкрытый ползуном 11. Давление топлива под поршнем поддерживается таким, чтобы усилие от давления топлива уравновешивалось усилием пружины 2 справа. При переводе рычага управления в положение более высокого режима (увеличение угла наклона $\alpha_{обд}$) промежуточный рычаг передвигает ползун 11 вправо. Передвигаясь вправо, ползун 11 перекрывает

отверстие в штоке 8 и прекращает (или уменьшает) слив топлива из под поршня.

Давление под поршнем возрастает, и поршень двигается вправо, перетягивая пружину центробежного регулятора или передвигая дозирующий орган. Поршень со штоком будет двигаться вправо до тех пор, пока не откроется отверстие в штоке и вновь не наступит положение равновесия. При переводе рычага управления в сторону уменьшения частоты вращения ползун 11 под действием пружины 9 пойдет влево и откроет отверстие в штоке. Давление под поршнем гидрозамедлителя уменьшается, т. к. количество сливаемого топлива будет больше нагнетаемого, что обеспечивается большей приливкой f_2 по сравнению с пакетом f_1 . Поршень под действием пружины 2 пойдет влево, уменьшая затяжку пружины центробежного регулятора (или проходное сечение дозирующего устройства).

На схеме гидрозамедлитель изображен в исходном (расчетном) состоянии, соответствующем, например, $n = n_0$. Поршень занимает положение $y = y_0$, обусловленное начальным значением ширины щели $x = x_0$ и силой начальной затяжки пружины C_1 (жесткость пружины $C_2 \ll C_1$ и потому в силовом балансе не рассматривается).

Дроссельный пакет f_1 определяет скорость разгона, а пакет f_2 - торможение двигателя. Так как скорость сброса частоты вращения может несколько превышать скорость

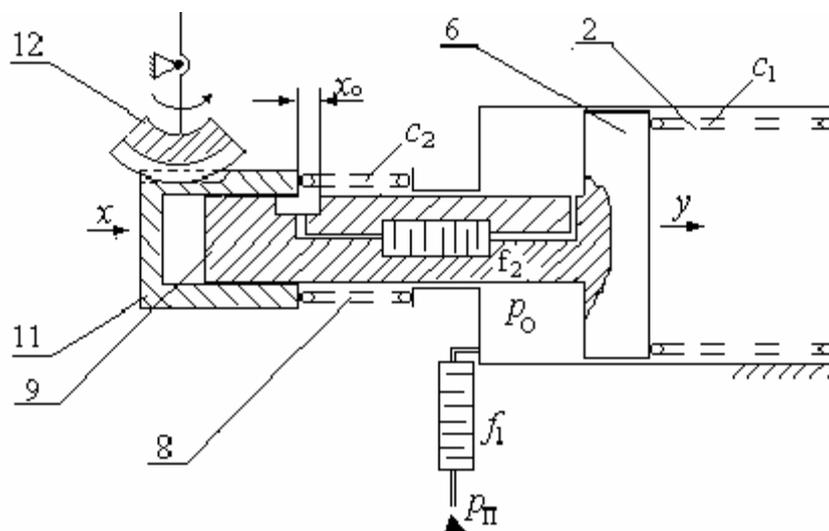


Рис. 1. Принципиальная схема гидрозамедлителя

разгона, то обычно $f_1 < f_2 < b \cdot 2 \cdot x_0$, где b – средняя длина щели.

Баланс сил давления p_0 и пружины C_1 в исходном состоянии обуславливает равновесие.

Процесс гидрозамедлителя для разгона при обычных допущениях можно описать системой уравнений:

$$m \frac{d^2 y}{dt^2} = pF - k_v \frac{dy}{dt} - c(y_i + y_0 + y) - F_c \text{Sign}\left(\frac{dy}{dt}\right),$$

$$m f_u \sqrt{\frac{2}{r}(p_i - p)} = m f_u \sqrt{\frac{2}{r} p_2} + \frac{V_0 + F_1 y}{E} \frac{dp}{dt} + F \frac{dy}{dt}, \quad (1)$$

где m , F – соответственно масса и площадь поршня; k_v – коэффициент вязкого трения; c – жесткость пружины; y_n , y_0 – соответственно начальная затяжка и координата исходного положения; f_1 , f_u – соответственно площадь

ди входного дросселя и щели; F_c – сила контактного (сухого) трения; y – координата положения поршня; p – давление в управляемой полости.

Площадь и ширина щели определяется по формулам: $f_u = b X_u$, $X_u = x_0 - \Delta x + \Delta y$.

Однако, если $x_0 - \Delta x + \Delta y < 0$, то ширину щели следует считать равной нулю: $X_u = 0$.

Нетрудно видеть, что в основу гидрозамедлителя положен обычный гидромеханический следящий привод с единичной обратной связью. В случае небольших и медленных перемещений ручки управления ($\Delta x < x_0$) гидрозамедлитель является кинематическим звеном с коэффициентом передачи, равным единице. Линейные характеристики следящего гидропривода хорошо известны. Например, на рис. 2 представлена структурная схема, а на рис. 3 – границы устойчивости ГЗ.

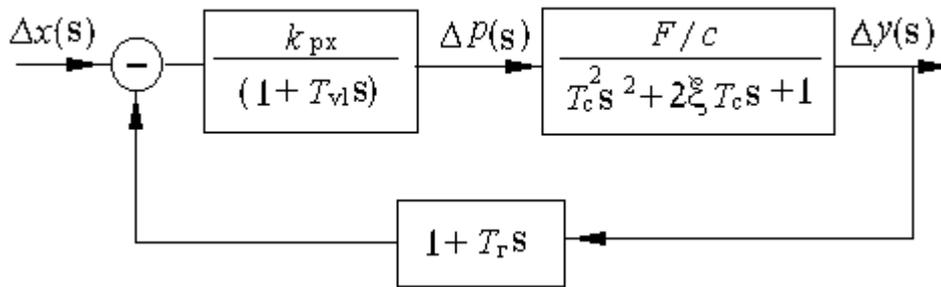


Рис. 2. Структурная схема гидрозамедлителя

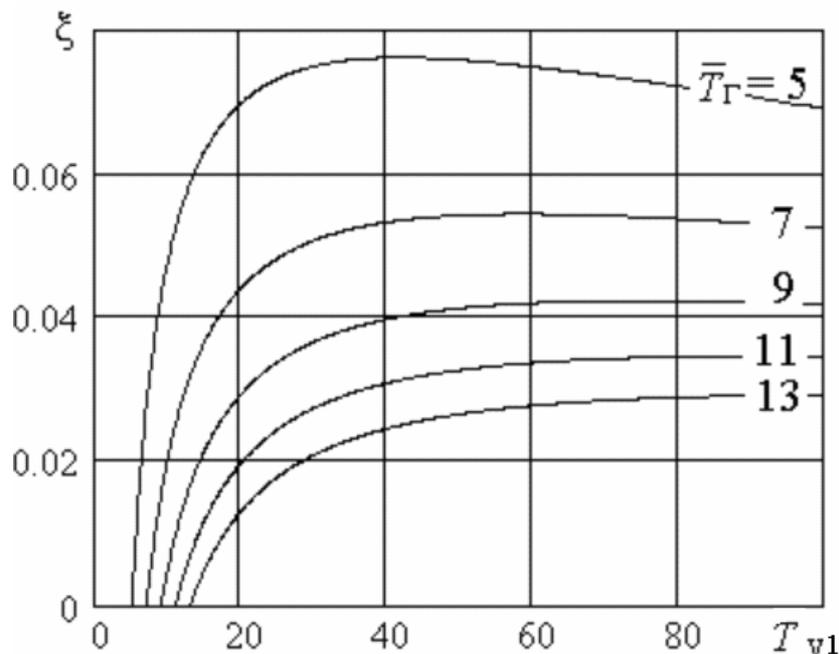


Рис. 3. Границы устойчивости гидрозамедлителя

Однако для гидрозамедлителя работа в качестве следящего привода не является основной функцией. Основная работа гидрозамедлителя начинается в случае больших и быстрых перемещений РУД. Сливная щель при этом полностью перекрывается, причем перекрытие может в несколько раз превышать начальную ширину щели. На рис. 4 показаны переходные процессы в случае больших и малых перемещений РУД. В первом случае (рис. 4, а) вначале, когда $X_{щ} = 0$, поршень движется с практически постоянной скоростью (небольшие отклонения от линейности могут быть за счет пружины c_2 , но она обычно имеет малую жесткость) и только под действием потока жидкости, поступающего через дроссельный пакет f_1 , и только в конце процесса, когда щель открывается, скорость быстро падает до нуля.

Во втором случае (рис. 4, б) имеет место обычный переходный процесс следящего привода. Приведенные графики показывают, почему при разгоне нельзя пользоваться линейной моделью. Важнейшие особенности физического процесса гидрозамедлителя практически теряются при попытке линейризации его характеристик.

Другой, еще более характерный пример регулятора с перестраиваемой (адаптивной) структурой, показан на рис. 5. В данном случае это всережимный регулятор, обеспечивающий и стабилизацию стационарных режимов, и дозирование топлива на переходных режимах. При небольших возмущениях ($dh < 3\%$) он представляет собой изодромный регулятор частоты вращения, математическую модель которого можно линейризовать и с успехом использовать для анализа.

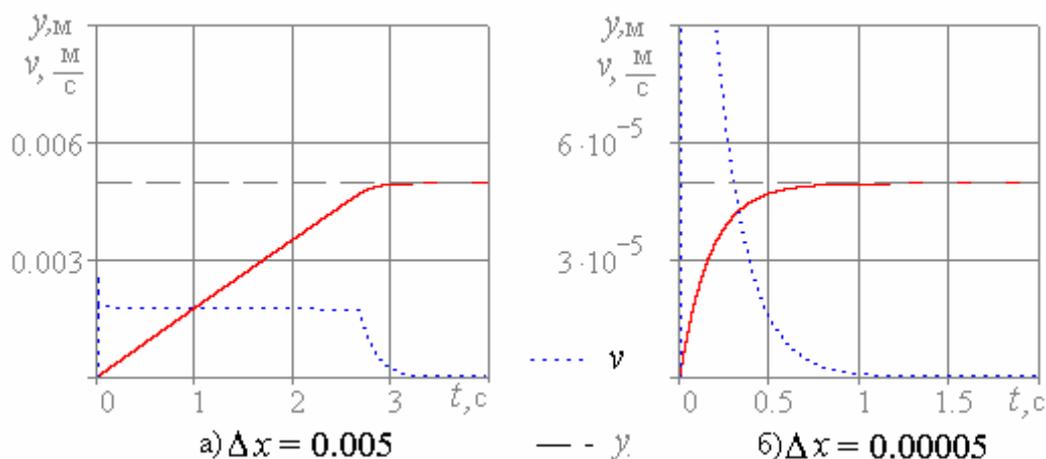


Рис. 4. Сравнение переходных процессов в ГЗ при различной величине ступенчатого перемещения РУД

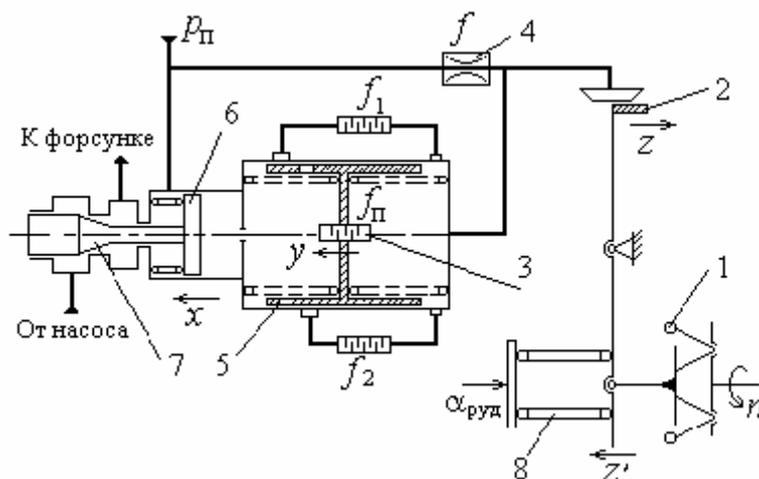


Рис. 5. Схема автомата разгона временного типа

Если управляющие воздействия со стороны РУД будут настолько велики, что поршень 5 дойдет до левого (разгон) или правого (торможение) упоров, то работа устройства и система уравнений существенно изменятся. Перемещение и скорость поршня 5 будут отсутствовать, а в некоторых случаях щель маятникового распределителя 2 будет некоторое время полностью закрыта или открыта. Поэтому функциональная схема системы регулирования разгона (рис. 6) дополнительно включает в себя нелинейное звено типа реле с нечувствительностью и звено сравнения ширины щели.

Величина зоны нечувствительности несколько меньше максимального хода y_m поршня изодрома 5, при достижении которой к основному дроссельному пакету подключаются дополнительные дроссельные пакеты f_1 или f_2 с большой (по сравнению с основным дроссельным пакетом) производительностью Q_1 или Q_2 за счет чего и достигается быстрый разгон или торможение двигателя.

Звено сравнения оценивает ширину щели. Понятно, что физически ширина щели не может быть отрицательной, поэтому в этом случае она принудительно считается равной нулю. Здесь применение линейных методов не имеет шансов на успех.

При составлении модели приняты следующие допущения: коэффициенты расхода дросселей и дросселирующей щели считаются постоянными (квадратичный режим истечения); жидкость невесомая и соблюдается условие неразрывности; масса рычага 2 и присоединенная масса жидкости – малы; гидродинамическая сила на заслонке отсутствует; параметры – сосредоточены; волновые явления отсутствуют.

Для случая разгона математическая модель регулятора в форме Коши и записанная для отклонений имеет вид:

$$\begin{aligned} \frac{dy}{dt} &= \Delta v; \\ \frac{dv}{dt} &= \frac{1}{m} (F\Delta p - c_{\Sigma} Y 0(y) - k_v Y 1(y) v - F_c); \\ \frac{dp}{dt} &= \frac{E}{V_{\Sigma} + F_u \Delta y} \left(mf \sqrt{\frac{2}{r} (p_0 f_{01}^2 - \Delta p)} - \right. \\ &\quad \left. - mb Z(z) \sqrt{\frac{2}{r} (p_0 + \Delta p)} - F_u Y 1(y) v - \right. \\ &\quad \left. - mf_1 \sqrt{\frac{2}{r} \Delta p} - m F 1(y) \sqrt{\frac{2}{r} \Delta p} \right); \\ \frac{dx}{dt} &= \frac{1}{F_d} \left(mf_1 \sqrt{\frac{2}{r} \Delta p} + m F 1(y) \sqrt{\frac{2}{r} \Delta p} \right) \end{aligned}$$

где $Y 0(y) = if(y < y_m, y, y_m)$ - функция пользователя, ограничивающая перемещение поршня изодрома;

$Y 1(y) = if(y < y_m, 1, 0)$ - функция пользователя, ограничивающая скорость поршня изодрома;

$Z(z) = if((z_0 - \Delta z_0 + \Delta z) > 0, (z_0 - \Delta z_0 + \Delta z), 0)$ - функция пользователя, не позволяющая ширине щели маятникового распределителя становиться отрицательной;

$F 1(y) = if(y < y_m \cdot N, 0, f_1)$ - функция пользователя, определяющая включение дросселя f_1 . Число N изменяется от нуля до единицы и оценивает положение точки включения дросселя f_1 по отношению к максимальному перемещению поршня.

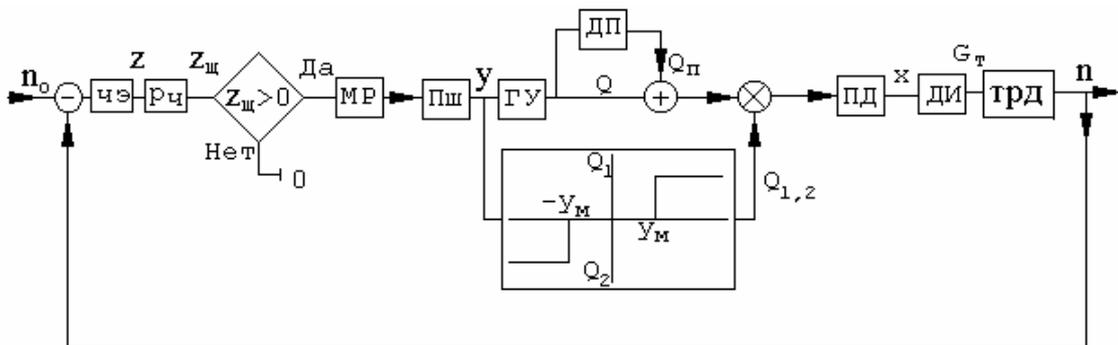


Рис. 6. Функциональная схема временного регулятора разгона

Типовые результаты интегрирования размерной модели при нулевых начальных условиях приведены на рис. 7.

Сравнивая эти графики с переходными процессами обычного изодромного регулятора, видим, какие произошли изменения. На участке *OC* маятниковый распределитель 2 полностью закрыт и поршень 5 движется с максимальной скоростью. Появились характерные точки *C* (посадка поршня на упор) и *D* (сход поршня с упора). На участке *CD* поршень изодрома находится на упоре и поршень дозирующей иглы движется под действием расходов жидкости через дроссели f_{II} и f_I . Начиная с точки *D*, поршень 5 возвращается в исходное положение, а дозирующая игла медленно, но точно добавляет необходимое для отработки заданного управляющего сигнала количество топлива.

Все вышеприведенное относится к принятому в теории автоматического управления методу, основанному на структурных схемах, передаточных функциях, преобразованиях Лапласа, функции свертки. Графики получены с использованием системы моделирования Simulink (в составе Matlab), в решателе которого и реализованы эти методы.

С другой стороны, авторами в работе [4] показана эффективность имитационного моделирования двигателя совместно с элементами системы управления в системе имитационного моделирования DVIGwp [5, 6]. При таком моделировании гораздо меньше условностей – каждый функциональный элемент двигателя или системы управления изображается своей пиктограммой, в его алгоритме явным образом записываются нелинейные дифференциальные уравнения (и другие условия), описывающие его функционирование, связи элементов между собой («поток») моделируют реальные потоки вещества (газа, жидкости), механической энергии (а также сил, линейных и угловых перемещений и скоростей).

Для примера на рис. 8 показана модель одновального ТРД с элементами автоматики – РУД, ГЗ и регулятором подачи топлива в разработанной системе DVIGwp.

Предусмотрена возможность описывать работу элементов автоматики как в виде характеристик, например, для регулятора подачи топлива - $G_T = f(n, a_{D\dot{O}A})$, для гидрозамедлителя - $a_{D\dot{O}A} = f(t)$, так и в виде

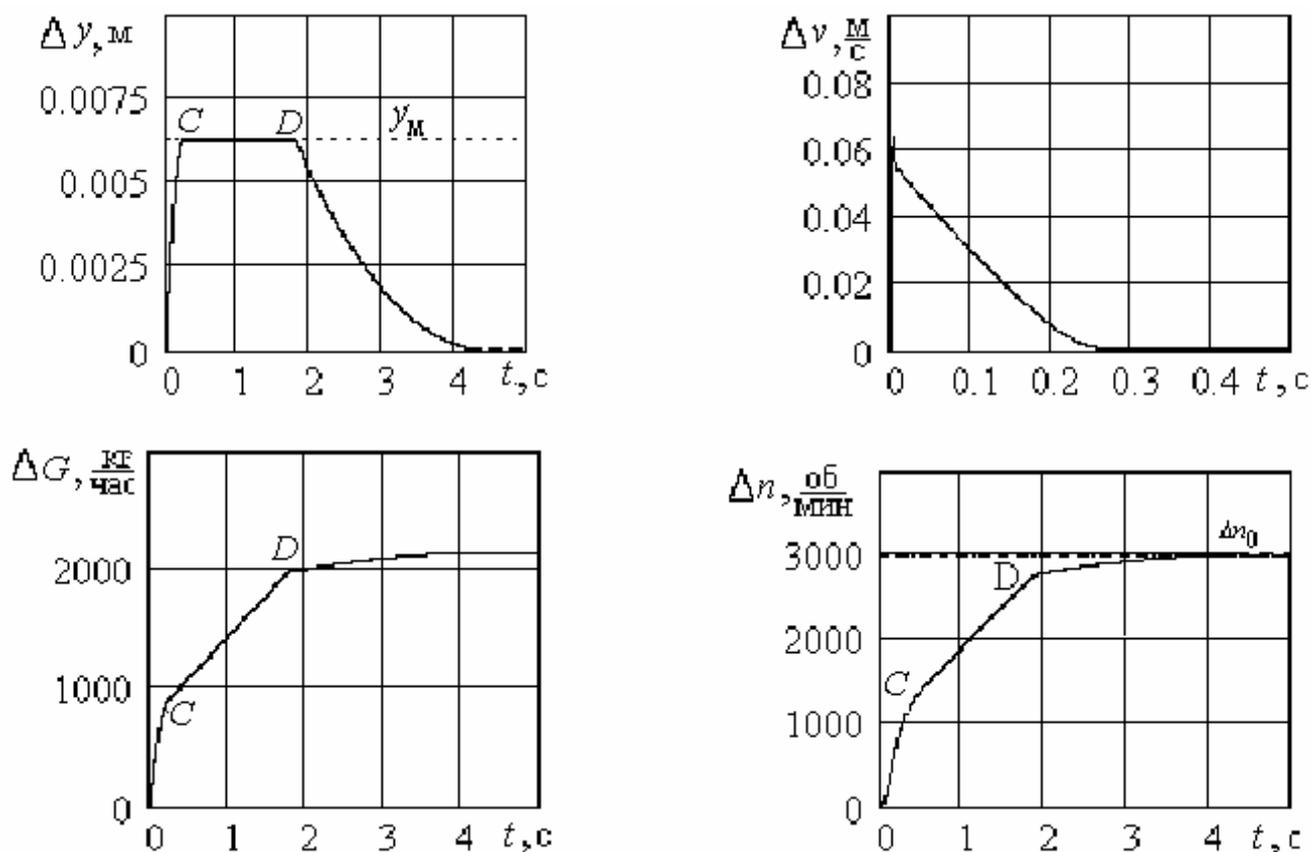


Рис. 7. Типовые переходные процессы временного автомата разгона

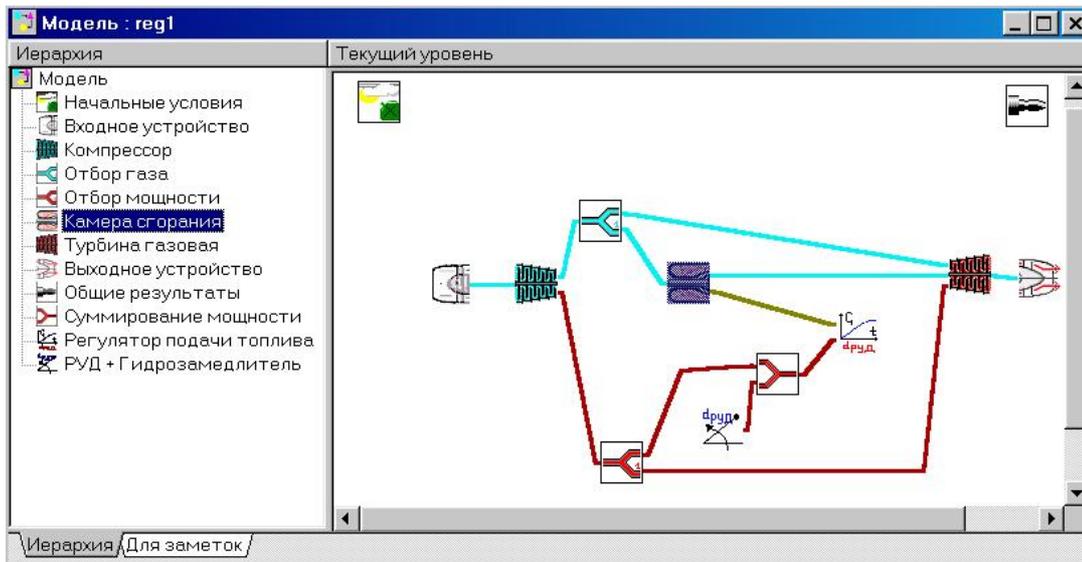


Рис. 8. Структурная схема модели одновального ГТД с элементами автоматики в системе DVIGwp

более детализированных алгоритмов, учитывающих конструкцию элементов, например массу и площадь поршня, жесткость пружины, площади входного дросселя и щели и т. д. Реализация такого подхода в системе имитационного моделирования в дальнейшем даст возможность решать задачи как анализа, так и синтеза. Имитационная модель позволяет решать произвольные проектно-доводочные и возникающие при эксплуатации двигателя задачи. Для примера на рис. 9, 10, 11 приведены результаты моделирования встречной приемистости - изменения пара-

метров - частоты вращения, запаса газодинамической устойчивости K_y и тяги двигателя. При моделировании задавались реальные характеристики узлов двигателя, а параметры гидрозамедлителя подбирались из условия отсутствия помпажа, а также бедного и богатого срыва горения в камере сгорания.

Приведенные результаты показывают, что современные средства имитационного моделирования позволяют повысить качество проектирования и доводки двигателя, его системы управления и силовой установки в целом [7]. При этом традиционные методы

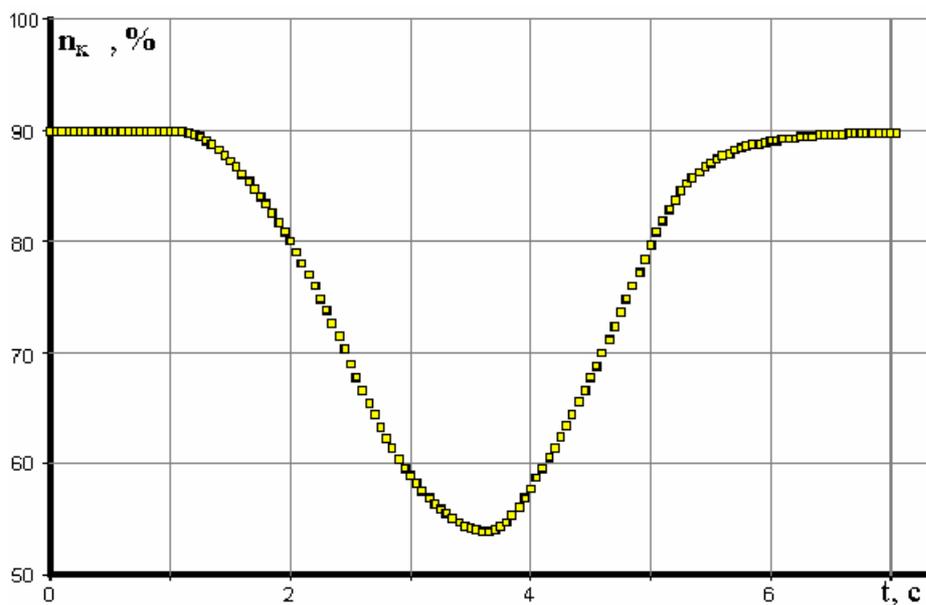


Рис. 9. Циклограмма частоты вращения ротора, полученная при моделировании встречной приемистости

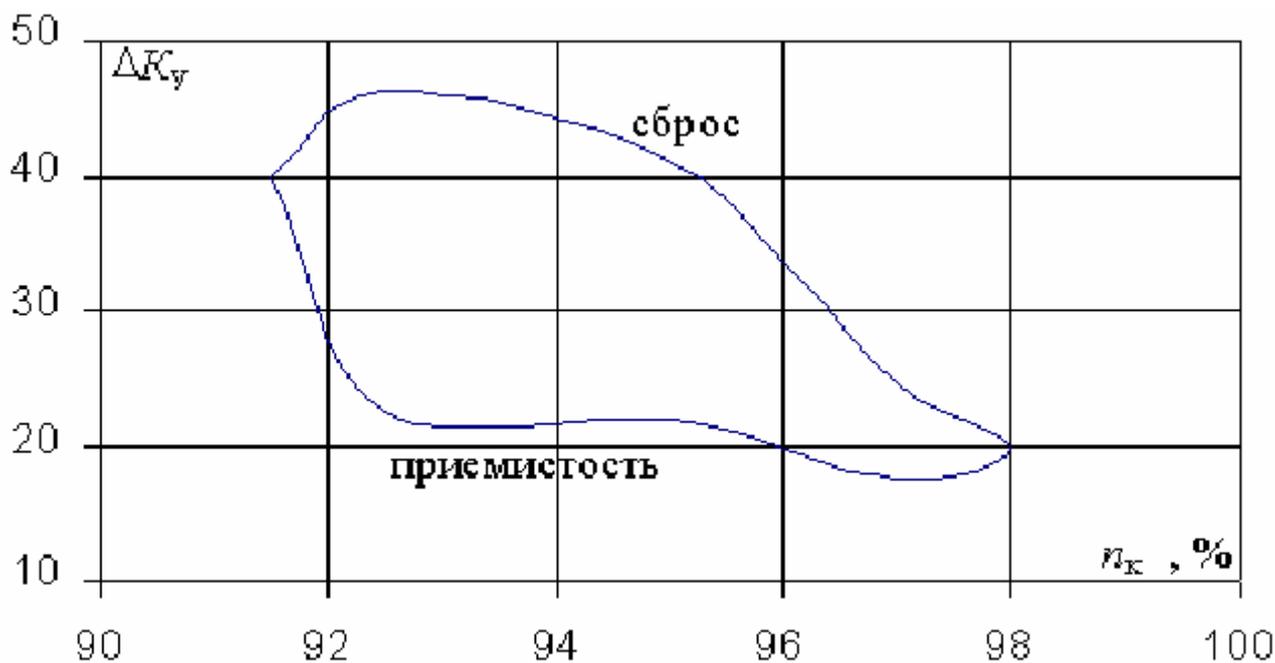


Рис. 10. Изменение запаса устойчивости компрессора при встречной приемистости

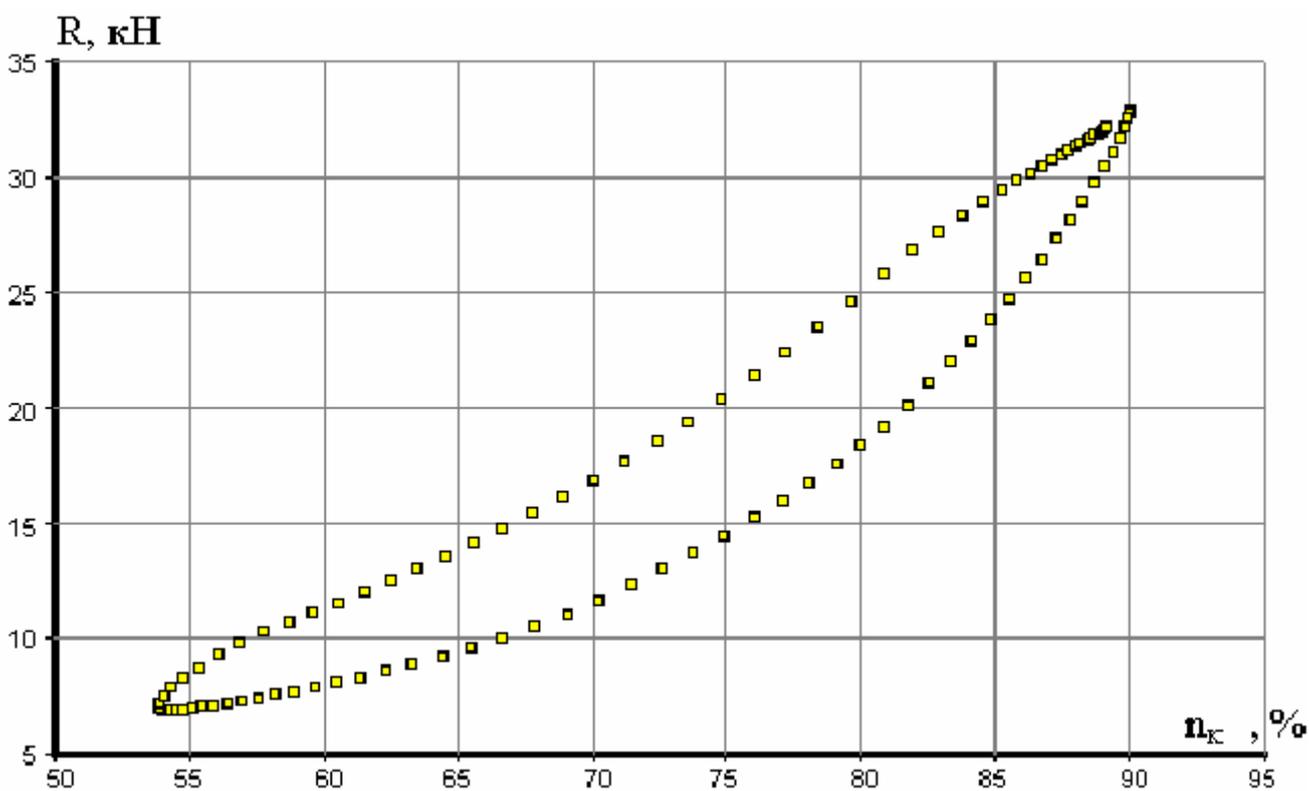


Рис. 11. Зависимость тяги двигателя от частоты вращения ротора

ТАУ не теряют своей актуальности, их целесообразно сочетать с новыми возможностями, предоставляемыми универсальными системами имитационного моделирования работы авиационных ГТД совместно с элементами их систем управления и контроля.

Список литературы

1. Проектирование авиационных газотурбинных двигателей. Учебник для вузов / Под ред. проф. Ахмедзянова А. М. – М.: Машиностроение, 2000.

2. Норенков И. П. Разработка САПР. Учебник для вузов. – М.: Машиностроение, 1994.

3. Чуян Р. К. Методы математического моделирования двигателей летательных аппаратов. Учебное пособие для студентов авиадвигателестроительных специальностей вузов. – М: Машиностроение, 1988.

4. Гумеров Х. С., Кривошеев И. А., Ахмедзянов Д. А. Моделирование совместной работы авиационных ГТД и элементов топливной автоматики на переходных режимах в компьютерной среде DVIG. // Известия вузов. Авиационная техника. - Казань, 2002, № 1. - С. 43-46.

5. Математические модели авиационных двигателей произвольных схем (компьютерная среда DVIG). Учебное пособие / Под ред. проф. Ахмедзянова А. М. - Уфа: изд. УГАТУ, 1998.

6. Ахмедзянов Д. А., Кривошеев И. А. Система термогазодинамического моделирования газотурбинных двигателей на переходных режимах работы. Свидетельство об официальной регистрации № 2004610868, Москва, Роспатент, 2004.

7. Тунаков А. П., Кривошеев И.А., Ахмедзянов Д. А. САПР авиационных ГТД. – Уфа: Уфимск. гос. авиац. техн. ун-т, 2005.

JOINT OPERATION OF AIRCRAFT GAS TURBINE ENGINES AND FUEL AUTOMATED EQUIPMENT IN ACCELERATION AND BRAKING MODES

© 2006 D. A. Akhmedzyanov, I. A. Krivosheyev, R. A. Sunarchin

Ufa State Aviation Technical University

Problems of joint modeling of aircraft turbojet engines and fuel-regulating equipment in transition processes are discussed. Two approaches are compared- the method of structural patters, transfer functions, using Laplace transformations accepted for designing control systems and the method based on imitation modeling which is used when designing an engine. The paper shows the necessity of creating devices to carry out investigations and to analyze the engine dynamic in conjunction with the system of automatic regulation.