



МОДЕЛИРОВАНИЕ ЗАДАЧИ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ АГРЕГАТА ДОЗИРОВАНИЯ ТОПЛИВА¹

Денисова Е. В., Насибуллаева Э. Ш.

Институт механики УНЦ РАН, Уфа

Аннотация. В работе численно исследуется динамическая модель функционирования агрегата дозирования топлива (АДТ), включающего три подвижных элемента (сервопоршень, дроссельную иглу и клапан постоянного перепада). Численные расчеты показали, что характеристики АДТ как элемента системы автоматического управления носят нелинейный и неоднородный характер, а также, что в полостях АДТ возможно возникновение кавитационных режимов.

1. Введение

В системах автоматического управления (САУ) газотурбинными двигателями топливные агрегаты выполняют двойную роль — обеспечивают топливом двигательную установку и, одновременно, дозируют его по команде бортового компьютера в зависимости от режима работы и условий применения.

Исторически сложилось так, что первые САУ авиационными двигателями различного назначения были гидромеханическими. Они появились и развивались вместе с объектами управления, т.е. двигателями различных транспортных средств.

Появление новых поколений двигателей, введение в контур управления современных вычислительных комплексов постави-

¹Работа выполнена в рамках программы № 15 ОЭММПУ РАН и при финансовой поддержке Российского фонда фундаментальных исследований (гранты №№ 08-01-97024, 08-08-97044, 08-08-12058)

ло перед разработчиками САУ следующую проблему: характеристики управляющей (электронной) и исполнительной (гидромеханической) частей системы должны быть согласованы или хотя бы не противоречить друг другу.

Согласно мировой статистике основные аварии в авиации происходят по вине топливной автоматики (73% по данным Японии). Основная причина — разрушение подвижных элементов (золотников, пружин, сервопоршней, дроссельных пакетов и т.п.), попадание в регулировочные отверстия металлических микрочастиц. Это приводит к изменению режима работы двигателя и может вызвать аварийную ситуацию вплоть до отказа топливной системы. Разрушение элементов может происходить как из-за чисто механических воздействий, так и из-за появления кавитационных режимов.

В настоящее время ведутся интенсивные разработки авиационных двигателей нового поколения для летательных аппаратов различного назначения, в том числе и для беспилотных, которые должны обладать повышенным эксплуатационным ресурсом. Обеспечение высоких тактико-технических требований к двигателям новых схем возможно только при наличии современной системы управления, одним из элементов которой является агрегат дозирования топлива (АДТ).

Таким образом, моделирование функционального АДТ с целью выявления процессов, происходящих в системе топливопитания, является весьма актуальной задачей.

2. Постановка задачи

АДТ состоит из нескольких основных элементов: сервопоршня, дроссельной иглы, клапана постоянного давления, клапана постоянного перепада (КПП), распределительного клапана и др. элементов. На первом этапе решения задачи моделирования рассматривалось лишь движение сервопоршня [1]. На втором этапе была решена задача, в конструктивную схему которой были введены дроссельная игла и КПП. Другие вышеперечисленные элементы на данном этапе не рассматривались ввиду достаточной

лива Q_H , прямо пропорциональный частоте вращения ротора турбокомпрессора n [2], т.е. $Q_H = k \cdot n$. При условии, что $n = \text{const}$ на заданном режиме работы, получаем, что $Q_H = \text{const}$, но при этом давление P_H является переменной величиной и зависит от положения иглы. Если дроссельная игла перемещается на закрытие (вправо по схеме), то P_H возрастает, и наоборот. При этом давление в правой полости иглы (P_{PK} — давление перед распределительным клапаном) остается без изменения. Следовательно, перепад давлений ($P_H - P_{PK}$) начинает изменяться, что нежелательно, поскольку величина расхода топлива в двигатель Q_T должна зависеть только от перемещения x , то есть от управляющего сигнала u в конечном итоге.

С целью поддержания ($P_H - P_{PK}$) постоянной величиной в схему введен КПП 3. Работает он следующим образом. Когда подрастает давление P_H , поршень КПП увеличивает слив за счет изменения перемещения y . Это приводит к увеличению давления P_{PK} , поддерживая разницу давлений постоянной величиной. Таким образом, окончательный расход топлива в двигатель будет зависеть только от управляющего сигнала u в конечном итоге [2].

При моделировании схемы рассматривалась динамика левой полости (полости сервопоршня дроссельной иглы) и правой полости (полости самой дроссельной иглы). Основные предположения: давление в камере сгорания $P_{КС}$, давление клапана постоянного давления $P_{КПД}$ и давление слива $P_{сл}$ принимаем постоянными величинами, причем $P_{КПД} > P_{сл}$.

3. Математическая модель АДТ

Уравнение, описывающее движение сервопоршня

$$m_1 \ddot{x} = P_1 S_{nop}^{(1)} - P_2 S_{nop}^{(2)} - c_1 x - F_{mp,1} + R_{np,1} + F_{ПДИ}, \quad (1)$$

где m_1 — масса сервопоршня; $x = x(t)$ — перемещение сервопоршня; $\ddot{x} = \ddot{x}(t)$ — ускорение перемещения сервопоршня; t — время; $P_1 = P_1(t)$ и $P_2 = P_2(t)$ — давления слева и справа от сервопоршня соответственно; $S_{nop}^{(1)}$ и $S_{nop}^{(2)}$ — площади сервопоршня

слева и справа соответственно; c_1 — жесткость пружины; $F_{mp,1}$ — сила трения; $R_{np,1} = \text{const}$ — сила предварительной затяжки пружины; $F_{ПДИ}$ — сила, действующая на сервопоршень со стороны полости дроссельной иглы. Если рассматривается математическая модель работы только одного элемента АДТ (сервопоршня), то $F_{ПДИ} = 0$, а для математической модели работы двух связанных элементов формула для $F_{ПДИ}$ будет приведена ниже.

Сила трения $F_{mp,1}$ задается по формуле [3]

$$F_{mp,1} = \begin{cases} \frac{F_{mp,1}^0 \dot{x}}{\varepsilon_1}, & \text{при } |\dot{x}| < \varepsilon_1, \\ \text{sign}(\dot{x}) |F_{mp,1}^0|, & \text{при } |\dot{x}| \geq \varepsilon_1, \end{cases} \quad (2)$$

где ε_1 — параметр регуляризации; $F_{mp,1}^0$ определяется из условия, что в начальный момент времени ($t = 0$) сервопоршень находится в состоянии покоя в начальном положении $x = x_0$. Предполагаем, что сервопоршень перемещается по трубе, не перекрывая сливов.

Давления слева и справа от сервопоршня определяются из уравнений баланса расходов жидкости и задаются следующими формулами:

$$P_i = \frac{s_{ex,i}^2 P_{КПД} + s_{cl,i}^2 P_{сл}}{s_{ex,i}^2 + s_{cl,i}^2} + \frac{S_{nop}^{(i)} \dot{x} \left(S_{nop}^{(i)} \dot{x} (s_{cl,i}^2 - s_{ex,i}^2) \pm 2s_{ex,i} s_{cl,i} \sqrt{D_i} \right)}{(s_{ex,i}^2 + s_{cl,i}^2)^2 \alpha^2 \mu^2}, \quad (3)$$

$$D_i = (P_{КПД} - P_{сл})(s_{ex,i}^2 + s_{cl,i}^2) \alpha^2 \mu^2 - (S_{nop}^{(i)})^2 \dot{x}^2 \quad (i = 1, 2),$$

где $\alpha = \sqrt{2g/\gamma}$ — размерный коэффициент, зависящий от удельного веса топлива (жидкости) γ ; g — ускорение свободного падения; μ — коэффициент истечения; $s_{ex,i}$ ($i = 1, 2$) — площадь прохода жидкости на входе (в жиклерах); $s_{cl,i}$ ($i = 1, 2$) — площадь прохода жидкости на сливе.

Управляющий сигнал $u = (\tau/T) \cdot 100\%$ определяет процент периода, когда слив открыт, и является входным параметром. Здесь $T = 1/\nu$ — период; ν — частота изменения управляющего сигнала; τ — часть периода, когда слив открыт. Тогда значения жиклеров $s_{ex,i}$ ($i = 1, 2$), которые изменяются в противофазе, в формуле (3) заменяются на функции $s_{ex,i}^*$ ($i = 1, 2$) по следующим формулам:

$$s_{c,l,1}^* = \begin{cases} s_{c,l,1}, & kT \leq t \leq kT + \tau, \\ s_{c,l,1} \sin^2 \frac{\pi(t - \tau - kT + T/20)}{T/10}, & kT + \tau < t < kT + \tau + \frac{T}{20}, \\ 0, & kT + \tau + \frac{T}{20} \leq kT + \frac{19T}{20}, \\ s_{c,l,1} \sin^2 \frac{\pi(t - (k+1)T + T/20)}{T/10}, & kT + \frac{19T}{20} < t < (k+1)T; \end{cases}$$

$$s_{c,l,2}^* = \begin{cases} 0, & kT \leq t \leq kT + \tau, \\ s_{c,l,2} \sin^2 \frac{\pi(t - \tau - kT)}{T/10}, & kT + \tau < t < kT + \tau + \frac{T}{20}, \\ s_{c,l,2}, & kT + \tau + \frac{T}{20} \leq kT + \frac{19T}{20}, \\ s_{c,l,2} \sin^2 \frac{-\pi(t - (k+1)T)}{T/10}, & kT + \frac{19T}{20} < t < (k+1)T, \end{cases}$$

где $k = 0, 1, 2, \dots$

Уравнение, описывающее движение КПП:

$$m_2 \ddot{y} = (P_H - P_3) S_{КПП} - c_2 y - F_{mp,2} + R_{np,2}, \quad (4)$$

где m_2 — масса КПП; $y = y(t)$ — перемещение КПП; $\ddot{y} = \ddot{y}(t)$ — ускорение перемещения КПП; $P_3 = P_3(t)$ — давление справа от КПП; $S_{КПП}$ — площадь КПП; c_2 — жёсткость пружины КПП; $R_{np,2}$ — сила предварительной затяжки пружины; $F_{mp,2}$ — сила трения, действующая на КПП.

Сила трения $F_{mp,2}$ определяется по формуле

$$F_{mp,2} = \begin{cases} k_{mp} \frac{F_{mp,2}^0 \dot{y}}{\varepsilon_2}, & \text{при } |\dot{y}| < \varepsilon_2, \\ \text{sign}(\dot{y}) |F_{mp,2}^0|, & \text{при } |\dot{y}| \geq \varepsilon_2, \end{cases} \quad (5)$$

где ε_2 — параметр регуляризации; $k_{mp} = (S_{бок} - S_{mp})/S_{бок}$ — коэффициент силы трения КПП (предполагается, что КПП имеет цилиндрическую форму); $S_{бок} = \pi d_{КПП} h_{бок}$ — общая площадь боковой поверхности КПП; $d_{КПП}$ — диаметр основания КПП; $h_{бок}$ — высота цилиндра КПП; $S_{mp} = S_{КПП}^{max} - s_{КПП}$ — площадь поверхности КПП, которая не соприкасается со стенками полости; $s_{КПП} = s_{КПП}(y)$ — площадь сечения слива, образуемая КПП; $s_{КПП}^{max}$ — максимальное значение площади слива, образуемой КПП. Коэффициент k_{mp} вводится вследствие того, что часть поршня перекрывает собой слив, и поэтому не вся боковая поверхность КПП соприкасается со стенками полости, в которой он движется. Предполагаем, что ход КПП h_y равен $d_{cл}$. Поскольку профиль окна слива имеет форму круга с диаметром $d_{cл}$, то

$$s_{КПП}(y) = \begin{cases} \frac{d_{cл}^2}{4} \arccos\left(\frac{d_{cл} - 2y}{d_{cл}}\right) - \frac{d_{cл} - 2y}{2} \sqrt{d_{cл}y - y^2}, & \text{при } 0 < y \leq d_{cл}, \\ \pi d_{cл}^2/4, & \text{при } y > d_{cл}, \end{cases}$$

$F_{mp,2}^0$ определяется из условия, что в начальный момент времени КПП находится в состоянии покоя в начальном положении $y = y_0$.

Из уравнений баланса расходов жидкости получим следующие функции для определения давлений:

$$P_{PK} = P_{KC} + \left[\frac{a_2 \pm \sqrt{a_2^2 - a_1 a_3}}{a_1} \right]^2; \quad P_3 = P_{PK} + \left(\frac{S_{КПП} \dot{y}}{a_5} \right)^2; \quad (6)$$

$$P_H = P_{cл} + \frac{1}{a_7^2} \left[Q_H - a_6 \frac{a_2 \pm \sqrt{a_2^2 - a_1 a_3}}{a_1} \right]^2.$$

Здесь введены обозначения: $a_1 = 1 - a_6^2/a_4^2 + a_6^2/a_7^2$; $a_2 = a_6 S_{КПП} \dot{y}/a_7^2 - a_6 Q_H/a_4^2$; $a_3 = P_{KC} - P_{cл} + S_{КПП}^2 \dot{y}^2/a_7^2 - Q_H^2/a_4^2$; $a_4 = \alpha \mu s_{КПП}(y)$; $a_5 = \alpha \mu s_3$; $a_6 = \alpha \mu s_\phi$; $a_7 = \alpha \mu s_{ди}(x)$, где s_3 — площадь прохода жидкости в полость справа от КПП; $s_{ди}(x)$ — площадь прохода жидкости в сечении дозирующей иглы; s_ϕ — площадь прохода жидкости на входе в камеру сгорания (площадь форсунок); P_{KC} — давление в камере сгорания (известная

величина). Знак в первом и третьем уравнениях (6) выбирается из условия, что выражения, стоящие в квадратных скобках, положительные.

Площадь $s_{ДИ}(x) = s_{ДИ}^{(max)} (1 - x^2/h_x^2)$, где $s_{ДИ}^{(max)}$ — максимальное значение площади сечения дозирующей иглы; h_x — длина хода сервопоршня.

Сила $F_{ПДИ}$ определяется по следующей формуле

$$F_{ПДИ} = -S_{штм}P_H + s_{ДИ}^{(max)} \left(1 - \frac{x(t)}{h_x}\right)^2 (P_H - P_{PK}), \quad (7)$$

где $S_{штм}$ — площадь штока.

4. Численные расчеты

Математическая модель (1)–(7) численно решалась с помощью метода Рунге–Кутты по формулам Дормана–Принса [4].

Рассматривались следующие значения физических и геометрических параметров: $m_1 = m_2 = 0.05$ кг; $S_{ноп}^{(1)} = S_{КПП} = \pi/4 \cdot 10^{-4}$ м²; $S_{штм} = 25\pi/4 \cdot 10^{-6}$ м²; $S_{ноп}^{(2)} = S_{ноп}^{(1)} - S_{штм}$; $s_{ДИ}^{(max)} = Q_H/(\alpha\mu\sqrt{7 \text{ ат}})$; $d_{с.л} = 2 \times \sqrt{s_{ДИ}^{(max)}/\pi}$ м; $s_{с.л,1} = s_{с.л,2} = 25\pi/4 \cdot 10^{-8}$ м²; $s_{с.л,2} = 9\pi/4 \cdot 10^{-8}$ м²; $s_{с.л,1} = 49\pi/4 \cdot 10^{-8}$ м²; $s_3 = 14.4\pi \cdot 10^{-8}$ м²; $s_{ф} = 0.4748 \cdot 10^{-4}$ м²; $h_{боск} = h_x = h_y = 0.01$ м; $P_{КПД} = 15$ ат; $P_{с.л} = 3$ ат; $P_{КС} = 4.5$ ат; $c_1 = c_2 = 0.5$ кг/м²; $R_{нр,1} = 3$ Н; $R_{нр,2} = 0.5$ Н; $g = 9.8$ м/с²; $\gamma = 780$ кг/(м²с²); $\mu = 0.75$; $Q_H = 25000$ л/час. Частота изменения управляющего сигнала $\nu = 40$ Гц, тогда период равен $T = 1/\nu$.

Начальные условия:

$$x(0) = x_0, \quad \dot{x}(0) = 0, \quad y(0) = y_0, \quad \dot{y}(0) = 0,$$

где значения x_0, y_0 задавались следующим образом. Фиксировалось начальное значение положения КПП $y_0 = d_{с.л}/10$, а начальное положение сервопоршня x_0 определялось из условия, что в начальный момент времени система является стационарной.

На рис. 2 представлено отклонение сервопоршня от начального положения $x^* = x(10T)$ за 10 периодов колебаний управляющих функций в зависимости от управляющего сигнала u при

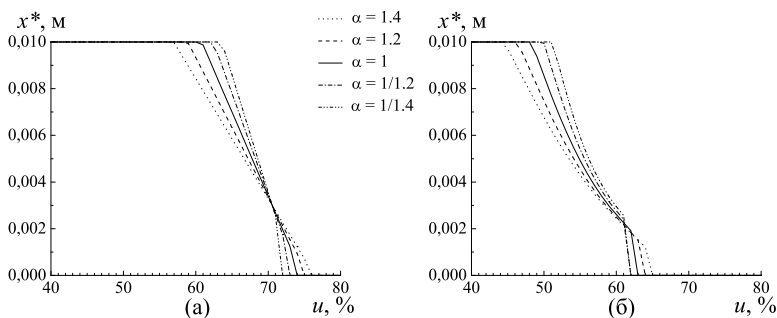


Рис. 2. Зависимость перемещения поршня x^* в момент времени $t = 10T$ от управляющего сигнала u для различных значений жиклеров $s_{ex,i}^{new} = \frac{s_{ex,i}}{\alpha}$, $s_{cl,i}^{new} = \frac{s_{cl,i}}{\alpha}$ ($i = 1, 2$): (а) для модели с одним элементом; (б) для модели с двумя элементами

одновременном изменении величин жиклеров $s_{ex,i}$, $s_{cl,i}$ ($i = 1, 2$). Как в случае модели с одним элементом, так и в случае модели с двумя элементами получается расслоение перемещения от управляющего сигнала. Подобное расслоение (так называемая «метелка») недопустимо при функционировании системы управления, так как приводит к неоднородности зависимости перемещения (а, следовательно, и расхода топлива в двигатель) от управляющего сигнала u . В конечном итоге, подобное явление приводит к появлению автоколебательных режимов, что недопустимо по условиям эксплуатации силовой установки в составе летательного аппарата.

Характеры колебаний сервопоршня без и с учетом силы $F_{ПДИ}$ (модели с одним и двумя подвижными элементами соответственно) при значении управляющего сигнала равного $u = 70\%$ представлены на рис. 3(а). Видно, что данная сила, для которой на рис. 3(б) приведена зависимость от времени, направлена в противоположную к направлению перемещения поршня сторону. Значения силы $F_{ПДИ}$ приведены в единицах кгс, поскольку это при-

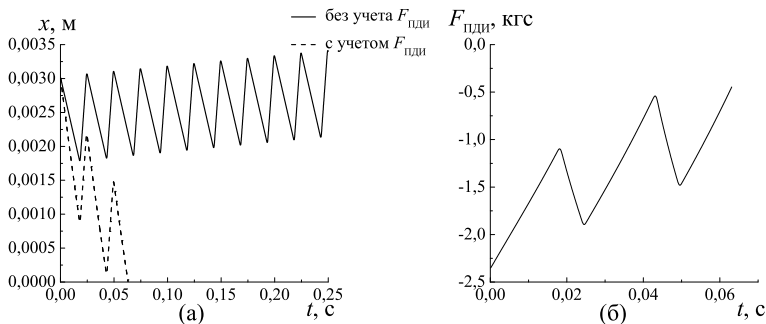


Рис. 3. Зависимость функций от времени t при $u = 70\%$: (а) перемещение поршня x ; (б) сила $F_{ПДИ}$

нято в технических системах. Следует отметить, что ранее данная сила не рассчитывалась и не учитывалась при моделировании статических режимов АДТ. Результат получен впервые.

Рассмотрим возможность перехода ламинарного течения топлива в полости сервопоршня к турбулентному. Поскольку в топливе может быть растворено воздуха до 13% от объема топлива, то данный переход может привести к возникновению кавитации и, как следствие, к разрушению подвижного элемента. Пороговое значение числа Рейнольдса для течения в круглой трубе равно $Re = 2300$, тогда для кинематической вязкости керосина $\nu = 1.25 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ и диаметра трубы $d = 10^{-2} \text{ м}$ получим, что течение будет ламинарным при скорости $v_{cp} < (\nu Re)/d \approx 0.29 \text{ м/с}$. В данной работе было получено, что при некоторых значениях параметров максимальные значения скорости сервопоршня могут кратковременно подниматься до значений 0.35 м/с. Таким образом, в данной постановке задачи существуют режимы, при которых течение в полости сервопоршня может стать неустойчивым и привести к возникновению кавитации.

Ранее подобное явление неоднократно подтверждалось при испытаниях топливных агрегатов: поверхности подвижных элементов были покрыты кавернами.

5. Заключение

В данной работе представлена динамическая модель функционирования АДТ, включающего три подвижных элемента (сервопоршень, дроссельная игла и КПП). Численные расчеты, проведенные на основе данной модели, показали:

— характеристики АДТ как элемента САУ носят нелинейный и неоднородный характер, что должно быть учтено при синтезе алгоритмов управления двигательной установкой;

— возможно возникновение кавитационных режимов в полостях АДТ, что также негативно сказывается на функционировании двигательной установки.

Список литературы

- [1] Денисова Е. В., Насибуллаева Э. Ш. Исследование гидромеханического элемента дозирования топлива // Труды Института механики УНЦ РАН. Уфа: Гилем, 2007. Вып. 5. С. 157–162.
- [2] Добрынин А. Н. Проектирование гидромеханических систем автоматического регулирования авиадвигателей. Часть 1. М.: ЦИАМ, 1980. 417 с.
- [3] Уткин В. И., Орлов Ю. В. Теория бесконечномерных систем управления на скользящих режимах. М.: Наука, 1990. 133 с.
- [4] Хайрер Э., Нёрсетт С., Ваннер Г. Решение обыкновенных дифференциальных уравнений. Нежесткие задачи. М.: Мир, 1990. 512 с.