

УДК 681.5.033.5

## ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ И ОБОБЩЕННЫЙ АНАЛИЗ РАБОТЫ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ САР ГТД НА УСТАНОВИВШИХСЯ РЕЖИМАХ

П. В. ПЕТРОВ

[pgl.petrov@mail.ru](mailto:pgl.petrov@mail.ru)

ФГБОУ ВО «Уфимский государственный авиационный технический университет» (УГАТУ)

*Поступила в редакцию 06.03.2019*

**Аннотация.** Рассматриваются вопросы численного моделирования и обобщенного анализа работы (статический режим) издромного регулятора авиационного двигателя. Приводятся математические модели в нелинейной постановке. Обсуждаются вопросы влияния постоянных времени и обобщенных параметров на качество переходных процессов и быстродействие системы. Наглядно продемонстрировано, как методом перехода к обобщенным переменным, при помощи машинной имитации, можно получить результаты, ничем не уступающие линейным методам. При данном подходе решения существенно сокращается число аргументов задачи, благодаря чему решение упростилось, а обозримость результатов улучшилась. Повысилась информативность результатов, так как влияние отдельных факторов проявляется не порознь, а в совокупности и потому более отчетливо выступают внутренние связи. Безразмерные переменные изменяются в диапазоне от нуля до единицы, что существенно облегчает вычисление.

**Ключевые слова:** авиационный двигатель; диагностическое моделирование; нелинейные явления; устройства гидроавтоматики; математические модели; численное исследование; вычислительный эксперимент.

### СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА

Для подробного конструктивного анализа и параметрического синтеза любой гидромеханической системы в первую очередь необходимо располагать ее математической моделью. В случае когда рассматриваются системы с распределенными параметрами, должны использоваться уравнения в частных производных. Описание систем с помощью обыкновенных дифференциальных уравнений выполняют при рассмотрении систем с сосредоточенными параметрами. Полученные модели определяют поведение систем в основном на переходных режимах, если

к ним приложить сигнал регулирующих или возмущающих воздействий.

Общепринято, при моделировании устройств автоматики поэлементно разбивать систему, и в этом случае уравнения динамики системы записываются для каждого звена в отдельности. При этом из полученной системы уравнений исключаются все промежуточные переменные, приводя ее к системе типа вход–выход.

Дифференциальные уравнения составляются на основании тех физических законов, которые определяют протекание процессов в изучаемом элементе. Чаще всего

исходными являются фундаментальные законы сохранения, записанные применительно к рассматриваемому явлению. Для гидромеханических устройств таковыми являются уравнения расходов жидкости, протекающей через дросселирующие сечения и уравнения движения для подвижных элементов.

Математические модели гидромеханических устройств автоматики широко представлены в многочисленных изданиях [1]. В целом основа или структура основных моделей гидромеханических устройств давно известна и описана многочисленными авторами [1]. Формирование таких моделей, в основном, происходило в эпоху, когда вычислительная техника в значительной степени отставала по своему развитию, что в целом и обуславливало использование на практике линейных аналитических методов. Именно этот фактор и стал причиной отсутствия у разработчика поэлементных, динамических моделей в нелинейной постановке.

Таким образом, для полного представления о процессах, протекающих в сложных устройствах гидроавтоматики, а также для правомерного рационального выбора предварительных конструктивных параметров необходима основательная доработка существующих моделей гидромеханических устройств, представленных в линейной постановке.

### ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

В большинстве своем в литературе, посвященной проблеме управления авиационного двигателя, рассматриваются вопросы, так называемого, статического регулирования, когда отклонения регулируемой величины не превышают 1–3%. Это обусловлено, с одной стороны, тем, что статические режимы составляют значительную часть рабочего цикла, с другой – сложностью описания переходных режимов, где отклонения параметров могут быть очень большими.

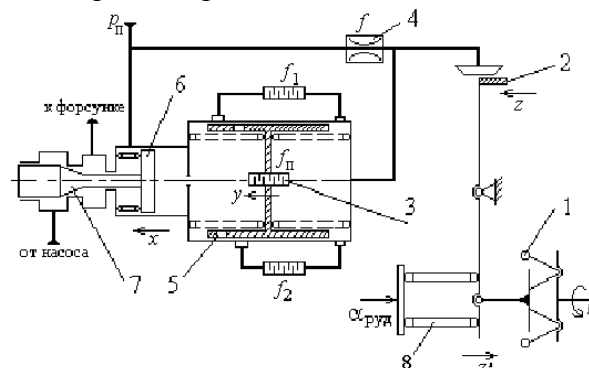
Отметим некоторые особенности гидромеханических регуляторов, оказывающих существенное влияние на их разработку. Во-первых, имеется большое разнообразие видов и типов регуляторов, отличающихся назначением, принципом действия, устройством и т.п. Во-вторых, каждый регулятор,

в свою очередь, состоит из некоторого числа элементарных устройств, объединенных в структуру каналами связи. И, наконец, в регуляторах и их элементах протекают разнообразные процессы: течение жидкости по трубам, истечение жидкости через отверстия и насадки, движение поршней и плунжеров и т.п.; в информационно-измерительной части выполняются элементарные операции сложения, вычитания, деления, умножения и более сложные операции преобразования.

Например, представленный на рис. 1 всережимный регулятор является характерным примером регулятора с переменной структурой, выполняющий функции как изодромного регулятора статических установившихся режимов, так функции автомата разгона переходных процессов [1].

Основное назначение изодромного регулятора заключается в том, чтобы улучшить статическую точность при максимально возможном сохранении динамических характеристик (в первую очередь – устойчивость, качество управления и быстродействие на рабочих режимах).

Хотя рассматриваемый регулятор является всережимным, т.е. обеспечивает работу как установившихся, так и переходных (разгон и дросселирование) режимов, в данном разделе описывается только регулирование статических режимов, где возмущения не превышают 3–5%. Поэтому дроссели  $f_1$  – приемистости и  $f_2$  – дросселирования на схеме хоть и показаны, но не рассматриваются.



**Рис. 1.** Принципиальная схема изодромного регулятора: 1 – чувствительный элемент; 2 – маятниковый распределительный элемент; 3 – основной дроссельный пакет; 4 – входной дроссельный пакет; 5 – статический поршень; 6 – аstaticкий поршень; 7 – дозирующая игла; 8 – задающее устройство

### МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ САР НА УСТАНОВИВШИХСЯ РЕЖИМАХ

Математическое описание данной системы регулирования составляется в предположении ряда типовых допущений: коэффициенты расхода маятникового распределителя и дросселей считаются постоянными; соблюдаются условие неразрывности жидкости и закон Гука; на дозирующей игле сохраняется перепад давления так, что расход топлива всецело определяется ее перемещением; трубопроводы считаются короткими (сосредоточенные параметры), волновые явления отсутствуют; существенные нелинейности – не рассматриваются; давление слива равно нулю.

Кроме того, так как модель регулятора получается достаточно сложной и громоздкой, то с целью упрощения применяется самая простая линейная модель двигателя, а датчик частоты вращения считается безынерционным [2].

Математическая модель включает в себя: уравнение движения для статического поршня, уравнения расходов для правой и левой полостей статического поршня и уравнение двигателя.

Уравнение движения статического поршня массой  $m$ , согласно второму закону Ньютона, имеет вид:

$$m \frac{d^2 y}{dt^2} = F_u p - F_u p_0 - k_v \frac{dy}{dt} - c_{\Sigma} y - F_{mp}, \quad (1)$$

где  $y$  – перемещение поршня;  $F_u$  – площадь статического поршня;  $k_v$  – приведенный коэффициент вязкого трения;  $F_{mp}$  – сила сухого трения;  $p_0$ ,  $p$  – давления слева и справа поршня изодрома соответственно;  $c_{\Sigma}$  – суммарная жесткость пружин;  $m$  – приведенная масса поршня подвижной части поршня изодрома.

Уравнение объемного расхода рабочей жидкости через входной дроссель (для правой полости) записывается в виде:

$$\begin{aligned} \mu f \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_n - p)} &= \mu b z_{\mu} \sqrt{\frac{2}{\rho} p} + \\ + \mu f_{II} \sqrt{\frac{2}{\rho}(p - p_0)} + F_u \frac{dy}{dt} + \frac{V_0 + F_u y}{E} \frac{dp}{dt}, \end{aligned} \quad (2)$$

где  $f$  и  $f_{II}$  – соответственно площади входного и изодромного дроссельных пакетов;  $\mu$  – коэффициент расхода;  $b$  – ширина щели распределителя (щель считается прямоугольной);  $\rho$  – плотность рабочей жидкости;  $V_0$  – начальный объем;  $E$  – модуль объемной упругости жидкости.

Уравнение баланса расхода через основной дроссельный пакет:

$$\mu f_{II} \sqrt{\frac{2}{\rho}(p - p_0)} + F_u \frac{dy}{dt} = F_{\partial u} \frac{dx}{dt}, \quad (3)$$

где  $F_{\partial u}$  – площадь астатического поршня дозирующей иглы;  $x$  – перемещение дозирующей иглы.

Уравнение чувствительного элемента представляется в виде:

$$k_{гр} n^2 = c(z'_n + z'), \quad (4)$$

где  $k_{гр}$  – коэффициент грузиков;  $n$  – частота вращения двигателя;  $c$  – жесткость пружины чувствительного элемента;  $z'_n$  – начальная натяжка пружины.

Система замыкается уравнением двигателя, которое, как уже указывалось, для простоты представляется в линейном виде:

$$T_{дв} \frac{dn}{dt} + \Delta n = k_{дв} (\Delta G_T + \Delta f_b), \quad (5)$$

где  $T_{дв}$  и  $k_{дв}$  – соответственно постоянная времени и коэффициент усиления двигателя;  $\Delta n$  – приращение оборотов;  $G_T$  – подача топлива  $G_T = k_{\partial u} x$ , где  $x$  – перемещение астатического поршня и дозирующей иглы;  $\Delta f_b$  – внешнее воздействие, выраженное в долях расхода топлива.

Математическая модель дополняется статическими соотношениями:

$$\left\{ \begin{aligned} \mu \cdot f \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_n - p_0)} &= \mu b \cdot z_0 \sqrt{\frac{2}{\rho} p_0} \\ k_{зп} n_0^2 &= c(z'_n + z'_0) \\ z &= \frac{l_2}{l_1} z', \end{aligned} \right. \quad (6)$$

где  $l_1$  и  $l_2$  – плечи рычага маятникового распределителя.

Далее предполагается, что в исходном равновесном состоянии  $f = b \cdot z_0$  и, следовательно,  $p_0 = \frac{p_n}{2}$ .

Для удобства сравнения с линейной моделью переменные представляются в виде сумм статической части и приращений:

$$\begin{aligned} y &= y_0 + \Delta y; n = n_0 - \Delta n; x = x_0 + \Delta x; \\ z_{ш} &= z_0 - \Delta z_0 + \Delta z; p = p_0 + \Delta p. \end{aligned} \quad (7)$$

Окончательно система уравнений изодромной САР в отклонениях имеет вид:

$$\left\{ \begin{aligned} m \frac{d^2 y}{dt^2} &= F_u \Delta p - k_s \frac{dy}{dt} - c_\Sigma \Delta y - F_{mp}; \\ \mu f \sqrt{\frac{2}{\rho}} (p_0 - \Delta p) &= \mu b \Delta z_{ш} \sqrt{\frac{2}{\rho}} (p_0 + \Delta p) + \\ &+ \mu f_{\Pi} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \Delta p + F_u \frac{dy}{dt} + \frac{V_0 + F_u \Delta y}{E} \frac{dp}{dt}; \\ f_{\Pi} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \Delta p + F_u \frac{dy}{dt} &= F_{дн} \frac{dx}{dt}; \\ T_{дв} \frac{dn}{dt} + \Delta n &= k_{дв} (k_{дн} \Delta x + \Delta f_s); \\ \Delta z &= \frac{l_2}{l_1} k_{чз} \Delta n, \end{aligned} \right. \quad (8)$$

где  $k_{чз} = \frac{k_{гп} n_0^2}{c}$  – коэффициент чувствительного элемента.

Аналізу системы (8), как обычно, предварим анализ линейной модели с целью определения наиболее рациональных направлений исследования.

Если рассматривать линейную модель изодромного регулятора, то она общеизвестна. В данном случае, как указывалось выше, линейная модель предназначена для тестирования и определения наиболее перспективных направлений исследования нелинейной задачи. Линеаризация уравнений в предположении малости массы статического поршня приводит к системе:

$$\left\{ \begin{aligned} k_{Qz} (\Delta z - \Delta z_0) &= k_{Qp} \Delta p \\ k_{Qp\Pi} \Delta p + F_u \frac{dy}{dt} - F_{дн} \frac{dx}{dt} &= 0 \\ F_u \Delta p - c_\Sigma \Delta y &= 0 \\ T_{дв} \frac{dn}{dt} + \Delta n &= k_{дв} \Delta G_m \\ \Delta z &= k_R k_n \Delta n, \end{aligned} \right. \quad (9)$$

$$\begin{aligned} \text{где } \Delta G_T &= k_{ду} \Delta x; \quad \Delta z = -k_n k_R \Delta n; \\ \Delta z_0 &= k_n k_R \Delta n_0. \end{aligned}$$

Соответствующие коэффициенты линеаризации, входящие в данное уравнение, будут определяться по формуле:

$$\begin{aligned} k_{Qz} &= b \sqrt{\frac{2p_0}{\rho}}; k_n = \frac{2k_{гп} n_0}{c_n}; \\ k_{Qp\Pi} &= \frac{f_{\Pi}}{\sqrt{2p_0 \rho} \frac{\Delta n}{n_0}}; \\ k_{Qp} &= \frac{\mu f}{\sqrt{2p_0 \rho}} + \frac{\mu b z_0}{\sqrt{2p_0 \rho}} + \frac{\mu f_{\Pi}}{\sqrt{2p_0 \rho} \frac{\Delta n_0}{n_0}}. \end{aligned} \quad (10)$$

После преобразования по Лапласу система принимает хорошо известный вид:

$$\left\{ \begin{aligned} k_{Qz} k_n k_R (\Delta n_0 - \Delta n) &= k_{Qp} \Delta p + F_u s \Delta y \\ k_{Qp\Pi} \Delta p + F_u s \Delta y - F_{дн} s \Delta x &= 0 \\ F_u \Delta p - c_\Sigma \Delta y &= 0 \\ T_{дв} s \Delta n + \Delta n &= k_{дв} (k_{дн} \Delta x + \Delta f_b) \\ \Delta z &= k_R k_n \Delta n. \end{aligned} \right. \quad (11)$$

В системе (11) оператор  $s$  – переменная Лапласа, и все переменные преобразованы по Лапласу.

При приведении к каноническому виду уравнений изодромного регулятора обычно вводятся следующие обозначения:

$$T_{гy} = \frac{F_u^2}{k_{Qp} c_\Sigma} \text{ – постоянная времени гидро-}$$

$$\text{усилителя; } T_{уз} = \frac{F_u^2}{k_{Qp\Pi} c_\Sigma} \text{ – постоянная вре-}$$

$$\text{мени изодрома; } k_{гy} = \frac{F_u k_{Qz}}{k_{Qp} c_\Sigma} \text{ – коэффициент}$$

усиления гидроусилителя;

$$k_{рег} = k_n k_R k_{гy} k_{ду} k_{дв} \frac{F_u}{F_d} \text{ – коэффициент усиления регулятора.}$$

В структурной схеме (рис. 2), которой соответствует система уравнений (11), имеется параллельное соединение пропорционального и интегрального звеньев, что определяет изодромные свойства системы.

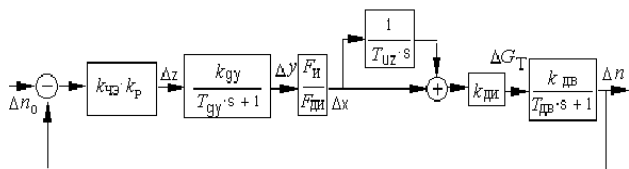


Рис. 2. Структурная схема изодромного регулятора

Передаточные функции разомкнутой и замкнутой систем также имеют вид, свойственный изодромным системам:

$$W(s) = \frac{k_{пер} k_{дв} (1 + T_{уз} s)}{(T_{гв} s + 1)(T_{дв} s + 1) T_{уз} s}, \quad (12)$$

$$F(s) = \frac{k_{пер} k_{дв} (1 + T_{уз} s)}{\left[ (T_{гв} s + 1)(T_{дв} s + 1) T_{уз} s + k_{пер} k_{дв} (1 + T_{уз} s) \right]}. \quad (13)$$

Наличие передаточных функций позволяет выполнить анализ точности, устойчивости и управляемости.

Модуль и фаза разомкнутой части передаточной функции изодромной системы имеют вид:

$$M(\omega) = \frac{k \sqrt{T_{уз}^2 \omega^2 + 1}}{\left( T_{уз} \omega \sqrt{(1 - T_{гв} T_{дв} \omega^2)^2 + (T_{гв} + T_{дв})^2 \omega^2} \right)} \quad (14)$$

$$\begin{aligned} \phi(\omega) = & -\arctg\left(\frac{1}{T_{уз} \omega}\right) - \\ & -\arctg\left(\frac{(T_{гв} + T_{дв}) \omega}{1 - T_{гв} T_{дв} \omega^2}\right). \end{aligned} \quad (15)$$

Характеристический полином изодромной системы:

$$D(s) = T_{гв} T_{дв} T_{уз} s^3 + (T_{гв} + T_{дв}) T_{уз} s^2 + T_{уз} (1 + k) s + k. \quad (16)$$

Условие для границы устойчивости согласно критерию Гурвица имеет хорошо известный вид:

$$T_{уз} \geq \frac{k}{k + 1} \cdot \frac{T_{гу} T_{дв}}{T_{гу} + T_{дв}}. \quad (17)$$

На рис. 3 показаны амплитудно-фазовые частотные характеристики, а на рис. 4 – годографы изодромного и пропорционального регуляторов. Модуль и фаза изодромной системы считались по формулам (14) и (15), а пропорциональной системы по известным выражениям:

$$M_n(\omega) = \frac{k}{\sqrt{(1 - T_{гв} T_{дв} \omega^2)^2 + (T_{гв} + T_{дв})^2 \omega^2}}$$

$$f_1(\omega) = -\arctg\left(\frac{(T_{гв} + T_{дв}) \omega}{1 - T_{гв} T_{дв} \omega^2}\right) \quad (18)$$

$$f_{11}(\omega) = \text{if}(1 > T_{гв} T_{дв} \omega^2, f_1(\omega), f_1(\omega) - \pi).$$

Последнее выражение системы предотвращает излом фазовой характеристики при достижении фазового сдвига  $\phi \geq \pi$ .

Нетрудно видеть, что частотные характеристики и годографы различаются лишь в области невысоких частот, рис. 3–4. На частотах свыше 25–30 Гц амплитудные характеристики статического и изодромного звеньев практически совпадают. С увеличением  $T_{уз}$  увеличивается неустойчивость системы, но всегда имеется возможность подобрать ее соответствующим образом, чтобы обеспечить и точность, и устойчивость.

Статическая ошибка исходной линейной статической системы:

$$\Delta y_{cm} = \frac{1}{1 + k} \Delta n. \quad (19)$$

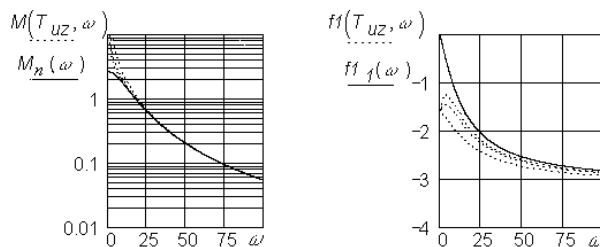


Рис. 3. Частотные характеристики регуляторов

У изодромной системы статическая ошибка по определению равна нулю, что легко показать с использованием (18).

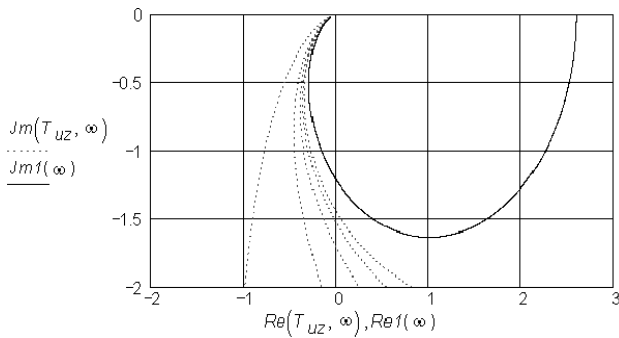


Рис. 4. Годографы регуляторов

Результаты расчета по линейным моделям можно представить в более рациональном виде, если ввести безразмерные переменные и безразмерные постоянные времени:  $\bar{s} = sT_{дв}$  – безразмерная переменная Лапласа;  $\bar{\omega} = \omega T_{дв}$  – безразмерная частота;  $\bar{T}_{уз} = T_{уз} / T_{дв}$  – относительная постоянная времени издрорма;  $\bar{T}_{гв} = T_{гв} / T_{дв}$  – относительная постоянная времени гидроусилителя.

Тогда условие устойчивости по Гурвицу будет иметь вид:

$$k \leq \frac{\bar{T}_{уз}}{\frac{\bar{T}_{гв}}{\bar{T}_{гв} + 1} - \bar{T}_{уз}} \quad (20)$$

На рис. 5 показан фрагмент исследования издрормной САР в пакете VISSIM. Амплитудно-фазовые частотные характеристики и переходный процесс имеют характерные особенности, свойственные издрормной системе.

Для повышения устойчивости следует увеличивать постоянную времени издрорма и уменьшать постоянную времени гидроусилителя. Однако для заданного значения  $\bar{T}_{гв}$  имеется предельное значение  $\bar{T}_{уз}$ , больше которого не имеет смысла увеличивать постоянную времени гидроусилителя.

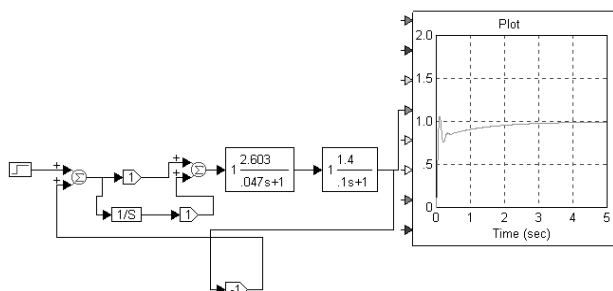


Рис. 5. Структурная схема и переходный процесс в пакете VISSIM

Потребный коэффициент усиления  $k$  растет как при увеличении постоянной времени издрорма, так и при увеличении постоянной гидроусилителя.

Обобщенная передаточная функция САР имеет вид:

$$W(\bar{s}) = \frac{k(\bar{T}_{уз} \bar{s} + 1)}{\bar{T}_{уз} \bar{s} (\bar{T}_{гв} \bar{s} + 1) (\bar{s} + 1)} \quad (21)$$

Влияние относительных постоянных времени на положение обобщенной границы устойчивости показано на рис. 6.

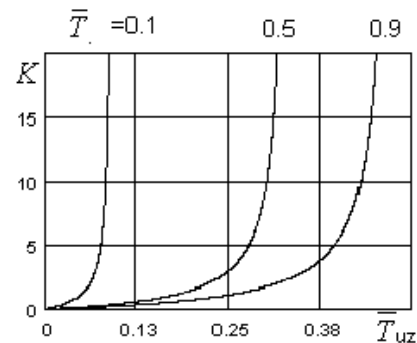


Рис. 6. Обобщенные границы устойчивости линейной издрормной САР

Модуль и фаза обобщенных амплитудно-фазовых частотных характеристик, подсчитанные по выражениям (21), показаны на рис. 7.

$$\bar{M} = k \frac{\sqrt{\bar{T}_{уз}^2 \bar{\omega}^2 + 1}}{\bar{T}_{уз} \bar{\omega} \sqrt{(1 - \bar{T}_{гв} \bar{\omega}^2)^2 + \bar{\omega}^2 (1 + \bar{T}_{гв})^2}} \quad (22)$$

$$f1 = -\arctg \frac{1}{\bar{T}_{уз} \bar{\omega}} - \arctg \frac{(1 + \bar{T}_{гв}) \bar{\omega}}{1 - \bar{T}_{гв} \bar{\omega}^2}$$

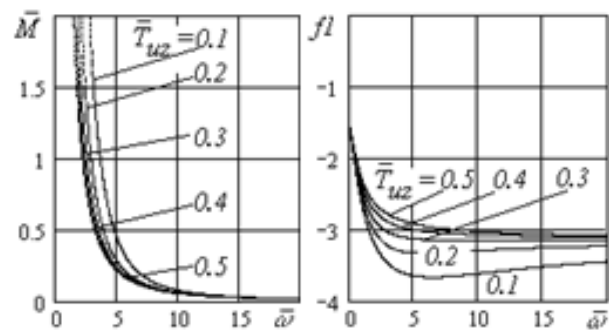


Рис. 7. Обобщенные амплитудно-фазовые частотные характеристики

Таким образом, характеристики линейной издрормной САР, в основном, определяются относительными временами издрорма и гидроусилителя, и, следовательно,

представление результатов численного эксперимента должно выполняться с их участием.

Целью дальнейшего анализа динамики является получение информации, необходимой для обоснованного динамического синтеза параметров регулятора [3].

Система уравнений (8) имеет пятый порядок и включает в себя более двух десятков аргументов. Числовые значения параметров изменяются от  $10^{-8}$  до  $10^9$ . Для надежного решения системы методом Рунге–Кутты требуется 30–50 тысяч шагов. Типичные переходные процессы при фиксированных значениях аргументов показаны на рис. 8. Для сокращения времени счета в выражения первых производных вводились специальные функции пользователя. Так умножение модуля упругости жидкости (очень большое число) на площади отверстий (очень малое число) приводит к значениям близким к единице.

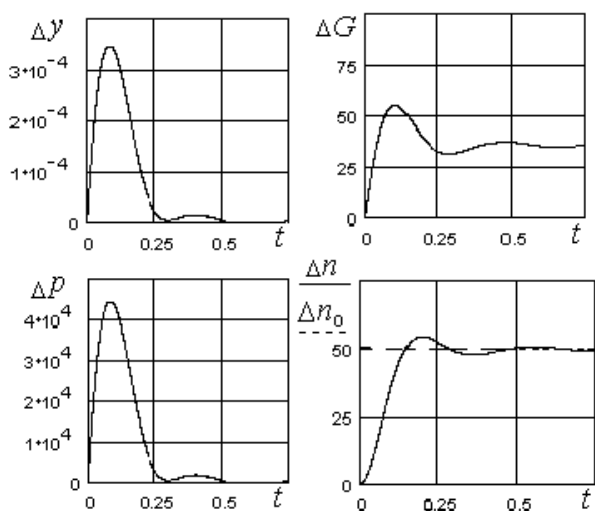


Рис. 8. Типовые переходные процессы изодромной САР

### АНАЛИЗ ОБОБЩЕННЫХ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК

Большое количество переменных и разброс их числовых значений затрудняют решение и составление общих характеристик, поэтому основное исследование выполняется с использованием безразмерных переменных.

Несмотря на существенные допущения, принятые при составлении размерной модели (8), она остается слишком громоздкой. В принципе можно установить определяю-

щие факторы и выполнить численное исследование влияния их на основные характеристики. Но практически сделать это весьма непросто. И особенно сложно выполнить обобщающие выводы. Представление результатов в виде критериальных зависимостей не только упрощает анализ за счет сокращения числа переменных, но и позволяет делать самые общие заключения.

Преобразование модели к безразмерной форме можно выполнить различным образом, например, в зависимости от выбора масштабов преобразования. Так, в качестве масштаба времени можно положить все три характеристические постоянные времени:  $T_m$ ,  $T_{гy}$ ,  $T_v$ . Однако, при исследовании системы регулирования предпочтительно остановиться на постоянной времени двигателя  $T_{дв}$ , которая для рассматриваемой системы является характерным временем. Все относительные времена в этом случае будут являться мерами быстродействия различных физических процессов регулятора по отношению к объекту регулирования – авиационному двигателю.

Авиационный двигатель характеризуется большой глубиной регулирования и разнообразием внешних условий и режимов работы. Для того чтобы численные значения критериев подобия могли служить основой для общих количественных оценок, необходимо формировать комплексы как средние меры эффективности физических явлений. Другими словами, комплексы должны быть построены из средневзвешенных параметров, соответствующих, например, параметрам исходного стационарного режима и стандартным внешним условиям. Кроме того, в замкнутых системах, к которым относится рассматриваемая система, имеют место дополнительные особенности формирования комплексов, обусловленные обратными связями. Это наглядно продемонстрировано на примере изодромной САР.

В качестве масштабов преобразования приняты следующие величины: постоянная времени двигателя на стационарном исходном режиме  $T_{дв}$  – масштаб времени; давление  $p_0$  в управляющей камере на стационарном режиме – масштаб давления; часто-

та вращения  $n_0$  на стационарном расчетном режиме – масштаб частоты вращения; максимальное перемещение поршня  $y_m$  – масштаб перемещений, которое удобно определить как  $y_m = \frac{p_0 F_u}{c_\Sigma}$ , т.е. перемещение при действии максимального перепада на статическом поршне.

Вместе с тем можно было задаться другими масштабами. Например, величиной  $z_0$ , на которую смещается маятниковый распределитель для значения частоты вращения  $n_0$ , давлением питания  $p_\Pi$  и пр. Если задача исследуется в системе новых понятий, то возможно бесчисленное множество вариантов ее решения.

Как обычно безразмерные переменные определяются как отношения размерных величин и соответствующих масштабов:

$$\begin{aligned} \bar{t} &= \frac{t}{T_{ДВ}}; \bar{n} = \frac{n}{n_0}; \bar{p} = \frac{p}{p_0}; \\ \bar{z} &= \frac{z}{y_m}; \bar{y} = \frac{y}{y_m}; \bar{x} = \frac{x}{y_m}. \end{aligned} \quad (23)$$

После введения в (8) масштабов и несложных преобразований получена система безразмерных уравнений, принятых к систематическому исследованию.

$$\left. \begin{aligned} \sqrt{1 - \Delta \bar{p}} &= \left( 1 + \frac{y_m}{z_0} (-\Delta \bar{z}_0 + \Delta \bar{z}) \right) \times \\ &\times \sqrt{1 + \bar{p}} + \bar{T}_y \frac{d\bar{y}}{d\bar{t}} + \bar{f}_\Pi \sqrt{\Delta \bar{p}} + \\ &+ \bar{T}_v (1 + \Delta \bar{y}) \frac{d\bar{p}}{d\bar{t}}; \\ \bar{f}_\Pi \sqrt{\Delta \bar{p}} + \bar{T}_y \frac{d\bar{y}}{d\bar{t}} &= \bar{T}_y \bar{F}_{du} \frac{d\bar{x}}{d\bar{t}}; \\ \bar{T}_c^2 \frac{d^2 \bar{y}}{d\bar{t}^2} &= \Delta \bar{p} - 2\xi \bar{T}_c \frac{d\bar{y}}{d\bar{t}} + \Delta \bar{y}; \\ \frac{d\bar{n}}{d\bar{t}} + \Delta \bar{n} &= k_{дв} (\Delta \bar{G}_T + \Delta \bar{f}_s); \\ \Delta \bar{z} &= \bar{k}_n \Delta \bar{n}, \end{aligned} \right\} \quad (24)$$

где  $T_y = \frac{F_u y_m}{Q_0}$ ,  $T_c = \sqrt{\frac{m}{c_\Sigma}}$ ,  $T_v = \frac{p_0 V_0}{E Q_0}$  – соот-

ветственно, постоянная времени гидроусилителя, период собственных колебаний поршня и постоянная времени наполнения;

$\bar{T}_y = \frac{T_y}{T_{ДВ}}$ ,  $\bar{T}_c = \frac{T_c}{T_{ДВ}}$ ,  $\bar{T}_v = \frac{T_v}{T_{ДВ}}$  – соответствующие относительные времена, критерии

гомохронности; а также безразмерные коэффициенты, входящие в эту систему уравнений, будут определяться по следующим формулам:

$$\left. \begin{aligned} \bar{k}_{дв} &= \frac{k_{дв} k_{du} y_m}{n_0}; \xi_v = \frac{k_v}{2\sqrt{m c_\Sigma}}; \\ \bar{k}_n &= \frac{k_{чз} l_2 n_0}{l_1 y_m}; \bar{f}_\Pi = \frac{f_\Pi}{f}; \bar{F}_{du} = \frac{F_{du}}{F_\Pi} \end{aligned} \right\} \quad (25)$$

Для упрощения анализа приняты следующие частные формы соотношений между параметрами на расчетном режиме работы системы:

$$\left. \begin{aligned} f_{uz} &= b z_0 = f \\ \mu f \sqrt{\frac{2}{\rho}} (p_\Pi - p_0) &= \mu b z_0 \sqrt{\frac{2}{\rho}} p_0 \\ p_\Pi &= 2 p_0. \end{aligned} \right\} \quad (26)$$

В общем случае от этих упрощений можно отказаться.

Решение безразмерной системы ищется в виде зависимости безразмерных функций  $(\bar{n}, \bar{p}, \bar{y}, \bar{x}, \bar{G}_T)$  от безразмерного времени и комплексов, критериев подобия  $(\bar{T}_y, \bar{T}_c, \bar{T}_v, \bar{k}_n, \xi, \bar{f}_\Pi)$ .

Безразмерная система так же, как и размерная интегрируется методом Рунге–Кутты, но здесь требуется минимальное количество шагов, так как все величины имеют почти один порядок. Безразмерные и размерные переходные процессы, в случае корректного преобразования уравнений, должны быть идентичны с учетом соответ-



ствующего преобразования шкал. Изменение частоты вращения двигателя при действии задающего и возмущающего воздействий показано на рис. 9.

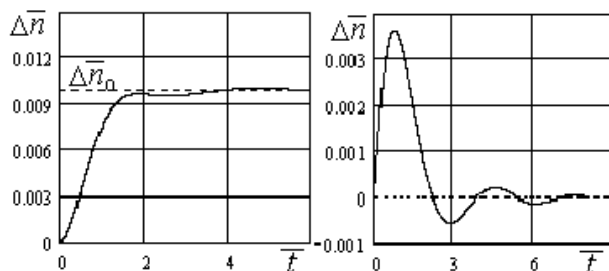


Рис. 9. Типовые безразмерные переходные процессы

Далее выполнены серии расчетов по определению влияния безразмерных комплексов, входящих в (24), на динамические характеристики исследуемой САР.

Анализ результатов складывается из предварительного и системного этапов. Предварительный этап имеет целью отработку методики численного исследования, качественное исследование поведения системы в широком диапазоне изменения параметров и определение наиболее перспективных направлений численного исследования.

Системное исследование заключается в построении обобщенных характеристик. Безразмерная модель издромной САР включает в себя следующие обобщенные переменные: относительная постоянная времени статического гидроусилителя

$$\bar{T}_{cy} = \frac{T_{cy}}{T_{\partial\partial}} = \frac{P_0 F_u^2}{Q_0 c_\Sigma T_{\partial\partial}}; \text{ относительная механическая постоянная времени статического}$$

$$\text{гидроусилителя } \bar{T}_m = \frac{T_m}{T_{\partial\partial}} = \sqrt{\frac{m}{c_\Sigma}} \frac{1}{T_{\partial\partial}}; \text{ относи-}$$

$$\text{тельная емкостная постоянная времени } \bar{T}_v = \frac{T_v}{T_{\partial\partial}} = \frac{P_0 V_0}{EQ_0 T_{\partial\partial}}.$$

Вышеперечисленные комплексы представляют собой критерии типа критериев гомохронности и являются мерами быстродействия различных процессов регулятора.

В следующую группу включены комплексы в виде коэффициентов усиления: относительный коэффициент усиления

$$\bar{k}_n = \frac{k_n k_R n_0 c_\Sigma}{P_0 F_u}; \text{ относительный коэффициент}$$

$$\text{усиления двигателя } \bar{k}_{\partial\partial} = \frac{k_{\partial\partial} k_{ou} F_u P_0}{n_0 c_\Sigma}; \text{ относи-}$$

$$\text{тельный коэффициент статического гидро-} \\ \text{усилителя } \bar{k}_z = \frac{y_m}{z_0}, \text{ который при подстанов-}$$

$$\text{ке составляющих равняется } \bar{k}_z = \frac{1}{k_n}. \text{ Это}$$

означает, что в замкнутой системе число обобщенных параметров сокращается на единицу; относительный коэффициент

$$\text{демпфирования } \xi = \frac{k_v}{2\sqrt{m c_\Sigma}}; \text{ параметриче-}$$

$$\text{ский критерий } \bar{f}_\Pi = \frac{\mu_\Pi f_\Pi}{\mu f}, \text{ определяющий}$$

относительную проводимость пакета издромы и характеристики астатической части регулятора.

Далее оценивается влияние различных комплексных переменных на характер переходных процессов при соответствующих относительных величинах задающего и возмущающего воздействий ( $\bar{f}_\Pi = 0,05; \Delta\bar{l}_0 = 0,01$ ), в частности, влияние относительной механической постоянной времени (рис. 10), которое предсказуемо: при увеличении  $\bar{T}_m$  переходный процесс изменяется от апериодического до колебательного и неустойчивого.

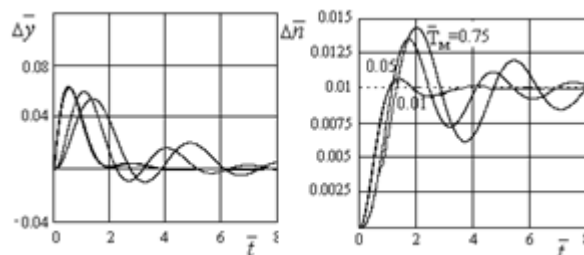
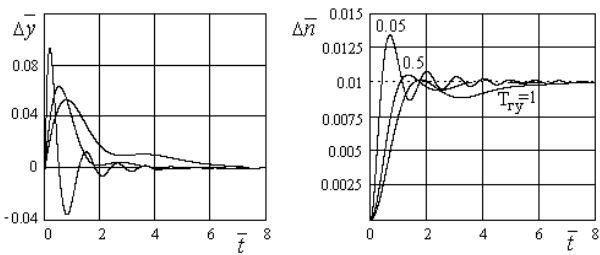


Рис. 10. Влияние механической постоянной времени на переходный процесс ( $\bar{k}_\Gamma = 15; \bar{T}_{\Gamma y} = 0,5; \bar{T}_v = 0,05; \bar{T}_{\text{дв}} = 1$ )

Такое изменение связано с ростом массовых сил и увеличением инерции регулятора.

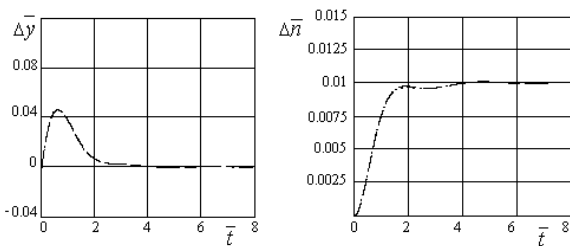
Влияние постоянной времени гидроусилителя (рис. 11) противоположно: с уменьшением  $\bar{T}_{\Gamma y}$  (соответствует увели-

чению быстродействия статического гидроусилителя) переходные процессы дестабилизируются.



**Рис. 11.** Влияние быстродействия гидроусилителя на переходные процессы ( $\bar{k}_Г = 15; \bar{T}_М = 0,015; \bar{T}_V = 0,05; \bar{T}_{дв} = 1$ )

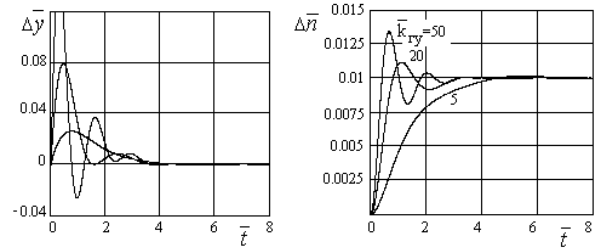
На рис. 12 показано влияние, а точнее отсутствие влияния, коэффициента демпфирования вязкого трения на переходные процессы.



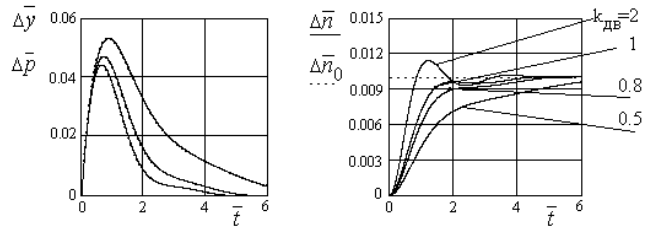
**Рис. 12.** Влияние коэффициента демпфирования на переходные процессы ( $\bar{k}_Г = 10; \bar{T}_М = 0,015; \bar{T}_V = 0,05; \bar{T}_{Гу} = 0,5; \bar{T}_{дв} = 1$ )

Изменение значения коэффициента демпфирования  $\xi_v$  в диапазоне 0,1–1 практически не сказывается на характере переходного процесса. Отсутствие влияния демпфирования объясняется благоприятным сочетанием параметров и наличием дроссельного пакета, расход через который оказывает стабилизирующее действие. Расчеты показывают, что отсутствие дроссельного пакета изодрома повышает эффективность вязкого демпфирования.

Наиболее существенное влияние на динамические характеристики изодромной САР оказывают приведенные коэффициенты усиления  $\bar{k}_Г$  гидроусилителя и  $\bar{k}_{дв}$  двигателя. При увеличении каждого или обоих коэффициентов система дестабилизируется и при определенных значениях становится неустойчивой (рис. 13 и 14).

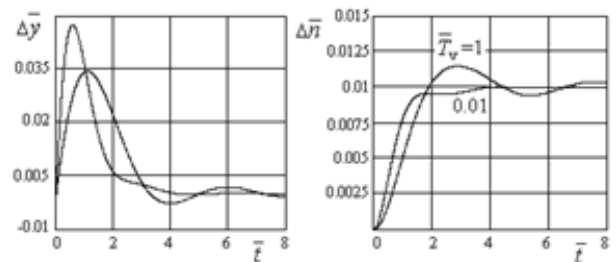


**Рис. 13.** Влияние коэффициента усиления гидроусилителя на переходный процесс ( $\bar{k}_{дв} = 1; \bar{T}_М = 0,015; \bar{T}_V = 0,05; \bar{T}_{Гу} = 0,5; \bar{T}_{дв} = 1$ )



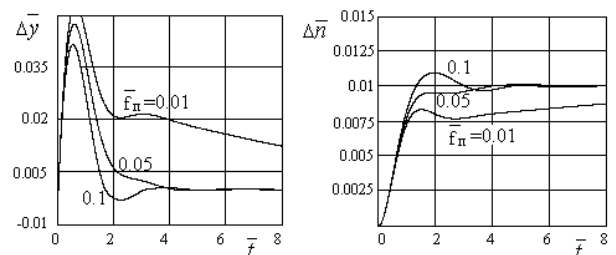
**Рис. 14.** Влияние коэффициента усиления двигателя на переходный процесс ( $\bar{k}_Г = 5; \bar{T}_М = 0,015; \bar{T}_V = 0,05; \bar{T}_{Гу} = 0,5; \bar{T}_{дв} = 1$ )

Влияние емкостной постоянной времени показано на рис. 15. Уменьшение устойчивости с ростом  $\bar{T}_v$  обусловлено ростом гидравлической инерции.



**Рис. 15.** Влияние на переходной процесс емкостной постоянной времени ( $\bar{k}_Г = 5,0; \bar{T}_М = 0,015; \bar{T}_{дв} = 1; \bar{T}_{Гу} = 0,5$ )

На рис. 16 показано изменение переходного процесса при изменении относительной проводимости дроссельного пакета изодрома от одного до десяти процентов.



**Рис. 16.** Влияние относительной проводимости на переходный процесс

$\bar{k}_Г = 10; \bar{T}_М = 0,015; \bar{T}_{дв} = 1; \bar{T}_V = 0,05; \bar{T}_{Гу} = 0,5; \frac{F_{и}}{F_{ди}} = 0,25$

В безразмерной нелинейной модели нет аналога постоянной времени изодрома, определяющей быстродействие астатической части регулятора. Однако имеется параметрический комплекс  $\bar{f}_\Pi$ , который определяет расход через пакет изодрома в долях от полного расхода управления.

Изменение  $\bar{f}_\Pi$  приводит к перераспределению потоков жидкости, поступающей к астатическому и статическому гидроусилителям, и, таким образом, изменяет суммарные характеристики. Если  $\bar{f}_\Pi = 1$ , то это равносильно отсутствию и дроссельного пакета изодрома и статического гидроусилителя; весь регулятор в этом случае становится астатическим. Противоположная ситуация наступает в случае  $\bar{f}_\Pi = 0$ : гидроусилитель становится чисто статическим, оба поршня двигаются синхронно. Промежуточные значения  $\bar{f}_\Pi$  соответствуют сочетанию статических и астатических свойств так, что формирование желаемых переходных процессов может выполняться выбором этой величины.

Из рассмотрения рисунка видно, что величина  $\bar{f}_\Pi$  определяет заключительную стадию переходного процесса. До значений  $\bar{f}_\Pi < 0,075$  переходные процессы имеют характер, близкий к аperiodическому, а при  $\bar{f}_\Pi \geq 0,1$  – становятся колебательными.

Влияние других факторов на переходный процесс также показано на рисунках ниже. Наиболее сильное влияние на форму переходного процесса оказывает безразмерный коэффициент усиления чувствительного элемента; изменение его в диапазоне от 5 до 50 изменяет процесс от аperiodического до существенно колебательного, рис. 17–19.

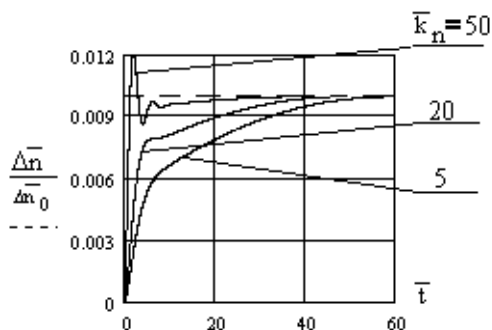


Рис. 17. Влияние коэффициента усиления чувствительного элемента

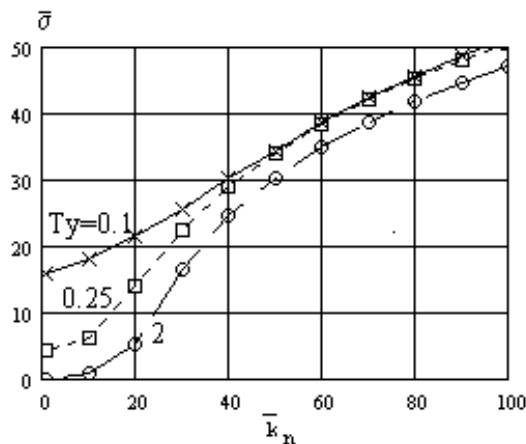


Рис. 18. Влияние коэффициента усиления чувствительного элемента на перерегулирование

При больших значениях коэффициента усиления отчетливо видны три участка процесса: быстрые разгон и торможение, обусловленные работой пропорционального поршня, и медленное приближение к асимптоте, обусловленное движением астатического поршня под действием потока жидкости через дроссельный пакет изодрома. При меньших значениях (меньше 20) имеются только быстрый разгон и медленное торможение с отчетливо видимой точкой перегиба. Постоянные времени наполнения, колебательного звена и двигателя мало изменяются и обычно заданы по условию; поэтому систематическое исследование по влиянию на качество переходного процесса выполнено для коэффициентов чувствительного элемента и гидроусилителя. На рис. 18–19 показано влияние этих величин на коэффициент перерегулирования и время регулирования.

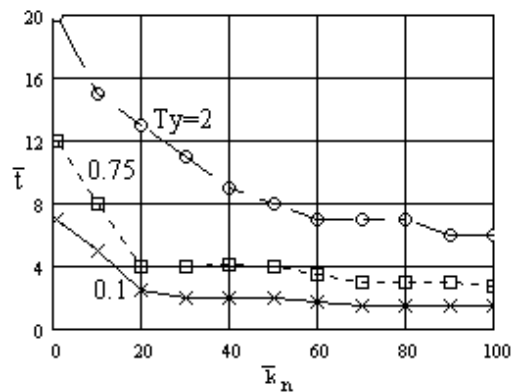


Рис. 19. Влияние коэффициента усиления чувствительного элемента на время регулирования

С увеличением коэффициента усиления чувствительного элемента и уменьшением

постоянной времени гидроусилителя коэффициент перерегулирования растет, а время регулирования уменьшается.

К сожалению, в нелинейной модели нет столь привычных постоянной времени изодрома, коэффициента усиления гидроусилителя и т.д. Зато имеются три относительных времени (критерии типа гомохронности) и относительной проводимости, имеющие ясный физический смысл, большую информативность и обобщенный характер. Критерии гомохронности характеризуют относительное быстродействие емкостных элементов регулятора по отношению к объекту, а относительная проводимость определяет связность поршней (при нулевой относительной проводимости, поршни полностью связаны).

Увеличение  $T_c$  и  $T_v$  приводит к переходу от монотонных процессов к колебательным, вследствие увеличения механической и емкостной инерции. Уменьшение  $\bar{T}_y$  времени гидроусилителя также дестабилизирует систему, из-за соответствующего роста добротности системы.

Следует отметить, что реальные значения  $T_c$  и  $T_v$  рассматриваются в работе недостаточно, переходные процессы таких систем обычно имеют монотонный или колебательный с малым перерегулированием характер.

Помимо требований по быстродействию, к изодромным САР также предъявляются обычные требования точности, устойчивости и управляемости.

Абсолютная статическая точность изодромного регулятора обеспечивается в силу принципа его действия. На самом деле и здесь также имеется ошибка регулирования, обусловленная различными причинами (контактное трение, гидродинамические силы и т.п.), но их величина – мала.

Высокий порядок системы, наличие колебательного звена и обратных связей способствует неустойчивости системы. Поэтому при выборе параметров следует иметь представление о том насколько близко находится система от границы устойчивости и какими способами можно управлять запасами устойчивости.

Особые требования предъявляются к качеству управления изодромной САР. Желательный переходный процесс должен состоять из двух фаз, разделенных во времени. На первом этапе, определяемом пропорциональной частью, должно осуществляться быстрое (и, возможно, неточное) регулирование, а на втором, определяемом астатической частью, – медленное, но точное приближение к желаемому значению. Для формирования желаемого переходного процесса необходимо иметь количественные зависимости влияния на него параметров статической и астатической частей.

Границы устойчивости, полученные в результате численного исследования, по аналогии с линейной моделью представлены в виде зависимостей коэффициента усиления (или комбинации коэффициентов) от отношения характеристических времен. Так на рис. 20 границы показаны в координатах  $\bar{k}_{г\gamma} = f(\bar{T}_{г\gamma} / \bar{T}_m)$  для различных значений  $\bar{k}_{дв}$ .

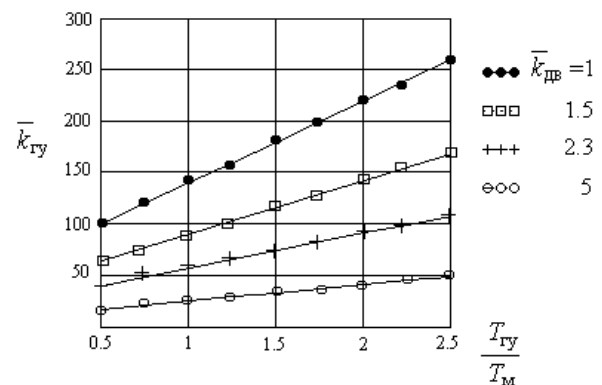


Рис. 20. Границы устойчивости изодромной САР

На рис. 21 эти же данные перестроены в координатах  $\bar{k}_{г\gamma} \bar{k}_{дв} = f(\bar{T}_{г\gamma} / \bar{T}_m)$ . Их с погрешностью 1,5–2 % можно аппроксимировать одной линейной зависимостью:

$$\bar{k}_{г\gamma} \bar{k}_{дв} = 83,5 \frac{\bar{T}_{г\gamma}}{\bar{T}_m} + 51,75. \quad (27)$$

Границы устойчивости определялись для сравнительно малых значений  $\bar{T}_{г\gamma} / \bar{T}_m \leq 2,5$ , что соответствует быстроходным гидроусилителям; при больших значениях  $\bar{T}_{г\gamma} / \bar{T}_m$  значения коэффициентов

на границе становятся весьма большими и определение границы можно не выполнять.

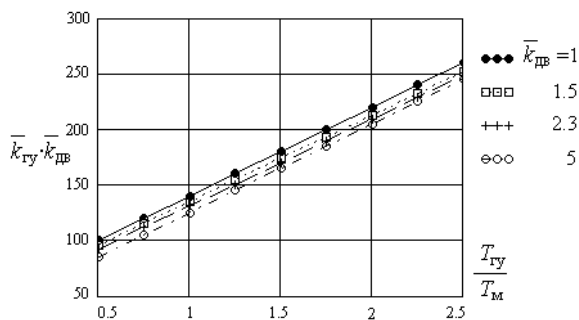


Рис. 21. Обобщенные границы устойчивости изотропной САР

Для формирования желаемого переходного процесса необходимо знать индивидуальные динамические характеристики пропорциональной и астатической частей регулятора.

Характеристики пропорциональной части определяются комплексами  $\bar{T}_v, \bar{T}_m, \bar{T}_{gy}$  и  $\bar{k}_{gy}$ , из которых первые два изменяются в небольших пределах. Качественное влияние  $\bar{T}_{gy}$  и  $\bar{k}_{gy}$  показано в предварительном исследовании. Количественно быстродействие можно оценить по времени  $\bar{T}_1 = \frac{y_{max}}{v_{max}}$ , а динамическую ошибку – по перерегулированию  $\sigma = \frac{\Delta n_{max} - \Delta n_0}{\Delta n_0} 100\%$ , которые легко определяются в процессе интегрирования дифференциальных уравнений.

Отдельные результаты такого рода расчетов представлены на рис. 22. Общий вывод таков, что с увеличением  $\bar{k}_{gy}$  и уменьшением  $\bar{T}_{gy}$  быстродействие увеличивается, но и перерегулирование также растет; влияние  $\bar{T}_{gy}$ , в основном, сказывается на малых  $\bar{k}_{gy}$ , при больших  $\bar{k}_{gy} > 20$  разница не превышает 10 %.

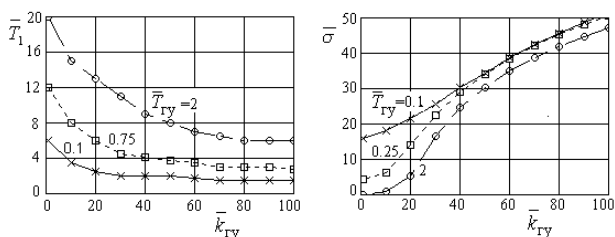


Рис. 22. Обобщенные характеристики качества регулирования пропорциональной части изотропной САР

Желаемый переходный процесс можно условно разбить на два поддиапозона рис. 23: ОА – область работы статической части и АВ – область астатической части регулятора. Здесь точка А – точка переключения, а В – достижения 97 % желаемого значения. Обе точки определяются по переходному процессу визуально с точностью 2–5 %.

Участок ОА практически полностью определяется параметрами статического регулятора. Так положение точки переключения, в основном, зависит от  $\bar{T}_{gy}$  и  $\bar{k}_{gy}$ , изменением которых легко подобрать желаемое положение точки А. При увеличении  $\bar{k}_{gy}$  точка переключения рис. 23–24 (в координатах  $\bar{n} = n(t)$ ) смещается вверх влево; при уменьшении  $\bar{T}_{gy}$  – вниз вправо.

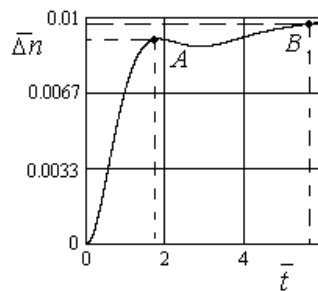


Рис. 23. К методике определения показателей качества статической и астатической частей регулятора

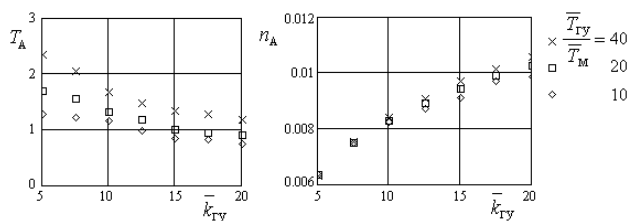


Рис. 24. Влияние параметров статической части на положение точки переключения

При изменении параметров астатической части положение точки переключения изменяется в очень небольших пределах: по времени – 1,6–2 %, а по частоте вращения на 5–10 %.

Второй участок АВ, напротив, полностью определяется параметрами астатической части регулятора –  $\bar{f}_{\Pi}$  и  $\bar{F}_{ид}$ . Положение точки В от этих факторов показано на рис. 25.

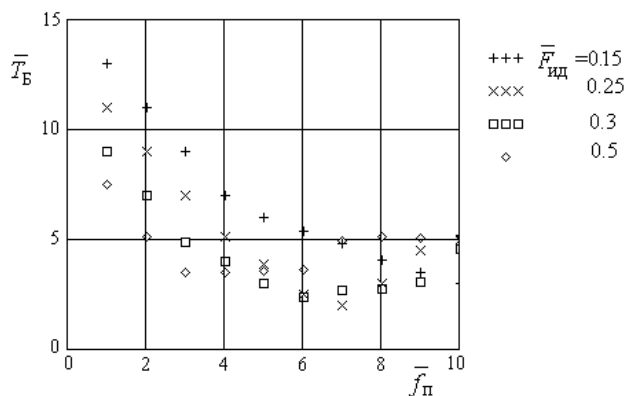


Рис. 25. Временная координата точки  $B$  в зависимости от параметров астатической части регулятора

С увеличением относительной проводимости дроссельного пакета –  $\bar{f}_\Pi$  и относительной площади статического и астатического поршней –  $\bar{F}_{ид}$  быстродействие регулятора также увеличивается (уменьшается протяженность участка АВ), однако, при этом наблюдается быстрый рост динамической ошибки.

### ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Впервые полученные результаты по разработанным нелинейным многопараметрическим моделям конструктивно сложных устройств гидроавтоматики позволят исключить при разработке и проектировании сложных комбинированных систем метод проб и ошибок, что значительно повлияет на увеличение качества синтезируемых новых конструктивных исполнений и снижение трудовых и финансовых затрат на их изготовление. Разработка метода расчета статических и динамических характеристик устройств автоматики систем регулирования авиационного двигателя, на основе разработанных моделей. В данном методе использованы не только теоретические, но и эмпирические зависимости, что позволило приблизиться к более достоверным результатам исследования. Проведенная систематизация особенностей физических процессов и критических режимов в гидравлическом приводе (учитывающая результаты появления таких особенностей, частоту отказов из-за их вредного влияния на работу и наличие описывающих их физических моделей) и разработка комплекса моделей, ал-

горитмов и программ (с учетом влияния различной конфигурации рабочих щелей золотника гидрораспределителя на его рабочую характеристику, наличия сухого трения и присутствия нерастворенного воздуха в рабочей жидкости) позволило оценить состояние гидропривода при критических режимах, чего не делалось ранее, а также предварительно определить параметры устройств автоматики, при которых двигательная система будет работать наиболее эффективно.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Петров П. В., Целищев В. А. Основы алгоритмического моделирования нелинейных гидромеханических устройств: учеб. пособие. Уфа: УГАТУ, 2012. 137 с. [ P. V. Petrov, V. A. Tselishev, *Bases of nonlinear hydromechanical devices algorithmic modeling*, (in Russian). Ufa: UGATU, 2005. ]
2. Коева А. А., Петров П. В., Целищев В. А. Концепция исследований устройств гидроавтоматики сложных энергетических систем // Вестник УГАТУ. 2012. Т. 16, № 5 (50). С. 103–108. [ A. A. Koeva, P. V. Petrov, V. A. Tselishev, "Concept of compound energy systems hydroautomatic devices researches," (in Russian), in *Vestnik UGATU*, vol. 16, no. 5 (50), pp. 103-108, 2012. ]
3. Петров П. В., Целищев В. А., Коева А. А. Методические основы исследования систем автоматического регулирования авиационного двигателя // Вестник УГАТУ. 2012. Т. 16, № 8 (53). С. 7–14. [ P. V. Petrov, V. A. Tselishev, A. A. Koeva, "Methodical bases of aviation engine automatic control systems research," (in Russian), in *Vestnik UGATU*, vol. 16, no. 8 (53), pp. 7-14, 2012. ]

### ОБ АВТОРЕ

ПЕТРОВ Павел Валерьевич, доц. каф. прикладной гидромеханики. М-р техн. и технол. по гидравл., вакуумн. и компрес. технике (УГАТУ, 2006). Канд. техн. наук по гидравл. машинам и гидропневмоагрег. (УГАТУ, 2009). Иссл. в обл. гидромех. систем автоматики ЛА и двиг. установок.

### METADATA

**Title:** Numerical simulation and general analysis of the operation of the hydromechanical automatic control systems of aircraft engine at steady state

**Authors:** P. V. Petrov

**Affiliation:**

Ufa State Aviation Technical University (UGATU), Russia.

**Email:** pgl.petrov@mail.ru

**Language:** Russian.

**Source:** Vestnik UGATU (scientific journal of Ufa State Aviation Technical University), vol. 23, no. 2 (84), pp. 106-120, 2019. ISSN 2225-2789 (Online), ISSN 1992-6502 (Print).

**Abstract:** Considers the issues of numerical modeling and analysis of generalized work (static mode) pid controller aircraft engine. Mathematical models in nonlinear formulation are presented. The influence of time constants and

generalized parameters on the quality of transients and system performance is discussed. In addition, the article clearly demonstrated that a method of transition to generalized variables, using computer simulation, one can obtain results that are not inferior to linear methods. With this approach, the solution significantly reduces the number of arguments of the problem, making the solution easier, and the discernibility of the results has improved. The level of clarity of the results has increased, since the influence of individual factors is not manifested separately, but in the aggregate, and therefore more clearly internal links. The dimensionless variables vary in the range from zero to one, which greatly simplifies the calculation.

**Key words:** aircraft engine; diagnostic modeling; nonlinear phenomena; hydroautomatics devices; mathematical models; numerical study; computational experiment.

**About author:**

**PETROV, Pavel Valerievich**, Assoc. Prof., Dept. of Applied hydromechanics. Master of Technics & Technology (UGATU, 2006). Cand. of Tech. Sci. (UGATU, 2009).