

УДК 681.5.033.5

## АНАЛИЗ И УЧЕТ ГЕОМЕТРИИ РАБОЧИХ ЭЛЕМЕНТОВ УПРАВЛЯЮЩИХ УСТРОЙСТВ ПРИ МОДЕЛИРОВАНИИ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В СИСТЕМАХ ГИДРОАВТОМАТИКИ

П. В. ПЕТРОВ

pgl.petrov@mail.ru

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

*Поступила в редакцию 24.10.2018*

**Аннотация.** Рассматриваются вопросы моделирования динамических процессов, протекающих в гидромеханических системах регулирования авиационного двигателя, с учетом геометрии рабочих элементов управляющих устройств. Приводятся математическое описание для различных конфигураций рабочих щелей управляющих дроссельных золотников и учет этих конструктивных особенностей в математической модели издромного регулятора. Обсуждаются вопросы влияния конфигурации щелей дроссельных элементов в гидравлической системе летательного аппарата. Показано влияние геометрии золотникового гидроусилителя на динамику силовой установки с подробным описанием результатов исследования.

**Ключевые слова:** математическое моделирование; численный эксперимент; система автоматического регулирования; обобщенная математическая модель; критерии подобия.

### ВВЕДЕНИЕ

Золотниковые регулируемые дроссели являются основными элементами управляющих устройств гидроавтоматики. Регулируемые золотниковые дроссели по форме сопрягающихся поверхностей золотника и гильзы условно делят на цилиндрические и плоские. В свою очередь, цилиндрические золотниковые регулируемые дроссели условно делят на золотниковые дроссели с проточкой в гильзе и на золотниковые дроссели с отверстиями в гильзе [1].

Конструкции регулируемых золотниковых дросселей менялись по мере усовершенствования технологии их изготовления. Однако, несмотря на то, что появляются все более совершенные конструкции, им предшествующие по ряду причин еще применяются [2].

Золотниковые дроссели с кольцевой проточкой в гильзе (рис. 1, *a–d*) широко применялись в связи с тем, что не существовало простых и доступных технологических методов изготовления качественных отверстий прямоугольной или какой-либо заданной формы в гильзах. Схема наиболее распространенного золотникового регулируемого дросселя с проточкой в гильзе и прямоугольным буртом золотника показана на рис. 1, *a*. Она до сих пор применяется в дросселирующих и направляющих гидрораспределителях, предназначенных для управления большими расходами.

Для уменьшения коэффициента усиления золотникового регулируемого дросселя с кольцевой проточкой без изменения диаметра золотника бурт последнего снабжают

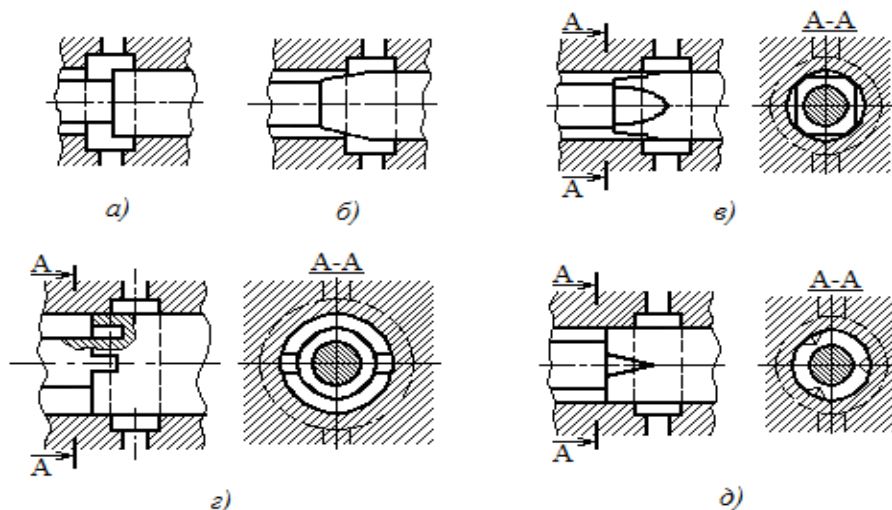


Рис. 1. Схемы золотниковых регулируемых дросселей с проточкой в гильзе

конусом (рис. 1, б), лысками (рис. 1, в) или продольными канавками треугольного сечения (рис. 1, д). При необходимости управления малыми расходами жидкости при малых перемещениях золотника без уменьшения его диаметра и обеспечения линейности статических характеристик применяют золотники сложной конфигурации (рис. 1, з).

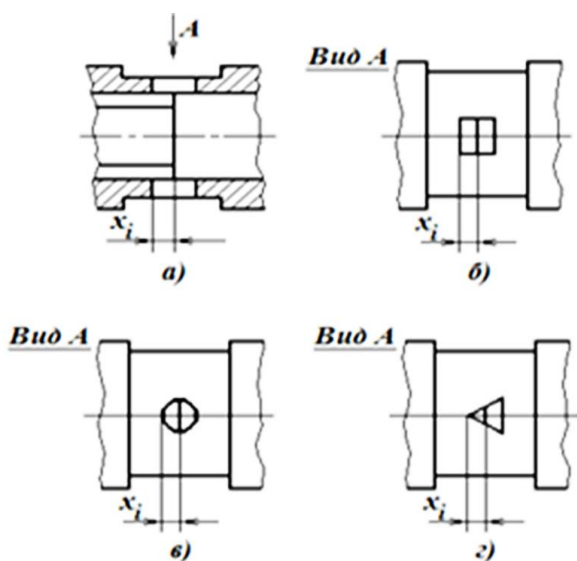


Рис. 2. Схемы золотниковых регулируемых дросселей с отверстиями в гильзе:

а – отверстие в гильзе (разрез сбоку); б – прямоугольное отверстие; в – круглое отверстие; г – треугольное отверстие

Одним из недостатков рассмотренных дросселей является сложность обработки, контроля и получения качественных отсекающих рабочих кромок кольцевой проточки гильзы. Кроме того, на золотниках со сложной конфигурацией (рис. 1, в, г и д) невоз-

можно изготовление разгрузочных кольцевых канавок в области лысок, канавок и выемок, что не позволяет бороться простыми средствами с силами гидравлического заземления золотников.

С внедрением электроэрозионных методов обработки металлов, а также с совершенствованием механических методов изготовления отверстий в металлических пластинах появились и широко внедряются золотниковые регулируемые дроссели с отверстиями в гильзе и с буртами, имеющими прямоугольный торец (рис. 2). Эти дроссели более технологичны по сравнению с дросселями, имеющими кольцевые канавки и профилированные бурты.

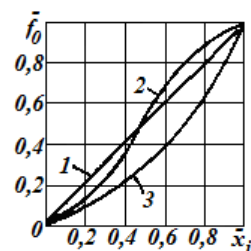


Рис. 3. Характер изменения площади рабочего окна от осевого расстояния между отсекающими кромками золотника и гильзы в идеальных золотниковых регулируемых дросселях с прямоугольным (1), круглым (2) и треугольным (3) отверстиями

В зависимости от требуемого закона изменения площади окна  $f_0 = f(x_i)$  делаются и соответствующие отверстия в гильзе, примеры которых показаны на рис. 2, б–г. От этих геометрий будет зависеть характер изменения площади рабочего окна от осевого расстояния между отсекающими кромками

золотника и гильзы рис. 3. На данном рисунке представлены зависимость безразмерной площади открытия рабочего окна дросселя  $\bar{f}_0$  от безразмерного осевого расстояния между отсекающими кромками золотника  $\bar{x}_i$ . Здесь  $\bar{f}_0 = f_0 / f_{0\max}$ , а  $\bar{x}_i = x_i / x_{i\max}$ .

Говоря о течениях жидкости через рабочее окно и подводящих каналах регулируемого золотникового дросселя, следует отличать течение, направленное от рабочей камеры золотника (выход из камеры), и течение, направленное в камеру (вход в камеру), так как условия подвода потока жидкости к дросселирующему отверстию существенно влияют на угол наклона струи и степень ее сжатия (рис. 4). Все это отражается не только на величине осевой гидродинамической силы, действующей на золотник, но и на коэффициенте расхода золотникового регулируемого дросселя [3].

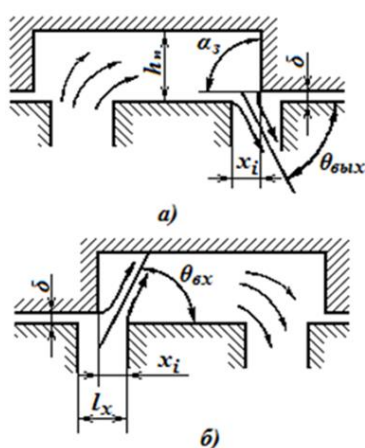


Рис. 4. Схемы течения жидкости в золотниковых регулируемых дросселях

В случае течения жидкости при ее вытекании (выходе) из рабочей камеры рис. 4, а характерными параметрами являются: угол конусности золотника  $\alpha_3$ ; радиальный зазор  $\delta$ ; осевое расстояние между отсекающими кромками  $x_i$ ; высота рабочей полости  $h_n$ ; угол отклонения струи истечения  $\theta_{\text{вых}}$ .

Когда рассматривается схема течения жидкости при ее втекании (входе) в рабочую камеру (рис. 4, б), то характерными параметрами будут: радиальный зазор  $\delta$ ; осевое расстояние между отсекающими кромками  $x_i$ ; длина отверстия в гильзе  $l_x$ ; угол отклонения струи истечения  $\theta_{\text{вх}}$ .

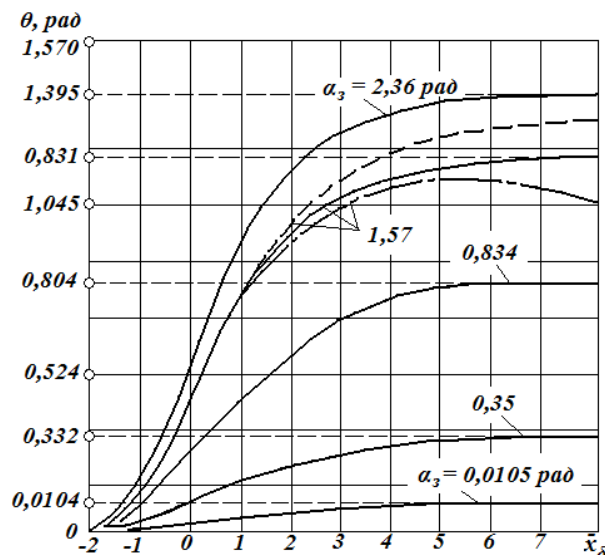


Рис. 5. Зависимость угла отклонения струи в рабочем окне золотникового регулируемого дросселя от относительного расстояния между отсекающими кромками золотника и гильзы: сплошные линии – для  $h_n \rightarrow \infty$  и  $l_x \rightarrow \infty$ ; штриховые линии – для  $l_x$ , соизмеримых с  $x_i$ ; штрихпунктирные – для  $h_n$ , соизмеримых с  $x_i$

На рис. 5 сплошными линиями показаны зависимости углов отклонения струи от относительной величины осевого расстояния между отсекающими кромками  $\bar{x}_\delta = x_i / \delta$  при бесконечных размерах высоты полости  $h_n$  и длины отверстия  $l_x$ . Изменение угла отклонения струи происходит в диапазоне от  $(-1,5 \div 2 \bar{x}_\delta)$  до  $(5 \div 6 \bar{x}_\delta)$ . На этих же графиках показано влияние высоты рабочей полости  $h_n$  и длины отверстия в гильзе  $l_x$  на характер изменения углов отклонения струи при выходе из рабочей камеры  $\theta_{\text{вых}}$  и при входе  $\theta_{\text{вх}}$ . С уменьшением  $h_n$  угол отклонения  $\theta_{\text{вых}}$  уменьшается, а с уменьшением  $l_x$  угол отклонения  $\theta_{\text{вх}}$  увеличивается.

В области перекрытий рабочих окон золотниковых регулируемых дросселей ( $x_i < 0$ ) течение жидкости происходит по законам, соответствующим течению в щелях, ограниченных параллельными поверхностями. При этом следует учитывать, что неизбежное наличие закруглений на считающихся острыми кромках золотника обеспечивает плавный вход жидкости в зазор между золотником и гильзой. Схема течения жидкости в радиальном зазоре золотникового регулируемого дросселя в области перекрытий показана на рис. 6 [1].

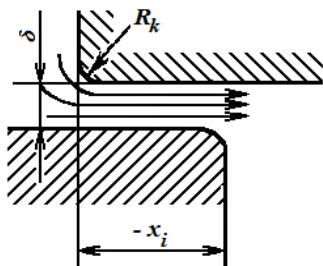


Рис. 6. Схема течения жидкости через щель реального золотникового регулируемого дросселя в области перекрытий

### ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Конфигурация рабочих щелей является определяющей в характере движения рабочих элементов в управлении гидравлической системой. Рабочие щели золотников обычно образуются кромками шеек плунжеров золотников и отверстий в охватывающих их втулках или корпусах, как показано на рис. 7.

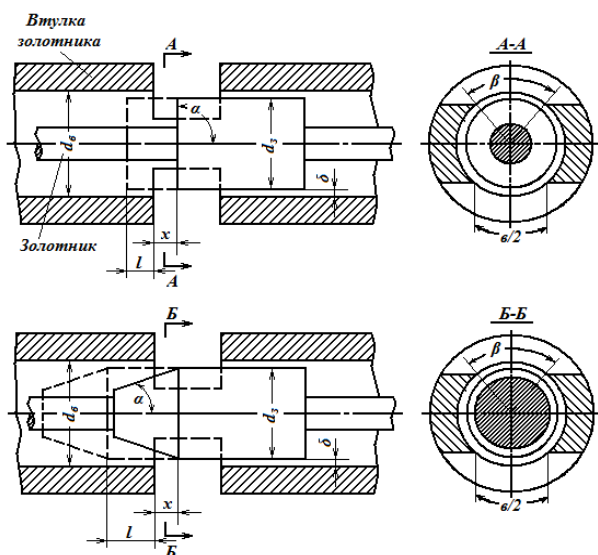


Рис. 7. Геометрия рабочих щелей управляющих дроссельных золотников

Геометрия проточной части рабочих элементов управляющих устройств гидроавтоматики характеризуется в основном длиной и шириной. Для тихоходных приводов, к которым предъявляются высокие требования по точности, используются геометрии с малой длиной и большой шириной дроссельного канала; для систем, требующих быстрого реагирования на воздействие, применяют щели с большой длиной и малой шириной; в случаях, когда возникает необходимость в высокой скорости ответа распределителя на сигнал и одновременно

нужно обеспечить высокую точность заданного перемещения, выбирают наиболее выгодное соотношение размеров. Именно поэтому конфигурация проточной части рабочих элементов управляющих устройств для каждого привода назначается индивидуально, исходя из требований, которые к ним предъявляются.

Рабочие щели, как и остальные элементы золотников, выполняются строго симметричными для обеспечения статического уравнивания от действия сил давления жидкости в радиальном направлении.

При работе управляющих золотников, ширина  $h$  открытой щели и размер перекрытия  $l$  обычно находятся в пределах 0–0,15 мм у золотников с прямым торцом шеек и 0–1,5 мм – с конусным переходом.

Область таких специфических щелей мало изучена в общей гидравлике. Действительно, в области открытых щелей  $h > 0$  дроссельных золотников расчет количества масла, проходящего через щель, обычно рекомендуется производить по формуле, предназначенной для расчета расхода масла, проходящего через дроссель:

$$Q = \mu \cdot f \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot p}, \quad (1)$$

где  $Q$  – расход жидкости, проходящей через отверстие дросселя, м<sup>3</sup>/с;  $\mu$  – коэффициент расхода жидкости;  $f$  – площадь отверстия дросселя, м<sup>2</sup>;  $\rho$  – плотность жидкости, кг/м<sup>3</sup>;  $p$  – перепад давления в отверстии дросселя, Па.

Однако практика показала несостоятельность этого метода расчета, так как в действительности коэффициент расхода масла не остается постоянным, особенно в зоне малой ширины дроссельных щелей золотника, а изменяется при изменении проходного сечения щели.

Поэтому некоторые авторы предлагают вести расчет дроссельных золотников с переменным коэффициентом потерь, пользуясь данными исследований четырехугольных труб с задвижкой [2, 7].

Но и этот метод расчета нельзя признать удовлетворительным, так как, во-первых, условия указанных исследований к дроссельным золотникам совершенно не подхо-

дят и, во-вторых, этот метод расчета не учитывает влияния формы кромок, образующих щель, утечки масла через радиальный зазор, а также обходит вопрос о стабильности расхода масла во времени.

В области перекрытых щелей ( $l > 0$ ) дроссельных золотников геометрическая форма щелей соответствует кольцевым щелевым уплотнениям, однако принятый для кольцевых щелевых уплотнений метод расчета неприменим для перекрытых щелей дроссельных золотников.

Действительно, расчет щелевых уплотнений обычно рекомендуется производить по формуле

$$Q = \frac{\pi \cdot d \cdot \delta^3 \cdot p \cdot g}{12 \cdot \nu \cdot l \cdot \gamma}, \quad (2)$$

где  $Q$  – расход масла, проходящего через щель,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;  $d$  – диаметр золотника,  $\text{м}$ ;  $\delta$  – радиальный зазор (ширина щели),  $\text{м}$ ;  $p$  – перепад давления,  $\text{Па}$ ;  $g$  – ускорение свободного падения,  $\text{м}/\text{с}^2$ ;  $\nu$  – коэффициент кинематической вязкости,  $\text{м}^2/\text{с}$ ;  $l$  – величина перекрытия щели (длина щели),  $\text{м}$ ;  $\gamma$  – вес единицы объема масла,  $\text{кг}/\text{м}^3$ .

Нетрудно заметить, что при перекрытии  $l$ , приближающемся к нулю, формула (2) теряет смысл.

Изучение процесса прохождения минерального масла через узкие рабочие щели дроссельных золотников проводилось В. А. Лещенко [1] путем опытного отыскания зависимостей расхода  $Q$  минерального масла от перепада давления  $p$ , профиля шеек золотника, размера открытия  $h$  или перекрытия  $l$  щели и величины радиального зазора  $\delta$ :

$$Q = \frac{0,87 \cdot b \cdot (x^2 + \delta^2)^{\frac{2}{3}} \cdot p^{\frac{2+a \cdot x^2}{2+2 \cdot a \cdot x^2}}}{60 \cdot \gamma \cdot (1 + 2,94 \cdot 10^{-3} \cdot l^{\frac{3}{2}})}, \quad (3)$$

где  $b$  – длина щели,  $\text{м}$ ;  $x$  – ширина щели,  $\text{м}$ ;  $a$  – коэффициент, зависящий от характера течения жидкости;  $\gamma$  – удельный вес масла,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;  $l$  – величина перекрытия щели,  $\text{м}$ .

Проведенные исследования позволяют в известной мере заполнить разрыв, существовавший между данными по течению масла

в отверстиях значительных размеров и в узких щелевых уплотнениях [6].

Для наиболее полного и точного моделирования рабочей характеристики управляющего золотника необходимо использовать зависимости, характеризующие движение жидкости в щелях.

### МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ С УЧЕТОМ КОНФИГУРАЦИИ ЩЕЛИ ЗОЛОТНИКА ГИДРОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЯ

При исследовании влияния конфигурации щели золотника гидрораспределителя на его рабочую характеристику используются 6 типов конфигурации щелей (рис. 8). Максимальная площадь открытия и ширина щели для всех типов принимаются одинаковыми.

Для проведения исследования исходными были выбраны геометрические параметры щели №0 (рис. 7), которая использовалась в гидромеханическом регуляторе РНА двигателя ТВЗ-117.

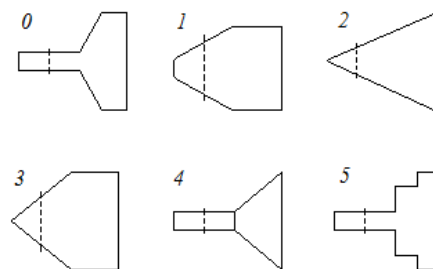


Рис. 8. Типы конфигурации щели, используемые в численном эксперименте

Поскольку наибольшая площадь для всех типов щелей принимается одинаковой, то ее необходимо определить по известным параметрам щели №0. Расчет производится по следующей формуле:

$$f_{ob} = 0,8 \cdot 10^{-3} \cdot b_{10} + \frac{b_{10} + b_{20}}{2} \cdot 0,3 \cdot 10^{-3} + 0,3 \cdot 10^{-3} \cdot b_{20}, \quad (4)$$

где  $f_{ob}$  – максимальная площадь открытия щели №0,  $\text{м}^2$ ;  $b_{10}$  – начальная (минимальная) длина щели №0,  $\text{м}$ ;  $b_{20}$  – конечная (максимальная) длина щели №0,  $\text{м}$ .

Ширина для всех типов конфигурации щелей изменяется по следующей зависимости:

$$x := \begin{cases} \text{if } x_z - k_{oc} \cdot y < x_m \text{ then } x_z - k_{oc} \cdot y \\ \text{else } x_m \text{ end} \end{cases}, \quad (5)$$

где  $x_z$  – величина первоначального открытия щели, м;  $k_{oc}$  – коэффициент обратной связи;  $y$  – перемещение поршня гидроцилиндра (увеличивается с постоянной скоростью), м;  $x_m$  – максимальная ширина щели, м.

Далее в виде программного кода Mathcad представлены примеры алгоритмов расчета длины щелей типов №0, №1 и №5 (рис. 8).

Длина щели №0 при открытии изменяется

$$b := \begin{cases} \text{if } x > 0.4 \cdot 10^{-3} \text{ then} \\ \quad \text{if } x < 0.7 \cdot 10^{-3} \text{ then } \frac{b_{20} - b_{10}}{0.3 \cdot 10^{-3}} \cdot x + 0.3 \cdot 10^{-3} \\ \quad \text{else } 3.8 \cdot 10^{-3} \\ \text{else } 0.3 \cdot 10^{-3} \\ \text{end} \end{cases}. \quad (6)$$

Длина щели №0 при закрытии изменяется

$$b := \begin{cases} \text{if } x < 0.4 \cdot 10^{-3} \text{ then } 0.3 \cdot 10^{-3} \\ \text{else } 0 \\ \text{end} \end{cases}. \quad (7)$$

Конечная длина щели №1 выбирается равной половине конечной длины щели №0, а начальная находится по формуле

$$b_{11} = \frac{2 \cdot (f_{ob} - b_{21} \cdot 0.6 \cdot 10^{-3})}{0.8 \cdot 10^{-3}} - b_{21}, \quad (8)$$

где  $b_{21}$  – конечная длина щели №1, м.

Длина щели №1 при открытии изменяется

$$b := \begin{cases} \text{if } x > 0.4 \cdot 10^{-3} \text{ then } b_{21} \\ \text{else } \frac{b_{21} - b_{11}}{0.8 \cdot 10^{-3}} \cdot x + \frac{b_{11} + b_{21}}{2} \text{ end} \end{cases}. \quad (9)$$

Длина щели №1 при закрытии изменяется

$$b := \begin{cases} \text{if } x < 0.4 \cdot 10^{-3} \\ \quad \text{then } 0.4 \cdot 10^{-3} - \frac{b_{11} \cdot x}{0.4 \cdot 10^{-3}} \\ \text{else } 0 \\ \text{end} \end{cases}. \quad (10)$$

Конечная и начальная длины щели №5 выбираются равными конечной и начальной длинам щели №0 соответственно, а средняя устанавливаемая (промежуточная) длина находится по формуле:

$$b_{35} = \frac{f_{ob} - b_{15} \cdot 0.8 \cdot 10^{-3} - b_{25} \cdot 0.3 \cdot 10^{-3}}{0.3 \cdot 10^{-3}}, \quad (11)$$

где  $b_{15}$  – начальная длина щели №5, м;  $b_{25}$  – конечная длина щели №5, м.

Длина щели №5 при открытии изменяется

$$b_{425} := \begin{cases} \text{if } x > 0.4 \cdot 10^{-3} \text{ then} \\ \quad \text{if } x < 0.7 \cdot 10^{-3} \text{ then } b_{35} \\ \quad \text{else } b_{25} \\ \text{else } b_{15} \text{ end} \end{cases}. \quad (12)$$

Длина щели №5 при закрытии изменяется

$$b_{315} := \begin{cases} \text{if } x < 0.4 \cdot 10^{-3} \text{ then } b_{15} \\ \text{else } 0 \text{ end} \end{cases}. \quad (13)$$

Аналогичным образом описывается геометрия и других типов щелей гидрораспределителя. Кроме того, необходимо определить расход жидкости в проточной части гидрораспределителя с учетом геометрии. В данном случае расход жидкости, проходящей через щель, для всех типов конфигурации щелей вычисляется по следующей зависимости:

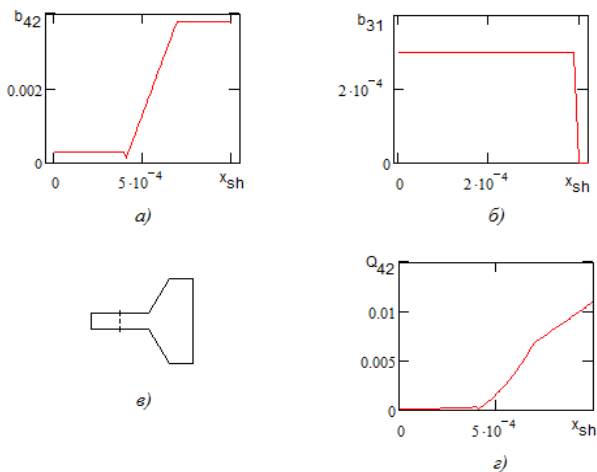
$$Q = \frac{0.87 \cdot b \cdot (x^2 + \delta^2)^{\frac{2}{3}} \cdot p^{\frac{2+a \cdot x^2}{2+2 \cdot a \cdot x^2}}}{60 \cdot \gamma \cdot (1 + 2.94 \cdot 10^{-3} \cdot l^{\frac{3}{2}})}, \quad (14)$$

где  $b$  – длина щели, м;  $a$  – коэффициент, зависящий от характера течения жидкости ( $a = 7,5 \cdot 10^{-4}$ );  $\gamma$  – удельный вес масла, кг/м<sup>3</sup>;  $l$  – величина перекрытия щели, м.

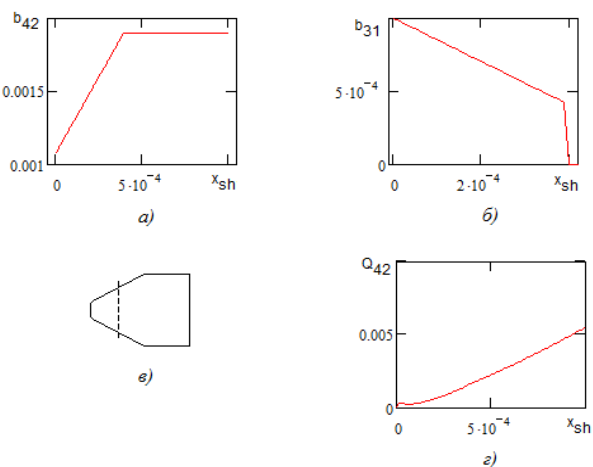
**РЕЗУЛЬТАТЫ ПРОВЕДЕННЫХ РАСЧЕТОВ**

Исследование влияния конфигурации щели проводилось в математической среде Mathcad. В результате численного исследования получены графики, устанавливающие связь между характером изменения расхода жидкости, проходящей через щель, от крутизны и ступенчатости этой щели.

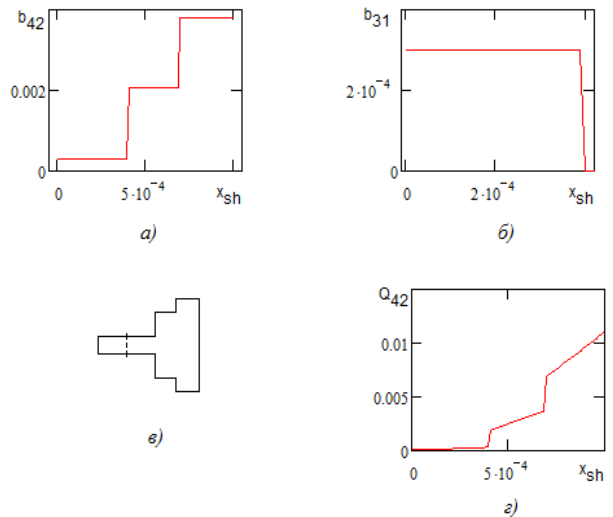
На рис. 9–11 представлены примеры результатов численной реализации моделей, описывающих геометрию рабочих элементов управляющих устройств.



**Рис. 9.** Характеристики щели №0: а, б – зависимость длины щели от ширины на входе и выходе соответственно; в – конфигурация щели; г – зависимость расхода от ширины щели

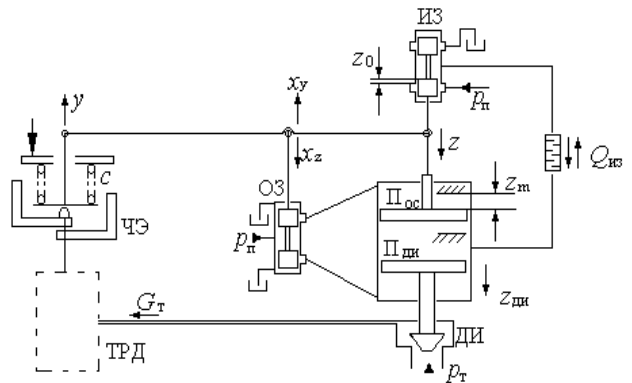


**Рис. 10.** Характеристики щели №1: а, б – зависимость длины щели от ширины на входе и выходе соответственно; в – конфигурация щели;



**Рис. 11.** Характеристики щели №5: а, б – зависимость длины щели от ширины на входе и выходе соответственно; в – конфигурация щели; г – зависимость расхода от ширины щели

Далее представлены результаты численного моделирования рабочих процессов издромного регулятора с селектором (рис. 12) [3, 4] с учетом влияния конфигурации рабочих щелей золотника гидрораспределителя, зависимости расхода жидкости от перепада давления, профиля шеек золотника, размера открытия или перекрытия щели и величины радиального зазора.



**Рис. 12.** Принципиальная схема издромного регулятора с селектором

Математическая модель, состоящая из уравнения движения поршня обратной связи, уравнений баланса расходов на входе и выходе из гидроцилиндра, уравнения изменения ширины щели золотника, уравнения баланса расходов для поршня дозирующей иглы и уравнения двигателя, запишется в виде системы уравнений (15):

$$\left\{ \begin{array}{l}
 m_{oc} \cdot \frac{d^2 z}{dt^2} = (F_p - F_{ch}) \cdot (p_1 - p_2) - k_{voc} \cdot \frac{dz}{dt} Z1(z) \\
 \frac{0,87 \cdot b_z(x_{ch}) \cdot (x_{ch}^2 + \delta_{ch}^2)^{\frac{2}{3}} \cdot |p_p - p_1|^{\frac{2+a \cdot x_{ch}^2}{2+2 \cdot a \cdot x_{ch}^2}}}{60 \cdot \rho \cdot g \cdot (1 + 2,94 \cdot 10^{-3} \cdot l_{ch}^{\frac{3}{2}})} \cdot \text{sign}(p_p - p_1) = (F_p - F_{ch}) \cdot \frac{dz}{dt} \cdot Z1(z) + \\
 + \frac{V_0 + (F_p - F_{ch}) \cdot z}{E} \cdot \frac{dp_1}{dt} \\
 x_{ch} = k_{che} \cdot k_r \cdot (\Delta n - n) - k_{oc} \cdot z \cdot Z1(z) \\
 (F_p - F_{ch}) \cdot \frac{dz}{dt} \cdot Z1(z) = \frac{0,87 \cdot b_z(x_{ch}) \cdot (x_{ch}^2 + \delta_{ch}^2)^{\frac{2}{3}} \cdot |p_2 - p_{sl}|^{\frac{2+a \cdot x_{ch}^2}{2+2 \cdot a \cdot x_{ch}^2}}}{60 \cdot \rho \cdot g \cdot (1 + 2,94 \cdot 10^{-3} \cdot l_{ch}^{\frac{3}{2}})} \cdot \text{sign}(p_2 - p_{sl}) + \\
 + \frac{V_0 - (F_p - F_{ch}) \cdot z}{E} \cdot \frac{dp_2}{dt} \\
 F_p \cdot \frac{dz_d}{dt} = (F_p - F_{ch}) \cdot \frac{dz}{dt} \cdot Z1(z) = \mu \cdot f_{dp} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot |p_p - p_{dp}| \cdot \text{sign}(p_p - p_{dp}) \cdot Z2(z) \\
 T_{dv} \cdot \frac{dn}{dt} + n = k_{dv} \cdot (k_{di} \cdot z_d + \Delta f_b)
 \end{array} \right. \quad (15)$$

где  $m_{oc}$  – масса поршня обратной связи;  $z$  – перемещение поршня гидроцилиндра;  $F_p$  – площадь поршня гидроцилиндра;  $F_{ch}$  – площадь штока гидроцилиндра;  $p_1$  – давление в нагнетательной полости гидроцилиндра;  $p_2$  – давление в сливной полости гидроцилиндра;  $k_{voc}$  – коэффициент вязкого трения поршня обратной связи;  $Z1(z) = if(z < z_m, 1, 0)$  – функция пользователя, обнуляющая скорость поршня на упоре;  $\mu$  – коэффициент расхода;  $b_z(x_{ch})$  – длина щели гидроусилителя, изменяющая конфигурацию;  $x_{ch}$  – ширина щели гидроусилителя;  $\delta_{ch}$  – радиальный зазор щели;  $a$  – коэффициент, зависящий от характера течения жидкости;  $\rho$  – плотность рабочей жидкости;  $p_p$  – давление питания;  $l_{ch}$  – величина перекрытия щели;  $V_0$  – начальный объем в полости гидроцилиндра;  $E$  – модуль объемной упругости жидкости;  $k_{che}$  – коэффициент усиления для чувствительного элемента;  $k_r$  – коэффициент усиления рычага;  $\Delta n$  – приращение оборотов;  $n$  – частота вращения двигателя;  $k_{oc}$  – коэффициент обратной связи;  $p_{sl}$  – давление на сливе;  $z_d$  – перемещение поршня дозирующей иглы;  $f_{dp}$  – площадь проходного сечения дроссельного пакета;  $p_{dp}$  – перепад давлений на дроссельном пакете;  $Z2(z) = if(z < z_0, 0, 1)$  – функция пользователя, обеспечивающая подключение дроссельного

пакета изодрома;  $T_{dv}$  – постоянная времени двигателя;  $k_{dv}$  – коэффициент усиления двигателя;  $k_{di}$  – коэффициент усиления дозирующей иглы;  $\Delta f_b$  – внешние воздействия, выраженное в долях расхода топлива. Результаты решения системы уравнений (15) представлены в виде характеристик на рис. 13.

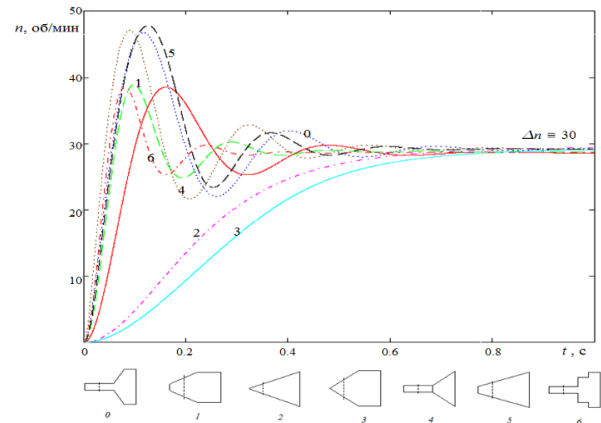


Рис. 13. Величина изменения частота вращения двигателя при разной геометрии гидроусилителя

Далее проводится анализ обобщенных характеристик данного типа регулятора [5]. Подставляя масштабы преобразования в математическую модель регулятора, после несложных преобразований получаем систему безразмерных уравнений (16):



$$\left. \begin{aligned} \overline{T_c}^{-2} \cdot \frac{d^2 \bar{z}}{dt^2} &= (\overline{p_1} - \overline{p_2}) - 2 \cdot \xi_{voc} \cdot \overline{T_c} \cdot \frac{d\bar{z}}{dt} \cdot Z1(\bar{z}) - \xi_{coc}; \\ \frac{\overline{z_m}}{\overline{z_0}} \cdot (\overline{k_n} \cdot (\overline{\Delta n} - \overline{n}) - k_{oc} \cdot \bar{z} \cdot Z1(\bar{z})) \cdot \sqrt{1 - \overline{p_1}} &= \frac{d\bar{z}}{dt} \cdot Z1(\bar{z}) + \overline{T_v} \cdot (1 + \bar{z}) \cdot \frac{d\overline{p_1}}{dt}; \\ \frac{d\bar{z}}{dt} \cdot Z1(\bar{z}) &= \frac{\overline{z_m}}{\overline{z_0}} \cdot (\overline{k_n} \cdot (\overline{\Delta n} - \overline{n}) - k_{oc} \cdot \bar{z} \cdot Z1(\bar{z})) \cdot \sqrt{\overline{p_2} - \overline{p_{sl}}} + \overline{T_v} \cdot (1 - \bar{z}) \cdot \frac{d\overline{p_2}}{dt}; \\ \overline{F_{di}} \cdot \frac{d\bar{z}_d}{dt} &= \frac{d\bar{z}}{dt} \cdot Z1(\bar{z}) + \overline{f_{dp}} \cdot \sqrt{1 - \overline{p_{dp}}} \cdot Z2(\bar{z}); \\ \overline{T_{os}} \cdot \frac{d\bar{n}}{dt} &= \overline{k_{dv}} \cdot \bar{z}_d + \overline{\Delta f_b} - \bar{n}, \end{aligned} \right\} \quad (16)$$

где  $\overline{T_c} = T_c / T_y$  – относительная механическая постоянная времени регулятора;

$\xi_{voc} = \frac{k_{voc}}{2 \cdot \sqrt{m_{oc} \cdot C_\Sigma}}$  – коэффициент относительного затухания (демпфирования) поршня обратной связи регулятора;

$\xi_{coc} = \frac{F_{coc}}{z_m \cdot C_\Sigma}$  – коэффициент силы сухого трения в поршне обратной связи регулятора;

$\overline{k_n} = \frac{k_{che} \cdot k_r \cdot n_0}{z_m}$  – относительный коэффициент усиления;

$\overline{T_v} = \frac{T_v}{T_y}$  – относительная емкостная постоянная времени;

$\overline{T_{os}} = \frac{T_{os}}{T_y}$  – относительная постоянная времени двигателя;

$\overline{F_{di}} = \frac{F_p}{F_p - F_{ch}}$  – параметрический критерий, определяющий соотношение площадей поршней регулятора;

$\overline{f_{dp}} = \frac{f_{dp}}{b_z \cdot z_0} = \frac{f_{dp}}{f_{ch}}$  – параметрический критерий, определяющий относительную проводимость пакета изодрома;

$\overline{k_{dv}} = \frac{k_{dv} \cdot k_{di} \cdot z_m}{n_0}$  – относительный коэффициент усиления двигателя;

$\overline{\Delta f_b} = \frac{k_{dv} \cdot \Delta f_b}{n_0}$  – относительный коэффициент усиления внешнего воздействия.

В качестве масштаба времени принимается постоянная времени имеющее наибольшее значение, по расчетам это постоянная времени статического гидроусилителя  $T_y$ , т.е.  $\bar{t} = t / T_y$ , для частоты вращения – частота вращения на стационарном расчетном режиме  $\bar{n} = n / n_0$ ,  $\overline{\Delta n} = \Delta n / n_0$ , для давления – давление питания  $\overline{p} = p / p_p$ , для перемещения – максимальное перемещение поршня  $\bar{z} = z / z_m$ ,  $\bar{z}_d = z_d / z_m$ .

В математической модели регулятора осталось по пять комплексов  $\overline{T_c}$ ,  $\xi_{voc}$ ,  $\xi_{coc}$ ,  $\overline{T_{os}}$  и  $\overline{T_v}$ , и пять параметрических критерия  $\overline{k_n}$ ,  $\overline{F_{di}}$ ,  $\overline{f_{dp}}$ ,  $\overline{k_{dv}}$  и  $\overline{\Delta f_b}$ , в результате чего модель становится более обозримой. Но дело не только в упрощении; в самой группировке комплексов отражена физическая модель процесса, они определяют внутренние и общие свойства процессов, поэтому их можно принять в качестве новых обобщенных переменных.

Рассматривая структуру временных комплексов, заключаем, что все они относятся к числу критериев гомохронности и получают при исследовании всех нестационарных процессов; они устанавливают соответствие между характеристическими временами или, другими словами, сравнивают скорости пяти процессов.

Применение обобщенных переменных значительно облегчает процедуру числен-

ного исследования и позволяет получить обобщенные экспериментальные характеристики поведения системы (рис. 14).

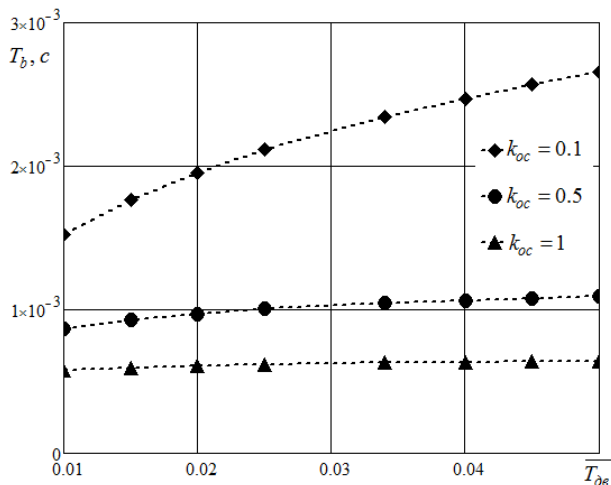


Рис. 14. Влияние коэффициента обратной связи на быстродействие системы

Из полученных характеристик установлено, что с увеличением коэффициента обратной связи система становится более быстродействующей. Влияние механической постоянной времени регулятора на быстродействие системы незначительно (рис. 15), и с ее увеличением система немного замедляется.

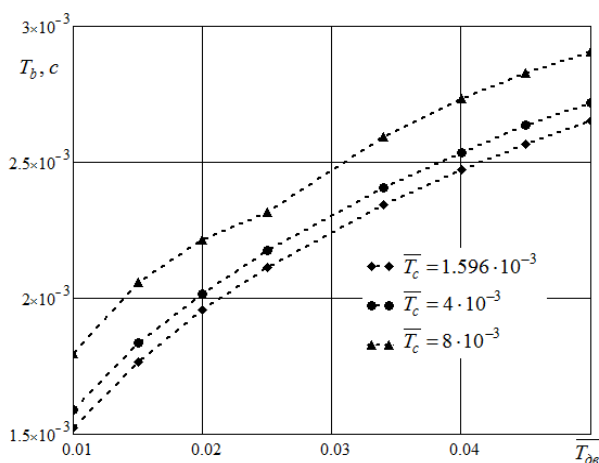


Рис. 15. Влияние механическая постоянная времени регулятора на быстродействие системы

### ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Представлены результаты анализа влияния ряда особенностей физических процессов и критических режимов работы сложных гидромеханических систем.

В частности при исследовании влияния конфигурации щели золотника гидрораспределителя на его рабочую характеристику

установлено, что при одинаковой площади истечения жидкости через полностью открытую щель для всех типов конфигурации расход через щели, длина которых изменялась до конца открытия, выше, чем расход через щели, длина которых устанавливается неизменной на последнем участке регулирования. Максимальная площадь открытия для всех типов щелей принималась одинаковой.

Кроме того, установлено, что режим работы двигателя также существенно зависит от геометрии проточной части управляющего устройства. Выявлено, что геометрия щелей, имеющих конусообразную конфигурацию, обеспечивают аperiodические переходные процессы. Более спокойный, монотонный вид переходных процессов в системе регулирования достигается при использовании управляющего устройства с постоянной длиной проточной части.

Полученные характеристики показывают, как особенности физических процессов и критические режимы могут повлиять на быстродействие и надежность систем. Описание математических моделей с учетом таких особенностей, как расход жидкости через щель, влияние сухого трения, переменный модуль объемной упругости и др., позволит получить наиболее достоверную информацию о статических и динамических свойствах, оценить границы устойчивости, а также определить параметры, при которых устройства будут работать наиболее эффективно.

Математическое моделирование на основе фундаментальных уравнений сохранения, переход к обобщенным переменным и последующая машинная имитация позволяют в данном случае получить максимум информации о статических и динамических свойствах системы и выбрать наиболее эффективные значения параметров системы.

Таким образом, уже на ранних этапах проектирования появляется возможность осуществлять предварительный параметрический синтез управляющих устройств по геометрии рабочих элементов с учетом требований, предъявляемых к системе.

Вычислительный эксперимент необходим не только в качестве расчетно-теоретического сопровождения на стадии отработки

технического устройства, но и при его проектировании, подборе и оптимизации его эксплуатационных режимов, анализе его надежности и прогнозировании отказов и аварийных ситуаций, а также при оценке возможностей форсирования характеристик и модернизации технических устройств.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Лещенко В. А.** Гидравлические следящие приводы станков с программным управлением. М.: Машиностроение, 1975. 288 с. [ V.A. Leshchenko, *Hydraulic tracking drives of machine tools with program control*, (in Russian). Moscow: Mashinostroenie, 1975. ]
2. **Никитин О. Ф.** Надежность, диагностика и эксплуатация гидропривода мобильных объектов: учеб. пособие для вузов. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2007. 311 с. [ O. F. Nikitin, *Reliability, diagnostics and operation of a hydraulic drive of mobile objects*, (in Russian). Moscow: Izd-vo MGTU im. N. E. Bauman, 2007. ]
3. **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. ]
4. **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, and 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. ]
5. **Петров П. В., Целищев В. А., Коева А. А.** Обобщенный анализ динамических характеристик электрогидроусилителя // Вестник УГАТУ. 2014. Т. 18, № 3 (64). С. 40–47. [ P. V. Petrov, V. A. Tselishev, and A. A. Koeva, "The generalised analysis of electrohydraulic booster dynamic characteristics" (in Russian), in *Vestnik UGATU*, vol. 18, no. 3 (64), pp. 40-47, 2014. ]
6. **Цуханова Е. А.** Динамический синтез дроссельных управляющих устройств гидроприводов. М.: Наука, 1978. 255 с. [ E. A. Tsuhanova *Dynamic synthesis of throttle control devices of hydraulic actuators*, (in Russian). Moscow: Nauka, 1978. ]
7. **Чупраков Ю. И.** Гидропривод и средства гидроавтоматики: учеб. пособие. М.: Машиностроение, 1979. 232 с. [ Yu. I. Chuprakov *Hydraulic drive and hydraulics tools*, (in Russian). Moscow: Mashinostroenie, 1979. ]

#### 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 автоматизации ЛА и двиг. установок.

#### METADATA

**Title:** Analysis and accounting of the geometry of the working elements of control devices when modeling dynamic processes in systems of hydraulic automation.

**Author:** 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. 22, no. 4 (82), pp. 139-149, 2018. ISSN 2225-2789 (Online), ISSN 1992-6502 (Print).

**Abstract:** This article discusses the issues of modeling dynamic processes occurring in hydromechanical control systems of an aircraft engine, taking into account the geometry of the working elements of control devices. A mathematical description is given for various configurations of the working slots of the control throttle spools and an account of these design features in the mathematical model of the isodromic regulator. Discusses issues of the influence of the configuration of the slots of throttle elements in the hydraulic system of the aircraft. The influence of the geometry of the spool hydraulic booster on the dynamics of the power plant with a detailed description of the research results is shown.

**Key words:** math modeling; numerical experiment; automatic control system; generalized mathematical model; similarity criteria.

**About author:**

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