

УДК 681.5.033.5

## ИССЛЕДОВАНИЕ И ОБОБЩЕННЫЙ АНАЛИЗ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК СИСТЕМ АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ

А. А. КОЕВА<sup>1</sup>, П. В. ПЕТРОВ<sup>2</sup>

<sup>1</sup>kerargirit@rambler.ru, <sup>2</sup>pgl.petrov@mail.ru

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

*Поступила в редакцию 4 апреля 2014 г.*

**Аннотация.** Рассматриваются вопросы, связанные с применением численных методов для решения задач гидроавтоматики. Приводятся причины, влияющие на поведение систем автоматического регулирования. Рассматриваются вопросы подбора конфигурации щелей золотника гидрораспределителя, изменение основных характеристик устройства. Приводятся особенности поведения систем при наличии силы сухого трения. Описываются технология перехода к обобщенным переменным и особенности выбора масштабов преобразования.

**Ключевые слова:** численные методы; нелинейная математическая модель; конфигурация рабочих щелей золотника гидрораспределителя; сила сухого трения; обобщенные характеристики.

### СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА

Последние годы разработка гидромеханических систем автоматического регулирования сопровождается устойчивой тенденцией к сокращению финансирования. Основную долю затрат на создание гидромеханических систем автоматического регулирования составляют затраты на пуско-наладочные работы. Это приводит к необходимости частичной замены экспериментальной отработки математическим моделированием. Поэтому задачей первоочередной важности становится более широкое внедрение и совершенствование методов математического моделирования рабочих процессов в системах автоматического регулирования. Достигнутый на сегодняшний день уровень развития вычислительной техники и программных продуктов позволяет реализовывать более сложные нелинейные математические модели гидромеханических устройств.

Ранее устройства гидроавтоматики описывались и исследовались только с помощью линейных математических моделей, поскольку не было возможностей решать сложные задачи на ЭВМ. Таким образом, получалось только в общих чертах понять поведение и способы совершенствования систем автоматического регулирования, что не всегда давало положительный результат на практике. Дело в том, что гидравлические системы содержат не только естественные нелинейности (перекрытие, насыщение, упор и пр.), но и искусственные, вводимые для повышения эффективности или упрощения устройств. Так, в современных системах широко применяется широтно-импульсная модуляция, микропроцессорное управление и изменение структуры в процессе работы. Линейные методы в этих условиях не обеспечивают адекватное описание. Некоторые физические явления буквально исчезают при малейшей попытке их линеаризации. Поэтому вопрос состоит не в возможности усиления линейных результатов, а в решении таких задач, которые невозможно решать линейными методами. На данный момент задачи, решение которых ранее было возможно лишь при кардинальных допущениях, легко решаются численными методами.

Однако машинный анализ и численные методы имеют проблемы, обусловленные различными причинами:

1) информационное поле предметных областей сформировано без учета дальнейшего компьютерного исследования; отсутствуют комплексы моделей, алгоритмов и программ в виде, удобном для ЭВМ;

2) нет таких давних традиций как у аналитического моделирования; все «десять запове-

дей» анализа систем (проверка размерностей, выявление тренда, устремление к пределам и т. д.) разработаны в предположении наличия решения в виде аналитического выражения;

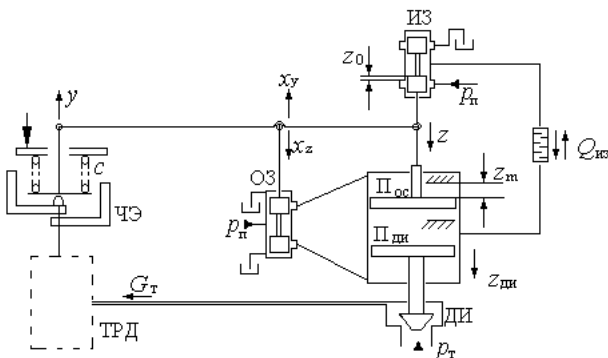
3) к решению многих задач методами компьютерного моделирования приступают без детального исследования их математических свойств;

4) каждый конкретный расчет производится при фиксированных значениях параметров, в результате чего решение представляется в виде неструктурированных рядов чисел и получение общих результатов затруднительно;

5) недостаточно разработана технология вычислительного эксперимента и т. п. [1].

### ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Объектом исследования в данной работе является изодромный регулятор с селектором (рис. 1), где объектом регулирования является турбореактивный двигатель, с которым регулятор образует замкнутый контур регулирования.



**Рис. 1.** Принципиальная схема изодромного регулятора с селектором:

- ТРД – турбореактивный двигатель;
- ЧЭ – чувствительный элемент;
- ОЗ – операционный золотник; ИЗ – изодром;
- ДИ – дозирующая игла

Для правильного и эффективного функционирования системы управления летательным аппаратом необходимо осуществлять оптимальный выбор наиболее эффективных параметров систем автоматического регулирования [2]. Поэтому на предварительном этапе проектирования возникает необходимость математического моделирования, поскольку в этом случае появляется возможность предварительно оценить работу всей системы, ее поведение, а также влияние ее характеристик на эффективность работы всей системы в целом на различных эксплуатационных режимах.

Таким образом, изначально необходимо разработать математическую модель системы регулирования, которая позволит исследовать динамику системы, а соответственно, заранее отследить влияние основных факторов на изменение ее параметров во времени. Поскольку системы автоматического регулирования склонны к появлению автоколебаний, то необходимо исследовать причины возникновения такого эффекта и поведение системы в этом случае.

Все причины возникновения автоколебаний можно разделить на контролируемые и неконтролируемые. Контролируемые причины выявляются персоналом в процессе эксплуатации или при периодическом проведении специальных проверок устройства в составе объекта. Неконтролируемые причины не могут быть выявлены без снятия агрегата с объекта и его частичной разборки. Следует отметить, что неконтролируемые причины могут быть в ряде случаев выявлены при одновременном возникновении других проявлений автоколебаний в устройстве.

Также причины возникновения автоколебаний можно дополнительно разделить на прогнозируемые и непрогнозируемые. Прогнозируемые причины – это постепенно проявляющиеся явления, для которых возможно с помощью какой-либо системы проверок устройства в эксплуатации или при испытаниях прогнозирование приближения конкретного устройства к моменту возникновения автоколебаний. Для непрогнозируемых причин установить экспериментально приближение момента возникновения автоколебаний невозможно.

Таким образом, с учетом вышесказанного для наиболее полного анализа систем автоматического регулирования разрабатываются нелинейные математические модели с учетом различной конфигурации рабочих щелей золотника гидрораспределителя и влияния силы сухого трения.

При математическом описании системы регулирования принимаются следующие допущения:

- параметры считаются сосредоточенными;
- золотник идеальный (перекрытие и радиальный зазор отсутствуют, симметричные щели);
- потери в трубопроводах отсутствуют;
- давление питания поддерживается постоянным;
- кинематика обратной связи и неподвижные соединения абсолютно жесткие;

- люфт в подвижных соединениях отсутствует;
- рабочая жидкость неразрывна и невесома.

### МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЯ ВЛИЯНИЯ КОНФИГУРАЦИИ РАБОЧИХ ЩЕЛЕЙ

Конфигурация рабочих щелей является определяющей в характере движения рабочих элементов в управлении гидравлической системой. Щели характеризуются длиной и шириной. Для станков и тихоходных, требующих точности воспроизведения систем используются щели с маленькой длиной и большой шириной; для систем, требующих быстрого реагирования на воздействие, применяют щели с большой длиной и маленькой 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.

Область, касающаяся конфигурации щелей, мало изучена в общей гидравлике. Действительно, в области открытых щелей дроссельных золотников расчет количества масла, проходящего через щель, обычно рекомендуется производить по формуле, предназначенной для расчета расхода масла, проходящего через дроссель:

$$Q = \mu \cdot f \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot p},$$

где  $Q$  – расход жидкости, проходящей через отверстие дросселя;  $\mu$  – коэффициент расхода жидкости;  $f$  – площадь отверстия дросселя;  $\rho$  – плотность жидкости;  $p$  – перепад давления в отверстии дросселя.

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 движкой.

Однако и этот метод расчета нельзя признать удовлетворительным, так как, во-первых, условия указанных исследований к дроссельным золотникам совершенно не подходят 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 дроссельных золотников геометрическая форма щелей соответствует кольцевым щелевым уплотнениям, однако принятый для кольцевых щелевых уплотнений метод расчета неприменим для перекрытых щелей дроссельных золотников, потому что формула (1) теряет смысл при перекрытии, приближающемся к нулю.

$$Q = \frac{\pi \cdot d \cdot \delta^3 \cdot p \cdot g}{12 \cdot \nu \cdot l \cdot \gamma}, \quad (1)$$

где  $Q$  – расход масла, проходящего через щель;  $d$  – диаметр золотника;  $\delta$  – радиальный зазор (ширина щели);  $p$  – перепад давления;  $g$  – ускорение свободного падения;  $\nu$  – коэффициент кинематической вязкости;  $l$  – величина перекрытия щели (длина щели);  $\gamma$  – вес единицы объема масла.

Изучение процесса прохождения минерального масла через узкие рабочие щели дроссельных золотников проводилось В. А. Лещенко путем опытного отыскания зависимостей расхода минерального масла от перепада давления, профиля шеек золотника, размера открытия или перекрытия щели и величины радиального зазора:

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

где  $Q$  – расход масла, проходящего через щель;  $b$  – длина щели;  $x$  – ширина щели;  $\delta$  – радиальный зазор;  $p$  – перепад давления в щели;  $a$  – коэффициент, зависящий от характера течения жидкости;  $\gamma$  – удельный вес масла;  $l$  – величина перекрытия щели.

Проведенные исследования позволяют в известной мере заполнить разрыв, существовавший между данными по течению масла в отверстиях значительных размеров и в узких щелевых уплотнениях [3].

Таким образом, математическая модель издромного регулятора с селектором с учетом зависимости расхода жидкости от перепада давления, профиля шеек золотника, размера открытия или перекрытия щели и величины радиального зазора, 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, выглядит следующим образом:

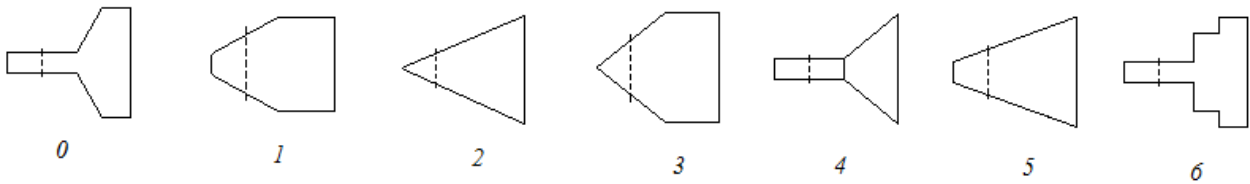


Рис. 2. Конфигурации щелей золотника гидрораспределителя

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

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;  $\Delta f_b$  – внешнее воздействие, выраженное в долях расхода топлива.

При исследовании влияния конфигурации щели золотника гидрораспределителя на работу регулятора использовалось семь типов конфигурации щелей (рис. 2). Максимальная площадь открытия для всех типов щелей принималась одинаковой.

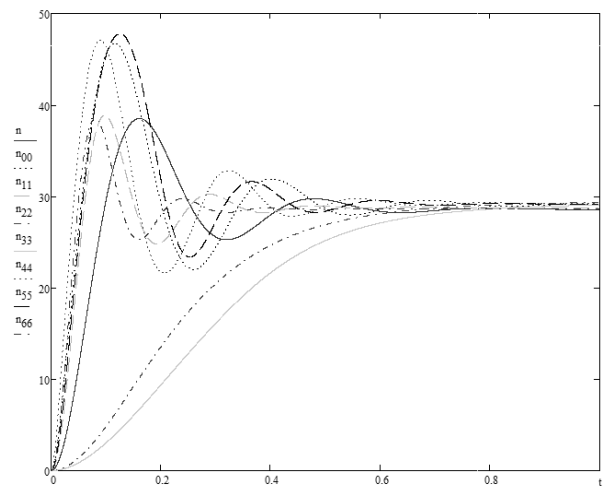


Рис. 3. Частота вращения двигателя

В результате установлено, что частота вращения двигателя при конфигурации щелей, резко изменяющихся на начальном участке, медленнее и плавнее выходит на режим (рис. 3).

При исследовании влияния конфигурации щели на перемещения золотника регулятора, поршня обратной связи и поршня дозирующей

иглы (рис. 4–6) получили, что наименее инерционное движение вызывают щели, имеющие конусообразную конфигурацию.

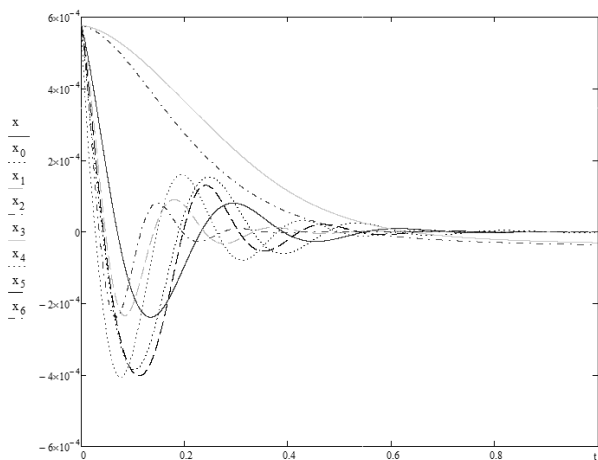


Рис. 4. Перемещение золотника регулятора

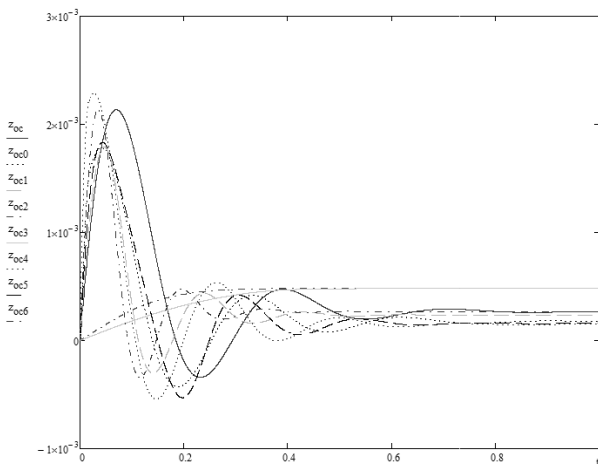


Рис. 5. Перемещение поршня обратной связи

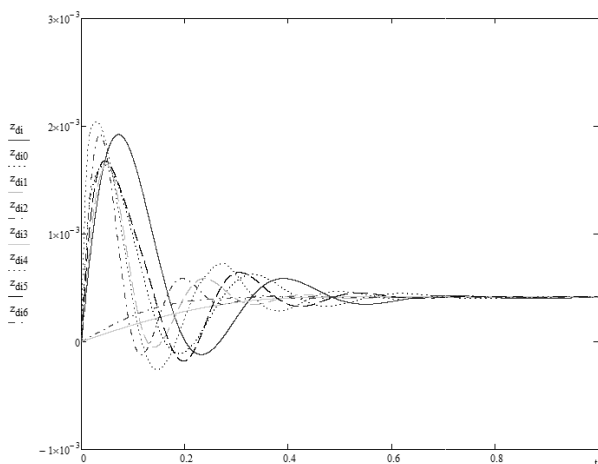


Рис. 6. Перемещение поршня дозирующей иглы

На рис. 7 и 8 видно, что конфигурации щелей, периодически имеющие постоянную длину щели, определяют наиболее спокойное протекание процессов в системе регулирования.

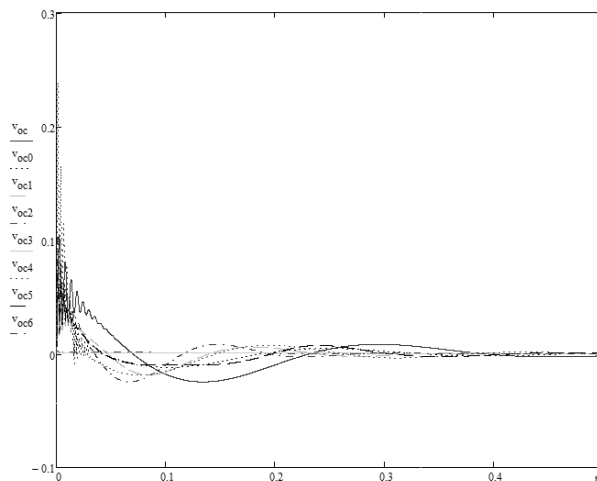


Рис. 7. Скорость перемещения поршня обратной связи

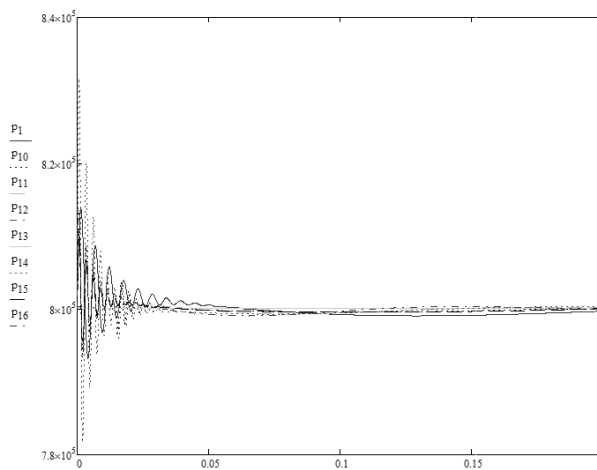


Рис. 8. Давление в левой полости гидроцилиндра регулятора

Для щелей, имеющих на начальном участке постоянную длину, колебательность процессов значительно выше (см. рис. 7, 8).

#### МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЯ ВЛИЯНИЯ СИЛЫ СУХОГО ТРЕНИЯ

В случае малых скоростей перемещения поршня систем автоматического регулирования в некоторых случаях возникают автоколебания, нарушающие нормальную работу привода в целом. При этом на поступательное движение поршня накладываются периодические движения с постоянными амплитудой и частотой. Среди причин, приводящих к возникновению автоколебаний, нарушающих нормальную работу гидравлических устройств, наиболее вероятной является падающая зависимость фрикционной силы трения от относительной скорости подвижной части системы в сочетании с упру-

гостью пружины либо сжимаемостью столба масла в гидроцилиндре.

Характер зависимости от скорости для сил трения между двумя твердыми телами и сил трения между твердым телом и жидкостью (или газом) оказывается совершенно различным. Наиболее существенным в этом различии является совершенно разное поведение тех и других сил при малых скоростях. Сухим трением принято называть силы трения, которые не обращаются в нуль, когда относительная скорость равна нулю, жидким трением – силы трения, которые обращаются в нуль вместе со скоростью [4].

Можно предположить, что колебательный процесс движения поршня системы регулирования происходит следующим образом. При подаче масла в цилиндр до начала движения механизма упругие силы возрастают (в основном вследствие сжатия столба масла в цилиндре) до величины, определяемой силами трения покоя на направляющих. Далее, вследствие падения коэффициента трения при строгании с места происходит «скачок» перемещаемого узла, сопровождающийся уменьшением упругих сил, с последующей остановкой.

Возможность возникновения автоколебаний в гидравлических устройствах В. А. Кудинов объясняет зависимостью сил трения не только от скорости движения, но и от нормального давления и упругости системы (штока гидроцилиндра и других элементов) со многими степенями свободы. Деформация материала при фрикционном контакте направляющих приведет к отставанию по времени изменения сил трения относительно изменения нормального давления. При этом релаксационные колебания в процессе движения силовых узлов могут возникать и без наличия разницы сил трения покоя и движения, падающей нелинейной характеристики сил трения по скорости или зависимости сил трения от времени неподвижного контакта [4].

Для исследования влияния силы сухого трения математическая модель изодромного регулятора с селектором включает в себя следующие уравнения:

$$\begin{cases} m_{oc} \cdot \frac{d^2z}{dt^2} = (F_p - F_{ch}) \cdot (p_1 - p_2) - k_{voc} \cdot \frac{dz}{dt} \times \\ \times Z1(z) - F_{coc} \left( \frac{dz}{dt} \right); \end{cases}$$

$$\begin{aligned} & \mu \cdot b_z(x_{ch}) \cdot x_{ch} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |p_p - p_1|} \cdot \text{sign}(p_p - p_1) = \\ & = (F_p - F_{ch}) \cdot \frac{dz}{dt} \cdot Z1(z) + \frac{V_0 + (F_p - F_{ch}) \cdot z}{E} \cdot \frac{dp_1}{dt}; \\ & x_{ch} = k_{che} \cdot k_r \cdot (\Delta n - n) - k_{oc} \cdot z \cdot Z1(z); \\ & (F_p - F_{ch}) \cdot \frac{dz}{dt} \cdot Z1(z) = \mu \cdot b_z(x_{ch}) \cdot x_{ch} \times \\ & \times \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |p_2 - p_{sl}|} \cdot \text{sign}(p_2 - p_{sl}) + \frac{V_0 - (F_p - F_{ch}) \cdot z}{E} \times \\ & \times \frac{dp_2}{dt}; \\ & F_p \cdot \frac{dz_d}{dt} = (F_p - F_{ch}) \cdot \frac{dz}{dt} \cdot Z1(z) = \mu \cdot f_{dp} \times \\ & \times \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |p_p - p_{dp}|} \cdot \text{sign}(p_p - p_{dp}) \cdot Z2(z); \\ & T_{dv} \cdot \frac{dn}{dt} + n = k_{dv} \cdot (k_{di} \cdot z_d + \Delta f_b), \end{aligned}$$

где  $F_{coc}$  – сила сухого трения в поршне обратной связи.

Система уравнений решалась в интегрированной среде Mathcad [5]. При задании способа решения системы уравнений был выбран метод Рунге–Кутты с фиксированным числом шагов, расчетное время – 1 секунда.

В результате численного исследования системы регулирования были получены переходные характеристики, из которых видно, что с увеличением силы сухого трения система становится менее стабильной (рис. 11–13), проявляются периоды остановки поршня обратной связи (рис. 10, 12), увеличивается колебательность процессов (рис. 9–11).

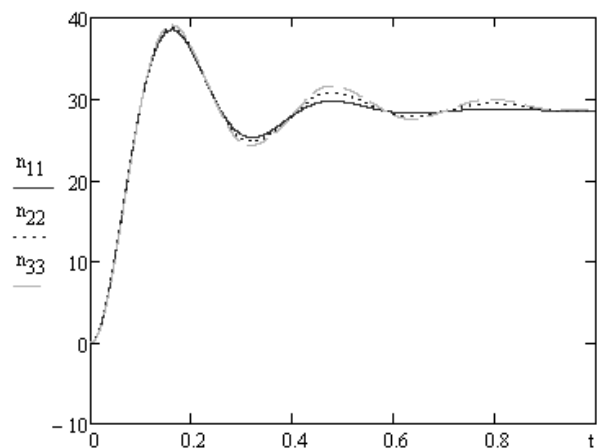
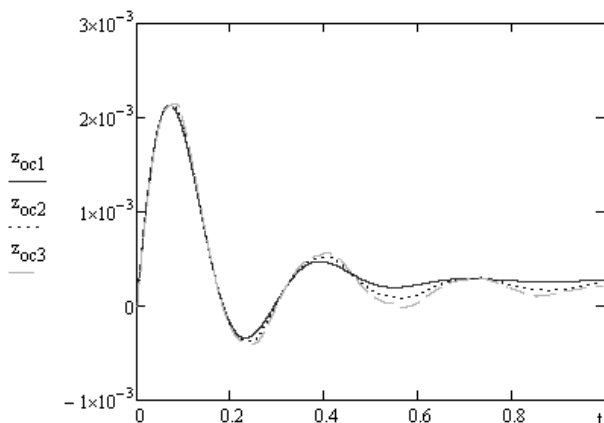
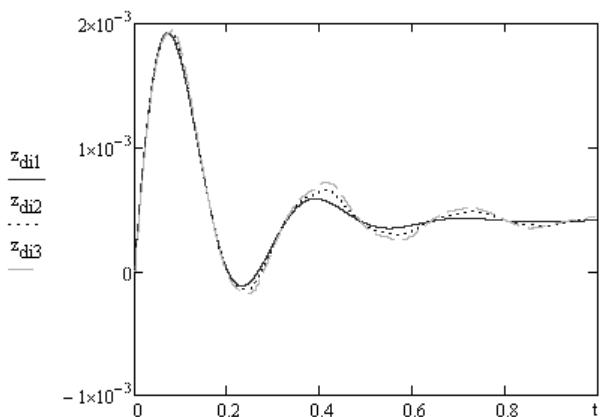


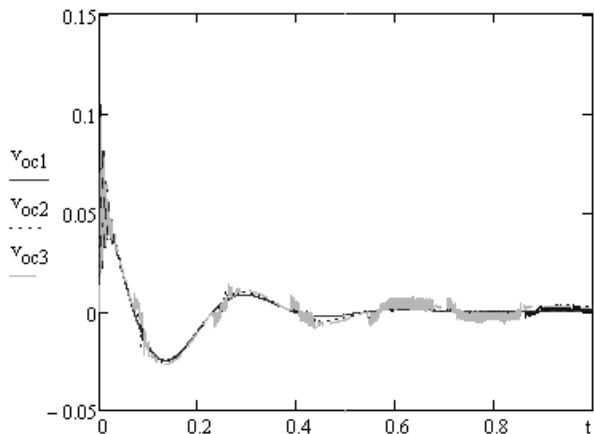
Рис. 9. Частота вращения двигателя при различных значениях силы сухого трения:  $F_{coc} = 0$ ;  $F_{coc} = 20$  Н;  $F_{coc} = 40$  Н



**Рис. 10.** Перемещение поршня обратной связи при различных значениях силы сухого трения:  $F_{coc} = 0$ ;  $F_{coc} = 20$  Н;  $F_{coc} = 40$  Н

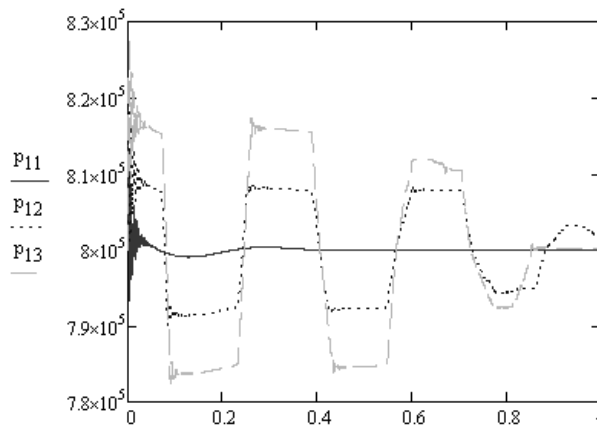


**Рис. 11.** Перемещение поршня дозирующей иглы при различных значениях силы сухого трения:  $F_{coc} = 0$ ;  $F_{coc} = 20$  Н;  $F_{coc} = 40$  Н

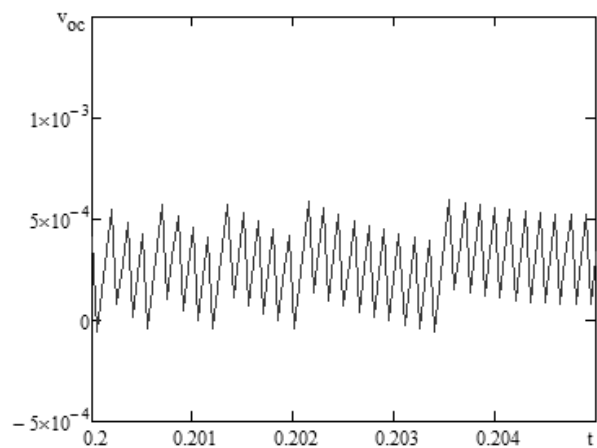


**Рис. 12.** Скорость перемещения поршня обратной связи при различных значениях силы сухого трения:  $F_{coc} = 0$ ;  $F_{coc} = 20$  Н;  $F_{coc} = 40$  Н

При введении падающей характеристики силы сухого трения наблюдается пилообразное поведение скорости перемещения поршня обратной связи (рис. 14).



**Рис. 13.** Давление в левой полости гидроцилиндра регулятора при различных значениях силы сухого трения:  $F_{coc} = 0$ ;  $F_{coc} = 20$  Н;  $F_{coc} = 40$  Н



**Рис. 14.** Скорость перемещения поршня обратной связи при падающей характеристике силы сухого трения

### ОБОБЩЕННЫЕ ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СИСТЕМ РЕГУЛИРОВАНИЯ

Характерной особенностью проектирования гидравлических систем является сравнительно большой объем расчетных работ, конструктивная же проработка занимает значительно меньшее время. Поэтому основной задачей является рационализация компьютерного моделирования, включающая переход к обобщенным переменным и автоматизацию численного исследования.

С помощью введения масштабов преобразования уравнения преобразуются к безразмерному виду, так что безразмерные функции зависят от безразмерных аргументов, безразмерного времени и комплексов (критериев подобия), в самой структуре которых отражено взаимодействие различных факторов. Критериальные зависимости, получающиеся в результа-

те численных решений таких уравнений, позволяют обобщить расчетные закономерности, свести их к определенному классу явлений и в исследованном диапазоне приобретают силу аналитических выражений. В этом случае для систем любого порядка можно не только определять реакцию непосредственно в переходном режиме, но и делать самые общие выводы. Безразмерные переменные изменяются в диапазоне от нуля до единицы, что существенно облегчает вычисления.

Выбор масштабов преобразования является неочевидной и неоднозначной задачей, но этот выбор не должен влиять на окончательный результат так же, как масштаб географической карты не должен влиять на фактическое расстояние. Обычно в качестве масштаба переменной предлагается принимать ее характерное значение, заданное по условию задачи [1].

В данной работе в качестве масштабов преобразования для времени принимается постоянная

времени двигателя  $\bar{t} = \frac{t}{T_{dv}}$ , для частоты вращения – частота вращения на стационарном расчетном режиме  $\bar{n} = \frac{n}{n_0}$ ,  $\Delta \bar{n} = \frac{\Delta n}{n_0}$ , для давле-

ния – давление питания  $\bar{p} = \frac{p}{p_p}$ , для перемещения – максимальное перемещение поршня  $\bar{z} = \frac{z}{z_m}$ ,  $\bar{z}_d = \frac{z_d}{z_m}$ .

Подставляя масштабы преобразования в математическую модель регулятора, после несложных преобразований получаем безразмерные уравнения:

$$\begin{aligned} \bar{T}_c^2 \cdot \frac{d^2 \bar{z}}{d\bar{t}^2} &= (\bar{p}_1 - \bar{p}_2) - 2 \cdot \xi_{voc} \cdot \bar{T}_c \cdot \frac{d\bar{z}}{d\bar{t}} \cdot Z1(\bar{z}) - \xi_{coc}; \\ \frac{z_m}{z_0} \cdot (\bar{k}_n \cdot (\Delta \bar{n} - \bar{n}) - k_{oc} \cdot \bar{z} \cdot Z1(\bar{z})) \cdot \sqrt{1 - \bar{p}_1} &= \\ = \bar{T}_y \cdot \frac{d\bar{z}}{d\bar{t}} \cdot Z1(\bar{z}) + \bar{T}_v \cdot (1 + \bar{z}) \cdot \frac{d\bar{p}_1}{d\bar{t}}; \\ \bar{T}_y \cdot \frac{d\bar{z}}{d\bar{t}} \cdot Z1(\bar{z}) &= \frac{z_m}{z_0} \cdot (\bar{k}_n \cdot (\Delta \bar{n} - \bar{n}) - k_{oc} \cdot \bar{z} \times \\ \times Z1(\bar{z})) \cdot \sqrt{\bar{p}_2 - \bar{p}_{sl}} + \bar{T}_v \cdot (1 - \bar{z}) \cdot \frac{d\bar{p}_2}{d\bar{t}}; \\ \bar{T}_y \cdot \bar{F}_{di} \cdot \frac{d\bar{z}_d}{d\bar{t}} &= \bar{T}_y \cdot \frac{d\bar{z}}{d\bar{t}} \cdot Z1(\bar{z}) + \\ + \bar{f}_{dp} \cdot \sqrt{1 - \bar{p}_{dp}} \cdot Z2(\bar{z}); \\ \frac{d\bar{n}}{d\bar{t}} + \bar{n} &= \bar{k}_{dv} \cdot \bar{z}_d + \Delta \bar{f}_b, \end{aligned}$$

где  $\bar{T}_c = \frac{T_c}{T_{dv}}$  – 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;

$\bar{k}_n = \frac{k_{che} \cdot k_r \cdot n_0}{z_m}$  – относительный коэффициент усиления;

$\bar{T}_y = \frac{T_y}{T_{dv}}$  – относительная постоянная времени статического гидроусилителя;

$\bar{T}_v = \frac{T_v}{T_{dv}}$  – относительная емкостная постоянная времени;

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

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

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

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

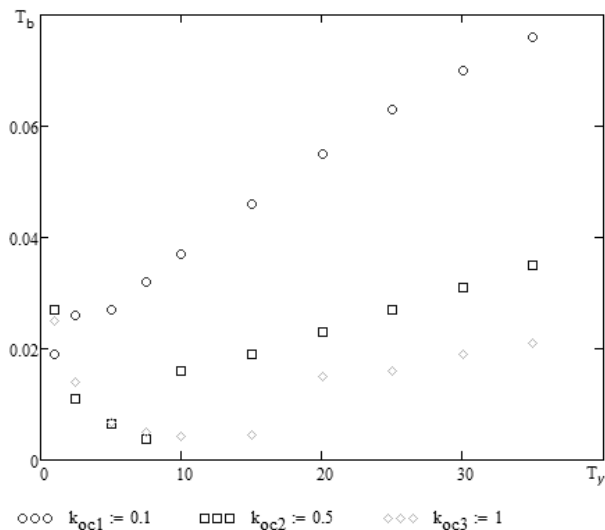
В математической модели регулятора осталось по пять комплексов  $\bar{T}_c$ ,  $\xi_{voc}$ ,  $\xi_{coc}$ ,  $\bar{T}_y$  и  $\bar{T}_v$  и пять параметрических критерия  $\bar{k}_n$ ,  $\bar{F}_{di}$ ,  $\bar{f}_{dp}$ ,  $\bar{k}_{dv}$  и  $\Delta \bar{f}_b$ , в результате чего модель становится более 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 получаются при исследовании всех нестационарных процессов; они устанавливают соответствие между



характеристическими временами или, другими словами, сравнивают скорости пяти процессов.

Применение обобщенных переменных значительно облегчает процедуру численного исследования и позволяет получить обобщенные экспериментальные характеристики поведения системы (рис. 15).



**Рис. 15.** Влияние постоянной времени гидроусилителя и коэффициента обратной связи на быстродействие системы

По полученным характеристикам установлено, что при больших  $T_y$  с увеличением постоянной времени гидроусилителя и уменьшением коэффициента обратной связи система становится более быстродействующей.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Современные методы автоматизированного компьютерного проектирования, использующие в своей основе нелинейные модели, при применении специализированного программного обеспечения позволяют выявлять качественно новые возможности для улучшения рабочих характеристик как серийно выпускаемых устройств гидроавтоматики, так и вновь разрабатываемых, следовательно, совершенствуются методы проектирования.

Из проведенных исследований видно, что учет особенностей протекания физических процессов в системах регулирования оказывает значительное влияние на работу системы в целом, меняя ее характеристики. Также применение математических моделей с учетом нелинейностей является частью решения проблем, связанных с диагностикой технических средств гидроавтоматики.

Использование моделей в нелинейной подстановке и дальнейшее приведение системы уравнений к безразмерному виду при моделировании гидравлических систем позволяет получить наиболее достоверную и полную информацию о статических и динамических свойствах, оценить границы устойчивости, а также определить параметры, при которых устройства будут работать наиболее эффективно.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Сунарчин Р. А.** Выбор параметров гидромеханических регуляторов авиационных двигателей. Численные методы исследования: учеб. пособие для вузов. Уфа: УГАТУ, 2005. 120 с. [R. A. Sunarchin, *Choice of aviation engines hydromechanical regulators parameters. Numerical methods of research*, (in Russian). Ufa: Ufa state aviation technical university "UGATU", 2005. ]
2. **Попов Д. П., Ермаков С. А., Лобода И. Н.** Инженерные исследования гидроприводов летательных аппаратов. М.: Машиностроение, 1978. 142 с. [D. P. Popov, S. A. Ermakov, and I. N. Loboda, *Engineering researches of aircraft hydraulic actuators*, (in Russian). Moscow: Maschinostroenie, 1978. ]
3. **Лещенко В. А.** Гидравлические следящие приводы для автоматизации станков. М.: Машгиз, 1962. 368 с. [V. A. Leshchenko, *Hydraulic servodrives for machines automation*, (in Russian). Moscow: Maschgiz, 1962. ]
4. **Коева А. А., Петров П. В., Целищев В. А.** Исследование следящего гидропривода с учетом силы сухого трения // Вопросы теории и расчета рабочих процессов тепловых двигателей: межвуз. сб. науч. тр. Уфа: УГАТУ, 2010. № 23. С. 123–130. [A. A. Koeva, P. V. Petrov, and V. A. Tselishev, "Hydraulic servodrive research taking into account a dry friction force," (in Russian), in *Interuniversity collection of scientific works*, no. 23. Theory and Calculation Questions of Heat Engines Working Processes, Ufa, Russia, 2010, pp. 123-130. ]
5. **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), *Vestnik UGATU*, vol. 16, no. 5 (50), pp. 103-108, 2012. ]

## ОБ АВТОРАХ

**КОЕВА Анна Александровна**, ст. преп. каф. прикладной гидромеханики. М-р техн. и технол. по гидравл., вакуумн. и компрес. технике (УГАТУ, 2009). Иссл. в обл. моделир. и диагностики устройств гидроавтоматики.

**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 гидроневмоагрег. (УГАТУ, 2009). Иссл. в обл. гидромех. систем автоматики ЛА и двиг. установок.

**METADATA**

**Title:** Research and the generalised analysis of automatic control systems dynamic characteristics.

**Authors:** A. A. Koeva<sup>1</sup>, P. V. Petrov<sup>2</sup>

**Affiliation:**

Ufa State Aviation Technical University (UGATU), Russia.

**Email:** <sup>2</sup>kerargirit@rambler.ru.

**Language:** Russian.

**Source:** Vestnik UGATU (scientific journal of Ufa State Aviation Technical University), vol. 18, no. 3 (64), pp. 30-39, 2014. ISSN 2225-2789 (Online), ISSN 1992-6502 (Print).

**Abstract:** The questions connected with numerical methods application for hydroautomatic equipment problems solution are considered. The reasons influencing automatic control systems behaviour are given. Questions of configuration selection of a hydrodistributor directional valve spool slit, change of the main device characteristics are considered. Features of systems behaviour in a dry friction force presence are given. The transition technology to generalised variables and transformation scales choice feature are described.

**Key words:** numerical methods; nonlinear mathematical model; configuration of a hydrodistributor directional valve spool work slit; dry friction force; generalised characteristics.

**About authors:**

**KOEVA, Anna Aleksandrovna**, Assis. Prof., Dept. of Applied hydromechanics. Master of Technics & Technology (UGATU, 2009).

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