

ОСНОВНЫЕ ПОДХОДЫ И ОСОБЕННОСТИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ САМОЛЁТА

© 2024

- П. В. Петров** кандидат технических наук, доцент кафедры прикладной гидромеханики; Уфимский университет науки и технологий; pgl.petrov@mail.ru
- В. А. Целищев** доктор технических наук, профессор кафедры прикладной гидромеханики; Уфимский университет науки и технологий; pgl.ugatu@mail.ru
- Д. А. Кудерко** кандидат технических наук, директор центра проектирования; АО «Технодинамика»; dm_kuderko@mail.ru

Изложены основные подходы и определена концепция при моделировании гидромеханических систем регулирования летательного аппарата. Подчёркнуты преимущества и важность вычислительного эксперимента с помощью виртуального стенда на этапе конструктивной параметрической отладки элементов сложных гидравлических систем. Характеристики, полученные по результатам вычислительного эксперимента, позволяют определить уровень адекватности моделей и впоследствии выбрать наиболее оптимальные конструктивные и эксплуатационные параметры.

Электрогидравлический следящий привод; экспериментальное исследование; вычислительный эксперимент; система управления; летательный аппарат; диагностическое моделирование; нелинейные явления; устройства гидроавтоматики

Цитирование: Петров П.В., Целищев В.А., Кудерко Д.А. Основные подходы и особенности проектирования гидромеханических систем управления самолёта // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2024. Т. 23, № 1. С. 67-79. DOI: 10.18287/2541-7533-2024-23-1-67-79

Введение

Дальнейшее развитие и повышение технических и эксплуатационных показателей качества работы гидромеханических систем управления летательного аппарата во многом будут определяться уровнем совершенства его основных функциональных систем. Стремление снизить массогабаритные и, соответственно, взлётные характеристики летательного аппарата, а также одновременно с этим попытаться уменьшить стоимость и объёмы технического обслуживания и ремонта, привели в последние годы к значительным изменениям в конструкции основных функциональных систем [1], переходу к меньшему количеству централизованных гидравлических систем летательного аппарата, появлению новых типов рулевых приводов и т.д. [2].

С изменением уровня развития техники будут меняться и сами системы, и области их применения. Новый этап развития систем автоматического регулирования (САР) характеризуется резким усложнением законов управления, что обусловлено стремлением получить из системы максимум полезных свойств [3]. В свою очередь, это приводит к увеличению времени на разработку новых систем, повышению стоимости всех видов работ и создаваемых устройств.

Для сокращения затрат, связанных с разработкой, модернизацией и выпуском новой техники в первую очередь необходимо проводить масштабные исследования их характеристик как в теории, так и на практике. Анализ полученных результатов при исследовании позволяет выработать методологию проектирования таких сложных объектов. Наукоёмкость данного направления прежде всего обусловлена тем, что

большинство физических процессов, которые происходят в гидравлических системах, не до конца изучены.

Современные гидромеханические системы управления летательного аппарата представляют собой сложные комплексы, включающие информационно-измерительную часть, исполнительные приводы, рабочие органы, подсистемы топлива и маслопитания, энергоснабжения, каналы связи с внешними системами и пр. Анализ систем в совокупности всех контуров представляет собой сложную проблему, и их изучение начинается с рассмотрения простейших одноконтурных систем с использованием существенных допущений (линейность характеристик и сосредоточенность параметров) [4; 5].

Основной трудностью при проектировании гидромеханических систем управления летательного аппарата нового поколения является отсутствие современных методологических основ автоматизированного проектирования.

В последнее время в дополнение к существующим аналитическим методам исследований приходит компьютерное моделирование [6 – 8]. Этот метод является наиболее подходящим для описания сложных по своей природе систем [9]. Вычислительные эксперименты приводят к получению обобщённых характеристик исследуемых систем [10 – 12].

Формирование теории расчёта современных систем гидроавтоматики и возможности компьютерного моделирования и численного решения нелинейных задач имеют свои проблемы (разнообразие и сложность структуры технических объектов, множественность связей, неопределённость некоторых физических процессов и конструктивных особенностей, большое количество противоречивых требований, многопараметричность и т.д.). В результате моделирования для проекторочных расчётов могут быть получены числовые значения конструктивных и режимных параметров.

Подход к проектированию гидромеханических систем управления летательного аппарата

Перед тем как приступить непосредственно к процедуре моделирования гидромеханической системы, необходимо сделать её математическое описание с высокой степенью детализации и учётом нелинейного характера характеристик. Далее прорабатывается линейная модель, с помощью которой совместно с системой управления отрабатывается работа всей системы в целом. Когда для данной гидромеханической системы будет установлена цель, можно будет приступить к фактическому процессу проектирования. Обобщённый процесс проектирования и анализа гидромеханической системы показан на рис. 1.

До недавнего времени работоспособность системы не проверялась численно из-за отсутствия математических моделей, основная доля временных и финансовых затрат уходила на доводочные работы. Эксплуатационные характеристики достигались с помощью лабораторных и полевых испытаний, с использованием прототипа системы. В некоторых случаях затраты именно на этап доводки и отладки системы могли достигать до 80% от её конечной стоимости.

При разработке технических систем в целом и особенно гидромеханических систем необходимо иметь детальные представления о процессах и явлениях, протекающих в реальных статических и динамических состояниях системы. Кроме того, практически каждая система оснащена большим количеством гидромеханических регуляторов, по которым требуется отдельно проводить подробное конструктивное исследование, так как их динамические характеристики сильно влияют на работоспособность и основные показатели качества гидравлической системы летательного аппарата в целом.



Рис. 1. Процесс проектирования и анализа гидромеханических систем

Для обоснованного выбора устройств гидроавтоматики необходимо использовать модели, отличающиеся уровнем сложности [13]. Как показывает практика, выполнять многоэтапный выбор параметров крайне затруднительно. Получить оптимальные параметры можно только с применением компьютерного моделирования [14].

Основная проблема разработки модели гидромеханических систем заключается в большом количестве технических параметров элементов систем, выбор которых значительно влияет на получение результатов исследования. При моделировании необходимо согласовать взаимную работу механической, гидравлической, электрической и электронной подсистем общей системы управления. В этом случае тестовое моделирование и вычислительный эксперимент будут особенно полезны, они значительно дешевле и быстрее, чем натурные экспериментальные исследования.

Уровень развития программного обеспечения для математического моделирования на данный момент позволяет проводить вычислительный эксперимент даже для очень сложных систем [15].

Идеализация технического объекта и составление расчётной схемы

Идеализацию и составление расчётной схемы технического объекта проведём на примере электрогидравлического следящего привода (ЭГСП), входящего в состав практически любой гидромеханической системы управления летательного аппарата.

Ключевым устройством, определяющим в значительной мере статические и динамические характеристики ЭГСП, является электрогидроусилитель (ЭГУ), расчётную схему которого часто представляют в виде условных изображений (рис. 2): две гори-

горизонтальные линии над и под ЭГУ означают, что это не трёхпозиционный, а многопозиционный (пропорциональный) распределитель, а наклонные стрелки на пропорциональных магнитах показывают на наличие позиционной обратной связи от поршня.

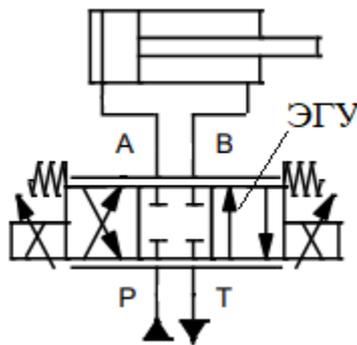


Рис. 2. Схема электрогидроусилителя в условных изображениях

Основное назначение ЭГУ – распределять рабочую жидкость по полостям гидроцилиндра. Расход Q через одну дросселирующую щель определяется по формуле

$$Q = \mu b(x - k_{oc}\Delta y) \sqrt{\frac{2}{\rho \Delta p}} \quad (1)$$

где μ – коэффициент расхода дросселя; b – ширина щели распределительного окна дросселя; x – начальное положение золотника; Δy – величина смещения поршня гидроцилиндра; k_{oc} – коэффициент обратной связи ЭГСП; ρ – плотность рабочей жидкости; Δp – перепад давления в полостях гидроусилителя.

Одновременно работающих щелей может быть несколько. Конфигурации, конструкции и режимы работы ЭГУ бывают разные, поэтому для описания расхода на продвижение поршня в каждом конкретном случае приходится использовать различные формулы, что затрудняет разработку расчётной схемы. В таких случаях используются конструктивные схемы (рис. 3), где помимо принципа действия показаны и некоторые конструктивные элементы. На основании её можно составить нужную в данном случае расчётную схему (рис. 4).

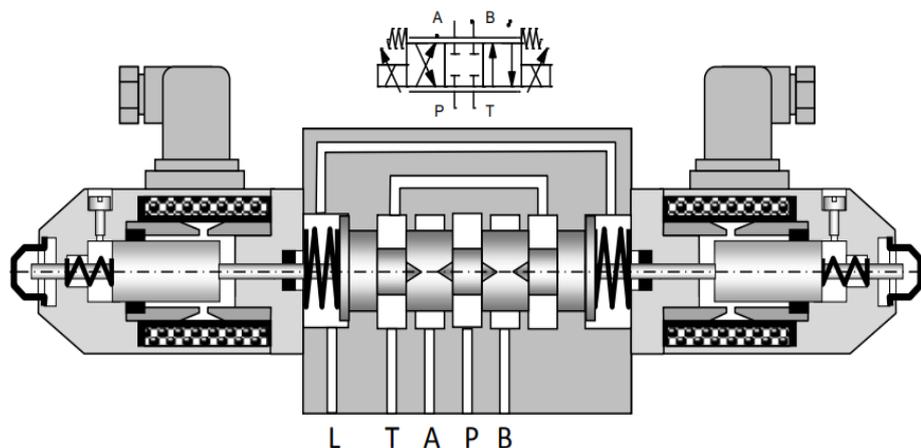


Рис. 3. Конструктивная схема электрогидроусилителя

Расчётную схему гидравлической части привода (рис. 1) представим в виде последовательно соединённых регулируемых (bz – площадь дросселирующих щелей) и нерегулируемых (f – эффективная площадь внутренних каналов) дросселей и соответствующих междроссельных объёмов; давления p_1 и p_2 в полостях цилиндра, а p_{11} и p_{22} – в междроссельных объёмах.

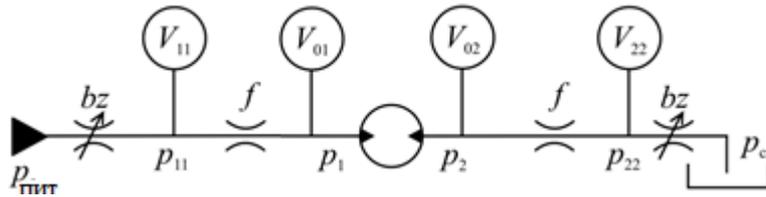


Рис. 4. Вариант расчётной схемы электрогидравлического следящего привода с учётом внутренних сопротивлений гидрораспределителя

Из-за насыщения и вращательного движения жидкости во внутренних каналах распределителя давления в междроссельных объёмах p_{11} и p_{22} могут существенно уменьшиться, могут появиться кавитационные явления и сформироваться двухфазная жидкость, что, в свою очередь, может привести к уменьшению жёсткости жидкости. Поэтому значения модуля упругости B жидкости в междроссельных объёмах будем принимать меньшими по сравнению с их значениями E в полостях цилиндра.

Одна и та же конструктивная схема может привести к различным расчётным схемам, в зависимости от того, исследование какого явления является приоритетным. Следует также отметить, что на последующих этапах проектирования могут потребоваться более сложные конструктивные схемы.

Составление уравнений и численная реализация математической модели технического объекта

Когда идеализация технического объекта выполнена, и составлена расчётная схема, можно переходить к составлению уравнений. Следует использовать модели, в наибольшей степени отображающие физические законы, например в виде законов сохранения в дифференциальной или интегро-дифференциальной форме. В большинстве случаев наиболее радикальным и единственно доступным средством исследования, позволяющим получить максимум информации, является численное решение [16].

В рассматриваемом примере ограничимся простой математической моделью электрогидравлического следящего привода (рис. 5) (идеальный безынерционный электрогидроусилитель, сосредоточенные параметры, все элементы привода статически согласованы, насосная станция неограниченной мощности, отсутствует насыщение в электрических и гидравлических усилителях). Примем следующие допущения: насыщение в электрическом и гидравлическом усилителях отсутствует, вязкое трение – линейно; электрогидроусилитель безынерционный; параметры сосредоточенные; золотник идеальный (перекрытие и радиальный зазор отсутствуют, щели симметричны); коэффициенты расхода щелей равны и постоянны; потери в трубопроводах отсутствуют; давление питания поддерживается постоянным, а давление на сливе равно нулю; кинематика обратной связи и неподвижные соединения абсолютно жёсткие; люфт в подвижных соединениях отсутствует; рабочая жидкость неразрывна и невесома; модуль упругости постоянный.

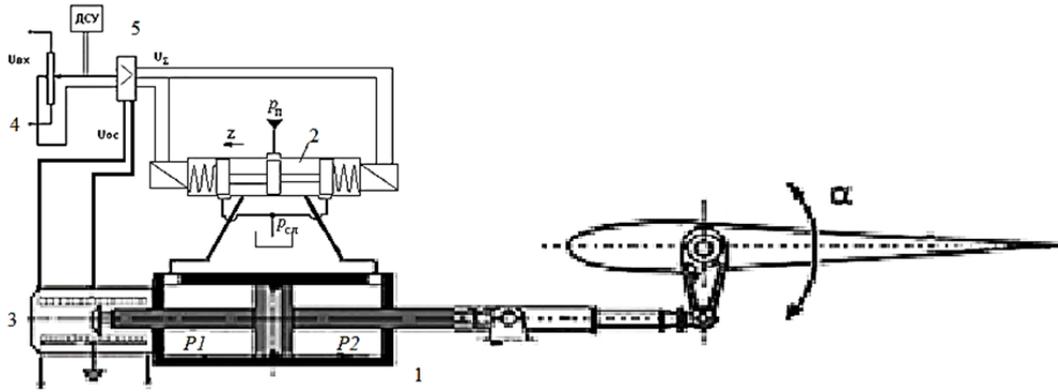


Рис. 5. Принципиальная схема электрогидравлического следящего привода:
 1 – гидроцилиндр; 2 – электрогидроусилитель; 3 – датчик положения;
 4 – устройство сравнения; 5 – усилитель

При сделанных допущениях математическая модель имеет следующий вид:
 Уравнения неразрывности для напорной и сливной полостей:

$$\left\{ \begin{array}{l} \mu b Z_{щ}(z, y) \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_{п} - p_1)} = \dot{y} S + \frac{V_{01} - S y}{E} \dot{p}_1 \\ \dot{y} S = \mu b Z_{щ}(z, y) \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_2 - p_{сл})} + \frac{V_{02} - S y}{E} \dot{p}_2 \end{array} \right. \quad (2)$$

где μ – коэффициент расхода; b – длина щели золотника; ρ – плотность рабочей жидкости; $p_{п}, p_1, p_2, p_{сл}$ – соответственно, давление питания в системе, давления в левой и правой полостях силового гидроцилиндра, давление слива; \dot{y} – скорость перемещения поршня; S – эффективная площадь поршня; V_{01}, V_{02} – объёмы левой и правой полостей гидроцилиндра; y – перемещение поршня; E – модуль объёмной упругости жидкости.

Ширина щели управляющего золотника электрогидравлического следящего привода определяется по формуле:

$$Z_{щ}(z, y) = \frac{K_{FJ}}{c_{эмп}} (J - k_{oc} y), \quad (3)$$

где K_{FJ} – коэффициент усиления по току; $c_{эмп}$ – жёсткость пружины электромеханического преобразователя; J – величина тока управления; k_{oc} – коэффициент обратной связи электрогидравлического следящего привода.

В данном случае расход жидкости, проходящий через дросселирующие щели, равен сумме расходов на продвижение поршня и расход сжатия.

Уравнение движения для подвижной части привода:

$$m \ddot{y} = (p_1 - p_2) S - k_v \dot{y} - R(t, y, \dots), \quad (4)$$

где m – масса подвижных частей привода; S – эффективная площадь поршня; k_v – коэффициент вязкого трения; R – нагрузка.

Здесь разность движущей силы и сил сопротивления (сила вязкого трения и внешняя сила, зависящая от времени, положения и др.) равна произведению массы на ускорение.

По результатам численного интегрирования уравнений (2), (4) при различных значениях давления питания, были построены переходные характеристики (рис. 6).

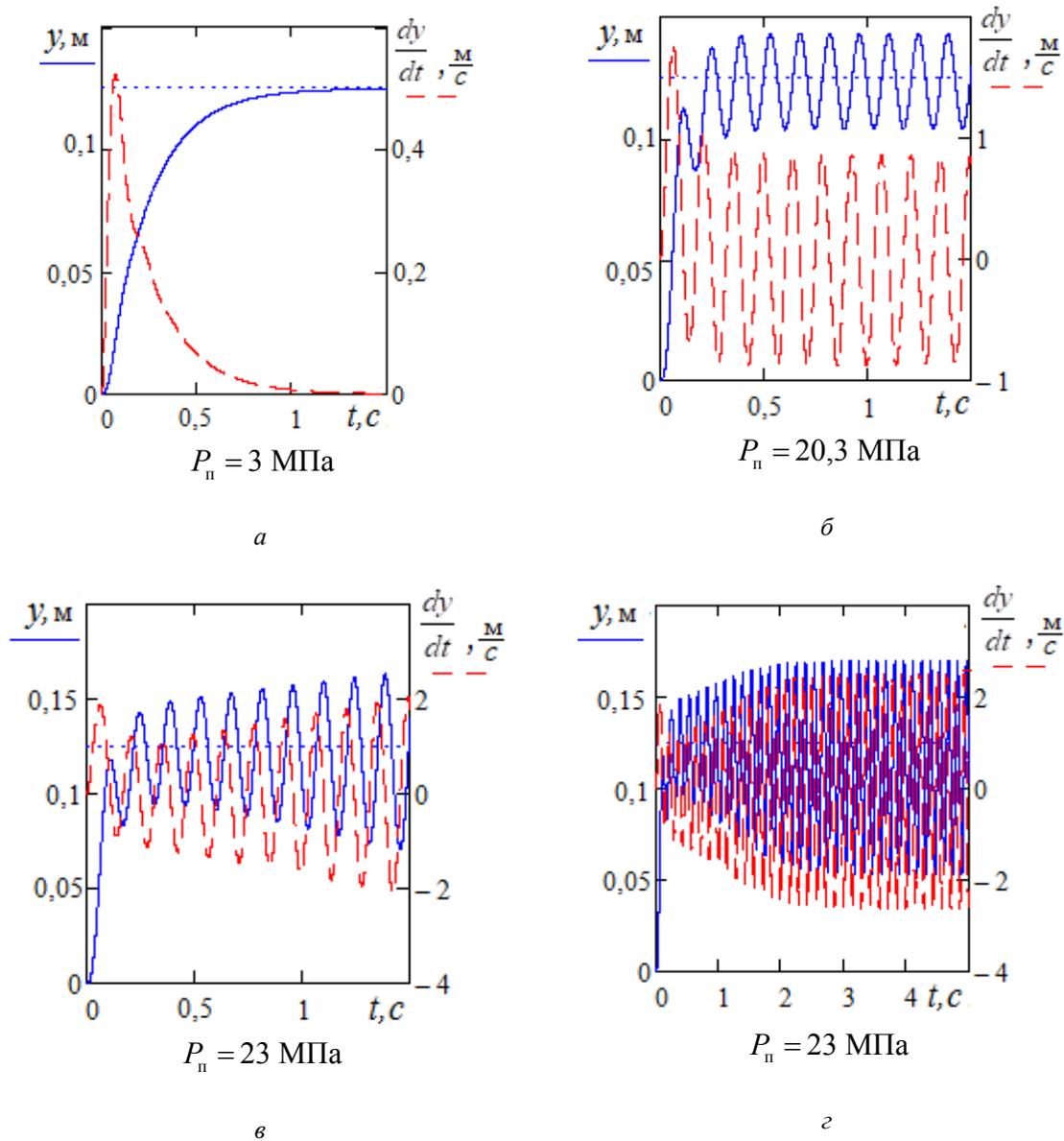


Рис. 6. Графики переходных процессов электрогидравлического следящего привода при разных значениях давления питания

Анализируя полученные результаты (рис. 6), можно отметить, что при давлениях до 20 МПа привод ведёт себя достаточно устойчиво, но уже при давлении питания $P_n = 20,3 \text{ МПа}$ наблюдается граница устойчивости работы привода (рис. 6, б), при этом с ростом давления амплитуда автоколебаний растёт практически линейно и период колебаний примерно равен

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{m}{c_{гд}}}, \quad (5)$$

где m – масса подвижных частей привода; $c_{гд} = \frac{2 E S^2}{V}$ – гидродинамическая жёсткость привода; V – объём рабочей жидкости в приводе.

При дальнейшем увеличении давления питания привод становится неустойчивым (рис. 6, в). Однако амплитуда колебаний не растёт бесконечно, со временем (примерно после второй секунды) устанавливается некоторая амплитуда установившихся автоколебаний (рис. 6, г), при принятых исходных данных и при достижении определённых масс ($m \approx 95$ кг) и давления питания ($p \approx 23$ МПа) устанавливаются регулярные, почти гармонические колебания (будем называть их автоколебаниями), амплитуда которых мало изменяется при изменении массы и имеет слабо выраженный максимум ($m \approx 125$ кг). С ростом давления амплитуда автоколебаний растёт практически линейно, амплитуда автоколебаний также зависит от ряда других параметров. Например, существенное влияние на форму и период колебаний оказывают силы сухого трения. Характер этих изменений существенно зависит от значений сил сухого трения покоя и движения, особенно сильное влияние величина трения движения оказывает на период колебаний.

Для объяснения результатов численного эксперимента обратимся к принципиальным схемам развития автоколебаний (рис. 6). При возникновении колебаний поршня вследствие действия материальной обратной связи (в некоторых случаях такого рода связь отсутствует, но механизм обратной связи может сформироваться по скрытым каналам) возникают колебания ширины дросселирующих щелей и, следовательно, количества впрыскиваемой в напорную полость (или сливаемой из противоположной полости) жидкости. Изменение количества движения жидкости не приведёт к мгновенному изменению импульса силы и соответствующего изменения параметров движения поршня: требуется время, во-первых, для повышения давления в полости и, во-вторых, для преобразования приращения гидравлической мощности в импульс силы, приложенной к поршню. Это время примерно равно гидравлической постоянной времени $T_{гп}$, которая определяется по формуле:

$$T_{гп} = \frac{S}{\mu b \sqrt{\frac{p_n}{\rho}}}. \quad (6)$$

Таким образом, на поршень будет периодически (но не обязательно гармонически) действовать сила со сдвигом фазы, появление которого можно объяснить следующим образом: если нагрузка мала, то первое уравнение системы (2) примет вид:

$$\mu b \frac{K_{FJ}}{c_{эмп}} (J - k_{oc} y) \sqrt{\frac{p_n}{\rho}} = \dot{y} S. \quad (7)$$

Вводя безразмерные переменные, преобразуем уравнение к виду

$$\frac{\bar{T}}{\bar{k}_{oc}} \bar{\dot{y}} + \bar{y} = \bar{k} \bar{J}, \quad (8)$$

где $\bar{T}_{\text{гн}} = \frac{T_{\text{гн}}}{T}$ – относительная гидравлическая постоянная времени гидропривода (T – масштаб времени, можно принять равным 1 секунде); $\bar{k} = \frac{1}{k_{\text{oc}}}$ – коэффициент передачи;

$\bar{k}_{\text{oc}} = k_{\text{oc}} \frac{y_{\text{max}}}{J_{\text{max}}}$ (y_{max} и J_{max} – максимальное перемещение поршня и максимальный ток управления соответственно).

Применение обобщённых переменных значительно облегчает проведение численного эксперимента, так как число обобщённых величин значительно меньше числа первоначальных аргументов задачи, а их значения имеют один порядок. Но самое существенное достоинство перехода к обобщённым переменным – возможность построения обобщённых характеристик, которые строились путём обработки результатов численных экспериментов в виде критериальных зависимостей $\xi = \xi(\bar{Sh})$

на границах одинакового качества регулирования, где $\bar{Sh} = \frac{\bar{T}_m \bar{k}_{\text{oc}}}{\bar{T}_{\text{гн}}}$ – приведённое число

Струхаля; $\bar{T}_m = \frac{T_m}{T}$ – относительная механическая постоянная времени привода;

$T_m = \sqrt{\frac{m}{c_{\text{гд}}}}$ механическая постоянная времени.

Линейное уравнение первого порядка преобразуем по Лапласу и определим передаточную функцию

$$\bar{W}(\bar{p}) = \frac{\bar{y}(\bar{p})}{\bar{J}(\bar{p})} = \frac{\bar{k}}{\bar{T}\bar{p} + 1}, \quad (9)$$

с учётом которой амплитуда $\bar{M}(\bar{\omega})$ и фаза $\bar{\varphi}$ будут рассчитываться по соответствующим формулам (10) и (11).

$$\bar{M}(\bar{\omega}) = \frac{\bar{k}}{\sqrt{(\bar{T}\bar{\omega})^2 + 1}}, \quad (10)$$

$$\bar{\varphi} = -\arctg(\bar{T}\bar{\omega}) = -\arctg\left(\frac{\bar{T}_m}{\bar{k}_{\text{oc}}}\bar{\omega}\right). \quad (11)$$

На характерной частоте $\bar{\omega} = \frac{1}{T_m}$ сдвиг по фазе будет определяться как

$\bar{\varphi} = -\arctg\left(\frac{\bar{T}_{\text{гн}}}{\bar{k}_{\text{oc}}\bar{T}_m}\right) = \frac{1}{\bar{Sh}}$. Тогда становится понятно, почему устойчивость привода и

амплитуда автоколебаний зависят от комплекса \bar{Sh} (число Струхаля): чем больше гидравлическая постоянная по отношению к механической (и, следовательно, сдвиг по фазе большой, а модуль мал), тем слабее усиление колебаний поршня за счёт притока жидкости. Если же $T_{\text{гн}} \leq T_m \bar{k}_{\text{oc}}$, то всё большая часть энергии впрыскиваемой жидкости

идет на поддержание колебаний. Для наиболее благоприятных условий существования автоколебаний в приводе необходимо, чтобы импульс силы подводился в момент прохождения поршня через среднее положение, когда скорость его наибольшая. Если импульс подводится в среднем положении поршня (фаза импульса – 0), то площадь индикаторной диаграммы (зависимость силы от перемещения поршня) и, следовательно, работа сил давления, идущая на поддержание автоколебаний, будут максимальными; если импульс сообщается в крайнем положении (фаза импульса 90°), то контур индикаторной диаграммы вырождается в линию, а это значит, что колебательная энергия не вкладывается; импульс сообщается посередине размаха (фаза импульса 45°) – промежуточный; при фазе свыше 90° направление обхода индикаторной диаграммы меняется и давление тормозит поршень. На рис. 7, а показано влияние гидравлической постоянной времени на сдвиг фазы $\varphi = \Delta t \omega \approx \frac{\Delta t}{T_m}$; способ определения значения временной задержки для различных значений $T_{гн}$ показан на рис. 7, б.

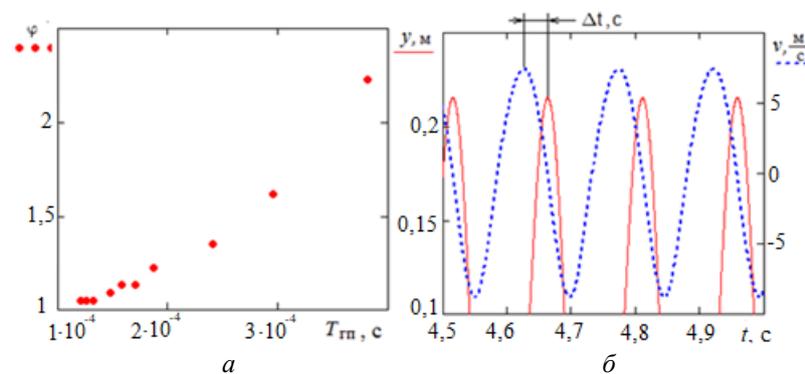


Рис. 7. Сдвиг фазы в зависимости от гидравлической постоянной времени

Выводы

Рассмотренная модель силового привода является приближённой: фактически отсутствует электрогидроусилитель (который может быть источником автоколебаний или, напротив, стабилизировать привод), допущение об идеальной сжимаемости и неразрывности жидкости в полостях допустимо лишь при очень малых амплитудах колебаний, утечки и перетечки в зазорах и уплотнениях существенно демпфируют привод, амплитуда колебаний скорости жидкости в трубопроводах будет больше, чем в цилиндре, пропорционально соотношению квадрата диаметров, в усилительно-преобразующих устройствах привода имеется насыщение расходной характеристики и другие нелинейные элементы, давление питания и слива могут быть переменными, зависимости потерь на трение могут иметь нелинейный характер, существенное влияние на характеристики автоколебаний может оказать упругость конструкции и трубопроводов и пр.

Вместе с тем можно отметить, что помимо устойчивости, к основным показателям, характеризующим совершенство нелинейной динамической модели гидромеханических систем управления самолёта как объекта управления, можно также отнести следующие:

- точность воспроизведения динамических характеристик во всём диапазоне режимов работы и условий эксплуатации;
- возможность использования модели для анализа и синтеза сложных нелинейных систем как статических, так и на переходных режимах.

Библиографический список

1. Кудерко Д.А., Целищев В.А., Целищев Д.В. Перспективы развития приводов рулевых поверхностей гражданского самолёта // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Аэрокосмическая техника. 2021. № 67. С. 70-84. DOI: 10.15593/2224-9982/2021.67.07
2. Mozaryn J., Winnicki A., Suski D. Modeling of electro-hydraulic servo-drive for advanced control system design // Springer Proceedings in Mathematics & Statistics. 2022. V. 362. P. 183-191. DOI: 10.1007/978-3-030-77306-9_16
3. Kuznetsov V.E., Dinh Khanh N., Lukichev A.N., Filatov D.M. Hybrid steering system's Pid-based adaptive control // Proceedings of the 2021 IEEE Conference of Russian Young Researchers in Electrical and Electronic Engineering, ElConRus 2021 (January, 26-28, 2021, Moscow). DOI: 10.1109/ElConRus51938.2021.9396303
4. Гимадиев А.Г., Крючков А.Н., Прокофьев А.Б. Автоматика и регулирование авиационных двигателей и энергетических установок. Ч. 1. Самара: Самарский государственный аэрокосмический университет, 2002. 139 с.
5. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем. М.: Машиностроение, 1987. 464 с.
6. Abbasov I.B. Computer modeling in the aerospace industry. Hoboken: Wiley-Scrivener, 2020. 282 p.
7. Задирака В.К. Использование резервов вычислительной оптимизации для решения сложных задач // Кибернетика и системный анализ. 2019. № 1. С. 51-67.
8. Jin Z.-L., Zhou Q., Zhao W.-Z. Dynamics modeling and performance analysis for electro hydraulic braking system // Beijing Ligong Daxue Xuebao. 2018. V. 38, Iss. 7. P. 117-122. DOI: 10.15918/j.tbit1001-0645.2018.1.026
9. Петров П.В., Целищев В.А. Основы алгоритмического моделирования нелинейных гидромеханических устройств: учеб. пособие. Уфа: УГАТУ, 2012. 136 с.
10. Петров П.В., Чернов Д.Д. Необходимость исследования нелинейных гидромеханических систем в обобщённых параметрах // Справочник. Инженерный журнал. 2019. № 4 (265). С. 28-33. DOI: 10.14489/hb.2019.04.pp.028-033
11. Машков М.А., Матросов А.В., Сунарчин Р.А. Обобщённые характеристики электрогидравлического следящего привода // Материалы научного форума с международным участием «Неделя науки СПбПУ». Институт энергетики и транспортных систем (30 ноября - 05 декабря 2015 г., Санкт-Петербург). Ч. 1. Санкт-Петербург: Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, 2015. С. 91-93.
12. Гимранов Э.Г., Сунарчин Р.А., Хасанова Л.М. Обобщённые динамические характеристики математических моделей гидроагрегатов // Вестник Пермского государственного технического университета. Аэрокосмическая техника. 2000. № 5. С. 99-106.
13. Gareev A., Gimadiev A., Popelnyuk I., Stadnik D., Sverbilov V. Simulation of electro-hydraulic systems taking into account typical faults // BATH/ASME 2020 Symposium on Fluid Power and Motion Control, FPMC 2020 (September, 9-11, 2020, Virtual, Online). DOI: 10.1115/FPMC2020-2792
14. Петров П.В., Целищев В.А. Основы автоматизированного проектирования гидромеханических устройств. Уфа: РИК УГАТУ, 2019. 241 с.
15. Коткин Г.Л., Попов Л.К., Черкасский В.С. Компьютерное моделирование физических процессов с использованием MATLAB: учеб. пособие. М.: Издательство Юрайт, 2022. 202 с.
16. Петров П.В., Целищев В.А. Численное моделирование работы систем автоматического управления авиационного газотурбинного двигателя на

установившихся и переходных режимах // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Аэрокосмическая техника. 2019. № 57. С. 7-16. DOI: 10.15593/2224-9982/2019.57.01

MAIN APPROACHES AND FEATURES OF THE DESIGN OF AIRCRAFT HYDRO-MECHANICAL CONTROL SYSTEMS

© 2024

- P. V. Petrov** Candidate of Science (Engineering), Associate Professor of the Department of Applied Hydromechanics;
Ufa University of Science and Technology, Ufa, Russian Federation;
pvl.petrov@mail.ru
- V. A. Tselishev** Doctor of Science (Engineering), Professor, Head of Department of Applied Hydromechanics;
Ufa University of Science and Technology, Ufa, Russian Federation;
pvl.ugatu@mail.ru
- D. A. Kuderko** Candidate of Science (Engineering),
Head of R and D Center “Technodinamika”; Ufa, Russian Federation;
dm_kuderko@mail.ru

The main purpose of the article is to identify the main approaches and define the concept when modeling the hydro-mechanical control systems of an aircraft. The advantages and importance of a computational experiment with the aid of a virtual test bed at the stage of constructive parametric debugging of the elements of complex hydraulic systems are emphasized. The characteristics obtained from the results of the computational experiment will allow us to determine the level of adequacy of the models and subsequently choose the most optimal design and operational parameters.

Electro-hydraulic servo drive; experimental research; numerical simulation; computational experiment; control system; aircraft; diagnostic modeling; nonlinear phenomena; hydraulic automation devices

Citation: Petrov P.V., Tselishev V.A., Kuderko D.A. Main approaches and features of the design of aircraft hydro-mechanical control systems. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2024. V. 23, no. 1. P. 67-79. DOI: 10.18287/2541-7533-2024-23-1-67-79

References

1. Kuderko D.A., Tselishev V.A., Tselishev D.V. Prospects for development of flight control surfaces actuators of civil aircraft. *PNRPU Aerospace Engineering Bulletin*. 2021. No. 67. P. 70-84. (In Russ.). DOI: 10.15593/2224-9982/2021.67.07
2. Mozaryn J., Winnicki A., Suski D. Modeling of electro-hydraulic servo-drive for advanced control system design. *Springer Proceedings in Mathematics & Statistics*. 2022. V. 362. P. 183-191. DOI: 10.1007/978-3-030-77306-9_16
3. Kuznetsov V.E., Dinh Khanh N., Lukichev A.N., Filatov D.M. Hybrid steering system's Pid-based adaptive control. *Proceedings of the 2021 IEEE Conference of Russian Young Researchers in Electrical and Electronic Engineering, ElConRus 2021 (January, 26-28, 2021, Moscow)*. DOI: 10.1109/ElConRus51938.2021.9396303
4. Gimadiev A.G., Kryuchkov A.N., Prokofev A.B. *Avtomatika i regulirovanie aviatsionnykh dvigateley i energeticheskikh ustanovok* [Automation and control of aircraft engines and power plants]. Part 1. Samara: Samara State Aerospace University Publ., 2002. 139 p.
5. Popov D.N. *Dinamika i regulirovanie gidro- i pnevmosistem* [Dynamics and control of hydraulic and pneumatic systems]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1987. 464 p.

6. Abbasov I.B. Computer modeling in the aerospace industry. Hoboken: Wiley-Scrivener, 2020. 282 p.
7. Zadiraka V.K. Using reserves of computing optimization to solve complex problems. *Cybernetics and Systems Analysis*. 2019. V. 55, no. 1. P. 40-54. DOI: 10.1007/s10559-019-00111-0
8. Jin Z.-L., Zhou Q., Zhao W.-Z. Dynamics modeling and performance analysis for electro hydraulic braking system. *Beijing Ligong Daxue Xuebao*. 2018. V. 38, Iss. 7. P. 117-122. DOI: 10.15918/j.tbit1001-0645.2018.1.026
9. Petrov P.V., Tselishchev V.A. *Osnovy algoritmicheskogo modelirovaniya nelineynykh gidromekhanicheskikh ustroystv: ucheb. posobie* [Fundamentals of algorithmic modeling of nonlinear hydro-mechanical devices: study guide]. Ufa: Ufa State Aviation Technical University Publ., 2012. 136 p.
10. Petrov P.V., Chernov D.D. Necessity of research of nonlinear hydro-mechanical systems in generalized parameters. *Handbook. An Engineering Journal*. 2019. No. 4 (265). P. 28-33. (In Russ.). DOI: 10.14489/hb.2019.04.pp.028-033
11. Mashkov M.A., Matrosov A.V., Sunarchin R.A. Obobshchennye kharakteristiki elektrogidravlichesкого sledyashchego privoda. *Materialy Nauchnogo Foruma s Mezhdunarodnym Uchastiem «Nedelya Nauki SPbPU»*. Institut Energetiki I Transportnykh Sistem (November 30 - December 05, 2015, Saint-Petersburg). Part 1. St. Petersburg: Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University Publ., 2015. P. 91-93. (In Russ.)
12. Gimranov E.G., Sunarchin R.A., Khasanova L.M. Generalized dynamic characteristics of mathematical models of hydraulic units. *Bulletin of Perm State Technical University. Aerospace Engineering*. 2000. No. 5. P. 99-106. (In Russ.)
13. Gareev A., Gimadiev A., Popelnyuk I., Stadnik D., Sverbilov V. Simulation of electro-hydraulic systems taking into account typical faults. *BATH/ASME 2020 Symposium on Fluid Power and Motion Control, FPMC 2020 (September, 9-11, 2020, Virtual, Online)*. DOI: 10.1115/FPMC2020-2792
14. Petrov P.V., Tselishchev V.A. *Osnovy avtomatizirovannogo proektirovaniya gidromekhanicheskikh ustroystv* [Fundamentals of computer-aided design of hydro-mechanical devices]. Ufa: RIK UGATU Publ., 2019. 241 p.
15. Kotkin G.L., Popov L.K., Cherkasskiy V.S. *Komp'yuternoe modelirovanie fizicheskikh protsessov s ispol'zovaniem MATLAB: ucheb. posobie* [Computer modeling of physical processes using MATLAB: study guide]. Moscow: Yurayt Publ., 2020. 202 p.
16. Petrov P.V., Tselischev V.A. Numerical study of SAR CCD for steady-state and transient modes. *PNRPU Aerospace Engineering Bulletin*. 2019. No. 57. P. 7-16. (In Russ.). DOI: 10.15593/2224-9982/2019.57.01