

УДК 608.4

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ЗОЛОТНИКА РЕГУЛЯТОРА НАПРАВЛЯЮЩЕГО АППАРАТА НА НЕУСТОЙЧИВОСТЬ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЯ ТВЗ-117

П. В. ПЕТРОВ¹, А. А. СОЛОВЬЕВА²

¹ pgl.petrov@mail.ru, ² kerargirit@rambler.ru

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

Поступила в редакцию 02.12.2020

Аннотация. В рамках изучения вопроса устойчивой работы двигателя ТВЗ-117 исследуется влияние геометрических размеров золотникового гидрораспределителя на динамику регулятора направляющего аппарата. Описываются схема и принцип работы гидромеханического регулятора направляющего аппарата. Представлена математическая модель, позволяющая получить статические характеристики и проанализировать динамические характеристики регулятора направляющего аппарата, а также проверить вероятность изменения динамики регулятора при изменении параметров золотника гидрораспределителя.

Ключевые слова: регулятор направляющего аппарата двигателя; геометрические параметры золотникового гидрораспределителя; математическая модель; динамические характеристики.

ВВЕДЕНИЕ

Двигатели данной серии имеют недостаток – при сбрасывании оборотов наблюдается существенная неустойчивость в работе. Было предположено, что эта неустойчивость связана с высокими показателями параметров быстродействия гидромеханического регулятора. Быстродействие гидропривода, в свою очередь, во многом зависит от геометрических параметров золотникового распределителя [1].

Учитывая вышесказанное, была поставлена цель работы – исследовать гидромеханический регулятор направляющего аппарата (РНА) двигателя ТВЗ-117.

В связи с поставленной целью были определены задачи:

- построить статические характеристики регулятора;
- построить графики переходных процессов;

– исследовать динамику регулятора в случае изменения геометрических параметров золотникового гидрораспределителя.

ОБЪЕКТ ИССЛЕДОВАНИЯ

В процессе работы компрессора в системе ТВД или ТРД возникает необходимость в изменении рабочей области характеристики компрессора, которая бы обеспечивала на новом режиме работы двигателя требуемые напор, расход, КПД и запас устойчивой работы.

Известны следующие способы регулирования компрессоров: изменение частоты вращения ротора компрессора, дросселирование, поворот лопаток рабочих колес и направляющих (спрямляющих) аппаратов (НА) и лопаток диффузоров, перепуск воздуха из промежуточных ступеней многоступенчатого осевого компрессора. Каждый из перечисленных способов имеет свои положительные и отрицательные стороны.

Практически широкое распространение в авиационных компрессорах получили 3 способа регулирования:

- применение многовальных схем;
- использование устройства для перепуска воздуха из промежуточных ступеней компрессора за турбину ТРД, ТВД или во второй контур ТРДД;
- применение поворотных лопаток направляющих (спрямляющих) аппаратов.

Регулирование осевых компрессоров с помощью поворотных лопаток осуществляется для сохранения запасов устойчивой работы компрессора и высокого КПД при изменении расхода воздуха. Физически это дости-

гается тем, что при увеличении углов атаки из-за изменения α лопатки направляющего аппарата поворачивают так, чтобы угол атаки принял исходную величину (рис. 1).

Регулятор НА предназначен для управления РНА при работе рабочей системы, выполняя регулирование $\alpha_{РНА} = f(\pi_{К*})$.

Входные параметры регулятора: давление воздуха $P_{ВХ*}$ и давление газов на входе в камеру сгорания $P_{К*}$, подводимые к агрегату через штуцер и отверстие. Выходной параметр – управляющее давление топлива, отводимое от клапана на торце распределительного золотника РНА. Обратная связь через рычаг – на поворот кулачка.

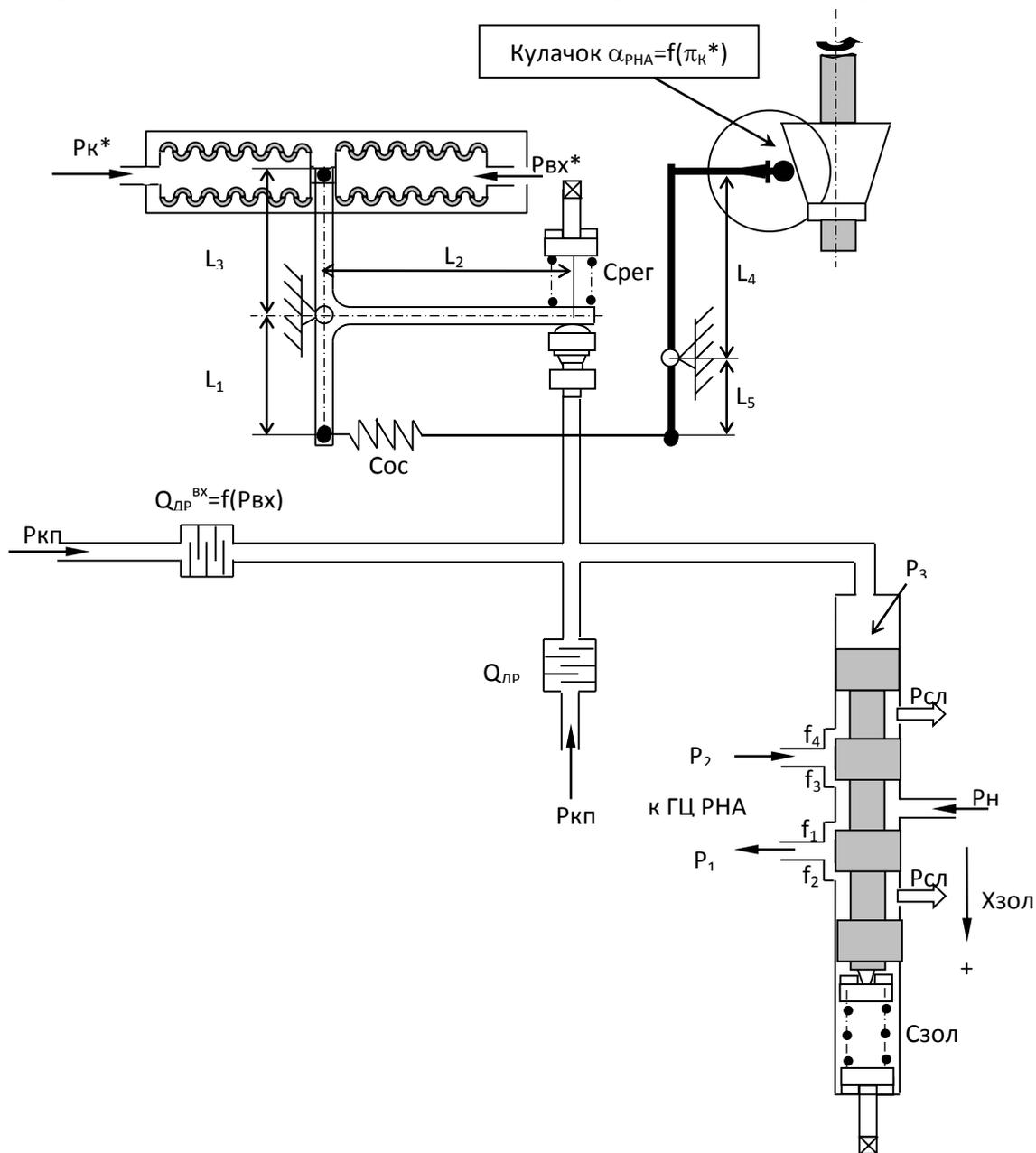


Рис. 1. Принципиальная схема гидромеханического регулятора направляющего аппарата

Принцип действия регулятора заключается в следующем: входные параметры регулятора преобразуются в механические силовые воздействия на рычаг: давление $P_{к*}$ – через сильфон, давление $P_{вх*}$ – через поршень усилителя $P_{вх*}$, рычаг, кулачок, перемещаемый вдоль оси рычагом, и пружину.

Усилия от входных параметров регулятора, вместе с силой пружины термокомпенсатора, на статических режимах двигателя уравновешены на рычаге. Клапан под действием рычага вырабатывает управляющее давление, частично стравливая топливо, подводимое от КПД через дроссель и кромку золотника. Распределительный золотник, находясь в равновесном состоянии, удерживает в неподвижном положении поршни гидроцилиндров (ГЦ) РНА.

Изменение входных параметров регулятора – $P_{вх*}$ и (или) $P_{к*}$ – нарушает баланс сил на рычаге. Поворот рычага изменяет утечки топлива через клапан и величину управляющего давления топлива на торце распределительного золотника РНА. Золотник, перемещаясь, перераспределяет потоки рабочего тела, подаваемые от НА в ГЦ РНА, вызывая перемещения их поршней. В это время, механическая обратная связь от РНА через рычаг поворачивает кулачок, который через рычаг изменяет натяжку пружины, стремясь восстановить баланс сил на рычаге. Баланс восстанавливается при достижении $\alpha_{РНА}$ значения, соответствующего изменившемуся значению $\pi_{к*}$ – давление топлива за клапаном устанавливает распределительный золотник РНА в равновесное положение, останавливая ГЦ РНА.

Золотниковая пара обеспечивает коррекцию коэффициента усиления регулятора РНА по давлению $P_{вх*}$: при уменьшении $P_{вх*}$ кулачок, приводимый от штока поршня усилителя $P_{вх*}$ через рычаг, перемещается вниз (по схеме); золотник, прижимаемый пружиной к рычагу, перемещается вправо, уменьшая расход топлива подводимого к клапану, – коэффициент усиления регулятора увеличивается.

Золотниковая пара управления РНА предназначена для распределения потоков топлива от насоса автоматики по полостям гидроцилиндров РНА, обеспечивая их перемещение и установку в требуемом положении.

Золотниковая пара РНА устроена и работает следующим образом: топливо от НА под постоянным давлением подведено через отверстия во втулке золотниковой пары в среднюю проточку золотника и перераспределяется между полостями ГЦ РНА и сливом на вход в НА двумя поясками золотника, каждый из которых образует с пазами во втулке дроссели переменного сечения.

СТАТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ РЕГУЛЯТОРА НАПРАВЛЯЮЩЕГО АППАРАТА

Для изучения статических характеристик РНА необходимо построить графики зависимостей эквивалентной площади открытия плоского клапана от смещения заслонки и расхода через золотник от хода золотника.

Построение графика зависимости эквивалентной площади открытия плоского клапана $f_{кл}$ от смещения заслонки $X_{кл}$ производим по формулам:

$$f_{пд} = \frac{\pi \cdot d_{пд}^2}{4};$$

$$f_{св} = \frac{\pi \cdot d_{св}^2}{4};$$

$$f_{кл1} = \frac{f_{пд} \cdot f_{св}}{\sqrt{f_{пд}^2 + f_{св}^2}};$$

$$f_{кл2} = \pi \cdot d_{кл} \cdot X_{кл};$$

$$f_{кл} = \frac{f_{кл1} \cdot f_{кл2}}{\sqrt{f_{кл1}^2 + f_{кл2}^2}};$$

$$X_{кл} = X_{кл}^0 + \Delta X_{кл}, X_{кл} \geq 0,$$

где $f_{пд}$ – площадь канала подвода давления; $d_{пд}$ – диаметр канала подвода давления в клапан; $f_{св}$ – площадь цилиндрической проточки; $d_{св}$ – диаметр проточки; $f_{кл1}$ – начальная площадь открытия клапана; $f_{кл2}$ – рабочая площадь открытия клапана; $d_{кл}$ – диаметр клапана; $X_{кл}$ – величина хода заслонки клапана; $f_{кл}$ – эквивалентная площадь открытия плоского клапана; $X_{кл}^0$ – начальное открытие клапана; $\Delta X_{кл}$ – изменение хода открытия клапана.

По полученным данным строим график (рис. 2).

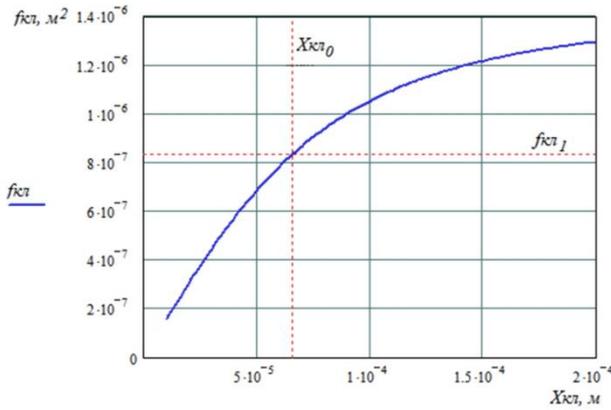


Рис. 2. График зависимости эквивалентной площади открытия плоского клапана $f_{кл}$ от смещения заслонки $X_{кл}$

График зависимости расхода жидкости через золотник от хода золотника (обобщенная статическая характеристика) при различных давлениях строим по выражению:

$$Q(P, X_{зол}) = \mu \cdot b_1 \cdot \sqrt{\frac{P_{НА}}{\rho}} \cdot [(X_{ЗОЛО0} + X_{ЗОЛ}) \times \sqrt{1 - \frac{P}{P_{НА}}} - (X_{ЗОЛО0} + X_{ЗОЛ}) \cdot \sqrt{1 + \frac{P}{P_{НА}}}],$$

где μ – коэффициент расхода через щели золотника; b_1 – длина щели золотника; $P_{НА}$ – давление от насоса; ρ – плотность рабочей жидкости; $X_{ЗОЛ0}$ – перекрытие золотника; $X_{ЗОЛ}$ – ход золотника.

По полученным данным строим график (рис. 3).

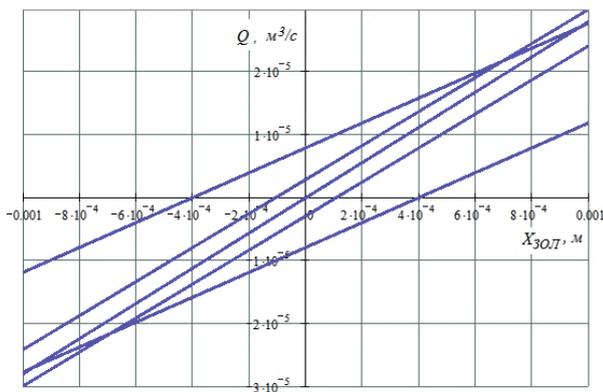


Рис. 3. График зависимости расхода через золотник от хода золотника (обобщенная статическая характеристика) при различных давлениях

ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ РЕГУЛЯТОРА НАПРАВЛЯЮЩЕГО АППАРАТА

Для построения динамических характеристик необходимо сделать допущения, задаться начальными условиями, ввести параметры, построить математическую модель.

Были приняты следующие допущения:

1. Динамический процесс происходит в окрестностях среднего положения поршня.
2. Модуль объемной упругости постоянен.
3. Давление питания и давление слива постоянны.
4. Температура и вязкость в течение рассматриваемого времени не меняются.
5. Объемные потери в подводящих гидрوليниях малы и ими можно пренебречь.
6. Волновые процессы в гидрوليниях из-за их малой длины на динамику процесса не влияют.
7. Жесткость упругой опоры бесконечно велика.
8. Жесткостью нагрузки можно пренебречь.
9. Кинематическая система жесткая.
10. Потери давления учитываются только в дросселях.

Для построения переходных процессов необходимо составить математическую модель системы регулирования. Запишем уравнения, описывающие систему во времени:

– скорость поршня:

$$\dot{\Delta y} = \Delta v,$$

где y – перемещение поршня гидроцилиндра, v – скорость перемещения поршня гидроцилиндра;

– уравнение движения поршня гидроцилиндра:

$$\begin{aligned} \dot{\Delta v} = & \frac{1}{m_{\Pi}} \cdot [(P_1 - P_2) \cdot F_{\Pi} - K_v \cdot v - \\ & - F_{тр\Pi} \cdot \text{sign}(v) - R], \end{aligned}$$

где m_{Π} – масса поршня; P_1 – давление в первой полости гидроцилиндра; P_2 – давление во второй полости гидроцилиндра; F_{Π} –

площадь поршня; K_v – коэффициент вязкого трения; $F_{\text{ТРП}}$ – сила трения в поршне; R – нагрузка на штоке;

– уравнение расхода через первую щель золотника:

$$\Delta \dot{p}_1 = \frac{E}{V_0} \cdot \left[\begin{array}{l} 2 \cdot \mu \cdot f_{41}(y) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |P_{\text{НА}} - P_1|} \times \\ \times \text{sign}(P_{\text{НА}} - P_1) - 2 \cdot \mu \cdot f_{32}(y) \times \\ \times \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |P_1 - P_{\text{СЛ}}|} \cdot \text{sign}(P_1 - P_{\text{СЛ}}) - \\ - F_{\text{П}} \cdot v \end{array} \right],$$

где E – модуль упругости рабочей среды, V_0 – «вредный» объем золотника; μ – коэффициент расхода через щели золотника; $P_{\text{НА}}$ – давление насоса; $P_{\text{СЛ}}$ – давление слива;

– уравнение расхода через вторую щель золотника:

$$\Delta \dot{p}_2 = -\frac{E}{V_0} \cdot \left[\begin{array}{l} 2 \cdot \mu \cdot f_{41}(y) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |P_2 - P_{\text{СЛ}}|} \times \\ \times \text{sign}(P_2 - P_{\text{СЛ}}) - 2 \cdot \mu \cdot f_{32}(y) \times \\ \times \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |P_{\text{НА}} - P_2|} \cdot \text{sign}(P_{\text{НА}} - P_2) - \\ - F_{\text{П}} \cdot v \end{array} \right],$$

где f_{41} и f_{32} – площади щелей золотника.

Зададимся начальными условиями.

Вектор начальных условий будет выглядеть как:

$$y = \begin{pmatrix} \frac{P_{\text{НА}} + P_{\text{СЛ}}}{2} \\ \frac{P_{\text{НА}} + P_{\text{СЛ}}}{2} \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}.$$

Для решения составленной системы с помощью математического пакета MathCAD 15 составляем матрицу первых производных, используя полученные уравнения. При этом f_{41} и f_{32} , зависящие от хода золотника, вводим через функции пользователя:

$$f_{41}(y) = \begin{cases} \text{if } y < 0,0004 \text{ then } b_1 \cdot L_0 + b_1 \cdot (y_0 - k_{\text{oc}} \cdot y) - k_{\text{oc}} \cdot y \\ \text{if } 0,0004 \leq y \leq 0,0007 \text{ then } b_1 \cdot L_0 + b_1 \cdot (y_0 - k_{\text{oc}} \cdot y) + b_1 \cdot (y_0 - k_{\text{oc}} \cdot y) - 0,0004 + \frac{b_2 - b_1}{0,3 \cdot 2} \cdot (y_0 - k_{\text{oc}} \cdot y - 0,0004)^2 \\ \text{if } y > 0,0007 \text{ then } b_1 \cdot L_0 + b_1 \cdot (y_0 - k_{\text{oc}} \cdot y) + b_1 \cdot (y_0 - k_{\text{oc}} \cdot y) - 0,0004 + \frac{b_2 - b_1}{0,0003 \cdot 2} \cdot (y_0 - k_{\text{oc}} \cdot y - 0,0004)^2 + b_2 \cdot (y_0 - k_{\text{oc}} \cdot y - 0,0007) \end{cases}$$

$$f_{32}(y) = \begin{cases} \text{if } y \leq 0,0004 \text{ then } b_1 \cdot (y_0 - k_{\text{oc}} \cdot y) \\ \text{if } y > 0,0004 \text{ then } 0 \end{cases}.$$

Вызываем встроенную функцию Рунге-Кутты в интервале $n = 0..1000$:

$$z = \text{rkfixed}(y, 0, 1, 1000, D).$$

По результатам произведенных расчетов строим графики переходных процессов:

– перемещения поршня гидроцилиндра по времени (рис. 4);

– скорости перемещения поршня гидроцилиндра по времени (рис. 5, а);

– изменения давлений в полостях гидроцилиндра во времени (рис. 5, б);

– изменения площадей щелей золотника от времени (рис. 5, в, г).

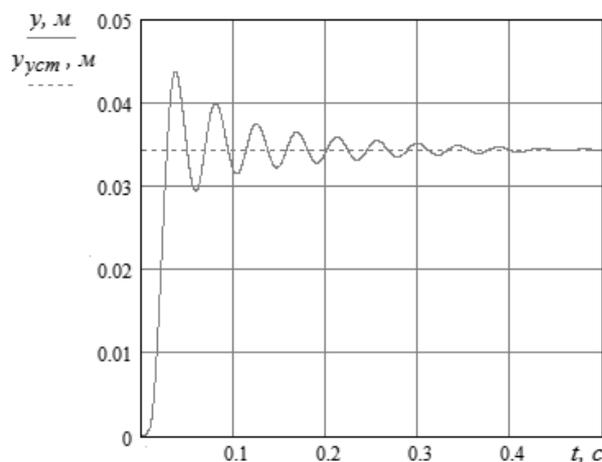


Рис. 4. График зависимости перемещения поршня ГЦ от времени

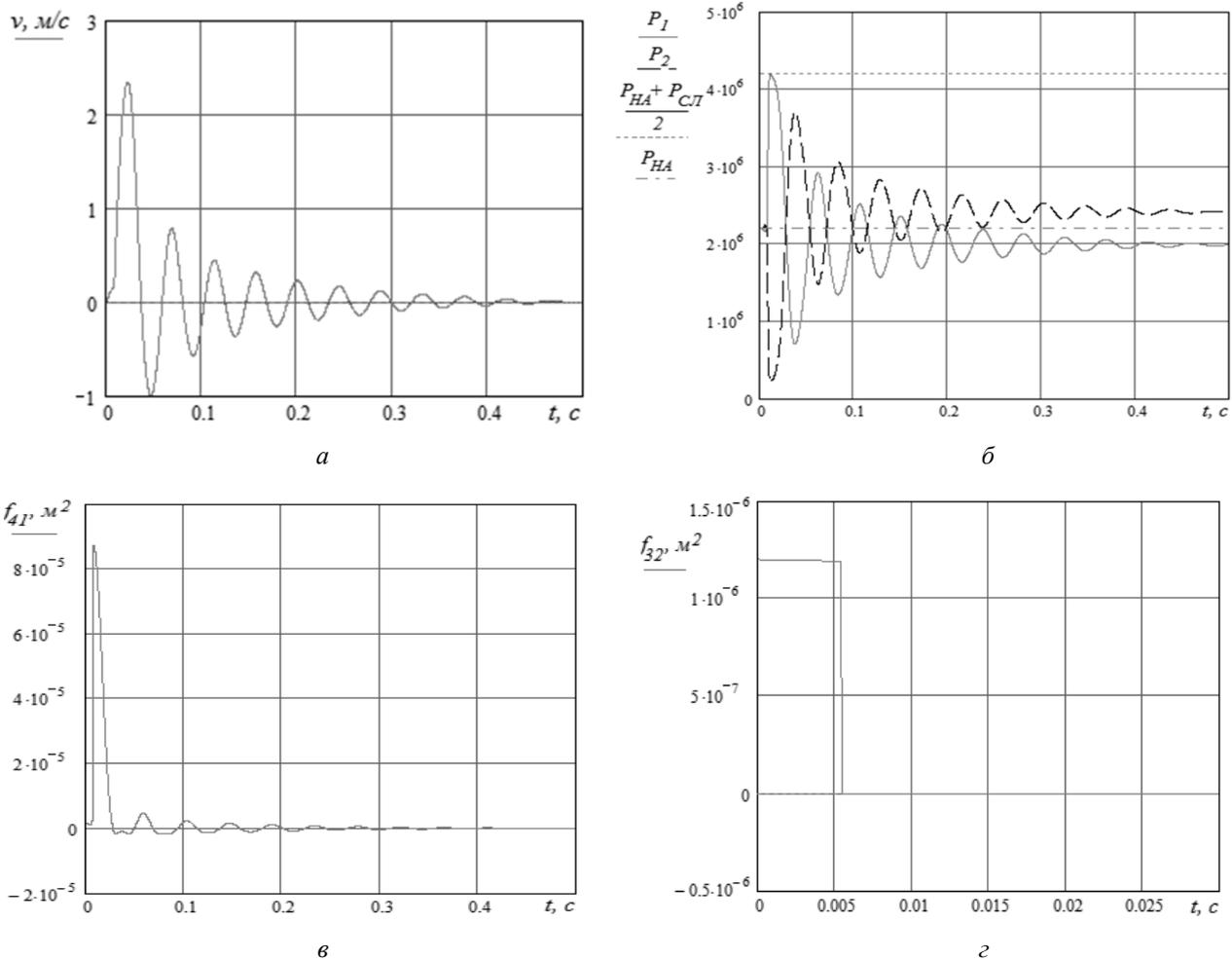


Рис. 5. Графики зависимостей: *а* – скорости перемещения поршня ГЦ от времени; *б* – давлений в полостях гидроцилиндра от времени; *в* – площадей щелей 1 и 4 золотника от времени; *г* – площадей щелей 2 и 3 золотника от времени

По полученным графикам (рис. 4, 5) можно судить о том, что гидропривод выходит на режим примерно за 0,4 с и в момент выхода на заданные точки присутствуют значительные колебания. Такое поведение системы говорит о том, что нужно принять меры по устранению колебательности в ней. Добиться этого можно, приняв некоторые конструктивные меры, например, добавлением демпфера в систему, различных корректирующих устройств и т.д.

Рассчитаем коэффициент относительного демпфирования данной системы:

$$\xi_{\Pi} = \frac{K_{\nu\Pi}}{2 \cdot \sqrt{m_{\Pi} \cdot C_{\Gamma}}},$$

где $K_{\nu\Pi}$ – коэффициент вязкого трения; m_{Π} – масса поршня; $C_{\Gamma} = \frac{2 \cdot E \cdot F_{\Pi}^2}{V_0}$ – гидравлическая жесткость.

В итоге получаем коэффициент относительного демпфирования данной системы $\xi_{\Pi} = 0,336$.

КАЧЕСТВЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ РНА ПРИ ИЗМЕНЕНИИ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ЗОЛУТНИКОВОГО ГИДРОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЯ

Исследуем динамику регулятора направляющего аппарата турбовального двигателя при изменении следующих геометрических параметров золотникового гидрораспределителя:

- 1) применение двух диаметрально расположенных пазов длиной $b_2 = 3,8$ мм во втулке управляющего золотника;
- 2) применение одного паза длиной $b_2 = 3,8$ мм во втулке золотника;
- 3) применение одного паза длиной $b_2 = 1,9$ мм во втулке золотника.

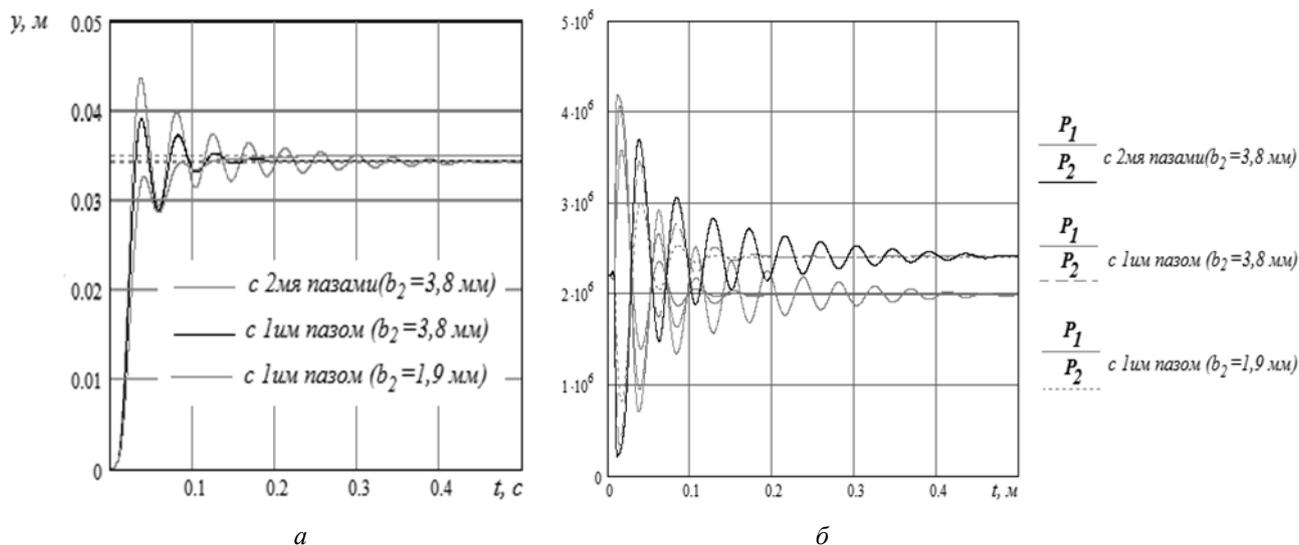


Рис. 6. График зависимости: *a* – перемещения поршня ГЦ от времени при различных площадях щелей золотника; *б* – давлений в полостях гидроцилиндра от времени при различных геометрических параметрах щели золотника

Строим графики зависимости перемещения поршня гидроцилиндра от времени (рис. 6, *a*) и изменения давлений в полостях гидроцилиндра во времени (рис. 6, *б*).

Из полученных характеристик (рис. 6) видно, что геометрия золотника гидрораспределителя не обуславливает устойчивое поведение РНА, а проявляется лишь незначительным изменением амплитуды характеристик.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В данной статье приведены особенности работы турбовальных двигателей, их слабые места и возможные способы влияния на устранение недостатков в их работе. С этой целью подробно изучена структура гидромеханического регулятора, составлена его математическая модель и на ее основе произведены расчеты.

Таким образом, представлены результаты исследования статики и динамики регулятора направляющего аппарата, а также исследовано влияние различных геометрических размеров золотникового гидрораспределителя. В ходе изучения полученных динамических характеристик можно сделать вывод о том, что изменение геометрии золотника не оказывает существенного влияния на параметры быстродействия изучаемого гидромеханического следящего привода.

Следовательно, предложенная гипотеза о связи неустойчивости работы двигателя при сбросе оборотов с геометрическими параметрами золотника не оправдалась.

Выявлено, что уменьшение площади проходного сечения щелей существенно меняет только вид переходных процессов, а не значение быстродействия привода.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

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

ОБ АВТОРАХ

ПЕТРОВ Павел Валерьевич, доц. каф. прикладной гидромеханики. Дипл. магистр техники и технологии по гидравл., вакуум. и компрес. технике (УГАТУ, 2006). Канд. техн. наук по гидравл. машинам и гидропневмоагрег. (УГАТУ, 2009). Иссл. в обл. гидромехан. систем автоматике ЛА и двигательных установок.

СОЛОВЬЕВА Анна Александровна, ст. преп. каф. прикладной гидромеханики. Дипл. магистр техники и технологии по гидравл., вакуум. и компрес. технике» (УГАТУ, 2009). Иссл. в обл. моделир. и диагностики устройств гидроавтоматики.

METADATA

Title: Investigation of influence of geometrical parameters of slide valve of guide vanes on engine operation instability TV3-117.

Authors: P. V. Petrov¹, A. A. Solovyeva²

Affiliation:

Ufa State Aviation Technical University (UGATU), Russia.

Email: ¹pgl.petrov@mail.ru, ²kerargirit@rambler.ru

Language: Russian.

Source: Vestnik UGATU (scientific journal of Ufa State Aviation Technical University), vol. 25, no. 1 (91), pp. 50-57, 2021. ISSN 2225-2789 (Online), ISSN 1992-6502 (Print).

Abstract: As part of the study of the engine TB3-117 stable operation issue, the influence of the spool hydraulic distributor geometric dimensions on the dynamics of the guide vanes regulator is investigated. Scheme and principle of operation of guide vanes hydromechanical regulator are described. A mathematical model is presented, which allows to obtain static characteristics and to analyze dynamic characteristics of the guide vane regulator, to check the probability of changing the regulator dynamics when changing the parameters of the hydraulic distributor spool.

Key words: engine guide vanes regulator; geometrical parameters of spool hydraulic distributor; mathematical model; dynamic characteristics.

About authors:

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

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