

УДК 681.5

РЕГУЛЯТОР ПОСТОЯННОЙ МОЩНОСТИ ОБЪЕМНОЙ ГИДРОМАШИНЫ В БЛОКЕ ПЕРЕДАЧИ МОЩНОСТИ ГРАЖДАНСКОГО САМОЛЕТА

В.А. ЦЕЛИЩЕВ¹, Д.А. КУДЕРКО², Н.А. ПОЛЯКОВ³

¹pgl.ugatu@mail.ru, ²dm_kuderko@mail.ru, ³polyakovna@tdhc.ru

¹ФГБОУ ВО «Уфимский университет науки и технологий», г. Уфа, Россия

^{2,3}АО «Технодинамика», г. Москва, Россия

Поступила в редакцию 26.04.2023

Аннотация. В статье рассматривается предложение по улучшению характеристик блока передачи мощности в условиях неопределенности внешних воздействий в аварийной ситуации. Предлагается новое техническое решение, обеспечивающее организацию работы блока передачи мощности с использованием работы автоматического гидромеханического регулятора с учетом реальной потребности в мощности исполнительных органов. Исследование включает описание математических моделей двух случаев конструктивной реализации устройства регулятора мощности. Приведены результаты моделирования с учетом влияния на поведение и характеристики основных параметров регулятора аксиально-плунжерной гидромашины отдельных конструктивных и физических параметров. Приведены рекомендации по настройке и проектированию регулятора мощности.

Ключевые слова: блок передачи мощности, регулятор мощности, моделирование, объемная гидромашина, гидромотор, переходные процессы

ВВЕДЕНИЕ

Блок передачи мощности (БПМ или *Power Transfer Unit – PTU*) – это блок, который передает механическую энергию от одной гидравлической системы самолета к другой в случае отказа или отключения второй системы. В аварийной ситуации, когда воздушное судно питается от одной из двух гидравлических систем, работа блока передачи мощности является актуальной, поскольку позволяет использовать дополнительный источник энергии, например, насос, приводимый в действие одним уцелевшим двигателем, для питания более чем одной гидравлической системы, если источник энергии в этой системе вышел из строя.

В результате проведенного анализа требований, предъявляемых к блоку передачи мощности, выявлены направления улучшения имеющихся показателей и развития идей применения агрегата [1]. Использование в схемах БПМ нерегулируемых объемных гидромашин (гидромотор, приводящий в действие насос) является недостаточно эффективным решением для обеспечения стабильных энергетических характеристик и устойчивых динамических и управляющих характеристик.

Одним из возможных решений коррекции характеристик блока передачи мощности аварийного привода выпуска шасси самолета является использование в работе регулятора мощности (рис. 1).

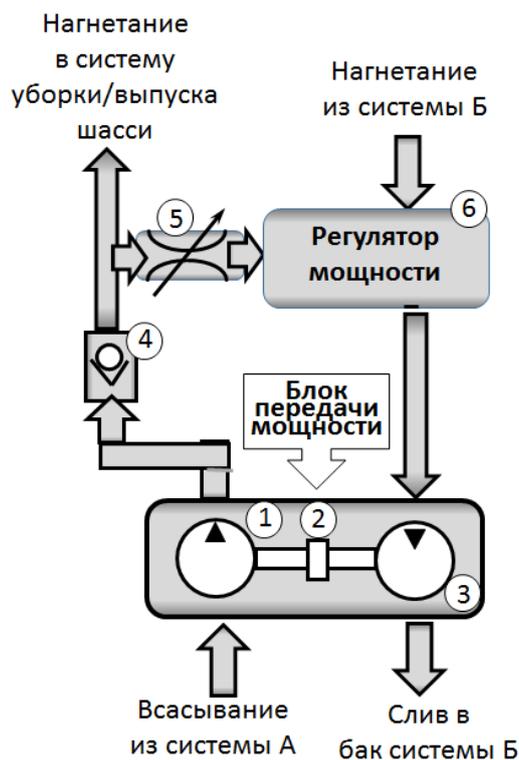


Рис. 1. Блок мощности с регулятором.

Привод содержит насос 1 первой подсистемы А, соединенный механически валом 2 с гидромотором 3 второй подсистемы Б, который подключается к питанию этой подсистемы, обратный клапан 4 и дроссель 5, преобразующий давление в линии нагнетания насоса в давление управления регулятора мощности 6. На рис. 2 показано возможное техническое решение – исполнение регулятора мощности [2]. Блок передачи мощности, являющийся подсистемой резервирования в гидравлической системе самолета, работает следующим образом. Насос 1 блока передачи мощности подключен всасывающими и дренажными линиями к баку подсистемы 1 и соединяется через обратный клапан 5 с потребителями. При включении в работу исполнительных гидродвигателей давление в нагнетательной линии насоса меняется. Пропорционально действию нагрузки на исполнительных гидродвигателях подсистемы 1 величина давления в дросселе 6 преобразуется в управляющее давление (не более 5 МПа) для работы регулятора гидромотора 2, подключенного к подсистеме 2 с помощью электрогидрораспределителя 4 и ограничителя расхода 3. Командное давление, отражающее действительную величину нагрузок на гидродвигателях, поступает к плунжеру 7, ход которого ограничивают пружины 8 и 9. Если баланс сил на плунжере нарушается, то плунжер 7, воздействуя через коромысло 10 на многопозиционный трехлинейный распределитель 11, изменяет баланс сил на толкателе-золотнике, связанном с устройством управления рабочим объемом гидромотора.

НОВОЕ ТЕХНИЧЕСКОЕ РЕШЕНИЕ

Гидравлическое пропорциональное позитивное управление гидромотором 2 позволяет бесступенчато изменять его рабочий объем пропорционально давлению управления, подаваемого от дросселя 6, связанного с линией нагнетания от насоса 1 к исполнительным гидродвигателям. В начальном положении при невысоком давлении управления (отсутствие команды на перемещение исполнительных гидродвигателей или невысокой нагрузки на них) гидромотор 2 находится на минимальном рабочем объеме, обеспечивая минимальный крутящий момент для привода насоса и максимальную частоту вращения насоса. При изменении ситуации возрастает давление управления за дросселем 6, регулятор гидромотора начинает отслеживать управляющий сигнал и увеличивает рабочий объем гидромотора, обеспечивая увеличение крутящего момента и уменьшение частоты вращения. Тем самым снижается потребляемый для привода гидромотора расход рабочей жидкости от подсистемы 2. Регулятор гидромотора работает от рабочего давления в подсистеме 2 через обратный клапан 12. Минимальное управляющее давление для работы толкателя 11 для обеспечения качества регулирования, поступающее от подсистемы 1 через дроссель 6, не должно быть ниже 3 МПа. Максимально допустимое давление управления 5 МПа. Несмотря на работу регулятора гидромотора от двух подсистем, рабочие жидкости не смешиваются, и дренажные линии должны быть подключены соответственно.

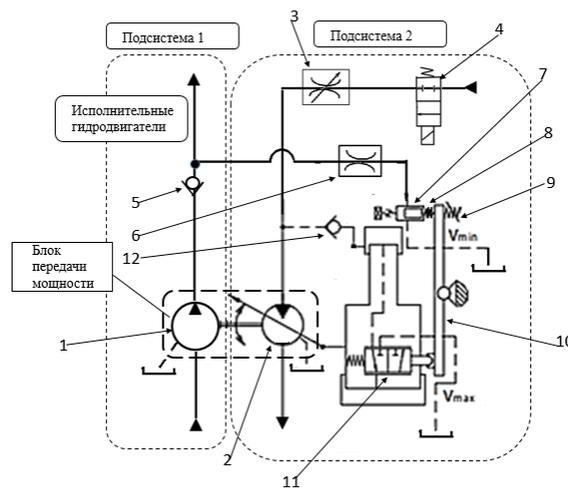


Рис. 2. Блок передачи мощности с регулятором мощности.

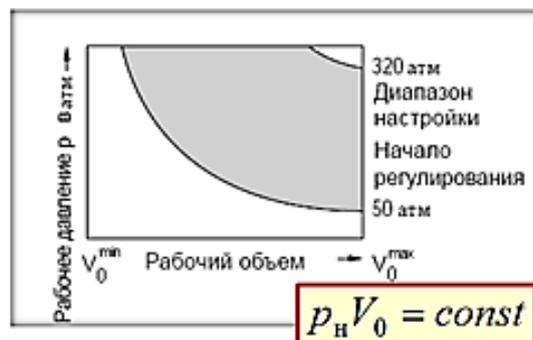


Рис. 3. Диапазон работы регулятора мощности.

Полагая, что гидросистема, обеспечивающая работу гидромотора блока передачи мощности, способна поддерживать постоянное давление на входе в гидромотор и тем самым обеспечивать обороты выходного вала гидромотора на допустимом постоянном значении. В гидромоторе регулятор мощности изменяет рабочий объем в зависимости от давления в системе таким образом, что при постоянной частоте вращения мощность приводного двигателя (гидромотора) не превышает установленной величины, обеспечивая зависимость произведения значения давления насоса на характерный рабочий объем насоса постоянной величиной ($P_n V_0 = const$).

Оптимальное потребление мощности обеспечивается по гиперболической зависимости (рис. 3). Рабочее давление подсистемы 1 через плунжер подается на коромысло (рис. 2). Уровень мощности задается извне противодействующей пружиной. В начале процесса регулирования угол наклона диска гидромашины максимален. Конечное положение зависит от величины максимального давления. Оба конечных значения могут регулироваться с помощью упоров. Если сила действия давления превышает силу затяжки пружины, то через коромысло перемещается управляющий золотник, и насос регулируется в сторону уменьшения рабочего объема. При этом уменьшается действующая длина рычага на коромысло, и давление может вырасти на величину, пропорциональную уменьшению подачи ($P_n V_0 = const$).

МОДЕЛИ РЕГУЛЯТОРОВ МОЩНОСТИ

Проблемы моделирования регулируемых аксиально-плунжерных гидромашин с наклонным диском, вопросы мониторинга параметров давления и мощности отражены в работах [3–10]. Следует отметить, что приведенные в работах расчетные и схемные решения, а также подходы к моделированию имеют существенные отличия. В настоящее время нет единой общепризнанной модели регулятора мощности ввиду многообразия конструктивных модификаций.

В качестве первого приближения к модели блока передачи мощности, оснащенного регулятором мощности, предполагается рассмотреть модель регулятора мощности гидромотора отдельно.

Предлагается рассмотреть и оценить две математические модели регулятора постоянной мощности: в первом случае в качестве чувствительного элемента выступает гидроцилиндр регулятора, а во втором – гидрораспределитель.

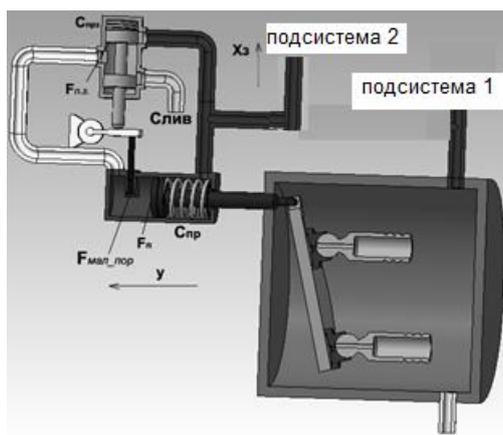


Рис. 4. Регулятор постоянной мощности с чувствительным элементом «гидроцилиндр».

Регулятор постоянной мощности с чувствительным элементом «гидроцилиндр» показан на рис. 4. Уравнение движения наклонного диска гидромашины и штока гидроцилиндра управления записывается при использовании традиционных при подобном моделировании допущений в виде:

$$\begin{aligned} ((p_1 + p_{11}) - (p_2 + p_{возв.})) \cdot F_n - K_{тр} \frac{dy}{dt} - C_{пр.} \cdot y = \\ = m_n \cdot \frac{d^2 y}{dt^2}, \end{aligned}$$

где p_1 – давление в аварийной подсистеме 2, определяемое установившейся нагрузкой на гидродвигателях, Па; p_{11} – ступенчатое изменение давления, вызванное внешними воздействиями, Па; p_2 – давление в промежуточной полости (за цилиндром), Па; $p_{возв.}$ – давление возврата поршня, Па; F_n – площадь поршня гидроцилиндра, м²; $K_{тр}$ – коэффициент вязкого трения поршня гидроцилиндра, Н·с/м; $C_{пр.}$ – коэффициент жесткости пружины, Н/м; m_n – суммарная масса поршня и наклонного диска насоса, кг.

Уравнение баланса расходов между золотником и гидродвигателем:

$$\begin{aligned} F_n \cdot \frac{dy}{dt} - F_{мех.пор.} \cdot K \frac{dy}{dt} + \frac{V}{2E} \frac{dP_d}{dt} = \\ = \mu_3 \cdot B \cdot X_3 \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_2 + P_{возв.} - P_{сл.})} \end{aligned}$$

где F_n – площадь поршня гидроцилиндра, м²; $F_{мех.пор.}$ – площадь механического поршня, м²; V – рабочий объем камеры ГЦ, м³; E – модуль упругости, Па; μ_3 – коэффициент вязкого трения в золотнике; X_3 – перемещение плунжера золотника, м.

В ходе выполнения работы были получены статические характеристики регулятора, обобщенные статические характеристики золотника в размерном и безразмерном виде, регулировочные характеристики золотника по расходу и по давлению, построены графики переходных процессов регулятора (рис. 5–7). Показано влияние на время переходного процесса регулятора коэффициента пропорциональности обратной связи K коромысла.

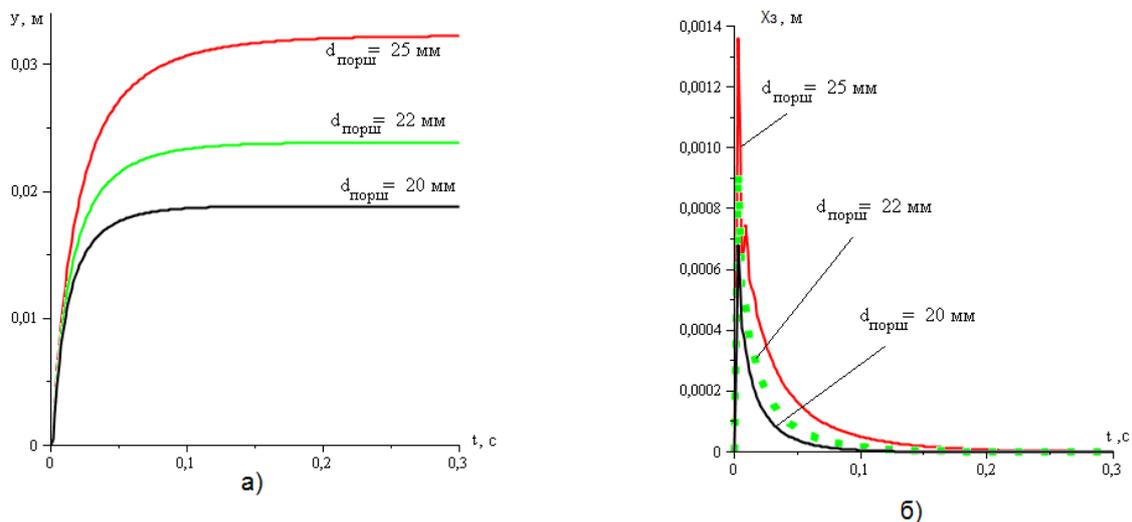


Рис. 5. Графики перемещения по времени:
а) штока гидроцилиндра; б) золотника.

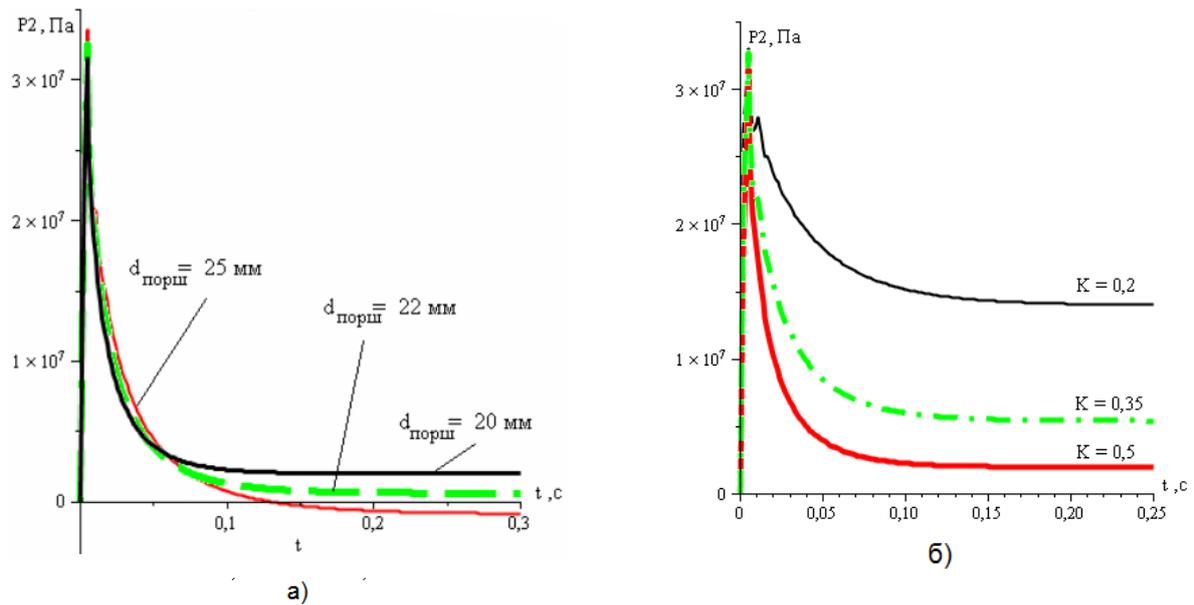


Рис. 6. Перепад давления в правой полости гидроцилиндра при различных:
а) диаметрах поршня гидроцилиндра; б) коэффициенте пропорциональности обратной связи.

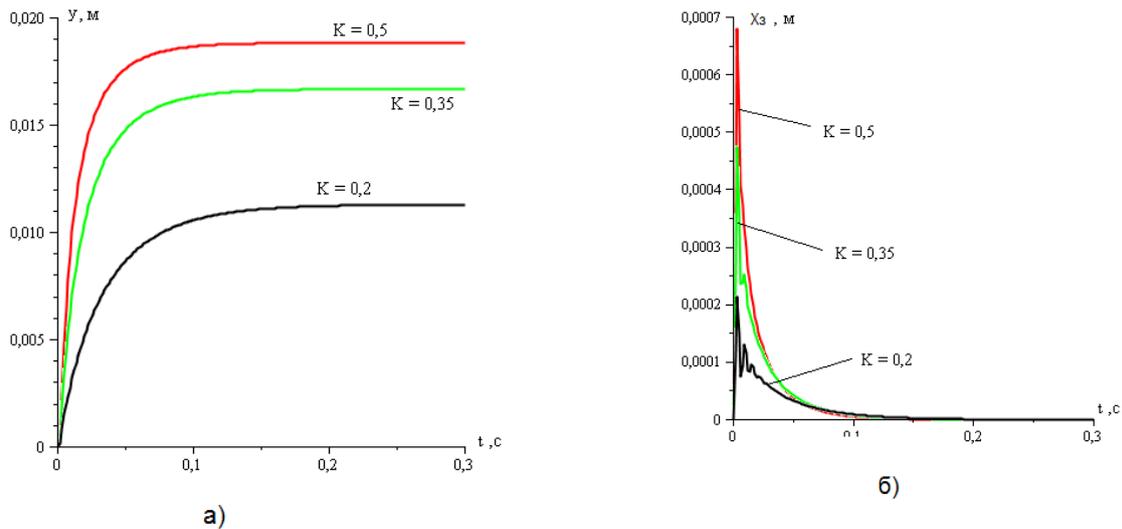


Рис. 7. Графики перемещения по времени в зависимости от величины коэффициента пропорциональности:
а) поршня гидроцилиндра; б) золотника.

Анализ результатов моделирования работы регулятора мощности с чувствительным элементом в виде гидроцилиндра управления (часть которых приведена на рис. 5–7) показывает следующее. При изменении диаметров поршня гидроцилиндра управления от 20 мм до 25 мм, шток гидроцилиндра доходит до упора (выходит на режим) дольше по времени (0,1 сек. при 20 мм, 0,3 сек. при 25 мм) и проходит большее расстояние, т.е. происходит уменьшение быстродействия и уменьшается время выхода на режим.

При увеличении диаметра поршня от меньшего к большему увеличивается максимум скорости перемещения гидроцилиндра (1,6 м/с при 20 мм, 2,12 м/с при 25 мм), при этом скорость выхода на режим увеличивается (как уже было сказано ранее), также увеличиваются колебания скорости и логарифмический декремент затухания скорости гидроцилиндра. При этом возможно возникновение колебаний, просадка золотника и увеличение время выхода на режим золотника.

Влияние увеличения диаметра поршня от меньшего к большему приводит соответственно к увеличению скачка перепада давления. При установлении режима с меньшим диаметром перепад давления равен $0,3 \cdot 10^7$ Па, а при большем диаметре составляет $0,1 \cdot 10^7$ Па.

При изменении пропорционального коэффициента плечей рычага от 0,2 до 0,5 максимальный пик перепада давления почти одинаков, а при установившемся режиме уменьшается с $1,8 \cdot 10^7$ Па до $0,3 \cdot 10^7$ Па. Показано, что влияние увеличения коэффициента плечей рычага K соответствует аналогично увеличению диаметра поршня гидроцилиндра. Результаты показали, что время выхода регулятора мощности на режим составляет не более 0,1 сек. Следует отметить относительное ограничение возможностей модификаций регулятора мощности с чувствительным элементом в виде управляющего гидроцилиндра вследствие значительной разницы в жесткости пружин золотника и управляющего гидроцилиндра, что накладывает эти определенные ограничения при конструкторской реализации.

В определенной степени данную проблему решает вторая конструкция регулятора постоянной мощности, в которой в качестве чувствительного элемента выступает гидрораспределитель (рис. 8).

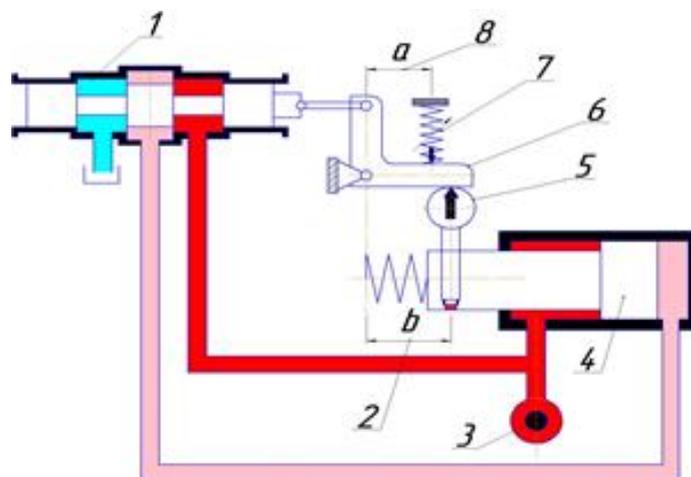


Рис. 8. Регулятор мощности с чувствительным элементом «гидрораспределитель (Bosch Rexroth)»:

1 – управляющий золотник; 2 – плечо рычага (изменяемое); 3 – рабочее давление; 4 – гидроцилиндр управления; 5 – сервопоршень; 6 – коромысло; 7 – регулируемое усилие пружины; 8 – плечо рычага (постоянное).

Математическая модель регулятора мощности с чувствительным элементом гидрораспределителем при известных допущениях состоит из четырех уравнений, которые представлены в виде матрицы первых производных (уравнение баланса моментов на рычаге, уравнение баланса расходов (уравнение неразрывности), уравнение движения золотника, уравнение движения штока ГЦ), где a, b, f – плечи рычага; C_{np} – жесткость пружины поршня; $C_{np.зол.}$ – жесткость пружины золотника; m_z – масса золотника; P_n – давление питания; P_{n1} – изменение давления питания на данную величину; P_{pit} – давление в первой полости гидроцилиндра; P_{sl} – давление слива; m_n – масса поршня и наклонного диска (вместе); V_0 – рабочий объем; μ_z – коэффициент расхода; d_n – диаметр поршня гидроцилиндра; ρ – плотность жидкости; m_r – масса рычага; E – модуль объемной упругости; K_{vz} – коэффициент вязкого трения в золотнике; K_{vz} – коэффициент вязкого трения в гидроцилиндре; B – высота окна золотника; A_n – площадь поршня гидроцилиндра; A_{shl} – площадь поршня гидроцилиндра; $z_{np.}$ – начальная затяжка пружины гидроцилиндра; y_n – начальная затяжка пружины рычага; x_0 – начальное положение гильзы золотника; z_0 – начальная координата гидроцилиндра:

$$D(t, y) = \begin{bmatrix} y_1, \\ \frac{1}{a \cdot m_r} \cdot [(P_n + P_{n1}) \cdot A_n \cdot (b_0 - y_3) - C_{\text{пр.зол.}} \cdot (y_n + y_0) \cdot a - k_{vy} \cdot y_1 \cdot a], \\ \frac{E}{V_0} \cdot [\mu_z \cdot B \cdot \left(x + \frac{f}{b_0 - y_3} y_0\right) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_{pit} - P_0 - y_2|} \cdot \text{sign}(P_{pit} - P_0 - y_2) - \\ - \mu_z \cdot B \cdot \left(x + \frac{f}{b_0 - y_3} y_0\right) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_0 + y_2|} \cdot \text{sign}(P_0 + y_2) - A_n \cdot y_4], \\ y_4, \\ \frac{1}{m_n} \cdot [(P_0 + y_2) \cdot A_n - P_{pit} \cdot A_{sht} - C_{\text{пр}} \cdot (z_n + z_0 + y_3) - k_{vz} \cdot y_4] \end{bmatrix}$$

На рис. 9–13 показаны результаты моделирования различных параметров регулятора мощности. При моделировании оценивалось влияние коэффициента вязкого трения на характер переходных процессов (сплошная линия на характеристиках соответствует значениям сравнительно большего коэффициента вязкого трения). При уменьшении коэффициентов вязкого трения в золотнике и гидроцилиндре проявляются колебания и увеличивается значение первого максимума в перемещении золотника. Тот же самый фактор влияет на неустойчивость движения гидроцилиндра. Но при этом время выхода на режим и золотника, и гидроцилиндра не изменяется. Время установления перепада давления изменяется с 0,15 сек. до 0,3 сек.

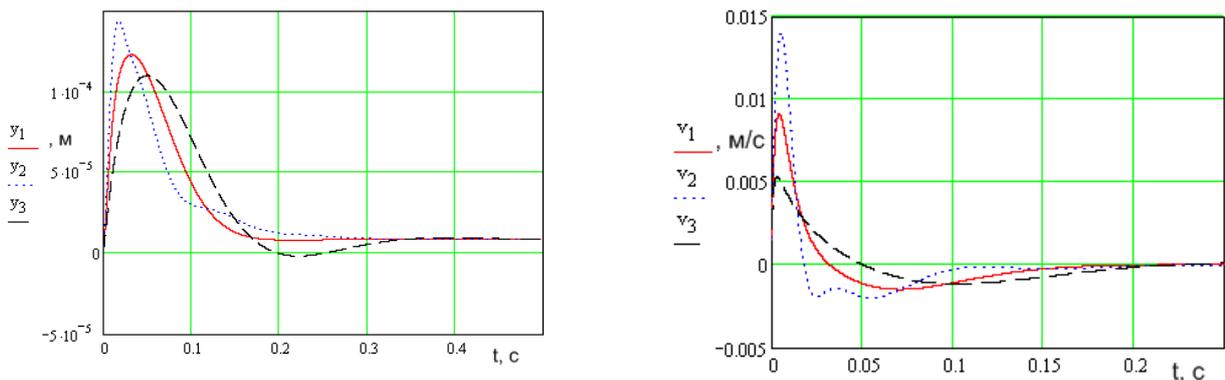


Рис. 9. Перемещение и скорость перемещения пружины рычага по времени.

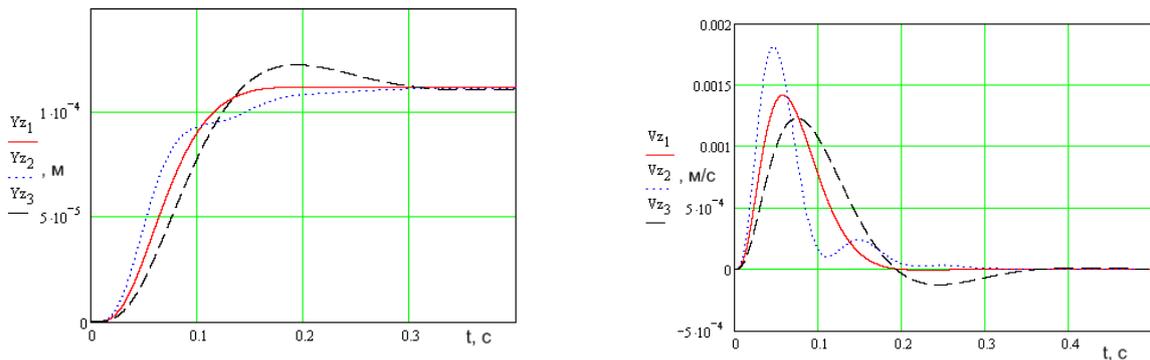


Рис. 10. Перемещение и скорость перемещения штока гидроцилиндра по времени.

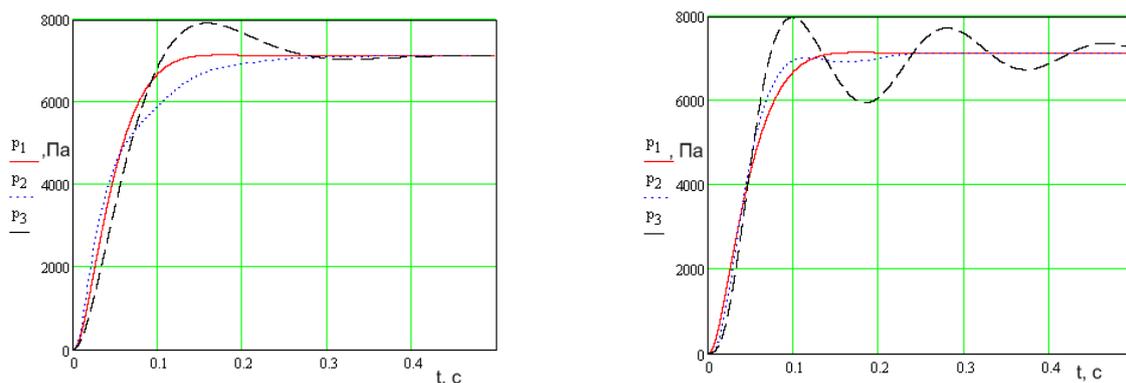


Рис. 11. Перепад давления в промежуточной полости по времени.

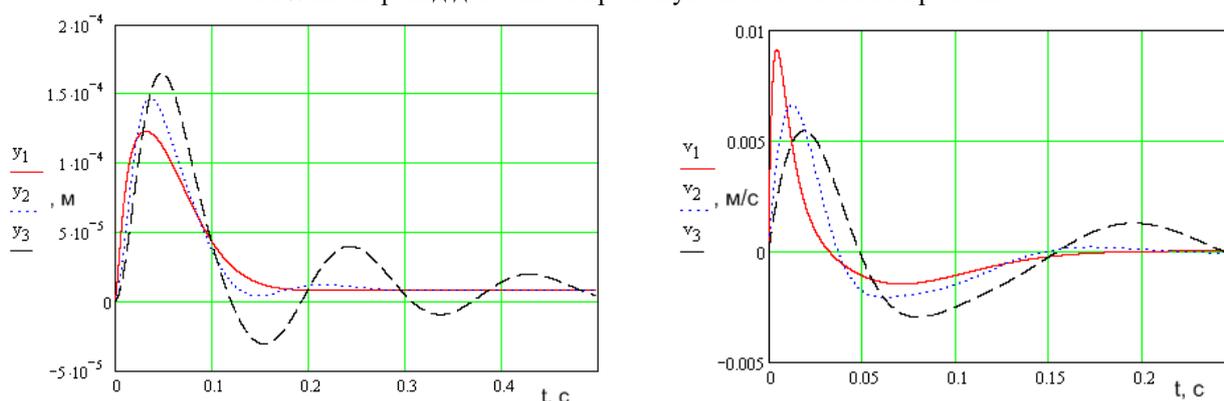


Рис. 12. Перемещение и скорость перемещения пружины рычага по времени.

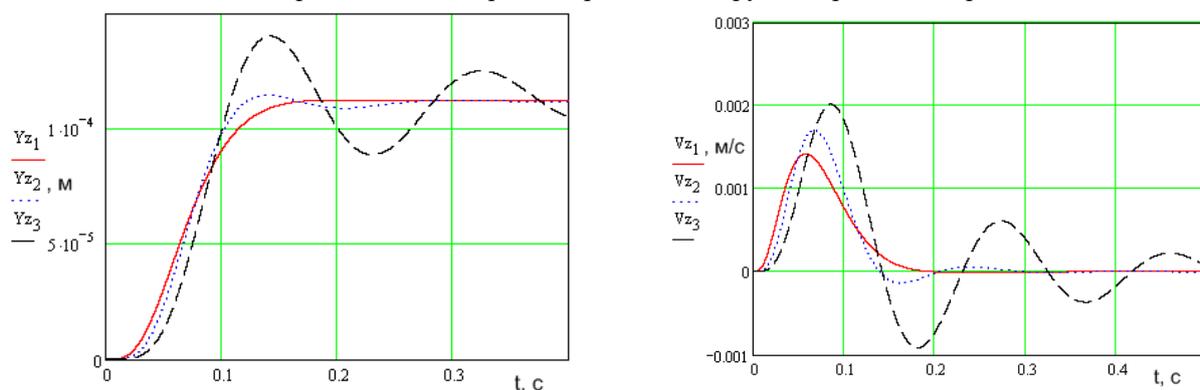


Рис. 13. Перемещение и скорость перемещения штока гидроцилиндра по времени

При увеличении коэффициентов вязкого трения происходит увеличения колебаний в устройствах регулятора как в золотнике, так и в гидроцилиндре, также при этом увеличивается время выхода на режим с 0,15 сек. до 0,4 сек. То же самое происходит и с перепадом давления в гидроцилиндре.

При рассмотрении влияния параметров, таких как масса рычага или гидроцилиндра, были получены заслуживающие внимание результаты. При малейшем увеличении массы рычага или гидроцилиндра возникают колебания подвижных частей регулятора, увеличивается время выхода на режим. Следовательно, необходимо стремиться к снижению массогабаритных показателей подвижных частей регулятора в пределах разумных особенностей технологии их изготовления, чтобы избежать влияния сил инерции на процесс перекладки режимов регулирования объемными гидромашинами.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Представлен подход к реализации новых возможностей эффективного контроля потребляемой мощности блоком передачи мощности в аварийной ситуации гидросистемы

управления полетом, взлетом и посадкой гражданского самолета. Приведены две математические модели регулятора мощности гидромотора, входящего в состав блока передачи мощности. Разработанные математические модели различаются способом реализации обратной связи по нагрузке на исполнительные гидродвигатели и позволяют прогнозировать характеристики регулятора. Проведенный анализ влияния различных параметров регулятора мощности на качество переходных процессов при случайном внешнем воздействии на рабочие органы летательного аппарата способствует определению рекомендаций по проектированию устройства регулятора мощности.

Дальнейшая работа направлена на совершенствование регулятора мощности, разработке новых вариантов технических решений и экспериментальной обработке взаимодействия гидравлических машин, входящих в блок передачи мощности.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Поляков Н.А., Соловьева А.А., Целищев В.А.** Концепция развития блоков передачи мощности в гидросистеме гражданского самолета // Вестник ПНИПУ. Аэрокосмическая техника. 2021. № 67, С. 5-15 [Polyakov N.A., Solovyeva A.A., Tselishev V.A. Concept of power transfer units development in civil aircraft hydraulic system // PNRPU Aerospace Engineering Bulletin. 2021. No. 67. P. 5–15 (in Russian).]
2. **Патент RU 2 780 009 C1** Блок передачи мощности гидравлической системы самолета / Кудерко Д.А., Поляков Н.С., Соловьева А.А., Целищев В.А. Заявлен 27.01.2022 Опубликован 19.09.2022, Бюл. № 26 [Patent RU 2 780 009 C1 Power transmission unit of the hydraulic system of an airplane. Kuderko A.A., Polyakov N.S., Solovyeva A.A., Tselishev V.A. Application date 27.01.2022. Publication date 19.09.2022. Bull. No. 26 (in Russian).]
3. **Geneviève Mkadara.** Contribution to the monitoring of hydraulic axial piston pumps for helicopters, with special focus on lumped parameter modelling. Mechanics of materials [physics.class-ph]. INSA de Toulouse, 2020. English. ffNNT: 2020ISAT0020ff]
4. **Андреев М. А., Семенов С. Е.** Динамика электрогидравлического регулятора давления // Наука и образование: Электронное научное издание, №1, январь 2013, С. 39-49. DOI: 10.7463/0113.0517493 [Andreev M.A., Semenov S.E. Dynamic processes in an electrohydraulic pressure controller with electric pressure feedback // Science and Education. 2013. No. 1. P. 39–48 (in Russian). DOI: 10.7463/0113.0517493]
5. **Dynamic** modelling of the swash plate of a hydraulic axial piston pump for condition monitoring applications // 73rd Conference of the Italian Thermal Machines Engineering Association (ATI 2018), 12–14 September 2018, Pisa, Italy.
6. **V G Zedgenizov, D V Kokourov, D S Biryukov** Mathematical modeling of the axial-piston pump power regulator // International Conference on Actual Issues of Mechanical Engineering (AIME 2021) Journal of Physics: Conference Series 2061 (2021) 012060.
7. **Sung Hwan Park, Ji Min Lee, and Jong Shik Kim** Modeling and Performance Improvement of the Constant Power Regulator Systems in Variable Displacement Axial Piston Pump // Hindawi Publishing Corporation, The Scientific World Journal Volume 2013, Article ID 738260, 11 pages. DOI: 10.1155/2013/738260.
8. **Paola Fresia, Massimo Rundo** Lumped parameter model and experimental tests on a pressure limiter for variable displacement pumps // E3S Web of Conferences 197, 07005 (2020) 75th National ATI Congress.
9. **M. Samed, M. Galal Rabie, A. Sabry** Performance investigation of axial piston pumps of constant power regulation // 16th International Conference on AEROSPACE SCIENCES & AVIATION TECHNOLOGY, ASAT - 16 – May 26 - 28, 2015.
10. **Haoming Dong, Xiajie Jin, Keli Xing** Research on Dynamic Characteristics of Constant Power Control of Plunger Pump Variable Regulator // Journal of Physics: Conference Series 2132 (2021) 012052. DOI: 10.1088/1742-6596/2132/1/012052.

ОБ АВТОРАХ

ЦЕЛИЩЕВ Владимир Александрович, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Прикладная гидромеханика» ФГБОУ ВО УУНИТ.

КУДЕРКО Дмитрий Александрович, кандидат технических наук, директор центра проектирования АО холдинг «Технодинамика».

ПОЛЯКОВ Николай Александрович, заместитель директора центра проектирования, АО холдинг «Технодинамика».

METADATA

Title: Constant power regulator of a volumetric hydraulic machine in the power transmission unit of a civil aircraft.

Authors: V.A. Tselishev¹, D.A. Kuderko², N.A. Polyakov³

Affiliation:

¹ Ufa University of Science and Technology, Ufa, Russia.

^{2,3} JSC “Technodinamika”, Moscow, Russia.

Email: ¹pgl.ugatu@mail.ru, ²dm_kuderko@mail.ru, ³polyakovna@tdhc.ru

Language: Russian.

Source: Vestnik UGATU (scientific journal of Ufa University of Science and Technology), vol. 27, no. 3 (101), pp. 3-13, 2023. ISSN 2225-2789 (Online), ISSN 1992-6502 (Print).

Abstract: The article discusses the proposal to improve the characteristics of the power transmission unit in the conditions of uncertainty of external influences in an emergency situation. A new technical solution is proposed that ensures the organization of the power transmission unit using the operation of an automatic hydromechanical regulator, taking into account the real need for the power of actuators. The study includes a description of the mathematical models for two cases of design of a power regulator device. Modeling results are presented, taking into account the effect of individual design and physical parameters on the behavior and characteristics of the basic parameters of the axial-plunger hydraulic machine regulator. Recommendations for the adjustment and design of a power regulator are given.

Key words: power transmission unit, power regulator, modeling, volumetric hydraulic machine, hydraulic motor, transients

About authors:

TSELISHEV, Vladimir Alexandrovich, Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of the Department of Applied Hydromechanics, Ufa University of Science and Technology, Ufa, Russia.

KUDERKO, Dmitry Alexandrovich, Candidate of Technical Sciences, Director of the Design Center, JSC "Technodinamika", Ufa, Russia.

POLYAKOV, Nikolai Alexandrovich, Deputy Director of the Design Center, JSC "Technodinamika", Ufa, Russia.