

УДК 681.5

DOI: 10.15593/2224-9982/2023.74.05

В.А. Целищев¹, Г.К. Фролов¹, Д.А. Кудерко², Н.А. Поляков²¹Уфимский государственный авиационный технический университет, Уфа, Россия²Технодинамика, Москва, Россия

КОРРЕКЦИЯ РАБОТЫ АВАРИЙНОГО ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ПРИВОДА ВЫПУСКА ШАССИ САМОЛЕТА

Аварийные гидравлические системы непрямого действия с беспроводным управлением, известные также как блоки передачи мощности, получили широкое распространение в системах обеспечения уборки/выпуска шасси пассажирских самолетов. Под непрямым действием подразумевается преобразование гидравлической энергии (мощности) одной из подсистем самолета с помощью гидромотора в механическую энергию для привода насоса и получение гидравлической энергии для управления гидродвигателями, задействованными при аварийной посадке самолета.

Сложный характер внешних воздействий на работу гидродвигателей системы уборки/выпуска шасси при аварийной ситуации, неоднозначные характеристики двух независимых контуров гидросистемы самолета, связанных между собой блоком передачи мощности, вынуждают разрабатывать различные устройства коррекции статических и динамических характеристик блока передачи мощности. При разработке корректирующего устройства блока передачи мощности, предназначенного для работы в аварийной ситуации, нецелесообразно применять устройства сложной конструкции. Это вынуждает отказаться от электронных и электромеханических устройств коррекции.

Рассмотрен вариант коррекции характеристик аварийного привода выпуска шасси самолета устройством обратной связи по перепаду давлений, используемой для управления мощностью гидромотора блока передачи мощности. На основании новой схемы регулятора блока передачи мощности рассмотрены вопросы функционирования при случайном характере внешних воздействий на гидродвигатели системы уборки/выпуска шасси. Представлена расчетная схема математической модели блока передачи мощности. Предложена математическая модель блока передачи мощности с устройством обратной связи по перепаду давлений. Представлены результаты моделирования новой схемы регулируемого блока передачи мощности. Показано увеличение быстродействия привода системы уборки/выпуска шасси, влияние на работу регулятора конструктивных параметров его устройств. Представлены характеристики регулятора, работа которого основана на принципе чувствительности к нагрузке, возможности использования этого регулятора для оптимизации работы блока передачи мощности, а значит и повышения точности, устойчивости, управляемости всей гидравлической системы летательного аппарата.

Ключевые слова: аварийный гидравлический привод, блок передачи мощности, насос, гидромотор, регулятор мощности гидромотора.

V.A. Tselishev¹, G.K. Frolov¹, D.A. Kuderko², N.A. Polyakov²¹Ufa University of Science and Technology, Ufa, Russian Federation²Technodinamika Holding, Moscow, Russian Federation

CORRECTION OF THE OPERATION OF THE EMERGENCY HYDRAULIC DRIVE OF THE AIRCRAFT LANDING GEAR RELEASE

Emergency hydraulic systems of indirect action with wireless control, also known as power transfer units, are widely used in systems for cleaning / releasing the landing gear of passenger aircraft. Indirect action means the conversion of hydraulic energy (power) of one of the subsystems of the aircraft using a hydraulic motor into mechanical energy to drive the pump and obtaining hydraulic energy to control the hydraulic motors involved in an emergency landing of the aircraft.

The complex nature of external influences on the operation of the hydraulic motors of the landing gear cleaning / exhaust system in an emergency, the ambiguous characteristics of two independent circuits of the aircraft hydraulic system connected by a power transfer unit, force the development of various devices for correcting static and dynamic characteristics of the power transfer unit. When developing a corrective device of a power transfer unit designed to operate in an emergency situation, it is impractical to use devices of complex design, this is forced to abandon electronic and electromechanical correction devices.

A variant of correcting the characteristics of the emergency landing gear release drive by a pressure drop feedback device used to control the power of the power transfer units hydraulic motor is considered. Based on the new scheme of the regulator of the power transfer unit, the issues of functioning with the random nature of external influences on the hydraulic motors of the chassis cleaning/exhaust system are considered. The calculation scheme of the mathematical model of the power transfer unit is presented. A mathematical model of a power transfer unit with a pressure drop feedback device is proposed. The results of modeling a new scheme of an adjustable BMP are presented, an increase in the speed of the drive of the chassis clean-

ing/exhaust system, the influence of the design parameters of its devices on the operation of the regulator is shown. The characteristics of the controller, whose operation is based on the principle of sensitivity to load, the possibility of using this controller to optimize the operation of the power transfer unit, and, therefore, to increase the accuracy, stability, controllability of the entire hydraulic system of the aircraft, are presented.

Keywords: emergency hydraulic drive, power transfer unit, pump, hydraulic motor, hydraulic motor power regulator.

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. Как правило, эта энергия направлена на контур управления выпуском шасси самолета.

Основа для начала работы блока передачи мощности – это резкие колебания расхода жидкости в гидросистеме, происходящие в аварийной ситуации. Запуск блока осуществляется за счет механического воздействия, возникающего в связи с перепадом давления между двумя гидросистемами, или по команде на соответствующий электрогидравлический распределитель, обеспечивая наиболее оптимальные условия – приемлемые для одной гидросистемы и достаточные для другой.

Блок передачи мощности состоит из двух нерегулируемых аксиально-поршневых гидромашин – гидромотора и жестко связанного с ним валом насоса (рис. 1). При работе гидравлическая энергия системы А приводит во вращение гидромотор блока передачи мощности, который, в свою очередь, приводит во вращение ротор насоса. Насос, используя рабочую жидкость системы Б, создает давление питания для работы гидродвигателей выпуска шасси и заставляет их работать со скоростью, обеспечиваемой подачей насоса.

Гидромотор имеет характерный рабочий объем, немного больший, чем насос, чтобы компенсировать механические потери внутри устройства при поддержании давления в системе. Корпуса гидромашин имеют дренажные порты для отвода утечек, охлаждения, отвода расхода холостого хода обратно в бак. Небольшой поток рабочей жидкости на холостом ходу позволяет БПМ работать плавно и непрерывно при всех расходах от нулевых до номинальных. Когда поток на холостом ходу гидромашин не настроен должным образом, то в условиях низкого расхода БПМ может работать с перебоями, что может сопровождаться шумом.

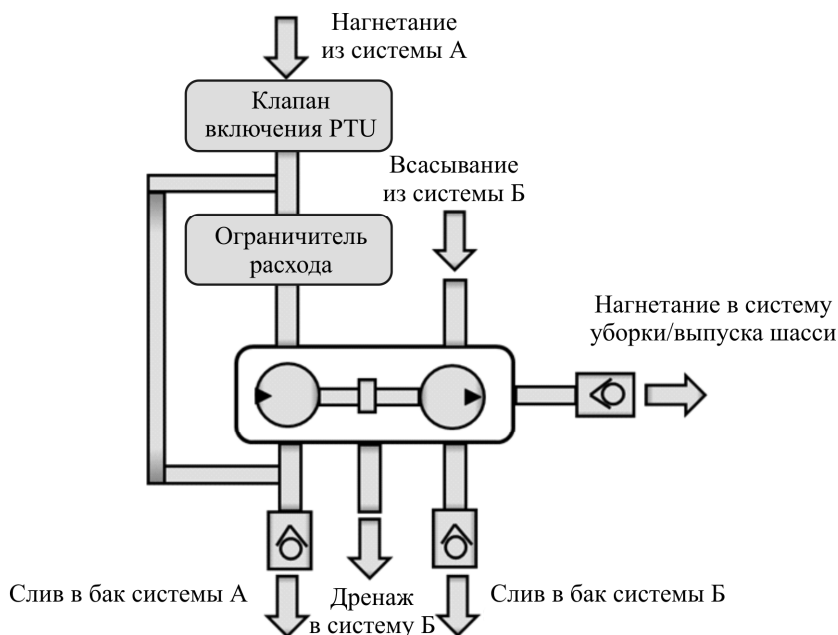


Рис. 1. Схема включения блока передачи мощности в гидросистему самолета

Включение в работу блока передачи мощности осуществляется специальным клапаном включения (рис. 1) автоматически или принудительно по сигналу управления. Существуют различные сценарии включения БПМ. Для ограничения количества отбираемой от гидросистемы А жидкости для работы гидромотора используют ограничитель расхода. К сожалению, данный ограничитель расхода не учитывает реальные потребности гидродвигателей шасси и ограничивает лишь максимально допустимый отбор рабочей жидкости. Блок передачи мощности встраивается в гидросистемы совместно с несколькими обратными клапанами, обеспечивающими работоспособность системы и незначительное поддавливание в портах блока во избежание разряжения и кавитации.

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.

Неотъемлемой частью развития систем передачи мощности являются направления по развитию конструктивно-компоновочных и эксплуатационных характеристик, позволяющие повысить эффективность и срок работы агрегатов. В данном вопросе желание улучшить существующие конструкции, добавить возможностей и гибкости системе конфликтует с известным результатом такого подхода в виде сложности изготовления, управления, ремонта, обслуживания и выявления неполадок. Однако обе стороны заслуживают внимания, а потому возникает потребность найти решения, позволяющие как можно ближе подобраться к самому эффективному решению.

Таким образом, следуя по пути совершенствования работы блока передачи мощности, необходимо достичь оптимального соотношения технических характеристик для наиболее точного соответствия основным рабочим режимам.

Анализ последних исследований и публикаций

В [1] рассматриваются характеристики блоков передачи мощности и между двумя гидравлическими контурами самолета. Представлена теория установившегося состояния работы блока передачи мощности, которую можно использовать для выбора параметров характерного рабочего объема гидромашин, а прогнозируемый диапазон сравнивается с диапазоном, обычно используемым в авиационных приложениях. В [2] анализируются общие причины отказов гидросистем управления полетом и посадкой/взлетом самолета. Предложены некоторые решения, которые ускоряют скорость диагностики неисправностей и повышают эффективность обслуживания воздушных судов. В [3, 4] рассмотрены схемные решения и особенности функционирования блоков передачи мощности. Представлен анализ существующих на сегодняшний день проблем и возможностей совершенствования такого рода агрегатов. Выявлены возможные направления дальнейшего развития блоков передачи мощности. В частности, выделены направления по повышению давления, снижению газосодержания жидкости, использованию регуляторов мощности насоса, уменьшению зазоров, снижению шума и температур, внедрению интеллектуальной составляющей. Описаны возможности при установке регуляторов мощности, их разнообразные схемные решения и принципы работы. Представлены характеристики регуляторов, работа которых основана на принципе чувствительности к нагрузке, возможности использования этих регуляторов для оптимизации работы блока передачи мощности, а значит и повышения точности, устойчивости, управляемости всей гидравлической системы летательного аппарата.

Целью данной работы является разработка математической модели блока передачи мощности, состоящего из двух механически связанных гидромотора и насоса, исследование возможностей использования для улучшения характеристик блока нового регулятора, реализующего обратную связь по нагрузке на гидродвигателях контролируемого контура гидросистемы в аварийной ситуации.

Аварийный привод выпуска шасси с коррекцией по нагрузке

Накопленный опыт разработки высококачественных электрогидравлических приводов показывает [5–8], что задача улучшения динамических свойств привода решается введением в схему привода линейных и нелинейных корректирующих устройств, обрабатывающих отрицательные и положительные обратные связи по положению поршня, по скорости, ускорению или нагрузке в зависимости от функций корректирующих устройств.

При разработке корректирующего устройства блока передачи мощности, предназначенного для работы в системе аварийного гидравлического привода выпуска шасси, нецелесообразно применять устройства сложной конструкции. Кроме того, сложность настройки и организации обратных связей приведет к снижению эффективности коррекции. Условия работы гидравлического привода выпуска шасси в аварийной ситуации вынуждают отказаться от электронных и электромеханических устройств коррекции.

Одним из возможных решений коррекции характеристик аварийного привода выпуска шасси самолета является устройство обратной связи по перепаду давлений [9].

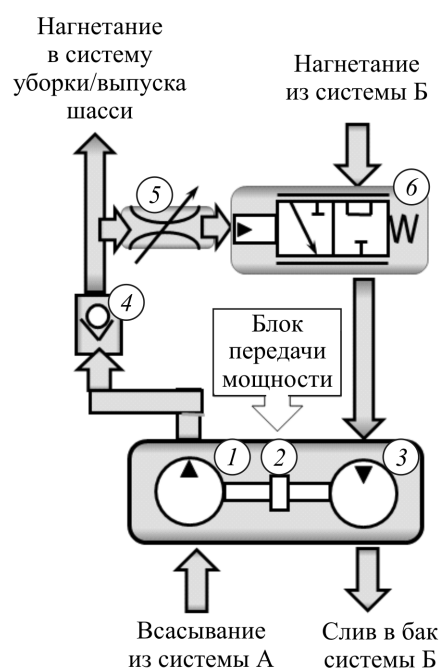


Рис. 2. Аварийный привод выпуска шасси с коррекцией по нагрузке

Привод содержит насос 1 первой подсистемы А (рис. 2), 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 многопозиционным дросселирующим гидрораспределителем 6, изменяя баланс сил на его плунжере, ход которого ограничен пружиной. Если баланс сил на плунжере нарушается, то многопозиционный гидрораспределитель 6 изменяет подачу рабочей жидкости к гидромотору 3, обеспечивающему соответствующий привод насоса.

Аварийный привод выпуска шасси работает следующим образом. При включении в работу потребителей (исполнительных гидродвигателей) давление в нагнетательной линии насоса 1 меняется. Величина давления, отражающая действительные нагрузки на потребителях первой подсистемы, снижается пропорционально в дросселе 5 до величины давления управления многопозиционным дросселирующим гидрораспределителем 6, определяющим подачу рабочей жидкости от второй подсистемы к гидромотору 3. Несмотря на работу гидрораспределителей 6 от двух

подсистем, рабочие жидкости не смешиваются. Повышение быстродействия привода достигается за счет передачи информации о действительной нагрузке на гидродвигателях при уборке/выпуске шасси в виде гидравлического сигнала, подаваемого на гидрораспределитель 6 и, через гидромотор 3 соответственно на насос 1 для компенсации изменения нагрузки, что сокращает время переходных процессов при работе блока передачи мощности.

Таким образом, аварийный привод выпуска шасси самолета обеспечивает регулируемую работу гидромотора в зависимости от требуемых действительных нагрузок на резервируемых исполнительных гидродвигателях. Отбираемая от основной подсистемы мощность для организации работы блока передачи мощности является автоматически регулируемой величиной и отражает реальную потребность использования энергии. Наличие обратной связи по нагрузке позволяет повысить надёжность гидравлической аварийной системы самолёта, сократить ошибку во время определения аварийного режима работы системы за счет учета информации о действительной нагрузке на исполнительных гидродвигателях и повышает быстродействие.

Блок передачи мощности как объект регулирования

Влияние обратной связи по перепаду давлений на работу блока передачи мощности можно варьировать:

- а) площадью проходного сечения дросселя, понижающего величину информационного сигнала по давлению в линии исполнительных гидродвигателей;
- б) настройкой жесткости пружины многопозиционного дросселирующего гидрораспределителя.

Расчетная схема математической модели блока передачи мощности представлена на рис. 3.

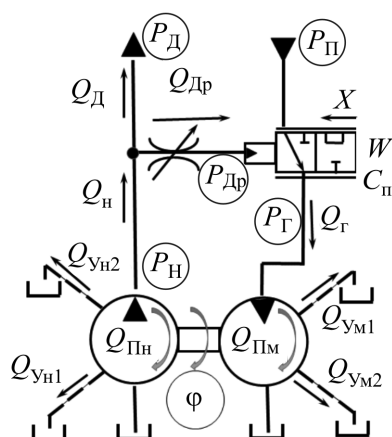


Рис. 3. Расчетная схема математической модели блока передачи мощности

При математическом моделировании блока передачи мощности с обратной связью по нагрузке были приняты следующие основные допущения:

- гидродвигатели (роторы насоса и гидромотора) вращаются с одинаковой угловой скоростью ϕ , величина которой зависит от развиваемой насосом мощности вследствие использования обратной связи;
- при работе блока давление в трубопроводах не достигает значений, при которых открываются предохранительные клапаны;
- давление $P_{П}$ перед многопозиционным гидрораспределителем поддерживается постоянным;
- давление слива $P_{сл}$ после гидромотора и давление всасывания $P_{вс}$ перед насосом поддерживается постоянным за счет работы гидроаппаратуры баков гидросистемы самолета.

При составлении модели гидромеханических процессов использованы известные уравнения движения сплошной среды с применением экспериментальных значений коэффициентов гидравлических сопротивлений, расходов, гидродинамических сил [10]. Модель составляется на основе уравнений неразрывности потока, перемещения подвижных частей элементов гидромашин и уравнений расхода через гидравлическую аппаратуру [10–15].

Скорость нарастания давления за насосом определяется нагрузкой на гидродвигателях и гидравлическим сопротивлением трубопроводов с гидрооборудованием, утечками и перетечками в самом насосе:

$$\frac{dP_D}{dt} = \frac{E}{V_D} (Q_H + Q_{Пн} - Q_{УН1} - Q_{УН2} - Q_{Др} - Q_D).$$

Скорость нарастания давления перед гидромотором определяется работой устройства обратной связи по нагрузке, утечками и перетечками в самом гидромоторе:

$$\frac{dP_M}{dt} = \frac{E}{V_M} (Q_M - Q_{Пм} - Q_{УМ1} - Q_{УМ2}).$$

Здесь P_D – давление насоса, определяемое давлением нагрузки P_D , Па; P_M – давление перед гидромотором, определяемое работой устройства обратной связи, Па; E – модуль упругости жидкости, Па; V_D – объем жидкости в полостях от насоса до гидродвигателей вместе с присоединенными трубопроводами, m^3 ; V_M – объем жидкости в полости гидромотора вместе с присоединенными трубопроводами, m^3 ; Q_H – подача насоса, m^3/c ; Q_M – расход жидкости в гидромотор, m^3/c ; Q_D – расход жидкости к гидродвигателям, m^3/c ; $Q_{Др}$ – расход жидкости через дроссель, m^3/c ; $Q_{Пн}$ и $Q_{Пм}$ – перетечки рабочей жидкости в насосе и гидромоторе, m^3/c ; $Q_{УМ1}$ и $Q_{УН2}$ – утечки рабочей жидкости в гидромоторе и насосе из линии высокого давления соответственно, m^3/c ; $Q_{УМ2}$ и $Q_{УН1}$ – утечки рабочей жидкости в гидромоторе и насосе из линии низкого давления соответственно, m^3/c .

Расходы жидкости в гидромашинах на перетечки и утечки определяются конструкцией и технологией изготовления, в первом приближении их можно записать с помощью эмпирических коэффициентов:

$$Q_{yH1} = K_{yH} p_{bc};$$

$$Q_{yH2} = K_{yH} p_H;$$

$$Q_{yM1} = K_{yM} p_\Gamma;$$

$$Q_{yM2} = K_{yM} p_{cl};$$

$$Q_{ПН} = K_{ПН} (p_H - p_{bc});$$

$$Q_{ПМ} = K_{ПМ} (p_\Gamma - p_{cl}).$$

Здесь K_{yH} , $K_{ПН}$ и $K_{ПМ}$ – эмпирические коэффициенты утечек в насосе и перетечек в гидромашинах, м³/с/Па; K_{yM} – эмпирический коэффициент утечек в гидромоторе, м³/с/Па/рад.

Расходы жидкости в насосе и гидромоторе запишутся соответственно

$$Q_H = \frac{V_{0H}}{2\pi} \cdot \omega,$$

$$Q_M = \frac{V_{0\Gamma}}{2\pi} \cdot \omega,$$

где V_{0H} и $V_{0\Gamma}$ – характерные рабочие объемы насоса и гидромотора, м³/об, ω – скорость вращения вала гидромашин, об/с.

Уравнение движения ротора гидромотора вместе с приведенной инерцией вращающихся частей насоса и соединительной муфты

$$\frac{d^2\varphi}{dt^2} = \frac{1}{J_M + J_H} \cdot (M_M - M_{ТрН}),$$

где J_M и J_H – момент инерции ротора гидромотора и развиваемый им момент инерции ротора насоса соответственно, кг·м²; φ – угол поворота вала гидромотора, рад; M_M – момент, развиваемый гидромотором, Н·м, равен M_H – моменту на валу насоса; $M_{ТрН}$ – момент от сил трения в насосе, Н·м.

Момент, развиваемый гидромотором, можно записать в виде

$$M_M = \frac{V_{0M}}{2\pi} \cdot (p_\Gamma - p_{cl}) - K_{в.тр.М} \frac{d\varphi}{dt},$$

где $K_{в.тр.М}$ – коэффициент вязкого трения гидромотора, Н·м/рад/с.

Устройство обратной связи по перепаду давлений

Возмущающим сигналом начала работы устройства обратной связи является изменение величины нагрузки на исполнительных гидродвигателях. Это может быть вызвано внешними и внутренними воздействиями гозодинамического или гидромеханического характера на стойки с гидроцилиндрами при выдвигении/уборке шасси самолета. Изменение величины давления P_d приведет к изменению расхода через дросель (рис. 3)

$$Q_{др} = \mu \cdot F_{др} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_d - p_{др})},$$

где $F_{др}$ – площадь дроселя; $P_{др}$ – давление после дроселя.

Уравнение баланса сил на золотнике многопозиционного распределителя без учета его массы и сил трения

$$p_{др} \cdot A_3 = C_3 \cdot X_3.$$

Здесь A_3 – площадь торцевой камеры золотника; C_3, X_3 – жесткость пружины и ход золотника. Уравнение расхода жидкости через дросселирующий гидрораспределитель

$$Q_{Г} = \mu \cdot X_3 \cdot B \sqrt{\frac{2}{\rho}} (p_{П} - p_{Г}),$$

где B – ширина окна золотника, $p_{Г}$ – давление перед гидромотором.

Схема математической модели блока передачи мощности, работающего на один из гидроцилиндров системы уборки/выпуска шасси, представлена на рис. 4.

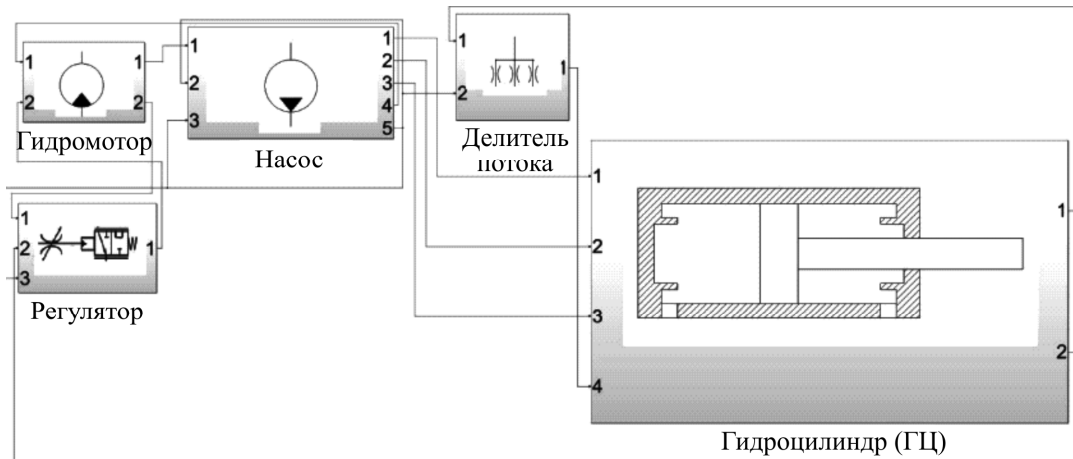


Рис. 4. Схема математической модели блока передачи мощности

В ходе составления математической модели были приняты следующие допущения: гидромотор и насос имеют общую постоянную угловую скорость; трубопроводы абсолютно жёсткие; модули упругости жидкостей в подсистемах постоянны; давление в системе не превышает 21 МПа; параметры считаются сосредоточенными; механические соединения абсолютно жёсткие; люфты отсутствуют.

Решение уравнений математической модели проводилось численным методом при помощи алгоритма, реализованного на языке программирования *Matlab, Simulink*.

Математическая модель разделена на пять подсистем, приведенных на рис. 5–9.

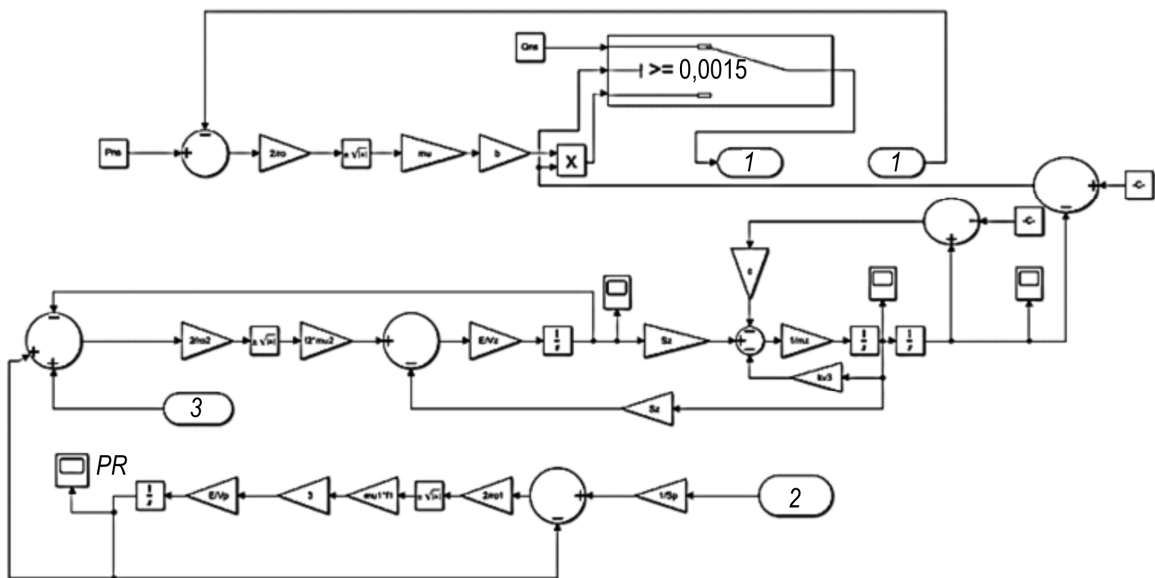


Рис. 5. Модель регулятора

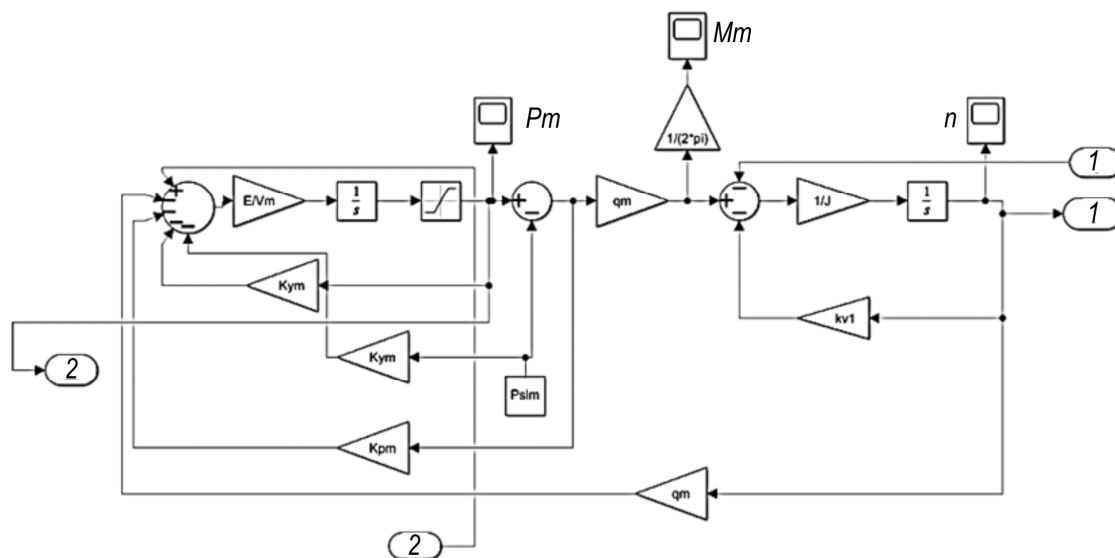


Рис. 6. Модель гидромотора

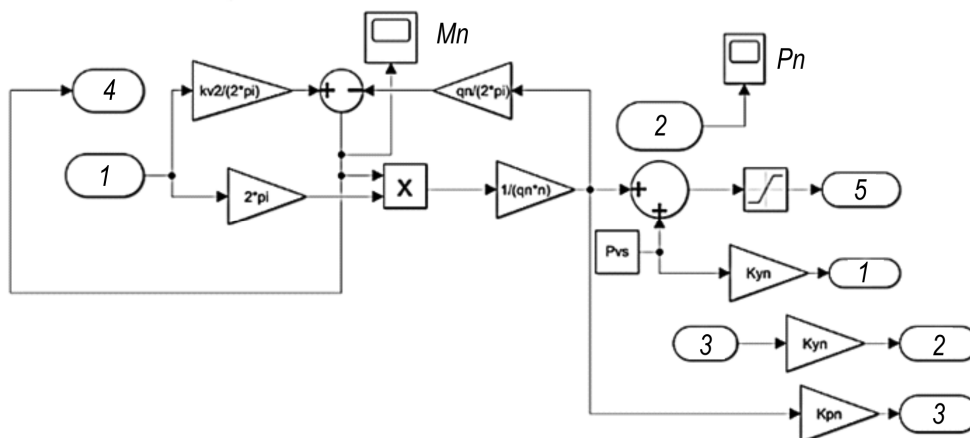


Рис. 7. Модель насоса



Рис. 8. Модель делителя потока

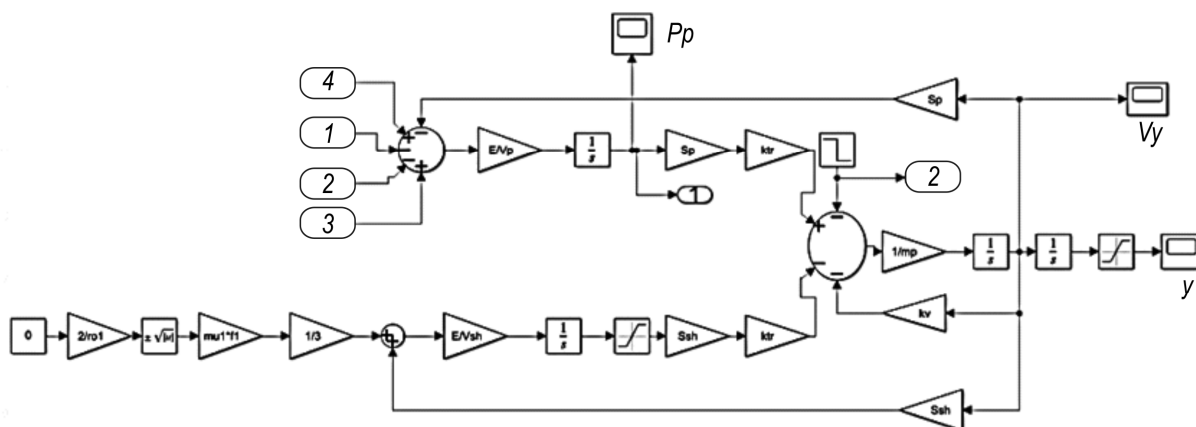


Рис. 9. Модель гидроцилиндра выпуска шасси

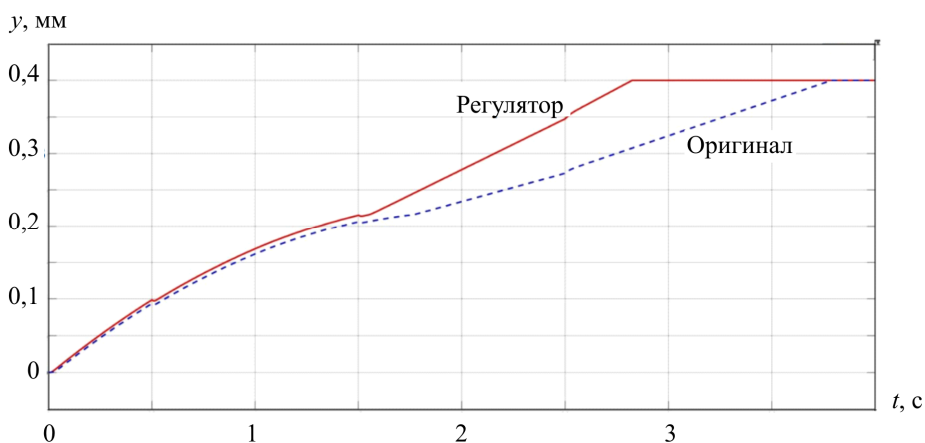


Рис. 10. Перемещение гидроцилиндра выпуска шасси под нагрузкой

Результаты моделирования приведены на рис. 10, 11. При моделировании рассмотрен случай, когда золотник регулятора изначально приоткрыт на значение 25 % от максимального, при этом жидкость из системы Б (рис. 2) попадает в гидромотор, запуская его на неполную мощность. В свою очередь, запускается насос, который начинает активировать сразу три гидроцилиндра выпуска шасси и изменять степень открытия регулятора до приемлемой работы блока передачи мощности. При возникновении случайной противодействующей движению штока гидроцилиндра нагрузке в системе повышается давление, обратная связь по давлению через дроссель (через дроссель 5 на рис. 2) управляет положением золотника б регулятора, ещё больше открывая золотник при противодействии пружины регулятора. При этом пружина создаёт усилие, которое не позволяет полностью открыть регулятор. Подача рабочей жидкости к гидромотору увеличивается, увеличиваются обороты гидромотора и, соответственно, насоса, уменьшая время переходного процесса перемещения гидродвигателей шасси при уборке/выпуске в аварийной ситуации.

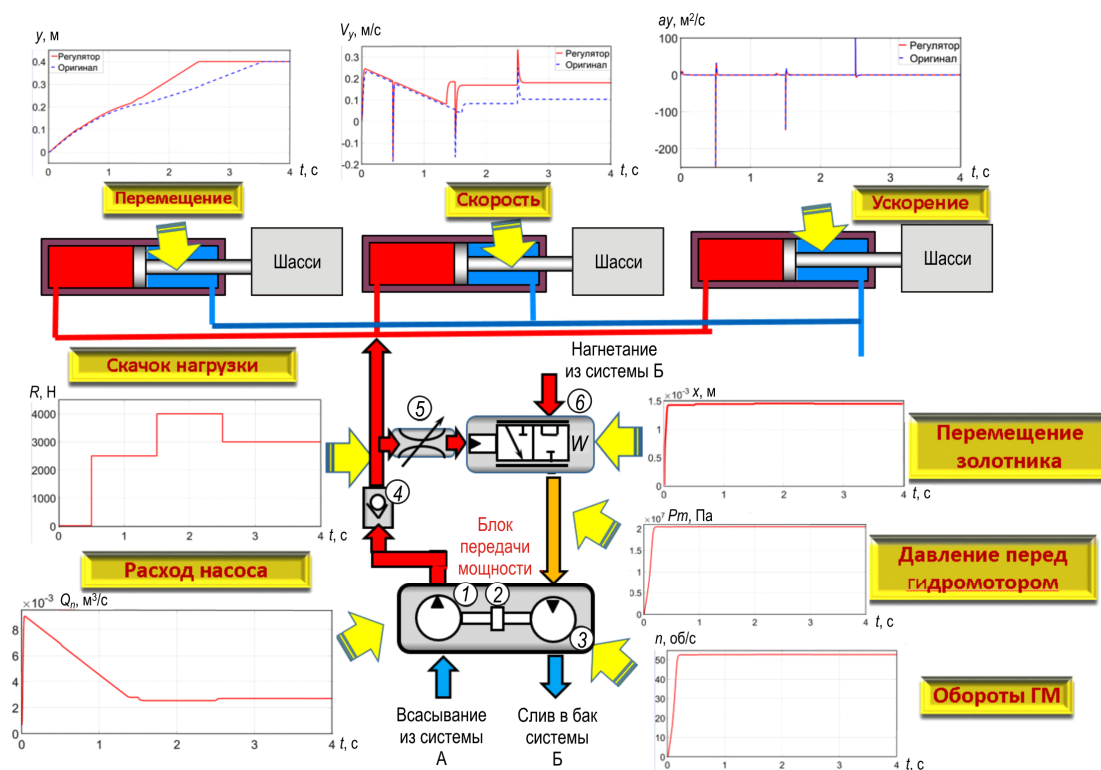


Рис. 11. Характеристики блока передачи мощности с регулятором по давлению нагрузки (ГМ – гидромотор)

Эффект коррекции обратной связью по перепаду давления для блока передачи мощности с дроссельным регулированием и сравнительно малой инерционной нагрузкой заключается в увеличении быстродействия привода, формирования оптимальной амплитудно-частотной характеристики, так как запас устойчивости у подобных приводов часто бывает превышен из-за возможных автоколебаний управляющих устройств.

Заключение

Рассмотрено одно из направлений развития блоков передачи мощности для аварийных гидросистем гражданских самолетов на основе запатентованного технического решения. Разработанные подходы к описанию блока передачи мощности как объекта регулирования позволили определиться с новой математической моделью регулятора, отражающего действительный характер внешних воздействий на исполнительные гидродвигатели уборки/выпуска шасси. Разработанная математическая модель и результаты моделирования показывают эффективность влияния предложенной схемы регулятора на динамические процессы в аварийной ситуации. Создание объектно-ориентированных технологий моделирования позволят значительно повысить эффективность разработки авиационных гидромашин и, в частности, блока передачи мощности.

Библиографический список

1. Watton J. Performance of a power transfer unit for aircraft applications // Proceedings of the JFPS International Symposium on Fluid Power, VL. – 2008. DOI: 10.5739/isfp.2008.155
2. Wen Guang Zhang, G. Lin. Analysis of Aircraft Hydraulic System Failures // Engineering Advanced Materials Research. – 1 July 2014. DOI: 10.4028/WWW.SCIENTIFIC.NET/AMR.989-994.2947
3. Поляков Н.А., Соловьева А.А., Целищев В.А. Концепция развития блоков передачи мощности в гидросистеме гражданского самолета // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Аэрокосмическая техника. – 2021. – № 67. – С. 5–15.
4. Поляков Н.А., Соловьева А.А., Целищев В.А. Тенденции развития гидросистем летательных аппаратов // Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика: сб. тр. конф. – М., 2021. – С. 181–185.
5. Анализ устройств коррекции струйной гидравлической рулевой машины / В.А. Целищев, К.В. Арефьев, А.В. Месропян, А.П. Смородинов // Вестник ПГТУ. Аэрокосмическая техника. – 2001. – Вып. 8. – С. 15–21.
6. Струйные гидравлические рулевые машины / Ю.К. Кириллов [и др.]. – Уфа: РНТИК «Баштехинформ» АН РБ, 2002. – 284 с.
7. Целищев В.А., Арефьев К.В., Месропян А.В. Особенности коррекции гидравлических исполнительных механизмов органов управления летательных аппаратов // Вестник УГАТУ. – 2005. – Т. 6, № 1 (12). – С. 55–64.
8. Целищев В.А. Идентификация и адаптивное управление струйными гидравлическими рулевыми машинами // Изд-во МАИ. – 2007. – 282 с.
9. Аварийный привод выпуска шасси: пат. на изобретение RU 2 780 009 C1 19.09.2022 / Калимуллин Р.Р., Поляков Н.А., Фролов Г.К., Целищев В.А. Заявл. 2022101851, 27.01.2022; опубл.: 19.09.2022, Бюл. № 26.
10. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем. – М.: Машиностроение, 1977. – 424 с.
11. Bahr Khalil M.K., Svoboda J., Bhat R.B. Modeling of swash plate axial piston pumps with conical cylinder blocks // Engineering Journal of Mechanical Design. – 2004. DOI: 10.1115/1.1640363, Corpus ID: 111184657
12. Edge K., Darling J. The pumping dummies of swash plate axial piston pump // Trans. ASME. Jnl. Dyn. Sys., Meas&Control, 1989. – Vol. 111, № 1. – P. 307–312.
13. Kalafetis P., Costopoulos T. Modeling and Simulation of an Axial Piston Variable Displacement Pump with ressure Control // Mechanical Design and Control Section & Machine Design Laboratory. – 1994. – Partition 42. – P. 599–612. – National University of Athens, Greece.

14. Manring N.D., Johnson R.E. Modeling and Designing a Variable-Displacement Open-Loop Pump // Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control. –1996. – Vol. 118. – P. 267–272.

15. New Swash Plate Damping Model for Hydraulic Axial Piston Pumps/ X. Zhang, J. Cho, S.S. Nair and N.D. Manring // Journal of Dynamic Systems Measurement and Control. – 2001. – Vol. 123. – P. 463–470.

References

1. Watton, J. PERFORMANCE OF A POWER TRANSFER UNIT FOR AIRCRAFT APPLICATIONS // Proceedings of the JFPS International Symposium on Fluid Power, VL - 2008, DO - 10.5739/isfp.2008.155.

2. Wen Guang Zhang, G. Lin Analysis of Aircraft Hydraulic System Failures // Published 1 July 2014 Engineering Advanced Materials Research, DOI: 10.4028/WWW.SCIENTIFIC.NET/AMR.989-994.2947.

3. N.A. Polyakov, A.A. Solovyova, Tselishchev V.A. The concept of development of power transmission units in the hydraulic system of a civil aircraft // Bulletin of PNRPU. Aerospace engineering. 2021. No. 67, pp. 5-15.

4. Polyakov N.A., Solov'yeva A.A., Tselishchev V.A. Tendentsii razvitiya gidrosistem letatelnykh apparatov [Trends in the development of hydraulic systems of aircraft]. Hydraulic machines, hydraulic drives and hydropneumautomatics. XXV International Scientific and Technical Conference (Moscow, December 8, 2021). [Electronic resource]. Moscow: Mir Nauki, 2021, pp. 181-185.

5. Tselishchev V.A., Arefyev K.V., Mesropyan A.V., Smorodinov A.P. Analysis of jet hydraulic steering machine correction devices. PNRPU Aerospace Engineering Bulletin, 2001, issue 8, pp.15-21.

6. Tselishchev V.A. et al. Struyn'yye gidravlicheskiye rulev'yye mashiny [Jet hydraulic steering machines]. Ufa: UGATU, 2002.- 284 p.: il RNTIK "Bashtekhin-form" AN RB.

7. Tselishchev V.A., Arefyev K.V., Mesropyan A.V. Features of correction of hydraulic actuators of aircraft controls // Bulletin of UGATU, Vol.6, No. 1 (12), Ufa, Ufa State University. aviation tech. un-t, 2005, pp. 55-64.

8. Tselishchev V.A., Arefyev K.V., Mesropyan A.V. Osobennosti korrektsii gidravlicheskiykh ispolnitelnykh mekhanizmov organov upravleniya letatelnykh apparatov [Identification and adaptive control of jet hydraulic steering machines]. MAI Publishing House, Moscow, 2007, 282 p.

9. Kalimullin R.R., Polyakov N.A., Frolov G.K., Tselishchev V.A. Avariynnyy privod vypuska shassi [Emergency landing gear release drive]. Patent for invention RU 2 780 009 C1 09/19/2022 Application: 2022101851, 01/27/2022 Published: 09/19/2022 Byul. No. 26.

10. Popov D.N. Dinamika i regulirovaniye gidro- i pnevmosistem [Dynamics and regulation of hydro- and pneumatic systems]. Moscow: Mashinostroeniye, 1977, 424 p.

11. Modeling of swash plate axial piston pumps with conical cylinder blocks / M.K. Bahr Khalil, J. Svoboda and R.B. Bhat // Engineering Journal of Mechanical Design. Published 2004. DOI: 10.1115/1.1640363 Corpus ID: 111184657

12. The pumping dummies of swash plate axial piston pump. // K. Edge, J. Darling // Trans. ASME. Jnl. Dyn. Sys., Meas&Control, 1989. – Vol. 111, № 1. – pp. 307-312.

13. Modeling and Simulation of an Axial Piston Variable Displacement Pump with ressure Control / P. Kaliafets and T. Costopoulos // Mechanical Design and Control Section & Machine Design Laboratory, Partion 42, 599-612, National University of Athens, Greece, 1994.

14. Modeling and Designing a Variable-Displacement Open-Loop Pump / N.D. Manring and R.E. Johnson // Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 1996. – Vol. 118. – pp. 267-272.

15. New Swash Plate Damping Model for Hydraulic Axial Piston Pumps/ X. Zhang, J. Cho, S.S. Nair and N.D. Manring // Journal of Dynamic Systems Measurement and Control, 2001. – Vol. 123. – pp. 463-470

Об авторах

Поляков Николай Алексеевич (Москва, Россия) – заместитель директора центра проектирования, Холдинг «Технодинамика» (Москва, 115184, ул. Большая Татарская, 35, стр. 5, e-mail: polyakovna@tdhc.ru).

Кудерко Дмитрий Александрович (Москва, Россия) – кандидат технических наук, директор центра проектирования АО «Технодинамика» (Москва, 115184, ул. Большая Татарская, 35, стр. 5, e-mail: dm_kuderko@mail.ru).

Фролов Григорий Константинович (Уфа, Россия) – студент кафедры «Прикладная гидромеханика», Уфимский университет науки и технологий (Уфа, 450008, ул. К. Маркса, 12, e-mail: grisha-frolov-00@mail.ru).

Целищев Владимир Александрович (Уфа, Россия) – доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Прикладная гидромеханика», Уфимский университет науки и технологий (Уфа, 450008, ул. К. Маркса, 12, e-mail: pgl.ugatu@mail.ru).

About the authors

Nikolai A. Polyakov (Moscow, Russian Federation) – Associate Director of Design Center, Holding “Technodinamika” (p. 5, 35, Bolshaya Tatarskaya str., 115184, Moscow, e-mail: polyakovna@tdhc.ru).

Dmitry A. Kuderko (Moscow, Russian Federation) – Dr of Technical Sciences, Head of R&D center “Technodinamika” (p. 5, 35, Bolshaya Tatarskaya str., 115184, Moscow, e-mail: dm_kuderko@mail.ru).

Grigoriy K. Frolov (Ufa, Russian Federation) – Student at the Department of “Applied Hydromechanics”, Ufa University of Science and Technology (12, K. Marx str., 450008, Ufa, e-mail: kerargirit@rambler.ru).

Vladimir A. Tselischev (Ufa, Russian Federation) – Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of Department of “Applied Hydromechanics”, Ufa University of Science and Technology (12, K. Marksa str., 450008, Ufa, e-mail: pgl.ugatu@mail.ru).

Финансирование. Исследование не имело спонсорской поддержки.

Конфликт интересов. Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Вклад авторов. Все авторы сделали равный вклад в подготовку публикации.

Поступила: 05.08.2023

Одобрена: 01.09.2023

Принята к публикации: 12.10.2023

Просьба ссылаться на эту статью в русскоязычных источниках следующим образом: Коррекция работы аварийного гидравлического привода выпуска шасси самолета / В.А. Целищев, Г.К. Фролов, Д.А. Кудерко, Н.А. Поляков // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Аэрокосмическая техника. – 2023. – № 74. – С. 51–62. DOI: 10.15593/2224-9982/2023.74.05

Please cite this article in English as: Tselischev V.A., Frolov G.K., Kuderko D.A., Polyakov N.A. Correction of the operation of the emergency hydraulic drive of the aircraft landing gear release. *PNRPU Aerospace Engineering Bulletin*, 2023, no. 74, pp. 51-62. DOI: 10.15593/2224-9982/2023.74.05