

---

# Системы приводів. Технологія і обладнання машинобудівного виробництва. Мехатроніка

---

УДК 622.276.05-82-043.61

З.Я. Лурье, д-р техн. наук,  
А.И. Гасюк, канд. техн. наук,  
Е.Н. Цента, канд. техн. наук,  
В.А. Булгаков, канд. техн. наук

Национальный технический университет

«Харьковский политехнический институт», Харьков, Украина

Г.Л. Тюфанов

Государственное предприятие «Харьковское конструкторское бюро по машиностроению им. А.А. Морозова», Харьков, Украина

## ОСОБЕННОСТИ МОДЕЛИРОВАНИЯ ОБЪЕКТА С РУЧНЫМ УПРАВЛЕНИЕМ НА ПРИМЕРЕ ГИДРОПРИВОДА ОПОРНОГО ДОМКРАТА САМОХОДНОЙ БУРОВОЙ УСТАНОВКИ

### SPECIAL FEATURES OF THE OBJECT MODELING WITH MANUAL CONTROL EXEMPLIFIED BY THE SUPPORT JACK HYDRAULIC DRIVE OF THE SELF-PROPELLED DRILLING RIG

*Цель.* Научный поиск математической модели оператора самоходной буровой установки и построение математической модели гидропривода опорного домкрата с ручным управлением для определения динамических характеристик и их улучшения.

*Методы исследования.* К ним относятся законы теории машин и механизмов, теоретической механики, механики жидкости и газа, способствующие более углубленной разработке математической модели, методы математического моделирования, позволяющие полнее описать систему функциональными зависимостями, способы эвристических подходов, используемые при разработке модели оператора.

*Результаты исследования.* Разработанная математическая модель гидропривода опорного домкрата с ручным управлением обладает следующими особенностями: содержит уравнения, которые для большинства переменных отличаются при режимах подъема и опускания рамы, т.е. является системой переменной структуры, переменность структуры определило двухуровневый принцип моделирования динамики системы, за верхний уровень, при котором условно за «1» принимается режим подъема на заданное значение с подключением соответствующих формул и уравнений при включении модели на решение задачи, за «0» принимается режим опускания с подключением другой части модели на заданное снижение, через время, принимаемое в постановке задачи, положение рукоятки, соответствующее позициям «а», «б» и «0» золотника распределителя принято нижним уровнем указаний к функционированию модели.

*Заключение.* Разработанная математическая модель гидропривода опорного домкрата, содержащая 7 дифференциальных уравнений первого порядка, 31 алгебраических и трансцендентных уравнений, среди которых 26 нелинейных, позволила выполнить широкий комплекс исследований динамики: обоснован выбор скоростей перемещений в предлагаемой модели оператора, получены динамические характеристики реального рабочего процесса, когда оператор опоздал или раньше вернул при подъеме рукоятку распределителя в исходное положение и рама поднялась на большую или меньшую высоту, в модели предусмотрена имитация ошибок и два варианта, с помощью которых на практике оператор исправляет свои ошибки и др.

*Ключевые слова:* опорный домкрат, самоходная буровая установка математическое моделирование, ручное управление, гидропривод.

#### Введение

Высокая степень готовности к работе буровых установок, смонтированных на колесном ходу, предоставляет возможность ускорить работы при геологоразведочном, структурно-полевом, эксплуатационном

и глубоком разведывательном бурении нефти, газа, воды. В конечном итоге это позволяет значительно расширить фронт работ по освоению месторождений Украины и увеличить количество получаемой Украиной нефти и газа, а также приведет к снижению затрат на их закупку за границей.

Для горизонтирования платформы (рамы) самоходной установки, на подготовленной площадке проведения работ, в ее конструкции предусмотрены гидравлические опорные домкраты с ручным управлением. Они должны позволять горизонтировать платформу установки для работы даже на подготовленной площадке на склоне. Следует отметить, что гидросхемы опорных домкратов разрабатываются на элементной базе объемных гидроустройств с установкой силового цилиндра вертикально. От квалификации оператора установки зависит общее время и качество процесса горизонтирования. Представляют теоретический и практический интерес математическая модель, и особенно, принимаемая модель оператора, динамические характеристики процесса горизонтирования, которые обсуждаются в настоящей статье.

## Анализ литературных источников

В работе [1] приведена схема с ручным управлением вертикально расположенного цилиндра для подъема и опускания груза и краткое описание ее работы. Однако приведенные основные расчетные зависимости, включая даже структурную схему электрогидравлического следящего привода электроэрозионного станка с полным математическим описанием всех передаточных функций и с последующими результатами исследований, ни слова нет о гидроаппаратуре. Так как работа [1] — это справочник, то в основном тексте есть полное описание конструкции, габаритных и присоединительных размеров гидроаппаратуры, в том числе с ручным управлением, все необходимые рисунки.

В работе [2] рассматривается целый ряд строительных и дорожных машин, в гидроприводах которых применяется гидроаппаратура с ручным управлением. В описании этих гидросистем не рассматриваются вопросы динамических характеристик гидроустройств, включая и ручное управление.

Работа [3] посвящена применению в нефтегазовом оборудовании объемного гидропривода. В качестве примера одного из механизмов рассматривается гидропривод опорного домкрата. К стати, на самоходных буровых установках имеется четыре домкрата по краям рамы для обеспечения качественного горизонтирования. Однако кроме описания принципиальной схемы и перечня гидроустройств автором не рассматриваются динамические характеристики и требования, предъявляемые к квалификации оператора установки.

Можно утверждать, что пока нет работ, в которых помимо математических моделей насоса, цилиндра и других известных гидроустройств была бы модель оператора, позволяющая построить полную модель привода.

## Постановка задачи

Анализ выполненных ранее работ и исследований в области систем управления различным технологическим оборудованием, включая опорные домкраты, на основе объемных гидроустройств показал, что системы с ручным управлением практически не рассматривались как объекты динамики. При этом надо учесть, что системы выполнялись на основе объемных гидроустройств, разработке математических моделей которых посвящено значительное количество работ [4–10].

На рисунке 1 изображена схема системы управления опорным домкратом, в напорной линии которой давление поддерживается в определенном интервале с помощью переливного клапана прямого действия. Рабочая жидкость от насоса с постоянной подачей  $q_n = \text{const}$  поступает на вход трехпозиционного, четырехлинейного гидрораспределителя с ручным управлением к потребителю (цилиндру домкрата с переменным расходом). Избыток рабочей жидкости сливается через переливной клапан в гидробак. При этом в зависимости от изменения давления в напорной линии питания потребителя, вызванного изменением расхода, клапан пропускает большее или меньшее количество рабочей жидкости в сливную линию, поддерживая давление  $p_n$  в определенных пределах.

При переводе рукоятки гидрораспределителя из нейтрального положения «0» в позицию «а» рабочая жидкость от насоса через дросселирующую щель гидрораспределителя и обратный клапан поступает в поршневую полость цилиндра. Начинается подъем корпуса, вертикально расположенного гидроцилиндра совместно с рамой, при котором преодолевается сила веса, силы жидкостного и «полусухого» трения (шток гидроцилиндра согласно рисунка 1 неподвижен). Рабочая жидкость из штоковой полости через дросселирующую щель Р и сливную магистраль поступает в гидробак. Подъем рамы продолжается до тех пор пока оператор буровой установки не вернет гидрораспределитель в позицию «0».

Опускание рамы происходит при установке оператором гидрораспределителя в позицию «б». При этом подача рабочей жидкости от насоса поступает в штоковую полость, а поршневая полость через дроссель и гидрораспределитель подключается к сливной магистрали. Дроссель, установленный на пути течения рабочей жидкости в напорной линии с целью изменения гидравлического сопротивления, создает перепад давления для слива рабочей жидкости через переливной клапан в бак. Последнее приводит к изменению (ограничению) скорости опускания рамы, так как в этом случае сила  $F_{\text{сопр}}$  является активной (движущей) силой. При этом на выходе дросселя устанавливается давление  $p'_1$  (на схеме не обозначен). Обозначения параметров на рисунке 1 соответствуют подъему рамы.

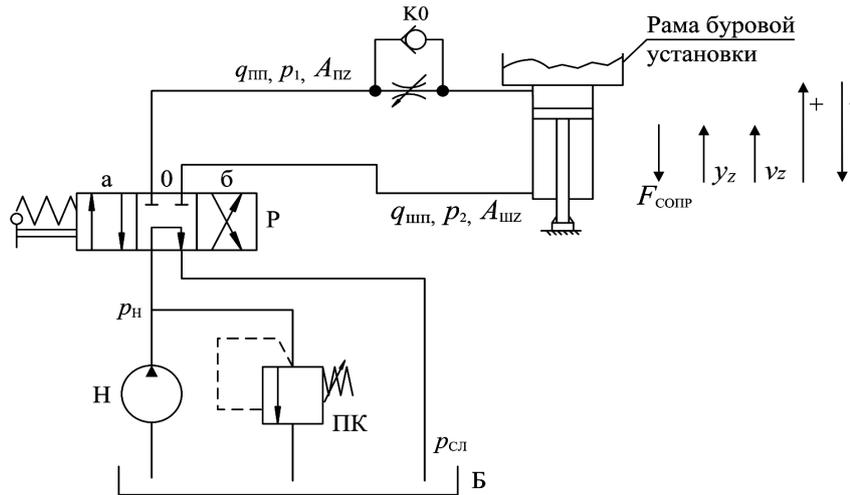


Рисунок 1 — Схема гидросистемы опорного домкрата самоходной буровой установки:  $p_1, p_2, p_{сл}$  — давления рабочей жидкости в соответствующих точках гидросистемы,  $y_z, v_z$  — перемещение и скорость движения гидроцилиндра совместно с рамой,  $A_{пш}, A_{шш}, q_{шп}$  и  $q_{шп}$  — соответственно эффективные площади и расходы в поршневой и штоковой полостях цилиндра,  $F_{сопр}$  — сила сопротивления, равная весу поднимаемого груза

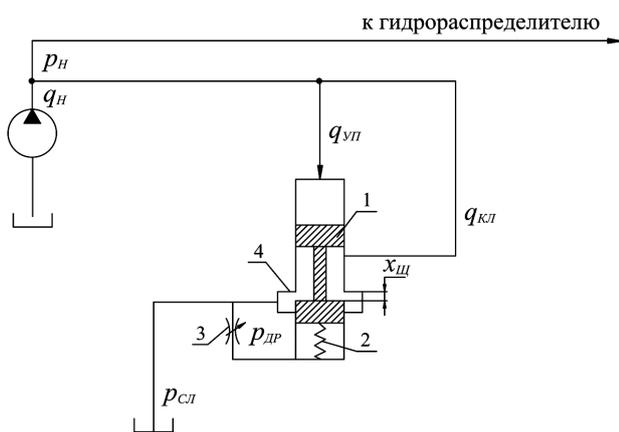


Рисунок 2 — Конструктивная схема переливного клапана прямого действия

Основные конструктивные элементы переливного клапана: корпус 4 и плунжер 1, образующие кромочную щель, пружина 2, рассчитанная на заданное давление, дроссель 3, предназначенный для демпфирования колебаний плунжера переливного клапана в переходном режиме, показаны на рисунке 2. Для исследования такой гидросистемы в динамике следует построить математическую модель всех гидроустройств с учетом ручного управления и предложить модель оператора.

Решение поставленной задачи выполнено на примере гидросистемы опорного домкрата самоходной буровой установки, изображенной на рисунках 1 и 2.

При построении математических моделей гидроустройств и системы в целом, были приняты следующие допущения:

- рабочая жидкость однородна, ее разрыв исключается,
- температура, плотность, коэффициент расхода и коэффициент динамической вязкости приняты постоянными, равными средним значениям,
- утечки рабочей жидкости через зазоры в элементах гидросистемы (кроме насоса) не учитывались, ввиду их малости по сравнению с расходами в системе,
- волновые процессы в гидролиниях гидросистемы не учитывались ввиду незначительной их протяженности и сравнительно большого диаметра труб,
- угловая скорость вращения вала насоса принята постоянной.

Математическая модель, позволяющая исследовать динамику системы, включает следующие уравнения:

- теоретической подачи насоса,
- подачи насоса с учетом утечки и перетечки,
- деформационного расхода, определяемого сжимаемостью рабочей жидкости,
- расхода рабочей жидкости через дросселирующую щель переливного клапана,
- расхода на управление переливным клапаном,
- расхода через дроссельное отверстие переливного клапана,
- расхода через гидрораспределитель,
- расходов в поршневой полости цилиндра при подъеме/опускании рамы,
- расходов в штоковой полости цилиндра при подъеме/опускании рамы,
- расхода режима разгрузки насоса при установке гидрораспределителя в позицию «0»,
- движения плунжера переливного клапана,

- неразрывностей потока рабочей жидкости в гидросистеме при подъеме/опускании рамы,
- движения гидроцилиндра совместно с рамой при ее подъеме/опускании,
- предлагаемой модели оператора, формирующей ручное управление гидрораспределителя,
- начальных условий.

Подача насоса определяется следующими выражениями:

- теоретической подачи (без учета утечки и перетечки рабочей жидкости)

$$q_T = V_0 \cdot n, \quad (1)$$

- утечки и перетечки рабочей жидкости

$$q_{\text{утп}}(t) = C_{\text{утп}} \cdot p_H(t), \quad (2)$$

- деформационного расхода

$$q_{\text{сж}}(t) = \frac{V_H}{E} \cdot \frac{dp_H(t)}{dt}, \quad (3)$$

где  $V_0$  — рабочий объем насоса,  $n$  — частота вращения вала насоса,  $C_{\text{утп}}$  — коэффициент утечки и перетечки рабочей жидкости,  $p_H(t)$  — давление рабочей жидкости на выходе насоса,  $V_H$  — объем рабочей жидкости, находящейся в трубопроводах от насоса к Р и переливного клапана,  $E$  — объемный модуль упругости рабочей жидкости.

Модель переливного клапана включает следующие уравнения:

- расхода через дросселирующую щель

$$q_{\text{кл}}(t) = \mu \cdot \pi \cdot d \cdot x_{\text{щ}}(t) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_H(t) - p_{\text{сл}})}, \quad (4)$$

где  $x_{\text{щ}}(t) = \begin{cases} 0 & \text{при } x(t) \leq x_0, \\ x(t) - x_0 & \text{при } x(t) > x_0, \end{cases} \quad (5)$

$x_{\text{щ}}(t)$  — высота дросселирующей щели,  $\mu$  — коэффициент расхода,  $x_0$  — положительное перекрытие,  $d$  — диаметр плунжера,  $x(t)$  — перемещение плунжера от его закрытого положения,  $p_{\text{сл}}$  — давление слива,  $\rho$  — плотность рабочей жидкости.

- расхода, необходимого для управления клапаном

$$q_{\text{упр.кл}}(t) = A_{\text{пл}} \cdot \frac{dx(t)}{dt}, \quad (6)$$

где  $A_{\text{пл}} = \pi d^2/4$  — эффективная площадь плунжера.

- расхода через ламинарный дроссель

$$q_{\text{др}}(t) = K_{\text{др}} \cdot (p_{\text{др}}(t) - p_{\text{сл}}), \quad (7)$$

где  $K_{\text{др}}$  — проводимость дросселя,  $p_{\text{др}}$  — давление на выходе дросселя.

При малом объеме демпфирующей полости можно пренебречь сжимаемостью рабочей жидкости в этом объеме.

Из равенства выражений (6) и (7), т.е.  $q_{\text{упр.кл}}(t) = q_{\text{др}}(t)$ , находим

$$K_{\text{др}} \cdot (p_{\text{др}}(t) - p_{\text{сл}}) = A_{\text{пл}} \cdot \frac{dx}{dt}.$$

Откуда  $p_{\text{др}}(t) = \frac{A_{\text{пл}}}{K_{\text{др}}} \cdot \frac{dx}{dt} + p_{\text{сл}}. \quad (8)$

- движения плунжера переливного клапана

$$m \frac{d^2x(t)}{dt^2} = A_{\text{пл}}(p_H(t) - p_{\text{др}}(t)) - F_{\text{пр}}(t) - F_{\text{гд}}(t) - F_{\text{тр}}(t), \quad (9)$$

где  $m$  — масса подвижных частей переливного клапана,  $v_x = dx(t)/dt$  — скорость плунжера, сила пружины

$$F_{\text{пр}}(t) = C_{\text{пр}} \cdot x(t) + F_{\text{пр0}}, \quad (10)$$

$C_{\text{пр}}$  — жесткость пружины,  $F_{\text{пр0}}$  — сила предварительного сжатия пружины.

К переливным клапанам не предъявляется требование герметичности. Поэтому сила, обеспечивающая герметичность в закрытом положении клапана, может быть принята равной нулю и соответственно  $F_{\text{пр0}} = 0$ , гидродинамическая сила

$$F_{\text{гд}}(t) = 2 \cdot \mu^2 \cdot \pi \cdot d \cdot x_{\text{щ}}(t) \cdot p_H(t) \cdot \cos\theta, \quad (11)$$

где  $\theta$  — угол между вектором скорости потока, проходящего через щель, и осью плунжера, сила кулоновского трения

$$F_{\text{тр}} = F_{\text{тр0}} \cdot \text{sign } v_x, \quad (12)$$

где  $F_{\text{тр0}}$  — модуль силы трения,  $\text{sign } v_x$  — функция Кронекера, представленная уравнением (13)

$$\text{sign } v_x = \begin{cases} 1 & \text{при } v_x > 0, \\ -1 & \text{при } v_x < 0. \end{cases} \quad (13)$$

Модель гидрораспределителя содержит выражения:

- расхода  $q_{P1}(t)$ , равного расходу  $q_{\text{III}}(t)$  в поршневой полости гидроцилиндра (ввиду допущения отсутствия утечек) при подъеме рамы

$$q_{P1}(t) = q_{\text{III}}(t) = \mu \cdot A_P(t) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_H(t) - P_1(t))}, \quad (14)$$

где  $\mu$  — коэффициент расхода,  $A_P(t)$  — площадь дросселирующей щели распределителя,  $P_1(t)$  — давление в поршневой полости гидроцилиндра,  $\rho$  — плотность рабочей жидкости и зависимость, которая учитывает, что расход  $q_{P1}(t) = q_{\text{III}}(t)$  не может быть больше допустимой подачи насоса  $b = q_T - C_{\text{утп}} p_H$ , т.е.

$$q_{P1}(t) = q_{\text{III}}(t) = \begin{cases} q_{P1} = q_{\text{III}}^* & \text{при } q_{P1} = q_{\text{III}}^* < b, \\ q_T - C_{\text{утп}} p_H & \text{при } q_{P1} = q_{\text{III}}^* > b; \end{cases} \quad (15)$$

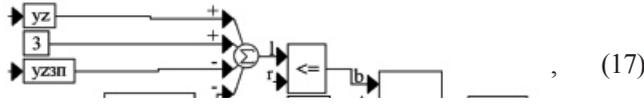
- расхода  $q_{P2}(t)$ , равного расходу из штоковой полости гидроцилиндра

$$q_{P2}(t) = q_{\text{III}}(t) = \mu \cdot A_P(t) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_2(t) - p_{\text{сл}}(t))}, \quad (16)$$

где  $p_2(t)$  — давление в штоковой полости гидроцилиндра.

Модель цилиндра включает следующие уравнения:

- расхода в поршневой полости гидроцилиндра при подъеме рамы, равный расходу через распределитель



$$q_{пo}(t) = q'_{p1}(t) = -A_{пз} \cdot v_z(t) - \frac{(V_{o1} + A_{пз} \cdot y_z(t)) \cdot dp_1}{E} \cdot \frac{dp_1}{dt}, \quad (17)$$

где  $V_{o1}$  — первоначальный объем рабочей жидкости в поршневой полости гидроцилиндра,  $v_z$  и  $y_z$  — скорость и перемещение гидроцилиндра совместно с рамой, а также зависимость, которая учитывает, что расход  $q_{пп}(t) = q_{p1}(t)$  не может быть больше допустимой подачи насоса  $b_1$ ,

- расхода при опускании рамы из поршневой полости гидроцилиндра через дроссель, затем распределитель и на слив

$$q_{пo}(t) = q'_{p1}(t) = -A_{пз} \cdot v_z(t) - \frac{(V_{o1} + A_{пз} \cdot y_z(t)) \cdot dp_1}{E} \cdot \frac{dp_1}{dt}, \quad (18)$$

где  $q'_{p1}(t)$  — расход через дросселирующую щель распределителя после дросселя,

$$q'_{p1}(t) = \mu \cdot A_p(t) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_1'(t) - p_{cl}(t))}. \quad (19)$$

При этом давление на выходе дросселя определяется по выражению

$$p_1' = p_1 - \rho \cdot \zeta \cdot q_{дp}^2 / 2A_{дp}^2, \quad (20)$$

которое получено из уравнения расхода  $q'_{p1} = q_{пп} = q_{дp}$  и замены коэффициента расхода коэффициентом гидравлического сопротивления дросселя, образованного отверстием в тонкой стенке,

- расхода из штоковой полости цилиндра, равного расходу через дросселирующую щель распределителя (при допущении отсутствия утечки) при подъеме рамы

$$q_{шo}(t) = q_{p2}(t) = A_{шз} \cdot v_z(t) - \frac{(V_{o2} - A_{шз} \cdot y_z(t)) \cdot dp_2}{E} \cdot \frac{dp_2}{dt}, \quad (21)$$

где  $V_{o2}$  — первоначальный объем рабочей жидкости в штоковой полости гидроцилиндра,

- расхода в штоковой полости гидроцилиндра при опускании рамы равный расходу через дросселирующую щель распределителя (при допущении отсутствия утечки)

$$q_{шo}(t) = q_{p2}(t) = A_{шз} \cdot v_z(t) + \frac{(V_{o2} + A_{шз} \cdot y_z(t)) \cdot dp_2}{E} \cdot \frac{dp_2}{dt} \quad (22)$$

и зависимости, которые учитывают, что расход  $q_{шo}(t) = q_{p2}(t)$  не может быть больше допустимой подачи насоса  $b1 = (q_T - C_{вп} p_H)$ , т.е.

$$q_{p2}(t) = q_{шo}(t) = \begin{cases} q_{p2} = q_{шo}^* & \text{при } q_{p2} = q_{шo}^* < b_1, \\ q_T - C_{вп} p_H & \text{при } q_{p2} = q_{шo}^* > b_1; \end{cases} \quad (23)$$

движение гидроцилиндра совместно с рамой при подъеме/опускании определяется выражением

$$m_{пp} \frac{d^2 y_z(t)}{dt^2} = A_{пз} \cdot p_1(t) - A_{шз} \cdot p_2(t) - F_{сопр} - \beta \cdot v_z(t) - F_{пoз} \cdot \text{sign} v_z(t), \quad (24)$$

где  $m_{пp}$  — приведенная масса подвижных частей,  $\beta$  — коэффициент вязкого трения,  $F_{пoз}$  — модуль силы трения.

Здесь следует отметить, что в момент включения исследуемой модели сила  $F_{сопр}$  значительно больше силы  $A_{пз} \cdot p_H$ , так как значение  $p_H$  практически равно атмосферному (насос разгружен) и возникает при этом кратковременное опускание цилиндра, что противоречит физической картине процесса. Чтобы этого избежать, включение силы сопротивления в модели происходит с запаздыванием согласно зависимости

$$F_{сопр} = \begin{cases} 0 & \text{при } 0 \leq t \leq 0,0275 \text{ с,} \\ F_{c0} & \text{при } t > 0,0275 \text{ с,} \end{cases} \quad (25)$$

где  $F_{c0}$  — модуль силы сопротивления.

Неразрывность расходов в системе при подъеме рамы определяется выражением

$$q_T(t) = q_{вп}(t) + q_{сж}(t) + q_{кл}(t) + q_{пп}(t) + q_{впп}(t). \quad (26)$$

Неразрывность расходов в системе при опускании рамы определяется выражением

$$q_T(t) = q_{вп}(t) + q_{сж}(t) + q_{кл}(t) + q_{шo}(t) + q_{впп}(t). \quad (27)$$

Модель оператора с ручным управлением распределителя. Остановимся более подробно на модели оператора, позволяющей имитировать действия ручного управления. Модель строится в предположении следующих условий:

- предлагаемая математическая модель содержит уравнения для большинства переменных, которые отличаются для режимов подъема и опускания рамы (т.е. является системой переменной структуры). Поэтому условно за «1» принимается режим подъема на заданное значение с подключением соответствующих формул и уравнений при включении модели на решение задачи, за «0» принимается режим опускания с подключением другой части модели на заданное значение через время, принимаемое в постановке задачи. Это условие является верхним уровнем в рамках данной модели, а положение рукоятки, соответствующее позициям «а», «б» и «0» золотника гидрораспределителя — нижним уровнем указаний к функционированию модели,

- верхний уровень моделируется следующим образом:
  - команда на начало подъема рамы и время  $t_{п}$  начала опускания, т.е. интервал  $0 \leq t \leq t_{п}$  устанавливается при

формировании исходных данных, опускание моделируется в интервале времени  $t_{п} \leq t \leq t_{к}$ , устанавливаемом в процессе исследований.

- Сказанное можно символически записать так: при подъеме в интервале  $0 \leq t \leq t_{п}$  сформирован сигнал «1»,

подаваемый на программные переключатели модели (в пакете VisSim блоки «merge»), при опускании в интервале  $t_{\Pi} \leq t \leq t_K$  формируется сигнал «0», подаваемый на те же программные переключатели, т.е.

$$п/о = \begin{cases} 1 & \text{— подъем при } 0 \leq t \leq t_{\Pi}, \\ 0 & \text{— опускание при } t_{\Pi} \leq t \leq t_K. \end{cases} \quad (28)$$

В пакете VisSim зависимость (28) представлено следующей диаграммой вычислительных блоков (рисунок 3)

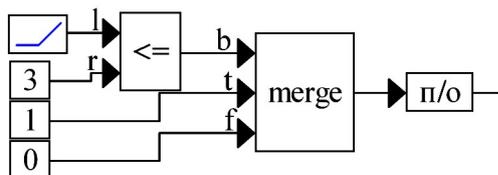


Рисунок 3 — Диаграмма вычислительных блоков, построенная согласно зависимости (28):

$t_{\Pi}$  — принятое время, равное  $3s$ ,  $t_K$  — принятое время интегрирования

- нижний уровень связан в модели с имитацией визуального контроля оператора за подъемом и опусканием рамы (обратная связь) и остановка движения за счет возврата рукоятки Р в исходное положение, который моделируется зависимостями:

$$\text{— при подъеме} \\ y_z(t) - y_{z3\Pi} = \begin{cases} P_{\text{под}} = 1 & \text{при } y_z(t) \leq y_{z3\Pi}, \\ P_{\text{под}} = 0 & \text{при } y_z(t) > y_{z3\Pi}, \end{cases} \quad (29)$$

где  $y_z(t)$  — текущее значение положения цилиндра (начиная с исходного значения),  $y_{z3\Pi}$  — значение

- перевод рукоятки распределителя из позиции «0» в позицию «а» (это соответствует подъему рамы), а затем возврат рукоятки в исходное положение для окончания подъема, вызывает перемещение золотника распределителя, определяемое зависимостью (31)

$$x_P = \begin{cases} v_3 t & \text{при } 0 \geq -x_P(t) \geq -x_{P,\text{max}} \text{ — переход Р из поз. «0» в поз. «б»} \\ v_3 t_4 & \text{при } x_P(t_4) = -x_{P,\text{max}} \text{ — Р из поз. «б» в поз. «0»}, \\ -x_{P,\text{max}} & \text{Р в поз. «б» до } t = t_5, \text{ когда } y_z(t_4) = y_{z30}, \\ -x_{P,\text{max}} + v_4(t - t_5) & \text{— переход Р из поз. «б» в поз. «0»}, \\ 0 & \text{при } -x_{P,\text{max}} = v_4(t_5 - t_5) \text{ Р в поз. «0»}, \end{cases} \quad (31)$$

где  $v_1, v_2$  — соответственно скорости перемещения золотника распределителя (от руки оператора) при переходе из позиции «0» в позицию «а», т.е. положение рукоятки в режиме подъема (сигнал 1) и возвращение ее в нейтральное положение в позицию «0» (сигнал 0),  $t_1$  — время движения золотника до значения  $x_P(t_1) = x_{P,\text{max}}$ . В этой позиции золотник находится до значения времени  $t_2 > t_1$ , когда  $y_z(t_2) = y_{z\Pi}$  и начала возврата оператором рукоятки Р распределителя в исходную позицию  $x_P(t_3) = 0$ ,

положения цилиндра, а следовательно, рамы, на которое оператор хочет ее поднять.

В пакете VisSim зависимость (29) представлена следующей диаграммой вычислительных блоков (рисунок 4)

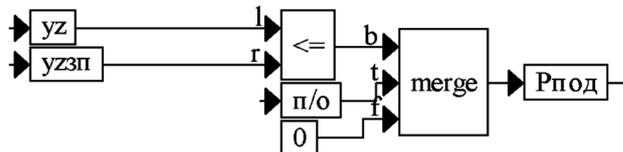


Рисунок 4 — Диаграмма вычислительных блоков, построенная согласно зависимости (29)

— при опускании

$$y_z(t) - y_{z30} = \begin{cases} P_{\text{опус}} = 1 & \text{при } y_z(t) \geq y_{z30}, \\ P_{\text{опус}} = 0 & \text{при } y_z(t) < y_{z30}, \end{cases} \quad (30)$$

где  $y_z(t)$  — текущее значение положения цилиндра (начиная, например, с исходного после подъема),  $y_{z30}$  — значение положения цилиндра, а следовательно, рамы, на которое оператор хочет опустить.

В пакете VisSim зависимость (30) представлена следующей диаграммой вычислительных блоков (рисунок 5)

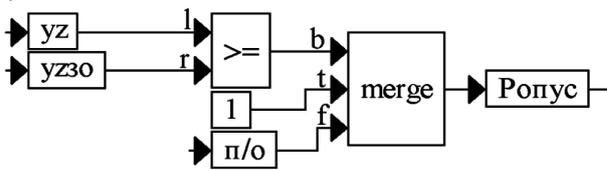


Рисунок 5 — Диаграмма вычислительных блоков, построенная согласно зависимости (30)

• перевод рукоятки распределителя из позиции «0» в позицию «б» (это соответствует опусканию рамы), а затем возврат рукоятки в исходное положение для окончания опускания, вызывает перемещение  $x_p(t)$  золотника распределителя, определяемое зависимостью (32)

$$x_p = \begin{cases} v_3 t & \text{при } 0 \geq -x_p(t) \geq -x_{p.\max} \text{ - переход Р из поз. «0» в поз. «б»} \\ v_3 t_4 & \text{при } x_p(t_4) = -x_{p.\max} \text{ - Р из поз. «б» в поз. «0»,} \\ -x_{p.\max} & \text{Р в поз. «б» до } t = t_5, \text{ когда } y_z(t_4) = y_{z30}, \\ -x_{p.\max} + v_4(t - t_5) & \text{- переход Р из поз. «б» в поз. «0»,} \\ 0 & \text{при } -x_{p.\max} = v_4(t_5 - t_5) \text{ Р в поз. «0»,} \end{cases} \quad (32)$$

где  $v_1, v_2$  — соответственно скорости перемещения золотника распределителя (от руки оператора) при переходе из позиции «0» в позицию «а», т.е. положение рукоятки в режиме подъема (сигнал 1) и возвращение ее в нейтральное положение в позицию «0» (сигнал 0),  $t_1$  — время движения золотника до значения  $x_p(t_1) = x_{p.\max}$ . В этой позиции золотник находится до значения времени  $t_2 > t_1$ , когда  $y_z(t_2) = y_{z3п}$  и начала возврата оператором рукоятки распределителя в исходную позицию  $x_p(t_3) = 0$ ,

Площадь дросселирующей щели распределителя равна

$$A_p(t) = \begin{cases} 0 & \text{при } 0 \leq |x_p| < x_{p.\max}, \\ \pi d_p x_{p.щ} & \text{при } |x_p| \geq x_{p.\max}, \end{cases} \quad (33)$$

где — диаметр золотника распределителя, — максимальное перемещение золотника направляющего распределителя, при котором открывается высота дросселирующей щели,

На рисунке 6 изображена диаграмма вычислительных блоков в пакете, моделирующая зависимости (30), (31) и (32) и площадь дросселирующей щели (33).

• визуальный контроль оператора за подъемом рамы (обратная связь) и остановка движения за счет возврата рукоятки в исходное положение моделируется зависимостью

$$y_z(t) - y_{z3п} = \begin{cases} 1 & \text{при } y_z(t) \leq y_{z3п}, \\ 0 & \text{при } y_z(t) > y_{z3п}, \end{cases} \quad (34)$$

где  $y_z(t)$  — текущее значение положения штока цилиндра (начиная с исходного значения),  $y_{z3п}$  — значение положения цилиндра, а следовательно, рамы, на которое оператор хочет её поднять,

• визуальный контроль оператора за опусканием рамы (обратная связь) и остановка движения за счет возврата рукоятки в исходное положение моделируется зависимостью

$$y_z(t) - y_{z30} = \begin{cases} 1 & \text{при } y_z(t) \leq y_{z30}, \\ 0 & \text{при } y_z(t) > y_{z30}, \end{cases} \quad (35)$$

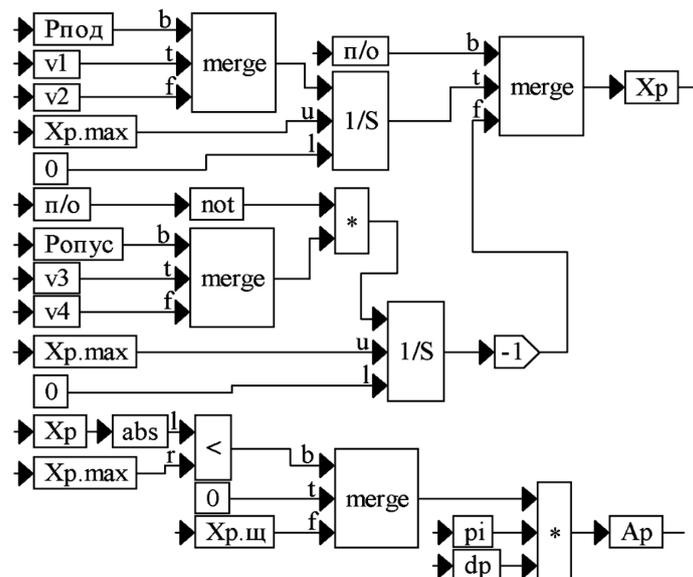


Рисунок 6 — Диаграмма вычислительных блоков в пакете VisSim, построенная на основе зависимостей (30), (31) и (32)

где  $y_z(t)$  — текущее значение положения штока гидроцилиндра (начиная с исходного значения),  $y_{z30}$  — значение положения гидроцилиндра, а следовательно, рамы, на которое оператор хочет ее опустить.

В пакете VisSim зависимости (34) и (35) представлены следующей диаграммой вычислительных блоков (рисунок 7)

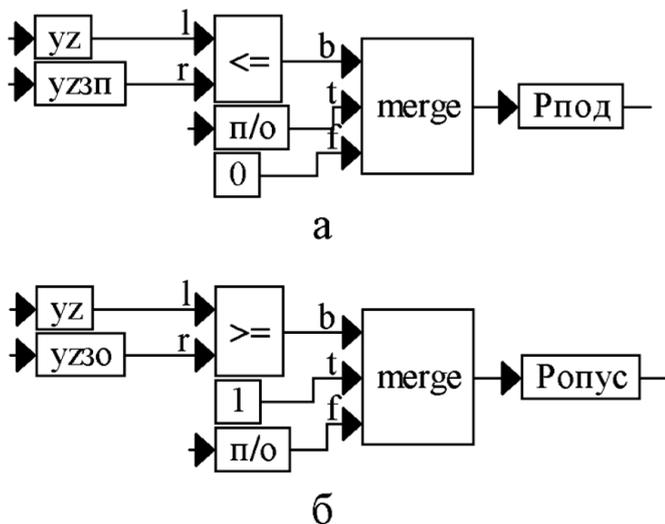


Рисунок 7 — Диаграмма вычислительных блоков, построенная в пакете VisSim по зависимостям: а — (34), б — (35)

Положениям «1» и «0» нижнего уровня при подъеме рамы соответствуют последние строки зависимости (31). Уравнение (36), которое отличается от (26) на основе физики процесса, характеризуется появлением расхода разгрузки  $q_{PA3}(t)$  насоса вместо расхода  $q_{III}(t)$

$$q_T(t) = q_{VII}(t) + q_{CЖ}(t) + q_{KЛ}(t) + q_{PA3}(t) + q_{VII}(t) \quad (36)$$

С учетом формулы (3) запишем (30) в нормальной форме Коши

$$\frac{dp_H(t)}{dt} = \frac{q_T(t) - q_{VII}(t) - q_{KЛ}(t) - q_{PA3}(t) - q_{VII}(t)}{V_H} \quad (37)$$

Здесь  $q_{PA3}(t) = \mu A_{0ГР} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_H(t) - p_{сЛ})}$  (38)

где  $A_{0ГР}$  — площадь поперечного сечения канала разгрузки в гидрораспределителе.

Положениям «1» и «0» нижнего уровня при опускании рамы соответствует переменность структуры исследуемой системы:

- в положении «1» вычисления происходят по уравнению (27) неразрывности расходов в системе в этом режиме и двум первым строкам зависимости (32),

- при положении «0» вычисления происходят по двум последним строкам зависимости (32) и по уравнению (36), в которое превращается уравнение (27), на основе физики процесса, в связи с появлением расхода разгрузки вместо расхода, а затем в нормальную форму Коши (37).

При построении и описании модели управления оператором направляющего гидрораспределителя с ручным перемещением золотника ощущается специфика, сложность, значительное число уравнений и зависимостей и необходимость принятия допущений без потери адекватности к реальному ручному процессу управления.

Представленная математическая модель системы (1)–(38) является нелинейной ввиду нелинейностей уравнений (4), (5), (9), (11)–(16), (18)–(20), (23)–(25), (28)–(34) — всего 23 уравнения из 38.

Для получения единственного решения представим систему дифференциальных уравнений модели в нормальной форме Коши, где формулы 3 а, 4 а, 5 а соответствуют подъему рамы, 3 б, 4 б, 5 б — опусканию рамы.

Число уравнений Коши определяет число начальных условий равных 7. Переменными или фазовыми координатами исследуемой системы являются:  $x(t)$ ,  $v_x(t)$ ,  $p_1(t)$ ,  $p_2(t)$ ,  $p_H(t)$ ,  $v_z(t)$ ,  $v_z(t)$ .

На основе анализа состояния гидросистемы опорного домкрата в момент, предшествующий началу движения (динамическая модель (39)), построена статическая модель (40), по которой с учетом физической картины функционирования исследуемого объекта можно определить значения семи начальных условий при

$$t = 0, x(0), v_x(0), p_H(0), p_1(0), p_2(0), y_z(0) \text{ и } v_z(0).$$

В дальнейшем для упрощения записи независимый аргумент  $t$  опускаем.

Статическая модель для режима подъема рамы при  $t = 0$  на основе динамической модели (39) и уравнения (36) представлена следующей системой уравнений (40)

Здесь в уравнение (5а) вместо расхода  $q_{III}(0)$  введен расход  $q_{PA3}(0)$ , соответствующий физическому процессу при  $t = 0$ .

При построении статической модели (40) на основе динамической (39) учтено, что производные всех переменных при  $t = 0$  равны нулю.

$$\left. \begin{aligned}
 &1. \frac{dx(t)}{dt} = v_x(t), \\
 &2. \frac{dv_x(t)}{dt} = \frac{1}{m} \cdot [A_{II}(p_H(t) - p_{DP}(t)) - F_{IP}(t) - F_{ID}(t) - F_{IP}(t)], \\
 &3a. \frac{dp_1(t)}{dt} = \frac{(q_{III}(t) - A_{IIz} \cdot v_z(t)) \cdot E}{(V_{01} + A_{IIz} \cdot y_z(t))}, \\
 &3б. \frac{dp_1(t)}{dt} = \frac{(-q_{II0}(t) - A_{IIz} \cdot v_z(t)) \cdot E}{(V_{01} + A_{IIz} \cdot y_z(t))}, \\
 &4a. \frac{dp_2(t)}{dt} = \frac{(A_{IIIz} \cdot v_z(t) - q_{III}(t)) \cdot E}{V_{02} - A_{IIIz} \cdot y_z(t)}, \\
 &4б. \frac{dp_2(t)}{dt} = \frac{(A_{IIIz} \cdot v_z(t) - q_{III0}(t)) \cdot E}{V_{02} - A_{IIIz} \cdot y_z(t)}, \\
 &5a. \frac{dp_H(t)}{dt} = \frac{q_T(t) - q_{VII}(t) - q_{KЛ}(t) - q_{III}(t) - q_{VIIIP}(t)}{V_H}, \\
 &5б. \frac{dp_H(t)}{dt} = \frac{q_T(t) - q_{VII}(t) - q_{KЛ}(t) - q_{III0}(t) - q_{VIIIP}(t)}{V_H}, \\
 &6. \frac{dy_z(t)}{dt} = v_z(t), \\
 &7. \frac{dv_z(t)}{dt} = \frac{1}{m_{IIIP}} \cdot [A_{IIz} \cdot p_1(t) - A_{IIIz} \cdot p_2(t) - F_{COIP} - F_{Ж. TP} - F_{TP}],
 \end{aligned} \right\} \quad (39)$$

$$\left. \begin{aligned}
 &1. 0 = v_x(0), \\
 &2. 0 = A_{II}(p_H(0) - p_{DP}(0)) - F_{IP}(0) - F_{ID}(0) - F_{IP}(0), \\
 &3a. 0 = \frac{(q_{III}(0) - A_{IIz} \cdot v_z(0))}{(V_{01} + A_{IIz} \cdot y_z(0))}, \\
 &4a. 0 = \frac{(A_{IIIz} \cdot v_z(0) - q_{III}(0)) \cdot E}{V_{02} - A_{IIIz} \cdot y_z(0)}, \\
 &5a. 0 = \frac{q_T - q_{VII}(0) - q_{KЛ}(0) - q_{PA30}(0) - q_{VIIIP}(0)}{V_H}, \\
 &6. 0 = v_z(0), \\
 &7. 0 = \frac{1}{m_{IIIP}} \cdot [A_{IIz} \cdot p_1(0) - A_{IIIz} \cdot p_2(0) - F_{COIP}(0) - F_{Ж. TP}(0) - F_{TP}(0)].
 \end{aligned} \right\} \quad (40)$$

При анализе статической модели (40) с учетом значений параметров при  $t = 0$  имеем

$p_H(0) = p_{II0}$ ,  $p_{DP}(0) = p_{DP0}$ ,  $q_{VII}(0) = q_{VII0}$ ,  $q_{VIIIP}(0) = q_{VIIIP0}$ ,  $q_{PA30}(0) = q_{PA30}$ ,  $q_{III}(0) = F_{Ж. TP}(0) = F_{TP}(0) = q_{VIIIP}(0) = F_{IP}(0) = F_{ID}(0) = q_{III}(0) = y_z(0) = 0$  получаем статические уравнения для определения начальных условий.

$$v_x(0) = x(0) = v_z(0) = y_z(0) = 0 \quad (41)$$

$$p_{H0} = \frac{q_T - q_{PA30}}{C_{VII}} \quad (42)$$

$$q_{PA30} = \mu \cdot A_{0TP} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_{H0} - p_{CII})} \quad (43)$$

Решение нелинейного уравнения

Исходные данные

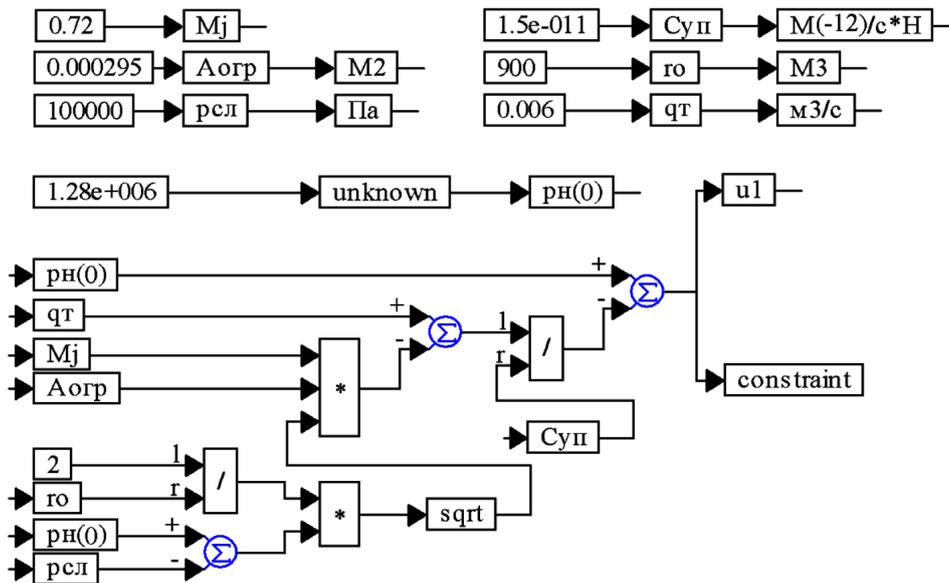


Рисунок 8 — Диаграмма вычислительных блоков пакета VisSim, с помощью которой решается нелинейное уравнение (45)

$$p_{10} - \frac{A_{шз} \cdot p_{20} + F_{сопр0}}{A_{пз}} = 0 \quad (44)$$

$$p_{20} = \frac{F_{сопр0}}{4A_{пз} - A_{шз}} \quad (46)$$

Ненулевые значения начальных условий имеют три переменные: , и , которые определяются из уравнений (42), (43) и (44).

Из уравнения (42) с учетом (43) определяется решением нелинейного уравнения

$$p_{н0} = \frac{q_T - \mu A_{огр} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_{н0} - p_{сл})}}{C_{вп}} \quad (45)$$

В пакете ViSim уравнение (45) представляется следующей диаграммой вычислительных блоков (рисунок 8).

Для определения  $p_{10}$  и  $p_{20}$  есть только одно уравнение (44). Ведь рассматриваемый статический режим, являющийся исходным для начала подъема рамы, характеризуется следующим: золотник направляющего Р с 64 схемой находится в исходной позиции, поршневая и штоковая полости заперты с давлениями, обусловленными рабочими давлениями при подходе к выбранной оператором высоте, структура системы стала такой, что цилиндр, как элемент системы, стал изолированным, насос разгружен и вся рабочая жидкость сливается в гидробак. При такой деформированной структуре системы еще одного статического уравнения нет. В качестве первого приближения примем, что  $p_{10} = 4 \cdot p_{20}$  и, подставляя это соотношение в формулу (44), получаем

При подстановке числовых данных ( $F_{сопр0} = 80000$  Н,  $A_{шз} = 9,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$ ,  $5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$ ) в формулу (42) получаем значения  $p_{20} = 2,42 \text{ МПа}$ ,  $p_{10} = 9,606 \text{ МПа}$ . Эти значения уточняются в процессе исследования динамики и статики системы.

Следует отметить, что предлагаемая нелинейная динамическая модель представлена в пакете VisSim диаграммой, содержащей свыше 1000 вычислительных, логических и других видов блоков. Здесь лишь отметим некоторую важную цепочку блоков, с помощью которых моделируется процесс переключения с подъема на опускание в назначенное (как бы оператором) время (рисунок 9).

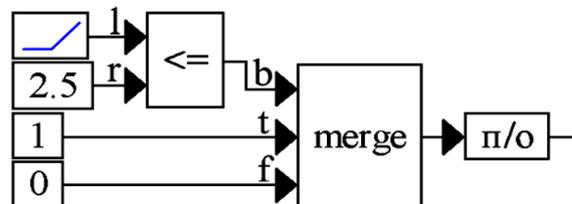


Рисунок 9 — Блоки, формирующие команду на подъем рамы при включении модели и при переключении через назначенное время 2,5 с на опускание

Перейдем к исследованиям динамических процессов гидросистемы опорного домкрата. Рассмотрим функционирование системы при подъеме рамы, например,

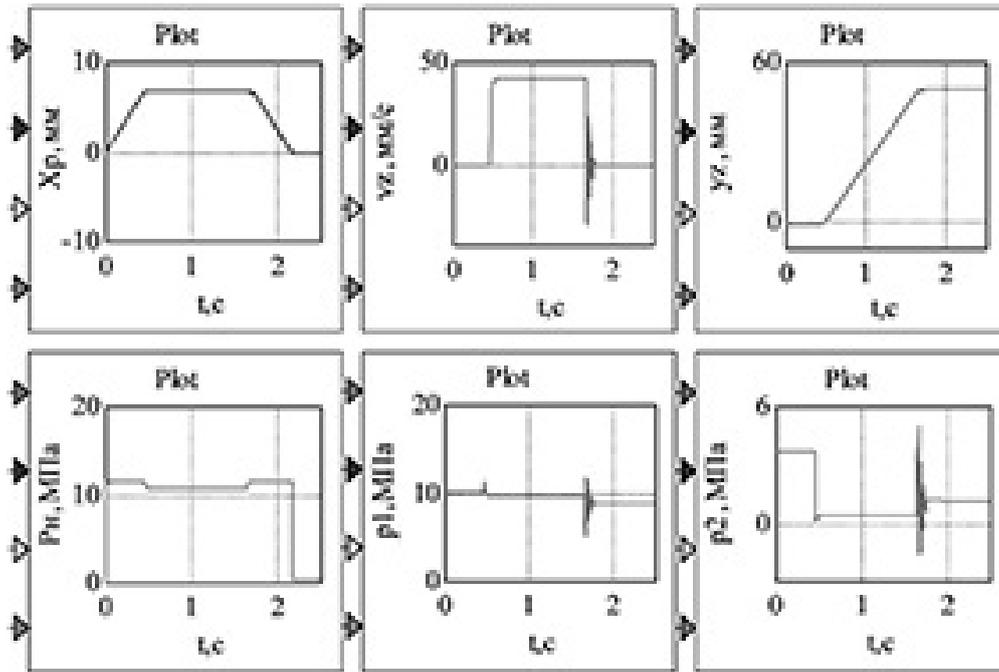


Рисунок 10 — Осцилограммы переходного процесса при подъеме рамы на 50 мм, иллюстрирующие функционирование системы

Таблица 1 — Результаты исследования системы опорного домкрата при различных скоростях перемещения оператором золотника распределителя

Назначенная оператором высота подъема, $y_{z3}$ , мм	Скорости перемещ. оператором золотника $v_1 = v_2$ , мм/с	Время перемещ. золотника оператором с поз. «0» в поз. «а», $t_1$ , с	Время оконч. отработ. назнач. высоты, $t_2$ , с	Время отработки назначенной высоты $t_{отр} = t_2 - t_1$ , с	Время перемещ. золотника оператором с поз. «а» в поз. «0», $t_3$ , с	Время окончания переходного процесса подъема рамы, $t_{от}$ , с	Коэффициент, определ. отношением времени ручного управления к $t_{отр}$ $K_{р.отр} = (t_1 + t_2) \times 100 / t_{отр}$ , %
50	15	0,46	2,17	1,21	0,51	2,18	80
100	15	0,46	3,38	2,38	0,54	3,38	19,6
50	30	0,282	1,71	1,2	0,23	1,712	42,6
100	30	0,238	2,91	2,38	0,3	2,918	22,6

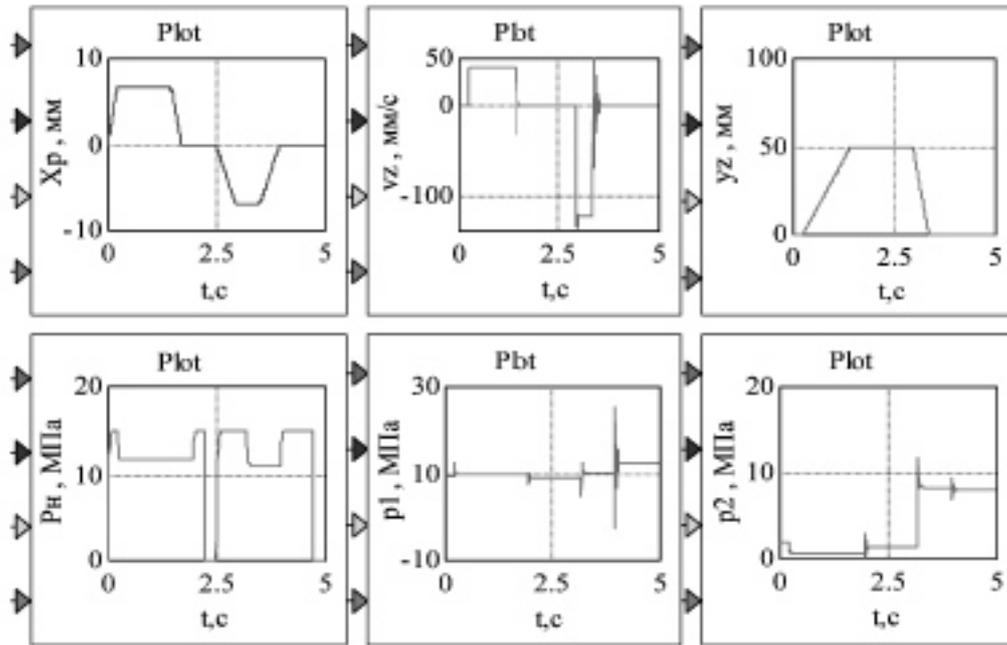


Рисунок 11 — Осциллограммы, показывающие подъем и опускание рамы и подтверждающие нормальное функционирование гидропривода без ошибки оператора

до 50 мм. Этот переходный процесс должен содержать участки: первый — по перемещению оператором вручную золотника гидрораспределителя на 7 мм, при котором открывается дросселирующая щель и начинается подъем рамы. Продолжительность этого участка связана со скоростью перемещения рукоятки оператором. На втором участке оператор следит за подъемом до намеченного значения и на третьем участке возвращает золотник в исходное положение. Третьим участком завершается переходный процесс: запираются поршневая и штоковая полости, происходит разгрузка насоса. На рисунке 10 показаны 6 осциллограмм переходного процесса основных переменных системы ( $x_p$ ,  $v_z$ ,  $y_z$ ,  $p_H$ ,  $p_1$  и  $p_2$ ), полученных при моделировании подъема и удержания рамы в выбранном положении.

Перечисленные выше участки четко видны на кривой  $x_p$  и отображают действия оператора: первая наклонная прямая показывает перевод золотника гидрораспределителя из позиции «0» в позицию «а» со скоростью  $v_1$  (зависимость (31)) и временем  $t_1$  (участок первый), горизонтальная прямая показывает имитацию обратной связи контролером оператором отработки системой намеченной высоты подъема рамы за время  $t_{\text{отп}} = t_2 - t_1$  (второй участок завершен при  $t_2$ ), наклонная прямая с небольшой кривой с незначительными колебаниями в начале отображает перевод золотника гидрораспределителя из позиции «а» в позицию «0» со скоростью  $v_2$  (зависимость (31)) за время  $t_3 = t_{\text{отп}} - t_2$  (третий участок и завершение процесса подъема при  $t = t_{\text{отп}}$ ). На кривой  $p_H$  виден процесс разгрузки, а на кривых  $p_1$ ,  $p_2$  и  $v_z$  есть небольшие участки затухающих колебаний, возникших в момент начала

возврата оператором золотника гидрораспределителя в позицию «0». Давления по окончании процесса имеют следующие значения: 0,421 МПа, 8,9 МПа, 1,21 МПа. Значение скорости  $v_z$  на втором участке переходного процесса равно 42,25 мм/с.

В целом можно отметить, что модель нормально функционирует и не противоречит физическому представлению процесса при подъеме рамы (в данном случае на 50 мм).

Представляет теоретическую и практическую значимость оценка динамики системы в режиме подъема при значениях скорости перемещения золотника гидрораспределителя оператором  $v_1$  и  $v_2 = 15$  и 30 мм/с, высоты подъема рамы 50 и 100 мм. Результаты исследований показаны в таблице 1, приведенной ниже.

Анализ данных таблицы показывает:

- при скорости 15 мм/с суммарное время перевода золотника гидрораспределителя из позиции «0» в позицию «а» и из позиции «а» в позицию «0» как при 50 мм, так и 100 мм примерно равны 1 с и коэффициенты (при подъеме 50 мм) и 19,6% (при подъеме на 100 мм). Время окончания переходного процесса равно 2,18 с (при подъеме на 50 мм) и 3,38 с (при подъеме на 100 мм). В условиях эксплуатации, видимо, это соответствует действиям обучающегося оператора;

- при скорости 30 мм/с суммарное время перевода золотника из позиции «0» в позицию «а» и из позиции «а» в позицию «0» как при 50 мм, так при 100 мм примерно равны 0,5 с и коэффициенты (при подъеме на 50 мм) и 22,6% (при подъеме на 100 мм). Время окончания переходного процесса равно 1,712 с (при подъеме на 50 мм) и 2,918 с (при подъеме на 100 мм).

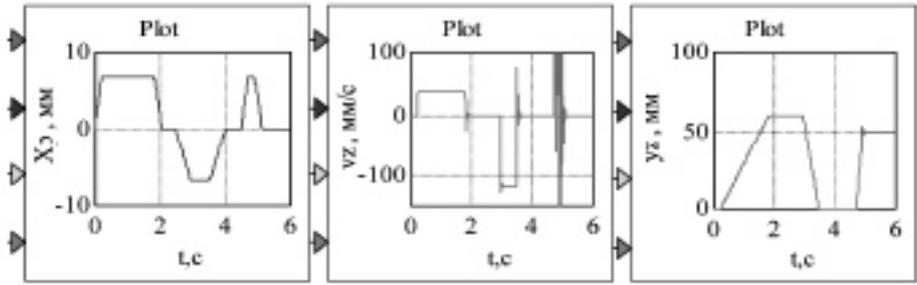


Рисунок 12 — Кривые процесса трех переменных с ошибкой оператора и первый вариант его исправления

Надо полагать, что полученные результаты численного моделирования при скорости 30 мм/с ближе к реальному процессу, чем при 15 мм/с, что косвенно подтверждает адекватность обсуждаемой математической модели, учитывающей особенности ее построения в связи с ручным управлением.

Рассмотрим такую реальную рабочую ситуацию, когда оператор опоздал вернуть при подъеме золотник из позиции «а» в позицию «0» и рама поднялась на большую высоту. В этом случае у оператора есть два варианта управления для повышения точности:

- первый вариант, при котором оператор переводит золотник из позиции «0» в позицию «б» и начинается опускание рамы с последующей остановкой за счет перевода золотника из позиции «б» в позицию «0», т.е. в исходную позицию, и все начинается сначала;

- при втором варианте оператор переключением золотника опускает раму немного ниже назначенной им высоты и с этого положения начинает дополнительный подъем с большей точностью.

Вначале проверим функционирование модели при подъеме рамы на 50 мм и опускании рамы до нуля (рисунок 11) без ошибки оператора. Из рисунка четко видно, что достигает при подъеме 50 мм, при опускании 0. Давления рабочей жидкости в конце переходного процесса равны:  $p_{н0} = 477 \text{ МПа}$ ,  $p_{10} = 12,45 \text{ МПа}$ ,  $p_{20} = 7,662 \text{ МПа}$ .

Теперь можно перейти к исследованию процессов, при которых оператор допускает ошибки и варианты их устранения. Начнем с ошибки, при которой назначенная им высота подъема 50 мм, фактически оказалась 60 мм (ошибка 10 мм), т.е. оператор с опозданием вернул рукоятку в нейтральное положение. Согласно первому варианту устранения ошибки оператор опускает раму на

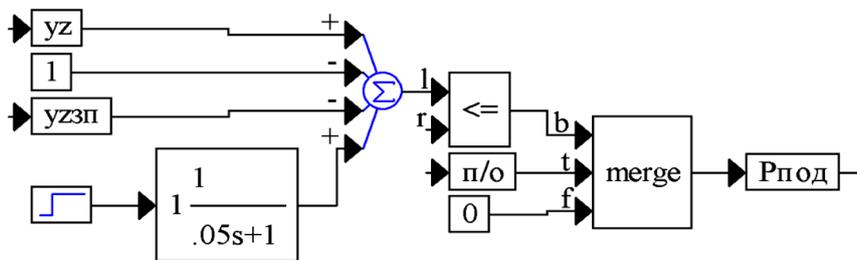


Рисунок 13 — Диаграмма блоков, реализующая порядок формирования первого вида ошибки оператора и ее устранение

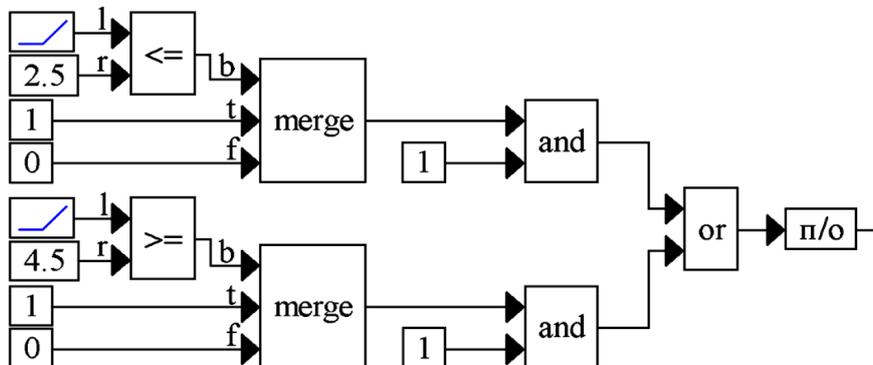


Рисунок 14 — Диаграмма блоков, определяющая порядок подъема и опускания

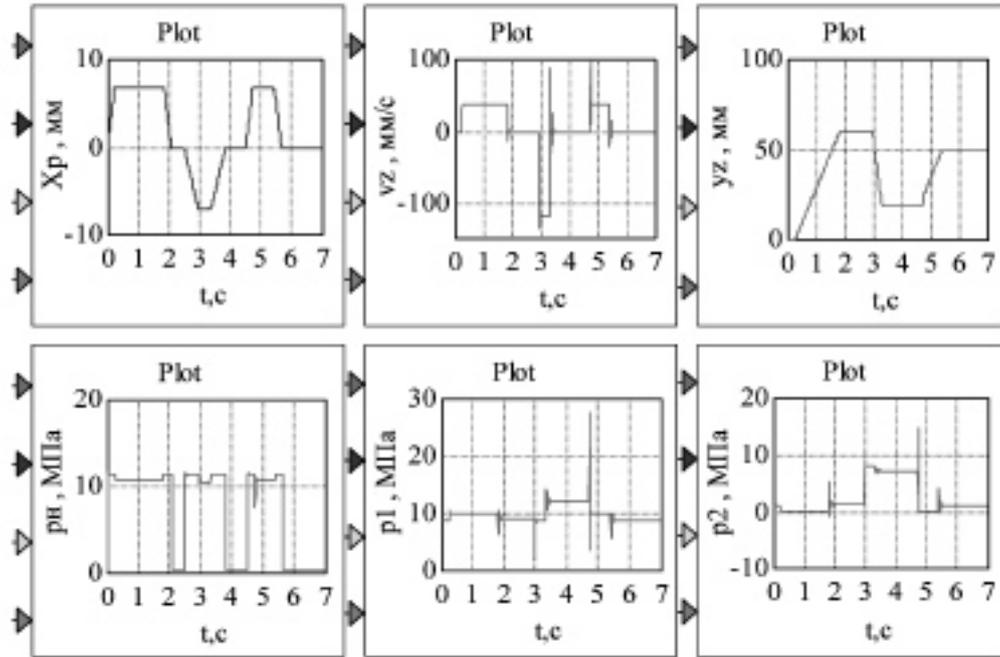


Рисунок 15 — Осциллограммы шести переменных, полученные при устранении оператором ошибки 10 мм по второму варианту: ошибка 10 мм при подъеме • опускание на уровень 20 мм • подъем на 50 мм с бoльшей точностью

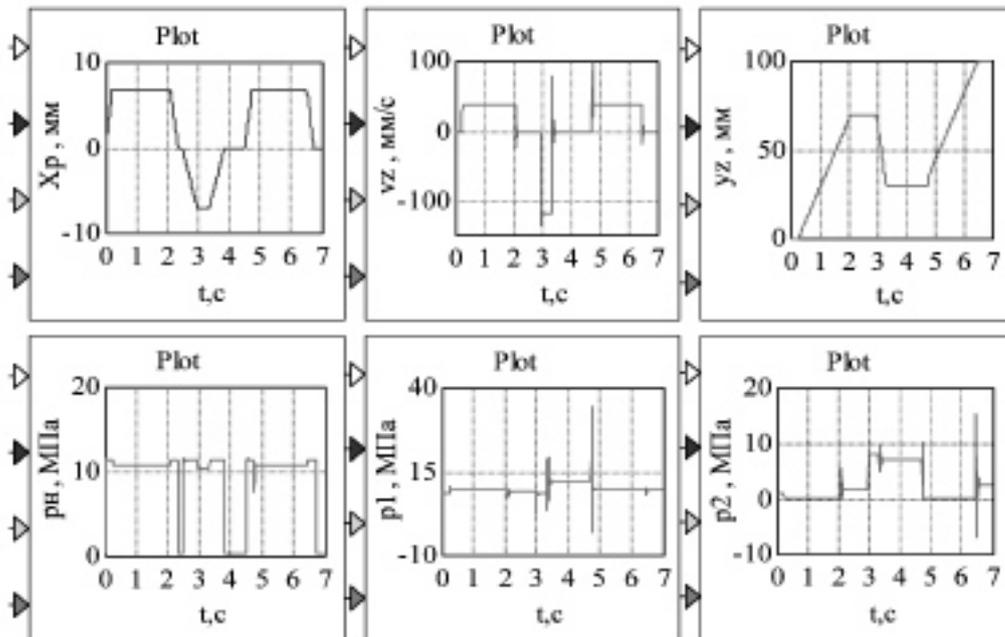


Рисунок 16 — Осциллограммы шести переменных с ошибкой оператора и второй вариант его исправления

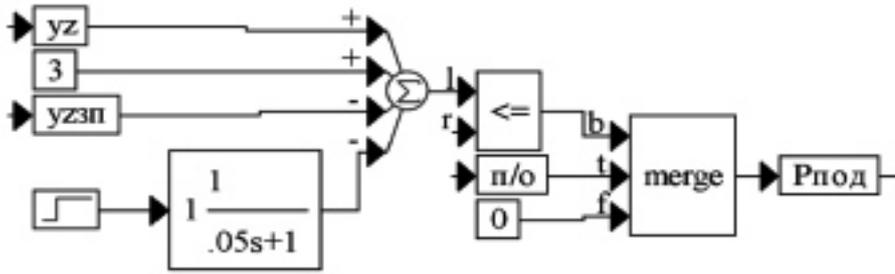


Рисунок 17 — Диаграмма блоков, реализующая порядок формирования второго вида ошибки оператора и ее устранение

исходную нулевую позицию и начинает процесс подъема на 50 мм вновь, стремясь достичь большей точности. На рисунке 12 показаны три осциллограммы переменных этого процесса.

На кривой  $x_p$  четко видно, что через 2,5 с от начала переходного процесса (время может быть и другим), а для перемещения  $y_z$  это 2,97 с (смещение на 0,47 с — время перевода рукоятки оператором из поз. «0» в поз. «б») начинается процесс опускания рамы на исходную позицию. Затем через 4,5 с от начала процесса (время может быть другим) оператор вновь поднимает раму с большей точностью.

Кривая  $x_p$  иллюстрирует действия оператора и возможности направляющего гидрораспределителя с ручным управлением. Следует отметить, что дросселирующая щель гидрораспределителя открывается при перемещении золотника на 7 мм. На кривой  $y_z$  видно, что высота подъема превысила назначенную на 10 мм, с последующим опусканием до нуля и подъемом на 50 мм.

Для того, чтобы имитировать этот вид ошибки оператора (превышение над заданным) и для ее исправления понадобилось в цепочки блоков рисунка 7, дополнительно ввести на вход сумматора блок с цифрой 1 см (10 мм) со знаком «←». Теперь равновесие наступает не при  $y_z = y_{zп} = 50$  мм, а при  $y_z = 60$  мм, т.е. с ошибкой +1 см = 10 мм. Для имитации исправления ошибки на вход сумматора введена еще цепочка блоков (рисунок 13). Первый блок этой цепочки со значением +1 см (10 мм) и включением через 4,5 с (это время с начала процесса и команды на второй подъем с ликвидацией ошибки) подает в сумматор +10 мм, которое компенсирует -10 мм. Блок с записью аperiodического звена сглаживает ступенчатый сигнал.

Кроме изменений в модели, показанных на рисунке 13, понадобилось изменить диаграмму блоков рисунке 9 следующим образом (рисунок 14).

Сочетание логических блоков реализует изменение в модели системы следующее: запуск на первый подъем с ошибкой 10 мм (рисунок 13), через 2,5 с переключение на опускание до значения  $y_{z0}$  (рисунок 7, б) для первого варианта исправления этого вида ошибки и наконец через 4,5 с команда на второй подъем с ликвидацией ошибки 10 мм (рисунок 13).

Рассмотрим второй вариант устранения этой ошибки, моделирование которого представлено шестью осциллограммами на рисунке 15. Кривая показывает все этапы ручного управления по достижению поставленной цели от подъема с ошибкой до опускания на уровень  $y_{zп} = 20$  мм (рисунок 7, б) с более точным подъемом на 50 мм. На кривой эти этапы видны в миллиметрах. Давления в конкретных точках системы при отработке переходного процесса равны:  $p_{п0} = 0,447$  МПа,  $p_{п10} = 9,088$  МПа,  $p_{п0} = 1,274$  МПа.

Рассмотрим устранение другой возможной ошибки. Оператор назначает подъем рамы на 100 мм, а фактически рама поднялась на 70 мм. Он рано вернул рукоятку в исходное положение в режиме первого подъема. Чтобы исправить ошибку он использовал второй вариант коррекции. Шесть осциллограмм на рисунок 16 иллюстрируют этот процесс.

Кривая показывает все этапы ручного управления по достижению поставленной цели от подъема с ошибкой до опускания на уровень 30 мм (рисунок 7, б) с более точным подъемом на 100 мм.

Для моделирования этого вида ошибки оператора (понижение над заданным) и ее исправления понадобилось во введенном блоке (рисунок 17) установить цифру 3 см (30 мм) и ввести на вход сумматора со знаком «+», а не «←» (рисунок 13). Теперь равновесие перемещений на первом подъеме достигается при 70 мм плюс ошибка 30 мм равно заданному значению 100 мм.

Блок содержит значение 3 см (30 мм) и подается на вход сумматора со знаком «+», чем достигается компенсация ошибки при втором подъеме, время начала которого осталось неизменным 4,5 с.

Таковы отличия диаграммы рисунка 17 от диаграммы рисунка 13. Давления в конкретных точках системы при отработке переходного процесса равны:  $p_{п0} = 0,477$  МПа,  $p_{п10} = 9,802$  МПа и  $p_{п20} = 2,69$  МПа.

### Выводы

1. Анализ литературных источников показал, что гидрораспределители с ручным управлением применяются для подъема и опускания в гидроприводах строительных и дорожных машин. Это можно отнести почти к каждой

отрасли промышленности. Нужно отметить, что действия оператора по управлению технологическими машинами в общем случае не сложны.

2. Рассматриваемый в настоящей статье объект может выполнять требуемые функции только с помощью оператора, а следовательно, в гидросистеме с ручным управлением. По этой причине, общая математическая модель гидропривода должна содержать модель оператора, без чего нельзя исследовать рабочий процесс опорного домкрата. С уверенностью можно сказать, что опорный домкрат не является единственным объектом. Однако, авторам не удалось обнаружить такую публикацию.

3. Предлагаемая математическая модель гидропривода опорного домкрата с ручным управлением обладает следующими особенностями:

- содержит уравнения большинства переменных, которые существенно различаются для режимов подъема и опускания рамы, т.е. системой переменной структуры,

- переменность структуры определило двухуровневый принцип моделирования динамики системы,

- за верхний уровень принят режим подъема на принятую оператором высоту с подключением соответствующих формул и уравнений на решение задачи,

- нижний уровень связан в модели с имитацией визуального контроля оператора за подъемом и опусканием рамы (обратная связь) и остановка движения за счет возврата рукоятки гидрораспределителя в исходное состояние.

4. Разработанная математическая модель гидропривода опорного домкрата, содержащая 7 дифференциальных уравнений первого порядка, 31 алгебраических и трансцендентных уравнений, среди которых 23 нелинейных позволила выполнить широкий комплекс исследований динамики:

- обоснований выбор скоростей перемещений в предлагаемой модели оператора,

- получить динамические характеристики реального рабочего процесса, когда оператор опоздал или раньше вернул при подъеме рукоятку распределителя в исходное положение и рама поднялась на большую или меньшую высоту,

- в модели предусмотрена имитация ошибок и два варианта, с помощью которых на практике оператор исправляет свои ошибки.

5. Выполненные исследования показали, что модель оператора, основанная на постоянной средней скорости передвижения рукоятки гидрораспределителя со значением 30 мм/с при подъеме и опускании рамы самоходной установки, может быть принята как один из рабочих вариантов.

6. Математическая модель и построенная по ней диаграмма вычислительных блоков в пакете VisSim, позволяет использовать ее на стенде обучения операторов самоходных буровых установок.

## Литература

1. Свешников, В.К. Станочные приводы : справочник / В.К. Свешников. — 3-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1995. — 448 с.

2. Аврунин, Г.А. Гидравлическое оборудование строительных и дорожных машин: учебное пособие / Г.А. Аврунин, И.Г. Кириченко, В.Б. Самородов, под. ред. Г.А. Аврунина. — Харьков: ХНАДУ, 2012. — 464 с.

3. Молчанов, А.Г. Объемный гидропривод нефтепромысловых машин и механизмов / А.Г. Молчанов. — М.: Недра, 1989. — 212 с.

4. Абрамов, Е.И. Элементы гидропривода : справочник / Е.И. Абрамов, К.А. Колесниченко, В.Т. Маслов. — Изд. 2-е, перераб. и доп. — Киев: Техніка, 1977. — 320 с.

5. Данилов, Ю.А. Аппаратура объемных гидроприводов : Рабочие процессы и характеристики / Ю.А. Данилов, Ю.Л. Кирилловский, Ю.Г. Колпаков. — М.: Машиностроение, 1990. — 272 с.

6. Коробочкин, Б.Л. Динамика гидравлических систем станков: учебник / Б.Л. Коробочкин. — М.: Машиностроение, 1976. — 240 с.

7. Лещенко В.А. Гидравлические следящие приводы станков с программным управлением / В.А. Лещенко. — М.: Машиностроение, 1975. — 288 с.

8. Лурье, З.Я. Теоретические и практические аспекты динамической компенсации колебаний в мехатронных гидроагрегатах / З.Я. Лурье, Е.Н. Цента, А.И. Панченко // Промислова гідроліка і пневматика. — 2015. — №1 (47). — С. 27 — 44.

9. Методы классической и современной теории автоматического управления : учебник для студентов ВУЗов в 5 т. / К.А. Пупков, Н.Д. Егупов, И.Г. Владимиров [и др.], под ред. К.А. Пупкова и Н.Д. Егупова. — Изд. 2-е, перераб. и доп. — М.: Изд. МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004. — Т. 3: Синтез регуляторов систем автоматического управления. — 616 с.

10. Навроцкий, К.Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов : учеб. для студ. ВУЗов / К.Л. Навроцкий. — М.: Машиностроение, 1991. — 384 с.

11. Осипов, А.Ф. Объемные гидравлические машины. Основы теории и расчет гидродинамических и тепловых процессов / А.Ф. Осипов. — М.: Машиностроение, 1966. — 160 с.

12. Попов, Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем : учеб. для ВУЗов / Д.Н. Попов. — 2-е изд., перераб и доп. — М.: Машиностроение, 1987. — 464 с.

## References

1. Sveshnikov, V.K. Stanochnyye privody: spravochnik / V.K. Sveshnikov. — 3-e izd., pererab. i dop. — M.: Mashinostroenie, 1995. — 448 s.

2. Avrunin, G.A. Gidravlichesкое oborudovanie stroitelnykh i dorozhnykh mashin: uchebnoe posobiye / G.A. Avrunin,

I.G. Kirichenko, V.B. Samorodov, pod. red. G.A. Avrunina. — Kharkov: KhNADU, 2012. — 464 s.

3. Molchanov, A.G. Obyemnyi gidroprivod neftepromyslovyykh mashin i mekhanizmov / A.G. Molchanov. — M.: Nedra, 1989. — 212 s.

4. Abramov, E.I. Elementy gidroprivoda : spravochnik / E.I. Abramov, K.A. Kolesnichenko, V.T. Maslov. — Izd. 2-e, pererab. i dop. — Kiev: Tekhnika, 1977. — 320 s.

5. Danilov, Yu.A. Apparatura obyemnykh gidroprivodov: Rabochiye protsessy i kharakteristiki / Yu.A. Danilov, Yu.L. Kirillovskiy, Yu.G. Kolpakov. — M.: Mashinostroyeniye, 1990. — 272 s.

6. Korobochkin, B.L. Dinamika gidravlicheskiykh sistem stankov : uchebnik / B.L. Korobochkin. — M.: Mashinostroyeniye, 1976. — 240 s.

7. Leshchenko, V.A. Gidravlicheskiye sledyashchiye privody stankov s programmnyim upravleniem / V.A. Leshchenko. — M.: Mashinostroyeniye, 1975. — 288 s.

8. Lurye, Z.Ya. Teoreticheskie i prakticheskiye aspekty dinamicheskoy kompensatsii kolebaniy v mekhatronnykh gidroagregatakh / Z.Ya. Lurye, E.N. Tsenta, A.I. Panchenko // Promyslova gidravlika i pnevmatika. — 2015. — №1 (47). — S. 27 — 44.

9. Metody klassicheskoy i sovremennoy teorii avtomaticheskogo upravleniya: uchebnik dlya studentov VUZov v 5 t. / K.A. Pupkov, N.D. Egupov, I.G. Vladimirov [i dr.], pod red. K.A. Pupkova i N.D. Egupova. — Izd. 2-e, pererab. i dop. — M.: Izd. MGTU im. N.E. Baumana, 2004. — T. 3: Sintez regulyatorov sistem avtomaticheskogo upravleniya. — 616 s.

10. Navrotsky, K.L. Teoriya i proektirovaniye gidro- i pnevmoprivodov : ucheb. dlya stud. VUZov / K.L. Navrotsky. — M.: Mashinostroyeniye, 1991. — 384 s.

11. Osipov, A.F. Obyemnye gidravlicheskiye mashiny. Osnovy teorii i raschet gidrodinamicheskikh i teplovykh protsessov / A.F. Osipov. — M.: Mashinostroyeniye, 1966. — 160 s.

12. Popov, D.N. Dinamika i regulirovaniye gidro- i pnevmosistem : ucheb. dlya VUZov / D.N. Popov. — 2-e izd. pererab. i dop. — M.: Mashinostroyeniye, 1987. — 464 s.

Надійшла 10.10.2017 року

УДК 622.276.05-82-043.61

## Особливості моделювання об'єкта з ручним керуванням на прикладі гідроприводу опорного домкрата самохідної бурової установки

З.Я. Лур'є, О.І. Гасюк,  
Є.М. Цента, В.О. Булгаков,  
Г.Л. Тюфанов

**Мета.** Науковий пошук математичної моделі оператора самохідної бурової установки та у цілому побудова математичної моделі гідропривода опорного домкрата з ручним керуванням для визначення динамічних характеристик і їхнього поліпшення.

**Методи дослідження.** До методів дослідження належать закони теорії машин і механізмів, теоретичної механіки, механіки рідини і газу, що сприяють більш поглибленій розробці математичної моделі, методи математичного моделювання, що дозволяють докладніше описати систему функціональними залежностями, способи евристичних підходів, що використовуються при розробці моделі оператора.

**Результати дослідження.** Розроблена математична модель гідроприводу опорного домкрата з ручним керуванням має наступні особливості: містить рівняння, які для більшості змінних відрізняються при режимах підйому та опускання рами, тобто є системою змінної структури, змінність структури визначило дворівневий принцип моделювання динаміки системи, за верхній рівень, при якому умовно за «1» приймається режим підйому на задане значення з підключенням відповідних формул і рівнянь при включенні моделі на розв'язання задачі, за «0» приймається режим опускання з підключенням іншої частини моделі на задане зниження через час, прийнятий у постановці задачі, положення рукоятки, що відповідає позиціям «а», «б» і «0» золотника розподільника, прийнято нижнім рівнем вказівок до функціонування моделі.

**Висновки.** Розроблена математична модель гідроприводу опорного домкрата, що містить 7 диференціальних рівнянь першого порядку, 31 алгебраїчних і трансцендентних рівнянь, серед яких 26 нелінійних, дозволила виконати широкий комплекс досліджень динаміки: обґрунтований вибір швидкостей переміщень у запропонованій моделі оператора, одержати динамічні характеристики реального робочого процесу, коли оператор спізнився або раніше повернув при підйомі рукоятку розподільника у вихідне положення і рама піднялася на більшу або меншу висоту, у моделі передбачено імітацію помилок і два варіанти, з допомогою яких на практиці оператор виправляє свої помилки та ін.

**Ключові слова:** математичне моделювання, ручне керування, гідропривод, опорний домкрат, самохідна бурова установка.

UDC 622.276.05-82-043.61

## Special features of the object modeling with manual control exemplified by the support jack hydraulic drive of the self-propelled drilling rig

Z.Ya. Lurye, A.I. Gasyuk,  
E.N. Tsenta, V.A. Bulgakov,  
G.L. Tyufanov

**Aim.** It's scientific search of the mathematical model of the human-operator and creating of mathematical model of work the human-operator with support jack hydraulic drive (with manual control) of a self-propelled drilling rig. This mathematical model must will determining dynamic characteristics and directions for their improvement.

**Research methods.** include the laws of machines and mechanisms theory, theoretical mechanics, fluid and gas mechanics, which help to a more in-depth development of the mathematical model, methods of mathematical modeling, which allowing to more fully describe the system of functional dependencies, methods of heuristic approaches, which using for the development of the human-operator model.

**Results of research.** The developed mathematical model of the hydraulic drive of a support jack with manual control has the following features:

- model contains equations which for the majority of variables differ in the modes of lifting and lowering the frame, i.e. is a system of variable structure,

- the variability of the structure determined a two-level principle of modeling the system dynamics,

- for the upper level, at which conditional for "1" was adopted the lifting mode of frame by a given value (using the corresponding formulas and equations),

- for the down level, at which conditional for "0", was adopted the lowering mode of frame by a given value (using another set formulas and equations), time is variable,

- the position of the handle corresponding to the positions "a", "b" and "0" of the valve is accepted as the lower level of indications to the functioning of the model.

**Conclusions.** The mathematical model of the support jack hydraulic drive contain 7 differential equations of the first order, 31 algebraic and transcendental equations, including 26 nonlinear, which allowed:

- to perform a wide range of dynamics researches,

- to make a justified choice of frame moving speeds in the proposed human-operator model,

- to get the dynamic characteristics of the work when the operator is late or earlier returned the handle of the valve to its original position and the frame has risen to a greater or lesser height,

The model contain the simulation of errors and have two mode, which operator use in practice for corrections the errors, etc.

*Keywords: mathematical modeling, manual control, hydraulic drive, support jack, self-propelled drilling rig.*