

УДК 621.86

МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ В ДРОССЕЛЬНО-РЕГУЛИРУЕМОМ ГИДРОПРИВОДЕ МАНИПУЛЯЦИОННЫХ СИСТЕМ МОБИЛЬНЫХ МАШИН ПРИ РАЗДЕЛЬНОМ ДВИЖЕНИИ ЗВЕНЬЕВ

MODELING OF WORKING PROCESSES IN THE THROTTLE-ADJUSTABLE HYDRAULIC DRIVE OF MANIPULATION SYSTEMS WITH SEPARATE MOVEMENT OF LINKS DURING OPERATION OF MOBILE MACHINES

Лагереv А.В., Лагереv И.А.
Lagerev A.V., Lagerev I.A.

Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского (Брянск, Россия)
Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University (Bryansk, Russian Federation)

Аннотация. В статье рассматриваются функционально-структурная схема и математическая модель рабочих гидродинамических процессов в дроссельно-регулируемом гидроприводе технологических кранов-манипуляторов. Модель позволяет выполнить компьютерное моделирование кинематики и динамики элементов металлоконструкции манипулятора и гидродинамических рабочих процессов в гидроприводе как совместно протекающих и взаимодействующих процессов. Дано описание компьютерной программы, реализующей разработанную математическую модель. Программа позволяет выполнить расчет изменения во времени перемещения, скорости и ускорения движущегося звена манипуляционной системы, давления и объемного расхода рабочей жидкости в характерных точках гидросистемы и ряда других параметров. Выполнено моделирование работы гидропривода реальной манипуляционной системы и проведен анализ полученных результатов. Показана адекватность результатов моделирования и реальных физических явлений, наблюдаемых при эксплуатации мобильных машин.
Ключевые слова: манипуляционная система, мобильная машина, гидропривод, моделирование, динамика

Дата принятия к публикации: 21.08.2018
Дата публикации: 25.12.2018

Сведения об авторах:

Лагереv Александр Валерьевич – доктор технических наук, профессор, заместитель директора по научной работе НИИ фундаментальных и прикладных исследований ФГБОУ ВПО «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского», bsu-avl@yandex.ru.
ORCID: 0000-0003-0380-5456.

Лагереv Игорь Александрович – доктор технических наук, доцент, проректор по инновационной работе ФГБОУ ВПО «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского», lagerev-bgu@yandex.ru.
ORCID: 0000-0002-0921-6831.

Abstract. The article discusses the functional-structural scheme and the mathematical model of the working hydrodynamic processes in the throttle-adjustable hydraulic drive of the technological cranes-manipulators. The model allows to perform computer simulations of the kinematics and dynamics of the elements of the metal structure of the manipulator and hydrodynamic working processes in the hydraulic drive as jointly occurring and interacting processes. A description of a computer program that implements the developed mathematical model is given. The program allows to calculate the change in time of movement, speed and acceleration of the moving link of the handling system, pressure and volumetric flow rate of the working fluid in the characteristic points of the hydraulic system and a number of other parameters. The operation of the hydraulic drive of the real manipulation system was simulated and the obtained results were analyzed. The adequacy of simulation results and real physical phenomena observed during the operation of mobile machines is shown.

Keywords: handling system, mobile machine, hydraulic drive, modeling, dynamics

Date of acceptance for publication: 21.08.2018
Date of publication: 25.12.2018

Authors' information:

Alexander V. Lagerev - Doctor of Technical Sciences, Professor, Vice director of Research Institute of Fundamental and Applied Research at Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University, bsu-avl@yandex.ru. ORCID: 0000-0003-0380-5456.

Igor A. Lagerev - Doctor of Technical Sciences, Assistant Professor, Vice rector for Innovations at Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University, lagerev-bgu@yandex.ru.
ORCID: 0000-0002-0921-6831.



*Исследование выполнено при поддержке Российского научного фонда (проект №17-79-10274)
The study was supported by the grant of Russian science Foundation (project No. 17-79-10274)*

1. Введение.

Гидравлический привод применительно к манипуляционным системам мобильных транспортно-технологических машин весьма широко используется производителями подъемно-транспортной техники как в Российской Федерации [1-4], так и за рубежом – в Германии, Корее, Китае, Японии, Италии, Швеции, Австрии, США и др. [4-9].

Каждое звено, входящее в кинематическую цепь шарнирно-сочлененной манипуляционной системы, приводится в движение (возвратно-поступательное или возвратно-поворотное) с помощью индивидуального силового гидродвигателя [1-9]. В качестве силовых гидродвигателей для обеспечения обоих названных видов движения звеньев чаще всего используются гидроцилиндры [10-12]. Силовые поворотные гидродвигатели поршневого или шиберного типа [12, 13] используются значительно реже и только для обеспечения возвратно-поворотного движения звеньев [1-5], как правило, для поворота всей крано-манипуляторной установки относительно вертикально расположенной оси вращения. Для регулирования скорости движения звеньев используются следующие способы регулирования гидродвигателей – машинный, дроссельный и комбинированный машинно-дроссельный [3, 13].

Работа манипуляционных систем мобильных транспортно-технологических машин протекает в существенно нестационарных условиях эксплуатации. Это связано не только с воздействием на несущую металлоконструкцию и силовые гидродвигатели крана-манипулятора широкой гаммы весов транспортируемых грузов в пределах номинальной грузоподъемности крана, перепада суточных и сезонных температур и ветровых нагрузок. Специфической особенностью работы манипуляционных систем является переменность действующей эксплуатационной нагрузки в пределах требуемого хода (угла поворота) звена, несмотря на то, что она обусловлена действием постоянных в течение времени выполнения отдельной технологической операции факторов – веса транс-

портируемого груза и собственного веса движущихся звеньев [4]. Поворотный характер движения звеньев и наличие периодов их разгона-торможения дополнительно обуславливают возникновение значительного числа воздействующих на несущую металлоконструкцию и силовые гидродвигатели инерционных нагрузок.

Как следствие, рабочие процессы при эксплуатации манипуляционных систем гидрофицированных мобильных транспортно-технологических машин носят гидродинамический характер и для них свойственны выраженные периоды переменных и переходных режимов изменения количественных параметров течения рабочей жидкости во времени и по длине гидросистемы – давлений и объемных расходов в характерных точках, потерь давления в пределах характерных участков, перепада давлений на силовых гидродвигателях и регулируемых гидроаппаратах (дросселях и регуляторах потока, объемного расхода через напорные клапаны и др. Нестационарные режимы работы гидропривода машин и механизмов подлежат учету при его проектировании и анализе работоспособности. Примеры их моделирования для ряда конструкций – промышленных роботов и станочного оборудования приведены в [14-16].

2. Построение математической модели.

2.1. Построение структурно-функциональной схемы дроссельно-регулируемого гидропривода.

Математическая модель дроссельно-регулируемого гидропривода манипуляционной системы мобильной машины при раздельном движении звеньев базируется на структурно-функциональной схеме, предложенной в [4, 17]. Указанная схема с обозначением характерных точек по длине гидросистемы, в которых производится определение количественных параметров, определяющих протекание рабочих процессов в гидроприводе при работе манипуляционной системы, приведена на рис. 1.

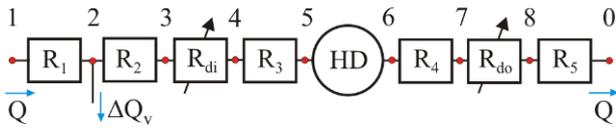


Рис. 1. Типовая структурно-функциональная схема дроссельно-регулируемого гидропривода манипуляционной системы мобильной машины при раздельном движении звеньев

В качестве характерных точек выбраны следующие точки направлению движения рабочей жидкости:

- точка 1: выход объемного нерегулируемого насоса;
- точка 2: место установки предохранительного напорного клапана;
- точка 3: вход регулируемого дросселя (регулятора потока) на входе в рабочую полость гидродвигателя;
- точка 4: выход регулируемого дросселя (регулятора потока) на входе в рабочую полость гидродвигателя;
- точка 5: вход в рабочую полость гидродвигателя;
- точка 6: выход из холостой полости гидродвигателя;
- точка 7: вход регулируемого дросселя (регулятора потока) на выходе из холостой полости гидродвигателя;
- точка 8: выход регулируемого дросселя (регулятора потока) на выходе из холостой полости гидродвигателя;
- точка 0: вход в гидробак.

В указанных характерных точках j определяются величина давления p_j ($j = 1, \dots, 8$) и объемного расхода рабочей жидкости Q_j ($j = 1, \dots, 8, 0$). В точке 2 дополнительно определяется величина объемного расхода рабочей жидкости через предохранительный клапан ΔQ_v . Также на характерных участках гидросистемы, ограниченных соседними характерными точками, определяется величина потери давления R_1, \dots, R_5 вследствие гидравлических потерь в имеющихся на данных участках гидроаппаратах, гидроустройствах и местных сопротивлений, а также по длине гидролинии. Разность величины давлений в точках 5 и 6 определяет перепад рабочего

давления на гидродвигателе Δp_{HD} , а в точках 3 и 4, 5 и 6 – падение давления R_{di}, R_{do} на регулируемых дросселях на входе в рабочую полость и выходе из холостой полости гидродвигателя соответственно.

Представленная на рис. 1 структурно-функциональная схема является типовой применительно к дроссельно-регулируемому гидроприводу при раздельном движении звеньев многозвенной манипуляционной системы. В зависимости от того, движение какого конкретного звена моделируется, характерным точкам и характерным участкам типовой схемы (рис. 1) ставятся в соответствие конкретные точки и участки натурной гидросистемы. Представление об этом дает рис. 2. Следует отметить, что при использовании одного регулируемого дросселя (либо на входе, либо на выходе гидродвигателя), из типовой схемы необходимо удалить соответствующий характерный участок.

На рис. 2 приведена натурная принципиальная гидравлическая схема автомобильного манипулятора типа UNIC UR330 Series (Япония) [18]. Данная манипуляционная система состоит из колонны, имеющей возможность поворота относительно собственной вертикальной оси, и телескопической стрелы, имеющей возможность поворота в вертикальной плоскости и удлинения. Для обеспечения трех указанных движений звеньев используются следующие гидродвигатели:

- 1) поворотный гидродвигатель колонны (swing motor);
- 2) гидроцилиндр подъема стрелы (boom topping cylinder);
- 3) телескопический гидроцилиндр удлинения стрелы (telescoping cylinder)

Моделирование раздельного движения каждого из трех указанных звеньев требует использования трех структурно-функциональных схем. Соответствие расположения характерных точек и участков этих схем расположению гидролиний натурной принципиальной схемы показано на рис. 2 различным цветом линий:

- красные линии соответствуют схеме № 1 (моделирование поворота стрелы в вертикальной плоскости);

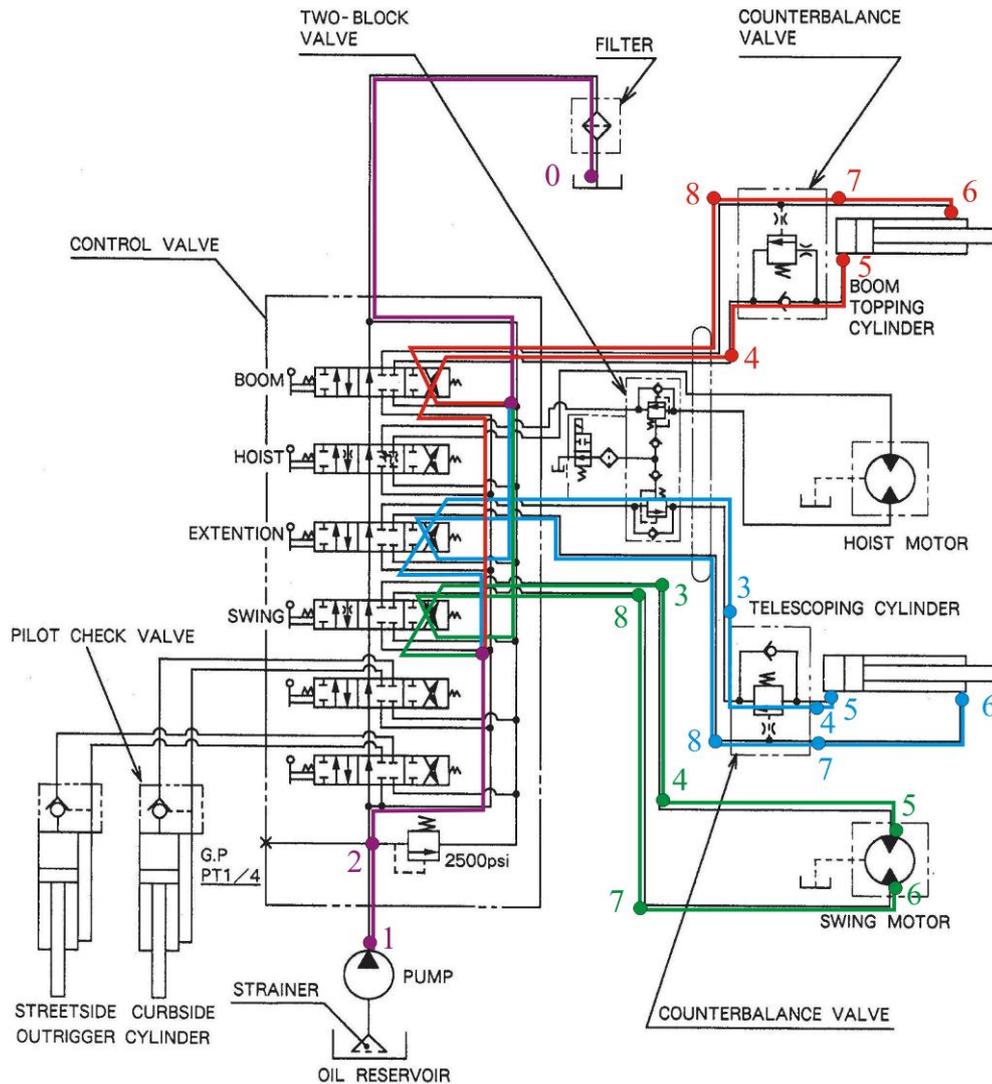


Рис. 2. Пример сопоставления структурно-функциональной схемы гидропривода с натурной принципиальной гидравлической схемой манипуляционной системы

- синие линии соответствуют схеме № 2 (моделирование удлинения стрелы);
- зеленые линии соответствуют схеме № 3 (моделирование поворота колонны);
- фиолетовые линии соответствуют общим участкам схем № 1 ... № 3.

2.2. Построение дифференциальных уравнений раздельного движения звеньев при дроссельно-регулируемом гидроприводе.

Анализируя гидродинамические процессы в гидросистеме, при построении уравнения движения подвижного элемента гидродвигателя (поршня или шибера) целесообразно ориентироваться не на величину его перемещения (линейного смещения x или угла поворота φ) во времени, а на величину изменения во времени объемного расхода

рабочей жидкости $Q_{HD,inp}$, поданного в рабочую полость гидродвигателя [17]. В этом случае интегрирование уравнений движения позволяет непосредственно определить в дискретные моменты времени один из основных гидравлических параметров гидросистемы – объемный расход на входе в гидродвигатель Q_5 – и, таким образом, последовательно определить остальные гидравлические параметры (давления и расходы) во всех характерных точках структурно-функциональной схемы (рис. 1).

Согласно [12] соотношения между перемещением подвижного элемента гидродвигателя и использованным объемным расходом

дом рабочей жидкости выражаются следующими зависимостями:

- для гидроцилиндра и двухпоршневого поворотного гидродвигателя

$$\dot{x} = Q_{HD,inp} / A_{hc,inp}; \quad (1)$$

- для четырехпоршневого поворотного гидродвигателя

$$\dot{x} = Q_{HD,inp} / 2A_{hc,inp}; \quad (2)$$

- для шибберного поворотного гидродвигателя

$$\dot{\phi} = \frac{4n_b Q_{HD,inp}}{H_{pd}(D_{pd}^2 - d_b^2)} = \frac{Q_{HD,inp}}{V_{hd}}; \quad (3)$$

- для гидромотора

$$\dot{\phi} = 2\pi Q_{HD,inp} / V_{hm}, \quad (4)$$

где $A_{hc,inp}$ - площадь поршня гидроцилиндра со стороны рабочей полости; D_{pd} , H_{pd} - внутренний диаметр и глубина корпуса шибберного гидродвигателя; d_{pd} - диаметр вала шибберного гидродвигателя; n_b - число шибберов; V_{hd} - объем шибберного гидродвигателя, соответствующий повороту выходного вала на 1 рад; V_{hm} - рабочий объем гидромотора.

В результате, известные уравнения движения подвижных элементов гидродвигателей [12-15, 19, 20] с учетом зависимостей (1) – (4) примут вид:

- для гидроцилиндра и двухпоршневого поворотного гидродвигателя

$$\left(\frac{M_{red}}{A_{hc,inp}} \right) \dot{Q}_{HD,inp} = (A_{hc,inp} p_5 - A_{hc,out} p_6) \mp F_{ol} - F_{br}; \quad (5)$$

- для четырехпоршневого поворотного гидродвигателя

$$\left(\frac{M_{red}}{2A_{hc,inp}} \right) \dot{Q}_{HD,inp} = 2(A_{hc,inp} p_5 - A_{hc,out} p_6) \mp F_{ol} - F_{br}; \quad (6)$$

- для шибберного поворотного гидродвигателя

$$n_b \left(\frac{J_{red}}{V_{hd}} \right) \dot{Q}_{HD,inp} = n_b H_{pd} (D_{pd}^2 - d_{pd}^2) (p_5 - p_6) / 4 \mp M_{ol} - M_{br}; \quad (7)$$

- для гидромотора

$$2\pi \left(\frac{J_{red}}{V_{hm}} \right) \dot{Q}_{HD,inp} = V_{hm} (p_5 - p_6) / 2\pi \mp M_{ol} - M_{br}, \quad (8)$$

где M_{red} , J_{red} - приведенные к выходному звену гидродвигателя масса и момент инерции перемещаемого груза и движущихся элементов металлоконструкции манипуляционной системы; F_{ol} , M_{ol} - эксплуатационные сила и момент силы, приведенные к выходному звену гидродвигателя; F_{br} , M_{br} - сила торможения и момент силы торможения выходного звена гидродвигателя, создаваемые дополнительными внешними тормозными устройствами (при их наличии в конструкции механизма движения соответствующего звена манипуляционной системы); k_{dyn} - коэффициент динамичности.

Если величина эксплуатационной нагрузки F_{ol} или M_{ol} в дифференциальных уравнениях (5) – (8) определяется с помощью решения задачи динамики движения звена манипуляционной системы [21-24] или в процессе реализации универсальной модели [17, 25], тогда следует принимать $k_{dyn} = 1$. Если величина эксплуатационной нагрузки F_{ol} или M_{ol} определяется на основе учета лишь статических нагрузок (веса груза и элементов металлоконструкции манипуляционной системы), тогда следует принимать $k_{dyn} > 1 \sim 1,05 \dots 1,2$ [26].

2.3. Начальные условия интегрирования дифференциальных уравнений раздельного движения звеньев.

В момент времени начала движения звена $\tau = 0$ объемный расход рабочей жидкости, поступающей в рабочую полость гидродвигателя $Q_5(\tau = 0) = 0$. Соответственно, расходы в характерных точках

$$Q_3(\tau = 0) = Q_4(\tau = 0) = Q_6(\tau = 0) = Q_7(\tau = 0) = Q_8(\tau = 0) = Q_0(\tau = 0) = 0. \quad (9)$$

В начальный момент времени, когда насос работает, но смещения подвижного элемента гидродвигателя еще нет, следует ожидать, что давление на выходе насоса будет отличаться от его номинального значения p_{nom} . При постоянной частоте вращения приводного вала насоса объемный расход Q_1 и давление p_1 на выходе насоса связаны характеристикой вида [13-15]

$$Q_1 = f(p_1),$$

которая аппроксимируется выражением [27]

$$Q_1 = \frac{Q_{nom}}{\eta_{0nom}} \left[1 - (1 - \eta_{0nom}) \frac{p_1}{p_{nom}} \right], \quad (10)$$

где Q_{nom} , η_{0nom} - номинальная рабочая подача и номинальный объемный коэффициент полезного действия нерегулируемого насоса.

Тогда давление рабочей жидкости в характерной точке 1 (выход насоса), преобразуя зависимость (10), в момент времени $\tau = 0$ будет составлять

$$p_1(\tau = 0) = \frac{p_{nom}}{1 - \eta_{0nom}} \left(1 - \frac{Q_1(\tau = 0)\eta_{0nom}}{Q_{nom}} \right). \quad (11)$$

Объемный расход в характерной точке 2 составляет

$$Q_2(\tau = 0) = \zeta_1 Q_1(\tau = 0), \quad (12)$$

где ζ_1 - коэффициент внешних утечек рабочей жидкости на 1-ом участке гидросистемы (между точками 1 и 2).

В начальный момент времени весь этот расход $Q_2(\tau = 0)$ через напорный предохранительный клапан, установленный в точке 2, сливается в гидробак.

Давление в точке 2 будет определяться количественными параметрами статической характеристики открытия предохранительного клапана, в общем виде выражающейся функцией вида

$$p_2(\tau = 0) = f_v(Q_2(\tau = 0)), \quad (13)$$

причем с давлением в точке 1 оно будет связано соотношением

$$p_2(\tau = 0) = p_1(\tau = 0) - R_1(\tau = 0), \quad (14)$$

где $R_1(\tau = 0)$ - потеря давления на участке 1 гидросистемы (между характерными точками 1 и 2) при протекании через него осредненного расхода

$$\bar{\zeta}_1 Q_1(\tau = 0) = 0,5(\zeta_1 + 1)Q_1(\tau = 0).$$

Анализ зависимостей (11) – (14) показывает, что давление $p_1(\tau = 0)$ и объемная подача $Q_1(\tau = 0)$ на выходе насоса зависят от параметров характеристики открытия используемого предохранительного клапана и поэтому для их оценки необходимо учитывать зависимость (13). Выражая $p_2(\tau = 0)$ и $Q_2(\tau = 0)$ через $p_1(\tau = 0)$ и $Q_1(\tau = 0)$ с помощью соотношений (12) и (14), получим сис-

тему двух нелинейных алгебраических уравнений для оценки гидравлических параметров в характерной точке 1:

$$\begin{cases} p_1(\tau = 0) = \frac{p_{nom}}{1 - \eta_{0nom}} \left(1 - \frac{Q_1(\tau = 0)\eta_{0nom}}{Q_{nom}} \right); \\ p_1(\tau = 0) = R_1(\bar{\zeta}_1 Q_1(\tau = 0)) + f_v(\zeta_1 Q_1(\tau = 0)). \end{cases} \quad (15)$$

Систему (15) удобно преобразовать к одному нелинейному алгебраическому уравнению относительно неизвестного $Q_1(\tau = 0)$:

$$\frac{p_{nom}}{1 - \eta_{0nom}} \left(1 - \frac{Q_1(\tau = 0)\eta_{0nom}}{Q_{nom}} \right) - R_1(\bar{\zeta}_1 Q_1(\tau = 0)) - f_v(\zeta_1 Q_1(\tau = 0)) = 0. \quad (16)$$

Для выполнения расчетов по зависимости (16) необходимо представить статическую характеристику напорного клапана давления $p = f_v(\Delta Q_v)$ в виде аналитического выражения. Качественный вид этой характеристики согласно [13-15, 20, 29] представлен на рис. 3.

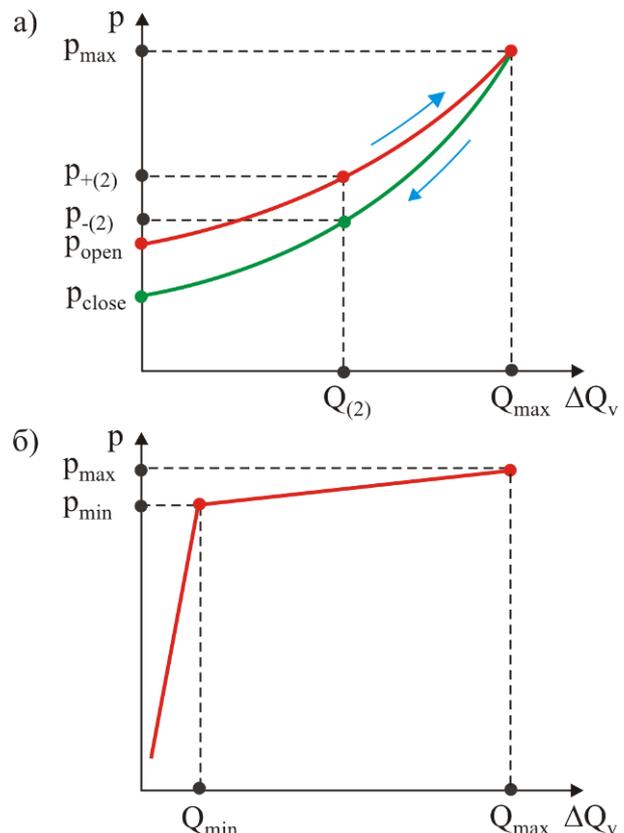


Рис. 3. Статические характеристики напорных предохранительных клапанов: а – прямого действия; б – непрямого действия

Для клапана прямого действия она имеет две ветви, причем верхняя ветвь соответ-

вует случаю открытия клапана (прямой ход клапана), нижняя – случаю его закрытия (обратный ход клапана). С приемлемой точностью обе ветви могут аппроксимироваться степенными зависимостями вида:

- для прямого хода клапана

$$p_+ = p_{open} + a_{op} \Delta Q_v^{b_{op}};$$

- для обратного хода клапана

$$p_- = p_{close} + a_{cl} \Delta Q_v^{b_{cl}},$$

где p_{open} , p_{close} - давление открытия и закрытия клапана; a_{op} , a_{cl} , b_{op} , b_{cl} - коэффициенты аппроксимации.

Объемный расход рабочей жидкости через предохранительный клапан прямого действия для произвольного давления p может быть определен по одной из следующих зависимостей:

- при прямом ходе клапана

$$\Delta Q_v = \left(\frac{p - p_{open}}{a_{op}} \right)^{1/b_{op}};$$

- при обратном ходе клапана

$$\Delta Q_v = \left(\frac{p - p_{close}}{a_{cl}} \right)^{1/b_{cl}}.$$

Коэффициенты аппроксимации определяются следующими зависимостями:

$$b_{op} = \frac{\lg(p_{+(2)} - p_{open}) - \lg(p_{max} - p_{open})}{\lg(Q_{(2)}) - \lg(Q_{max})};$$

$$a_{op} = \frac{p_{max} - p_{open}}{Q_{max}^{b_{op}}};$$

$$b_{cl} = \frac{\lg(p_{-(2)} - p_{close}) - \lg(p_{max} - p_{close})}{\lg(Q_{(2)}) - \lg(Q_{max})};$$

$$a_{cl} = \frac{p_{max} - p_{close}}{Q_{max}^{b_{cl}}};$$

где p_{max} - давление настройки клапана; Q_{max} - расход рабочей жидкости при давлении настройки предохранительного клапана прямого действия (рис. 3, а).

Для клапана непрямого действия характеристика напорного предохранительного клапана имеет два прямолинейных участка (рис. 3, б). С приемлемой точностью оба участка могут аппроксимироваться линейными зависимостями вида:

- на начальном участке работы клапана (при $0 < \Delta Q_v < Q_{min}$)

$$p = \frac{p_{min}}{Q_{min}} \Delta Q_v;$$

- на конечном участке работы клапана (при $Q_{min} \leq \Delta Q_v < Q_{max}$)

$$p = p_{min} + \frac{p_{max} - p_{min}}{Q_{max} - Q_{min}} (\Delta Q_v - Q_{min}),$$

где Q_{min} - минимальный расход рабочей жидкости через клапан непрямого действия; p_{min} - давление при минимальном расходе через клапан.

Объемный расход рабочей жидкости через предохранительный клапан непрямого действия для произвольного давления p может быть определен по одной из следующих зависимостей:

- на начальном участке работы клапана (при $p < p_{min}$)

$$\Delta Q_v = \frac{p}{p_{min}} Q_{min};$$

- на конечном участке работы клапана (при $p_{min} \leq p < p_{max}$)

$$\Delta Q_v = Q_{min} + \frac{p - p_{min}}{p_{max} - p_{min}} (Q_{max} - Q_{min}).$$

Давления рабочей жидкости в характерных точках напорной части гидросистемы согласно закона Паскаля будут составлять

$$p_3(\tau = 0) = p_4(\tau = 0) = p_5(\tau = 0) = p_2(\tau = 0), \quad (17)$$

а характерных точках сливной части –

$$p_6(\tau = 0) = p_7(\tau = 0) = p_8(\tau = 0) = 0. \quad (18)$$

Таким образом, определение начальных условий интегрирования дифференциальных уравнений раздельного движения звеньев (5) – (8) должно выполняться в следующей последовательности:

1) вычисление объемной подачи насоса $Q_1(\tau = 0)$ в характерной точке 1 путем решения нелинейного уравнения (16);

2) вычисление давления $p_1(\tau = 0)$ на выходе насоса в характерной точке 1 с помощью соотношения (11);

3) вычисление гидравлических параметров $p_2(\tau = 0)$ и $Q_2(\tau = 0)$ в характерной точ-

ке 2 с помощью соотношений (13) или (14) и (12) соответственно;

4) задание гидравлических параметров $p_j(\tau=0)$ и $Q_j(\tau=0)$ во всех остальных j -х характерных точках с помощью соотношений (9), (17) и (18).

2.4. Расчет гидравлических параметров дроссельно-регулируемого гидропривода в произвольный момент движения звена манипуляционной системы.

Решение уравнения раздельного движения звена в произвольный момент времени с помощью одного из численных методов интегрирования дифференциальных уравнений [28] позволяет определить один гидравлический параметр – объемный расход рабочей жидкости Q_5 в характерной точке 5 (вход в рабочую полость гидродвигателя).

На эту величину должно быть наложено очевидное физическое ограничение: расход Q_5 с учетом всех внешних потерь рабочей жидкости в напорной части гидросистемы не должен превышать объемную подачу насоса, т.е. должно выполняться условие:

$$Q_5 \leq \zeta_1 \zeta_2 \zeta_3 Q_{nom}. \quad (19)$$

Если ограничение (19) не выполняется, то полученное значение расхода следует уменьшить до значения:

$$Q_5 = \zeta_1 \zeta_2 \zeta_3 Q_{nom}.$$

В этом случае расход рабочей жидкости через напорный предохранительный клапан, установленный в характерной точке 2, будет равен $\Delta Q_v = 0$, т.е. клапан не будет оказывать влияния на выходные гидравлические параметры насоса в точке 1. Таким образом, учитывая возможные внешние потери рабочей жидкости в пределах характерных участков гидросистемы, можно записать следующие соотношения для определения расходов в остальных характерных точках напорной части гидросистемы:

$$Q_4 = Q_5 / \zeta_3;$$

$$Q_3 = Q_4;$$

$$Q_2 = Q_3 / \zeta_2;$$

$$Q_1 = Q_{nom} = Q_2 / \zeta_1.$$

В том случае, когда полученное в результате решения уравнения раздельного движе-

ния звена значение объемного расхода рабочей жидкости Q_5 в характерной точке 5 составляет

$$Q_5 < \zeta_1 \zeta_2 \zeta_3 Q_{nom},$$

расход через напорный предохранительный клапан $\Delta Q_v \neq 0$ и требуется учет его влияния на формирование гидравлических показателей в точке 1 (на выходе насоса). Для этого используется подход, аналогичный представленному ранее в п. 2.3. Уравнения (12) и (13) примут следующий вид:

$$Q_2 = Q_5 / \zeta_2 \zeta_3 + \Delta Q_v = \zeta_1 Q_1;$$

$$p_2 = f_v(\Delta Q_v).$$

В итоге, нелинейное алгебраическое уравнение, аналогичное (16), но построение относительного неизвестного значения расхода Q_2 , примет вид:

$$\frac{p_{nom}}{1 - \eta_{0nom}} \left(1 - \frac{Q_2 \eta_{0nom}}{\zeta_1 Q_{nom}} \right) - R_1(Q_2 / \bar{\zeta}_1) - \quad (20)$$

$$- f_v(Q_2 - Q_5 / \zeta_2 \zeta_3) = 0.$$

Расходы рабочей жидкости в остальных характерных точках напорной части гидросистемы будут определяться соотношениями:

$$Q_4 = Q_5 / \zeta_3;$$

$$Q_3 = Q_4;$$

$$Q_1 = Q_2 / \zeta_1,$$

а расход рабочей жидкости через предохранительный клапан составит:

$$\Delta Q_v = Q_2 - Q_5 / \zeta_2 \zeta_3.$$

Расходы рабочей жидкости в характерных точках сливной части гидросистемы независимо от работы предохранительного клапана будут определяться соотношениями:

$$Q_7 = \zeta_4 Q_6;$$

$$Q_8 = Q_7;$$

$$Q_0 = \zeta_5 Q_8.$$

Величина расхода Q_6 в характерной точке 6 (на выходе из холостой полости гидродвигателя) зависит от вида используемого гидродвигателя:

- для гидроцилиндра

$$Q_6 = \frac{A_{hc,out}}{A_{hc,inp}} Q_5;$$

- для поршневых и шибберных поворотных гидродвигателей, гидромоторов

$$Q_6 = Q_5,$$

где $A_{hc,out}$ - площадь поршня гидроцилиндра со стороны холостой полости.

Величины давлений рабочей жидкости в характерных точках гидросистемы можно определить последовательно, начиная с характерной точки 1. В случае работы предохранительного клапана давление на выходе насоса p_1 вычисляется с помощью зависимости (11), а при закрытом состоянии клапана оно составляет $p_1 = p_{nom}$.

Изменение величины давления между соседними характерными точками определяется величиной потери давления на участке гидросистемы между этими точками. Поэтому

$$p_2 = p_1 - R_1;$$

$$p_3 = p_2 - R_2;$$

$$p_5 = p_4 - R_3;$$

$$p_6 = p_7 + R_4;$$

$$p_8 = R_5.$$

Перепад давлений рабочей жидкости на подвижном элементе гидродвигателя составляет

$$\Delta p_{HD} = p_5 - p_6.$$

Потери давления R_m на m -м участке гидросистемы между двумя последовательно расположенными характерными точками j и $j+1$ (рис. 1, 2) складываются из потерь давления в гидроаппаратах и гидроустройствах $R_{ha,m}$, гидрораспределителе $R_{hd,m}$ (при наличии на m -м участке), местных сопротивлений $R_{lr,m}$ и по длине гидролиний $R_{hl,m}$:

$$R_m = \sum_{k=1}^{k=N_{ha,m}} R_{ha,m,k} + R_{hd,m} + \sum_{k=1}^{k=N_{lr,m}} R_{lr,m,k} + \sum_{k=1}^{k=N_{hl,m}} R_{hl,k},$$

где $N_{ha,m}$, $N_{lr,m}$, $N_{hl,m}$ - число гидроаппаратов (гидроустройств), местных сопротивлений и гидролиний в пределах m -го участка гидросистемы.

Указанные потери давления пропорциональны расходу рабочей жидкости Q_m через m -й участок гидросистемы (как правило,

являются квадратичными функциями расхода [4, 12, 17]) и поэтому величина R_m может быть выражена следующим соотношением [4, 17]:

$$R_m = Q_m^2 \left(\sum_{k=1}^{k=N_{ha,m}} \frac{\Delta p_{nom,k}}{Q_{nom,k}^2} + \frac{8\rho_l}{\pi^2} \sum_{k=1}^{k=N_{lr,m}} \frac{\xi_{lr,k}}{d_{hl,k}^4} + \frac{0,4\rho_l}{\pi} \sum_{k=1}^{k=N_{hl,m}^l} \frac{l_{hl,k}}{d_{hl,k}^5} \right) + a_{hd} Q_m^{b_{hd}} + Q_m \frac{128\rho_l\mu_l}{\pi} \sum_{k=1}^{k=N_{hl,m}^{(l)}} \frac{l_{hl,k}}{d_{hl,k}^4},$$

где $Q_{nom,k}$ - номинальный объемный расход k -го гидроаппарата или гидроустройства; $\Delta p_{nom,k}$ - потери давления на k -м гидроаппарате или гидроустройстве при номинальном расходе $Q_{nom,k}$; ρ_l , μ_l - плотность и кинематическая вязкость рабочей жидкости; $\xi_{lr,k}$ - безразмерный коэффициент k -го местного сопротивления; $d_{hl,k}$, $l_{hl,k}$ - внутренний диаметр и длина k -й гидролинии; a_{hd} , b_{hd} - коэффициенты аппроксимации графика потери давления в гидрораспределителе от проходящего расхода рабочей жидкости степенной функций; $N_{hl,m}^{(l)}$, $N_{hl,m}^{(t)}$ - число гидролиний в пределах m -го участка гидросистемы с ламинарным и турбулентным режимом течения.

Перепад давления на регулируемом дросселе или регуляторе потока может быть выражен как

$$R_d = k_{th} Q^2,$$

причем коэффициент дросселирования k_{th} для дроссельно-регулируемых гидроприводов является переменным во времени (или переменным в зависимости от величины смещения подвижного элемента гидродвигателя). Поэтому давления рабочей жидкости в характерных точках 4 и 7 определяются зависимостями

$$p_4 = p_3 - k_{th,i} Q_3^2;$$

$$p_7 = p_8 + k_{th,o} Q_7^2.$$

2.5. Расчет эксплуатационных нагрузок, действующих на подвижный элемент гидро-

двигателя дроссельно-регулируемого гидропривода, и инерционных характеристик движущихся элементов металлоконструкции в произвольный момент движения звена манипуляционной системы.

Величины эксплуатационных нагрузок F_{ol} или M_{ol} , требующиеся для вычисления правой части дифференциальных уравнений движения (5) – (8), а также инерционные характеристики движущихся элементов металлоконструкции M_{red} или J_{red} , требующиеся для вычисления левой части дифференциальных уравнений движения (5) – (8), могут быть определены двумя возможными путями:

1) на основе решения задачи динамики движения звеньев манипуляционной системы [21-24], рассматриваемой в рамках реализации универсальной модели манипуляционной системы мобильной транспортно-технологической модели [17, 25];

2) на основе предварительного решения задачи динамики движения звеньев манипуляционной системы [21-24].

В первом случае величины эксплуатационных нагрузок F_{ol} или M_{ol} и приведенные инерционные характеристики движущихся элементов металлоконструкции M_{red} или J_{red} находятся для произвольного момента движения звена манипуляционной системы непосредственно в процессе интегрирования уравнений динамики.

Во втором случае названные эксплуатационные нагрузки и инерционные характеристики y наиболее удобно задать в дискретном числе точек x_1, \dots, x_n в пределах возможного хода движущегося звена Δx , а затем аппроксимировать заданную дискретную функцию с помощью одномерной сплайн-интерполяции $y = y(x)$ (рис. 4).

Одномерная сплайн-интерполяция позволяет аппроксимировать функции $F_{ol}(x)$ или $M_{ol}(\varphi)$, $M_{red}(x)$ или $J_{red}(\varphi)$ на каждом k -м участке между соседними опорными дискретными точками x_k и x_{k+1} кубическим полиномом вида [30]:

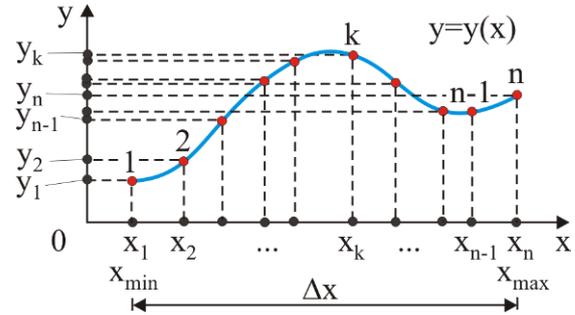


Рис. 4. Сплайн-интерполяция предварительно определенных эксплуатационных нагрузок и инерционных характеристик

$$F_{ol} = F_{ol,k} + b_{F,k}(x - x_k) + c_{F,k}(x - x_k)^2 + d_{F,k}(x - x_k)^3;$$

$$M_{ol} = M_{ol,k} + b_{M,k}(\varphi - \varphi_k) + c_{M,k}(\varphi - \varphi_k)^2 + d_{M,k}(\varphi - \varphi_k)^3;$$

$$M_{red} = M_{red,k} + b_{M_r,k}(x - x_k) + c_{M_r,k}(x - x_k)^2 + d_{M_r,k}(x - x_k)^3;$$

$$J_{red} = J_{red,k} + b_{J,k}(\varphi - \varphi_k) + c_{J,k}(\varphi - \varphi_k)^2 + d_{J,k}(\varphi - \varphi_k)^3,$$

где x_k , φ_k - абсциссы опорных точек сплайн-интерполяции; $F_{ol,k}$, $M_{ol,k}$, $M_{red,k}$, $J_{red,k}$ - ординаты опорных точек сплайн-интерполяции.

Аналогичный подход целесообразно применить и для аппроксимации в пределах тормозного пути Δx_{br} или $\Delta \varphi_{br}$ нагрузок торможения (силы торможения F_{br} и момента силы торможения M_{br}) выходного звена гидродвигателя, создаваемых в случае использования в конструкции механизма движения соответствующего звена манипуляционной системы дополнительных внешних тормозных устройств:

$$F_{br} = F_{br,k} + b_{F_b,k}(x - x_k) + c_{F_b,k}(x - x_k)^2 + d_{F_b,k}(x - x_k)^3;$$

$$M_{br} = M_{br,k} + b_{M_b,k}(\varphi - \varphi_k) + c_{M_b,k}(\varphi - \varphi_k)^2 + d_{M_b,k}(\varphi - \varphi_k)^3,$$

где $F_{br,k}$, $M_{br,k}$ - ординаты опорных точек сплайн-интерполяции нагрузок торможения F_{br} и M_{br} .

Слайн-интерполяция также удобна для задания закона дроссельного регулирования скорости выходного звена гидродвигателя и, соответственно, скорости движущегося звена манипуляционной системы мобильной машины. В этом случае кубическими сплайнами задается необходимый закон изменения во время движения коэффициентов дросселирования $k_{th,i}$ и $k_{th,o}$:

$$k_{th,i} = k_{th,i,k} + b_{k_{th,i},k}(x - x_k) + c_{k_{th,i},k}(x - x_k)^2 + d_{k_{th,i},k}(x - x_k)^3;$$

$$k_{th,o} = k_{th,o,k} + b_{k_{th,o},k}(x - x_k) + c_{k_{th,o},k}(x - x_k)^2 + d_{k_{th,o},k}(x - x_k)^3,$$

где $k_{th,i,k}$, $k_{th,o,k}$ - ординаты опорных точек сплайн-интерполяции нагрузок коэффициентов дросселирования регулируемых дросселей или регуляторов потока на входе и выходе гидродвигателя.

3. Компьютерная реализация математической модели.

Разработанная математическая модель рабочих процессов в гидроприводе манипуляционных систем мобильных транспортно-технологических машин реализована в компьютерной программе «Моделирование

дроссельно-регулируемого гидропривода манипуляционной системы мобильной машины при раздельном движении звеньев».

Программа позволяет моделировать возвратно-поворотное движение прямолинейных звеньев и звеньев с рычагом. Конструктивное исполнение указанных звеньев приведено в [4, 31]. Для этого предусмотрены 4 варианта расчета, каждый из которых соответствует одному из 4 возможных вариантов движения звеньев:

- 1 вариант движения – подъем прямолинейного звена;
- 2 вариант движения – опускание прямолинейного звена;
- 3 вариант движения – подъем звена с рычагом;
- 4 вариант движения – опускание звена с рычагом.

Структурная схема программы с указанием входящих процедур представлена на рис. 5. Она включает в себя головную процедуру *Dynamics_of_Hydraulic_Drives_with_Throttle_Regulation_and_Separate_Motion_of_Links*, 22 процедур типа Procedure:

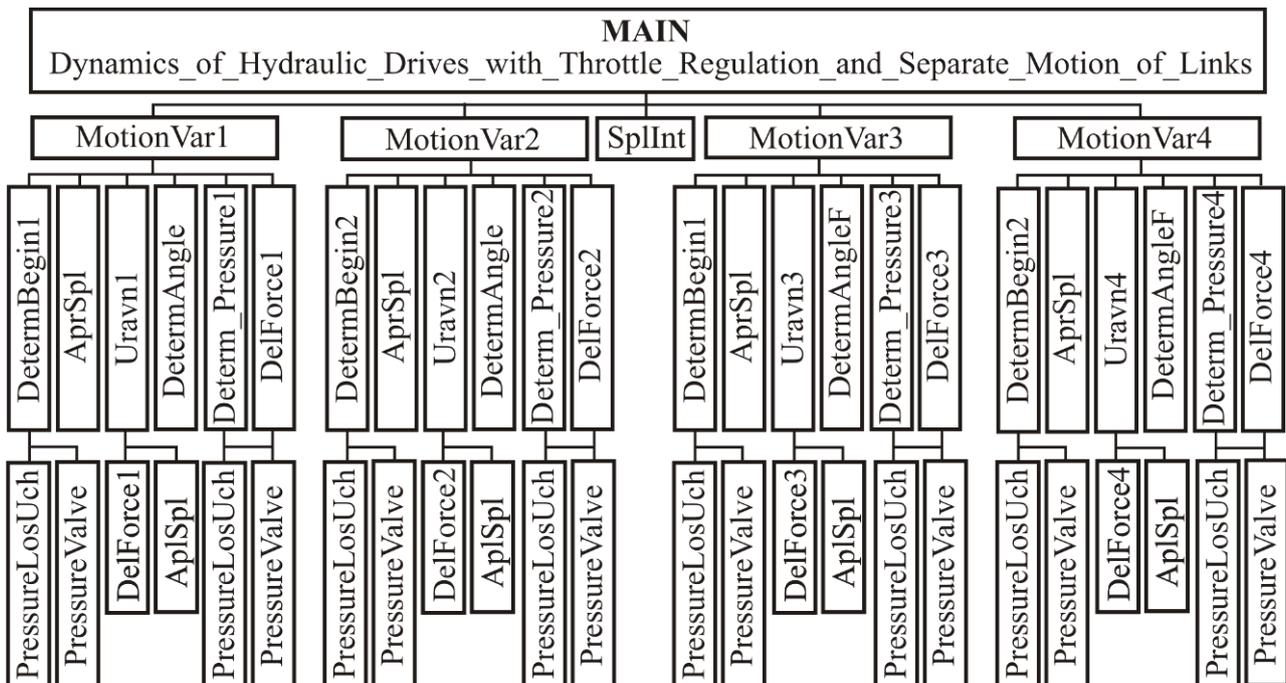


Рис. 5. Структурная схема компьютерной программы

- *DelForce1* – определение величины движущей силы на штоке гидроцилиндра (вариант движения 1);
 - *DelForce2* – определение величины движущей силы на штоке гидроцилиндра (вариант движения 2);
 - *DelForce3* – определение величины движущей силы на штоке гидроцилиндра (вариант движения 3);
 - *DelForce4* – определение величины движущей силы на штоке гидроцилиндра (вариант движения 4);
 - *DetermAngle* – определение угла поворота прямолинейного звена при известном значении смещения поршня гидроцилиндра;
 - *DetermAngleF* – определение угла поворота звена с рычагом при известном значении смещения поршня гидроцилиндра;
 - *DetermBegin1* – определение давлений и расходов в расчетных точках гидросистемы в начальный момент времени поворота звена (варианты движения 1 и 3);
 - *DetermBegin2* – определение давлений и расходов в расчетных точках гидросистемы в начальный момент времени поворота звена (варианты движения 2 и 4);
 - *Determ_Pressure1* – определение давлений и расходов в расчетных точках гидросистемы в произвольный момент времени поворота звена (вариант движения 1);
 - *Determ_Pressure2* – определение давлений и расходов в расчетных точках гидросистемы в произвольный момент времени поворота звена (вариант движения 2);
 - *Determ_Pressure3* – определение давлений и расходов в расчетных точках гидросистемы в произвольный момент времени поворота звена (вариант движения 3);
 - *Determ_Pressure4* – определение давлений и расходов в расчетных точках гидросистемы в произвольный момент времени поворота звена (вариант движения 4);
 - *MotionVar1* – интегрирование уравнения движения звена (вариант движения 1);
 - *MotionVar2* – интегрирование уравнения движения звена (вариант движения 2);
 - *MotionVar3* – интегрирование уравнения движения звена (вариант движения 3);
 - *MotionVar4* – интегрирование уравнения движения звена (вариант движения 4);
 - *PressureLossUch* – определение величины потери давления на расчетном участке гидросистемы;
 - *SplInt* – кубическая сплайн-интерполяция одномерной функции, заданной набором опорных точек;
 - *Uravn1* – определение значения правой части уравнения движения звена согласно метода Рунге-Кутты 4-го порядка (вариант движения 1);
 - *Uravn2* – определение значения правой части уравнения движения звена согласно метода Рунге-Кутты 4-го порядка (вариант движения 2);
 - *Uravn3* – определение значения правой части уравнения движения звена согласно метода Рунге-Кутты 4-го порядка (вариант движения 3);
 - *Uravn4* – определение значения правой части уравнения движения звена согласно метода Рунге-Кутты 4-го порядка (вариант движения 4);
- а также 2 процедуры типа Function:
- *AprSpl* – расчет значения функции, заданной кубическим сплайном, в заданной точке;
 - *PressureValve* – расчет величины давления на предохранительном клапане при его работе.
- Результатом выполнения компьютерной программы является расчет изменения во времени отработки движения звена следующих данных:
- 1) величины $x(\tau)$, скорости $\dot{x}(\tau)$ и ускорения $\ddot{x}(\tau)$ перемещения подвижного элемента гидродвигателя;
 - 2) угла $q(\tau)$, угловой скорости $\dot{q}(\tau)$ и углового ускорения $\ddot{q}(\tau)$ поворота звена манипуляционной системы;
 - 3) давления рабочей жидкости $p_j(\tau)$ в характерных точках гидросистемы (рис. 1);
 - 4) объемного расхода рабочей жидкости $Q_j(\tau)$ в характерных точках гидросистемы (рис. 1);

5) объемного расхода рабочей жидкости $\Delta Q_v(\tau)$ через напорный предохранительный клапан;

6) перепада давления рабочей жидкости на гидродвигателе $\Delta p_{HD}(\tau)$;

7) перепада давления на входном $\Delta p_{di}(\tau)$ и выходном $\Delta p_{do}(\tau)$ регулируемых дросселях;

8) мгновенной мощности приводного электродвигателя насоса $N_p(\tau)$.

4. Анализ тестовых результатов применения математической модели.

Для оценки достоверности моделирования гидравлических процессов в дроссельно-регулируемом гидроприводе мобильной ма-

шины при раздельном движении ее звеньев на основе разработанной математической модели и реализующей указанную модель компьютерной программы была рассмотрена трехзвенная манипуляционная система, кинематическая схема которой показана на рис. 6. Размеры металлоконструкции, условия и режимы эксплуатации, а также параметры гидросистемы взяты аналогичными соответствующим характеристикам мобильной машины АСТ-4-А для сварки магистральных трубопроводов [31, 32]. Внешний вид этой машины показан на рис. 7.

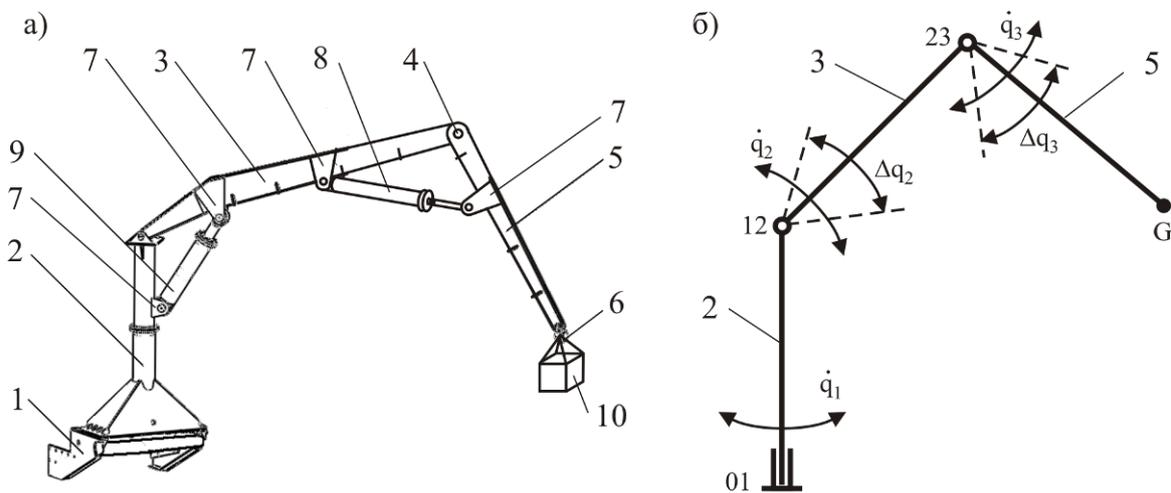


Рис. 6. Трехзвенный гидравлический кран-манипулятор мобильной машины:

а - конструктивное исполнение (1 - опорная конструкция; 2 - поворотная колонна; 3 - стрела; 4 - шарнирный узел соединения смежных звеньев; 5 - рукоять; 6 - грузозахватный орган; 7 - элементы крепления; 8 - силовой гидродвигатель механизма поворотного движения рукояти; 9 - силовой гидродвигатель механизма поворотного движения стрелы; 10 – груз);

б – кинематическая схема



Рис. 7. Мобильная машина АСТ-4-А для сварки магистральных трубопроводов [31, 32]

Гидросистема включала нерегулируемый пластинчатый насос типа БГ12-25АМ, кото-

рый на номинальном режиме имеет следующие характеристики:

- давление рабочей жидкости на выходе $p_{nom} = 12,5$ МПа;
- подача $Q_{nom} = 102$ л/мин;
- коэффициент полезного действия $\eta_{nom} = 0,85$;
- мощность $N_{nom} = 26$ кВт.

Предохранительный клапан прямого действия имел статическую характеристику, аппроксимируемую следующими зависимостями:

$$p_+ = 11,5 + 1,06 \cdot 10^8 \Delta Q_v^{1,15} \quad (\text{МПа});$$

$$p_- = 11,3 + 1,28 \cdot 10^9 \Delta Q_v^{1,126} \text{ (МПа)}.$$

В качестве гидрораспределителя использовался ПГ-73-25, причем величина потери давления при протекании рабочей жидкости с расходом Q аппроксимировалась степенным выражением вида

$$R_{hd} = 1,04 \cdot 10^5 Q^{2,093} \text{ (МПа)}.$$

На стадиях разгона и установившегося движения звена коэффициенты дросселирования входного и выходного регулируемых дросселей были приняты постоянными и равными $k_{th,i} = k_{th,o} = 2 \cdot 10^{11} \text{ кг/м}^7$. На стадии торможения звена величина коэффициентов дросселирования изменялась по линейным законам в зависимости от угла поворота звена φ_{br} в пределах зоны торможения (рис. 8):

$$k_{th,i} = 2 \cdot 10^{11} (1 + 110\varphi_{br});$$

$$k_{th,o} = 2 \cdot 10^{11} (1 + 52\varphi_{br}).$$

Диаметры проходного сечения гидролиний напорной части гидросистемы составляли 26 мм, сливной – 34 мм. В качестве рабочей жидкости рассматривалось минеральное масло АМГ-10, имеющая плотность $\rho_l = 850 \text{ кг/м}^3$ и кинематическую вязкость $\mu_l = 2 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$.

Рассматривался полный цикл раздельного поворотного движения стрелы 3 крана-манипулятора при неподвижном положении рукояти 5. Он включал подъем стрелы из начального (нижнего) положения в конечное (верхнее) и затем опускание стрелы из верхнего положения в нижнее. Начальная и конечная конфигурации кинематической схемы манипуляционной системы с соблюдением геометрических пропорций звеньев приведены на рис. 8. Вес транспортируемого груза составлял $G = 7,5 \text{ кН}$. Силовой гидроцилиндр механизма подъема-опускания стрелы имел внутренний диаметр гильзы цилиндра, равный 125 мм, и диаметр штока, равный 50 мм. На рис. 9 приведены графики изменения в зависимости от угла поворота стрелы величин приведенных к штоку гидроцилиндра эксплуатационной продольной силы F_{ol} и массы перемещаемого груза и движущихся элементов металлоконструкции манипуляционной системы M_{red} .

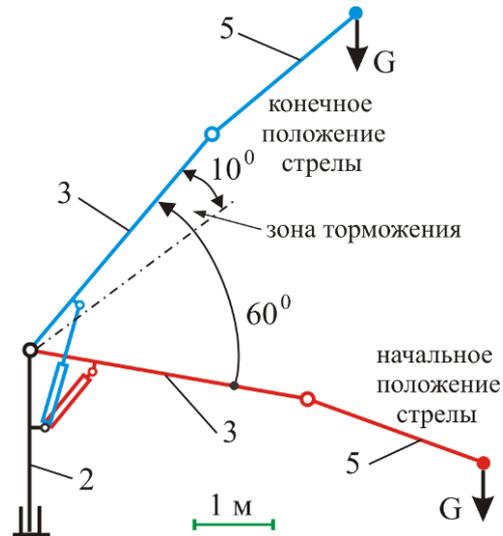


Рис. 8. Крайние конфигурации манипуляционной системы при раздельном движении стрелы

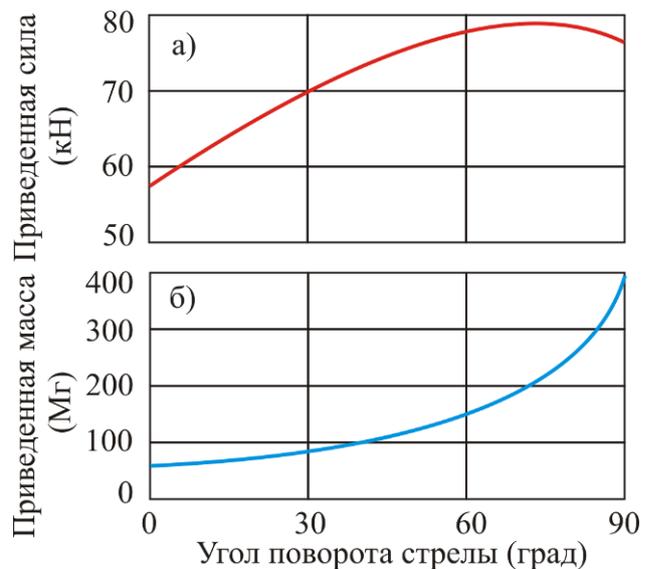


Рис. 9. Изменение в зависимости от угла поворота стрелы приведенных к штоку гидроцилиндра параметров нагружения:
 а – эксплуатационной силы;
 б – перемещаемой массы

На рис. 10 приведены графики изменения с течением времени кинематических параметров движения стрелы в процессе ее подъема и опускания - угла поворота q_2 , угловой скорости \dot{q}_2 и углового ускорения \ddot{q}_2 (рис. 6, б), а на рис. 11 – те же параметры, но в зависимости от угла поворота стрелы. При одинаковых начальных значениях гидравлических параметров опускание стрелы занимает

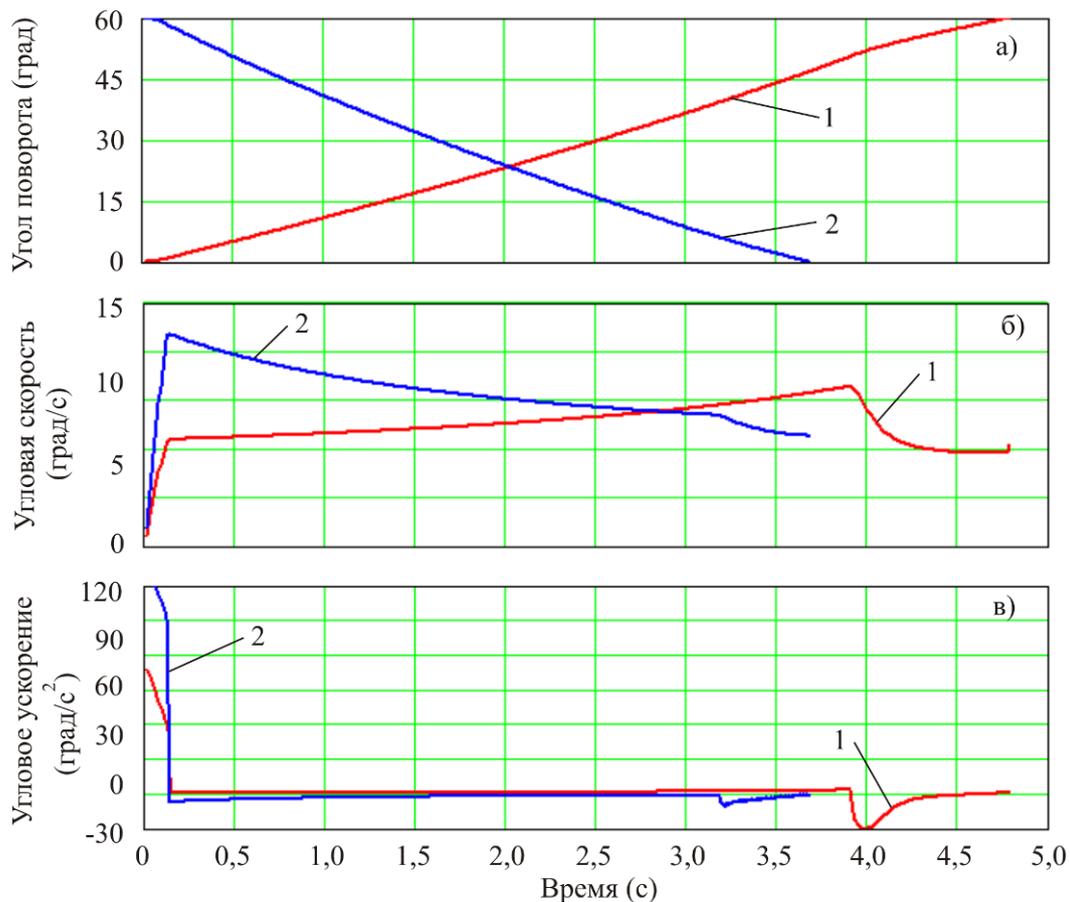


Рис. 10. Изменение параметров движения стрелы крана-манипулятора с течением времени:
а – угол поворота (угловое положение); б – угловая скорость; в – угловое ускорение
(1 – подъем; 2 – опускание)

значительно меньше времени и происходит с заметно большей скоростью, чем подъем стрелы. Это связано с тем, что в начальный период движения угловая скорость поворота стрелы при опускании в 1,5...2 раза превышает угловую скорость поворота стрелы при подъеме, так как эксплуатационная нагрузка и создаваемая гидроцилиндром движущая сила при опускании стрелы имеют одинаковое направление. В этих условиях лишь ограниченность подачи рабочей жидкости насосом в гидросистему и, в конечном итоге, в рабочую полость гидроцилиндра, а также свойство несжимаемости рабочей жидкости ограничивают величину угловой скорости поворота стрелы. В противном случае, при отсутствии учета ограниченности подачи насоса угловая скорость и ускорение имели бы неадекватно большие значения.

В обоих случаях (при подъеме и опускании стрелы) период разгона, характеризую-

щийся наибольшими значениями углового ускорения, занимает достаточно короткий временной интервал – не более 0,2 с ($\sim 2^0$). Основную долю движения ($\sim 50^0$) занимает стадия установившегося движения с примерно нулевым угловым ускорением. Для этой стадии характерно медленное нарастание скорости по мере поворота стрелы практически по линейному закону. При опускании стрелы стадия торможения вследствие роста коэффициентов дросселирования входного и выходного регулируемых дросселей занимает $\sim 6^0$ (рис. 11), хотя их рост начинается за 10^0 до нижней точки останова стрелы. Указанное запаздывание реакции кинематических параметров движения обусловлено существенной инерционностью подвижных элементов металлоконструкции крана-манипулятора в условиях, когда движущая сила гидроцилиндра способствует преодолению гидравлических сил торможе-

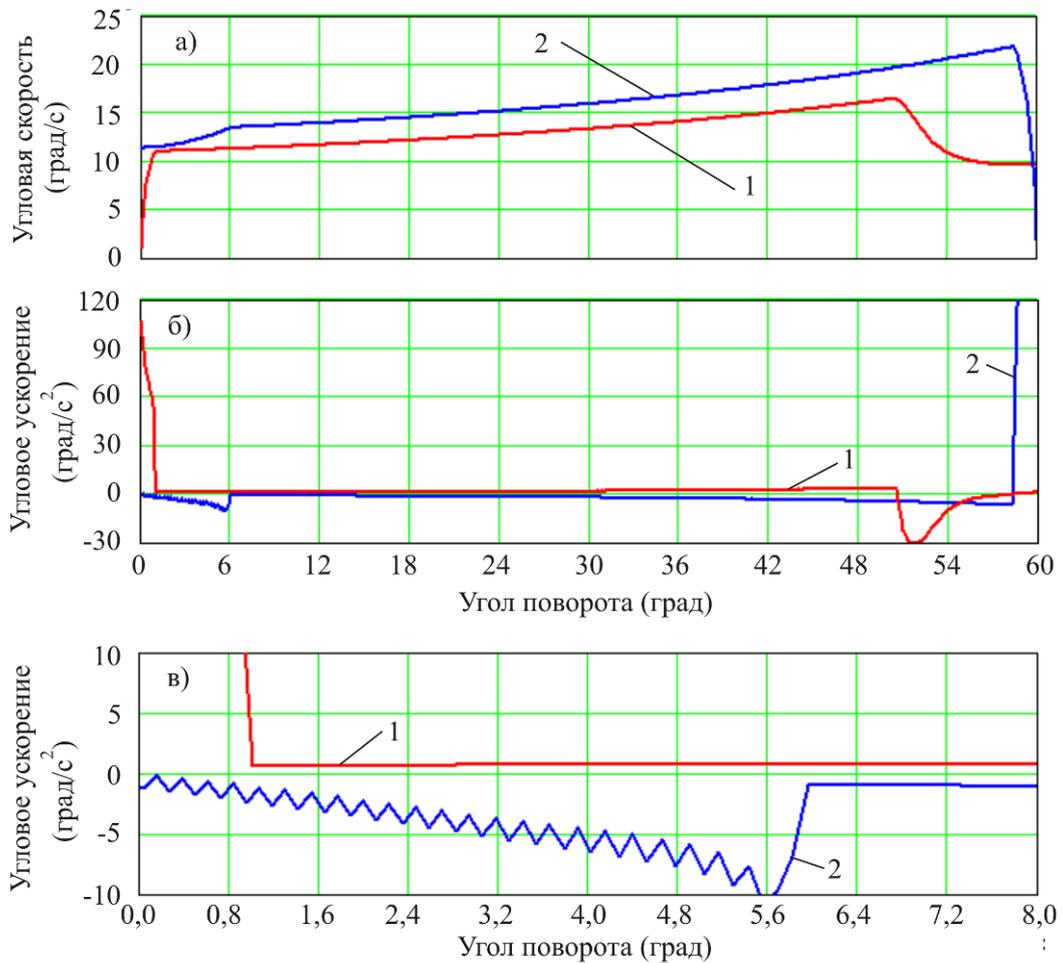


Рис. 11. Изменение параметров движения стрелы крана-манипулятора в зависимости от его угла поворота: а – угловая скорость; б, в – угловое ускорение (1 – подъем; 2 – опускание)

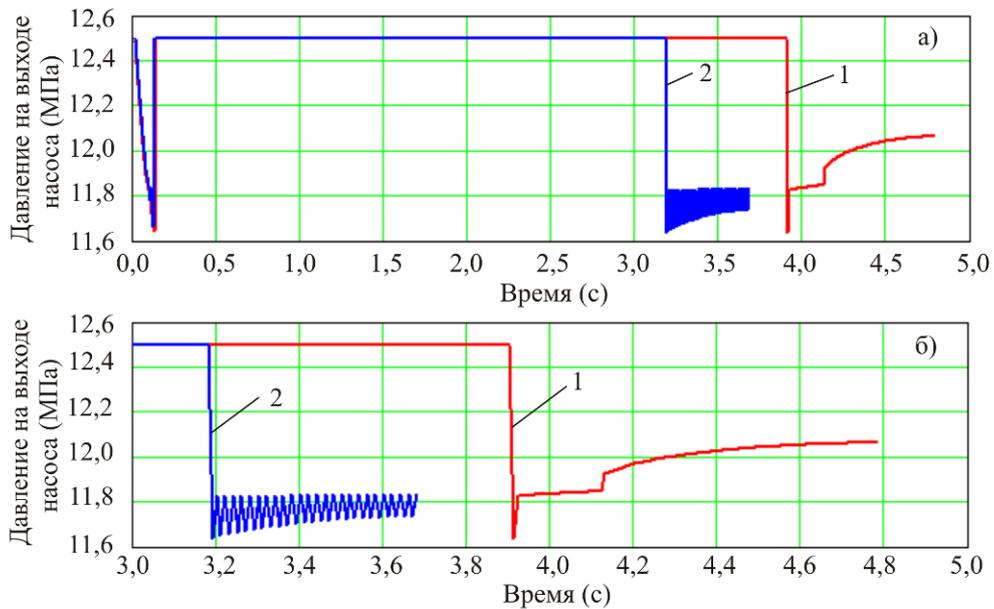


Рис. 12. Изменение величины давления рабочей жидкости на выходе насоса во времени (точка 1): а – полное время движения; б – интервал времени движения 3...5 с (1 – подъем; 2 – опускание)

ния, создаваемых вследствие перепада давления на регулируемых дросселях. В случае подъема стрелы такого запаздывания не наблюдается. При опускании стрелы на стадии торможения также наблюдается специфическая особенность – колебательный характер изменения углового ускорения с размахом $2...3 \text{ град/с}^2$ при среднем его значении $-1...-8 \text{ град/с}^2$ (рис. 11, в).

Результаты моделирования рабочих гидравлических процессов приведены на рис. 12 – 19. Анализ изменения во времени гидравлических параметров дроссельно-регулируемого гидропривода позволяет наглядно объяснить те закономерности кинематики стрелы крана-манипулятора, которые были выявлены при анализе данных на рис. 10 и 11.

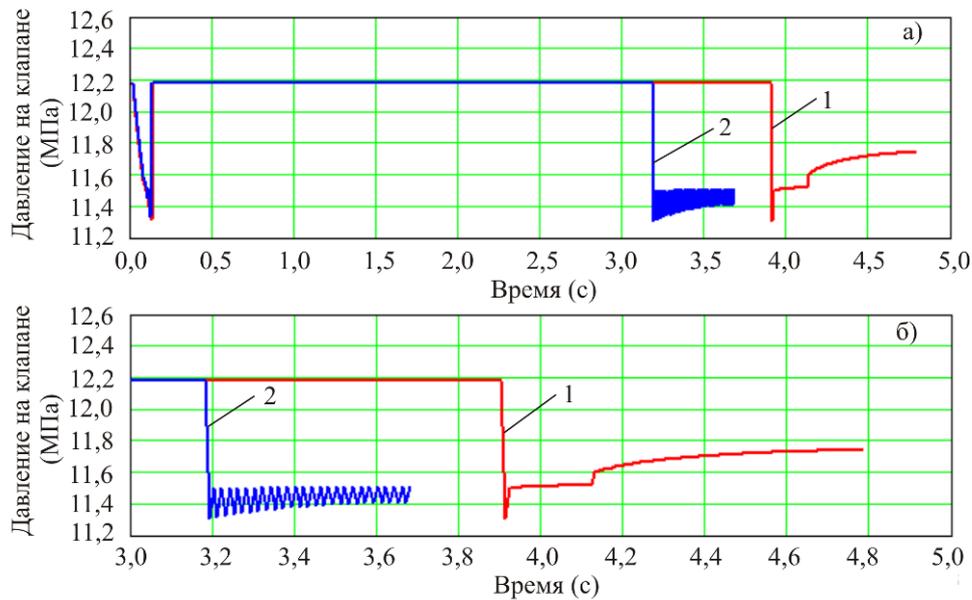


Рис. 13. Изменение величины давления рабочей жидкости на предохранительном клапане во времени (точка 2): а – полное время движения; б – интервал времени движения 3...5 с (1 – подъем; 2 – опускание)

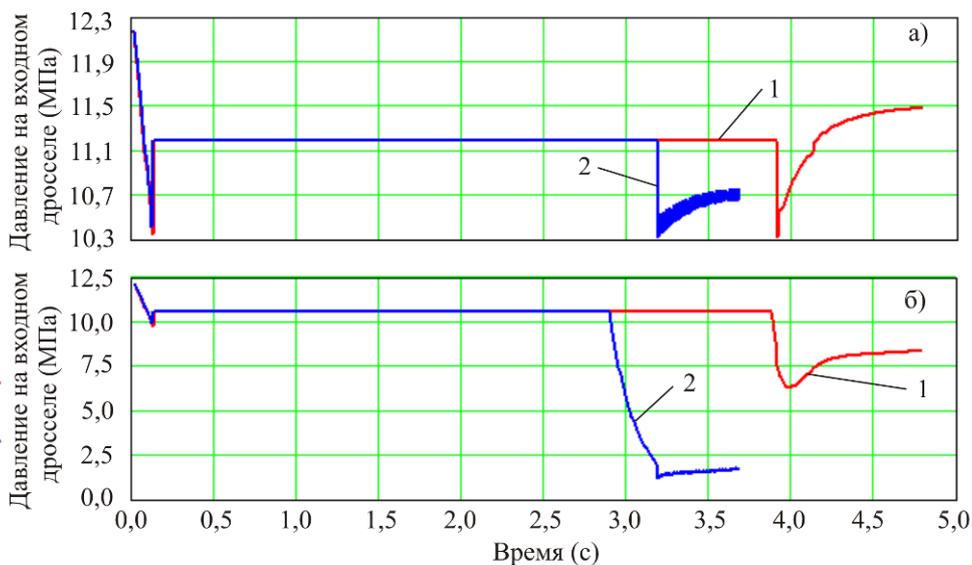


Рис. 14. Изменение величины давления рабочей жидкости на входном дросселе во времени: а – на входе дросселя (точка 3); б – на выходе дросселя (точка 4) (1 – подъем; 2 – опускание)

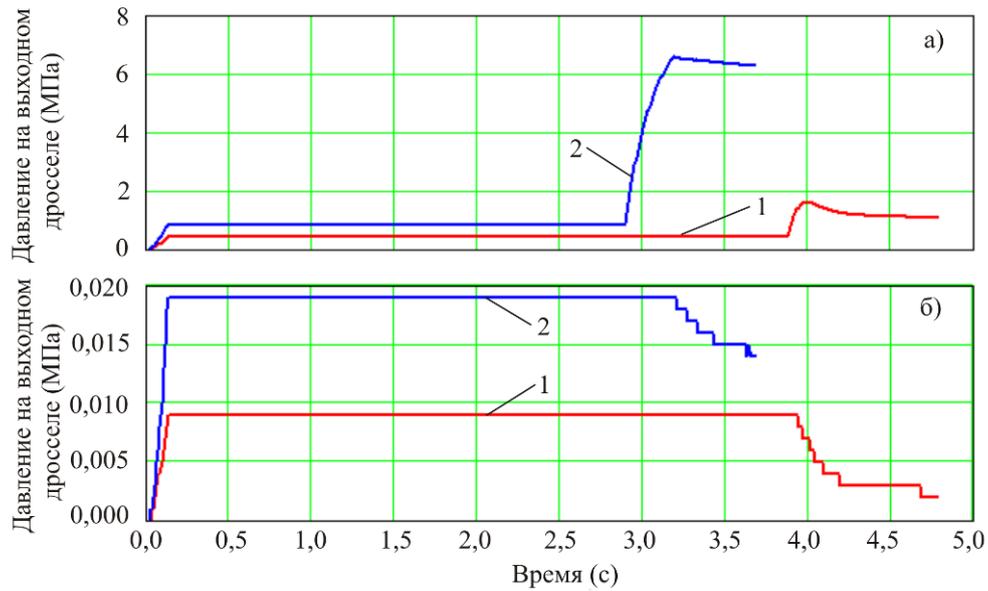


Рис. 15. Изменение величины давления рабочей жидкости на выходном дросселе во времени:
а – на входе дросселя (точка 7); б – на выходе дросселя (точка 8)
(1 – подъем; 2 – опускание)

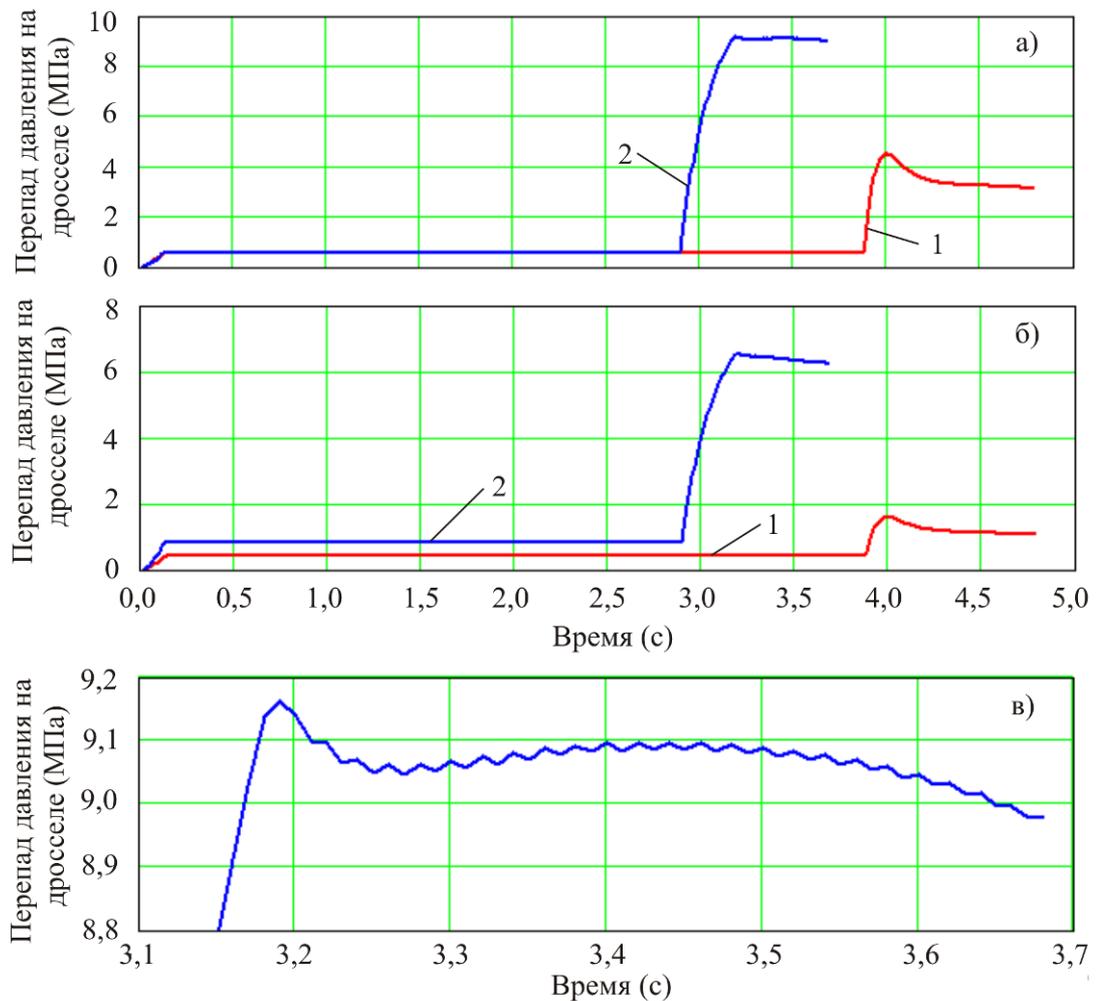


Рис. 16. Изменение перепада давления рабочей жидкости на дросселях во времени:
а, в – входной дроссель; б – выходной дроссель (1 – подъем; 2 – опускание)

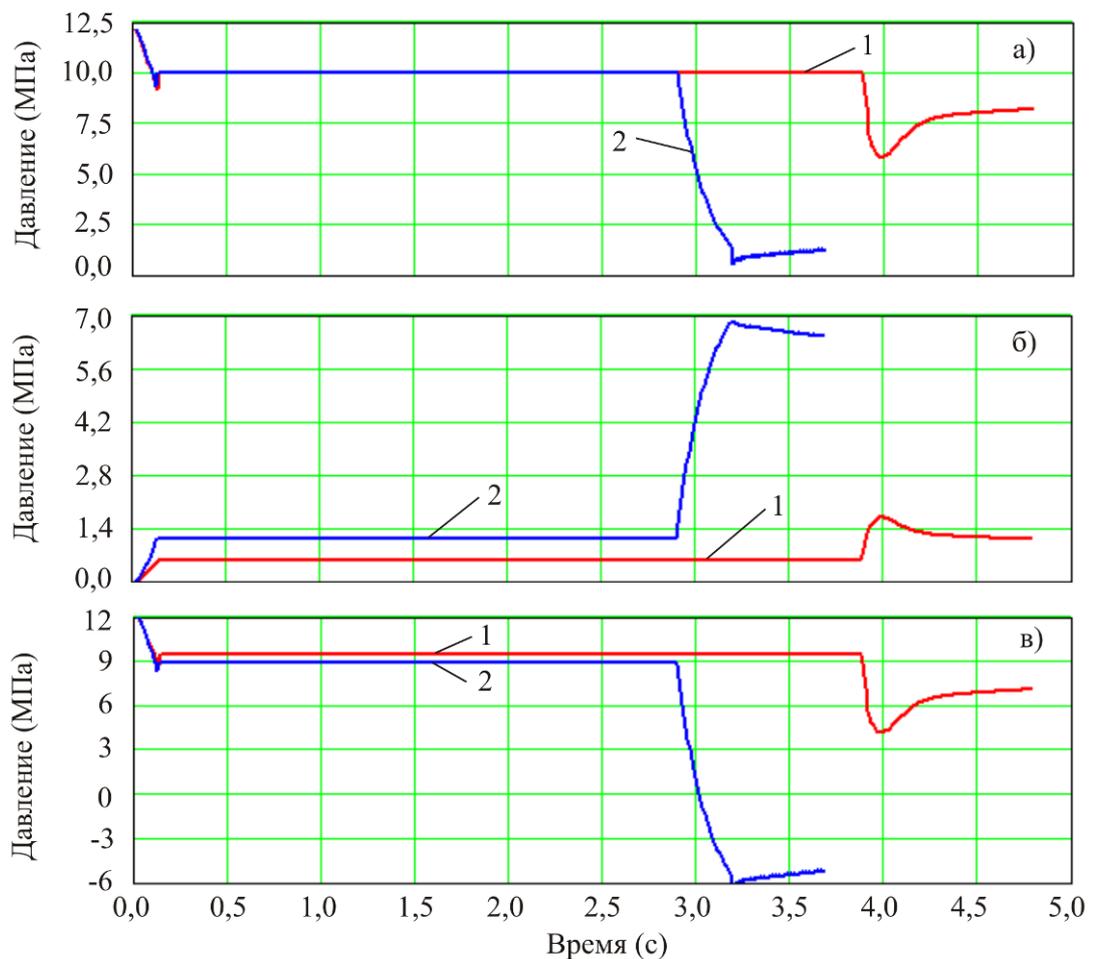


Рис. 17. Изменение величины давления рабочей жидкости на гидроцилиндре во времени: а – на входе (точка 5); б – на выходе (точка 6); в – перепад давления на гидроцилиндре (1 – подъем; 2 – опускание)

Период разгона стрелы как при ее подъеме, так и при ее опускании характеризуется протеканием в гидросистеме динамических нестационарных процессов, связанных с неустановившимся характером изменения гидравлических параметров – давлений и расходов рабочей жидкости во всех характерных точках гидропривода. В этот период происходит снижение величины давления в характерных точках напорной части гидросистемы – выходе насоса p_1 (рис. 12), предохранительном клапане p_2 (рис. 13), входном дросселе p_3 и p_4 (рис. 14), входе в рабочую полость гидроцилиндра (рис. 17). Одновременно в указанных точках наблюдается повышение подачи насоса Q_1 и, соответственно, повышение объемных расходов рабочей жидкости (рис. 18). Для характерных точек сливной части гидросистемы, наоборот, про-

исходит повышение давления рабочей жидкости (рис. 15). На стадии разгона постоянно открытым является напорный предохранительный клапан, обеспечивающий пропуск лишнего расхода рабочей жидкости в гидробак (рис. 19).

Период установившегося движения стрелы крана-манипулятора характеризуется протеканием стационарных гидравлических рабочих процессов в гидроприводе. Это обусловлено постоянством подачи насоса, равной номинальному значению Q_{nom} . Несмотря на то, что система действующих на выходное звено гидродвигателя нагрузок способна позволить стреле совершать поворот с большей угловой скоростью, однако этому препятствует ограниченность объемного расхода, который насос способен подать в рабочую полость гидроцилиндра. Как ре-

зультат, на стадии установившегося движения давления (рис. 12 – 15, 17) и объемные расходы (рис. 18) рабочей жидкости в характерных точках гидросистемы постоянны во времени. Также имеют постоянное значение перепады давлений на гидроцилиндре (рис.

17, в) и регулируемых дросселях (рис. 16). Предохранительный клапан на данной стадии движения стрелы закрыт и объемный расход рабочей жидкости, пропускаемый им в гидробак, равен 0 (рис. 19).

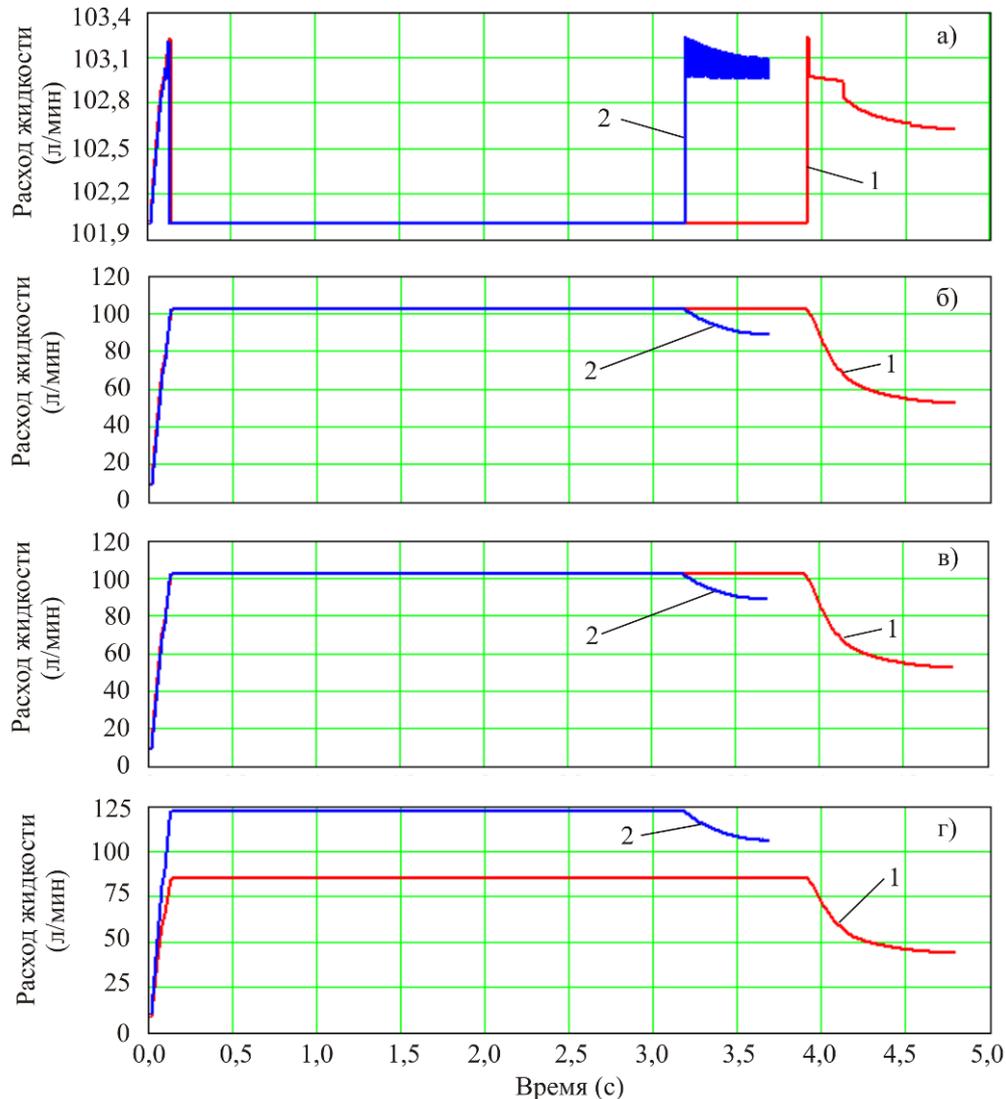


Рис. 18. Изменение величины расхода рабочей жидкости в гидроприводе во времени: а – на выходе насоса (точка 1); б – на после предохранительного клапана (точка 2); в – на входе гидроцилиндра (точка 5); г – на выходе гидроцилиндра (точка 6) (1 – подъем; 2 – опускание)

Наибольшей нестационарностью характеризуются гидравлические рабочие процессы, протекающие в гидроприводе на стадии торможения стрелы крана-манипулятора. Начало торможения выражается падением давления на выходе насоса p_1 (рис. 12), ростом подачи насоса Q_1 (рис. 18) и открытием

предохранительного клапана (рис. 19), который в течение всей стадии торможения является открытым и обеспечивающим слив части объемного расхода рабочей жидкости в гидробак. Далее давление на выходе насоса и, соответственно, в характерных точках напорной части гидросистемы частично или полностью восстанавливается. Для измене-

ния объемного расхода процесс является зеркально противоположным. Обращает на себя внимание колебательный характер изменения во времени гидравлических параметров при опускании стрелы, который при ее подъеме не наблюдается. Очевидно, это также связано с отмеченной выше разницей в направленности действия эксплуатационных нагрузок и движущей силы гидроцилиндра. Заданные при моделировании коэффициенты дросселирования обеспечили формирование значительного по величине перепада давления на обоих регулируемых дросселях (рис. 16), причем для случая опускания стрелы влияние дросселирования сказалось

значительно сильнее. Как следствие, наблюдается также значительное снижение перепада давления рабочей жидкости между рабочей и холостой полостями гидроцилиндра (рис. 17, в), причем для случая опускания стрелы давление в холостой полости существенно (до 6 МПа, т.е. до 50% $p_{ном}$) превысило давление в рабочей полости. Таким образом, гидроцилиндр перешел в режим самоторможения, когда вместо движущей силы на подвижный элемент гидродвигателя стала действовать сила сопротивления. Для случая подъема стрелы такое явление не зафиксировано.

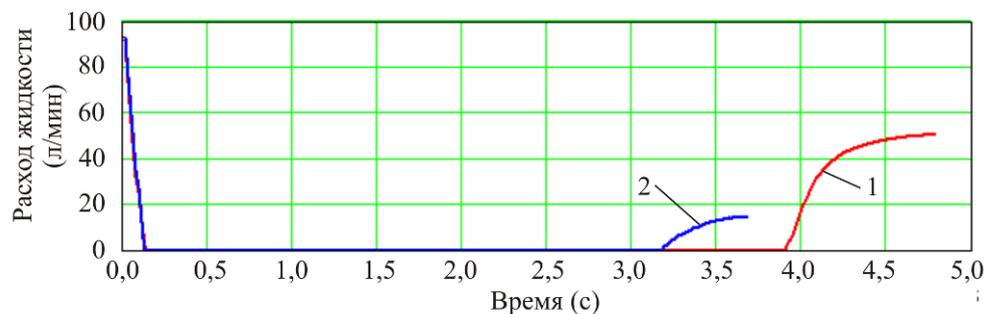


Рис. 19. Изменение величины расхода рабочей жидкости через предохранительный клапан во времени (1 – подъем; 2 – опускание)

Заключение.

Предложенные функционально-структурная схема и математическая модель, а также разработанная на их теоретической основе компьютерная программа оказались достаточно эффективным инструментом для компьютерного моделирования в общем комплексе как кинематики и динамики элементов металлоконструкции, так и гидродинамических рабочих процессов, протекающих

в дроссельно-регулируемом гидроприводе манипуляционных систем мобильных транспортно-технологических машин при раздельном движении звеньев.

Представляет научный и практический интерес расширение математической модели на случай совместного движения двух звеньев манипуляционной системы с учетом нормативных рекомендаций [33].

Список литературы

1. Александров, М.П. Грузоподъемные машины / М.П. Александров. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана. – Высшая школа, 2000. – 552 с.
2. Вайнсон, А.А. Подъемно-транспортные машины / А.А. Вайнсон. – М.: Машиностроение, 1989. – 536 с.
3. Галдин, Н.С. Гидравлические схемы мобильных машин / Н.С. Галдин, И.А. Семенов. – Омск: СибАДИ, 2013. – 203 с.

References

1. Aleksandrov M.P. *Gruzopodemnye mashiny* [Lifting-transport machines]. Moscow, MGTU imeni N.E. Baumana, 2000. 552 p. (In Russian)
2. Vaynson A.A. *Podemno-transportnye mashiny* [Lifting-transport machines]. Moscow, Mashinostroenie, 1989. 536 p. (In Russian)
3. Galdin N.S., Semenova I.A. *Gidravlicheskie sistemy mobilnikh mashyn* [Hydraulic

4. Лагерев И.А. Современная теория манипуляционных систем мобильных многоцелевых транспортно-технологических машин и комплексов. Конструкции и условия эксплуатации / И.А. Лагерев, А.В. Лагерев. – Брянск: РИО БГУ, 2018. – 190 с. <https://doi.org/10.5281/zenodo.1294622>

5. Garby, R.G. IPT's Crane and Rigging Handbook: mobile-EOT-tower cranes / R.G. Garby. - IPT Publishing and Training Ltd, 2005.

6. Autocrane Company [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.autocrane.com> (дата обращения: 16.06.2018).

7. HIAB [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.hiab.com> (дата обращения: 16.06.2018).

8. Terex Cranes [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.terex.com/cranes/ru/products/pickcarrycranes/index.htm> (дата обращения: 16.06.2018).

9. Timbco, TimberPro and Pat Crawford Companies [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://timberpro.com> (дата обращения: 16.06.2018).

10. Вайнсон, А.А. Подъемно-транспортные машины строительной промышленности: атлас конструкций / А.А. Вайнсон. – М.: Машиностроение, 1976. – 152 с.

11. Васильченко, В.А. Гидравлический привод строительных, дорожных, коммунальных и других мобильных машин (производства России и стран СНГ): каталог-справочник / В.А. Васильченко. – М.: АО «Машмир» и ЗАО «Гидрокомплект», 1997. – 271 с.

12. Лагерев, А.В. Проектирование насосных гидроприводов подъемно-транспортной техники / А.В. Лагерев. – Брянск: Изд-во БГТУ, 2006. – 232 с. DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1311892>

13. Башта, Т.М. Гидравлика, гидромашин и гидроприводы / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов и др. – М.: Машиностроение, 1982. – 423 с.

14. Навроцкий, К.Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов / К.Л. Навроцкий. – М.: Машиностроение, 1991. – 384 с.

15. Бажин, И.И. Автоматизированное

circuits of mobile machines]. Omsk, SibADI, 2013. 203 p. (In Russian)

4. Lagerev I.A., Lagerev A.V. *Sovremennaya teoriya manipulatsionnykh sistem mobilnykh mnogotselovykh transportno-tekhnologicheskikh mashin i kompleksov. Konstruktsiya i usloviya ekspluatatsii* [Modern theory of manipulation systems of mobile multi-purpose transport and technological machines and complexes. Design and operating conditions]. Bryansk, Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University, 2018. 190 p. ISBN 978-5-9734-0295-2. DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1294622> (In Russian)

5. R. G. Garby, *IPT's Crane and Rigging Handbook: mobile-EOT-tower cranes*, IPT Publishing and Training Ltd, 2005.

6. Autocrane Company. Available: <http://www.autocrane.com>.

7. HIAB. Available: <http://www.hiab.com>.

8. Terex Cranes. Available: <http://www.terex.com/cranes/ru/products/pickcarrycranes/index.htm>.

9. Timbco, TimberPro and Pat Crawford Companies. Available: <http://timberpro.com>.

10. Vaynson A.A. *Podemno-transportnye mashiny stroitelnoy promyshlennosti: atlas konstruktsiy* [Lifting-transport machines for building industry: an Atlas of structures]. Moscow, Mashinostroenie, 1976. 152 p. (In Russian)

11. Vasilchenko V.A. *Gidravlicheskiy privod stroitelnykh, dorozhnykh, kommunalnykh i drugikh mobilnykh mashin (proizvodstva Rossii i stran SNG): katalog-spravochnik* [Hydraulic drive of construction, road, municipal and other mobile machines]. Moscow, AO “Mashmir” i ZAO “Gidrokomplekt”, 1997. 271 p.

12. Lagerev A.V. *Proektirovanie nasosnykh gidroprivodov podmno-transportnykh mashin* [The design of pump hydraulic drives of lifting-transport machines]. Bryansk, Bryanskiy gosudarstvennyy tekhnicheskii universitet, 2006. 232 p.

DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1311892> (In Russian)

13. Bashta T.M., Rudnev S.S., Nekrasov

проектирование машиностроительного гидропривода / И.И. Бажин, Ю.Г. Беренгард, М.М. Гайцгори, С.А. Ермаков и др. – М.: Машиностроение, 1988. – 312 с.

16. Воробьев, Е.И. Механика промышленных роботов. Кн. 3. Основы конструирования / Е.И. Воробьев, А.В. Бабич, К.П. Жуков, С.А. Попов, Ю.И. Семин. – М.: Высшая школа, 1989. – 383 с.

17. Лагерев, И.А. Моделирование рабочих процессов манипуляционных систем мобильных многоцелевых транспортно-технологических машин и комплексов / И.А. Лагерев. – Брянск: РИО БГУ, 2016. – 371 с.

DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1198980>

18. Краны манипуляторы UNIC: [сайт]. – Режим доступа: <https://www.furukawaunic.ru/> (дата обращения: 20.05.2018).

19. Hydraulic Modeling: Concepts and Practice / Edited by R. Ettema. - American Society of Civil Engineering. – 2000. DOI: <https://doi.org/10.1061/9780784404157>

20. Попов, Д.Н. Механика гидро- и пневмоприводов / Д.Н. Попов. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. – 320 с.

21. Lagerev, A.V. Tool for Preliminary Dynamics and Stress Analysis of Articulating Cranes / A.V. Lagerev, I.A. Lagerev, A.A.Milto // International Review on Modelling and Simulations. - 2014. - Vol. 7. - No. 4. - P. 644-652.

DOI:<https://doi.org/10.15866/iremos.v7i4.2045>

22. Shahinpoor, M. A Robot Engineering Textbook / M. Shahinpoor. – NY: Harper & Row, Publishers, Inc., 1987.

23. Featherstone, R. Rigid Body Dynamics Algorithms. - N.Y.: Springer, 2008. 272 p.

24. Featherstone, R. Robot Dynamics: Equations and Algorithms / R. Featherstone, D. Orin // IEEE International Conference on Robotics & Automation. – San Francisco, 2000. – April. – P. 826–834.

25. Lagerev, I.A. Universal mathematical model of a hydraulic loader crane / I.A. Lagerev, A.V. Lagerev // IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science 194 (2018) 032015. DOI: <https://doi.org/10.1088/1755-1315/194/3/032015>

† B.B. *Gidravlika, gidromashiny i gidroprivody* [Hydraulics, hydraulic machines and hydraulic drives]. Moscow, Mashinostroenie, 1982. 424 p. (In Russian)

† 14. Navrotskiy K.L. *Teoriya i proektirovaniye gidro- i pnevmoprivodov* [Theory and Design of Hydraulic and Pneumatic Drives]. Moscow, Mashinostroenie, 1991. 384 p. (In Russian)

† 15. Bazhin I.I., Berengard Yu.G., Gaytsgori M.M., Ermakov S.A., Klaptsova T.S., Kudinov A.V., Chkalov V.V. *Avtomatizirovannoe proektirovaniye mashinostroitel'nogo gidroprivoda* [Computer-aided design of machinery hydraulic drive]. Moscow, Mashinostroenie, 1988. 312 p. (In Russian)

† 16. Vorobev E.I., Babich A.V., Zhukov K.P., Popov S.A., Semin Yu.I. *Mekhanika promyshlennykh robotov. Kn. 3. Osnovy konstruirovaniya* [Mechanics of Industrial Robots. Vol. 3. Basics of Design]. Moscow, Vysshaya shkola, 1989. 383 p. (In Russian).

† 17. Lagerev I.A. *Modelirovaniye rabochikh protsessov manipulyatsionnykh sistem mobilnykh mnogotselovykh transportno-tekhnologicheskikh mashin i kompleksov* [Modeling of work processes in manipulation systems for mobile multi-purpose transport and technological machines and complexes]. Bryansk, RIO BGU, 2016. 371 p. DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1198980> (In Russian)

† 18. Kраны манипуляторы UNIC. Available: <https://www.furukawaunic.ru/> (In Russian).

† 19. *Hydraulic Modeling: Concepts and Practice*. Edited by R. Ettema. American Society of Civil Engineering., 2000. DOI: <https://doi.org/10.1061/9780784404157>

† 20. Popov D.N. *Mekhanika gidro- i pnevmoprivodov* [Mechanics of hydraulic and pneumatic drives]. Moscow, MGTU imeni N.E.Baumana, 2002. 320 p. (In Russian)

† 21. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Milto A.A. Tool for Preliminary Dynamics and Stress Analysis of Articulating Cranes. *International Review on Modelling and Simulations*, 2014, Vol.7, No.4, pp. 644-652.

† DOI: <https://doi.org/10.15866/iremos.v7i4.2045>

† 22. Shahinpoor M. A Robot Engineering

26. Брауде, В.И. Справочник по кранам. Т.1. Характеристики материалов и нагрузок. Основы расчета кранов, их приводов и металлических конструкций / В.И. Брауде, М.М. Гохберг, И.Е. Звягин и др. – Л.: Машиностроение, 1988. – 536 с.
27. Столбов, Л.С. Основы гидравлики и гидропривод станков / Л.С. Столбов, А.Д. Перова, О.В. Ложкин. – М.: Машиностроение, 1988. 256 с.
28. Корн, Г. Справочник по математике для научных работников и инженеров / Г. Корн, Т. Корн. – М.: Наука, 1984. – 831 с.
29. Холин, К.М. Основы гидравлики и объемные гидроприводы / К.М. Холин, О.Ф. Никитин. – М.: Машиностроение, 1989. – 264 с.
30. Поллард, Дж. Справочник по вычислительным методам статистики / Дж. Поллард. – М.: Финансы и статистика, 1982. – 344 с.
31. Лагереv, А.В. Модернизация краноманипулятора самоходной энергетической машины АСТ-4-А / А.В. Лагереv, И.А. Лагереv, В.В. Говоров. – Вестник Брянского государственного технического университета. – 2010. - № 4. – С. 59-66.
32. Инструкция по эксплуатации самоходной энергетической машины АСТ-4-А. – Брянск, 2010. – 26 с.
33. Правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов-манипуляторов: ПБ 10-257-98: утв. Ростехнадзором России 31.12.98 № 79. – М.: НПО ОБТ, 2003. – 89 с.
- Textbook. NY, Harper & Row, Publishers, Inc., 1987.
23. Featherstone R. *Rigid Body Dynamics Algorithms*. N.Y.: Springer, 2008. 272 p.
24. Featherstone R., Orin D.E. Robot dynamics: equations and algorithms. *Proceedings of the 2000 IEEE International Conference on Robotics & Automation*, San Francisco, USA, 2000, Vol. 1, pp. 826-834.
25. Lagerev I.A., Lagerev A.V. Universal mathematical model of a hydraulic loader crane. *IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science* 194 (2018) 032015. DOI: <https://doi.org/10.1088/1755-1315/194/3/032015>.
26. Braude V.I., Gokhberg M.M., Zvyagin I.E. *Spravochnik po kranam. T. 1. Kharakteristiki materialov i nagruzok. Osnovy rascheta kranov, ikh privodov i metallicheskikh konstruksiy* [Crane guide. Characteristics of materials and loads. The basics of calculation of cranes, drives and metal structures]. Leningrad, Mashinostroenie, 1988. 536 p. (In Russian)
27. Stolbov L.S., Perova A.D., Lozhkin O.V. *Osnovy gidravliki i gidroprivod stankov* [Basics of hydraulics and hydraulic drive of machine tools]. Moscow, Mashinostroenie, 1988. 256 p. (In Russian)
28. Korn G.A., Korn T.M. *Mathematical handbook for scientist and engineers. Definitions, theorems and formulas for reference and review*. McGraw-Hill Company, 1968.
29. Kholin K.M., Nikitin O.F. *Osnovy gidravliki i obemnye gidroprivody* [Basics of hydraulics and volumetric hydraulic drives]. Moscow, Mashinostroenie, 1989. 264 p. (In Russian)
30. Pollard J.H. *A handbook of numerical and statistical techniques*. Cambridge University Press, 1977.
31. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Govorov V.V. Crane-manipulator of mobile energy unit AST-4-a modernization. *Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2010, No.4, pp. 59-66. DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1301300> (In Russian)
32. *Instruktsiya po ekspluatatsii samokhodnoy energeticheskoy mashiny AST-4-A* [Operat-

† ing instructions for self-propelled power ma-
† chine AST-4-A]. Bryansk, 2010. 26 p. (In Rus-
† sian)
† 33. *Pravila ustroystva I bezopasnoy eksplu-*
† *atatsii gruzopodemnykh kranov-manipulatorov:*
† *PB 10-257-98* [Rules the device and safe opera-
† tion of cranes-manipulators: PB 10-257-98].
† Moscow, NPO OBT, 2003. 89 p. (In Russian)
†