

## МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩЕГО ГИДРОПРИВОДА ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ ЛЕСОТРАНСПОРТНОЙ МАШИНЫ

доктор технических наук, профессор **П. И. Попиков**<sup>1</sup>

кандидат технических наук **Р. В. Юдин**<sup>1</sup>

кандидат физико-математических наук **В. В. Посметьев**<sup>1</sup>

**Д. А. Канищев**<sup>1</sup>

**С. М. Стороженко**<sup>1</sup>

1 – ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет имени  
Г.Ф. Морозова», Воронеж, Российская Федерация

Рабочие процессы механизмов поворота колонны лесных манипуляторов сопровождаются большими динамическими нагрузками, вызывающими резкие скачки давления рабочей жидкости в пуско-тормозных режимах. При остановках поворотной колонны в различных положениях демпфирование колебаний давления рабочей жидкости происходит за счет ее перетекания из одной полости в другую через дроссельные отверстия, при этом гидравлическая энергия превращается в тепловую, что приводит к перегреванию жидкости и потере энергии. Эффективными являются энергосберегающие гидропневматические приводы колонны манипулятора, которые способны рекуперировать энергию при переходных режимах и возвращать часть энергии обратно в систему. Для гидроманипуляторов с четырьмя спаренными гидроцилиндрами механизма поворота колонны одна пара гидроцилиндров предлагается заменить на пневмоцилиндры, соединенные с поворотной колонной через шестерню и зубчатую рейку, что позволяет перевести его в режим рекуперации энергии. В статье разработана математическая модель системы поворота колонны манипулятора, составлены уравнения для гидропневматической системы рекуперации. В модели учитываются три механических процесса: вращательное движение колонны манипулятора вокруг вертикальной оси, поступательное движение плунжера вдоль оси демпфера, а также раскачивание груза относительно точки крепления на стреле манипулятора. Для решения системы дифференциальных уравнений составлена компьютерная программа для моделирования гидроманипулятора, оснащенного демпфером гидросистемы. Получена зависимость возвращающей силы от смещения зубчатой рейки. Вблизи равновесного положения эта зависимость близка к линейной в широком диапазоне смещения рейки: ориентировочно от 50 до 180 мм. При значительных поворотах колонны, объем одной из полостей пневмоцилиндра приближается к нулевому значению, в результате чего модуль возвращающей силы существенно возрастает, что помогает торможению колонны на конечной стадии поворота и влияет на процесс аккумулирования энергии.

**Ключевые слова:** рабочие процессы, гидроманипулятор, лесотранспортная машина, пачка сортиментов, энергосберегающий гидропривод, механизм поворота, демпфер.

**MODELING WORKFLOWS OF ENERGY-SAVING HYDRAULIC DRIVE OF  
TECHNOLOGICAL EQUIPMENT OF TIMBER-HAULING MACHINE**

DSc in Engineering, Professor **P. I. Popikov**<sup>1</sup>

PhD in Engineering **R. V. Yudin**<sup>1</sup>

PhD in Physics and Mathematical Sciences **V. V. Posmetyev**<sup>1</sup>

**D. A. Kanishchev**<sup>1</sup>

**S. M. Storozhenko**<sup>1</sup>

1 – Federal State Budget Education Institution of Higher Education «Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov», Voronezh, Russian Federation

**Abstract**

Workflow mechanisms of forestry cranes tower rotation are accompanied by large dynamic loads that cause sudden changes in fluid pressure in balancing and braking modes. When the rotary column stops at different positions damping of pressure of the working fluid vibration occurs due to its overflow from one chamber to another through an orifice, wherein the hydraulic energy is transformed into heat one, resulting in overheating and energy loss of fluid. Efficient are energy-saving hydropneumatic drives of column of the manipulator which are able to recover energy during transient conditions and to return some of the energy back into the system. For hydraulic manipulators with four paired hydraulic cylinders of rotation mechanism of the column one pair of cylinders is proposed to be replaced by pneumatic cylinders connected to a rotary column through the gear and toothed rack that allows you to transfer it into recovery mode of energy. A mathematical model of the boom rotation of the manipulator is developed; equations for a hydro pneumatic system recovery are made. In the model three mechanical processes are considered: the rotational movement of the column about the vertical axis of the manipulator, the forward movement of the plunger along the axis of the damper, and sway of the load relative to the attachment point on the manipulator arm. To solve the system of differential equations, computer program for the simulation of hydraulic manipulator equipped with a hydraulic damper is composed. The dependence of the restoring force of the displacement of the toothed rack is get. In the vicinity of the equilibrium position, this dependence is nearly linear over a wide range of rack movement: from about 50 to 180 mm. With significant turns of the column volume of one of the chambers of the air cylinder approaches zero value, whereby the restoring force of the module increases significantly, which helps braking of the column in the final step of rotation and influences the process of energy accumulation.

**Keywords:** workflows, hydromanipulator, timber-hauling machine, pack of assortments, energy-saving hydraulic drive, rotation mechanism, damper.

Анализ исследования динамики гидропривода манипуляторов лесотранспортных машин при сортиментной заготовке древесины показывает, что рабочие процессы механизмов поворота колонны сопровождаются

большими динамическими нагрузками, вызывающими резкие скачки давления рабочей жидкости в пуско-тормозных режимах. Одним из недостатков демпфирующих устройств является то, что при остановках поворотной



и гидроцилиндров ( $L_{\Gamma}$ ), но диаметр их может быть другим  $D_{\Pi}$  (при одном и том же характерном давлении диаметр пневмоцилиндров должен быть существенно больше, чем гидроцилиндров).

В случае использования пневматической системы рекуперации уравнение вращательного движения колонны принимает вид:

$$J \frac{d^2 \phi}{dt^2} = M_{\Gamma\Gamma} - M_G - M_{TP} - k_{TK} \frac{d\phi}{dt} + M_Y + M_B + M_{\Pi}, \quad (1)$$

где  $J$  – момент инерции колонны;

$M_{\Gamma\Gamma}$  – момент, сообщаемый поворотной колонне гидроцилиндром;

$M_G$  – момент со стороны приводимого в движение груза;

$M_{TP}$  – момент сил трения в подшипниках колонны;

$k_{TK}$  – приведенный коэффициент вязкого трения в гидроцилиндрах поворота и пневмоцилиндрах;

$M_Y$  – момент сил от уклона местности;

$M_B$  – момент сил от ветровой нагрузки;

$M_{\Pi} = R_K (F_1 - F_2)$  – момент сил  $F_1$  и  $F_2$  со стороны левого и правого пневмоцилиндров соответственно;

$R_K$  – радиус шестерни.

Выражая силы через давления в полостях, получаем формулу:

$$\begin{aligned} M_{\Pi} &= R_K (P_1 S_{\Pi} - P_2 S_{\Pi}) = \\ &= R_K \frac{\pi \cdot D_{\Pi}^2}{4} (P_1 - P_2), \end{aligned} \quad (2)$$

где  $S_{\Pi}$  – площадь поршня пневмоцилиндра.

При моделировании пневмоцилиндров принимаем следующие допущения: давление газа значительно ниже давления его сжижения, поэтому газ может быть описан уравнением состояния идеального газа; трение между поршнями и стенками гидроцилиндров отдельно не учитывается и включается в общий момент трения  $M_{TP}$ ; инерционные свойства пневмопривода (масса поршней и зубчатой рейки) включаются в общий момент инерции колонны  $J$  [7, 8].

Для создания существенного возвращающего момента давление в пневмоцилиндрах должно быть довольно высоким (3-5) МПа в зависимости от диаметра пневмоцилиндров). При таких высоких давлениях к воздуху не применимо приближение идеального газа, поэтому состояние воздуха в левой или правой полости пневмоцилиндра в процессе работы описывается уравнением Ван-Дер-Ваальса:

$$\left( P_i + \frac{av^2}{V_i^2} \right) (V_i - bv) = vRT_i, \quad (3)$$

где  $i$  – индекс полости ( $i = 1$  для левой полости,  $i = 2$  для правой),

$P_i$ ,  $V_i$ ,  $T_i$  – давление, объем и температура в  $i$ -й полости пневмоцилиндра;

$a$  и  $b$  – постоянные Ван-Дер-Ваальса;

$v$  – молярное количество газа, одинаковое для обеих полостей;

$R$  – универсальная газовая постоянная.

Так как воздух состоит преимущественно из азота и кислорода, для поправок  $a$  и  $b$  используются значения, усредненные для данных газов в соответствии с их содержанием в воздухе:  $a = 1,4$

$\text{л}^2 \cdot \text{бар} \cdot \text{моль}^{-2}$ ,  $b = 37 \text{ см}^3 \cdot \text{моль}^{-1}$ .

Выражая из (3) давление  $P_i$  получим:

$$P_i = \frac{\nu R T_i}{V_i - b\nu} - \frac{a\nu^2}{V_i^2}; \quad (4)$$

Будем считать, что в начальный момент времени  $t = 0$  при среднем положении поршня  $V_1 = V_2 = V_0$ ,  $P_1 = P_2 = P_0$ ,  $T_1 = T_2 = T_{\text{атм}}$ , где  $V_0$  – объем обеих полостей в равновесном положении;  $P_0$  – базовое давление газа в полостях;  $T_{\text{атм}}$  – температура окружающего воздуха. Тогда  $\nu R$  можно выразить из уравнения Ван-Дер-Ваальса для исходного состояния пневмосистемы и подставить в уравнение (4):

$$P_i = \left( P_0 + \frac{a\nu^2}{V_0^2} \right) \frac{V_0 - b\nu}{V_i - b\nu} \frac{T_i}{T_0} - \frac{a\nu^2}{V_i^2}; \quad (5)$$

Объемы полостей  $V_1$ ,  $V_2$ ,  $V_0$  рассчитываются по формулам

$$\begin{aligned} V_0 &= \frac{\pi \cdot D_{\Pi}^2}{4} \frac{L_{\Gamma}}{2}; \\ V_1 &= \frac{\pi \cdot D_{\Pi}^2}{4} (L_{\Gamma} - x_{\Gamma}); \\ V_2 &= \frac{\pi \cdot D_{\Pi}^2}{4} x_{\Gamma} \end{aligned} \quad (6)$$

где  $L_{\Gamma}$  – длина рабочей полости пневмоцилиндра;

$x_{\Gamma}$  – текущее положение поршня в правой полости пневмоцилиндра.

При быстром сжатии (разрежении) рабочего газа в пневмоцилиндрах до высокого давления газ может существенно нагреваться (охлаждаться). При этом происходит теплообмен между газом и окружающей средой через стенки пневмоцилиндра. Теплообмен происходит тем эф-

фективнее, чем больше разность температур рабочего газа и окружающего атмосферного воздуха и чем больше площадь контакта через стенки гидроцилиндра. Поэтому теплообмен может быть описан следующими дифференциальными уравнениями:

$$\begin{aligned} \frac{dT_1}{dt} &= \kappa \frac{(L_{\Gamma} - x_{\Gamma})}{L_{\Gamma}} (T_0 - T_1); \\ \frac{dT_2}{dt} &= \kappa \frac{x_{\Gamma}}{L_{\Gamma}} (T_0 - T_2). \end{aligned} \quad (7)$$

где  $\kappa$  – эффективный коэффициент теплопроводности, а отношения  $(L_{\Gamma} - x_{\Gamma})/L_{\Gamma}$  и  $x_{\Gamma}/L_{\Gamma}$  представляют относительную длину теплового контакта пневмоцилиндра с окружающей средой.

Для расчета момента инерции колонны, последнюю можно считать телом, состоящим из двух частей более-менее правильной геометрической формы: стрелы, которую можно рассматривать как однородный стержень массой  $m_c$  и длиной  $L_G$ , и основанием колонны, которое можно упрощенно представить в виде сплошного цилиндра, массой  $m_{OK}$  и радиусом  $R_{OK}$ . С учетом введенных допущений момент инерции рассчитывается по известным формулам:

$$J = \frac{1}{3} m_c L_G^2 + \frac{1}{2} m_{OK} R_{OK}^2, \quad (8)$$

Крутящий момент со стороны гидроцилиндров поворота определяется по формуле:

$$M_{ГЦ} = F_{ГЦ} \cdot R_K, \quad (9)$$

где сила гидроцилиндров поворота  $F_{ГЦ}$  рассчитывается по формуле:

$$F_{ГЦ} = (P_L - P_{II}) \frac{\pi D_G^2}{4}. \quad (10)$$

Момент со стороны груза  $M_G$  рассчитывается следующим образом:

$$M_G = L_G (-F_{GX} \cdot \sin \phi + F_{GY} \cdot \cos \phi), \quad (11)$$

где  $F_{GX}$  и  $F_{GY}$  – декартовы составляющие силы, оказываемой на стрелу со стороны груза.

Таким образом, окончательное уравнение вращательного движения колонны можно записать в следующем виде:

$$\frac{d^2 \phi}{dt^2} = \frac{1}{\frac{1}{3} m_C L_G^2 + \frac{1}{2} m_{OK} R_{OK}^2} \times \left( R_K (P_L - P_{II}) \frac{\pi D_G^2}{4} - L_G (-F_{GX} \cdot \sin \phi + F_{GY} \cdot \cos \phi) - M_{TP} - k_{TK} \frac{d\phi}{dt} + M_Y + M_B + M_{II} \right). \quad (12)$$

В процессе численного интегрирования используется конечно-разностная схема уравнения (12), согласно модифицированному методу Эйлера:

$$\phi^k = \phi^{k-1} + \left( \frac{d\phi}{dt} \right)^{k-1} \Delta t + \left( \frac{d^2 \phi}{dt^2} \right)^k \frac{(\Delta t)^2}{2}; \quad (13)$$

$$\left( \frac{d\phi}{dt} \right)^k = \left( \frac{d\phi}{dt} \right)^{k-1} + \left( \frac{d^2 \phi}{dt^2} \right)^k \Delta t, \quad (14)$$

где  $k$  – номер шага интегрирования по времени.

Для решения системы дифференциальных уравнений, составлена компьютерная программа "Программа для моделирования гидроманипулятора, оснащенного демпфером гидросистемы" на языке Object Pascal в интегрированной среде программирования Borland Delphi 7.0.

Получено свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ № 2008613263.

Для воспроизведения в модели рабочего цикла манипулятора расчеты были организованы в виде компьютерного эксперимента. Он заключается последовательной комбинации следующих режимов: "поворот колонны влево" из начального положения на угол  $30^\circ$ ; "остановка" и выдержка в течение нескольких секунд; "поворот колонны вправо" до исходного углового положения; "остановка". Остановка поворота колонны сопровождается резким запирианием питающей и сливной гидромагистралей. При этом на графиках  $P_L(t)$  и  $P_{II}(t)$  появляются всплески давления, а на графиках раскачивания груза  $\Delta l_r$  и  $\Delta l_t$  появляются пики, которые сменяются затухающими колебаниями (рис. 2). Изменяя конструктивные параметры демпфера необходимо добиться сглажи-

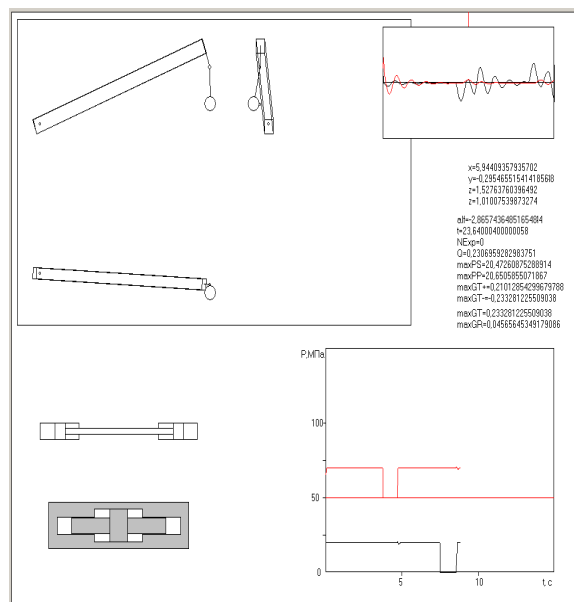


Рис. 2. Вывод результатов моделирования на экран компьютера

вания всплесков давления и уменьшения амплитуды колебания груза.

В первую очередь модель позволила проверить: позволяет ли оснащение гидросистемы демпфером уменьшить пиковые давления в гидросистеме и раскачивание груза.

Для базового эксперимента использовали следующие значения основных входных параметров:  $P_{ГН} = 20$  МПа;  $Q_{ном} = 1330$  см<sup>3</sup>/с;  $m_G = 600$  кг;  $m_C = 250$  кг;  $m_{OK} = 500$  кг;  $k_{ТК} = 100000$  Н·м/с/рад;  $L_G = 6115$  мм;  $D_{Г} = 100$  мм;  $L_{Г} = 670$  мм;  $L_{КП} = 100$  мм;  $m_{д} = 2$  кг;  $k_{д} = 1000$  Н·с/м;  $H = 45$  мм;  $d_{П} = 35$  мм;  $D_{д} = 65$  мм;  $L_{Ц} = L_{КП} = 95$  мм;  $L_{д} = 120$  мм;  $k_{ГНЛ} = k_{ГНЛ1} = k_{ГНЛ2} = k_{ГНП} = k_{ГНП1} = k_{ГНП2} = k_{ЛА} = k_{ЛЛ1А} = k_{ПА} = k_{ПЛ1А} = k_{ЛЛ1П} = k_{ЛЛ2} = k_{ПП1} = k_{ПП1} = 2 \cdot 10^{-6}$  м<sup>3</sup>·с·Па<sup>-1/2</sup>;  $E = 10^8$  Па/м<sup>3</sup>.

На основе разработанной выше модели оценим силовые и энергетические характеристики предлагаемой системы рекуперации. При повороте колонны манипулятора из среднего положения в одном из пневмоцилиндров давление повышается, в смежном – понижается. Использование пневмоцилиндров повышает плавность поворота колонны и уменьшает всплески давления в гидросистеме при резкой смене режимов движения (рис. 3).

Анализируя зависимость  $P_{д}(t)$  давления рабочей жидкости в полости левого гидроцилиндра, можно заметить, что использование пневматических цилиндров снижает максимальное значение давления с 34 до 23 МПа. Учитывая, что рабочее давление гидросистемы составляет 20 МПа, без пневмоцилиндров всплеск составляет около 70 %, а с пневмоцилинд-

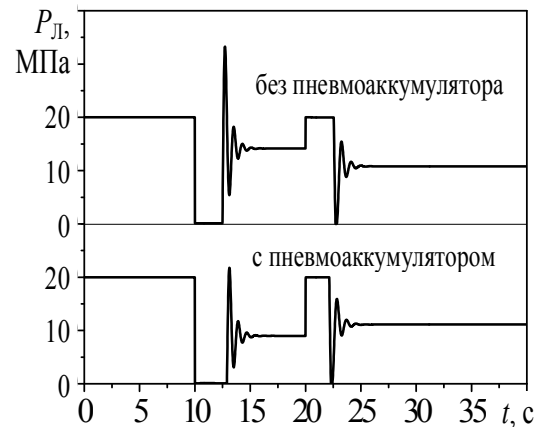


Рис. 3. Экспериментальная осциллограмма уменьшение всплесков давления в гидросистеме при использовании пневмоаккумулятора

рами – всего лишь 15 %. Пневмоцилиндры создают возвращающую силу в направлении оси пневмоцилиндров, которая помогает возврату колонны в исходное положение после выполнения технологической операции.

На основе обработки осциллограм давления сжатого воздуха пневмоцилиндрах рассчитана зависимость возвращающей силы от смещения рейки  $F_{П}(x_{Г})$  (рис. 4). При этом было принято  $D_{П} = 80$  мм;  $P_0 = 0,1$  МПа;  $L_{Г} = 220$  мм.

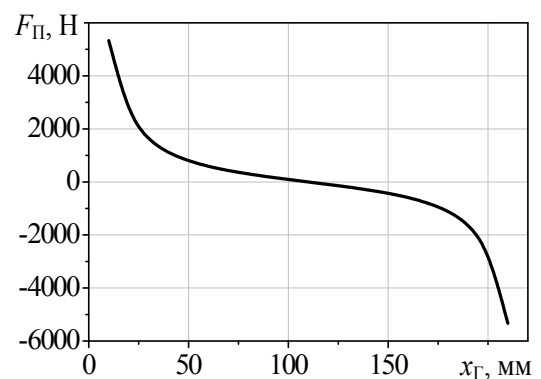


Рис. 4. Зависимость возвращающей силы  $F_{П}$  пневматического аккумулятора от смещения рейки  $x_{Г}$

Вблизи равновесного положения ( $x_{\Gamma} = 110$  мм) зависимость  $F_{\Pi}(x_{\Gamma})$  близка к линейной. Линейный характер зависимости сохраняется в широком диапазоне смещения рейки: ориентировочно от 50 до 180 мм. В случае значительных поворотов колонны ( $x_{\Gamma} < 50$  мм или  $x_{\Gamma} > 180$  мм), объем одной из полостей приближается к нулевому значению, в результате чего модуль возвращающей силы существенно возрастает. Такой характер зависимости оказывает благоприятное влияние как на технологический процесс (помогает торможению колонны на конечной стадии поворота), так и на процесс аккумуляции энергии (запасается в основном энергия торможения, которая при обратном повороте колонны используется для начального ускорения). Кроме того, резкий рост возвращающей силы играет роль своеобразных мягких упоров для исключения ударов при повороте колонны в крайние положения.

Оценим энергию, которую запасает предлагаемый гидропневматический механизм поворота. Работа  $A$  по сжатию газа рассчитывается через следующий интеграл:

$$A = \int_{L_{\Gamma}/2}^{x_m} F_{\Pi}(x_{\Gamma}) dx_{\Gamma}, \quad (15)$$

где  $x_m$  – конечное смещение рейки гидроцилиндров.

При расчете интеграла  $x_{\Gamma}$  выступало в качестве промежуточной переменной, однако в предыдущих и последующих рассуждениях  $x_{\Gamma}$  имеет смысл текущего смещения, то есть  $x_m$ .

Из последней формулы можно выра-

зить зависимость накопленной пневмоцилиндрами энергии  $E_A$  от величины смещения рейки  $x_{\Gamma}$  (рис. 5). Расчеты проведены для  $D_{\Pi} = 80$  мм;  $P_0 = 1$  МПа;  $L_{\Gamma} = 220$  мм.

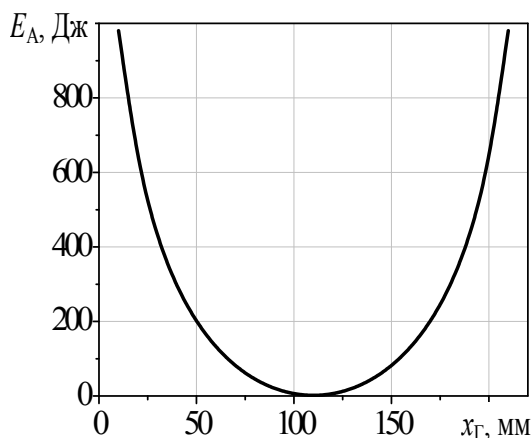


Рис. 5. Зависимость накопленной пневмоаккумулятором энергии  $E_A$  от величины смещения рейки  $x_{\Gamma}$

Зависимость  $E_A(x_{\Gamma})$  имеет вогнутый вид, близкий к параболическому  $E_A \sim x_{\Gamma}^2$  в диапазоне  $50 \text{ мм} < x_{\Gamma} < 180 \text{ мм}$ , однако в областях максимального поворота ( $x_{\Gamma} < 50$  мм,  $x_{\Gamma} > 180$  мм) наблюдается более резкое возрастание энергии. Характер данной зависимости позволяет сделать вывод, что существенное накопление энергии происходит при значительных поворотах колонны. При этом пневмоцилиндры помогают торможению колонны, и облегчают начало ее разгона в обратном направлении.

Стоит также отметить, что начальное давление газа  $P_0$  в пневматических полостях прямо-пропорционально влияет как на величину возвращающей силы, так и на величину запасаемой энергии. Поэтому давлением газа  $P_0$  можно регулировать рекуперирующую способность пневмоцилиндров. Для поддержания постоянного



давления  $P_0$  в процессе эксплуатации манипулятора может быть использован специальный маломощный компрессор с электроприводом от бортовой сети автомобиля [9, 10].

Оценки показывают, что энергия, затрачиваемая на типичный поворот манипулятора, составляет около 4 кДж. Поэтому пневматическая система рекуперации энергии, запасаящая около 1 кДж (при максимальном повороте), преобразует около 25 % энергии процесса поворота.

Выводы:

1. Оснащение манипулятора ЛВ-184А-06 гидропневмоприводом предлагаемой конструкции позволяет существенно снизить всплески давления в гидросистеме (амплитуда всплеска давления уменьшается на 35 %), и уменьшить раскачивание груза (амплитуда раскачивания груза в тангенциальном направлении уменьшается на 20 %).

2. При малых поворотах колонны манипулятора от равновесного положения возвращающая сила (и соответственно момент) линейно зависит от угла поворота, обеспечивая линейную рекуперацию энергии. При значительных поворотах колонны (к крайним положениям) возвращающая сила резко возрастает, обеспечивая своеобразные "мягкие упоры". При характерном давлении газа в аккумулирующих пневмоцилиндрах 1 МПа доля рекуперированной энергии составляет около 25 % от общей энергии, затрачиваемой на поворот колонны.

3. Использование пневматических цилиндров повышает плавность поворота колонны и уменьшает всплески давления в гидросистеме при резкой смене режимов движения. Без пневмоцилиндров всплеск давления составляет около 70 % от рабочего давления, а с пневмоцилиндром – всего 15 %.

### Библиографический список

1. Попиков, П.И. Математическое моделирование процессов в системе гидропривода лесных манипуляторов [Текст] / П.И. Попиков, П.И. Титов, А.А. Сидоров, С.В. Долженко, Д.В. Обоянцев // Политематический сетевой электронный научный журнал Кубанского государственного аграрного университета. – 2011. – № 69. – С. 96-106.
2. Тарасов, В.Н. Методика расчетов гидромеханизмов грузоподъемного крана-манипулятора [Текст] / В.Н. Тарасов, И.В. Бояркина, В.В. Дегтярь // Строительные и дорожные машины журнал. – 2009. – №. 9. – С.41-46.
3. Буренин, В.В. Новые гидроцилиндры для строительных и дорожных машин [Текст] / В.В. Буренин // Строительные и дорожные машины журнал. – 2009. – № 10. – С. 34-39.
4. Щербаков, В.Ф. Пневмогидравлические насосные установки [Текст] / В.Ф. Щербаков, А.В. Плосконосов // Строительные и дорожные машины журнал. – 2011. – №.5. – С. 33-36.
5. Щербаков, В.Ф. Энергосберегающие гидроприводы строительных и дорожных машин [Текст] / В.Ф. Щербаков // Строительные и дорожные машины журнал. – 2011. – № 11. – С. 43-44.

6. Сушков, С.И., Макеев В.Н., Плешков Д.Д. Результаты исследования параметров грузоподъемного механизма гидравлического экскаватора [Текст] / С.И. Сушков, В.Н. Макеев, Д.Д. Плешков // Строительные и дорожные машины. – 2014. – № 2. – С. 47-52.

7. Никитин, А.А., Влияние нерастворенного газа в рабочей жидкости на динамику гидропривода лесопогрузчика [Текст] / А.А. Никитин, Е.А. Мандраков // Известия Томского политехнического университета. – 2014. – №2. – С. 65-71.

8. Zelikov, V.A. Substantiation Based on Simulation Modeling of Hitch for Tillage Tools Parameters [Электронный ресурс] / V.A. Zelikov, V.I. Posmetiev, M.A. Latysheva // World Applied Sciences Journal. – 2014. – Vol. 30. – № 4. – pp. 486-492. – Режим доступа: <http://idosi.org/wasj/wasj30%284%2914/17.pdf>.

9. Solodenkov, S.V. Increasing the stability of constant-speed hydromechanical systems / S.V. Solodenkov, K.I. Lyutin, E.E. Chuguniva // Russian Engineering Research. – 2013. – Vol. 33. – no. 9. – pp. 505-508.

10. Zabolotsky, M.M. Improvement of hydraulic systems of "BelAZ" [Text] / M.M. Zabolotsky, V.A. Chayko // Gornyi Zhurnal. – 2013. – № 1. – pp. 67-69.

### References

1. Popikov P.I., Titov P.I., Sidorov A.A., Dolzhenko S.V., Oboyantsev D.V. *Matematicheskoe modelirovanie processov v sisteme gidroprivoda lesnyh manipulyatorov* [Mathematical modeling of hydraulic system of forest manipulators]. *Politematicheskij setevoy jelektronnyj nauchnyj zhurnal Kubanskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta* [Polythematic network electronic scientific journal of the Kuban State Agrarian University], 2011, no. 69, pp. 96-106. (In Russian).

2. Tarasov V.N., Boyarkina I.V., Degtar V.V. *Metodika raschetov gidromehanizmov gruzopodemnogo kranamanipulyatora* [Method of calculation of hydraulic mechanism of crane manipulator]. *Stroitel'nye i dorozhnye mashiny zhurnal* [Building and road machines Journal], 2009, no. 9, pp. 41-46. (In Russian).

3. Burenin V.V. *Novye gidrocilindry dlja stroitel'nyh i dorozhnyh mashin* [New cylinders for construction and road vehicles]. *Stroitel'nye i dorozhnye mashiny zhurnal* [Building and road machines Journal], 2009, no. 10, pp. 34-39. (In Russian).

4. Shcherbakov V.F., Ploskonosov A.V. *Pnevmogidravlicheskie nasosnye ustanovki* [Pneumohydraulic pumping units]. *Stroitel'nye i dorozhnye mashiny zhurnal* [Building and road machines Journal], 2011, no. 5, pp. 33-36. (In Russian).

5. Shcherbakov V.F. *Jenergoberegajushhie gidroprivody stroitel'nyh i dorozhnyh mashin* [Energy-saving hydraulic drives of building and road machines]. *Stroitel'nye i dorozhnye mashiny zhurnal* [Building and road machines Journal], 2011, no. 11, pp. 43-44. (In Russian).

6. Sushkov S.I., Makeev V.N., Pleshkov D.D. *Rezultaty issledovaniya parametrov gruzopodjomnogo mehanizma gidravlicheskogo jeksavatora* [Results of the study of parameters of lifting mechanism of hydraulic excavator]. *Stroitel'nye i dorozhnye mashiny zhurnal* [Building and road machines Journal], 2014, no. 2, pp. 47-52. (In Russian).

7. Nikitin A.A., Mandrakov E.A. *Vlijanie nerastvorennogo gaza v rabochej zhidkosti na dinamiku gidroprivoda lesopogruzchika* [Effect of undissolved gas in the working fluid in the hydraulic drive dynamics of logger]. *Izvestja Tomskogo politehnicheskogo universiteta* [Bulletin of the Tomsk Polytechnic University], 2014, no. 2, pp. 65-71. (In Russian).

8. Zelikov V.A., Posmetiev V.I., Latysheva M.A. Substantiation Based on Simulation Modeling of Hitch for Tillage Tools Parameters. *World Applied Sciences Journal*, 2014, Vol. 30, no. 4, pp. 486-492. Available at: <http://idosi.org/wasj/wasj30%284%2914/17.pdf>.

9. Solodenkov S.V., Lyutin K.I., Chuguniva E.E. Increasing the stability of constant-speed hydromechanical systems. *Russian Engineering Research*, 2013, Vol. 33, no. 9, pp. 505-508.

10. Zabolotsky M.M., Chayko V.A. Improvement of hydraulic systems of "BelAZ". *Gornyi Zhurnal*, 2013, no. 1, pp. 67-69.

### Сведения об авторах

*Попиков Петр Иванович* – профессор кафедры механизации лесного хозяйства и проектирования машин ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова», доктор технических наук, профессор, г. Воронеж, Российская Федерация; e-mail: [popikovpetr@yandex.ru](mailto:popikovpetr@yandex.ru).

*Юдин Роман Викторович* – доцент кафедры механизации лесного хозяйства и проектирования машин ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова», кандидат технических наук, г. Воронеж, Российская Федерация; e-mail: [kafedramehaniza@mail.ru](mailto:kafedramehaniza@mail.ru).

*Посметьев Виктор Валерьевич* – доцент кафедры механизации лесного хозяйства и проектирования машин ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова», кандидат физико-математических наук, г. Воронеж, Российская Федерация; e-mail: [kafedramehaniza@mail.ru](mailto:kafedramehaniza@mail.ru).

*Канищев Денис Александрович* – аспирант кафедры механизации лесного хозяйства и проектирования машин ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова», г. Воронеж, Российская Федерация; e-mail: [kani-shev@gmail.com](mailto:kani-shev@gmail.com).

*Стороженко Станислав Максимович* – студент ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова», г. Воронеж, Российская Федерация; e-mail: [kafedramehaniza@mail.ru](mailto:kafedramehaniza@mail.ru).

### Information about author

*Popikov Petr Ivanovich* – Professor of Forestry Mechanization and Machine Design department, Federal State Budget Education Institution of Higher Education «Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov», DSc in Engineering, Professor, Voronezh, Russian Federation; e-mail: [popikovpetr@yandex.ru](mailto:popikovpetr@yandex.ru).

*Yudin Roman Viktorovich* – Associate Professor of Forestry Mechanization and Machine De-

sign department, Federal State Budget Education Institution of Higher Education «Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov», PhD in Engineering, Voronezh, Russian Federation; e-mail: kafedramehaniza@mail.ru.

*Posmetyev Victor Valerevich* – Associate Professor of Forestry Mechanization and Machine Design department, Federal State Budget Education Institution of Higher Education «Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov», PhD in Physics and Mathematical Sciences, Voronezh, Russian Federation; e-mail: kafedramehaniza@mail.ru.

*Kanishchev Denis Aleksandrovich* – post-graduate student of Forestry Mechanization and Machine Design department, Federal State Budget Education Institution of Higher Education «Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov», Voronezh, Russian Federation; e-mail: kanishef@gmail.com.

*Storozhenko Stanislav Maksimovich* – student of Federal State Budget Education Institution of Higher Education «Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov», Voronezh, Russian Federation; e-mail: kafedramehaniza@mail.ru.

DOI: 10.12737/11281

УДК 674.093: 621.914.1

### **АНАЛИЗ НЕРАВНОМЕРНОСТИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ НАГРУЗКИ ОТ МАЛОРЕЗЦОВЫХ ТОРЦОВО-КОНИЧЕСКИХ ФРЕЗ ЛЕСОПИЛЬНЫХ АГРЕГАТОВ**

кандидат технических наук, доцент **В. В. Таратин**

ФГАОУ ВПО "Северный (Арктический) федеральный университет имени М.В. Ломоносова",  
г. Архангельск, Российская Федерация

Статья посвящена изучению неравномерности технологической нагрузки при продольном фрезеровании малорезцовыми торцово-коническими (коническими) фрезами лесопильных агрегатов. Неравномерность технологической нагрузки при фрезеровании указанными фрезами количественно оценивалась показателем неравномерности технологической нагрузки за цикл переработки брёвен и брусьев на пиломатериалы и технологическую щепу. Для малорезцовых фрез этот показатель равен отношению максимальной суммарной длины режущих кромок резцов к средней длине их режущих кромок одновременно участвующих в резании за цикл переработки древесины (оборот фрезы). Торцово-конические (конические) малорезцовые фрезы условно рассматривались, как дискретный набор ступенчатых цилиндрических фрез, то есть как частый случай многорезцового фрезерного инструмента. Процесс взаимодействия резцов с древесиной за цикл её переработки был разделён на четыре зоны (периоды): I зона – период врезания всех резцов группы их в древесину; II зона – период работы всех резцов группы и последовательного выходы их из древесины; III зона – период последовательного выходы резцов группы из древесины; IV зона – период подхода соседней группы резцов. Величина и взаимная ориентация во времени указанных зон при установившемся резании определяет различный характер взаимодействия резцов с древесиной с