

УДК 629.11.02/.098

DOI: 10.17238/issn0536-1036.2019.4.108

**КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ
РЕКУПЕРАТИВНОГО ТЯГОВО-СЦЕПНОГО УСТРОЙСТВА
ЛЕСОВОЗНОГО АВТОМОБИЛЯ С ПРИЦЕПОМ****В.И. Посметьев, д-р техн. наук, проф.;** *ResearcherID: Q-1411-2015,**ORCID: 0000-0001-9878-7451***В.О. Никонов, канд. техн. наук, доц.;** *ORCID: 0000-0002-7380-9180***В.В. Посметьев, канд. физ.-мат. наук, доц.;** *ORCID: 0000-0001-6622-5358*

Воронежский государственный лесотехнический университет им. Г.Ф. Морозова, ул. Тимирязева, д. 8, г. Воронеж, Россия, 394087; e-mail: posmetyev@mail.ru, 8888nike8888@mail.ru, victorvpo@mail.ru

Одним из перспективных и реализуемых способов снижения расхода топлива лесовозного автомобиля с прицепом является разработка и обеспечение функционирования в его конструкции рекуперативного тягово-сцепного устройства. На основании ранее проведенных исследований предложена принципиально новая схема подобного устройства. Для оценки возможности его применения в лесовозном автомобиле с прицепом, нахождения диапазона рекуперированной мощности, определения оптимальных конструктивных параметров гидроцилиндра рекуперативного тягово-сцепного устройства разработана основанная на методах классической механики трехмерная математическая модель движения лесовозного автомобиля с прицепом по неровной опорной поверхности. На основе этой модели создана компьютерная программа, с помощью которой получены зависимости влияния скорости лесовозного автомобиля с прицепом, высоты неровностей опорной поверхности, диаметра гидроцилиндра рекуперативного тягово-сцепного устройства на средние значения рекуперативной мощности и продольного ускорения. Выявлено, что эксплуатация лесовозного автомобиля с прицепом, оснащенным подобным устройством, по лесным дорогам с грунтовым покрытием позволяет рекуперировать мощность 4,0 кВт. Установлено, что рекуперированная мощность с увеличением скорости движения лесовозного автомобиля с прицепом по лесной дороге с грунтовым покрытием изменяется по квадратичному закону. Обнаружено, что при увеличении средней высоты неровностей опорной поверхности до 0,4 м возрастание средних значений рекуперированной мощности и продольного ускорения прицепа происходит по закону, близкому к квадратичному, однако дальнейшее увеличение высоты неровностей опорной поверхности не приводит к значительному росту этих показателей. Определен оптимальный диаметр гидроцилиндра для устройства, позволяющего рекуперировать наибольшую мощность при высокой эффективности демпфирующих свойств гидросистемы. Результаты работы могут быть использованы научно-исследовательскими и проектно-конструкторскими организациями при разработке и совершенствовании рекуперативных тягово-сцепных устройств лесовозных автомобилей с прицепом.

Для цитирования: Посметьев В.И., Никонов В.О., Посметьев В.В. Компьютерное моделирование рекуперативного тягово-сцепного устройства лесовозного автомобиля с прицепом // Лесн. журн. 2019. № 4. С. 108–123. (Изв. высш. учеб. заведений). DOI: 10.17238/issn0536-1036.2019.4.108

Ключевые слова: лесовозный автомобиль, прицеп, тягово-сцепное устройство, рекуперация, гидравлическая энергия, рабочая жидкость, пневмогидравлический аккумулятор, математическая модель, имитационное моделирование.

Введение

Ежегодно в Российской Федерации заготавливается не менее 200 млн м³ древесины. Такие значительные объемы заставляют лесозаготовительные предприятия максимально снижать расходы на транспортирование вывозимого леса, на долю которых приходится около 30 % от общих затрат. Современные технологии и лесозаготовительное оборудование позволяют очищать от сучьев спиленные деревья, разделять их непосредственно на делянках и перевозить уже в виде сортиментов на нижний склад или потребителю, минуя верхний склад. В настоящее время в стране основным видом транспорта при вывозке древесины является автомобильный, с помощью которого перевозится примерно 85 % от общего объема транспортируемого леса [10].

Лесовозные автомобили с прицепами эксплуатируются в крайне тяжелых условиях, обусловленных сложным рельефом местности и, как правило, плохо обустроенными временными грунтовыми дорогами. На эффективное использование лесовозных автомобилей с прицепами большой грузоподъемности оказывает существенное влияние несовершенство конструкций тягово-сцепных устройств (ТСУ), обеспечивающих безопасность и плавность движения на повышенных скоростях. В процессе движения лесовозного автомобиля с прицепом по неровной поверхности лесовозной дороги при максимальной загрузке в ТСУ возникают большие динамические нагрузки, приводящие к повреждениям и поломкам самого устройства и автомобиля с прицепом. Кроме того, недостаточно совершенная конструкция ТСУ ведет к снижению скорости движения автомобиля с прицепом, повышению расхода топлива и, как следствие, к сокращению его производительности. Совершенствование ТСУ лесовозных автомобилей с прицепом требует более глубокого изучения и обобщения имеющегося фактического материала по их конструкциям, накопленного как у нас в стране, так и за рубежом.

Результаты многочисленных исследований подтверждают перспективность направления по сокращению расхода топлива лесовозными автомобилями с прицепами путем использования в их конструкции различных рекуперативных механизмов, включая ТСУ [13–20].

Несмотря на кажущуюся простоту применяемых в транспортных средствах рекуперативных механизмов в настоящее время все еще отсутствуют удовлетворительные схемы этих устройств для лесовозных автомобилей с прицепами. Поэтому для повышения их эффективности представляется важным разработка и исследование ТСУ, обеспечивающего накопление и последующее полезное использование в рабочем процессе неизменно производительно рассеиваемой в окружающую среду энергии [6–8].

На основании исследований, проводимых на кафедре производства, ремонта и эксплуатации машин Воронежского государственного лесотехнического университета им. Г.Ф. Морозова, и с учетом основных недостатков, выявленных в результате анализа существующих конструкций ТСУ, авторами предложена принципиально новая схема рекуперативного ТСУ (рис. 1).

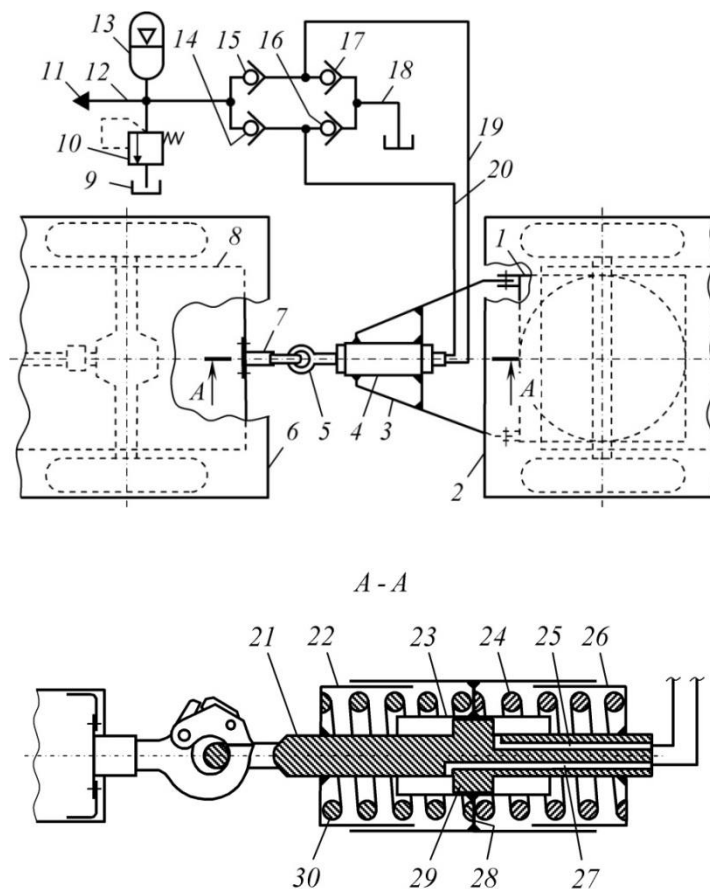


Рис. 1. Схема предлагаемой конструкции рекуперативного ТСУ: 1 – поворотная рама передней колесной пары прицепа; 2 – прицеп; 3 – дышло; 4 – корпус рекуперативного механизма; 5 – соединительное кольцо; 6 – лесовозный автомобиль; 7 – крюк; 8 – рама; 9 – гидробак; 10 – предохранительный клапан; 11 – порт подключения к потребителю рекуперированной рабочей жидкости; 12 – всасывающий трубопровод; 13 – пневмогидравлический аккумулятор; 14–17 – обратные клапаны; 18 – напорный трубопровод; 19, 20 – гибкие трубопроводы; 21 – шток гидроцилиндра; 22, 26 – кожухи; 23 – гидроцилиндр; 24, 30 – пружины; 25, 27 – каналы; 28 – перегородка крепления гидроцилиндра; 29 – поршень

Fig. 1. The scheme of the proposed design of the recuperative towing coupler: 1 – revolving frame of the front wheel pair of the trailer; 2 – trailer; 3 – pole; 4 – body of the recuperative mechanism; 5 – coupling ring; 6 – forest truck; 7 – hook; 8 – frame; 9 – hydraulic tank; 10 – safety valve; 11 – consumer connection port of the recoverable working fluid; 12 – suction pipeline; 13 – dropneumatic accumulator; 14–17 – check valves; 18 – pressure pipeline; 19, 20 – flexible pipelines; 21 – hydraulic cylinder rod; 22, 26 – coverings; 23 – hydraulic cylinder; 24, 30 – springs; 25, 27 – channels; 28 – mounting bulkhead of the hydraulic cylinder; 29 – piston

Работа рекуперативного ТСУ лесовозного автомобиля с прицепом основана на использовании кинетической энергии от силы инерции, возникающей в сцепке «лесовозный автомобиль–прицеп» при их трогании, разгоне, торможении, поворотах, движении по неровностям поверхности дороги, и преобразовании этой энергии в потенциальную для ее дальнейшего полезного использования, например в технологическом оборудовании лесовозного автомобиля (манипулятор, пильные и сучкорезные рабочие органы, ауриггеры и др.).

Для ускорения работ по созданию и комплексному исследованию предлагаемой конструкции рекуперативного ТСУ необходимо разработать математическую модель, позволяющую изучить влияние параметров и условий работы этого устройства на эффективность и динамические характеристики лесовозного автомобиля с прицепом. На основании имитационного моделирования нужно выполнить оптимизацию конструктивных параметров гидроцилиндра рекуперативного ТСУ.

Объекты и методы исследования

Объектом исследования является лесовозный автомобиль с прицепом, а предметом исследования – рекуперативное ТСУ. Для оценки возможности оснащения лесовозного автомобиля с прицепом рекуперативным ТСУ, определения количества рекуперированной гидравлической энергии, установления его оптимальных параметров разработана и исследована математическая модель трехмерного движения лесовозного автомобиля с прицепом по неровной опорной поверхности. Моделирование основано на методах классической механики [1–4].

В рамках модели лесовозный автомобиль с прицепом представлен как два движущихся в трехмерном пространстве абсолютно твердых тела, взаимодействующих с опорной поверхностью упруго-вязким образом в 10 точках (количество колес и сдвоенных колес). При этом тела взаимодействуют между собой через рекуперативное ТСУ в точках A , B , C (рис. 2).

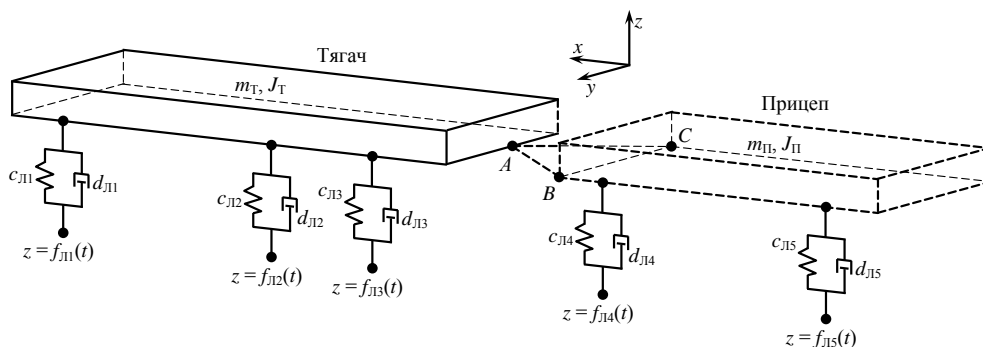


Рис. 2. Расчетная схема для построения динамической модели лесовозного автомобиля с прицепом (показаны только колеса левого борта)

Fig. 2. The scheme for designing a dynamic model of a forest truck with a trailer (only the left-side wheels are shown)

Лесовозный автомобиль и прицеп имеют соответственно массы m_T и m_{II} и моменты инерции J_T и J_{II} , которые рассчитываются для заданного момента времени относительно текущей оси вращения тела.

Положение лесовозного автомобиля и прицепа в пространстве характеризуется декартовыми координатами их центров тяжести (x_T, y_T, z_T) и (x_{II}, y_{II}, z_{II}) , а также углами отклонения локальной системы координат от общей базовой $(\varphi_{xT}, \varphi_{yT}, \varphi_{zT})$ и $(\varphi_{xII}, \varphi_{yII}, \varphi_{zII})$. В модели движение лесовозного автомобиля с прицепом описывается системой дифференциальных уравнений, составленной на базе основных законов динамики поступательного и вращательного движения:

$$\left\{ \begin{array}{l} m_T \frac{\partial^2 x_T}{\partial t^2} = \sum_{i=1}^3 F_{Jli}^x + \sum_{i=1}^3 F_{Pi}^x + F_{Ax}; \\ m_T \frac{\partial^2 y_T}{\partial t^2} = \sum_{i=1}^3 F_{Jli}^y + \sum_{i=1}^3 F_{Pi}^y + F_{Ay}; \\ m_T \frac{\partial^2 z_T}{\partial t^2} = -m_T g + \sum_{i=1}^3 F_{Jli}^z + \sum_{i=1}^3 F_{Pi}^z + F_{Az}; \\ J_{Tx} \frac{\partial^2 \varphi_{xT}}{\partial t^2} = \sum_{i=1}^3 M^x(F_{Jli}) + \sum_{i=1}^3 M^x(F_{Pi}) + M^x(F_A); \\ J_{Ty} \frac{\partial^2 \varphi_{yT}}{\partial t^2} = \sum_{i=1}^3 M^y(F_{Jli}) + \sum_{i=1}^3 M^y(F_{Pi}) + M^y(F_A); \\ J_{Tz} \frac{\partial^2 \varphi_{zT}}{\partial t^2} = \sum_{i=1}^3 M^z(F_{Jli}) + \sum_{i=1}^3 M^z(F_{Pi}) + M^z(F_A), \end{array} \right. \quad (1)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} m_{II} \frac{\partial^2 x_{II}}{\partial t^2} = \sum_{i=4}^5 F_{Jli}^x + \sum_{i=4}^5 F_{Pi}^x + F_{Bx} + F_{Cx}; \\ m_{II} \frac{\partial^2 y_{II}}{\partial t^2} = \sum_{i=4}^5 F_{Jli}^y + \sum_{i=4}^5 F_{Pi}^y + F_{By} + F_{Cy}; \\ m_{II} \frac{\partial^2 z_{II}}{\partial t^2} = -m_{II} g + \sum_{i=4}^5 F_{Jli}^z + \sum_{i=4}^5 F_{Pi}^z + F_{Bz} + F_{Cz}; \\ J_{IIx} \frac{\partial^2 \varphi_{xII}}{\partial t^2} = \sum_{i=4}^5 M^x(F_{Jli}) + \sum_{i=4}^5 M^x(F_{Pi}) + M^x(F_B) + M^x(F_C); \\ J_{IIy} \frac{\partial^2 \varphi_{yII}}{\partial t^2} = \sum_{i=4}^5 M^y(F_{Jli}) + \sum_{i=4}^5 M^y(F_{Pi}) + M^y(F_B) + M^y(F_C); \\ J_{IIz} \frac{\partial^2 \varphi_{zII}}{\partial t^2} = \sum_{i=4}^5 M^z(F_{Jli}) + \sum_{i=4}^5 M^z(F_{Pi}) + M^z(F_B) + M^z(F_C), \end{array} \right. \quad (2)$$

где t – время, с; F_{Jli} и F_{Pi} – силы, передаваемые от колес i -й оси через подвеску по левому (индекс «Л») и правому (индекс «Р») бортам, Н; F_{Ax}, F_{Ay}, F_{Az} – компоненты силы, действующей на лесовозный автомобиль со стороны ТСУ в т. А, Н; $F_{Bx}, F_{By}, F_{Bz}, F_{Cx}, F_{Cy}, F_{Cz}$ – компоненты сил, действующих на прицеп со стороны ТСУ в точках В и С, Н; M^i – моменты рассматриваемых сил относительно оси i , Н·м.

Для задания взаимодействия между телами и опорной поверхностью использовали упрощенную упруго-вязкую модель колеса, сводя упругие системы колеса и подвески к одной обобщенной системе, характеризующейся коэффициентами жесткости и демпфирования. Сила со стороны колеса на корпус лесовозного автомобиля

$$F_i^z = c_i (z_i(x_i, y_i) + R_K - z_{Ki}) - d_i \left(\frac{\partial z_i(x_i, y_i)}{\partial t} - \frac{\partial z_{Ki}}{\partial t} \right), \quad (3)$$

где i – индекс колеса; c_i , d_i – коэффициенты жесткости и демпфирования упруго-вязкого взаимодействия, $c_i = 10^5$ Н/м; $d_i = 10^3$ Н·с/м² (приняты по [8]); $z_i(x_i, y_i)$ – вертикальная координата поверхности под колесом, равная координате нижней точки колеса; R_K – радиус колеса, мм; z_{Ki} – вертикальная координата точки крепления колеса к корпусу.

В модели также рассматриваются горизонтальные составляющие сил сцепления с покрытием дороги. Действуя в комплексе, вертикальные и горизонтальные составляющие силы приводят к перемещению модельного лесовозного автомобиля с прицепом в трехмерном пространстве. Система уравнений движения лесовозного автомобиля с прицепом представляет собой систему дифференциальных уравнений 2-го порядка и в общем случае не имеет аналитического решения из-за характера возмущающих функций, отражающих воздействие со стороны опорной поверхности. Поэтому для решения данной системы дифференциальных уравнений используется численный метод Рунге–Кутты 2-го порядка, обладающий высокой универсальностью и позволяющий решать такие задачи с необходимой точностью [5, 9, 11, 12].

Численное решение дифференциальных уравнений заключается в дискретизации времени t на равные шаги, нумеруемые переменной τ , с длительностью шага Δt . На каждом шаге интегрирования рассчитываются силы и моменты, действующие на корпуса лесовозного автомобиля и прицепа. После этого по известным координатам и скоростям движения тел на текущем шаге интегрирования определяются координаты и скорости тел. Например, для декартовой составляющей x численное интегрирование движения условного тела в рамках рассматриваемого метода производится по следующим формулам:

$$\begin{cases} x_{\tau+1} = x_{\tau} + v_{x\tau} \Delta t + \frac{F_{x\tau}}{m} \frac{(\Delta t)^2}{2}; \\ v_{x\tau+1} = v_{x\tau} + \frac{F_{x\tau}}{m} \Delta t, \end{cases} \quad (4)$$

где $x_{\tau+1}$ и $v_{x\tau+1}$ – координата и скорость движения тела массой m вдоль декартового направления x на последующем шаге интегрирования по времени $\tau + 1$; x_{τ} и $v_{x\tau}$ – то же на предыдущем шаге интегрирования по времени τ .

Таким же образом численное интегрирование производится для остальных декартовых составляющих (y и z) как для корпуса лесовозного автомобиля, так и прицепа.

По мере пересчета предыдущих координат и скоростей в последующие получают таблично заданные функции зависимости от времени координат и углов ориентации лесовозного автомобиля и прицепа. Эти функции анализируются далее для оценки ускорений частот колебаний корпусов лесовоз-

ного автомобиля и прицепа и оценки качества демпфирования рекуперативного ТСУ.

Разработанная модель обладает достаточно высокой универсальностью и позволяет исследовать движение лесовозного автомобиля с прицепом по существенно неровной опорной поверхности. Для исследования движения лесовозного автомобиля с прицепом в прямолинейном направлении по сложному рельефу (в частности, грунтовой или лесной дороге) в модели считали, что рельеф опорной поверхности состоит из набора выступов гауссовой формы, высота и протяженность которых задаются случайным образом и изменяются в широких пределах: от «препятствий» (имитирующих пни, камни, выступающие корни), имеющих малую протяженность (порядка 0,2...0,5 м), до «холмов» большой протяженности (порядка 2,0...5,0 м) (рис. 3).

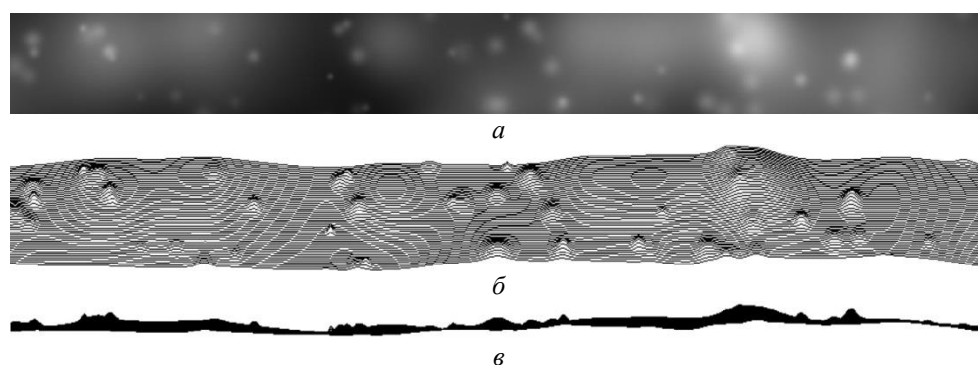


Рис. 3. Изображения участка опорной поверхности размером $50 \times 5 \text{ м}^2$, сгенерированного в модели: *a* – вид сверху; *б* – вид под углом; *в* – вид сбоку

Fig. 3. Images of a section of the bearing surface with the dimension of $50 \times 5 \text{ m}^2$, generated in the simulation: *a* – top view; *б* – angle view; *в* – side view

В рамках модели задавалась функция высоты поверхности от координат точки контакта $z(x, y)$ как суперпозиция гауссовых пиков с параметрами (x_i, y_i) (положение выступа), H_i (высота выступа) и σ_i (среднеквадратическое отклонение, задающее ширину выступа):

$$z(x, y) = \sum_{i=1}^{N_B} H_i \exp \left(- \frac{(x - x_i)^2 + (y - y_i)^2}{\sigma_i^2} \right), \quad (5)$$

где N_B – количество выступов.

Гауссовые пики распределялись по длине и ширине контрольного участка ($50 \times 5 \text{ м}^2$) случайным образом по равномерному закону. При этом параметры H_i и σ_i также выбирались случайным образом по равномерному закону из интервалов: 0...0,1 м – для H_i ; 0,05...0,15 м – для σ_i . Число гауссовых пиков, имитирующих препятствия, рассчитывалось в соответствии со статистическими таблицами параметров для различных типов поверхностей (так называемых дорожно-грунтовых условий).

В данной статье исследуется возможность рекуперации энергии колебаний расстояния между лесовозным автомобилем и прицепом. Поэтому оценка

рекуперированной мощности производится в модели тягово-сцепного устройства в точках A, B, C (см. рис. 2). Устройство упрощено до двух невесомых тяг: AB и AC . Взаимодействие корпусов лесовозного автомобиля и прицепа через тяги считается упруго-вязким и описывается формулами, аналогичными (3). В процессе движения лесовозного автомобиля с прицепом по сложному рельефу длины тяг изменяются, из-за чего прицеп совершает колебательное движение по отношению к лесовозному автомобилю, который в модели движется с постоянной заданной скоростью. Изменение длин тяг приводит к модельной «накачке» системы рекуперации. При этом оснащение ТСУ системой рекуперации может ухудшить его демпфирующие свойства и привести к движению прицепа с высокими ускорениями по отношению к лесовозному автомобилю. Поэтому в данной модели наряду с рекуперированной мощностью оценивается среднее ускорение прицепа в продольном направлении.

Характеристики системы рекуперации, рассчитываемые в процессе моделирования, должны оценивать рекуперативный эффект и неблагоприятные последствия оснащения системой рекуперации. Соответственно, основными выходными характеристиками являются рекуперированная мощность (мгновенная и средняя) и продольное ускорение прицепа (мгновенное и среднее).

На каждом шаге численного интегрирования вычислялось мгновенное значение рекуперированной мощности через изменение длин условных тяг ТСУ:

$$N_p(t) = d_0 \left(\frac{D_{ГЦ}}{D_{ГЦ0}} \right)^2 \left(\left(\frac{dL_{AB}(t)}{dt} \right)^2 + \left(\frac{dL_{AC}(t)}{dt} \right)^2 \right), \quad (6)$$

где d_0 – эффективный коэффициент демпфирования от эталонного рекуперативного гидроцилиндра диаметром $D_{ГЦ0}$, мм (в большинстве расчетов использовалось значение 50 мм); $D_{ГЦ}$ – диаметр используемых рекуперативных гидроцилиндров, мм; L_{AB} и L_{AC} – длины тяг ТСУ в текущий момент времени, мм.

Мгновенное продольное ускорение прицепа

$$a_{П}(t) = \frac{d^2 x_{П}(t)}{dt^2}, \quad (7)$$

где $x_{П}$ – координата центра тяжести прицепа вдоль продольной декартовой оси OX .

После проведения компьютерного эксперимента по функциям $N_p(t)$ и $a_{П}(t)$ определялись два усредненных показателя:

$$N_{pc} = \frac{1}{t_{кy} - t_{нy}} \int_{t_{нy}}^{t_{кy}} N_p(t) dt; \quad (8)$$

$$a_{Пс} = \frac{1}{t_{кy} - t_{нy}} \int_{t_{нy}}^{t_{кy}} a_{П}(t) dt, \quad (9)$$

где N_{pc} и $a_{Пс}$ – средние за интервал времени рекуперированная мощность и продольное ускорение прицепа, кВт и m/s^2 ; $t_{нy}$ и $t_{кy}$ – моменты времени, в которые начинается и заканчивается усреднение, производимое не от начала компьютерного эксперимента, так как в первые моменты времени механическая система приходит в состояние равновесия, с.

Данные показатели ниже используются в качестве критериев оптимизации параметров рекуперативной ТСУ.

Для эффективного исследования разработанной математической модели и проведения экспериментов по движению лесовозного автомобиля с прицепом на языке Object Pascal в среде программирования Borland Delphi 7 создана компьютерная программа для моделирования движения лесовозного автомобиля с прицепом, оснащенным рекуперативным ТСУ. Она предназначена для моделирования движения лесовозного автомобиля с прицепом по неровной опорной поверхности в целях определения колебаний прицепа относительно лесовозного автомобиля и расчета мощности, которую можно получить в ТСУ за счет установки рекуперированных элементов, сглаживающих колебания.

Разработанная математическая модель и соответствующая компьютерная программа позволяют исследовать влияние большого количества параметров на эффективность системы рекуперации лесовозного автомобиля с прицепом.

Первая группа входных переменных модели представляет собой параметры системы рекуперации: $D_{ГЦ}$ – диаметр рекуперативного гидроцилиндра ТСУ, мм; $V_{пга}$ – объем пневмогидравлического аккумулятора, л. Ко второй группе входных переменных относятся условия движения лесовозного автомобиля с прицепом, основным из которых является v – скорость движения, км/ч. Третья группа входных переменных включает параметры рельефа опорной поверхности: h_{\min} и h_{\max} – минимальная и максимальная высота неровностей, м; σ_{\min} и σ_{\max} – минимальная и максимальная длина неровностей, м. К показателям эффективности системы рекуперации относятся два показателя: N_{pc} – среднее за время компьютерного эксперимента значение рекуперированной мощности, кВт; $a_{пс}$ – среднее за время компьютерного эксперимента значение продольного ускорения прицепа, м/с².

Ниже предлагается следующая задача оптимизации: $D_{ГЦ}$ в ТСУ должен обеспечивать максимум средней рекуперированной мощности в процессе движения лесовозного автомобиля с прицепом и одновременно минимум среднего ускорения:

$$\begin{cases} N_{pc}(D_{ГЦ}) \rightarrow \max; \\ a_{пс}(D_{ГЦ}) \rightarrow \min. \end{cases} \quad (10)$$

Дальнейшее теоретическое исследование сводится к изучению влияния параметров системы рекуперации, условий движения и параметров рельефа опорной поверхности на показатели эффективности системы рекуперации.

Результаты исследования и их обсуждение

Исследование системы рекуперации проводилось на основе множества компьютерных экспериментов. Прежде всего был выполнен базовый компьютерный эксперимент с наиболее типичными параметрами лесовозного автомобиля с прицепом и системы рекуперации. Перед началом компьютерного эксперимента проводилась подготовка рельефа опорной поверхности для ко-

лес левого и правого бортов. В данном исследовании рельеф соответствовал значительно неровной лесовозной дороге с грунтовым покрытием. В начальный момент времени лесовозный автомобиль и прицеп помещались в начало координат, на некоторой незначительной высоте над опорной поверхностью. После старта численного интегрирования уравнений движения лесовозный автомобиль и прицеп опускались на поверхность под действием силы тяжести и приходили в устойчивое положение примерно за 5 с.

Лесовозному автомобилю с момента моделирования сообщалась заданная скорость движения в направлении оси OX (для приведенных ниже расчетов – 30 км/ч), которая выдерживалась постоянной в течение всего компьютерного эксперимента. В процессе движения по неровной опорной поверхности лесовозный автомобиль и прицеп совершали сложное поступательно-вращательное движение, оставаясь связанными между собой через рекуперативное ТСУ. Изменение длины ТСУ вызывало условное накачивание рабочей жидкости в рекуперативную гидросистему, программа рассчитывала мгновенную рекуперированную мощность для каждого шага интегрирования (рис. 4, а). Несмотря на то, что в отдельные моменты времени мгновенные значения рекуперированной мощности могли достигать 34,00 кВт, средняя рекуперированная мощность составляла около 4,28 кВт. Для расчета средней рекуперированной мощности лесовозный автомобиль с прицепом двигался 100 м по опорной поверхности.

Для контроля плавности хода прицепа рассчитывались мгновенное $a_{пл}$ и среднее продольное $a_{лс}$ ускорение прицепа (рис. 4, б). Для базового компьютерного эксперимента мгновенное значение ускорения могло достигать около $3,5 \text{ м/с}^2$ при наиболее неблагоприятных комбинациях холмов опорной поверхности. Однако на пути 100 м усредненное продольное ускорение имело значительно меньшее значение – $0,975 \text{ м/с}^2$.

Дальнейшее теоретическое исследование заключалось в изменении скорости движения лесовозного автомобиля с прицепом, средней высоты неровностей поверхности и диаметра гидроцилиндра рекуперативного ТСУ по отношению к базовым значениям данных параметров и в анализе изменений в показателях эффективности системы рекуперации ($N_{рс}$ и $a_{лс}$).

Для изучения влияния скорости движения (v) лесовозного автомобиля с прицепом в повороте на рекуперированную мощность проведена серия компьютерных экспериментов, в которых изменяли v на уровнях 20, 30, 45 и 60 км/ч. Данная продольная скорость поддерживалась постоянной для центра тяжести лесовозного автомобиля, но продольная скорость прицепа рассчитывалась по уравнениям движения механической системы.

Обнаружено, что с увеличением скорости средняя рекуперированная мощность возрастает приблизительно по квадратичному закону (рис. 4, в), а при увеличении скорости движения по неровной поверхности среднее продольное ускорение прицепа – приблизительно по линейному закону (рис. 4, г).

Если принять $a_{лс} = 1,0 \text{ м/с}^2$, то максимально допустимая скорость движения по данной неровной поверхности составит около 30 км/ч, рекуперированная мощность – около 4,3 кВт (рис. 4, в).

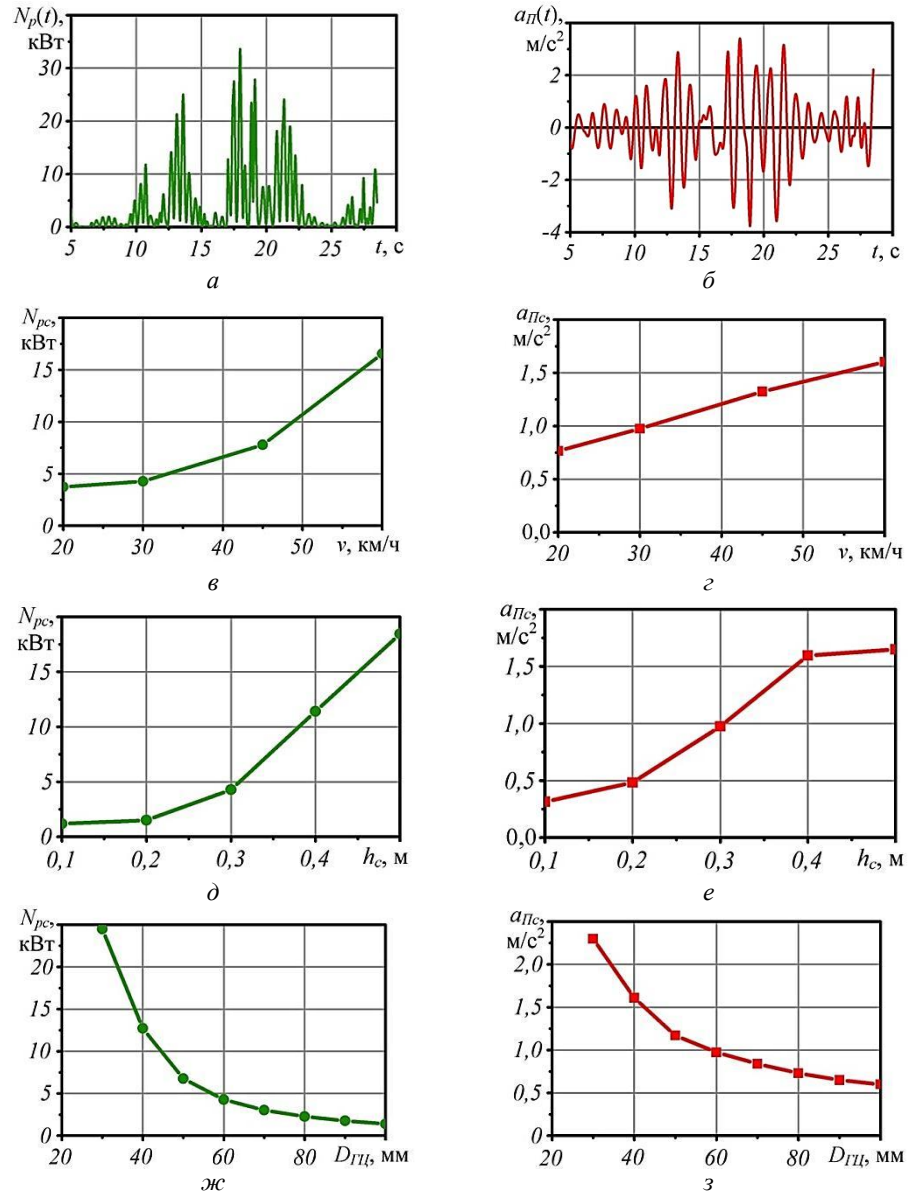


Рис. 4. Результаты компьютерного эксперимента: *a* – зависимость от времени t мгновенной рекуперированной мощности N_p ; *б* – зависимость от времени t мгновенного продольного ускорения $a_{П}$; *в* – влияние скорости v движения лесовозного автомобиля с прицепом на среднюю рекуперированную мощность $N_{рс}$; *г* – влияние скорости v на среднее продольное ускорение прицепа $a_{Пс}$; *д* – влияние средней высоты неровностей h_c на $N_{рс}$; *е* – влияние h_c на $a_{Пс}$; *ж* – влияние диаметра гидроцилиндра $D_{ГЦ}$ на $N_{рс}$; *з* – влияние $D_{ГЦ}$ на $a_{Пс}$

Fig. 4. The computer experiment results: *a* – dependence of the instantaneous recoverable power (N_p) on time (t); *б* – dependence of the instantaneous longitudinal acceleration ($a_{П}$) on time (t); *в* – influence of the movement speed of a truck with a trailer (v) on the average recoverable power ($N_{рс}$); *г* – influence of the speed (v) on the average longitudinal acceleration of the trailer ($a_{Пс}$); *д* – influence of the average height of irregularities (h_c) on the average recoverable power ($N_{рс}$); *е* – influence of the average height of the irregularities (h_c) on the average longitudinal acceleration of the trailer ($a_{Пс}$); *ж* – influence of the hydraulic cylinder diameter ($D_{ГЦ}$) on the average recoverable power ($N_{рс}$); *з* – influence of the hydraulic cylinder diameter ($D_{ГЦ}$) on the average longitudinal acceleration of the trailer ($a_{Пс}$)

Чем более неровной является опорная поверхность, тем большие колебания прицепа происходят относительно лесовозного автомобиля и тем большая мощность может быть рекуперирована. Для исследования влияния высоты неровностей проведена серия компьютерных экспериментов, в которой изменяли среднюю высоту неровности опорной поверхности h_c от 0,1 до 0,5 м с шагом 0,1 м. При изменении высоты неровностей использовали одни и те же исходные функции рельефа поверхности $z_л(t)$ и $z_п(t)$, умноженные на соответствующие коэффициенты. Установлено, что с увеличением h_c средняя рекуперлируемая мощность N_{pc} возрастает по квадратичному закону в интервале h_c от 0,1 до 0,4 м (рис. 4, *д*). В этом же диапазоне среднее продольное ускорение прицепа растет также по закону, близкому к квадратичному (рис. 4, *е*). Однако при дальнейшем увеличении h_c практически не повышаются колебания механической системы, так как они уже достигли максимума. Это приводит к изменению характера графиков (рис. 4, *д* и *е*): N_{pc} продолжает расти по линейному закону, а $a_{лс}$ практически не увеличивается.

От диаметра гидроцилиндра рекуперативного ТСУ зависит, с одной стороны, интенсивность накачивания рабочей жидкости в рекуперативную гидросистему, с другой – эффективность гашения неблагоприятных колебаний прицепа относительно лесовозного автомобиля. В целях изучения влияния $D_{ГЦ}$ проведена серия компьютерных экспериментов, в которых этот параметр варьировал на уровнях 30, 40, 50, 60, 70, 80, 100 мм.

Как свидетельствует рис. 4, *ж*, с уменьшением диаметра гидроцилиндра рекуперлируемая мощность существенно увеличивается. При уменьшении диаметра от 60 до 40 мм она повышается от 4,3 до 12,7 кВт. Однако необходимо учитывать, что снижение диаметра гидроцилиндра при сохранении им демпфирующих свойств приведет к возрастанию его длины. Поэтому оптимальное значение $D_{ГЦ} = 40...50$ мм, при котором длина гидроцилиндра обеспечивает необходимые демпфирующие свойства. Другим фактором, не позволяющим существенно снизить диаметр гидроцилиндра, является резкое увеличение неблагоприятного продольного ускорения прицепа $a_{лс}$ при уменьшении $D_{ГЦ}$ (рис. 4, *з*). Если принять $a_{лс} = 1 \text{ м/с}^2$, то минимальное значение $D_{ГЦ}$ составит 57 мм.

Заключение

Результаты теоретического исследования показали: эксплуатация лесовозного автомобиля с прицепом, оснащенным рекуперативным ТСУ, по лесовозным дорогам с грунтовым покрытием позволяет рекуперировать мощность 4,0 кВт; рекуперлируемая мощность с увеличением скорости движения лесовозного автомобиля с прицепом по лесовозной дороге с грунтовым покрытием изменяется по квадратичному закону; при увеличении средней высоты неровностей опорной поверхности до 0,4 м возрастание средней рекуперлируемой мощности и среднего продольного ускорения прицепа происходит по закону, близкому к квадратичному. Имитационное моделирование позволило определить значение оптимального диаметра гидроцилиндра для рекуперативного ТСУ, позволяющее рекуперировать наибольшую мощность при высокой эффективности демпфирующих свойств гидросистемы.

Предлагаемая конструкция рекуперативного ТСУ лесовозного автомобиля с прицепом дает возможность не только снизить расход топлива благодаря рекуперации энергии рабочей жидкости, но и повысить надежность вследствие улучшения демпфирующих свойств его гидросистемы, уменьшить

динамические нагрузки на лесовозный автомобиль и прицеп, улучшить плавность хода при движении лесовозного автомобиля с прицепом по недостаточно обустроенным лесовозным дорогам, обеспечить более благоприятные условия труда для водителей, упростить и удешевить конструкцию сцепного прибора лесовозного автомобиля.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Адлер Ю.П., Маркова Е.В., Грановский Ю.В. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий. М.: Наука, 1976. 279 с.
2. Грановский В.А., Сирая Т.Н. Методы обработки экспериментальных данных при измерениях. Л.: Энергоатомиздат. Ленингр. отд-ние, 1990. 288 с.
3. Инженерные расчеты на ЭВМ: Справочное пособие / [В.А. Троицкий, И.М. Иванова, И.А. Старостин, В.Д. Шелест]; под ред. В.А. Троицкого. Л.: Машиностроение, 1979. 288 с.
4. Кузьмичев Д.А., Радкевич И.А., Смирнов А.Д. Автоматизация экспериментальных исследований: учеб. пособие. М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1983. 392 с.
5. Мудров А.Е. Численные методы для ПЭВМ на языках Бейсик, Фортран и Паскаль. Томск: МП «РАСКО», 1991. 272 с.
6. Никонов В.О., Посметьев В.И., Журавлев Р.В. Анализ конструктивных особенностей тягово-сцепных устройств грузовых автомобилей с прицепами // Воронеж. науч.-техн. вестн. 2018. Т. 4, № 4(26). С. 13–24. Режим доступа: <https://elibrary.ru/item.asp?id=36759935> (дата обращения: 25.02.2019).
7. Никонов В.О., Посметьев В.И., Посметьев В.В. Оценка эффективности лесовозного автопоезда с накопителями энергии в гидромоторах колес на основе компьютерного моделирования // Мир транспорта и технологических машин. 2018. № 3(62). С. 46–54.
8. Никонов В.О., Посметьев В.И., Яковлев К.А. Рекуперация гидравлической энергии в тягово-сцепном устройстве лесовозного автомобиля с прицепом // Лесо-техн. журн. 2018. № 4. С. 230–239. DOI: 10.12737/article_5c1a323b1d0433.96668845
9. Новиков Е.А., Кнауб Л.В. Численные методы для обыкновенных дифференциальных уравнений и динамических систем: учеб. пособие. Красноярск: СибФУ, 2010. 112 с.
10. Посметьев В.И., Никонов В.О. Обоснование схемы лесовозного автомобиля, оснащенного перспективной конструкцией колесного модуля с гидроприводом // Мир транспорта и технологических машин. 2017. № 3(58). С. 27–34.
11. Самарский А.А., Гулин А.В. Численные методы: учеб. пособие для вузов. М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1989. 432 с.
12. Советов Б.Я., Яковлев С.А. Моделирование систем: учеб. для вузов. М.: Высш. шк., 1998. 319 с.
13. Abu-Hamdeh N.H., Al-Jalil H.F. Computer Simulation of Stability and Control of Tractor-Trailed Implement Combinations under Different Operating Conditions // Bragantia, Campinas. 2004. Vol. 63, no. 1. Pp. 149–162.
14. Dindorf R., Woś P. Development of Energy Efficient Hydrostatic Drives with Energy Recovery // Mechanik. 2017. No. 8-9. Pp. 776–782. DOI: 10.17814/mechanik.2017.8-9.114
15. Fang Z., Guo X., Xu L., Zhang H. Experimental Study of Damping and Energy Regeneration Characteristics of a Hydraulic Electromagnetic Shock Absorber // Advances in Mechanical Engineering. 2013. Vol. 2013, art. 943528. DOI: 10.1155/2013/943528
16. Heikkilä M., Linjama M. Hydraulic Energy Recovery in Displacement Controlled Digital Hydraulic System // Proceedings of the 13th Scandinavian International Conference on Fluid Power, Linköping, Sweden, June 3–5, 2013. Linköping: Scandinavian International Conference on Fluid Power, 2013. Pp. 1–7.

17. *Posmetev V.I., Nikonov V.O., Posmetev V.V.* Investigation of the Energy-Saving Hydraulic Drive of a Multifunctional Automobile with a Subsystem of Accumulation of Compressed Air Energy // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering. 2018. Vol. 441, art. 012041. DOI: 10.1088/1757-899X/441/1/012041

18. *Wang R., Jiang Q., Ye Q., Chen L., Meng X.* Characteristics Analysis and Experiment of Hydraulic Interconnected Energy-Regenerative Suspension // Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery. 2017. Vol. 48(8). Pp. 350–357. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2017.08.042

19. *Zhang H., Guo X., Xu L., Hu S., Fang Z.* Parameters Analysis of Hydraulic-Electrical Energy Regenerative Absorber on Suspension Performance // Advances in Mechanical Engineering. 2014. Vol. 2014, art. 836502. DOI: 10.1155/2014/836502

20. *Zou J., Guo X., Xu L., Abdelkareem M.A.A., Gong B., Zhang J., Tan G.* Simulation Research of a Hydraulic Interconnected Suspension Based on a Hydraulic Energy Regenerative Shock Absorber // SAE Technical Paper 2018-01-0582. 2018. DOI: 10.4271/2018-01-0582

Поступила 01.03.19

UDC 629.11.02/.098

DOI: 10.17238/issn0536-1036.2019.4.108

Computer Simulation of the Recuperative Towing Coupler of a Forest Truck with a Trailer

V.I. Posmetyev, Doctor of Engineering, Prof.; ResearcherID: [Q-1411-2015](#),

ORCID: [0000-0001-9878-7451](#)

V.O. Nikonov, Candidate of Engineering, Assoc. Prof.; ORCID: [0000-0002-7380-9180](#)

V.V. Posmetyev, Candidate of Physics and Mathematics, Assoc. Prof.;

ORCID: [0000-0001-6622-5358](#)

Voronezh State University of Forestry and Technologies named G.F. Morozov, ul. Timiryazeva, 8, Voronezh, 394087, Russian Federation; e-mail: posmetyev@mail.ru, 8888nike 8888@mail.ru, victorvpo@mail.ru

One of the most promising and feasible ways to reduce the fuel consumption of a forest truck with a trailer is the development and support of the operation of its recuperative towing coupler. A fundamentally new scheme of the device was proposed based on the previous studies. In order to assess the possibility of its usage in a forest truck with a trailer, find the range of recoverable power, determine the optimal design parameters of the hydraulic cylinder of the coupler a three-dimensional mathematical model of a forest truck with a trailer movement along uneven support surface has been created based on the classical mechanics methods. A computer program was created based on this model. The program allowed to obtain the dependences of speed of a forest truck with a trailer, height of the supporting surface irregularities and hydraulic cylinder diameter of the recuperative towing coupler on the mean values of the average recoverable power and longitudinal acceleration. It is found that the operation of a forest truck with a trailer, equipped with a recuperative towing coupler, on forest roads with ground coating allows recuperating the power of 4 kW. The recoverable power changes with the increase of the movement speed of a forest truck with a trailer along the forest road with ground coating according to a quadratic law. It has been found that with the increase of the average height of the supporting surface irregularities to 0.4 m, the increase of the mean values of the recoverable power and longitudinal acceleration of the trailer occurs according to a law close to quadratic, however, a further increase of the height of the supporting surface irregularities does not lead to the significant growth of the parameters. The optimal diameter of the hydraulic cylinder for the recuperative towing coupler, which allows recuperating the highest power value at a high efficiency of the damping properties of the hy-

draulic system, is determined. The research results can be used by research and development organizations in the development and improvement of recuperative towing couplers of forest trucks with a trailer.

For citation: Posmetyev V.I., Nikonov V.O., Posmetyev V.V. Computer Simulation of the Recuperative Towing Coupler of a Forest Truck with a Trailer. *Lesnoy Zhurnal* [Forestry Journal], 2019, no. 4, pp. 108–123. DOI: 10.17238/issn0536-1036.2019.4.108

Keywords: forest truck, trailer, towing coupler, recovery, hydraulic power, working fluid, hydropneumatic accumulator, mathematical model, simulation modeling.

REFERENCES

1. Adler Yu.P., Markova E.V., Granovskiy Yu.V. *Planning an Experiment in the Search of Optimal Conditions*. Moscow, Nauka Publ., 1976. 279 p.
2. Granovskiy V.A., Siraya T.N. *Methods of Processing Experimental Data in Measurements*. Leningrad, Energoatomizdat Publ., 1990. 288 p.
3. Troitskiy V.A., Ivanova I.M., Starostin I.A., Shelest V.D. *Engineering Calculations on a Computer*. Ed. by V.A. Troitskiy. Leningrad, Mashinostroyeniye Publ., 1979. 288 p.
4. Kuz'michev D.A., Radkevich I.A., Smirnov A.D. *Automation of Experimental Studies*: Educational Textbook. Moscow, Nauka Publ., 1983. 392 p.
5. Mudrov A.E. *Numerical Methods for PC in Terms of Basic, Fortran and Pascal*. Tomsk, MP "RASKO" Publ., 1991. 272 p.
6. Nikonov V.O., Posmetev V.I., Juravlev R.V. Analysis of Constructive Features of Tractor-Clutch Devices of Cargo Vehicles with Trailers. *Voronezhskiy nauchno-tekhnicheskiy vestnik*, 2018, vol. 4, no. 4(26), pp. 13–24.
7. Nikonov V.O., Posmetev V.I., Posmetev V.V. Estimation of the Efficiency of the Forest Vehicle with Energy Energy in the Wheel Hydromotors on the Basis of Computer Modeling. *Mir transporta i tekhnologicheskikh mashin* [The world of transport and technological machinery], 2018, no. 3(62), pp. 46–54.
8. Nikonov V.O., Posmetev V.I., Yakovlev K.A. Hydraulic Energy Recovery in a Tractor-Clutch Device of Timber Truck with a Trailer. *Lesotekhnicheskiy zhurnal* [Forestry Engineering Journal], 2018, no. 4, pp. 230–239. DOI: 10.12737/article_5c1a323b1d0433.96668845
9. Novikov E.A., Knaub L.V. *Numerical Methods for Ordinary Differential Equations and Dynamic Systems*: Educational Textbook. Krasnoyarsk, SibFU Publ., 2010. 112 p.
10. Posmetev V.I., Nikonov V.O. Substantiation of the Scheme of a Forest Vehicle Equipped with the Perspective Design of the Wheel Module with a Hydraulic Drive. *Mir transporta i tekhnologicheskikh mashin* [The world of transport and technological machinery], 2017, no. 3(58), pp. 27–34.
11. Samarskiy A.A., Gulin A.V. *Numerical Methods*: Educational Textbook for Universities. Moscow, Nauka Publ., 1989. 432 p.
12. Sovetov B.Ya., Yakovlev S.A. *System Modeling*: Textbook for Universities. Moscow, Vysshaya shkola Publ., 1998. 319 p.
13. Abu-Hamdeh N.H., Al-Jalil H.F. Computer Simulation of Stability and Control of Tractor-Trailed Implement Combinations under Different Operating Conditions. *Bragantia, Campinas*, 2004, vol. 63, no. 1, pp. 149–162.
14. Dindorf R., Woś P. Development of Energy Efficient Hydrostatic Drives with Energy Recovery. *Mechanik*, 2017, no. 8-9, pp. 776–782. DOI: 10.17814/mechanik.2017.8-9.114
15. Fang Z., Guo X., Xu L., Zhang H. Experimental Study of Damping and Energy Regeneration Characteristics of a Hydraulic Electromagnetic Shock Absorber. *Advances in Mechanical Engineering*, 2013, vol. 2013, art. 943528. DOI: 10.1155/2013/943528

16. Heikkilä M., Linjama M. Hydraulic Energy Recovery in Displacement Controlled Digital Hydraulic System. *Proceedings of the 13th Scandinavian International Conference on Fluid Power, Linköping, Sweden, June 3–5, 2013*. Linköping, Scandinavian International Conference on Fluid Power, 2013, pp. 1–7.

17. Posmetev V.I., Nikonov V.O., Posmetev V.V. Investigation of the Energy-Saving Hydraulic Drive of a Multifunctional Automobile with a Subsystem of Accumulation of Compressed Air Energy. *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering*, 2018, vol. 441, art. 012041. DOI: 10.1088/1757-899X/441/1/012041

18. Wang R., Jiang Q., Ye Q., Chen L., Meng X. Characteristics Analysis and Experiment of Hydraulic Interconnected Energy-Regenerative Suspension. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2017, vol. 48(8), pp. 350–357. DOI: 10.6041/j.issn.1000-1298.2017.08.042

19. Zhang H., Guo X., Xu L., Hu S., Fang Z. Parameters Analysis of Hydraulic-Electrical Energy Regenerative Absorber on Suspension Performance. *Advances in Mechanical Engineering*, 2014, vol. 2014, art. 836502. DOI: 10.1155/2014/836502

20. Zou J., Guo X., Xu L., Abdelkareem M.A.A., Gong B., Zhang J., Tan G. Simulation Research of a Hydraulic Interconnected Suspension Based on a Hydraulic Energy Regenerative Shock Absorber. *SAE Technical Paper 2018-01-0582*, 2018. DOI: 10.4271/2018-01-0582

Received on March 01, 2019
