

ИМИТАЦИОННАЯ МОДЕЛЬ ОЦЕНКИ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЛЕСОВОЗНОГО АВТОПОЕЗДА, ОСНАЩЕННОГО РЕКУПЕРАТИВНЫМ ПНЕВМОГИДРАВЛИЧЕСКИМ ТЯГОВО-СЦЕПНЫМ УСТРОЙСТВОМ

доктор технических наук, профессор **В.И. Посметьев**

кандидат технических наук, доцент **В.О. Никонов**

кандидат физико-математических наук, доцент **В.В. Посметьев**

аспирант **И.В. Сизьмин**

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

Представлены современное состояние и преимущества лесовозного автомобильного транспорта в сравнении с другими видами транспорта, используемого для вывозки лесоматериалов. Приведены факторы, оказывающие влияние на рациональный выбор подвижного состава лесовозных автомобилей. Обоснована эффективность использования для вывозки лесоматериалов лесовозных автомобилей с прицепами. Рассмотрены сложные условия вывозки лесоматериалов по лесовозным дорогам, оказывающие влияние на работоспособность тягово-сцепных устройств лесовозных автомобилей с прицепами и на показатели эффективности лесовозных автопоездов в целом. Представлен краткий анализ работ зарубежных ученых в области повышения эффективности транспортных средств с прицепами, оборудованных различными тягово-сцепными устройствами. Для устранения выявленных недостатков рассмотренных конструкций тягово-сцепных устройств, предложена перспективная схема рекуперативного пневмогидравлического тягово-сцепного устройства. Для оценки работоспособности и эффективности предлагаемого устройства, а также определения его оптимальных конструктивных параметров разработаны математическая модель и на ее основе компьютерная программа. На основе выполненных компьютерных экспериментов выявлено, что рекуперативное пневмогидравлическое тягово-сцепное устройство при движении лесовозного автомобиля с прицепом по модельной лесовозной дороге позволяет рекуперировать мощность 4,7 кВт при предельном ускорении прицепа относительно лесовозного автомобиля $0,94 \text{ м/с}^2$. Выявлено, что оптимальный диаметр плунжерной полости устройства, при котором система рекуперации обеспечивает сбалансированное эффективное демпфирование, составляет 49 мм. Установлено, что максимальная рекуперированная мощность достигается при скорости движения лесовозного автомобиля с прицепом 32 км/ч.

Ключевые слова: лесовозный автомобиль, лесоматериалы, прицеп, рекуперативное пневмогидравлическое тягово-сцепное устройство, эффективность, энергия рабочей жидкости, пневмогидравлический аккумулятор

SIMULATION MODEL FOR ESTIMATION OF FOREST TRUCK PERFORMANCE EQUIPPED WITH RECUPERATIVE SPRING-HYDRAULIC FIFTH-WHEEL COUPLING

DSc (Engineering), Professor **V.I. Posmetyev**

PhD (Engineering), Associate Professor **V.O. Nikonov**

PhD (Physics and Mathematics), Associate Professor **V.V. Posmetyev**

post-graduate student **I.V. Sizmin**

FSBEI HE "Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov",
Voronezh, Russian Federation

Abstract

The current state and advantages of timber road transport in comparison with other types of transport used for hauling timber are presented. The factors influencing the rational choice of the rolling stock of timber trucks are given. The efficiency of using timber trucks with trailers for transportation of timber has been substantiated. Difficult conditions for the transportation of timber along timber roads, which affect the operability of the towing devices of timber trucks with trailers and the efficiency indicators of timber trucks in general, have been considered. A brief analysis of the work of foreign scientists in the field of increasing vehicle efficiency equipped with various towing devices is presented. A perspective scheme of a recuperative pneumo-hydraulic towing hitch has been proposed to eliminate the identified shortcomings of the considered designs of towing hitch devices. A mathematical model and a computer program based on it have been developed to assess the operability and efficiency of the proposed device, as well as to determine its optimal design parameters. On the basis of the performed computer experiments, it was revealed that the recuperative pneumo-hydraulic towing device allows recuperating the power of 4.7 kW at the maximum acceleration of the trailer relative to the timber truck 0.94 m/s^2 when moving a timber truck with a trailer on a model timber road. It was found that the optimal diameter of the plunger cavity of the device, at which the recuperation system provides balanced effective damping, is 49 mm. It has been established that the maximum recuperative power is achieved at a speed of movement of a timber truck with a trailer equal to 32 km/h.

Keywords: timber truck, timber, trailer, recuperative pneumo-hydraulic towing hitch, efficiency, working fluid energy, pneumohydraulic accumulator

Введение

РФ является лидером среди всех стран по площади территории, занятой лесами, а также по экспорту необработанного круглого лесоматериала, используемого в качестве сырья для лесной и деревообрабатывающей промышленности. В настоящее время, с учетом того, что лесовозный автомобильный транспорт в сравнении с другими видами транспорта обладает высокой технологической гибкостью, оперативностью и универсальностью, процент вывозимых им лесоматериалов от всего объема составляет около 85 %.

Рациональный выбор подвижного состава лесовозных автомобилей, способов и средств их погрузки разгрузки, а также организации процесса вывозки лесоматериалов дают возможность сни-

зить транспортные издержки и сократить время доставки лесной продукции от мест заготовки до потребителя. На выбор подвижного состава лесовозных автомобилей оказывают влияние многие факторы, среди которых выделяют климатические условия, качества лесовозных дорог (ЛД), законодательные ограничения по полной массе лесовозного автопоезда, нагрузкам на оси и габаритным размерам.

Наиболее рациональным решением, применяемым для вывозки лесоматериалов, обладающим высокой производительностью, проходимостью и маневренностью, позволяющим использовать более полно мощность двигателя, значительно повысить грузоподъемность вывозимых за один рейс лесоматериалов, и, следовательно, снижающим себестои-

мость конечной лесной продукции является лесовозный автомобиль с прицепом (ЛАП), оснащенный на заднем свесе шасси манипулятором с гидравлическим приводом для погрузки разгрузки лесоматериалов.

Несмотря на это, сложные условия вывозки лесоматериалов по ЛД, характеризующиеся большой кривизной, узкими проездами, наличием неровностей, дефектов дорожного покрытия, крутых спусков и подъемов, способствуют снижению надежности тягово-сцепного устройства (ТСУ) при многочисленных разгонах, торможениях, поворотах ЛАП, вследствие преждевременного выхода из строя деталей ТСУ, снижению безопасности движения и условий труда водителей, возрастанию энергетических потерь, расхода топлива, а также снижению скорости, плавности хода ЛП и его производительности.

Повышение эффективности функционирования ЛАП может быть достигнуто за счет конструктивных изменений применяемого в их сцепке ТСУ, заключающихся в уменьшении габаритных размеров, массы этого устройства, в повышении степени демпфирования ударных нагрузок, расширении функциональных возможностей, обеспечиваемых использованием гидравлической энергии рабочей жидкости при многочисленных переходных процессах и позволяющих за счет рекуперации энергии сократить расход топлива ЛАП [1-4].

Вопросами конструктивного совершенствования ТСУ, используемых в колесных транспортных средствах с прицепами, занимались многие, как российские, так и зарубежные исследователи.

В статье V. Matikainen и др. (2014) приведены результаты исследования автоматически подключаемого ТСУ, обеспечивающего безопасность и комфорт для оператора при сцепке колесного транспортного средства с прицепом. Для позиционирования прицепа в пространстве использовался лазерный дальномер, обработка информации о размерах прицепа, ширине и длине дышла, местоположении буксирной проушины и тягового крюка выполнялась в специальном программном приложении Simulink Stateflow. В результате проведенных полевых испытаний, все 10 попыток автоматического сцепления колесного транспортного сред-

ства с прицепом дали ожидаемый положительный результат [5].

В работе Vladut V. и др. (2018) описаны результаты выполненного исследования с использованием метода конечных элементов, а также ускоренных натуральных экспериментов, направленного на выявление возникающих дефектов и отказов в ТСУ при эксплуатации колесного транспортного средства с прицепом в различных дорожных условиях, а также на влияние таких отказов на изменение безопасности дорожного движения. Выявлено, что наиболее нагруженным узлом ТСУ является шарнирное соединение тягового стержня, в связи с чем приводятся рекомендации по выбору материала для его изготовления, который должен обладать оптимальным коэффициентом эластичности, выдерживать удары при преодолении колесным транспортным средством с прицепом многочисленных и многообразных дефектов, имеющихся на опорной поверхности дороги [6].

Gamaunov P. и др. (2019) в своем исследовании рассмотрели вопрос повышения поперечной устойчивости автопоезда, за счет применения в его конструкции ТСУ, позволяющего при движении автопоезда изменять его кинематические параметры. В работе приведена схема предлагаемого ТСУ, а также разработанная для теоретического обоснования эффективности устройства математическая модель движения автопоезда. Выявлено, что использование в автопоезде предлагаемой конструкции ТСУ позволит повысить его безопасность движения, маневренность, управляемость, устойчивость, производительность и скорость [7].

Kersys A. и Kersiene (2010) рассмотрели в своей работе возможные дефекты деталей ТСУ, приводящие к его поломкам при интенсивном износе и недостаточной прочности материала, а также необратимые последствия возникающие при отказах ТСУ. Кроме этого в работе выполнен на основе имитационного моделирования анализ нагрузок, действующих на ТСУ автопоезда, который показал, что максимально воспринимаемая нагрузка тем больше, чем больше масса прицепа и его ускорение относительно тягача. При разгоне авто-

поезда с нагруженным прицепом в центре масс прицепа действует более значительная по величине сила инерции по сравнению с пустым прицепом. Анализ также показал, что при нагружении ТСУ максимальными продольными и вертикальными нагрузками, указанными в его техническом паспорте, возникающие в устройстве напряжения не превышают предела текучести материала и коэффициент запаса прочности [8].

Stroganov Yu. N. и др. (2019) предложили в своей работе снизить аварийность, повысить устойчивость и маневренность грузового транспортного средства с прицепом при прямолинейном движении, а также на криволинейных участках в сложных дорожных условиях за счет использования в автопоезде перспективного ТСУ с оптимальными конструктивными параметрами. Выявлено, что высокая устойчивость автоприцепа обеспечивается за счет увеличения коэффициента демпфирования поперечных колебаний путем приложения поперечных возмущающих сил [9].

Работа Wiecekowski D. (2016) посвящена изучению управляемости и устойчивости автомобиля, буксируемого прицепа в различных дорожных условиях. В результате натурных дорожных испытаний при изменении в процессе эксперимента вертикальной нагрузки на ТСУ, были выявлены временные характеристики изменения устойчивости и управляемости автопоезда. В случае нагружения ТСУ максимальной нагрузкой, водителю приходилось дополнительно корректировать траекторию движения транспортного средства для удержания его в заданном направлении движения. Также наблюдалось снижение внутренней способности системы гасить колебания, приводящие к ухудшению устойчивости автопоезда [10].

Анализ рассмотренных научных работ, связанных с конструктивным совершенством ТСУ для повышения эффективности функционирования автопоездов выявил, что в настоящее время еще не создано таких конструкций ТСУ совмещающих в себе одновременно следующие преимущества: сокращение расхода топлива за счет накопления и полезного использования энергии рабочей жидкости; уменьшение динамических

нагрузок; повышение показателей надежности ЛАП за счет демпфирования путем снижения максимальных значений нагрузок гидроприводом устройства; возможность автоматического изменения оптимальных значений параметров силовой и динамической характеристик ТСУ; повышение характеристик плавности хода при эксплуатации ЛАП в неблагоприятных дорожных условиях с наличием на ЛД препятствий, дефектов и различных неровностей; улучшение условий работы водителей. Для одновременного достижения описанных выше преимуществ, обеспечиваемых ТСУ, авторами была разработана перспективная схема рекуперативного пневмогидравлического тягосцепного устройства (РПГТСУ) ЛАП (рис. 1).

Материалы и методы

Для оценки работоспособности и эффективности предлагаемого авторами РПГТСУ ЛАП, а также определения его оптимальных конструктивных параметров, исследована разработанная на основании методов классической механики трехмерная математическая модель ЛАП, оснащенного РПГТСУ и перемещающегося по модельной лесовозной дороге со случайными неровностями и дефектами на ней. Согласно предложенной математической модели, ЛАП описывается в виде двух движущихся твердых тел (лесовозного автомобиля (ЛА) и прицепа (П)), контактирующих всеми колесами упруго-вязким взаимодействием с опорной поверхностью модельной лесовозной дороги (рис. 2) [11-13].

Моменты инерции ЛА $J_{ЛА}$ и П $J_{П}$ определяются на основании их масс $m_{ЛА}$ и $m_{П}$ относительно текущей оси вращения их тел для заданного промежутка времени. Положение в трехмерном пространстве ЛА и П описывается в математической модели декартовыми координатами центра тяжести ЛА $(x_{ЛА}, y_{ЛА}, z_{ЛА})$ и центра тяжести П $(x_{П}, y_{П}, z_{П})$, а также углами отклонения локальной и базовой систем координат относительно друг друга, соответственно ЛА $(\varphi_{xЛА}, \varphi_{yЛА}, \varphi_{zЛА})$ и П $(\varphi_{xП}, \varphi_{yП}, \varphi_{zП})$. Описание в математической модели процесса движения ЛАП выполнено с использованием основных законов динамики и представлено в виде системы дифференциальных уравнений второго порядка:

$$\left\{ \begin{aligned} m_{ЛА} \frac{\partial^2 x_{ЛА}}{\partial t^2} &= \sum_{i=1}^3 F_{Лев.i}^x + \sum_{i=1}^3 F_{Прав.i}^x + F_{Ax}; \\ m_{ЛА} \frac{\partial^2 y_{ЛА}}{\partial t^2} &= \sum_{i=1}^3 F_{Лев.i}^y + \sum_{i=1}^3 F_{Прав.i}^y + F_{Ay}; \\ m_{ЛА} \frac{\partial^2 z_{ЛА}}{\partial t^2} &= -m_{ЛА} \cdot g + \sum_{i=1}^3 F_{Лев.i}^z + \sum_{i=1}^3 F_{Прав.i}^z + F_{Az}; \\ J_{ЛAx} \frac{\partial^2 \varphi_{xЛА}}{\partial t^2} &= \sum_{i=1}^3 M^x(F_{Лев.i}) + \sum_{i=1}^3 M^x(F_{Прав.i}) + M^x(F_A); \\ J_{ЛAy} \frac{\partial^2 \varphi_{yЛА}}{\partial t^2} &= \sum_{i=1}^3 M^y(F_{Лев.i}) + \sum_{i=1}^3 M^y(F_{Прав.i}) + M^y(F_A); \\ J_{ЛAz} \frac{\partial^2 \varphi_{zЛА}}{\partial t^2} &= \sum_{i=1}^3 M^z(F_{Лев.i}) + \sum_{i=1}^3 M^z(F_{Прав.i}) + M^z(F_A), \end{aligned} \right. \quad (1)$$

$$\left\{ \begin{aligned} m_{П} \frac{\partial^2 x_{П}}{\partial t^2} &= \sum_{i=4}^5 F_{Лев.i}^x + \sum_{i=4}^5 F_{Прав.i}^x + F_{Bx} + F_{Cx}; \\ m_{П} \frac{\partial^2 y_{П}}{\partial t^2} &= \sum_{i=4}^5 F_{Лев.i}^y + \sum_{i=4}^5 F_{Прав.i}^y + F_{By} + F_{Cy}; \\ m_{П} \frac{\partial^2 z_{П}}{\partial t^2} &= -m_{П} \cdot g + \sum_{i=4}^5 F_{Лев.i}^z + \sum_{i=4}^5 F_{Прав.i}^z + F_{Bz} + F_{Cz}; \\ J_{Пx} \frac{\partial^2 \varphi_{xП}}{\partial t^2} &= \sum_{i=4}^5 M^x(F_{Лев.i}) + \sum_{i=4}^5 M^x(F_{Прав.i}) + M^x(F_B) + M^x(F_C); \\ J_{Пy} \frac{\partial^2 \varphi_{yП}}{\partial t^2} &= \sum_{i=4}^5 M^y(F_{Лев.i}) + \sum_{i=4}^5 M^y(F_{Прав.i}) + M^y(F_B) + M^y(F_C); \\ J_{Пz} \frac{\partial^2 \varphi_{zП}}{\partial t^2} &= \sum_{i=4}^5 M^z(F_{Лев.i}) + \sum_{i=4}^5 M^z(F_{Прав.i}) + M^z(F_B) + M^z(F_C), \end{aligned} \right. \quad (2)$$

где $F_{Лев.i}$ и $F_{Прав.i}$ – силы, действующие на ЛАП от колес, расположенных с его левой «Лев.» и правой «Прав.» сторон; t – время; F_{Ax} , F_{Ay} , F_{Az} – составляющие силы, действующие на ЛА от РПГТСУ; F_{Bx} , F_{By} , F_{Bz} , F_{Cx} , F_{Cy} , F_{Cz} – составляющие силы, действующие на П от РПГТСУ; M^i – моменты сил, действующих на ЛА и П относительно оси i .

Сила, действующая от колеса на корпус ЛАП определялась по формуле:

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

где i – порядковый номер колеса ЛАП; c_i – коэффициент жесткости; $z_{П}(x, y)$, z_{Ki} – вертикальные координаты нижней точки колеса и точки крепления колеса к корпусу ЛАП; R_K – радиус колеса; d_i – коэффициент демпфирования упруго-вязкого взаимодействия.

В математической модели также учитываются горизонтальные составляющие сил сцепления с опор-

ной поверхностью модельной ЛД. Одновременно действуя в трехмерном пространстве на ЛАП эти горизонтальные и вертикальные составляющие сил приводят его в движение [14, 15].

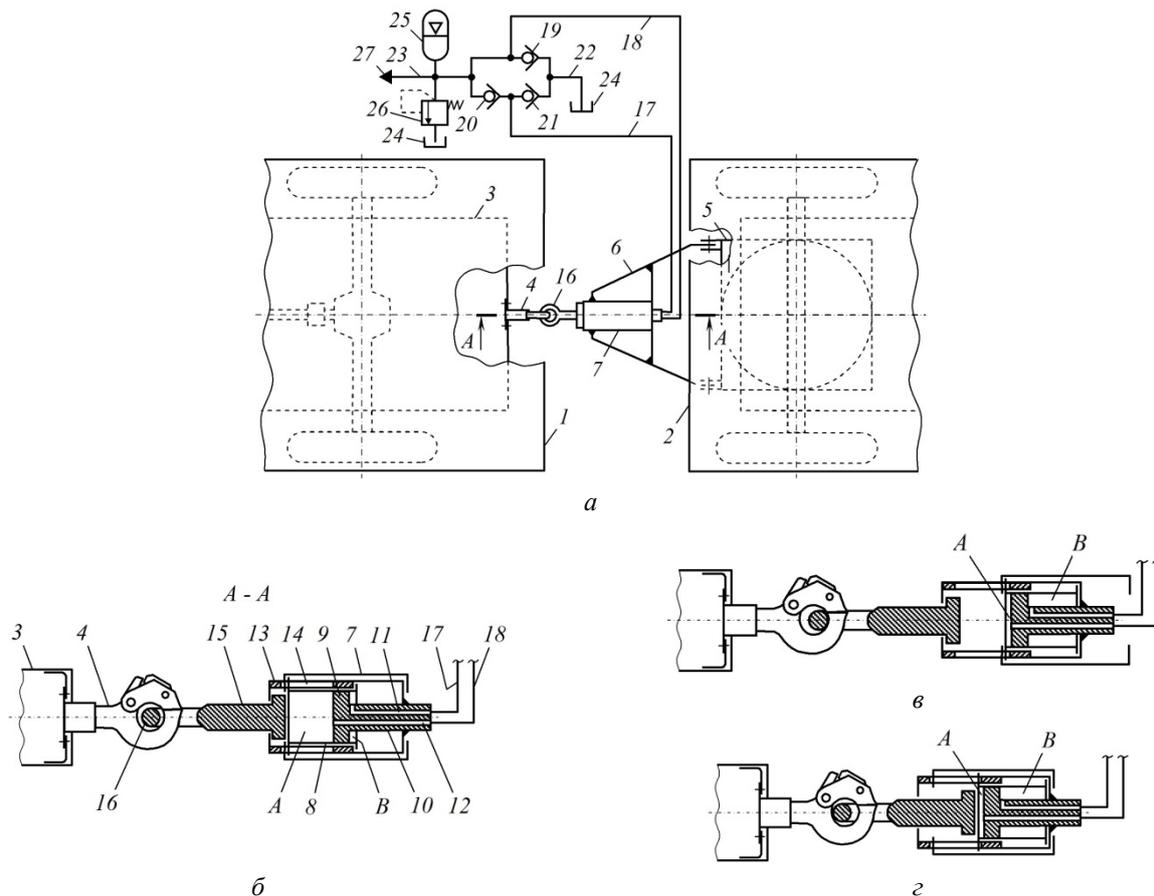
Приведенная выше система дифференциальных уравнений второго порядка решается универсальным численным методом Рунге-Кутты второго порядка. Для декартовой составляющей x численное решение уравнений движения для определенного тела в рамках данного метода выполняется следующим образом:

$$\left\{ \begin{aligned} x_{\tau+1} &= x_{\tau} + v_{x\tau} \cdot \Delta t + \frac{F_{x\tau}}{m} \cdot \frac{(\Delta t)^2}{2}, \\ v_{x\tau+1} &= v_{x\tau} + \frac{F_{x\tau}}{m} \cdot \Delta t, \end{aligned} \right. \quad (4)$$

где x_{τ} и $x_{\tau+1}$ – координаты тела на предыдущем и на последующем шагах интегрирования; $v_{x\tau}$ и $v_{x\tau+1}$ – скорости перемещения тела массой m вдоль декартового направления x на предыдущем и последующем шагах интегрирования. Для декартовых составляющих y и z численное интегрирование осуществляется аналогичным методом как для корпуса ЛА, так и для П.

Далее по всем данным, полученным в процессе последовательного расчета предыдущих и последующих координат, и скоростей ЛА и П определяются закономерности изменения от времени углов и координат в трехмерном пространстве ЛА и П. После этого выполнялся анализ этих закономерностей с целью оценки эффективности ускорений корпусов ЛА и П, а также частот их колебаний на уровень демпфирования в РПГТСУ.

Данная математическая модель позволяет при движении ЛАП с РПГТСУ задавать параметры неровностей и дефектов опорной поверхности ЛД. Эти дефекты и неровности на ЛД представляют в модели набор выступов гауссовой формы, параметры которых изменялись в широких пределах и задавались случайным образом (рис. 3).



a – общий вид РПГТСУ ЛАП; *б* – его сечение по А-А в статическом положении; *в* – схема РПГТСУ ЛАП в случае его движения с ускорением; *г* – схема РПГТСУ ЛАП при его движении с замедлением;

A и *B* – поршневая и штоковая полости гидроцилиндра; *1* и *2* – ЛА и П; *3* – рама ЛА;
4 – крюк; *5* – поворотная рама передней колесной пары П; *6* – дышло; *7* – корпус рекуперативного механизма; *8* – гидроцилиндр; *9* и *10* – поршень и шток гидроцилиндра; *11* и *12* – каналы; *13* – цилиндр;
14 – паз в цилиндре; *15* – тяга; *16* – кольцо присоединительное; *17* и *18* – гибкие трубопроводы;
19-21 – клапаны обратные; *22* и *23* – всасывающий и напорный трубопроводы; *24* – гидробак;
25 – пневмогидравлический аккумулятор (ПГА); *26* – клапан предохранительный;
27 – порт подключения к потребителю рекуперированной рабочей жидкости

Рис. 1. Схема РПГТСУ ЛАП (собственные разработки)

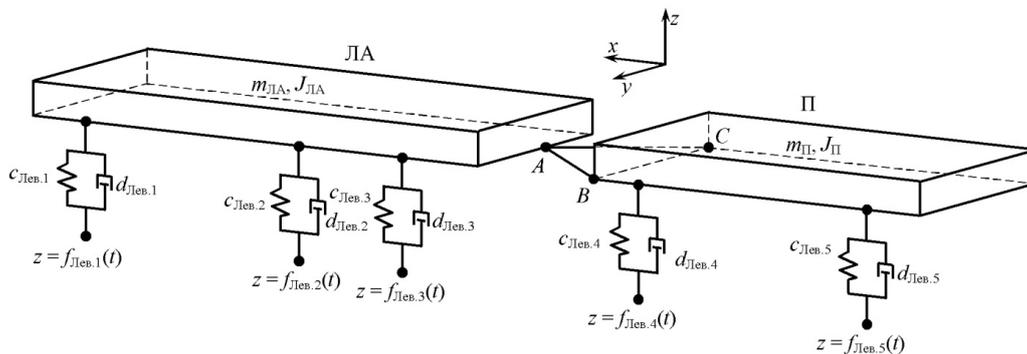
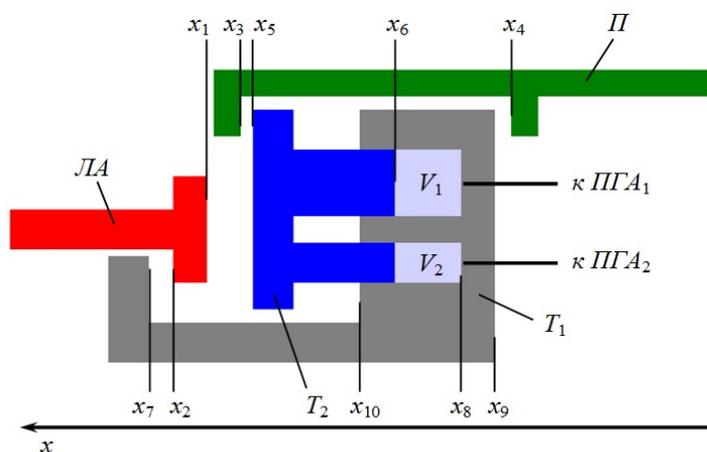


Рис. 2. Расчетная трехмерная схема ЛАП с РПГТСУ для разработки динамической модели движения (собственные разработки)



Рис. 3. Сгенерированная в модели случайная неровная опорная поверхность ЛД (собственные разработки)



T_1 и T_2 – условные функциональные тела РПГТСУ; $x_1 \dots x_{10}$ – координаты точек касания

Рис. 4. Модельная схема РПГТСУ (собственные разработки)

Функция $z(x)$ высоты неровностей опорной поверхности ЛД задавалась в математической модели с учетом координат x каждого колеса ЛАП, положения x_i выступа, его высоты H_i и ширины σ_i :

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

Гауссовы пики, характеризующие неровности и дефекты распределялись по всему участку ЛД длиной 500 м по равномерному закону случайным образом. Параметры высоты H_i и ширины σ_i неровностей выбирались аналогично, высота H_i из интервала 0-0,3 м и ширина σ_i из интервала 0,2-5 м [16, 17].

Далее в статье исследуется возможность рекуперации энергии рабочей жидкости в РПГТСУ, установленном между ЛА и П. В соответствии с принципиальной схемой РПГТСУ представлено в модели в виде совокупности четырех тел: части ЛА, части П и двух подвижных тел T_1 и T_2 (рис. 4).

В процессе движения ЛАП по неровной опорной поверхности ЛД четыре тела РПГТСУ перемещаются вдоль оси OX . Относительное движение тел приводит к их взаимодействию в точках контакта (в упруго-вязком приближении) и взаимодействию через гидравлические полости. Движение

поршня и плунжера приводит к перекачиванию рабочей жидкости из полостей в ПГА. Использование в конструкции ЛАП предлагаемого РПГТСУ может снизить его демпфирующие свойства и увеличить ускорение П относительно ЛА. Для учета этого в приведенной модели выполнена оценка не только изменения рекуперированной мощности, но и изменения среднего ускорения П относительно ЛА в продольном направлении.

В математической модели рассматриваются несколько вариантов контакта функциональных тел РПГТСУ: взаимодействие в точках x_1 и x_5 функциональных тел ЛА и T_2 ; взаимодействие в точках x_2 и x_7 функциональных тел ЛА и T_1 ; взаимодействие в точках x_3 и x_5 функциональных тел П и T_1 ; взаимодействие в точках x_4 и x_9 функциональных тел П и T_2 .

В процессе контакта функциональных тел в любом из вариантов, приведенных выше, между телами образуется упруго-вязкая сила отталкивания. К примеру, функциональная сила взаимодействия двух тел ЛА и T_2 в точках x_1 и x_5 определяется в соответствии с зависимостью:

$$F_{ЛА-T2} = \begin{cases} c_{ЛА-T2}(x_1 - x_5) + d_{ЛА-T2}(v_{ЛА} - v_{T2}), \\ 0, & x_1 > x_5, \end{cases} \quad (6)$$

где $c_{ЛА-T2}$ и $d_{ЛА-T2}$ – коэффициенты упругости и демпфирования взаимодействия между телами ЛА и T_2 . Аналогичным образом моделируются остальные три контактных взаимодействия.

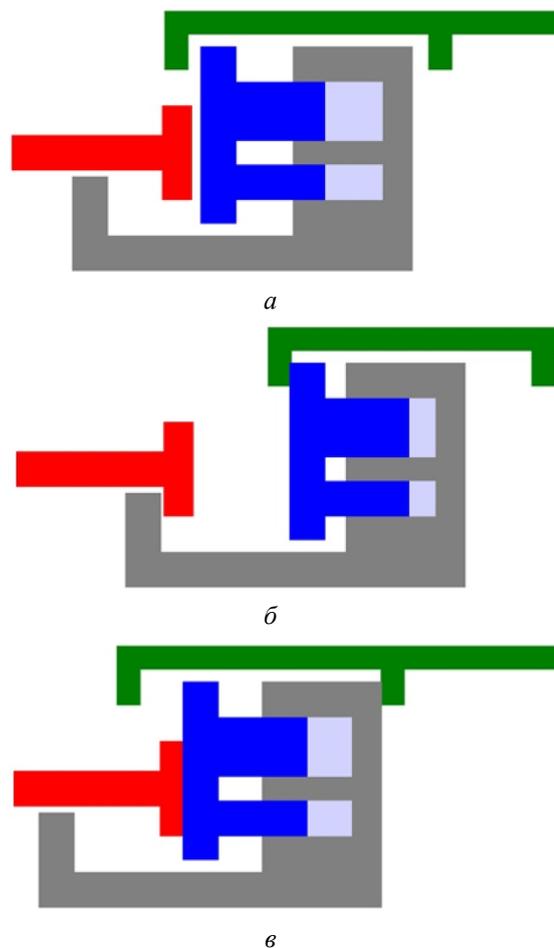
Движение вдоль оси Ox тел T_1 и T_2 РПГТСУ под действием контактных сил и сил со стороны гидравлических полостей описывается дифференциальными уравнениями второго порядка, составляемыми на основе второго закона Ньютона. Решение уравнений производится численным методом в общем цикле численного интегрирования по времени.

По своему принципу работы, разработанное РПГТСУ может находиться в трех положениях. В нейтральном положении четыре тела не испытывают контактного взаимодействия (четыре тела не контактируют на рис. 5, а, взаимодействуют только тела T_1 и T_2 через гидравлические полости).

В случае отдаления ЛА и П (например, при разгоне или при движении по продольно-неровной опорной поверхности ЛД) возникает контактное взаимодействие тел ЛА и T_1 , а также П и T_2 (рис. 5, б).

В случае сближения ЛА и П (например, при торможении или при движении по продольно-неровной опорной поверхности ЛД) возникает контактное взаимодействие тел ЛА и T_2 , а также П и T_1 (рис. 5, в).

Гидравлическая подсистема разработанного РПГТСУ описана в математической модели двумя полостями V_1 и V_2 с рабочей жидкостью, первая (рис. 4). Обе полости гидравлически подключены к соответствующему ПГА. Полость V_1 подключена к ПГА₁, возвращающему РПГТСУ в нейтральное положение непосредственно, без обратных клапанов. Полость V_2 подключена к ПГА₂ через обратный клапан, для перекачивания в него рабочей жидкости.



а – нейтральное состояние; б – вытеснение рабочей жидкости из цилиндров в процессе разгона (отдаления ЛА и П); в – вытеснение рабочей жидкости из цилиндров в процессе торможения (сближения ЛА и П)

Рис. 5. Состояние РПГТСУ в различных режимах работы (собственные разработки)

Перемещение поршня и плунжера в процессе функционирования РПГТСУ приводит к изменению объемов V_1 , V_2 полостей, и, следовательно, к изменению давлений P_1 и P_2 в них. Данный процесс описывается с учетом объемного модуля упругости E следующей зависимостью:

$$\frac{dP_m}{dV_m} = -\frac{E}{V_m}. \quad (7)$$

Расход рабочей жидкости при ее перетекании из одной полости в другую, с учетом коэффициента дросселирования, определяется по следующей зависимости:

$$Q_{ij} = k_{ij} \text{sign}(P_i - P_j) \sqrt{|P_i - P_j|}. \quad (8)$$

В разработанной математической модели возможность гидравлических линий упруго расширяться учитывается косвенным образом путем изменения объемного модуля упругости E рабочей жидкости [18-20].

Последовательность расчета изменений в элементах исследуемого РПГТСУ при функционировании в компьютерной программе ЛАП с РПГТСУ заключается в следующем.

Зная положение точек РПГТСУ x_6 и x_8 и значения диаметров D_1 и D_2 полостей рассчитываются их объемы V_1 и V_2 :

$$V_1 = (x_6 - x_8) \frac{\pi D_1^2}{4}; \quad (9)$$

$$V_2 = (x_6 - x_8) \frac{\pi D_2^2}{4}. \quad (10)$$

Изменение объемов рабочей жидкости в полостях при функционировании РПГТСУ способствует изменению давления P_1 и P_2 в них, которые на k -м шаге интегрирования определяются по следующей зависимости:

$$P_m^k = P_m^{k-1} - E \frac{V_m^k - V_m^{k-1}}{V_m^k}. \quad (11)$$

После этого в математической модели выполняется учет перетекания рабочей жидкости между полостями за счет разности давлений в них.

Далее в компьютерном расчете производится учет перетекания жидкости из одной полости в другую под влиянием разности соответствующих давлений. На основании модельной схемы РПГТСУ (рис. 4) возможные такие варианты перетекания рабочей жидкости, как:

– из полости V_1 в полость $ПГА_1$ описывается следующим выражением:

если $P_1 > P_{ПГА_1}$, то

$$\begin{cases} V_1 = V_1 - k_{1ПГА_1} \sqrt{P_1 - P_{ПГА_1}} \Delta t; \\ V_{ПГА_1} = V_{ПГА_1} + k_{1ПГА_1} \sqrt{P_1 - P_{ПГА_1}} \Delta t; \end{cases} \quad (12)$$

– обратное из $ПГА_1$ в полость V_1 описывается следующим выражением:

если $P_{ПГА_1} > P_1$, то

$$\begin{cases} V_1 = V_1 + k_{1ПГА_1} \sqrt{P_{ПГА_1} - P_1} \Delta t; \\ V_{ПГА_1} = V_{ПГА_1} - k_{1ПГА_1} \sqrt{P_{ПГА_1} - P_1} \Delta t; \end{cases} \quad (13)$$

– из полости V_2 в полость $ПГА_2$ описывается следующим выражением:

если $P_2 > P_{ПГА_2}$, то

$$\begin{cases} V_2 = V_2 - k_{2ПГА_2} \sqrt{P_2 - P_{ПГА_2}} \Delta t; \\ V_{ПГА_2} = V_{ПГА_2} + k_{2ПГА_2} \sqrt{P_2 - P_{ПГА_2}} \Delta t. \end{cases} \quad (14)$$

Забор рабочей жидкости из магистрали низкого давления в плунжерную полость описывается следующими уравнениями:

если $P_2 < P_A$, то

$$V_2 = V_2 + k_{A2} \sqrt{P_A - P_2} \Delta t. \quad (15)$$

Далее, с учетом расхода Q_p рабочей жидкости из $ПГА_2$ и давления P_p выполняется расчет на каждом шаге интегрирования рекуперированной мощности N_p :

$$N_p(t) = Q_p P_p. \quad (16)$$

После этого, с учетом координат центра тяжести Π рассчитывалось значение мгновенного продольного ускорения Π :

$$a_{\Pi}(t) = \frac{d^2 x_{\Pi}(t)}{dt^2}. \quad (17)$$

В конце математического моделирования по известным моментам времени начала $t_{ну}$ и конца $t_{кы}$ усреднения, определялись значения рекуперированной мощности N_{pc} и продольного ускорения $a_{Пс}$, выступающие в качестве критериев оптимизации основных параметров РПГТСУ:

$$N_{pc} = \frac{1}{t_{кы} - t_{ну}} \int_{t_{ну}}^{t_{кы}} N_p(t) dt, \quad (18)$$

$$a_{Пс} = \frac{1}{t_{кы} - t_{ну}} \int_{t_{ну}}^{t_{кы}} a_{\Pi}(t) dt. \quad (19)$$

Для дальнейшего исследования эффективности РПГТСУ в разработанной математической модели, а также выполнения множества серий экспериментов разработана компьютерная программа, интерфейсные формы ввода задаваемых параметров и вывода исследуемых показателей которой, приведены на рисунках 6 и 7 соответственно.

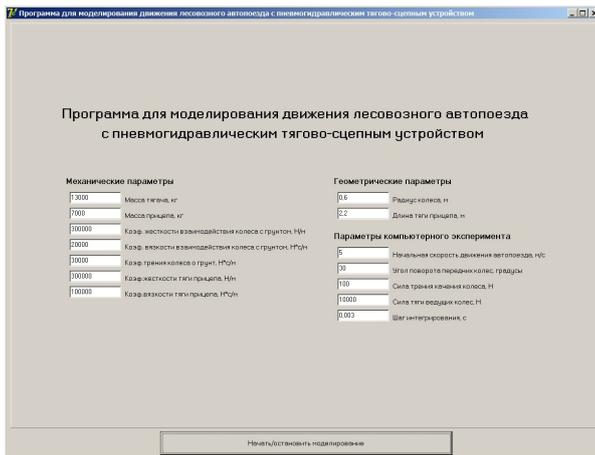


Рис. 6. Интерфейсная форма для ввода основных входных параметров исследуемой модели (собственные разработки)

Разработанная компьютерная программа позволяет при исследовании влияния колебаний на накапливаемую рекуперлируемую мощность в процессе движения ЛАП с РПГТСУ по модельной ЛД, изменять входные конструктивные, кинематические и геометрические параметры ЛАП с РПГТСУ.

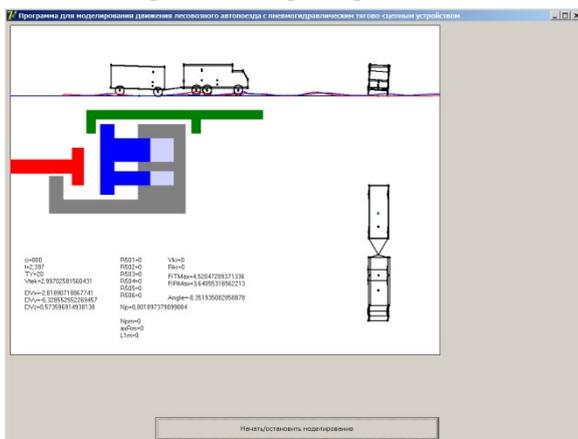


Рис. 7. Интерфейс вывода на экран результатов имитационного моделирования движения ЛАП, оснащенного РПГТСУ (собственные разработки)

При исследовании разработанной модели варьировали более 10 основных параметров модели, и контролировали эффективность системы рекуперации по двум выходным показателям (рис. 8).

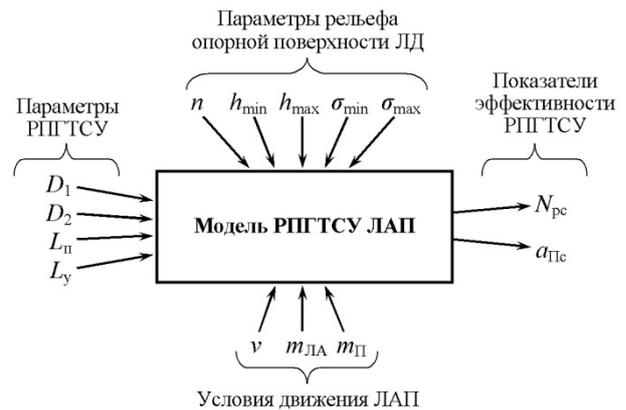


Рис. 8. Входные параметры и выходные показатели исследуемой модели (собственные разработки)

Основными изменяемыми входными конструктивными параметрами РПГТСУ являются D_1 – диаметр поршневой полости устройства, D_2 – диаметр плунжерной полости устройства, $L_{\text{п}}$ – максимально возможный ход поршня и плунжера в полостях, L_y – возможный ход тела T_1 устройства между ограничивающими упорами (функциональный люфт). В ходе компьютерного эксперимента также можно задавать такие условия движения ЛАП, как скорость v его движения и массы ЛА $m_{\text{ЛА}}$ и П $m_{\text{П}}$. Кроме этого, данная компьютерная программа позволяет задавать в ходе исследования следующие параметры модельной ЛД: n – количество неровностей, дефектов, препятствий, располагающихся на 1 км ее участка; h_{min} , h_{max} , σ_{min} , σ_{max} – минимальные и максимальные значения высот и длин препятствий, неровностей и дефектов, имеющих на ней. Основными выходными характеристиками исследуемой модели являются такие показатели эффективности РПГТСУ, как средние значения рекуперлируемой мощности $N_{\text{рс}}$ и продольного ускорения П $a_{\text{Пс}}$.

На основании возможностей разработанной компьютерной программы формулировка задачи оптимизации основных конструктивных параметров РПГТСУ примет следующий вид: значения диаметра плунжерной полости D_2 и хода плунжера $L_{\text{п}}$ РПГТСУ при движении ЛАП по ЛД должны обеспечивать максимальное значение рекуперлируемой мощности и минимальное значение среднего ускорения П. Аналитически эту задачу можно записать следующим образом.

$$\begin{cases} N_{pc}(D_2, L_n) \rightarrow \max; \\ a_{Пс}(D_2, L_n) \rightarrow \min. \end{cases} \quad (20)$$

В дальнейшем теоретическом исследовании установлено влияние основных конструктивных параметров РПГТСУ и условий движения ЛАП на показатели эффективности.

Результаты и обсуждение

Исследование показателей эффективности предлагаемого РПГТСУ ЛАП выполнялось путем анализа результатов экспериментов, проведенных в разработанной компьютерной программе. Перед выполнением в ходе исследования основных экспериментов, был проведен базовый компьютерный эксперимент, при котором задаваемые входные конструктивные параметры РПГТСУ, условия движения ЛАП и параметры рельефа опорной поверхности ЛД принимались приближенными к обычным условиям их эксплуатации. После этого в соответствии с планом эксперимента поочередно задавались исследуемые входные параметры РПГТСУ, условий эксплуатации ЛАП и параметры ЛД. Далее выполнялось сравнение и анализ влияния исследуемых входных параметров на полученные показатели эффективности РПГТСУ в ходе основных и базового экспериментов.

Перед проведением экспериментов в компьютерной программе выполнялась подготовка основных параметров модельной ЛД для всех колес ЛАП. Параметры ЛД соответствовали опорной поверхности с наличием на ней неровностей, дефектов, препятствий, подъемов, спусков и т.д. В процессе выполнения всех компьютерных экспериментов ЛАП двигался вдоль оси OX с заданной скоростью – 30 км/ч по модельной ЛД, при этом ЛА и П, сцепленные между собой РПГТСУ совершали относительно друг друга как поступательное, так и вращательное движение. Относительное перемещение функциональных тел РПГТСУ (рис. 9) приводило к накачиванию рабочей жидкостью ПГА.

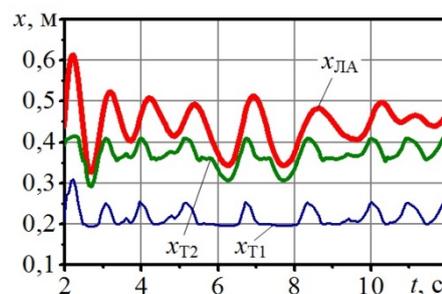


Рис. 9. Изменение во времени относительно П продольных координат ЛА $x_{ЛА}$ и функциональных тел РПГТСУ $x_{Г1}$, $x_{Г2}$ (собственные разработки)

Определение значений мгновенной рекуперированной мощности и ускорения П выполнялось в процессе компьютерного эксперимента на каждом шаге интегрирования. При проведении базового компьютерного эксперимента среднее значение рекуперированной мощности N_{pc} не превышало 4,8 кВт, а мгновенные значения рекуперированной мощности в разные промежутки времени изменялись, и достигали значения более 25 кВт. Среднее продольное ускорение П в базовом компьютерном эксперименте составило 0,94 м/с². Для усреднения средней рекуперированной мощности и среднего продольного ускорения ЛАП двигался по опорной поверхности лесовозной дороги 500 м.

От диаметр плунжерной полости РПГТСУ зависит не только интенсивность накачивания ПГА энергией рабочей жидкости, но и эффективность демпфирования возникающих продольных колебаний между ЛА и П. С целью изучения влияния диаметра плунжерной полости D_2 проведена серия из девяти компьютерных экспериментов, в которых параметр D_2 изменяли от 20 до 100 мм с шагом 10 мм.

При маленьком диаметре плунжерной полости (D_2 менее 30 мм), объем рабочей жидкости, перекачиваемой в ПГА при каждом колебании П относительно ЛА незначителен, поэтому рекуперированная мощность имеет низкое значение в пределах от 2 до 4 кВт (рис. 10, а). При этом малый диаметр плунжерной полости не позволяет достичь необходимого эффекта демпфирования, из-за чего велики амплитуда и резкость неблагоприятных колебаний П относительно ЛА, что отражается на увеличении значений среднего ускорения от 0,95 до 1,08 м/с² (рис. 10, б).

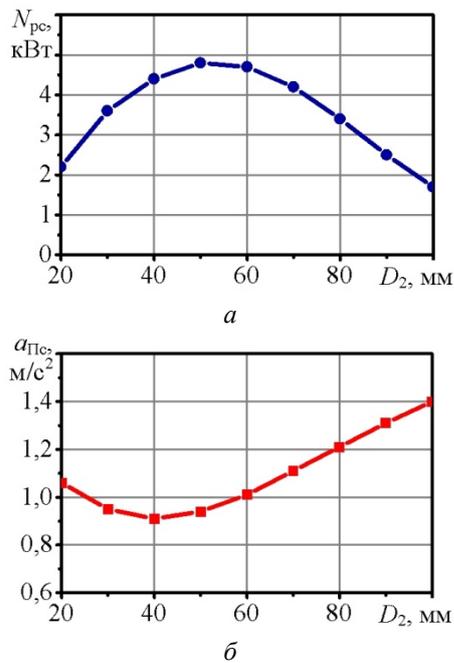


Рис. 10. Влияние диаметра плунжерной полости D_2 в РПГТСУ на средние значения рекуперированной мощности $N_{рс}$ (а) и продольного ускорения П $a_{Пс}$ (б) (собственные разработки)

При большом диаметре плунжерной полости (D_2 более 60 мм) РПГТСУ обеспечивает слишком эффективное гашение скорости относительного движения ЛА и П. Из-за этого ЛА и П оказываются жестко связаны между собой. Это приводит к тому, что уменьшается амплитуда движения плунжера в цилиндре, и, следовательно, уменьшается поток рабочей жидкости из плунжерной полости в ПГА. Рекуперированная мощность при этом изменяется от 1,5 до 4,1 кВт (рис. 10, а). Кроме того, из-за слишком жесткого РПГТСУ колебания П довольно резкие, что приводит к увеличению среднего ускорения П более чем на 1,1 м/с² (рис. 10, б).

Оптимальный диаметр плунжерной полости в РПГТСУ, при котором система рекуперации обеспечивает сбалансированное эффективное демпфирование составил 49 мм, а средние значения рекуперированной мощности – 4,7 кВт и продольного ускорения П – 0,93 м/с².

Повышая скорость движения ЛАП, оснащенного РПГТСУ, возрастает интенсивность функционирования устройства, увеличивается количество совершаемых им колебательных движений, и, следовательно, повышается рекуперированная мощность, но

наблюдается рост отрицательно действующего на ЛА продольного ускорения П. Для исследования зависимости влияния изменения скорости v движения ЛАП на показатели эффективности РПГТСУ с помощью разработанной компьютерной программы была проведена серия экспериментов, при выполнении которых скорость движения ЛАП варьировалась в интервале от 10 до 50 км/ч с шагом 10 км/ч. Моделирование позволило установить, что повышение скорости движения ЛАП сопровождается увеличением средней рекуперированной мощности по закону, близкому к квадратичному (рис. 11, а). При этом увеличение среднего продольного ускорения П осуществляется приблизительно по линейной зависимости (рис. 11, б).

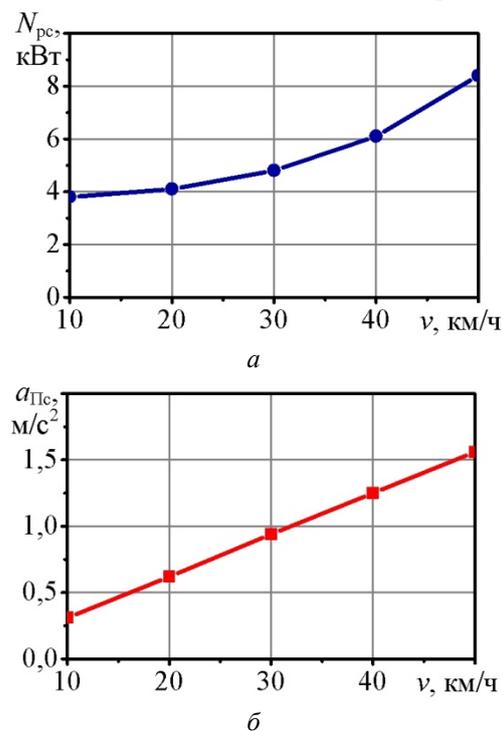


Рис. 11. Влияние скорости v движения ЛАП с РПГТСУ на средние значения рекуперированной мощности $N_{рс}$ (а) продольного ускорения П $a_{Пс}$ (б) (собственные разработки)

По причине того, что значение рекуперированной мощности увеличивается с большей интенсивностью по сравнению со средним значением продольного ускорения П, можно заключить, что для достижения максимального значения рекуперированной мощности необходимо двигаться по лесовозной дороге со скоростью в интервале от 30 до 50 км/ч. Несмотря на это, реальные значения максимальной

скорости будут сдерживаться допускаемыми вертикальными и продольными ускорениями, как ЛА, так и П. При ограничении в компьютерном эксперименте предельно допустимого значения среднего продольного ускорения до 1 м/с^2 , максимальное значение скорости движения ЛАП по модельной лесовозной дороге с заданными конструктивными параметрами составит 32 км/ч , а максимальное значение рекуперированной мощности – $5,0 \text{ кВт}$.

Выводы

Выполнен анализ результатов исследований отечественных и зарубежных ученых, который позволил предложить перспективную конструкцию РПГТСУ, одним из важных преимуществ которой, является сокращение расхода топлива ЛАП за счет накопления и полезного использования энергии рабочей жидкости.

Разработана математическая модель функционирования РПГТСУ ЛАП, позволяющая оценить возможность рекуперации энергии в различных режимах движения и изучить влияние параметров устройства на

его эффективность. Разработана «Программа для моделирования движения ЛАП, оснащенного РПГТСУ», позволяющая оценить на основе проведения компьютерных экспериментов эффективность предложенной конструкции РПГТСУ.

На основе компьютерного моделирования установлено, что РПГТСУ при движении ЛАП по лесовозной дороге позволяет рекуперировать мощность около $4,8 \text{ кВт}$ при продольном ускорении П относительно ЛА около $0,94 \text{ м/с}^2$.

Оптимальный диаметр плунжерной полости в РПГТСУ, при котором система рекуперации обеспечивает сбалансированное эффективное демпфирование составил 49 мм , а средние значения рекуперированной мощности – $4,7 \text{ кВт}$ и продольного ускорения П – $0,93 \text{ м/с}^2$.

Наиболее рациональная величина скорости движения ЛАП, оснащенного РПГТСУ, обеспечиваемая рекуперированную мощность в пределах 5 кВт при продольном ускорении прицепа до 1 м/с^2 находится в интервале от 30 до 32 км/ч .

Библиографический список

1. Посметьев, В. И. Результаты компьютерного моделирования рекуперативного тягово-сцепного устройства лесовозного автомобиля с прицепом / В. И. Посметьев, В. О. Никонов, В. В. Посметьев // Лесной журнал. – 2019, № 4. – С. 108-123. – Библиогр.: с. 108-123 (20 назв.). – DOI 10.17238/issn0536-1036.2019.4.108.
2. Никонов, В. О. Рекуперация гидравлической энергии в тягово-сцепном устройстве лесовозного автомобиля с прицепом / В. О. Никонов, В. И. Посметьев, К. А. Яковлев // Лесотехнический журнал. – 2018. – № 4. – С. 230-239. – Библиогр.: с. 230-239 (10 назв.). – DOI 10.12737/article_5c1a323b1d0433.96668845.
3. Никонов, В. О. Анализ конструктивных особенностей тягово-сцепных устройств грузовых автомобилей с прицепами / В. О. Никонов, В. И. Посметьев, Р. В. Журавлев // Воронежский научно-технический вестник. – 2018. – Т. 4, № 4 (26). – С. 13-24. – Библиогр.: с. 13-24 (17 назв.).
4. Посметьев, В. И. Анализ эффективности традиционных и перспективных конструкций сцепных устройств прицепов с транспортными средствами / В. И. Посметьев, В. О. Никонов, И. В. Сизьмин, А. В. Латынин // Воронежский научно-технический вестник. – 2020. – Т. 1, № 1 (31). – С. 58-86. – Библиогр.: с. 58-86 (44 назв.).
5. Matikainen V. Semi-automatic coupling of an agricultural tractor and a trailer / V. Matikainen, J. Backman, A. Visala // Proceedings of the 10th World Congress The International Federation of Automatic Control Cape Town, South Africa, August 24-29, 2014. – pp. 11583-11588. *Bibliogr.:* pp. 11588 (14 titles).
6. Vladut V. Verification of stress by fem analysis / mechanical testing of agricultural mobile aggregates coupling devices / V. Vladut, E. Maican, L. Apostol, N. Ungureanu, I. Dumitru, R. Oprescu // Inmateh – Agricultural Engineering, 2018, – Vol. 54, № 1. – pp. 39-46. *Bibliogr.:* pp. 45-46 (10 titles).
7. Gamaunov P. Increasing transverse stability of multi-purpose tractor-transport trains by the use of a traction-coupling device changing kinematic movement parameters / P. Gamaunov, A. Gamaunov, S. Istomin // ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences, 2019, Vol 13, № 8. – pp. 1612-1619. *Bibliogr.:* pp. 1618-1619 (20 titles).

8. Kersys A. Dynamics of loadings acting on coupling device of accelerating auto-train / A. Kersys, N. Kersiene // *Vibroengineering. Journal of Vibroengineering*, 2010, Vol. 12(3). – pp. 305-313. *Bibliogr.: pp. 313 (7 titles)*.
9. Stroganov Yu. N. Improving design safety of tractor-trailers by upgrading towing couples / Yu. N. Stroganov, O. Yu. Stroganova, O. G. Ognev // *IOP Conf. Series : Materials Science and Engineering* 632 (2019) 012028. – 10 p. *Bibliogr.: 10 p. (16 titles)*. – DOI 10.1088/1757-899X/632/1/012028.
10. Wieckowski D. Influence of the vertical load exerted by the trailer on the coupling device on towing vehicle is steer ability and stability / D. Wieckowski, T. Pusty, P. Jedrys // *IOP Conf. Series : Materials Science and Engineering* 148 (2016) 012031. – 10 p. *Bibliogr.: pp. 9-10 (8 titles)*. – DOI 10.1088/1757-899X/148/1/012031.
- 11 Григорьев, Ю. Д. Методы оптимального планирования эксперимента: линейные модели : учебное пособие / Ю. Д. Григорьев. – Санкт-Петербург : Лань, 2015. – 320 с. – *Библиогр.: с. 292-304*.
- 12 Косарев, Е. Л. Методы обработки экспериментальных данных : учебное пособие / Е. Л. Косарев. – 2-е изд. – Москва : ФИЗМАТЛИТ, 2008. – 208 с.
- 13 Бочкарев, С. В. Планирование и обработка результатов эксперимента : учебник / С. В. Бочкарев, Т. В. Васильева, А. Л. Галиновский, Д. А. Даденков, В. И. Колпаков, А. М. Костыгов. – Старый Оскол : ТНТ, 2020. – 508 с. – *Библиогр.: с. 506-507*.
- 14 Сидняев, Н. И. Теория планирования эксперимента и анализ статистических данных : учебное пособие для магистров / Н. И. Сидняев. – М. : Издательство Юрайт ; ИД Юрайт, 2012. – 399 с. – *Библиогр.: с. 396-398*.
- 15 Комлацкий, В. И. Планирование и организация научных исследований : учебное пособие / В. И. Комлацкий, С. В. Логинов, Г. В. Комлацкий. – Ростов-на-Дону : Феникс, 2014. – 208 с. – *Библиогр.: с. 202-207*.
- 16 Измаилов, А. Ф. Численные методы оптимизации : учебное пособие / А. Ф. Измаилов, М. В. Солодов. – М. : ФИЗМАТЛИТ, 2005. – 304 с. – *Библиогр.: с. 294-296*.
- 17 Моргунов, А. П. Планирование и анализ результатов эксперимента : учебное пособие / А. П. Моргунов, И. В. Ревина ; Минобрнауки России, Омские гос. техн. ун-т. – Омск : Издательство ОмГТУ, 2014. – 347 с. – *Библиогр.: с. 334-336*.
- 18 Советов, Б. Я. Моделирование систем : учеб. для вузов / Б. Я. Советов, С. А. Яковлев. – 3-е изд. перераб. и доп. – М. : Высш. шк., 2001. – 343 с. – *Библиогр.: с. 340-341*.
- 19 Гребенникова, И. В. Методы математической обработки экспериментальных данных : учебно-методическое пособие / И. В. Гребенникова. – Екатеринбург : Изд-во Урал. ун-та, 2015. – 124 с. – *Библиогр.: с. 117*.
- 20 Пантелеев, А. В. Методы оптимизации в примерах и задачах : учебное пособие / А. В. Пантелеев, Т. А. Летова. – 2-е изд., испр., – М. : Высш. шк., 2005. – 544 с. – *Библиогр.: с. 543-544*.

References

1. Posmetyev V. I., Nikonov V. O., Posmetyev V. V. *Rezultati kompyuternogo modelirovaniya rekuperativnogo tyagovo-scepnogo ustroystva lesovoznogo avtomobilya s pricepom* [Computer Simulation of the Recuperative Towing Coupler of a Forest Truck with a Trailer]. *Lesnoi jurnal* [Forest Journal]. – 2019, №. 4. – pp. 108-123 ; doi : 10.17238/issn0536-1036.2019.4.108. (In Russian).
2. Nikonov V. O., Posmetev V. I., Yakovlev K. A. *Rekuperaciya gidravlicheskoj energii v tyagovo_scepnom ustroystve lesovoznogo avtomobilya s pricepom* [Recovery of hydraulic energy in the towing hitch of a timber truck with a trailer]. *Lesotekhnicheskii jurnal* [Forestry Engineering Journal]. – 2018. – №. 4. – pp. 230-239 ; doi : 10.12737/article_5c1a323b1d0433.96668845. (In Russian).
3. Nikonov V. O., Posmetev V. I., Juravlev R. V. *Analiz konstruktivnih osobennostei tyagovo-scepnih ustroystv gruzovih avtomobilei s pricepami* [Analysis of the design features of the towing hitch devices of trucks with trailers].

Voronejskii nauchno-tehnicheskii vestnik [Voronezh Scientific and Technical Bulletin]. – 2018. – Т. 4, № 4 (26). – pp. 13-24. (In Russian).

4. Posmetev V. I., Nikonov V. O., Sizmin I. V., Latinin A. V. *Analiz effektivnosti tradicionnih i perspektivnih konstrukcii scepnih ustroystv pricepov s transportnimi sredstvami* [Analysis of the effectiveness of traditional and advanced designs of coupling devices for trailers with vehicles]. *Voronejskii nauchno-tehnicheskii vestnik* [Voronezh Scientific and Technical Bulletin]. – 2020. – Т. 1, № 1 (31). – pp. 58-86. (In Russian).

5. V. Matikainen, J. Backman, A. Visala Semi-automatic coupling of an agricultural tractor and a trailer, Proceedings of the 10th World Congress The International Federation of Automatic Control Cape Town, South Africa, August 24-29, 2014. pp. 11583-11588.

6. V. Vladut, E. Maican, L. Apostol, N. Ungureanu, I. Dumitru, R. Oprescu Verification of stress by fem analysis / mechanical testing of agricultural mobile aggregates coupling devices, *Inmateh – Agricultural Engineering*, 2018, Vol. 54, № 1. pp. 39-46.

7. P. Gamaunov, A. Gamaunov, S. Istomin Increasing transverse stability of multi-purpose tractor-transport trains by the use of a traction-coupling device changing kinematic movement parameters, *ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences*, 2019, Vol 13, № 8. pp. 1612-1619.

8. A. Kersys, N. Kersiene Dynamics of loadings acting on coupling device of accelerating auto-train, *Vibroengineering. Journal of Vibroengineering*, 2010, Vol. 12(3). pp. 305-313.

9. Yu. N. Stroganov, O. Yu. Stroganova, O. G. Ognev Improving design safety of tractor-trailers by upgrading towing couples, // *IOP Conf. Series : Materials Science and Engineering* 632 (2019) 012028. 10 p. ; doi : 10.1088/1757-899X/632/1/012028.

10. D. Wieckowski, T. Pusty, P. Jedrys Influence of the vertical load exerted by the trailer on the coupling device on towing vehicle is steer ability and stability, *IOP Conf. Series : Materials Science and Engineering* 148 (2016) 012031. 10 p. ; doi : Science and Engineering 148 (2016) 012031. – 10 p. ; doi : 10.1088/1757-899X/148/1/012031.

11 Grigorev Yu. D. *Metodi optimalnogo planirovaniya eksperimenta : lineinie modeli* [Optimal Experiment Design Methods : Linear Models]. Tutorial – St. Petersburg: Lan, 2015. – 320 p. (In Russian).

12 Kosarev E. L. *Metodi obrabotki eksperimentalnih danih* [Experimental data processing methods]. Tutorial – 2nd ed. – Moscow : FIZMATLIT, 2008. – 208 p. (In Russian).

13 Bochkarev S. V., Vasileva T. V., Galinovskii A. L., Dadenkov D. A., Kolpakov V. I., Kostigov A. M. *Planirovanie i obrabotka rezultatov eksperimenta* [Planning and processing of experiment results]. Textbook – Stary Oskol : TNT, 2020. – 508 p. (In Russian).

14 Sidnyaev N. I. *Teoriya planirovaniya eksperimenta i analiz statisticheskikh danih* [Experiment Design Theory and Statistical Analysis]. Study guide for masters – Yurayt Publishing House ; ID Yurayt, 2012. – 399 p. (In Russian).

15 Komlackii V. I., Loginov S. V., Komlackii G. V. *Planirovanie i organizaciya nauchnih issledovaniy* [Research planning and organization]. Tutorial – Rostov-on-Don : Phoenix, 2014. – 208 p. (In Russian).

16 Izmailov A. F., Solodov M. V. *Chislennie metody optimizacii* [Numerical optimization methods]. Tutorial – M. : FIZMATLIT, 2005. – 304 p. (In Russian).

17 Morgunov A. P., Revina I. V. *Planirovanie i analiz rezultatov eksperimenta* [Planning and analysis of experimental results]. Tutorial – Ministry of Education and Science of Russia, Omsk State tech. un-t. – Omsk : Publishing house OmSTU, 2014. – 347 p. (In Russian).

18 Sovetov B. Ya., Yakovlev S. A. *Modelirovanie system* [Modeling systems]. Study for universities – 3rd ed. revised and add. – M. : Higher. shk., 2001. – 343 p. (In Russian).

19 Grebennikova I. V. *Metodi matematicheskoi obrabotki eksperimentalnih danih* [Methods for mathematical processing of experimental data]. Teaching aid – Yekaterinburg : Ural Publishing House. University, 2015. – 124 p. (In Russian).

20 Panteleev A. V., Letova T. A. *Metodi optimizacii v primerah i zadachah* [Optimization methods in examples and problems]. Tutorial – 2nd ed., Rev., – М. : Vyssh. shk., 2005. – 544 p. (In Russian).

Сведения об авторах

Посметьев Валерий Иванович – доктор технических наук, профессор, профессор кафедры производства, ремонта и эксплуатации машин ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова», г. Воронеж, Российская Федерация; e-mail: posmetyev@mail.ru.

Никонов Вадим Олегович – кандидат технических наук, доцент кафедры производства, ремонта и эксплуатации машин ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова», г. Воронеж, Российская Федерация; e-mail: 8888nike8888@mail.ru.

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

Сизьмин Игорь Валерьевич – аспирант кафедры производства, ремонта и эксплуатации машин ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова», г. Воронеж, Российская Федерация; e-mail: igorsizmin96@gmail.com.

Information about authors

Posmetyev Valery Ivanovich – DSc (Engineering), Professor of the Department of Production, Repair and Operation of Cars, FSBEI HE "Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov", Voronezh, Russian Federation; e-mail: posmetyev@mail.ru.

Nikonov Vadim Olegovich – PhD (Engineering), Associate Professor of the Department of Production, Repair and Operation of Cars, FSBEI HE "Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov", Voronezh, Russian Federation; e-mail: 8888nike8888@mail.ru.

Posmetyev Viktor Valeryevich – PhD (Physics and Mathematics), Associate Professor, Associate Professor of the Department of Mechanization of Forestry and Machine Design, FSBEI HE "Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov", Voronezh, Russian Federation; e-mail: victorvpo@mail.ru.

Sizmin Igor Valeryevich – the post-graduate student of the Department of Production, Repair and Operation of Cars, FSBEI HE "Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov", Voronezh, Russian Federation; e-mail: igorsizmin96@gmail.com.