

ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ГИДРОПНЕВМАТИЧЕСКОЙ ПОДВЕСКИ ЛЕСОВОЗНОГО АВТОМОБИЛЯ ПО РЕЗУЛЬТАТАМ ИМИТАЦИОННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

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

доктор технических наук, профессор **М.В. Драпалюк**

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

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

аспирант **А.В. Авдюхин**

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

Обоснована актуальность повышения эффективности вывозки лесоматериалов лесовозным автомобильным транспортом путем разработки перспективной схемы гидропневматической подвески. Приведена схема предлагаемой подвески модульной конструкции и лесовозного автомобиля, оснащенного подвесками такого типа, а также представлены результаты его имитационного моделирования. Для оценки использования в лесовозном автомобиле таких гидропневматических подвесок разработана математическая модель движения шестиколесного лесовозного автомобиля в трехмерном пространстве. Приведена расчетная схема для построения динамической модели лесовозного автомобиля. Описана последовательность численного интегрирования на каждом шаге по времени, включающая в себя семь многократно повторяющихся в процессе компьютерного эксперимента этапов. Разработана компьютерная программа, позволяющая исследовать согласованную работу гидропневматических подвесок и влияние их параметров на плавность хода лесовозного автомобиля. Проведены компьютерные эксперименты по преодолению лесовозным автомобилем с различной скоростью заданных параметров неровностей и препятствий на лесовозной дороге. Получены зависимости от времени объема пневматической полости гидропневматической подвески, давления и температуры газа в ней. Выявлено влияние средней высоты неровностей, количества препятствий на единицу длины, скорости движения лесовозного автомобиля на максимальное вертикальное ускорение лесовозного автомобиля, максимальные давление и перепад температур в пневматической полости исследуемой подвески.

Ключевые слова: лесовозный автомобиль, гидропневматическая подвеска, модульная конструкция, математическая модель, результаты имитационного моделирования, компьютерная программа, повышение эффективности

EFFICIENCY ESTIMATION OF HYDRO-PNEUMATIC SUSPENSION OF A TIMBER TRUCK ACCORDING TO THE RESULTS OF SIMULATION MODELLING

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

DSc (Engineering), Professor **M.V. Drapalyuk**

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

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

post-graduate student **A.V. Avdyukhin**

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

Abstract

The relevance of increasing the efficiency of timber transportation by forest transport vehicles through development of a promising hydropneumatic suspension scheme has been substantiated. A diagram of the proposed modular design suspension and logging vehicle equipped with this type of suspension has been presented. The results of its simulation have been also showed. A mathematical model of the movement of a six-wheeled timber truck in three-dimensional space has been developed to evaluate the use of such hydropneumatic suspensions in a forest car. The design scheme for constructing a timber truck dynamic model has been presented. The sequence of numerical integration at each time step has been described. It includes seven stages, repeated many times during the computer experiment. A computer program has been developed. It enables to investigate the coordinated operation of hydropneumatic suspensions and the influence of their parameters on the smooth running of a timber truck. Computer experiments have been carried out to overcome bumps and obstacles with given parameters at different speeds. The time dependences of the volume of the pneumatic cavity of the hydropneumatic suspension, pressure and gas temperature in it have been obtained. The influence of the average height of irregularities, the number of obstacles per unit length, the speed of timber truck on the maximum vertical acceleration of timber truck, the maximum pressure and temperature difference in the pneumatic cavity of the suspension under study has been revealed.

Keywords: timber truck, hydropneumatic suspension, modular design, mathematical model, simulation results, computer program, increasing efficiency

Введение

В России, занимающей первое место в мире по площади лесов, произрастает около 1/5 части всех лесов планеты. При этом запасы древесины в нашей стране одни из самых больших в мире, и более того, лес ежегодно прирастает, его объемы увеличиваются. Уже сейчас лесная промышленность РФ не в состоянии освоить в полной мере имеющиеся лесные ресурсы, следствием этого является то, что почти половина от общего запаса древесины в РФ – спелый лес, который подлежит вырубке и переработке. Также причиной недостаточного освоения лесных ресурсов является состояние предприятий лесозаготовительной отрасли, среди которых около половины находятся либо на грани убыточности, либо являются убыточными и не располагают необходимыми мощностями для развития.

Являясь неотъемлемой частью лесозаготовительных операций, вывозка лесоматериалов лесовозным автомобильным транспортом обеспечивает связь между заготовкой леса и потребителями. Данная операция имеет огромное экономическое значение, доля затрат на нее в себестоимости круглых лесоматериалов составляет около 47 % [1].

Значительное влияние на эффективность вывозки лесоматериалов оказывают конструктивные особенности лесовозных автомобилей, среди которых необходимо выделить степень конструктивного совершенства подвески, являющейся основным устройством, обеспечивающим защиту лесовозного автомобиля от динамических воздействий, вызванных неровностями лесовозной дороги. Повышение эксплуатационных свойств подвески играет особенно важную роль для лесовозных автомобилей, используемых в лесозаготовительном комплексе страны. Правильное определение параметров под-

рессоривания и выбор конструктивной схемы гидропневматической подвески лесовозного автомобиля позволит снизить прямые и косвенные затраты, связанные с перевозкой лесоматериалов [2].

В статье Demyanov D.N. и др. (2019) приводится существующая проблема управления элементами гидропневматической подвески автомобиля с колесной формулой 8×8 . Для ее решения разработаны алгоритмы управления гидропневматической подвеской, реализованные в среде Simulink. Выполненная проверка алгоритмов показала правильность их работы в соответствии с предъявляемыми требованиями, обеспечивающими равномерное движение автомобиля по неровностям дороги [3].

В работе Jiang Yi (2018) представлена модель опрокидывания транспортного средства, учитывающая угол наклона дороги, стратегию рулевого управления и характеристики гидропневматической подвески. Для оптимизации модели опрокидывания транспортного средства в реальном времени и прогнозирования угла наклона дороги использовалась трехслойная нейронная сеть. Полученные результаты показывают, что численный расчет оптимизированной модели опрокидывания хорошо согласуется с натурными испытаниями автомобиля [4].

Konieczny L. и др. (2016) в своих исследованиях приводят результаты выполненного анализа конструктивных схем и материалов, применяемых в газовых пружинах гидропневматических подвесок. Выявлены фундаментальные соотношения, характеризующие параметры газовой пружины с постоянной газовой массой, а также описаны материалы, применяемые для изготовления выбранных элементов газовой пружины [5].

В материалах статьи Feng J.Z. и др. (2015) описана новая иерархическая стратегия управления активными гидропневматическими системами подвесок транспортных средств. Результаты использования этой стратегии показывают, что система активной гидропневматической подвески, разработанная в этом исследовании, значительно улучшает характеристики комфорта вождения транспортных средств [6].

Исследование Dabrowska A. и др. (2015) направлено на изучение эффективности гидропневматической подвески в условиях телеуправляемых беспилотных испытаний наземных транспортных средств, характеризуемых наличием большого ко-

личества препятствий на пересеченной местности. Выявлены трудности при формировании характеристик таких систем, заключающиеся в отсутствии четких руководящих документов в доступных литературных источниках для телеуправляемых беспилотных транспортных средств [7].

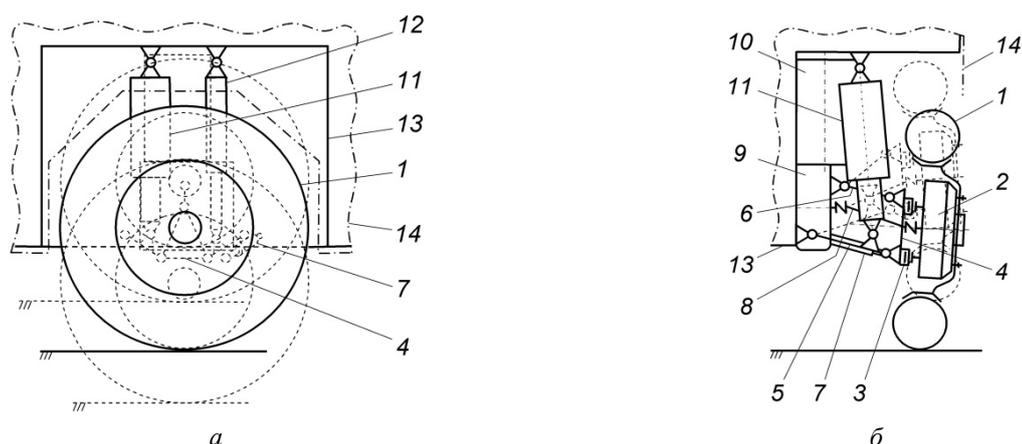
Sujatha C. и Tejesu P. (2002) провели исследование вертикальной динамической реакции двух грузовых автомобилей в различных нагрузочных, скоростных и дорожных условиях, причем первый грузовой автомобиль был оснащен рессорными подвесками, а второй – гидропневматическими. Выявлено, что для грузовиков, превышающих $2/3$ от полной нагрузки, гидропневматическая подвеска дает лучшее качество движения, чем рессорная, в то время как последняя дает более высокие результаты без нагрузки [8].

Проведенный анализ работ позволил установить, что в настоящее время все еще не разработаны конструкции гидропневматических подвесок, обеспечивающих: полный ход подвески на более чем 250 мм при сохранении высокой скорости движения в условиях лесовозных дорог; низкое положение грузовой платформы; возможности полезного использования подкузовного и межколесного пространства лесовозного автомобиля. Для устранения перечисленных недостатков авторами была разработана и предложена перспективная схема модульной гидропневматической подвески (рис. 1, а, б) [2].

Материалы и методы

Для оценки оснащения лесовозного автомобиля предлагаемой гидропневматической подвеской модульной конструкции необходимо выполнить предварительное исследование с целью выяснить: будет ли обеспечиваться согласованная работа гидропневматических подвесок колес при движении по существенно неровной опорной поверхности и будут ли достаточно оптимальными при этом параметры плавности хода. Для проведения данного исследования разработана математическая модель движения шестиколесного лесовозного автомобиля в трехмерном пространстве. Моделирование основано в целом на методах классической механики [9–12].

В рамках модели лесовозный автомобиль представлен как движущееся в трехмерном пространстве абсолютно твердое тело, взаимодействующее с опорной поверхностью в шести точках (количество колес) (рис. 2).



1 – колесо; 2 – ступица с тормозным барабаном; 3 – шкворень; 4 – стойка; 5 – нижний рычаг; 6 – верхний рычаг; 7 – гидроцилиндр рулевого управления; 8 – карданный вал; 9 – редуктор; 10 – гидродвигатель; 11 – пневмогидроцилиндр; 12 – амортизатор; 13 – рама; 14 – панель облицовочная

Рис. 1. Схема модульной гидропневматической подвески (а, б)
(собственные разработки)

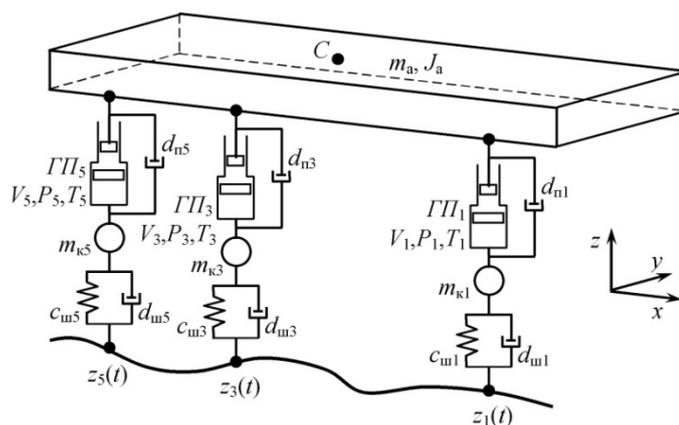


Рис. 2. Расчетная схема для построения динамической модели лесовозного автомобиля
(условно показаны только колеса левого борта)
(собственные разработки)

Лесовозный автомобиль характеризуется массой m_a и моментом инерции J_a , который рассчитывается для текущего момента времени относительно мгновенной оси вращения тела. Положение лесовозного автомобиля в пространстве характеризуется декартовыми координатами его центра тяжести (x_a, y_a, z_a) , а также углами отклонения локальной системы координат от неподвижной базовой $(\varphi_{xa}, \varphi_{ya}, \varphi_{za})$. Движение лесовозного автомобиля в модели описывается системой дифференциальных уравнений, составленной на базе основных законов динамики поступательного и вращательного движения:

$$\begin{cases} m_a \frac{d^2 x_a}{dt^2} = \sum_{i=1}^6 F_{ni}^x; \\ m_a \frac{d^2 y_a}{dt^2} = \sum_{i=1}^6 F_{ni}^y; \\ m_a \frac{d^2 z_a}{dt^2} = -m_a \cdot g + \sum_{i=1}^6 F_{ni}^z; \\ J_{ax} \frac{d^2 \varphi_{xa}}{dt^2} = \sum_{i=1}^6 M^x(F_{ni}); \\ J_{ay} \frac{d^2 \varphi_{ya}}{dt^2} = \sum_{i=1}^6 M^y(F_{ni}); \\ J_{az} \frac{d^2 \varphi_{za}}{dt^2} = \sum_{i=1}^6 M^z(F_{ni}), \end{cases} \quad (1)$$

где t – время; F_{ni} – силы, действующие на корпус от подвески i -го колеса; M^k – моменты рассматриваемых сил относительно декартовой оси k .

В рамках модели материальные точки, представляющие колеса, могут двигаться по вертикали вдоль оси OZ . Их координаты обозначаются далее z_{ki} , где i – номер колеса ($i = 1 \dots 6$). Для задания взаимодействия между колесом и опорной поверхностью использовали упрощенную – упруго-вязкую – модель шины, характеризующейся коэффициентами жесткости и демпфирования. Дифференциальное уравнение, описывающее движение i -го колеса, можно записать следующим образом:

$$m_{ki} \frac{d^2 z_{ki}}{dt^2} = -F_{ГПН} - c_i(z_i(x_i, y_i) + R_K - z_{0i}) - d_{ui} \left(\frac{dz_i(x_i, y_i)}{dt} - \frac{dz_{ki}}{dt} \right), \quad (2)$$

где m_{ki} – масса i -го колеса; $z_i(x, y)$ – вертикальная координата опорной поверхности под i -м колесом, равная координате нижней точки колеса; z_{0i} – вертикальная координата точки крепления колеса к корпусу; R_K – радиус колеса; c_{ui} , d_{ui} – коэффициенты жесткости и демпфирования упруго-вязкого взаимодействия колеса с опорной поверхностью через шину.

В модели также рассматриваются горизонтальные составляющие сил сцепления с покрытием дороги. Действуя в комплексе, вертикальные и горизонтальные составляющие силы и приводят к перемещению модельного лесовозного автомобиля в трехмерном пространстве.

Координаты точек контакта колес с опорной поверхностью z_i изменяются с течением времени, то есть являются функцией $z_i(t)$ или функцией двух переменных $z_i(x_i, y_i)$, рассматривая координаты точки контакта как функции времени $x_i(t)$ и $y_i(t)$.

Между центром масс колеса (z_{ki}) и точкой крепления к корпусу (z_{ai}) действуют силы со стороны гидропневматической подвески, зависящие от расстояния $z_{ai} - z_{ki}$ между указанными точками, от времени t и производной по времени от этого расстояния $d(z_{ai} - z_{ki})/dt$. Подключенный параллельно гидропневматической подвеске амортизатор, эффект от использования которого проверяется в данной статье, представляется в модели условным демпфером (коэффициент демпфирования d_{ni}). Сила F_{ni} , возникающая на гидропневматической подвеске с параллельно подключенным амортизатором (демпфером), рассчитывается по формуле

$$F_{ni} = P_i S_i - d_{ni} \left(\frac{dz_{ai}}{dt} - \frac{dz_{ki}}{dt} \right), \quad (3)$$

где P_i – давление в пневматической полости гидропневматической подвески, S_i – площадь поршня пневматической полости гидропневматической подвески; d_{ni} – коэффициент демпфирования амортизатора подвески.

Для решения системы дифференциальных уравнений второго порядка, лежащей в основе математической модели, используется численный метод Рунге-Кутты второго порядка. 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 F , действующие на тела, то есть правые части дифференциальных уравнений. После этого по известным координатам и скоростям движения тел на текущем шаге интегрирования рассчитываются координаты и скорости тел на следующем шаге интегрирования. Например, для декартовой составляющей x численное интегрирование движения условного тела в рамках рассматриваемого метода производится по формулам

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

где x_{τ} и $v_{x\tau}$ – координата и скорость движения тела массой m вдоль декартова направления x на предыдущем шаге интегрирования по времени τ ; x_{τ} и $v_{x\tau}$ – то же на последующем шаге интегрирования по времени $\tau + 1$. Таким же образом численное интегрирование производится для остальных декартовых составляющих y и z .

По мере пересчета предыдущих координат и скоростей в последующие получаются таблично заданные функции от времени координат и углов наклона корпуса лесовозного автомобиля, а также вертикальные координаты центров масс колес. Эти функции анализируются далее для оценки плавности хода лесовозного автомобиля.

В процессе эксплуатации гидропневматической подвески меняются в широких диапазонах давление и температура газа в пневматической полости. В данной статье не рассматривается гидравлическая подсистема, так как пневматическая подсистема ока-

зывает существенно более значимое влияние на работу подвески. Гидравлическую подсистему целесообразно учитывать совместно с системой управления перетеканием рабочей жидкости между подвесками различных колес при движении лесовозного автомобиля по существенно неровной поверхности.

Уравнения изменения состояния газа решаются тем же численным методом Рунге-Кутты, что и уравнения движения корпуса и колес, изложенные выше. Математическое описание состояния газа приведено ниже в конечных разностях для непосредственной интеграции с моделью механической подсистемы.

В начальный момент времени $t = 0$ (в численной схеме этому соответствует номер шага интегрирования по времени $\tau_0 = 0$) давление воздуха в пневматических полостях подвески задается равным определенному рабочему давлению P_p , а температура – равной температуре окружающей среды T_0 .

$$P_i^0 = P_p; \quad (5)$$

$$T_i^0 = T_0. \quad (6)$$

Начальное количество вещества (воздуха) v_i^0 в полости i -й гидропневматической подвески рассчитывается, исходя из уравнения состояния идеального газа:

$$v_i^0 = \frac{P_i^0 V_i^0}{R T_i^0}, \quad (7)$$

где V_i^0 – начальный (максимальный) объем пневматической полости; R – универсальная газовая постоянная.

С началом численного интегрирования на каждом шаге по времени τ_i проводится следующая последовательность действий:

1) определяется текущее положение поршня в пневматической полости x_{Pi} исходя из результатов моделирования механической подсистемы;

2) по известному положению поршня $x_{Pi}(t)$ (в разностной схеме используется обозначение x_{Pi}^τ) рассчитывается текущий объем пневматической полости V_i^τ :

$$V_i^\tau = x_{Pi}^\tau \pi \frac{D_{Pi}}{4}, \quad (8)$$

где D_{Pi} – диаметр пневматической полости цилиндрической формы;

3) изменение объема газа в пневматической полости вызывает изменение температуры, которое

рассчитывается в адиабатическом приближении для воздуха:

$$T_i^\tau = T_i^{\tau-1} \left(\frac{V_i^\tau}{V_i^{\tau-1}} \right)^{\frac{7}{5}}, \quad (9)$$

где индексы $\tau-1$ и τ означают предыдущий и текущий шаги интегрирования по времени.

4) в результате теплообмена газа с окружающей средой через стенки, поршень и заднюю стенку пневмоцилиндра происходит изменение температуры газа. Расчет изменения температуры производится по закону Ньютона-Рихмана:

$$T_i^\tau = T_i^{\tau-1} - \alpha_i (T_i^{\tau-1} - T_0) \Delta t, \quad (10)$$

где α_i – коэффициент теплоотдачи, зависящий от площади контакта пневмоцилиндра с окружающей средой и характера теплоизоляции стенок; Δt – шаг численного интегрирования по времени (в последующих расчетах принимался равным 0,002 с). В данной формуле равенство имеет смысл присваивания той же переменной T_i^τ ;

5) по текущим значениям объема и температуры рассчитывается текущее давление в пневматической полости на основе уравнения состояния идеального газа:

$$P_i^\tau = v_i R \frac{T_i^\tau}{V_i^\tau}; \quad (11)$$

6) превышение давления газа в пневматической полости над атмосферным давлением P_A приводит к утечке газа из полости. Для расчета используется следующая формула:

$$v_i^\tau = v_i^{\tau-1} - d_{iA} \sqrt{P_i^\tau - P_A}, \quad (12)$$

где d_{iA} – коэффициент дросселирования, размерность которого приведена к отношению количества вещества к давлению;

7) изменение количества вещества в результате утечки порции воздуха из пневматической полости приводит к изменению температуры газа:

$$T_i^\tau = T_i^{\tau-1} + (T_0 - T_i^{\tau-1}) \frac{v_i^\tau - v_i^{\tau-1}}{v_i^{\tau-1}}. \quad (13)$$

Далее перечисленные семь этапов многократно повторяются в процессе компьютерного эксперимента. На каждой итерации давление газа в пневматической полости $P_i(\tau)$ позволяет рассчитать силу, действующую между колесом и рамой лесовозного автомобиля.

Для исследования колебаний лесовозного автомобиля с гидропневматической подвеской необходимо задать функцию рельефа поверхности $z(x)$ для колес левого и правого бортов, где x – горизонтальная координата.

В рамках данной статьи изучено движение автомобиля по случайной неровной опорной поверхности, соответствующей грунтовой подъездной лесовозной дороге.

Ровность рельефа лесовозной дороги оказывает значительное влияние на технико-эксплуатационные показатели лесовозного автомобиля. Предельно-допустимыми значениями ровности покрытия лесовозной дороги, удовлетворяющими условиям эксплуатации лесовозных автомобилей, являются значения ровности для низших типов покрытий лесовозных дорог – 510 см/км и для переходных – 340 см/км [13].

Наиболее естественным с точки зрения физики и геометрии аналитическим представлением функции поверхности является суперпозиция большого количества гауссовых пиков

$$z(t) = \sum_{i=1}^{N_n} H_i \exp\left(-\frac{(v \cdot t - x_i)^2}{2\sigma_i^2}\right), \quad (14)$$

где N_n – количество неровностей гауссовой формы на контрольном участке заданной длины L_k ; H_i – высота i -й неровности; x_i – координата центра i -й неровности; σ_i – характерная ширина i -й неровности (имеет смысл среднеквадратичного отклонения).

Для лесовозной грунтовой дороги можно задать линейную плотность неровностей $\lambda = N_n / L_k$, а также функции распределения случайных геометрических параметров неровностей. Данные параметры обычно приведены в таблицах основных геометрических параметров и функций распределения высот неровностей и протяженностей прямолинейных участков. Примеры сгенерированных поверхностей с неровностями различных параметров представлены на рис. 3.

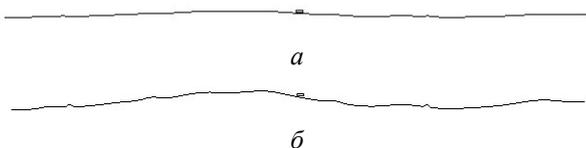


Рис. 3. Рельеф поверхности при различной средней высоте неровностей H_p : $a - H_p = 1$ м; $b - H_p = 3$ м. Прямоугольником отмечено пятно контакта шины с опорной поверхностью дороги

Для анализа эффективности работы гидропневматической подвески в ходе компьютерного эксперимента рассчитывались следующие показатели. Максимальное вертикальное ускорение a_{zm} центра тяжести лесовозного автомобиля рассчитывалось по формуле

$$a_{zm} = \max_{t_n < t < t_{кэ}} \frac{d^2 z_a(t)}{dt^2}, \quad (15)$$

где z_a – вертикальная координата центра тяжести лесовозного автомобиля; t_n – момент времени начала наблюдений, принятый равным 2 с (не совпадает с моментом времени начала компьютерного эксперимента, так как в первые моменты времени механическая система приходит в состояние равновесия); $t_{кэ}$ – длительность компьютерного эксперимента.

Максимальное давление газа в пневматической полости P_m рассчитывалось по формуле

$$P_m = \max_{i=1..6} P_i(t). \quad (16)$$

Максимальный перепад температур газа в пневматической полости ΔT_m определялся следующим образом:

$$\Delta T_m = \max_{i=1..6} \left(\max_{t_n < t < t_{кэ}} T_i(t) - \min_{t_n < t < t_{кэ}} T_i(t) \right). \quad (17)$$

Предложенный математический аппарат позволил составить компьютерную программу «Программа для моделирования движения лесовозного автомобиля с гидропневматической подвеской» на языке Object Pascal в среде программирования Borland Delphi 7. Программа предназначена для моделирования движения шестиколесного лесовозного автомобиля с гидропневматической подвеской по случайной неровной опорной поверхности с заданными статистическими параметрами неровностей, соответствующей подъездной грунтовой лесовозной дороге.

В процессе моделирования движения автомобиля программа выводит на экран схематичное изображение автомобиля, опорной поверхности, состояния каждой подвески, графики временных зависимостей объема, давления и температуры в выбранной подвеске (рис. 4).

Программа позволяет исследовать согласованную работу гидропневматических подвесок и влияние параметров подвески на плавность хода лесовозного автомобиля, которая применима для лесовозных автомобилей различных типов и опор-

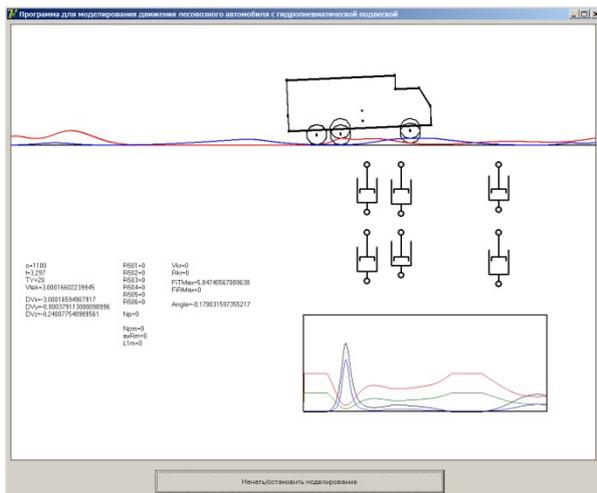


Рис. 4. Схематичное изображение двухмассовой упругой системы, графиков вертикальной координаты центра колеса и корпуса автомобиля, выводимое на экран в процессе работы программы (собственные разработки)

ных поверхностей с широким диапазоном статистических параметров.

Разработанная модель позволила изучить работу гидропневматической подвески в различных режимах движения лесовозного автомобиля и оценить влияние эксплуатационных параметров автомобиля на плавность его хода и предельные давление и температуру воздуха в пневматической полости подвески.

Взаимосвязь изучаемых параметров математической модели представлена на рис. 5.



Рис. 5. Основные параметры модели лесовозного автомобиля с гидропневматической подвеской и рассчитываемые показатели эффективности (собственные разработки)

Переменные, относящиеся к разработанной модели, можно разделить на группы: две группы

входных переменных и одну группу выходных переменных (показателей эффективности).

К первой группе входных переменных относятся параметры грунтовой дороги: H_n – максимальная высота неровностей гауссовой формы; λ_n – линейная плотность расположения неровностей (количество неровностей на единицу длины).

Вторая группа переменных связана с условиями эксплуатации лесовозного автомобиля: v – горизонтальная скорость движения лесовозного автомобиля; $m_{ла}$ – масса автомобиля (в рамках модели – суммарная масса с учетом шасси и колес).

Эффективность гидропневматической подвески оценивается следующими показателями: a_{zm} – максимальное вертикальное ускорение центра тяжести лесовозного автомобиля в ходе компьютерного эксперимента; P_m – максимальное давление газа в пневматической полости подвески; ΔT_m – максимальный перепад температуры в пневматической полости подвески. В ходе дальнейшего теоретического исследования на основе компьютерных экспериментов проверяется влияние входных переменных на показатели эффективности гидропневматической подвески.

Результаты и обсуждение

Для первичной оценки работоспособности модели и проверки ее физической адекватности проведен компьютерный эксперимент по последовательному преодолению со скоростью 10 км/ч лесовозным автомобилем двух заданных неровностей: впадины и выпуклости, описываемых одинаковыми гауссовыми функциями, но с противоположными знаками. Высота выпуклости и глубина впадины составляли 0,4 м; расстояние между центрами неровностей составляло 5 м (рис. 6). Неровности задавали для колес только правого борта, при этом как один из возможных случаев колеса левого борта двигались по ровной горизонтальной опорной поверхности.

В нулевой момент времени модельный лесовозный автомобиль располагался над опорной поверхностью (рис. 6, а). В начале компьютерного эксперимента автомобиль двигался вниз под действием сил тяжести, приходил в контакт с опорной поверхностью, и таким образом постепенно формировалось состояние устойчивого равновесия (рис. 6, б). По мере преодоления автомобилем неровностей колеса копили рельеф поверхности, находясь в постоянном

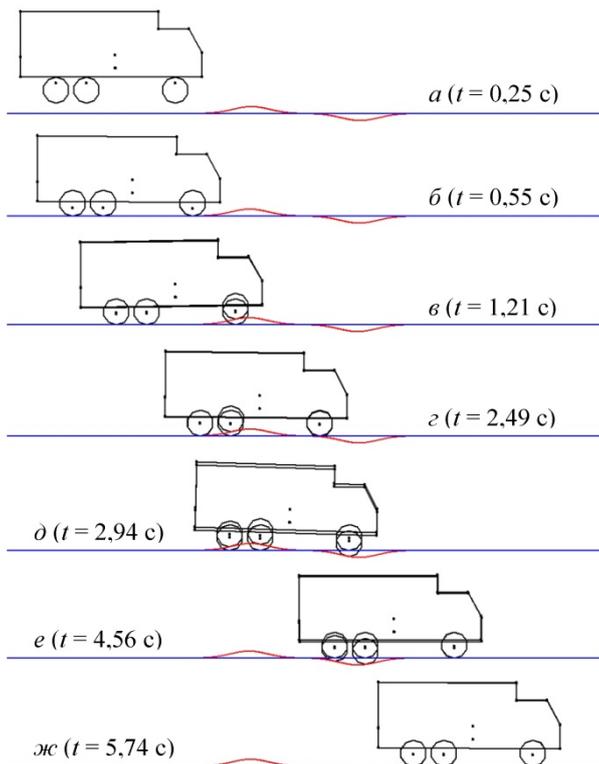


Рис. 6. Преодоление лесовозным автомобилем с гидропневматической подвеской выступа и впадины в базовом компьютерном эксперименте (собственные разработки)

контакте с поверхностью (рис. 6, *в ... е*). При преодолении выпуклости (рис. 6, *в*) и впадины (рис. 6, *д*) в передней правой гидропневматической подвеске сначала происходило уменьшение объема пневматической полости (в момент времени около 1,2 с), затем увеличение объема (в момент времени около 3 с) (рис. 7, *а*). Это, в свою очередь, вызывало сначала повышение давления и температуры, а затем снижение давления и температуры (рис. 7, *б, в*). После преодоления неровностей автомобиль постепенно приходил в состояние равновесия (рис. 6, *ж*), и термодинамические показатели газа постепенно стабилизировались (рис. 7, $t > 6$ с).

Несмотря на то что автомобиль преодолевал существенные неровности (амплитудой 0,4 м), это вызвало сравнительно небольшое увеличение давления (до 2,5 атм.) и приемлемые колебания температуры (от 0 до 520 °С). Таким образом, гидропневматическая подвеска не требует каких-то специальных конструктивных решений и специфических материалов по сравнению с широко применяемыми элементами пневмосистем.

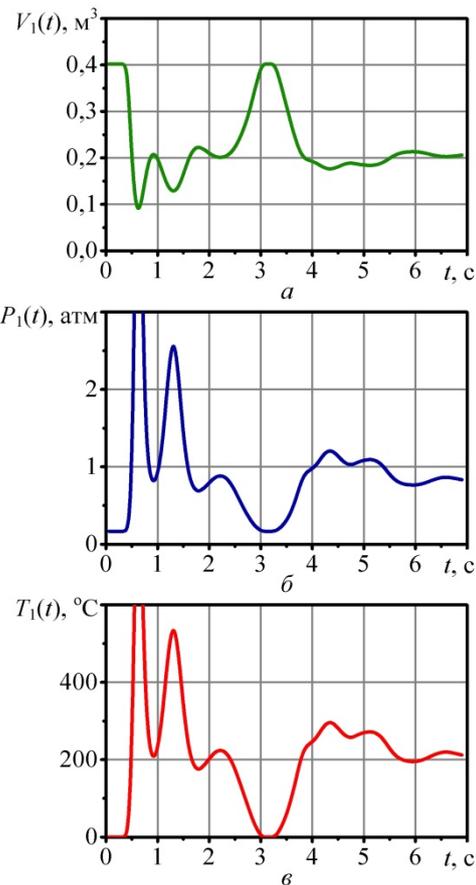


Рис. 7. Зависимости от времени объема (*а*) пневматической полости подвески переднего левого колеса, давления (*б*) и температуры (*в*) газа в ней (собственные разработки)

Высота неровностей грунтовой дороги является одним из наиболее важных факторов, определяющих интенсивность работы подвески. С целью изучения влияния высоты неровностей H_n на эффективность гидропневматической подвески проведена серия компьютерных экспериментов, в которой H_n изменяли от 0 до 1,0 м с шагом 0,2 м. Автомобиль двигался со скоростью 10 м/с.

При сравнительно низкой высоте неровностей (не более 0,4 м), что наиболее характерно для лесных подъездных грунтовых дорог, гидропневматическая подвеска эффективно гасит колебания корпуса автомобиля: корпус практически не наклоняется в продольном и поперечном направлениях (рис. 8, *а, б*), вертикальное ускорение находится в допустимых пределах (менее 4 м/с², рис. 9, *а*), максимальное давление рабочего газа в гидропневматической подвеске не превышает 0,21 МПа (рис. 9, *б*),

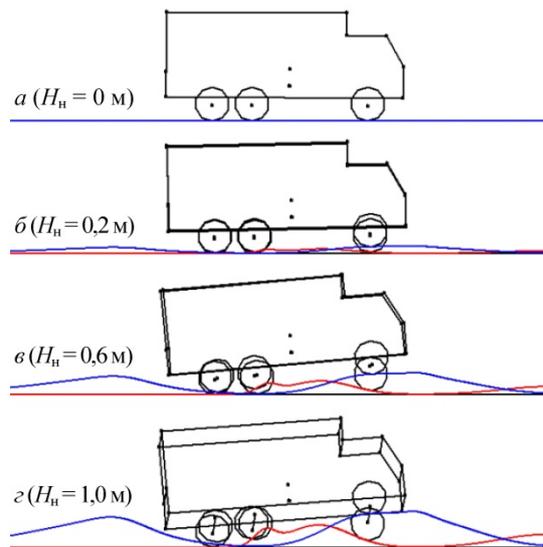


Рис. 8. Движение лесовозного автомобиля с гидропневматической подвеской по грунтовой дороге с различной средней высотой неровностей H_n (собственные разработки)

максимальный перепад температур газа не превышает $200\text{ }^{\circ}\text{C}$ (рис. 9, в).

При большой высоте неровностей (более $0,4\text{ м}$), что соответствует отдельным сложным участкам лесовозных грунтовых дорог, лесовозный автомобиль существенно наклоняется в продольном (рис. 8, в) и в поперечном (рис. 8, г) направлениях. Это приводит к высоким значениям вертикального ускорения $4\text{--}8\text{ м/с}^2$ и резкому росту с увеличением высоты неровностей максимального давления в пневматической полости с $0,2$ до $0,8\text{ МПа}$, а также максимальному перепаду температур с 190 до $710\text{ }^{\circ}\text{C}$ (рис. 9).

Таким образом, гидропневматическая подвеска эффективно снижает колебания лесовозного автомобиля на грунтовых дорогах с характерной высотой неровностей до $0,4\text{ м}$: обеспечивает вертикальное ускорение центра тяжести автомобиля не более $3,9\text{ м/с}^2$, максимальное давление газа в подвеске не более $0,21\text{ МПа}$, максимальный перепад температур не более $190\text{ }^{\circ}\text{C}$.

От частоты встречи неровностей колесами лесовозного автомобиля зависит интенсивность работы гидропневматической подвески. В зависимости от типа грунтовой дороги (дорожно-грунтовых условий) частота встречи неровностей может изменяться в широких пределах. Для исследования влияния количества неровностей на единице длины пути

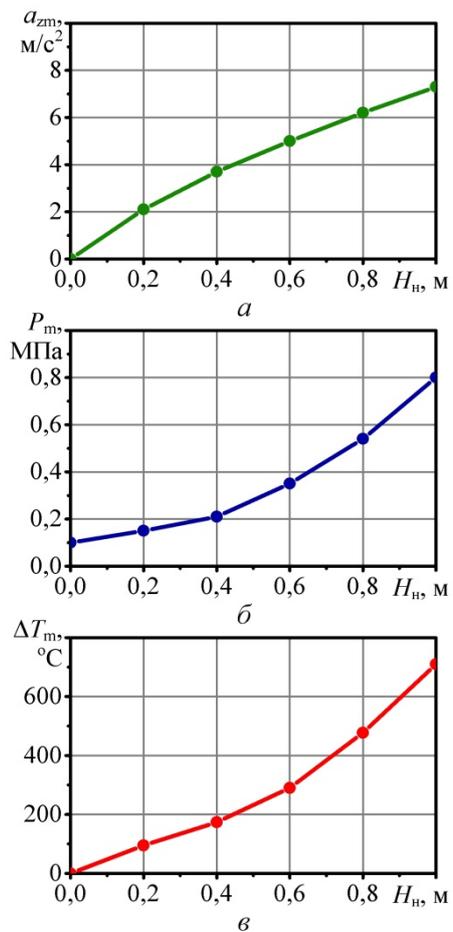


Рис. 9. Влияние средней высоты неровностей H_n на максимальное вертикальное ускорение автомобиля a_{zm} (а), максимальное давление P_m (б) и максимальный перепад температур ΔT_m (в) в пневматической полости подвески (собственные разработки)

λ_n проведена серия компьютерных экспериментов, в которой λ_n варьировали на уровнях $0, 200, 400, 600, 800, 1000\text{ км}^{-1}$. Максимальная высота неровностей составляла $0,4\text{ м}$, автомобиль двигался в горизонтальном направлении со скоростью 10 м/с .

С увеличением количества неровностей рельеф опорной поверхности становится более изрезанным и увеличивается количество неблагоприятных комбинаций неровностей, вызывающих резкие возмущения в подвесках колес автомобиля (рис. 10). Однако, начиная с плотности неровностей 600 км^{-1} , они расположены слишком часто и начинают переходить в плавную функцию рельефа, поэтому показатели эффективности гидропневматической подвески стабилизируются и далее практически не возрастают (рис. 11). Максимальное вертикальное ускорение

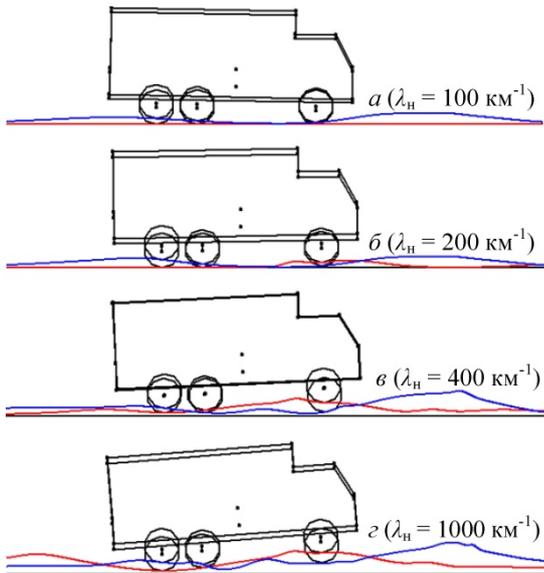


Рис. 10. Движение лесовозного автомобиля с гидропневматической подвеской по грунтовой дороге с различным количеством препятствий на единицу пути λ_n (собственные разработки)

автомобиля достигает 5,8 ... 6,2 м/с², максимальное давление в газовой полости подвески достигает 0,49 ... 0,55 МПа, максимальный перепад температур рабочего газа достигает 380 ... 430 °С.

Таким образом, при самых неблагоприятных частотах встречи и комбинациях неровностей грунтовой дороги с максимальной высотой 0,4 м критические показатели остаются в приемлемых диапазонах: вертикальное ускорение не превышает 6,2 м/с², максимальное давление в газовой полости не превышает 0,55 МПа, максимальный перепад температур рабочего газа не превышает 430 °С.

Скорость движения лесовозного автомобиля также является важным фактором, определяющим интенсивность работы гидропневматической подвески. Для изучения влияния горизонтальной скорости движения лесовозного автомобиля v на показатели эффективности гидропневматической подвески проведена серия компьютерных экспериментов, в которой v изменяли от 0 до 20 м/с с шагом 5 м/с. Максимальная высота неровностей составляла 0,4 м, частота встречи неровностей составляла 400 км⁻¹.

С увеличением скорости движения закономерно увеличиваются все три рассматриваемых показателя эффективности (рис. 12). Необходимо

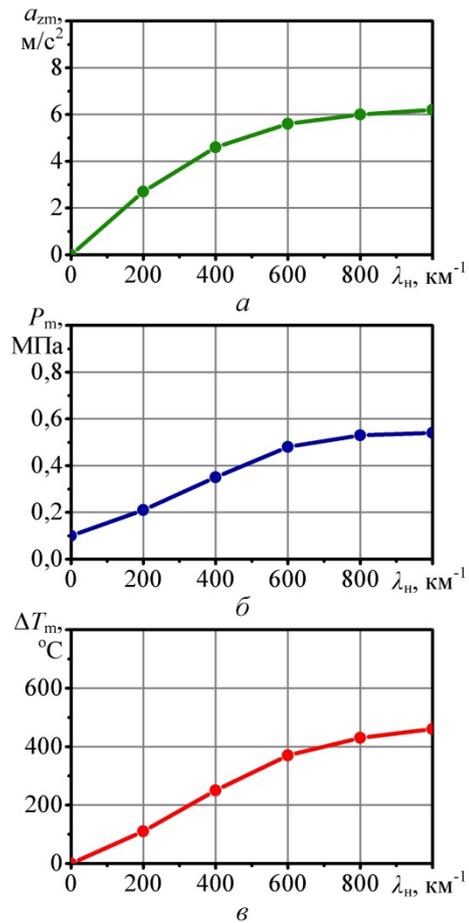


Рис. 11. Влияние количества препятствий на единицу длины λ_n на максимальное вертикальное ускорение автомобиля a_{zm} (а), максимальное давление P_m (б) и максимальный перепад температур ΔT_m (в) в пневматической полости подвески (собственные разработки)

отметить, что при увеличении скорости движения, начиная со скорости 10 ... 15 м/с, замедляется рост всех показателей, что на графиках отражается уменьшением угла наклона касательной к горизонтальному направлению. Результаты компьютерных экспериментов показали, что гидропневматическая подвеска остается работоспособной в широком диапазоне скоростей движения автомобиля.

Если учесть, что скорость движения по грунтовой дороге выбирается в зависимости от высоты и частоты встречи неровностей, по условию комфортной величины вертикального ускорения a_{zm} для водителя и надежного удержания груза – около 2...4 м/с², это позволяет двигаться по заданной

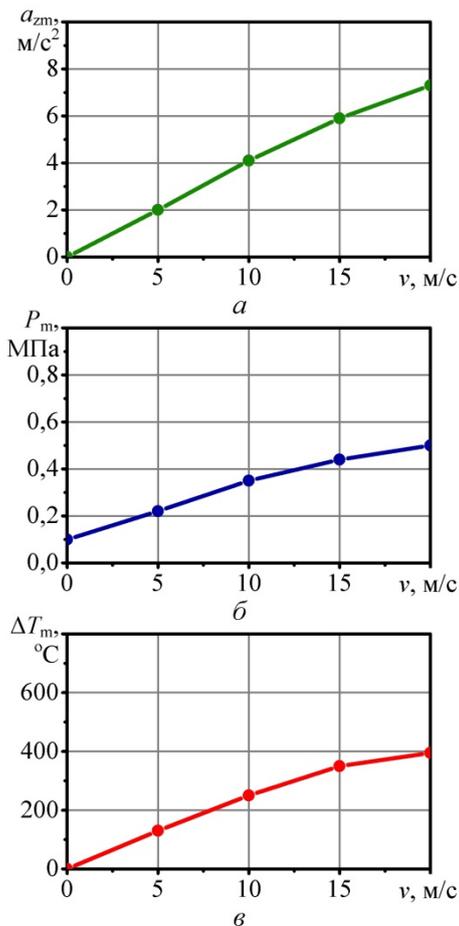


Рис. 12. Влияние скорости движения лесовозного автомобиля v на максимальное вертикальное ускорение автомобиля a_{zm} (а), максимальное давление P_m (б) и максимальный перепад температур ΔT_m (в) в пневматической полости подвески (собственные разработки)

грунтовой дороге (относится к классу сложных дорожно-грунтовых условий) со скоростью 5...10 м/с, максимальное давление газа в пневматической полости не превышает 0,21...0,37 МПа, максимальный перепад температур рабочего газа не превышает 140...250 $^{\circ}C$.

Выводы

1. Разработана математическая модель движения лесовозного автомобиля колесной формулы 6×6 с гидропневматической подвеской по лесовозной дороге. На основе предложенной математической модели разработана компьютерная программа, позволяющая оценить плавность хода лесовозного автомобиля, оснащенного гидропневматической подвеской.

2. Преодоление лесовозным автомобилем выпуклостей и вогнутостей опорной поверхности амплитудой 0,4 м вызывает сравнительно небольшое возрастание величины давления (до 2,5 атм.) и приемлемые колебания температуры (от 0 до 520 $^{\circ}C$), что не требует применения специальных конструктивных решений и специфических материалов по сравнению с широко применяемыми элементами пневмосистем.

3. Гидропневматическая подвеска эффективно снижает колебания лесовозного автомобиля на лесовозных дорогах с характерной высотой неровностей до 0,4 м, обеспечивает вертикальное ускорение центра тяжести автомобиля не более 3,9 m/s^2 , максимальное давление газа в пневмосистеме подвески не более 0,21 МПа, максимальный перепад температур не более 190 $^{\circ}C$.

4. При самых неблагоприятных частотах встречи и комбинациях неровностей лесовозной дороги с максимальной высотой 0,4 м критические показатели остаются в приемлемых диапазонах и не превышают: вертикальное ускорение – 6,2 m/s^2 , максимальное давление в газовой полости – 0,55 МПа, максимальный перепад температур рабочего газа – 430 $^{\circ}C$.

5. При движении в сложных условиях лесовозных дорог (максимальная высота неровностей 0,4 м, частота встречи неровностей 400 km^{-1}) гидропневматическая подвеска лесовозного автомобиля позволяет поддерживать скорость 5...10 м/с, обеспечивающую приемлемые для комфорта водителя и динамической нагрузки на сам автомобиль максимальное вертикальное ускорение 2...4 m/s^2 , при этом максимальное давление газа в полости пневматического цилиндра подвески не превышает 0,21...0,37 МПа, а максимальный перепад температур рабочего газа находится в пределах 140...250 $^{\circ}C$.

Библиографический список

1. Посметьев, В. И. Обоснование схемы лесовозного автомобиля, оснащенного перспективной конструкцией колесного модуля с гидроприводом / В. И. Посметьев, В. О. Никонов // Мир транспорта и технологических машин. – 2017. – № 3 (58). – С. 27–34. – Библиогр.: 20 назв.
2. Посметьев, В. И. Перспективы использования колесных модулей в грузовых автомобилях / В. И. Посметьев, В. О. Никонов // Строительные и дорожные машины. – 2018. – № 10. – С. 37–43. – Библиогр.: 8 назв.
3. Demyanov, D. N. Clearance control of vehicle with hydropneumatic suspension and the wheel formula 8×8 / D. N. Demyanov, V. S. Karabtsev, A. I. Malinov // IOP Conf. Series : Materials Science and Engineering 489 (2019) 012053. *Bibliogr.*: 3 titles. – DOI 10.1088/1757-899X/489/1/012053.
4. An improved rollover index based on BR neural for hudropneumatic suspension / X.T. Dong, Y. Jiang, Z. Zhong [et al.] // Mathematical problems in engineering. – 2018. – 7859521. *Bibliogr.*: 32 titles. – DOI 10.1155/2018/7859521.
5. Konieczny, L. Analysis of structural and material aspects of selected elements of a hydropneumatic suspension system in a passenger car / L. Konieczny, R. Burdzik, T. Wegrzyn // Arhives of metallurgy and materials. – 2016. – No. 61 (1). – P. 79–83. *Bibliogr.*: 26 titles. – DOI 10.1515/amm-2016-0018.
6. Hierarchical control strategy for active hydropneumatic suspension vehicles based of genetic algorithms / J. Z. Feng, C. Matthews, S. L. Zheng [et al.] // Advances in mechanical engineering. – 2015. – No. 7 (2), 951050. *Bibliogr.*: 25 titles. – DOI 10.1155/2014/951050.
7. Hydropneumatic suspension efficiency in terms of the teleoperated unmanned ground vehicle tests / A. Dabrowska, M. Przybysz, A. Rubiec, K. Spadlo // Intelligent technologies in logistics and mechatronics systems – ITELMS 2015. – P. 110–116. – *Bibliogr.*: 10 titles.
8. Sujatha, C. Heavy vehicle dynamics-comparison between leaf spring and hydropneumatic suspensions / C. Sujatha, P. Tejesu // Proceedings of imac-xx : structural dynamics vols I and II, 2002 4753. – P. 311–317. – *Bibliogr.*: 3 titles.
9. Грановский, В. А. Методы обработки экспериментальных данных при измерениях : учеб. пособие / В. А. Грановский, Т. Н. Сирая. – Ленинград : Энергоатомиздат. Ленингр. отд-ние, 1990. – 288 с. – *Библиогр.*: с. 284–286. – ISBN 5-283-04480-7.
10. Горский, В. Г. Планирование промышленных экспериментов (модели динамики) : учеб. пособие / В. Г. Горский, Ю. П. Адлер, А. М. Талалай. – Москва : Металлургия, 1978. – 112 с. – *Библиогр.*: с. 105–110.
11. Адлер, Ю. П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных решений : учеб. пособие / Ю. П. Адлер, Е. В. Маркова, Ю. В. Грановский. – Москва : Наука, 1976. – 279 с. – *Библиогр.*: с. 92.
12. Мельников, С. В. Планирование эксперимента в исследованиях сельскохозяйственных процессов : учеб. пособие / С. В. Мельников, В. Р. Алешкин, П. М. Рошин. – Ленинград : Колос, 1980. – 168 с. – *Библиогр.*: с. 166–167.
13. Вырко, Н. П. Ровность дорожного покрытия – технико-эксплуатационный показатель работы автомобильного транспорта / Н. П. Вырко, И. И. Леонович, А. С. Федькин // Труды БГТУ. Лесная и деревообрабатывающая промышленность. – 2012. – № 2. – С. 32–34. – *Библиогр.*: с. 34 (2 назв.).

References

1. Posmetyev V.I., Nikonov V.O. (2017) *Obosnovanie shemi lesovoznogo avtomobilya, osnaschennogo perspektivnoi konstrukciei kolesnogo modulya s gidroprivodom* [Justification of the scheme of a forest car equipped with a promising design of a hydraulically driven wheel module]. *Mir transporta i tehnologicheskikh mashin* [World of transport and technological machines], no. 3(58), pp. 27-34 (in Russian).

2. Posmetyev V.I., Nikonov V.O. (2018) *Perspektivi ispolzovaniya kolesnih modulei v gruzovih avtomobilyah* [Prospects for the use of wheel modules in trucks]. *Stroitelnie i dorozhnie mashini* [Construction and road machines], no. 10, pp. 37-43 (in Russian).
3. Demyanov D.N., Karabtsev V.S., Malinov A.I. Clearance control of vehicle with hydropneumatic suspension and the wheel formula 8×8 . *Materials Science and Engineering* 489 (2019) 012053. doi: 10.1088/1757-899X/489/1/012053.
4. Dong X.T., Jiang Y., Zhong Z. (et al.) (2018) An improved rollover index based on BR neural for hdropneumatic suspension. *Mathematical problems in engineering*, 7859521. doi : 10.1155/2018/7859521.
5. Konieczny L., Burdzik R., Wegrzyn T. (2016) Analysis of structural and material aspects of selected elements of a hydropneumatic suspension system in a passenger car. *Arhives of metallurgy and materials*, 61(1), pp. 79-83. doi : 10.1515/amm-2016-0018.
6. Feng J.Z., Matthews C., Zheng S.L. (et al.) (2015) Hierarchical control strategy for active hydropneumatic suspension vehicles based of genetic algorithms. *Advances in mechanical engineering*, 7(2), 951050. doi: 10.1155/2014/951050.
7. Dabrowska A., Przybysz M., Rubiec A., Spadlo K. Hydropneumatic suspension efficiency in terms of the teleoperated unmanned ground vehicle tests. *Intelligent technologies in logistics and mechatronics systems – ITELMS 2015*, pp. 110-116.
8. Sujatha C., Tejesu P. Heavy vehicle dynamics-comparison between leaf spring and hydropneumatic suspensions, *Proceedings of imac-xx : structural dynamics vols I and II, 2002*, 4753, pp. 311-317.
9. Granovskii V.A., Siraya T.N. *Metodi obrabotki eksperimentalnih danih pri izmereniyah* [Methods for processing experimental data in measurements]. Leningrad: Energoatomizdat. Leningr. Otdelenie, 1990, 288 p. (in Russian).
10. Gorskii V.G., Adler Yu.P., Talalai A.M. *Planirovanie promishlennih eksperimentov (modeli dinamiki)* [Planning of industrial experiments (dynamics models)]. Moscow: Metallurgy, 1978, 112 p. (in Russian).
11. Adler Yu.P., Markova E.V., Granovskii Yu.V. *Planirovanie eksperimenta pri poiske optimalnih resheniy* [Planning an experiment when searching for optimal solutions]. Moscow: Nauka, 1976, 279 p. (in Russian).
12. Melnikov S.V., Aleshkin V.R., Roschin P.M. *Planirovanie eksperimenta v issledovaniyah sel'skokozyaistvennih processov* [Planning an experiment in research on agricultural processes]. Leningrad: Kolos, 1980, 168 p. (in Russian).
13. Virko N.P., Leonovich I.I., Fedkin A.S. (2012) *Rovnost dorozhnogo pokritiya – tehniko-eksplyuatsionniy pokazatel raboty avtomobilnogo transporta* [The evenness of the road surface is a technical and operational indicator of the operation of road transport]. *Trudi BGTU. Lesnaya i derevoobrabativayuschaya promishlennost* [Proceedings of BSTU. Timber and woodworking industry], no. 2, pp. 32-34 (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.

Драпалюк Михаил Валентинович – доктор технических наук, профессор, профессор кафедры механизации лесного хозяйства и проектирования машин ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова», г. Воронеж, Российская Федерация; e-mail: md@vglta.vrn.ru.

Никонов Вадим Олегович – кандидат технических наук, доцент, 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.

Авдюхин Александр Владимирович – аспирант кафедры производства, ремонта и эксплуатации машин ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова», г. Воронеж, Российская Федерация; e-mail: 1988aav@mail.ru.

Information about authors

Posmetyev Valery Ivanovich – DSc (Engineering), Professor, 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.

Drapalyuk Mikhail Valentinovich – DSc (Engineering), Professor, Professor of the Department of Forestry Mechanization and Machine Design, FSBEI HE "Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov", Voronezh, Russian Federation; e-mail: md@vglta.vrn.ru.

Nikonov Vadim Olegovich – PhD (Engineering), Associate Professor, 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 Forestry Mechanization 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.

Avdyukhin Aleksandr Vladimirovich – 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: 1988aav@mail.ru.