

DOI: 10.15393/j2.art.2026.9064

УДК 630*31 : 169.113

Статья

Результаты имитационного моделирования движения лесовозного автопоезда, оснащённого рекуперативным поворотным кониковым устройством с шаровой опорой

Посметьев Валерий Иванович

доктор технических наук, профессор, Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г. Ф. Морозова (Российская Федерация), posmetyev@mail.ru

Никонов Вадим Олегович

кандидат технических наук, доцент, Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г. Ф. Морозова (Российская Федерация), 8888nike8888@mail.ru

Брындина Лариса Васильевна

доктор сельскохозяйственных наук, профессор, Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г. Ф. Морозова (Российская Федерация), bryndinv@mail.ru

Зеликов Владимир Анатольевич

доктор технических наук, доцент, Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г. Ф. Морозова (Российская Федерация), zelikov-vrn@mail.ru

Матяшов Алексей Евгеньевич

аспирант, Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г. Ф. Морозова (Российская Федерация), matyashov-a@bk.ru

Поздняков Евгений Владиславович

кандидат технических наук, Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г. Ф. Морозова (Российская Федерация), pozd.ev@yandex.ru

Получена: 6 октября 2025 / Принята: 11 февраля 2026 / Опубликовано: 17 марта 2026

Аннотация: В статье рассматривается актуальная проблема, связанная с недостаточной степенью приспособленности существующих конструктивных параметров лесовозных тягачей с прицепными звеньями к условиям эксплуатации на лесовозных дорогах, которые часто характеризуются низким уровнем обу-

ройства и сложным рельефом. Обоснована необходимость разработки перспективных технических решений, направленных на повышение эффективности работы лесовозных автопоездов в тяжёлых дорожных условиях. В ходе исследования был выявлен перечень конструктивных, технологических и эксплуатационных факторов, от которых зависит эффективность работы тягачей с прицепными звеньями. Для повышения эффективности функционирования автопоезда предложено рекуперативное поворотное кониковое устройство с шаровой опорой, способное улучшить устойчивость транспортировки лесоматериалов и обеспечить рекуперацию энергии при движении по неровным дорогам. С целью анализа влияния ключевых факторов на эффективность данного коникового устройства разработана математическая модель, описывающая динамику взаимодействия звеньев автопоезда с пачкой лесоматериалов и рекуперативным поворотным кониковым устройством с шаровой опорой в условиях неустановившихся режимов движения. Исследование проводилось с использованием специализированного программного обеспечения, в рамках которого выполнены серии компьютерных экспериментов. Результаты имитационного моделирования показали, что при увеличении скорости движения автопоезда от 5 до 40 км/ч наблюдается рост рекуперлируемой мощности с 5,1 до 16,2 кВт, а также снижение амплитуды бокового смещения лесоматериалов с 0,36 до 0,27 м, что свидетельствует о повышении устойчивости пачки лесоматериалов. Кроме того, установлено, что при изменении высоты неровностей на лесовозной дороге в исследуемом диапазоне предложенное поворотное кониковое устройство обеспечивает рост рекуперлируемой мощности от 0 до 86,1 кВт, а также высокую эффективность на сложных участках лесовозной дороги. При этом для лесовозных дорог с неровностями высотой 0,2—0,3 м амплитуда бокового смещения не превышает 0,322—0,521 м. Полученные результаты имеют важное практическое значение для дальнейшего совершенствования конструкций лесовозных автопоездов, позволяя оптимизировать их эксплуатационные характеристики и снизить энергозатраты при транспортировке лесоматериалов.

Ключевые слова: лесовозный тягач; прицеп-ропуск; шаровая опора; рекуперлируемая мощность; численный эксперимент

DOI: 10.15393/j2.art.2026.9064

Article

Simulation modeling for the movement of a timber truck equipped with a regenerative pivoting bunk device with a spherical support

Valerii Posmetev

D. Sc. in engineering, professor, Voronezh State Forestry University named after G. F. Morozova (Russian Federation), posmetyev@mail.ru

Vadim Nikonov

Ph. D. in engineering, associate professor, Voronezh State Forestry University named after G. F. Morozova (Russian Federation), 8888nike8888@mail.ru

Larisa Bryndina

D. Sc. in agriculture, professor, Voronezh State Forestry University named after G. F. Morozova (Russian Federation), bryndinv@mail.ru

Vladimir Zelikov

D. Sc. in engineering, associate professor, Voronezh State Forestry University named after G. F. Morozova (Russian Federation), zelikov-vrn@mail.ru

Aleksey Matyashov

Ph. D. student, Voronezh State Forestry University named after G. F. Morozova (Russian Federation), matyashov-a@bk.ru

Evgeny Pozdnyakov

Ph. D. in engineering, Voronezh State Forestry University named after G. F. Morozova (Russian Federation), pozd.ev@yandex.ru

Received: 6 October 2025 / Accepted: 11 February 2026 / Published: 18 March 2026

Abstract: The article addresses a pressing issue concerning the insufficient adaptability of current design parameters of timber truck tractors with trailer links to the operating conditions on forest roads, which are often characterized by poor infrastructure and challenging terrain. The necessity of developing advanced technical solutions aimed at improving the efficiency of timber truck combinations under harsh road conditions was substantiated. The study identified a set of structural, technological, and operational factors influencing the performance of tractor-trailer combinations. To enhance the

operational efficiency of the truck combination, a regenerative swivel bunk device with a ball joint was proposed, which improved timber load stability and enabled energy recovery when driving on uneven roads. A mathematical model was developed to analyze the impact of key factors on the performance of this bunk device. The model describes the dynamics of interaction between the truck combination links, the timber load, and the regenerative swivel bunk device with a ball joint under non-steady motion conditions. The research was conducted using specialized software, with a series of computer simulations performed. The simulation results demonstrated that increasing the truck combination's speed from 5 to 40 km/h led to a rise in recovered power from 5.1 to 16.2 kW, while the lateral displacement amplitude of the timber load decreased from 0.36 to 0.27 m, indicating improved load stability. Additionally, it was found that when road surface irregularities varied within the studied range, the proposed swivel bunk device enabled power recovery from 0 to 86.1 kW, proving highly effective on difficult forest road sections. For forest roads with irregularities of 0.2—0.3 m in height, the lateral displacement amplitude did not exceed 0.322—0.521 m. The obtained results hold significant practical value for further improving the design of timber truck combinations, allowing for optimization of their operational performance and reduced energy consumption during timber transportation.

Keywords: timber truck; timber trailer; ball joint; recoverable power; numerical simulation

1. Введение

Леса в настоящее время занимают 30 % суши Земли, или почти 4 млрд га. Известно, что по величине и качеству лесных ресурсов Россия — безусловный мировой лидер. Общая площадь всех лесов в России составляет около 809 млн га. Лесные ресурсы России концентрируются в Сибири, на Дальнем Востоке и Европейском Севере. Лесные ресурсы играют важную экономическую и социальную роль, которая имеет связь с производством и реализацией лесопромышленной продукции. Кроме этого, они оказывают значительное влияние на объёмы денежных средств, поступающих от их реализации в виде доходов в бюджетную систему нашей страны. Одной из важных отраслей лесной промышленности России является лесозаготовительная, которая осуществляет заготовку древесины, её вывоз либо сплав, а также первичную обработку и утилизацию отходов лесозаготовки. В процессе осуществления вывозки лесоматериалов задействованы различные виды транспорта. Одним из распространённых типов подвижного состава, обладающих технологической и коммерческой гибкостью, мобильностью, а также не имеющих конкурентов по основным технико-экономическим показателям при вывозке лесоматериалов от места заготовки до потребителя на небольшие и средние расстояния, является лесовозный автомобильный транспорт [1—3].

Один из факторов, ограничивающих производительность лесовозных автопоездов, — неблагоприятные дорожные и природно-климатические условия эксплуатации при транспортировке лесных грузов. Это связано с тем, что конструктивные параметры и технологические характеристики лесовозного автомобильного транспорта в недостаточной степени адаптированы к существующим возможностям лесовозных дорог [4—6].

Низкое качество покрытия лесовозных дорог, обусловленное значительным количеством неровностей и дефектов, вызывает повышенные динамические воздействия на агрегаты лесовозного автотранспорта, а также нестационарные режимы функционирования его тормозной системы, силовой установки, сцепного устройства, коробки переключения передач и раздаточной коробки. Дорожные условия эксплуатации лесовозного автомобильного транспорта наиболее сильно влияют на нагруженность его основных узлов и деталей. Срок службы лесовозного автомобильного транспорта, эксплуатируемого по таким дорогам, неоправданно снижен в 1,5—2 раза. По этой причине разработка и внедрение новых технических решений для лесовозного автомобильного транспорта (с учётом имеющихся лесовозных дорог), способного функционировать в неудовлетворительных дорожных условиях, обладающего высокой динамичностью и низким расходом топлива, позволит сократить разрыв между требованиями лесовозного автомобильного транспорта к качествам лесовозных дорог [7—9].

Повышению эффективности работы автопоездов в составе тягачей с прицепными звеньями в настоящее время посвящено большое количество научных работ.

W. Wang и соавт. в своей работе исследовали вопрос улучшения ходовых качеств автопоезда при управлении отслеживанием пути движения его звеньев. При этом предложен

алгоритм управления пути, включающий дифференциальное управление торможением. Разработана модель динамического управления движением тягача с прицепным звеном, позволяющая прогнозировать изменение угла сочленения звеньев автопоезда в процессе его торможения. Результаты численного эксперимента показали, что предложенный метод дифференциального управления торможением звеньев позволяет улучшить маневренность автопоезда, движущегося на малых скоростях, и его устойчивость при движении на высоких скоростях без снижения точности отслеживания траектории [10].

Е. С. Musat и соавт. в своей статье провели оценку процесса загрузки лесоматериалов гидроманипуляторами и лебёдками на различные по компонованию лесовозные автомобили и автопоезда с точки зрения затрат времени на каждую рабочую фазу и факторов, которые могут повлиять на производительность данного процесса. Для лесовозных автопоездов с гидроманипуляторами время погрузки было относительно постоянным. Для лесовозных автомобилей с лебёдками оно варьировалось, причём различия наблюдались от первой до последней погрузки. При погрузке лебёдкой можно загружать одновременно несколько единиц лесоматериалов, однако длительность погрузки возрастает и уменьшается объём загружаемых лесоматериалов в транспортное средство. Кроме этого, лесозаготовительные платформы с лебёдкой требуют больше свободного пространства по сравнению с лесовозными автомобилями, оснащёнными гидроманипуляторами. Установлено, что большое количество времени затрачивается на подготовку лесоматериалов к погрузке лебёдкой. Для устранения задержек в процессе погрузки рекомендуется подготавливать лесоматериалы перед погрузкой. Это позволит повысить производительность и снизит риск несчастных случаев для рабочих, выполняющих эти операции в процессе погрузки. Также выявлено, что погрузка лесоматериалов со склада более эффективна, чем с лесозаготовительных площадок, где лесоматериалы необходимо измерять и иногда распиливать по длине [11].

Z. Song и соавт. исследовали в своей работе электрические большегрузные автомобили в режиме зарядки аккумуляторных батарей и в режиме их замены (лизинга) на станции. Электрические большегрузные автомобили имеют большую ёмкость аккумулятора и требуют более длительного времени зарядки. При низких температурах прослеживается ухудшение дальности хода электрических большегрузных автомобилей. В таких условиях основными способами нагрева аккумулятора являются внутренний и внешний нагрев. Предложено использовать рекуперацию отработанного тепла двигателя для нагрева аккумуляторов при эксплуатации большегрузных автомобилей в условиях низких температур, что увеличит диапазон их работы. При температуре окружающей среды -20°C , -10°C и 0°C процент отработанного тепла двигателя составляет 32,1 %, 35 % и 40,5 %, при потреблении 75 % этого тепла запас хода большегрузного автомобиля увеличивается на 6,53 %, 4,37 % и 4,49 % соответственно. Установлено, что по мере повышения температуры окружающей среды использование отработанного тепла двигателя большегрузного автомобиля становится более эффективным для снижения потребления

мощности нагрева. При самой низкой испытанной температуре окружающей среды наблюдается наибольшее улучшение дальности движения [12].

А. Ziolkowski и соавт. в своей работе выполнили анализ вредных выбросов в зависимости от типа и состояния дорожного покрытия при вывозке лесоматериалов большегрузными лесовозными автомобилями. Рассмотрены существующие подходы к оценке уровня вредных выбросов от транспортных средств. Обоснована эффективность метода определения вредных выбросов выхлопных газов, образующихся при движении транспортных средств, заключающаяся в измерении концентрации компонентов выхлопных газов с помощью анализаторов. Выявлено, что количество вредных выбросов зависит от стиля вождения, количества ускорений лесовозного автомобиля, его холодных запусков, а также от уровня дорожной инфраструктуры. Установлено, что с улучшением уровня лесовозных дорог количество вредных выбросов снижается. При ухудшении уровня обустроенности лесовозных дорог расход топлива лесовозными автомобилями увеличивается [13].

У. В. Salamaх в своей статье исследовал систему управления движением задним ходом автономного тягача с прицепным звеном. Разработка автономного тягача с прицепным звеном позволит повысить безопасность, эффективность и устойчивость транспортировки различных грузов. Кроме этого, самоуправляемые автопоезда могут работать непрерывно и выбирать наиболее эффективные маршруты, что приводит к снижению расхода топлива, а также транспортных расходов. Одной из сложных задач, которую необходимо решить, является автоматизация движения автономного тягача с прицепным звеном задним ходом. Сложность управления таким автопоездом при движении задним ходом связана с затруднённой видимостью, нестабильностью, различными траекториями поворота, избыточной и плохо управляемой поворачиваемостью, ограниченным диапазоном значений углов сочленения, а также возможным складыванием. Представлен алгоритмический комплекс контроля заднего хода роботизированного тягача в составе активного прицепа, функционал которого включает: стабилизацию кинематики сочленённого транспортного средства; минимизацию рисков потери управляемости; снижение эксплуатационных затрат; компенсацию дефицита персонала за счёт автоматизации [14].

В исследовании Р. Radzajewski и соавт. выполнено моделирование влияния эксплуатационных режимов на поперечно-угловую устойчивость автопоездов при экстренном торможении. На основе имитационного моделирования установлено, что ухудшение условий движения тягача с прицепным звеном приводит к снижению эффективности процесса торможения. Кроме этого, на эффективность процесса торможения автопоезда оказывают влияние следующие факторы: горизонтальные усилия, возникающие в сцепке автопоезда; вес звеньев; расположение центра тяжести груза; конструктивные особенности тормозной системы; рассогласование срабатывания тормозных механизмов прицепного звена; состояние дорожного покрытия; техническое состояние тормозной системы; порядок блокировки осей прицепного звена [15].

А. Zuska и соавт. в своей статье исследовали процесс торможения автопоезда с точки зрения оценки продольной загруженности перевозимого груза. Рассмотрены различия в максимальных значениях замедления, достигаемых исследуемыми типами транспортных средств при движении по асфальтовому и бетонному покрытиям. Выбор устройств, препятствующих перемещению груза, требует знания сил, действующих на этот груз во время транспортирования леса. Нагрузки, действующие на груз во время движения автопоезда, создаются инерционными силами, колебаниями автопоезда и его наклонами. Они могут действовать в продольном, поперечном и вертикальном направлениях. Продольные инерционные силы возникают при разгоне или торможении автопоезда, поперечные силы — при криволинейном движении, вертикальные силы — при движении по неровностям опорной поверхности дороги. Установлено, что несоблюдение требований к выбору креплений груза к исследуемым типам транспортных средств, а также не учёт типа и состояния дорожного покрытия при движении автопоезда может привести к смещению груза и, как следствие, — к дорожно-транспортному происшествию [16].

Т. Moskalik и соавт. в своём исследовании представили сравнение фотооптического метода определения объёма перевозимых автопоездом лесоматериалов с ручным методом измерения и определения массы лесоматериалов, загружаемых в лесовозный автопоезд. Точность определения объёма круглых лесоматериалов имеет принципиальное значение при планировании и учёте их транспортирования. Определение загрузки древесиной автопоезда в кубических метрах не позволяет однозначно узнать её массу по причине различных пород древесины и её влажности, что приводит к перегрузке лесовозного автопоезда. Установлено, что применение метода лазерного сканирования при определении веса транспортируемых лесоматериалов из-за недостаточной точности по сравнению с ручными измерениями приводит к перегруженности автопоезда, ускоренному износу лесовозных дорог и снижению безопасности движения [17].

Г. Trzcinski G. и соавт. в своей статье исследовали фактические нагрузки на осях лесовозных автопоездов при вывозке побочных продуктов лесопиления (щепа, опилки, горбыль и переработанная древесина). Нагрузки на всех автопоездах определялись путём взвешивания на стационарных весах. Средняя полная масса лесовозного автопоезда с лесоматериалами составляла 39,25 т, лесовозного автопоезда с отходами лесопиления — 22,44 т. При этом статические нагрузки на оси лесовозных автопоездов, транспортируемых отходы лесопиления, отличаются от нагрузок на оси при транспортировании лесоматериалов и зависят от общей полной массы лесовозного автопоезда, а также его компонования [18].

Р. Skvor и соавт. в своём исследовании оценили физическую нагруженность водителя лесовозного автопоезда в процессе вывозки лесоматериалов в различных дорожных условиях. Каждая рабочая смена водителя лесовозного автопоезда представляет собой уникальный набор условий, включающих маршруты движения, погоду, тип лесовозной дороги, уровень её обустроенности, расстояние вывозки и т. п. Вождение автопоезда по узким и извилистым участкам дороги приводит к более частым торможениям и необ-

ходимости переключения передач, что увеличивает нагруженность водителя. Установлено, что физическая нагруженность водителя возрастает с ухудшением условий обустроенности лесовозных дорог и повышением массы перевозимых лесоматериалов тягачом с прицепным звеном, т. к. водителю приходится совершать большее количество движений руками и поддерживать более крепкий хват рулевого колеса. Управление лесовозными автопоездами на лесовозных дорогах низкого уровня обустроенности сложнее, чем на лесовозных дорогах с ровным покрытием. В этой связи оптимальное чередование процесса работы и отдыха водителя лесовозного автопоезда снижает вероятность возникновения физической перегруженности водителя [19].

Р. Antilla и соавт. в своём исследовании выполнили оценку изменения расхода топлива лесовозными автопоездами в зависимости от следующих факторов: погодные условия; расстояние транспортирования лесоматериалов; уровень обустроенности лесовозных дорог; количество и размер шин автопоезда; масса лесоматериалов; грузоподъёмность автопоезда; мощность двигателя; количество уклонов и подъёмов лесовозной дороги; кривизна дороги; стаж вождения; количество резких ускорений и торможений. Установлено, что наибольшее влияние на изменение расхода топлива автопоездом оказывают скорость его движения, обустроенность лесовозной дороги, извилистость и её уклон. Мощность двигателя и масса лесовозного автопоезда оказывают второстепенное влияние на изменение расхода топлива. Влияние силы ветра является единственным значимым фактором погодных условий. Наилучшим решением для снижения расхода топлива лесовозными автопоездами является оптимизация маршрутов движения и повышение мастерства вождения водителями [20].

L. Guo и соавт. в своей работе предложили циклическую гидропневматическую систему, позволяющую накапливать гидравлическую и пневматическую энергию высокой мощности и плотности при торможении тяжёлого самосвала. Для анализа производительности этой системы были разработаны динамические и термодинамические модели гидравлических и пневматических подсистем. Термодинамические характеристики, полученные на основе имитационного моделирования, были уточнены в процессе выполнения экспериментов по рекуперации энергии. Установлено, что увеличение коэффициента теплообмена приводит к возрастанию плотности энергии и улучшению эффективности цикла. Анализ результатов показал, что система снизила на 22 % мощность, затрачиваемую на движение самосвала. Плотность энергии при этом составила $12,6 \text{ МДж/м}^3$, максимальная входная мощность — 230 кВт, эффективность цикла — 40,6 % [21].

M. W. Brown в своей работе рассмотрел вопрос снижения транспортных расходов при увеличении полезной нагрузки и разрешённой полной массы лесовозного автопоезда. Установлено, что допустимая величина полезной нагрузки на 8 т снижает транспортные расходы при вывозке лесоматериалов на 12 %. Увеличение полезной нагрузки ограничено законодательными и инфраструктурными нормативами, а также конструктивными особенностями лесовозных автопоездов. Выявлено, что снижение веса тары лесовозного автопоезда

способствует снижению транспортных расходов и, как следствие, стоимости транспортирования лесоматериалов и щепы [22].

М. Allman и соавт. в своей статье для оценки производительности процесса вывозки лесоматериалов лесовозными автопоездами и изменения ими расхода топлива оснастили автопоезда электронными системами мониторинга, позволяющими фиксировать в процессе движения следующие их параметры: расстояние транспортирования, массу лесоматериалов, время в пути, а также грузоподъёмность автопоезда. Установлено, что 60 % всего рабочего времени лесовозных автопоездов расходовалось на движение в загруженном и порожнем состоянии, при этом 27 % рабочего времени расходовалось на погрузки и разгрузку автопоездов. Для повышения производительности их максимальную грузоподъёмность необходимо увеличивать с 40 до 48 т. Это позволит улучшить использование мощности двигателей лесовозных тягачей, сократить количество необходимых рейсов, расстояния транспортирования лесоматериалов и, как следствие, будет способствовать снижению расхода топлива. Осуществление мониторинга за эксплуатационными параметрами лесовозного автопоезда с целью оптимизации расстояний транспортирования лесоматериалов и повышения эффективности автопоездов позволит лесозаготовительным предприятиям повысить надёжность и снизить расход топлива лесовозными автопоездами [23].

J. L. Conrad IV в своей работе дал оценку получаемой прибыли при вывозке лесоматериалов тягачами с прицепными звеньями в зависимости от времени в пути, расстояния вывозки, времени погрузки и разгрузки. Увеличение разрешённой полезной нагрузки за счёт снижения веса тары или изменения государственных ограничений на общий вес лесовозного автопоезда способствует снижению расходов на транспортирование лесоматериалов. Совместное использование ресурсов лесовозных автопоездов и их централизованное распределение способствует сокращению пробега в порожнем состоянии и снижению транспортных расходов, затрачиваемых на вывозку лесоматериалов. В краткосрочной перспективе наилучшей возможностью повышения рентабельности транспортирования лесоматериалов является сокращение времени нахождения автопоездов на лесозаготовительных площадках и лесопромышленных предприятиях. Планирование поставок лесоматериалов на первичную переработку и распределение прибытия лесовозных автопоездов на участки заготовки также может сократить время оборота и повысить эффективность [24].

Учитывая результаты исследований приведённых научных работ, можно заключить, что на эффективность функционирования автопоездов в составе тягачей с прицепными звеньями существенное влияние оказывают следующие факторы: управление отслеживанием пути движения за звеньями автопоезда в процессе его торможения; затраты времени на осуществление погрузочно-разгрузочных работ; возможность использования рекуперации энергии отработанного тепла двигателя; стиль вождения, количество резких ускорений и торможений лесовозного автомобиля, количество холодных запусков, уровень дорожной инфраструктуры; автоматизация движения тягача с прицепным звеном задним ходом; условия эксплуатации автопоезда, горизонтальные усилия, возникающие в сцепке авто-

поезда, масса звеньев, расположение центра тяжести груза, конструктивные особенности тормозной системы, рассогласование срабатывания тормозных механизмов прицепного звена с тягачом, состояние дорожного покрытия, техническое состояние тормозной системы, порядок блокировки осей прицепного звена; выбор устройств и креплений, препятствующих перемещению груза; методы определения объема и массы перевозимых автопоездом лесоматериалов; физическая нагруженность водителя; расстояние транспортирования, количество и размер шин автопоезда, грузоподъемность автопоезда, мощность двигателя, количество подъёмов и уклонов лесовозной дороги, кривизна дороги, стаж вождения; применение перспективных гидропневматических систем, позволяющих накапливать гидравлическую и пневматическую энергию высокой мощности и плотности при торможении; использование электронных систем мониторинга; планирование поставок лесоматериалов на первичную переработку и распределение прибытия лесовозных автопоездов на участки заготовки.

В ходе поисковых исследований было установлено, что эффективность работы лесовозных тягачей с прицепами-ропусками сдерживается конструктивным несовершенством поворотных кониковых устройств, устанавливаемых на лесовозных площадках тягачей. Частые трогания и торможения лесовозных автопоездов, вызванные наличием неровностей на лесовозной дороге, сопровождаются воздействием на шкворень поворотного коникового устройства и детали рамы тягача значительных по величине знакопеременных нагрузок, которые приводят к ускоренному износу вследствие перекоса рамы, ослаблению заклёпочных соединений, а также поломкам лонжеронов рамы и шкворня. В этой связи авторами разработано рекуперативное поворотное кониковое устройство с шаровой опорой, которое устанавливается на лесовозный тягач, эксплуатируемый в составе с прицепом-ропуском для транспортирования длинномерных лесоматериалов (рисунок 1).

Целью работы является исследование и оценка эффективности рекуперативного коникового устройства с шаровой опорой, установленного на лесовозном тягаче на предмет изменения рекуперированной устройством мощности и амплитуды бокового смещения пачки лесоматериалов.

Цель работы достигается с помощью разработанной математической модели, описывающей функционирование лесовозного автопоезда, оснащённого рекуперативным поворотным кониковым устройством с шаровой опорой, а также учитывающей изменения рекуперированной мощности предлагаемым устройством и амплитуды бокового смещения пачки лесоматериалов относительно поворотных коников.

2. Материалы и методы

Объектом исследования выступает процесс рекуперации энергии рабочей жидкости шаровым рекуперативным кониковым устройством. Предметом исследования являются корреляционные зависимости между входными параметрами системы и энергетической эффективностью рекуперации.

Предлагаемое рекуперативное поворотное кониковое устройство с шаровой опорой, устанавливаемое на лесовозном тягаче, позволяет демпфировать нагрузки, возникающие между звеньями автопоезда от воздействия массы лесоматериалов, преобразовывать кинетическую энергию массы прицепа-ропуски с пачкой лесоматериалов в энергию рабочей жидкости, накапливаемой в пневмогидравлическом аккумуляторе для дальнейшего полезного использования в технологическом процессе погрузки лесоматериалов. Современные методы математического и компьютерного моделирования позволяют с достаточно высокой точностью осуществлять моделирование и исследование процесса движения лесовозного автопоезда, рассматриваемого компонования.

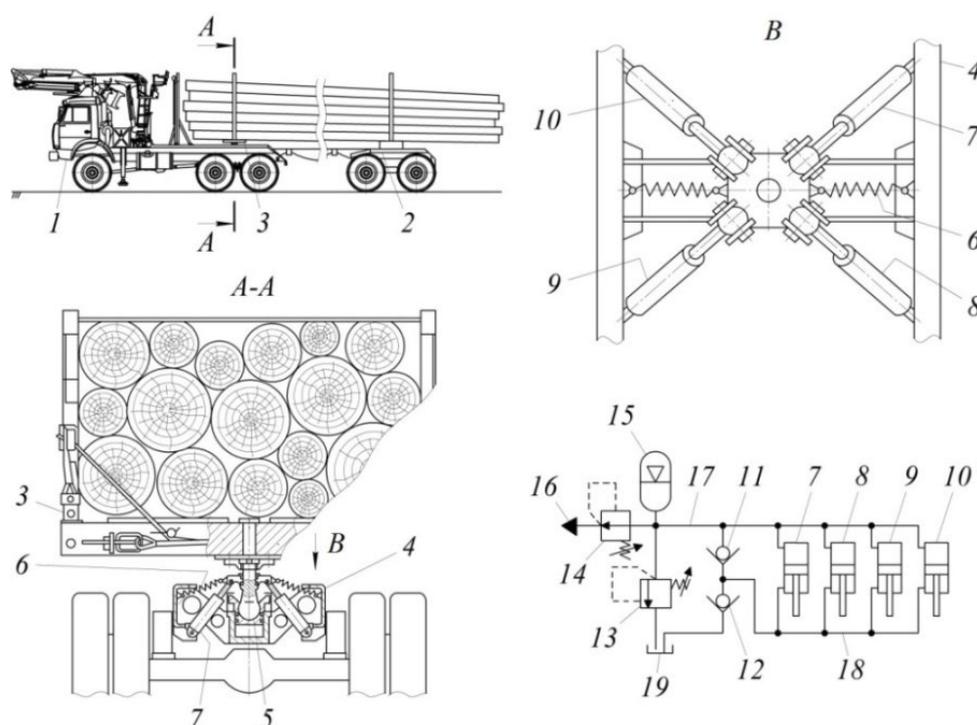


Рисунок 1. Схема рекуперативного коникового устройства с шаровой опорой: 1 — тягач; 2 — роспуск; 3 — кониковое устройство; 4 — рама тягача; 5 — шаровая опора; 6 — пружины; 7—10 — гидроцилиндры; 11, 12 — обратные клапаны; 13, 14 — предохранительный и редукционный клапаны; 15 — пневмогидроаккумулятор давления; 16 — присоединительный порт; 17, 18 — напорная и возвратная гидролинии; 19 — основной резервуар гидросистемы [8], [9]

Figure 1. Schematic diagram of a ball-jointed conical energy recovery device: 1 — tractor unit; 2 — trailer dolly; 3 — conical recovery mechanism; 4 — tractor frame; 5 — spherical joint; 6 — suspension springs; 7—10 — hydraulic cylinders; 11, 12 — check valves; 13 — pressure relief valve; 14 — pressure reducing valve; 15 — gas-hydraulic pressure accumulator; 16 — quick-connect service port; 17 — pressure line; 18 — return line; 19 — main hydraulic reservoir

Для описания функционирования лесовозного автопоезда, оснащённого рекуперативным кониковым устройством с шаровой опорой, были использованы методы классической механики. В рамках математической модели звенья лесовозного автопоезда и пачка лесоматериалов представлялись как совокупность трёх взаимосвязанных отдельных абсолютно твёрдых тел, перемещающихся в трёхмерном моделируемом пространстве по опорной поверхности с изменяемыми параметрами. При этом моделируемые тела тягача и прицепного звена взаимодействовали с опорной поверхностью лесовозной дороги через колёса и подвеску автопоезда (рисунок 2). Лесовозный тягач с прицепным звеном и пачкой лесоматериалов обладает соответствующими массами m_k , моментами инерции J_k , которые определяются относительно текущей оси вращения тела в заданный момент времени.

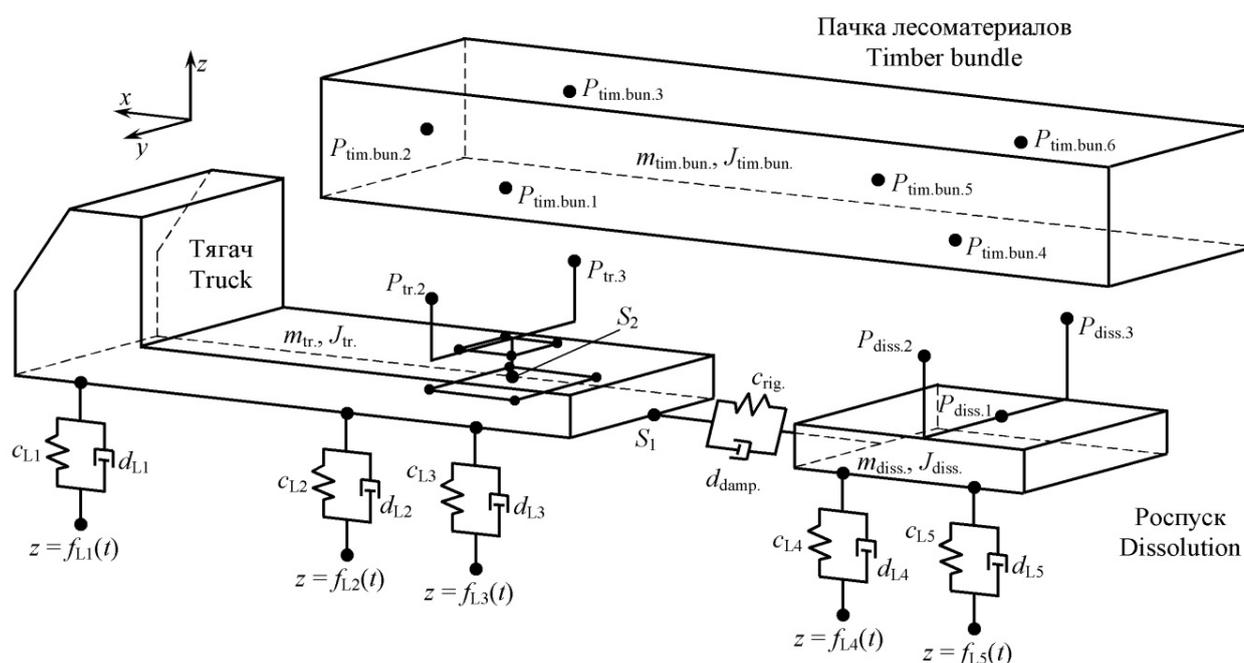


Рисунок 2. Схема тягача с прицепом-ропуском, пачкой лесоматериалов и рекуперативным кониковым устройством с шаровой опорой, используемая в математической модели для описания движения автопоезда и взаимодействия его звеньев [рисунок авторов]

Figure 2. Configuration of the tractor-trailer system with spherical joint conical recuperator and timber load, represented in the dynamic model for simulating articulated vehicle behavior and inter-component forces

Кинематическое состояние тягача, прицепа-ропуски и транспортируемых лесоматериалов характеризуется координатами центров масс в глобальной системе координат (x_k, y_k, z_k) и углами Эйлера ($\varphi_{xk}, \varphi_{yk}, \varphi_{zk}$), определяющими ориентацию локальных систем координат относительно базовой [4].

Динамика лесовозного автопоезда формализована системой обыкновенных дифференциальных уравнений, учитывающей как поступательное, так и вращательное движение компонентов. При этом дополнительно учитывалось линейное сцепное устройство между лесовозным тягачом и прицепом-ропуском. Система уравнений, описывающая взаимодействие при движении всех рассматриваемых трёх тел, включает 18 уравнений. Упрощённая система уравнений имеет следующий вид [4]:

$$\left\{ \begin{array}{l} m_k \frac{\partial^2 x_k}{\partial t^2} = \sum_{i=1}^3 F_{\text{left},i}^x + \sum_{i=1}^3 F_{\text{right},i}^x + \sum_j F_{kj}^x; \\ m_k \frac{\partial^2 y_k}{\partial t^2} = \sum_{i=1}^3 F_{\text{left},i}^y + \sum_{i=1}^3 F_{\text{right},i}^y + \sum_j F_{kj}^y; \\ m_k \frac{\partial^2 z_k}{\partial t^2} = -m_k \cdot g + \sum_{i=1}^3 F_{\text{left},i}^z + \sum_{i=1}^3 F_{\text{right},i}^z + \sum_j F_{kj}^z; \\ J_{xk} \frac{\partial^2 \phi_{xk}}{\partial t^2} = \sum_{i=1}^3 M^x(F_{\text{left},i}) + \sum_{i=1}^3 M^x(F_{\text{right},i}) + \sum_j M^x(F_{kj}); \\ J_{yk} \frac{\partial^2 \phi_{yk}}{\partial t^2} = \sum_{i=1}^3 M^y(F_{\text{left},i}) + \sum_{i=1}^3 M^y(F_{\text{right},i}) + \sum_j M^y(F_{kj}); \\ J_{zk} \frac{\partial^2 \phi_{zk}}{\partial t^2} = \sum_{i=1}^3 M^z(F_{\text{left},i}) + \sum_{i=1}^3 M^z(F_{\text{right},i}) + \sum_j M^z(F_{kj}), \end{array} \right. \quad (1)$$

где k — индекс, обозначающий представляемые в модели тягач, прицеп-ропуск и пачку лесоматериалов; t — время; F_{kj} — силы взаимодействия тягача, прицепа-ропуска и пачки лесоматериалов между собой; M_i — вектор моментов сил F_{kj} относительно i -й оси; $F_{\text{left},i}$ и $F_{\text{right},i}$ — вертикальные реакции в подвеске i -й оси (левая / правая стороны) от колёсного контакта с опорной поверхностью для обоих звеньев автопоезда [4].

Тягач с прицепом-ропуском взаимодействует в модели шарнирно в точке S_1 , пачка лесоматериалов, размещённая на рекуперативном кониковом устройстве с шаровой опорой, шарнирно взаимодействует с тягачом в точке S_2 .

Математическая модель предполагает жёсткое взаимодействие колёс с дорожным покрытием без учёта деформационных характеристик шин, дискретного контакта с неровностями, локальных контактных напряжений. Силы, оказывающие влияние на рамы тягача и прицепа-ропуска со стороны колёс, определяются по следующей зависимости [4]:

$$F_i^z = c_i (z_{\text{surf},i}(x_i, y_i) + R_{\text{wh}} - z_{\text{fast},i}) - d_i \left(\frac{\partial z_{\text{surf},i}(x_i, y_i)}{\partial t} - \frac{\partial z_{\text{fast},i}}{\partial t} \right), \quad (2)$$

где i — индикатор принадлежности к тягачу или прицепному звену; c_i , d_i — соответственно коэффициенты упругой и диссипативной характеристик подвески; $z_{\text{surf},i}(x, y)$ — функция высотного профиля дорожного покрытия в области контакта; R_{wh} — статический радиус колеса; $z_{\text{fast},i}$ — вертикальное положение точки крепления подвески к несущей конструкции [4].

Силы \vec{F}_A , \vec{F}_B , возникающие при шарнирном соединении моделируемых тел, принятом в упруго-вязком приближении, рассчитываются по следующей зависимости [9]:

$$\vec{F}_A = -\vec{F}_B = c_c (\vec{r}_A - \vec{r}_B) - \zeta_c \left(\frac{d\vec{r}_A}{dt} - \frac{d\vec{r}_B}{dt} \right), \quad (3)$$

где c_c и ζ_c — коэффициенты жёсткости и демпфирования в шарнирном соединении; \vec{r}_A , \vec{r}_B — текущие радиусы-векторы смежных точек шарнирного соединения.

Для описания в математической модели неровностей опорной поверхности, по которым движется лесовозный автопоезд, применялась функция $z(x)$ изменения рельефа опорной поверхности для колёс тягача и прицепа-ропуска. Зависимость, по которой осуществлялось задание функции опорной поверхности, имеет следующий вид [9]:

$$z(t) = \sum_{i=1}^{N_n} H_i \exp \left(-\frac{(v \cdot t - x_i)^2}{2\sigma_i^2} \right), \quad (4)$$

где N_n — количество неровностей на исследуемом участке лесовозной дороги; H_i , x_i , σ_i — высота, координата центра и ширина единичной неровности i .

Рекуперативный гидропривод коникового устройства с шаровой опорой представлен в математической модели полостями гидравлических цилиндров, пневмогидравлическим аккумулятором, предохранительным, редукционным, обратными клапанами, соединительными трубопроводами и гидравлическим баком. При перемещении поршней в гидравлических цилиндрах изменяются объёмы V_i поршневых и штоковых полостей. Это приводит к изменению давления рабочей жидкости в полости P_i , которое зависит от её объёмного модуля упругости E и описывается следующей зависимостью [9]:

$$\frac{dP_i}{dV_i} = -\frac{E}{V_i}. \quad (5)$$

Рассматриваются восемь полостей четырёх гидравлических цилиндров: V_{11} , V_{12} , V_{21} , V_{22} , V_{31} , V_{32} , V_{41} , V_{42} , где первый индекс представляет собой номер гидравлического цилиндра, второй индекс равен «1» для поршневых полостей или равен «2» для штоковых полостей. Расход рабочей жидкости рассчитывается по следующей формуле [9]:

$$Q_{ij} = k_{ij} \text{sign}(P_i - P_j) \sqrt{|P_i - P_j|}, \quad (6)$$

где i и j — индексы полостей; k_{ij} — коэффициент дросселирования; $\text{sign}(x)$ — функция, возвращающая знак переменной x .

Для описания в математической модели работы пневмогидравлического аккумулятора использовались аналогичные уравнения, приведённые в работе [9], включающие уравнение политропного процесса в газовой полости пневмогидравлического аккумулятора, уравнение расхода рабочей жидкости на входе и уравнение движения поршня в пневмогидравлическом

аккумуляторе. Дифференциальные уравнения, используемые для описания функционирования гидравлической подсистемы рекуперативного коникового устройства с шаровой опорой, численно, с одинаковым шагом интегрируются совместно с уравнениями движения лесовозного тягача, прицепного звена и пачки лесоматериалов.

Основными показателями эффективности рекуперативного коникового устройства с шаровой опорой принимались среднее значение рекуперированной мощности $N_{reg.pow.}$ и амплитуда раскачивания $A_{tran.vibr.}$ пачки транспортируемых лесоматериалов. Их расчёт осуществлялся по следующим зависимостям [4]:

$$N_{reg.pow.} = \frac{1}{\tau_2 - \tau_1} \sum_{\tau=\tau_1}^{\tau_2} Q(\tau) \cdot P(\tau), \quad (7)$$

$$A_{tran.vibr.} = \max_{\tau_1 < \tau < \tau_2} |y_{p403}|, \quad (8)$$

где y_{p403} — поперечная координата верхней левой передней точки пачки лесоматериалов (точки P_{403}); τ_1 и τ_2 — номера шагов интегрирования; $Q(\tau)$ — текущий расход рабочей жидкости из полостей гидравлических цилиндров в полость пневмогидравлического аккумулятора; $|...|$ — оператор выделения абсолютного значения числа; $P(\tau)$ — текущее давление рабочей жидкости в пневмогидравлическом аккумуляторе.

Для теоретического исследования работы рекуперативного коникового устройства с шаровой опорой, устанавливаемой на лесовозном тягаче, разработана компьютерная программа (рисунок 3).

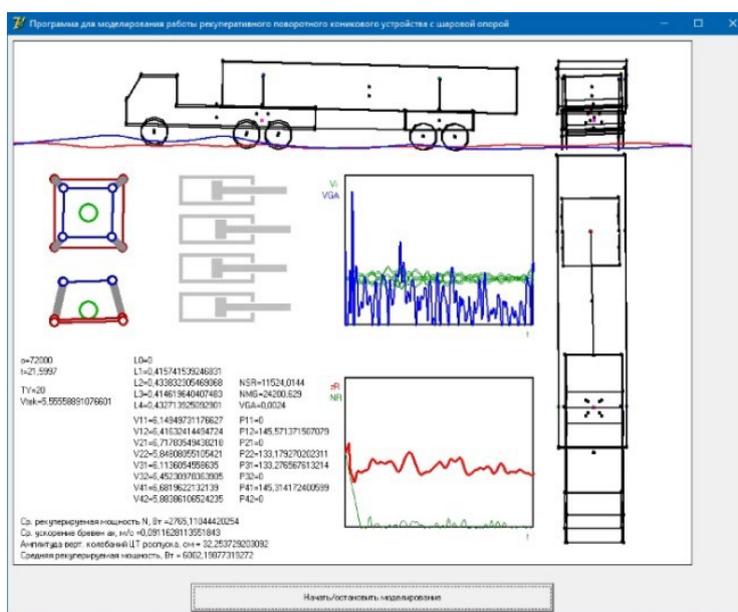


Рисунок 3. Пользовательский интерфейс программного обеспечения [рисунок авторов]

Figure 3. Software user interface

Эта программа позволяет исследовать влияние параметров рекуперативного коникового устройства с шаровой опорой (плечо R_{sh} , расположения верхних точек крепления гидравлических цилиндров, диаметр $D_{hydr.cyl.}$ и длина $L_{hydr.cyl.}$ гидравлических цилиндров, давление P_{pn} рабочей жидкости в пневмогидравлическом аккумуляторе), параметров рельефа опорной поверхности и характеристик условий движения тягача с прицепом-ропуском на изменение показателей эффективности его функционирования (рисунок 4).

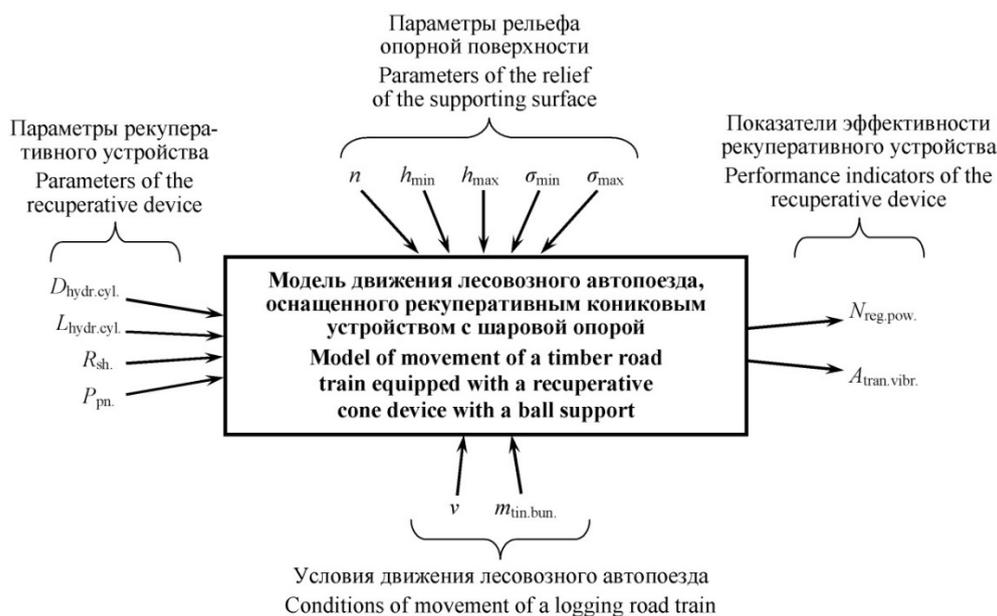


Рисунок 4. Схема исследуемых параметров предлагаемого рекуперативного коникового устройства с шаровой опорой на показатели эффективности его работы [рисунок авторов]

Figure 4. Schematic of the investigated parameters of the proposed regenerative ball-bearing conical device on its performance indicators

Имитационная модель учитывает основные элементы рекуперативного поворотного коникового устройства с шаровой опорой (рисунок 5): шаровую опору 1, четыре гидравлических цилиндра 2 и узлы крепления 3, 4 гидравлических цилиндров. При движении тягача, прицепа-ропуски и пачки лесоматериалов в пространстве в каждый момент времени известны по четыре точки крепления гидравлических цилиндров: четыре точки связаны с тягачом и другие четыре — с пачкой лесоматериалов. По координатам данных точек определяются текущие длины гидравлических цилиндров и векторы действия силы с их стороны. По длинам гидравлических цилиндров в дальнейшем рассчитываются объёмы их полостей. В точке расположения шаровой опоры соединение тягача и пачки лесоматериалов считается шарнирным, что позволяет рассчитать силы взаимодействия. Кроме этого, в имитационной модели учитываются пружины, обеспечивающие рекуперативному кониковому устройству с шаровой опорой центрирующий эффект.

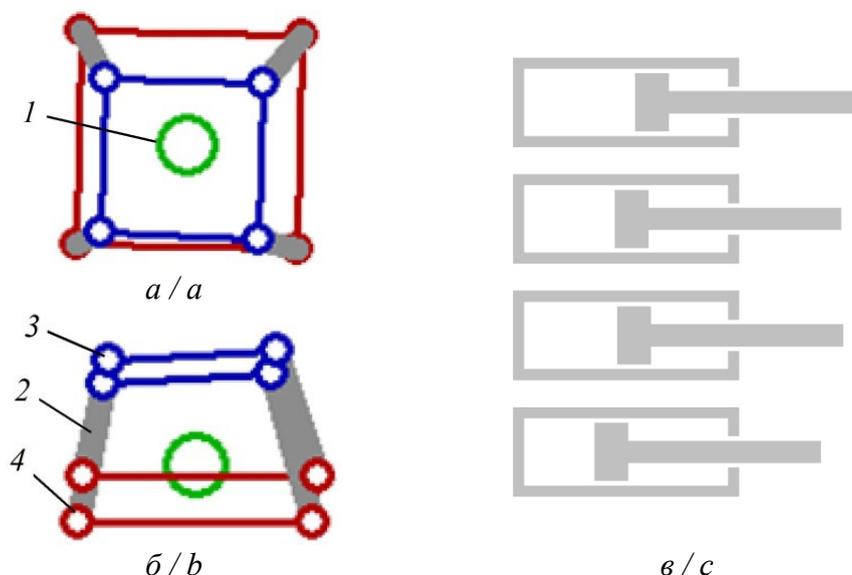


Рисунок 5. Модельное представление коникового рекуперативного поворотного устройства — *a*, *б* (проекции в плоскостях *XY* и *XZ*) и расположения поршней в гидроцилиндрах в процессе рекуперации энергии — *в*: *1* — сферический шарнир; *2* — силовые гидроцилиндры; *3*, *4* — верхняя и нижняя точки фиксации [рисунок авторов]

Figure 5. Computer-aided model of conical regenerative pivot assembly — (a), (b) (*XY* and *XZ* plane projections) and hydraulic piston configuration during recuperation — (c): *1* — pivotal spherical connection; *2* — dual-action hydraulic cylinders; *3*, *4* — upper and lower mounting points

3. Результаты

Пример сгенерированной в компьютерной программе случайной неровной опорной поверхности лесовозной дороги представлен на рисунке 6.

В ходе численного исследования выполнена серия вычислительных экспериментов, в которых имитируемый лесовозный тягач с прицепом-ропуском преодолевал участок дорожного покрытия 150 м с заданным микропрофилем. В течение первых 3,5 с моделирования производилось автоматическое формирование автопоезда как связного объекта. В начальный момент времени все три абсолютно твёрдых тела, составляющих лесовозный автопоезд (тягач, прицеп-ропуск, пачка лесоматериалов), размещались над опорной поверхностью (рисунок 7, *a*). Примерно через 1 с тела приходили в контакт друг с другом и опорной поверхностью (рисунок 7, *б*). Совершив несколько быстро затухающих колебаний, автопоезд становился связным и приходил в состояние динамического равновесия (рисунок 7, *в*).

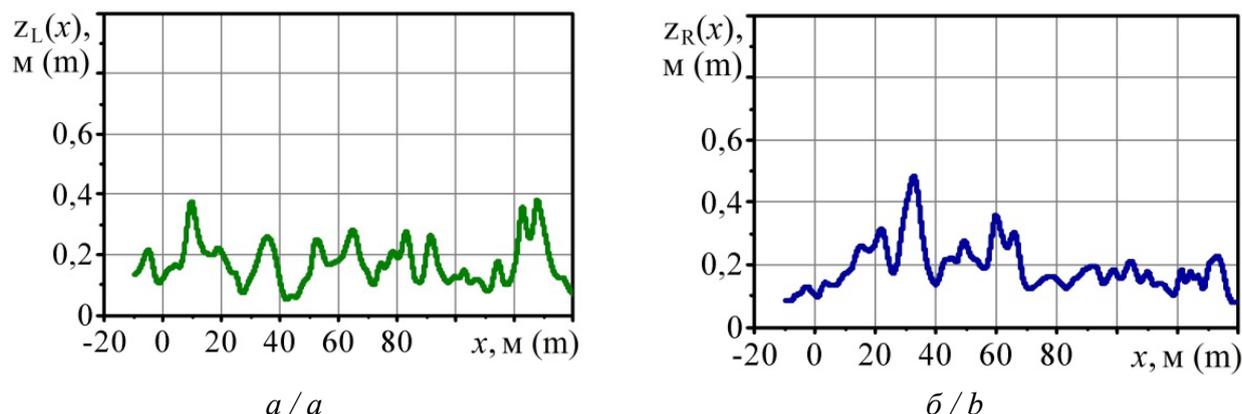


Рисунок 6. Пространственное распределение высотных отметок дорожного покрытия как функция продольной координаты: *a*, *б* — профили по траекториям левого и правого бортов лесовозного тягача с прицепом-ропуском [рисунок авторов]

Figure 6. Road surface elevation mapping as function of longitudinal distance: (a), (b) — left wheel path and right wheel path vertical profiles for articulated log hauling vehicle

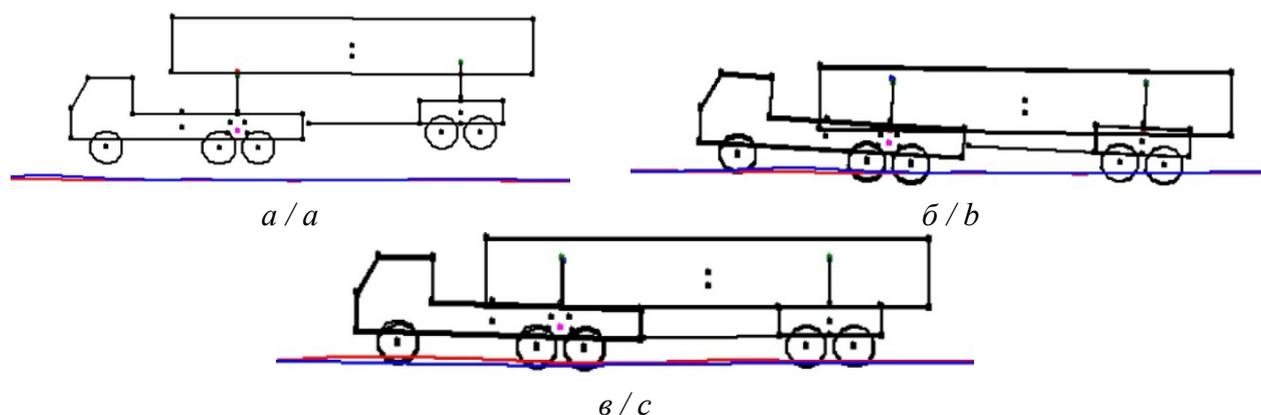


Рисунок 7. Состояние тягача с прицепом-ропуском в модели в начальные моменты времени численного интегрирования: *a* — $t = 0,3$ с; *б* — $t = 1$ с; *в* — $t = 4,7$ с [рисунок авторов]

Figure 7. Initial phase conditions of tractor trailer system during numerical integration: (a) — $t = 0.3$ s; (b) — $t = 1$ s; (c) — $t = 4.7$ s

В процессе движения модельного автопоезда на расстояние 150 м на каждом шаге интегрирования осуществлялся расчёт рекуперированной мощности $N_{\text{reg.pov.}}(t)$ (рисунок 8, *a*) и поперечного смещения верхней точки пачки лесоматериалов $y_{\text{tim.bun.}}(t)$ (рисунок 8, *б*). Данные приведены для скорости движения лесовозного автопоезда 20 км/ч, массы пачки лесоматериалов 20 т, средней высоты неровностей 0,2 м, номинального давления пневмогидравлического аккумулятора 25 МПа, диаметра гидравлических цилиндров 0,15 м.

Зависимость $N_{\text{reg.pov.}}(t)$ представляет собой серию пиков малой длительности, при этом каждый пик формируется, когда в той или иной полости четырёх гидравлических цилиндров

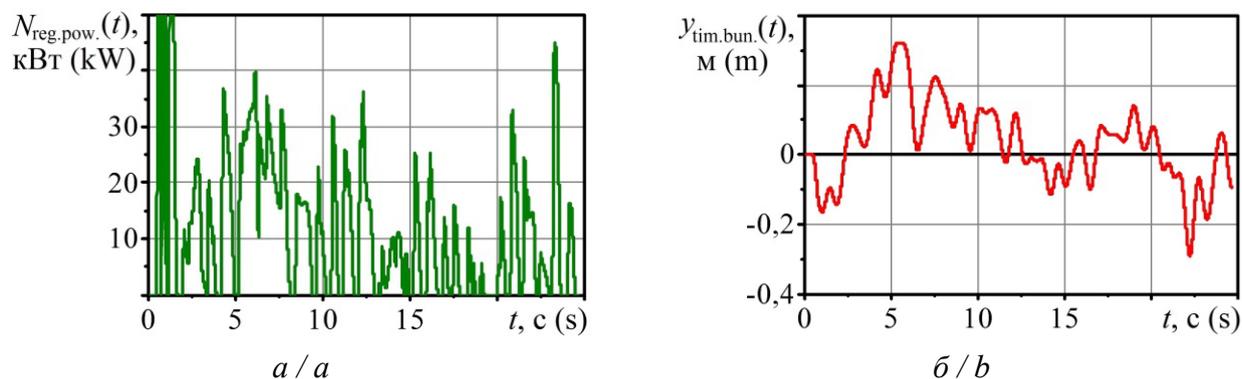


Рисунок 8. Графические зависимости от времени текущей рекуперированной мощности — *a* и поперечного положения верхнего сечения груза — *b* [рисунок авторов]

Figure 8. Time-history plots of instantaneous regenerative power — **(a)** and lateral displacement of load of upper centroid — **(b)**

давление рабочей жидкости превышает номинальное давление в пневмогидравлическом аккумуляторе и происходит перетекание рабочей жидкости в пневмогидравлический аккумулятор под этим давлением. Характерные пики мгновенной мощности лежат в диапазоне от 10 до 30 кВт, наибольшее значение составляло около 46 кВт. Однако усреднённое значение по времени рекуперированной мощности $N_{\text{reg.pov.}}$ достигает 10,8 кВт. В связи с тем, что профили моделируемой опорной поверхности под колёсами отличаются, при движении модельного автопоезда происходят его боковые наклоны и, соответственно, боковое смещение пачки лесоматериалов. Как видно из графика $y_{\text{tim.bun.}}(t)$, максимальное боковое смещение пачки лесоматериалов в положительном направлении оси OY составляет 0,32 м при $t = 5,5$ с; максимальное смещение в противоположном направлении составляет 0,29 м при $t = 22,4$ с. Таким образом, амплитуда бокового смещения пачки лесоматериалов (максимальное боковое отклонение от положения равновесия) составляет $A_{\text{tran.vibr.}} = 0,32$ м. Дальнейшие исследования заключались в проведении серий из 5—10 компьютерных экспериментов, в которых варьировали какой-либо из параметров и строили графики влияния данного параметра на показатели эффективности $N_{\text{reg.pov.}}$ и $A_{\text{tran.vibr.}}$.

4. Обсуждение и заключение

Для изучения влияния скорости v движения тягача с прицепным звеном на показатели эффективности рекуперативного коникового устройства с шаровой опорой выполнена серия экспериментов в разработанной компьютерной программе. При выполнении этих экспериментов масса $m_{\text{tin.bun.}}$ пачки лесоматериалов принималась равной 20 т, высота $h_{\text{un.}}$ неровностей

на лесовозной дороге 0,2 м, скорость v задавалась дискретными значениями с шагом 5 км/ч в диапазоне от 0 до 40 км/ч. Полученные данные свидетельствуют о монотонном возрастании рекуперированной мощности $N_{\text{reg.pov.}}$ при увеличении скорости v автопоезда в диапазоне 0—25 км/ч по линейному закону, при последующем возрастании скорости v темп роста рекуперированной мощности $N_{\text{reg.pov.}}$ снижается (рисунок 9, а). Даже при медленном движении лесовозного автопоезда ($v = 10$ км/ч) по достаточно ровной лесовозной дороге ($h_{\text{un.}} = 0,2$ м) рекуперированная мощность $N_{\text{reg.pov.}}$ составляет 5,1 кВт. При увеличении скорости движения (30—40 км/ч) рекуперированная мощность $N_{\text{reg.pov.}}$ составляет 15,2—16,2 кВт. С увеличением скорости v движения от 5 до 40 км/ч происходит снижение значения амплитуды $A_{\text{tran.vibr.}}$ бокового смещения пачки лесоматериалов с 0,36 до 0,27 м (рисунок 9, б). Такое снижение связано с тем, что возрастание скорости тягача с прицепом-ропуском приводит к большей интенсивности гашения неблагоприятных колебаний подвеской автопоезда.

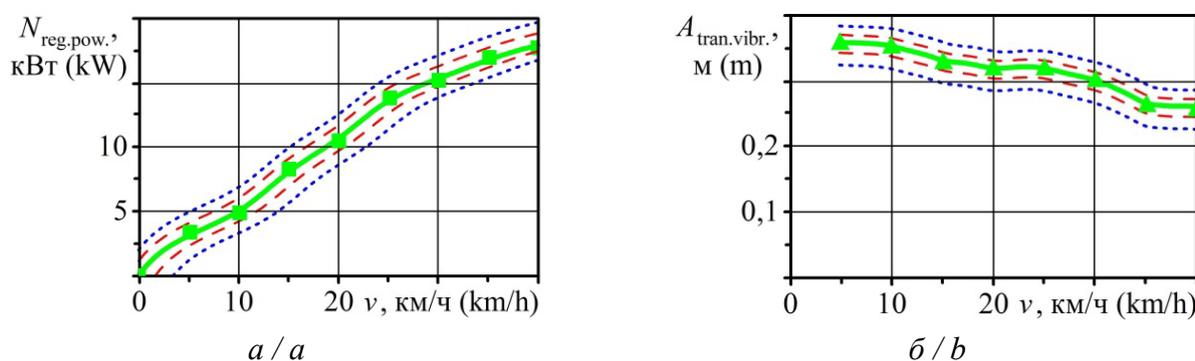


Рисунок 9. Влияние скорости движения лесовозного автопоезда на среднюю рекуперированную мощность — а и амплитуду бокового смещения пачки лесоматериалов — б [рисунок авторов]

Figure 9. Impact of vehicle speed on time-averaged recuperative power output — (a) and peak to peak lateral displacement of log stack — (b)

Масса $m_{\text{tin.bun.}}$ транспортируемой пачки лесоматериалов оказывает существенное влияние на эффективность рекуперативного коникового устройства с шаровой опорой, т. к. силы, действующие между лесовозным тягачом и пачкой лесоматериалов, пропорциональны массе $m_{\text{tin.bun.}}$ пачки лесоматериалов. Для изучения влияния массы $m_{\text{tin.bun.}}$ пачки лесоматериалов на эффективность рекуперативного коникового устройства с шаровой опорой проведены шесть компьютерных экспериментов, в которых скорость v движения автопоезда была одинаковой, равной 20 км/ч, высота $h_{\text{un.}}$ неровностей на лесовозной дороге 0,2 м, а масса $m_{\text{tin.bun.}}$ пачки лесоматериалов последовательно увеличивалась с шагом 5 т в диапазоне от 5 до 30 т. Установлено, что масса транспортируемой лесовозным автопоездом пачки лесоматериалов не оказывает значительного влияния на изменение

показателя эффективности предлагаемого коникового устройства с шаровой опорой. С возрастанием массы $m_{\text{tin.bun.}}$ пачки лесоматериалов в интервале от 5 до 40 т рекуперированная устройством мощность $N_{\text{reg.pow.}}$ изменяется с 10,1 до 12,3 кВт (рисунок 10, а). При этом амплитуда $A_{\text{tran.vibr.}}$ бокового смещения пачки лесоматериалов увеличивается также незначительно — от 0,312 до 0,334 м (рисунок 10, б). Минимальное воздействие вариаций массы $m_{\text{tin.bun.}}$ лесоматериалов на систему может быть объяснено компенсационными механизмами в динамике взаимодействия, когда увеличение массы $m_{\text{tin.bun.}}$ пачки лесоматериалов, с одной стороны, ведёт к увеличению сил, действующих на гидравлические цилиндры. Однако с другой стороны, увеличиваются инерционность такой пачки лесоматериалов и воздействия со стороны неровностей опорной поверхности, которые приводят к меньшим перемещениям и наклонам загруженных лесоматериалов.

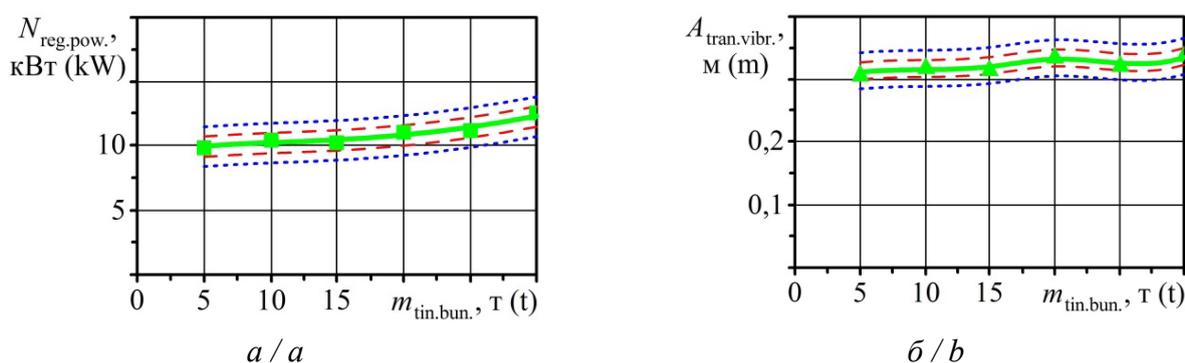


Рисунок 10. Зависимости средней рекуперированной мощности — *a* и амплитуда поперечных колебаний — *б* от массы пачки лесоматериалов [рисунок авторов]

Figure 10. Dependences of the average recuperated power — **(a)** and the amplitude of transverse oscillations — **(b)** on the mass of a bundle of timber

Высота $h_{\text{un.}}$ неровностей, имеющих на опорной поверхности дороги, влияет на амплитуду колебаний тягача относительно пачки лесоматериалов, поэтому может оказывать существенное влияние на эффективность предложенного рекуперативного коникового устройства с шаровой опорой. Проведён параметрический анализ влияния среднего значения высоты $h_{\text{un.}}$ микропрофиля дорожного покрытия на показатели эффективности функционирования разработанного устройства. В ходе вычислительных экспериментов осуществляли дискретное варьирование $h_{\text{un.}}$ с шагом 0,1 м в интервале 0—1 м (рисунок 11). Установлено, что при высотах $h_{\text{un.}}$ микропрофиля дорожного покрытия 0—0,3 м наблюдается монотонный рост $N_{\text{reg.pow.}}$ от 0 до 19,3 кВт, при высотах $h_{\text{un.}}$ микропрофиля дорожного покрытия 0,3—1 м $N_{\text{reg.pow.}}$ приобретает линейный характер с ростом от 19,3 до 86,1 кВт (рисунок 12, а). При достаточно малой высоте $h_{\text{un.}}$ неровностей от 0,2 до 0,3 м предлагаемое рекуперативное кониковое устройство с шаровой опорой позволяет рекуперировать мощность $N_{\text{reg.pow.}}$ от 10,8 до 19,3 кВт. Амплитуда $A_{\text{tran.vibr.}}$ бокового смещения пачки лесоматериалов растёт линейно с увеличением

высоты h_{un} . неровностей опорной поверхности (рисунок 12, б). При достаточно большой высоте h_{un} . неровностей (от 0,8 до 1 м) амплитуда $A_{tran.vibr.}$ может превышать значение 1,5 м, что может приводить к опасному боковому крену автопоезда. В то же время для часто встречающихся лесовозных дорог с неровностями высотами h_{un} . от 0,2 до 0,3 м амплитуда $A_{tran.vibr.}$ бокового смещения не превышает 0,322—0,521 м. Границы доверительных и прогнозных интервалов всех графических зависимостей (рисунки 9, 10, 12) имели статистическую значимость $p < 0,05$ при доверительной вероятности 95 %.

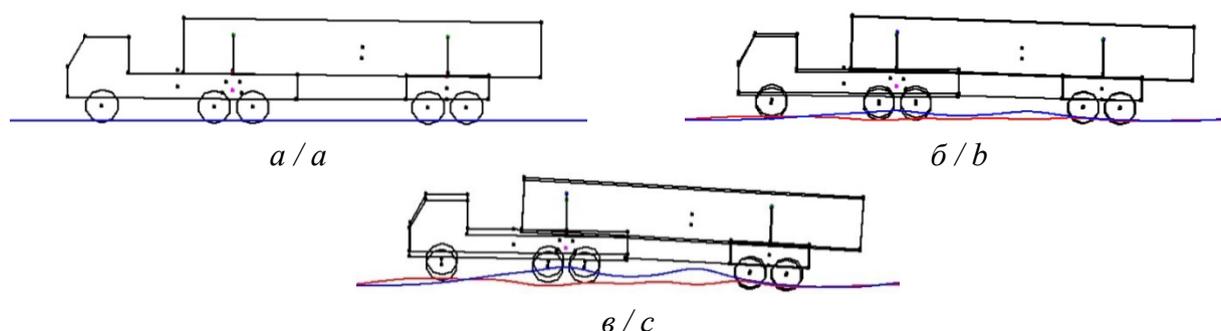


Рисунок 11. Динамические состояния автопоезда в зависимости от параметров дорожного покрытия: *a* — $h_{un} = 0$ м (ровная поверхность); *б* — $h_{un} = 0,4$ м (умеренные неровности); *в* — $h_{un} = 0,8$ м (выраженный микропрофиль) [рисунок авторов]

Figure 11. Vehicle dynamic regimes under various road coatings: **(a)** — $h_{un} = 0$ m (smooth surface); **(b)** — $h_{un} = 0.4$ m (moderate roughness); **(c)** — $h_{un} = 0.8$ m (harsh profile)

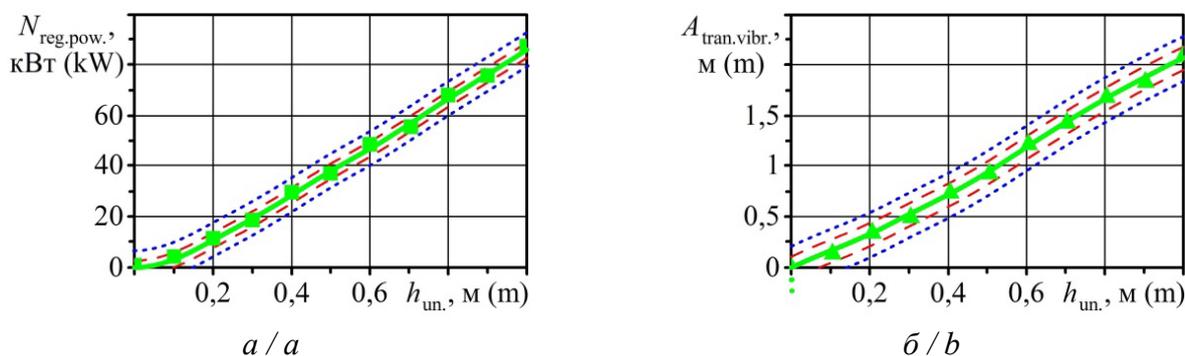


Рисунок 12. Влияние средней высоты неровностей опорной поверхности на среднюю рекуперированную мощность — *a* и амплитуду бокового смещения пачки лесоматериалов — *б*

Figure 12. The influence of the average height of unevenness of the supporting surface on the average recuperated power — **(a)** and the amplitude of lateral displacement of a bundle of timber — **(b)**

Результаты исследования обеспечивают методологическую базу для: разработки рекуперативных кониковых систем со сферическими шарнирами, применяемых в традиционных и седельных лесовозных автопоездах; планирования дальнейших исследований по экспериментальной верификации математической модели, а также количественного анализа влияния конструктивных параметров на энергоэффективность системы.

Анализ результатов исследования российских и зарубежных учёных позволил заключить, что на эффективность функционирования автопоездов в составе тягачей с прицепными звеньями существенное влияние оказывают следующие факторы: управление отслеживанием пути движения за звеньями автопоезда в процессе его торможения; затраты времени на осуществление погрузочно-разгрузочных работ; возможность использования рекуперации энергии отработанного тепла двигателя; стиль вождения, количество резких ускорений и торможений лесовозного автомобиля, количество холодных запусков, уровень дорожной инфраструктуры; автоматизация движения тягача с прицепным звеном задним ходом; условия эксплуатации автопоезда, горизонтальные усилия, возникающие в сцепке автопоезда, масса звеньев, расположение центра тяжести груза, конструктивные особенности тормозной системы, рассогласование срабатывания тормозных механизмов прицепного звена с тягачом, состояние дорожного покрытия, техническое состояние тормозной системы, порядок блокировки осей прицепного звена; выбор устройств и креплений, препятствующих перемещению груза; методы определения объёма и массы перевозимых автопоездом лесоматериалов; физическое воздействие на водителя и его профессионализм; расстояние транспортирования, количество и размер шин автопоезда, грузоподъёмность автопоезда, мощность двигателя, количество подъёмов и уклонов лесовозной дороги, кривизна дороги; применение перспективных гидропневматических систем, позволяющих накапливать гидравлическую и пневматическую энергию высокой мощности и плотности при торможении; использование бортовых электронных систем мониторинга; планирование поставок лесоматериалов на первичную переработку и распределение прибытия лесовозных автопоездов на участки заготовки.

Предложено рекуперативное поворотное кониковое устройство с шаровой опорой для лесовозного тягача с прицепом-роспуском. Для оценки влияния исследуемых факторов на показатели эффективности рекуперативного коникового устройства с шаровой опорой разработана математическая модель, описывающая процесс взаимодействия звеньев автопоезда с пачкой лесоматериалов и рекуперативным кониковым устройством при неустановившихся режимах движения лесовозного автопоезда. Выполнение исследования осуществлялось в разработанной программе для электронно-вычислительных машин путём выполнения в ней нескольких серий компьютерных экспериментов.

Установлено, что рост скорости автопоезда в интервале от 0 до 25 км/ч сопровождается возрастанием рекуперированной мощности по линейному закону, при последующем возрастании скорости темп роста рекуперированной мощности снижается. При движении тягача с прицепным звеном со скоростью 10 км/ч по опорной поверхности дороги, высота неров-

ностей которых составляет 0,2 м, рекуперлируемая устройством мощность достигает 5,1 кВт. При быстром движении (30—40 км/ч) рекуперлируемая мощность составляет 15,2—16,2 кВт. С увеличением скорости движения от 5 до 40 км/ч происходит снижение значения амплитуды бокового смещения пачки лесоматериалов с 0,36 до 0,27 м.

Выявлено, что при изменении массы транспортируемых лесоматериалов с 5 до 40 т рекуперлируемая кониковым устройством с шаровой опорой мощность возрастает на 21 % (с 10,1 до 12,3 кВт), амплитуда бокового смещения увеличивается на 7,1 % (с 0,312 до 0,334 м). При возрастании высот неровностей опорной поверхности от 0 до 1 м рекуперлируемая мощность кониковым устройством с шаровой опорой возрастает с 0 до 86,1 кВт. Наиболее эффективный диапазон неровностей опорной поверхности составляет 0,2—0,3 м, при этом рекуперлируемая мощность изменяется от 10,8 до 19,3 кВт. Амплитуда бокового смещения пачки лесоматериалов растёт линейно с увеличением высоты неровностей опорной поверхности. Для часто встречающихся лесовозных дорог с неровностями высотами от 0,2 до 0,3 м амплитуда бокового смещения не превышает 0,322—0,521 м.

Список литературы

1. Акинин Д. В., Борисов В. А. Некоторые вопросы перераспределения осевых нагрузок между лесовозным тягачом и полуприцепом-ропуском // Resources and Technology. 2020. Т. 17, № 1. С. 14—28. DOI: <https://doi.org/10.15393/j2.art.2020.5122>.
2. Совершенствование системы рекуперации энергии лесовозного тягача с прицепом-ропуском / В. И. Посметьев, В. О. Никонов, В. В. Посметьев [и др.] // Лесотехнический журнал. 2021. Т. 11, № 2 (42). С. 149—165. DOI: <https://doi.org/10.34220/issn.2222-7962/2021.2/14>.
3. Имитационное моделирование резонансных явлений при работе рекуперативных гидравлических амортизаторов в подвесках прицепных звеньев лесовозных автопоездов / В. О. Никонов, В. И. Посметьев, В. В. Посметьев [и др.] // Лесотехнический журнал. 2024. Т. 14, № 2 (54). С. 239—259. DOI: <https://doi.org/10.34220/issn.2222-7962/2024.2/14>.
4. Компьютерное моделирование работы рекуперативного поворотного коникового устройства лесовозного тягача с прицепом-ропуском / В. И. Посметьев, В. О. Никонов, А. Ю. Мануковский [и др.] // Известия высших учебных заведений. Лесной журнал. 2022. № 5 (389). С. 85—99. DOI: <https://doi.org/10.37482/0536-1036-2022-5-85-99>.
5. Верификация экспериментами моделей скорости движения лесовозов в зависимости от природно-производственных факторов / А. П. Мохирев, К. П. Рукомойников, П. М. Мазуркин [и др.] // Лесной вестник. Forestry Bulletin. 2021. Т. 25, № 2. С. 108—115. DOI: <https://doi.org/10.18698/2542-1468-2021-2-108-115>.
6. Мохирев А. П., Рукомойников К. П., Мазуркин П. М. Закономерности ранговых распределений факторов вывозки древесины с лесных участков // Лесной вестник. Forestry Bulletin. 2021. Т. 25, № 4. С. 112—120. DOI: <https://doi.org/10.18698/2542-1468-2021-4-112-120>.
7. Степанов А. В., Груздов А. В. Экспериментальная оценка состояния дорог Карелии, подверженных активному воздействию лесовозного транспорта // Resources and Technology. 2023. Т. 20, № 4. С. 160—173. DOI: <https://doi.org/10.15393/j2.art.2023.7383>.
8. Посметьев В. И., Никонов В. О., Матяшов А. Е. Перспективные конструкции кониковых устройств лесовозных автопоездов с шаровой опорой и демпферным механизмом // Материалы Всероссийской научно-технической конференции, Воронеж, 16—17 мая

- 2024 года. Воронеж: Воронеж. гос. лесотехн. ун-т им. Г. Ф. Морозова, 2024. С. 22—27. DOI: https://doi.org/10.58168/MOTOR2024_22-27.
9. *Посметьев В. И., Никонов В. О., Посметьев В. В.* Повышение эффективности лесовозных автопоездов с помощью рекуперативных седельно-сцепных и поворотных кониковых устройств / ФГБОУ ВО «ВГЛТУ». Воронеж, 2024. 283 с.
 10. *Wang W., Li G., Liu S.* Research on Trajectory Tracking Control of a Semi-Trailer Train Based on Differential Braking // *World Electr. Veh. J.* 2024. No. 15. P. 30. DOI: <https://doi.org/10.3390/wevj15010030>.
 11. Loading Round Wood in Forestry Trucks and Forestry Platforms: A Case Study for Romania / E. C. Musat, G. L. Abutnaritei, D. D. Hogeа [et al.] // *Forests.* 2024. No. 15. P. 1646. DOI: <https://doi.org/10.3390/f15091646>.
 12. Analysis of the Effect of Motor Waste Heat Recovery on the Temperature and Driving Range of Electric Heavy Truck Batteries / Z. Song, S. Li, Y. Wang [et al.] // *Batteries.* 2024. No. 10. P. 328. DOI: <https://doi.org/10.3390/batteries10090328>.
 13. The Influence of the Type and Condition of Road Surfaces on the Exhaust Emissions and Fuel Consumption in the Transport of Timber / A. Ziolkowski, P. Fuc, P. Lijewski [et al.] // *Energies.* 2023. No. 16. P. 7257. DOI: <https://doi.org/10.3390/en16217257>.
 14. *Salamax Y. B.* Sliding Mode Controller for Autonomous Tractor-Trailer Vehicle Reverse Path Tracking // *Appl. Sci.* 2023. No. 13. P. 11998. DOI: <https://doi.org/10.3390/app132111998>.
 15. *Radzajewski P., Guzek M.* Assessment of the Impact of Selected Parameters of Tractor-Semi-trailer Set on the Braking Safety Indicators // *Appl. Sci.* 2023. No. 13. P. 5336. DOI: <https://doi.org/10.3390/app13095336>.
 16. *Zuska A., Kurczynski D., Jackowski J. T.* Study of Loads Acting on the Load during the Sudden Braking of a Vehicle // *Appl. Sci.* 2023. No. 13. P. 1559. DOI: <https://doi.org/10.3390/app13031559>.
 17. Methods of Wood Volume Determining and Its Implications for Forest Transport / T. Moskalik, L. Tymendorf, J. v. d. Saar [et al.] // *Sensors.* 2022. No. 22. P. 6028. DOI: <https://doi.org/10.3390/s22166028>.
 18. *Trzcinski G., Tymendorf L.* Multifactorial Analysis of the Axle Load of Truck Sets during the Transport of Sawmill By-Products // *Forests.* 2022. No. 13. P. 1992. DOI: <https://doi.org/10.3390/f13121992>.
 19. The Effect of Different Road Types on Timber Truck Drivers by Assessing the Load Environment of Drivers by Monitoring Changes in Muscle Tension / P. Skvor, M. Jankovsky, P. Natov [et al.] // *Forests.* 2022. No. 13. P. 1565. DOI: <https://doi.org/10.3390/f13101565>.
 20. Effect of vehicle properties and driving environment on fuel consumption and CO2 emissions of timber trucking based on data from fleet management system / P. Antilla, T. Nummelin, K. Vaatainen [et al.] // *Transportation Research Interdisciplinary Perspectives.* 2022. No. 15. P. 100671. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.trip.2022.100671>.
 21. Modelling and Performance Analysis of Cyclic Hydro-Pneumatic Energy Storage System Considering the Thermodynamic Characteristics / L. Guo, D. Wang, C. Jin [et al.] // *Energies.* 2022. No. 15. P. 6672. DOI: <https://doi.org/10.3390/en15186672>.
 22. *Brown M. W.* Evaluation of the Impact of Timber Truck Configuration and Tare Weight on Payload Efficiency: An Australian Case Study // *Forests.* 2021. No. 12. P. 855. DOI: <https://doi.org/10.3390/f12070855>.
 23. Operational Parameters of Logging Trucks Working in Mountainous Terrains of the Western Carpathians / M. Allman, Z. Dudakova, M. Jankovsky [et al.] // *Forests.* 2021. No. 12. P. 718. DOI: <https://doi.org/10.3390/f12060718>.
 24. *Conrad IV J. L.* Evaluating Profitability of Individual Timber Deliveries in the US South // *Forests.* 2021. No. 12. P. 437. DOI: <https://doi.org/10.3390/f12040437>.

References

1. Akinin D. V., Borisov V. A. Some issues of redistribution of axle loads between a timber truck and a semi-trailer. *Resources and Technology*, 2020, vol. 17, no. 1, pp. 14—28. doi: <https://doi.org/10.15393/j2.art.2020.5122>. (In Russ.)
2. Posmetev V. I., Nikonov V. O., Posmetev V. V., Matyashov A. E. Improving the energy recovery system of a timber truck with a trailer-disintegrator. *Forestry Engineering Journal*, 2021, vol. 11, no. 2 (42), pp. 149—165. doi: <https://doi.org/10.34220/issn.2222-7962/2021.2/14>. (In Russ.)
3. Nikonov V. O., Posmetev V. I., Posmetev V. V., Zelikov V. A. Simulation modeling of resonance phenomena during operation of recuperative hydraulic shock absorbers in suspensions of trailer links of timber road trains. *Forestry Engineering Journal*, 2024, vol. 14, no. 2 (54), pp. 239—259. doi: <https://doi.org/10.34220/issn.2222-7962/2024.2/14>. (In Russ.)
4. Posmetev V. I., Nikonov V. O., Manukovskii A. Yu., Posmetev V. V. Computer simulation of the operation of a recuperative rotary cone device of a timber truck with a trailer-disintegrator. *Russian forestry journal*, 2022, no. 5 (389), pp. 85—99. doi: <https://doi.org/10.37482/0536-1036-2022-5-85-99>. (In Russ.)
5. Mokhired A. P., Rukomoinikov K. P., Mazurkin P. M., Bragina N. A. Verification by experiments of models of the speed of movement of timber trucks depending on natural and production factors. *Forestry Bulletin*, 2021, vol. 25, no. 2, pp. 108—115. doi: <https://doi.org/10.18698/2542-1468-2021-2-108-115>. (In Russ.)
6. Mohirev A. P., Rukomojnikov K. P., Mazurkin P. M. Patterns of rank distributions of wood removal factors from forest areas. *Forestry Bulletin*, 2021, vol. 25, no. 4, pp. 112—120. doi: <https://doi.org/10.18698/2542-1468-2021-4-112-120>. (In Russ.)
7. Stepanov A. V., Gruzlov A. V. Experimental assessment of the state of roads in Karelia exposed to active impact of logging transport. *Resources and Technology*, 2023, vol. 20, no. 4, pp. 160—173. doi: <https://doi.org/10.15393/j2.art.2023.7383>. (In Russ.)
8. Posmetev V. I., Nikonov V. O., Matyashov A. E. Prospective designs of conical devices of timber road trains with a ball support and a damper mechanism. *Innovative technologies in automobile transport: Proceedings of the All-Russian scientific and technical conference, Voronezh, May 16—17, 2024*. Voronezh, Voronezh State Forest Engineering University named after G. F. Morozov, 2024, pp. 22—27. doi: https://doi.org/10.58168/MOTOR2024_22-27. (In Russ.)
9. Posmetev V. I., Nikonov V. O., Posmetev V. V. *Improving the efficiency of timber road trains using recuperative fifth-wheel couplings and rotary cone devices*. VGLTU Federal State Budgetary Educational Institution. Voronezh, 2024. 283 p. (In Russ.)
10. Wang W., Li G., Liu S. Research on Trajectory Tracking Control of a Semi-Trailer Train Based on Differential Braking. *World Electr. Veh. J.*, 2024, no. 15, p. 30. doi: <https://doi.org/10.3390/wevj15010030>.
11. Musat E. C., Abutnaritei G. L., Hoge D. D., Miu L. D., Avram V. N., Saicu S., Derczeni R. A. Loading Round Wood in Forestry Trucks and Forestry Platforms: A Case Study for Romania. *Forests*, 2024, no. 15, p. 1646. doi: <https://doi.org/10.3390/f15091646>.
12. Song Z., Li S., Wang Y., Li L., Hua J., Lu L., Li Y., Wang H., Shang X., Li R. Analysis of the Effect of Motor Waste Heat Recovery on the Temperature and Driving Range of Electric Heavy Truck Batteries. *Batteries*, 2024, no. 10, p. 328. doi: <https://doi.org/10.3390/batteries10090328>.
13. Ziolkowski A., Fuc P., Lijewski P., Bednarec M., Jagielski A., Kusiak W., Igielska-Kalwat J. The Influence of the Type and Condition of Road Surfaces on the Exhaust Emissions and Fuel

- Consumption in the Transport of Timber. *Energies*, 2023, no. 16, p. 7257. doi: <https://doi.org/10.3390/en16217257>.
14. Salamax Y. B. Sliding Mode Controller for Autonomous Tractor-Trailer Vehicle Reverse Path Tracking. *Appl. Sci.*, 2023, no. 13, p.11998. DOI: <https://doi.org/10.3390/app132111998>.
 15. Radzajewski P., Guzek M. Assessment of the Impact of Selected Parameters of Tractor-Semi-trailer Set on the Braking Safety Indicators. *Appl. Sci.*, 2023, no. 13, p. 5336. doi: <https://doi.org/10.3390/app13095336>.
 16. Zuska A., Kurczynski D., Jackowski J. T. Study of Loads Acting on the Load during the Sudden Braking of a Vehicle. *Appl. Sci.*, 2023, no. 13, p. 1559. doi: <https://doi.org/10.3390/app13031559>.
 17. Moskalik T., Tymendorf L., Saar J. v. d., Trzcinski G. Methods of Wood Volume Determining and Its Implications for Forest Transport. *Sensors*, 2022, no. 22, p. 6028. doi: <https://doi.org/10.3390/s22166028>.
 18. Trzcinski G., Tymendorf L. Multifactorial Analysis of the Axle Load of Truck Sets during the Transport of Sawmill By-Products. *Forests*, 2022, no. 13, p. 1992. doi: <https://doi.org/10.3390/f13121992>.
 19. Skvor P., Jankovsky M., Natov P., Drovak J., Zlatuska K. The Effect of Different Road Types on Timber Truck Drivers by Assessing the Load Environment of Drivers by Monitoring Changes in Muscle Tension. *Forests*, 2022, no. 13, p. 1565. DOI: <https://doi.org/10.3390/f13101565>.
 20. Antilla P., Nummelin T., Vaatainen K., Laitila J., Ala-Ilomaki J., Kilpelainen A. Effect of vehicle properties and driving environment on fuel consumption and CO2 emissions of timber trucking based on data from fleet management system. *Transportation Research Interdisciplinary Perspectives*, 2022, no. 15, p. 100671. doi: <https://doi.org/10.1016/j.trip.2022.100671>.
 21. Guo L., Wang D., Jin C., Yi T. Modelling and Performance Analysis of Cyclic Hydro-Pneumatic Energy Storage System Considering the Thermodynamic Characteristics. *Energies*, 2022, no. 15, p. 6672. doi: <https://doi.org/10.3390/en15186672>.
 22. Brown M. W. Evaluation of the Impact of Timber Truck Configuration and Tare Weight on Payload Efficiency: An Australian Case Study. *Forests*, 2021, no. 12, p. 855. doi: <https://doi.org/10.3390/f12070855>.
 23. Allman M., Dudakova Z., Jankovsky M., Merganic J. Operational Parameters of Logging Trucks Working in Mountainous Terrains of the Western Carpathians. *Forests*, 2021, no. 12, p. 718. doi: <https://doi.org/10.3390/f12060718>.
 24. Conrad IV J. L. Evaluating Profitability of Individual Timber Deliveries in the US South. *Forests*, 2021, no. 12, p. 437. doi: <https://doi.org/10.3390/f12040437>.