



## МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ РЕКУПЕРАТИВНОГО ПРУЖИННО-ГИДРАВЛИЧЕСКОГО СЕДЕЛЬНО-СЦЕПНОГО УСТРОЙСТВА, РАЗМЕЩЕННОГО В ПОЛУПРИЦЕПЕ ЛЕСОВОЗНОГО АВТОПОЕЗДА

Валерий И. Посметьев<sup>1</sup>, posmetyev@mail.ru, 0000-0001-9878-7451

Вадим О. Никонов<sup>1</sup> ✉, 8888nike8888@mail.ru, 0000-0002-7380-9180

Виктор В. Посметьев<sup>1</sup>, victorvpo@mail.ru, 0000-0001-6622-5358

Владимир А. Зеликов<sup>1</sup>, zelikov-vrn@mail.ru, 0000-0003-2317-9413

<sup>1</sup>ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова», ул. Тимирязева, 8, г. Воронеж, 394087, Россия

Приведено обоснование необходимости применения при вывозке лесоматериалов лесовозных автопоездов, состоящих из лесовозных тягачей с полуприцепами. Акцентировано внимание на повышении эффективности функционирования лесовозных автопоездов путем конструктивного совершенствования используемых в них седельно-сцепных устройств. Выполнен анализ научных работ зарубежных ученых, занимающихся исследованием влияния работы седельно-сцепных устройств на эффективность лесовозных автопоездов. Предложена перспективная схема рекуперативного пружинно-гидравлического седельно-сцепного устройства, размещенного в передней части рамы полуприцепа лесовозного тягача, обладающая существенными преимуществами в сравнении с другими аналогичными устройствами. Разработаны на первом этапе математическая модель работы предложенного седельно-сцепного устройства, на втором этапе компьютерная программа для предварительной оценки эффективности функционирования лесовозного тягача с полуприцепом, оснащенным рекуперативным пружинно-гидравлическим седельно-сцепным устройством. Получены зависимости изменения средних значений рекуперированной мощности и продольного ускорения прицепа относительно лесовозного тягача от внутреннего диаметра гидроцилиндров рекуперативного устройства, массы полуприцепа и частоты торможений и разгонов лесовозного автопоезда. Выявлено, что оптимальный диаметр гидроцилиндров рекуперативного устройства для заданных условий, обеспечивающий максимальную рекуперированную мощность, должен находиться в интервале 50-60 мм. Обнаружено, что с увеличением массы полуприцепа лесовозного тягача, а также с повышением частоты торможений и разгонов наблюдается рост рекуперированной мощности.

**Ключевые слова:** рама полуприцепа, рекуперация энергии, лесовозный тягач, вывозка лесоматериалов, имитационное моделирование, седельно-сцепное устройство

**Конфликт интересов:** авторы заявили об отсутствии конфликта интересов.

**Для цитирования:** Моделирование работы рекуперативного пружинно-гидравлического седельно-сцепного устройства, размещенного в полуприцепе лесовозного автопоезда / В. И. Посметьев, В. О. Никонов, В. В. Посметьев, В. А. Зеликов // Лесотехнический журнал. – 2021. – Т. 11. – № 2 (42). – С. 133–148. – Библиогр.: с. 145–147 (20 назв.). – DOI: <https://doi.org/10.34220/issn.2222-7962/2021.2/13>.

**Поступила:** 25.04.2021 **Принята к публикации:** 15.06.2021 **Опубликована онлайн:** 01.07.2021

## MODELING THE OPERATION OF A RECUPERATIVE SPRING-HYDRAULIC FIFTH-WHEEL COUPLING LOCATED IN THE SEMITRAILER OF LUMBER TRUCK

Valery I. Posmetyev<sup>1</sup>, posmetyev@mail.ru,  0000-0001-9878-7451

Vadim O. Nikonov<sup>1</sup> , 8888nike8888@mail.ru,  0000-0002-7380-9180

Victor V. Posmetyev<sup>1</sup>, victorvpo@mail.ru,  0000-0001-6622-5358

Vladimir A. Zelikov<sup>1</sup>, zelikov-vrn@mail.ru,  0000-0003-2317-9413

<sup>1</sup>Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov, 8 Timiryazev street, Voronezh, Russian Federation, 394087

### Abstract

The substantiation of the necessity of using timber trucks, consisting of timber tractors with semi-trailers, when transporting timber, is given. Attention is focused on improving the efficiency of the functioning of log trucks by constructive improvement of the fifth-wheel couplings used in them. The analysis of scientific works of foreign scientists engaged in the study of the influence of fifth-wheel coupling on the efficiency of log trucks is carried out. A promising scheme of a recuperative spring-hydraulic fifth-wheel coupling, located in the front part of the semi-trailer frame of a timber tractor, is proposed, which has significant advantages in comparison with other similar devices. At the first stage, a mathematical model of the proposed fifth-wheel coupling was developed; at the second stage, a computer program for a preliminary assessment of the efficiency of the functioning of a timber tractor with a semitrailer equipped with a recuperative spring-hydraulic fifth-wheel coupling is made. The dependences of the change in the average values of the recuperative power and longitudinal acceleration of the trailer relative to the timber tractor on the inner diameter of the hydraulic cylinders of the recuperative device, the mass of the semi-trailer and the frequency of braking and acceleration of the timber road train are obtained. It was revealed that the optimal diameter of the hydraulic cylinders of the recuperative device for the given conditions, providing the maximum recuperative power, should be in the range of 50-60 mm. It was found that with an increase in the mass of a semitrailer of a logging tractor, as well as with an increase in the frequency of braking and acceleration, an increase in the recovered power is observed.

**Keywords:** semi-trailer frame, energy recovery, timber tractor, timber haulage, simulation, fifth-wheel coupling.

**Conflict of interest:** the authors declare no conflict of interest.

**For citation:** Posmetyev V. I., Nikonov V. O., Posmetyev V. V., Zelikov V. A. (2021) Modeling the operation of a recuperative spring-hydraulic fifth-wheel coupling located in the semitrailer of lumber truck. *Lesotekhnicheskii zhurnal* [Forest Engineering journal], Vol. 11, No. 2 (42), pp. 133-148 (in Russian). DOI: <https://doi.org/10.34220/issn.2222-7962/2021.2/13>.

**Received:** 25.04.2021 **Accepted for publication:** 15.06.2021 **Published online:** 01.07.2021

### Введение

Для обеспечения эффективной работы лесозаготовительных предприятий в процессе вывозки лесоматериалов, характеризуемой максимальным объемом вывозимых лесоматериалов в единицу времени с минимальными затратами, требуется наличие у лесозаготовительных предприятий для специфических

условий вывозки необходимого количества лесовозных автопоездов заданной компоновки.

Широкое использование лесовозных автопоездов, комплектуемых из лесовозных тягачей с полуприцепами, объясняется возрастающей потребностью для вывозки при заготовке леса больших объемов лесоматериалов, необходимостью обеспечения требуемых удельных нагрузок

на опорную поверхность лесовозной дороги при возрастании грузоподъемности лесовозных тягачей, а также увеличением их скорости движения. Возрастание скоростей движения лесовозных тягачей с полуприцепами, увеличение их парка способствует возникновению вопросов, связанных с безопасностью их движения. Эффективность функционирования лесовозных тягачей с полуприцепами зависит от большого количества факторов, и в большей степени от конструктивного совершенства основных его узлов и агрегатов, в частности седельно-сцепных устройств.

Guang Xia (2020) в своей работе приводит разработанную им стратегию управления полуприцепом автопоезда при его движении задним ходом. Использование этой стратегии, основанной на изменении угла наклона седельно-сцепного устройства автопоезда, позволяет выполнять точное линейное слежение при движении задним ходом полуприцепа за тягачом, одновременно обеспечивая высокую безопасность при движении [1].

В статье Anil K. Madhusudhanan (2021) рассмотрено влияние аэродинамического сопротивления большегрузных тягачей, оснащенных различными по конструкции полуприцепами, на расход топлива. На основании имитационного моделирования выявлено, что использование в конструкции автопоезда полуприцепа с более высокими показателями аэродинамических качеств дает возможность существенно снизить расход топлива такого автопоезда при транспортировании им груза на дальние расстояния и, следовательно, сократить количество вредных выбросов в окружающую среду [2].

S.V. Bashegurov (2019) выполнил исследование влияния разработанного устройства, предотвращающего складывание седельного тягача с полуприцепом, на устойчивость такого автопоезда при его эксплуатации в сложных дорожных условиях. Выявлено, что предлагаемое устройство с электронным блоком управления позволяет повысить активную и пассивную безопасность движения автопоезда, а также предотвратить складывание автопоезда [3].

В работе Qing Zhang и Shuo Wei (2020) представлены результаты выполненного исследования условий функционирования седельно-

сцепного устройства автопоезда, а также причин возникновения при эксплуатации автопоезда в сложных дорожных условиях отказов основных деталей седельно-сцепного устройства. Используя в своей работе методы математического моделирования, металлографического микроструктурного анализа, а также методы испытания образцов на растяжение, выполнено исследование морфологии трещин и поверхностного излома, обнаруженных на седельно-сцепном устройстве. Установлено, что выход из строя седельно-сцепного устройства связан с коррозионным растрескиванием при высоких нагрузках, воспринимаемых седельно-сцепным устройством [4].

M Zhileykin и G Skotnikov (2020) исследовали в своей работе устойчивость и управляемость тягача с полуприцепом. Ими предложен метод повышения устойчивости полуприцепов относительно тягача при экстренном торможении в процессе движения автопоезда в повороте при выходе из строя тормозной системы полуприцепа. Методами математического моделирования доказано, что применение предложенного метода позволит предотвратить дорожно-транспортное происшествие, а также сохранить траекторию движения полуприцепа относительно тягача в рассматриваемых условиях [5].

Sujatha Chandramohan (2017) в своих исследованиях с целью уменьшения отклонения полуприцепа от дороги в процессе движения автопоезда на повороте, возникающего из-за различия радиусов поворота между передней и задней осями тягача, предложил перспективную конструкцию седельно-сцепного устройства, размещаемого на задней части тягача. Кинематический анализ функционирования такого автопоезда позволил установить снижение отклонения полуприцепа от дороги при повороте автопоезда [6].

В статье Junggun Yang (2017) предложена перспективная система предотвращения дорожно-транспортных происшествий, разработанная для тягачей с полуприцепами и основанная на изменении угла сцепки между полуприцепом и тягачом. Результаты имитационного моделирования движения автопоезда показали эффективность предлагаемой системы, предотвращающей боковое столкно-

вление, позволяющей удерживать полосу движения автопоезда, а также ограничивающей выезд за нее, как тягача, так и полуприцепа [7].

В работе Ajlth Jogl (2020) выполнено исследование проблемы отклонения от пути следования в процессе движения полуприцепа относительно тягача по причине разницы радиусов поворота между передней и задней осями автопоезда. Выявлено, что использование седельно-сцепного устройства с функцией изменения точки сочленения позволит значительно уменьшить максимальное отклонение тягача относительно полуприцепа, что повысит маневренность автопоезда на более узких участках его маршрута следования [8].

Cheol Kim (2016) на основе исследования условий функционирования седельно-сцепных устройств лесовозных тягачей с прицепами выявил, что все они имеют избыточную металлоемкость. Это позволило Cheol Kim выполнить оптимизацию конструктивных параметров седельно-сцепных устройств на основе изучения воспринимаемых ими нагрузок, а также предложить седельно-сцепное устройство, обладающей уменьшенной на 5 % массой, высокой прочностью и жесткостью [9].

Eric Dahlberg и Johan P Wideberg (2014) выполнили исследование динамической устойчивости тягача с полуприцепом в зависимости от места расположения седельно-сцепного устройства. С помощью разработанной упрощенной модели было выявлено, что при перемещении седельно-сцепного устройства ближе к задней оси тягача автопоезд теряет устойчивость из-за чрезмерной управляемости [10].

J.V. Marcomini (2016) в своей работе рассмотрел причины отказов шкворня седельно-сцепного устройства тягача с полуприцепом, эксплуатируемого в тяжелых условиях по неровной опорной поверхности грунтовой дороги. Исследование с помощью сканирующей электронной микроскопии отказавшего шкворня показало, что наличие кавитации, способствующей распространению излома, не является основной причиной разрушения. В ходе дальнейших исследований выявлено, что основной причиной отказа шкворня явилось сочетание износа, ударной и усталостной перегрузок [11].

Работа Renafa Pidl (2018) посвящена изучению вибрации, оказывающей воздействие при движении тягача с полуприцепом. Представлен аналитический метод расчета вертикальной динамики полуприцепа с общим вязкостным демпфированием, подверженного гармоническому базовому возбуждению. Данный метод позволяет исследовать реакцию системы с различной нагрузкой на полуприцеп в изменяющихся дорожных условиях [12].

Анализ научных работ зарубежных ученых, занимающихся исследованием и разработкой перспективных конструкций седельно-сцепных устройств для автопоездов, показал, что в настоящее время еще не создано конструкций седельно-сцепных устройств, позволяющих одновременно повысить: эффективность лесовозного тягача с полуприцепом за счет сокращения его расхода топлива, путем рекуперации непроизводительно рассеиваемой энергии с ее последующим полезным использованием в технологическом процессе погрузки-разгрузки лесоматериалов; надежность и плавность хода при движении лесовозного тягача с полуприцепом по лесовозным дорогам с наличием на них различных неровностей, препятствий и дефектов. Для создания такой конструкции, удовлетворяющей всем необходимым требованиям, авторами разработана конструкция рекуперативного пружинно-гидравлического седельно-сцепного устройства, размещенного в передней части рамы полуприцепа лесовозного тягача (рис. 1) [13].

Функционирование такого устройства основано на полезном использовании кинетической энергии, возникающей при воздействии на лесовозный тягач сил инерции массы полуприцепа в процессе торможения, разгона при движении по недостаточно обустроенным лесовозным дорогам. Предлагаемое устройство дает возможность накапливать эту энергию для дальнейшего полезного использования при выполнении погрузочно-разгрузочных работ с использованием гидроманипулятора. Кроме этого, эффективность такого рекуперативного седельно-сцепного устройства хорошо приспособлена к воздействию на лесовозный тягач с полуприцепом обустроенности лесовозных дорог, к техническому со-

стоянию лесовозного автопоезда, а также к уровню мастерства водителя.

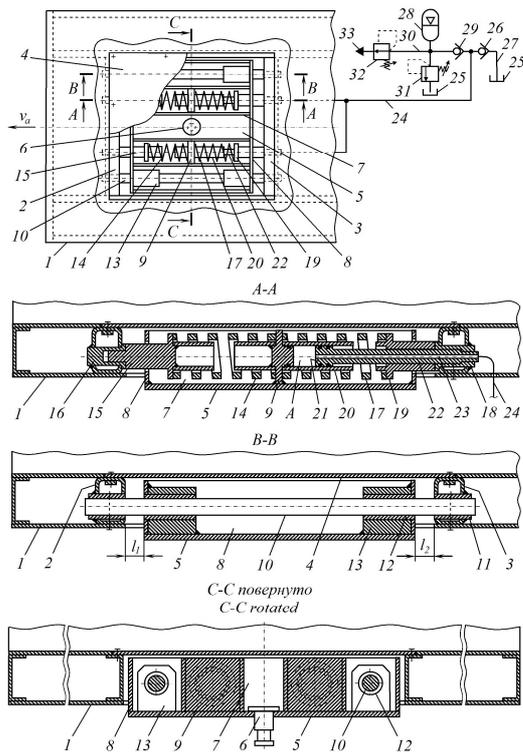


Рис. 1. Схема рекуперативного пружинно-гидравлического седельно-сцепного устройства:  
 A – рабочая полость гидроцилиндра;  $l_1$  и  $l_2$  – передний и задний зазоры; 1 – рама; 2 и 3 – поперечные брусья рамы; 4 – крышка; 5 – плита опорная; 6 – шкворень; 7 и 8 – продольная и поперечная пластины; 9 – распорка; 10 – ось направляющая; 11, 12, 16, 18 – втулки; 13 – опора; 14 и 17 – пружины; 15 и 19 – фланцы; 20 – цилиндр; 21 и 22 – поршень и шток гидроцилиндра; 23 – канал; 24 – гибкий трубопровод; 25 – гидробак; 26 и 29 – клапаны обратные; 27 и 30 – всасывающий и напорный трубопроводы; 28 – пневмогидравлический аккумулятор; 31 и 32 – предохранительный и редуцирующий клапаны; 33 – порт присоединительный

Figure 1. Diagram of a regenerative spring-hydraulic fifth wheel coupling: A – the working cavity of the hydraulic cylinder;  $l_1$  and  $l_2$  – front and rear clearances; 1 – frame; 2 and 3 – transverse beams of the frame; 4 – cover; 5 – support plate; 6 – kingpin; 7 and 8 – longitudinal and transverse plates; 9 – spacer; 10 – guide axis; 11, 12, 16, 18 – bushings; 13 – support; 14 and 17 – springs; 15 and 19 – flanges; 20 – cylinder; 21 and 22 – piston and hydraulic cylinder rod; 23 – channel; 24 – flexible pipeline; 25 – hydraulic tank; 26 and 29 – check valves; 27 and

30 – suction and discharge pipelines; 28 – pneumohydraulic accumulator; 31 and 32 – safety and pressure reducing valves; 33 – connection port

Источник: собственная схема авторов  
 Source: authors' own schema

### Материалы и методы

Для воспроизведения в модели работы системы рекуперации седельно-сцепного устройства, размещенного в полуприцепе лесовозного автопоезда, необходимо в модели создать интенсивное движение полуприцепа относительно лесовозного тягача. Ранее проводились исследования движения лесовозного автопоезда по случайной неровной поверхности, что создавало интенсивное движение полуприцепа относительно лесовозного тягача [14]. В данной статье изучено движение лесовозного автопоезда по ровной лесовозной дороге, но со случайно происходящими ускорениями и замедлениями, которые также приводят к движению полуприцепа относительно лесовозного тягача.

В модели упрощенно воспроизводятся реальные дорожные ситуации, приводящие к ускорениям и замедлениям лесовозного автопоезда. Возможны три режима движения с ускорением:

– режим  $R = 0$  – разгон до целевой скорости ( $v_c = 80$  км/ч) с ускорением, пропорциональным разности между целевой  $v_c$  и текущей  $v$  скоростями:

$$a = k_p (v_c - v), \quad (1)$$

где  $k_p$  – коэффициент управления разгоном;

– режим  $R = 1$  – плановое торможение до сниженной скорости ( $v_T = 40$  км/ч) с ускорением, пропорциональным разности между необходимой  $v_T$  и текущей  $v$  скоростями:

$$a = k_T (v_T - v), \quad (2)$$

где  $k_T$  – коэффициент управления торможением;

– режим  $R = 2$  – экстренное торможение до малой скорости ( $v_{cb} = 20$  км/ч) с ускорением, пропорциональным разности между необходимой  $v_{cb}$  и текущей  $v$  скоростями:

$$a = k_{cb} (v_{cb} - v), \quad (3)$$

где  $k_{cb}$  – коэффициент управления экстренным торможением.

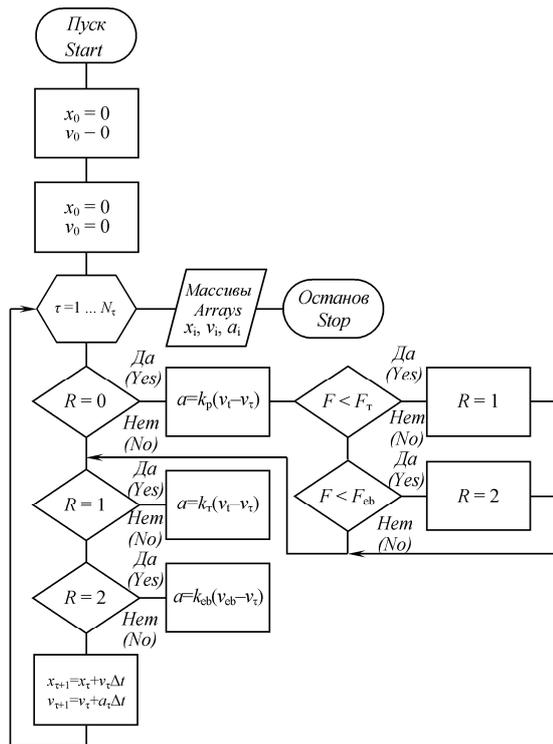


Рис. 2. Схема алгоритма формирования кинематических условий движения лесовозного автопоезда

Figure 2. Diagram of the algorithm for the formation of kinematic conditions for the movement of a timber road train

Источник: собственная схема авторов  
Source: authors' own schema

Составление кинематического плана движения лесовозного автопоезда является задачей алгоритмического типа (рис. 2). Движение начинается в режиме разгона  $R = 0$  со скорости 50 км/ч. В случайные моменты времени режим движения изменяется на режим торможения  $R = 1$  или экстренного торможения  $R = 2$ . Для этого на каждом шаге интегрирования по времени  $\tau$  производится проверка значения случайной величины  $F$ , равномерно распределенной в интервале  $0 \dots 1$ , и в случае  $F < 0,0002$  (значения приведены для шага интегрирования 0,003 с) для торможения или  $F < 0,0001$  для экстренного торможения производится изменение режима движения. Также случайно генерируется длительность планового торможения от 5 до 15 с, длительность экстренного торможения от 4 до 7 с. Разработанный алгоритм позволяет воспроизвести характерное поведение водителя при управлении лесовозным автопоездом.

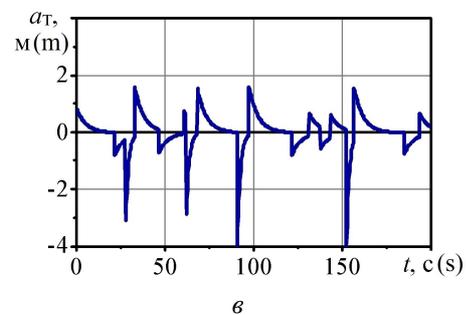
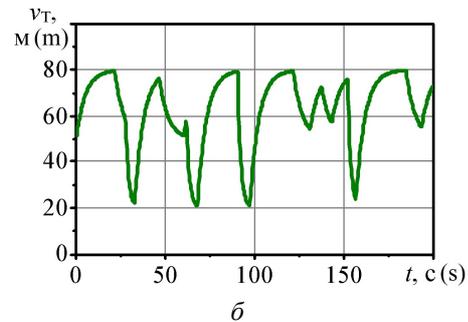
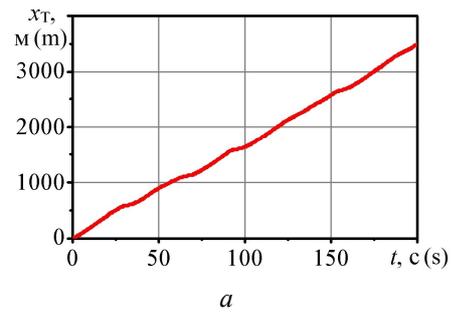


Рис. 3. Зависимость от времени  $t$  координаты  $x_T$  (а), скорости  $v_T$  (б) и ускорения  $a_T$  (в) лесовозного тягача автопоезда в процессе компьютерного эксперимента при его движении по лесовозной дороге

Figure 3. Time dependence of the coordinate  $x_T$  (a), speed  $v_T$  (b) and acceleration  $a_T$  (c) of a timber tractor of a road train in the process of a computer experiment when it moves along a timber road

Источник: собственные вычисления авторов  
Source: authors' own calculations

Результатом работы алгоритма является зависимость ускорения, скорости и координаты тягача автопоезда (рис. 3). «Модельный водитель» лесовозного автопоезда старается разогнаться до скорости 80 км/ч и выдерживать данную скорость (рис. 3, б). Однако в случайные моменты времени «модельный водитель» совершает плановые торможения до скорости 50 км/ч или экстренные торможения до скорости 20 км/ч. Из-за резких разнонаправленных уско-

рений (рис. 3, в) полуприцеп совершает значительные движения по отношению к лесовозному тягачу, что является основой для оценки эффективности системы рекуперации [15-17].

В данной статье выполнено исследование рекуперации энергии колебаний в пружинно-гидравлическом седельно-сцепном устройстве, размещенном в передней части рамы полуприцепа лесовозного тягача. Поэтому определение рекуперированной мощности производится в модели на основе движения относительно друг друга пружинно-гидравлического седельно-сцепного устройства на лесовозном тягаче и полуприцепе. Седельно-сцепное устройство в модели представлено в виде двух одинаковых и одновременно работающих гидроцилиндров с возвращающими пружинами, которые в модели заменяются одной эффективной пружиной (рис. 4).

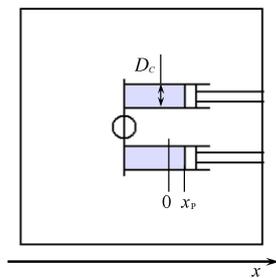


Рис. 4. Представление в модели пружинно-гидравлического седельно-сцепного устройства и его основные геометрические параметры  
Figure 4. Representation in the model of a spring-hydraulic fifth-wheel coupling and its main geometric parameters

Источник: собственная композиция авторов  
Source: author's composition

Силы со стороны гидравлических полостей и эффективной пружины осуществляют в модели связь лесовозного тягача и полуприцепа в продольном направлении. Движение поршней в гидроцилиндрах приводит к заполнению полости рабочей жидкостью из магистрали низкого давления и последующему вытеснению жидкости в пневмогидравлический аккумулятор (рис. 5). Оснащение седельно-сцепного устройства системой рекуперации в зависимости от ее параметров может как улучшить, так и ухудшить демпфирующие свойства седельно-сцепного устройства, которые можно оце-

нивать по характеру продольных ускорений полуприцепа лесовозного тягача. Поэтому при анализе результатов моделирования наряду с величиной рекуперированной мощности выполняется оценка среднего ускорения полуприцепа в продольном направлении.

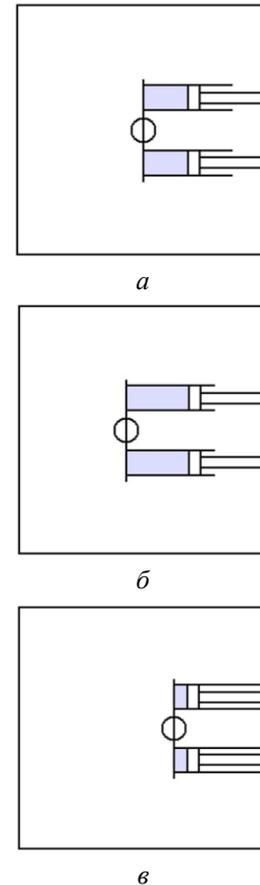


Рис. 5. Состояние пружинно-гидравлического седельно-сцепного устройства в различных режимах разгона и торможения: а – нейтральное состояние; б – заполнение цилиндров рабочей жидкостью в процессе ускорения лесовозного автопоезда; в – вытеснение рабочей жидкости из цилиндров в процессе замедления лесовозного автопоезда

Figure 5. Condition of the spring-hydraulic fifth wheel coupling in various acceleration and deceleration modes: a – neutral state; b – filling the cylinders of the working liquid in the process of accelerating the timber road trains; c – displacement of the working fluid from the cylinders during deceleration timber road train

Источник: собственная композиция авторов  
Source: author's composition

Согласно принципу работы предложенное пружинно-гидравлическое седельно-цепное устройство может находиться в трех основных положениях. В нейтральном положении (рис. 5, а) поршни находятся в среднем положении в гидроцилиндрах, полости гидроцилиндров заполнены рабочей жидкостью. В случае отдаления лесовозного тягача и полуприцепа (при разгоне) увеличиваются длины полостей гидроцилиндра, что приводит к забору рабочей жидкости в полости из магистрали низкого давления (рис. 5, б). В случае сближения лесовозного тягача и полуприцепа (при торможении) уменьшаются длины полостей гидроцилиндров, что приводит к вытеснению рабочей жидкости из полости в магистраль высокого давления и в пневмогидравлический аккумулятор (рис. 5, в).

Эффективность функционирования рекуперативного пружинно-гидравлического седельно-цепного устройства, размещенного в передней части рамы полуприцепа лесовозного тягача, определяемая в процессе моделирования, должна одновременно оценивать и полезный эффект при рекуперации гидравлической энергии, и негативное воздействие от использования такого седельно-цепного устройства. На основании этого в качестве показателей для оценки эффективности процесса рекуперации были приняты два показателя: первый – рекуперированная мощность  $N_p$ , второй – ускоренный полуприцепа лесовозного тягача  $a_s$ .

В процессе выполнения каждого шага численного интегрирования в результате изменения расстояния между пружинно-гидравлическим седельно-цепным устройством и лесовозным тягачом осуществлялся расчет мгновенного значения рекуперированной мощности  $N_p$ :

$$N_p(\tau) = d_0 \left( \frac{D_c}{D_{c0}} \right)^2 \left( \left| \frac{x_A^\tau - x_A^{\tau-1}}{\Delta t} \right| - \left| \frac{x_B^\tau - x_B^{\tau-1}}{\Delta t} \right| \right)^2, \quad (4)$$

где  $d_0$  – коэффициент демпфирования гидроцилиндров пружинно-гидравлического седельно-цепного устройства,  $\text{H} \cdot \text{с} \cdot \text{м}^{-1}$ ;  $D_{c0}$  – базовый диаметр гидроцилиндров пружинно-гидравлического седельно-цепного устройства (в расчетах базовое значение принималось 50 мм), м;  $D_c$  – диаметр гидроцилиндров пружинно-гидравлического седельно-цепного устройства, м;  $x_A$  и  $x_B$  – продольная координата точки

пружинно-гидравлического седельно-цепного устройства лесовозного тягача и полуприцепа соответственно, м; индексы в формуле (4)  $\tau$  и  $\tau - 1$  обозначают текущий и предыдущий шаги интегрирования по времени дифференциальных уравнений движения, безразмерные;  $\Delta t$  – шаг по времени интегрирования дифференциальных уравнений, с.

Оснащение седельно-цепного устройства системой рекуперации может ухудшить демпфирующие свойства пружинно-гидравлического седельно-цепного устройства и привести к неблагоприятным колебаниям полуприцепа относительно лесовозного тягача. Поэтому в разработанной модели также выполняется оценка ускорения полуприцепа в продольном направлении.

В процессе выполнения каждого шага численного интегрирования  $\tau$  значение мгновенного продольного ускорения полуприцепа  $a_s$  определялось следующим образом:

$$a_s(\tau) = \frac{x_s^{\tau+1} + x_s^{\tau-1} - 2x_s^\tau}{(\Delta t)^2}, \quad (5)$$

где  $x_s^\tau$  – координата центра тяжести полуприцепа вдоль продольной декартовой оси  $Ox$  на текущем шаге интегрирования по времени дифференциальных уравнений,  $x_s^{\tau-1}$  и  $x_s^{\tau+1}$  соответственно на предыдущем и последующем шагах интегрирования.

Далее после определения мгновенных значений рекуперированной мощности  $N_p$  и продольного ускорения полуприцепа  $a_s$  выполнялся расчет усредненных показателей  $N_{pc}$  и  $a_{sc}$ :

$$N_{pc} = \frac{1}{\tau_k - \tau_e} \sum_{i=\tau_e}^{\tau_k} N_p(\tau), \quad (6)$$

$$a_{sc} = \frac{1}{\tau_k - \tau_e} \sum_{i=\tau_e}^{\tau_k} |a_s(\tau)|, \quad (7)$$

где  $\tau_e$  – начальный шаг интегрирования по времени;  $\tau_k$  – соответственно конечный шаг интегрирования. Усредненные показатели рекуперированной мощности  $N_{pc}$  и ускорения  $a_{sc}$  ниже используются в качестве показателей эффективности системы рекуперации.

Для дальнейших теоретических исследований полученной математической модели разработана компьютерная программа «Программа для моделирования работы пружинно-гидравлического седельно-цепного устройства, размещенного в

передней части рамы полуприцепа лесовозного тягача», позволяющая оценить с помощью серий компьютерных экспериментов эффективность предложенной конструкции рекуперативного пружинно-гидравлического седельно-сцепного устройства, размещенного в передней части рамы полуприцепа лесовозного тягача, а также выполнить оптимизацию основных конструктивных параметров этого устройства.

Разработанная программа позволяет в процессе компьютерного эксперимента изменять как конструктивные параметры предлагаемого седельно-сцепного устройства, так и геометрические, кинематические и динамические параметры лесовозного тягача с полуприцепом. Кроме этого в процессе выполнения компьютерного эксперимента на интерфейсную форму выводится проекция сбоку движущегося по лесовозной дороге лесовозного тягача с полуприцепом, состояние гидроцилиндров рекуперативного седельно-сцепного устройства, а также зависимости скорости лесовозного тягача с полуприцепом, его ускорения и положения поршней гидроцилиндров рекуперативного седельно-сцепного устройства (рис. 6).

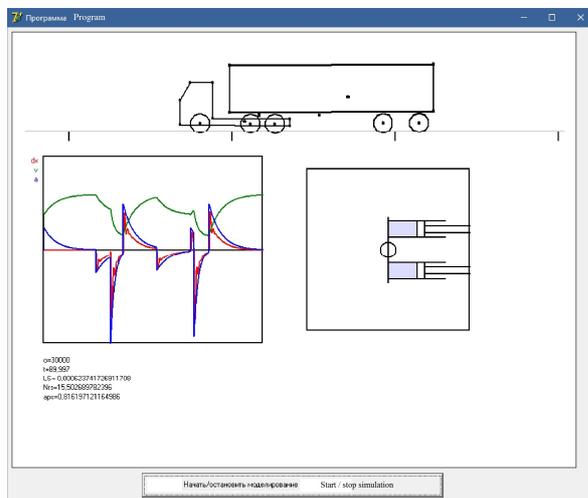


Рис. 6. Интерфейсная форма вывода результатов компьютерного эксперимента  
Figure 6. Interface form for displaying the results of a computer experiment

Источник: собственная композиция авторов  
Source: author's composition

Разработанная математическая модель обладает высокой физической и геометрической адекватностью, поэтому позволяет задавать около 40 физических и геометрических параметров пружинно-гидравлического седельно-сцепного устройства, лесовозного тягача, полуприцепа, а также режимов его движения по лесовозной дороге. Наиболее важные входные и выходные переменные компьютерной программы показаны схематично на рис. 7.

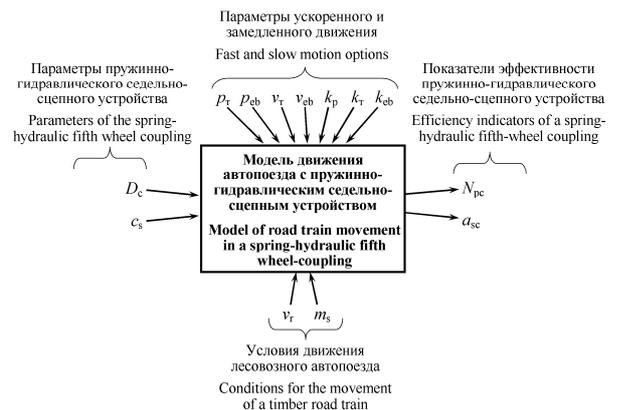


Рис. 7. Входные параметры и выходные показатели математической модели

Figure 7. Input parameters and outputs of the mathematical model

Источник: собственная схема авторов  
Source: authors' own schema

Входными параметрами исследуемого пружинно-гидравлического седельно-сцепного устройства являются внутренний диаметр  $D_c$  гидроцилиндров и суммарный коэффициент жесткости  $c_s$  пружин этого устройства. Входными параметрами, характеризующими условия движения лесовозного тягача с полуприцепом, являются целевая скорость  $v_T$  движения автопоезда (максимальная скорость, до которой разгоняется автопоезд) в продольном направлении  $Ox$  и масса полуприцепа  $m_s$ . Входными параметрами ускоренного и замедленного движения лесовозного тягача с полуприцепом являются  $p_T$  и  $p_{cb}$  – вероятности начала торможения и экстренного торможения соответственно;  $v_T$  и  $v_{cb}$  – скорости, до которых производится плановое и экстренное торможение соответственно;  $k_p$  – коэффициент управления разгоном;  $k_T$  – коэффициент управления плановым торможением.

ем;  $k_{\text{об}}$  – коэффициент управления экстренным торможением.

Эффективность функционирования предлагаемого рекуперативного пружинно-гидравлического седельно-сцепного устройства, размещенного в передней части рамы полуприцепа лесовозного тягача, оценивается усредненными значениями рекуперированной мощности  $N_{\text{pc}}$  и продольного ускорения полуприцепа  $a_{\text{sc}}$ . При этом эффективность разработанного седельно-сцепного устройства будет повышаться с возрастанием среднего значения рекуперированной мощности в процессе движения лесовозного тягача с полуприцепом, а также с уменьшением значения неблагоприятного среднего ускорения.

В процессе теоретического исследования необходимо установить влияние параметров рекуперативного седельно-сцепного устройства, условий движения лесовозного автопоезда и параметров случайного ускоренно-замедленного движения на средние рекуперированную мощность  $N_{\text{pc}}$  и ускорение полуприцепа  $a_{\text{sc}}$ .

## Результаты и обсуждение

Дальнейшее теоретическое исследование основано на многократном выполнении запланированных компьютерных экспериментов, имитирующих движение по лесовозной дороге модельного лесовозного автопоезда, оснащенного предлагаемым рекуперативным седельно-сцепным устройством. В каждом компьютерном эксперименте лесовозный автопоезд двигался в течение 200 с, преодолевая за это время дистанцию около 4 км. Программа управления кинематическими параметрами соответствовала графикам рис. 8 и была одинаковой для всех компьютерных экспериментов. В процессе компьютерного эксперимента определялось перемещение поршней гидроцилиндров рекуперативного седельно-сцепного устройства (рис. 8). В процессе интенсивных разгонов поршни перемещались на 0,15 м в одном направлении, а в процессе экстренных торможений поршни перемещались на 0,25 м в противоположном направлении.

На основе полученной зависимости  $x_p(t)$  определялись показатели эффективности: средняя рекуперированная мощность  $N_{\text{pc}}$  и среднее ускорение полуприцепа  $a_{\text{sc}}$ . Результаты проведенных компьютерных экспериментов с типичными входными параметрами

показали, что показатели эффективности составили  $N_{\text{pc}} = 4,82$  кВт,  $a_{\text{sc}} = 0,62$  м/с<sup>2</sup>. Таким образом, рекуперативное пружинно-гидравлическое седельно-сцепное устройство, размещенное в передней части рамы полуприцепа лесовозного тягача, при движении с типичными случайно происходящими ускорениями и замедлениями по ровной лесовозной дороге позволяет рекуперировать мощность в среднем около 4,8 кВт при значении среднего продольного ускорения порядка 0,62 м/с<sup>2</sup>.

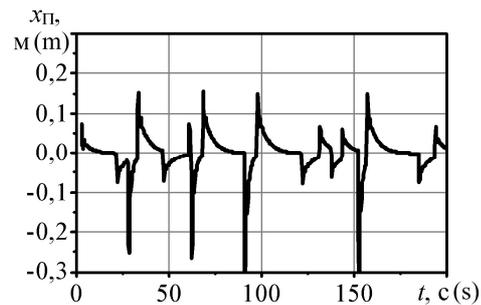


Рис. 8. Зависимость от времени  $t$  положения поршня  $x_p$  гидроцилиндра  $x_T$  в процессе компьютерного эксперимента по случайно ускоренному движению лесовозного автопоезда по лесовозной дороге

Figure 8. Time  $t$  dependence of the position of the piston  $x_p$  of the hydraulic cylinder  $x_T$  in the process of a computer experiment on the randomly accelerated movement of a timber road train along a timber road

Источник: собственные вычисления авторов  
Source: authors' own calculations

Изменение внутреннего диаметра гидроцилиндров  $D_c$  рекуперативного пружинно-гидравлического седельно-сцепного устройства способствует изменению потока рабочей жидкости при движении поршней, а также сопротивлению движения поршней. Для исследования закономерности влияния диаметра гидроцилиндров  $D_c$  выполнили шесть компьютерных экспериментов, в процессе которых с шагом 10 мм увеличивали значение диаметра гидроцилиндра  $D_c$  в интервале 30–80 мм (рис. 9).

Обнаружено, что при малых диаметрах 30 ... 40 мм гидроцилиндров рекуперированная мощность мала (3,2 ... 4,2 кВт), так как даже при существенных перемещениях полуприцепа относительно лесовозного тягача объем жидкости, находящейся в гидроцилиндре, сравнительно мал и невелик по-

ток в гидросистему для накопления или использования энергии рабочей жидкости (рис. 9, а). При этом сравнительно велико продольное ускорение полуприцепа ( $0,64 \dots 0,73 \text{ м/с}^2$ ), так как гидроцилиндры малого диаметра не оказывают эффективного демпфирующего действия (рис. 9, б). При слишком больших диаметрах  $70 \dots 80 \text{ мм}$  гидроцилиндры оказывают слишком большое сопротивление взаимному перемещению лесовозного тягача и полуприцепа, поэтому также оказывается малым поток рабочей жидкости, поступающей в систему накопления и использования энергии рабочей жидкости (рис. 9, а). Также жесткая связь между лесовозным тягачом и полуприцепом является причиной того, что полуприцеп движется по модельной лесовозной дороге с существенным продольным ускорением  $6,8 \dots 7,5 \text{ м/с}^2$  (рис. 9, б).

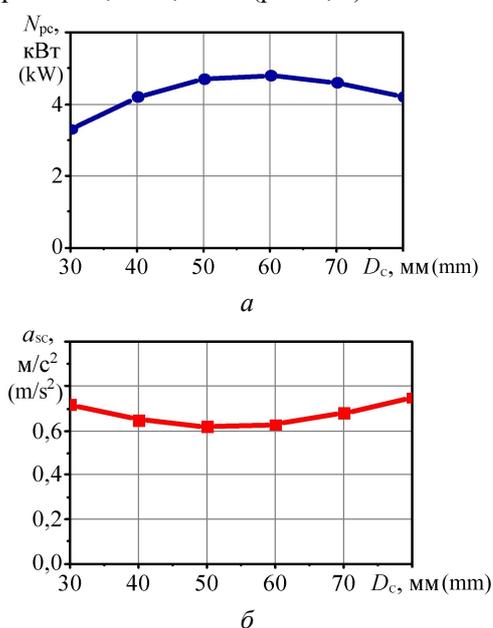


Рис. 9. Зависимости изменения средних значений рекуперированной мощности  $N_{pc}$  и среднего продольного ускорения полуприцепа  $a_{sc}$  от внутреннего диаметра гидроцилиндров  $D_c$  рекуперативного пружинно-гидравлического седельно-сцепного устройства

Figure 9. Dependences of the change in the average values of the recovered power  $N_{pc}$  and the average longitudinal acceleration of the semitrailer  $a_{sc}$  on the inner diameter of the hydraulic cylinders  $D_c$  of the recuperative spring-hydraulic fifth wheel coupling

Источник: собственные вычисления авторов  
Source: authors' own calculations

Оптимальным является диаметр гидроцилиндров  $50 \dots 60 \text{ мм}$ , при котором наблюдается максимум рекуперированной мощности около  $4,8 \text{ кВт}$  и минимум среднего продольного ускорения полуприцепа около  $0,62 \text{ м/с}^2$ .

Масса полуприцепа влияет на силы, приложенные к гидроцилиндру, поэтому должна влиять на эффективность рекуперации. Для исследования влияния на показатели эффективности изменения массы полуприцепа  $m_s$  выполнено пять компьютерных экспериментов, в которых входные параметры массы полуприцепа увеличивали с шагом  $10 \text{ т}$  в интервале  $10\text{-}50 \text{ т}$ . Как и следовало ожидать, с увеличением массы полуприцепа рекуперированная мощность увеличивается приблизительно по линейному закону от  $1,7 \text{ кВт}$  для пустого полуприцепа до  $5,9 \text{ кВт}$  для полностью загруженного полуприцепа (рис. 10, а).

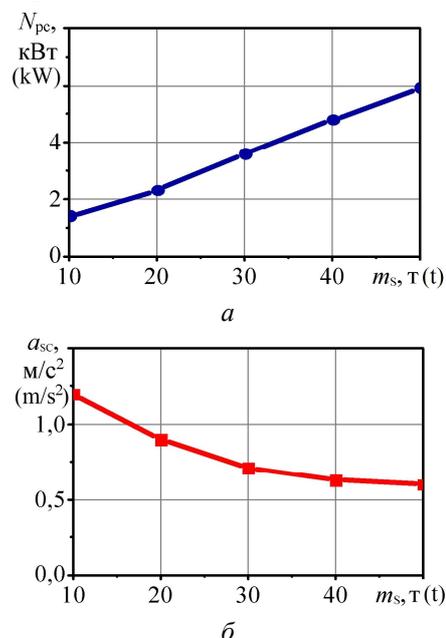


Рис. 10. Влияние массы полуприцепа  $m_s$  на средние значения рекуперированной мощности  $N_{pc}$  и продольного ускорения полуприцепа  $a_{sc}$

Figure 10. Influence of the semitrailer mass  $m_s$  on the average values of the recovered power  $N_{pc}$  and the longitudinal acceleration of the semitrailer  $a_{sc}$

Источник: собственные вычисления авторов  
Source: authors' own calculations

С увеличением массы полуприцепа с  $10$  до  $50 \text{ т}$  уменьшается среднее продольное ускорение полуприцепа с  $1,2$  до  $0,6 \text{ м/с}^2$  (рис. 10, б). Таким

образом, система рекуперации тем эффективнее, чем больше нагрузка полуприцепа. С увеличением массы полуприцепа с 10 до 50 т рекуперированная мощность повышается от 1,7 до 5,9 кВт, среднее продольное ускорение полуприцепа снижается с 1,2 до 0,6 м/с<sup>2</sup>.

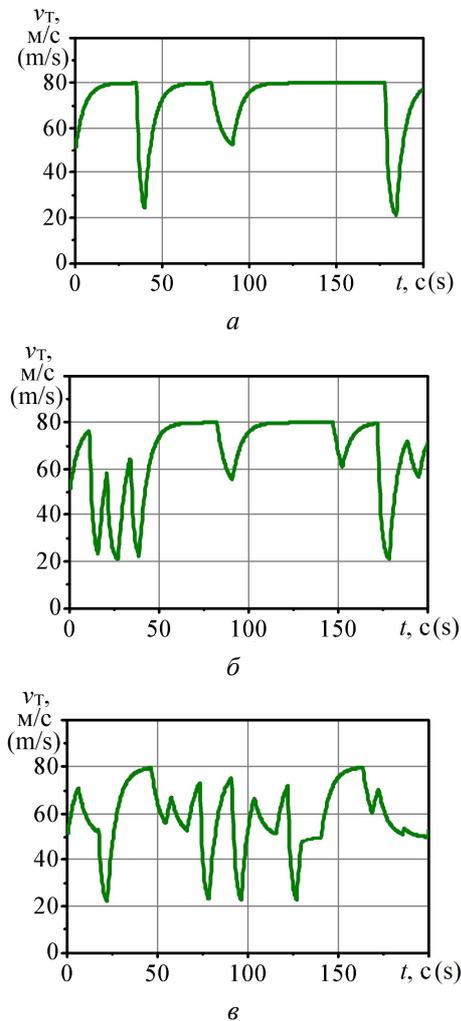


Рис. 11. Влияние количества торможений лесовозного тягача с полуприцепом на изменение его скорости  $v_T$  во времени  $t$ :  $a - 0,5 \text{ км}^{-1}$ ,  $б - 1,5 \text{ км}^{-1}$ ,  $в - 2,5 \text{ км}^{-1}$

Figure 11. Influence of the number of brakes timber tractor with a semitrailer to change its speed  $v_T$  in time  $t$ :  $a - 0.5 \text{ км}^{-1}$ ,  $б - 1.5 \text{ км}^{-1}$ ,  $в - 2.5 \text{ км}^{-1}$

Источник: собственные вычисления авторов  
Source: authors' own calculations

Ускорения и замедления лесовозного автопоезда наряду с неровностями опорной поверхности лесовозной дороги являются важной причиной интенсивного относительного движения лесовозно-

го тягача и полуприцепа, за счет сглаживания которого рекуперативное пружинно-гидравлическое седельно-сцепное устройство выделяет свободную мощность. С целью изучения влияния ускорений и замедлений на эффективность рекуперативного пружинно-гидравлического седельно-сцепного устройства проведена серия из шести компьютерных экспериментов, в которой изменяли количество  $n_T$  торможений (и соответственно последующих разгонов) на 1 км пути от 0,5 до 3,0 км<sup>-1</sup> с шагом 0,5 км<sup>-1</sup>. Примеры зависимостей скорости лесовозного автопоезда от времени приведены на рис. 11. При малом  $n_T = 0,5 \text{ км}^{-1}$  за время компьютерного эксперимента 200 с происходило 2-3 торможения (рис. 11, а), в то время как при большом  $n_T = 2,5 \text{ км}^{-1}$  за 200 с происходило более 10 торможений, накладывающихся друг на друга (рис. 11, в).

Обнаружено, что с повышением частоты торможений и разгонов рекуперированная мощность увеличивается сначала по линейному закону с 0,5 до 1.5 км<sup>-1</sup>, плавно переходя в участок насыщения (рис. 12).

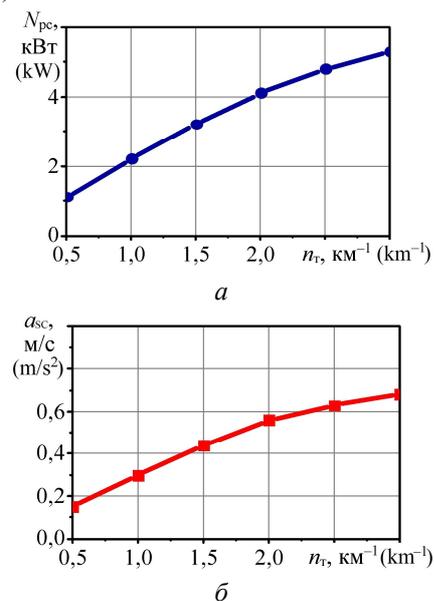


Рис. 12. Влияние частоты торможений и разгонов  $n_T$  лесовозного автопоезда на средние значения рекуперированной мощности  $N_{pc}$  и продольного ускорения полуприцепа  $a_{sc}$

Figure 12. Influence of the frequency of braking and acceleration  $n_T$  of a timber road train on the average values of the recuperated power  $N_{pc}$  and longitudinal acceleration of the semitrailer  $a_{sc}$

Источник: собственные вычисления авторов  
Source: authors' own calculations

Смена линейной зависимости более слабой зависимостью объясняется тем, что при больших  $n_t$  происходит наложение последовательных торможений и ускорений, поэтому уменьшается вклад отдельных торможений и ускорений.

Аналогичный вид имеет зависимость среднего продольного ускорения полуприцепа от  $n_t$  (рис. 12, б). Естественно ожидать, что с увеличением частоты ускорений и торможений среднее ускорение будет расти сначала по линейному закону, затем по степенному, когда  $n_t$  достаточно велико, чтобы сказывался эффект перекрытия периодов ускорения и торможения. Таким образом, с увеличением от 0,5 до 3,0 км<sup>-1</sup> частоты торможений и разгонов (например, с увеличением насыщенности лесовозной дороги транспортными средствами) увеличивается рекуперлируемая мощность с 1,1 до 5,2 кВт, и в то же время увеличивается неблагоприятное продольное ускорение полуприцепа с 0,16 до 0,68 м/с<sup>2</sup>.

### Выводы

Выполнен анализ научных работ зарубежных ученых, занимающихся исследованием влияния работы седельно-сцепных устройств на эффективность лесовозных автопоездов. Предложена перспективная схема рекуперативного пружинно-гидравлического седельно-сцепного устройства, размещенного в передней части рамы полуприцепа лесовозного тягача, обладающая существенными преимуществами в сравнении с другими аналогичными устройствами.

Разработана математическая модель функционирования лесовозного седельного тягача, оснащенного рекуперативным пружинно-гидравлическим седельно-сцепным устройством в передней части рамы полуприцепа, со случайными ускорениями и торможениями по ровной опорной поверхности лесовозной дороги. Модель позволяет оценить возможность рекуперации энергии в различных режимах движения и изучить влияние параметров предложенной конструкции седельно-сцепного устройства на его эффективность. Для дальнейших теоретических исследований полученной математической модели разработана

компьютерная программа «Программа для моделирования работы пружинно-гидравлического седельно-сцепного устройства, размещенного в передней части рамы полуприцепа лесовозного тягача», позволяющая за счет выполнения серий компьютерных экспериментов оценить эффективность работы предложенной конструкции седельно-сцепного устройства, а также оптимизации его основных конструктивных параметров.

На основе компьютерного моделирования установлено, что рекуперативное пружинно-гидравлическое седельно-сцепное устройство лесовозного тягача с полуприцепом при движении с типичными случайно происходящими ускорениями и замедлениями по ровной лесовозной дороге позволяет рекуперировать мощность в среднем около 4,8 кВт при значении среднего продольного ускорения – 0,62 м/с<sup>2</sup>. Оптимальное значение диаметра гидроцилиндров рекуперативного пружинно-гидравлического седельно-сцепного устройства может составлять 50-60 мм. Такое значение позволяет достигать максимума рекуперлируемой мощности около 4,8 кВт и минимума среднего продольного ускорения полуприцепа около 0,62 м/с<sup>2</sup>.

Система рекуперации тем эффективнее, чем больше нагрузка полуприцепа. С увеличением массы полуприцепа с 10 до 50 т рекуперлируемая мощность повышается от 1,7 до 5,9 кВт, среднее продольное ускорение полуприцепа снижается с 1,2 до 0,6 м/с<sup>2</sup>. С увеличением от 0,5 до 3,0 км<sup>-1</sup> частоты торможений и разгонов (например, с увеличением количества транспортных средств на лесовозной дороге) происходит возрастание рекуперлируемой мощности с 1,1 до 5,2 кВт, а также наблюдается рост негативного продольного ускорения полуприцепа относительно лесовозного тягача с 0,16 до 0,68 м/с<sup>2</sup>. Практическое использование предлагаемого седельно-сцепного устройства позволяет в зависимости от условий движения лесовозного автопоезда по недостаточно обустроенным лесовозным дорогам снизить его расход топлива от 5 до 8 %.

### Список литературы

1. Guang Xia, Mingzhuo Zhao, Xiwen Tang, Shaojie Wang, Linfeng Zhao Linear reversing control of semi-trailer trains based on hitch angle stable and feasible domain. Control Engineering Practice 104 (2020) 104625. DOI: 10.1016/j.conengprac.2020.104625.

2. Anil K. Madhusudhanan, Daniel Ainalis, Xiaoxiang Na (et al.) Effects of semi-trailer modifications on HGV fuel consumption. *Transportation Research Part D92* (2021) 102717. DOI: 10.1016/j.trd.2021.102717.
3. Bashegurov S.V., Nasybullin F.F., Khusainov R.H., Faskhieva Z.R. Ensuring the safety of operation of the truck with the semi-trailer. *IOP Conf. Series : Materials Science and Engineering* 632 (2019): 6. DOI: 10.1088/1757-899X/632/1/012017.
4. Qing Zhang, Shuo Wei, Youming Chen Failure analysis of the fifth wheel couplings utilized in heavy semi-trailer tractors. *Engineering Failure Analysis* 109 (2020) 104352. DOI: 10.1016/j.engfailanal.2019.104352.
5. Zhileykin M., Skotnikov G. The method of increasing the stability of trailer-trucks incase of emergency braking in a turn and emergency failure of the trailer brake system. *IOP Conf. Series : Materials Science and Engineering* 820 (2020): 012017. DOI 10.1088/1757-899X/820/1/012017.
6. Ajith Jogi, Sujatha Chandramohan Kinematic analysis of tractor-semitrailer with split fifth wheel coupling during low speed turning maneuvers. *SAE Int. J. Commer. Veh.* 2017; 10, 2: 582-588. DOI: 10.4271/2017-01-1554.
7. Junggun Yang, Seunki Kim, Kunsu Hun Development of a unified lane-keeping and collision avoidance system for semi-trailer truck. *IEEE Access.* 2020; 8: 13. DOI: 10.1109/ACCESS.2020.3016497.
8. Ajith Jogi, Sujatha Chandramohan Zero-speed off-tracking analysis of tractor-semitrailer with split fifth wheel coupling for 90° and 180° turning manoeuvres. *Advances in Mechanical Engineering, Lecture Notes in Mechanical Engineering.* 2020: 1567-1578. DOI: 10.1007/978-981-15-0124\_137.
9. Cheol Kim, Seung-Yoon Lee, Yong-Cheon Lee New weight-reduction design of the fifth wheel coupler with a trailer by using topology optimization and durability tests. *Transactions of KSAE.* 2016; 24, 2: 137-143. DOI: 10.7467/KSAE.2016.24.2.137.
10. Dahlberg E., Wideberg J. P. Influence of the fifth-wheel location on heavy articulated vehicle handling *Proceedings Produced by : Document Transformation Technologies,* 2016. 11 p.
11. Marcomini J. B., Baptista C.A.R.P., Pascon J. P., Teixeira R. L., Medina P. C. Failure analysis of a hot forged SAE 4140 steel kingpin. *International Journal of Engineering Research Science.* 2016; 2, 6: 9 p.
12. Pidl R. Analytical approach to determine vertical dynamics of a semi-trailer truck from the point of view of goods protection. *AIP Conference Proceedings* 1922, 1200033 (2018). 16 p. DOI: 10.1063/1.5019118.
13. Патент № 2729006 Российская Федерация, МПК В62В 53/08. Рекуперативное пружинно-гидравлическое седельно-сцепное устройство автопоезда : № 2019144220 : заявл. 24.12.2019 ; опубл. 03.08.2020 / В. И. Посметьев, В. О. Никонов, В. В. Посметьев ; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО ВГЛТУ имени Г.Ф. Морозова.
14. Имитационное моделирование рекуперативного пружинно-гидравлического седельно-сцепного устройства лесовозного тягача с полуприцепом / В. И. Посметьев, В. О. Никонов, В. В. Посметьев, А. В. Авдюхин // *Лесотехнический журнал.* – 2020. – Т. 10. – № 4 – С. 227–242. – *Библиогр.: с. 239-240 (20 назв.).* – DOI:10.34220/issn.2222-7962/2020.4/19.
15. Гребенникова, И. В. Методы математической обработки экспериментальных данных : учебно-методическое пособие. Екатеринбург : Изд-во Урал. ун-та, 2015. 124 с. *Библиогр.: с. 117.*
16. Бочкарев С. В., Васильева Т. В., Галиновский А. Л. (и др.) Планирование и обработка результатов эксперимента : учеб. Старый Оскол : ТНТ, 2020. 508 с. *Библиогр.: с. 506-507.*
17. Моргунов А. П., Ревина И. В. Планирование и анализ результатов эксперимента : учеб. пособие. Омск : Издательство ОмГТУ, 2014. 347 с. *Библиогр.: с. 334-336.*

### References

1. Guang Xia, Mingzhuo Zhao, Xiwen Tang, Shaojie Wang, Linfeng Zhao Linear reversing control of semi-trailer trains based on hitch angle stable and feasible domain. *Control Engineering Practice* 104 (2020) 104625. DOI: 10.1016/j.conengprac.2020.104625.

2. Anil K. Madhusudhanan, Daniel Ainalis, Xiaoxiang Na (et al.) Effects of semi-trailer modifications on HGV fuel consumption. *Transportation Research Part D92* (2021) 102717. DOI: 10.1016/j.trd.2021.102717.
3. Bashegurov S.V., Nasybullin F.F., Khusainov R.H., Faskhieva Z.R. Ensuring the safety of operation of the truck with the semi-trailer. *IOP Conf. Series : Materials Science and Engineering* 632 (2019): 6. DOI: 10.1088/1757-899X/632/1/012017.
4. Qing Zhang, Shuo Wei, Youming Chen Failure analysis of the fifth wheel couplings utilized in heavy semi-trailer tractors. *Engineering Failure Analysis* 109 (2020) 104352. DOI: 10.1016/j.engfailanal.2019.104352.
5. Zhileykin M., Skotnikov G. The method of increasing the stability of trailer-trucks incase of emergency braking in a turn and emergency failure of the trailer brake system. *IOP Conf. Series : Materials Science and Engineering* 820 (2020): 012017. DOI 10.1088/1757-899X/820/1/012017.
6. Ajith Jogi, Sujatha Chandramohan Kinematic analysis of tractor-semitrailer with split fifth wheel coupling during low speed turning maneuvers. *SAE Int. J. Commer. Veh.* 2017; 10, 2: 582-588. DOI: 10.4271/2017-01-1554.
7. Junggun Yang, Seunki Kim, Kunsoo Hun Development of a unified lane-keeping and collision avoidance system for semi-trailer truck. *IEEE Access.* 2020; 8: 13. DOI: 10.1109/ACCESS.2020.3016497.
8. Ajlth Jogl, Sujatha Chandramohan Zero-speed off-tracking analysis of tractor-semitrailer with split fifth wheel coupling for 90° and 180° turning man oeuvres. *Advances in Mechanical Engineering, Lecture Notes in Mechanical Engineering.* 2020: 1567-1578. DOI: 10.1007/978-981-15-0124\_137.
9. Cheol Kim, Seung-Yoon Lee, Yong-Cheon Lee New weight-reduction design of the fifth wheel coupler with a trailer by using topology optimization and durability tests. *Transactions of KSAE.* 2016; 24, 2: 137-143. DOI: 10.7467/KSAE.2016.24.2.137.
10. Dahlberg E., Wideberg J. P. Influence of the fifth-wheel location on heavy articulated vehicle handling *Proceedings Produced by : Document Transformation Technologies,* 2016. 11 p.
11. Marcomini J. B., Baptista C.A.R.P., Pascon J. P., Teixeira R. L., Medina P. C. Failure analysis of a hot forget SAE 4140 steel kingpin. *International Journal of Engineering Research Science.* 2016; 2, 6: 9 p.
12. Pidl R. Analytical approach to determine vertical dynamics of a semi-trailer truck from the point of view of goods protection. *AIP Conference Proceedings* 1922, 1200033 (2018). 16 p. DOI: 10.1063/1.5019118.
13. Posmetev V. I. (et. al.) Rekuperativnoe prujinno-gidravlichesкое sedelno-scepnое ustroistvo avtopoezda [Recuperative spring-hydraulic fifth wheel coupling of road train]. Patent RF, № 2729006, 2020.
14. Posmetev V. I., Nikonov V. O., Posmetev V. V., Avdyuhin A. V. (2020) Imitacionnoe modelirovanie rekuperativnogo prujinno-gidravlichesкого sedelno-scepnogo ustroistva lesovoznogo tyagacha s polupricepom [Simulation of a regenerative spring-hydraulic fifth wheel coupling device of a timber tractor with a semitrailer]. *Lesotekhnicheskii zhurnal [Forestry Engineering Journal],* Vol. 10, No. 4, pp. 227-242 (In Russian). DOI: 10.34220/issn.2222-7962/2020.4/19. (In Russ.).
15. Grebennikova I. V. *Metodi matematicheskoi obrabotki eksperimentalnih dannih [Methods for mathematical processing of experimental data].* Yekaterinburg : Ural University Publishing House, 2015. 124 p. (In Russ.).
16. Bochkarev S. V., Vasilyeva T. V., Galinovskii A. L. (et al.) *Planirovanie i obrabotka rezultatov eksperimenta [Planning and processing of experiment results: Textbook].* Stary Oskol : TNT, 2020. 508 p. (In Russ.).
17. Morgunov A. P., Revina I. V. *Planirovanie i analiz rezultatov eksperimenta [Planning and analysis of experimental results: Tutorial].* Omsk : Publishing house OmSTU, 2014. 347 p. (In Russ.).

### 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», ул. Тимирязева, 8, г. Воронеж, Российская Федерация, 394087, ORCID: <http://orcid.org/0000-0001-9878-7451>, e-mail: [posmetyev@mail.ru](mailto:posmetyev@mail.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», ул. Тимирязева, 8, г. Воронеж, Российская Федерация, 394087, ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-7380-9180>, e-mail: [8888nike8888@mail.ru](mailto: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», ул. Тимирязева, 8, г. Воронеж, Российская Федерация, 394087, ORCID: <http://orcid.org/0000-0001-6622-5358>, e-mail: [victorvpo@mail.ru](mailto:victorvpo@mail.ru).

*Зеликов Владимир Анатольевич* – доктор технических наук, доцент, заведующий кафедрой организации перевозок и безопасности движения ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова», ул. Тимирязева, 8, г. Воронеж, Российская Федерация, 394087, ORCID: <http://orcid.org/0000-0003-2317-9413>, e-mail: [zelikov-vrn@mail.ru](mailto:zelikov-vrn@mail.ru).

### Information about the authors

*Posmetyev Valery Ivanovich* – Dr. Sci. (Engineering), Professor, Professor of the Department of Production, Repair and Operation of Machines, Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov, Timiryazev st., 8, Voronezh, Russian Federation, 394087, ORCID: <http://orcid.org/0000-0001-9878-7451>, e-mail: [posmetyev@mail.ru](mailto:posmetyev@mail.ru).

✉ *Nikonov Vadim Olegovich* – Cand. Sci. (Engineering), Associate Professor, Associate Professor of the Department of Production, Repair and Operation of Machines, Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov, Timiryazev st., 8, Voronezh, Russian Federation, 394087, ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-7380-9180>, e-mail: [8888nike8888@mail.ru](mailto:8888nike8888@mail.ru).

*Posmetyev Viktor Valeryevich* – Cand. Sci. (Physics and Mathematics), Associate Professor, Associate Professor of the Department of Forestry Mechanization and Machine Design, Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov, Timiryazev st., 8, Voronezh, Russian Federation, 394087, ORCID: <http://orcid.org/0000-0001-6622-5358>, e-mail: [victorvpo@mail.ru](mailto:victorvpo@mail.ru).

*Zelikov Vladimir Anatolyevich* – Dr. Sci. (Engineering), Associate Professor, Head of the Department of Organization of Transportation and Traffic Safety, Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov, Timiryazev st., 8, Voronezh, Russian Federation, 394087, ORCID: <http://orcid.org/0000-0003-2317-9413>, e-mail: [zelikov-vrn@mail.ru](mailto:zelikov-vrn@mail.ru).

✉ – Для контактов / Corresponding author