

На правах рукописи

УДК 629.33

Чудаков Олег Игоревич

**РАЗРАБОТКА ЗАКОНА РАСПРЕДЕЛЕНИЯ МОЩНОСТИ МЕЖДУ
ЗВЕНЬЯМИ ПРИ ПРЯМОЛИНЕЙНОМ ДВИЖЕНИИ АВТОПОЕЗДА НА
ОСНОВЕ АНАЛИЗА СИЛОВЫХ ФАКТОРОВ В СЦЕПНОМ УСТРОЙСТВЕ**

Специальность: 05.05.03 – Колесные и гусеничные машины

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва – 2017

Работа выполнена на кафедре колесных машин федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет)» (МГТУ им. Н.Э. Баумана)

Научный руководитель:

Горелов Василий Александрович,
доктор технических наук, заведующий кафедрой
многоцелевых гусеничных машин и мобильных
роботов МГТУ им. Н.Э. Баумана

Официальные оппоненты:

Васильченков Василий Федорович,
доктор технических наук, профессор, профессор
кафедры автомобильной техники Рязанского
высшего воздушно-десантного командного
училища имени генерала армии В.Ф. Маргелова

Малиновский Михаил Павлович,
кандидат технических наук, доцент кафедры
тягачей и амфибийных машин Московского
автомобильно-дорожного государственного
технического университета (МАДИ)

Ведущая организация:

Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение высшего
образования «Южно-Уральский государственный
университет (национальный исследовательский
университет)»

Защита состоится «27» июня 2017 г. в 14:30 часов на заседании диссертационного совета Д 212.141.07 в Московском государственном техническом университете им. Н.Э. Баумана по адресу: 105005, Москва, 2-ая Бауманская ул., д. 5, стр. 1.

Ваши отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные печатью учреждения, просим направлять по адресу: 105005, Москва, 2-ая Бауманская ул., д. 5, стр. 1, ученому секретарю диссертационного совета Д 212.141.07.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МГТУ им. Н.Э. Баумана и на официальном сайте МГТУ им. Н.Э. Баумана: www.bmstu.ru.

Автореферат разослан « » 2017 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета,
д.т.н., профессор

Е.Б. Сарач

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Для развития различных отраслей экономики, а также для обеспечения обороноспособности страны важную роль играет доставка грузов различного назначения. Одним из способов повышения эффективности перевозочной деятельности является увеличение грузоподъемности транспортных средств, что достигается, в частности, за счет применения автомобильных поездов. Еще одним аспектом, обуславливающим широкое применение автопоездов, является необходимость транспортировки специальных грузов (в том числе тяжеловесных крупногабаритных и неделимых) по дорогам общего пользования и по бездорожью. Однако, зачастую, их применение ограничено из-за недостаточных тяговых свойств, когда речь идет о перевозке тяжелой техники, оборудования и вооружения в тяжелых условиях движения.

Для повышения тягово-динамических свойств известны различные конструктивные решения, одним из которых является создание так называемых активных автопоездов. Их основное отличие заключается в распределении мощности силовой установки не только на колеса тягача, но и на колеса прицепных звеньев. Активный привод колес прицепных звеньев предназначен для увеличения силы тяги транспортного средства путем использования силы тяжести, приходящейся на ведущие колеса прицепных звеньев. Активные автопоезда с успехом эксплуатируются в тяжелых условиях движения, их использование позволяет транспортировать грузы, когда это невозможно обычными полноприводными автомобилями.

Сдерживающих факторов широкого распространения активных (полноприводных) автопоездов достаточно много. Одним из них является недостаточный уровень исследований в части разработки законов и алгоритмов управления распределением мощности в их трансмиссиях, особенно, когда речь идет об индивидуальном приводе колес с помощью электромеханических и гидрообъемных систем.

Таким образом, задача разработки и создания законов распределения мощности в трансмиссии активного автопоезда имеет важное научное и практическое значение, решение которой позволит добиться повышения тягово-динамических свойств, проходимости и энергоэффективности движения автопоездов с активными прицепными звеньями.

Цели и задачи. Целью работы является повышение тягово-динамических свойств, проходимости и энергоэффективности движения седельных автопоездов с активными прицепными звеньями за счет распределения мощности в трансмиссиях на основе анализа силовых факторов в опорно-сцепных устройствах (ОСУ).

Для достижения цели в работе поставлены и решены следующие основные задачи:

- разработаны математические модели прямолинейной динамики седельного автопоезда с активным полуприцепом по недеформируемому и деформируемому опорным основаниям;
- разработанные математические модели реализованы в среде имитационного математического моделирования динамики систем MATLAB/Simulink;

- проведены экспериментальные исследования динамики седельного автопоезда с целью сравнения результатов имитационного моделирования и натурных экспериментов для оценки адекватности разработанных математических моделей;
- проведена адаптация экспериментальных характеристик взаимодействия одиночных движителей с различными видами деформируемых опорных поверхностей, полученных при стендовых испытаниях, для реализации в известном методе математического моделирования взаимодействия колесных движителей с деформируемыми опорными основаниями, основанном на интегральных характеристиках;
- проведено теоретическое обоснование возможности повышения эффективности движения активных автопоездов за счет распределения мощности в трансмиссии на основе анализа силовых факторов в опорно-цепном устройстве при динамическом взаимодействии звеньев и разработан закон управления электромеханической трансмиссией активного автопоезда;
- с помощью имитационного математического моделирования проведена сравнительная оценка тягово-динамических свойств, проходимости и энергоэффективности движения седельного автопоезда в различных внешних условиях при различных законах и алгоритмах распределения мощности в трансмиссии, в том числе, при разработанном законе управления электромеханической трансмиссией автопоезда на основе анализа силовых факторов в опорно-цепном устройстве.

Научная новизна работы заключается:

1) в создании математических моделей прямолинейного движения седельного автопоезда по недеформируемому и деформируемому опорным основаниям, позволяющих учитывать различный характер связи между звеньями автопоезда, разные сочетания активных и пассивных звеньев, разнообразие схем трансмиссии, а также законов и алгоритмов распределения мощности по колесам тягача и полуприцепного звена. Отличительные особенности моделей заключаются в следующем:

- учтено изменение вертикальной нагрузки в опорно-цепном устройстве и возможное рассогласование углов дифферента корпусов тягача и полуприцепа в зависимости от условий и режимов движения седельного автопоезда;

- в математической модели электромеханической трансмиссии активного автопоезда учтены ограничения, обусловленные динамикой дизель-генераторной установки;

- в модели движения автопоезда по деформируемому опорному основанию использованы адаптированные экспериментальные интегральные (тягово-энергетические и тягово-цепные) характеристики взаимодействия одиночных движителей с опорными поверхностями в различных режимах, полученные с помощью стендовых испытаний.

2) в разработке закона управления электромеханической трансмиссией автопоезда, основанного на использовании силовых факторов в опорно-цепном устройстве и кинематических показателей. Теоретически обоснована возможность повышения эффективности движения активных автопоездов за счет распределения мощности в трансмиссии на основе анализа силовых факторов в опорно-цепном устройстве при динамическом взаимодействии звеньев седельного автопоезда.

3) в результатах теоретических исследований динамики активного седельного автопоезда при различных внешних условиях, доказывающих возможность повышения тягово-динамических свойств, проходимости и энергоэффективности перспективных седельных автопоездов за счет применения разработанного закона управления электромеханической трансмиссией.

Обоснованность и достоверность научных положений, выводов и результатов базируются на теоретических и экспериментальных исследованиях динамики автопоездов, а также на использовании апробированных методов имитационного математического моделирования и теории планирования эксперимента.

Практическая ценность работы заключается:

- в разработке комплекса программ для ЭВМ, позволяющего имитировать динамику автопоездов при различных характеристиках связи между звеньями автопоезда, сочетаниях активных и пассивных звеньев, типах схем трансмиссии, а также законах и алгоритмах распределения мощности по колесам тягача и полуприцепного звена;
- в методике адаптации результатов экспериментов на стенде типа «Грунтовой канал» для использования при математическом моделировании в виде тягово-энергетических и тягово-сцепных характеристик взаимодействия колесного движителя с опорным основанием;
- в законе распределения мощности в трансмиссии активного двухзвенного седельного автопоезда, основанном на использовании силовых факторов в опорно-сцепном устройстве и кинематических показателей.

Реализация результатов работы. Результаты работы внедрены в ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ», в ПАО «КАМАЗ», в НОЦ «Транспорт» НГТУ им. Р.Е. Алексеева, в ФГУП «ЦЭНКИ» КБ «Мотор», в НИИ СМ МГТУ им. Н.Э. Баумана, а также используются в учебном процессе при подготовке специалистов на кафедре колесных машин МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Апробация работы. Основные положения и результаты диссертационной работы заслушивались и обсуждались:

- на 77-й международной конференции ААИ «Автомобили- и тракторостроение в России: приоритеты развития и подготовка кадров». Москва, 2012;
- на 1-й международной научно-практической конференции «Машиностроение и инжиниринг в России и странах СНГ 2014». Вязьма, 2014;
- на научно-технических семинарах кафедры колесных машин МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, 2015-2017;
- на научно-техническом семинаре кафедры тягачей и амфибийных машин ГТУ МАДИ. Москва, 2015;
- на конференции, посвященной 80-летию кафедры колесных машин МГТУ им. Н.Э. Баумана. Москва, 2016;
- на 12-ом международном автомобильном научном форуме МАНФ «Интеллектуальные транспортные системы повышения энергоэффективности и безопасности движения». Москва, 2016.

Публикации. По материалам диссертации опубликовано 8 научных работ, из них семь в ведущих рецензируемых научных изданиях,

рекомендованных перечнем ВАК РФ. Общий объем публикаций составляет 6,5 п.л., личный вклад соискателя – 2,9 п.л.

Структура работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, основных результатов и выводов, списка литературы. Работа изложена на 145 листах машинописного текста, содержит 85 рисунков, 6 таблиц. Библиография работы содержит 118 наименований.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы исследования: разработки законов распределения мощности в трансмиссии активного автопоезда на основе анализа силовых факторов в сцепном устройстве.

В первой главе диссертации проведен обзор и анализ работ, посвященных моделированию взаимодействия колесного движителя с деформируемым опорным основанием, а также работ, посвященных моделированию динамики автопоездов. Представлен анализ конструктивных способов реализации привода колес прицепных звеньев.

Наиболее глубокие исследования взаимодействия различного типа движителей с поверхностями движения описаны в трудах Я.С. Агейкина, Л.В. Барахтанова, М.Г. Беккера, В.В. Белякова, Н.С. Вольской, Дж. Вонга, Н.Ф. Кошарного, В.В. Ларина, М.Н. Летошнева, В.Н. Наумова, Ю.В. Пирковского, А. Рииса, Ю.Л. Рождественского, М.П. Чистова, С.Б. Шухмана, Р. Янга, и научных школ: МГТУ им. Н.Э. Баумана, НГТУ им. Р.Е. Алексеева, МАДИ, МАМИ, НАТИ, ФГУП ГНЦ «НАМИ», Академии БТВ, 21 НИИИ МО РФ.

По исследованиям динамики автопоездов особо отмечены работы И.Н. Абашидзе, Е.Е. Баженова, Б.Н. Белоусова, М.С. Высоцкого, Г.И. Гладова, В.А. Горелова, Я.Х. Закина, Р.Ф. Кунакильдина, Я.Е. Фаробина, С.В. Харитончика, М.М. Щукина, и труды научных школ 21 НИИИ МО РФ, МГТУ им. Н.Э. Баумана, МАДИ, МАМИ, ФГУП ГНЦ «НАМИ».

Проведенный анализ показал, что для исследования эффективности различных законов распределения мощности в трансмиссии активного автопоезда и прогнозирования подвижности транспортного средства с конкретным движителем целесообразно использовать интегральные характеристики взаимодействия колеса с опорным основанием, полученные при экспериментальных исследованиях в грунтовом канале или на полигоне. Для оценки эффективности законов управления трансмиссией активного автопоезда необходимо использовать математическую модель, допускающую вариативность при моделировании силовой установки, системы привода в целом, в том числе для изменения характеристик привода полуприцепа.

Выполненные в первой главе исследования позволили для достижения цели работы обосновать необходимость решения ряда научных задач, решению которых посвящены остальные главы диссертации.

Во второй главе представлены разработанные математические модели прямолинейной динамики двухзвенного седельного автопоезда по недеформируемому и деформируемому опорным основаниям. Представлена программная реализация разработанных и используемых математических моделей динамики.

Построение математической модели движения седельного автопоезда рассмотрено на примере четырехосного тягача и активного трехосного полуприцепа (Рис. 1). Приняты следующие основные допущения:

- рассматривается прямолинейное движение автопоезда по ровному опорному основанию;
- система симметрична относительно продольной оси автопоезда, т.е. условия движения левого и правого бортов одинаковые;
- колеса одного борта также находятся в одинаковых условиях.

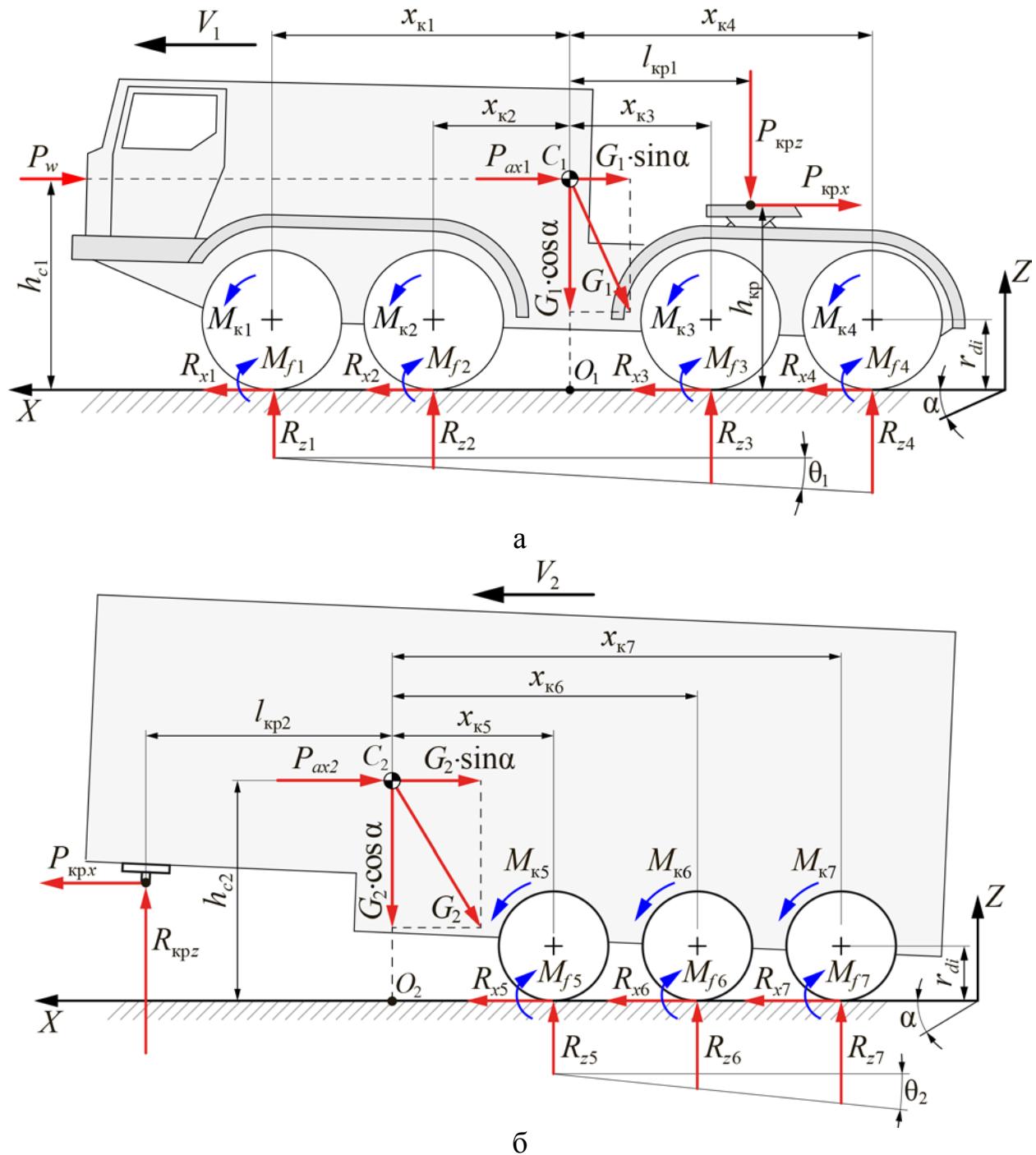


Рис. 1. Расчетная схема движения звеньев активного автопоезда по недеформируемому опорному основанию: а – тягач; б – активный полуприцеп

Уравнения динамики автопоезда с активным полуприцепом:

$$\begin{cases} m_1 \cdot \dot{V}_1 = 2 \cdot \sum_{i=1}^4 R_{xi} - G_1 \cdot \sin \alpha - P_w - P_{kpx}; \\ m_2 \cdot \dot{V}_2 = 2 \cdot \sum_{i=5}^7 R_{xi} - G_2 \cdot \sin \alpha + P_{kpx}; \\ J_{ki} \cdot \dot{\omega}_{ki} = M_{ki} - R_{xi} \cdot r_{di} - M_{fi}. \end{cases} \quad (1)$$

где $i = 1 \dots 7$ – номер оси автопоезда; m_1 и m_2 – масса тягача и полуприцепа, соответственно; \dot{V}_1 и \dot{V}_2 – продольное ускорение центра масс тягача и полуприцепа, соответственно; R_{xi} – продольная реакция колес i -ой оси автопоезда с опорным основанием; G_1 и G_2 – вес тягача и полуприцепа, соответственно; J_{ki} – момент инерции колес i -ой оси; $\dot{\omega}_{ki}$ – угловое ускорение колес i -ой оси; M_{ki} – крутящий момент, подводимый к колесам i -ой оси; r_{di} – расстояние от оси i -го колеса до опорного основания (принято равным радиусу чистого качения); α – угол наклона опорной поверхности; P_{kpx} – продольная составляющая силы в ОСУ; P_w – сила сопротивления воздуха; M_{fi} – момент сопротивления качению колес i -ой оси.

Нормальные реакции, возникающие при взаимодействии колес тягача с опорным основанием, можно определить с помощью системы уравнений (2):

$$\begin{cases} 2 \cdot \sum_{i=1}^4 R_{zi} - P_{kpx} = G_1 \cdot \cos \alpha; \\ 2 \cdot \sum_{i=1}^4 R_{zi} \cdot (x_{ki} + f_i \cdot r_{k0i}) + (P_w + P_{ax1} + G_1 \cdot \sin \alpha) \cdot h_{c1} + P_{kpx} \cdot l_{kpx} + P_{kpx} \cdot (h_{kp0} - l_{kpx} \cdot \theta_1) = 0; \\ (R_{z2} - R_{z1})/k_1 = (x_{k1} - x_{k2}) \cdot \theta_1; \\ (R_{z3} - R_{z1})/k_1 = (x_{k1} - x_{k3}) \cdot \theta_1; \\ (R_{z4} - R_{z1})/k_1 = (x_{k1} - x_{k4}) \cdot \theta_1, \end{cases} \quad (2)$$

где P_{kpx} – нормальная составляющая нагрузки на ОСУ; f_i – коэффициент сопротивления качению колес i -ой оси; r_{k0i} – радиус «чистого» (без скольжения) качения колес i -ой оси; h_{c1} – высота центра масс тягача; P_{ax1} – сила инерции тягача ($P_{ax1} = m_1 \cdot \dot{V}_1$); l_{kpx} – расстояние от центра масс тягача до ОСУ; h_{kp} – расстояние от опорной поверхности до ОСУ по оси Z .

Первое уравнение системы (2) получено из условия равенства суммы нормальных реакций весу машины. Для седельного автопоезда к весу тягача добавляется вертикальная составляющая нагрузки на ОСУ. Второе уравнение получено из условия равенства моментов, действующих на автопоезд в соответствии с возникшим ускорением. Остальные уравнения получены из допущения, что концы векторов нормальных реакций лежат в одной плоскости:

$$\theta_1 \cdot k_1 = \frac{R_{z2} - R_{z1}}{x_{k1} - x_{k2}} = \frac{R_{z3} - R_{z1}}{x_{k1} - x_{k3}} = \frac{R_{z4} - R_{z1}}{x_{k1} - x_{k4}}, \quad (3)$$

где θ_1 – угол дифферента корпуса тягача; k_1 – жесткость упругих элементов подвески тягача; x_{ki} – координата колес i -ой оси относительно центра масс тягача (см. Рис. 1).

Аналогично определяются нормальные реакции, действующие на колеса полуприцепа:

$$\begin{cases} 2 \cdot \sum_{i=5}^7 R_{zi} + R_{kpz} = G_2 \cdot \cos \alpha; \\ 2 \cdot \sum_{i=5}^7 R_{zi} \cdot (x_{ki} + f_i \cdot r_{k0i}) + R_{kpz} \cdot l_{kp2} + (P_{ax2} + G_2 \cdot \sin \alpha) \cdot h_{c2} - P_{kp2} \cdot (h_{kp0} + l_{kp2} \cdot \theta_2) = 0; \\ R_{kpz} = (l_{kp2} \cdot \theta_2 - l_{kp1} \cdot \theta_1) \cdot k_{cy}; \\ (R_{z6} - R_{z5})/k_2 = (x_{k5} - x_{k6}) \cdot \theta_2; \\ (R_{z7} - R_{z5})/k_2 = (x_{k5} - x_{k7}) \cdot \theta_2, \end{cases} \quad (4)$$

где R_{kpz} – нормальная реакция от ОСУ; h_{c2} – высота центра тяжести полуприцепа; P_{ax2} – сила инерции полуприцепа; l_{kp2} – расстояние от центра масс полуприцепа до ОСУ; k_{cy} – коэффициент жесткости ОСУ в нормальном направлении; k_2 – жесткость упругих элементов подвески полуприцепа.

При решении систем уравнений (2) и (4) учитывается возможное рассогласование углов дифферента корпусов тягача и полуприцепа (θ_1 и θ_2 , соответственно).

Взаимодействие колесного движителя с деформируемым опорным основанием моделируется с использованием экспериментальных интегральных характеристик, полученных по результатам стендовых испытаний. При таком подходе характеристики процесса прямолинейного качения колеса в различных случаях движения определяются удельными потерями энергии f_w (потери энергии при качении на единицу пройденного колесом пути при единичной вертикальной нагрузке); удельной свободной тягой φ (продольная сила, приложенная к оси катящегося колеса, при единичной вертикальной нагрузке на его ось); коэффициентом буксования:

$$S_6 = \frac{|\omega_k \cdot r_{kc} - V_{xk}|}{\max(\omega_k \cdot r_{kc}, V_{xk})}, \quad (5)$$

где ω_k – угловая скорость колеса; r_{kc} – радиус колеса в свободном режиме качения; V_{xk} – скорость центра масс колеса в направлении оси X .

При проведении экспериментальных исследований для получения характеристик взаимодействия движителя с опорным основанием необходимо определять величины, входящие в уравнение энергетического баланса

$$M_k \cdot \omega_k = P_x \cdot V_{xk} + f_w \cdot P_z \cdot V_{xk}, \quad (6)$$

где M_k – крутящий момент, подводимый к колесу; P_x – продольная сила, действующая на ось колеса; P_z – вертикальная сила, действующая на ось колеса.

Из уравнения (6) можно выразить удельные энергетические потери:

$$f_w = \frac{M_k}{P_z} \cdot \frac{\omega_k}{V_{xk}} - \frac{P_x}{P_z} = \frac{M_k}{P_z} \cdot \frac{\omega_k}{V_{xk}} - \varphi. \quad (7)$$

Величины, входящие в правую часть уравнения (7), определяются в процессе эксперимента.

Расчетная схема движения одиночного колеса по деформируемому опорному основанию представлена на Рис. 2.

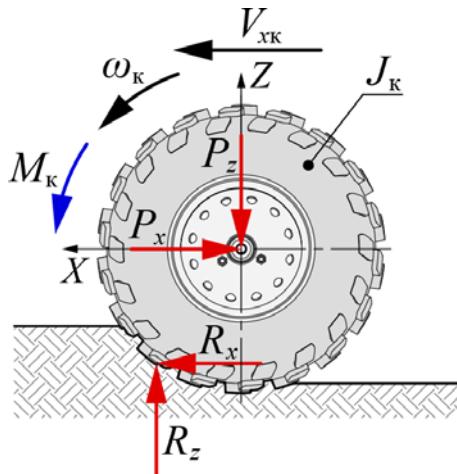


Рис. 2. Расчетная схема движения колеса по деформируемому опорному основанию

Уравнения динамики одиночного колеса в ведущем режиме:

$$\begin{cases} m \cdot \dot{V}_{xk} = \varphi \cdot P_z - P_x; \\ J_k \cdot \dot{\omega}_k = M_k - (1 - S_{\delta}) \cdot (\varphi + f_w) \cdot P_z \cdot r_{kc}. \end{cases} \quad (8)$$

При построении математической модели прямолинейного движения автопоезда по деформируемому опорному основанию к допущениям, принятым при построении модели динамики автопоезда по недеформируемому основанию, добавляется следующее:

- данные стационарных режимов переносятся на исследование неустановившихся режимов качения движителей.

Расчетная схема движения тягача по деформируемому опорному основанию представлена на Рис. 3. Уравнения динамики тягача:

$$\begin{cases} m_1 \cdot \dot{V}_1 = 2 \cdot \sum_{i=1}^4 P'_{xi} - G_1 \cdot \sin \alpha - P_w - P_{kpx}; \\ J_{ki} \cdot \dot{\omega}_{ki} = M_{ki} - (1 - S_{\delta i}) \cdot (f_{wi} + \varphi_i) \cdot R_{zi} \cdot r_{kc}; \\ m_{ki} \cdot \dot{V}_{xki} = \varphi_i \cdot R_{zi} - P'_{xi} - m_{ki} \cdot g \cdot \sin \alpha, \end{cases} \quad (9)$$

где P'_{xi} – продольная составляющая силы, действующей на корпус тягача со стороны колес i -ой оси; m_{ki} – масса колес i -ой оси.

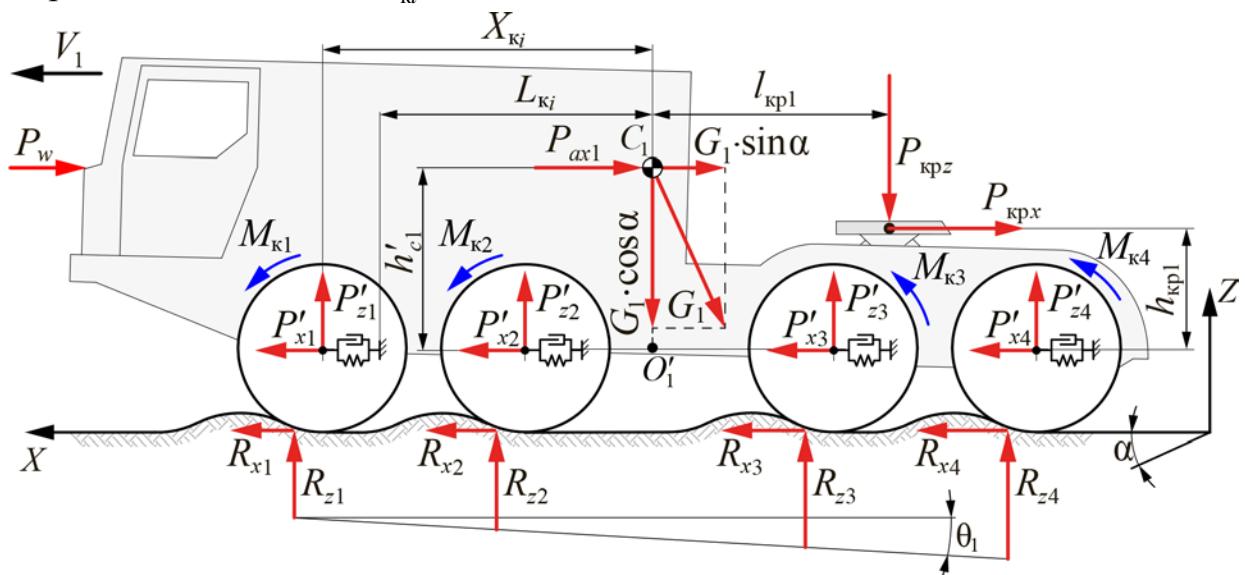


Рис. 3. Расчетная схема движения тягача по деформируемому опорному основанию

Продольная составляющая силы, действующей на корпус тягача со стороны колес по оси X :

$$P'_{xi} = (X_{ki} - L_{ki}) \cdot k_{\pi} + (V_{xki} - V_1) \cdot B_{\pi}, \quad (10)$$

где k_{π} – коэффициент жесткости подвески в продольном направлении; B_{π} – коэффициент демпфирования подвески в продольном направлении;

X_{ki} – расстояние от центра масс до i -ой оси колес; L_{ki} – расстояние от центра масс до точки крепления подвески по оси X ; V_{xki} – скорость колес i -ой оси; V_1 – скорость центра масс тягача.

Нормальные реакции при взаимодействии колес i -ой оси с опорной поверхностью определяются следующей зависимостью:

$$R_{zi} = P'_{zi} + 2 \cdot m_{ki} \cdot g \cdot \cos \alpha, \quad (11)$$

где P'_{zi} – нормальная составляющая силы, действующей на корпус со стороны колес i -ой оси.

P'_{zi} определяются с помощью системы уравнений (12), составленной аналогично системе (2).

$$\begin{cases} 2 \cdot \sum_{i=1}^4 P'_{zi} = (G_1 - 8 \cdot m_{kl} \cdot g) \cdot \cos \alpha + P_{kpz}; \\ 2 \cdot \sum_{i=1}^4 P'_{zi} \cdot L_{ki} + (P_w + P_{ax1} + (G_1 - 8 \cdot m_{kl} \cdot g) \cdot \sin \alpha) \cdot h'_{c1} + \\ + P_{kpz} \cdot l_{kp1} + P_{kpz} \cdot (h_{kp1} - l_{kp1} \cdot \theta_1) + \sum_{i=1}^4 M_{Ci} = 0; \\ (P'_{z2} - P'_{z1})/k_1 = (L_{kl} - L_{k2}) \cdot \theta_1; \\ (P'_{z3} - P'_{z1})/k_1 = (L_{kl} - L_{k3}) \cdot \theta_1; \\ (P'_{z4} - P'_{z1})/k_1 = (L_{kl} - L_{k4}) \cdot \theta_1, \end{cases} \quad (12)$$

где h'_{c1} – расстояние по оси Z от оси колес тягача до центра тяжести тягача; h_{kp1} – расстояние от оси колес тягача до ОСУ по оси Z ; M_{Ci} – момент сопротивления движению, приведенный к i -ой оси.

Аналогично определяются нормальные реакции на колесах полуприцепа.

Продольная составляющая нагрузки в ОСУ вычисляется по следующей зависимости:

$$P_{kpx} = (X_{C1} - X_{C2}) \cdot k_0 + (V_1 - V_2) \cdot B_0, \quad (13)$$

где k_0 – коэффициент жесткости ОСУ в продольном направлении; B_0 – коэффициент сопротивления демпфера ОСУ в продольном направлении; X_{C1} и X_{C2} – координата по оси X центра масс тягача и полуприцепа, соответственно.

Динамика электромеханической трансмиссии с индивидуальным приводом движителей описана следующей системой уравнений:

$$\begin{cases} (J_d + J_g) \cdot \dot{\omega}_d = M_d - M_{cd}; \\ J_{pp} \cdot \dot{\omega}_{ki} = M_{ki} - M_{Ci}, \end{cases} \quad (14)$$

где J_d , J_d – моменты инерции коленчатого вала ДВС, вала генератора; J_{pp} – приведенный момент инерции колеса с ТЭД; $\dot{\omega}_d$ – угловое ускорение коленчатого вала ДВС; M_d – крутящий момент ДВС; M_{cd} – момент сопротивления, приведенный к коленчатому валу ДВС.

Разработанные математические модели реализованы в среде Matlab/Simulink. Блок-схема математической модели силовой установки представлена на Рис. 4

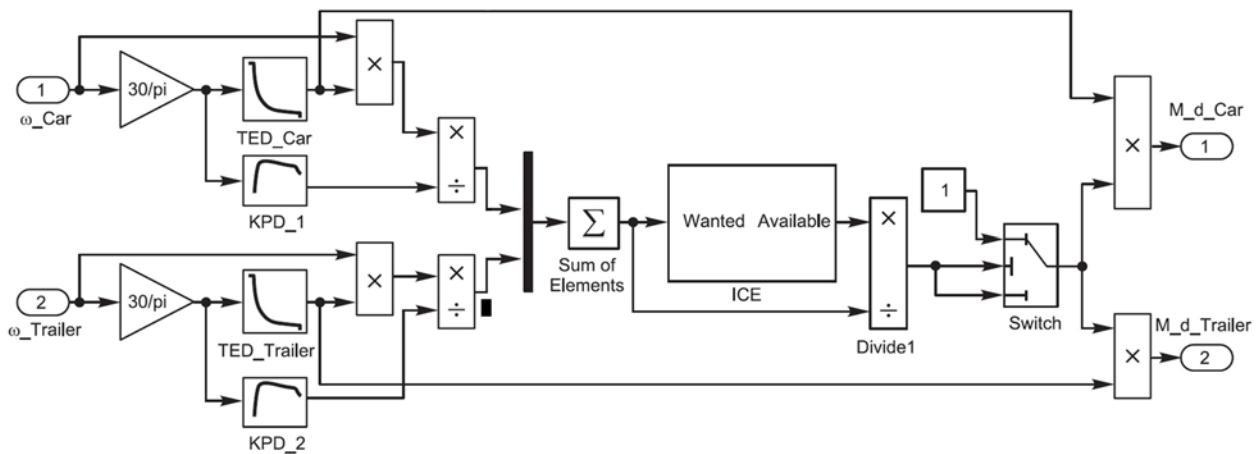


Рис. 4. Блок-схема математической модели силовой установки

При моделировании использованы характеристики реальных двигателей, установленных на объекте исследований (Рис. 5). КПД электродвигателя при малых частотах вращения составляет менее 50 %, в связи с чем возможен дефицит мощности при старте автопоезда с места. Для повышения адекватности расчетов в математической модели учтено изменение КПД тяговых электродвигателей (ТЭД) в зависимости от частоты вращения.

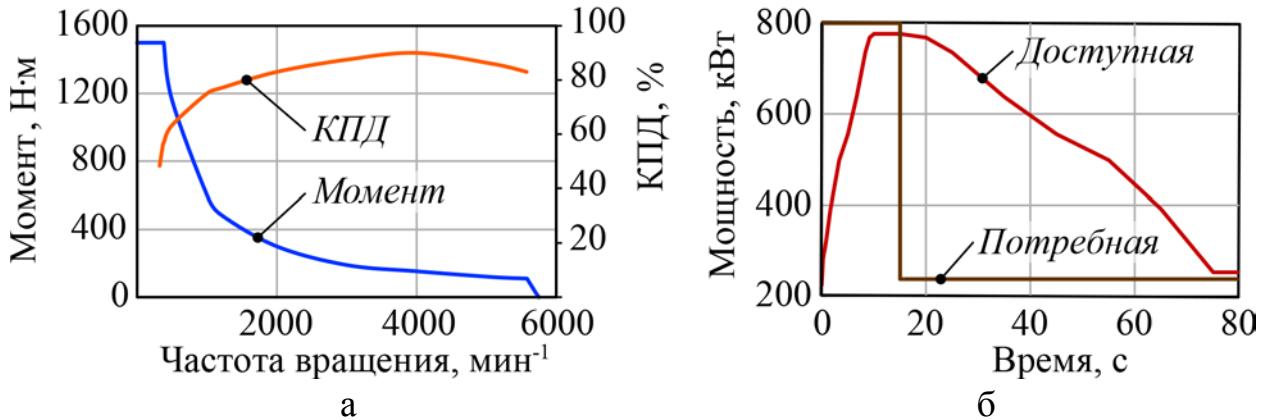


Рис. 5. Характеристики двигателей: а – ТЭД; б – дизель-генератор

Мощность, потребная для питания всех тяговых электродвигателей определяется следующим образом:

$$N_{\text{потреб}} = \sum_{i=1}^{14} \left(N_{\text{ТЭД}i} / \eta_{\text{ТЭД}i} \right) = \sum_{i=1}^{14} \left(30 \cdot \omega_{ki} \cdot U_{\text{кр}} \cdot M_{\text{ТЭД}i} / \pi \cdot \eta_{\text{ТЭД}i} \right), \quad (15)$$

где $\eta_{\text{ТЭД}i}$ – КПД i -го ТЭД при заданной частоте вращения; $U_{\text{кр}}$ – передаточное число колесного редуктора.

Мощность, доступная для питания ТЭД, определяется скоростной характеристикой дизель-генераторной установки (Рис. 5, б).

В третьей главе проведена верификация математической модели движения автопоезда по недеформируемому опорному основанию. Для верификации использованы данные, зарегистрированные в ходе пробеговых испытаний автопоезда полной массой 120 т в составе тягача с колесной формулой 8x8 и трехосного полуприцепа. Испытательные заезды проводились на участке ровной горизонтальной дороги. Сбор и запись параметров движения осуществлялись посредством бортовой информационно-управляющей

системы (БИУС) с частотой дискретизации 10 Гц. Значения всех параметров записывались в лог-файлы, для чтения и экспорта данных из которых использована программа ScopeTest. Для верификации выделены фрагменты записи, включающие в себя старт с места, движение и торможение до полной остановки. Пример такого фрагмента представлен на Рис. 6.

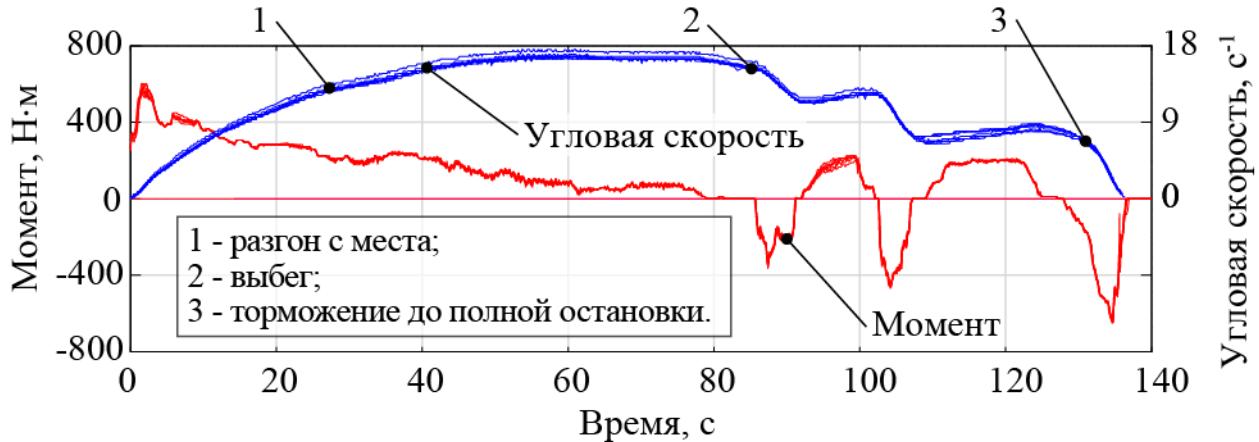


Рис. 6. Пример фрагмента записи, используемого для верификации

Верификация предусматривает импортирование в модель записанных данных по крутящим моментам на валах ТЭД и их подстановку в дифференциальные уравнения динамики движителей. В среде имитационного моделирования MATLAB/Simulink формируются матрицы, состоящие из экспортованных данных: по крутящим моментам на валах ТЭД и по угловым скоростям с учетом частоты дискретизации записи параметров движения.

Для корректного проведения процедуры верификации в исходные данные математической модели динамики автопоезда вводятся соответствующие исходные данные (массовые и геометрические характеристики, моменты инерции, начальные параметры движения и т.д.), в том числе определяющие характеристики опорного основания.

Сравнение угловых скоростей колес (на примере колес 1 и 6), полученных при моделировании, со значениями, записанными в ходе испытаний, представлено на Рис. 7.

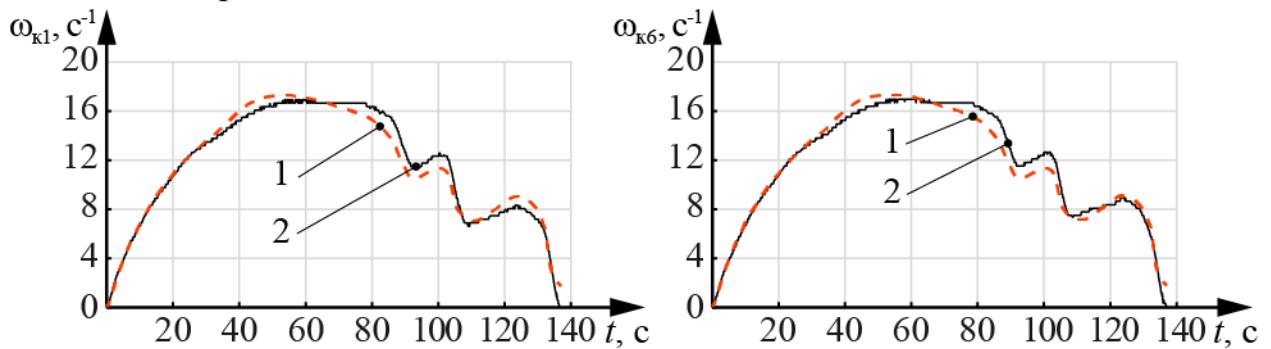


Рис. 7. Угловые скорости колес: 1 – моделирование; 2 – эксперимент

Максимальное расхождение значений угловой скорости для колеса 1 составило 7,8%, для колеса 6 – 8,1%. Сравнение результатов, полученных в ходе экспериментальных исследований, с расчетными данными свидетельствует об их высокой сходимости, что позволяет сделать вывод об адекватности разработанной математической модели динамики автопоезда и

ее пригодности для прогнозирования тягово-динамических свойств, а также для анализа эффективности законов и алгоритмов управления различными системами.

Во второй части третьей главы разработана методика адаптации результатов экспериментальных исследований на стенде типа «Грунтовой канал» для их использования при математическом моделировании в виде тягово-энергетических $f_w(\phi)$ и тягово-сцепных $\phi(S_6)$ характеристик взаимодействия колесного движителя с деформируемым опорным основанием. Схема стенда и пример адаптированных характеристик представлены на Рис. 8.

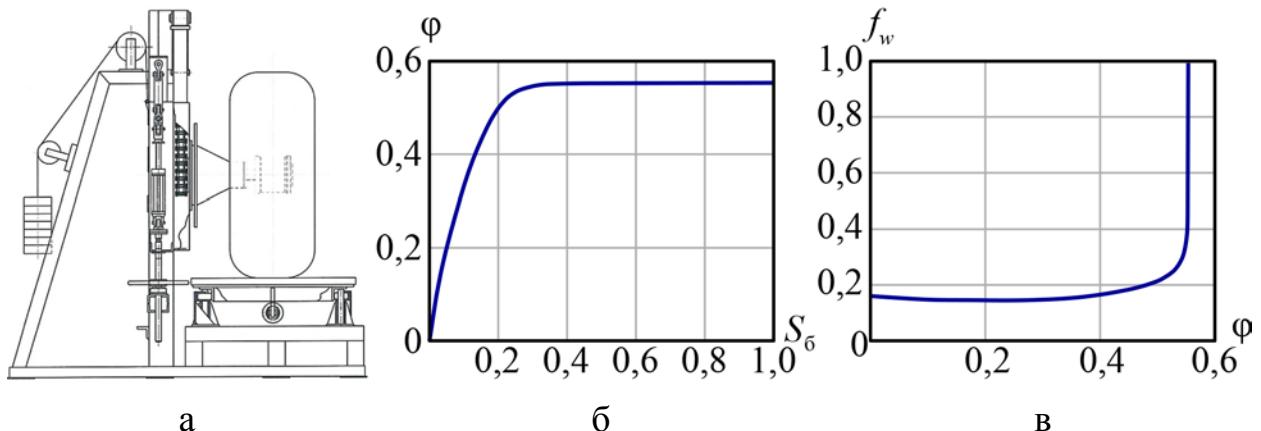


Рис. 8. Схема стенда типа «Грунтовой канал» (а) и пример характеристик взаимодействия колеса с деформируемым опорным основанием: б – тягово-сцепная $\phi(S_6)$; в – тягово-энергетическая $f_w(\phi)$

В четвертой главе разработан закон распределения мощности между звеньями автопоезда с использованием аппарата нечеткой логики (fuzzy logic), направленный на повышение тягово-динамических свойств, проходимости и энергоэффективности.

На первом этапе исследования с помощью вычислительных экспериментов была доказана эффективность использования активного прицепного звена в составе исследуемого автопоезда. Движение автопоезда моделировалось на трех типах опорного основания (недеформируемое с коэффициентами сцепления $\Phi_{x100\%} = 0,7$ и $\Phi_{x100\%} = 0,1$, а также деформируемое) при постоянном уровне воздействия на педаль акселератора ($h_{газ} = 1$). Базовый вариант автопоезда (с пассивным полуприцепом) при всех условиях движения продемонстрировал самые низкие показатели по скорости, углу преодолеваемого подъема и массе перевозимого груза.

На следующем этапе необходимо разработать закон, определяющий распределение мощности между звеньями в зависимости от условий и режимов движения. В качестве источника информации для системы управления выбрано значение продольной составляющей силы в сцепном устройстве. Подключение и степень воздействования ТЭД полуприцепа регулирует коэффициент использования мощности ($h_{пр}$), который изменяется от 0 (двигатель отключен) до 1 (работа по внешней характеристике). С помощью вычислительных экспериментов определены границы диапазона, в котором осуществляется управление приводом колес полуприцепа. Затем исследованы три закона изменения $h_{пр}$, представленные на Рис. 9.

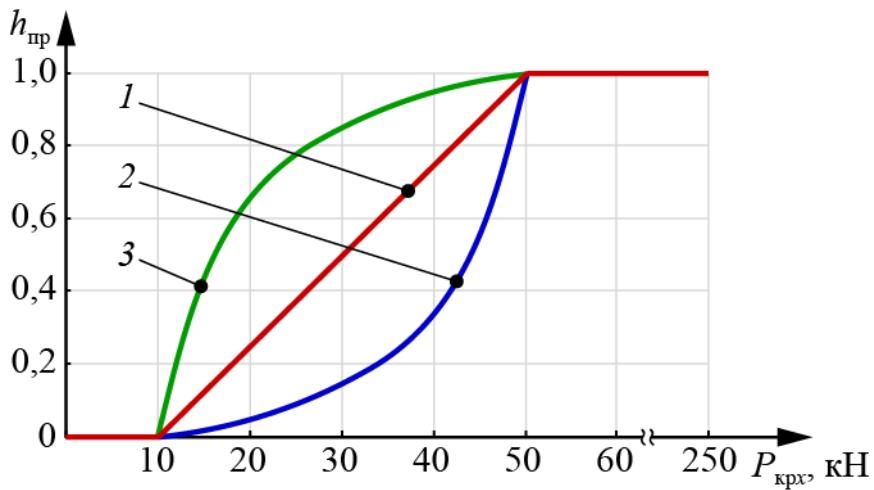


Рис. 9. Степень использования мощности ТЭД полуприцепа в зависимости от силовых факторов в сцепном устройстве: 1 – линейный закон; 2 – положительная экспонента; 3 – отрицательная экспонента

Анализ результатов вычислительных экспериментов показал, что использование подключаемого привода позволяет существенно повысить скорость движения автопоезда на подъеме с высоким коэффициентом сцепления, а при подъеме на опорном основании с низким коэффициентом сцепления значительно уменьшается время разгона до максимальной скорости. Наиболее эффективным оказалось регулирование по отрицательной экспоненте (кривая 3 на Рис. 9). Однако при движении на опорных поверхностях с переменным коэффициентом сцепления данный закон распределения не позволяет достичь высоких результатов. В связи с этим закон был подвергнут доработке. В закон управления введен дополнительный входной параметр – $\Delta\omega_{\text{отн}}$, показывающий относительную разницу между средней угловой скоростью колес тягача и полуприцепа. Предложенный закон управления распределением мощности основан на использовании «Fuzzy Logic» (нечёткой логики).

Для входных ($\Delta P_{\text{кpx}}$ и $\Delta\omega_{\text{отн}}$) и выходной ($h_{\text{пр}}$) величин были составлены функции принадлежности сигналов (Рис. 10).

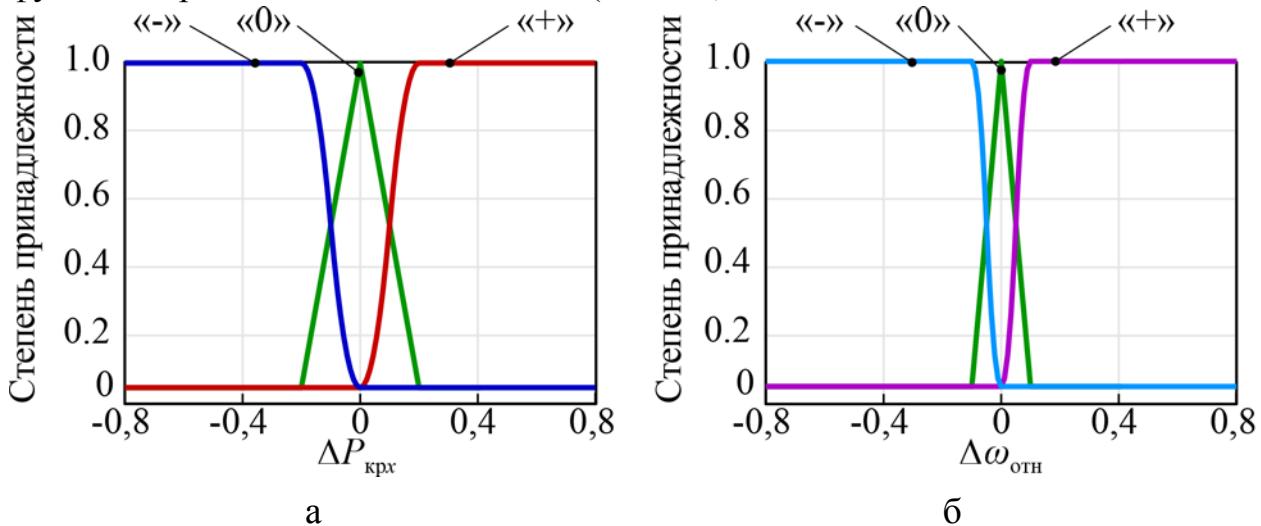


Рис. 10. Функции принадлежности входных сигналов: а – $\Delta P_{\text{кpx}}$; б – $\Delta\omega_{\text{отн}}$

На основании выбранных значений (термов) были составлены 8 лингвистических правил, которые связывают входные параметры с выходной величиной, с описанием режима движения для каждого случая.

Представлены сравнительные результаты теоретических исследований динамики автопоезда в случае различных законов распределения мощности между звеньями:

- закон 1 – постоянное соотношение мощности между звеньями (50/50);
- закон 2 – пропорционально сцепному весу звеньев;
- закон 3 – пропорционально силе в ОСУ;

• закон 4 – распределение на основе анализа силовых факторов в ОСУ и кинематических параметров движения с использованием аппарата нечеткой логики.

В качестве оценочного показателя тяговой динамики автопоездов при моделировании приняты: максимальный угол преодолеваемого подъема (α_{\max}); максимальная скорость при движении на α_{\max} ; мощность, затрачиваемая силовой установкой при установившемся движении на максимальный подъем; мощность, затрачиваемая на буксование ($N_s = \sum_{i=1}^{14} R_{xi} \cdot \omega_{ki} \cdot r_{k0i} \cdot S_{bi}$)

при установившемся движении на максимальный подъем. Исследования проведены на трех типах опорного основания (недеформируемое с коэффициентами сцепления $\varphi_{x100\%} = 0,7$ и $\varphi_{x100\%} = 0,1$, а также деформируемое). Анализ результатов позволил сделать вывод, что при постоянных условиях движения все рассмотренные законы распределения мощности между звеньями демонстрируют схожие результаты. Затем были проведены исследования движения автопоезда в изменяющихся условиях. Один из видов испытаний заключался в следующем: автопоезд начинает разгон со скорости 0,5 м/с на подъеме 15° с высоким коэффициентом сцепления ($\varphi_{x100\%} = 0,6$), через 10 метров наезжает на участок с низким коэффициентом сцепления ($\varphi_{x100\%} = 0,1$) протяженностью 5 м, после которого вновь идет участок с высоким коэффициентом сцепления. Испытание считается пройденным, если автопоезд смог полностью преодолеть участок с низкими сцепными свойствами. Результаты вычислительных экспериментов представлены на Рис. 11.

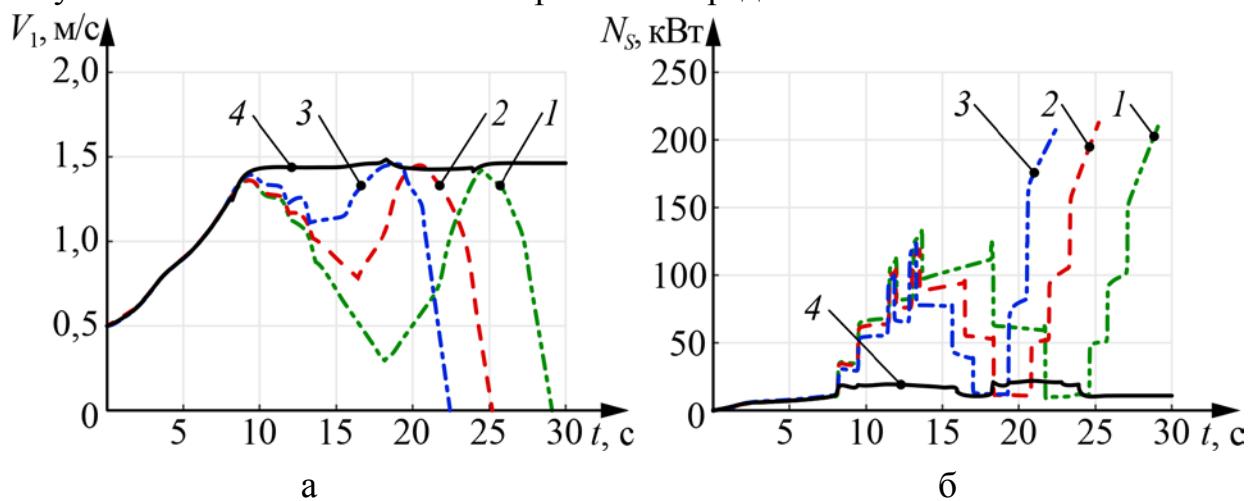


Рис. 11. Результаты вычислительных экспериментов:
а – скорость движения; б – потери мощности на буксование

Анализ полученных результатов позволяет сделать вывод, что автопоезд смог пройти испытание только при четвертом законе распределения мощности. В остальных случаях при наезде колес полуприцепа на скользкий участок автопоезд терял подвижность. Кроме того, при четвертом законе распределения мощности были получены минимальные потери мощности на буксование, что позволяет сделать вывод о повышении энергоэффективности.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ ПО РАБОТЕ

1. На основе современных положений теории движения автомобиля разработана математическая модель динамики, которая позволяет прогнозировать показатели опорной проходимости при прямолинейном движении седельного автопоезда с активным полуприцепным звеном по несвязанным грунтам в случае различных законов распределения мощности в трансмиссии. Особенностью модели является использование адаптированных экспериментальных интегральных (тягово-энергетических и тягово-цепных) характеристик взаимодействия одиночных движителей с опорными поверхностями, полученных с помощью стендовых испытаний; учет изменения вертикальной нагрузки в опорно-цепном устройстве в зависимости от условий и режимов движения седельного автопоезда; учет рассогласования углов дифферента корпусов тягача и полуприцепа в зависимости от условий и режимов движения седельного автопоезда; реализация при математическом моделировании особенностей работы электромеханического привода движителей, связанных с временными ограничениями по возможности использования всей имеющейся в системе мощности, обусловленными динамикой дизель-генераторной установки.

2. Сравнением результатов имитационного моделирования прямолинейной динамики автопоезда при различных тяговых сочетаниях звеньев доказано, что разработанная математическая модель, в которой использованы адаптированные тягово-энергетические и тягово-цепные экспериментальные характеристики, пригодна для прогнозирования показателей опорной проходимости и оценки эффективности законов распределения мощности в трансмиссии. Сравнением результатов имитационного моделирования и натурных экспериментов доказана адекватность разработанной математической модели. Относительная погрешность по выбранному оценочному показателю (угловая скорость каждого колеса) не превысила 8,1%.

3. Разработан закон управления электромеханической трансмиссией автопоезда, основанный на использовании силовых факторов в опорно-цепном устройстве и кинематических показателей. Теоретически обоснована возможность повышения эффективности движения активных автопоездов за счет распределения мощности в трансмиссии на основе анализа силовых факторов в опорно-цепном устройстве при динамическом взаимодействии звеньев седельного автопоезда. Сформулированы практические рекомендации по составу системы.

4. Проведена адаптация экспериментальных характеристик взаимодействия одиночных движителей с различными видами деформируемых опорных поверхностей, полученных при стендовых испытаниях, для использования при имитационном моделировании.

5. По результатам имитационного математического моделирования динамики автопоезда доказано, что разработанный закон управления электромеханической трансмиссией автопоезда на основе анализа силовых и кинематических факторов в сравнении с другими законами управления обеспечил:

- возможность преодоления участков с неоднородными сцепными свойствами;
- на недеформируемом опорном основании снижение потерь мощности на буксование на 9 %;
- на деформируемом опорном основании затрачиваемая мощность снизилась на 32 кВт.

ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ДИССЕРТАЦИИ ОТРАЖЕНЫ В СЛЕДУЮЩИХ РАБОТАХ:

1. Чудаков О.И., Горелов В.А., Падалкин Б.В. Математическая модель прямолинейного движения по деформируемой опорной поверхности двухзвенного седельного автопоезда с активным полуприцепным звеном // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение. 2017. № 2. С. 121–138. DOI: 10.18698/0236-3941-2017-2-121-138. (1,5 п.л. / 0,6 п.л.).

2. Чудаков О.И., Анкинович Г.Г., Горелов В.А. Математическая модель прямолинейной динамики по недеформируемому опорному основанию седельного автопоезда с активным полуприцепом // Вестник машиностроения. 2017. № 3. С. 37–42. (0,75 п.л. / 0,3 п.л.).

3. Чудаков О.И., Горелов В.А., Падалкин Б.В. Повышение энергоэффективности автопоезда при движении в тяжёлых дорожных условиях за счёт выбора рациональных параметров систем привода прицепных звеньев // Труды НАМИ. 2017. № 1. С. 21–27. (0,75 п.л. / 0,25 п.л.).

4. Чудаков О.И., Анкинович Г.Г., Горелов В.А. Оценка влияния активизации колес полуприцепа на тягово-динамические свойства автопоезда // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2017. № 1. С. 44–54. (1,25 п.л. / 0,5 п.л.).

5. Чудаков О.И., Горелов В.А., Падалкин Б.В. Разработка алгоритма распределения мощности в трансмиссии активного седельного автопоезда на основе анализа силовых факторов в сцепном устройстве [Электронный ресурс] // Наука и образование: научное издание МГТУ им. Н.Э. Баумана. Эл № ФС 77 - 48211. 2016. Выпуск 12. DOI: 10.7463/1216.0852826 – Режим доступа: <http://technomag.edu.ru/jour/article/view/1091>. 2017 (1,0 п.л. / 0,5 п.л.).

6. Чудаков О.И., Горелов В.А. Анализ конструктивных схем привода колес прицепных звеньев активных автопоездов // Известия МГТУ «МАМИ». 2016. № 1. С. 16–24. (0,6 п.л. / 0,3 п.л.).

7. Чудаков О.И., Вольская Н.С. Пути совершенствования системы распределения мощности в ветвях трансмиссии полноприводных автомобилей // Автомобильная промышленность. 2013. № 5. С. 16–18. (0,4 п.л. / 0,2 п.л.).

8. Чудаков О.И. Пути снижения разрушающего воздействия колесных машин на почву // Сб. докл. международной научно-практической конференции «Итоги и перспективы интегрированной системы образования в высшей школе России: образование - наука - инновационная деятельность». М.: МГИУ-ИТИП РАО-МИИР-ИМБ-МАН ИПТ. 2011. С. 791–794. (0,25 п.л.).