

УДК 629.33

Разработка алгоритма распределения мощности в трансмиссии активного седельного автопоезда на основе анализа силовых факторов в сцепном устройстве

Горелов В. А.¹, Падалкин Б. В.¹,
Чудаков О. И.^{1,*}

[*ochi88@mail.ru](mailto:ochi88@mail.ru)

¹МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия

В материале представлен алгоритм управления системой привода колес полуприцепа, используемого в составе двухзвенного активного седельного автопоезда. Рассмотрены основные принципы построения активных автопоездов. Дано теоретическое обоснование возможности измерения сил в сцепном устройстве при динамическом взаимодействии звеньев седельного автопоезда и дальнейшего использования этих данных при управлении трансмиссией. Представлена схема размещения датчиков в шкворне седельно-сцепного устройства. Приведены результаты теоретических исследований динамики автопоезда при различных вариантах привода колес полуприцепа, которые подтверждают эффективность предлагаемого к реализации алгоритма управления.

Ключевые слова: активный полуприцеп, электромеханическая трансмиссия, индивидуальный привод, сцепное устройство, имитационное математическое моделирование динамических систем, алгоритм управления

Введение

Для развития различных отраслей экономики и обеспечения обороноспособности страны важную роль играет доставка грузов различного назначения. Наиболее рациональным способом повышения эффективности перевозок является увеличение грузоподъемности транспортных средств, в частности за счет формирования автопоездов. Для эксплуатации по дорогам с твердым покрытием используются, как правило, неполноприводные автопоезда. Однако в условиях эксплуатации, характерных для добывающих и сырьевых отраслей экономики, а также для силовых ведомств, возникает необходимость перевозки грузов, тяжелой техники, оборудования и вооружения по временным дорогам или в условиях бездорожья (рис. 1). В лесной промышленности, например, эксплуатация транспортных и технологических систем происходит в основном на временных дорогах, которые составляют около 40 % лесовозных дорог всех типов [1]. В связи с этим, наиболее серьез-

ным ограничением применения неполноприводных автопоездов в указанных отраслях является низкий уровень их проходимости [2].



Рис. 1. Использование автопоездов для перевозки грузов промышленного (а) и военного (б) назначения в условиях бездорожья

Таким образом, разработка и создание автопоездов, имеющих достаточно высокий уровень тяговой динамики, является весьма актуальной научно-практической задачей, решение которой достигается двумя основными способами [3]:

- созданием тягачей повышенной мощности;
- активизацией осей прицепных и полуприцепных систем.

Первый вариант требует создания специальных многоосных полноприводных тягачей, способных с достаточно большой нагрузкой на сцепном или седельно-сцепном преодолеть трудные участки местности. Для реализации необходимой силы тяги такой тягач должен иметь большой сцепной вес. Увеличение сцепного веса тягачей приводит к росту себестоимости перевозок, а также является не всегда эффективным с точки зрения повышения динамических свойств, так как при полной массе обычно более загруженным является прицепное звено автопоезда.

Активизация колес прицепных и полуприцепных звеньев (второй из возможных вариантов) позволяет без существенных усложнений и изменений конструкции решить проблему повышения тяговых свойств и обеспечения требуемого уровня проходимости автопоездов, в том числе и выпускаемых серийно в настоящее время. В статье решается задача повышения эффективности движения автопоезда за счет управления приводом колес полуприцепа.

Принципы построения активных автопоездов

Привод активных прицепных звеньев может быть постоянного и периодического действия (бустерного типа). При выборе типа привода целесообразно учитывать дорожно-грунтовые и природно-климатические условия предполагаемого района эксплуатации активного автопоезда [4].

Привод постоянного действия целесообразно использовать при работе автопоезда в тяжелых дорожных условиях в течении большей части времени. Такой тип привода эф-

фективен для автопоездов специального назначения и в случаях, когда масса прицепного состава в несколько раз превосходит массу тягача.

Бустерный привод целесообразно применять при эксплуатации автопоезда на дорогах с усовершенствованным покрытием, а также в случае необходимости обеспечения высокого уровня проходимости только на короткое время. Данный тип привода является наиболее распространенным, в том числе из-за возможности экономии топлива при движении по дорогам с усовершенствованным покрытием на высоких скоростях.

По типу трансмиссии системы привода активных осей прицепных звеньев подразделяют на механические, гидрообъемные и электрические. Традиционный для серийных автомобилей общего назначения механический привод по своим свойствам мало пригоден для многоосных автомобилей, двух- и многозвенных полноприводных автопоездов, а также для тех транспортных средств, у которых нагрузка на ось превышает 20...30 т [5]. При создании многоприводных колесных машин (к которым относятся и активные автопоезда) наиболее рациональным считается применение электромеханической трансмиссии, поскольку она обладает следующими преимуществами [6]:

- характеристика тягового электродвигателя обеспечивает реализацию бесступенчатой передачи мощности на колеса и возможность движения на «ползущих скоростях»;
- значительно сокращается количество механических элементов трансмиссии (отсутствуют коробка передач и раздаточная коробка, уменьшается количество карданных валов и т.д.);
- легкость реверсирования;
- появляется возможность индивидуального распределения мощности по колесным движителям в соответствии с внешними условиями, в которых они находятся.

Передача электроэнергии к тяговым электродвигателям (ТЭД) осуществляется значительно проще, чем механической энергии посредством вращающихся деталей. Вследствие этого для транспортных машин с электромеханической трансмиссией не существует ограничений по количеству звеньев и числу ведущих осей, что дает возможность создания многозвенных транспортных машин с индивидуальным приводом всех колес, обладающих большим сцепным весом, грузоподъемностью и высокой проходимостью. К недостаткам электромеханического привода прицепных звеньев автопоезда относятся:

- сравнительно высокая начальная стоимость агрегатов;
- в системах электропривода происходит двойное преобразование энергии, что отрицательно сказывается на общем КПД системы (составляет около 80 %);
- необходимость применения мощной системы охлаждения;
- низкая электробезопасность.

С учетом современного развития науки и техники полуприцепы с электрическим приводом колес полуприцепов целесообразно создавать для седельных тягачей с электромеханической трансмиссией – на автомобиле уже установлен мощный генератор, а также есть возможность использования единых алгоритмов управления электромеханической трансмиссией автопоезда.

Существуют две основных концепции питания привода прицепного звена (рис. 2):

- отбор мощности от силовой установки тягача;
- применение автономной силовой установки (АСУ).

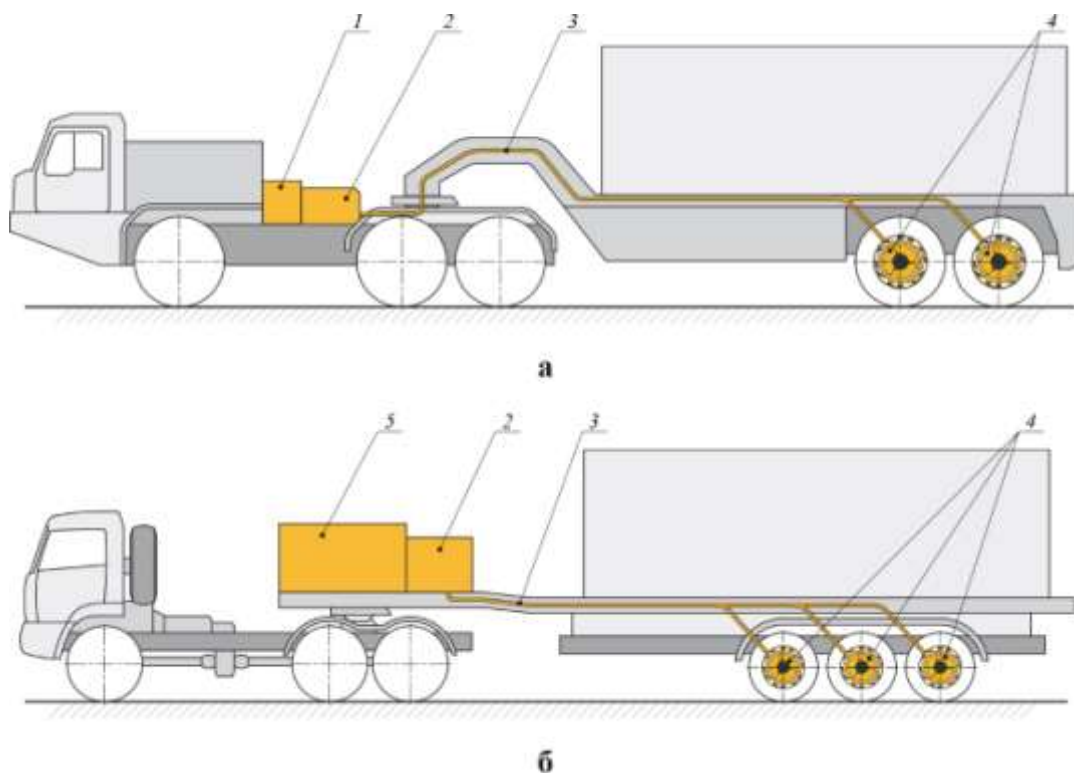


Рис. 2. Формирование активных автопоездов за счет отбора мощности от тягача (а) и с применением автономной силовой установки (б): 1 – коробка отбора мощности; 2 – генератор; 3 – силовые кабели; 4 – электромотор-колеса; 5 – автономная силовая установка

В первом случае тягач должен быть оборудован агрегатами отбора мощности, усложняется процедура сцепки и расцепки состава, поэтому применения такого варианта привода целесообразно для автопоездов специального назначения, например, рассчитанных на размещение систем вооружения, и используется в таком составе в течение всего жизненного цикла автопоезда.

В случае, когда прицепное звено питается от АСУ, привод колес не зависит от конструкции тягача, в том числе и от типа его трансмиссии, что обеспечивает взаимозаменяемость тягачей и, тем самым, эксплуатационную гибкость транспортного средства. Увеличиваются возможности специализации подвижного состава, в том числе за счет формирования многосвязных автопоездов и применения прицепов модульной конструкции. Кроме того, при движении автопоезда в наиболее сложных дорожных условиях тяговые возможности не ограничиваются мощностью двигателя тягача. К недостаткам такого типа привода относятся:

- повышенный расход топлива;
- снижение полезной нагрузки на прицеп из-за монтажа дизель-генераторной установки (ДГУ) и дополнительных топливных баков;
- увеличение задержки подключения привода, вызванное необходимостью запуска ДГУ, которой необходимо время для выхода на рабочую мощность.

В данной статье предложен алгоритм подключения привода колес полуприцепа и исследовано влияние активизации полуприцепа на общую динамику автопоезда. В качестве объекта исследований выбран четырехосный тягач с индивидуальным приводом колес и активный трехосный полуприцеп с автономной силовой установкой.

Теоретическое обоснование возможности измерения сил в сцепном устройстве

Распределение мощности двигателя между ведущими колесами тягача и активными колесами прицепного звена должно быть пропорционально сцепным весам. При определении мощности, отбираемой на привод активных колес прицепных звеньев, рекомендуется руководствоваться значением коэффициента отбора мощности k_N :

$$k_N = G'_{Pr} / (G'_T + G'_{Pr}), \quad (1)$$

где G'_{Pr} – вес прицепного звена, приходящийся на ведущие колеса; G'_T – вес тягача, приходящийся на ведущие колеса.

В динамике происходит перераспределение веса, поэтому для эффективной работы по такому принципу система должна получать данные о текущем значении вертикальной нагрузки, что потребует установки дополнительных датчиков в системе поддрессоривания, либо использования гидропневматических рессор. Однако в реальных условиях движения условия распределения мощности между звеньями пропорционально нормальным нагрузкам недостаточно для обеспечения максимально эффективного движения автопоезда. Это связано с тем, что условия движения каждого из колес индивидуальны, и для получения полной информации об условиях движения автопоезда системе управления необходимы дополнительные данные. К ним относятся:

- степень нажатия на педаль газа;
- продольное ускорение;
- скорость движения;
- степень буксования колес тягача.

Эти данные используются в алгоритмах работы систем активной безопасности, однако практика эксплуатации подобных систем показала, что их применение в качестве источников первичной информации существенно усложняет и удорожает системы управления. В [7] предложено использовать более высокоинформативные источники первичной информации, чем кинематические параметры вращения колес и движения масс автомобиля. Для автопоезда таким источником информации являются силовые факторы в узле связи между звеньями. В качестве объекта для реализации первичного датчика выступает шкворень седельно-сцепного устройства (ССУ). При этом используется эффект упругой деформации шкворня относительно оси крепления при возникающих реакциях сил между тягачом и прицепом при различных режимах движения [8]. Устройство первичного датчика поясняется на рис. 3.

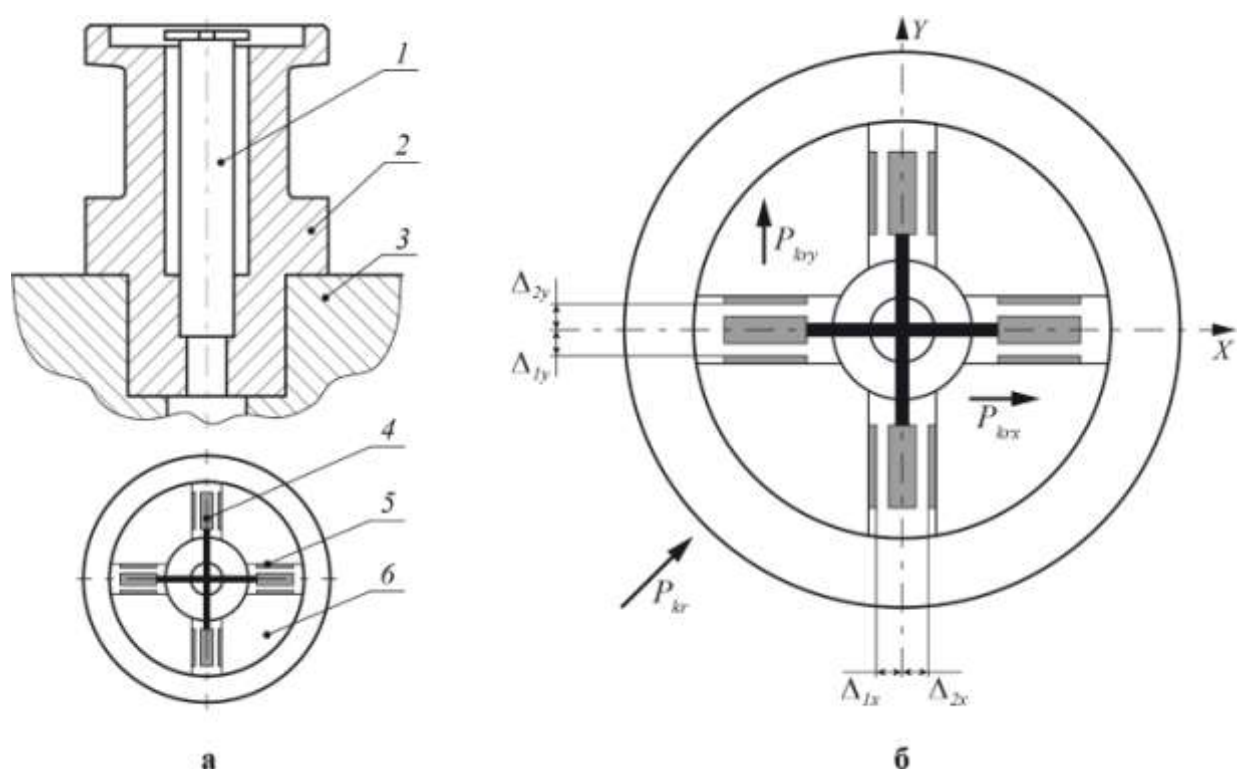


Рис. 3. Датчик измерения сил в шкворне седельно-сцепного устройства: а – схема датчика; б – принцип измерения сил

Шкворень 2 имеет крепление в недеформируемой базе 3. Центральный палец 1 измерительного устройства также имеет крепление относительно недеформируемой базы 3. Между 1 и 2 есть зазор, величина которого равна максимально возможной деформации пальца 2. В верхней, торцевой, части центрального пальца 1 взаимоперпендикулярно установлены четыре излучателя 4. На четырех сегментах электронных модулей 6, закрепленных неподвижно на плоскости верхней торцевой зоны пальца 2, размещено восемь приемников 5. Приемники 5 установлены попарно с двух сторон относительно излучателей с нормированной величиной зазора. Таким образом, при возникающей реакции сил между базой 3 и пальцем 2 происходит упругая деформация последнего относительно центрального пальца 1, которая приводит к изменению нормированных зазоров Δ_x и Δ_y между измерителями 4 и приемниками 5 устройства измерения. Формируемые приемниками сигналы позволяют вычислить составляющие силы P_{kr} и определить ее вектор.

Математическая модель прямолинейного движения активного седельного автопоезда

Для решения задачи о повышении энергоэффективности движения автопоездов в различных эксплуатационных условиях разработчики должны располагать инструментом для проведения вычислительных экспериментов и методиками, позволяющими прогнозировать эксплуатационные свойства при различных вариантах конструкции на стадии проектирования. В настоящее время наиболее эффективным способом оценки принимаемых

технических решений и прогнозирования характеристик подвижности ТС на стадии проектирования является имитационное математическое моделирование на ЭВМ [9].

Для оценки эффективности предлагаемых алгоритмов управления приводом колес полуприцепа использована математическая модель движения двухзвенного седельного автопоезда, описанная в [10]. В математической модели сделано допущение, что автопоезд движется прямолинейно по ровному недеформируемому опорному основанию.

Расчетная схема движения автопоезда, представленная на рис. 4, принята с учётом характера решаемой задачи и описывается соответствующими уравнениями динамики (1).

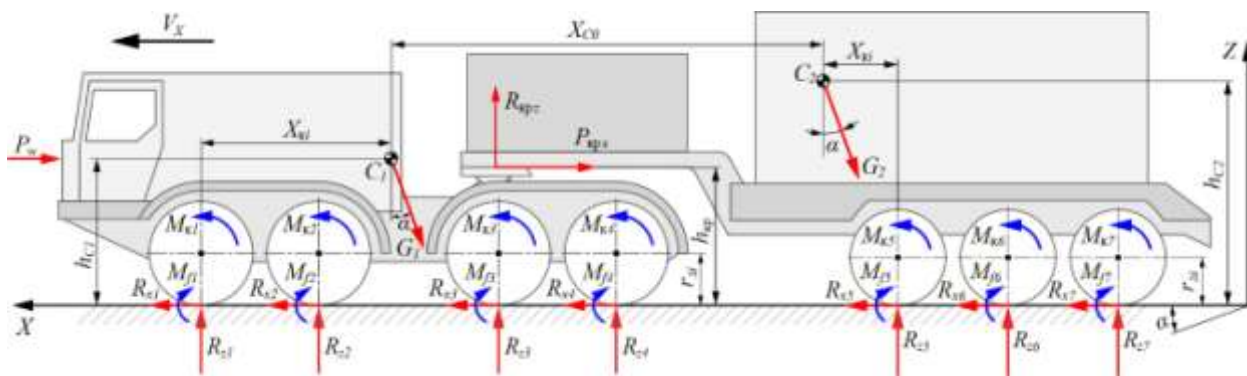


Рис. 4. Расчетная схема движения активного автопоезда

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

В системе уравнений (1) приняты следующие обозначения: $i = 1 \dots 7$ – 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 прицепа, соответственно; R_{xi} – продольная реакция i -го колеса с опорным основанием; G_1 и G_2 – вес тягача и полуприцепа, соответственно; J_{ki} – момент инерции i -го колеса; $\dot{\omega}_{ki}$ – угловое ускорение i -го колеса; M_{ki} – крутящий момент, подводимый к i -му колесу; r_{di} – расстояние от оси i -го колеса до поверхности дороги; α – угол наклона опорной поверхности; P_{kpx} – продольная составляющая силы в ССУ; P_w – сила сопротивления воздуха; M_{fi} – момент сопротивления качению i -го колеса.

Вертикальная составляющая силы в ССУ определяется при расчете нормальных реакций, а продольная составляющая вычисляется по следующей зависимости [11]:

$$P_{kpx} = (X_{C1} - X_{C2}) \cdot C_0 + (V_{x1} - V_{x2}) \cdot B_0 ,$$

где C_0 – коэффициент жесткости сцепного устройства в продольном направлении; B_0 – коэффициент сопротивления демпфера сцепного устройства в продольном направлении; X_{C1} и X_{C2} – координата по оси X центра масс тягача и полуприцепа, соответственно.

Выбор коэффициентов C_0 и B_0 основан на рекомендациях, представленных в [12].

В математической модели автопоезда с электромеханической трансмиссией реализован разработанный алгоритм управления приводом колес прицепного звена. При синтезе алгоритма принят подход, исключающий описание внутренней динамики процессов, происходящих в электромеханических устройствах. В расчетах принято, что в качестве привода всех колес автопоезда использованы ТЭД одинаковой мощности (60 кВт). Подключение и степень задействования ТЭД полуприцепа регулирует коэффициент использования мощности ($h_{пр}$), который изменяется от 0 (двигатель отключен) до 1 (работа по внешней характеристике).

Внешняя и частичные характеристики ТЭД соответствуют графикам, представленным на рис. 5. Максимальное значение выходного момента ($M_{ТЭД}$) ограничивается внешней (ограничение по максимальной мощности) характеристикой электродвигателя N_{max} [13], а максимальная частота вращения ограничена на одном уровне (5580 мин⁻¹).

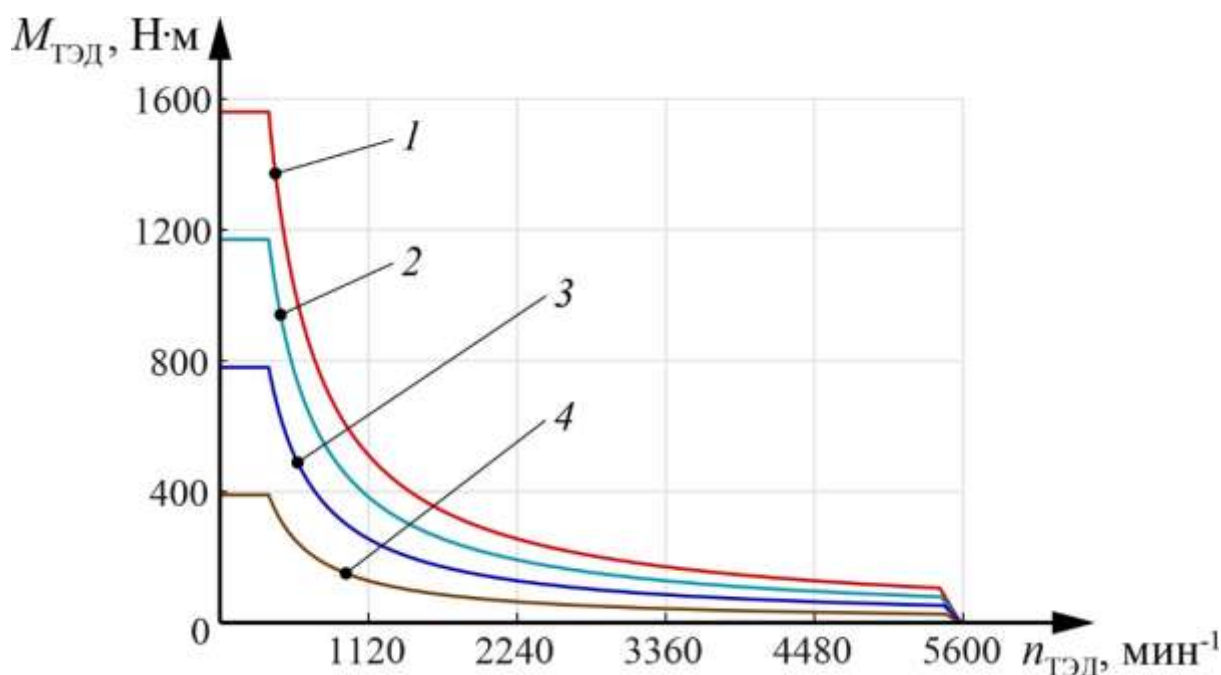


Рис. 5. Характеристики тягового электродвигателя: 1 – $h_{пр} = 1$; 2 – $h_{пр} = 0,75$; 3 – $h_{пр} = 0,5$; 4 – $h_{пр} = 0,25$;

Алгоритм управления приводом колес полуприцепа

Следует отметить, что управление трансмиссией, то есть ограничение угловой скорости и крутящего момента, необходимо производить плавно, так как резкое изменение может привести к потере устойчивости движения. Для работы алгоритма управления необходимо определить границы регулирования. Источником первичной информации для алгоритма управления служит величина и направление вектора силы в сцепном устройстве. Во избежание «набегания» полуприцепа на тягач принято, что эта сила всегда должна быть положительна. При движении активного автопоезда по дорогам с усовершенствованным покрытием или с частичной загрузкой необходимая сила тяги значительно уменьшается, и для экономии топлива привод полуприцепа целесообразно отключать. В

связи с этим, необходимо определить значение силы в сцепном устройстве, которому будет соответствовать порог отключения привода полуприцепа. Для этого произведены тестовые заезды автопоезда полной массы при пассивном и активном приводе колес полуприцепа. Автопоезд разгонялся на ровной горизонтальной опорной поверхности до максимальной скорости. В ходе заезда измерялась продольная составляющая силы в ССУ ($P_{крх}$). Результаты представлены на рис. 6.

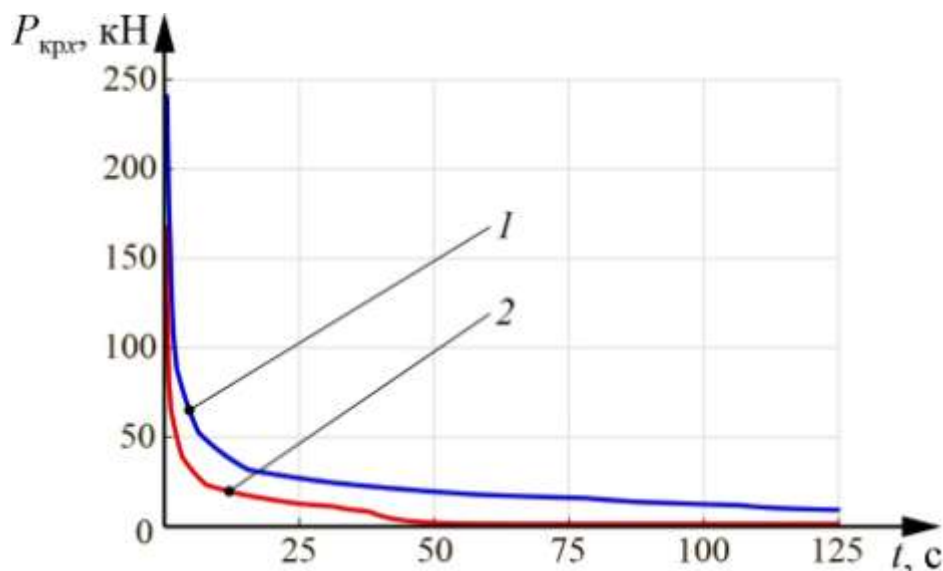


Рис. 6. Изменение силы на крюке при разгоне автопоезда полной массы до максимальной скорости:
1 – пассивный; 2 – активный

Порог отключения привода выбран при минимальной силе (10 кН), необходимой для буксирования прицепа полной массы по ровной горизонтальной дороге (коэффициент сцепления $\varphi_{x100\%} = 0.6$, коэффициент сопротивления качению $f_0 = 0.015$). Полная мощность АСУ используется при увеличении крюковой нагрузки до 50 кН, что для рассматриваемого автопоезда соответствует установившемуся движению на подъем с уклоном 5% ($2,87^\circ$). Максимальная скорость пассивного автопоезда при этом снижается до 6,53 м/с, что в три раза меньше его максимальной скорости на горизонтальной опорной поверхности (20,07 м/с).

После определения диапазона, в котором необходимо осуществлять управление степенью использования мощности ТЭД, нужно задать закон изменения $h_{пр}$. Рассмотрены три варианта управления приводом колес полуприцепа в этом диапазоне (рис. 7). В первом варианте изменение мощности происходит по линейному закону, во втором и третьем – по экспоненциальному:

$$h_{пр} = a \cdot e^{-b/P_{кр}}, \quad (2)$$

где a и b – коэффициенты, определяющие вид кривой (для кривой 2 $a=1,57$; $b=19,58$; для кривой 3 $a = 13,7$; $b = 144,6$).

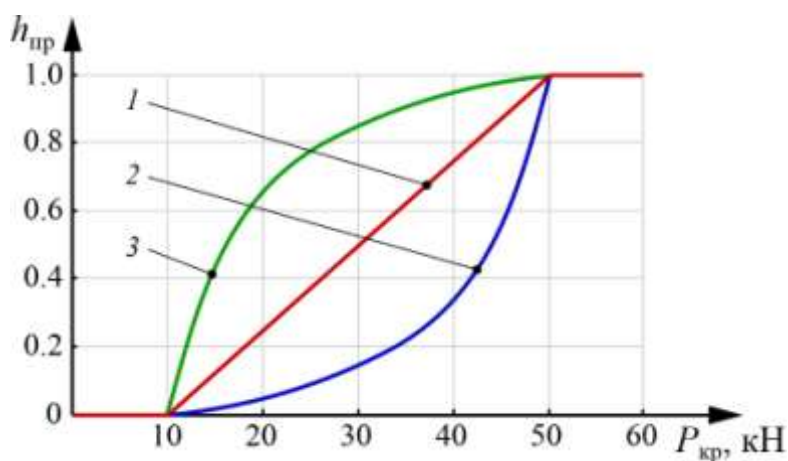


Рис. 7. Степень использования мощности ТЭД полуприцепа в зависимости от силовых факторов в сцепном устройстве: 1 – линейный закон; 2 – положительная экспонента; 3 – отрицательная экспонента

Необходимо провести ряд вычислительных экспериментов, по результатам которых можно определить, какой из представленных вариантов управления приводом обеспечивает наиболее эффективное движение автопоезда.

Результаты вычислительных экспериментов

Произведены тестовые заезды автопоезда при различных вариантах привода колес полуприцепа: пассивный режим, постоянно подключенный привод, и три случая регулируемого привода. Моделировалось движение по горизонтальному участку пути, а также на подъемах 5° и 10° . Значения коэффициентов взаимодействия и сопротивления качению движителей приняты одинаковыми ($\varphi_{x100\%} = 0.6, f_0 = 0.015$). Время моделирования во всех случаях составляло 200 с. Измерялись максимальная скорость движения и пройденный путь, а также оценивалась средняя скорость движения. Результаты представлены в таблице 1 и на рис. 7.

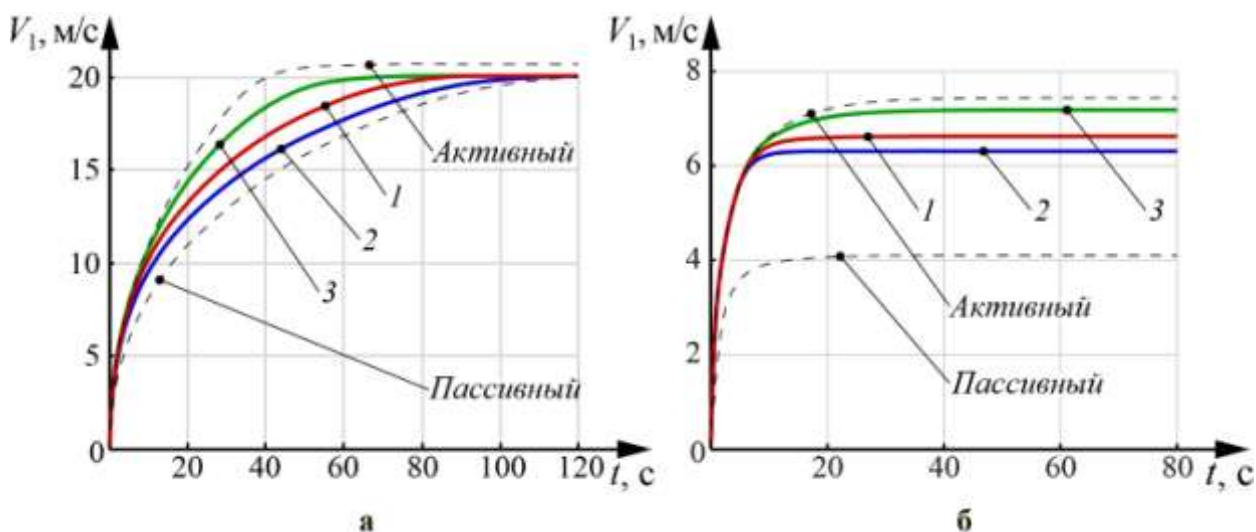


Рис. 7. Изменение скорости автопоезда при движении по горизонтальному участку (а) и на подъем 5° (б) при различных законах управления: 1 – линейный; 2 – положительная экспонента; 3 – отрицательная экспонента

Таблица 1. Результаты моделирования движения автопоезда

Вариант автопоезда		0°			5°			10°		
		V_{amax} , м/с	V_{cp} , м/с	X_a , м	V_{amax} , м/с	V_{cp} , м/с	X_a , м	V_{amax} , м/с	V_{cp} , м/с	X_a , м
Пассивный полуприцеп		20.07	17.3	3460	4.105	4.054	810	2.428	2.406	481
Активный привод полуприцепа	Линейный закон управления	20.07	18.23	3647	6.623	6.541	1308	3.851	3.83	766
	Экспоненциальный закон управления 1	20.07	17.81	3561	6.308	6.244	1249	3.851	3.83	766
	Экспоненциальный закон управления 2	20.07	18.61	3722	7.182	7.057	1411	3.851	3.83	766
	Постоянного действия	20.67	19.35	3869	7.441	7.292	1458	3.851	3.83	766

Анализ результатов моделирования позволил сделать следующие выводы. Максимальная скорость движения на горизонтальном участке пути для активного автопоезда с постоянно задействованным приводом (суммарная мощность ТЭД 840 кВт) составила 20,67 м/с, что на 0,6 м/с больше максимальной скорости пассивного автопоезда (суммарная мощность используемых ТЭД 480 кВт) при тех же условиях. Это связано с тем, что скорость близка к предельно возможной кинематической скорости, ограниченной частотой вращения ТЭД. В тоже время видно, что активные варианты автопоезда демонстрируют более интенсивный разгон, что приводит к увеличению пройденного пути и средней скорости движения. Среди вариантов с регулируемым приводом наиболее высокие результаты продемонстрировал третий вариант (отрицательная экспонента). На подъеме 5° максимальная скорость пассивного автопоезда значительно ниже, чем у вариантов с активным полуприцепом. На подъеме 10° сила необходимая для буксирования полуприцепа (67 кН) превышает установленный порог (50 кН), поэтому во всех вариантах активного автопоезда используется вся доступная мощность. Изменение коэффициента использования мощности полуприцепа для горизонтального участка и подъема 5° представлены на рис. 8. При движении на горизонтальном участке третий вариант регулирования (отрицательная экспонента) обеспечивает минимальное время работы АСУ, что способствует экономии топлива.

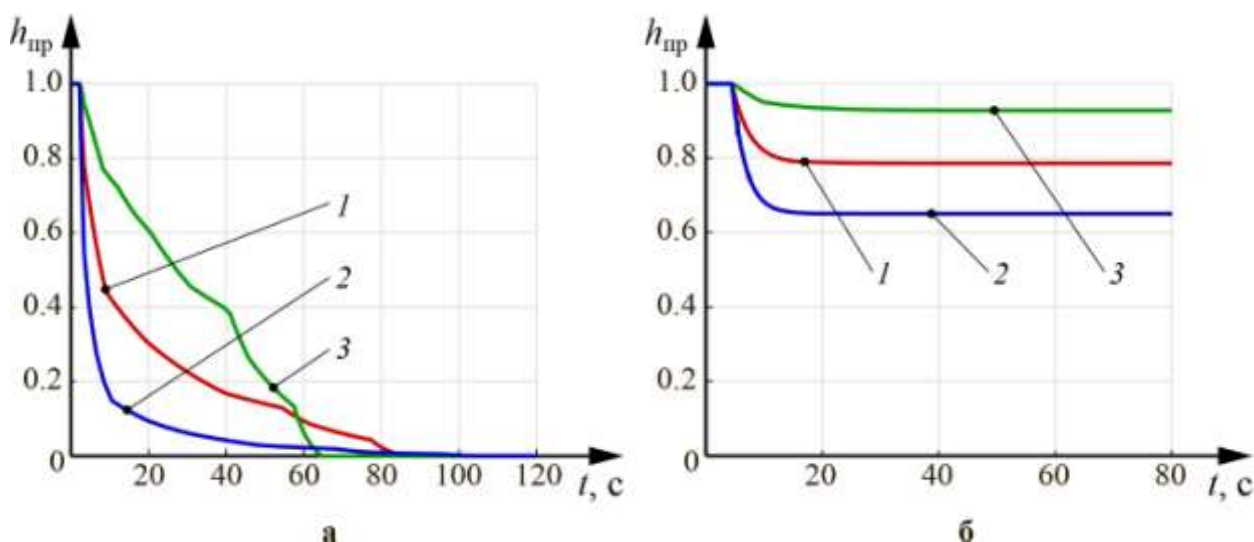


Рис. 8. Изменение коэффициента мощности полуприцепа при движении по горизонтальному участку (а) и на подъем 5° (б) при различных законах управления: 1 – линейный; 2 – положительная экспонента; 3 – отрицательная экспонента

Для оценки эффективности предложенных алгоритмов в изменяющихся дорожных условиях было смоделировано движение автопоезда по опорной поверхности с изменяющимся коэффициентом сопротивления качению:

$$f(x) = f_0 + 0.5f_0 \cdot \sin(x \cdot \pi \cdot 2 \cdot 10^{-3}),$$

Для этого случая значение f_0 увеличено до 0.3. Результаты моделирования представлены на рис. 9.

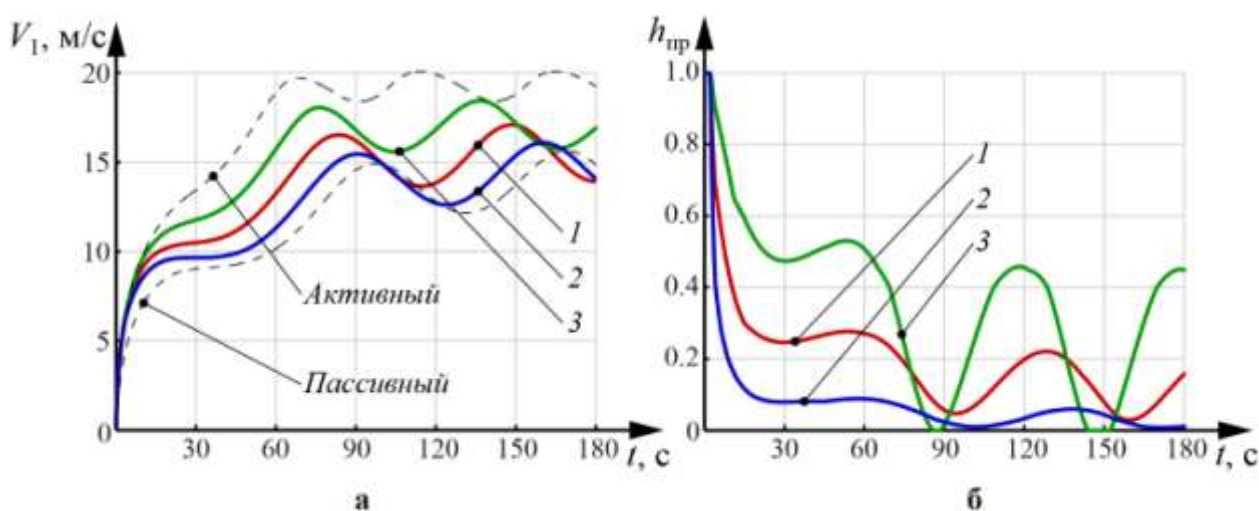


Рис. 9. Изменение линейной скорости автопоезда (а) и коэффициента использования мощности прицепного звена (б) при различных законах управления: 1 – линейный; 2 – положительная экспонента; 3 – отрицательная экспонента

Как видно из рис. 8 и 9, третий закон управления позволяет достичь наибольшей средней скорости движения, и при этом обладает наиболее широким диапазоном регулирования, поэтому предлагается его использование в разработанном алгоритме.

Проведенные исследования показали, что использование системы подключаемого привода полуприцепа позволяет повысить эффективность автопоезда. Дальнейшее развитие алгоритма управления предполагает использование математического аппарата нечеткой логики [14], к преимуществам которого относятся возможность оперировать динамически изменяющимися входными данными.

Заключение

Проведенные исследования показали, что использование в составе автопоезда активного прицепного звена приводит к увеличению скорости движения в сложных дорожных условиях, а также позволяет преодолевать подъемы большей крутизны. Возможность перемещения грузов в период межсезонья, по бездорожью или в условиях временных дорог уменьшает количество вынужденных простоев транспортных систем. Таким образом, применение активных сочленённых транспортных систем позволит повысить производительность транспортных операций в добывающих и сырьевых отраслях экономики.

С целью повышения эффективности использования активного привода полуприцепа разработан алгоритм управления, новизна которого заключается в том, что источником первичной информации для работы алгоритма являются силовые факторы в сцепном устройстве. Предложено три варианта работы алгоритма. Реализация алгоритма управления приводом прицепного звена осуществлена в среде моделирования Simulink программного комплекса Matlab. Алгоритм был внедрен в модель движения автопоезда по твердой ровной опорной поверхности. С помощью имитационного математического моделирования движения в различных условиях была доказана эффективность предложенного алгоритма подключения привода колес прицепного звена на основе измерения силовых факторов в сцепном устройстве.

Дальнейшее направление исследований предполагает расширение условий внешних воздействий при имитации движения автопоезда (движение на «миксте», движение по деформируемому опорному основанию, движение при вывешивании одного или нескольких движителей и т.д.) с предложенным алгоритмом управления приводом колес прицепного звена, а также уточнение алгоритма в соответствии с внешними условиями.

Для окончательного ответа о работоспособности и эффективности разработанного алгоритма управления требуется проведение натурных испытаний активного автопоезда, что также является одним из направлений дальнейших исследований.

Список литературы

1. Пладов А.В. Совершенствование методов обоснования рациональных эксплуатационных параметров лесовозных автопоездов: Дис. ...канд. техн. наук. Петрозаводск, 2007. 197 с.
2. Жирный Р. И., Котиев Г.О. Решение транспортных задач в условиях Крайнего Севера // Газовая промышленность. 2009. № 7. С. 78-80.

3. Капралова М.А., Коркин С.Н., Курмаев Р.Х., Шухман С.Б. Построение автопоездов с активными прицепными звеньями для движения в тяжелых дорожных условиях // Журнал автомобильных инженеров. 2013. № 5. С. 34–37.
4. Афанасьев Б.А., Белоусов Б.Н., Гладов Г.И. и др. Проектирование полноприводных колесных машин: учебник для вузов: В 3 т. / Под ред. А.А. Полунгяна. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. Т. 1. 496 с.
5. Белоусов Б.Н., Попов С.Д. Колесные транспортные средства особо большой грузоподъемности. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2006. 728 с.
6. Белоусов Б.Н., Шухман С.Б. Прикладная механика наземных тягово-транспортных средств с мехатронными системами. М.: Агроконсалт, 2013. 610 с.
7. Василевский В.И. Алгоритм бортовой системы мониторинга процесса торможения седельного автопоезда на основе измерения и анализа силовых факторов: Дис. ...канд. техн. наук. Могилёв, 2013. 131 с.
8. Ким В.А., Котиев Г.О., Сазонов И.С., Чой Ки Йонг. Основы создания САБ АТС на силовом анализе / под общ. ред. И.С. Сазонова. Могилев: Изд-во Белорусско-Российского ун-та, 2016. 256 с.
9. Дьяков А.С., Котиев Г.О. Метод разработки ходовых систем высокоподвижных безэкипажных наземных транспортных средств // Известия Южного Федерального ун-та. Технические науки. 2016. № 1. С. 186-197.
10. Горелов В.А., Чудаков О.И. Анализ конструктивных схем привода колес прицепных звеньев активных автопоездов // Известия МГТУ МАМИ. 2016. № 1. С. 16–24.
11. Горелов В.А. 77-30569-343394 Математическое моделирование движения многозвенных колесных транспортных комплексов с учетом особенностей конструкций сцепных устройств // Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2012. № 2. С. 14. Режим доступа: <http://technomag.edu.ru/doc/343394.html> (дата обращения: 21.11.2016).
12. Закин Я.Х., Щукин М.М., Марголис С.Я. и др. Конструкции и расчет автомобильных поездов / Под ред. Я.Х. Закина. Л.: Машиностроение, 1968. 331 с.
13. Жилейкин М.М., Середюк В.А. Разработка закона распределения моментов по колесам многоосной колесной машины с электромеханической трансмиссией, выполненной по схеме «мотор-ось» // Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2014. № 5. DOI: [10.7463/0514.0705516](https://doi.org/10.7463/0514.0705516)
14. Жилейкин М.М. Теоретические основы повышения показателей устойчивости и управляемости колесных машин на базе методов нечеткой логики. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2016. 238 с.

The Development of Power Distribution Law in Transmission of Active Road Based on the Analysis of the Power Factors in the Coupling Device

V.A. Gorelov¹, B.V. Padalkin¹,
O.I. Chudakov^{1,*}

[*ochi88@mail.ru](mailto:ochi88@mail.ru)

¹Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia

Keywords: active-trailer, electromechanical transmission, individual-wheel drive, coupling device, simulation modeling of dynamic systems, control algorithm

Effective delivery of indivisible bulky and heavy loads whose weight can reach hundreds tons is of particular importance for development of various sectors of economy and support of defense capability. Special road trains provide open road transportation and off-road haulage of this kind of goods, but in difficult traffic environment their using capabilities are significantly restricted by a lack of the road-ability. For a road train to reach the better road-ability is possible by increasing the number of drive wheels. This can be achieved through the use of an active-trailer as its part. The effectiveness of using this drive may be estimated through comparison of the road train road-ability with the turned on and turned off passive and active semitrailer in different road environment. A mathematical model of the dynamics of the two-link semitrailer truck was created to solve the problem of comparing dynamic characteristics of the road trains with the passive and active semitrailer. The developed mathematical model of the four-axle tractor and three-axle semitrailer was implemented in the MATLAB[®] Simulink.

It was revealed that in some traffic environments it is advisable to disable the semitrailer drive. A drive control algorithm of semitrailer wheels based on the analysis of the forces in the coupling device was proposed. Data from the sensors installed in the pin of the coupling device serve as a primary source of information for the control system. Test runs enabled us to define control limits for the drive control system.

The article considers three cases to use the power of traction motors of the semitrailer in a predetermined range. A number of numerical experiments have been conducted to define dynamic qualities of the road trains in different cases of using semitrailer power. The analysis of results allowed us to draw conclusion that using a system of the semitrailer drive to be connected enables increasing efficiency of the road train when moving in difficult road environment.

References

1. Pladov A.V. *Sovershenstvovanie metodov obosnovaniia ratsional'nykh ekspluatatsionnykh parametrov lesovoznykh avtopoyezdov* [Improving methods of rational justification of operational parameters of forest road trains: Cand. diss.]. Petrozavodsk, 2007. 197 p. (in Russ.).
2. Zhirnyj R.I., Kotiev G.O. The solution of transport problems in the Far North. *Gazovaia promyshlennost'* [Gas Industry of Russia], 2009, no. 7, pp. 78–81. (in Russ.).
3. Kapralova M.A., Korkin S.N., Kurmaev R.Kh., Shukhman S.B. Construction trucks trailed with active links for moving in heavy traffic conditions. *Zhurnal avtomobil'nykh inzhenerov* [Zurnal AAI], 2013, no. 5, pp. 34–37 (in Russ.).
4. Afanas'ev B.A., Belousov B.N., Gladov G.I. a.o. *Proektirovanie polnoprivodnykh kolesnykh mashin* [Design of four-wheel drive wheeled vehicles]. Moscow: BMSTU Publ., 2008. [Vol. 1. 496 p. (in Russ.).
5. Belousov B.N., Popov S.D. *Kolesnye transportnye sredstva osobo bol'shoj gruzopod'emnosti* [Wheeled vehicles especially big load capacity]. Moscow: BMSTU Publ., 2006. 728 p. (in Russ.).
6. Belousov B.N., Shukhman S.B. *Prikladnaia mekhanika nazemnykh tiagovo-transportnykh sredstv s mekhatronnymi sistemami* [Applied mechanics ground towing vehicles with mechatronic systems]. Moscow: Agrokonsalt Publ., 2013. 612 p. (in Russ.).
7. Vasilevskij V.I. *Algoritm bortovoi sistemy monitoringa protsessa tormozheniia sedel'nogo avtopoezda na osnove izmereniia i analiza silovykh faktorov* [Algorithm board monitoring of process of braking system of a truck lorry on the basis of the power factor measurement and analysis: Cand. diss.]. Mogilev, 2013. 131 p. (in Russ.).
8. Kim V.A., Kotiev G.O., Sazonov I.S., Choj Ki Jong. *Osnovy sozdaniia SAB ATS na silovom analize* [Basics of creation active safety systems ATS on the power analysis]. Mogilev: Belarussian-Russian Univ. Publ., 2016. 256 p. (in Russ.).
9. Diakov A.S., Kotiev G.O. Method of developing high-mobility suspension systems of unmanned ground vehicles. *Izvestiya Southern Federal Univ. Engineering Sciences*, 2016, no. 1, pp. 186–197. (in Russ.).
10. Gorelov V.A., Chudakov O.I. Analysis of design schemes of combination of vehicles towing elements wheel drives. *Izvestiya MGTU MAMI*, 2016, no. 1, pp. 16–24. (in Russ.).
11. Gorelov V.A. Mathematical motion simulation of multilink wheeled transport complexes subject to coupling devices. *Nauka i obrazovanie MGTU im. N.E. Baumana* [Science and Education of the Bauman MSTU], 2012, no. 2. Available at: <http://technomag.bmstu.ru/doc/343394.html>, accessed 21.11.2016.
12. Zakin Ya. H., Schukin M.M., Margolis S.Ya. *Konstruktsii i raschet avtomobil'nykh poezdov* [Construction and calculation of road trains]. Leningrad: Mashinostroenie Publ., 1968. 331 p.
13. Jileikin M.M., Seredyuk V.A. A development of the distributive law of points on the multi-wheeled machine wheels with electro-mechanical transmission, made under the scheme "mo-

tor-axis". *Nauka i obrazovanie MGTU im. N.E. Baumana* [Science and Education of the Bauman MSTU], 2014, no. 5, pp. 85-101. DOI: [10.7463/0514.0705516](https://doi.org/10.7463/0514.0705516) (in Russ.).

14. Jileikin M.M. *Teoreticheskie osnovy povysheniia pokazatelej ustojchivosti i upravliaemosti kolesnykh mashin na baze metodov nechetkoj logiki* [The theoretical basis for improving indicators of sustainability and manageability of wheeled vehicles based on fuzzy logic methods]. Moscow: BMSTU Publ., 2016. 238 p.