

Транспортное и энергетическое машиностроение

УДК 629.33

DOI 10.18698/0536-1044-2017-1-44-54

Оценка влияния активизации колес полуприцепа на тягово-динамические свойства автопоезда

Г.Г. Анкинович, В.А. Горелов, О.И. Чудаков

МГТУ им. Н.Э. Баумана, 105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1

The Estimation of the Influence of Semi-Trailer Wheel Activation on Traction and Dynamic Properties of Road Trains

G.G. Ankinovich, V.A. Gorelov, O.I. ChudakovBMSTU, 105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1

e-mail: ank-gg42@yandex.ru, gvas@mail.ru, ochi88@mail.ru

i Для развития различных отраслей экономики и обеспечения обороноспособности особое значение имеет эффективная доставка неделимых крупногабаритных и тяжеловесных грузов, масса которых может достигать сотен тонн. Транспортирование грузов подобного типа по дорогам общего пользования и бездорожью осуществляют с помощью специальных автопоездов, но возможности их использования в сложных условиях движения значительно ограничены недостаточной проходимостью. Добиться повышения проходимости автопоезда можно путем увеличения числа приводных колес, что достигается применением в его составе активного прицепного звена. Для решения задачи сравнения тягово-динамических характеристик автопоезда с пассивным и активным полуприцепом создана математическая модель прямолинейной динамики двухзвенного седельного автопоезда. Приведены результаты теоретических исследований его движения на подъем при различных вариантах привода колес полуприцепа. Одним из направлений дальнейшего исследования является синтез рационального закона управления системой привода полуприцепа.

Ключевые слова: активный полуприцеп, электромеханическая трансмиссия, индивидуальный привод, транспортные средства повышенной проходимости, математическая модель, имитационное математическое моделирование динамических систем.

i For the development of various sectors of the economy and ensuring defense capability, it is important to have an efficient delivery system for indivisible bulky and heavy items, the weight of which can reach hundreds of tons. These goods are transported on public roads and off-road by special road trains, but their use in difficult driving conditions is significantly limited by insufficient trafficability. Better trafficability of road trains can be achieved by increasing the number of drive wheels through the addition of an active semi-trailer link. To compare the traction-and-dynamic characteristics of road trains with the passive and active semitrailer, a mathematical model of the straight line dynamics of a two semi-trailer truck is created. The results of theoretical studies of a road train moving uphill with different combinations of

semi-trailer drive wheels are given. The synthesis of a rational control law for a semi-trailer drive system is identified as one of the directions for further research.

Keywords: active trailer, electromechanical transmission, individual wheel drive, adverse terrain vehicle, mathematical model, mathematical simulation modeling of dynamic systems.

В настоящее время одним из важных направлений развития грузового транспорта является разработка специальных автомобилей повышенной проходимости. Особая роль в решении проблем, связанных с перевозкой грузов в условиях бездорожья, отведена специальным внедорожным автопоездам [1]. Такие транспортные средства применяют в нефтегазодобывающей промышленности Сибири и Крайнего Севера (рис. 1, а) при освоении новых труднодоступных районов, а также при обеспечении обороноспособности страны (рис. 1, б).

Однако рост перевозок грузов автомобильными поездами существенно сдерживается недостаточной проходимостью и невозможностью в связи с этим широкого применения в районах с неразвитой дорожной сетью [2]. При движении по дорогам низших категорий и при

трогании с места на подъеме даже автопоезд с полноприводным тягачом может иметь ограниченную проходимость из-за низкого коэффициента сцепного веса и соответственно недостаточного общего тягового усилия, ограниченного сцепными свойствами.

Активизация осей прицепов и полуприцепов [3] позволяет без существенных усложнений и изменений конструкции решить проблему повышения проходимости, в том числе при использовании серийных моделей тягачей. Использование активного прицепного звена актуально для автопоездов не только повышенной проходимости, но и предназначенных для эксплуатации на дорогах общего пользования [4], что подтверждено, в частности, разработками фирм Goldhofer (рис. 2, а) и «НАМИ-Сервис» (рис. 2, б).



а



б

Рис. 1. Седелные автопоезда для перевозки грузов промышленного (а) и военного (б) назначения, используемые в условиях бездорожья



а



б

Рис. 2. Примеры автопоездов, которым необходима активизация прицепного звена: а — MAN TGA с полуприцепом Goldhofer; б — КамАЗ-44108 с полуприцепом «НАМИ-Сервис»

К основным достоинствам автопоездов с приводом колес прицепного звена относятся [5]:

- повышенные (на 25 %) проходимость и средняя скорость движения;
- увеличенная грузоподъемность;
- возможность объединения прицепных звеньев для транспортирования длинномерных и крупногабаритных тяжелых грузов.

Таким образом, очевидно, что активизация колес прицепного звена позволяет повысить эффективность использования автопоезда в целом.

При создании автотранспортных средств высокой проходимости и большой грузоподъемности важно правильно выбрать тип привода. Трансмиссия в целях улучшения показателей важнейших эксплуатационных свойств автомобиля — безопасности и подвижности — должна обеспечивать непрерывное регулирование мощности, подводимой к колесному движителю в зависимости от условий его качения, т. е. должно осуществляться «приспособление» машины, в частности полноприводного многоосного автомобиля, к случайно изменяющимся условиям внешней среды [6]. Обычный 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 [7], основным преимуществом которой является возможность индивидуального распределения мощности по колесным движителям в соответствии с условиями их перемещения и состоянием опорной поверхности.

Цель работы — решение задачи по оценке влияния активизации прицепного звена на общую динамику автопоезда.

В качестве объекта исследования выбран двухзвенный седельный автопоезд полной массой 115 000 кг. За базовый вариант принят автопоезд с пассивным полуприцепом. Альтернативные варианты отличаются от базового тем, что в них реализован привод колес полуприцепа. Трансмиссия тягача и полуприцепа — электромеханическая, выполненная по схеме электромотор–колесо. В базовом варианте привод каждого колеса тягача реализован с помощью тягового электродвигателя (ТЭД) мощностью 60 кВт. В результате суммарная мощность всех ТЭД тягача составляет 480 кВт. Принято, что это максимальная мощность, поступающая от силовой установки для питания ТЭД. Мощность тяговых электродвигателей активного автопоезда подобрана так, чтобы удельная мощность всех вариантов была одинаковой.

Рассмотрены четыре варианта распределения мощности: в первом вся мощность подводится к колесам тягача (базовый вариант),

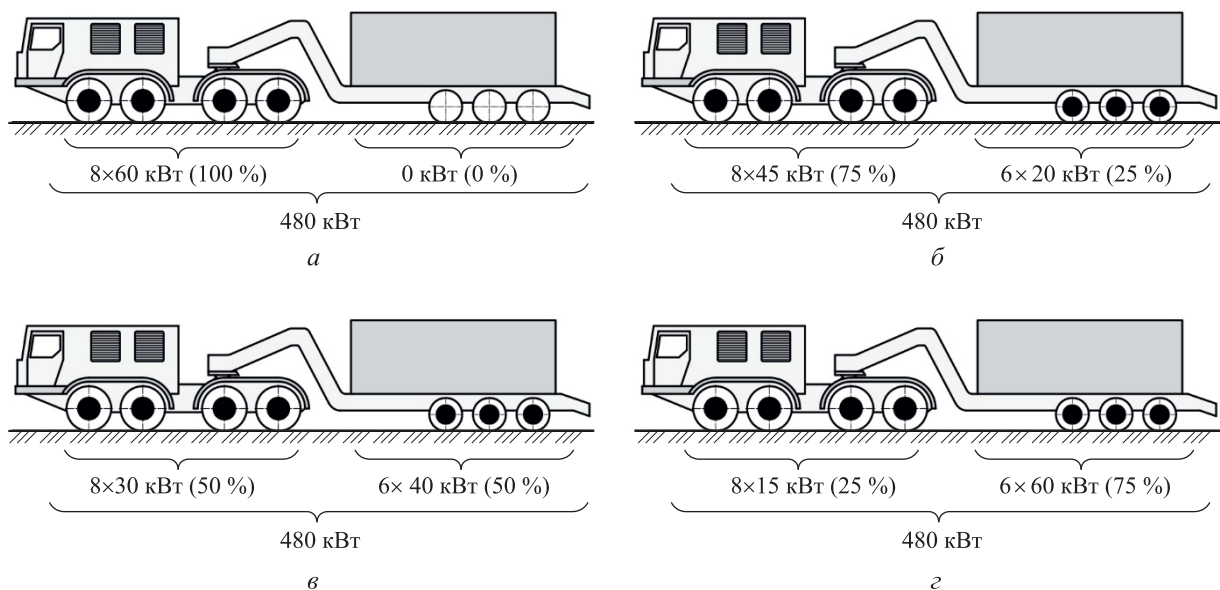


Рис. 3. Распределение мощности, %, по колесам звеньев автопоезда:

a — 100/0; *б* — 75/25; *в* — 50/50; *г* — 25/75

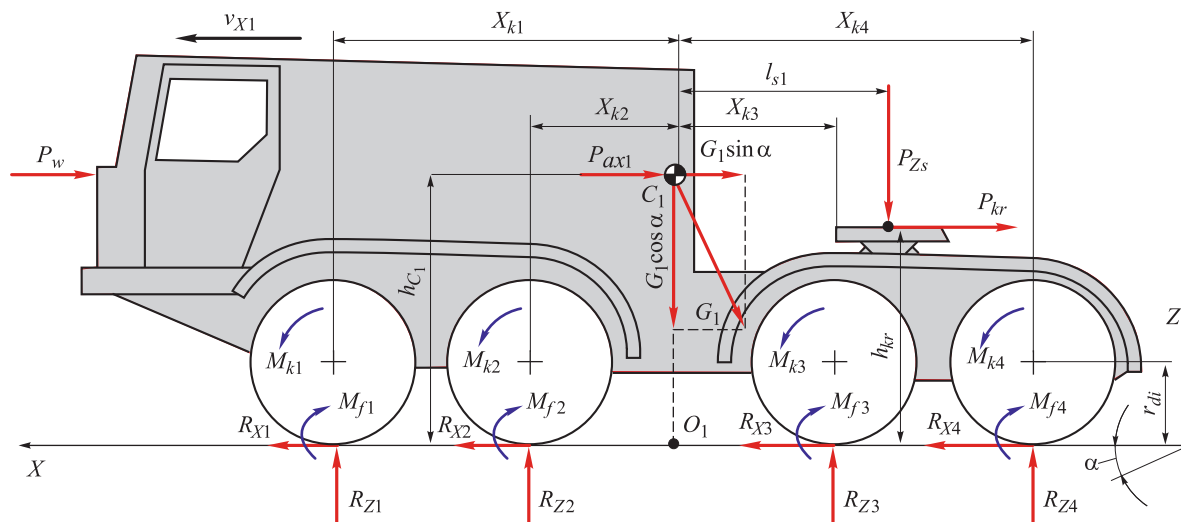


Рис. 4. Расчетная схема движения тягача автопоезда:

C_1 — центр тяжести тягача; h_{C1} — высота центра тяжести; P_{ax1} — сила инерции тягача; l_{s1} — расстояние от центра тяжести тягача до сцепного устройства; P_{zs} — вертикальная составляющая силы в сцепном устройстве

в последнем 75 % общей мощности — к колесам полуприцепа. Схемы распределения мощности по колесам звеньев автопоезда приведены на рис. 3. Последний вариант рассмотрен в целях исследования его эффективности. Если будет доказано, что в каких-либо сложных дорожных условиях применение такого варианта целесообразно, то его можно реализовать с помощью временной блокировки связи в опорно-сцепном устройстве. Тогда существует возможность преодоления прямолинейного участка в режиме, в котором продольная составляющая силы в сцепном устройстве будет подталкивать тягач.

Математическая модель прямолинейного движения седельного автопоезда. Для сравнения тягово-динамических характеристик автопоезда с пассивным и активным полуприцепами создана математическая модель движения двухзвенного седельного автопоезда. В математической модели принято допущение о том, что транспортное средство движется прямолинейно по ровному недеформируемому опорному основанию.

Построение математической модели движения седельного автопоезда рассмотрено на примере четырехосного автомобиля-тягача с индивидуальным приводом колес и активного трехосного полуприцепа. Для исследуемого режима движения (движение автопоезда на подъеме) можно сделать допущение, что система симметрична относительно продольной оси

автопоезда и условия движения бортов одинаковы. Расчетная схема движения тягача автопоезда, представленная на рис. 4, принята с учетом характера решаемой задачи и описывается следующими уравнениями динамики:

$$\begin{cases} m_1 \dot{v}_{X1} = 2 \sum_{i=1}^4 R_{Xi} - G_1 \sin \alpha - P_w - P_{kr}; \\ m_2 \dot{v}_{X2} = 2 \sum_{i=5}^7 R_{Xi} - G_2 \sin \alpha + P_{kr}; \\ J_{ki} \dot{\omega}_i = M_{ki} - R_{Xi} r_{di} - M_{fi}, \end{cases}$$

где m_1 и m_2 — масса тягача и полуприцепа; \dot{v}_{X1} и \dot{v}_{X2} — продольное ускорение центра масс тягача и прицепа; i — номер оси автопоезда, $i = 1, \dots, 7$; R_{Xi} — продольная реакция i -го колеса с опорным основанием; G_1 и G_2 — вес тягача и полуприцепа; α — угол наклона опорной поверхности; P_w — сила сопротивления воздуха; P_{kr} — продольная составляющая силы в сцепном устройстве; J_{ki} — момент инерции i -го колеса; $\dot{\omega}_i$ — 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 (принято равным статическому радиусу); M_{fi} — момент сопротивления качению i -го колеса.

Характеристики ТЭД для базового и альтернативных вариантов соответствуют кривым, представленным на рис. 5. Максимальное значение выходного момента $M_{ТЭД}$ ограничено внешней характеристикой электродвигателя

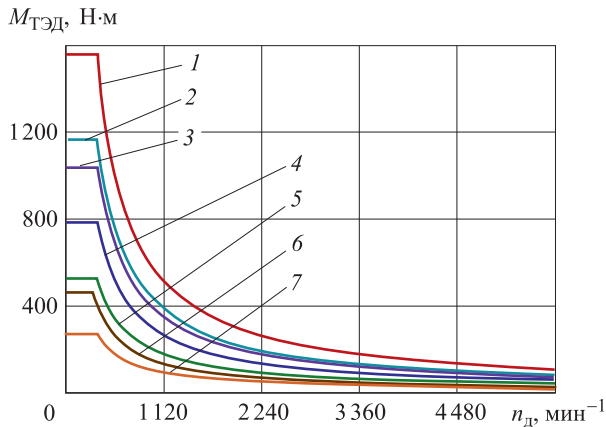


Рис. 5. Характеристики ТЭД при различных значениях максимальной мощности N_{max} , кВт: 1 — 60; 2 — 45; 3 — 40; 4 — 30; 5 — 20; 6 — 15; 7 — 10

$N_{max i}$ [8], а максимальная частота вращения — на одном уровне ($n_d = 5\ 580\ \text{мин}^{-1}$).

Для определения продольной реакции можно использовать зависимость

$$R_{Xi} = \varphi_{Xi} R_{Zi},$$

где φ_{Xi} — коэффициент взаимодействия i -го колеса с опорной поверхностью, определяющий тяговое усилие в пятне контакта; R_{Zi} — нормальная реакция в пятне контакта i -го колеса с опорной поверхностью.

В реальных условиях движения коэффициент взаимодействия колеса с опорным основа-

нием зависит от многих факторов. В работе [9] доказано, что для недеформируемого опорного основания зависимость коэффициента взаимодействия от коэффициента буксования может быть определена по выражению

$$\varphi_{Xi} = \varphi_{X100\%} \left(1 - e^{-S_{6i}/S_0} \right) \left(1 + e^{-S_{6i}/S_1} \right),$$

где $\varphi_{X100\%}$ — коэффициент сцепления колеса с опорной поверхностью при 100%-ном буксовании; S_{6i} — коэффициент буксования i -го колеса; S_0 и S_1 — коэффициенты, определяющие характер кривой.

Исследование движения автопоезда проведено на двух типах опорного основания (рис. 6):

- с высоким коэффициентом сцепления ($\varphi_{X100\%} = 0,7; S_0 = 0,055; S_1 = 0,1$);
- с низким коэффициентом сцепления ($\varphi_{X100\%} = 0,1; S_0 = 0,04; S_1 = 0,2$).

Моделирование продольной связи между звеньями автопоезда (P_{kr}) описано в работе [10].

Разработанная математическая модель реализована в среде имитационного математического моделирования динамических систем Simulink программного комплекса MATLAB. Блок-схема модели, приведенная на рис. 7, включает в себя три основных блока (Car, Trailer и Hitch), в которых реализовано движе-

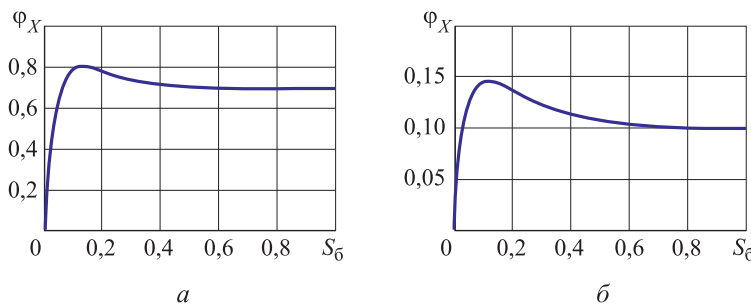


Рис. 6. Зависимости коэффициента φ_X от коэффициента буксования S_6 : а — $\varphi_{X100\%} = 0,7$; б — $\varphi_{X100\%} = 0,1$

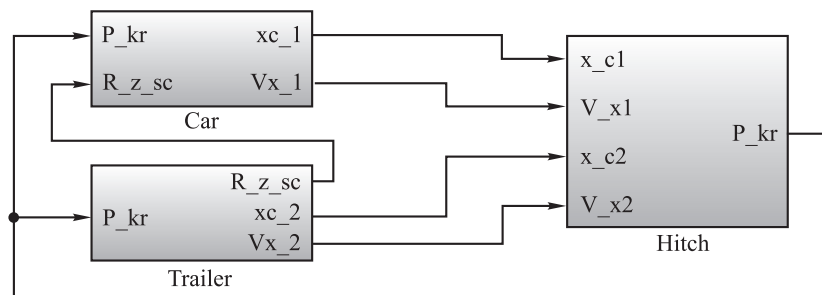


Рис. 7. Блок-схема математической модели движения седельного автопоезда

ние соответственно автомобиля-тягача, полуприцепа и связь между звеньями автопоезда через продольную составляющую нагрузки на седельно-сцепное устройство.

В качестве оценочного показателя тяговой динамики автопоездов при моделировании принято значение угла преодолеваемого подъема. Вычислительный эксперимент проведен для двух случаев:

- автопоезд начинает движение после предварительной остановки на подъеме; испытание считается пройденным, если автопоезд смог развить устойчивую скорость движения;
- автопоезд движется на подъем с начальной скоростью $v_0 = 50$ км/ч; испытание считается пройденным, если не произошло остановки автопоезда.

Движение автопоезда исследовано на двух типах опорного основания ($\varphi_{X100\%} = 0,7$ и $\varphi_{X100\%} = 0,1$) при постоянном уровне воздействия на педаль акселератора ($h_{газ} = 1$).

Результаты математического моделирования приведены в табл. 1 и 2. Графическое представление изменения максимальной скорости движения в зависимости от угла преодолеваемого

подъема α для второго расчетного случая ($v_0 = 50$ км/ч) представлено на рис. 8.

Анализ полученных результатов позволил сделать следующие выводы. На опорном основании с высоким коэффициентом сцепления ($\varphi_{X100\%} = 0,7$) увеличение мощности, подводимой к колесам полуприцепа, приводит к повышению скорости движения и угла преодолеваемого подъема, причем последний практически не зависит от начальной скорости движения. На опорном основании с низким коэффициентом сцепления ($\varphi_{X100\%} = 0,1$) при старте с места наилучший результат продемонстрировал второй исследуемый вариант (45/20). При движении на подъем с начальной скоростью 50 км/ч четвертый вариант (15/60) показал чуть более высокое значение скорости, чем остальные автопоезда, но при этом угол преодолеваемого подъема меньше второго (45/20) и третьего (30/40) вариантов (рис. 8, б). Базовый вариант автопоезда при всех условиях движения продемонстрировал самые низкие показатели по скорости и углу преодолеваемого подъема. Таким образом, однозначно доказана эффективность использования активного сцепного

Таблица 1

Результаты моделирования движения автопоезда

Мощность мотор-колес тягача/полуприцепа, кВт (%)	Угол преодолеваемого подъема, град			
	с места ($v_0 = 0,18$ км/ч)		с хода ($v_0 = 50$ км/ч)	
	$\varphi_{X100\%} = 0,7$	$\varphi_{X100\%} = 0,1$	$\varphi_{X100\%} = 0,7$	$\varphi_{X100\%} = 0,1$
60/0 (100/0)	11,9	1,7	12,0	2,3
45/20 (75/25)	14,7	6,6	15,1	6,7
30/40 (50/50)	18,0	5,75	18,0	7,75
15/60 (25/75)	19,2	6,0	19,2	6,5

Таблица 2

Значения длины преодолеваемого подъема, полученные при моделировании движения автопоезда

Мощность мотор-колес тягача/полуприцепа, кВт (%)	Длина преодолеваемого подъема, м			
	$\alpha = 2,87^\circ$ (5 %)	$\alpha = 5,71^\circ$ (10 %)	$\alpha = 8,54^\circ$ (15 %)	$\alpha = 16,7^\circ$ (30 %)
60/0 (100/0)	359,7	124,7	76,3	36,4
45/20 (75/25)	Не ограничена ($v_{a \max} = 18$ км/ч)	Не ограничена ($v_{a \max} = 5,2$ км/ч)	84,1	37,7
30/40 (50/50)	Не ограничена ($v_{a \max} = 21,5$ км/ч)	Не ограничена ($v_{a \max} = 11,4$ км/ч)	98,0	39,5
15/60 (25/75)	То же	Не ограничена ($v_{a \max} = 12,2$ км/ч)	93,8	39,3

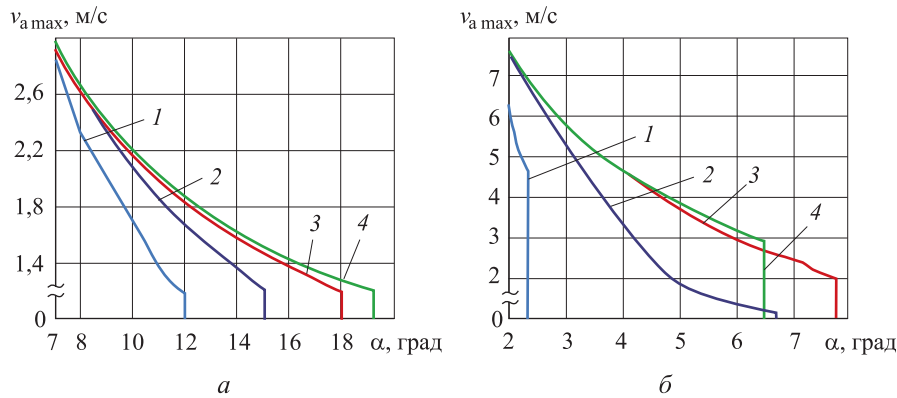


Рис. 8. Зависимости максимальной скорости автопоезда $v_{a \max}$ от угла преодолеваемого подъема α при $\varphi_{x100\%} = 0,7$ (а); $0,1$ (б) и различных значениях мощности мотор-колес тягача/полуприцепа, кВт (%): 1 — 60/0 (100/0); 2 — 45/20 (75/25); 3 — 30/40 (50/50); 4 — 15/60 (25/75)

звена в составе автопоезда, но долю мощности, подводимой к колесам полуприцепа, необходимо изменять в зависимости от условий и режимов движения.

На кафедре «Колесные машины» МГТУ им. Н.Э. Баумана разработан алгоритм распределения крутящих моментов по колесам пропорционально относительной нормальной нагрузке, приходящейся на каждый из движителей [11]:

$$M_{kpi} = M_{TЭДi} U_{k,p} \frac{R_{zi} n}{\sum_{i=1}^n R_{zi}}$$

где $U_{k,p}$ — передаточное число колесного редуктора; n — число ведущих колес ($n = 8$).

Данный алгоритм распределения крутящих моментов реализован в модели автопоезда. При этом были сохранены начальные значения распределения мощности между звеньями автопоезда, приведенные на рис. 3. Результаты математического моделирования, полученные с учетом этого изменения, приведены в табл. 3 и на рис. 9. Сравнение этих результатов с полученными ранее показывает, что на опорном осно-

вании с высоким коэффициентом сцепления ($\varphi_{x100\%} = 0,7$) угол преодолеваемого подъема увеличился только для базового варианта автопоезда. Для активного автопоезда применение алгоритма распределения моментов пропорционально нормальной нагрузке в каждом случае соотношения мощностей на колесах тягача и полуприцепа привело к незначительному уменьшению угла преодолеваемого подъема.

На опорном основании с низким коэффициентом сцепления ($\varphi_{x100\%} = 0,1$) при первом виде испытаний значения угла подъема идентичны результатам, полученным для соответствующих вариантов автопоезда без использования алгоритма распределения мощности. При втором виде испытаний увеличение угла подъема зафиксировано только для первого (60/0) и четвертого (15/60) вариантов автопоезда.

Уменьшение угла преодолеваемого подъема объясняется тем, что за счет применения алгоритма регулирования уменьшились буксование части колес и коэффициент их взаимодействия с опорным основанием. В качестве примера в табл. 4 представлены значения этих показате-

Таблица 3

Результаты моделирования движения автопоезда при распределении моментов пропорционально относительной нормальной нагрузке

Мощность мотор-колес тягача/полуприцепа, кВт (%)	Угол преодолеваемого подъема, град			
	с места ($v_0 = 0,18$ км/ч)		с хода ($v_0 = 50$ км/ч)	
	$\varphi_{x100\%} = 0,7$	$\varphi_{x100\%} = 0,1$	$\varphi_{x100\%} = 0,7$	$\varphi_{x100\%} = 0,1$
60/0 (100/0)	12,0	1,70	12,3	2,8
45/20 (75/25)	15,0	6,60	15,0	6,7
30/40 (50/50)	16,9	5,75	16,9	7,4
15/60 (25/75)	18,3	6,00	18,3	6,8

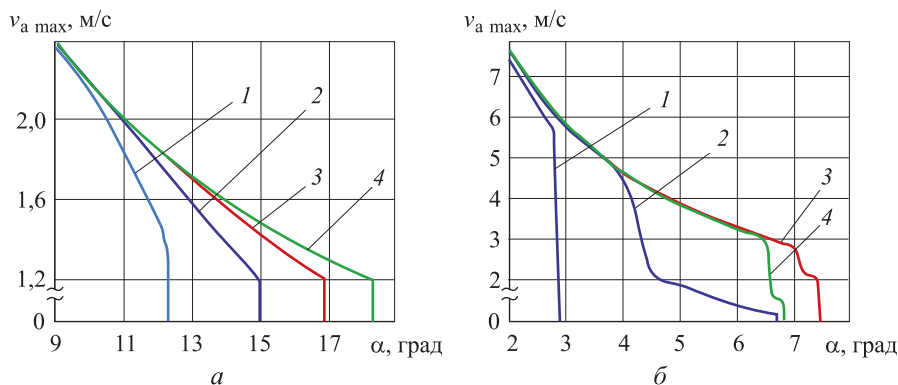


Рис. 9. Зависимости максимальной скорости автопоезда $v_{a \max}$ от угла преодолеваемого подъема α при распределении моментов по колесам пропорционально относительной нормальной нагрузке при $\phi_{x100\%} = 0,7$ (а); $0,1$ (б) и различных значениях мощности мотор-колес тягача/полуприцепа, кВт (%): 1 — 60/0 (100/0); 2 — 45/20 (75/25); 3 — 30/40 (50/50); 4 — 15/60 (25/75)

лей для одного случая (10-я секунда движения третьего варианта автопоезда (30/40) на подъем 18° по опорному основанию с высоким коэффициентом сцепления).

Как известно, максимум коэффициента взаимодействия при движении по твердым опорным поверхностям достигается при продольном скольжении 10...20 % [12]. В то же время при скольжении менее 10 % значение коэффициента взаимодействия колеса с опорной поверхностью может оказаться меньше, чем при полном буксовании колеса. В итоге это приводит к снижению суммарной силы тяги, реализуемой колесами автопоезда в пятне контакта.

Таким образом, использование алгоритма распределения моментов по колесам пропорционально относительной нормальной нагрузке не всегда приводит к увеличению угла пре-

одолеваемого подъема, однако позволяет повысить энергоэффективность автопоезда за счет снижения потерь мощности на буксование.

Рассмотрим случай движения третьего варианта автопоезда (30/40) на подъем $16,9^\circ$ по опорному основанию с высоким коэффициентом сцепления. Без перераспределения моментов на движение затрачивается вся доступная мощность (480 кВт), при перераспределении для движения необходима мощность 426 кВт. Следовательно, при незначительном снижении угла преодолеваемого подъема ($1,1^\circ$) можно достичь существенного снижения потребляемой мощности (54 кВт).

Выводы

1. Проведенное исследование показало, что использование в составе автопоезда активного прицепного звена приводит к увеличению скорости движения в сложных дорожных условиях, а также позволяет преодолевать подъемы большей крутизны. На опорном основании с высоким коэффициентом сцепления угол преодолеваемого подъема увеличился с 12° (базовый вариант) до $19,2^\circ$ (четвертый вариант (15/60)), а на опорном основании с низким коэффициентом сцепления — с $2,3^\circ$ до $6,5^\circ$. По результатам расчетов установлено, что в условиях гололеда базовый вариант автопоезда может потерять подвижность даже при продольном уклоне 5 %, который встречается на всех типах дорог, в том числе и на автомагистралях [2]. Следовательно, использование активного прицепного звена актуально для автопоездов не только повышенной проходимости, но и пред-

Таблица 4

Значения коэффициентов буксования и взаимодействия колес автопоезда

Номер оси автопоезда	Коэффициент буксования	Коэффициент взаимодействия
1	0,4774/0,0258	0,7058/0,4648
2	0,0439/0,0254	0,6331/0,4604
3	0,0179/0,0181	0,3579/0,3596
4	0,0128/0,0131	0,2736/0,2785
5	0,0133/0,0130	0,2822/0,2773
6	0,0129/0,0130	0,2754/0,2772
7	0,0125/0,0127	0,2688/0,2714

Примечание. В числителе дроби указаны значения без учета перераспределения крутящих моментов, в знаменателе — с его учетом.

назначенных для эксплуатации на дорогах общего пользования.

2. Распределение мощности двигателя между ведущими колесами тягача и активными колесами прицепного звена должно быть пропорционально осевым нагрузкам. Однако результаты вычислительного эксперимента показали, что одного этого условия недостаточно для гарантированного улучшения проходимости. Для проверки полученных результатов требуется проведение натуральных испытаний активного автопоезда с индивидуальным тягово-электрическим приводом.

3. Одним из условий, которые необходимо соблюдать при проектировании привода к активным колесам прицепного звена, является

отсутствие «набегания» прицепного звена на тягач [13]. В различных условиях и режимах движения перераспределение мощности источника энергии, подводимой к колесам разных бортов и осей, должно быть неодинаковым. Оценить долю мощности, которую в данный момент необходимо подводить к колесам прицепного звена, позволит измерение сил в опорно-сцепном устройстве, что описано в работе [14].

4. Направление дальнейших исследований заключается в разработке эффективного закона управления приводом прицепного звена, который позволит обеспечить наилучшее соотношение тягово-динамических и топливно-экономических характеристик автопоезда.

Литература

- [1] Жирный Р.И., Котиев Г.О. Решение транспортных задач в условиях Крайнего Севера. *Газовая промышленность*, 2009, № 7, с. 78–81.
- [2] Белоусов Б.Н., Шухман С.Б. *Прикладная механика наземных тягово-транспортных средств с мехатронными системами*. Москва, Агроконсалт, 2013. 612 с.
- [3] Бернацкий В.В. *Специализированный подвижной состав грузового автотранспорта*. Москва, Изд-во МГТУ «МАМИ», 2005. 48 с.
- [4] 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.
- [5] Белоусов Б.Н., Попов С.Д. *Колесные транспортные средства особо большой грузоподъемности*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2006. 728 с.
- [6] Шухман С.Б., Соловьев В.И., Прочко Е.И. *Теория силового привода колес автомобилей высокой проходимости*. Москва, Агробизнесцентр, 2007. 336 с.
- [7] Богданов К.Л. *Тяговый электропривод автомобиля*. Москва, Изд-во ГТУ МАДИ, 2009. 57 с.
- [8] 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*, 2014, № 5. URL: <http://technomag.bmstu.ru/doc/705516.html> (дата обращения 10 июня 2016).
- [9] Рождественский Ю.Л., Машков К.Ю. О формировании реакций при качении упругого колеса по недеформируемому основанию. *Труды МВТУ*, 1982, № 390, с. 56–64.
- [10] Горелов В.А. Математическое моделирование движения многозвенных колесных транспортных комплексов с учетом особенностей конструкций сцепных устройств. *Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана*, 2012, № 2. URL: <http://technomag.edu.ru/doc/343394.html> (дата обращения 29 июля 2016).
- [11] Горелов В.А., Котиев Г.О., Мирошниченко А.В. Алгоритм управления индивидуальным приводом колесных движителей транспортных средств. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2011, спец. вып. Энергетическое и транспортное машиностроение, с. 39–58.
- [12] Ларин В.В. *Теория движения полноприводных колесных машин*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010. 391 с.
- [13] Афанасьев Б.А., Белоусов Б.Н., Гладов Г.И., Полунгян А.А. *Проектирование полноприводных колесных машин*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. 496 с.
- [14] Василевский В.И. *Алгоритм бортовой системы мониторинга процесса торможения седельного автопоезда на основе измерения и анализа силовых факторов*. Дис. ... канд. техн. наук. Могилев, 2013. 131 с.

References

- [1] Zhipnyi P.I., Kotiev G.O. Reshenie transportnykh zadach v usloviakh Krainego Severa [The solution of transport problems in the Far North]. *Gazovaia promyshlennost'* [Gas Industry of Russia]. 2009, no. 7, pp. 78–81.
- [2] 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.
- [3] Bernatskii V.V. *Spetsializirovannyi podvizhnoi sostav gruzovogo avtotransporta* [Specialized rolling stock of freight vehicles]. Moscow, MGTU MAMI publ., 2005. 48 p.
- [4] Kapralova M.A., Korkin S.N., Kurmaev R.Kh., Shukhman S.B. Postroenie avtopoezdov s aktivnymi pritsepnymi zven'iami dlia dvizheniia v tiazhelykh dorozhnykh usloviakh [Construction trucks trailed with active links for moving in heavy traffic conditions]. *Zhurnal avtomobil'nykh inzhenerov* [Zurnal AAI]. 2013, no. 5, pp. 34–37.
- [5] Belousov B.N., Popov S.D. *Kolesnye transportnye sredstva osobo bol'shoi gruzopod'emnosti* [Wheeled vehicles especially big load capacity]. Moscow, Bauman Press, 2006. 728 p.
- [6] Shukhman S.B., Solov'ev V.I., Prochko E.I. *Teoriia silovogo privoda koles avtomobilei vysokoi prokhodimosti* [Theory of power drive all-terrain vehicles wheels]. Moscow, Agrobiznes-sentr publ., 2007. 336 p.
- [7] Bogdanov K.L. *Tiagovi elektroprivod avtomobilia* [Electric traction vehicle]. Moscow, GTU MADI publ., 2009. 57 p.
- [8] Zhileikin M.M., Serediuk V.A. Razrabotka zakona raspredeleniia momentov po kolesam mnogoosnoi kolesnoi mashiny s elektromekhanicheskoi transmissiei, vypolnennoi po skheme «motor-os» [A Development of the Distributive Law of Points on the Multi-Wheeled Machine Wheels with Electro-Mechanical Transmission, Made Under the Scheme «Motor-Axis»]. *Nauka i obrazovanie. MGTU im. N.E. Baumana* [Nauka i obrazovanie. MGTU im. N.E. Baumana [Science and Education. Bauman MSTU]. 2014, no. 5. Available at: <http://technomag.bmstu.ru/doc/705516.html> (accessed 10 June 2016).
- [9] Rozhdestvenskii Yu.L., Mashkov K.Yu. O formirovanii reaktsii pri kachenii uprugogo kolesa po nedeformiruemu osnovaniu [On the formation of the elastic reactions of rolling wheels on deformable ground]. *Trudy MVTU* [Proceedings Bauman]. 1982, no. 390, pp. 56–64.
- [10] Gorelov V.A. Matematicheskoe modelirovanie dvizheniia mnogozvennykh kolesnykh transportnykh kompleksov s uchetom osobennosti konstruksii stsepnnykh ustroistv [Mathematical motion simulation of multi-link wheeled transport complexes subject to coupling devices]. *Nauka i obrazovanie. MGTU im. N.E. Baumana* [Nauka i obrazovanie. MGTU im. N.E. Baumana [Science and Education. Bauman MSTU]. 2012, no. 2. Available at: <http://technomag.edu.ru/doc/343394.html> (accessed 29 July 2016).
- [11] Gorelov V.A., Kotiev G.O., Miroshnichenko A.V. Algoritm upravleniia individual'nym privodom kolesnykh dvizhitelei transportnykh sredstv [Individual drive control algorithm wheel propulsion vehicles]. *Vestnik MGTU im. N.E. Baumana. Ser. Mashinostroenie* [Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Ser. Mechanical Engineering]. 2011, special issue Energeticheskoe i transportnoe mashinostroenie, pp. 39–58.
- [12] Larin V.V. *Teoriia dvizheniia polnoprivodnykh kolesnykh mashin* [The theory of motion-wheel drive wheeled vehicles]. Moscow, Bauman Press, 2010. 391 p.
- [13] Afanas'ev B.A., Belousov B.N., Gladov G.I., Polungian A.A. *Proektirovanie polnoprivodnykh kolesnykh mashin* [Design of four-wheel drive wheeled vehicles]. Moscow, Bauman Press, 2008. 496 p.
- [14] Vasilevskii V.I. *Algoritm bortovoi sistemy monitoringa protsessa tormozheniia sedel'nogo avtopoezda na osnove izmereniia i analiza silovykh faktorov*. Diss. kand. tekhn. nauk [Algorithm-board monitoring of process of braking system of a truck lorry on the basis of the power factor measurement and analysis. Cand. tech. sci. diss.]. Mogilev, 2013. 131 p.

Информация об авторах

АНКИНОВИЧ Генрих Георгиевич (Москва) — кандидат технических наук, доцент кафедры «Колесные машины». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: ank-gg42@yandex.ru).

ГОРЕЛОВ Василий Александрович (Москва) — доктор технических наук, профессор кафедры «Колесные машины». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: gvas@mail.ru).

ЧУДАКОВ Олег Игоревич (Москва) — ассистент кафедры «Колесные машины». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: ochi88@mail.ru).

Information about the authors

ANKINOVICH Genrikh Georgievich (Moscow) — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Wheeled Vehicles Department. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: ank-gg42@yandex.ru).

GORELOV Vasily Aleksandrovich (Moscow) — Doctor of Science (Eng.), Professor, Wheeled Vehicles Department. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: gvas@mail.ru).

CHUDAKOV Oleg Igorevich (Moscow) — Teaching Assistant, Wheeled Vehicles Department. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: ochi88@mail.ru).



В Издательстве МГТУ им. Н.Э. Баумана вышло в свет 2-е издание учебника под редакцией В.М. Неровного «Теория сварочных процессов»

Изложены теоретические основы сварочных процессов. Представлены сведения об основах физики сварочных дуговых источников энергии, особенностях использования для сварки лучевой энергии и источников энергии, применяемых для сварки давлением. Рассмотрены тепловые процессы при сварке металлов и даны основные сведения по химической термодинамике, физической химии, необходимые для понимания металлургических процессов при сварке. Описаны основные термомеханические процессы и превращения в металлах при сварке. Приведены сведения о методах компьютерного моделирования сварочных процессов.

Содержание учебника соответствует курсам лекций, которые авторы читают в МГТУ им. Н.Э. Баумана.

По вопросам приобретения обращайтесь:

105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.
Тел.: +7 499 263-60-45, факс: +7 499 261-45-97;
press@bmstu.ru; www.baumanpress.ru