

(19)



**Евразийское
патентное
ведомство**

(11) **040119**

(13) **B1**

(12) **ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ К ЕВРАЗИЙСКОМУ ПАТЕНТУ**

(45) Дата публикации и выдачи патента
2022.04.21

(21) Номер заявки
201900324

(22) Дата подачи заявки
2019.05.17

(51) Int. Cl. **B60T 1/12** (2006.01)
B60K 6/00 (2006.01)
B60W 10/04 (2006.01)
B60W 20/10 (2016.01)

(54) **СПОСОБ РЕГУЛИРОВАНИЯ РЕЖИМАМИ ДВИЖЕНИЯ КОЛЕСНОЙ МАШИНЫ С ТЕПЛОВЫМ И РЕАКТИВНЫМ ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЯМИ ЭНЕРГИИ**

(43) **2020.11.30**

(96) **2019/ЕА/0047 (ВУ) 2019.05.17**

(71)(73) Заявитель и патентовладелец:
**МЕЖГОСУДАРСТВЕННОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО
ОБРАЗОВАНИЯ
"БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ" (ВУ)**

(56) RU-C1-2125517
WO-A1-2008074608
CN-A-109624939
EP-A2-0925988
CN-A-109017718
DE-A1-102007042155

(72) Изобретатель:
**Сазонов Игорь Сергеевич,
Билык Софья Юрьевна, Ким
Валерий Андреевич, Усик Василий
Николаевич, Скойбеда Анатолий
Тихонович, Харитончик Сергей
Васильевич, Билык Ольга
Валерьевна (ВУ)**

(57) Способ относится к области автомобилестроения и может быть использован в системах регулирования движением колесных машин, обеспечивающих повышение их тяговой динамики, топливной экономичности, устойчивости движения и эффективности торможения. Указанный результат достигается тем, что осуществляют операции измерения, обработки и анализа электрических сигналов, пропорциональных силам и/или моментам в контакте колес с опорной поверхностью. Операции регулирования подачи топлива в двигатель внутреннего сгорания, передающего момент к ведущим колесам через трансмиссию, включения электропривода тягового вентилятора, создающего реактивную, толкающую силу тяги машины, тормозным приводом начинают при отрицательных знаках производных от сил (моментов) в контакте колес машины с опорной поверхностью. Операции регулирования исполнительными механизмами выполняют в течение всего времени движения и торможения колесной машины, а завершают операции при равенстве нулю первых производных от сил (моментов) в контакте колес с поверхностью дороги по времени. Реализация предлагаемого способа обеспечит по сравнению с существующим прототипом более качественное регулирование режимами движения колесной машины, повышающими их тяговую динамику, экономичность, устойчивость движения и эффективность торможения за счет согласованного управления работой ДВС, трансмиссией и электроприводом воздушного вентилятора, обеспечивающего максимальную реализацию условий сцепления колес с опорной поверхностью и повышение тяговой силы, не зависящей от условий сцепления колес.

В1

040119

040119

В1

Способ относится к области автомобилестроения и может быть использован в системах регулирования режимами движением колесных машин, обеспечивающих повышение их тяговой динамики, топливной экономичности, устойчивости движения и эффективности торможения.

Известен способ создания тяговой силы автомобиля, основанный на получении реактивной силы тяги, создаваемой воздушным винтом. Реактивная сила тяги осуществляется за счет передачи вращения от коленчатого вала двигателя внутреннего сгорания (ДВС) воздушному винту и зависит от угловой скорости вращения винта, его геометрических характеристик. Одним из преимуществ такого способа является то, что сила тяги, от которой зависит тяговая динамика колесной машины, не зависит от условий сцепления ведущих колес машины с опорной поверхностью (например, дорогой). При этом, сила тяги может быть больше, чем это позволяют условия сцепления ведущих колес с опорной поверхностью, так как реактивная воздушная сила тяги "толкает" машину и она может иметь сколь угодно большое значение [1].

Однако в рассматриваемом способе повышение силы реактивной силы тяги происходит только за счет скорости вращения воздушного винта или мощности вентилятора, связанного со скоростью вращения коленчатого вала ДВС.

При использовании воздушного винта с приводом от коленчатого вала, единственным способом повышения реактивной силы тяги - это увеличение подачи топлива в ДВС с целью повышения угловой скорости вращения воздушного винта, что непременно приводит к неконтролируемому расходу топлива.

При использовании только реактивной воздушной силы тяги отсутствует система контроля состояния сцепления колес с опорной поверхностью, т.е. отсутствует система управления, что может привести к потере ее устойчивости и управляемости машины при высоких скоростях ее движения и при экстренных торможениях.

Кроме того, рассматриваемый способ не предусматривает создание реверсивной реактивной воздушной силы тяги, которая может быть использована для торможения колесной машины. Торможение осуществляется с помощью колесных тормозов колесной машины.

Известен способ создания силы тяги колесной машины от двух источников энергии - от ДВС и электродвигателя, известных как гибридные автомобили [2].

В данном способе моменты от ДВС и электродвигателя передаются ведущим колесам колесной машины без оценки условий сцепления колес с дорогой, что может привести к буксованию колес и снизить тяговую динамику колесной машины. Поэтому работа ДВС и электродвигателя должна иметь систему управления, позволяющую согласование их работы, исходя из условий сцепления ведущих колес с опорной поверхностью. Для согласованной передачи моментов от двух источников энергии к ведущим колесам требуется автоматическая система идентификации условий сцепления ведущих колес с опорной поверхностью.

Одним из недостатков способа является то, что отсутствует система пополнения электрической энергии аккумуляторной батареи электродвигателя. Например, при установившемся режиме движения колесной машины создаются благоприятные условия для подзарядки аккумулятора привода электродвигателя, так как сила тяги в контакте колеса с дорогой имеет минимальное значение (включена прямая передача). Сила тяги в установившемся режиме движения колесной машины необходима для преодоления силы сопротивления качению колес, заданных уклонов дороги и силы воздушного сопротивления. При установившемся режиме движения колесной машины целесообразнее использовать только энергию ДВС, установив подачу топлива ДВС для получения момента, соответствующего условиям сцепления ведущих колес колесной машины с опорной поверхностью, и преодоления суммарных сил сопротивления движению колесной машины, что позволит обеспечить минимальный расход топлива и экономию энергии аккумуляторной батареи электродвигателя, а также сохранить баланс сил для поддержания постоянной скорости движения колесной машины.

Наиболее близким к предлагаемому способу является способ регулирования режимов движения мобильных машин, в системах обеспечения устойчивости движения, эффективности торможения автомобилей и других транспортных средств, содержащий операции измерения, обработки, анализа сигналов, характеризующих состояние сцепления колес с опорной поверхностью, скорость остова, давления рабочей среды в исполнительных механизмах тормозов, нормальных опорных реакций колес и их изменений, а также операции регулирования исполнительных механизмов и повторение этих операций в неустойчивых режимах движения, причем операции регулирования исполнительных механизмов начинают при отрицательных знаках производных боковых реакций колес, фактически реализуемых колесами тормозных моментов, возникающих в пятнах контактов колес машины с опорной поверхностью, и/или крюковых усилий, а завершают операции регулирования исполнительных механизмов при равенстве нулю или положительных знаках производных боковых реакций колес, фактически реализуемых колесами тормозных моментов, и/или крюковых усилий [3].

Однако известный способ регулирования режимов движения мобильных машин не позволяет управлять гибридной колесной машиной, содержащей два источника энергии - ДВС и электродвигатель, преобразующих энергию сгорания топлива и электрическую энергию через трансмиссию машины и электродвигатель в механическую работу путем передачи энергии к ведущим колесам. Также регулиро-

вание производится по параметру - производная боковых реакций колес, что не обеспечивает устойчивость движения гибридной колесной машины.

Задачей изобретения является создание способа регулирования режимами движения колесной машины с тепловым и реактивным преобразователями энергии, позволяющего повысить тяговую динамику, экономичность, устойчивость движения и эффективность торможения колесной машины, путем согласованного управления двумя источниками энергии - ДВС и электрической энергией с целью получения максимальной силы тяги колесной машины при минимальных расходах энергии.

Указанная задача достигается тем, что в способе регулирования режимами движения колесной машины с тепловым и реактивным преобразователями энергии, содержащем операции измерения, обработки и анализа электрических сигналов, характеризующих состояние сцепления колес с опорной поверхностью, регулирования подачи топлива в двигатель внутреннего сгорания и повторением этих операций в течение неустойчивых режимов движения колесной машины, согласно изобретению операции регулирования подачи топлива в двигатель внутреннего сгорания, включения источника получения реактивной силы, создающего реактивную силу тяги и/или торможения, и давления в тормозном приводе осуществляются при отрицательных знаках первых производных от сил и/или моментов в контакте колес с опорной поверхностью по времени, а завершают операции регулирования подачи топлива в двигатель внутреннего сгорания и исполнительным механизмом тормозного привода при равенстве Нулю первой производной от сил и/или моментов в контакте колес с опорной поверхностью по времени, и повторением этих операций в течение всего времени движения колесной машины.

Указанная задача достигается также и тем, что в процессе разгона колесной машины операции регулирования подачи топлива в ДВС и включения источника получения реактивной силы, например электродвигателя привода вентилятора воздушной силы тяги, для приведения момента двигателя внутреннего сгорания в соответствие с условиями сцепления ведущих колес, и повышения силы тяги, не зависящих от условий сцепления колес, начинают при идентификации отрицательных знаков первой производной от сил и/или моментов в контакте колес с опорной поверхностью по времени, и повторением этих операций в течение всего времени разгона колесной машины на каждой передаче.

Указанная задача достигается также и тем, что в режиме торможения колесной машины осуществляют операции приведения давления в тормозном приводе в соответствии с условиями сцепления тормозящих колес с опорной поверхностью, включения реверсивного вращения источника получения реактивной силы, например, вентилятора для увеличения силы торможения, не зависящей от условий сцепления тормозящих колес, завершают операции при равенстве нулю первой производной от сил и/или моментов в контакте тормозящих колес с опорной поверхностью, и повторением этих операций в течение всего времени торможения колесной машины.

Указанная задача достигается также и тем, что в системе управления колесной машиной, основанной на идентификации скольжения контактов колес, использованы датчики измерения и анализа ускорений ее масс, формирующие сигналы управления колесной машиной при идентификации отрицательных знаков производных от ускорений и завершающих регулирование при равенстве нулю производных от ускорений по времени, и повторением этих операций в течение всего времени движения колесной машины.

Указанная задача достигается также и тем, что в качестве источника получения реактивной силы тяги и/или торможения использованы силовые установки, создающие реактивную силу, как вентилятор, газотурбинные двигатели и т.п., при идентификации отрицательных знаков производных от сил и/или моментов в контакте колес с опорной поверхностью.

Для решения поставленных задач рассмотрим основополагающие фундаментальные результаты, полученные многими исследователями, которые составляют основу предлагаемого способа, повышающего тяговую динамику, топливную экономичность, устойчивость движения и эффективность торможения колесной машины.

Рассмотрим известную диаграмму изменений коэффициентов сцепления колеса с опорной поверхностью в зависимости от коэффициента относительного скольжения его контакта, представленную на фиг. 1 [4].

На фиг. 1 показана диаграмма изменения коэффициентов сцеплений колеса в продольном и в боковом направлениях к плоскости качения колеса в зависимости от скольжения контакта колеса относительно его опорной поверхности. В зависимости от режимов качения колеса, тяговый или тормозной, на диаграмме отмечены зоны регулирования, в которых алгоритмы современных систем активной безопасности автотранспортных средств (далее САБ АТС) формируют сигналы управления исполнительными механизмами колесной машины.

На фиг. 1: $\Phi_{\text{прод}}$, $\Phi_{\text{бок}}$ - кривые изменения коэффициентов сцепления колеса с опорной поверхностью в продольном (сила, действующая в продольной плоскости качения колеса) и в боковом направлениях (сила, перпендикулярная к продольной плоскости качения колеса); S - коэффициент относительного скольжения контакта колеса в тяговом и в тормозном режимах его качения, %.

Точки "1" и "1'" (фиг. 1) соответствуют максимальным значениям коэффициентов сцепления колеса с опорной поверхностью в продольном направлении его качения (тяговый и тормозной режим).

Из анализа изменений коэффициентов сцеплений колеса в продольном и в боковом направлении к плоскости качения колеса (см. фиг. 1) следует, что скольжение контакта колеса в продольном направлении косвенно оказывает влияние на изменение коэффициента сцепления боковым направлением. С увеличением скольжения контакта колеса в продольном направлении уменьшается коэффициент сцепления в продольном и в боковом направлениях.

Диаграмма, представленная на фиг. 1, является основой функционирования всех существующих САБ АТС: антиблокировочная система (далее ABS), противобуксовочная система (далее ПБС), система стабилизации движением (далее ESP) и других систем [5].

Алгоритмы систем управления движением колесных машин рассчитывают коэффициенты относительного скольжения контакта колеса на основе измерения кинематических параметров по формулам:

в тормозном режиме:

$$S = \frac{V_a - \omega_k \cdot r_d}{V_a} \cdot 100\%; \quad (1)$$

в тяговом режиме:

$$S = \frac{\omega_k \cdot r_d - V_a}{V_a} \cdot 100\%, \quad (2)$$

где V_a - скорость поступательного движения колесной машины (скорость остова колесной машины), м/с; ω_k - угловая скорость вращения колеса, рад/с; r_d - динамический радиус качения колеса, м.

Следовательно, в существующих системах управления движением колесной машиной источниками первичной информации являются датчики, измеряющие угловые скорости вращения колес ω_k и скорость поступательного движения остова колесной машины V_a , представляющие собой кинематические параметры. На основе этих данных осуществляется алгоритм управления движением колесной машиной.

Критерием формирования сигналов управления исполнительными механизмами управления движением колесной машины в тяговом и в тормозном режимах, в современных САБ АТС являются заданные пороговые значения коэффициента относительного скольжения контактов колес S .

При проведении расчетов по формулам (1) и (2) полагают, что динамический радиус качения колеса r_d имеет постоянное значение, а скорость поступательного движения колесной машины V_a определяется путем опроса угловых скоростей вращения ω_k всех его колес. Таким образом, определяется усредненная скорость поступательного движения колесной машины.

Кроме того, полагают, что пороговое значение коэффициента относительного скольжения контакта колеса S находится в диапазоне от 20 до 23%. Необходимо отметить, что в существующих результатах исследований по созданию САБ АТС нет четкого обоснования данного диапазона изменения коэффициента относительного скольжения контакта колеса S , в котором осуществляется регулирование.

Результаты экспериментальных исследований, проведенных авторами, показывают, что диапазон изменения сил в контакте колес с опорной поверхностью зависит от множества факторов, например, от режима торможения и разгона, физико-механических свойств опорной поверхности, рисунка протектора шины, скорости поступательного движения колесной машины и многих других параметров. Все перечисленные факторы находят свое отражение на конечном выходном параметре - изменение сил в контакте колес с опорной поверхностью при различных режимах качения колеса (ведущий, ведомый).

Так как коэффициент относительного скольжения контакта колеса S зависит от угловой скорости вращения колес ω_k , которую в настоящее время могут измерять с достаточной степенью точности с помощью апробированных датчиков, например, индукторов, то точность измерения скорости поступательного движения колесной машины V_a вызывает определенные сомнения. Как уже отмечалось, скорость поступательного движения остова колесной машины V_a в современных системах управления определяют путем опроса угловых скоростей вращения всех колес ω_k колесной машины, тогда средняя скорость движения колесной машины:

$$V_{\text{ср}} = \frac{\sum_i^m r_{di} \cdot \omega_{ki}}{i},$$

где $V_{\text{ср}}$ - средняя скорость поступательного движения колесной машины,

ω_{ki} - угловая скорость вращения i -го колеса,

i - число колес,

r_{di} - динамический радиус качения i -го колеса.

Таким образом, средняя скорость поступательного движения колесной машины $V_{\text{ср}}$ определяется путем опроса угловых скоростей вращения всех колес ω_k .

Кроме того, при проведении расчетов полагают, что динамические радиусы качения r_{di} всех колес одинаковы.

В то же время, угловая скорость вращения колес ω_k колесной машины, в общем случае, находящихся в различных условиях сцепления и воздействия неровностей опорной поверхности (дороги) могут значительно отличаться и вращаться с различными скоростями. Например, наличие симметричного межколесного дифференциала позволяет ведущим колесам вращаться с различными угловыми скоростями.

Таким образом, если коэффициент относительного скольжения контакта колес S , который является критерием формирования сигналов управления исполнительными механизмами управления колесной машины в тяговом и тормозном режиме измеряется десятками долями единиц, то ошибка формирования сигнала управления может быть существенной, что несомненно окажет влияние на эффективность и качество управления в целом. Из приведенных данных видно, что в алгоритмах современных систем управления отсутствует прямая связь между силами в контакте колес и коэффициентами их сцепления с опорной поверхностью.

В более совершенных современных системах активной безопасности колесной машины в целях повышения эффективности системы управления их алгоритмы основаны на расчетах сил в контакте колес, основанных на измерениях кинематических параметров (угловые скорости колес, ускорения масс машины). Для определения сил используется известный принцип классической механики - принцип Германа-Эйлера-Даламбера [6]. Определение сил на основе измерения и анализа кинематических параметров колес и остова колесной машины требует значительного наращивания информационных каналов, что существенно усложняет алгоритмы управления, с которыми напрямую связана стоимость самой системы управления.

В развитии современных САБ колесных машин наблюдается тенденция наращивания числа датчиков кинематических параметров, что в свою очередь ведет к усложнению алгоритмов управления и повышению стоимости САБ.

Поэтому идея прямого измерения и анализа сил в контакте колес с опорной поверхностью для построения алгоритмов управления движением колесных машин, с нашей точки зрения, представляется наиболее перспективной.

Поясним сущность взаимосвязи между силами (моментами), действующими на ведущее колесо с использованием теории качения колеса по опорной поверхности D . Колесо совершает качение под действием, приложенного к нему момента M_ϕ (фиг. 2).

На фиг. 2: \bar{N} - нормальная реакция опорной поверхности D колеса, $N=G$; G - вес колеса; M_ϕ - момент, приложенный к колесу (момент, формируемый силовой установкой); D - опорная поверхность; F_k - касательная сила (сила тяги, реакция опорной поверхности D) в контакте колеса с опорной поверхностью D в точке O' ; F_f - сила сопротивления поступательному движению колеса; M_p - момент, реализуемый в контакте колеса с опорной поверхностью D по условиям сцепления колеса; r_d - динамический радиус качения колеса; f_k - коэффициент сопротивления качению.

Нормальная реакция опорной поверхности колеса \bar{N} зависит от веса колеса \bar{G} и угла наклона опорной поверхности D . Момент M_ϕ , приложенный к колесу, формируется оператором путем воздействия на силовую установку, например, ДВС, электродвигатель, тормозной механизм и т.п. Момент M_p , который может быть реализован колесом, зависит от условий его сцепления с поверхностью D , и характеризуется коэффициентом сцепления $\varphi_{сц}$. Сила сопротивления поступательному движению колеса зависит от физико - механических свойств колеса и опорной поверхности, а также от веса колесной машины, $F_f=G \cdot f$, где f - коэффициент сопротивления движению.

Следовательно, максимальный реализуемый момент M_p зависит от коэффициента сцепления колеса $\varphi_{сц}$ с опорной поверхностью, нормальной реакцией N и динамического радиуса колеса r_d , и его можно определить по формуле, если использовать выше перечисленные параметры:

$$M_p = N \cdot \varphi_{сц} \cdot r_d = G \cdot \varphi_{сц} \cdot r_d. \quad (3)$$

Отметим, что формируемый момент M_ϕ не ограничен условиями сцепления колеса с опорной поверхностью, так как он формируется оператором машины. В тоже время, максимально реализуемый момент M_p не превышает момента по сцеплению колеса с опорной поверхностью $M_{сц}$, который ограничен сцеплением колес с опорной поверхностью, равен:

$$M_{сц} = N \cdot \varphi_{сц} \cdot r_d,$$

где N - нормальная реакция опорной поверхности колеса, $\varphi_{сц}$ - коэффициент сцепления контакта колеса с опорной поверхностью, r_d - динамический радиус качения колеса (переменный радиус).

Для сохранения "чистого" качения колеса (скорость контакта колеса равна нулю) необходимо выполнение следующего условия:

$$M_\phi \leq M_p. \quad (4)$$

С учетом механизма (трансмиссии), передающего момент от источника энергии к ведущему колесу, "чистое качение" колеса обеспечивается при условии:

$$M_\phi \cdot i_{тр} < M_p, \quad (5)$$

где $i_{тр}$ - передаточное число трансмиссии колесной машины.

При нарушении условия (5) возникает буксование ведущих колес, т.е. скольжение контакта колеса относительно опорной поверхности.

При скольжении контакта колеса происходит падение коэффициентов сцепления колес, как в продольном, так и в боковом направлении (см. фиг. 1).

Поэтому, задача установления критерия формирования сигналов управления, на основе измерения и анализа сил в контакте колес с опорной поверхностью, представляет собой первоочередную задачу при

разработке алгоритма управления. Решение данной задачи позволит установить факт скольжения контакта колеса при различных режимах его качения в зависимости от характера изменения сил в контакте колеса. Закономерность изменения сил в контакте колеса позволит определить критерий формирования сигналов управления исполнительными механизмами колесной машины.

Результаты испытаний, полученные авторами (фиг. 3), косвенно подтверждают справедливость диаграммы, представленной на фиг. 1.

Уменьшение сил в контакте колес с опорной поверхностью - это следствие скольжения контакта колеса относительно опорной поверхности [7].

Результаты испытаний процесса экстренного торможения автомобиля

ВАЗ - 2108 (фиг. 3) показывают, что тормозные моменты, реализуемые колесами в контакте колес с опорной поверхностью, после достижений максимума (точки А и В), претерпевают спад. Максимум моментов (сил) характеризуются равенством нулю их первых производных $\frac{dM_1}{dt} = 0, \frac{dM_2}{dt} = 0$, спад моментов можно идентифицировать по отрицательным знакам их производных, $\frac{dM_1}{dt} < 0, \frac{dM_2}{dt} < 0$, где M_1 - момент на переднем колесе с дисковым тормозом; M_2 - момент на заднем колесе с барабанным тормозом.

Таким образом, скольжение контактов колес при экстренных торможениях можно идентифицировать установлением отрицательных знаков производных от сил в контакте колес с опорной поверхностью по времени. Данный критерий можно использовать при создании автоматических систем управления торможением колесной машины на силовом анализе [8].

Для идентификации буксования ведущих колес в тяговом режиме обратимся к результатам, полученных профессором В.В. Гуськовым (фиг. 4).

На фиг. 4 представлены результаты изменения крюковой силы колесного трактора в зависимости от изменения буксования ведущих колес [9].

Отметим, что крюковая сила трактора пропорциональна силам в контакте ведущих колес трактора с опорной поверхностью.

Из графиков, представленных на фиг. 4, следует, что при работе трактора с крюковой нагрузкой наблюдается та же характерная закономерность, что и при экстренном торможении колесной машины (см. фиг. 3).

Спад крюковой силы связан с уменьшением коэффициента сцепления ведущих колес с опорной поверхностью из-за скольжения контактов ведущих колес трактора относительно опорной поверхности. Данный факт также косвенно подтверждает диаграмму, представленную на фиг. 1.

Изменение крюковой силы в зависимости от буксования ведущих колес трактора, при его работе с крюковой нагрузкой, можно условно разбить на три этапа.

Этап I - период нарастания крюковой силы. Данный период не исключает буксования ведущих колес. Поэтому использование кинематических параметров в качестве критерия формирования сигналов управления исполнительными механизмами управления движением колесных машин является неоднозначным.

Этап II - период достижения максимума крюковой силы (диапазон буксования 20-23%).

Этап III - период спада крюковой силы. В последующем, после достижения максимума, происходит некоторая стабилизация крюковой силы.

Из кривых изменения крюковой силы, представленных на фиг. 4, видно, что спад крюковой силы характеризуются отрицательным знаком первой производной от крюковой силы по времени, $\frac{dP_{кр}}{dt}$, где $P_{кр}$ - крюковая сила колесного трактора.

Причем производная от крюковой силы по времени имеет отрицательный знак производной при начале ее спада, и идентифицирует буксование ведущих колес колесного трактора, т.е. $\frac{dP_{кр}}{dt} = tg\alpha < 0$, где α - угол наклона графика крюковой силы при начале ее спада.

Следовательно, скольжение контактов ведущих колес в тяговом режиме трактора с крюковой нагрузкой превышает определенное значение крюковой нагрузки, вызывает буксование ведущих колес трактора и тем самым уменьшение коэффициента сцепления его ведущих колес с опорной поверхностью, которую можно установить путем идентификации отрицательного знака первой производной от крюковой силы по времени.

Данная закономерность может быть положена в основу идентификации скольжения контактов колес колесной машин, относительно опорной поверхности, как в тяговом, так и в тормозном режимах качения колес машин.

Для идентификации состояния сцепления колес с опорной поверхностью необходимо установить еще одну закономерность, которая может подтвердить, что падение коэффициента сцепления в продольном направлении качения колеса влечет за собой падение коэффициента сцепления в боковом направлении. Падение коэффициентов сцеплений колес с опорной поверхностью в продольном и в боковом направлениях связаны с тем, что моменты, приложенные к колесам, превышают моменты по условиям сцепления колес с дорогой (см. фиг. 1).

Из диаграммы, приведенной на фиг. 1, следует, что увеличение коэффициента относительного скольжения контактов колес S в тормозном и в тяговом режиме движения колесной машины ведет к резкому снижению коэффициента сцепления колес в боковом направлении колеса, а, следовательно, ведет к спаду сил в боковом направлении. Именно спад коэффициента сцепления в боковом направлении колеса, при нарастании силы в продольном направлении колеса, и послужил созданию первой системы антиблокировочной системы (ABS) колесной машины (колесная машина теряет управляемость и устойчивость движения при экстренных торможениях).

При торможении колесной машины по условию "микст" (существенная разница между значениями коэффициентов сцеплений колес колесной машины по его бортам) влечет за собой возникновение момента, стремящегося развернуть колесную машину относительно оси, перпендикулярной к плоскости опорной поверхности (изменяется курсовой угол), т.е. стремится изменить заданное направление курсового движения колесной машины.

На фиг. 5 приведены результаты экспериментальных данных процесса экстренного торможения колесной машины ВАЗ 2108 по условию "микст", полученных авторами [7].

На фиг. 5: R - боковая реакция поверхности дороги, действующей на тормозящее заднее колесо правого борта колесной машины ВАЗ 2108; $\omega_{зк}$ - угловая скорость вращения заднего тормозящего колеса автомобиля ВАЗ 2108.

Точка E на осциллограмме (фиг. 5) соответствует достижению максимума боковой силы, R .

Точка E' соответствует блокировке тормозящего колеса, т.е. $\omega_{зк}=0$.

Точка E'' соответствует минимальному значению боковой реакции поверхности дороги на колесо.

Производная от боковой реакции поверхности дороги R по времени в точке E равна нулю, $\frac{dR_E}{dt} = 0$ и характеризует начало бокового скольжения контакта тормозящего колеса. После достижения максимума боковая реакция претерпевает резкий спад, означающая, что $\frac{dR_E}{dt} < 0$, что означает боковое скольжение контакта колеса. Скольжение контакта колеса приводит к уменьшению коэффициента сцепления колеса в боковом направлении. Следовательно, начало скольжения контакта колеса в боковом направлении можно также идентифицировать по отрицательному знаку первой производной от боковой реакции по времени, т.е. $\frac{dR}{dt} < 0$, что не противоречит диаграмме, представленной на фиг. 1 и данным, полученных авторами (см. фиг. 3 и 4).

Из характера изменения боковой реакции R , представленного на фиг. 5 следует, что спад боковой реакции (силы) происходит более интенсивно, чем продольная тормозная или продольная тяговая силы в контакте колеса. Этим и объясняется опасность потери управляемости и устойчивости движения колесной машины при торможении и в тяговом режиме движения колесной машины, особенно при движении по криволинейной траектории или при экстренном торможении по условию "микст".

Следовательно, основой обеспечения устойчивости движения колесной машины, эффективности торможения является максимальное использование коэффициентов сцепления колес машины с опорной поверхностью как в продольном, так и в боковом направлениях к плоскости качения колеса.

Все динамические процессы механических систем подчиняются законам классической механики - законам Ньютона. Так по третьему закону Ньютона: "всякому действию есть сила противодействия", силы, возникающие в контакте колес с опорной поверхностью, являются следствием действия сил и моментов, приложенных к колесу. Нет сил и моментов, приложенных к колесу, - нет реакций связей в контакте колес с опорной поверхностью (сила тяги, тормозная сила), вызывающих движение или торможение машины.

Условие скольжения контактов колес можно определить и на основе измерения и обработки информации об ускорении кузова и угловых скоростей вращения колес колесной машины. Так, запишем уравнения динамики поступательного и вращательного движений тел, из классической механики уравнение поступательного движения вдоль направления оси X $m \cdot \ddot{x} = \sum F_i$, где m - масса тела; \ddot{x} - ускорение поступательного движения тела; $\sum F_i = R$ - результирующая сила, действующая на тело.

Тогда, производная от силы R пропорциональна третьей производной от кинематического параметра:

$$\frac{dR}{dt} = m \cdot \frac{d^3x}{dt^3} = m \cdot \ddot{\ddot{x}} = \frac{dR}{dt}.$$

Следовательно, условие скольжения, основанное на анализе кинематических параметров при поступательном движении тела, можно записать в виде

$$\frac{dR}{dt} = m \cdot \frac{d^3x}{dt^3} < 0.$$

Т.е. если в системе автоматического управления движением (тяговый, торможение) колесной машины, то в качестве источников информации можно использовать датчики ускорений и на основе анализа знака производной от сигнала, пропорционального ускорению, путем идентификации отрицательного знака производной от ускорения, формировать сигналы управления исполнительными механизмами.

Аналогичным образом можно определить скольжение контактов колес при его вращательном движении.

Так, запишем уравнение Эйлера для вращательного движения колеса:

$$\frac{dM}{dt} = J \cdot \frac{d^3\varphi}{dt^3} = J \cdot \frac{d^2\dot{\varphi}}{dt^2} = J \cdot \ddot{\varphi},$$

где φ - угол поворота колеса; $\dot{\varphi}$ - угловая скорость колеса; $\ddot{\varphi}$, $\ddot{\ddot{\varphi}}$ - производная от углового ускорения; M - результирующий момент, приложенный к колесу, J - момент инерции колеса.

Тогда скольжение контакта колеса можно идентифицировать по отрицательному знаку производной от углового ускорения:

$$\frac{dM}{dt} = J \cdot \frac{d^3\varphi}{dt^3} = J \cdot \frac{d^2\dot{\varphi}}{dt^2} = J \cdot \ddot{\varphi} < 0.$$

Т.е. при идентификации отрицательного знака производной от углового ускорения формируется управление исполнительными механизмами.

Алгоритм формирования сигналов управления исполнительными механизмами, основанный на идентификации отрицательного знака производной от ускорения (поступательного или вращательного движений) представляет собой аналог алгоритма, основанного на идентификации отрицательного знака первой производной от силы по времени. Кроме того, заметим, что система автоматического управления движением колесной машины, основанная на идентификации отрицательного знака производной от ускорения имеет более высокий порядок, и, следовательно, качество и точность управления существенно повысится.

Рассмотрим изменения параметров ДВС, формирующих моменты на ведущих колесах колесной машины, и которые создают силу тяги колесной машины (фиг. 6).

На фиг. 6: ω - угловая скорость вращения коленчатого вала двигателя, рад/с; ω_{\min} - минимальные обороты двигателя (обороты холостого хода); ω_M - обороты двигателя, соответствующие максимальному моменту двигателя (точка B_1); ω_N - обороты двигателя, соответствующие реализации максимальной мощности (точка "A₁"; M_e - эффективный крутящий момент двигателя (эффективный - с учетом механических потерь в двигателе), Н·м; $\omega_{\text{рег-ЖЖ}_M}$ - зона регулирования оборотов; N_e - эффективная мощность двигателя (мощность с учетом механических потерь), Вт; G_T - часовой расход топлива, кг/ч; g_e - удельный эффективный расход топлива, г/квт·ч.

Мощность в точке "A₁" соответствует максимальной мощности N_{A_1} - номинальная мощность двигателя при котором обеспечивается минимальный удельный расход топлива g_{A_e} , г/квт·ч. Отметим, что обороты, соответствующие номинальной мощности называются номинальными оборотами, ω_{eN} .

Из скоростной характеристики ДВС (фиг. 6) видно, что с возрастанием оборотов двигателя часовой расход топлива G_T , кг/ч, момент и мощность возрастают. Точка "B₁" (фиг. 6) соответствует достижению двигателем максимального момента.

Обычно на этапе разгона колесной машины водитель, исходя из субъективной оценки процесса разгона колесной машины, осуществляет переключение коробки передач с низшей на высшую передачу. При этом момент на ведущем колесе уменьшается. Наименьший момент на ведущем колесе достигается на прямой передаче, передаточное число трансмиссии на прямой передаче близок к единице ($i_{\text{втр}} \approx 1$).

При разгоне колесной машины водитель увеличивает подачу топлива, и тем самым увеличиваются обороты двигателя. При этом возрастает момент двигателя, и момент, передаваемый к ведущим колесам, который также зависит от заданного передаточного числа трансмиссии, изменяемого с помощью переключения коробки передач. У автоматической коробки передач переключение осуществляется автоматически.

Если приложенный к колесу момент, не превышает момент по сцеплению ведущих колес с опорной поверхностью, то тяговая динамика колесной машины повышается. Скольжение контактов ведущих колес увеличивает затраты энергии ДВС и снижает тяговую динамику колесной машины.

Для оценки часового и удельного расхода топлива дополнительно рассмотрим нагрузочные характеристики двигателя, $g_e = g_e(N_e)$, $G_T = G_T(N_e)$. На фиг. 7 и 8 представлены, соответственно, нагрузочные характеристики бензинового и дизельного двигателя.

Сравнивая эффективные мощности двигателей N_e (см. фиг. 6, 7 и 8), можно отметить, что момент двигателя, используемый колесной машиной в процессе его эксплуатации, не превышает 65% от его номинальной мощности.

Способ создания реактивных сил, приложенных к корпусу колесной машины, которые не зависят от условий сцепления колес с опорной поверхностью, может быть реализован с использованием и других силовых установок, например, с использованием газотурбинных и иных реактивных двигателей, которые постоянно совершенствуются для их использования на наземных транспортных средствах.

Рассмотрим один из возможных вариантов увеличения тяговой силы колесной машины - это использование дополнительной силы тяги, не зависящей от условия сцепления ведущих колес.

Например, можно использовать реактивную силу тяги, создаваемой воздушным винтом, которая "толкает" колесную машину в тяговом режиме, и эта же сила может противодействовать движению ма-

шины (режим торможения) при реверсивном вращении винта. Сила, создаваемая при реверсивном вращении винта, тормозит колесную машину и не зависит от условий сцепления тормозящих колес.

При использовании воздушного вентилятора, создающую реактивную воздушную силу, значение тяговой силы воздушного винта можно рассчитать по формуле

$$F_B = \alpha \cdot \rho \cdot D_{\text{винт}}^4 \cdot \omega_{\text{винт}}^2, \quad (6)$$

где α - коэффициент тяги, который определяют экспериментальным путем и который зависит от формы и количества лопастей, а также от шага и поступи винта; ρ - плотность воздуха; $D_{\text{винт}}$ - диаметр винта; $\omega_{\text{винт}}$ - угловая скорость вращения винта [1].

Зависимость реактивной воздушной силы от мощности, потребляемой винтом, представлена на фиг. 9 [1].

Габариты воздушного винта, при его использовании на колесной машине, ограничены. Поэтому при выборе воздушного винта необходимо исходить из возможности получения заданной реальной реактивной силы при заданных характеристиках источника энергии, приводящего винт во вращение, и геометрии самого воздушного винта и т.д.

Например, для получения тяговой силы 100 кгс необходимо иметь диаметр винта 1,2 м, при передаваемой мощности винту 30 кВт (см. фиг. 3).

При использовании двух силовых установок - ДВС и электродвигатель привода воздушного винта главной проблемой является задача согласования их работ, с целью получения максимальной силы тяги при минимальных затратах энергии. При этом расход энергии аккумуляторной батареи, питающего электродвигатель привода винта, также должен быть оптимальным.

Исходя из вышеизложенного, необходимо отметить, что одновременная передача момента от ДВС и электродвигателя к ведущим колесам, увеличивает момент на ведущих колесах при разгоне машины. Однако увеличение момента на ведущих колесах не всегда повышает тяговую динамику и экономичность колесной машины, если передача момента ДВС не согласована с условиями сцепления ведущих колес машины.

Сущность изобретения поясняется фигурами.

На фиг. 1 показана диаграмма изменения коэффициентов сцеплений колес $\varphi_{\text{прод}}$, $\varphi_{\text{бок}}$ с опорной поверхностью в продольном и боковом направлениях в зависимости от коэффициента относительного скольжения контакта колеса S ; на фиг. 2 - схема качения колеса под действием приложенного момента; на фиг. 3 - сциллограмма изменения тормозных моментов, фактически реализуемых колесами с опорной поверхностью, при экстренном торможении автомобиля ВАЗ 2108; на фиг. 4 - график изменения крюковой силы в зависимости от коэффициента буксования ведущих колес колесного трактора; на фиг. 5 - осциллограмма изменения боковой силы на заднем колесе автомобиля ВАЗ 2108 при его экстренном торможении по условию "микст"; на фиг. 6 - скоростная характеристика двигателя внутреннего сгорания; на фиг. 7 - нагрузочная характеристика бензинового двигателя (нагрузка изменяется положением дросселя); на фиг. 8 - нагрузочная характеристика дизельного двигателя (нагрузка изменяется положением рейки топливного насоса); на фиг. 9 - графики взаимозависимости между диаметром винта, реактивной воздушной силой и мощностью, потребляемой винтом; фиг. 10 - общая схема реализации предложенного способа и силы, действующие на колесную машину; на фиг. 11 - схема сил, действующих на колесную машину и элементы системы управления колесной машины 4x2; на фиг. 12 - блок-схема алгоритма регулирования режимами движением колесной машины с тепловым и реактивным преобразователями энергии.

Общая стратегия реализации предлагаемого способа регулирования режимами движения колесной машиной с тепловым и реактивным преобразователями схематично представлены на фиг. 10 и фиг. 11.

Колесная машина содержит остов 1, ДВС 2, трансмиссию колесной машины 3 (ТРКМ), включающую коробку передач, исполнительный механизм тормозного привода 4 (ИМТП), задний мост 5, полуоси 6 заднего моста 5, ведущие колеса 7, ведомые колеса 8, колесные тормоза 9 (КТ), трубопроводы тормозной системы заднего и переднего контуров 10, 11 соответственно, аккумуляторная батарея 12 (АКБ), электрогенератор 13 (ЭГ), источник получения реактивной силы, например, вентилятор 14, электродвигатель 15 (далее ЭД) привода вентилятора 14, блок обработки информации и формирования сигналов управления исполнительными механизмами 16 (д БОИ и ФСУ ИМ), датчики измерения тормозных моментов 17 (ДИТМ), датчики измерения тяговых сил 18 (ДТС), стабилизатор напряжения 19 (СН).

На фиг. 10 \vec{F}_{k2} - вектор силы тяги, создаваемый ведущим колесом 7; \vec{P}_w - сила воздушного сопротивления движению колесной машины; $P_{w \text{ воз}}$ - сила сопротивления воздуха; $\vec{P}_{\text{тормовозд}}$ - реактивная сила торможения, создаваемая вентилятором 14 при его реверсивном вращении.

На фиг. 11 представлена схема расположения элементов, позволяющих реализацию предлагаемого способа, и силы, действующие на колесную машину: \vec{P}_6, \vec{P}_7 - силы сопротивления качению ведущих и ведомых колес соответственно; \vec{N}_1, \vec{N}_2 - нормальные реакции опорной поверхности ведомых и ведущих колес колесной машины; $\vec{F}_{т1}, \vec{F}_{т2}$ - тормозные силы в контактах ведомых и ведущих колес с опорной поверхностью.

В предлагаемом способе источником питания ЭД 15 привода воздушного вентилятора 14 является АКБ 12. Подзарядку АКБ 12 осуществляют от ЭГ 13, преобразующего часть тепловой энергии ДВС 2 в электрическую энергию для привода воздушного вентилятора 14.

Так как наиболее нагруженным режимом движения колесной машины является режим разгона, поэтому, прежде всего, рассмотрим возможность решения поставленных задач при разгоне колесной машины.

Задачи повышения тяговой динамики и топливной экономичности колесной машины при ее разгоне колесной машины решаются тем, что при разгоне колесной машины ДТС 18 непрерывно выдают электрические сигналы, пропорциональные моментам M_p , реализуемым ведущими колесами 7 в контакте с опорной поверхностью "А". Электрические сигналы, пропорциональные моментам M_p , поступают в БОИ и ФСУ ИМ 16, где блок обработки информации осуществляет дифференцирование сигналов моментов M_p и идентификацию отрицательных знаков производных от моментов M_p по времени t . При идентификации отрицательных знаков производных от моментов M_p , $\frac{M_p}{dt} < 0$, блок формирования сигналов управления исполнительными механизмами формирует сигнал включения ЭД 15. В результате вращения винта вентилятора 14 создается реактивная сила тяги $P_{квозд}$, "толкающая" колесную машину.

При идентификации $\frac{M_p}{dt} = 0$, означающей отсутствие нарастания ускорения движения колесной машины, т.е. $\frac{d\dot{x}}{dt} = 0$ операция регулирования завершается. Кроме того, при равенстве $\frac{M_p}{dt} = 0$ блок обработки информации фиксирует текущее значение измеренного момента M_{pt} , характеризующего максимальный момент по условиям сцепления ведущих колес 7 в текущий момент времени. В последующем БОИ И ФСУ ИМ 16 формирует сигнал управления ДВС 2, приводящего момент M_p в соответствие с условиями сцепления ведущих колес 7, т.е. $M_p = M_{кр}$ путем уменьшения подачи топлива в ДВС 2 (см. фиг. 6). Отметим, что текущее значение момента M_{pt} , реализуемого ведущим колесом 7 с опорной поверхностью, равно

$$M_{pt} = M_d \cdot i_{mp} = M_{кр} = N_2 \cdot \varphi_{сц} \cdot r_d,$$

где M_d - момент, развиваемый ДВС 2; $i_{тр}$ - заданное передаточное число ТРКМ 3; $M_{кр}$ - момент, приложенный к ведущему колесу 1; N_2 - нормальная реакция опорной поверхности ведущих колес 7; r_d - динамический радиус качения ведущих колес 7.

Рассмотрим динамику разгона колесной машины с целью обоснования предлагаемого способа регулирования ее режимами движения.

На основе анализа решения дифференциальных уравнений, описывающих динамику разгона колесной машины, полученных без учета дополнительной реактивной силы тяги $P_{вент}$ и с учетом дополнительной реактивной силы тяги $P_{вент}$, покажем обоснованность предлагаемого способа регулирования.

Допустим, что в начале разгона, при $t_0=0$, скорость колесной машины была равна нулю, $V_0=0$. Дифференциальное уравнение движения колесной машины запишется в виде

$$M \cdot \ddot{x} = F_{к2} - G \cdot (f_1 + f_2) - P_w, \quad (7)$$

где $F_{к2}$ - сила тяги в контакте ведущих колес 7 с опорной поверхностью; M - масса колесной машины; G - вес колесной машины; P_w - сила воздушного сопротивления движению колесной машины; f_1, f_2 - коэффициенты сопротивления движению колесной машины, зависящие от характеристик опорной поверхности и шин;

$\ddot{x} = \frac{d^2x}{dt^2}$ - ускорение колесной машины.

Максимальная сила тяги $F_{кmax}$, при полном использовании коэффициента сцепления ведущего колеса 7 с опорной поверхностью равна:

$$F_{кmax} = \lambda \cdot G \cdot \varphi_{сц} = \frac{M_d}{r_d} \cdot i_{mp}, \quad (8)$$

где λ - коэффициент распределения веса, зависящий от веса и геометрических параметров колесной машины.

Отметим, что максимальная сила тяги $F_{кmax}$ не зависит от величины Моменты $M_{кр} = \frac{M_d}{r_d}$, передаваемого ДВС 2 к ведущим колесам 7.

Положим, что ведущие колеса 7 реализуют максимальный момент M_p по условиям их сцепления. Тогда с учетом уравнений (5, 8) перепишем уравнение (7) в виде

$$\ddot{x} = \frac{1}{M} \cdot \lambda \cdot \varphi_{сц} \cdot N_2 - g \cdot (f_1 + f_2) - \frac{1}{M} \cdot P_w, \quad (9)$$

где g - ускорение свободного падения, м/с².

Включение вентилятора 14 при идентификации скольжения контактов ведущих колес $7 \left(\frac{M_p}{dt} < 0 \right)$, создает дополнительную реактивную силу тяги $P_{вент}$ колесной машины, не зависящую от условий сцепления ведущих колес 7 с опорной поверхностью. Неустановившийся режим разгона, означающий скольжение

контактов ведущих колес 7, идентифицируется по отрицательному знаку производной $\frac{M_p}{dt} < 0$.

С учетом дополнительной реактивной силы тяги $P_{\text{вент}}$ перепишем уравнение (9) движения колесной машины в виде

$$\ddot{x} = \frac{1}{M} \cdot (\lambda \cdot \varphi_{\text{цк}} \cdot N_2 + P_{\text{вент}}) - g \cdot (f_1 + f_2) - \frac{1}{M} \cdot P_w. \quad (10)$$

Из сравнения уравнений (7) и (8) видно, что ускорение колесной машины при работе винта вентилятора 14 возрастает на величину:

$$\ddot{x} = \frac{1}{M} \cdot P_{\text{вент}}. \quad (11)$$

Следовательно, тяговая динамика колесной машины возрастет на величину возрастания ускорения $\Delta \ddot{x}$, м/с^2 .

Для того, чтобы определить, насколько сократится время достижения заданной скорости движения \dot{x}_k , проинтегрируем уравнения (9 и 7) и (10 и 8) при заданных начальных условиях: $t_0=0$, $x_0=0$, $\dot{x}_0=0$ ($\dot{x}_0=0$ - начальная скорость), получим

$$\begin{cases} \dot{x}_\varphi = \frac{1}{M} \cdot \lambda \cdot \varphi_{\text{цк}} \cdot N_2 \cdot t - g \cdot (f_1 + f_2) \cdot t - \frac{1}{M} \cdot P_w \cdot t + C_1; \\ \dot{x}_\varphi = \frac{1}{M} \cdot (\lambda \cdot \varphi_{\text{цк}} \cdot N_2 + P_{\text{вент}}) \cdot t - g \cdot (f_1 + f_2) \cdot t - \frac{1}{M} \cdot P_w \cdot t + C_2, \end{cases} \quad (12)$$

где \dot{x}_φ - уравнение изменения скорости колесной машины без учета дополнительной реактивной силы тяги $P_{\text{вент}}$; $\dot{x}_{\text{Гвоз}}$ - уравнение изменения скорости с учетом дополнительной реактивной силы тяги $P_{\text{вент}}$.

При заданных начальных условиях $C_1=C_2=0$.

Система уравнений (12) представляет собой закон изменения скорости движения колесной машины во времени без учета и с учетом дополнительной реактивной силы тяги $P_{\text{вент}}$.

Из системы уравнений (12) определим время достижения заданной максимальной скорости \dot{x}_k колесной машины при отсутствии и наличии дополнительной реактивной силы тяги $P_{\text{вент}}$ от воздушного вентилятора 14

$$\begin{cases} t_1 = \frac{\dot{x}_k}{\left(\frac{1}{M} \cdot \lambda \cdot \varphi_{\text{цк}} \cdot N_2 - g \cdot (f_1 + f_2) - \frac{1}{M} \cdot P_w\right)}; \\ t_2 = \frac{\dot{x}_k}{\left(\frac{1}{M} \cdot (\lambda \cdot \varphi_{\text{цк}} \cdot N_2 + P_{\text{вент}}) - g \cdot (f_1 + f_2) - \frac{1}{M} \cdot P_w\right)}, \end{cases} \quad (13)$$

где t_1 - время движения колесной машины без вентилятора 14; t_2 - время движения машины с вентилятором 14. Из уравнений видно, что $t_1 > t_2$

Разница времени разгона колесной машины с вентилятором 14 составит

$$\Delta t = \frac{M \cdot \dot{x}_k}{P_{\text{вент}}}, \text{ с.} \quad (14)$$

Следовательно, ускоренный разгон колесной машины уменьшит часовой расход топлива ДВС 2 G_T при заданной мощности N_e .

Уменьшение расхода топлива $Q_{\text{ТВ}}$ при использовании вентилятора 14 составит

$$Q_{\text{ТВ}} = G_T \cdot \Delta t = G_T \cdot \frac{M \cdot \dot{x}_k}{P_{\text{вент}}}, \text{ г(кг)}. \quad (15)$$

Отслеживание скольжения контактов ведущих колес 7 колесной машины позволит экономии расхода топлива ДВС 2 за счет ограничения их буксования, при моментах, передаваемых от ДВС 2 через ТРКМ 3 к ведущим колесам 7, нарушающих условия сцепления ведущих колес 7 с опорной поверхностью.

Покажем это на примере.

Допустим, что при "чистом" качении ведущих колес 7 их угловая скорость равна ω , а при буксовании ω_6 . Причем $\omega_6 > \omega$.

Тогда разность между угловыми скоростями составит

$$\Delta \omega = \omega - \omega_6$$

Потеря мощности на буксование N_6 ведущих колес 7 будет равна

$$N_6 = M_p \cdot \Delta \omega, \text{ кВт.}$$

Количество топлива, затрачиваемого на буксование $Q_{\text{Т6}}$ будет равно

$$Q_{\text{Т6}} = g_e \cdot N_6 = g_e \cdot M_p \cdot \Delta \omega, \text{ з (кг)},$$

где g_e - удельный расход топлива, $\text{г(кг)/кВт}\cdot\text{ч}$.

Таким образом, предложенный способ регулирования основан на установлении скольжения ведущих колес 7 путем идентификации отрицательных знаков первых производных от моментов (сил), при

котором осуществляется приведение текущего момента ДВС 2 к моменту $M_{\text{ш}} = \frac{M_p}{i_{\text{п}}}$, соответствующего условиям сцепления ведущих колес 7. При отрицательном знаке производной от сил в контакте ведущих колес 7 с опорной поверхностью одновременно осуществляется включение ЭД 15 привода вентилятора 14, создающего дополнительную реактивную силу тяги $P_{\text{вент}}$, не зависящую от условий сцепления ведущих колес 7 колесной машины.

Повторяют операции регулирования подачи топлива в ДВС 2 и включения ЭД 15 привода вентилятора 14 на каждой передаче, а завершают операции при равенстве нулю первой производной от реализуемого колесом момента по времени, $\frac{M_p}{dt} = 0$ (установившийся режим движения машины), означающего завершение процесса разгона колесной машины.

Предлагаемый способ регулирования процесса разгона колесной машины позволяет:

1) Повысить тяговую динамику колесной машины за счет дополнительной реактивной силы тяги $P_{\text{вент}}$, создаваемой вентилятором 14, которая не зависит от условий сцепления ведущих колес 7.

2) Повысить топливную экономичность в тяговом режиме движения колесной машины за счет сокращения времени разгона, обеспечиваемого дополнительной реактивной силой тяги $P_{\text{вент}}$, создаваемой винтом, не зависящей от условий сцепления ведущих колес 7 колесной машины с опорной поверхностью.

3) Повысить устойчивость тягового режима движения колесной машины за счет ограничения скольжения контактов ведущих колес 7 в продольном направлении, что обеспечивает сохранение коэффициентов сцепления ведущих колес 7 в боковом направлении.

Процесс регулирования разгона колесной машины по предлагаемому способу может быть осуществлен путем согласования работы ДВС 2 с любой другой силовой установкой, создающей дополнительную реактивную силу тяги $P_{\text{вент}}$, не зависящей от условий сцепления колес, например газотурбинным и другим двигателем.

Перейдем к рассмотрению наиболее опасного режима движения колесной машины - режим его торможения, для которого необходимо решить задачи устойчивости движения колесной машины и эффективности его торможения.

Задачи повышения устойчивости движения и эффективности торможения колесной машины решаются тем, что при торможении колесной машины датчиками измерения тормозных моментов ДИТМ 17, фактически реализуемых колесами (фиг. 10, 11) непрерывно выдают электрические сигналы, пропорциональные фактически реализуемым тормозным силам F_{T1} и F_{T2} (пропорциональные моментам: $M_{T1} = F_{T1} \cdot r_{d1}$, $M_{T2} = F_{T2} \cdot r_{d2}$), реализуемых в контакте тормозящих колес машины с опорной поверхностью. Электрические сигналы, пропорциональные тормозным силам поступают в БОИ и ФСУ ИМ 16 и управления ИМТП 4 колесных тормозных механизмов КТ 9. Блок обработки информации осуществляет также дифференцирование сигналов F_{T1} и F_{T2} и идентификацию их отрицательных знаков производных по времени. При идентификации отрицательного знака производной, $\frac{dF_{T1}}{dt} < 0, \frac{dF_{T2}}{dt} < 0$. Блок формирования сигналов управления формирует сигнал включения ЭД 15 привода вентилятора 14 для создания реактивной силы торможения $P_{\text{w тор возд}}$. Реактивная сила торможения $P_{\text{w тор возд}}$ не зависит от условий сцепления колеса. При возникновении реактивной силы торможения $P_{\text{w тор возд}}$ увеличивается суммарная сила торможения колесной машины.

Кроме того, при $\frac{dF_{T1}}{dt} < 0, \frac{dF_{T2}}{dt} < 0$, текущее значение тормозных сил $F_{T1} = \frac{M_{T1}}{r_{d1}}, F_{T2} = \frac{M_{T2}}{r_{d2}}$ сохраняется в контроллере, резидентно установленного в БОИ и ФСУИМ 16, для последующей оценки условий сцепления тормозящих колес и на основе текущих значений тормозных моментов F_{T1}, F_{T2} формирует сигнал управления ИМТП 4, приводящих давления в тормозном приводе КТ 9 в соответствие с условия сцепления тормозящих колес машины, таким образом, что $F_{T1} = N_1 \cdot \varphi_{\text{сц1}}$; $F_{T2} = N_2 \cdot \varphi_{\text{сц2}}$. Отметим, что выполнение данных условий исключает блокировку тормозящих колес, а моменты, формируемые в тормозных механизмах, приводятся к значениям:

$$M_{T1} = N_1 \cdot \varphi_{\text{сц1}} \cdot r_{d1}, \quad M_{T2} = N_2 \cdot \varphi_{\text{сц2}} \cdot r_{d2},$$

Завершается операция регулирования давления в тормозном приводе при идентификации $\frac{dF_{T1}}{dt} = 0, \frac{dF_{T2}}{dt} = 0$, означающей отсутствие ускорения замедления колесной машины (установившийся режим торможения), т.е. $\frac{d\ddot{x}}{dt} = 0$.

В последующем отключается электропривод реверсивного вращения вентилятора 14.

Рассмотрим более подробно процесс торможения колесной машины.

Дифференциальные уравнения, описывающие процесс торможения машины без учета и с учетом реактивной силы торможения $P_{\text{w тор возд}}$, имеют вид

$$\begin{cases} \ddot{x}_{1T} = -\frac{1}{M} \cdot (F_{T1} + F_{T2} + G \cdot (f_1 + f_2) + P_w) \\ \ddot{x}_{2T} = -\frac{1}{M} \cdot (F_{T1} + F_{T2} + G \cdot (f_1 + f_2) + P_w + P_{\text{w тор возд}}) \end{cases}$$

(16)

где \ddot{x}_{1T} - ускорение замедления колесной машины без реактивной силы торможения $P_{\text{w тор возд}}$; \ddot{x}_{2T} - ускорение замедления колесной машины с учетом реактивной силы торможения $P_{\text{w тор возд}}$; M - масса машины; G - вес машины; $P_{\text{w тор возд}}$ - реактивная сила торможения, создаваемая вентилятором 14 при его

реверсивном вращении; P_w - сила воздушного сопротивления движению колесной машины; f_1, f_2 - коэффициенты сопротивления движению колесной машины, зависящие от характеристик опорной поверхности и шин;

$$\ddot{x} = -\frac{d^2x}{dt^2} - \text{ускорение замедления колесной машины.}$$

Максимальная сила торможения в контакте колес колесной машины с дорогой $F_{T\max}$, при полном использовании коэффициента сцепления колеса с опорной поверхностью равна

$$F_{T\max} = G \cdot \varphi_{\text{сц}}, \quad (17)$$

где $\varphi_{\text{сц}}$ - коэффициент сцепления колес колесной машины с опорной поверхностью, зависящий от характеристик и поверхности опорной поверхности (в дальнейшем полагаем, что коэффициенты сцеплений колес с опорной поверхности одинаковы ($\varphi_{\text{сц}1} = \varphi_{\text{сц}2}$)).

Перепишем систему уравнений с учетом (16) в виде

$$\begin{cases} \dot{x}_{1T} = -\left(g \cdot (\varphi_{\text{сц}} + f_1 + f_2) + \frac{1}{M} \cdot P_w\right); \\ \dot{x}_{2T} = -\left(g \cdot (\varphi_{\text{сц}} + f_1 + f_2) + \frac{1}{M} \cdot (P_w + P_{w \text{ тор возд}})\right), \end{cases} \quad (18)$$

Из системы (18) находим значение увеличения замедления, при реверсивной работе вентилятора 14

$$\Delta \ddot{x} = \frac{1}{M} \cdot P_{w \text{ тор возд}}. \quad (19)$$

Проинтегрируем систему уравнение (18) получим законы изменения скорости при торможении колесной машины

$$\begin{cases} \dot{x}_{1T} = -\left(g \cdot (\varphi_{\text{сц}} + f_1 + f_2) + \frac{1}{M} \cdot P_w\right) \cdot t + V_0; \\ \dot{x}_{2T} = -\left(g \cdot (\varphi_{\text{сц}} + f_1 + f_2) + \frac{1}{M} \cdot (P_w + P_{w \text{ тор возд}})\right) \cdot t + V_0, \end{cases} \quad (20)$$

где V_0 - скорость перед началом торможения.

Определим время торможения из условия, что скорость колесной машины в конце торможения равна нулю с учетом реактивной силы торможения $P_{w \text{ тор возд}}$ и без учета реактивной силы торможения P_w тор возд.

$$\begin{cases} t_{1T} = \frac{V_0}{\left(g \cdot (\varphi_{\text{сц}} + f_1 + f_2) + \frac{1}{M} \cdot P_w\right)}; \\ t_{2T} = \frac{V_0}{\left(g \cdot (\varphi_{\text{сц}} + f_1 + f_2) + \frac{1}{M} \cdot (P_w + P_{w \text{ тор возд}})\right)}, \end{cases} \quad (21)$$

Следовательно, при приложении реактивной силы торможения $P_{w \text{ тор возд}}$, создаваемой вентилятором 14 во время торможения колесной машины, время торможения уменьшится на величину

$$\Delta t_T = \frac{M \cdot V_0}{P_{w \text{ тор возд}}}, \text{ с.} \quad (22)$$

Для получения пути торможения колесной машины проинтегрируем уравнение (20), получим

$$\begin{cases} x_{1T} = -\frac{1}{2} \cdot \left(g \cdot (\varphi_{\text{сц}} + f_1 + f_2) + \frac{1}{M} \cdot P_w\right) \cdot t^2 + V_0 \cdot t; \\ x_{2T} = -\frac{1}{2} \cdot \left(g \cdot (\varphi_{\text{сц}} + f_1 + f_2) + \frac{1}{M} \cdot (P_w + P_{w \text{ тор возд}})\right) \cdot t^2 + V_0 \cdot t, \end{cases} \quad (23)$$

Откуда при приложении реактивной силы торможения $P_{w \text{ тор возд}}$ вентилятора путь торможения колесной машины сократится на величину

$$\Delta x_T = \frac{P_{w \text{ тор возд}}}{2 \cdot M} \cdot t^2, \text{ м.}$$

Следовательно, эффективность торможения колесной машины возрастает при реактивной силы торможения $P_{w \text{ тор возд}}$.

Операции регулирования давления в тормозном приводе, включение электропривода привода 15 реверсивного вращения вентилятора 14 повторяют в течение всего времени торможения, а завершают операции управления торможением при равенстве нулю первой производной от реализуемых колесами

тормозных моментов по времени, $\frac{M_p}{dt} = 0$ характерный для установившегося процесса торможения колесной машины (полное использование коэффициента сцеплений колес без скольжения их контактов).

Предлагаемый способ регулирования процесса торможения колесной машины позволит:

1) Повысить эффективность торможения колесной машины за счет дополнительной реактивной силы торможения $P_{w \text{ тор возд}}$, создаваемой вентилятором при реверсивном вращении, которая не зависит от условий сцепления тормозящих колес с опорной поверхностью.

2) Повысить устойчивость движения колесной машины при торможении за счет ограничения скольжения контактов тормозящих колес в продольном направлении, что обеспечивает сохранение коэффициентов сцепления тормозящих колес в боковом направлении.

Отметим, что для получения реактивной силы торможения $P_{w \text{ тор возд}}$ колесной машины можно использовать любой механизм, создающего реактивную реверсивную тормозную силу (например, газотурбинные и другие двигатели).

Сущность предлагаемого способа регулирования режимами движения колесной машины поясняется блок-схемой алгоритма регулирования режимами движением колесной машины с тепловым и реак-

тивными преобразователями энергии на фиг. 12.

По данному алгоритму процедура регулирования происходит следующим образом.

В режиме разгона колесной машины ДТС 18 осуществляют операции измерения электрических сигналов, пропорциональных силам и/или моментам в контакте ведущих колес 7 с опорной поверхностью сил и/или моментов, блоки БОИ и ФСУИМ 16 осуществляют обработку электрических сигналов, пропорциональных силам в контакте ведущих колес 7 с опорной поверхностью, определяют производные от сил, знаки производных от сил. При отрицательных знаках первых производных от сил, идентифицирующих скольжение контактов колес относительно опорной поверхности, фиксируют текущее значение сил в контакте колес, по которому осуществляют операции уменьшения подачи топлива в ДВС 2 и включения вентилятора 14 для получения реактивной силы тяги, обеспечивающей дополнительную тяговую силу. Завершают операции регулирования подачи топлива в ДВС 2 и отключения ЭД 15 вентилятора 14 при равенстве нулю первой производной от сил в контакте ведущих колес 7 с опорной поверхностью, а также переключением коробки передач ТРKM 3 на высшую передачу, и повторением этих операций на всех передачах колесной машины до конца его разгона.

В режиме торможения колесной машины датчики электрических сигналов ДИТМ 17 осуществляют операции измерения электрических сигналов, пропорциональных тормозным силам и/или моментам в контактах тормозящих колес с опорной поверхностью, блоки обработки электрических сигналов, осуществляют обработку электрических сигналов, пропорциональных тормозящим силам и/или моментам, определяют производные от сил и знаки их производных. При отрицательных знаках первых производных от сил по времени, идентифицирующих скольжение контактов колес, блок обработки информации сохраняет текущее значение сил в контакте колес в течении данного цикла торможения для приведения давления ИМТП 4 в трубопроводах тормозной системы переднего и заднего контуров 11, 10 к условиям сцепления колес, выполняется операция включения ЭД 15 привода вентилятора 14 для получения реактивной реверсивной силы торможения. Завершают операции регулирования давления в трубопроводах тормозной системы переднего и заднего контуров 11, 10 и отключение ЭД 15 получения реактивной силы торможения при равенстве нулю первой производной от сил в контакте ведущих колес 7 с опорной поверхностью, и повторением этих операций в течение всего времени торможения колесной машины.

Источники информации, принятые во внимание

1. Левшонков Н. В. Методика проекторочного расчета и оптимизации воздушного винта при определении летных характеристик многорежимных летательных аппаратов: диссертация ... кандидата

технических наук: 05.07.02 / Левшонков Никита Викторович; [Место защиты: Казанский национальный исследовательский технический университет им. А. А. Туполева - КАИ]. - Казань, 2014. - 98 с.

2. Toyota RAV4 EV, ZENN, ZAP Xebra, General Motors EV1, Chevrolet Volt, Volvo C30 BEV, Tesla Roadster, Tesla Model S, Modec, Reva NXR, Renault серия Z.E., Nissan LEAF, Tazzari ZERO, Lada Ellada и др. Карамян О.Ю., Чебанов К.А., Соловьева Ж.А. Электромобиль и перспективы его развития [он-лайн] //Фундаментальные исследования. – 2015. – № 12-4. – С. 693-696; [найдено 2018-12-22]. Найдено из Интернет < URL: <http://fundamental-research.ru/ru/article/view>>.

3. Патент РФ 2125517, кл. В60К 41/00, В60Т 1/02, опубл. 27.01.1999 - прототип.

4. А.К. Фрумкин, И.И.Алышев, А.И.Попов. Антиблокировочные и противоблокировочные системы легковых автомобилей. - М.: Центральный научно-исследовательский институт информации и технико-экономических исследований автомобильной промышленности, 1989, с. 39-50.

5. Электронная система стабилизации движения ESP//автостроение за рубежом. -1998. -№11. С. 16-17.

6. А.А. Яблонский Курс теоретическая механика. Ч.II.Динамика. Учебник для вузов. Изд. 5-е, испр. М., «Высшая школа», 1977. с.284-289.

7. Ким В.А. Методология создания систем активной безопасности автотранспортных средств на основе анализа сил. – Могилев: Белорусско-Российский университет, 2003. с.116-117: ил.

8. Номер международной публикации WO 98/01332, МКИ⁶ В 60 Т 8/52. Способ управления антиблокировочной системой торможения транспортного средства / В. А. Ким [и др.]; международная заявка – РСТ/ВУ96/00005; заявл. 29.07.96; опубл. 15.01.98, Бюл. № 01332. – 2 с.: ил.

9. В.В. Гуськов. Теория трактора. - М.: Машиностроение, 1982. с.69.

ФОРМУЛА ИЗОБРЕТЕНИЯ

1. Способ регулирования режимами движения колесной машины с тепловым и реактивным преобразователями энергии, содержащий операции измерения, обработки и анализа электрических сигналов, характеризующих состояние сцепления колес с опорной поверхностью, регулирования подачи топлива в двигатель внутреннего сгорания и повторения этих операций в течение неустойчивых режимов движения колесной машины, отличающийся тем, что операции регулирования подачи топлива в двигатель внутреннего сгорания, включения источника получения реактивной силы, создающего реактивную силу тяги или торможения, и давления в тормозном приводе осуществляют при отрицательных знаках первых производных от сил и/или моментов в контакте колес с опорной поверхностью по времени, а завершают операции регулирования подачи топлива в двигатель внутреннего сгорания и исполнительным механизмом тормозного привода при равенстве нулю первой производной от сил и/или моментов в контакте колес с опорной поверхностью по времени, и повторением этих операций в течение всего времени движения колесной машины.

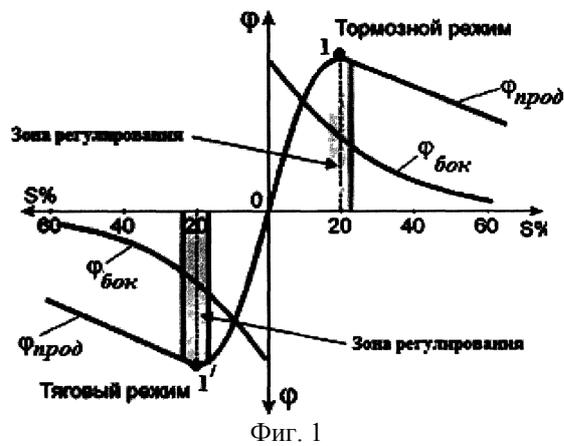
2. Способ по п.1, отличающийся тем, что в процессе разгона колесной машины операции регулирования подачи топлива в двигатель внутреннего сгорания и включения источника получения реактивной силы в виде электродвигателя привода вентилятора воздушной силы тяги для приведения момента двигателя внутреннего сгорания в соответствии с условиями сцепления ведущих колес и повышения силы тяги, не зависящих от условий сцепления колес, начинают при идентификации отрицательных знаков первой производной от сил и/или моментов в контакте колес с опорной поверхностью по времени, и повторением этих операций в течение всего времени разгона колесной машины на каждой передаче.

3. Способ по п.1, отличающийся тем, что в режиме торможения колесной машины осуществляют

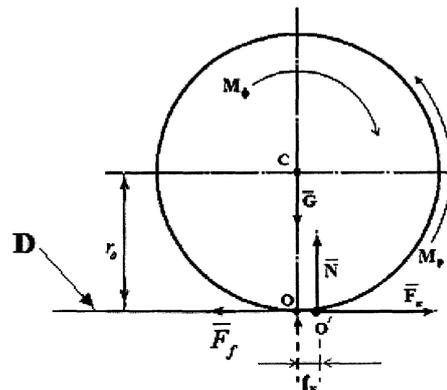
операции приведения давления в тормозном приводе в соответствии с условиями сцепления тормозящих колес с опорной поверхностью, включения реверсивного вращения источника получения реактивной силы в виде вентилятора для увеличения силы торможения, не зависящей от условий сцепления тормозящих колес, завершают операции при равенстве нулю первой производной от сил и/или моментов в контакте тормозящих колес с опорной поверхностью, и повторением этих операций в течение всего времени торможения колесной машины.

4. Способ по одному из пп.1-3, отличающийся тем, что в системе управления колесной машиной, основанной на идентификации скольжения контактов колес, использованы датчики измерения и анализа ускорений ее масс, формирующие сигналы управления колесной машиной при идентификации отрицательных знаков производных от ускорений, и завершающих регулирование при равенстве нулю производных от ускорений по времени, и повторением этих операций в течение всего времени движения колесной машины.

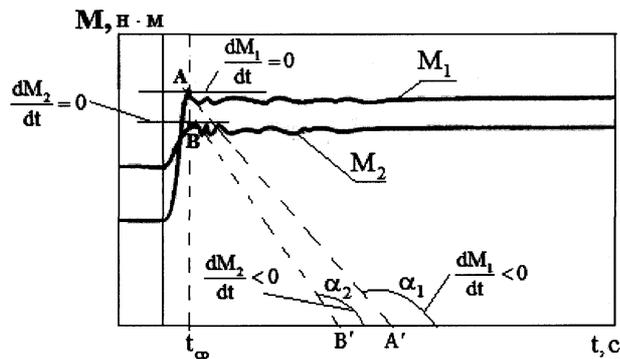
5. Способ по одному из пп.1-3, отличающийся тем, что в качестве источника получения реактивной силы тяги или торможения использованы силовые установки, создающие реактивную силу в виде вентилятора, газотурбинные двигатели, при идентификации отрицательных знаков производных от сил и/или моментов в контакте колес с опорной поверхностью.



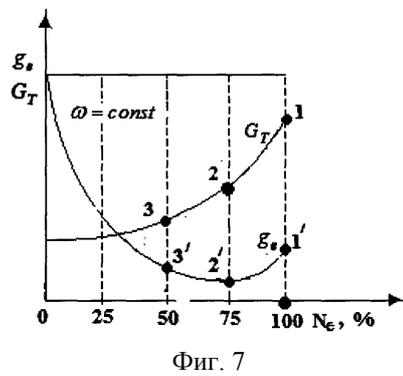
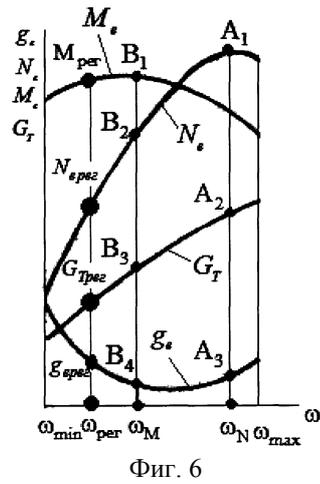
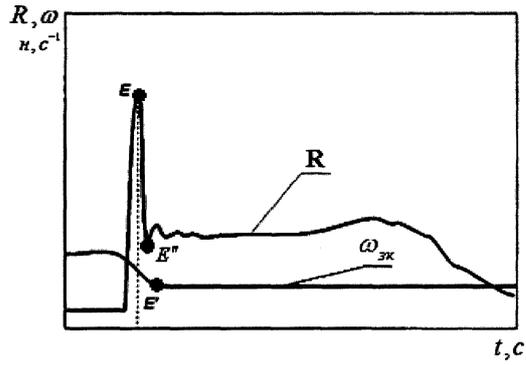
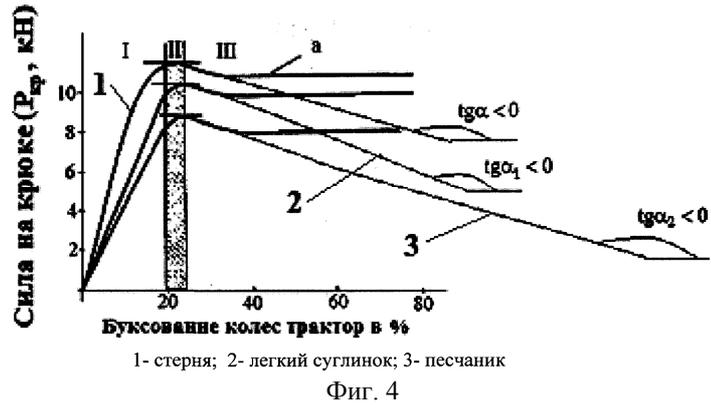
Фиг. 1

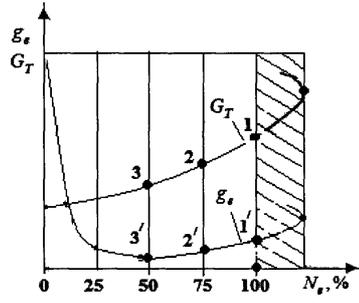


Фиг. 2

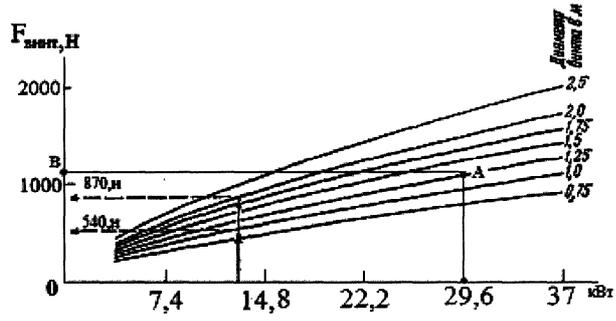


Фиг. 3

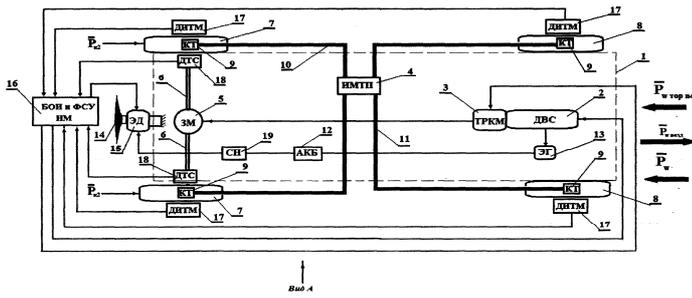




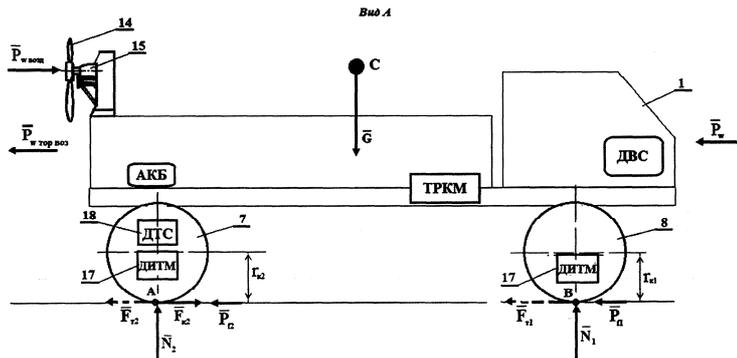
Фиг. 8



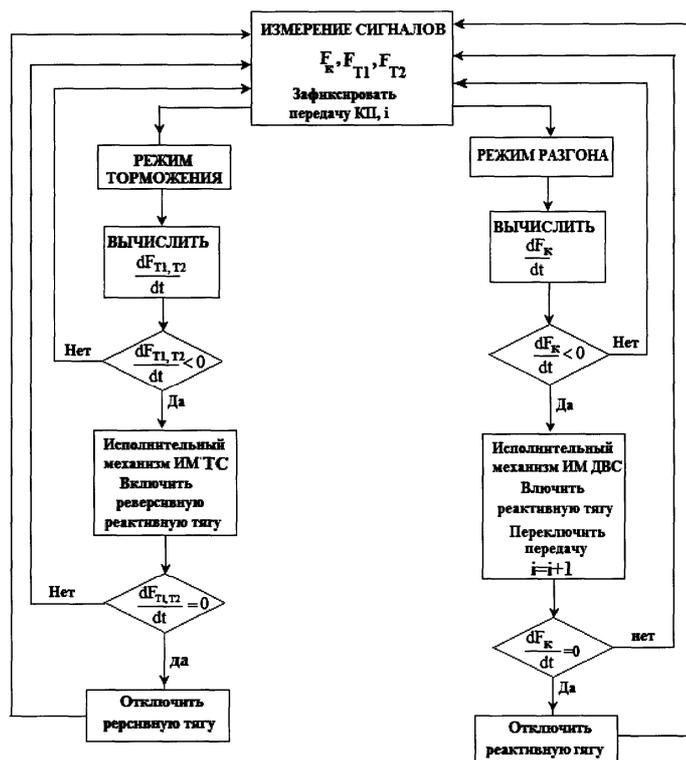
Фиг. 9



Фиг. 10



Фиг. 11



Фиг. 12

