



Келлер Андрей Владимирович

**ПОВЫШЕНИЕ ПРОХОДИМОСТИ АВТОМОБИЛЯ С
МЕЖКОЛЕСНЫМ ДИФФЕРЕНЦИАЛОМ
ОГРАНИЧЕНИЕМ БУКСОВАНИЯ ВЕДУЩИХ КОЛЕС**

Специальность 05.05.03 – колесные и гусеничные машины.

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т

диссертации на соискание ученой степени

кандидата технических наук

Работа выполнена на кафедре «Автомобили и тракторы» Южно-Уральского государственного университета и в Челябинском военном автомобильном институте.

Научный руководитель: доктор технических наук,
профессор Драгунов Г.Д.

Научный консультант: кандидат технических наук,
доцент Шмаков А.Г.

Официальные оппоненты: доктор технических наук,
профессор Кычев В.Н.,
кандидат технических наук,
Литке П.С.

Ведущая организация: ОАО «РУСИЧ» - Курганский
завод колесных тягачей

Защита состоится « 30 » июня 1999 г. в 14 часов на заседании диссертационного совета К 053.13.02 ВАК России при Южно-Уральском государственном университете по адресу:
454080, г. Челябинск, пр. Ленина, 76.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

Автореферат разослан « 28 » мая 1999 г.

Отзывы просим представлять в двух экземплярах с подписью, заверенной печатью.

Ученый секретарь диссертационного совета
кандидат технических наук, доцент

Жестков В.В.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы исследования

Автомобильная техника (АТ) в ряде случаев используется на естественной местности, без предварительной подготовки путей. Способность АТ работать в таких условиях характеризует специальное эксплуатационно-техническое свойство - проходимость.

Основными факторами, определяющими проходимость, являются степень использования сцепления колес с грунтом и затраты мощности на движение. Решающее значение при оценке возможности полного использования сцепления колес с грунтом и затрат мощности имеет буксование колес, определяемое подведенным к колесу крутящим моментом, характером связи между колесами и характеристиками опорной поверхности.

Некоторое буксование в пятне контакта колеса с опорной поверхностью всегда имеется при передаче крутящего момента вследствие упругой деформации шины и опорной поверхности. Наибольшая величина передаваемого крутящего момента достигается при буксовании (называемом критическим) порядка 10...30 %, т.е. коэффициент сцепления колеса с опорной поверхностью зависит от величины буксования, имея максимум в указанной зоне. При дальнейшем увеличении буксования колеса, как правило, происходит уменьшение сцепления колес с опорной поверхностью. Необходимость бороться с буксованием колес становится острее по мере наблюдающегося роста мощностей двигателей как по абсолютной величине, так и по приходящихся на единицу сцепного веса автомобиля.

Буксование не только не позволяет реализовать потенциально высокие динамические свойства автомобиля с мощным двигателем, но и вызывает повышенный расход топлива и износ шин.

Поэтому перспективным становится направление, связанное с ограничением буксования ведущих колес, с целью повышения сцепления с опорной поверхностью буксующего колеса и более полного использования сцепных возможностей небуксующего колеса. Ограничение буксования ведущих колес путем приложения тормозного момента известно, однако его влияние на проходимость автомобиля нуждается в теоретическом обосновании и оценке эффективности.

Цель настоящего исследования заключается в повышении проходимости автомобиля с межколесным дифференциалом во внедорожных условиях путем ограничения буксования ведущих колес, приложением к ним тормозного момента.

Методологическую основу исследования составляют основные положения теории качения деформируемого колеса; теории движения автомобиля; теоретической механики; методы математического моделирования; математической статистики.

Научная новизна. Обоснованы: способ повышения проходимости автомобиля во внедорожных условиях приложением тормозного момента к ведущему буксующему колесу; значения тормозного момента по условиям проходимости и устойчивости. Для анализа процесса ограничения буксования уточнена существующая математическая модель движения автомобиля учетом режимов до и закритического буксования, взаимозависимостей коэффициентов сцепления и буксования, влияния тормозного и крутящего момента на динамику буксующего колеса.

Практическая ценность заключается в возможности использования результатов работы при разработке противобуксовочных систем.

Приведенные в диссертации материалы могут найти применение в научно-исследовательских и проектно-конструкторских организациях, занимающихся разработкой перспективных и модернизацией существующих автомобилей.

Апробация работы и внедрение результатов. Основные положения диссертации были доложены и обсуждены на научно-технических конференциях Челябинского военного автомобильного института (1997-1998 гг.), Южно-Уральского государственного университета (1998-1999 гг.); межвузовской научно-технической конференции Челябинского государственного агроинженерного университета (1999г.). Разработанное устройство для повышения проходимости автомобиля экспонировалось на 2-й международной выставке «АВТО-98» (Челябинск, 1998 г.).

Результаты работы использованы при проектировании противобуксовочных систем ОАО "РУСИЧ" - КЗКТ и внедрены в учебном процессе в Челябинском ВАИ.

Публикации. По теме диссертации опубликовано две статьи и получено положительное решение на выдачу патента на изобретение.

Отдельные вопросы исследования более подробно освещены в отчетах по научно-исследовательским работам, выполненным в ЧВАИ при участии автора.

Структура и объем работы. Диссертация содержит 136 страниц, в том числе 44 рисунка, 6 таблиц и состоит из введения, четырех глав, заключения, списка литературы, включающего 143 наименования, и приложений.

На защиту выносятся:

1. Способ повышения проходимости автомобиля с межколесным дифференциалом.
2. Уточненная математическая модель движения автомобиля.
3. Значения коэффициента подтормаживания в системе ограничения буксования по условиям проходимости и устойчивости.
4. Результаты экспериментального исследования.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обосновывается актуальность темы диссертации, ее научная новизна, цель и задачи исследования, дается общая характеристика выполненных исследований.

В первой главе анализируется механизм возникновения буксования эластичного колеса и рассматриваются основные способы обеспечения полной реализации тягово-сцепных возможностей автомобиля.

Вопросам проходимости автомобиля и обеспечения полной реализации тягово-сцепных возможностей автомобиля посвящено немало работ отечественных и зарубежных авторов. Большой вклад в решение этих вопросов внесли Я.С.Агсейкин, П.В.Аксенов, А.С.Антонов, В.Ф.Бабков, Б.Ф.Бируля, Н.Ф.Бочаров, В.В.Ванцевич, А.И.Гришкевич, В.И.Кнороз, А.Х.Лефаров, И.П.Петров, В.А.Петрушов, Ю.В.Пирковский, С.В.Платонов, Г.А.Смиронов, А.К.Фрумкин, М.П.Чистов, Е.А.Чудаков, А.С.Шелухин, Дж.Вонг, Б.Беккер и др.

На основании анализа работ этих авторов определено, что наиболее часто потеря проходимости возникает при буксовании ведущих колес, возникающем вследствие недостаточности тягово-сцепных свойств на

относительно ровных участках дорог или местности. Как показывают исследования, от величины буксования существенно зависит коэффициент сцепления колеса с опорной поверхностью. Следовательно, возникает необходимость поддерживать буксование ведущих колес в интервале, соответствующем величине критического буксования, в результате чего будет обеспечиваться полное использование сцепления с опорной поверхностью и, следовательно, более высокие показатели проходимости.

Поиск эффективных решений привел к созданию в конце 80-х годов различных систем, ограничивающих буксование ведущих колес - противобуксовочных систем (ПБС).

Анализ существующих работ отечественных и зарубежных авторов, посвященных вопросам применения ПБС, показывает, что в настоящее время недостаточно обосновано и изучено влияние ПБС на проходимость автомобиля. Кроме того, в известной литературе нет пока объективно обоснованных параметров систем ограничения буксования.

Для решения этих вопросов в работе за основу взята разработанная А.А.Ревиным модель движения автомобиля, оснащенного антиблокировочной системой. Для анализа процесса ограничения буксования в данной модели необходимо уточнить характер изменения продольных реакций на ведущих колесах и учесть влияние крутящего и тормозного моментов на динамику буксующего колеса.

Широкое применение ПБС в настоящее время сдерживается высокой стоимостью и конструктивной сложностью этих систем. Поэтому наряду с общим совершенствованием существующей ПБС большое практическое значение приобретает создание её недорогого, упрощенного варианта, реализация которого может обеспечить более широкое применение ПБС на автомобильной технике.

В соответствии с результатами анализа состояния вопроса определены следующие задачи исследования:

1. Обосновать способ повышения проходимости и провести анализ процесса ограничения буксования эластичного колеса.
2. Уточнить в существующей математической модели движения автомобиля характер изменения продольных реакций на ведущих колесах и процесс ограничения буксования.

3. Определить значения параметра системы ограничения буксования по условиям проходимости и устойчивости.

4. Провести экспериментальную оценку эффективности повышения проходимости автомобиля путем ограничения буксования ведущих колес с использованием разработанного упрощенного устройства для ограничения буксования.

Вторая глава посвящена обоснованию способа повышения проходимости, разработке математической модели движения буксующего колеса и процесса ограничения буксования, а также определению параметра системы ограничения буксования.

При движении автомобиля с межколесным дифференциалом в условиях различного сцепления ведущих колес с опорной поверхностью возникает буксование колеса на поверхности с меньшим коэффициентом сцепления. Вследствие свойств симметричного дифференциала, это в свою очередь приведет к снижению момента на колесе, имеющем больший коэффициент сцепления с опорной поверхностью, а следовательно, к неполной реализации тяговых возможностей автомобиля. Повышение проходимости в этих условиях можно обеспечить уменьшением буксования одного из ведущих колес путем приложения момента, создаваемого в тормозном механизме буксующего колеса в пределах:

$$M_m \leq R_{z2} \varphi_2 r_k - R_{z1} \varphi_1 r_k, \quad (5)$$

где R_{z2} , R_{z1} - вертикальная реакция на колесе, имеющем соответственно больший и меньший коэффициент сцепления с опорной поверхностью; φ_2 , φ_1 - соответственно больший и меньший коэффициент сцепления колеса с опорной поверхностью.

В результате этого на колесо, имеющее лучшее сцепление с опорной поверхностью, благодаря дифференциалу будет передаваться крутящий момент, больший момента, реализуемого на буксующем колесе по сцеплению на величину тормозного момента. Кроме того, ограничение буксования позволит несколько повысить сцепные возможности буксующего колеса. А значит, будет обеспечиваться более полное использование тяговых возможностей ведущих колес автомобиля.

В модели движения буксующего колеса учитывались:

- действие значительных продольных касательных реакций, вплоть до предельных по сцеплению;
- динамические свойства колеса, связанные с моментом инерции относительно оси вращения;

- упругие свойства колеса, связанные с тангенциальной эластичностью шины;
 - неоднородность состояния опорной поверхности.
- При разработке модели были приняты следующие допущения:
- рассматриваются двухосные автомобили с колесной формулой 4X2 и 4X4;
 - движение автомобиля происходит по горизонтальной жесткой поверхности с постоянной линейной скоростью либо постоянным линейным ускорением;
 - вертикальными перемещениями кузова пренебрегаем;
 - действие аэродинамических сил не учитываем ввиду небольших скоростей движения;
 - крутящий момент двигателя определяется внешними условиями движения;
 - характеристики шин принимаются одинаковыми для всех колес, а давление в шинах равным значениям, установленным нормативно-технической документацией завода-изготовителя при движении на твердой опорной поверхности. Характеристики шин не изменяются в пределах эксплуатационных скоростей;
 - колеса статически и динамически сбалансированы;
 - температура и степень износа протектора шины не влияют на ее жесткостные характеристики;
 - при расчете не учитываем бокового увода колеса.

Величина буксования, до достижения критического значения, обуславливается изменением радиуса качения. Поэтому для определенной зависимости радиуса качения от передаваемого колесом крутящего момента удастся установить количественную связь реализованной силы сцепления с режимом движения колеса по буксованию. При этом аналитическая зависимость коэффициента сцепления до достижения им максимального значения, реализуемого в данных условиях, от буксования будет следующей:

$$\varphi = \delta / (\lambda R_z) - f_0 \quad (1)$$

где λ - коэффициент тангенциальной эластичности; δ - коэффициент буксования; f_0 - коэффициент сопротивления качению.

Полученная зависимость удовлетворительно моделирует экспериментальные данные и позволяет определить значение так называемого критического буксования, соответствующего реализации максимального в данных условиях коэффициента сцепления. По

выражению (1) величина критического буксования на твердой опорной поверхности определяется, с одной стороны, значением коэффициента сцепления, а с другой – такими параметрами колеса, как коэффициент тангенциальной эластичности и сопротивления качению при определенной вертикальной нагрузке. Из уравнения (1) величина критического буксования определяется равенством:

$$\delta_{кр} = \frac{2\lambda Rz(\varphi_{max} + f_0)}{1 + \sqrt{1 - 4\lambda Rz f_0}} \quad (2)$$

Отсюда следует, что реализация одного и того же значения коэффициента сцепления различными колесами, отличающимися соотношениями указанных параметров, практически исключает получение одинакового значения критического буксования. Это согласуется с имеющимися в большом количестве результатами экспериментальных исследований.

Процесс интенсивного раскручивания эластичного колеса начинается от момента достижения им критического буксования. Имеющиеся экспериментальные данные позволили принять для решения задач линейной зависимости коэффициента сцепления от буксования при буксовании, близком к критическому:

$$\varphi = \varphi_{max} (1 - k^* \delta) \quad (3)$$

С учетом вышеизложенного модель движения колеса представляется следующей системой уравнений:

$$\left. \begin{aligned} d\nu/dt(1+\delta)/r_k + (\nu/r_k)d\delta/dt &= 1/J(Mk - Rxr_k - Mm) \\ Rx &= \varphi Rz \\ \varphi &= \delta / (\lambda Rz) - f_0 & 0 \leq \delta < \delta_{кр} \\ \varphi &= \varphi_{max} & \delta = \delta_{кр} \\ \varphi &= \varphi_{max} (1 - k^* \delta) & \delta_{кр} < \delta \leq 1 \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

$$\delta_{кр} = \frac{2\lambda Rz(\varphi_{max} + f_0)}{1 + \sqrt{1 - 4\lambda Rz f_0}}$$

где r_k - радиус качения колеса; ν - скорость движения автомобиля; Mk - момент, подводимый к колесу; Mm - тормозной момент на буксующем колесе.

Для выявления принципиальных требований к устранению буксования, с точки зрения повышения проходимости при сохранении устойчивости и управляемости автомобиля, проведен анализ процесса

реализации предлагаемого способа повышения проходимости и составлена его математическая модель.

В целом работу ПБС можно разделить на 3 участка: на первом участке происходит раскручивание колеса свободным моментом; на втором – колесо раскручивается с постепенным снижением интенсивности при одновременном действии крутящего и тормозного моментов; на третьем участке колесо замедляется под действием тормозного момента.

Величина свободного момента, раскручивающего колесо на первом участке, состоит из двух составляющих:

- момента, появляющегося за счет изменения крутящего момента двигателя, и превышения им значения момента, реализуемого колесом по сцеплению;
- момента, возникающего при переходе в состояние буксования из-за уменьшения коэффициента сцепления и дальнейшего увеличения буксования.

Для предотвращения раскручивания колеса к нему прилагается тормозной момент M_t , противоположный по направлению угловой скорости. В результате этого уменьшается момент $M_{к1}$, подводимый к буксующему колесу, и предотвращается его буксование, а на колесе, находящемся в лучших условиях сцепления, создается повышенный тяговый момент.

При этом момент, раскручивающий колесо, будет равен разности свободного момента на колесе на участке и момента, создаваемого в тормозном механизме.

С начала приложения тормозного момента продолжается с постепенным снижением интенсивности раскручивание колеса до того времени, когда момент, раскручивающий колесо, не станет равным нулю. Дальнейшее увеличение тормозного момента вызовет снижение угловой скорости колеса, после чего тормозной момент удерживается постоянным. Далее колесо будет замедляться под действием момента, равного сумме постоянного тормозного момента, и момента, появляющегося за счет увеличения коэффициента сцепления при уменьшении буксования колеса.

Когда буксование снизится до своего критического значения, произойдет снижение тормозного момента. При достижении равенства тормозного и свободного моментов вновь начнется процесс раскручивания колеса, для предотвращения которого начинается второй

цикл работы системы ограничения буксования, аналогичный описанному выше.

Модель процесса ограничения буксования ведущего колеса можно представить следующей системой дифференциальных уравнений:

$$\left. \begin{aligned} d\delta/dt &= (r_{ko}/\omega J)(at - \varphi_1[1 - k\delta])R_{z1}r_{ko} & 0 \leq t < t_{aai} \\ d\delta/dt &= (r_{ko}/\omega J)(at - \varphi_1[1 - k\delta])R_{z1}r_{ko} - kmt & t_{aai} \leq t < t_{aai} \\ -d\delta/dt &= (r_{ko}/\omega J)(kmt + \varphi_1 k(\delta_0 - \delta))R_{z1}r_{ko} & t_{aai} \leq t < t_{a1cl} \end{aligned} \right\} (6)$$

В качестве параметра, характеризующего степень реализации сценных возможностей автомобиля и распределение крутящего момента между полуосями при приложении тормозного момента, представляется целесообразным принять, по аналогии с дифференциалами, коэффициент подтормаживания. Под ним следует понимать отношение момента трения (тормозного момента) в системе привода ведущего колеса (СПВК) (M_m) к моменту, реализуемому на колесе по сцеплению (M_φ):

$$k_n = M_m / M_\varphi. \quad (7)$$

Величина коэффициента подтормаживания должна выбираться исходя из условия обеспечения максимального использования сцепных возможностей ведущих колес автомобиля при сохранении показателей устойчивости движения автомобиля.

Первым условием, ограничивающим коэффициент подтормаживания при заданном значении крутящего момента на корпусе дифференциала, является отсутствие буксования колеса на поверхности с меньшим сцеплением.

Предельный коэффициент подтормаживания, соответствующий этому условию, может быть определен из следующего уравнения:

$$k_n = \frac{(Mk - J(dv/dt(1 + \delta)/r_{ko} + (v/r_{ko})d\delta/dt) - R_{z1}\varphi_1 r_{ko})(1 + \sqrt{1 - 4\lambda R_{z1}f_0})}{2R_{z1}r_{ko}(\varphi_1 + f_0)}. \quad (8)$$

Вторым ограничением коэффициента подтормаживания является полное использование сил сцепления небуксующего колеса. В этом случае тормозной момент должен быть не более разности моментов, реализуемых на колесах с лучшим и худшим сцеплением, а коэффициент подтормаживания в СПВК соответственно должен равняться:

$$k_n = \frac{(R_{z2}\varphi_2 r_{ko} - R_{z1}\varphi_1 r_{ko})(1 + \sqrt{1 - 4\lambda R_{z1}f_0})}{2R_{z1}r_{ko}(\varphi_1 + f_0)}. \quad (9)$$

Третьим фактором, ограничивающим величину тормозного момента, а следовательно, и коэффициента подтормаживания, в СПВК является обеспечение устойчивого движения автомобилем в условиях различного сцепления ведущих колес с опорной поверхностью.

Полагая, что коэффициенты сцепления в продольном и поперечном направлениях для небуксующего колеса равны между собой, коэффициент подтормаживания согласно третьему ограничению может быть найден из выражения:

$$k_n = \frac{\pm \sqrt{[\varphi_1(1-\kappa\delta)R_z + A(1+C)]^2 - D[A^2D + 2\varphi_1(1-\kappa\delta)R_zA - R_z^2(\varphi_2 - \varphi_1)]}}{(\varphi_1(1-\kappa\delta) + f_0)R_z/D} \cdot \frac{(\varphi_1(1-\kappa\delta)R_z + A(1+C))}{(\varphi_1(1-\kappa\delta) + f_0)R_z/D} \quad (10)$$

Данное уравнение имеет одно положительное решение.

Входящие в (10) коэффициенты находим из следующих уравнений:

$$A = J(v/r_{ko}^2) d\delta/dt; C = B/2L; D = (1+C)^2. \quad (11)$$

На основании проведенных расчетов движения автомобиля УАЗ-3151 в работе сделан вывод, что с позиций реализации сцепных сил без потери устойчивости прямолинейного движения автомобиля степень подтормаживания должна определяться из условия обеспечения буксования колеса в пределах, соответствующих критическому буксованию. При этом будут более полно использоваться возможности небуксующего колеса и обеспечится устойчивое движение автомобиля в условиях различного сцепления ведущих колес с опорной поверхностью.

В третьей главе приводится методика проведения экспериментального исследования.

Целью проведения экспериментальных исследований являлись: оценка адекватности разработанной математической модели и оценка эффективности предлагаемого способа повышения проходимости автомобиля.

В качестве объекта экспериментальных исследований был выбран образец автомобиля УАЗ-3151. Автомобиль оснащался разработанным экспериментальным устройством, реализующим предлагаемый способ повышения проходимости путем ограничения буксования ведущих колес за счет приложения тормозного момента в СПВК. Устройство механического типа с ручным управлением и системой сигнализации.

Оно содержит механизм управления (включающий два рычага управления), привод и исполнительные устройства тормозных механизмов, совмещенные со стояночной тормозной системой, и систему сигнализации.

В качестве показателей, характеризующих опорную проходимость автомобиля, выбраны следующие:

1. Максимальная сила тяги на крюке.
2. Зависимость удельной силы тяги на крюке k_m от буксования δ ведущих колес в процессе движения.
3. Зависимость коэффициента мощностных затрат f_N от удельной силы тяги на крюке ($f_N = (k_m)$) :

$$f_N = (f + \delta) / (1 - \delta) . \quad (12)$$

4. Коэффициент проходимости Π :

$$\Pi = 1 - M_{\psi} / M_{\varphi} , \quad (13)$$

где M_{ψ} - момент сопротивления движению; M_{φ} - момент, реализуемый на ведущих колесах по сцеплению.

5. Максимальный угол преодолеваемого подъема.

6. Характеристика разгона автомобиля на данном участке.

Для осуществления непрерывного измерения и регистрации вышеуказанных величин использовался комплект измерительно-регистрирующей аппаратуры, в состав которого входили: тензометрические датчики; индукционные датчики числа оборотов; тензометрическое звено; измерительное ("пятое") колесо; торцевые токосъемники; усилитель; осциллограф; блок питания.

В соответствии с поставленными задачами методика предполагает испытание образца в штатной комплектации и оснащенного экспериментальным устройством для ограничения буксования, с включенным и отключенным передним приводом при движении с различной нагрузкой на крюке по различным участкам.

Испытания проводили в четыре этапа. На первом этапе определяли кинематические и силовые характеристики колеса, а также параметры его взаимодействия с опорной поверхностью. На втором этапе исследовали процесс трогания автомобиля с места в условиях различного сцепления ведущих колес с опорной поверхностью, на третьем - определяли параметры проходимости при попадании одного из бортов автомобиля на участок с низким коэффициентом сцепления в процессе движения. На четвертом этапе изучали возможность движения

автомобиля на подъем, при этом один из бортов находился на обледенелом участке или укатанном снегу.

Экспериментальные исследования проводили при движении одним бортом по асфальту, а другим — по участку дороги с низким коэффициентом сцепления: обледенелой дороге; укатанному снегу; замасленной металлической поверхности; грунтовой дороге с дерновым основанием.

В четвертой главе приводятся результаты экспериментальных исследований.

В качестве параметров, используемых для сравнительной оценки теоретических и экспериментальных данных, выбрано изменение буксования ведущего колеса автомобиля при движении в различных условиях (рис.1).

Как можно заметить из рис.1, зависимости, полученные в результате моделирования движения автомобиля, находятся в пределах доверительного интервала и достаточно точно повторяют характер кривых изменения буксования ведущего колеса, полученных в результате эксперимента. Погрешность моделирования находится в пределах от 8...15 %. Процедура статистического оценивания адекватности модели позволяет сделать вывод о том, что математическая модель движения автомобиля в различных условиях с доверительной вероятностью 0.95 хорошо описывает изучаемые процессы.

Техническая эффективность ограничения буксования ведущих колес при трогании с места и разгоне автомобиля оценивалась по скоростной характеристике разгона на данном участке. Указанная характеристика автомобиля УАЗ-3151, в штатной комплектации и оснащенного устройством для ограничения буксования при движении на обледенелом участке, показана на рис.2.

Анализируя скоростные характеристики разгона автомобилей, можно заключить, что использование предлагаемого устройства для ограничения буксования ведущих колес обеспечивает неполноприводному автомобилю по сравнению с серийным автомобилем увеличение в 1,14 (для задернованного грунта)...2,2 (для обледенелого участка) раза ускорений разгона.

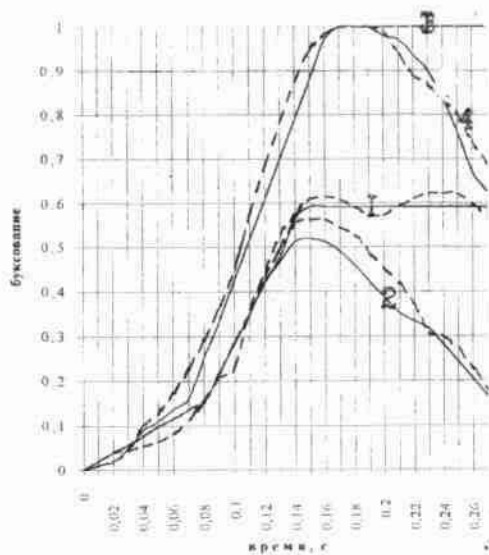


Рис.1. Изменение буксования ведущего колеса по времени при движении по обледенелому участку: 1- без ограничения буксования, без нагрузки; 2- с ограничением буксования, без нагрузки; 3- без ограничения буксования, с нагрузкой; 4- с ограничением буксования, с нагрузкой; ___ - расчетная зависимость; --- - экспериментальная зависимость

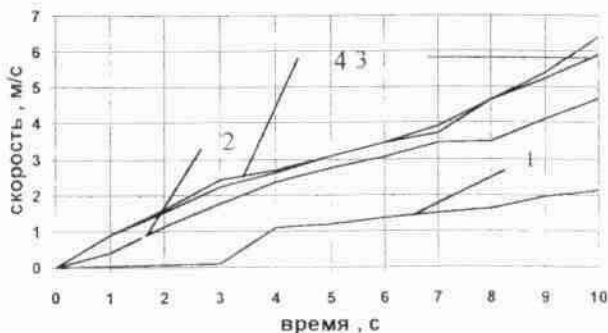


Рис. 2. Скоростная характеристика разгона на обледенелом участке: 1- серийный автомобиль с отключенным передним мостом; 2-автомобиль с отключенным передним мостом с ограничением буксования ведущих колес; 3-серийный автомобиль с включенным передним мостом; 4-автомобиль с включенным передним мостом с ограничением буксования ведущих колес

Результаты определения максимальной силы тяги на крюке представлены на рис.3.

Из данных, приведенных на рис.3, следует, что автомобиль УАЗ-3151, оснащенный предлагаемым устройством, развивает при отключенном переднем мосту, в зависимости от разности коэффициентов сцепления ведущих колес, в 1,27...2,96 раза большие по сравнению с серийным автомобилем значения силы тяги на крюке. Для полноприводного автомобиля указанный эффект составляет 1,08...1,39 раза.

Возможности автомобиля двигаться на подъем, представленные на рис.4, наглядно демонстрируют эффект предлагаемого способа повышения проходимости, который обеспечивает автомобилю в условиях различного сцепления ведущих колес возможность преодоления в 2...2,5 раза для полноприводного и 1,29...1,3 для полноприводного автомобиля большие подъемы по сравнению с серийным.

Кривые коэффициента мощностных затрат серийного автомобиля указывают на более высокий и прогрессирующий темп снижения проходимости автомобиля.

Данные, приведенные на рис.5, показывают увеличение показателя проходимости при использовании предлагаемого устройства, в результате чего автомобиль способен преодолевать в 1,2...1,6 раз большее сопротивление движению, чем серийный автомобиль за счет увеличения суммарного тягового усилия на ведущих колесах.

Технико-экономический эффект достигается внедрением предлагаемого способа повышения проходимости и разработанного на его основе устройства для ограничения буксования ведущих колес на автомобиле. Технический эффект обеспечивается:

- повышением тяговых возможностей автомобиля в 1,3...2,9 раза за счет более полного использования возможностей колеса, имеющего лучшее сцепление с опорной поверхностью;
- увеличением среднетехнической скорости движения автомобиля в условиях различного сцепления ведущих колес с опорной поверхностью за счет повышения тяговых возможностей и сокращения затрат времени на буксование;
- повышением производительности автомобиля за счет больших скорости движения и тяговых возможностей.



Рис. 3. Гистограмма сил тяги на крюке автомобиля УАЗ-3151 в различных условиях движения



Рис.4. Гистограмма углов подъема, преодолеваемых автомобилем УАЗ-3151 в различных условиях движения



Рис. 5. Гистограмма показателя проходимости автомобиля УАЗ-3151 в различных условиях движения

Обозначения, принятые на рисунках 3,4,5: 1- движение по льду; 2- движение по снегу; 3- движение по скользкому участку; 4- движение по дерну; А- серийный автомобиль с отключенным передним мостом; Б- автомобиль с отключенным передним мостом с ограничением буксования ведущих колес; В- серийный автомобиль с включенным передним мостом; Г- автомобиль с включенным передним мостом с ограничением буксования ведущих колес

Экономический эффект обеспечивают:

- снижение расхода топлива за счет сокращения времени буксования;
- уменьшение износа шин вследствие снижения интенсивности и продолжительности буксования ведущих колес.

В частности, только от снижения износа шин годовой экономический эффект при внедрении предлагаемого способа повышения проходимости на автомобиле УАЗ-3151 составляет 283 руб.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В настоящей работе рассмотрены и решены следующие задачи :

1. Исследован и обоснован способ повышения проходимости автомобиля путем ограничения буксования ведущего колеса за счет приложения момента в тормозном механизме этого колеса. Установлено, что приложение момента в тормозном механизме колеса, имеющего наименьшее сцепление с опорной поверхностью в пределах:

$$M_m \leq R_{z2} \varphi_2 r_k - R_{z1} \varphi_1 r_k,$$

позволяет уменьшить буксование этого ведущего колеса и передать больший крутящий момент на колесо с высоким коэффициентом сцепления с опорной поверхностью. Это обеспечивает повышение проходимости при сохранении устойчивости и управляемости автомобиля.

2. Уточнена существующая математическая модель движения автомобиля применительно к процессу ограничения буксования при приложении тормозного момента. Дополненная модель движения автомобиля позволяет определить основные параметры устройств (систем) ограничения буксования. Достоверность математической модели проверена сравнением данных расчетов параметров движения автомобиля УАЗ 3151 с экспериментальными данными. Сходимость результатов расчета с экспериментом составила 88...93%.
3. Определены параметр системы ограничения буксования и его характеристика, обеспечивающая автомобилю высокие показатели проходимости, при сохранении показателей устойчивости. В качестве параметра системы ограничения буксования предложено использовать коэффициент подтормаживания, характеризующий отношение момента трения (тормозного момента) в системе привода ведущего колеса к моменту, реализуемому на колесе по сцеплению. Величина коэффициента подтормаживания должна определяться из условия обеспечения полной реализации сцепных возможностей ведущих колес при сохранении устойчивости движения.
4. Экспериментальная оценка эффективности повышения проходимости автомобиля путем ограничения буксования ведущих колес с использованием разработанного упрощенного устройства для ограничения буксования показала существенное увеличение показателей проходимости экспериментального автомобиля. Так, у

неполноприводного автомобиля, оснащенного устройством для ограничения буксования, увеличились по сравнению с серийным автомобилем в 1,14...2,2 раза ускорения разгона, в 1,27...2,96 раза значения реализуемой силы тяги на крюке, в 2...2,5 раза возможность преодолевать подъемы.

5. Наиболее эффективно применение предлагаемого способа повышения проходимости для полноприводных автомобилей, при трогании с места на твердой опорной поверхности в условиях различного сцепления ведущих колес. Нецелесообразно длительное использование, а также использование при движении со скоростями выше 20 км/ч устройства для ограничения буксования ведущих колес без регулирования мощности двигателя из-за перегрева тормозных механизмов и чрезмерного износа накладок.

Основные положения диссертации опубликованы в следующих работах:

1. Драгунов Г.Д., Келлер А.В. Ограничение буксования как способ повышения проходимости // Исследование силовых установок и шасси транспортных и тяговых машин: Тематический сборник научных трудов. - Челябинск: Изд. ЮУрГУ, 1998. - С. 82-88.
2. Экспериментальная оценка эффективности повышения проходимости автомобиля путем ограничения буксования его ведущих колес / Г.Д.Драгунов, А.В.Келлер, А.С.Винников, В.Д.Захаров // Исследование силовых установок и шасси транспортных и тяговых машин: Тематический сборник научных трудов. - Челябинск: Изд. ЮУрГУ, 1998. - С. 88-93.
3. Драгунов Г.Д., Келлер А.В. Способ повышения проходимости и устройство для ограничения буксования ведущих колес. Заявка на изобретение № 98106776/28 (008058) от 19.04.98, решение о выдаче патента от 25.02.99.