

05.05.03
Б953

На правах рукописи

Быков Руслан Валентинович

**УЛУЧШЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ДВИЖЕНИЯ
ТРЕХОСНОГО ПОЛНОПРИВОДНОГО АВТОМОБИЛЯ
ПО ТВЕРДОЙ ОПОРНОЙ ПОВЕРХНОСТИ
ОТКЛЮЧЕНИЕМ ОТДЕЛЬНЫХ ВЕДУЩИХ МОСТОВ**

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



Челябинск – 2003

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

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

Официальные оппоненты: доктор технических наук,
профессор Горшков Ю.Г.
кандидат технических наук,
доцент Андреев В. Е.

Ведущая организация: ОАО «Автомобильный
завод «Урал».

Защита состоится «28» мая 2003 г. в 15 часов на заседании диссертационного совета Д 212.298.09. ВАК России в Южно-Уральском государственном университете по адресу:
454080, г. Челябинск пр. Ленина 76, конференц-зал.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке университета.

Автореферат разослан « ___ » _____ 2003г.

Ваш отзыв в двух экземплярах, скрепленных печатью, просим направлять по адресу: 454 080, г. Челябинск, пр. им. Ленина, 76, ЮУрГУ, Ученый совет.

Ученый секретарь диссертационного совета
доктор технических наук, профессор



Бунов В.М.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы исследования.

Развитие современного автомобилестроения характеризуется установившимися тенденциями совершенствования трансмиссий новых и модернизируемых машин. Обусловлено это тем что, во-первых, в обществе актуально звучит проблема конечности нефтяных ресурсов, во-вторых, товарный рынок диктует потребность в автомобилях, обладающих улучшенными характеристиками по топливной экономичности. Поэтому проблема повышения эксплуатационных свойств машин относятся к одним из основных в машиностроении, решение которых ведется по различным направлениям, в том числе уменьшением потерь энергии в агрегатах и пневматических шинах.

Несмотря на успехи ученых в области динамики автомобиля вообще, такие важные вопросы, как установление закономерностей внутренних динамических процессов в узлах и агрегатах автомобиля при его движении еще не достаточно исследованы. По мнению Ю.В.Пирковского в настоящее время теория не может ответить на многие вопросы, неизбежно возникающие при проектировании полноприводных автомобилей. Один из них состоит в том, что следует или нет отключать часть ведущих мостов при движении по опорным поверхностям с высокой несущей способностью. Кроме этого требует дальнейшего развития теоретическое обоснование критериев оценки различных типов трансмиссий при движении по опорным поверхностям с высокой несущей способностью.

Статистические данные НАМИ свидетельствуют о том, что не менее 50% общего пробега трехосного полноприводного автомобиля осуществляется по опорным поверхностям с высокой несущей способностью. Использование таких автомобилей нерационально из-за дополнительных затрат мощности на привод агрегатов трансмиссии, необходимость в которых в этих условиях движения отсутствует. Поэтому с целью улучшения топливной экономичности перспективным становится направление, связанное с полным отключением отдельных ведущих мостов (путем разобщения главных передач от карданных валов и колесных движителей) при движении по опорным поверхностям с высокой несущей способностью.

Цель и задачи работы.

Цель работы состоит в улучшении топливной экономичности трехосного полноприводного автомобиля при движении по опорным поверхностям с высокой несущей способностью путем отключения отдельных ведущих мостов.

Для достижения поставленной цели решались следующие задачи:

– используя уравнение мощностного баланса, составить математическую модель движения трехосного полноприводного автомобиля при полном отключении заднего моста или задней тележки;

– разработать критерий и составить алгоритм для определения момента включения ведущих мостов трехосного полноприводного автомобиля, а также

критерий для оценки величины перераспределения крутящих моментов и определения условий возникновения циркуляции мощности в заблокированной задней тележке;

– определить диапазон применения автомобиля с отключающимися ведущими мостами по критерию мощности, подведенной к карданному валу привода раздаточной коробки, рассматривая силу тяги на крюке и скорость движения в качестве изменяемых параметров;

– разработать технические решения по улучшению топливной экономичности трехосного полноприводного автомобиля по опорным поверхностям с высокой несущей способностью при полном отключении заднего моста и задней тележки;

– провести дорожные испытания тяговых характеристик и топливной экономичности трехосного полноприводного автомобиля с предлагаемыми типами трансмиссий, а также технико-экономическое обоснование предлагаемых технических решений.

Объектом исследования является система привода ведущих колес трехосного полноприводного автомобиля.

Методологическая основа диссертации – системный подход, позволяющий раскрыть многообразие проявлений изучаемого объекта в процессе выполнения технологических функций, определить место предмета исследования диссертации в разрабатываемой отрасли науки. Для этого в работе использовались анализ и обобщение научной и специальной литературы; комплекс полевых методов экспериментальных исследований автомобилей; теоретический анализ и аналитические методы описания процесса движения полноприводного автомобиля с отключающимися ведущими мостами.

Научная новизна работы заключается следующем:

– разработан математический аппарат и методика для определения потерь энергии в трансмиссии и пневматических шинах трехосного полноприводного автомобиля с отключаемыми ведущими мостами;

– разработан критерий для определения рационального момента отключения ведущих мостов; предложен параметр, позволяющий с качественной и количественной сторон оценить величину перераспределения крутящих моментов в заблокированной задней тележке трехосного полноприводного автомобиля и установить условие возникновения циркуляции мощности;

– определены закономерности, позволяющие определить границы наиболее эффективной работы трехосного полноприводного автомобиля с отключаемыми ведущими мостами по показателям энергозатрат на движение и тягово-сцепных характеристик.

Практическая ценность.

В результате теоретических и экспериментальных исследований влияния отключения заднего моста и задней тележки на параметры движения трехосного автомобиля, получены следующие практические результаты: при движении по

сухому асфальту в городском цикле движения отключение карданного вала привода заднего моста снижает расход топлива примерно на 4 %, полное отключение заднего моста примерно на 8 %, а полное отключение задней тележки около 12 %.

Реализация результатов работы

Результаты работы используются при проектировании новых трансмиссий в ОАО «Автомобильный завод «УРАЛ», в учебном процессе Южно-Уральского государственного университета.

Апробация работы

Основные положения диссертации были доложены и обсуждены на научно-технических конференциях Челябинского военного автомобильного института (1999 г.); Южно-Уральского государственного университета (2000, 2001, 2002 гг.); межвузовских научно-технических конференциях Челябинского государственного агроинженерного университета (2001, 2002, 2003 гг.).

Публикации

По теме данной работы опубликовано шесть статей и получено два свидетельства на полезную модель. Одно техническое решение на предмет изобретения находится в стадии рассмотрения.

Структура и объем работы. Диссертация содержит 159 страниц машинописного текста, в том числе 25 рисунков, 9 таблиц и состоит из введения, четырех глав, выводов по работе, списка использованной литературы, включающем 129 наименований и 7 приложений.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении изложена актуальность темы диссертации, ее научная новизна, цель и задачи исследования, основные положения, защищаемые диссертантом, дана аннотация работы.

В первой главе рассмотрены основные направления исследований в области совершенствования многоколесных движителей и силовых приводов, анализируются пути решения задачи снижения энергетических затрат на движение трехосного полноприводного автомобиля по опорным поверхностям с высокой несущей способностью (ОПВС).

Отечественные и зарубежные ученые много сделали для уяснения физических процессов, сопровождающих движение полноприводных автомобилей по опорным поверхностям с высокой и низкой несущей способностью, для совершенствования конструкций автомобилей высокой проходимости и в первую очередь, конструкций их движителей. Большой вклад в решение этих вопросов внесли Е.А.Чудаков, Я.С.Агейкин, П.В.Аксенов, А.С.Антонов, Н.Ф.Бочаров, В.В. Ванцевич, А.И.Гришкевич, В.И.Кнороз, А.Х.Лефаров, В.А.Петрушов, Ю.В. Пирковский, С.В.Платонов, Г.А.Смирнов, Я.Е.Фаробин, А.К.Фрумкин, М.П.Чистов, Н.Н.Яценко и другие. Из зарубежных исследователей следует упомянуть М.Г. Беккера, работы которого по целому ряду проблем остаются основополагающими.

На основании анализа работ этих авторов определено, что резервом снижения затрат мощности на движение трехосных полноприводных автомобилей является уменьшение энергетических затрат в трансмиссии и пневматических шинах. Как показывают исследования, указанные потери мощности играют заметную роль в структуре мощностного баланса трехосного полноприводного автомобиля, и в различных условиях движения могут достигать 25 %. Для уменьшения энергозатрат на движение полноприводных автомобилей в основном применяются такие методы, как использование различных дифференциальных механизмов в межосевом и межколёсном контуре, а также выбор определённого значения передаточного числа межосевого (межтележечного) дифференциала. Однако дифференциальные механизмы не являются идеальными развязывающими механизмами из-за наличия в них внутреннего трения. Кроме того, при движении по ОПВНС их применение, как и привод на все колесные движители не всегда оправдано. Следовательно, необходимы технические решения, с помощью которых удалось бы ликвидировать потери мощности, вызываемые блокированной связью среднего и заднего мостов трехосного полноприводного автомобиля, уменьшить энергетические затраты в трансмиссии и пневматических шинах трехосного полноприводного автомобиля при движении по ОПВНС. Это даст возможность снизить расход топлива на единицу пройденного пути.

Наличие привода на передний мост при отключении заднего моста или задней тележки представляется более целесообразным по сравнению с традиционным отключением переднего моста, т.к. передний мост является более нагруженным вертикальной силой как в снаряженном состоянии, так и при движении с грузом (во многих случаях). При отключении заднего моста ликвидируются потери мощности, обусловленные наличием блокированной связи между средним и задним мостом. Кроме того, переднеприводный автомобиль более устойчив в движении. Анализ состояния вопроса позволил сформулировать задачи исследования.

Вторая глава посвящена теоретическому обоснованию способов снижения затрат мощности при движении полноприводного автомобиля по опорным поверхностям с высокой несущей способностью. В соответствии с задачами исследования составлялась теоретическая модель макроуровня. Объект исследования рассматривался как совокупность взаимодействующих дискретных элементов с усредненными параметрами. В модели учитывались все внутренние и внешние силы, действующие на автомобиль. В качестве параметра для сравнительного анализа предлагаемых типов трансмиссий выбрана мощность, реализуемая двигателем, и снимаемая с карданного вала привода раздаточной коробки. Такое решение не противоречит сложившейся практике исследований и с учетом КПД коробки передач и ее передаточного числа мощность на карданном валу привода раздаточной коробки равна мощности реализуемой двигателем. Изменяемыми параметрами приняты скорость движения и сила тяги на крюке. В соответствии с целью исследования принят

ряд допущений и ограничений, которые не играли существенной роли в рассматриваемом процессе или вкладом которых можно пренебречь с допустимой погрешностью. Правомерность принятых допущений в последующем была проверена экспериментальными исследованиями. Такими ограничениями являются следующие:

- рассматриваются автомобили с колесными формулами бхб, бх4, бх2;
- движение автомобиля происходит по жесткой горизонтальной поверхности с постоянной линейной скоростью;
- вертикальными перемещениями кузова пренебрегаем;
- 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 по твердой опорной поверхности. Характеристики шин не изменяются в пределах эксплуатационных скоростей;
- колеса статически и динамически сбалансированы;
- влияние температуры пневматических шин и степень износа протектора на их жесткостные характеристики не рассматриваются;
- крутящие моменты на полуосях отдельных ведущих мостов равны, что обеспечивается наличием симметричных межколесных дифференциалов.

Известно, что при одинаковой величине тангенциальной эластичности шин в пределах упругого скольжения по опорным поверхностям с высокой несущей способностью ввиду наличия заблокированной связи среднего и заднего мостов трехосного полноприводного автомобиля из-за различия в радиусах качения колес возникает упругий момент в задней тележке. Причиной разницы в геометрических параметрах колес является совокупность эксплуатационных, технологических и конструктивных факторов. Наличие циркуляции мощности в заблокированной задней тележке зависит от соотношения между подводимым к задней тележке крутящим моментом и величиной упругого момента. В известной литературе отсутствует параметр, характеризующий взаимосвязь между крутящими моментами элементов заблокированного привода с суммарным крутящим моментом, подведенным к этому приводу.

Для характеристики величины перераспределения крутящего момента между ведущими мостами задней тележки предлагается коэффициент динамического перераспределения (K_D):

$$K_D = \frac{\Delta M}{M_n} = \frac{M_2 - M_1}{M_2 + M_1} \cdot 100\%, \quad (1)$$

где ΔM – разница в крутящих моментах, подводимых к ведущим мостам;
 M_n – крутящий момент, подводимый к задней тележке; M_1, M_2 – крутящие моменты на ведущих мостах.

Условие безциркуляционной работы трансмиссии определяется выражением

$$0 \leq K_{\text{д}} \leq 100\%. \quad (2)$$

При анализе величин крутящих моментов на среднем и заднем мостах трехосную полноприводного автомобиля с использованием $K_{\text{д}}$ обеспечивается наглядность определения границы безциркуляционной работы трансмиссии с учетом конкретной величины подводимого к задней тележке крутящего момента, дается сравнительная оценка величины перераспределения крутящего момента в силовом приводе. Предлагаемый коэффициент может быть использован как при теоретических расчетах, так и при обработке экспериментальных данных.

Уравнения мощностного баланса автомобилей с колесными формулами 6x4 и 6x6 отличаются величинами потерь мощности в трансмиссии и пневматических шинах от передаваемого крутящего момента (тангенциальные потери). В мощностном балансе автомобиля типа 6x6 присутствует так же затраты мощности, обусловленные блокированной связью среднего и заднего мостов. Их отношение (критерий оценки) названо коэффициентом рационального включения ведущего моста по энергозатратам:

$$K_{\text{рс}6x4} = \frac{N_{\text{тан}6x4} + N_{\text{тр}6x4}}{N_{\text{тан}6x6} + N_{\text{тр}6x6} + N_{\text{у}}} \quad (3)$$

Аналогично получено уравнение для автомобиля с колесной формулой 6x2:

$$K_{\text{рс}6x2} = \frac{N_{\text{тан}6x2} + N_{\text{тр}6x2}}{N_{\text{тан}6x6} + N_{\text{тр}6x6} + N_{\text{у}}}, \quad (4)$$

где $N_{\text{тан}6x4}$, $N_{\text{тан}6x6}$ — соответственно затраты мощности, обусловленные приложением крутящего момента к шинам автомобилей с колесными формулами 6x4 и 6x6; $N_{\text{тр}6x4}$, $N_{\text{тр}6x6}$ — соответственно затраты мощности, обусловленные работой трансмиссии автомобилей с колесными формулами 6x4 и 6x6; $N_{\text{у}}$ — мощность, затрачиваемая на компенсацию кинематического несоответствия в блокированной задней тележке трехосного полноприводного автомобиля.

Данный критерий оценки может быть принят в качестве параметра, характеризующего соотношение между мощностными балансами автомобилей с различными колесными формулами, выраженный безразмерным параметром. Анализ уравнений (3), (4) показывает, что при $K_{\text{рс}} < 1$ дополнительные ведущие мосты включать не следует, а при $K_{\text{рс}} > 1$ необходимо включение дополнительного ведущего моста или задней тележки. Решение уравнений (3), (4) позволило

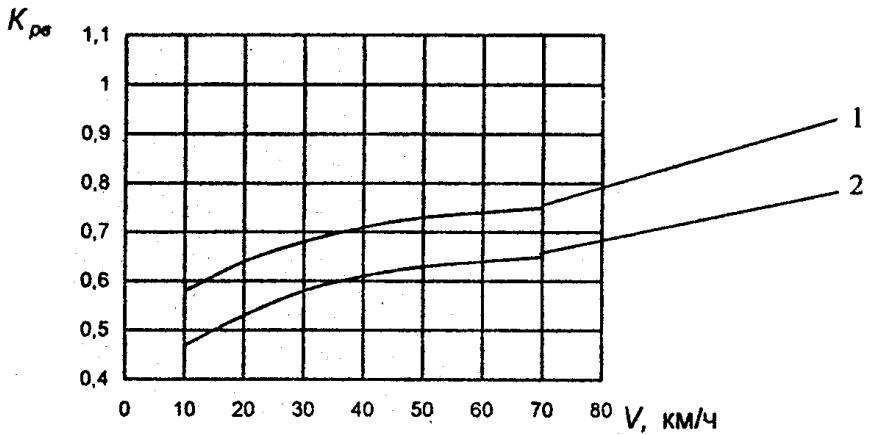


Рис. 1. Зависимости коэффициента рационального включения ($K_{рв}$) от скорости движения (V) автомобиля Урал-4320 (асфальт): 1– колесная формула 6x4; 2– колесная формула 6x2

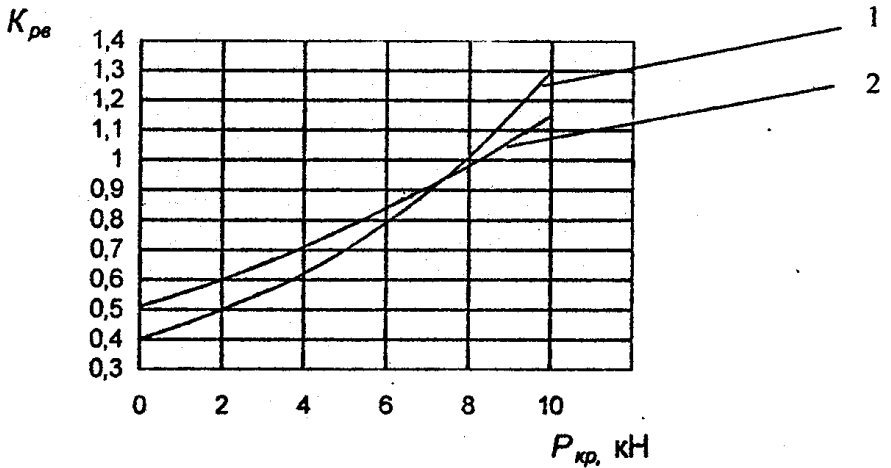


Рис. 2. Зависимости коэффициента рационального включения ($K_{рв}$) от силы тяги на крюке ($P_{кр}$) автомобиля Урал-4320 (асфальт) при скорости 40 км/ч: 1 – колесная формула 6x2; 2 – колесная формула 6x4

Анализ зависимостей (рис.1) показывает, что по критерию энергетических затрат на движение во всем диапазоне скоростей автомобиль Урал - 4320 с

колесными формулами 6x4 и 6x2 при движении без крюковой нагрузки предпочтительнее полноприводного автомобиля за счет ликвидации затрат мощности, обусловленной наличием заблокированной связи между средним и задним мостами, а также уменьшения мощности, расходуемой на работу трансмиссии. При движении автомобиля Урал-4320 с крюковой нагрузкой при скорости 40 км/ч (рис. 2) характер зависимости коэффициента рационального включения (K_{pe}) от силы тяги на крюке (P_{cp}) меняется. С ростом подводимого к ведущим колесам крутящего момента (при возрастании крюковой нагрузки) увеличивается доля мощности тангенциальных потерь (N_{tan}) в структуре мощностного баланса автомобиля, причем в квадратичной зависимости. По статистическим данным математическое ожидание крутящего момента на полуосях трехосного полноприводного автомобиля при движении его по ОПВНС находится в интервале 2,3...2,9 кН×м. Такая величина крутящего момента может быть получена при движении с крюковой нагрузкой примерно 3,8...4,9 кН. Из анализа зависимостей (рис. 2) следует, что полученные величины крюковых нагрузок, при которых целесообразно применение автомобилей с отключенным задним мостом или задней тележкой, больше величины крюковой нагрузки, которая адекватна математическому ожиданию крутящего момента на полуосях автомобиля при движении по опорным поверхностям с высокой несущей способностью.

Следовательно, область применения таких автомобилей по ОПВНС не должна ограничиваться величиной энергозатрат на движение, а может определяться тягово-сцепными свойствами колес с опорной поверхностью.

Известное уравнение мощностного баланса автомобиля преобразовано и дополнено исходя из задач работы с учетом исследуемого типа силового привода. К нему добавлено значение линейной скорости. В результате получена система дифференциальных уравнений динамической системы с сосредоточенными параметрами в нормальной форме Коши, описывающих движение трехосного автомобиля с механической трансмиссией:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dV}{dt} = \frac{1}{\delta \cdot m_a \cdot r_{ka} \cdot \omega_{ka}} (N_{pe} - N_{cp} - N_k - N_{tan} - N_{acc} - N_{sp} - N_r); \\ \frac{dS}{dt} = V. \end{array} \right. \quad (5)$$

Таким образом, в окончательном виде математическая модель движения трехосного полноприводного автомобиля с отключающимися ведущими мостами включает уравнения (1), (3), (4), (5).

Логика анализа составляющих мощностного баланса определяет последовательность действий по определению параметра включения K_{pe} заднего моста или задней тележки с использованием данных, которые регистрируются измерительной аппаратурой, установленной на автомобиле при

проведении экспериментов или могут быть рассчитаны путем замены экспериментальных данных на исходные (рис. 3).

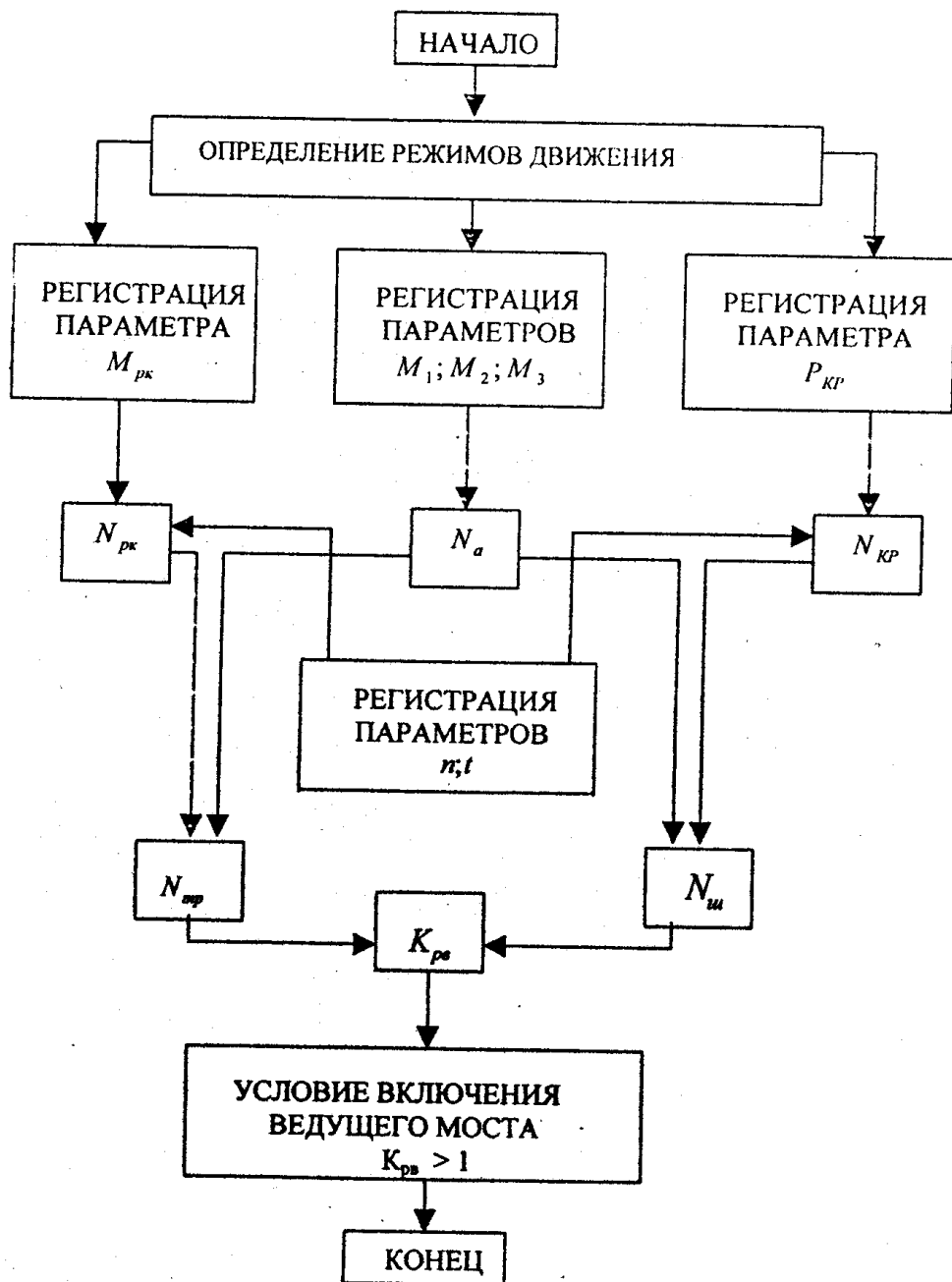


Рис. 3. Структурная схема алгоритма расчета параметра включения ведущего моста

Предложенный подход при нахождении параметра K_{pe} позволил разработать компьютерную программу расчета коэффициента рационального включения заднего моста и задней тележки трехосного полноприводного автомобиля.

Как отмечалось, отключение ведущих мостов предполагается при движении по опорным поверхностям с высокой несущей способностью. Однако отключение заднего моста или задней тележки может ограничить область применения трехосного автомобиля из-за снижения тягово-сцепных возможностей. При разблокированном межосевом дифференциале максимальный крутящий момент, который может быть реализован автомобилем, определяются как удвоенная величина максимального крутящего момента на мосту с наихудшими сцепными свойствами (при условии равенства вертикальных нагрузок). Кроме того, следует учитывать перераспределение крутящего момента из-за наличия внутреннего трения в межосевом дифференциале в сторону моста, имеющего больший приведенный радиус качения колес. На основании проведенных расчетов для автомобиля Урал-4320 в работе сделан вывод, что с позиции реализации тягово-сцепных качеств при движении по опорным поверхностям с высокой несущей способностью имеющиеся возможности могут обеспечить выполнение транспортной работы без ухудшения производительности.

К настоящему времени установлено, что колебания в расходах топлива в зависимости от схемы привода одного и того же автомобиля при прочих равных условиях (включая дорожные) создаются в результате различия внутренних потерь в системе привод – движитель – опорная поверхность. Следует выделить три основных фактора, влияющих на расход топлива автомобиля:

- коэффициент сопротивления качению автомобиля в ведомом режиме;
- коэффициент тангенциальной эластичности применяемых шин;
- тип и схема привода.

Кроме того, принималась во внимание зависимость коэффициента сопротивления качению автомобиля в ведомом режиме от скорости движения. Расчеты, проведенные с использованием разработанного алгоритма (рис. 3) показали, что область применения трехосного полноприводного автомобиля с отключающимся задним мостом (ЗМ) или задней тележкой (ЗТ) определяется различным сочетанием трех основных внешних факторов: скорости движения, силы тяги на крюке, массы автомобиля. В различных условиях движения отключение ЗМ и ЗТ уменьшает мощность, реализуемую на карданном валу привода раздаточной коробки при движении по опорным поверхностям с высокой несущей способностью без крюковой нагрузки (со скоростью 10...50 км/ч) на 7...12 %. Преимущества автомобилей с колесными формулами 6x4 и 6x2 по критерию энергозатрат на движение (при скорости 5...7 км/ч) ограничиваются областью их применения до крюковой нагрузки около 8 кН.

В третьей главе приводится методика проведения экспериментального исследования. Целью проведения испытаний являлись: оценка адекватности

разработанной математической модели и оценка эффективности предлагаемых способов улучшения параметров движения трехосного полноприводного автомобиля. В качестве объекта исследования использовался серийный автомобиль Урал-4320 с кузовом фургоном КМ-375. Полная масса кузова и размещенного в нем оборудования подвижной лаборатории составляла 65 % предельной грузоподъемности. Отключение ведущих мостов осуществлялось отсоединением соответствующих карданных валов и извлечением полуосей. Исходя из задач работы, в качестве величин для сравнительного анализа автомобилей с колесными формулами бхб, бх4, бх2 приняты:

- мощность, реализуемая на карданном валу привода раздаточной коробки при движении с различной крюковой нагрузкой и скоростью;
- максимальная сила тяги на крюке при движении по опорным поверхностям с высокой несущей способностью (асфальт, щебенка, грунтовая дорога);
- расход топлива при движении по магистрали.

Для определения необходимых мощностных параметров с помощью комплекта измерительно-регистрающей аппаратуры осуществлялась регистрация крутящих моментов: на карданном валу привода РК, полуосях левого борта автомобиля. Кроме этого, регистрировалась частота вращения правого переднего колеса и время проведения опытов. Перед проведением опытов радиусы качения колес автомобиля Урал-4320 замерялись методом меловых отметок.

При регистрации величины максимальной силы тяги на крюке автомобиля Урал-4320 использовался автомобиль Газ-66, оснащенный динамомет-рическим устройством с регистрирующим самопишущим прибором. Для создания дополнительной силы тяги на крюке применялся автомобиль КамАЗ-4310. Во время проведения испытаний в раздаточной коробке устанавливалась высшая передача, межосевой дифференциал был разблокирован. Давление воздуха в шинах автомобиля соответствовало 0,32 МПа. В состав комплекта измерительно-регистрающей аппаратуры входили: тензометрические датчики, индукционный датчик числа оборотов, торцевые ртутные токосъемники, проходной ртутный токосъемник, тензоусилитель, осциллограф, блок питания, отметчик времени.

Для всесторонней характеристики топливной экономичности наиболее показательны средние расходы топлива при нормальных эксплуатационных режимах движения в наиболее типичных для данного автомобиля условиях. Принимая во внимание предполагаемую область использования трехосного автомобиля с отключаемыми ведущими мостами, испытание на топливную экономичность проводилось при движении по загородной автомагистрали на дистанцию 85 км. Движение осуществлялось по сухому асфальту. Перед каждым заездом контролировались прогрев шин и трансмиссии. Режим работы двигателя по возможности поддерживался одинаковым. Средняя скорость движения составила 48 км/ч. Расход топлива определялся мерными колбами, которые предварительно тарировались калиброванным сосудом.

В четвертой главе приводятся результаты экспериментальных исследований. Полученные данные позволяют оценить эффективность отключения ведущих мостов автомобиля Урал-4320 по критерию силы тяги на крюке. Испытание проводилось в диапазоне крюковых нагрузок от 0 до 8 кН при скорости движения 5...7 км/ч. Установлено, что мощность, реализуемая на карданном валу привода раздаточной коробки автомобиля Урал-4320 с учетом погрешности измерительного комплекса (3...4 %) при движении по асфальту не зависит от числа ведущих мостов. Результаты эксперимента объясняются тем, что при полном отключении заднего моста или задней тележки линейно уменьшаются потери мощности в трансмиссии, однако увеличиваются потери в шинах в квадратичной зависимости. В сумме мощностные затраты в трансмиссиях и в шинах автомобилей с колесными формулами 6x4 и 6x2 оказываются равными расходу мощности в трансмиссии и пневматических шинах автомобиля с колесной формулой 6x6, но в другом соотношении исследуемых параметров. Полученные зависимости сохраняются в диапазоне крюковых нагрузок до 8 кН.

Зависимости, представленные на рис.4 показывают, что в широком диапазоне скоростей автомобиль с колесной формулой 6x6 затрачивает большую мощность на движение, чем автомобили с колесными формулами 6x4 и 6x2 соответственно на 7,3...9,6 % и на 10,8...12,5 %.

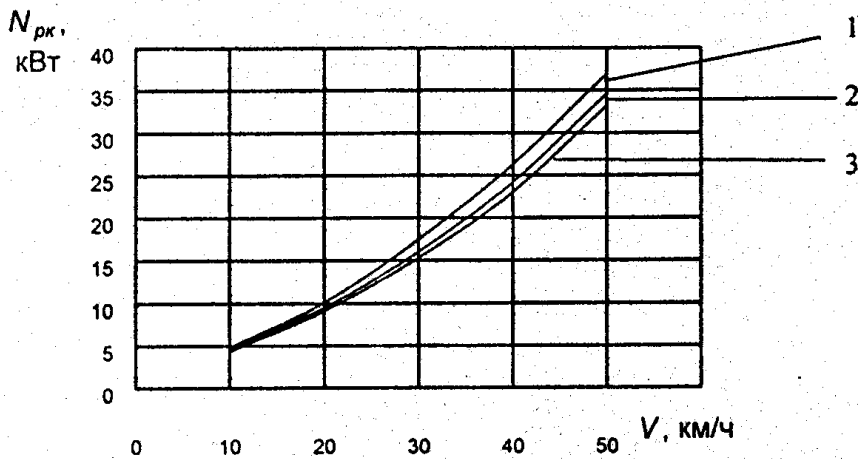


Рис. 4. Зависимости мощности на карданном валу привода раздаточной коробки ($N_{рк}$) автомобиля Урал-4320 от скорости (V) при движении по асфальту: 1— колесная формула 6x6; 2— колесная формула 6x4; 3 — колесная формула 6x2

Следует отметить, что с возрастанием скорости движения увеличивается

абсолютная разница в мощностях, реализуемых сравниваемыми типами трансмиссий. Это явление объясняется возрастанием энергетических затрат на работу трансмиссии автомобиля с колесной формулой 6x6 по сравнению с автомобилем, имеющим колесную формулу 6x4 или 6x2 (рис. 5).

Полученные зависимости на рис. 5 можно объяснить возрастанием затрат мощности на гидравлические потери в агрегатах трансмиссии при увеличении скорости движения, что обусловлено вращением главных передач ведущих мостов и шестерен коробки перемены передач и раздаточной коробки в масляных ваннах.

Полное отключение заднего моста уменьшает энергетические затраты в трансмиссии до 11 %, а полное отключение задней тележки до 14 %. Результаты эксперимента по определению тяговых возможностей автомобиля с исследуемыми трансмиссиями представлены на рис. 6. Из анализа диаграмм следует, что при отключении заднего моста, максимальная сила тяги, реализуемая автомобилем Урал-4320, уменьшается в зависимости от типа опорной поверхности в 2,6... 3,8 раза. При отключении задней тележки тяговые возможности снижаются в 4...6 раз.

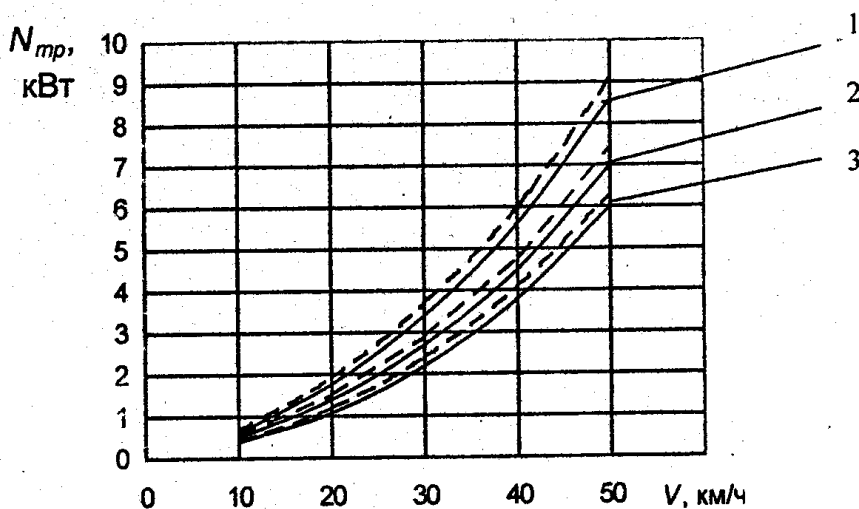


Рис. 5. Показатели мощностных затрат в трансмиссии автомобиля Урал-4320 ($N_{тр}$) от скорости (V) при движении по асфальту: 1— движение с тремя ведущими мостами, 2— движение с передним и средним ведущими мостами, 3— движение с передним ведущим мостом; ---- экспериментальные данные, — расчетные данные

Полученные результаты определяют область применения автомобилей с отключаемыми мостами на дорогах, движение по которым не требует

реализации больших тяговых усилий.

Испытания на топливную экономичность автомобиля Урал-4320 показали, что при движении по загородной автомагистрали возможно улучшение топливной экономичности: при отключении карданного вала привода заднего моста без извлечения полуосей около 4 %, при полном отключении заднего моста около 8,6 %, при полном отключении задней тележки около 12 %.

Экономический эффект от использования полного отключения отдельных ведущих мостов при движении по опорным поверхностям с высокой несущей способностью за счет экономии топлива при среднегодовом пробеге 17 тыс. км. составит: для автомобиля с колесной формулой 6x4 – около 2500 рублей, а для автомобиля с колесной формулой 6x2 – около 3500 рублей в ценах 2003 года.

Эксплуатация автомобиля с отключаемыми ведущими мостами может уменьшить выброс вредных веществ в атмосферу, а также уменьшить износ шин задней тележки за счет ликвидации блокированной связи между мостами.

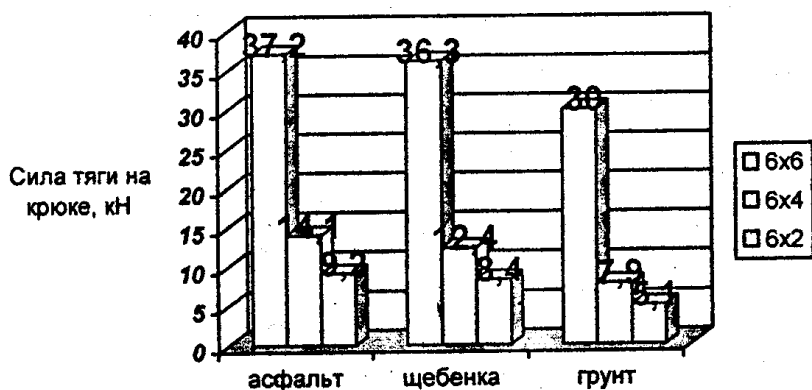


Рис. 6. Диаграммы сил тяги, реализуемых автомобилем Урал-4320 в различных условиях движения.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. На базе основных положений механики и теории автомобиля разработана математическая модель движения полноприводного автомобиля, в которой уточнен характер изменения баланса мощности при полном отключении заднего моста или задней тележки и содержащая уравнения, позволяющие выявить характер протекания энергетических процессов в трансмиссии и пневматических шинах, а также определить влияние внешних факторов (скорости движения, силы тяги на крюке, массы автомобиля) на параметры движения.

2. Разработаны алгоритмы расчета и компьютерная программа, в которых в

качестве критерия для определения необходимого момента включения ведущего моста или задней тележки предложен коэффициент рационального включения K_{PB} , которые позволяют рассчитывать важнейшие характеристики движения при отключении отдельных ведущих мостов.

Сравнение теоретических расчетов, проведенных по разработанной методике (рис. 3), с результатами экспериментальных исследований на примере исследования зависимости мощности на карданном валу привода раздаточной коробки от скорости движения подтвердило достоверность разработанной математической модели: ошибка не превысила 10 %, по результатам остальных экспериментов – до 11 %, что является приемлемым для решения поставленных задач.

3. Предложен коэффициент динамического перераспределения крутящих моментов в заблокированной задней тележке трехосного полноприводного автомобиля. С помощью этого коэффициента также можно исследовать условие возникновения циркуляции мощности.

4. Установлено, что в диапазоне крюковых нагрузок до 8 кН, при скорости 5...7 км/ч, отключение заднего моста или задней тележки автомобиля Урал-4320 не изменяет энергозатраты на движение по сравнению с автомобилем, у которого не отключены ведущие мосты (разница находится в границах погрешности измерительного комплекса).

5. При движении автомобиля Урал-4320 по асфальту со скоростью 10...50 км/ч экономия мощности затрачиваемой на движение, составляет: для автомобиля с колесной формулой 6x4 – 7...9 %, а для автомобиля с колесной формулой 6x2 – 11...12 %.

6. Разработаны технические решения по улучшению параметров движения трехосного полноприводного автомобиля по опорным поверхностям с высокой несущей способностью (полное отключение заднего моста или задней тележки), которые защищены свидетельствами на полезные модели (№ 17892, № 21175).

7. Дорожные испытания автомобиля Урал-4320 с колесными формулами 6x6, 6x4, 6x2 по определению тяговых возможностей на опорных поверхностях с высокой несущей способностью показали, что максимальная сила тяги, реализуемая автомобилем Урал-4320, составила: на асфальте около 37 кН, на щебенке около 36 кН, на грунтовой дороге около 30 кН. При отключении заднего моста автомобиль Урал-4320 реализует максимальную силу тяги: на асфальте около 14 кН, на щебенке около 12 кН, на грунтовой дороге до 8 кН. При отключении задней тележки автомобиль Урал-4320 реализует максимальную силу тяги: на асфальте около 9 кН, на щебенке около 8 кН, на грунтовой дороге до 5 кН.

8. Испытания на топливную экономичность показали, что при движении по магистрали, автомобиль Урал-4320 с отключенным карданным валом привода заднего моста экономичнее серийного автомобиля около 4 %, с полностью

отключенным задним мостом – около 8 %, а с полностью отключенной задней тележкой – около 12%.

Основные положения диссертации опубликованы в следующих работах:

1. Драгунов Г.Д., Быков Р.В. Резервы совершенствования трансмиссии автомобиля Урал-4320 / Автомобильная техника. Научный вестник. – Челябинск: Изд. ЧВАИ, 2000. Выпуск 10. – С. 112 – 114.
2. Пол. мод. RU 17892 U1, 7 В 60 К 17/02. Трансмиссия автомобиля с отключаемым задним мостом/ Г.Д. Драгунов, А.Н. Келлер, Р.В. Быков (РФ). – № 2000131445/20; Заявлено 18.12.2000; Приоритет 18.12.2000; Опубл. 10.05.2000 // Бюл. № 13.
3. Быков Р.В., Проничев В.В. Всегда ли нужен полноприводный автомобиль? / Автомобильная техника. Научный вестник. – Челябинск: Изд. ЧВАИ, 2001. Выпуск 14. – С. 8 – 9.
4. Драгунов Г.Д., Быков Р.В., Окольников В.В. Граничные условия применения трехосного полноприводного автомобиля с отключаемым задним мостом / Автомобильная техника. Научный вестник. – Челябинск: Изд. ЧВАИ, 2001, Выпуск 14. – С. 10 – 15.
5. Быков Р.В. Об оценочном параметре кинематического несоответствия / Автомобильная техника. Научный вестник. – Челябинск: Изд. ЧВАИ, 2001, Выпуск 14. – С. 46 – 48.
6. Пол. мод. RU 21175 U1, 7 В 60 К 17/02. Трансмиссия трехосного автомобиля с отключаемой главной передачей заднего моста/ Р.В. Быков, Г.Д. Драгунов (РФ). – № 2001119107/20; Заявлено 09.07.2001; Приоритет 09.07.2001; Опубл. 27.12.2001 // Бюл. № 36.
7. Быков Р.В. Улучшение топливной экономичности автомобиля «Урал» отключением заднего моста при движении по твердой опорной поверхности / Конструирование и эксплуатация наземных транспортных машин: Сборник трудов. – Челябинск: Изд. ЮУрГУ, 2002, – С. 15 – 17.
8. Драгунов Г.Д., Быков Р.В. Новый тип силового привода трехосного автомобиля // Автомобильная промышленность. – 2002, – № 1. – С. 9 – 10.