

УДК 629.113

## АЛГОРИТМЫ УПРАВЛЕНИЯ МОЩНОСТЯМИ, ПОДВОДИМЫМИ К КОЛЕСАМ ПОЛНОПРИВОДНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

И.А. Плиев, д.т.н. / А.М. Сайкин, д.т.н. / Г.В. Коршунов / А.В. Архипов  
ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ»

В статье [1] был сделан обзор подходов отечественных и зарубежных ученых к распределению мощности по осям и колесам полноприводных автомобилей. В данной статье речь пойдет об алгоритмах управления мощностями, подводимыми к колесам полноприводных автомобилей, при движении по твердой и деформируемой опорной поверхности. Поискные исследования в данной области проведены по теме «Проведение проблемно-ориентированных исследований по разработке алгоритма управления мощностями, подводимыми к колесам полноприводных автотранспортных средств, в зависимости от условий движения» в рамках федеральной целевой программы «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России на 2009 — 2013 годы».

При выводе алгоритмов авторы исходили из следующих предпосылок и результатов проведенных теоретических и экспериментальных исследований:

- при движении полноприводных автомобилей в любых условиях целесообразно обеспечивать два режима движения: движение с минимальными затратами мощности (обеспечение экономичного режима движения конкретного автомобиля в заданных условиях) и движение с максимальными сцепными свойствами (обеспечение высокой проходимости конкретного автомобиля в заданных условиях);

- первый режим связан с преодолением сопротивления движению, и оптимизация подвода мощности к колесам осуществляется из условия обеспечения движения колеса в свободном режиме (при отсутствии сил тяги на крюке и сил аэродинамического сопротивления);

- второй режим зависит от сцепных свойств, действующих под колесами автомобилей, и оптимизация подвода мощности к колесам автомобилей осуществляется из условия отсутствия критического буксования под колесами; под критическим буксованием понимается буксование колеса после преодоления максимального коэффициента сцепления;

- целесообразно рассматривать два случая движения: движение по твердой опорной поверхности, включая скользкую, и движение по деформируемой опорной поверхности;

- для реализации экономичного режима и режима высокой проходимости необходимо использование бесступенчатых электрических или гидрообъемных трансмиссий.

Рассмотрим движение полноприводного автомобиля по твердой опорной поверхности. На рис. 1 показана зависимость коэффициента сопротивления качению колеса с шиной 16.00-20 в ведомом режиме от величины нормальной нагрузки [2], откуда видно, что коэффициент сопротивления качению зависит от нагрузки под колесом и давления воздуха в шинах.

Авторы приводят формулу коэффициента сопротивления качению в ведомом режиме при  $V_k \rightarrow 0$  в зависимости от нормальной нагрузки и давления воздуха в шине

$$f_k^0 = (\alpha + \beta G_k^2) / (1 + p_w), \quad (1)$$

где  $\alpha$ ,  $\beta$  — постоянные для шин одной модели коэффициенты, характеризующие ее конструктивные параметры.

Формулы для вычисления постоянных коэффициентов  $\alpha$  и  $\beta$  для шин диагональной конструкции приводятся в работе [2], для шин радиальной конструкции — требуют разработки.

С учетом сказанного, для обеспечения минимальных затрат мощности при движении по твердой опорной поверхности предлагается следующая зависимость:

$$M_{ki} / M_a = f_{ki} G_{ki} / f_a G_a, \quad (2)$$

где  $M_{ki}$  — крутящий момент, подведенный к  $i$ -му колесу;  $f_{ki}$  — коэффициент сопротивления качению  $i$ -го колеса;  $G_{ki}$  — сила тяжести под  $i$ -м колесом;

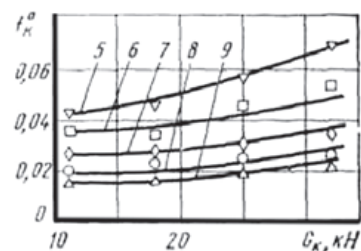


Рисунок 1. Зависимость коэффициента сопротивления качению колеса с шиной 16.00-20 в ведомом режиме от величины нормальной нагрузки: 5-9 — при  $p_w$  равном соответственно 0,05; 0,1; 0,15; 0,25 и 0,32 МПа

$M_a = \sum_{i=1}^{2n} M_{ki}$  — крутящий момент, подведенный ко всем колесам автомобиля, где  $n$  — число осей;  $f_a$  — коэффициент сопротивления качению всего автомобиля;  $G_a$  — сила тяжести всего автомобиля.

На рис. 2 показан алгоритм управления крутящими моментами при движении полноприводного автомобиля по твердой и деформируемой опорной поверхности в общем случае.

Работает алгоритм следующим образом. При движении полноприводного автомобиля по твердой опорной поверхности из условия обеспечения минимальных затрат мощности на движение непрерывно с помощью датчиков контролируются следующие параметры: скорость движения  $V_a$ , крутящие моменты на колесах  $M_{ki}$ , нагрузки под колесами  $G_{ki}$ , угловые скорости вращения колес  $\omega_{ki}$ , давление воздуха в шинах  $P_a$ , которые попадают в блок управления в блок приема сигналов с датчиков.

В блоке обработки сигналов блока управления рассчитываются:  $M_a = \sum_{i=1}^{2n} M_{ki}$  — суммарный крутящий момент, подведенный ко всем колесам автомобиля;  $G_a = \sum_{i=1}^{2n} G_{ki}$  — сила тяжести всего автомобиля;  $r_{ki} = V_a / \omega_{ki}$  — радиус качения  $i$ -го колеса;  $dM_{ki}/dt$  — изменение крутящего момента во времени;  $dr_{ki}/dt$  — изменение радиуса качения колеса во времени;  $f_{ki}$  — коэффициент сопротивления качению колеса;  $f_a$  — коэффициент сопротивления качению всего автомобиля. При этом  $f_{ki}$  и  $f_a$  рассчитываются по теоретическим зависимостям.

Блок формирования сигналов управления анализирует обработанные сигналы и формирует команды для исполнительного механизма, который изменяет крутящие моменты в нужную сторону при необходимости.

Движение с минимальными затратами мощности можно осуществлять только при наличии достаточных сцепных свойств под каждым колесом, поэтому постоянно идет проверка изменения крутящих моментов и радиусов качения колес во времени. Это особенно важно при движении по твердой скользкой опорной поверхности в условиях дождя, гололеда, снега. Если  $dM_{ki}/dt \geq 0$ , то трансмиссия отрабатывает в нормальном режиме. В случае, если  $dM_{ki}/dt < 0$ , то проверяется изменение радиуса качения колеса — не возникло ли критическое буксование колеса. Если  $dM_{ki}/dt < 0$ , то началось критическое буксование колеса, когда сила тяги на колесе при увеличении буксования не растет, а падает. В этом случае надо переходить на алгоритм реализации максимальных сцепных свойств — перераспределять крутящий момент на другое колесо.

Если началось критическое буксование колес одной оси одновременно, то необходимо пере-

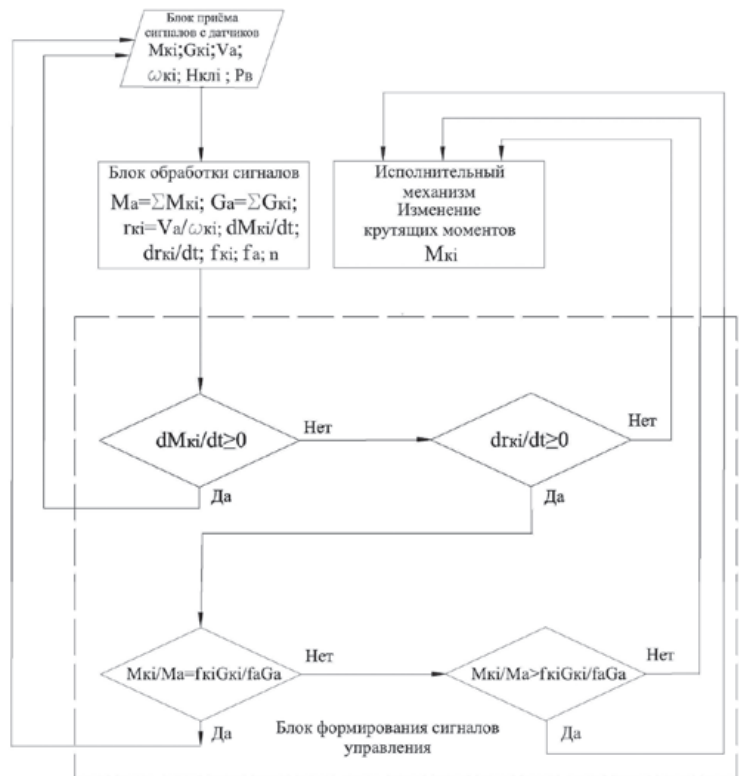


Рисунок 2. Единый алгоритм управления крутящими моментами (мощностями) при движении полноприводного автомобиля по твердой и деформируемой опорной поверхности

распределить крутящие моменты по осям (больше на оси с высокими сцепными свойствами).

Если  $dr_{ki}/dt \geq 0$ , то уменьшение крутящего момента связано не с ухудшением сцепных свойств, а с другими причинами, и система отрабатывает нормально.

В блоке формирования сигналов управления проверяется отношение (2). Если равенство соблюдается с допуском  $\pm 3\%$ , то система обеспечивает движение полноприводного автомобиля по твердой опорной поверхности с затратами мощности, близким к минимальным. Отклонение от этого соотношения в ту или иную сторону приводит к подаче сигнала на исполнительный механизм для изменения крутящих моментов и восстановления требуемого соотношения.

Как показали экспериментальные исследования, при появлении силы тяги на крюке или силы аэродинамического сопротивления отношения моментов на колесе к общему моменту на всех колесах автомобиля должны соответствовать отношению сил сопротивления движению колеса и всего автомобиля. Но при этом следует учесть, что увеличение моментов и появление горизонтальных сил приведет к перераспределению нормальных реакций под колесами, что будет зафиксировано датчиками.

При движении полноприводного автомобиля по деформируемым грунтам из условия обеспечения минимальных затрат мощности на движение непрерывно контролируются те же параметры, что и при движении по твердой опорной поверхности: скорость движения  $V_a$ , крутящие моменты на колесах  $M_{ки}$ , нагрузки под колесами  $G_{ки}$ , угловые скорости вращения колес  $\omega_{ки}$ , давление воздуха в шинах  $P_a$ . Дополнительно к этим параметрам с помощью датчиков контролируется глубина изменения колеи под каждым колесом  $H_{кли}$ .

Алгоритм аналогичен алгоритму при движении по твердой опорной поверхности. Если  $dM_{ки}/dt \geq 0$ , то трансмиссия обрабатывает в нормальном режиме. В случае, если  $dM_{ки}/dt < 0$ , то проверяется изменение радиуса качения колеса — не возникло ли критическое буксование колеса. Если  $dr_{ки}/dt < 0$ , то началось критическое буксование колеса, когда сила тяги на колесе при увеличении буксования не растет, а падает. В этом случае надо переходить на алгоритм реализации максимальных сцепных свойств. Улучшение сцепных свойств связано с перераспределением крутящих моментов по колесам и осям автомобилей. Если  $dr_{ки}/dt \geq 0$ , то уменьшение крутящего момента связано не с ухудшением сцепных свойств, а с другими причинами, и система обрабатывает нормально.

В блоке формирования сигналов управления проверяется отношение, аналогичное (2). Если равенство соблюдается с допуском  $\pm 5\%$ , то система обеспечивает движение полноприводного автомобиля по деформируемым грунтам с затратами мощности, близким к минимальным. Отклонение от этого соотношения в ту или иную сторону приводит к подаче сигнала на исполнительный механизм для изменения крутящих моментов и восстановления требуемого соотношения.

Общий коэффициент сопротивления качению колеса по деформируемому грунту  $f_k$  можно представить в виде:

$$f_k = f_{cp} + f_z, \quad (3)$$

где  $f_{cp}$  — коэффициент сопротивления качению, связанный с деформацией грунта;  $f_z$  — коэффициент сопротивления качению, связанный с гистерезисными потерями (аналогично движению по твердой опорной поверхности).

В работе [2] со ссылкой на работу Агейкина Я.С. «Вездеходные колесные и комбинированные движители» приводится формула для определения коэффициента сопротивления качению при движении колеса по грунту

$$f_{cp} = (B / G_k) \int_0^{H_{кли}} g(h) dh = g_{cp} H_{кли} B / G_k, \quad (4)$$

где  $B$  — ширина профиля шины;  $H_{кли}$  — глубина колеи;  $g_{cp}$  — среднее давление на грунт;  $G_k$  — нагрузка под колесом.

Величину среднего давления на грунт определять в движении весьма проблематично, поэтому предлагается величину давления шины в контакте с грунтом выразить через давление воздуха в шине и коэффициент пропорциональности  $k_p$ .

В этом случае

$$g_{cp} = k_p P_a. \quad (5)$$

Коэффициент сопротивления качению, связанный с деформацией грунта, будет равен

$$f_{zpi} = k_p P_a H_{кли} B / G_{ки}. \quad (6)$$

Если глубина колеи после прохода второго колеса по следу не меняется, что может происходить при условии  $G_{k2} \leq G_{k1}$ , то колесо преодолевает только сопротивление качению от гистерезисных потерь, аналогичные потерям при движении по твердой опорной поверхности при данном давлении воздуха в шинах, с соответствующим уменьшением подаваемого на колесо крутящего момента.

Учитывая, что коэффициент сопротивления качению при движении по твердой опорной поверхности, связанный с гистерезисными потерями, зависит и от нагрузки и от давления воздуха в шине, целесообразно использовать формулу (1).

При таком подходе алгоритмы движения полноприводных автомобилей по твердой опорной поверхности и деформируемым грунтам становятся, практически, идентичными, что говорит об их логичности и завершенности. Разработанные алгоритмы принципиально отличаются от алгоритмов, предложенных в работах [3,4].

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ:

1. Плиев И.А., Сайкин А.М., Коршунов Г.О., Архипов А.В. Об оптимизации распределения мощности по осям и колесам полноприводных автомобилей в зависимости от дорожных условий // Журнал автомобильных инженеров. — 2011. — №3 (68). — С. 34 — 37.
2. Петрушов В.А., Московкин В.В., Евграфов А.Н. Мощностной баланс автомобиля / под общ. ред. В.А. Петрушова. — М.: Машиностроение, 1984. — 160 с.
3. Келлер А.В., Мурог Н.А. Принципы и методы распределения мощности между ведущими колесами автомобильных базовых шасси. — Челябинск: ЧВВАКИУ, 2009. — 218 с.
4. Шухман С.Б., Соловьев В.И., Прочко Е.И. Теория силового привода колес автомобилей высокой проходимости. М., Агробизнесцентр, 2007. — 336 с.