Теоретическое обоснование требований к системе автоматического адаптивного управления электротрансмиссией полноприводного четырехосного автомобиля с индивидуальным приводом ведущих колес

к.ф-м.н. доц. Кулаков Н.А., к.т.н. проф. Лепешкин А.В., Черанев С.В.
МГТУ «МАМИ»
(495) 223-05-23, доб. 1154, 1426, lep@mami.ru

Аннотация. В статье представлены результаты исследований разработанной математической модели прямолинейного движения полноприводного четырехосного автомобиля с индивидуальным регулируемым электроприводом его ведущих колес, позволившие обосновать требования к системе автоматического адаптивного управления (САУ) электротрансмиссией такой машины, снижающие влияние негативных факторов на работу машины при переезде через единичное синусоидальное препятствие.

Ключевые слова: многоприводные колесные машины, индивидуальный привод ведущих колес, регулируемая электрическая трансмиссия, требования к САУ электротрансмиссии.

В данной статье приведены данные научных исследований, полученные при выполнении Государственного контракта № 579 от 31.03.2004 г. в рамках Гособоронзаказа, а также Государственного контракта № П1131 от 02.06.2010 на поисковые научно-исследовательские работы для государственных нужд по заданию Министерства образования и науки РФ на 2010 – 2012 г.г. в рамках ФЦП «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009 – 2013 годы.

Данная статья иллюстрирует результаты, полученные при исследовании математической модели прямолинейного движения опытного образца полноприводного четырехосного специального шасси БАЗ-6910Э (рисунок 1) с индивидуальным регулируемым электроприводом его ведущих колес по недеформируемой опорной поверхности. Описание этой математической модели и целей ее разработки приведено в работе [1].



Рисунок 1 – Специальное полноприводное четырехосное шасси БАЗ-6910Э

Отличительной особенностью рассматриваемого автомобиля является использование в нем электрической трансмиссии (ЭТ), состоящей из восьми независимых электроприводов. Каждый из этих электроприводов (рисунок 2) содержит тяговый электродвигатель (ТЭД) и его штатную систему управления (СУ). Эта система управления ЭТ на основании сигнала задания $U_з$, используя возможности общей системы питания (U_d и I_d), формирует сигнал управления ТЭД в виде некоторого значения тока фазы $I_ф$. Таким образом, данный электропривод обеспечивает индивидуальный регулируемый привод ведущих колес рассматриваемого автомобиля.

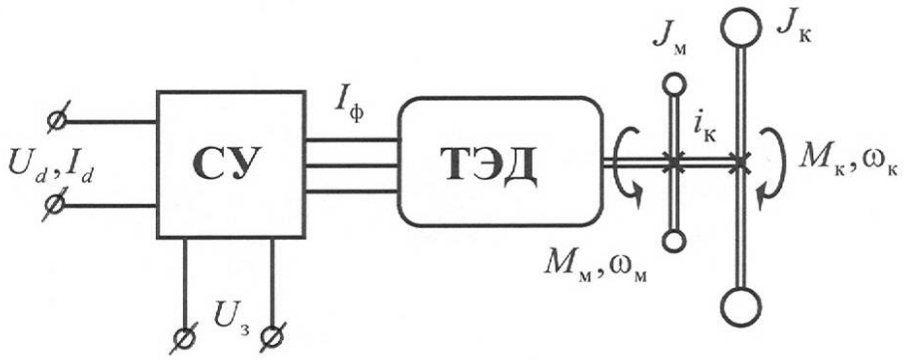


Рисунок 2 – Схема электропривода ведущего колеса рассматриваемого автомобиля

В статье [1] показана принципиальная возможность влиять на работу ЭТ путем регулирования величины тока фазы $I_ф$ за счет использования дополнительных корректирующих цепей в СУ, которую в сочетании с ними можно рассматривать как систему автоматического адаптивного управления (САУ). В частности рассмотрен вариант САУ, имитирующей действия идеального водителя, обеспечивающего при ограниченной величине потребляемой ЭТ мощности достижение заданной продольной скорости V_0 движения исследуемого автомобиля.

На основании исследований в работе [1] сформулированы рекомендации по проектированию такой САУ режимом работы ЭТ исследуемой машины, обеспечивающие заданные требования к работе шасси при трогании и разгоне. При этом САУ ЭТ с периодичностью через каждые 0,1 секунды вычисляет необходимую в данный момент времени величину приращения тока фазы $\Delta I_ф$ в обмотках каждого ТЭД для достижения требуемой скорости V_0 движения машины, по формуле:

$$\Delta I_ф = k_V \cdot \left(V_0 - V_x\right) - k_a \cdot \dot{V}_x \qquad (1)$$

где: V_0 – скорость машины, которую стремится обеспечить водитель;

V_x – скорость движения машины в данный момент времени;

k_V – коэффициент, характеризующий чувствительность СУ ЭТ к сигналу рассогласования по величине скорости машины;

$\dot{V}_x$ – величина продольного ускорения машины;

k_a – коэффициент обратной связи по ускорению машины.

Анализ выражения (1) позволяет сделать вывод о том, что построенная в соответствии с ним САУ может также выполнять функцию стабилизации продольной скорости движения рассматриваемого автомобиля в случае ее изменений, обусловленных влиянием внешних возмущений.

В предлагаемой статье излагаются результаты исследований, которые являются естественным продолжением тех, что приведены в работе [1].

Они посвящены анализу работы разрабатываемой САУ в условиях переезда исследуемого автомобиля через единичное синусоидальное препятствие (рисунок 3), имеющее высоту $2 \cdot q_0 = 20$ см и длину $l_q = 1$ м.

Характер изменения рельефа (вертикальной координаты $q\left(x\right)$), оказывающее возмущающее воздействие на колеса рассматриваемого транспортного средства при моделировании, для такого препятствия определяется выражением:

$$q = q_0 \cdot \left[1 - \cos\left(\frac{2 \cdot \pi \cdot x}{l_q}\right)\right]. \qquad (2)$$

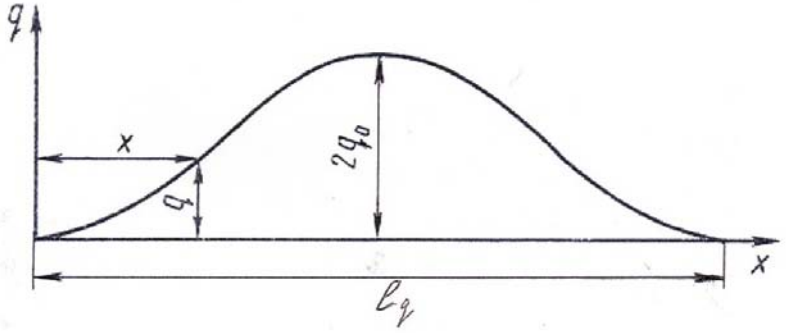


Рисунок 3 – Принятый профиль преодолеваемого единичного синусоидального препятствия

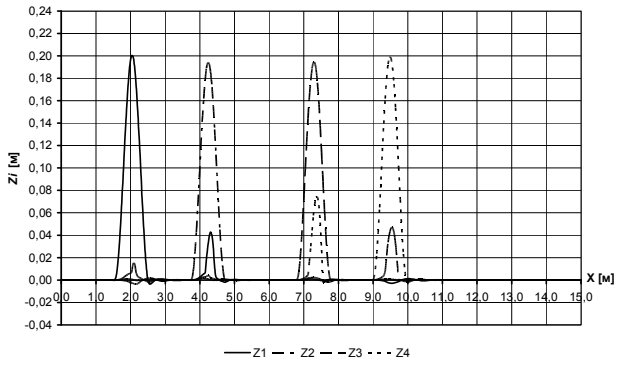
Целью этих исследований было выявление возможных негативных факторов в работе ЭТ и получение рекомендаций, которые необходимо учесть при проектировании САУ, для повышения ее эффективности.

Для проведения этих исследований разработанная ранее математическая модель [1] дополнена соответствующими возможностями, основой для которых являются рекомендации, приведенные в работе [2].

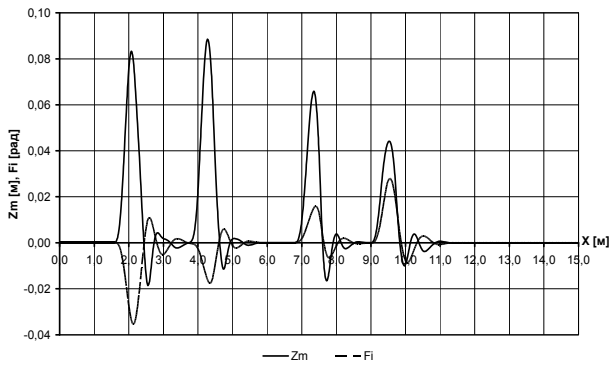
Математическое моделирование переезда исследуемого автомобиля через принятое единичное синусоидальное препятствие проводилось при его движении на скорости 3,6 км/ч.

Результатом проведенного математического моделирования являются графики, приведенные на рисунках 4 и 5.

На рисунке 4 приведены графики, иллюстрирующие вертикальные перемещения центров колес z_i [м] (здесь и далее: i – номер оси автомобиля) каждой из осей автомобиля, центра масс его подрессоренной части $z_м$ [м], а также продольно-угловые клевки его остова Fi [рад], построенные в функции пути X [м], пройденном колесами передней оси автомобиля при переезде им через препятствие.



а)



б)

Рисунок 4 – Вертикальные перемещения центров масс неподрессоренных (Z_1, Z_2, Z_3, Z_4) (а) и подрессоренной (Zm) (б) частей, а также продольно-угловые клевки (Fi) (б) остова автомобиля при переезде им через препятствие

На рисунке 5 приведены соответствующие графики изменения вертикальных усилий R_{zi} [кН], возникающих в контакте эластичных колес каждой оси исследуемого четырехосного автомобиля с опорной поверхностью. На графике эти изменения также приведены в функции пути X [м], пройденном колесами передней оси этого автомобиля.

Следует отметить, что, в соответствии с принятыми начальными условиями, на ровной дороге распределение веса исследуемого автомобиля таково, что на две передние оси приходится ~ 120 кН (на колесо ~ 30 кН), а на две задние – ~ 80 кН (на колесо ~ 20 кН).

Из анализа графика на рисунке 4 следует, что при переезде автомобиля через принятое препятствие с продольной скоростью 3,6 км/ч вертикальная нагрузка на колеса второй оси

может достигать ~ 68 кН, а также в некоторые моменты колеса какой-то из осей разгружаются от вертикальной нагрузки полностью (происходит их отрыв от опорной поверхности). Очевидно, при этом существенно изменяются условия взаимодействия колес с опорной поверхностью, что не может не сказаться на работе ЭТ автомобиля.

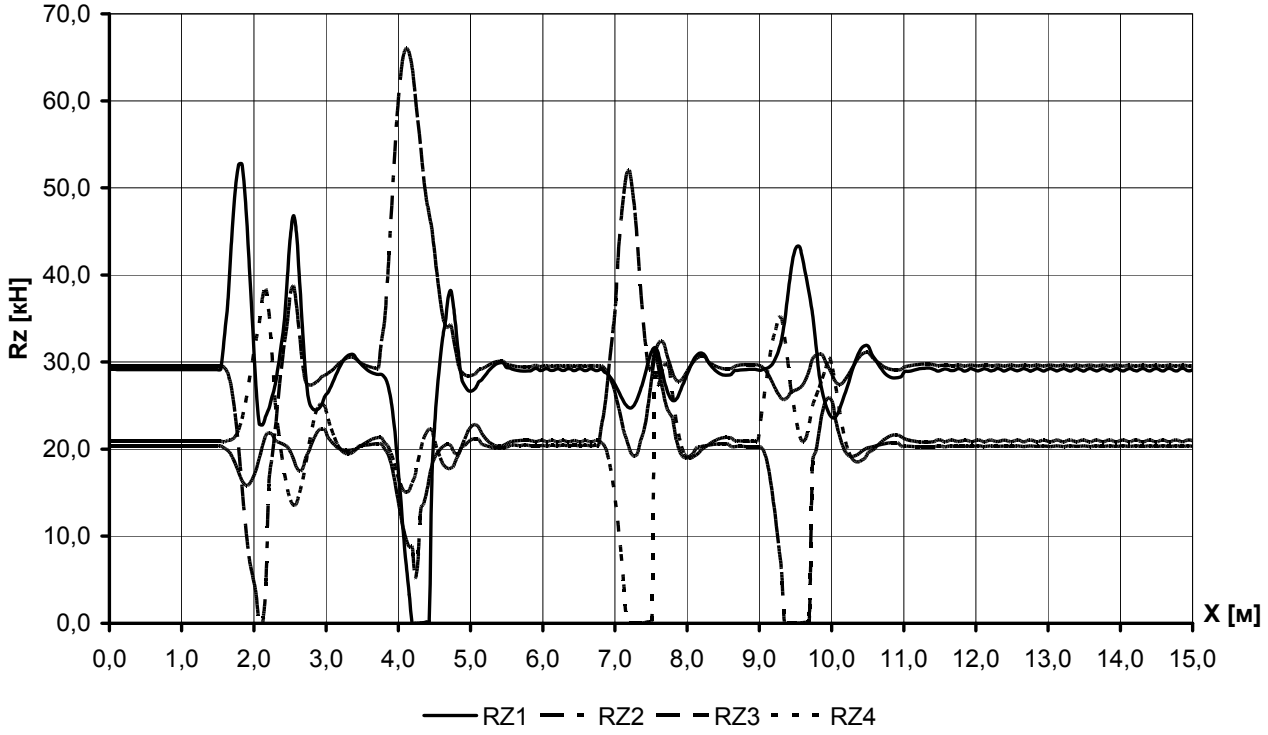
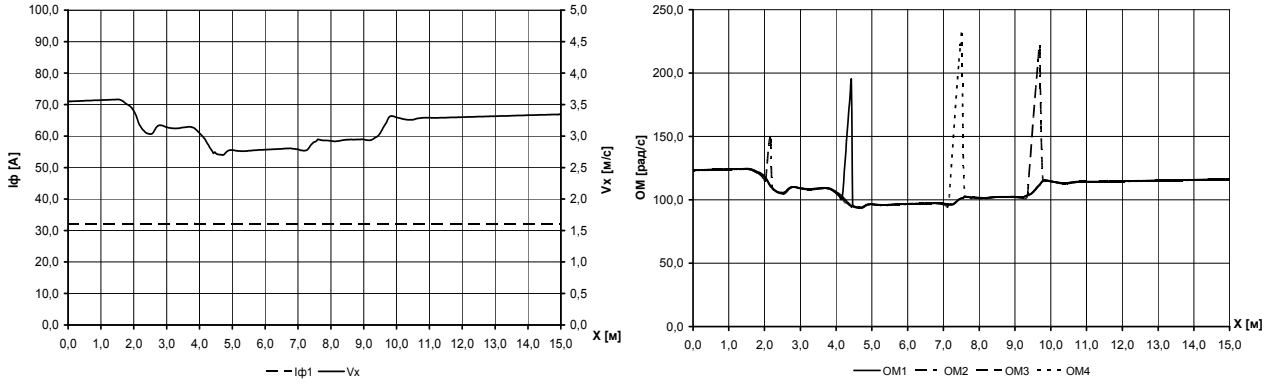


Рисунок 5 – Изменения вертикальных усилий R_{zi} [кН], возникающих в контакте эластичных колес каждой оси четырехосного автомобиля с опорной поверхностью, при переезде им через препятствие

Кроме этого принятое препятствие создает для рассматриваемого автомобиля дополнительное сопротивление движению, которое обусловливает изменение величины его продольной скорости V_x.

Подтверждением этого являются графики, приведенные на рисунке 6.



а) **б)**

Рисунок 6 – Движение без использования системы стабилизации продольной скорости

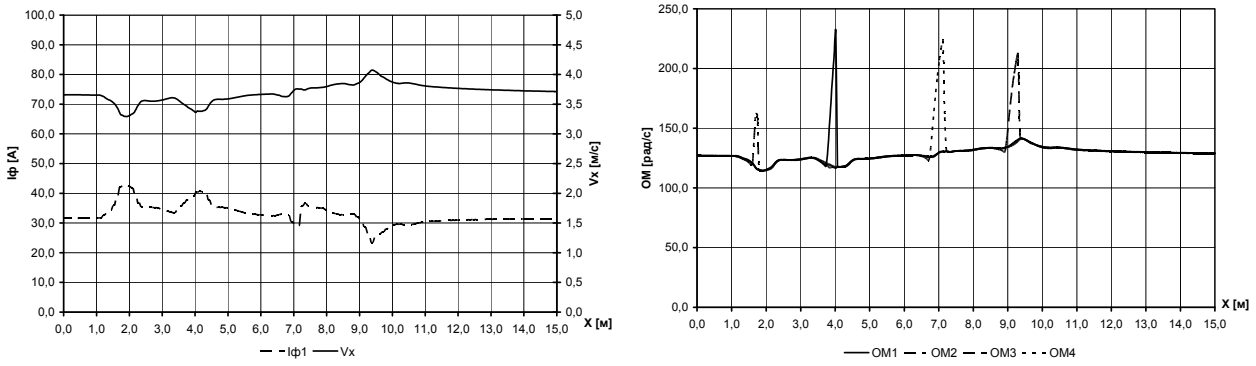
Мы видим из графика, приведенного на рисунке 6*а*, что возросшее сопротивление движению автомобиля вызвало существенное (более чем на 20%) снижение величины его продольной скорости V_x.

Эти графики получены при моделировании рассматриваемого случая движения автомобиля при неизменном значении тока фазы $I_ф$ в обмотках ТЭД (см. рисунок 6*а*). Такой ва-

риант работы САУ возможен, если система стабилизации продольной скорости V_x при моделировании не используется.

Из графика на рисунке 6*б* видно, что изменение угловой скорости OM_i вращения ведущих колес автомобиля в большинстве случаев повторяет характер изменения V_x. Исключением являются моменты, в которые происходит отрыв соответствующего колеса от опорной поверхности. Из графика видно, что в зависимости от продолжительности этого отрыва происходит разная по своей интенсивности раскрутка колеса. Так, колеса четвертой оси при этом приобретают частоту вращения, почти в 2 раза превышающую частоту, необходимую для движения автомобиля с заданной скоростью V_0. При этом, как показывают результаты исследований, не только непроизводительно растрачивается энергия, реализуемая через ЭТ для движения автомобиля, но и происходит повышенный износ шин. Он обусловлен повышенным буксованием раскрученного ведущего колеса, возникающим в момент его контакта с опорной поверхностью.

Для сравнения на рисунке 7 приведены графики, аналогичные графикам на рисунке 6, полученные в тех же условиях, но при работающей системе стабилизации продольной скорости V_x движения исследуемого автомобиля. В данном случае при моделировании в САУ ЭТ реализован закон управления величиной тока фазы $I_\text{ф}$ в обмотках ТЭД всех ведущих колес автомобиля в соответствии с выражением (1).



а) **б)**

Рисунок 7 – Движение с использованием системы стабилизации продольной скорости автомобиля

В качестве примера на рисунке 7*а* приведен график, характеризующий изменение величины тока фазы $I_{\text{ф}_1}$ в обмотках ТЭД ведущих колес передней оси рассматриваемого автомобиля (характер изменения величины тока фазы $I_{\text{ф}_i}$ в обмотках ТЭД ведущих колес других осей рассматриваемого автомобиля аналогичен). Результатом этого является существенное уменьшение степени снижения величины продольной скорости V_x автомобиля по сравнению с тем, что получалось без использования системы стабилизации (см. рисунок 6*а*). Однако использование такой системы управления не оказало существенного влияния на процессы раскрутки ведущих колес автомобиля в моменты их отрыва от опорной поверхности (см. рисунок 7*б*) и связанные с ними негативные явления, отмеченные выше. В связи с этим были проведены дополнительные исследования по модернизации закона управления, используемого в САУ.

При этой модернизации учитывалось, что закон управления для каждого ведущего колеса должен быть индивидуален, учитывающий условия работы именно этого колеса в данный момент времени.

Поэтому, во-первых, в закон управления следует включить коррекцию управляющего сигнала (величины тока фазы $I_{\text{ф}_i}$ в обмотке *i*-ого ТЭД) по величине отклонения частоты ω_i

вращения данного ведущего колеса от необходимой величины, обусловленной значением продольной скорости V_x движения автомобиля. Так как контроль реальной продольной скорости автомобиля и определение по ней требуемой частоты вращения ведущего колеса в общем случае его качения весьма затруднен, то в качестве базового значения угловой скорости ведущих колес предлагается использовать среднее значение частоты $\omega_{\text{ср}}$ вращения колес автомобиля в данный момент времени. Кроме этого, учитывая инерционность рассматриваемой системы управления частотой вращения ведущего колеса, для повышения ее устойчивости и уменьшения величины перерегулирования, рекомендуется в САУ использовать дополнительный контур управления, обеспечивающий слежение за величиной углового ускорения $\dot{\omega}_i$ соответствующего ведущего колеса.

Во-вторых, предлагается при формулировании закона управления учесть изменение в процессе движения величины нормального усилия R_{zi} в контакте ведущего колеса с опорной поверхностью. Сигнал о величине этого параметра, характеризующего условия работы ведущего колеса, раньше других позволяет оценить их изменение [3], а значит подготовить САУ к ним. Кроме этого, коррекция управляющего сигнала САУ по величине нормального усилия R_{zi} в контакте ведущего колеса с опорной поверхностью уменьшает величину пробуксовки данного ведущего колеса.

Исходя из этого, для использования в САУ был предложен следующий вариант закона регулирования:

$$I_{\phi_i} = I_{\phi} \cdot \frac{R_{zi}}{R_{z\,\text{ср}}} - k_{\omega} \cdot \left(\omega_i - \omega_{\text{ср}}\right) - k_{\varepsilon} \cdot \dot{\omega}_i \qquad (3)$$

где: I_{ϕ_i} – величина тока фазы в обмотке *i*-ого ТЭД;

I_{ϕ} – необходимая величина тока фазы в данный момент времени, заданная водителем или вычисленная с учетом формулы (1);

R_{zi} – нормальное усилие в контакте *i*-ого ведущего колеса с опорной поверхностью;

$R_{z\,\text{ср}}$ – средняя величина нормального усилия в контакте колес с опорной поверхностью;

ω_i – частота вращения *i*-ого ведущего колеса;

$\omega_{\text{ср}}$ – среднее значение частоты вращения колес автомобиля;

k_{ω} – коэффициент, характеризующий чувствительность САУ ЭТ к величине отклонения частоты вращения ведущих колес машины от среднего значения;

$\dot{\omega}_i$ – величина углового ускорения *i*-ого ведущего колеса;

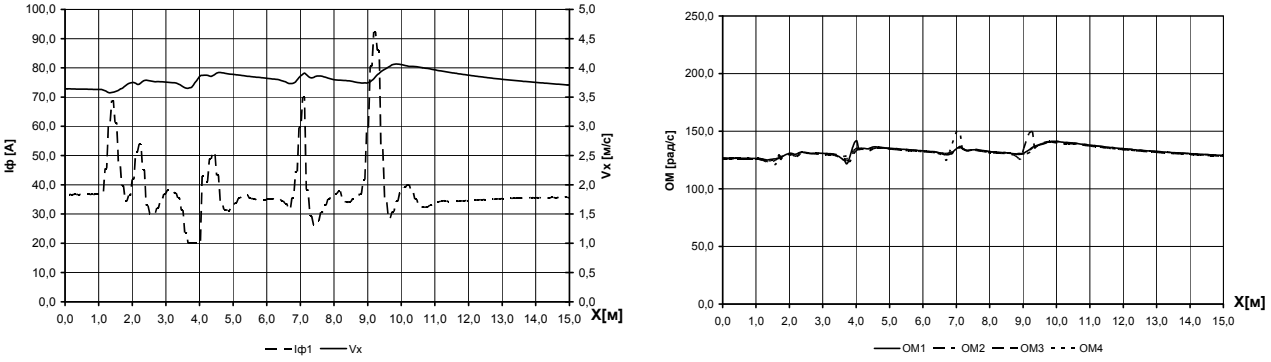
k_{ε} – коэффициент обратной связи по величине углового ускорения ведущего колеса.

На рисунке 8 приведены графики, аналогичные графикам на рисунке 7, полученные в тех же условиях при работающей модернизированной системе стабилизации продольной скорости V_x движения исследуемого автомобиля, построенной с использованием в ней закона регулирования вида (3).

На графике, приведенном на рисунке 8*а*, показан, кроме графика изменения величины продольной скорости V_x движения рассматриваемого автомобиля, график, характеризующий изменение величины тока фазы I_{ϕ_1} в обмотках ТЭД ведущих колес передней оси рассматриваемого автомобиля. Следует отметить, что графики, характеризующие изменение величины тока фазы I_{ϕ_i} в обмотках ТЭД ведущих колес других осей рассматриваемого автомобиля, существенно отличаются от приведенного.

Результатом использования модернизированного закона регулирования САУ является

не только уменьшение степени снижения величины продольной скорости V_x автомобиля по сравнению с тем, что получалось без использования системы стабилизации (см. рисунок 6*а*), а и существенное уменьшение раскрутки ведущих колес автомобиля в моменты их отрыва от опорной поверхности (см. рисунок 8*б*). Очевидно, что при этом в меньшей степени будут сказываться и связанные с ними негативные явления, отмеченные выше.



а) **б)**

Рисунок 8 – Движение с использованием системы стабилизации продольной скорости автомобиля, снабженной дополнительной коррекцией по формуле (3)

На основании полученных результатов исследований разработаны способ автоматического адаптивного управления бесступенчатой трансмиссией многоприводного транспортного средства [4] и устройство автоматического адаптивного управления бесступенчатой электрической трансмиссией многоприводного колесного транспортного средства [5], на которые получены соответствующие патенты РФ.

Выводы

Таким образом, предложенный закон регулирования САУ в форме выражения (3) позволяет решить задачу повышения эффективности работы рассматриваемого автомобиля с ЭТ индивидуального привода его ведущих колес в условиях переезда им через единичное синусоидальное препятствие, а также в других подобных случаях эксплуатации.

Литература

1. Кулаков Н.А., Лепешкин А.В., Черанев С.В. Разработка и исследование математической модели полноприводного четырехосного автомобиля с электротрансмиссией. М., МАМИ. Научный рецензируемый журнал Известия МГТУ «МАМИ», № 2 (12), 2011. с. 95-105.
2. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля. М., «Машиностроение», 1972, 392 с.
3. Лепешкин А.В. Методика разработки САУ трансмиссий многоприводных колесных машин. Монография. Издательство «LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co. KG» (Германия). 2011. 102 с. ISBN 978-3-8454-3161-1.
4. Патент РФ на изобретение № 2397893 от 27.08.2010. Способ автоматического адаптивного управления бесступенчатой трансмиссией многоприводного транспортного средства. Авт.: С.В. Бахмутов, А.В. Лепешкин, С.Б. Шухман.
5. Патент РФ на изобретение № 2397088 от 20.08.2010. Устройство автоматического адаптивного управления бесступенчатой электрической трансмиссией многоприводного колесного транспортного средства. Авт.: С.В. Бахмутов, А.В. Лепешкин, Н.А. Кулаков.

Имитационное моделирование работы АБС на основе квазипространственной динамической модели автомобиля

к.т.н. доц. Лата В.Н., к.т.н. доц. Соломатин Н.С., к.т.н. Окунев А.П., к.т.н. Еремина И.В., Ермолин А.В.

Тольяттинский государственный университет

+7-8482-53-92-59, ait@tltsu.ru

Аннотация. Рассмотрены вопросы моделирования работы антиблокировоч-