

2. Пронин Б.А., Овчинникова А.А. Расчет клиноременных передач // Вестник машиностроения. 1982. № 3. с. 23-26.
3. Пронин Б.А., Баловнев Н.П., Жуков К.П. Ременные передачи. В кн. МАШИНОСТРОЕНИЕ. ЭНЦИКЛОПЕДИЯ. Детали машин. Конструкционная прочность. Трение, износ, смазка. М.: Машиностроение, 1995, с. 606-631.
4. Баловнев Н.П. Анализ методов расчета клиноременных передач. В сб. Агрегатирование и приводы сельскохозяйственных машин. М.: НПО ВИСХОМ, 1985 с. 60-71.
5. Баловнев Н.П., Вавилов П.Г. Пути совершенствования механического привода генератора энергоснабжения пассажирского вагона. Научный рецензируемый журнал. – М., Известия МГТУ «МАМИ», № 2(4),2007, с. 76-78.
6. Баловнев Н.П., Вавилов П.Г. О совершенствовании индивидуальной системы энергоснабжения пассажирских вагонов. Тяжелое машиностроение. 2009. № 3. с. 35-39.
7. Мартынов В.К., Дмитриева Л.А. Новая модель работы клиноременной передачи// Трение и смазка в машинах и механизмах.2012.№4.С.12-16.
8. Семин И.Н. Экспериментальная оценка тяговой способности клиноременной передачи. // Справочник. Инженерный журнал, 2006, №12, стр. 26-31.
9. Пронин Б.А., Ревков Г.А. Бесступенчатые клиноременные и фрикционные передачи (вариаторы). М.: Машиностроение, 1980, 320 с.

### ***К вопросу исследования устойчивости и управляемости гибридного автомобиля с изменяемым в процессе движения типом привода***

к.т.н. Баулина Е.Е., к.т.н. доц. Дементьев Ю.В., Итурральде П., Кислов А.А.  
Университет машиностроения  
8(495)223-05-23 (1204) [baulina@mami.ru](mailto:baulina@mami.ru)

*Аннотация.* В статье рассмотрены проблемы устойчивости и управляемости автомобиля с комбинированной энергетической установкой (КЭУ) при изменении типа привода в процессе движения.

*Ключевые слова:* КЭУ, параллельная схема КЭУс приводом на разные оси, устойчивость, управляемость, смена привода, отклонение бокового ускорения, отклонение угловой скорости

В связи с ухудшением экологической обстановки в настоящее время в современном автомобилестроении прослеживается тенденция развития автомобилей с комбинированной энергетической установкой (КЭУ). Интерес к таким автомобилям объясняется тем, что они обладают меньшим расходом топлива и меньшей токсичностью отработавших газов, что весьма актуально для крупных городов с большим автомобильным парком. Возможны различные схемы КЭУ: последовательная, параллельная, дифференциальная (которую часто называют английским термином "сплит") и последовательно-параллельная, отличающиеся наличием или отсутствием механической связи ДВС и ведущих колёс автомобиля [1].

В мировом автомобилестроении реализованы комбинированные установки трёх схем. Многие автомобили с КЭУ выполнены по параллельной схеме [1], т.к. она имеет и возможность применения одной электромашины вместо двух. Параллельная схема может быть реализована в двух вариантах. В первом варианте ДВС и обратимая электромашина связаны с ведущими колесами через общую трансмиссию, во втором – они установлены в приводе разных осей. При работе КЭУ параллельной схемы, выполненной по второму варианту, у автомобиля при переходе с работы от одного двигателя на работу от другого неизбежно меняется тип привода. Например, начавшееся движение на электродвигателе с приводом на переднюю ось продолжается на ДВС с приводом на заднюю, или наоборот. Алгоритм управления КЭУ автоматизирован и, как правило, создается с целью снижения вредных выбросов и расхода топлива. В этом случае переключение силовой установки происходит независимо от типа привода автомобиля. О влиянии при этом смены привода на устойчивость и управляемость информация практически отсутствует. Таким образом, в параллельной схеме КЭУ с приво-

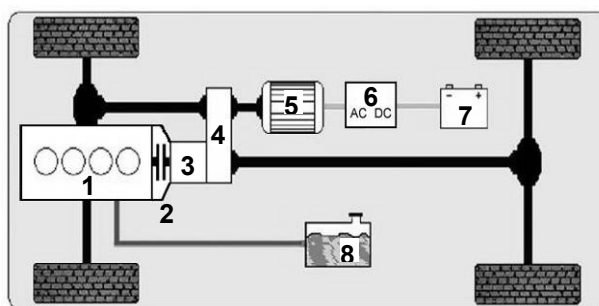
дом на разные оси смена привода не зависит от водителя и дорожно-климатических условий, может произойти в любой момент, в том числе и при движении на повороте. Особенно неприятными могут быть последствия неожиданной смены привода при движении по дорогам с низким коэффициентом сцепления. Другой особенностью параллельной схемы КЭУ с приводом на разные оси является возможность качения колёс одной оси автомобиля в тяговом режиме, а другой – в тормозном.

В связи с этим работа, направленная на исследование устойчивости и управляемости автомобилей с изменяемым в процессе движения типом привода актуальна. Возможна корректировка алгоритма и системы управления КЭУ с учётом показателей устойчивости и управляемости.

Сотрудниками Научно-образовательного центра "Автомобили с ГСУ" создан экспериментальный образец автомобиля с КЭУ (рисунок 1а) параллельной схемы (рисунок 1б), позволяющей реализовывать 8 различных режимов движения с возможностью вариации как типа привода, так и типа двигателей. Параллельная схема КЭУ экспериментального автомобиля может быть как с приводом на общую трансмиссию, так и с приводом на разные оси. Подробное описание конструкции, техническая характеристика и полученные результаты испытаний по расходу топлива и выбросам вредных веществ изложены в публикациях [2, 3, 5].



а)



б)

**Рисунок 1 – Экспериментальный автомобиль с КЭУ (а) и его компоновочная схема (б): 1 – ДВС, 2 – сцепление, 3 – коробка передач, 4 – раздаточная коробка, 5 – обратимая электромашинa, 6 – преобразователь, 7 – блок аккумуляторных батарей, 8 – топливный бак**

Разработанная для экспериментального автомобиля система автоматического управления (САУ) настроена на минимизацию расхода топлива и вредных выбросов при как можно меньшем дисбалансе энергии и создана без учёта изменяемого в процессе движения типа привода автомобиля [4]. Однако, так как автомобиль изменяет тип привода в процессе движения, возможна корректировка алгоритма управления в пользу безопасности. Для выявления опасных режимов смены привода и корректировки САУ КЭУ автомобиля в рамках выполнения работ по государственному контракту № 16.740.11.0255 были проведены расчётные и экспериментальные исследования.

Для описания движения автомобиля по криволинейной траектории создана математическая модель автомобиля, позволяющая учесть изменение типа привода [1]. На основании анализа математических моделей движения автомобиля при решении задач устойчивости и управляемости исследования проводились с использованием одностепенной модели, учитывающей пространственные факторы с помощью эквивалентных коэффициентов сопротивления уводу, предложенных профессором В.В. Селифоновым. Обоснование выбора математической модели и принятые допущения подробно изложены в [1].

Схема сил, действующих на автомобиль при повороте, используемая при математическом описании движения автомобиля, представлена на рисунке 2.

Так как в итоге силовые и кинематические факторы приводятся к осям автомобиля, то математическая модель представлена системой дифференциальных уравнений, составленной по принципу Даламбера, для схемы сил, представленных на рисунке 3.

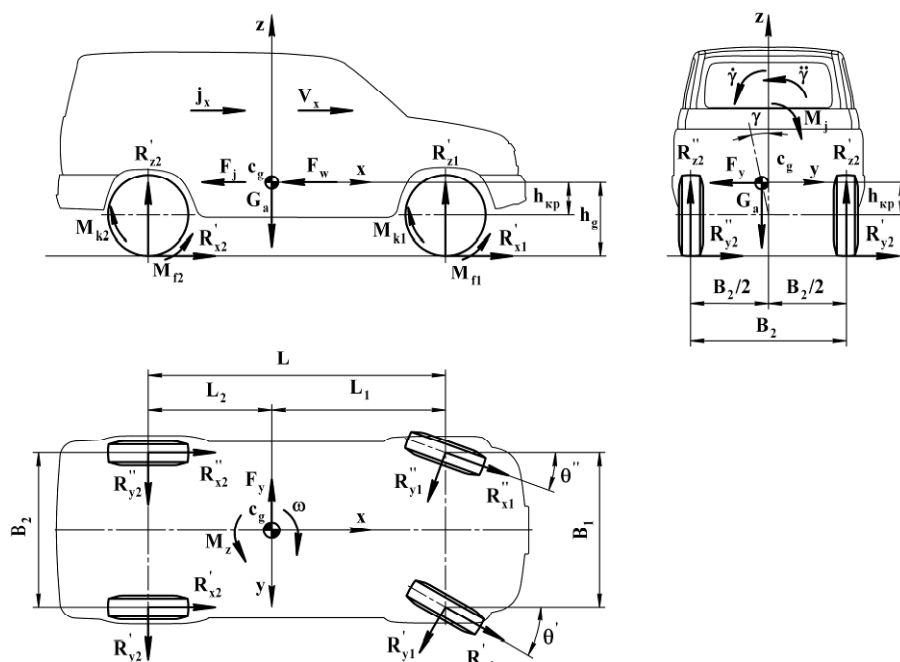


Рисунок 2 – Схема сил, действующих на автомобиль при повороте

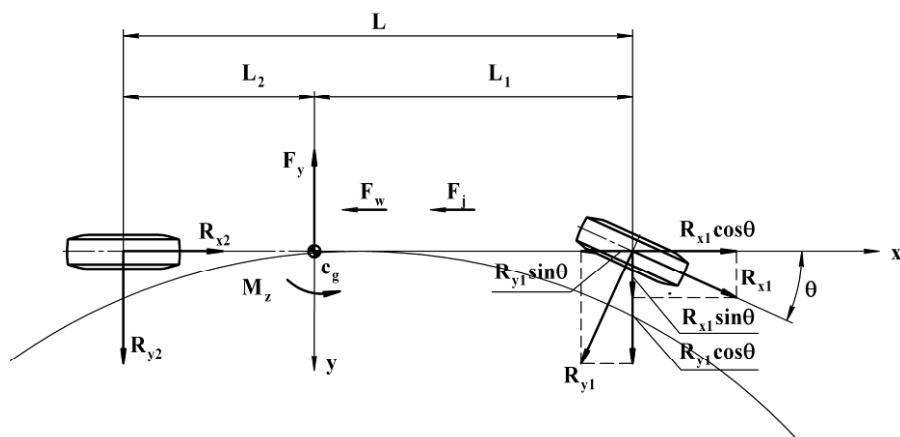


Рисунок 3 – Схема сил, приведённых к осям автомобиля, при движении на повороте

На рисунке 2 приняты следующие обозначения:  $F_y$  – боковая сила,  $F_w$  – сила сопротивления воздуха,  $F_j$  – сила инерции,  $R_{x1}$ ,  $R_{x2}$  – касательные реакции на передней и задней осях,  $R_{y1}$ ,  $R_{y2}$  – боковые реакции на передней и задней осях,  $\theta$  – средний угол поворота управляемых колёс. Здесь и в дальнейшем индекс 1 относится к передней оси, индекс 2 – к задней, ' – к внутреннему относительно центра поворота колёсу, '' – к наружному.

Система дифференциальных уравнений составлена для плоскопараллельного движения центра масс автомобиля в подвижной системе координат  $(x_c, y_c)$ , связанной с центром масс автомобиля, относительно неподвижной  $(XOY)$ , связанной с дорогой.

$$\begin{cases} m_a \cdot j_x = \Sigma F_x \\ m_a \cdot j_y = \Sigma F_y, \\ I_z \cdot \dot{\omega} = \Sigma M_z \end{cases} \quad (1)$$

Динамика крена кузова может быть описана дифференциальным уравнением:

$$I_x \cdot \ddot{\gamma} + (k_{a1} + k_{a2}) \cdot \dot{\gamma} + (c_{y1} + c_{y2}) \cdot \gamma = \Sigma M_x, \quad (2)$$

где:  $m_a$  – полная масса автомобиля;  $j_x$ ,  $j_y$  – продольное и боковое ускорения центра масс;  $\Sigma F_x$ ,  $\Sigma F_y$  – суммы проекций на оси  $x$  и  $y$  сил, действующих на автомобиль;  $I_x$ ,  $I_z$  – моменты инерции автомобиля относительно продольной и вертикальной осей;  $\gamma$ ,  $\dot{\gamma}$ ,  $\ddot{\gamma}$  – угол, угловая скорость и угловое ускорение крена кузова;  $k_{a1}$ ,  $k_{a2}$  – коэффициенты

сопротивления амортизаторов крену;  $c_{y1}$ ,  $c_{y2}$  – угловые жёсткости передней и задней подвесок;  $\Sigma M_x$ ,  $\Sigma M_z$  – суммы моментов сил, действующих на автомобиль относительно продольной и вертикальной осей;  $\dot{\omega}$  – угловое ускорение продольной оси автомобиля.

Задача работы связана с резкой сменой касательных реакций, поэтому динамика крена не рассматривается, так как смена привода происходит при установившемся повороте. Следовательно, уравнение (2) исключено из системы (1).

Для определения ускорений центра масс автомобиля использовалась кинематическая схема плоскопараллельного движения (рисунок 4).

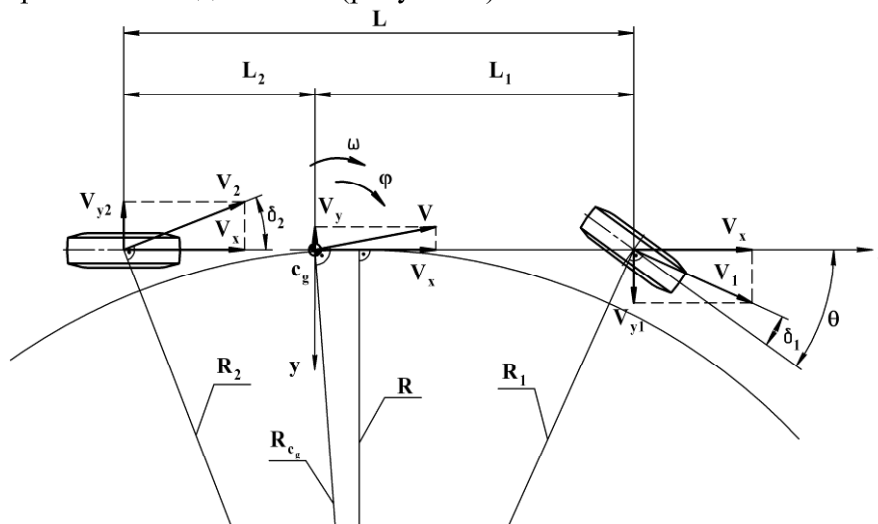


Рисунок 4 – Кинематическая схема движения автомобиля на повороте

В связи с принятыми допущениями [1] рассматриваются следующие степени свободы автомобиля: перемещения автомобиля в направлении продольной и поперечной осей, поворот автомобиля относительно вертикальной оси, поперечный крен подрессоренной массы автомобиля.

Так как переход к пространственной модели в основном связан с влиянием различных факторов на углы увода осей, то пространственные факторы учитывались с помощью эквивалентных коэффициентов сопротивления уводу осей:

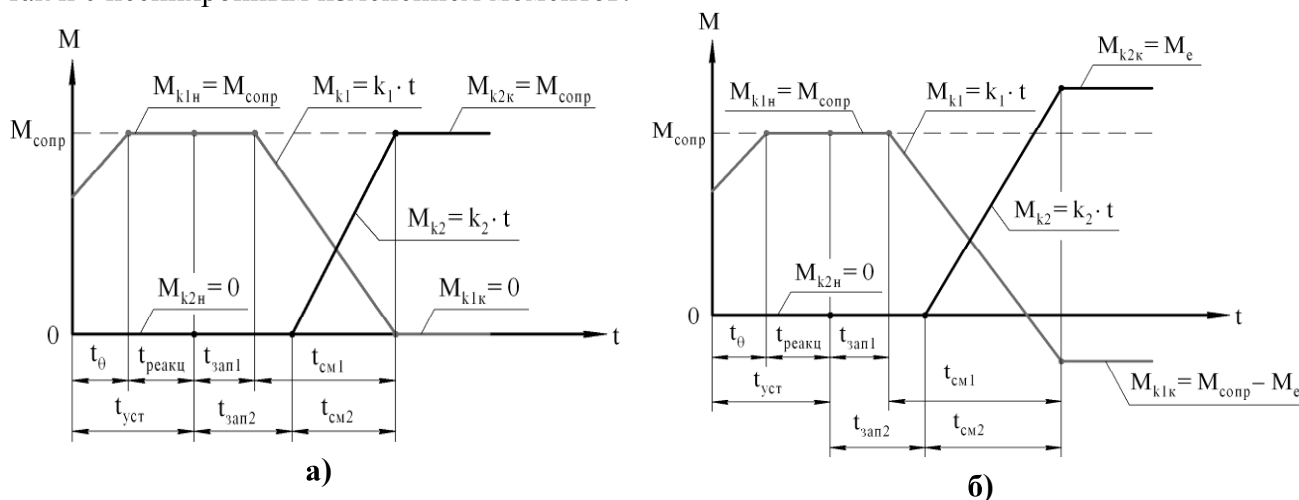
$$k_{экв1,2} = \frac{F_y \cdot L_{2,1} \cdot (k'_{\delta 1,2} + k''_{\delta 1,2}) \cdot (c_{y1} + c_{y2} - G_n \cdot h_{кр}) \cdot L_{2,1}}{(F_y \cdot L_{2,1} \pm M_z) \cdot (c_{y1} + c_{y2} - G_n \cdot h_{кр}) \cdot L_2 + F_y \cdot L_{2,1} \cdot (k'_{\delta 1,2} + k''_{\delta 1,2}) \cdot h_{кр} \cdot L \cdot (k_{\beta 1,2} \cdot k_{\gamma 1,2} + k_{x 1,2})}$$

Здесь:  $F_y$  – боковая сила, действующая на автомобиль;  $L$  – база автомобиля;  $L_1$ ,  $L_2$  – расстояния от центра масс до передней и задней осей;  $c_{y1}$ ,  $c_{y2}$  – угловые жёсткости передней и задней подвесок;  $G_n$  – вес подрессоренных частей автомобиля;  $M_z$  – разворачивающий момент в плоскости дороги, вызванный разницей касательных реакций по колёсам;  $h_{кр}$  – плечо крена кузова;  $\gamma$  – угол крена кузова;  $k_{\delta}$  – коэффициент сопротивления силовому уводу шины;  $k_{\beta}$  – коэффициент кинематического увода шины;  $k_{\gamma}$  – коэффициент угла наклона плоскости колеса;  $k_x$  – коэффициент кинематического увода оси.

При расчёте этих коэффициентов учитываются силовой увод осей ( $\delta_c$ ), кинематический увод колёс ( $\delta_k$ ), кинематический увод осей ( $\delta_{оси}$ ) [1]. Решение дифференциальных уравнений происходит численным методом, и вычисление  $k_{экв}$  происходит на каждом шаге интегрирования, таким образом, основные факторы, влияющие на устойчивость и управляемость, учтены. Модель шины представлена характеристиками  $R_y = f(\delta_c)$  [1].

Для учёта смены привода в процессе движения в дифференциальных уравнениях задётся алгоритм изменения моментов, подводимых к колёсам, в функции времени. Алгоритм связан с работой комбинированной установки. До начала смены привода момент, подводимый к колёсам, равен моменту сопротивления движению. Крутящие моменты начинают изменяться со временем по линейному закону при установившемся движении по кругу. При

отсутствии рекуперации конечное значение нарастающего момента определяется моментом сопротивления (рисунок 5а), а при ее наличии (рисунок 5б) – ДВС выводится на характеристику минимальных удельных расходов, подводимый от него крутящий момент может превысить момент сопротивления, тогда для сохранения равномерного движения генератор создаёт тормозной момент, равный разнице избыточного момента ДВС и момента сопротивления. Под рекуперацией понимается не только возврат энергии при торможении автомобиля, но и накопление её за счёт избытка энергии ДВС при выходе его на характеристику минимальных удельных расходов. Модель позволяет менять привод с любого на любой как с синхронным, так и с несинхронным изменением моментов.



**Рисунок 5 – Схема изменения моментов без учёта (а) и с учётом (б) рекуперации энергии**

В окончательном виде математическая модель представлена системой дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases} m_a \cdot (\dot{V}_x - \omega \cdot V_y) = R_{x1} \cdot \cos \theta + R_{x2} - k_{эКВ1} \cdot \left( \theta - \frac{\omega \cdot L_1 + V_y}{V_x} \right) \cdot \sin \theta \\ m_a \cdot (\dot{V}_y + \omega \cdot V_x) = k_{эКВ1} \cdot \left( \theta - \frac{\omega \cdot L_1 + V_y}{V_x} \right) \cdot \cos \theta + R_{x1} \cdot \sin \theta + k_{эКВ2} \cdot \left( \frac{\omega \cdot L_2 - V_y}{V_x} \right) \\ I_z \cdot \dot{\omega} = k_{эКВ1} \cdot \left( \theta - \frac{\omega \cdot L_1 + V_y}{V_x} \right) \cdot \cos \theta \cdot L_1 + R_{x1} \cdot \sin \theta \cdot L_1 - k_{эКВ2} \cdot \left( \frac{\omega \cdot L_2 - V_y}{V_x} \right) \cdot L_2 \end{cases}$$

Смена привода в процессе движения может сказаться как на статических характеристиках устойчивости и управляемости, так и на динамических. Статические характеристики оценивались общепринятыми в теории автомобиля показателями: статической чувствительностью автомобиля к управлению, коэффициентом недостаточной поворачиваемости, коэффициентом запаса по управляемости, коэффициентом устойчивости против заноса задней оси.

Смену привода можно рассматривать как динамический процесс, во время которого автомобиль находится в переходном состоянии. Для оценки характеристик переходного процесса есть нормированные показатели, имеющиеся в ГОСТе по испытаниям транспортных средств на устойчивость и управляемость. Но они используются для оценки автомобилей с постоянным приводом и связаны с воздействием на рулевое колесо, поэтому использовать их для оценки процесса, связанного со сменой привода, не совсем корректно. Для оценки управляемости и устойчивости автомобиля в процессе смены привода каких-либо нормированных показателей и методик испытаний нет, так как широкого распространения такие автомобили пока не имеют. Но по аналогии с динамическими испытаниями можно предположить, что во время смены привода произойдут отклонения каких-либо параметров, сказывающихся как на устойчивости, так и на управляемости. Поэтому в качестве динамических критериев целесообразно использовать отклонения угловой скорости и бокового ускорения

относительно их значений до смены привода, выраженные в процентах:

$$\Delta\omega = \frac{\omega_{\text{экстрем}} - \omega_{\text{уст}}}{\omega_{\text{уст}}} \cdot 100, [\%]$$

$$\Delta j_y = \frac{j_{y \text{ экстрем}} - j_{y \text{ уст}}}{j_{y \text{ уст}}} \cdot 100, [\%],$$

где:  $j_{y \text{ экстрем}}$ ,  $\omega_{\text{экстрем}}$  – экстремумы функций  $j_y(t)$  и  $\omega(t)$ ;  $j_{y \text{ уст}}$ ,  $\omega_{\text{уст}}$  – установившиеся значения бокового ускорения и угловой скорости автомобиля до смены привода.

Приведённые показатели могут служить для комплексной оценки устойчивости и управляемости.

Для подготовки исходных данных к математической модели проведены стендовые испытания. С помощью опрокидывания на стенде в лаборатории исследования управляемости и устойчивости НИЦИАМТ ФГУП "НАМИ" определялись высота центра масс автомобиля и угловые жёсткости подвесок. В лаборатории исследовательского испытательного центра НАТИ проведены испытания шины для определения коэффициента сопротивления уводу.

Для определения режимов, при которых целесообразно проводить динамические исследования, проведён расчёт ряда статических характеристик управляемости и устойчивости автомобиля в одноприводном варианте. Статические характеристики позволили определить поворачиваемость автомобиля и выявить наличие критических (или характерных) по управляемости скоростей для каждого типа привода. При расчёте статических характеристик задавался фиксированный радиус поворота и фиксированный коэффициент сцепления, изменялась скорость движения автомобиля с определённым шагом. Создана программа расчёта, реализующая описанный алгоритм. Характеристики оценочных показателей при высоком и низком коэффициентах сцепления приведены в [1].

Целью дорожных испытаний являлось выявление наличия опасных режимов смены привода автомобиля, чтобы определиться с необходимостью учёта этого фактора при разработке общего алгоритма управления КЭУ.



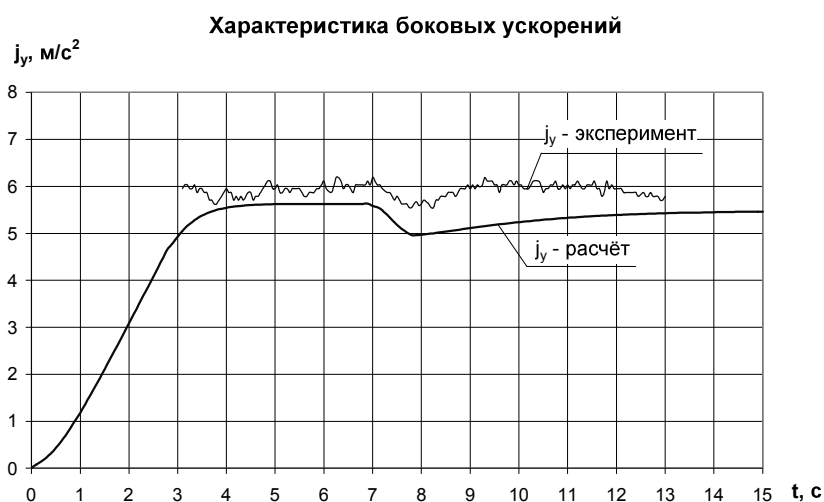
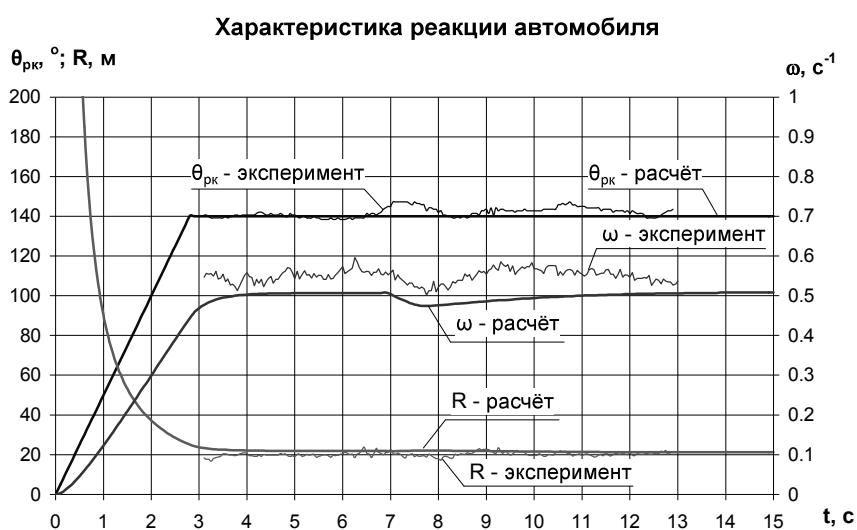
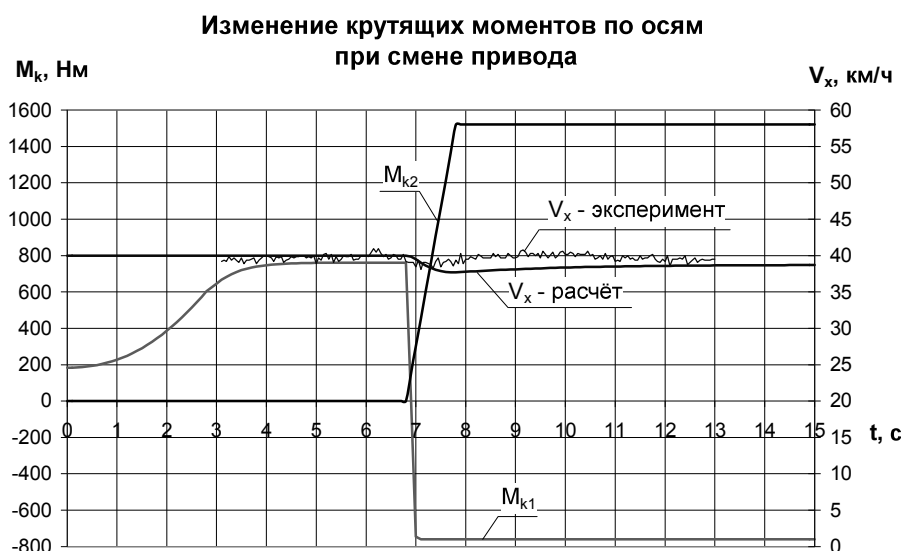
**Рисунок 6 – Манёвр – "окружность"**

Так как смена привода происходит в связи с регулированием энергетической установки, то режимы испытаний были согласованы с режимами работы комбинированной установки. Существующие нормативные документы предусматривают для оценки устойчивости и управляемости автомобиля несколько типов испытаний. Но в процессе выполнения этих испытаний не предусматривается смена привода автомобиля. В связи с новизной поставленной задачи было принято решение изменять тип привода при движении по окружности (рисунок 6) постоян-

ного радиуса с постоянной скоростью. Для проявления влияния смены привода на устойчивость и управляемость движение автомобиля осуществлялось с как можно большими боковыми ускорениями.

Испытания проводились на специальных дорогах НИЦИАМТ ФГУП "НАМИ", предназначенных для оценки управляемости и устойчивости автомобилей. С использованием комплекса аппаратуры Corrsys Datron замерялись линейная скорость автомобиля, боковое ускорение, угловая скорость, угол поворота рулевого колеса. Также регистрировались параметры системы тягового электрооборудования. Испытания проводились как в летнее, так и в зимнее время на заснеженном покрытии. Коэффициенты сцепления составили на сухом асфальтобетонном покрытии 0.78, на заснеженном – 0.32.

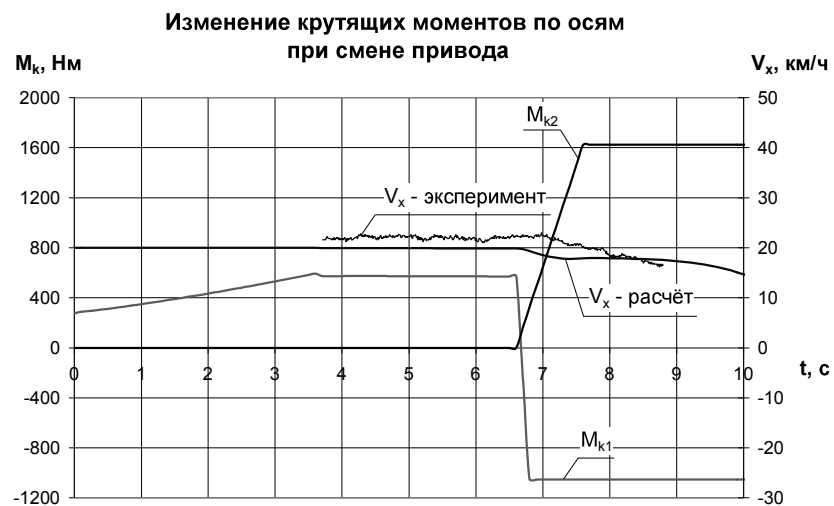
Радиусы окружностей в условиях как высокого, так и низкого коэффициентов сцепления были определены согласно предварительному расчёту статических характеристик.



**Рисунок 7 – Динамические характеристики автомобиля при изменении привода с переднего на задний с рекуперацией энергии при высоком коэффициенте сцепления**

Были проведены расчёты шести вариантов смены привода без рекуперации энергии и два варианта с рекуперацией как для высокого, так и для низкого коэффициентов сцепления. Результаты расчётов и проведённые эксперименты показали, что при равномерном движении по кругу смена привода в условиях высокого коэффициента сцепления в любом варианте незначительно влияет на устойчивость и управляемость автомобиля. Отклонения бокового ускорения и угловой скорости не превышают 12 % (рисунок 7), что по субъективной оценке

водителя не ощущается.



**Рисунок 8 – Динамические характеристики автомобиля при изменении привода с переднего на задний с рекуперацией энергии при низком коэффициенте сцепления**

Как отмечалось ранее, алгоритм работы КЭУ предусматривает выход ДВС на характеристику минимальных расходов с передачей избытка его энергии через генератор в накопитель. В этом случае колёса, связанные с ДВС, работают в тяговом режиме, а связанные с обратимой электромашинной – в тормозном. При этом совместные действия продольной и поперечной реакций могут превысить силу сцепления колёс с дорогой, что вызовет занос автомобиля. Это проявилось в условиях низкого коэффициента сцепления. Занос автомобиля



произошёл при основном эксплуатационном режиме КЭУ при боковом ускорении около  $2.5 \text{ м/с}^2$  и угловой скорости порядка  $0.45 \text{ рад/с}$ . Расхождение результатов расчётов с результатами экспериментов не превышает 13% (рис. 8).

Характеристики устойчивости и управляемости автомобиля, полученные расчётным путём с использованием разработанной математической модели и программного обеспечения и полученные экспериментально при дорожных испытаниях, приведены на рис. 7, 8. Характеристики приведены для наиболее распространённого эксплуатационного режима КЭУ, при котором происходит смена привода с учётом рекуперации энергии как при высоком, так и при низком коэффициентах сцепления.

Результаты теоретических и экспериментальных исследований для всех вариантов смены привода приведены в таблице.

№	Вариант смены привода	$\varphi = 0.78$				$\varphi = 0.32$			
		$\Delta\omega, \%$		$\Delta j_y, \%$		$\Delta\omega, \%$		$\Delta j_y, \%$	
		расч.	эсп.	расч.	эсп.	расч.	эсп.	расч.	эсп.
1	с переднего на задний	-4.0	-3.7	-6.8	-6.0	-6.5	–	-11.3	–
2	с переднего на задний с рекуперацией	-6.5	-7.3	-11.8	-10.6	занос	занос	занос	занос
3	с полного на задний	-2.2	-1.7	-3.8	-3.1	-3.4	–	-6	–
4	с полного на задний с рекуперацией	-4.9	-5.5	-9.0	-10.4	занос	–	занос	–
5	с переднего на полный	-1.4	–	-3.0	–	-3.2	–	-5.7	–
6	с заднего на передний	2.2	3.4	5.8	4.7	6.6	–	11.9	–
7	с заднего на полный	2.0	1.7	3.7	3.2	3.6	–	6.2	–
8	с полного на передний	1.5	1.8	2.9	3.2	3	–	5.4	–

В результате проведённых исследований установлено, что смена привода при движении по дорогам с высоким коэффициентом сцепления не приводит к существенному изменению как статических, так и динамических характеристик. Однако в основном режиме работы КЭУ, связанном с рекуперацией, смена привода при движении по дороге с низким коэффициентом сцепления вызывает занос автомобиля. Следовательно, такой режим является опасным и рекуперацию в этом случае необходимо ограничивать. Поскольку происходит потеря устойчивости, то влияние смены привода на устойчивость и управляемость необходимо учитывать при разработке алгоритма управления КЭУ. На основании изложенного можно сделать вывод, что для снижения вероятности потери устойчивости в алгоритм управления КЭУ необходимо ввести дополнительные параметры, исключающие смену привода с рекуперацией энергии при движении на повороте по дорогам с низким коэффициентом сцепления. В качестве таких параметров можно использовать боковое ускорение, угловую скорость, угол поворота рулевого колеса.

В статье представлены результаты работы, выполненной при финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ в рамках ГК № 16.740.11.0255 от 24 сентября 2010 г.

#### Литература

1. Баулина Е.Е. Методика повышения устойчивости и улучшения управляемости автомобиля с комбинированной энергетической установкой при изменении типа привода в процессе движения. Дисс. ... канд. техн. наук. – М., 2010. – 212 с.
2. Карунин А.Л., Бахмутов С.В., Селифонов В.В., Круташов А.В., Баулина Е.Е., Авруцкий

- Е.В., Карпухин К.Е. Экспериментальный многоцелевой гибридный автомобиль // Автомобильная промышленность. – 2006. – № 7. – с. 5 – 8.
3. Карунин А.Л., Бахмутов С.В., Селифонов В.В., Вайсблом М.Е., Баулина Е.Е., Карпухин К.Е. Автомобиль с комбинированной силовой установкой. Результаты и методика испытаний. // Автомобильная промышленность. – 2007. – № 7. – с. 6 – 9.
  4. Отчёт о НИР по теме: "Разработка системы автоматического управления комбинированной энергетической установкой транспортного средства с использованием бортового компьютера". Этап №2 "Создание лабораторного макета системы автоматического управления КЭУ транспортного средства". ГК №16.740.11.0255.
  5. Селифонов В.В., Баулина Е.Е. Экспериментальное определение топливной экономичности автомобиля с гибридной силовой установкой при движении в городском цикле. // Автомобиль и окружающая среда: сборник статей 58 Международной научно-технической конференции ААИ – Дмитров – ФГУП "НИЦИАМТ", 14 – 15 июня 2007. – с. 42 – 48.

### **Перспективы создания среднетоннажных грузовых городских автомобилей с комбинированными энергетическими установками с использованием системы тягового электрооборудования российского производства**

д.т.н. проф. Бахмутов С.В., к.т.н. проф. Серебряков В.В., к.т.н. Баулина Е.Е., Куликов А.И., Филонов А.И.

Университет машиностроения

8(495)223-05-23 (1204) baulina@mami.ru, filonov@mami.ru

*Аннотация.* В статье рассмотрены перспективы создания среднетоннажных грузовых городских автомобилей с комбинированными энергетическими установками с использованием компонентов российского производства. Описываются преимущества и недостатки выбранной схемы КЭУ. Обосновывается необходимость применения стендовых установок для проведения экспериментальных исследований.

*Ключевые слова:* комбинированная энергетическая установка (КЭУ), последовательно-параллельная схема КЭУ, торцевые электромашины, комплексная система энергообеспечения.

В настоящее время всё большее распространение получают автомобили с КЭУ. Интерес к таким автомобилям обусловлен тем, что они обладают меньшей токсичностью и лучшей топливной экономичностью. Наиболее перспективно применение автомобилей с КЭУ в крупных городах с большим автомобильным парком. КЭУ могут устанавливаться на городских автобусах, легковых автомобилях, развозных грузовых автомобилях. КЭУ целесообразно применять не только на малотоннажных грузовых автомобилях полной массой до 3.5 тонн, но и на среднетоннажных – полной массой порядка 7...8 тонн, таких как, например, ГАЗ-33104 "Валдай", ЗИЛ-5331 "Бычок" и др.

Среднетоннажные грузовые автомобили изготавливают в основном с использованием параллельной схемы КЭУ. Достоинством параллельной схемы является более высокий КПД передачи энергии от первичного двигателя (ДВС) к ведущим колесам в сравнении с последовательной и возможность применения одной электромашины (ЭМ) вместо двух [6, 7].

Последовательная схема КЭУ имеет смысл в случае, когда масса транспортного средства меняется значительно, тогда и мощность, требуемая для движения, будет меняться в широких пределах. В этом случае при использовании параллельной схемы, несмотря на работу по характеристике минимальных удельных расходов, диапазон работы ДВС по частоте вращения получится очень широким. Минимальный расход топлива возможно получить только при строго определенной частоте вращения и нагрузке на двигатель. Нужно обеспечить эффективность работы силовой установки при значительном диапазоне изменения фактической массы транспортного средства. Оптимальной будет та схема, которая за время работы автомобиля с разными весовыми состояниями обеспечит минимальный расход топлива