

9. Фомин В.М., Ермолович И.В., Халиль А.С. Использование рапсового масла в качестве моторного топлива для дизелей // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1997. – №5. – С. 11 – 12.
10. Фомин В.М. Анализ технологий химического преобразования альтернативных источников энергии в моторное топливо // Тракторы и сельхозмашины. - 2014. – № 10. С. 3 – 6.
11. Фомин В.М. Эффективное применение водородных энергоресурсов в структуре энергообеспечения АПК // Тракторы и сельхозмашины. - 2014. – № 6. – С. 3 – 7.
12. Перспективные автомобильные топлива – виды, характеристики, перспективы: Пер. с англ. / Под ред. Я.Б. Черткова. – М.: Транспорт, 1999. – 319 с.

**Метод оценки тягово-динамических свойств автомобиля с колесной формулой 8×8 и индивидуальным приводом двигателей на стенде «Беговые барабаны»**

д.т.н. проф. Котиев Г.О., д.т.н. Горелов В.А., Захаров А.Ю.  
МГТУ им. Н.Э. Баумана  
[kotievgo@yandex.ru](mailto:kotievgo@yandex.ru)

*Аннотация.* Представлен новый принцип имитации реальных нагрузочных режимов при движении транспортного средства в условиях стенда «Беговые барабаны». Разработана математическая модель динамики автомобиля с колесной формулой 8×8 на стенде и на дороге. Результатами имитационного математического моделирования доказана работоспособность предложенного подхода к управлению стендом на примере динамики автомобиля с колесной формулой 8×8 и индивидуальным приводом двигателей. Обоснованы направления дальнейших научных исследований, базирующихся на представленном принципе.

*Ключевые слова:* колесная машина, экспериментальные исследования, стенд с беговыми барабанами, индивидуальный привод колес, закон управления, двигатель, угловая скорость, крутящий момент, математическая модель, имитационное моделирование.

Работа выполнена при финансовой поддержке Минобрнауки РФ в рамках договора №9905/17/07-к-12 между ОАО «КАМАЗ» и МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Испытания являются неотъемлемой частью проектирования, технологического процесса изготовления и эксплуатации колесных машин [1].

Особенностью стендовых испытаний автомобильной техники на «беговых барабанах» является широкая возможность управления сочетаниями тяговых нагрузок, скоростных режимов, условий внешнего воздействия, причем установившийся режим может быть реализован длительное время, что позволяет обеспечить выполнение всех необходимых измерений, в том числе связанных с видео- и фоторегистрацией эксперимента [2].

В [2] отмечается, что к преимуществам испытаний типа на стендах с беговыми барабанами относятся широкий диапазон возможных режимов исследований, не зависящих от погодных-климатических условий, а также возможность автоматизации программ при проведении экспериментов. В то же время известно, что основным недостатком стендовых испытаний полноразмерных автомобилей является несоответствие условий качения автомобильных шин по барабану реальным дорожным покрытиям, которые сложно имитировать на поверхности барабанов. Решение данной проблемы может сделать испытания колесной техники на стендах «Беговые барабаны» самым предпочтительным по эффективности методом исследования. Таким образом, задача имитации на стенде дорожных условий является актуальной. В МГТУ им. Н.Э. Баумана разработан следующий подход к ее решению (рисунок 1а).

При пробеговых испытаниях колесной машины регистрируются показатели, определяющие движение в данных эксплуатационных условиях. Эти параметры являются входными для системы управления приводом стенда с беговыми барабанами. Управление приводными

двигателями стенда организуется так, чтобы значения силовых и кинематических параметров динамики автомобиля, зафиксированные при дорожных испытаниях, в точности повторялись при исследованиях на стенде.

На рисунке 1б представлен алгоритм решения данной задачи с помощью имитационного математического моделирования динамики колесной машины на ЭВМ, т.е. движение реальных объектов на дороге и на стенде заменяется соответствующими математическими моделями. Общая модель включает также математическое описание действий водителя, которое должно быть синхронизировано для машины на дороге и машины на стенде, а также математическую модель системы управления стендом, включающую вычислительный модуль для формирования управляющего воздействия на привод стенда в зависимости от соотношения входных параметров.

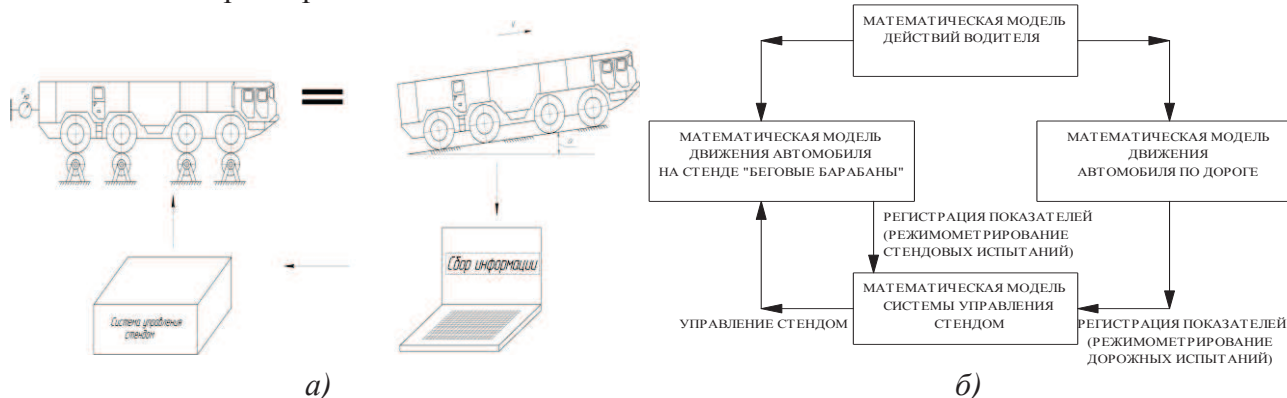


Рисунок 1. Принцип управления приводом стенда «Беговые барабаны»

Задача имитационного математического моделирования решалась для автомобиля с колесной формулой 8×8 и индивидуальным приводом движителей. Расчетная схема динамики автомобиля на стенде «Беговые барабаны» представлена на рисунке 2. Четные номера колес соответствуют правому борту автомобиля, нечетные – левому (на рисунке 2 не показаны).

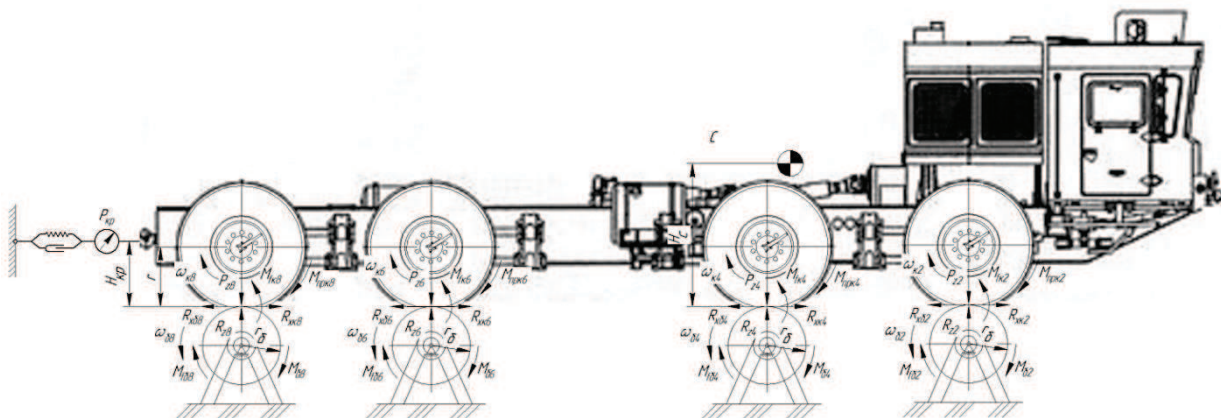
В качестве допущений представим удерживающее устройство, препятствующее съезду автомобиля с поверхности барабана, в виде упруго-демпфирующей связи. Сила, удерживающая автомобиль на стенде, действует только вдоль оси  $x$ . Пренебрегаем смещением вертикальной оси  $i$ -го колеса относительно вертикальной оси  $i$ -го барабана, заменяя их действием  $i$ -ых моментов сопротивления.

Уравнения, описывающие динамику системы «колесная машина – беговые барабаны», могут быть представлены в следующем виде:

$$\begin{cases} m \cdot \dot{V} = \sum_{i=1}^8 R_{x\kappa_i} - P_{кр}; \\ J_{\kappa_i} \cdot \dot{\omega}_{\kappa_i} = M_{кр_i} - M_{f\kappa_i} - R_{x\kappa_i} \cdot r_i; \\ J_{\bar{\delta}_i} \cdot \dot{\omega}_{\bar{\delta}_i} = R_{x\bar{\delta}_i} \cdot r_{\bar{\delta}_i} - M_{f\bar{\delta}_i} + M_{\bar{\delta}_i}, \end{cases} \quad (1)$$

где:  $i = 1, \dots, n$ ;  $\dot{V}$  – продольное ускорение центра масс автомобиля на стенде (имеет значения, близкие к нулю);  $R_{x\kappa_i}$  – продольная реакция  $i$ -го колеса при взаимодействии с поверхностью  $i$ -го барабана;  $R_{x\bar{\delta}_i}$  – продольная реакция на поверхности  $i$ -го барабана при взаимодействии с  $i$ -ым колесом;  $P_{кр}$  – сила на крюке;  $\dot{\omega}_{\kappa_i}$  – угловое ускорение  $i$ -го колеса;  $\dot{\omega}_{\bar{\delta}_i}$  – угловое ускорение  $i$ -го барабана;  $J_{\kappa_i}$ ,  $J_{\bar{\delta}_i}$  – приведенные моменты инерции  $i$ -го колеса и  $i$ -го барабана, соответственно;  $M_{кр_i}$  – крутящий (приводной) момент на  $i$ -ом колесе;  $M_{f\kappa_i}$  – момент сопротивления вращению  $i$ -го колеса на  $i$ -ом барабане;  $M_{f\bar{\delta}_i}$  – момент сопротивления, передаваемый на  $i$ -ый барабан от  $i$ -го коле-

са;  $M_{\sigma_i}$  – тормозной (приводной) момент, реализуемый системой привода  $i$ -го барабана;  $r_i$ ,  $r_{\sigma_i}$  – расстояния от точки контакта до оси  $i$ -го колеса и  $i$ -го барабана, соответственно.



**Рисунок 2. Расчетная схема динамики автомобиля на стенде «Беговые барабаны»**

В современных конструктивных исполнениях стендов, как правило, беговой барабан связан с электрическим приводом (рисунок 3), за счет которого может быть реализовано приложение как тормозного момента, так и крутящего.



**Рисунок 3. Автомобиль на стенде «Беговые барабаны»**

Будем полагать, что момент на барабане  $M_{\sigma}$ , создаваемый приводным электрическим двигателем стенда, может принимать как отрицательные значения (тормозной момент), так и положительные (крутящий момент).

Рассмотрим определение величин, входящих в систему уравнений (1).

Продольная реакция колеса при взаимодействии с поверхностью барабана зависит от величины нормальной реакции и коэффициента взаимодействия:

$$R_{x\sigma_i} = R_{x\sigma_i} = \varphi_{x_i} \cdot R_{z_i}, \quad (2)$$

где:  $\varphi_{x_i}$  – коэффициент взаимодействия  $i$ -го колеса с  $i$ -ым барабаном.

Зависимость коэффициента взаимодействия от коэффициента буксования в ряде случаев аппроксимируется формулами различного содержания [3, 4].

В [3] доказано, что для связных грунтов зависимость коэффициента взаимодействия от коэффициента буксования может быть определена следующим выражением:

$$\varphi_x = \varphi_{x\max} \cdot \left(1 - e^{-\frac{S}{S_0}}\right) \cdot \left(1 + e^{-\frac{S}{S_1}}\right), \quad (3)$$

где:  $\varphi_{x\max}$  – коэффициент взаимодействия в продольном направлении при полном буксовании;  $S$  – коэффициент буксования;  $S_0$  и  $S_1$  – константы, определяющие вид кривой  $\varphi(S)$ .

Коэффициент буксования для  $i$ -ой пары «колесо – беговой барабан» определяется зависимостью:

$$S_i = \frac{\omega_{\kappa_i} \cdot r_i^* - \omega_{\delta_i} \cdot r_{\delta_i}}{\omega_{\kappa_i} \cdot r_i^*}. \quad (4)$$

Поверхность барабана практически не деформируема, в этой связи в качестве исходных данных для моделирования принимаем одинаковое значение всех  $r_{\delta_i}$ , приведенное в технических характеристиках стенда.

Под величиной  $r_i^*$  следует понимать радиус качения  $i$ -го колеса без скольжения на  $i$ -ом барабане. Для пары «колесо-барабан» примем  $S_0 = 0,04$  и  $S_1 = 0,15$ . Условия взаимодействия всех колес с соответствующим барабаном одинаковые.

Момент сопротивления качению  $i$ -го колеса  $M_{f\kappa_i}$ , действующий в плоскости его вращения, определяется в первую очередь внутренними потерями и приближенно может быть оценен зависимостью [5]:

$$M_{f\kappa_i} = f \cdot R_{z_i} \cdot r_i^*, \quad (5)$$

где:  $f$  – коэффициент сопротивления вращению колеса на барабане.

Будем полагать, что момент сопротивления, передаваемый на барабан от колеса

$$M_{f\delta_i} = M_{f\kappa_i}. \quad (6)$$

Нормальные реакции  $R_{z_i}$  определяются из решения системы уравнений (7):

$$\begin{cases} \sum_{i=1}^8 R_{z_i} = m \cdot g; \\ \sum_{i=1}^8 R_{z_i} \cdot x_{\kappa_i} = \sum M_{OTH}, \end{cases} \quad (7)$$

где:  $\sum M_{OTH} = -(m \cdot \dot{V} \cdot H_c + P_{кр} \cdot H_{кр} + \sum_{i=1}^8 M_{f\kappa_i})$  – сумма крутящих моментов относительно

проекции центра масс автомобиля на опорную плоскость;  $H_c$  – высота центра масс автомобиля;  $H_{кр}$  – высота приложения силы на крюке  $P_{кр}$ ,  $x_{\kappa_i}$  – расстояние от центра масс автомобиля до  $i$ -го колеса по оси  $x$ .

Дополнительные уравнения для решения системы (7) составляются на основе положения, что концы векторов нормальных реакций лежат в одной плоскости.

Для управления трансмиссией колесной машины с индивидуальным приводом двигателей был принят закон перераспределения моментов пропорционально относительным нормальным нагрузкам, приходящимся на каждое колесо [6].

Крутящий (приводной) момент на  $i$ -ом колесе  $M_{\kappa pi}$  определяется исходя из того, что устройством, подводящим к колесу момент, является тяговый электрический двигатель (ТЭД) с гиперболической зависимостью момента на выходном валу от частоты вращения с ограничениями по их максимальным значениям; параметром управления является степень использования общей мощности всех ТЭД  $h_\Gamma$ , с учетом коэффициента, определяющего перераспределение нормальных реакций по колесам.

Значение момента  $M_{\kappa pi}$  определяется по формуле:

$$M_{\kappa pi} = K_{li} \cdot \frac{N_{dmax} \cdot n}{\sum_{i=1}^n \omega_{di}} \cdot h_\Gamma, \quad (8)$$

где:  $N_{dmax}$  – максимальная мощность  $i$ -го ТЭД;  $h_\Gamma$  – уровень использования общей мощности всех мощности ТЭД  $[0 - 1]$  (аналог педали «газ»);  $n$  – число колес автомобиля,



$\omega_{di}$  – угловая скорость выходного вала  $i$ -го ТЭД;  $K_{li}$  – коэффициент коррекции.

Коэффициент коррекции определяется по следующей формуле:

$$K_{li} = \frac{R_{zi} \cdot n}{\sum_{i=1}^n R_{zi}}. \quad (9)$$

Для моделирования ТЭД приняты следующие исходные данные:

- 1) максимальная мощность каждого ТЭД  $N_{dmax} = 60$  кВт;
- 2) выходной момент ограничен максимальным значением  $M_{max} = 39$  кН·м;
- 3) максимальная угловая скорость вращения колеса составляет  $\omega_{kmax} = 31$  рад/с (ограничение по максимально возможной скорости движения автомобиля).

Сила на крюке  $P_{кр}$ , препятствующая съезду автомобиля с поверхности барабана, может быть определена с учетом упруго-демпфирующих характеристик удерживающего устройства:

$$P_{кр} = c \cdot x + \mu \cdot V, \quad (10)$$

где:  $x$  – координата продольного перемещения центра масс автомобиля;  $c$  – жесткость удерживающего устройства в продольном направлении;  $\mu$  – коэффициент демпфирования удерживающего устройства в продольном направлении.

Будем полагать, что момент на  $i$ -ом барабане  $M_{\delta_i}$  зависит от конструктивных параметров и параметров управления и может быть определен по зависимости:

$$M_{\delta_i} = M_{\delta max} \cdot h_{\delta_i}, \quad (11)$$

где:  $M_{\delta max}$  – максимальный момент, реализуемый на барабане (определяется возможностями конструкции);  $h_{\delta_i}$  – уровень максимального момента на  $i$ -ом барабане  $[-1 - 1]$ .

Разработанная математическая модель динамики автомобиля на стенде реализована в Matlab/Simulink [7]. Общая блок-схема модели, представленная на рисунке 4, включает в себя две подсистемы (subsystem): «АВТОМОБИЛЬ» и «СТЕНД», в которой решаются уравнения системы (1). В подсистему «АВТОМОБИЛЬ» из подсистемы «СТЕНД» для определения величины скольжения  $S_i$  подаются значения угловых скоростей барабанов  $\omega_{\delta_i}$ . Таким образом, связь между первой и второй подсистемами реализуется через значения продольных реакций на поверхностях барабанов ( $R_{x_i} = R_{xk_i} = R_{x\delta_i}$ ), которые определяются в подсистеме «АВТОМОБИЛЬ» и используются в подсистеме «СТЕНД» (рисунок 4).

Разработанная математическая модель динамики автомобиля на стенде «Беговые барабаны» (подсистемы «АВТОМОБИЛЬ» и «СТЕНД» на рисунке 4) реализуется в одной подсистеме с названием «Динамика автомобиля на стенде» (рисунок 5). Блок-схема (рисунок 5) дополняется подсистемой «Динамика автомобиля на дороге».

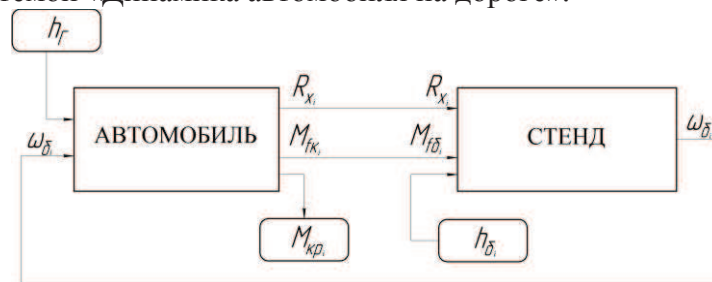


Рисунок 4. Блок-схема модели «АВТОМОБИЛЬ-СТЕНД»

Отметим, что управление педалью «газ» автомобиля на стенде полностью согласовано с этим же параметром при испытаниях автомобиля на дороге. Предполагается, что при непосредственном исследовании автомобиля на стенде «Беговые барабаны» эта функция будет реализована с помощью автоматизированной системы.

При моделировании динамики на дороге за основу принята математическая модель криволинейного движения колесной машины, подробно рассмотренная в [6]. Управляющие воздействия на рулевое колесо от условного водителя отсутствуют, т.е. угол поворота всех колес принят равным нулю.



Рисунок 5. Блок-схема модели «Автомобиль на стенде – автомобиль на дороге»

Расчетная схема общего случая движения автомобиля представлена на рисунке 6.

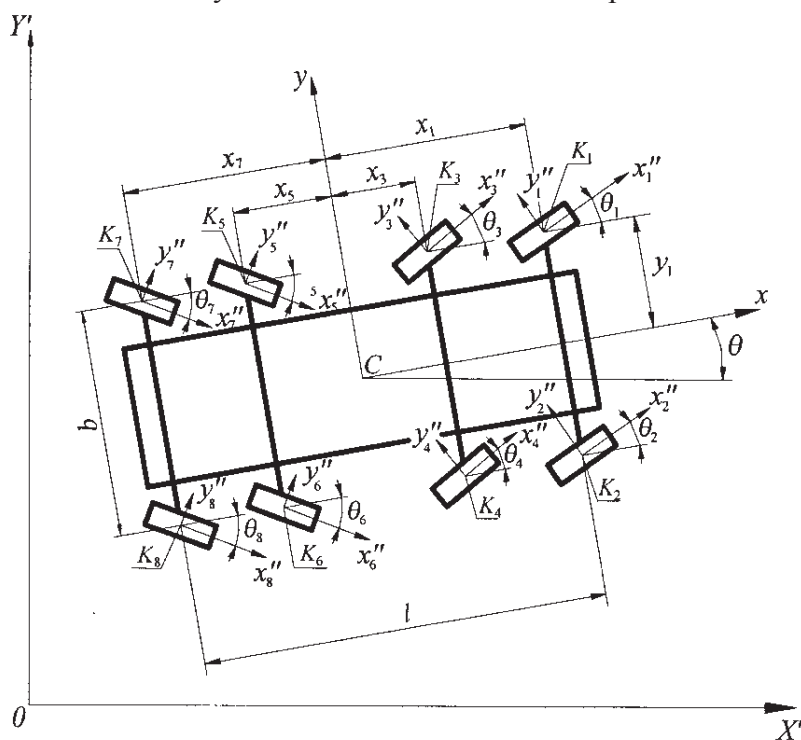


Рисунок 6. Расчетная схема движения автомобиля

При описании математической модели движения автомобиля 8×8 полной массой 60 т были приняты следующие допущения. Движение автомобиля как твердого тела рассматривается в горизонтальной плоскости на ровной, с учетом угла подъема в направлении движения, недеформируемой опорной поверхности и складывается из поступательного движения центра масс и вращательного движения вокруг центра масс (рисунок 6). Система уравнений (12), описывающая данное движение, позволяет рассчитать текущие ускорения по значениям сил и моментов, действующим на автомобиль.

Для описания данного случая движения автомобиля вводятся следующие системы координат: неподвижная  $x' - y'$ ; подвижная  $x - y$ , связанная с корпусом автомобиля; система координат  $x'' - y''$ , связанная с  $i$ -м колесом (рисунок 6).

$$\left\{ \begin{aligned} a_x &= \frac{dV_x}{dt} - \omega_z \cdot V_y = \frac{1}{m} \cdot \left( \sum_{i=1}^8 R_{xi} - m \cdot g \cdot \sin(\alpha) - P_{wx} \right); \\ a_y &= \frac{dV_y}{dt} + \omega_z \cdot V_x = \frac{1}{m} \cdot \left( \sum_{i=1}^8 R_{yi} - P_{wy} \right); \\ J_z \cdot \frac{d\omega_z}{dt} &= \sum_{i=1}^8 M_{nki} + \sum_{i=1}^8 M(\vec{R}_i); \\ V_{x'} &= \frac{dx'}{dt} = V_x \cdot \cos \theta - V_y \cdot \sin \theta; \\ V_{y'} &= \frac{dy'}{dt} = V_x \cdot \sin \theta + V_y \cdot \cos \theta; \\ \omega_z &= \frac{d\theta}{dt}, \end{aligned} \right. \quad (12)$$

где:  $m$  – масса автомобиля;  $J_z$  – момент инерции автомобиля относительно оси  $z$ ;  $\vec{V}$  – вектор скорости центра масс автомобиля;  $\vec{a}$  – вектор ускорения центра масс автомобиля;  $\vec{\omega}$  – вектор угловой скорости поворота автомобиля;  $\theta$  – угол поворота автомобиля относительно неподвижной системы координат;  $X', Y'$  – координаты центра масс автомобиля в неподвижной системе координат;  $\vec{R}_i$  – вектор силы взаимодействия с грунтом, действующей на  $i$ -ое колесо;  $\vec{P}_w$  – вектор силы сопротивления воздуха;  $M_{nki}$  – момент сопротивления повороту  $i$ -го колеса;  $\alpha$  – угол преодолеваемого подъема (спуска) в направлении движения.

Системы уравнения (1) и (12) решаются независимо друг от друга.

Коэффициент буксования для пары «колесо – опорное основание» при качении в ведущем режиме определяется по зависимости:

$$S_i = \frac{\omega_{\kappa_i} \cdot r'_{\kappa_i} - V}{\omega_{\kappa_i} \cdot r'_{\kappa_i}}, \quad (13)$$

где:  $r'_{\kappa_i}$  – радиус качения  $i$ -го колеса по опорной поверхности без буксования.

Нормальные реакции  $R_{z_i}$  при движении автомобиля по дороге определяются из решения системы уравнений (14):

$$\left\{ \begin{aligned} \sum_{i=1}^8 R_{z_i} &= m \cdot g \cdot \cos(\alpha); \\ \sum_{i=1}^8 R_{z_i} \cdot x_{\kappa_i} &= \sum M_{OTH_x}; \\ \sum_{i=1}^8 R_{z_i} \cdot y_{\kappa_i} &= \sum M_{OTH_y}, \end{aligned} \right. \quad (14)$$

где:  $\sum M_{OTH_x} = -(m \cdot \dot{V} \cdot H_c + m \cdot g \cdot \sin(\alpha) \cdot H_c + P_{wx} \cdot H_{wx} + \sum_{i=1}^8 M_{f\kappa_i})$  – сумма крутящих моментов

относительно проекции центра масс автомобиля на опорное основание в продольной плоскости;  $\sum M_{OTH_y} = -(m \cdot \dot{V}_y \cdot H_c + P_{wy} \cdot H_{wy})$  – сумма крутящих моментов относительно проекции центра масс автомобиля на опорное основание в поперечной плоскости;  $x_{\kappa_i}$  – расстояние от центра масс автомобиля до  $i$ -го колеса по оси  $x$ ;  $y_{\kappa_i}$  – расстояние от центра масс автомобиля до  $i$ -го колеса по оси  $y$ ;  $H_w$  – высота точки приложения сил воздушного сопротивления

Коэффициенты сопротивления качению  $f$ , а также коэффициенты взаимодействия в

продольном направлении при полном буксовании  $\varphi_{x\max}$  при движении автомобиля по дороге и по поверхности беговых барабанов имеют разные значения, т.е. условия качения на стенде не совпадают с дорожными.

В процессе моделирования движения автомобиля по дороге непрерывно (или с какой-либо частотой) отслеживаются величины крутящих моментов на колесах  $M_{d_i}$ , которые определяются так же, как и при динамике на стенде, т.е. по формуле (8). Таким образом, на стенде удастся реализовать полную синхронизацию  $M_{kp_i}$  приводным моментам  $M_{d_i}$ , которые реализуются при движении по дороге, при одинаковом уровне использования мощности всех ТЭД можно добиться полного совпадения угловых скоростей вращения  $i$ -ых колес на стенде и на дороге. Совпадение по приводным моментам и угловым скоростям вращения означает то, что нагрузочный режим, который имеет место при движении по дороге, полностью воспроизводится в условиях стенда.

В процессе моделирования из подсистем «Динамика автомобиля на дороге» и «Динамика автомобиля на стенде» в подсистему «Модель системы управления стендом» подаются моменты  $M_{kp_i}$  и  $M_{d_i}$  (рисунок 5). В правой части третьего уравнения системы (1) присутствуют моменты на барабанах  $M_{\delta_i}$  для каждого приводного двигателя, управляя которыми, возможно добиться совпадения приводных моментов на колесах при качении по дорожной поверхности и на беговых барабанах.

С целью реализации соответствия  $M_{kp_i}$  моментам  $M_{d_i}$  в модели организуется пропорциональное изменение командных воздействий  $h_{\delta_i}$   $[-1...1]$ , определяющих уровень и направление приложения моментов на барабанах, в зависимости от относительной разницы  $\Delta_i(M_d / M_{kp})$ :

$$\Delta_i(M_{d_i} / M_{kp_i}) = \frac{M_{d_i} - M_{kp_i}}{M_{d_i}}. \quad (15)$$

Рассмотрим пример реализации предлагаемого принципа управления для динамики полноразмерного автомобиля. Исходными при моделировании тестовых режимов движения примем следующие данные:  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ ;  $m = 60000 \text{ кг}$ ;  $J_k = 300 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ ,  $J_{\delta} = 300 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ ;  $r = 0,725 \text{ м}$ ,  $r_{\delta} = 0,6 \text{ м}$ ;  $f_{\delta ap}$  (на стенде) = 0,016;  $f_{\delta op}$  (на дороге) = 0,1;  $\varphi_{x\max}$  (на стенде) = 0,7;  $\varphi_{x\max}$  (на дороге) = 0,4;  $M_{\delta\max} = 10000 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ;  $M_{\max} = 39 \text{ кН}\cdot\text{м}$ ;  $N_{\max} = 60 \text{ кВт}$ ;  $c = 5 \times 10^7 \text{ Н/м}$ ;  $\mu = 2,5 \times 10^7 \text{ Н}\cdot\text{с/м}$ ;  $H_c = 1,925 \text{ м}$ ;  $H_{kp}$  (на стенде) = 0,88 м;  $x_{k_1} = 4,245$ ;  $x_{k_8} = -1,905$ .

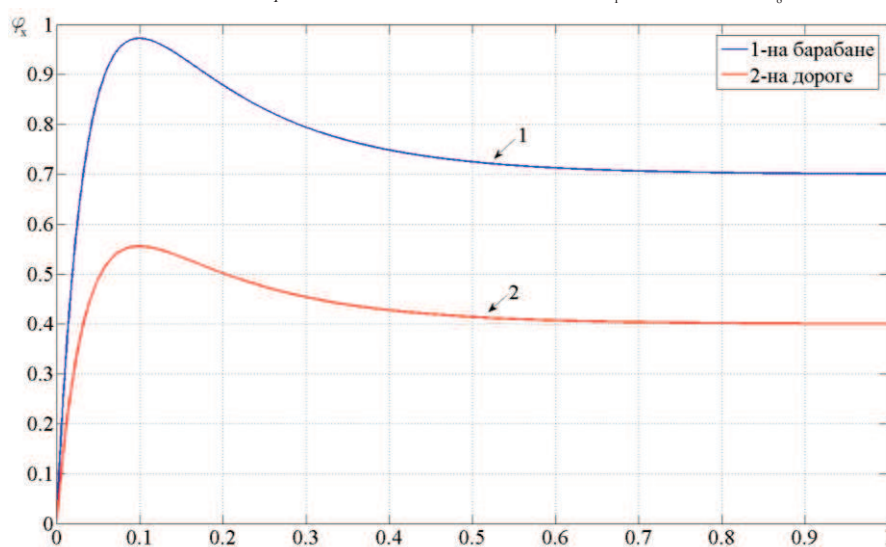


Рисунок 7. Зависимости  $\varphi_x(S)$  для колеса на стенде и на дороге



Зависимости  $\varphi_x(S)$  для взаимодействия колес автомобиля с поверхностями приводных барабанов и с дорожным опорным основанием представлены на рисунке 7. Движение на стенде и на дороге начинается с начальной скорости  $V_0 = 1$  км/ч. Угол подъема в направлении движения  $\alpha = 10^\circ$ .

Управление стендом (изменение моментов  $M_{\bar{\sigma}_i}$ ) начинается со 2-ой секунды движения, т.е. до этого автомобиль на стенде движется независимо от условий на дороге. Уровень использования мощности при движении по дороге изменяется линейно за первую секунду движения от значения  $h_r = 0,1$  до значения  $h_r = 1$  и в дальнейшем не изменяется. Управление уровнем использования мощности ТЭД на стенде  $h_r$  синхронизировано с этим же параметром при движении по дороге. Время моделирования  $t = 10$  секунд.

Результаты моделирования представлены на рисунках 8 – 12.

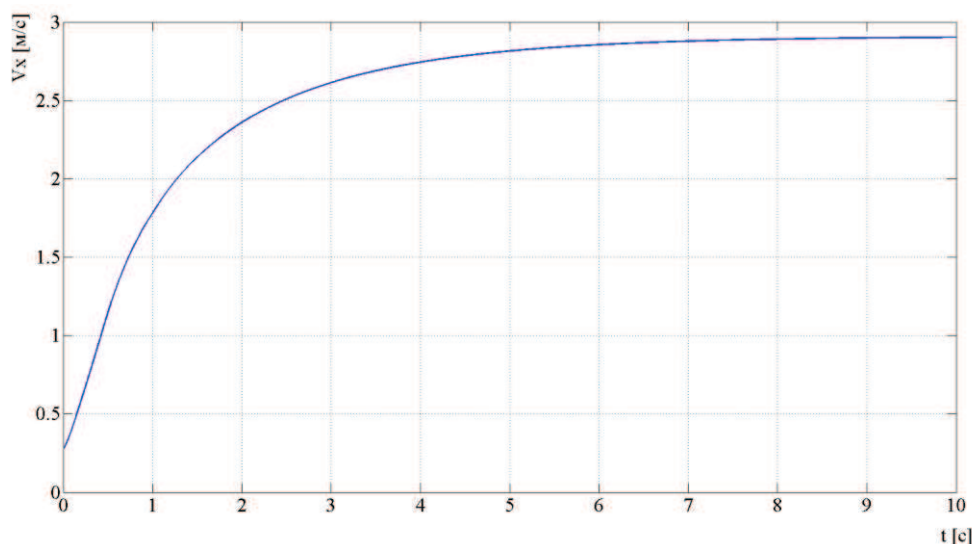
В заданных условиях при движении по дороге с углом подъема в направлении движения  $\alpha = 10^\circ$  за 10 секунд моделирования автомобиль достиг предельно возможной скорости 2,8 м/с (рисунок 8).

Результаты моделирования представлены для колес №1 и №8 (см. рисунок 6).

Анализируя рисунок 9, можно отметить, что до 2-ой секунды движения крутящий момент, подводимый к колесу №1 при движении по дороге  $M_d$ , и крутящий момент  $M_{кр}$ , подводимый к колесу №1 на барабане, формировались независимо друг от друга. При этом управляющее воздействие  $h_{\bar{\sigma}}$  на изменение момента на барабане до 2-ой секунды движения не осуществлялось.

Со второй секунды движения осуществлялось управление моментом на барабане с целью выравнивания приводных моментов, что и было достигнуто (рисунок 9).

График изменения угловых скоростей колес (рисунок 10) позволяет сделать следующий вывод: поскольку до 2-ой секунды движения на барабане №1 не создавался момент сопротивления, а приводной момент формировался в зависимости от перераспределения нормальных реакций, которые у автомобиля,двигающегося в подъем по дороге, естественно, меньше, чем у автомобиля на стенде, угловая скорость колеса №1, находящегося на барабане, возрастала медленнее, чем у этого же колеса при движении автомобиля по дороге.



**Рисунок 8. Линейная скорость автомобиля при движении по дороге**

В дальнейшем за счет управления моментом на барабане №1  $M_{\bar{\sigma}_1}$  было реализовано совпадение приводных моментов  $M_{d_1}$  и  $M_{кр_1}$  (рисунок 9), а поскольку характеристики тяговых двигателей представляют собой зависимость момента от частоты вращения, то при одинаковом уровне использования их мощности (что является условием проведения экспери-

мента) при проведении численного моделирования зафиксировано совпадение угловых скоростей колес (рисунок 10) после второй секунды движения.

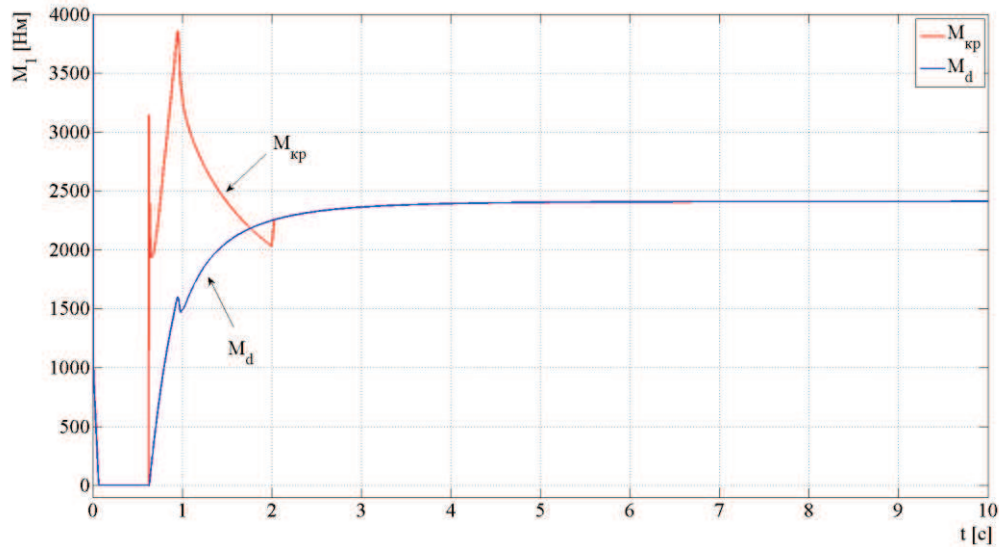


Рисунок 9. Приводные моменты на колесах №1 (на стенде и на дороге)

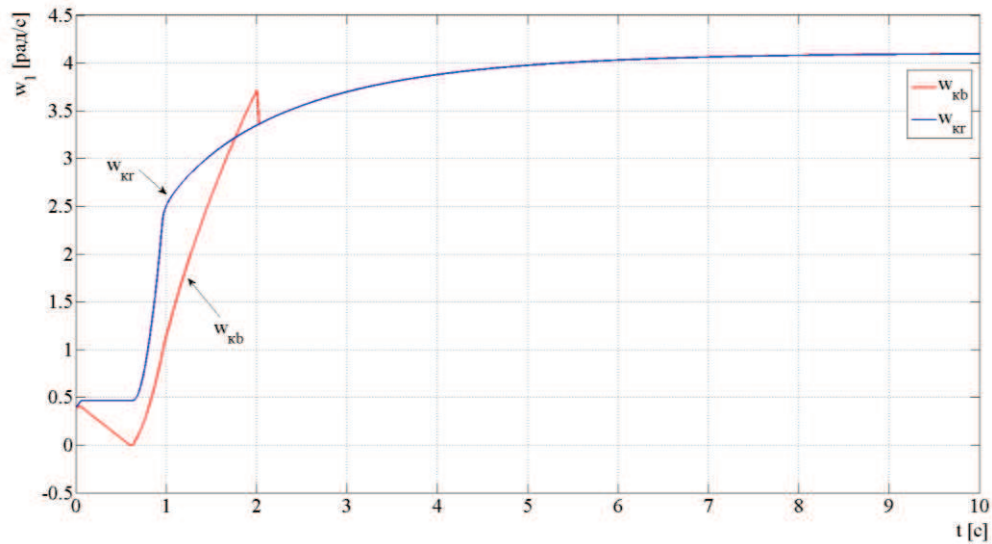


Рисунок 10. Угловые скорости колес №1 (на стенде и на дороге)

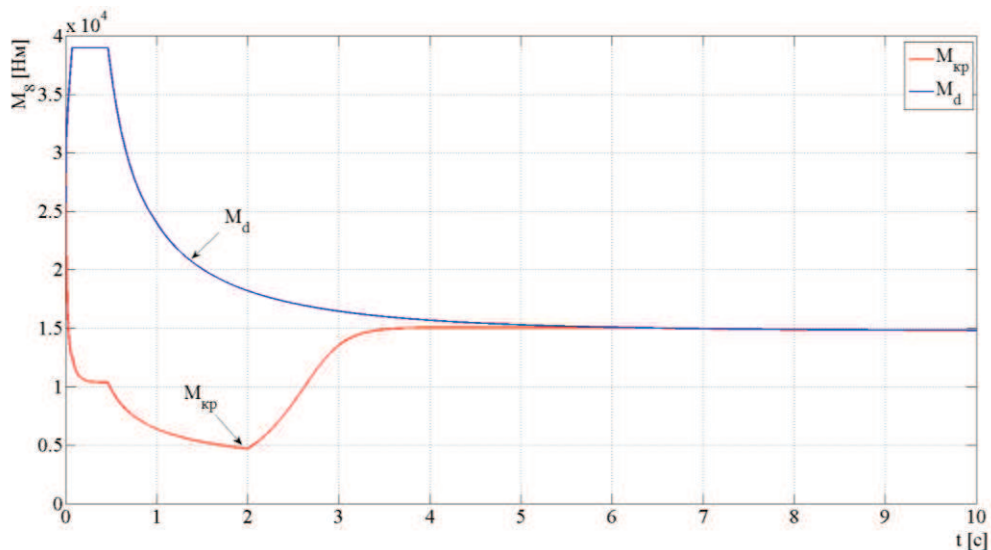


Рисунок 11. Приводные моменты на колесах №8 (на стенде и на дороге)

Анализ рисунков 11 и 12 позволяет сделать вывод о том, что на колесе №8 после начала

управления барабаном (2-ая секунда моделирования) также было реализовано совпадение крутящих моментов (рисунок 11) и угловых скоростей (рисунок 12) за счет формирования управляющего воздействия в соответствии с командным сигналом. При этом до 2-ой секунды движения угловая скорость колеса на барабане увеличивалась быстрее, чем при движении в подъем на дороге. Объясняется это тем, что при движении в подъем задняя ось автомобиля дополнительно нагружена в сравнении с горизонтальным положением автомобиля на стенде.

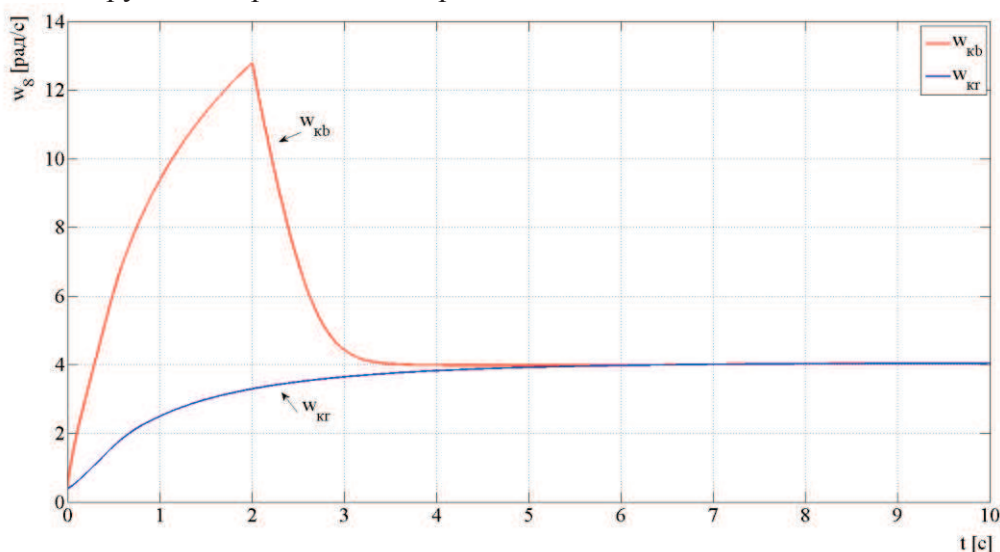


Рисунок 12. Угловые скорости колес №8 (на стенде и на дороге)

### Выводы

Результаты моделирования позволили сделать вывод о работоспособности предложенного принципа имитации динамики автомобиля с колесной формулой 8×8 и индивидуальным приводом движителей по ровному недеформируемому опорному основанию в условиях стенда «Беговые барабаны» (т.е. при отличающихся значениях  $\varphi_{x\max}$  и  $f$ ) с помощью имитационного математического моделирования.

На следующем этапе исследований представляется актуальным решение следующих задач: имитации на стенде «Беговые барабаны» нагрузочных режимов движения, характерных для более широкого круга внешних условий: например, движение по деформируемой опорной поверхности с учетом бульдозерного и экскавационного эффектов, а также возможность реализации на стенде вращения колес с разными угловыми скоростями (аналог движения автомобиля по криволинейной траектории).

### Литература

1. Гладов Г.И., Петренко А.М. Специальные транспортные средства (испытания). – М.: ООО «Гринлайт+», 2010. – 384 с.
2. Петрушов В.А. Автомобили и автопоезда: Новые технологии исследования сопротивлений качения и воздуха. – М.: ТООС ПРЕСС, 2008. – 352 с.
3. Рождественский Ю.Л., Машков К.Ю. О формировании реакций при качении упругого колеса по недеформируемому основанию // Труды МВТУ. – 1982. – № 390. – С. 56 – 64.
4. Ermittlung von  $\mu$ -Schlupf-Kurven an Pkw-Reifen / Gnadler R., Unrau H.-J., Fischlein H., Frey M. // FAT-Schriftenreihe (Frankfurt am Main). – 1995. – № 119. – 169 S.
5. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин. – М.: Машиностроение, 1990. – 352 с.
6. Горелов В.А., Котиев Г.О., Мирошниченко А.В. Разработка закона управления индивидуальным приводом движителей многоосной колесной машины // Известия вузов. Машиностроение. - 2012. – №1. – С. 49 – 59.
7. Дьяконов В.П. Matlab 6.5 SP1/7 + Simulink 5/6 в математике и моделировании. - М.: СОЛОН-Пресс, 2005. – 576 с.
8. Котиев Г.О., Горелов В.А., Захаров А.Ю. Имитационное моделирование динамики пря-

### **Моделирование процесса переключения передач в коробках передач сельскохозяйственных тракторов**

д.т.н. проф. Городецкий К.И.<sup>1</sup>, Шуваев Д.Н.<sup>1</sup>,

Алендеев Е.М.<sup>2</sup>, Муратова С.К.<sup>3</sup>, Мельников А.Ю.<sup>4</sup>

<sup>1</sup> Университет машиностроения, <sup>2</sup> ОАО «НИИ стали»,

<sup>3</sup> ГБОУ СПО Политехнический техникум №2, <sup>4</sup> ООО «Арк-Доджик  
(495) 223-05-23, доб. 1527, [kg1101@yandex.ru](mailto:kg1101@yandex.ru)

**Аннотация.** Рассмотрены вопросы моделирования процесса переключения передач в коробках передач сельскохозяйственных тракторов и метод кусочно-бесступенчатого регулирования скорости тракторов, в основе которого лежит рациональный выбор достаточно небольшого диапазона корректорной характеристики двигателя, где мощность не уменьшается ниже номинальной и сохраняется топливная экономичность.

**Ключевые слова:** трактор, дизельный двигатель, коробка передач, внешняя скоростная характеристика двигателя, регулирование скорости движения.

В конструкциях современных сельскохозяйственных тракторов широкое распространение получили механические ступенчатые коробки передач (КП) с шестернями постоянного зацепления с использованием двух и более мокрых фрикционных муфт (ФМ) с гидropоджатием. К таким КП относятся зарубежные типа Powershift и упрощенные преселекторные. Как правило, в них основным средством управления переключением передач без разрыва потока мощности является изменение крутящих моментов включаемой и выключаемой муфт путем изменения давлений в их бустерах. В зависимости от кинематики в КП типа Powershift переключения передач могут производиться без разрыва потока мощности как внутри диапазонов, так и между диапазонами. В подобных трансмиссиях применены однопарные переключения внутри одного диапазона и двухпарные переключения, в которых задействуются четыре муфты (Full Powershift).

Процесс переключения передач в тракторных КП с разрывом потока мощности от двигателя и с различной степенью перекрытия передач подробно рассмотрен в работах [1 – 10]. Однако во всех этих работах не уделено внимание точности управления процессом переключения передач в КП с учетом внешней скоростной характеристики двигателя (ВСХ).

Рассмотрим наиболее простую кинематическую схему КП с однопарным переключением (рисунок 1). Схема включает две фрикционные муфты  $\Phi_{K-1}$  и  $\Phi_K$  с зубчатыми передачами с передаточными числами  $i_{K-1} > i_K$  и два импульсных датчика оборотов  $T_1$  и  $T_2$ , установленных на первичном 1 и вторичном 2 валах КП. Датчики оборотов предназначены для получения точной информации о частотах вращения валов, что может быть использовано системой управления КП.

На рисунке 2 представлена физическая модель, облегчающая алгоритмизацию процесса переключения передач в КП трактора. Модель включает «весы» 1 крутящих моментов от буксующих фрикционных муфт и пружинный динамометр 2 со шкалой 3, по которой измеряется крутящий момент двигателя. Принимается, что чаши весов вместе с разной длины нерастяжимыми нитями, на которых они подвешены, имеют нулевую массу. Разная длина нитей весов обусловлена разными передаточными числами передач: длины нитей левой и правой чаш должны соотноситься, как  $i_{K-1}/i_K$ . Массам грузов на чашах весов соответствуют давления в бустерах муфт, т.е. моменты от фрикционных муфт на первичном валу. По положениям оснований чаш весов по вертикальной оси  $M_{\text{втор.}}$  можно определить момент на вторичном валу КП. Замыкание той или иной фрикционной муфты и выход на скорость, соответ-