УДК 629.33 *DOI:10.46960/62045_2021_2_16*

К.Е. Бяков, В.А. Горелов, О.И. Чудаков

ТЕХНОЛОГИЯ СТЕНДОВЫХ ИСПЫТАНИЙ КОЛЕСНЫХ МАШИН С ВОСПРОИЗВЕДЕНИЕМ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ НАГРУЗОЧНЫХ РЕЖИМОВ

Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана

Представлена технология воспроизведения реальных нагрузочных режимов (включая движение транспортного средства по криволинейной траектории) в условиях динамометрического стенда с имитацией качения движителей по опорной поверхности. Разработана математическая модель динамики автомобиля с колесной формулой 8×8 и полностью дифференциальной трансмиссией при движении 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 дифференциальной трансмиссией. Обоснованы направления дальнейших научных исследований, базирующихся на представленной технологии.

Ключевые слова: динамометрический стенд, дифференциальная трансмиссия, математическая модель, имитационное моделирование.

1. Введение

Особенностью стендовых испытаний автомобильной техники на динамометрических стендах с имитацией качения движителей по опорной поверхности (типа «Беговые барабаны») является широкая возможность управления сочетаниями тяговых нагрузок, скоростных режимов и условий внешнего воздействия [1-5]. Причем установившийся режим может быть реализован длительное время, что позволяет обеспечить выполнение всех необходимых измерений. Еще одним достоинством стендовых испытаний является независимость от сезонно-климатических условий [6-9].

Основной недостаток стендовых испытаний полноразмерных автомобилей – 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 движения автомобиля в реальных дорожных условиях имеет важное научное и практическое значение. В данной работе под имитацией реальных эксплуатационных режимов понимается воспроизведение нагрузок на трансмиссию.

Цель работы – повышение эффективности натурных испытаний колесной техники на динамометрических стендах с беговыми барабанами путем совершенствования методов проведения экспериментальных исследований.

В работе [10] подробно представлена технология воспроизведения на динамометрическом стенде «Беговые барабаны» условий прямолинейного движения колесной машины в различных условиях. Ниже приведена технология имитации на стенде условий криволинейного движения.

2. Теоретическая часть

В качестве объекта исследований выбран четырехосный автомобиль полной массой 32 000 кг с колесной формулой 8×8 и дифференциальной схемой трансмиссии.

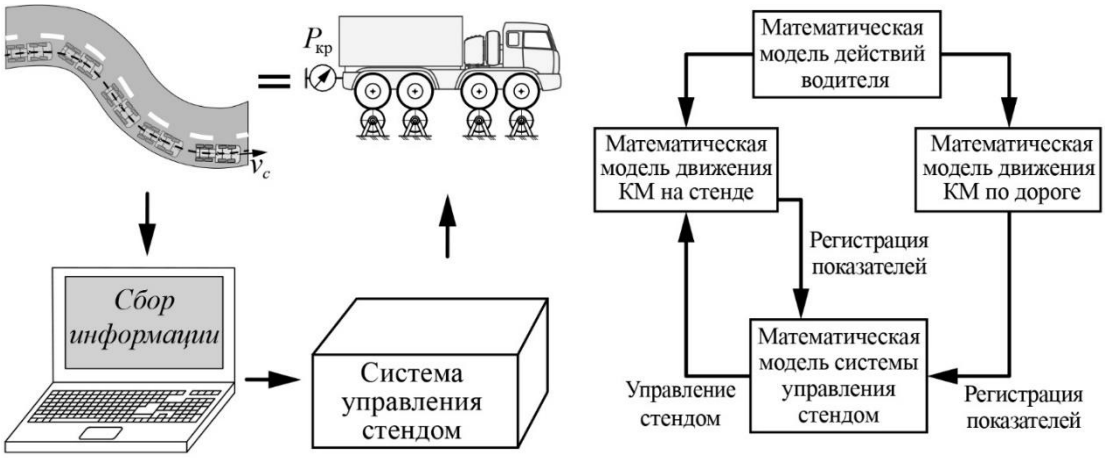
Для имитации условий криволинейного движения под каждым колесом машины должен быть расположен независимый беговой барабан с электрическим приводом, за счет которого может быть реализовано как дополнительное сопротивление (тормозной момент), так и добавочный крутящий момент (приводной). Пример такого стенда приведен на рис. 1.

а *б*

Рис. 1. Динамометрический стенд с беговыми барабанами:
***а* – общий вид стенда; *б* – автомобиль во время испытаний на стенде**

Принцип моделирования дорожных условий на динамометрическом стенде представлен на рис. 2, *а*. На первом этапе необходимо получить исходные данные для системы управления стенда: моменты сопротивления на колесах и угловые скорости колес. Эти данные регистрируются при натурных испытаниях колесной машины (КМ) в исследуемых режимах движения и используются как входные данные для системы управления динамометрического стенда. Управление приводными двигателями стенда должно быть организовано так, чтобы значения силовых и кинематических параметров, зафиксированные при дорожных испытаниях, в точности воспроизводились на стенде.

Для разработки алгоритма управления приводными двигателями стенда предлагается заменить реальные объекты колесной техники на дороге и в условиях стенда их математическими моделями (рис. 2, *б*).



а *б*

Рис. 2. Принцип моделирования дорожных условий на динамометрическом стенде:
***а* – на реальных объектах; *б* – на математических моделях**

При моделировании динамики на дороге за основу принята математическая модель криволинейного движения КМ по ровной недеформируемой опорной поверхности, подробно рассмотренная в [10]. Расчетная схема приведена на рис. 3.

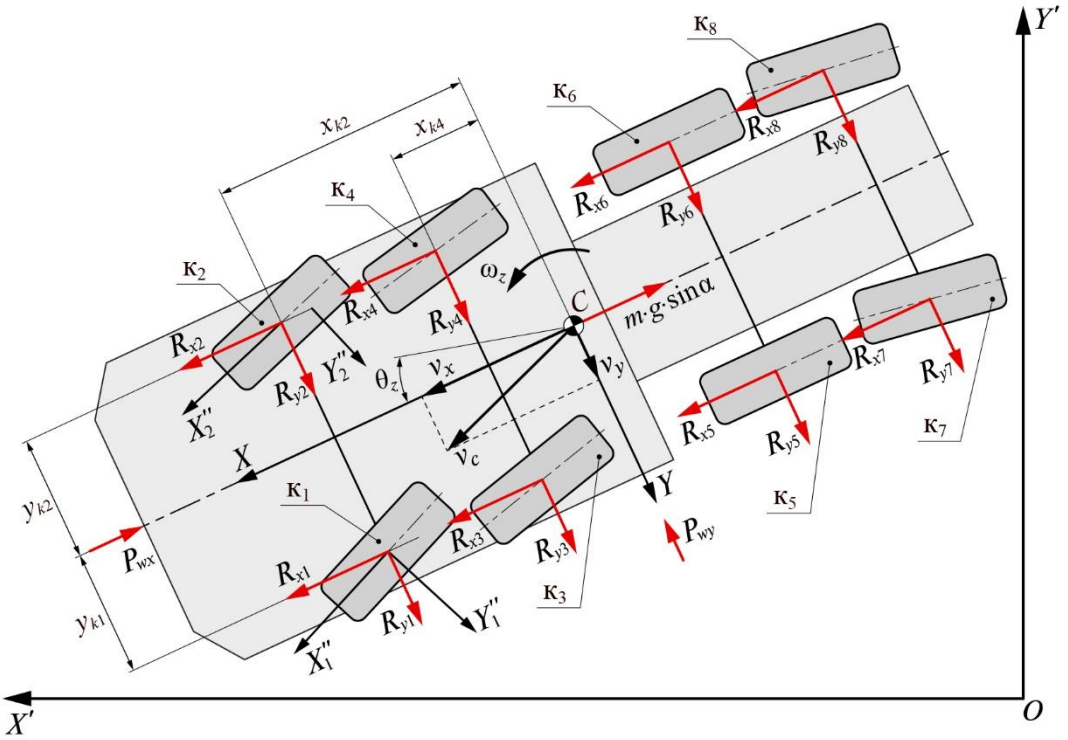


Рис. 3. Расчетная схема сил, действующих на КМ

Движение КМ складывается из поступательного движения центра масс (ЦМ) и вращательного движения вокруг ЦМ. Система уравнений (1), описывающая данное движение, позволяет рассчитать текущие ускорения по значениям сил и моментов, действующим на КМ:

$$\begin{cases} m\cdot a_x = \dfrac{dv_x}{dt} - \omega_z\cdot v_y = \sum\limits_{i=1}^{8} R_{xi} - m\cdot g\cdot\sin\alpha - P_{wx}; \\ m\cdot a_y = \dfrac{dv_y}{dt} + \omega_z\cdot v_x = \sum\limits_{i=1}^{8} R_{yi} - P_{wy}; \\ J_z\cdot\dfrac{d\omega_z}{dt} = \sum\limits_{i=1}^{8}\left(R_{yi}\cdot x_{ki}\right) - \sum\limits_{i=1}^{8}\left(R_{xi}\cdot y_{ki}\right) + \sum\limits_{i=1}^{8} M_{spi}; \\ v_{x'} = \dfrac{dx'}{dt} = v_x\cdot\cos\theta_z - v_y\cdot\sin\theta_z; \\ v_{y'} = \dfrac{dy'}{dt} = v_x\cdot\sin\theta_z + v_y\cdot\cos\theta_z; \\ \omega_z = \dfrac{d\theta_z}{dt}, \end{cases} \quad (1)$$

где m – масса КМ, кг; J_z – момент инерции КМ относительно оси Z, кг·м^2; v_x и v_y – продольная и поперечная составляющие вектора скорости ЦМ звена, м/с; a_x и a_y – продольная и поперечная составляющие вектора ускорения ЦМ (абсолютная производная от вектора скорости ЦМ звена); ω_z - вектор угловой скорости поворота КМ, рад/с; θ_z – угол поворота КМ относительно оси X', рад; x', y' – координаты ЦМ в неподвижной системе координат, м; R_{xi} и R_{yi} – продольная и поперечная составляющие вектора силы взаимодействия с грунтом, действу-

ющей на i-ое колесо, Н; α – угол наклона опорной поверхности, рад; P_{wx} и P_{wy} – продольная и поперечная составляющие силы сопротивления воздуха, Н; x_{ki} , y_{ki} – координаты i-го колеса относительно ЦМ, м; M_{spi} – момент сопротивления повороту i-го колеса, Н·м.

В работе исследуется КМ с колесной формулой 8×8 и полностью дифференциальной трансмиссией. Упрощенная схема трансмиссии представлена на рис. 4.

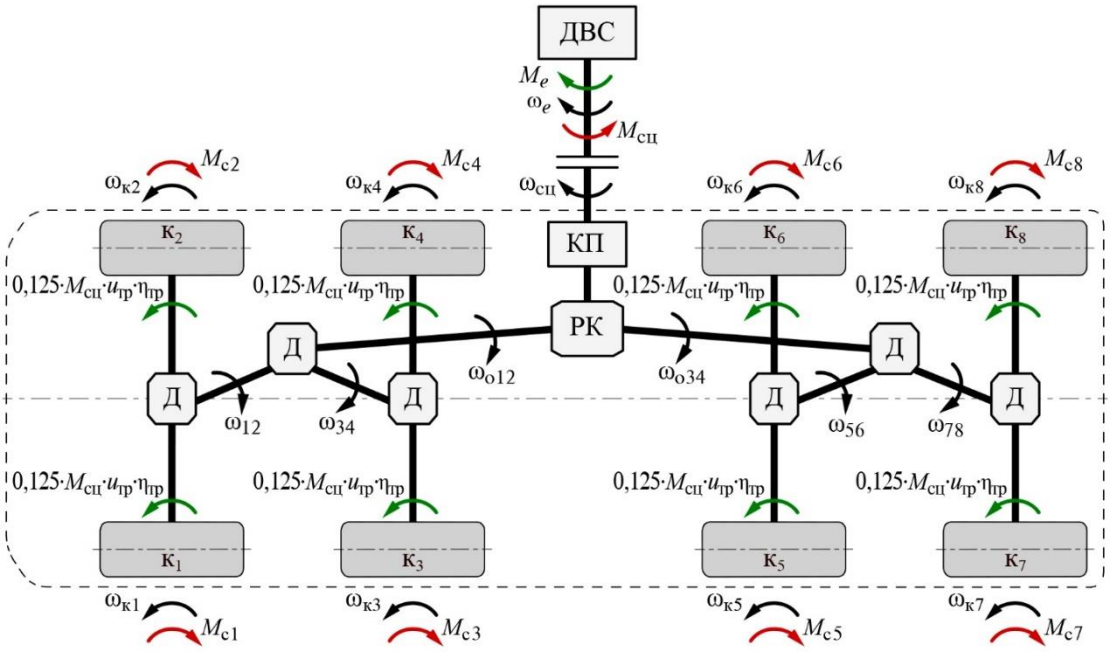


Рис. 4. Схема дифференциальной трансмиссии КМ 8×8: КП – коробка передач, РК – раздаточная коробка; Д – простой симметричный дифференциал

Динамика дифференциальной трансмиссии может быть описана следующей системой уравнений:

$$\begin{cases} J_e \cdot \dot{\omega}_e = M_e - M_{сц} \ ; \\ J_{кi} \cdot \dot{\omega}_{кi} = 0{,}125 \cdot M_{сц} \cdot u_{тр} \cdot \eta_{тр} - M_{сi} \ ; \\ \dot{\omega}_{сц} = u_{кп} \cdot \dfrac{\left(\dot{\omega}_{о12} + \dot{\omega}_{о34}\right)}{2} \ ; \\ \dot{\omega}_{о12} = \dfrac{\left(\dot{\omega}_{12} + \dot{\omega}_{34}\right)}{2} \ ; \\ \dot{\omega}_{12} = u_{гп} \cdot \dfrac{\left(\dot{\omega}_{к1} + \dot{\omega}_{к2}\right)}{2} \ ; \\ \dot{\omega}_{34} = u_{гп} \cdot \dfrac{\left(\dot{\omega}_{к3} + \dot{\omega}_{к4}\right)}{2} \ ; \\ \dot{\omega}_{о34} = \dfrac{\left(\dot{\omega}_{56} + \dot{\omega}_{78}\right)}{2} \ ; \\ \dot{\omega}_{56} = u_{гп} \cdot \dfrac{\left(\dot{\omega}_{к5} + \dot{\omega}_{к6}\right)}{2} \ ; \\ \dot{\omega}_{78} = u_{гп} \cdot \dfrac{\left(\dot{\omega}_{к7} + \dot{\omega}_{к8}\right)}{2} \ , \end{cases} \qquad (2)$$

где J_e – момент инерции коленчатого вала ДВС, кг·м^2; $\dot{\omega}_e$ – угловое ускорение коленчатого вала ДВС, рад/с; M_e – крутящий момент ДВС, Н·м; $M_{сц}$ – момент передаваемый муфтой сцепления, Н·м; $J_{кi}$ – приведенный момент инерции i-го колеса, кг·м^2; $\dot{\omega}_{кi}$ – угловое ускорение i-го колеса, рад/с; $u_{тр}$ – передаточное число трансмиссии; $\eta_{тр}$ – КПД трансмиссии; $u_{кп}$ – передаточное число коробки передач; $u_{гп}$ – передаточное число главной передачи; $M_{сi}$ – момент сопротивления движению, приведенный к i-му колесу, Н·м.

Расчетная схема динамики КМ на динамометрическом стенде «Беговые барабаны» представлена на рис. 5. Нечетные номера колес соответствуют левому борту КМ, четные – правому (на рис. 5 не показаны).

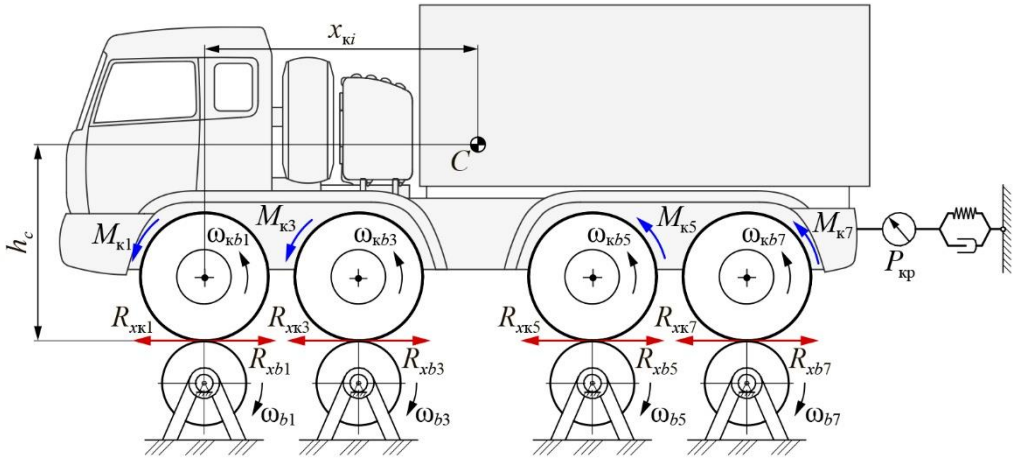


Рис. 5. Расчетная схема динамики КМ на стенде «Беговые барабаны»

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

$$\begin{cases} m \cdot a_{xb} = \sum_{i=1}^{8} R_{хкi} - P_{кр}; \\ J_{ki} \cdot \dot{\omega}_{кbi} = M_{кbi} - M_{fкi} - R_{хкi} \cdot r_i; \\ J_{bi} \cdot \dot{\omega}_{bi} = R_{xbi} \cdot r_{bi} - M_{fbi} + M_{bi}, \end{cases} \quad (3)$$

где a_{xb} – продольное ускорение ЦМ автомобиля на стенде (имеет значения, близкие к нулю), м/с^2; R_{xki} – продольная реакция i-го колеса при взаимодействии с поверхностью i-го барабана, Н; R_{xbi} – продольная реакция на поверхности i-го барабана при взаимодействии с i-ым колесом, Н; $P_{кр}$ – сила на крюке, Н; $\dot{\omega}_{кbi}$ – угловое ускорение i-го колеса, рад/с^2; $\dot{\omega}_{bi}$ – угловое ускорение i-го барабана, рад/с^2; J_{bi} – приведенный момент инерции i-го барабана, кг·м^2; $M_{кbi}$ – крутящий (приводной) момент на i-ом колесе; $M_{fкi}$ – момент сопротивления вращению i-го колеса на i-ом барабане, Н·м; M_{fbi} – момент сопротивления, передаваемый на i-ый барабан от i-го колеса, Н·м; M_{bi} – тормозной (приводной) момент, реализуемый системой привода i-го барабана, Н·м; r_i, r_{bi} – расстояния от точки контакта до оси i-го колеса и i-го барабана, соответственно, м.

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

$$R_{хкi} = R_{xbi} = \varphi_{xi} \cdot R_{zi}, \quad (4)$$

где φ_{xi} – коэффициент взаимодействия i-го колеса с i-ым барабаном; R_{zi} – нормальная реакция, действующая на i-е колесо, Н.

Суммарный момент сопротивления качению i-го колеса в условиях стенда M_{cbi} может быть оценен зависимостью:

$$M_{cbi} = f_b \cdot R_{zi} \cdot r_i + R_{xki} \cdot r_i, \quad (5)$$

где f_b – коэффициент сопротивления вращению колеса на барабане.

Как доказано в [10], для достижения полного совпадения как приводного момента, так и угловой скорости по каждому из колес при дифференциальной схеме трансмиссии, необходимо и достаточно, чтобы суммарный момент сопротивления на колесе совпадал при динамике на дороге и в условиях стенда. С целью реализации соответствия M_{ci} моменту M_{cbi} в модели организуется пропорциональное (рис. 6) изменение командного воздействия h_b, определяющего уровень и направление приложения момента на барабане, в зависимости от относительной разницы моментов:

$$\Delta_i = \frac{M_{ci} - M_{cbi}}{M_{ci}} \quad (6)$$

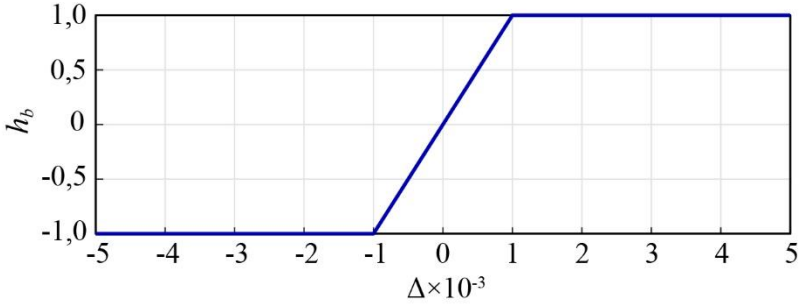
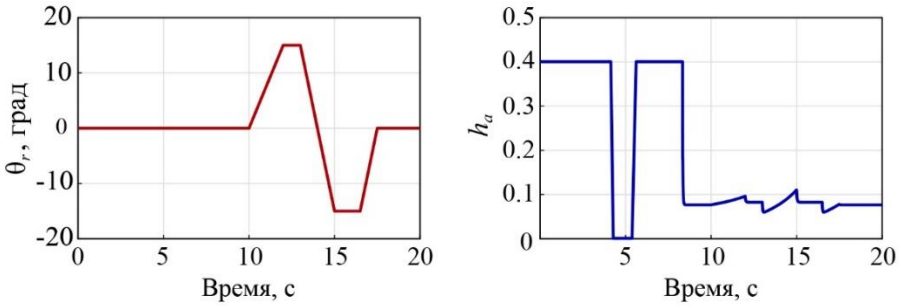


Рис. 6. Зависимость командного воздействия h_b от величины Δ

Коэффициенты сопротивления качению, а также коэффициенты взаимодействия колеса с опорным основанием при движении автомобиля по дороге и по поверхности беговых барабанов имеют разные значения, т.е. условия качения на стенде не совпадают с дорожными.

3. Результаты расчетов

Исследование проводилось для маневра «переставка» (изменение полосы движения). Движение на дороге начинается с начальной скорости v_0 = 0,1 м/с, скорость выполнения маневра 5 м/с поддерживается регулятором. Управляющие воздействия на рулевое колесо θ_r и педаль акселератора h_a при выполнении маневра «переставка» приведены на рис. 7. Траектория движения КМ представлена на рис. 8. Изменение линейной скорости КМ приведено на рис. 9.



а *б*

Рис. 7. Управляющие воздействия на рулевое колесо θ_r (а) и педаль акселератора h_a (б)

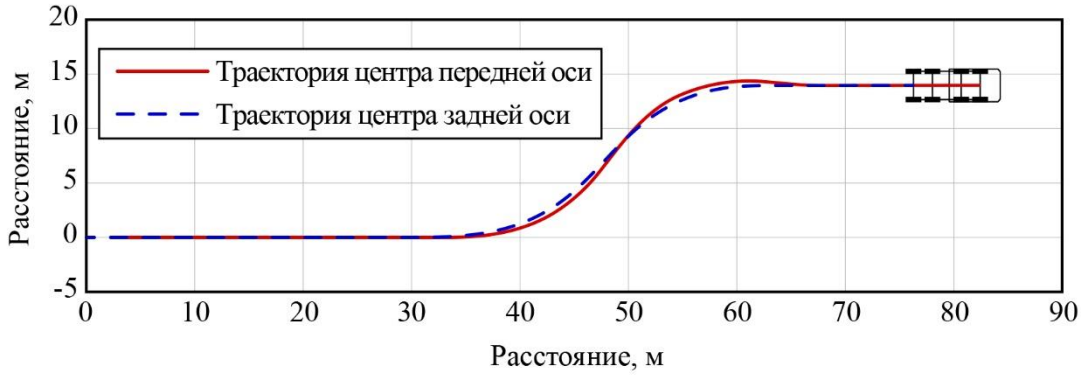


Рис. 8. Траектории движения КМ при выполнении маневра «переставка»

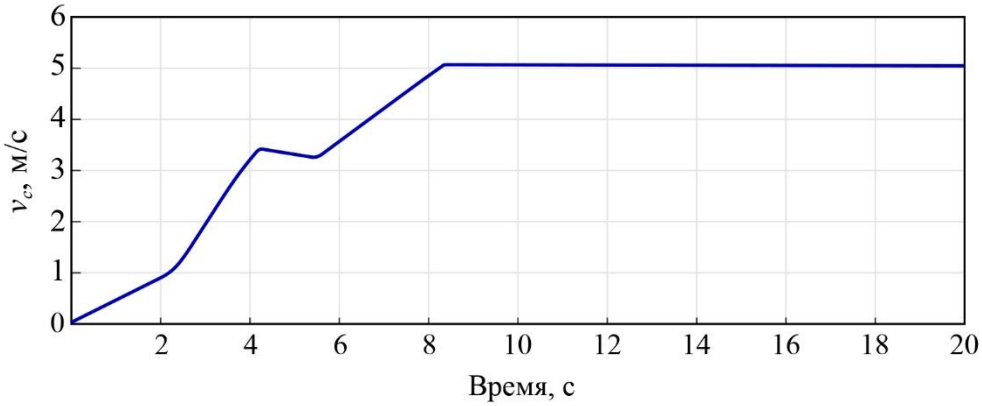
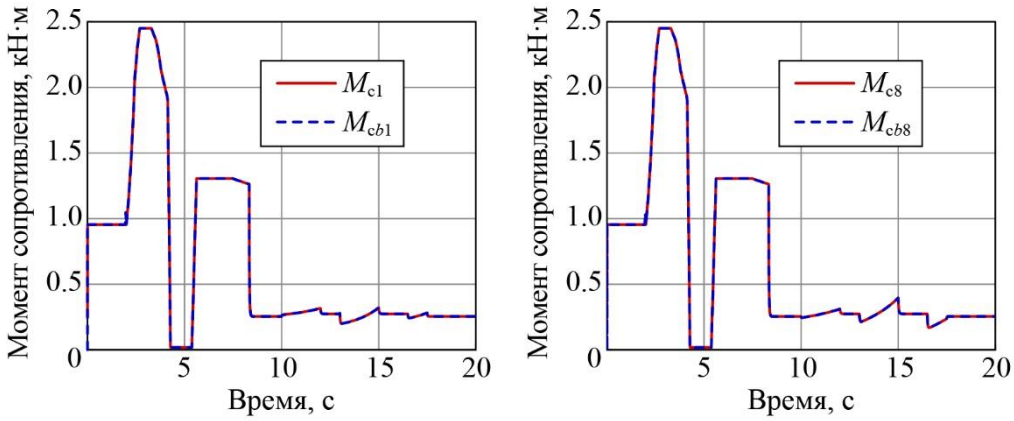


Рис. 9. Изменение линейной скорости КМ при движении по дороге

Управление уровнем использования мощности ТЭД (h_a) для КМ на стенде синхронизировано с этим же параметром при движении КМ по дороге. Управляющие воздействия на рулевое колесо при моделировании движения на стенде отсутствуют, т.е. угол поворота всех колес принят равным нулю.

Результаты моделирования представлены для колес №1 и №8 (рис. 3).

Анализируя рис. 10, можно отметить, что приведенный к i-му колесу момент сопротивления при движении автомобиля по дороге M_{ci} и момент сопротивления, приведенный к i-му колесу при динамике на барабане M_{cbi}, полностью совпадают во всем временном диапазоне исследований. При этом управляющее воздействие h_b (рис. 11) для изменения момента на барабане осуществляется с самого начала движения.



а *б*

Рис. 10. Моменты сопротивления на колесах №1 (*а*) и №8 (*б*) на стенде и на дороге

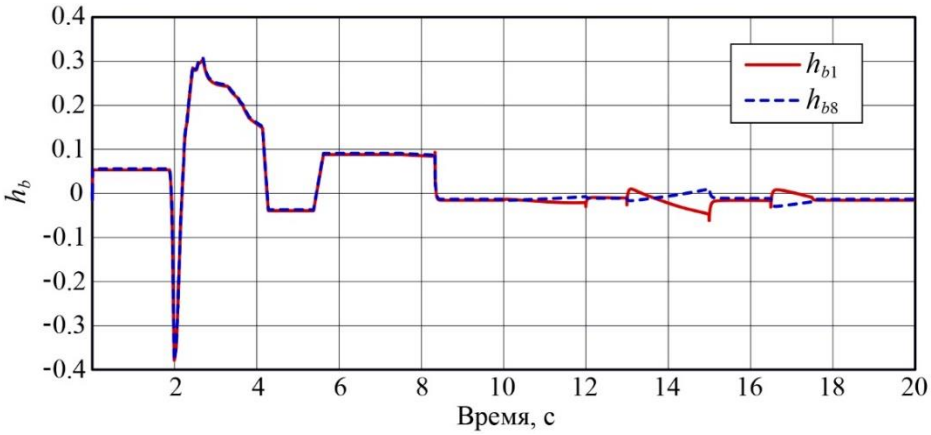
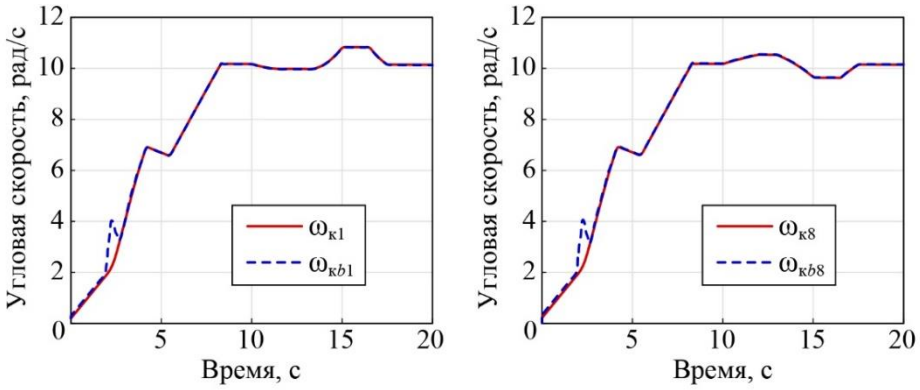


Рис. 11. Управляющее воздействие h_b для беговых барабанов (колеса №1 и №8)

График изменения угловых скоростей колес при динамике на дороге и на стенде с беговыми барабанами (рис. 12) также позволяет сделать вывод об их совпадении во всем временном диапазоне исследований.



а *б*

Рис. 12. Угловые скорости колес №1 (*а*) и №8 (*б*) на стенде и на дороге

Таким образом, на основе результатов, полученных с помощью имитационного математического моделирования, можно сделать выводы о работоспособности и эффективности предложенного метода имитации реальных условий эксплуатации транспортных средств на стендах с беговыми барабанами при дифференциальной связи в трансмиссии.

4. Выводы

Разработана технология проведения экспериментальных исследований колесной техники на стендах с беговыми барабанами, позволяющая имитировать реальные дорожные эксплуатационные условия. Реализация нагрузок на стенде достигается за счет изменяемого крутящего (либо тормозного) момента на каждом беговом барабане. Критерием для изменения момента на беговом барабане в случае дифференциальной схемы трансмиссии испытуемого транспортного средства является суммарный приведенный к колесу момент сопротивления.

Результаты вычислительных экспериментов доказывают работоспособность и эффективность разработанных методов имитации криволинейного движения. На следующем этапе исследований планируется проверка работоспособности предложенной технологии имитации криволинейного движения при натурных испытаниях полноразмерной колесной машины на динамометрическом стенде.

Библиографический список

1. Гладов, Г.И. Специальные транспортные средства (испытания) [Текст] / Г.И. Гладов, А.М. Петренко. – М.: ООО «Гринлайт+», 2010. – 384 с.
2. Chen, M., Jin, Z., Lu, Q., Ye, X., Fang, M., Qin, K. A chassis dynamometer lab. for Fuel Cell HEV and the hydrogen consumption measurement system // IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference. IEEE, 2010. С. 1-5.
3. Pfister, F., Schyr, C., LeRhun, F. Total energy efficiency testing. The chassis dynamometer as a mechatronic development platform // ATZ Worldwide, 2009. Т. 111. № 11. С. 45-49.
4. Racewicz, S., Kazimierczuk, P., Light two-wheeled electric vehicle energy balance investigation using chassis dynamometer // Acta Mechanica et Automatica, 2020. № 14. С.175-179.
5. Zhang, X., Zhou, Z. Research on Development of Vehicle Chassis Dynamometer // Journal of Physics: Conference Series, 2020. Т. 1626.
6. Zheng, X. Research on Test Technology of Chassis Dynamometer Based on Dynamic Loading of Rolling Resistance and Prediction of Motion Parameters / Hangzhou: Zhejiang University, 2018.
7. Casadei, S., Maggioni, A. Performance Testing of a Locomotive Engine Aftertreatment Pre-prototype in a Passenger Cars Chassis Dynamometer Laboratory // Transportation Research Procedia. 2016. № 14. С. 605-614.
8. Xu, L., Wang, L., Zhou, Z. Research and Realization of Inertia Electrical Simulation Method for Chassis Dynamometer // Journal of Henan University of Science and Technology, 2017. Т. 38. № 6. С. 28-32.
9. Albers, A., Hettel, R., Behrendt, M., Düser, T., Schwarz, A. Extended flexible environment and vehicle simulation for an automated validation // Proceedings of the FISITA 2012 World Automotive Congress. Lecture Notes in Electrical Engineering, 2012. Т. 196. С. 1263-1273.
10. Захаров, А.Ю. Технология экспериментальных исследований колесных транспортных средств на стендах с имитацией качения движителей по опорной поверхности [Текст]: Дис. канд. техн. наук: 05.05.03 / Захаров Александр Юрьевич – Москва 2016. – 171 с.