

МОДЕЛЬ ДИНАМИКИ КОЛЕСНОЙ МАШИНЫ ДЛЯ КОМПЛЕКСА НАТУРНО-МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

К.Т.Н. Косицын Б.Б.
МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия
kositsyn_b@bmstu.ru

Введение. Применение метода натурно-математического моделирования в реальном времени открывает широкие возможности, связанные с анализом режимов работы системы «человек-машина-местность», а также по исследованию нагруженности узлов и агрегатов транспортных средств. Существующие исследовательские комплексы натурно-математического моделирования пригодны для получения большинства показателей, обычно определяемых натурными испытаниями. Разница состоит в возможности полностью контролировать ход виртуальных заездов, записи любых параметров движения транспортного средства, учета «человеческого фактора», а также полной безопасности эксперимента.

Цель исследования. Целью настоящей работы является создание математической модели динамики колесной машины, пригодной для применения в подобном комплексе натурно-математического моделирования и оценки нагруженности агрегатов трансмиссии в условиях, приближенных к реальной эксплуатации.

Методология и методы. Предлагаемая модель основана на существующей модели динамики колесной машины, разработанной в МГТУ им. Н.Э. Баумана. В рамках модели динамика транспортного средства описывается как плоское движение твердого тела в горизонтальной плоскости. Для определения нормальных реакций опорной поверхности применяется принцип возможных перемещений. Взаимодействие колеса с грунтом в плоскости опорного основания описывается при помощи подхода, основанного на представлении об эллипсе трения. Для обеспечения возможности водителю-оператору комплекса натурно-математического моделирования управлять виртуальным транспортным средством в режиме реального времени математическая модель дополнена системой управления, осуществляющей связь между параметром управления, задаваемым водителем путем нажатия на педали акселератора и тормоза, и управляющими воздействиями агрегатов трансмиссии машины, такими как электромашина, двигатель внутреннего сгорания, гидродинамический ретардер, а также рабочей тормозной системой. В статье представлена блок-схема разработанного алгоритма управления, а также проведена апробация работы системы в комплексе натурно-математического моделирования.

Результаты и научная новизна. Разработана математическая модель динамики колесной машины, открывающая широкие возможности по исследованию режимов работы системы «водитель-машина-среда» в режиме реального времени с применением комплекса натурно-математического моделирования.

Практическая значимость. Разработана математическая модель динамики колесной машины, которая дополнена алгоритмом системы распределения тяговых/тормозных моментов между узлами трансмиссии, осуществляющим связь между нажатием водителя на педали акселератора/тормоза и параметрами управления каждого из агрегатов.

Ключевые слова: математическая модель, колесная машина, натурно-математическое моделирование, система управления.

Для цитирования: Косицын Б.Б. Модель динамики колесной машины для комплекса натурно-математического моделирования // Известия МГТУ «МАМИ». 2020. № 4 (46). С. 46–60. DOI: 10.31992/2074-0530-2020-46-4-46-60.

Введение

Применение метода натурно-математического моделирования в реальном времени открывает широкие возможности, связанные с анализом режимов работы системы «водитель-машина-среда», а также по исследованию нагруженности узлов и агрегатов транспортных средств.

Существующие исследовательские комплексы натурно-математического моделирования пригодны для получения большинства показателей, обычно определяемых натурными испытаниями. Разница состоит в возможности полностью контролировать ход виртуальных заездов, записи любых параметров движения транспортного средства, учета «человеческого фактора», а также полной безопасности эксперимента.

В МГТУ им. Н.Э. Баумана разработан исследовательский комплекс натурно-математического моделирования, позволяющий проводить имитацию движения транспортных средств в режиме реального времени, предназначенный для изучения движения колесных, гусеничных и двухзвенных машин [1].

Для глубокого изучения нагруженности элементов трансмиссии и тормозной системы колесных машин в режимах, приближенных к реальной эксплуатации, необходимо созда-

ние математической модели, позволяющей описывать ряд агрегатов, участвующих в формировании тяговых и тормозных моментов на колесах машины, а также их систем управления. В данной статье предлагается математическая модель динамики высокоподвижной колесной машины (ВКМ), пригодная для применения в комплексе математического моделирования.

Математическая модель динамики ВКМ

Представленная математическая модель базируется на существующей математической модели движения колесной машины [2–8] и позволяет описывать совместную динамику корпуса, силовой установки и ходовой части ВКМ, а также исследовать режимы работы системы «водитель-машина-среда» в комплексе натурно-математического моделирования (рис. 1). Так, в рамках модели динамика ВКМ описывается как плоское движение твердого тела в горизонтальной плоскости и рассматривается как совокупность поступательного перемещения центра масс и поворота вокруг вертикальной оси, проходящей через центр масс [2–8]. Движение по уклону или косогору моделируется путем введения проекций силы тяжести на продольную и поперечную оси машины.

Для учета перераспределения нормальных реакций от действия силы сопротивления воздуха, моментов сопротивления качению, ускорения центра масс и силы тяжести применяется принцип возможных перемещений.

Взаимодействие колеса с грунтом в плоскости опорного основания описывается при помощи подхода, основанного на представ-

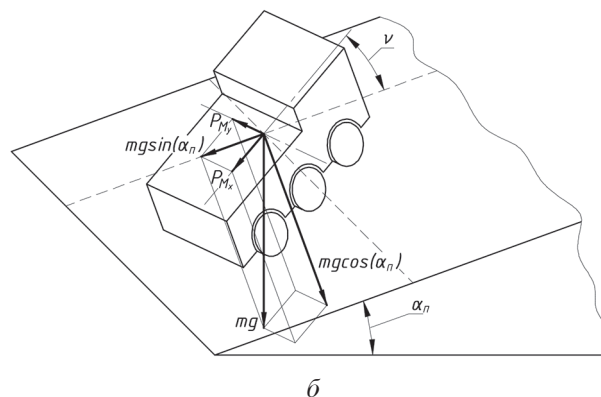
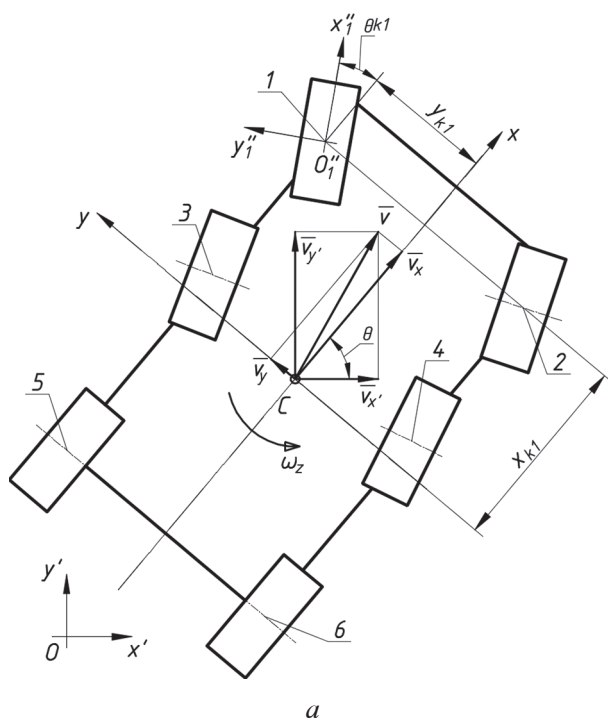


Рис. 1. Расчетная схема движения ВКМ в:
а) горизонтальной плоскости; б) на уклоне/косогоре

Fig. 1. Design scheme of wheeled vehicle movement: a) at horizontal plane; b) on a slope

лении об эллипсе трения [9], согласно которому сила взаимодействия с опорной поверхностью направлена противоположно скорости скольжения в точках контакта.

Современные высокоподвижные колесные машины в большинстве своем имеют механическую трансмиссию, принципиальная схема которой изображена на рис. 2. Для повышения подвижности в составе трансмиссии ВКМ могут присутствовать такие узлы, как ретардер (чаще всего гидродинамический) и электромашина, предназначенная для рекуперации части энергии торможения в бортовой накопитель электрической энергии [10–15].

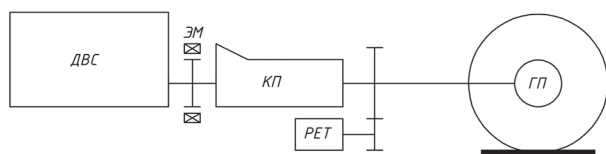


Рис. 2. Схема трансмиссии ВКМ:
 ДВС – двигатель внутреннего сгорания;
 ЭМ – электромашина; КП – коробка передач;
 РЕТ – ретардер (гидродинамический);
 ГП – главная передача

Fig. 2. Wheeled vehicle transmission scheme:
DVS – internal combustion engine;
EM – electric machine; KP – gearbox; RET –
retarder (hydrodynamic); GP – main gear

В связи с этим для применения в комплексе натурно-математического моделирования представленная имитационная модель динамики машины дополнена математическим описанием ряда агрегатов и систем:

- двигатель внутреннего сгорания с возможностью работы как в тяговом, так и тормозном режимах;
- электромашина;
- бортовой накопитель электрической энергии;
- рабочие тормозные механизмы;
- гидродинамический ретардер;
- система охлаждения ДВС и ретардера;
- рулевое управление;
- система управления распределением тяговых/тормозных моментов между агрегатами трансмиссии машины.

Математическое описание ДВС, электромашины и гидродинамического ретардера представляет собой связь крутящего момента, частоты вращения и параметра управления каждым из агрегатов согласно их механической характеристике.

Бортовой накопитель электрической энергии описывается как источник постоянного напряжения неограниченной мощности, обладающий конечным запасом энергии.

В рамках модели считается, что тепловая мощность, выделяемая гидродинамическим ретардером в процессе торможения, передается в охлаждающую жидкость (ОЖ) двигателя и рассеивается в радиаторе. В связи с этим математическая модель системы охлаждения ДВС и ретардера предназначена для описания изменения температуры ОЖ, контроль которой необходим для введения ограничения по тормозной мощности, предотвращающего вскипание рабочей жидкости гидрозамедлителя.

Для описания рулевого управления (обеспечения связи углов поворота управляемых колес с поворотом рулевого колеса) применяется традиционный подход – согласно геометрии рулевой трапеции.

Основной системой, позволяющей водителю-оператору комплекса натурно-математического моделирования управлять виртуальным транспортным средством в режиме реального времени, является система управления распределением тяговых/тормозных моментов между элементами трансмиссии машины, осуществляющая связь между параметром управления, задаваемым водителем путем нажатия на педали акселератора и тормоза, и управляющими воздействиями агрегатов трансмиссии машины. Разработке такой системы, позволяющей на этапе проектирования оценивать взаимодействие водителя, транспортного средства и внешней среды, посвящена данная статья.

Система управления распределением тяговых тормозных моментов между элементами трансмиссии машины

В рассматриваемой трансмиссии высокоподвижных колесных машин используются различные агрегаты (рис. 2), обеспечивающие реализацию тягового (ДВС и электромашина в тяговом режиме) и тормозного (ДВС в тормозном режиме, электромашина в режиме генератора, гидродинамический ретардер и рабочие тормозные механизмы) момента на колесах. При этом для обеспечения возможности управления ВКМ степень использования каждого из них должна быть однозначно связана с управляющим воздействием водителя h_v с помощью системы управления.

В тяговом режиме ВКМ должна иметь возможность преодоления сложных дорожных условий независимо от уровня заряда бортового накопителя энергии. При этом в случае замедления ВКМ рабочая тормозная система должна обеспечить блокировку колес машины даже в случае выхода из строя износостойкой тормозной системы, представляющей собой

совокупность гидродинамического ретардера, электромашины и ДВС, работающих в тормозных режимах [10–15].

Соответственно, суммарную характеристику всех агрегатов, обеспечивающих движение машины $M_{\text{сум}}(\omega_{\text{кп}}, h_{\text{в}})$ (приведенную к выходному валу КП), можно представить следующим образом (рис. 3):

$$M_{\text{сум}}(\omega_{\text{кп}}, h_{\text{в}}) = \begin{cases} \begin{cases} M_{\text{двс}}^{\text{max}} h_{\text{в}}, & \text{если } 0 \leq \omega_{\text{кп}} \leq \frac{N_{\text{двс}}^{\text{max}} + N_{\text{эм}}^{\text{max}}}{M_{\text{двс}}^{\text{max}}} \\ \frac{(N_{\text{двс}}^{\text{max}} + N_{\text{эм}}^{\text{max}}) h_{\text{в}}}{\omega_{\text{кп}}}, & \text{если } \omega_{\text{кп}} > \frac{N_{\text{двс}}^{\text{max}} + N_{\text{эм}}^{\text{max}}}{M_{\text{двс}}^{\text{max}}}, \text{ если } h_{\text{в}} \geq 0 \\ 0, & \text{если } \omega_{\text{кп}} > \omega_{\text{кп}}^{\text{max}} \text{ или } \omega_{\text{кп}} < 0 \end{cases} \\ \begin{cases} \frac{\sum_{i=1}^n M_{T_i}^{\text{max}} h_{\text{в}}}{u_{\text{тр}}} \eta_{\text{тр}}, & \text{если } \omega_{\text{кп}} > \frac{\sum_{i=1}^n M_{T_i}^{\text{max}} |h_{\text{в}}|}{c_{\text{т}}} u_{\text{тр}} \\ -\frac{\omega_{\text{кп}} c_{\text{т}}}{u_{\text{тр}}^2} \eta_{\text{тр}}, & \text{если } |\omega_{\text{кп}}| \leq \frac{\sum_{i=1}^n M_{T_i}^{\text{max}} |h_{\text{в}}|}{c_{\text{т}}} u_{\text{тр}}, \text{ если } h_{\text{в}} < 0 \\ -\frac{\sum_{i=1}^n M_{T_i}^{\text{max}} h_{\text{в}}}{u_{\text{тр}}} \eta_{\text{тр}}, & \text{если } \omega_{\text{кп}} < -\frac{\sum_{i=1}^n M_{T_i}^{\text{max}} |h_{\text{в}}|}{c_{\text{т}}} u_{\text{тр}} \end{cases} \end{cases}, \quad (1)$$

где $h_{\text{в}}$ – управляющее воздействие водителя ($h_{\text{в}} \in [0, 1]$ – нажатие на педаль акселератора, $h_{\text{в}} \in [-1, 0]$ – нажатие на педаль тормоза); $\omega_{\text{кп}}$ – угловая скорость выходного вала КП; $u_{\text{тр}}$ – передаточное число трансмиссии от выходного вала КП до колеса; $N_{\text{эм}}^{\text{max}}$ – максимальная мощность электромашины, развиваемая на выходном валу КП; $M_{\text{двс}}^{\text{max}}$, $N_{\text{двс}}^{\text{max}}$ – максимальный тяговый момент и мощность, развиваемые ДВС на выходном валу КП; $c_{\text{т}}$ – коэффициент, характеризующий угол наклона характеристики механического тормоза в районе нулевой угловой скорости скольжения тормозного диска относительно суппорта; $M_{T_i}^{\text{max}}$ – максимальный тормозной момент, создаваемый механическим тормозным механизмом i -ого колеса (n – число колес ВКМ); $\eta_{\text{тр}}$ – КПД трансмиссии от выходного вала КП до колеса.

Таким образом, для обеспечения движения ВКМ управление тяговым/тормозным моментом в зависимости от параметра управления, задаваемого водителем $h_{\text{в}}$, будет осуществляться в рамках представленной суммарной характеристики $M_{\text{сум}}(\omega_{\text{кп}}, h_{\text{в}})$.

Далее необходимо определить последовательность активации агрегатов трансмиссии ВКМ при нажатии водителем на педали акселератора и тормоза.

Так, например, для минимизации потребной емкости накопителя энергии целесообразно применять следующую стратегию управления электромашиной [12, 15]: энергия, запасенная в накопителе после торможения, сразу же будет затрачена при последующем ускорении.

Тогда согласно указанной стратегии реализацию тяги на ведущих колесах ВКМ необходимо обеспечивать в первую очередь за счет электромашины. При этом в случае недостатка тяговой/тормозной мощности дополнительный момент на колесах должен быть обеспечен за счет ДВС.

В случае, если при замедлении ВКМ суммарной тормозной мощности электромашины и ДВС недостаточно, то ее увеличения можно достигнуть за счет включения гидродинамического ретардера. При замедлении ВКМ активация тормозного режима ДВС предпочтительнее, чем гидротормоза, так как при этом кинетическая энергия движения машины переходит в тепловую энергию газов в цилиндрах

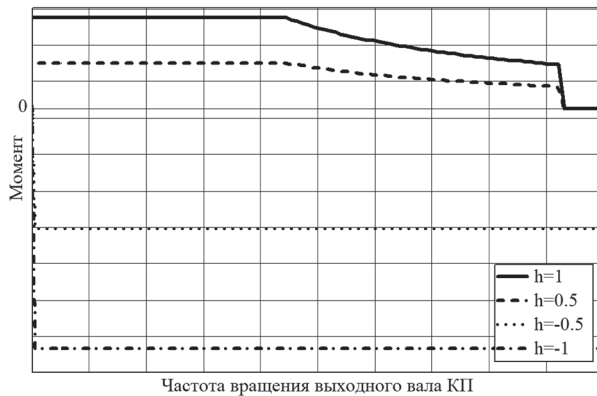


Рис. 3. Суммарная механическая характеристика, реализуемая на выходном валу КП, в рамках которой будет проводиться управление

Fig. 3. The total mechanical characteristic implemented on the gearbox output shaft, which will be used to carry out the control

двигателя, а не в тепловую энергию охлаждающей жидкости системы охлаждения.

В случае экстренного замедления дополнительно к износостойкой тормозной системе активируются рабочие тормозные механизмы.

Свяжем параметры управления каждого из агрегатов трансмиссии машины с параметром

тормоза, задаваемым водителем, согласно принятой последовательности их активации в процессе движения.

Управление электромашиной

С точки зрения удобства эксплуатации, управление электромашиной в двигательном/генераторном режимах целесообразнее всего проводить следующим образом: при $\omega_{\text{кп}} \leq N_{\text{эм}}^{\text{max}} / M_{\text{эм}}^{\text{max}}$ – пропорционально крутящему моменту, при $\omega_{\text{кп}} > N_{\text{эм}}^{\text{max}} / M_{\text{эм}}^{\text{max}}$ – пропорционально мощности ($N_{\text{эм}}^{\text{max}}$, $M_{\text{эм}}^{\text{max}}$ – максимальная мощность и крутящий момент, реализуемые электромашиной).

Для учета того, что величина запаса энергии в бортовом накопителе электроэнергии (питающем электромашину) конечна, использование электромашины должно быть принудительно ограничено в случае достижения уровня заряда накопителя предельных значений.

Таким образом, связь между управляющим воздействием водителя $h_{\text{в}}$ и параметром управления электромашиной $h_{\text{эм}}$ можно выразить следующей системой уравнений:

$$h_{\text{эм}}(\omega_{\text{кп}}, h_{\text{в}}) = \begin{cases} \text{если } h_{\text{в}} \geq 0, \text{ то:} \\ \left\{ \begin{aligned} &\frac{M_{\text{сум}}(\omega_{\text{кп}}, h_{\text{в}})}{M_{\text{эм}}(\omega_{\text{кп}}, 1)} \Theta(E_{\text{кон}}), \text{ если } M_{\text{сум}}(\omega_{\text{кп}}, h_{\text{в}}) \leq M_{\text{эм}}(\omega_{\text{кп}}, 1) \\ &\Theta(E_{\text{кон}}), \text{ если } M_{\text{сум}}(\omega_{\text{кп}}, h_{\text{в}}) > M_{\text{эм}}(\omega_{\text{кп}}, 1) \end{aligned} \right. \\ \text{если } h_{\text{в}} < 0, \text{ то:} \\ \left\{ \begin{aligned} &-\frac{M_{\text{сум}}(\omega_{\text{кп}}, h_{\text{в}})}{M_{\text{эм}}(\omega_{\text{кп}}, -1)} (1 - \Theta(E_{\text{кон}} - E_{\text{кон}}^{\text{max}})), \text{ если } M_{\text{сум}}(\omega_{\text{кп}}, h_{\text{в}}) \geq M_{\text{эм}}(\omega_{\text{кп}}, -1) \\ &-(1 - \Theta(E_{\text{кон}} - E_{\text{кон}}^{\text{max}})), \text{ если } M_{\text{сум}}(\omega_{\text{кп}}, h_{\text{в}}) < M_{\text{эм}}(\omega_{\text{кп}}, -1) \end{aligned} \right. \end{cases}, \quad (2)$$

где $\Theta(E_{\text{кон}})$ – функция Хэвисайда, принудительно отключающая использование электромашины, исходя из условия ограничения запаса энергии в бортовом накопителе электрической энергии $E_{\text{кон}}$; $M_{\text{эм}}(\omega_{\text{кп}}, h_{\text{эм}})$ – крутящий момент, создаваемый электромашиной.

Полученная согласно системе уравнений поверхность отклика величины $h_{\text{эм}}(\omega_{\text{кп}}, h_{\text{в}})$ от параметра управления, задаваемого водителем $h_{\text{в}}$, и угловой скорости выходного вала КП $\omega_{\text{кп}}$ представлена на рис. 4.

Управление двигателем внутреннего сгорания

Вследствие того, что современные КП позволяют быстро (до 0,3 с) изменять передаточное число трансмиссии и в некоторых случаях

без разрыва потока мощности (планетарные КП, вальные КП, оснащенные двойным сцеплением), временем переключения передач и связанным с этим снижением скорости движения машины на первом этапе целесообразно пренебречь.

Таким образом, описание совместной характеристики ДВС и КП на внешней и частичных характеристиках (как в тяговом, так и тормозном режимах) рационально осуществлять согласно кривой постоянной мощности (рис. 5).

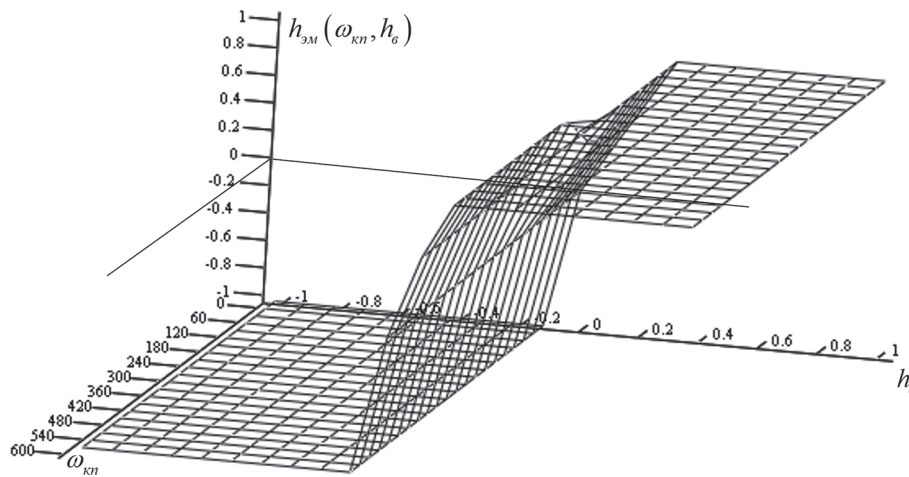


Рис. 4. Поверхность отклика $h_{эм}(\omega_{кп}, h_в)$

Fig. 4. Response surface $h_{эм}(\omega_{кп}, h_в)$



Рис. 5. Совместная механическая характеристика двигателя и коробки передач (в тяговом режиме)

Fig. 5. Joint mechanical characteristic of engine and gearbox (in traction mode)

Тогда, на основании вышеуказанного, управление ДВС удобно проводить по аналогии с электромашиной.

$$h_{двс}(\omega_{кп}, h_в) = \begin{cases} \text{если } h_в \geq 0, \text{ то:} & \begin{cases} \text{если } M_{сум}(\omega_{кп}, h_в) - M_{эм}(\omega_{кп}, h_{эм}) \leq M_{двс}(\omega_{кп}, 1): \\ \frac{M_{сум}(\omega_{кп}, h_в) - M_{эм}(\omega_{кп}, h_{эм})}{M_{двс}(\omega_{кп}, 1)} \\ \text{если } M_{сум}(\omega_{кп}, h_в) - M_{эм}(\omega_{кп}, h_{эм}) > M_{двс}(\omega_{кп}, 1): \\ 1 \end{cases} \\ \text{если } h_в < 0, \text{ то:} & \begin{cases} \text{если } M_{сум}(\omega_{кп}, h_в) - M_{эм}(\omega_{кп}, h_{эм}) \geq M_{двс}(\omega_{кп}, -1): \\ \frac{M_{сум}(\omega_{кп}, h_в) - M_{эм}(\omega_{кп}, h_{эм})}{-M_{двс}(\omega_{кп}, -1)} \\ \text{если } M_{сум}(\omega_{кп}, h_в) - M_{эм}(\omega_{кп}, h_{эм}) < M_{двс}(\omega_{кп}, -1): \\ -1 \end{cases} \end{cases} \quad (3)$$

где $M_{двс}(\omega_{кп}, h_{двс})$ – крутящий момент, создаваемый ДВС; $h_{двс}$ – параметр управления ДВС.

Полученная согласно системе уравнений поверхность отклика величины $h_{\text{двс}}(\omega_{\text{кп}}, h_{\text{в}})$ от параметра управления, задаваемого водителем $h_{\text{в}}$, и угловой скорости выходного вала КП $\omega_{\text{кп}}$ представлена на рис. 6.

Управление гидродинамическим ретардером

Управление гидродинамическим ретардером происходит пропорционально мощности, величина которой ограничивается исходя из условия недопустимости вскипания рабочей жидкости (рис. 7).

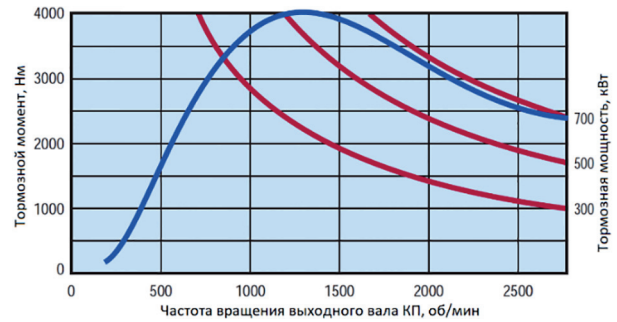


Рис. 7. Механическая характеристика Voith VR 133-2 [16]

Fig. 7. Mechanical characteristic Voith VR 133-2 [16]

Таким образом, связь между управляющим воздействием водителя и параметром управления гидротормозом $h_{\text{рет}}(\omega_{\text{кп}}, h_{\text{в}}, T_{\text{ОЖ}})$ выражается следующей системой уравнений:

$$h_{\text{рет}}(\omega_{\text{кп}}, h_{\text{в}}, T_{\text{ОЖ}}) = \begin{cases} \text{если } h_{\text{в}} \geq 0, \text{ то:} \\ 0 \\ \text{если } h_{\text{в}} < 0, \text{ то:} \\ \left\{ \begin{array}{l} \text{если } (M_{\text{сум}}(\omega_{\text{кп}}, h_{\text{в}}) - M_{\text{эм}}(\omega_{\text{кп}}, h_{\text{эм}}) - M_{\text{двс}}(\omega_{\text{кп}}, h_{\text{двс}}))\omega_{\text{кп}} \geq \\ \geq -N_{\text{р}}^{\text{max}}(T_{\text{ОЖ}})\eta_{\text{рет}} : \\ \frac{M_{\text{сум}}(\omega_{\text{кп}}, h_{\text{в}}) - M_{\text{эм}}(\omega_{\text{кп}}, h_{\text{эм}}) - M_{\text{двс}}(\omega_{\text{кп}}, h_{\text{двс}})}{-N_{\text{р}}^{\text{max}}(T_{\text{ОЖ}})\eta_{\text{рет}}} \omega_{\text{кп}} \\ \text{если } (M_{\text{сум}}(\omega_{\text{кп}}, h_{\text{в}}) - M_{\text{эм}}(\omega_{\text{кп}}, h_{\text{эм}}) - M_{\text{двс}}(\omega_{\text{кп}}, h_{\text{двс}}))\omega_{\text{кп}} < \\ < -N_{\text{р}}^{\text{max}}(T_{\text{ОЖ}})\eta_{\text{рет}} : \\ 1 \end{array} \right. \end{cases}, \quad (4)$$

где $\eta_{\text{рет}}$ – КПД трансмиссии от ретардера до выходного вала КП; $N_{\text{р}}^{\text{max}}(T_{\text{ОЖ}})$ – ограничение максимальной мощности ретардера, накладываемое текущей температурой охлаждающей жидкости $T_{\text{ОЖ}}$.

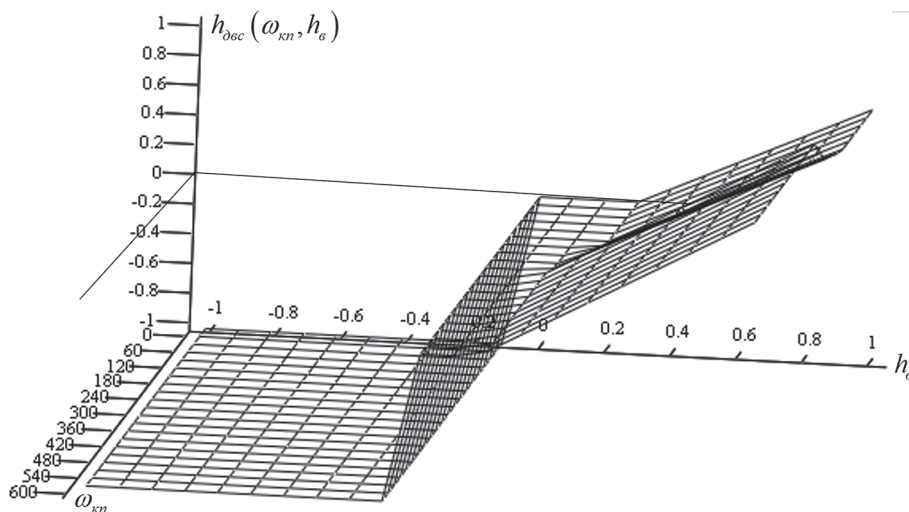


Рис. 6. Поверхность отклика $h_{\text{двс}}(\omega_{\text{кп}}, h_{\text{в}})$

Fig. 6. Response surface $h_{\text{двс}}(\omega_{\text{кп}}, h_{\text{в}})$

Полученная согласно системе уравнений поверхность отклика величины $h_{\text{рет}}(\omega_{\text{кп}}, h_{\text{в}}, T_{\text{ОЖ}})$ от параметра управления, задаваемого водителем $h_{\text{в}}$, и угловой скорости выходного вала КП $\omega_{\text{кп}}$ представлена на рис. 8.

Управление рабочей тормозной системой

Распределение по колесам тормозных моментов, создаваемых рабочей тормозной системой, рациональнее проводить пропорционально нормальным реакциям [17]. При этом для предотвращения создания разворачивающих моментов (в случае разной загрузки бортов ВКМ) тормозные моменты на правом и левом колесе каждого моста необходимо поддерживать одинаковыми. Таким образом, для анализа наиболее общего случая, реализуем именно такую стратегию управления рабочей тормозной системой.

На первом этапе определим суммарный тормозной момент, который необходимо обеспечить на колесах ВКМ $M_{\text{сум}}^{\text{торм}}$ (приведенный к выходному валу КП):

если $h_{\text{в}} \geq 0$, то $M_{\text{сум}}^{\text{торм}} = 0$;
если $h_{\text{в}} < 0$, то:

$$M_{\text{сум}}^{\text{торм}} = \min(0, M_{\text{сум}}(\omega_{\text{кп}}, h_{\text{в}}) - M_{\text{эм}}(\omega_{\text{кп}}, h_{\text{эм}}) - M_{\text{двс}}(\omega_{\text{кп}}, h_{\text{двс}}) + M_{\text{рет}}(\omega_{\text{кп}}, h_{\text{рет}}, T_{\text{ОЖ}})). \quad (5)$$

Тогда, согласно предложенной стратегии, параметры управления тормозными механизмами каждого колеса $h_{\text{т}}$ определяются как:

$$h_{\text{т}2i-1} = h_{\text{т}2i} = \frac{M_{\text{сум}}^{\text{торм}} u_{\text{тр}}}{-M_{\text{т}}(\omega_{\text{кп}}, 1) \eta_{\text{тр}}} \cdot \frac{R_{z2i-1} + R_{z2i}}{2 \cdot \sum_{i=1}^n R_{zi}}, \quad (6)$$

где $M_{\text{т}}(\omega_{\text{кп}}, h_{\text{т}})$ – тормозной момент, реализуемый рабочим тормозным механизмом; R_{zi} – нормальная реакция в пятне контакта i -ого колеса (нормальная нагрузка, приходящаяся на i -ое колесо).

Блок-схема алгоритма системы управления

Окончательно, на основании вышеуказанного, алгоритм работы системы распределения тяговых/тормозных моментов между агрегатами трансмиссии ВКМ при движении можно представить в виде следующей блок-схемы (рис. 9).

В качестве примера, срезы получаемых поверхностей отклика представлены на рис. 10–12. По рис. 10 (температура ОЖ находится в норме, накопитель энергии частично заряжен) видно, что в случае тягового режима ($h_{\text{в}} \in (0, 1]$) по мере нажатия водителем на педаль акселератора в первую очередь в работу включается электромашина. Затем, когда ее параметр управления достигнет максимальной величины, для компенсации недостатка тяговой мощности в работу включится двигатель внутреннего сгорания. В режиме торможения ($h_{\text{в}} \in [-1, 0)$), по мере нажатия на педаль тормоза, также первой в работу включается электромашина. После достижения параметра управления электромашиной

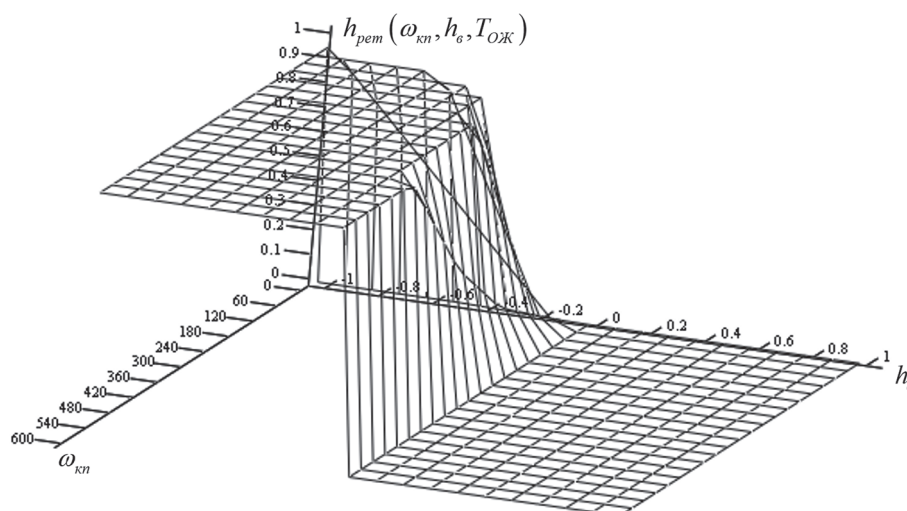


Рис. 8. Поверхность отклика $h_{\text{рет}}(\omega_{\text{кп}}, h_{\text{в}}, T_{\text{ОЖ}} = \text{const})$

Fig. 8. Response surface $h_{\text{рет}}(\omega_{\text{кп}}, h_{\text{в}}, T_{\text{ОЖ}} = \text{const})$

величины $h_{эм} = -1$ для компенсации недостатка тормозной мощности подключаются последовательно ДВС, а затем (после достижения $h_{двс} = -1$) ретардер. В случае экстренного торможения и большого уровня нажатия на педаль тормоза для реализации тормозного усилия, задаваемого водителем, дополнительно к износоустойчивой системе замедления подключается рабочая тормозная система.

На рис. 11 продемонстрировано, что в случае опустошения накопителя энергии при нажатии на педаль акселератора в работу сразу включается ДВС. В случае же полного заряда накопителя (рис. 12) при нажатии на педаль тормоза активация генераторного режима также будет проигнорирована и в место этого сразу будет запущен тормозной режим работы двигателя внутреннего сгорания.

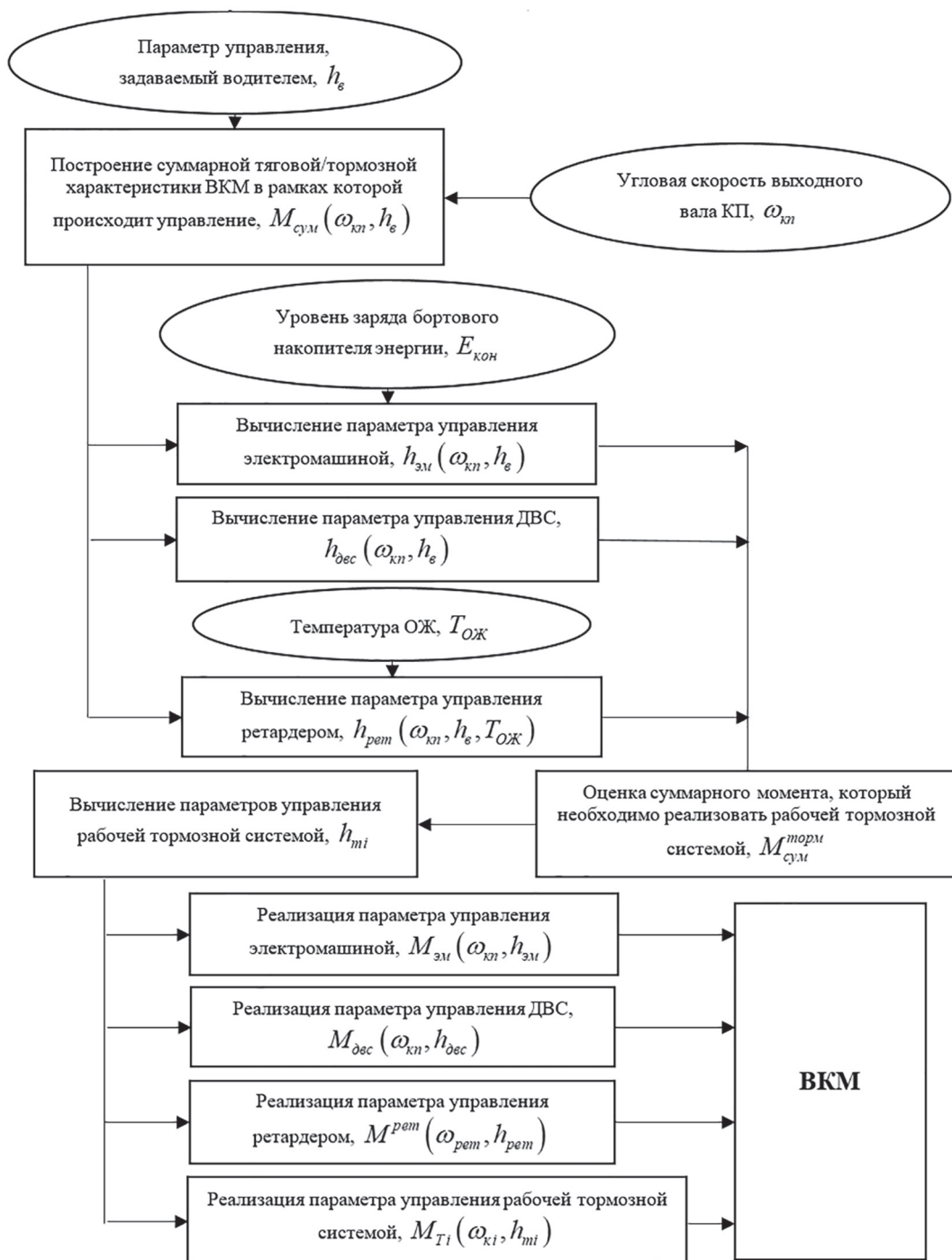


Рис. 9. Алгоритм работы системы распределения тяговых/тормозных моментов при движении ВКМ

Fig. 9. Algorithm of operation of the traction/braking torque distribution system when the wheeled vehicle moves

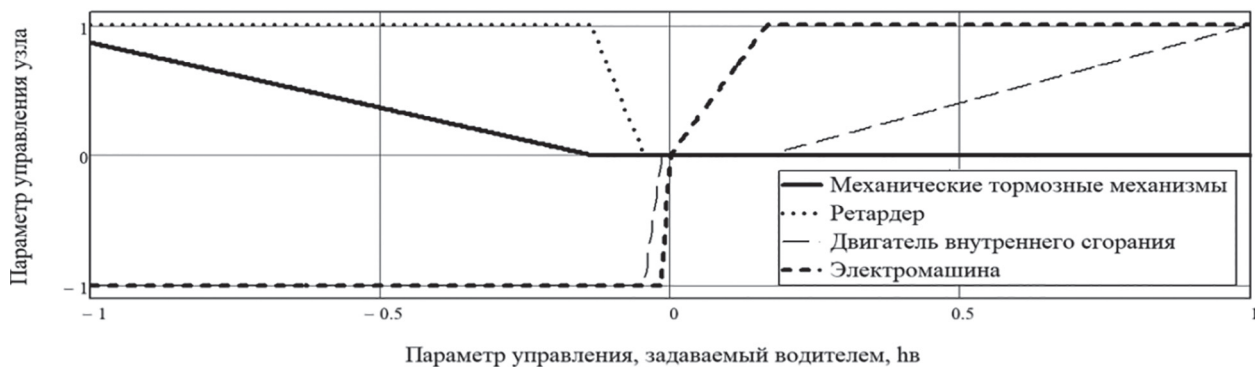


Рис. 10. Срез поверхностей отклика системы распределения тяговых/тормозных моментов (системы работают в штатном режиме – температура ОЖ находится в норме, накопитель энергии частично заряжен)

Fig. 10. Cut off the response surfaces of the traction/braking torque distribution system (the systems are operating normally – the coolant temperature is normal, the energy storage unit is partially charged)



Рис. 11. Срез поверхностей отклика системы распределения тяговых/тормозных моментов (температура ОЖ находится в норме, накопитель энергии полностью разряжен)

Fig. 11. Cut off the response surfaces of the traction / braking torque distribution system (coolant temperature is normal, energy storage is completely discharged)

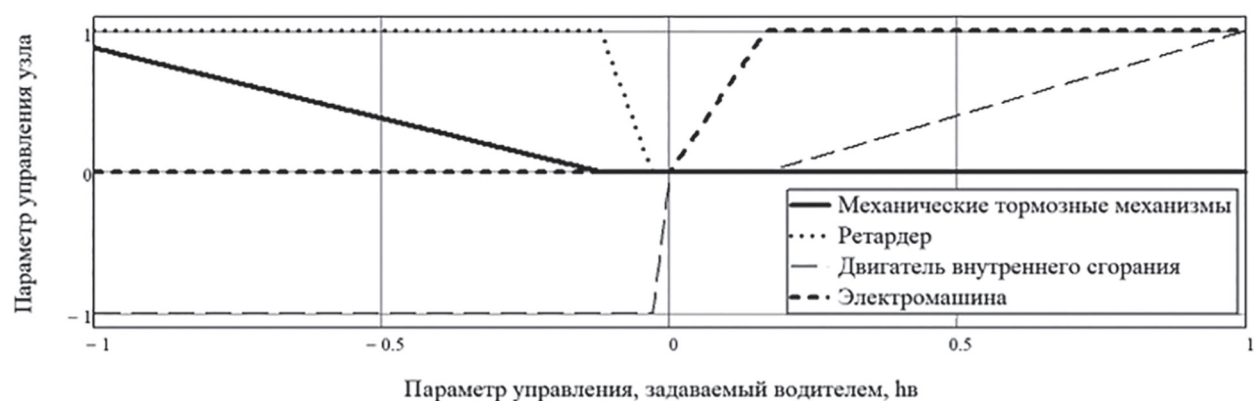


Рис. 12. Срез поверхностей отклика системы распределения тяговых/тормозных моментов (температура ОЖ находится в норме, накопитель энергии полностью заряжен)

Fig. 12. Cut off the response surfaces of the traction/braking torque distribution system (coolant temperature is normal, energy storage is fully charged)

Для подтверждения работоспособности разработанной системы проверим ее функциональность в рамках имитации движения ВКМ в комплексе натурно-математического моделирования.

Комплекс натурно-математического моделирования

Используемый в данной работе комплекс натурно-математического моделирования [1] включает следующую аппаратную часть:

- ЭВМ для имитации движения ВКМ в режиме реального времени;
- органы управления для обеспечения связи между управляющими воздействиями оператора и системы управления имитационной модели;
- экран для обеспечения зрительной связи водителя с заданной трассой посредством графического интерфейса.

Структурная схема взаимодействия элементов комплекса натурно-математического моделирования с оператором представлена на рис. 13.

Объект исследования и результаты моделирования

Для примера в качестве объекта исследования используется следующее транспортное средство (рис. 14) с удельной мощностью 12,5 кВт/т.

Для подтверждения корректности функционирования разработанной системы распределения тяговых/тормозных моментов между узлами трансмиссии ВКМ на рис. 15 представлен фрагмент зависимости тормозного момента и мощности, реализованных каждым узлом трансмиссии при движении по трассе.

По представленным зависимостям видно, что при ускорении и торможении первым узлом, который включается в работу, является электромашина. При этом после опустошения накопителя (в случае ускорения) или полного заряда (в случае торможения) электромашина отключается. В случае недостатка тяговой или тормозной мощности активируется двигатель внутреннего сгорания (в тяговом или тормозном режиме). Затем, при более интенсивном торможении, подключается гидродинамический ретардер. В рассматриваемом случае скорость движения машины была не-

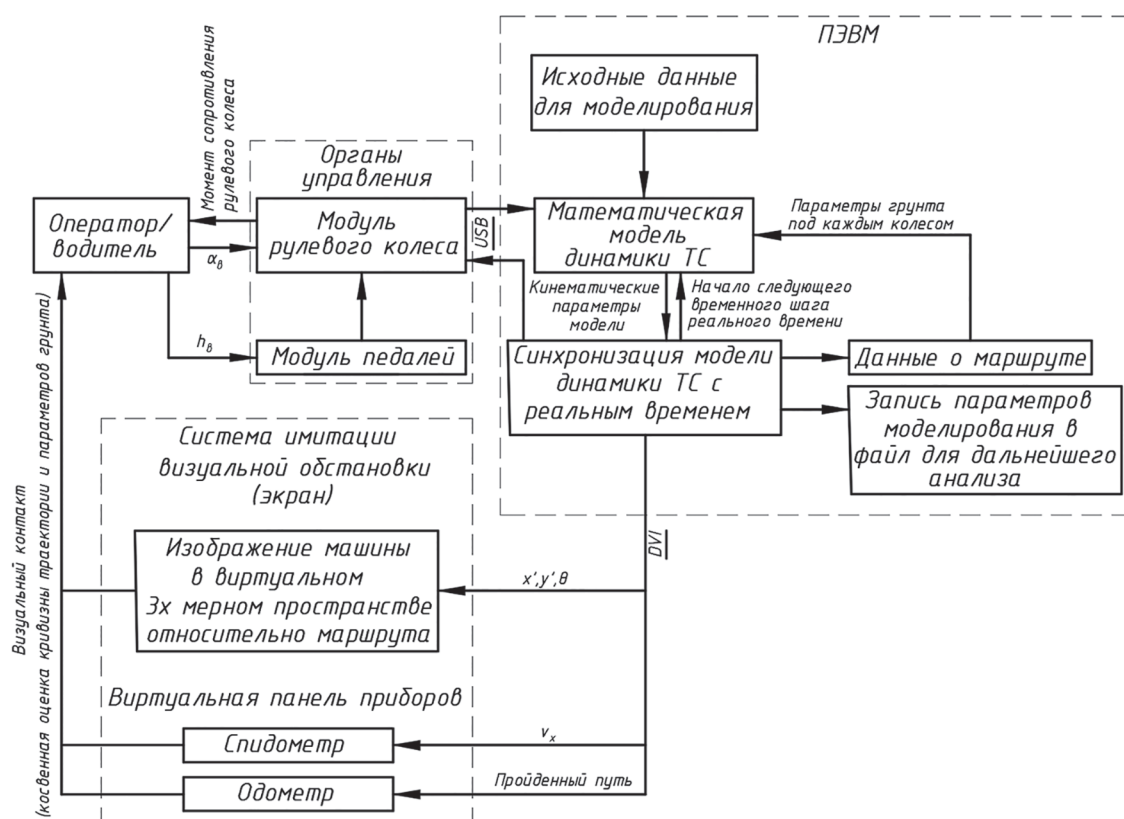


Рис. 13. Структурная схема взаимодействия элементов комплекса натурно-математического моделирования [1]

Fig. 13. Block diagram of the interaction of elements of the complex of full-scale mathematical modeling [1]

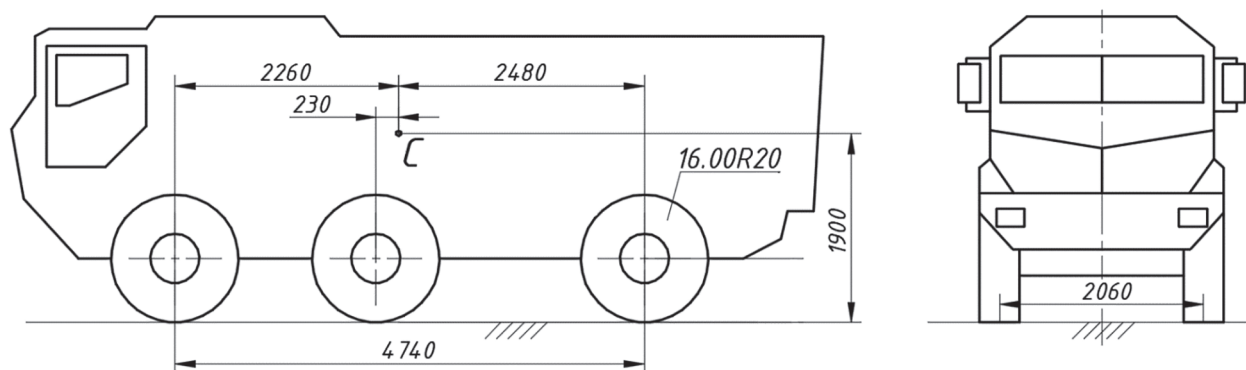


Рис. 14. Геометрические параметры ВКМ 6х6

Fig. 14. Geometrical parameters of six-wheel drive vehicle

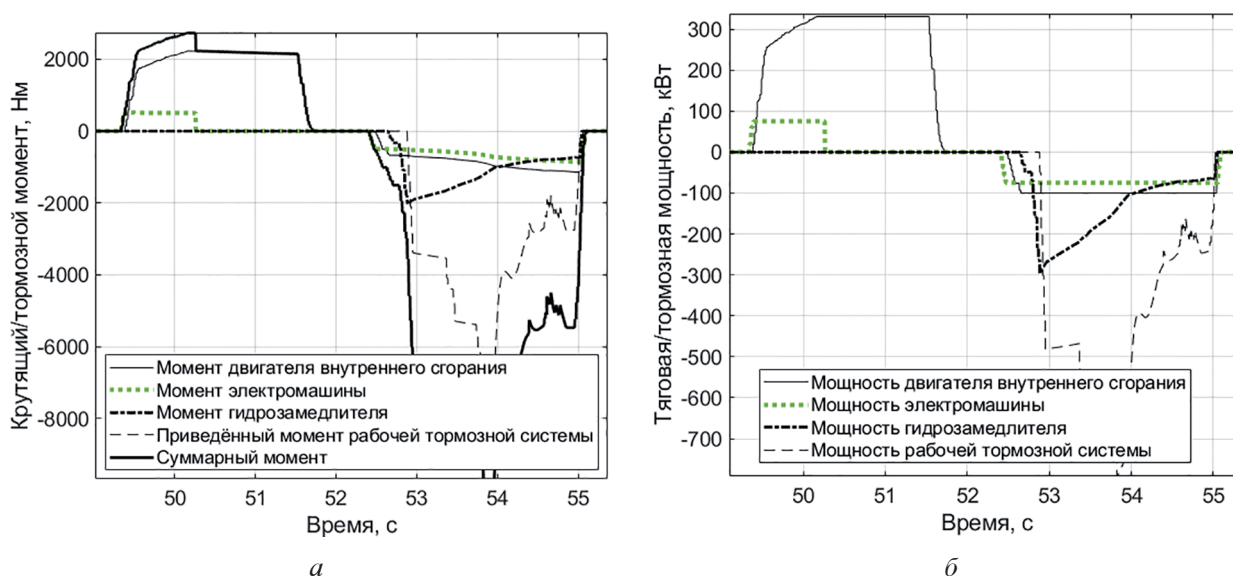


Рис. 15. Изменение тормозного момента (а) и мощности (б), реализованной узлами трансмиссии ВКМ 6х6, при движении по трассе

Fig. 15 Change in braking torque (a), power (b), implemented by the transmission units of the six-wheel drive vehicle when driving on the highway

высокой и ретардер работал при полном наполнении. В связи с этим, при снижении скорости машины тормозной момент гидротормоза снижался. При экстренном торможении задействуется рабочая тормозная система. Кроме того, значение суммарного тягового/тормозного момента (задаваемого водителем) соответствует сумме моментов, реализуемых рассматриваемыми узлами. В связи с этим, можно сделать вывод, что разработанная система управления функционирует корректно.

Заключение

В рамках представленной работы разработана математическая модель динамики колесной машины, предназначенная для применения в комплексе натурно-математического

моделирования и оценки режимов работы системы «водитель-машина-среда». Указанная математическая модель базируется на существующей модели, разработанной в МГТУ им. Н.Э. Баумана, и дополнена системой управления, связывающей степень нажатия водителя на педали акселератора и тормоза с параметрами управления различных агрегатов трансмиссии, таких как двигатель внутреннего сгорания, электромашина, гидродинамический ретардер и рабочая тормозная система. Указанная система обеспечивает возможность водителя-оператора комплекса натурно-математического моделирования управлять виртуальной машиной в режиме реального времени.

В ходе вычислительного эксперимента доказана работоспособность представленной

математической модели динамики колесной машины, а также разработанного алгоритма системы распределения тяговых-тормозных моментов между элементами трансмиссии.

Литература

1. Косицын Б.Б., Котиев Г.О., Мирошниченко А.В., Падалькин Б.В., Стадучин А.А. Определение характеристик трансмиссий колесных и гусеничных машин с индивидуальным электроприводом ведущих колес // Труды НАМИ. 2019. № 3 (278). С. 22–35.
2. Котиев Г.О., Чернышев Н.В., Горелов В.А. Математическая модель криволинейного движения автомобиля с колесной формулой 8х8 при различных способах управления поворотом // Журнал автомобильных инженеров. 2009. № 2. С. 34–39.
3. G. Kotiev, B. Padalkin, A. Miroshnichenko, A. Stadukhin and B. Kositsyn Selection of the combat vehicle individual wheel drive operation modes under required mobility criteria. IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 820 (2020), IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 820 (2020), Moscow; Russian Federation doi:10.1088/1757-899X/820/1/012006
4. Котиев Г.О., Горелов В.А., Мирошниченко А.В. Разработка закона управления индивидуальным приводом движителей многоосной колесной машины // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2012. № 1. С. 49–59.
5. Котиев Г.О., Горелов В.А., Бекетов А.А. Математическая модель движения вездеходного транспортного средства // Журнал автомобильных инженеров. 2008. № 1. С. 50–54.
6. Chudakov O.I., Gorelov V.A., Sarach E.B. Improving traction and active safety of the wheeled vehicle by the distribution of the driving torque between its axles. International Automobile Scientific Forum: Intelligent Transport System Technologies and Components, IASF 2018; Moscow; Volume 534, Issue 1, 12 June 2019.
7. Chudakov O.I., Gorelov V.A. Design features of the steering control systems of road trains and articulated buses. International Conference on Modern Trends in Manufacturing Technologies and Equipment 2019, ICMTME 2019; Sevastopol; Volume 709, Issue 4, 3 January 2020.
8. Chudakov O.I., Gorelov V.A., Gartfelder V.A., Sekletina L.S. Mathematical model of curvilinear motion of an active road train with electromechanical transmission. 2019 International Automobile Scientific Forum on Technologies and Components of Land Intelligent Transport Systems, IASF, Volume 819, Issue 1, 29 May 2020.
9. Рождественский Ю.Л., Машков К.Ю. О формировании реакций при качении упругого колеса по недеформируемому основанию // Труды МВТУ. 1982. № 390. С. 56–64.
10. Котиев Г.О., Гумеров И.Ф., Стадучин А.А., Косицын Б.Б. Определение требуемого уровня замедления высокоподвижных колесных машин при использовании износостойкой тормозной системы // Труды НГТУ им. П.Е. Алексеева. 2019. № 4 (127). С. 146–157.
11. Котиев Г.О., Гумеров И.Ф., Стадучин А.А., Косицын Б.Б. Определение механических характеристик узлов износостойкой тормозной системы высокоподвижных колесных машин // Труды НГТУ им. П.Е. Алексеева. 2020. № 1 (128). С. 131–141.
12. Котиев Г.О., Гумеров И.Ф., Стадучин А.А., Косицын Б.Б. Выбор емкости бортового накопителя энергии при использовании электромашины в износостойкой тормозной системе высокоподвижных колесных машин // Труды НГТУ им. П.Е. Алексеева. 2020. № 2. С. 126–133.
13. G.O. Kotiev, I.F. Gumerov, A.A. Stadukhin and B.B. Kositsyn. Selection of the required deceleration for high-mobility wheeled vehicles with wear resistant brake systems. IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 819 (2020), IASF 2019; Moscow; Russian Federation.
14. G.O. Kotiev, I.F. Gumerov, A.A. Stadukhin and B.B. Kositsyn. Selection of the torque – speed curves for the units of a wearresistant brake system of high-mobility wheeled vehicles. IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 819 (2020), IASF 2019; Moscow; Russian Federation.
15. G.O. Kotiev, I.F. Gumerov, A.A. Stadukhin and B.B. Kositsyn. Selection of the capacity of the onboard energy storage device for a high-mobility wheeled vehicle wear-resistant brake system with an electric machine. IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 819 (2020), IASF 2019; Moscow; Russian Federation.
16. Voith. <http://voith.com/corp-en/braking-systems/retarders-trucks.html> (дата обращения: 02.09.2019).
17. Ларин В.В. Теория движения полноприводных колесных машин. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2010. 391 с.

References

1. Kositsyn B.B., Kotiyev G.O., Miroshnichenko A.V., Padalkin B.V., Stadukhin A.A. Determination of the characteristics of transmissions of

- wheeled and tracked vehicles with individual electric drive of the driving wheels. *Trudy NAMI*. 2019. No 3 (278), pp. 22–35 (in Russ.).
2. Kotiyev G.O., Chernyshev N.V., Gorelov V.A. Mathematical model of the curvilinear movement of an 8-wheel drive vehicle with different ways of control in turn. *Zhurnal avtomobil'nykh inzhenerov*. 2009. No 2, pp. 34–39 (in Russ.).
 3. G. Kotiev, B. Padalkin, A. Miroshnichenko, A. Stadukhin and B. Kositsyn Selection of the combat vehicle individual wheel drive operation modes under required mobility criteria. IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 820 (2020), IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 820 (2020), Moscow; Russian Federation doi:10.1088/1757-899X/820/1/012006
 4. Kotiyev G.O., Gorelov V.A., Miroshnichenko A.V. Development of a control law for the individual drive of propellers of a multi-axle wheeled vehicle. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroyeniye*. 2012. No 1, pp. 49–59 (in Russ.).
 5. Kotiyev G.O., Gorelov V.A., Beketov A.A. Mathematical model of the movement of an all-terrain vehicle. *Zhurnal avtomobil'nykh inzhenerov*. 2008. No 1, pp. 50–54 (in Russ.).
 6. Chudakov O.I., Gorelov V.A., Sarach E.B. Improving traction and active safety of the wheeled vehicle by the distribution of the driving torque between its axles. International Automobile Scientific Forum: Intelligent Transport System Technologies and Components, IASF 2018; Moscow; Volume 534, Issue 1, 12 June 2019.
 7. Chudakov O.I., Gorelov V.A. Design features of the steering control systems of road trains and articulated buses. International Conference on Modern Trends in Manufacturing Technologies and Equipment 2019, ICMTME 2019; Sevastopol; Volume 709, Issue 4, 3 January 2020.
 8. Chudakov O.I., Gorelov V.A., Gartfelder V.A., Sekletina L.S. Mathematical model of curvilinear motion of an active road train with electromechanical transmission. 2019 International Automobile Scientific Forum on Technologies and Components of Land Intelligent Transport Systems, IASF, Volume 819, Issue 1, 29 May 2020.
 9. Rozhdestvenskiy YU.L., Mashkov K.YU. The formation of reactions when an elastic wheel rolls on a non-deformable base. *Trudy MVTU*. 1982. No 390, pp. 56–64 (in Russ.).
 10. Kotiyev G.O., Gumerov I.F., Stadukhin A.A., Kositsyn B.B. Determination of the required level of deceleration of highly mobile wheeled vehicles using a wear-resistant braking system. *Trudy NGTU im. R.E. Alekseyeva*. 2019. No 4 (127), pp. 146–157 (in Russ.).
 11. Kotiyev G.O., Gumerov I.F., Stadukhin A.A., Kositsyn B.B. Determination of the mechanical characteristics of the units of the wear-resistant braking system of highly mobile wheeled vehicles. *Trudy NGTU im. R.E. Alekseyeva*. 2020. No 1(128), pp. 131–141 (in Russ.).
 12. Kotiyev G.O., Gumerov I.F., Stadukhin A.A., Kositsyn B.B. The choice of the capacity of the on-board energy storage when using an electric vehicle in a wear-resistant brake system of highly mobile wheeled vehicles. *Trudy NGTU im. R.E. Alekseyeva*. 2020. No 2, pp. 126–133 (in Russ.).
 13. G.O. Kotiev, I.F. Gumerov, A.A. Stadukhin and B.B. Kositsyn. Selection of the required deceleration for high-mobility wheeled vehicles with wear resistant brake systems. IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 819 (2020), IASF 2019; Moscow; Russian Federation.
 14. G.O. Kotiev, I.F. Gumerov, A.A. Stadukhin and B.B. Kositsyn. Selection of the torque – speed curves for the units of a wear-resistant brake system of high-mobility wheeled vehicles. IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 819 (2020), IASF 2019; Moscow; Russian Federation.
 15. G.O. Kotiev, I.F. Gumerov, A.A. Stadukhin and B.B. Kositsyn. Selection of the capacity of the on-board energy storage device for a high-mobility wheeled vehicle wear-resistant brake system with an electric machine. IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 819 (2020), IASF 2019; Moscow; Russian Federation.
 16. Voith. <http://voith.com/corp-en/braking-systems/re-tarders-trucks.html> (accessed: 02.09.2019).
 17. Larin V.V. *Teoriya dvizheniya polnoprivodnykh kolesnykh mashin* [Theory of motion of four-wheel drive wheeled vehicles]. Moscow: Izd-vo MGTU im. N.E. Bauman. 2010. 391 p.

MODEL OF THE DYNAMICS OF A WHEELED VEHICLE FOR A COMPLEX OF FULL-SCALE-MATHEMATICAL MODELING

PhD in Engineering **B.B. Kositsyn**
Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia
kositsyn_b@bmstu.ru

Introduction. The use of the method of full-scale-mathematical modeling in “real time” opens up wide opportunities associated with the analysis of the modes of operation of the “man – vehicle – environment” system, as well as the study of the loading of units and assemblies of vehicles. The existing research complexes of full-scale mathematical modeling are suitable for obtaining most of the indicators usually determined by full-scale tests. The difference lies in the ability to fully control the course of virtual testing, recording any parameters of the vehicle movement, taking into account the “human factor”, as well as complete safety of the experiment.

Purpose of research. The purpose of this work is to create a mathematical model of the dynamics of a wheeled vehicle, suitable for use in such a complex of full-scale mathematical modeling and assessment of the load of transmission units in conditions close to real operation.

Methodology and methods. The proposed model is based on the existing model of the dynamics of a wheeled vehicle developed at Bauman Moscow State Technical University. Within the framework of the model, the dynamics of a vehicle is described as a plane motion of a rigid body in a horizontal plane. The principle of possible displacements is applied to determine the normal reactions of the bearing surface. The interaction of the wheel with the ground in the plane of the support base is described using an approach based on the “friction ellipse” concept. To enable the driver and operator of the full-scale mathematical modeling complex to drive a virtual vehicle in “real time” mode, the mathematical model is supplemented with a control system that communicates between the control parameter set by the driver by pressing the accelerator and brake pedals and the control actions of the vehicle’s transmission units, such as: an electric machine, an internal combustion engine, a hydrodynamic retarder and a brake system. The article presents a block diagram of the developed control algorithm, as well as approbation of the system’s operation in a complex of full-scale mathematical modeling.

Results and scientific novelty. A mathematical model of the dynamics of a wheeled vehicle was developed. It opens up wide possibilities for studying the modes of operation of the “driver-vehicle-environment” system in “real time”, using a complex of full-scale mathematical modeling.

Practical significance. A mathematical model of the dynamics of a wheeled vehicle was developed. It is supplemented with an algorithm for the distribution of traction/braking torques between the transmission units, which provide a connection between the driver’s pressing on the accelerator/brake pedal and the control parameters of each of the units.

Keywords: mathematical model, wheeled vehicle, full-scale mathematical modeling, control system.

Cite as: B.B. Kositsyn Model of the dynamics of a wheeled vehicle for a complex of full-scale-mathematical modeling. *Izvestiya MGTU «MAMI»*. 2020. No 4 (46), pp. 46–60 (in Russ.). DOI: 10.31992/2074-0530-2020-46-4-46-60.