

На правах рукописи

УДК 629.33

Косицын Борис Борисович

**НАУЧНЫЕ МЕТОДЫ ПОВЫШЕНИЯ ПОДВИЖНОСТИ БОЕВЫХ
КОЛЕСНЫХ МАШИН ПУТЕМ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ
ТОРМОЗНЫХ СВОЙСТВ**

Специальность: 05.05.03 – Колесные и гусеничные машины

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени

доктора технических наук

Москва – 2021

Работа выполнена на кафедре колесных машин федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет)» (МГТУ им. Н.Э. Баумана).

Официальные оппоненты:

Льянов Марат Савкузович

доктор технических наук, доцент.

ФГБОУ ВО «Горский государственный аграрный университет», заведующий кафедрой «Эксплуатация и сервис транспортных средств», декан автомобильного факультета.

Федотов Александр Иванович

доктор технических наук, профессор.

ФГБОУ ВО «Иркутский национальный исследовательский технический университет», заведующий кафедрой «Автомобильный транспорт».

Шадрин Сергей Сергеевич

доктор технических наук, доцент.

ФГБОУ ВО «Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ)», профессор кафедры «Автомобили».

Ведущая организация:

ФГБОУ ВО «Ижевский государственный технический университет имени М.Т. Калашникова».

Защита состоится « 19 » апреля 2021 г. в _____ часов на заседании диссертационного совета Д 212.141.07 в Московском государственном техническом университете им. Н.Э. Баумана по адресу: 105005, Москва, 2-ая Бауманская ул., д. 5, стр. 1.

Отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные печатью учреждения, просьба направлять по адресу: 105005, Москва, 2-ая Бауманская ул., д. 5, стр. 1, ученому секретарю диссертационного совета Д 212.141.07.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МГТУ им. Н.Э. Баумана и на официальном сайте МГТУ им. Н.Э. Баумана: www.bmstu.ru.

Автореферат разослан «__» _____ г.

Ученый секретарь
диссертационного совета,
д.т.н., доцент



Горелов В.А.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Известно, что боевые колесные машины (БKM), характеризующиеся высоким расположением центра тяжести и относительно большой массой за счет бронирования, предназначены для решения следующих задач: транспортировка личного состава к полю боя и обеспечение боевых действий в бронированном боевом порядке; ведение общевойсковой и других видов разведки; обеспечение боевой деятельности войск; выполнение других функций обеспечения, включая охрану общественного порядка и патрулирование.

Не рассматривая стоимость и надежность, основными оценочными критериями БKM являются: огневая мощь, защищенность и подвижность. При этом высокий уровень подвижности стремятся обеспечить вне зависимости от категории машин. Именно этот фактор определяет выбор колесного движителя. Критериями (измерителями) подвижности БKM являются такие эксплуатационные свойства как: проходимость, быстроходность и автономность. При этом несомненно, для колесных машин, в отличие от гусеничных, именно быстроходность (высокая средняя скорость) является основным фактором обеспечения высокой подвижности.

Традиционными способами повышения средней скорости являются: увеличение удельной мощности, совершенствование систем поддрессоривания и рулевого управления, внедрение систем активной безопасности. Однако, одним из перспективных путей улучшения быстроходности БKM является повышение эффективности торможения, связанного не столько с высоким уровнем замедления машины (тормозной динамикой), сколько с частыми торможениями при заданном замедлении с сохранением работоспособности тормозной системы, поскольку интенсивное изменение скорости движения является характерным для БKM. Речь идет о применении в конструкциях БKM наряду с рабочей тормозной системой так называемых износостойких тормозных систем (ИТС). В этой связи, разработка научных методов повышения подвижности БKM за счет улучшения показателей быстроходности путем применения износостойких систем торможения является актуальной научной проблемой.

Целью диссертационной работы является совершенствование тормозных свойств боевых колесных машин, направленное на повышение подвижности, путем использования дополнительной (износостойкой) системы торможения.

Для достижения цели исследования сформулированы и решены следующие научные задачи:

1. Разработан метод оценки влияния уровня замедления на среднюю скорость БKM для выбора рационального значения, реализуемого за счет ИТС;
2. Разработан метод определения характеристик ИТС БKM, обеспечивающей заданный уровень подвижности;
3. Разработана математическая модель, описывающая квазистационарное движение БKM в каждой точке заданной траектории, предназначенная для синтеза механических характеристик узлов ИТС;
4. Разработана математическая модель движения БKM, используемая для анализа динамики системы «транспортное средство-водитель-внешняя среда» с

применением комплекса натурно-математического моделирования, позволяющего проводить имитацию движения БКМ в режиме «реального» времени под управлением водителя-оператора, а также для оценки эффективности применения ИТС с целью повышения подвижности;

5. Разработана математическая модель динамики гидротормоза, предназначенная для оценки возможности создания приемлемых конструкций, используемых в трансмиссиях БКМ, и синтеза лопастной части;

6. Проведены теоретические и экспериментальные исследования для обоснования возможности использования разработанных научных методов и математических моделей;

7. Выполнены научные исследования по определению характеристик ИТС на примере БКМ колесной формулой 6х6 и 8х8 полной массой до 34 тонн, направленной на повышение подвижности, и дано заключение о целесообразности применения ИТС в конструкции БКМ.

Научная новизна работы заключается в разработке совокупности научных методов и математических моделей для прогнозирования уровня подвижности БКМ (за счет применения ИТС) на этапе проектирования:

1. Разработан метод оценки влияния уровня замедления на среднюю скорость БКМ для выбора рационального значения, реализуемого за счет ИТС, отличающийся применением комбинации протяженных реализаций случайных функций внешних возмущений для описания условий движения машины;

2. Разработан метод определения характеристик ИТС БКМ, обеспечивающей заданный уровень подвижности, отличающийся возможностью получения механических характеристик гидродинамического ретардера, электромашины и бортового накопителя электрической энергии;

3. Разработана квазистационарная математическая модель движения БКМ, отличающаяся возможностью учета ограничений на продольное ускорение/замедление, исходя из сцепных свойств колес с опорной поверхностью и возможностей силовой установки, служащая для получения теоретических данных о скоростных режимах движения БКМ по заданным трассам;

4. Разработана имитационная математическая модель движения, позволяющая описывать совместную динамику корпуса и ходовой части БКМ при криволинейном движении в режиме «реального времени» с целью использования в комплексе натурно-математического моделирования, отличающаяся математическим описанием системы управления, обеспечивающей связь между воздействиями водителя (нажатием педалей акселератора и тормоза, а также углом поворота рулевого колеса) и параметрами управления агрегатов БКМ (электромашиной, ДВС, гидрозамедлителем, рабочей тормозной системой) с учетом тепловой нагруженности системы охлаждения ДВС и гидрозамедлителя (ретардера);

5. Получены новые результаты теоретических исследований режимов работы износостойкой и рабочей тормозных систем БКМ колесной формулой 6х6 и 8х8 полной массой до 34 тонн, отличающиеся получением статистических данных о режимах работы тормозов-замедлителей (агрегатов износостойкой тормозной системы), ускорениях/замедлениях, реализуемых машиной в

процессе движения по заданной трассе, тепловой нагруженности системы охлаждения и элементов рабочей тормозной системы, позволяющих оценить подвижность БКМ на этапе проектирования.

Обоснованность и достоверность научных положений, выводов и результатов базируется на теоретических и экспериментальных исследованиях динамики колесных машин, а также на использовании апробированных методов имитационного математического моделирования.

Предметом исследования являются характеристики режимов работы ИТС БКМ, позволяющие обеспечить заданный уровень подвижности на совокупности статистически заданных условий движения.

Объектами исследования являются ИТС БКМ колесной формулой 6х6 и 8х8 полной массой до 34 тонн.

Практическая значимость заключается:

1. В разработке программного обеспечения для:

1.1. Определения уровня замедления, который необходимо реализовать за счет узлов ИТС, с целью обеспечения заданного уровня подвижности БКМ;

1.2. Определения характеристик ИТС на этапе проектирования, обеспечивающих заданный уровень подвижности БКМ;

1.3. Оценки эффективности применения ИТС на БКМ и снижения энергозатрат за счет использования электромашин в трансмиссии;

2. В разработке практических рекомендаций по созданию ИТС БКМ колесной формулой 6х6 и 8х8 полной массой до 34 тонн для применения на предприятиях военно-промышленного комплекса.

Реализация результатов работы. Результаты работы внедрены на отраслевых предприятиях «ВПК», ПАО «КАМАЗ», а также используются в учебном процессе на кафедре колесных машин МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Положения, выносимые на защиту. На защиту выносятся положения научной новизны, общие выводы и результаты исследований:

1. Метод оценки влияния уровня предельного замедления на среднюю скорость БКМ;

2. Метод определения характеристик ИТС БКМ, обеспечивающей заданный уровень подвижности;

3. Математические модели: квазистационарная математическая модель движения БКМ; имитационная математическая модель криволинейного движения БКМ, описывающая динамику машины в режиме «реального времени» в составе комплекса натурно-математического моделирования, позволяющая исследовать нагруженность износостойкой и рабочей тормозных систем.

Апробация работы. Основные положения и результаты диссертационной работы заслушивались и обсуждались на: научно-технических семинарах кафедры колесных машин МГТУ им. Н.Э. Баумана. Москва, 2017-2020; заседании ИТС факультета «Специальное машиностроение» МГТУ им. Н.Э. Баумана. Москва, 2020; Международной научно-технической конференции «Интеллектуальные системы автомобиля: разработка, исследование, сертификация». Нижний Новгород, 2019; Международном автомобильном научном форуме «Интеллектуальные транспортные системы». Москва, 2017;

Международном автомобильном научном форуме «Технологии и компоненты интеллектуальных транспортных систем». Москва, 2019; Международной научной конференции «Технологии проектирования колесных и гусеничных машин». Москва, 2019; XVIII Международной конференции «Электромеханика, электротехнологии, электротехнические материалы и компоненты». Алушта, 2020.

Публикации по теме диссертации. По материалам диссертации опубликовано 25 научных работ общим объемом 14,8 п.л., из них по списку, рекомендованному ВАК РФ, 14, индексируемых в международной базе научных изданий SCOPUS 7.

Структура работы. Диссертация состоит из введения, пяти глав, общих выводов и заключения, а также списка литературы. Работа изложена на 280 листах машинописного текста, содержит 159 рисунков, 20 таблиц. Список литературы содержит 189 наименований.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во **Введении** обоснована актуальность темы диссертации, приведено краткое содержание выполненных исследований, сформулированы цель и задачи работы, научная новизна, а также основные положения, выносимые на защиту.

В **Главе 1** проведен анализ эксплуатационных данных об интенсивности замедлений и частоте применения тормозной системы колесных машин при движении по совокупности дорожно-грунтовых условий (ДГУ). Обоснована целесообразность использования тормозов-замедлителей в качестве ИТС, обеспечивающей повышение подвижности БКМ. Представлена классификация существующих тормозов-замедлителей, а также рассмотрены преимущества и недостатки каждого из типов (моторных, гидродинамических и электродинамических). Проанализирован опыт отечественных и зарубежных ученых в разработке математических моделей и проектировании гидродинамических тормозов. Кроме того, проведен анализ существующих математических моделей динамики колесных машин и взаимодействия колеса с опорной поверхностью (ОП).

Особо отмечены работы Чудакова Е.А., Певзнера Я.М., Антонова Д.А., Литвинова А.С., Фаробина Я.Е., Котиева Г.О., Дика А.Б., Смирнова Г.А., Попова С.Д., Белоусова Б.Н., Ларина В.В., Федотова А.И., Иванова А.М., Льянова М.С., Горелова В.А., Чернышева Н.В., Кравца В.Н., Тарасика В.П., Беспалова С.И. и других, а также труды научных школ: МГТУ им. Н.Э. Баумана, НГТУ им. Р.Е. Алексеева, МАДИ, МАМИ, ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ», Академии БТВ, 21 НИИ МО РФ и других.

В главе рассмотрены способы формирования нагрузочных режимов тормозной системы БКМ, а также подходы к формированию и моделированию ДГУ при выполнении транспортных задач. Проведен анализ применения комплексов натурно-математического моделирования в контексте исследования подвижности БКМ и режимов работы системы «человек-машина-местность».

Выполненные в первой главе исследования позволили сформулировать задачи, направленные на достижение цели работы, решению которых посвящены остальные главы диссертации.

В Главе 2 рассмотрен метод определения характеристик узлов ИТС БКМ, в рамках которого обоснована следующая последовательность действий:

1. Формирование математического описания условий движения (типовых трасс) на основе статистических данных. В этом разделе с применением метода неканонических представлений получены протяженные реализации случайных функций параметров внешних возмущений: дорожной кривизны k_d , максимального коэффициента взаимодействия с опорным основанием μ_{smax} , коэффициента сопротивления качению $f_{гр}$, угла наклона опорной поверхности $\alpha_{п}$. В качестве примера, на Рис. 1 представлена «разыгранная» протяженная реализация дорожной кривизны для моделирования движения БКМ.

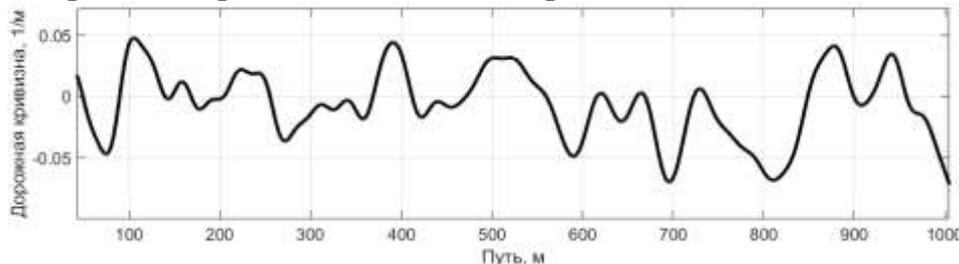


Рис. 1. Реализация случайной функции дорожной кривизны k_d

2. Использование метода оценки влияния уровня замедления на подвижность БКМ. Указанный метод предполагает использование сформированных среднестатистических трасс, отвечающих ряду условий:

- протяженные реализации случайных функций должны быть представлены последовательностью участков пути с неизменными характеристиками дорожно-грунтовых условий;
- для каждого участка пути должны быть определены все «разыгрываемые» параметры: k_d , μ_{smax} , $f_{гр}$ и $\alpha_{п}$.

Первым этапом применения метода является использование безынерционной модели колесной машины, предназначенной для получения верхней оценки максимальной скорости БКМ $v_{пр}$ и выбора протяженности трассы для проведения исследования.

Так, значение $v_{пр i}$ для каждого i -ого участка пути определяется как:

$$v_{пр i} = \min(v_{з i}, v_{оп i}, v_{Nmax i}, v_{max}),$$

$$v_{Nmax i} = N_{max} / \left(mg \left(f_{гр i} \cos(\alpha_{п i}) + \sin(\alpha_{п i}) \right) + k_w F_{лоб} v_{Nmax i}^2 \right), \quad (1)$$

$$v_{з i} = \sqrt{\mu_{smax i} g / k_{д i}}, \quad v_{оп i} = \sqrt{gB / (2H_z k_{д i})}, \quad k_w = c_x \rho_w / 2,$$

где v_{Nmax} , $v_{з}$, $v_{оп}$ – предельные скорости БКМ по мощности двигателя, заносу и опрокидыванию (считается, что БКМ обладает идеальным стабилизатором поперечной устойчивости); v_{max} – максимальная конструктивная скорость; m – масса; g – ускорение свободного падения; B – колея; H_z – высота центра масс; N_{max} – максимальная мощность двигателя; $F_{лоб}$ – площадь лобовой проекции; c_x – коэффициент аэродинамического сопротивления; ρ_w – плотность воздуха.

Зависимость $v_{пр i}$ от пройденного пути для случая движения по дороге с твердым покрытием и равнинному типу рельефа представлена на Рис. 2 (здесь и далее в автореферате в качестве примера будут использоваться указанные ДГУ).

Протяженность трассы в заданных ДГУ выбирается исходя из условия: средняя скорость (верхняя оценка) БКМ в конце пути стабилизируется. В данном случае потребная протяженность трассы составляет в среднем 5 км.

На следующем этапе учитываются ограничения на продольное ускорение/замедление БКМ, накладываемые возможностями силовой установки (с учетом сил инерции), а также исследуемым предельным замедлением. В тяговом режиме, если ускорение БКМ $a_{пр_i}$ при переходе между $i-1$ и i -ым элементарными участками трассы превышает максимально допустимое, исходя из сцепных свойств с ОП a_{μ_i} , или предельное по возможностям двигателя $a_{дв_i}$, то скоростной режим движения корректируется согласно формуле (2) (Рис. 2):

$$v_{тяг_i} = \begin{cases} v_{пр_i}, & \text{если } 0 \leq a_{пр_i} \leq \min(a_{\mu_i}, a_{дв_i}) \\ v_{тяг_{i-1}} + \min(a_{\mu_i}, a_{дв_i}) \Delta s_i / v_{тяг_i}^{cp}, & \text{если } a_{пр_i} > \min(a_{\mu_i}, a_{дв_i}) \end{cases} \quad (2)$$

где $v_{тяг_i}$ – верхняя оценка максимальной скорости БКМ на i -ом участке трассы с учетом ограничения на продольное ускорение; $v_{тяг_i}^{cp}$ – верхняя оценка максимальной скорости БКМ при переходе между $i-1$ и i -ым участками трассы с учетом ограничения на продольное ускорение.

При этом $a_{пр_i}$, a_{μ_i} и $v_{тяг_i}^{cp}$ определяются согласно зависимостям:

$$a_{пр_i} = (v_{пр_i} - v_{пр_{i-1}}) v_{ср_i}^{пр} / \Delta s_i; \quad a_{\mu_i} = \mu_{smax_i}^{cp} g, \quad (3)$$

$$\mu_{smax_i}^{cp} = (\mu_{smax_i} + \mu_{smax_{i-1}}) / 2; \quad v_{тяг_i}^{cp} = (v_{тяг_i} + v_{тяг_{i-1}}) / 2, \quad (4)$$

где $\mu_{smax_i}^{cp}$ – максимальный коэффициент взаимодействия с опорным основанием при переходе между $i-1$ и i -ым участками трассы.

Для определения $a_{дв_i}$ используются следующие зависимости:

$$a_{дв_i} = \frac{N_{max} / v_{тяг_i}^{cp} - mg \left(f_{гр_i}^{cp} \cos(\alpha_{п_i}^{cp}) + \sin(\alpha_{п_i}^{cp}) \right) - k_w F_{лоб} v_{тяг_i}^{cp 2} - J_z k_{д_i}^{cp} \frac{\Delta k_{д_i}}{\Delta s_i} v_{тяг_i}^{cp 2}}{m\delta + J_z k_{д_i}^{cp 2}} \quad (5)$$

$$v_{тяг_i}^{cp} = (v_{тяг_i} + v_{тяг_{i-1}}) / 2, \quad f_{гр_i}^{cp} = (f_{гр_i} + f_{гр_{i-1}}) / 2, \quad \alpha_{п_i}^{cp} = (\alpha_{п_i} + \alpha_{п_{i-1}}) / 2, \quad (6)$$

$$k_{д_i}^{cp} = (k_{д_i} + k_{д_{i-1}}) / 2, \quad \Delta k_{д_i} = k_{д_i} - k_{д_{i-1}}, \quad \delta = 1 + \sum_{i=1}^n J_{k_i} / (mr_{k0}^2),$$

где $f_{гр_i}^{cp}$, $\alpha_{п_i}^{cp}$, $k_{д_i}^{cp}$ – коэффициент сопротивления качению, угол наклона ОП и кривизна траектории при переходе между $i-1$ и i -ым участками трассы; $\Delta k_{д_i}$ – изменение кривизны между $i-1$ и i -ой путевыми координатами трассы; J_z – момент инерции машины относительно вертикальной оси; δ – коэффициент учета вращающихся масс; n – число колес машины; $\sum_{i=1}^n J_{k_i}$ – сумма моментов инерции двигателя, трансмиссии и колес БКМ, приведенных к осям вращения последних; r_{k0} – радиус качения колес машины без скольжения.

В случае торможения скоростной режим машины корректируется, если ускорение машины $a_{пр_i}$ при переходе между $i-1$ и i -ым элементарными участками трассы опускается ниже допустимого, исходя из сцепных свойств с опорной поверхностью $-a_{\mu_i}$, или некоторого исследуемого замедления $-a^*$ (Рис. 2). Причем, в данном случае, порядок рассмотрения участков необходимо

проводить от последнего к первому, чтобы обеспечить заданную скорость движения в конце каждого элементарного участка.

$$v_{\text{top}_{n_s-i}} = \begin{cases} v_{\text{пр}_{n_s-i}}, & \text{если } 0 \geq a_{\text{пр}_{n_s-i}} \geq \max(-a_{\mu_{n_s-i}}, -a^*) \\ v_{\text{top}_{n_s-i+1}} - \frac{\max(-a_{\mu_{n_s-i}}, -a^*) \Delta s_{n_s-i}}{v_{\text{top}_{n_s-i}}^{\text{cp}}}, & \text{если } a_{\text{пр}_{n_s-i}} \leq \max(-a_{\mu_{n_s-i}}, -a^*) \end{cases}; \quad (7)$$

$$v_{\text{top}_{n_s-i}}^{\text{cp}} = (v_{\text{top}_{n_s-i}} + v_{\text{top}_{n_s-i+1}})/2,$$

где $v_{\text{top}_{n_s-i}}$ – верхняя оценка максимальной скорости БКМ на $n_s - i$ -ом участке трассы с учетом ограничения на продольное замедление; $v_{\text{top}_{n_s-i}}^{\text{cp}}$ – верхняя оценка максимальной скорости БКМ при переходе между $n_s - i + 1$ и $n_s - i$ -ым участками трассы с учетом ограничения на продольное замедление.

Окончательно скоростной режим движения БКМ с учетом ограничений на продольное ускорение/замедление формируется путем комбинирования зависимостей $v_{\text{тяг}}$ и v_{top} (Рис. 4).

$$v = \min(v_{\text{тяг}}, v_{\text{top}}). \quad (8)$$

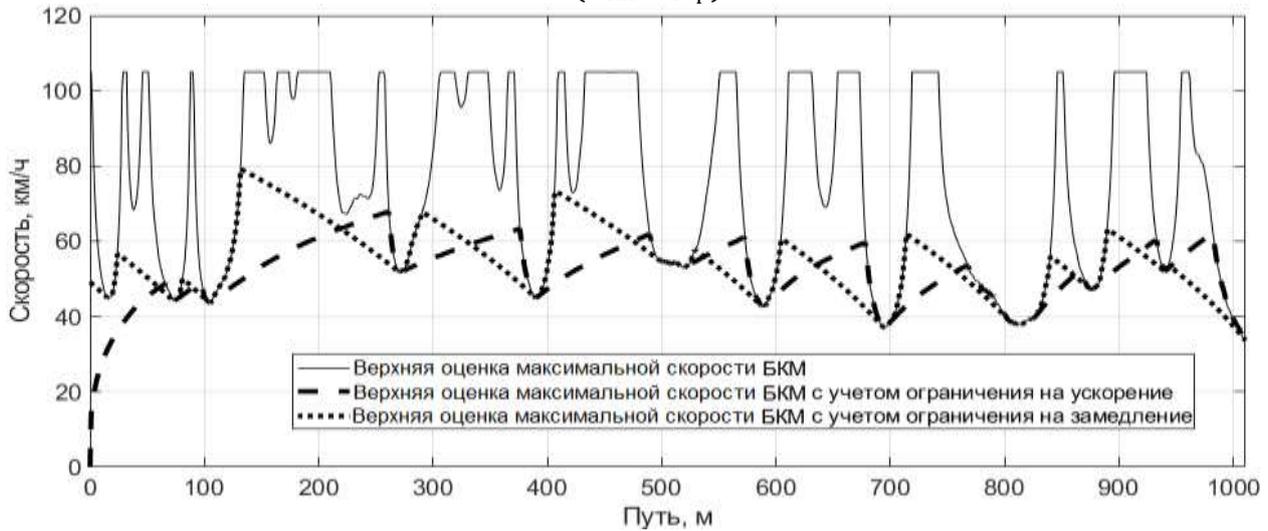


Рис. 2. Верхняя оценка максимальной скорости движения машины с учетом ограничения на продольное ускорение/замедление

Третьим этапом является выбор требуемого уровня замедления, который необходимо реализовать непосредственно ИТС.

Так, варьируя величиной a^* и получая для каждого исследуемого значения скоростной режим движения, можно определить зависимость средней скорости БКМ v_{cp} от исследуемого предельного замедления a^* в заданных ДГУ (Рис. 3).

Представленный подход не учитывает ограничения на боковые ускорения, связанные с физиологическими возможностями человека. В связи с этим, для оценки наиболее общего случая, необходимо учесть ограничение на боковое ускорение, равное $a_y = 0,1g$, что согласно работе Ротенберга Р.В. «Подвеска автомобиля» соответствует предельному уровню при непродолжительном действии. Для этого величину верхней оценки максимальной скорости БКМ для каждого i -ого участка пути необходимо вычислять как:

$$v_{\text{пр}_i} = \min(v_{a_y}, v_{z_i}, v_{\text{оп}_i}, v_{N\text{max}_i}, v_{\text{max}}), \quad v_{a_y} = \sqrt{a_y/k_{\text{д}_i}}, \quad (9)$$

где v_{ay} – предельная скорость БКМ с учетом ограничения на боковое ускорение.

Зависимости v_{cp} БКМ от исследуемого уровня замедления в случае наличия и отсутствия ограничения на боковое ускорение представлены на Рис. 3. На основании полученных данных можно сделать вывод, что независимо от удельной мощности и перегрузок, воспринимаемых водителем, увеличивать требуемый уровень замедления, который целесообразно обеспечить только за счет узлов ИТС БКМ, более 1 м/с^2 не целесообразно, так как это не приведет к существенному росту средней скорости как в случае существующих (удельная мощность 15 кВт/т), так и перспективных машин (удельная мощность 22 кВт/т).

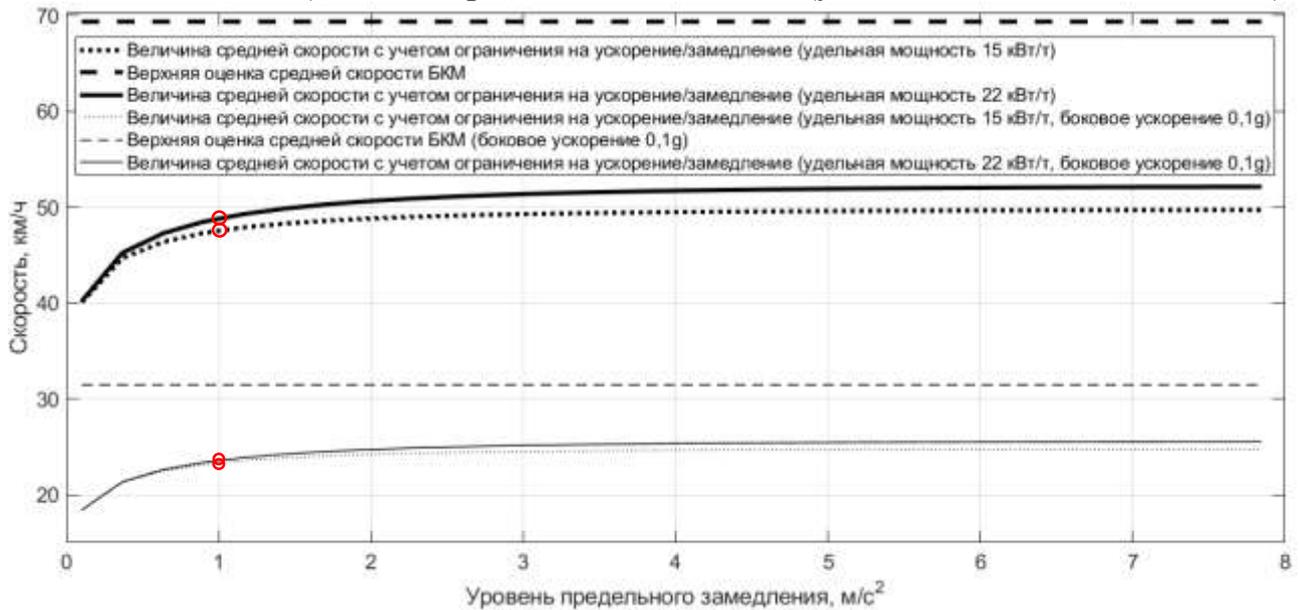


Рис. 3. Зависимость v_{cp} БКМ от уровня замедления

Скоростные режимы движения для выбранного уровня замедления 1 м/с^2 представлены на Рис. 4.

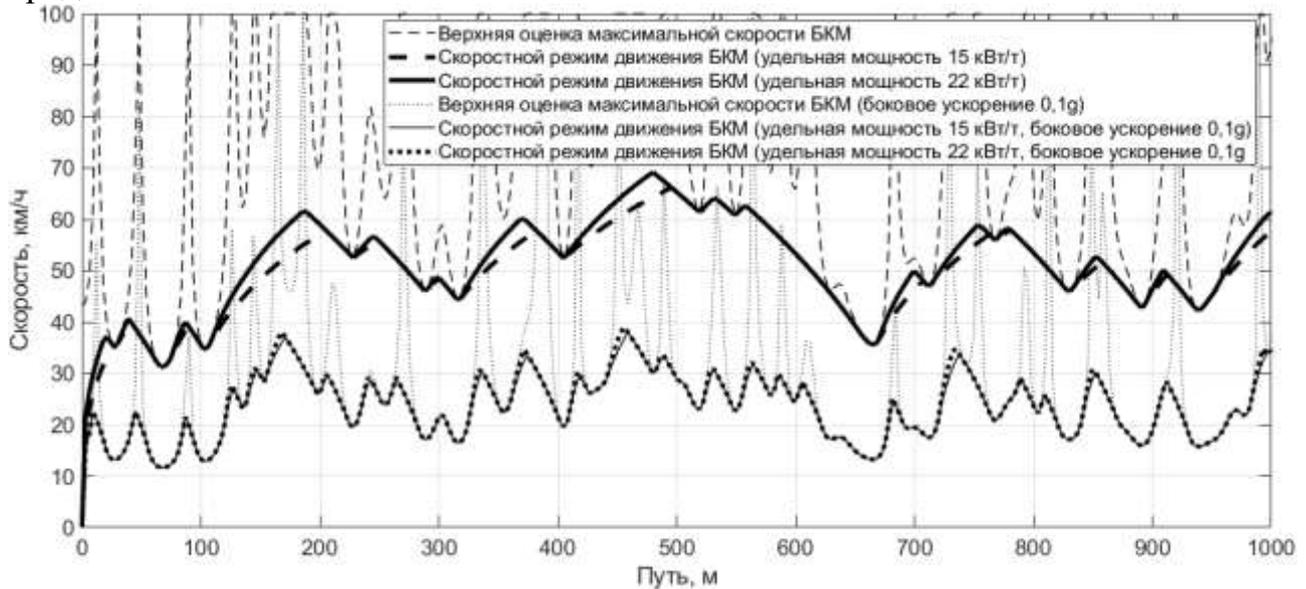


Рис. 4. Скоростной режим движения БКМ для ограничения по уровню замедления $a^* = 1 \text{ м/с}^2$

Несложно заметить, что ограничение на боковое ускорение равное $0,1g$ соответствует предельному ускорению по заносу для случая движения БКМ по

льду (для льда $\mu_{smax} = 0,1$). То есть результаты, полученные для такого режима движения, можно интерпретировать как для случая движения БКМ по ОП типа «лед», заключив при этом, что требуемый уровень замедления, который необходимо реализовать ИТС, не зависит от сцепных свойств движителя с ОП и также не превышает 1 м/с^2 . В связи с этим анализ режимов движения БКМ по другим типам опорных поверхностей (отличных от дороги с твердым покрытием) при исследовании ИТС проводить не целесообразно.

3. Оценка требуемых механических характеристик узлов износостойкой тормозной системы. Потребная механическая характеристика износостойкой системы замедления определяется по полученным скоростным режимам движения БКМ (Рис. 4). Для этого необходимо провести анализ распределения режимов работы тормозной системы машины при движении по заданной трассе. Зависимость величины требуемой тяговой/тормозной силы $F_{\text{треб}}$ для поддержания заданного закона движения определяется с использованием существующей математической модели динамики машины.

$$F_{\text{треб}i} = (m\delta + J_z k_{дi}^{\text{cp}2}) a_i + mg (f_{\text{гр}i}^{\text{cp}} \cos(\alpha_{\text{п}i}^{\text{cp}}) + \sin(\alpha_{\text{п}i}^{\text{cp}})) + k_w F_{\text{лоб}} v_{i}^{\text{cp}2} + J_z k_{дi}^{\text{cp}} (\Delta k_{дi} / \Delta s_i) v_{i}^{\text{cp}2}, \quad (10)$$

где a_i – ускорение машины при переходе между $i-1$ и i -ым участками трассы.

Величина a_i вычисляется по формуле:

$$a_i = (v_i^2 - v_{i-1}^2) / 2\Delta s_i. \quad (11)$$

Для удобства анализа тяговая/тормозная сила $F_{\text{треб}}$ и скорость v_i машины здесь и далее приводятся к требуемому моменту $M_{\text{треб}}^{\text{кп}}$ и угловой скорости $\omega_{\text{треб}}^{\text{кп}}$ выходного вала коробки передач (КП). Распределение режимов работы тормозной системы БКМ (удельная мощность 15 кВт/т) при движении по «равнинному» типу местности представлено на Рис. 5.

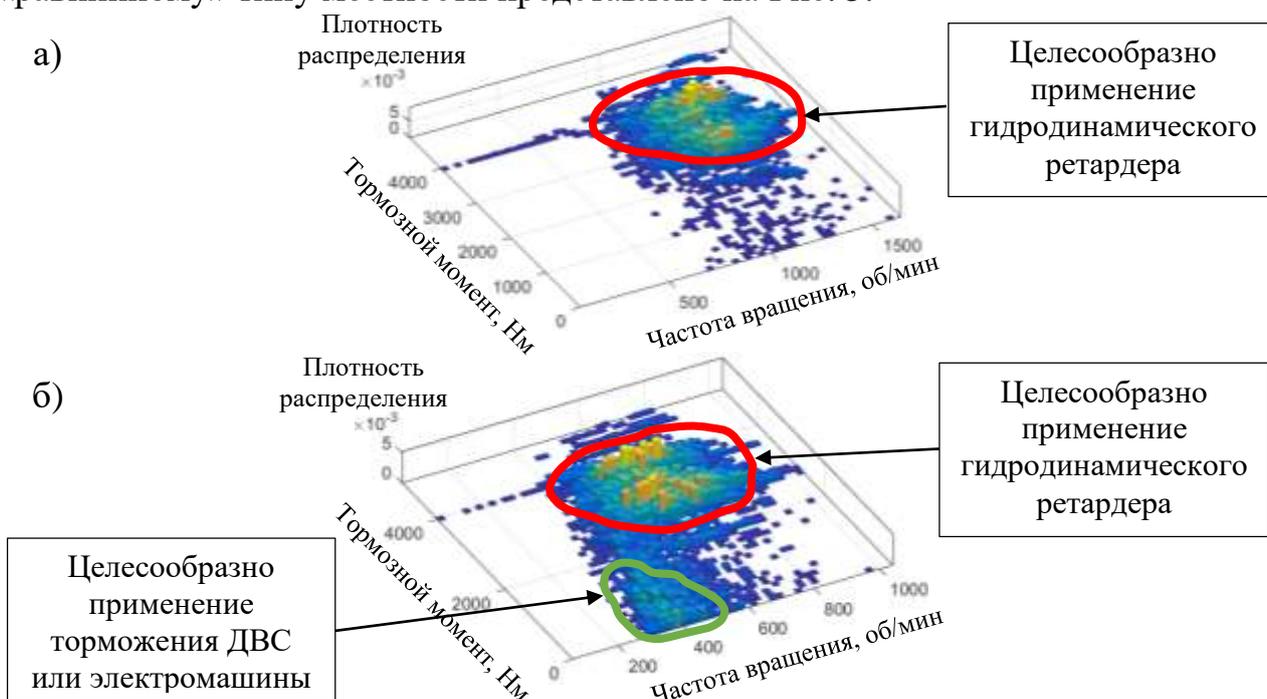


Рис. 5. Распределение режимов работы тормозной системы БКМ: а) без ограничения на a_y ; б) с учетом ограничения на a_y ($a_y = 0,1g$)

По представленным гистограммам видно, что присутствуют две области режимов работы тормозной системы, реализацию которых целесообразно обеспечить различными типами тормозов-замедлителей:

- область с высокими значениями крутящих моментов и частот вращения выходного вала КП (целесообразно применять гидродинамический ретардер);
- область с низкой частотой вращения и крутящим моментом выходного вала КП (целесообразно применять торможение за счет ДВС или электромашин, работающей в генераторном режиме с последующим накоплением энергии для повышения энергоэффективности БКМ).

При проведении аналогичных исследований для «холмистого» типа рельефа получены следующие результаты (Рис. 6). По представленным данным видно, что в случае «холмистого» типа рельефа появились зоны с существенно большим тормозным моментом, который необходимо реализовывать за счет рабочей тормозной системы, так как установлено, что ретардер, рассчитанный на такой режим работы, чрезмерно громоздкий для применения на БКМ. При этом зоны работы тормозов-замедлителей сохранили свое «положение» на гистограмме.

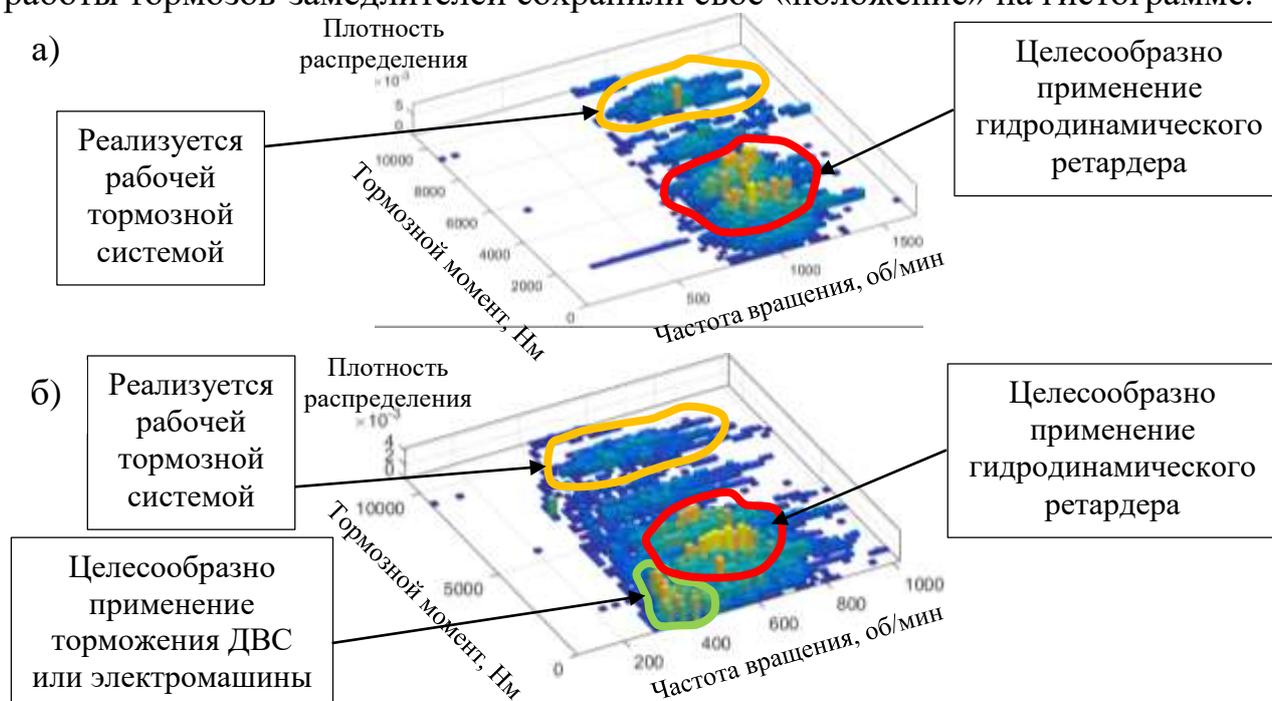


Рис. 6. Распределение режимов работы тормозной системы БКМ при движении по «холмистой» трассе с учетом (б) и без учета (а) ограничения на $a_y = 0,1g$

Таким образом, дальнейший синтез механических характеристик тормозов-замедлителей целесообразно проводить только при использовании данных, полученных для случая «равнинного» типа местности. С этой целью необходимо построить функции распределения потребной мощности тормозной системы и крутящего момента на выходном валу КП для рассматриваемых скоростных режимов движения (Рис. 4): с учетом и без учета ограничения на боковое ускорение, исходя из физиологических возможностей человека (Рис. 7, Рис. 8).

По полученным данным можно заключить, что с вероятностью 95 % мощность, реализуемая тормозами-замедлителями, не превысит значения $N_{95\%}$, а момент на выходном валу КП – $M_{95\%}$.

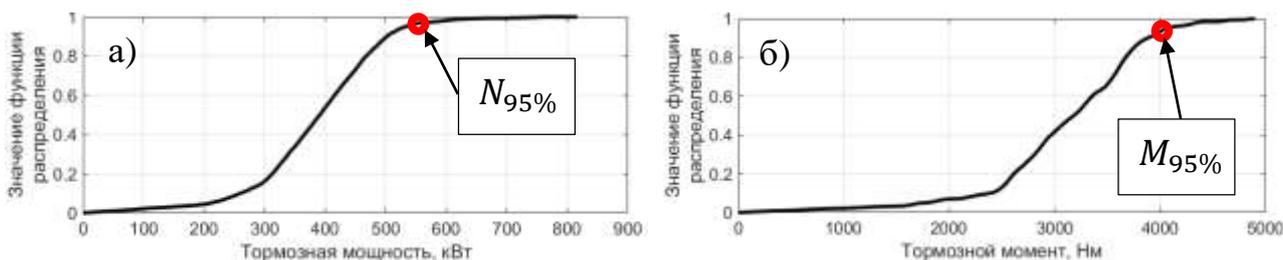


Рис. 7. Функции распределения параметров работы тормозной системы БКМ без учета ограничения на a_y : а) мощности; б) тормозного момента

При выборе потребной мощности электромашин $N_{ЭМ}^{max}$, используемой в качестве тормоза-замедлителя, необходимо рассмотреть плотность и функцию распределения тормозной мощности для режима движения с учетом ограничения на боковое ускорение (Рис. 4), так как согласно Рис. 5 в этом случае предполагается ее наиболее активное применение (Рис. 8).

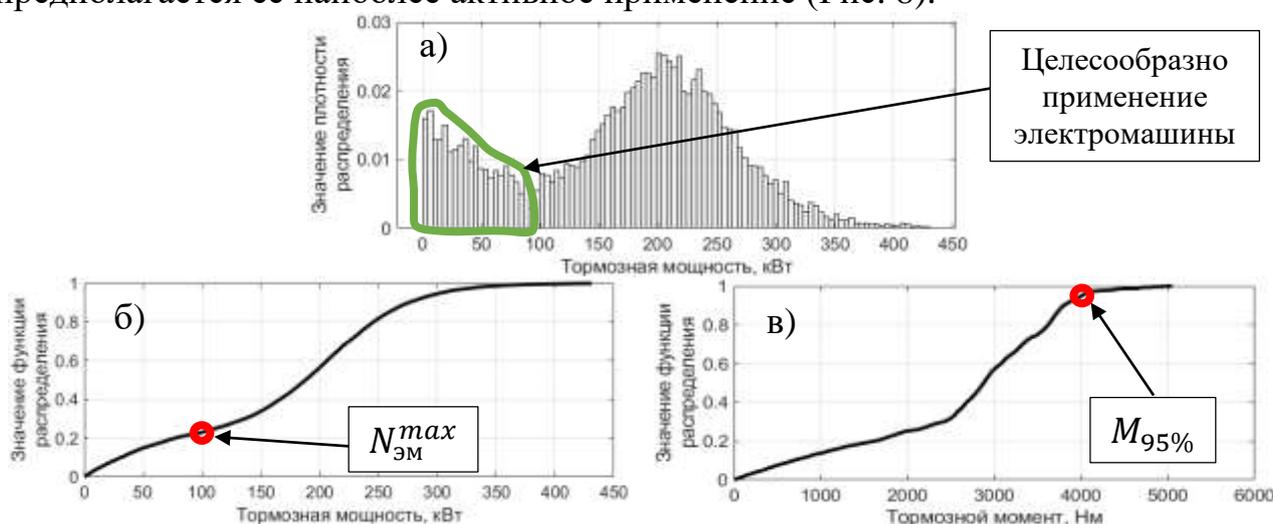


Рис. 8. Плотность (а) и функция распределения (б) реализованной мощности и функция распределения момента (в) тормозной системы БКМ с учетом ограничения на $a_y = 0,1g$

По представленным данным видно, что плотность распределения имеет два явно выраженных максимума, первый из которых целесообразно «реализовать» электрической машиной. Применение последней позволит повысить энергоэффективность БКМ путем запаса части энергии торможения в накопителе электроэнергии с последующей ее реализацией при разгоне.

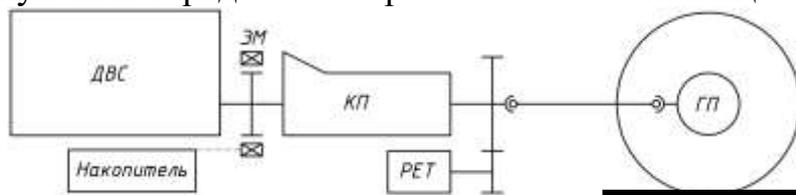
Кроме того, согласно Рис. 8 (в) момент на выходном валу КП, который с вероятностью 95 % не будет превышен, соответствует той же величине $M_{95\%}$, что и в случае отсутствия ограничения на боковое ускорения (Рис. 7, б).

Представленный результат позволяет заключить, что независимо от скоростного режима движения, для обеспечения заданного уровня замедления 1 м/с^2 тормозной момент, который необходимо реализовать ИТС, составляет $M_{95\%}$ во всем диапазоне частот вращения выходного вала КП.

Далее, на основании полученных параметров ИТС ($N_{95\%}$, $M_{95\%}$) и мощности электромашин $N_{ЭМ}^{max}$, можно выделить необходимые внешние механические характеристики каждого узла системы: $M_{ЭМ}(\omega_{КП})$, $M_{ДВС}(\omega_{КП})$ и $M_{Рет}(\omega_{КП})$.

В связи с тем, что двигатель внутреннего сгорания (ДВС) выбирается исходя из требуемых характеристик машины в тяговом режиме (по результатам тягового расчета), для случая торможения его механическую характеристику можно считать заданной. В случае применения системы «горный тормоз» максимальная мощность ДВС в тормозном режиме составляет ~40% от тяговой.

При использовании в приводе БКМ электромашину рационально расположить в схеме трансмиссии до КП (по направлению потока мощности). Данное решение позволит расширить диапазон использования электромашины и обеспечить возможность движения с малой скоростью на электротяге. В связи с этим, схему трансмиссии рассматриваемой машины представим в виде (Рис. 9). При этом совместную механическую характеристику электромашины и КП допускается представить кривой постоянной мощности, соответствующей $N_{ЭМ}^{max}$.



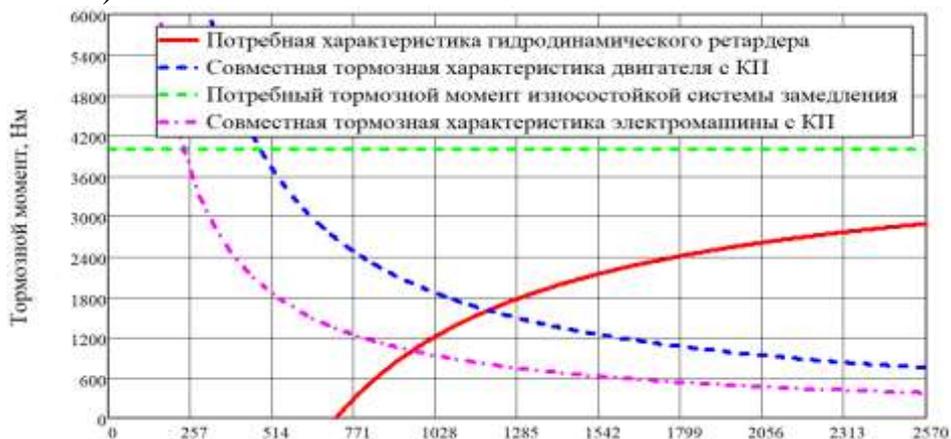
ДВС – двигатель внутреннего сгорания;
ЭМ – электромашина;
КП – коробка передач;

РЕТ – ретардер (гидродинамический); ГП – главная передача

Рис. 9. Схема трансмиссии БКМ

Таким образом, необходимая механическая характеристика $M_{рет}(\omega_{кп})$ гидродинамического ретардера, приведенная к выходному валу КП, может определяться разностью (характеристики всех узлов приведены к выходному валу КП, Рис. 10):

а)



б)

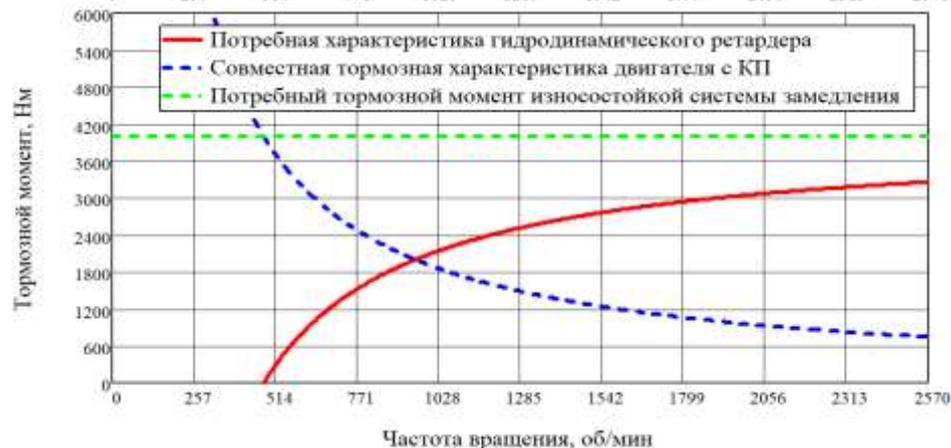


Рис. 10. Потребная механическая характеристика гидродинамического ретардера при наличии (а) и отсутствии (б) электромашины в трансмиссии

$$M_{\text{рет}}(\omega_{\text{кп}}) = M_{95\%} - M_{\text{двс}}(\omega_{\text{кп}}) - M_{\text{эм}}(\omega_{\text{кп}}), \quad (12)$$

где $M_{\text{двс}}(\omega_{\text{кп}})$, $M_{\text{эм}}(\omega_{\text{кп}})$ – зависимости тормозного момента ДВС и электромашины (приведены к выходному валу КП) от угловой скорости вращения выходного вала КП.

Следующим этапом является получение внешней механической характеристики гидротормоза-ретардера на основании потребной $M_{\text{рет}}(\omega_{\text{кп}})$. Механическая характеристика лопастного гидрозамедлителя при полном наполнении представляет из себя параболу, проходящую через точку $M_{\text{рет}}(0) = 0$. В связи с этим проточную часть ретардера необходимо проектировать таким образом, чтобы указанная парабола имела точку касания с потребной механической характеристикой гидрозамедлителя (Рис. 11).

Область режимов работы, находящаяся под характеристикой гидротормоза при полном наполнении, обеспечивается за счет регулирования количества рабочей жидкости в лопастной части ретардера, то есть ограничение механической характеристики «справа» обусловлено не конструктивными решениями, а является результатом работы системы управления.

В связи с тем, что в общем случае система охлаждения двигателя и ретардера БКМ характеризуется существенной термической инерционностью, при торможении можно использовать достаточно высокую тормозную мощность гидрозамедлителя, но в течение непродолжительного промежутка времени. В таком случае ограничением механической характеристики гидротормоза «справа» будет служить такая предельная величина мощности $N_{\text{рет}}^{\text{max}}$, при которой не произойдет вскипания охлаждающей жидкости (ОЖ) при прохождении через ретардер (13).

$$N_{\text{рет}}^{\text{max}} = c_{\text{ж}} \rho_{\text{ж}} Q_{\text{ж}} \Delta t, \quad (13)$$

где $c_{\text{ж}}$, $\rho_{\text{ж}}$ – теплоемкость и плотность рабочей жидкости при критической температуре; $Q_{\text{ж}}$ – максимальный расход рабочей жидкости в системе охлаждения; Δt – предельно допустимая разница температур ($\Delta t \approx 110 \text{ C}^{\circ} - 90 \text{ C}^{\circ} = 20 \text{ C}^{\circ}$, 110 C° – критическая температура рабочей жидкости, 90 C° – рабочая температура ОЖ в ДВС).

Таким образом, для ограничения мощности гидродинамического ретардера целесообразно принять величину $N_{\text{рет}}^{\text{max}}$. При этом необходимо обеспечить возможность снижения нагрузки на гидротормоз в случае приближения температуры охлаждающей жидкости к критической.

В этой связи, внешнюю механическую характеристику гидротормоза следует представить в виде (Рис. 11).



б)

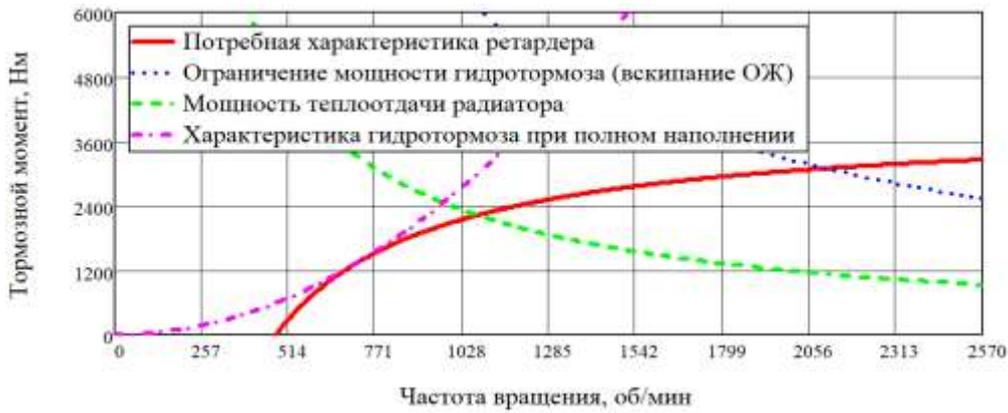


Рис. 11. Внешняя механическая характеристика гидродинамического ретардера при наличии (а) и отсутствии (б) электромашины в трансмиссии 4.

4. Выбор емкости бортового накопителя электрической энергии. Основным преимуществом использования электромашины в тормозной системе является возможность повышения энергоэффективности БКМ за счет рекуперации части энергии торможения. При этом для боевых машин предполагается следующая стратегия управления электромашинной: энергия, запасенная в накопителе после торможения, сразу же будет затрачена при последующем разгоне. Указанная стратегия обеспечивает возможность применения молекулярных накопителей энергии («суперконденсаторов») на борту машины, которые способны обеспечить высокий уровень электрической мощности необходимый для рекуперации энергии торможения.

Для оценки потребной емкости бортового накопителя электроэнергии используется режим движения машины, полученный с учетом ограничения на a_y (Рис. 4), так как согласно Рис. 5 в этом случае предполагается наиболее активное применение электромашины в ИТС. Примем, что в случае разгона/торможения с мощностью менее $N_{эм}^{max}$ реализация закона движения происходит только за счет тягового/генераторного режима электромашины, в противном случае недостаток мощности компенсируется за счет ДВС, гидротормоза или рабочей тормозной системы (Рис. 12).

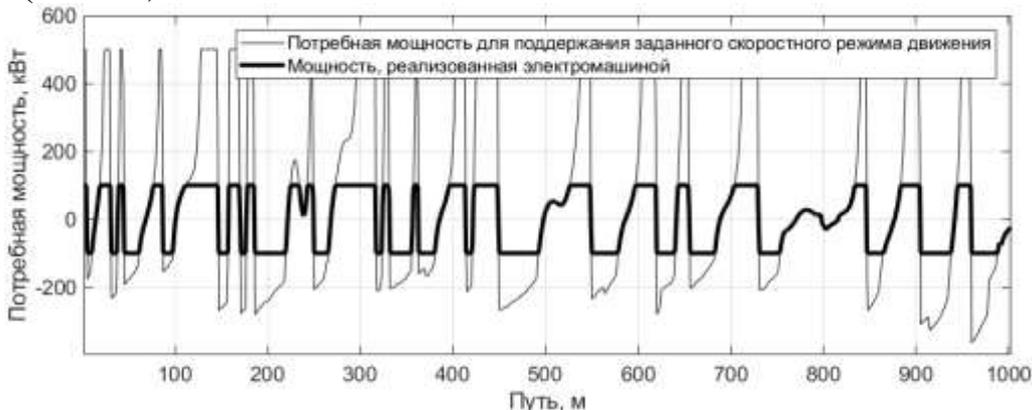


Рис. 12. Зависимость мощности на выходном валу КП, необходимой для поддержания заданного скоростного режима движения БКМ, от пути

$$N_{\text{треб } i}^{\text{эм, мех}} = \begin{cases} N_{\text{эм}}^{\text{max}}, & \text{если } N_{\text{треб } i} \geq N_{\text{эм}}^{\text{max}} \\ N_{\text{треб } i}, & \text{если } -N_{\text{эм}}^{\text{max}} < N_{\text{треб } i} < N_{\text{эм}}^{\text{max}}, \\ -N_{\text{эм}}^{\text{max}}, & \text{если } N_{\text{треб } i} \leq -N_{\text{эм}}^{\text{max}} \end{cases}, \quad (14)$$

где $N_{\text{треб}_i}$ – мощность, необходимая для реализации заданного скоростного режима движения $N_{\text{треб}_i}^{\text{эм мех}}$ – мощность, реализуемая электромашинной на выходном валу КП для поддержания заданного режима движения.

На основании полученных данных определяется величина электрической энергии $E_{\text{эл}}$, затраченной при движении по трассе, от времени:

$$E_{\text{эл}_{i+1}} = E_{\text{эл}_i} + N_{\text{треб}_i}^{\text{эм}} \Delta t_i = E_{\text{эл}_i} + N_{\text{треб}_i}^{\text{эм}} \Delta s_i / v^{\text{ср}}_i, \quad t_i = t_{i-1} + \Delta s_i / v^{\text{ср}}_i, \quad (15)$$

где $N_{\text{треб}}^{\text{эм}}$ – электрическая мощность электромашинной, необходимая для поддержания заданного режима движения; Δt_i – время преодоления участка разбиения трассы между $i-1$ и i -ой путевыми координатами; t_i – время достижения i -ой путевой координаты трассы.

Рассматриваемая схема трансмиссии предполагает повышение энергоэффективности БКМ за счет компенсации колебаний затраченной/накопленной электроэнергии относительно нулевого уровня, так как не предусматривает дополнительных источников электрической энергии. Таким образом, для оценки потребной емкости бортового накопителя при вычислении затраченной/накопленной энергии (15) из величины $N_{\text{треб}_i}^{\text{эм}}$ необходимо вычесть мощность, которая обеспечит нейтральный энергобаланс системы (Рис. 13):

$$E_{\text{нак}_{i+1}} = E_{\text{нак}_i} + (N_{\text{треб}_i}^{\text{эм}} - E_{\text{эл}_{n_s}} / t_{n_s}) \Delta s_i / v^{\text{ср}}_i, \quad (16)$$

где $E_{\text{нак}}$ – электрическая энергия, затраченная/накопленная из накопителя.

Полученная зависимость имеет явно выраженную низкую частоту и, соответственно, предполагает постоянное наличие некоторого уровня заряда накопителя, что противоречит стратегии управления. В связи с этим для выбора емкости молекулярного накопителя энергии из полученной зависимости $E_{\text{нак}}(t)$ целесообразно «исключить» низкие частоты. «Отфильтрованная» зависимость затраченной/накопленной энергии накопителя представлена на Рис. 13.

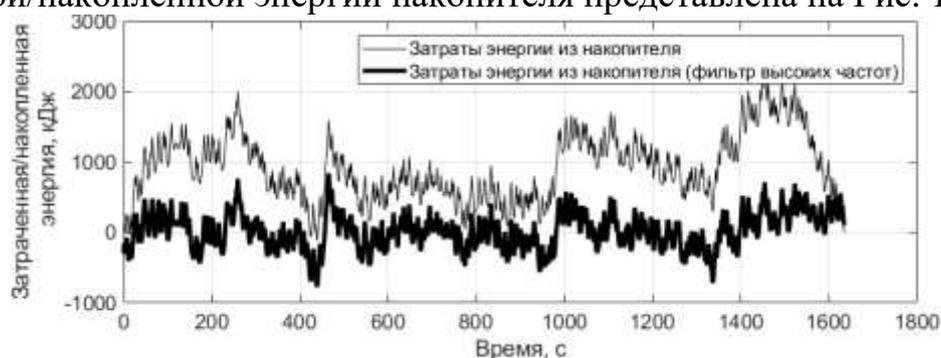


Рис. 13. Зависимость электрической энергии, затраченной из накопителя

Согласно полученной зависимости потребную емкость накопителя энергии можно оценить максимальным размахом функции:

$$E_{\text{кон}}^{\text{max}} = \max(E_{\text{нак}}^{\phi}(t)) - \min(E_{\text{нак}}^{\phi}(t)), \quad (17)$$

где $E_{\text{кон}}^{\text{max}}$ – потребная емкость накопителя энергии; $E_{\text{нак}}^{\phi}(t)$ – «Отфильтрованная» зависимость затраченной/накопленной энергии накопителя от времени.

5. Оценка эффективности применения электромашинной в ИТС. Оценка эффективности применения электромашинной проводится путем сравнения механической энергии, затраченной двигателем на реализацию заданного скоростного режима движения, в случае ее наличия и отсутствия в ИТС.

Торможение при помощи ДВС, рабочей тормозной системы и гидродинамического ретардера не предполагает возможности рекуперации энергии. Поэтому в случае отсутствия электромашины в износостойкой системе замедления считается, что механическая энергия двигателя затрачивается во всех случаях, если потребная на реализацию закона движения мощность $N_{\text{треб}}$ больше 0 (БКМ движется в тяговом режиме).

$$E_{\text{двс}_{i+1}} = E_{\text{двс}_i} + \max(N_{\text{треб}_i}, 0) \cdot \Delta s_i / v^{\text{cp}}_i, \quad (18)$$

где $E_{\text{двс}}$ – механическая энергия, затраченная двигателем, без учета электромашины.

При использовании электромашины в износостойкой системе торможения считается, что механическая энергия двигателя затрачивается при опустошении молекулярного накопителя или недостатке тяговой мощности для реализации заданного закона движения (при недостатке тормозной мощности электромашины механическая энергия двигателя не затрачивается).

$$E_{\text{кон}_{i+1}} = \begin{cases} E_{\text{кон}_i} - \min(N_{\text{треб}_i}, N_{\text{эм}}^{\text{max}}) \Delta s_i / (v^{\text{cp}}_i \cdot \eta_{\text{эм}}), & \text{если } N_{\text{треб}_i} \geq 0 \\ E_{\text{кон}_i} - \max(N_{\text{треб}_i}, -N_{\text{эм}}^{\text{max}}) \Delta s_i \cdot \eta_{\text{эм}} / v^{\text{cp}}_i, & \text{если } N_{\text{треб}_i} < 0, \\ 0, & \text{если } E_{\text{кон}_{i+1}} < 0 \\ E_{\text{кон}}^{\text{max}}, & \text{если } E_{\text{кон}_{i+1}} > E_{\text{кон}}^{\text{max}} \end{cases} \quad (19)$$

$$E_{\text{двс}_{i+1}}^{\text{эм}} = \begin{cases} E_{\text{двс}_i}^{\text{эм}} + \max(N_{\text{треб}_i}, 0) \cdot \Delta s_i / v^{\text{cp}}_i, & \text{если } E_{\text{кон}_i} = 0 \\ E_{\text{двс}_i}^{\text{эм}} + \max(N_{\text{треб}_i} - N_{\text{эм}}^{\text{max}}, 0) \cdot \Delta s_i / v^{\text{cp}}_i, & \text{в др. случаях} \end{cases}$$

где $E_{\text{кон}}$ – текущий запас энергии в накопителе; $E_{\text{двс}}^{\text{эм}}$ – механическая энергия, затраченная двигателем, с учетом электромашины.

Результаты численного эксперимента, проведенного с учетом описанного поведения системы, при нулевом начальном запасе энергии в накопителе, представлены на Рис. 14 (полная масса БКМ 34 т, удельная мощность ДВС в тяговом режиме 15 кВт/т, удельная мощность ДВС в тормозном режиме 6 кВт/т, мощность электромашины в износостойкой системе замедления 100 кВт (3 кВт/т), емкость бортового накопителя энергии 0,45 кВт · ч).

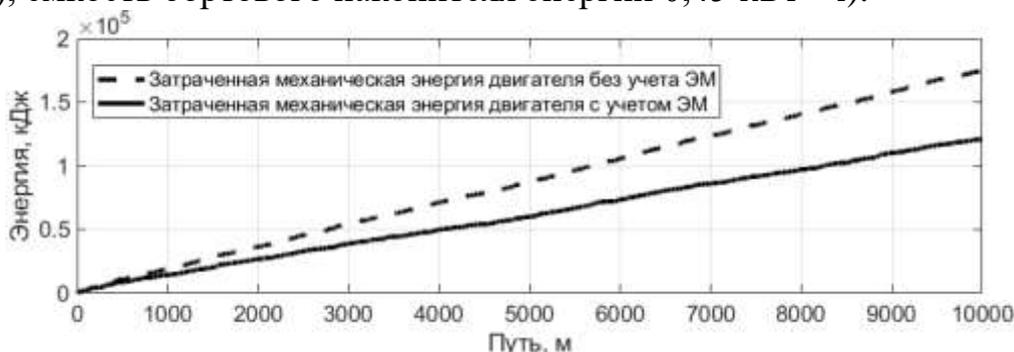


Рис. 14. Зависимость затраченной механической энергии двигателя с учетом и без учета электромашины

Таким образом, получено, что ИТС БКМ (масса машины 34 т) в первом приближении позволит снизить затраты энергии на 10 – 30%. Поверочный расчет энергоэффективности использования электромашины в тормозной системе БКМ при движении по совокупности ДГУ представлен в Главе 5 диссертации.

В Главе 3 приведена математическая модель движения, описывающая совместную динамику корпуса, силовой установки и ходовой части БКМ, позволяющая исследовать криволинейное движение и подвижность машины в комплексе натурно-математического моделирования под управлением водителя-оператора в режиме «реального времени» (Рис. 15).

При разработке указанной модели за основу была взята математическая модель динамики колесных машин, разработанная в МГТУ им. Н.Э. Баумана и верифицированная в работах Котиева Г.О., Горелова В.А., Чернышева Н.В и др. и дополнена математическим описанием системы управления, обеспечивающей связь между воздействиями водителя и параметрами управления агрегатов БКМ.

Согласно расчетной схеме (Рис. 15) движение машины под действием внешних сил описывается системой дифференциальных уравнений (20).

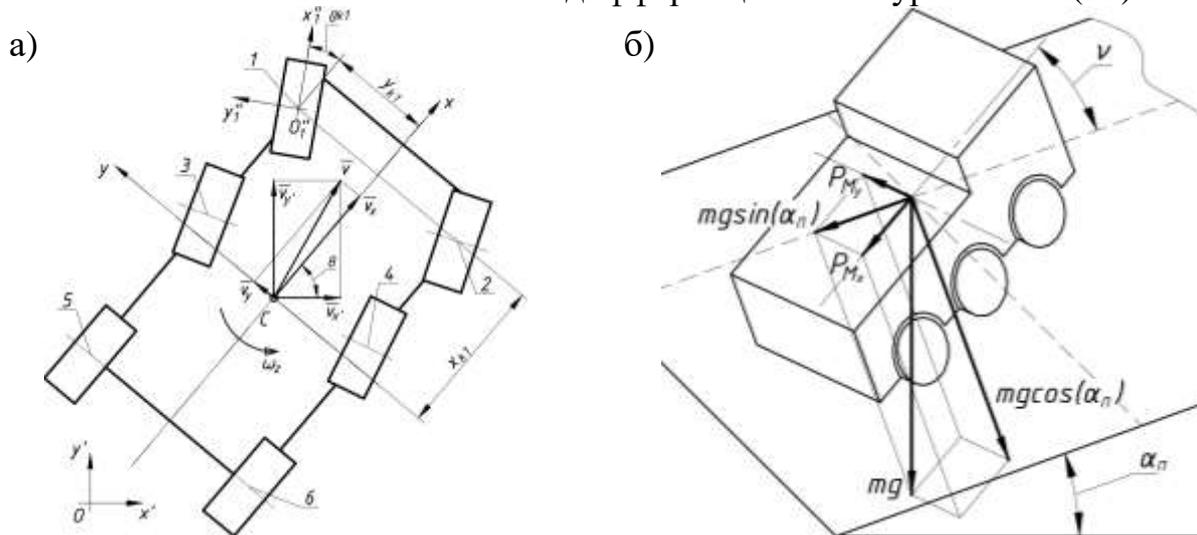


Рис. 15. Расчетная схема движения БКМ в: а) горизонтальной плоскости; б) на уклоне/косогоре

$$\begin{cases} a_x = dv_x/dt - \omega_z v_y = \left(\sum_{i=1}^n R_{x_i} - P_w - P_{Mx} \right) / m \\ a_y = dv_y/dt + \omega_z v_x = \left(\sum_{i=1}^n R_{y_i} - P_{My} \right) / m \\ J_z \frac{d\omega_z}{dt} = \sum_{i=1}^n M(R_{y_i}) - \sum_{i=1}^n M(R_{x_i}) - \sum_{i=1}^n M_{cni} \end{cases}, \quad (20)$$

где m – масса БКМ; J_z – момент инерции БКМ относительно вертикальной оси z , проходящей через центр масс C ; a_x, a_y – проекции ускорения центра масс БКМ на оси координат xCy ; v_x, v_y – проекции скорости центра масс БКМ на оси координат xCy ; $dv_x/dt, dv_y/dt$ – проекции относительной производной вектора скорости центра масс БКМ на оси координат xCy ; ω_z – проекция вектора угловой скорости поворота БКМ на вертикальную ось z ; R_{x_i}, R_{y_i} – продольная и поперечная составляющие касательной силы взаимодействия, действующей в пятне контакта i -ого колеса с ОП; P_w – проекция вектора силы аэродинамического сопротивления на ось x системы координат xCy ; M_{cni} – момент сопротивления повороту пятна контакта i -ого колеса относительно вертикальной оси; P_{Mx}, P_{My} – проекция силы тяжести БКМ на продольную и поперечную оси машины; n – число колес.

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 представлении об «эллипсе трения», согласно которому сила взаимодействия с опорной поверхностью направлена противоположно скорости скольжения в точках контакта.

Представленная имитационная модель динамики БКМ дополнена математическим описанием ряда агрегатов и систем необходимых для решения поставленных в работе задач.

1. Двигатель внутреннего сгорания. В следствии того, что современные коробки передач позволяют быстро (до 0,3 с) изменять передаточное число без разрыва потока мощности, описание совместной характеристики ДВС и КП можно представить следующей системой уравнений ($h_{\text{двс}} \in [-1,1]$).

$$M_{\text{двс}}(\omega_{\text{кп}}, h_{\text{двс}}) = \begin{cases} \begin{cases} M_{\text{двс}}^{\text{max}} h_{\text{двс}}, & \text{если } 0 \leq \omega_{\text{кп}} \leq N_{\text{двс}}^{\text{max}} / M_{\text{двс}}^{\text{max}} \\ N_{\text{двс}}^{\text{max}} h_{\text{двс}} / \omega_{\text{кп}}, & \text{если } \omega_{\text{кп}} > N_{\text{двс}}^{\text{max}} / M_{\text{двс}}^{\text{max}}, \text{ если } h_{\text{двс}} \geq 0 \\ 0, & \text{если } \omega_{\text{кп}} > \omega_{\text{кп}}^{\text{max}} \text{ или } \omega_{\text{кп}} < 0 \end{cases} \\ \begin{cases} M_{\text{двс}}^{\text{maxТ}} h_{\text{двс}}, & \text{если } 0 \leq \omega_{\text{кп}} \leq N_{\text{двс}}^{\text{maxТ}} / M_{\text{двс}}^{\text{maxТ}} \\ N_{\text{двс}}^{\text{maxТ}} h_{\text{двс}} / \omega_{\text{кп}}, & \text{если } \omega_{\text{кп}} > N_{\text{двс}}^{\text{maxТ}} / M_{\text{двс}}^{\text{maxТ}}, \text{ если } h_{\text{двс}} < 0 \\ 0, & \text{если } \omega_{\text{кп}} > \omega_{\text{кп}}^{\text{max}} \text{ или } \omega_{\text{кп}} < 0 \end{cases} \end{cases}, \quad (21)$$

где $h_{\text{двс}}$ – параметр управления ДВС; $M_{\text{двс}}^{\text{max}}$, $N_{\text{двс}}^{\text{max}}$ – максимальный тяговый момент и мощность, создаваемые ДВС на выходном валу КП; $M_{\text{двс}}^{\text{maxТ}}$, $N_{\text{двс}}^{\text{maxТ}}$ – максимальный тормозной момент и мощность, создаваемые ДВС на выходном валу КП; $\omega_{\text{кп}}^{\text{max}}$ – максимальная угловая скорость выходного вала КП.

Для получения гарантированной оценки тепловой мощности, переданной двигателем в ОЖ считается, что удельный расход топлива двигателя является постоянной величиной, соответствующей режиму работы ДВС с максимальной мощностью $g_e^{N_{\text{max}}}$. В связи с этим тепловая мощность, передаваемая в ОЖ $N_{Q_{\text{двс}}}$, вычисляется как:

$$N_{Q_{\text{двс}}} = 0,25 \cdot q_{\text{уд}} g_e^{N_{\text{max}}} M_{\text{двс}} \omega_{\text{кп}} / \eta_{\text{кп}}^{\text{двс}}, \quad (22)$$

где $\eta_{\text{кп}}^{\text{двс}}$ – КПД трансмиссии от двигателя до выходного вала КП.

2. Электромашина. Разрабатываемая динамическая модель не предполагает исследования электромагнитного взаимодействия между ротором и статором, в связи с этим связь между крутящим моментом электромашин и параметром управления описывается согласно механической характеристике.

$$M_{\text{эм}}(\omega_{\text{кп}}, h_{\text{эм}}) = \begin{cases} M_{\text{эм}}^{\text{max}} \cdot h_{\text{эм}}, & \text{если } 0 \leq \omega_{\text{кп}} \leq N_{\text{эм}}^{\text{max}} / M_{\text{эм}}^{\text{max}} \\ N_{\text{эм}}^{\text{max}} \cdot h_{\text{эм}} / \omega_{\text{кп}}, & \text{если } \omega_{\text{кп}} > N_{\text{эм}}^{\text{max}} / M_{\text{эм}}^{\text{max}}, \\ 0, & \text{если } \omega_{\text{кп}} > \omega_{\text{кп}}^{\text{max}} \text{ или } \omega_{\text{кп}} < 0 \end{cases}, \quad (23)$$

где $h_{\text{эм}}$ – параметр управления электромашинной; $M_{\text{эм}}^{\text{max}}$, $N_{\text{эм}}^{\text{max}}$ – максимальный тяговый/тормозной момент и мощность электромашинной на выходном валу КП.

3. Бортовой накопитель электрической энергии. При разработке математической модели динамики БКМ принято, что бортовой накопитель

электрической энергии является источником постоянного напряжения неограниченной мощности, обладающий конечным запасом энергии.

$$E_{\text{кон}} = \begin{cases} E_{\text{кон}}^0 - \int_0^t N_{\text{эм}}^{\text{об}} / \eta_{\text{инв}} dt, & \text{если } N_{\text{эм}}^{\text{об}} \geq 0 \\ E_{\text{кон}}^0 - \int_0^t N_{\text{эм}}^{\text{об}} \cdot \eta_{\text{инв}} dt, & \text{если } N_{\text{эм}}^{\text{об}} < 0 \end{cases}, \quad (24)$$

где $N_{\text{эм}}^{\text{об}}$ – электрическая мощность, реализуемая на обмотках электромашин; $E_{\text{кон}}$ – остаточный запас энергии в накопителе; $\eta_{\text{инв}}$ – КПД электрического преобразователя (инвертора); $E_{\text{кон}}^0$ – начальный уровень заряда бортового накопителя электрической энергии (при принятой стратегии управления 0).

4. Рабочие тормозные механизмы. В качестве модели трения в рабочих тормозных механизмах используется вариация классической модели Кулона, заменяющая разрыв около нулевой скорости скольжения линейной функцией.

$$M_T(\omega_k, h_T) = \begin{cases} M_T^{\text{max}} \cdot h_T, & \text{если } \omega_k > M_T^{\text{max}} \cdot h_T / c_T \\ \omega_k \cdot c_T, & \text{если } |\omega_k| \leq M_T^{\text{max}} \cdot h_T / c_T \\ -M_T^{\text{max}} \cdot h_T, & \text{если } \omega_k < -M_T^{\text{max}} \cdot h_T / c_T \end{cases}, \quad (25)$$

где $M_T(\omega_k, h_T)$ – величина реализуемого тормозного момента; h_T – параметр управления тормозным механизмом; c_T – коэффициент, характеризующий угол наклона характеристики механического тормоза в районе нулевой угловой скорости скольжения тормозного диска относительно суппорта; M_T^{max} – максимальный тормозной момент механического тормозного механизма.

Для оценки тепловой нагруженности рабочих тормозных механизмов используется уравнение баланса тепловой мощности тормозного диска/барабана.

$$c_{\text{торм}} m_{\text{торм}} \frac{dT_{\text{торм}}}{dt} = M_T \cdot \omega_k \cdot \alpha_{\text{пт}} - S_{\text{торм}} \cdot K_{\text{торм}} (T_{\text{торм}} - T_{\text{окр}}), \quad (26)$$

где $c_{\text{торм}}$, $m_{\text{торм}}$, $T_{\text{торм}}$, $S_{\text{торм}}$ – теплоемкость материала, масса, температура, площадь поверхности охлаждения тормозного диска/барабана; $K_{\text{торм}}$ – коэффициент конвективной теплоотдачи между тормозным диском/барабаном и окружающей средой; $T_{\text{окр}}$ – температура окружающей среды; $\alpha_{\text{пт}}$ – доля тепловой мощности, переданная тормозному диску/барабану при торможении.

5. Гидродинамический ретардер. В модели гидротормоза его внешняя характеристика складывается из двух «ограничивающих» кривых: характеристики ретардера при полном наполнении и кривой постоянной мощности, ограничивающей тормозной момент гидромашин для предотвращения перегрева охлаждающей жидкости БКМ.

$$M^{\text{рет}}(\omega_{\text{рет}}, h_{\text{рет}}) = \begin{cases} \lambda \rho \omega_{\text{рет}}^2 D^5, & \text{если } 0 \leq \omega_{\text{рет}} \leq \sqrt[3]{\frac{\min(N_{\text{рет}}^{\text{max}} h_{\text{рет}}, N_{\text{р}}^{\text{max}}(T_{\text{ож}}))}{\lambda \rho D^5}} \\ \frac{\min(N_{\text{рет}}^{\text{max}} h_{\text{рет}}, N_{\text{р}}^{\text{max}}(T_{\text{ож}}))}{\omega_{\text{рет}}}, & \text{если } \omega_{\text{рет}} > \sqrt[3]{\frac{\min(N_{\text{рет}}^{\text{max}} h_{\text{рет}}, N_{\text{р}}^{\text{max}}(T_{\text{ож}}))}{\lambda \rho D^5}} \\ 0, & \text{если } \omega_{\text{рет}} > \omega_{\text{рет}}^{\text{max}} \text{ или } \omega_{\text{рет}} < 0 \end{cases}, \quad (27)$$

где λ, D – коэффициент момента и активный диаметр гидротормоза; ρ – плотность ОЖ; $N_p^{max}(T_{ОЖ})$ – ограничение максимальной мощности ретардера, предотвращающее перегрев ОЖ; $N_{рет}^{max}$ – максимальная мощность ретардера; $M^{рет}$ – крутящий момент, реализуемый ретардером; $\omega_{рет}$ – угловая скорость ротора ретардера; $T_{ОЖ}$ – температура ОЖ.

Изменение величины $N_p^{max}(T_{ОЖ})$, ограничивающей мощность гидротормоза, обеспечивает работу ретардера без перегрева ОЖ. В рамках данной работы величина $N_p^{max}(T_{ОЖ})$ корректируется согласно линейному закону по мере приближения к критической температуре:

$$N_p^{max}(T_{ОЖ}) = \begin{cases} N_{рет}^{max}, & \text{если } T_{ОЖ} \leq T^* \\ N_{рет}^{max} (T_{кр} - T_{ОЖ}) / (T_{кр} - T^*), & \text{если } T^* < T_{ОЖ} \leq T_{кр}, \\ 0, & \text{если } T_{ОЖ} > T_{кр} \end{cases} \quad (28)$$

где T^* – температура (ОЖ) начала снижения максимальной тормозной мощности ретардера; $T_{кр}$ – температура ОЖ, после которой ретардер отключается.

При замедлении за счет гидродинамического ретардера вся реализуемая им тормозная мощность передается в охлаждающую жидкость ДВС.

6. Для анализа тепловой нагруженности математическая модель динамики БКМ дополнена описанием системы охлаждения ДВС и ретардера (Рис. 16).

Температурный диапазон работы электромашин ниже чем ДВС, в связи с этим эти два узла не могут быть объединены в один контур системы охлаждения. При этом предполагается, что для охлаждения электромашин предусмотрены отдельные конструктивные решения.

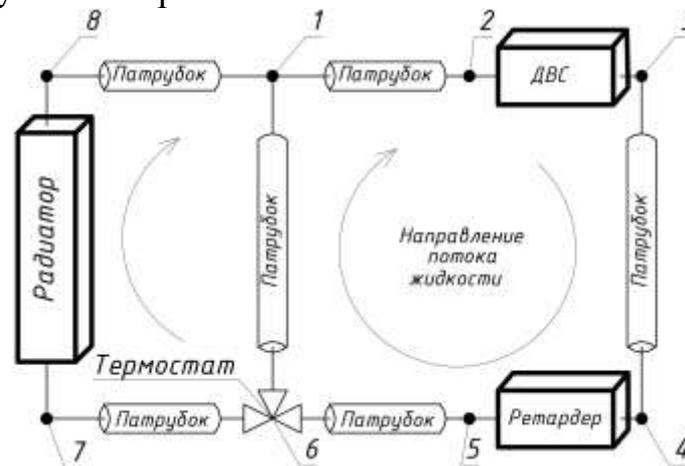


Рис. 16. Расчетная схема системы охлаждения БКМ

$$\left\{ \begin{array}{l} c_{ж\rho_{ж}} V_{патр_{12}} dT_{ОЖ_2}/dt = \Phi_1^{терм} + \Phi_1^{рад} - \Phi_2 \\ c_{ж\rho_{ж}} V_{двс} dT_{ОЖ_3}/dt = \Phi_2 - \Phi_3 + N_{Q_{двс}} \\ c_{ж\rho_{ж}} V_{патр_{34}} dT_{ОЖ_4}/dt = \Phi_3 - \Phi_4 \\ c_{ж\rho_{ж}} V_{рет} dT_{ОЖ_5}/dt = \Phi_4 - \Phi_5 + N_{Q_{рет}} \\ c_{ж\rho_{ж}} V_{патр_{56}} dT_{ОЖ_6}/dt = \Phi_5 - \Phi_6 \\ c_{ж\rho_{ж}} V_{патр_{61}} dT_{ОЖ_1}^{терм}/dt = \Phi_6^{терм} - \Phi_1^{терм} \\ c_{ж\rho_{ж}} V_{патр_{67}} dT_{ОЖ_7}/dt = \Phi_6^{рад} - \Phi_7 \\ c_{ж\rho_{ж}} V_{рад} dT_{ОЖ_8}/dt = \Phi_7 - \Phi_8 - N_{рад} \\ c_{ж\rho_{ж}} V_{патр_{81}} dT_{ОЖ_1}^{рад}/dt = \Phi_8 - \Phi_1^{рад} \end{array} \right. , \quad (29)$$

где $T_{ОЖ_i}$ – температура жидкости в i -ом узле расчетной схемы; $V_{патр_{ij}}$ – объем жидкости в патрубке между i -ым и j -ым узлами расчетной схемы; $V_{двс}$, $V_{рет}$, $V_{рад}$ – объем жидкости в ДВС, ретардере и радиаторе соответственно; $N_{рад}$ – мощность теплопередачи между охлаждающей жидкостью в радиаторе и окружающей средой; $N_{Q_{двс}}$ – тепловая мощность, передаваемая ДВС в ОЖ; $N_{Q_{рет}}$ – тепловая мощность, передаваемая ретардером в ОЖ; Φ_i – поток тепловой энергии в i узле (исходящий из участка расчетной схемы между $i-1$ и i -ым узлами).

7. Для связи углов поворота управляемых колес с поворотом рулевого колеса применяется традиционный подход – согласно «геометрии» рулевой трапеции.

8. При описании связи между управляющим воздействием, задаваемым водителем (нажатие на педали акселератора/тормоза), и параметрами управления каждого из агрегатов используется следующая стратегия. В первую очередь реализация тяговых/тормозных моментов на ведущих колесах обеспечивается за счет электромашин. При этом в случае недостатка тяговой/тормозной мощности дополнительный момент на колесах обеспечивается за счет ДВС. В случае, если суммарной тормозной мощности электромашин и ДВС недостаточно, ее увеличение достигается за счет включения гидродинамического ретардера. В случае экстренного замедления в дополнение к ИТС активируются рабочие тормозные механизмы (Рис. 17).



Рис. 17. Срез поверхностей отклика системы распределения тяговых/тормозных усилий

Глава 4 посвящается синтезу лопастной части гидротормоза для оценки возможности создания приемлемых конструкций для БКМ. Процесс синтеза предполагается проводить итерационным путем с применением конечно-

объемной математической модели динамики жидкости в проточной части гидротормоза, реализованной в программном пакете Ansys Fluent (Рис. 18).

Граничными условиями для модели являются значения избыточного давления рабочей жидкости «Pressure inlet/outlet» на «входе» и «выходе» из межлопастного пространства. Оставшиеся поверхности конечно объемной модели настроены как «стенка» – «Wall». Кроме того, граничным условием является исследуемая частота вращения ротора гидротормоза.

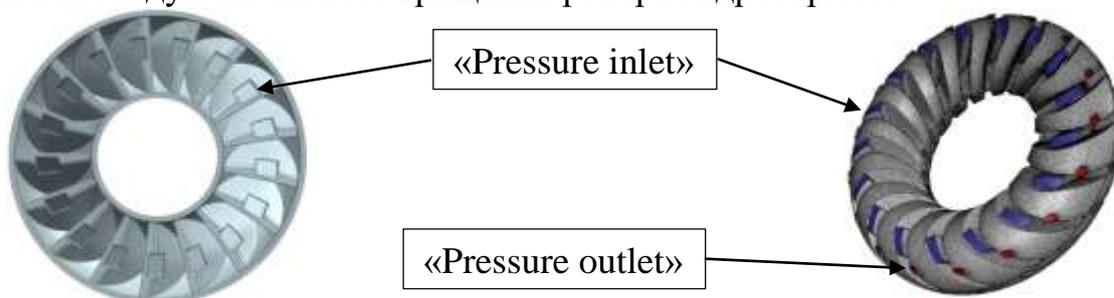
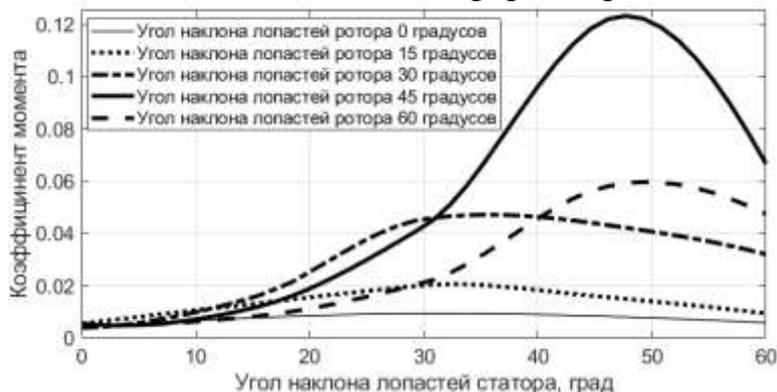


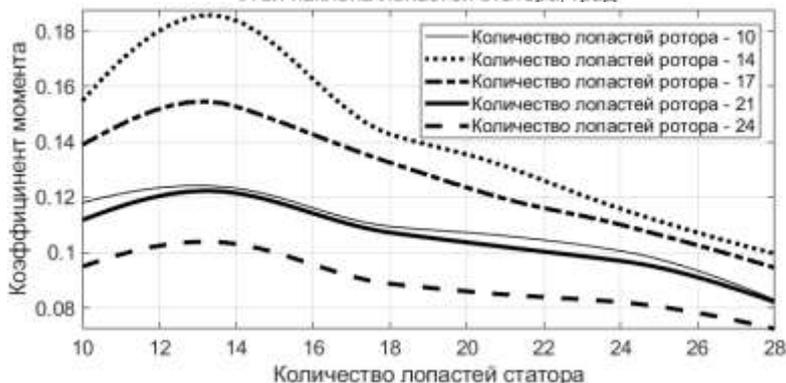
Рис. 18. Конечно-объемная модель лопастной части гидротормоза

При разработке гидродинамического ретардера максимально допустимый из конструктивных соображений активный диаметр (лопастной части) и характеристики рабочей жидкости как правило заданы. В связи с этим, в работе исследуется зависимость характеристик гидротормоза (коэффициента момента) только от гидравлических параметров потока жидкости, количества (Рис. 19, б) и угла наклона лопастей (Рис. 19, а), а также формы проточной части (Рис. 19, в).

а)



б)



в)

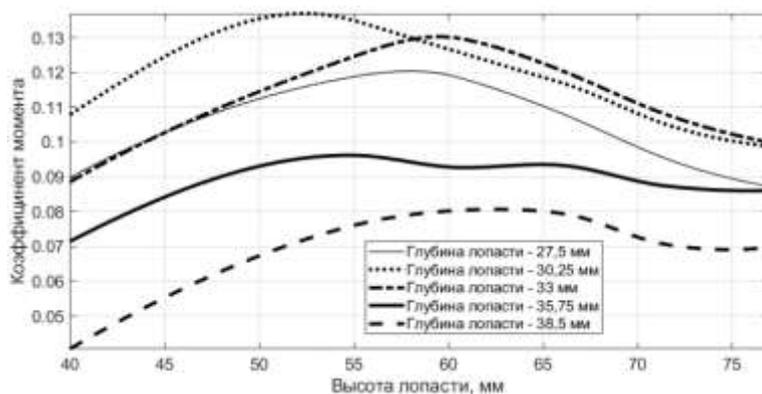


Рис. 19. Влияние угла наклона (а) и количества (б) лопастей ротора и статора, а также формы проточной части (в) на коэффициент момента гидротормоза

Таким образом, изменяя геометрические параметры проточной части путем последовательных приближений проводится оценка возможности создания приемлемых конструкций для БКМ. При этом для уменьшения количества итераций первое приближение целесообразно выбирать на основе представленных результатов:

- для каждого угла наклона лопастей ротора существует один оптимальный угол наклона лопастей статора, при котором будет реализован экстремум коэффициента момента. В случае рассматриваемой конструкции выбор углов наклона лопастей ротора и статора в окрестности $45^\circ - 47^\circ$ позволит реализовать максимальный коэффициент момента гидротормоза (Рис. 19, а);

- при любом количестве лопастей одного из колес оптимальное количество лопастей парного, при котором будет реализован экстремум коэффициента момента, не изменится. В случае рассматриваемой конструкции выбор количества лопастей ротора и статора в окрестности 13 - 14 позволит реализовать максимальный коэффициент момента гидротормоза (Рис. 19, б);

- рациональное отношение высоты лопасти к ее глубине, при котором будет реализован экстремум коэффициента момента, находится в диапазоне от 1,5 до 2. В случае рассматриваемой конструкции выбор высоты и глубины лопасти в окрестности 52 мм и 30 мм соответственно позволит реализовать максимальный коэффициент момента гидротормоза (Рис. 19, в).

Разработанная математическая модель динамики гидрозамедлителя была верифицирована с помощью гидродинамического ретардера Voith Aquatarder SWR на базе стенда Horiba HD600. Схема испытательной установки для исследования гидродинамического ретардера представлена на Рис. 20.

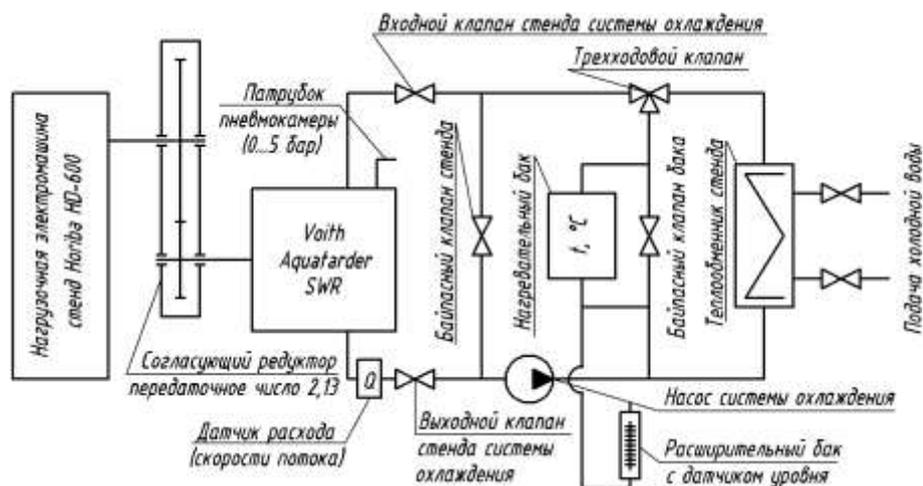
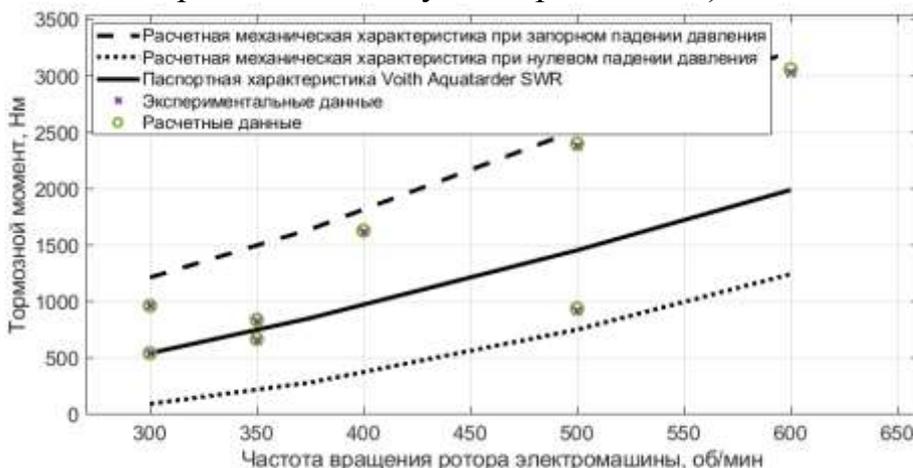


Рис. 20. Схема установки для исследования гидродинамического ретардера

Для верификации модели режимы работы ретардера, реализуемые в процессе натурального эксперимента, воспроизводились при помощи разработанной математической модели динамики жидкости в проточной части гидротормоза. Для проведения теоретических расчетов геометрическая поверхность лопастных колес Voith Aquatarder SWR была получена при помощи координатно-измерительной машины ROMER Absolute Arm 7525SEI – 3986 – FA. Результаты эксперимента представлены на Рис. 21. (частоты вращения и тормозные моменты приведены к валу электромашин).

а)



б)

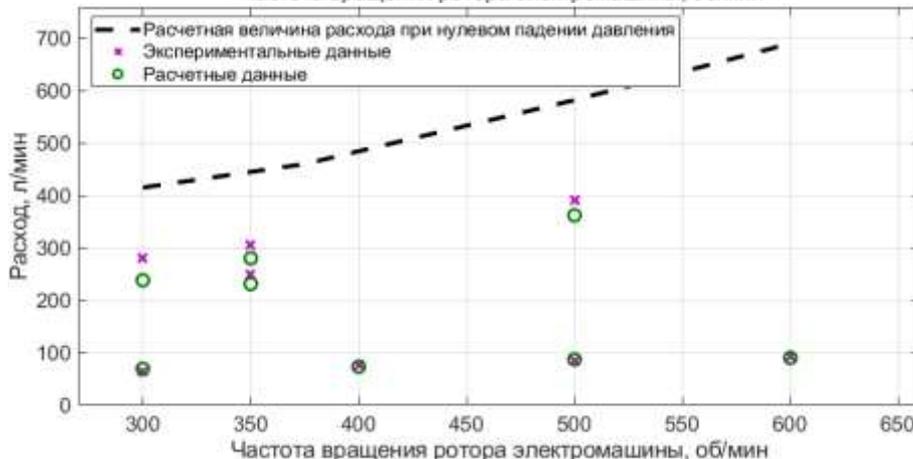


Рис. 21. Результаты сравнительных испытаний: зависимость тормозного момента (а) и расхода (б) от частоты вращения

Получено, что максимальное отклонение результатов моделирования от данных, зарегистрированных в результате эксперимента, составляет: по тормозному моменту – 2,6 %, по расходу рабочей жидкости – 15,3 %, что позволяет применять разработанную математическую модель при синтезе лопастной части гидрозамедлителя и считать ее верифицированной.

Глава 5 посвящена определению характеристик износостойкой тормозной системы и оценке эффективности применения тормозов-замедлителей на БKM колесной формулой 6x6 и 8x8 полной массой до 34 тонн. В главе представлены технические характеристики исследуемых машин. Искомыми являются: внешняя механическая характеристика ретардера (коэффициент момента), мощность электромашины, емкость бортового накопителя электрической энергии. Согласно методике, изложенной в Главе 2, были получены следующие характеристики узлов ИТС (Таблица 1).

Таблица 1.

Потребные характеристики узлов износостойкой тормозной системы БKM

БKM	Мощность электромашины, кВт	Емкость накопителя энергии, кВтч	Коэффициент момента гидротормоза
БKM 6x6 (без электромашины)	-	-	0,176
БKM 6x6	75	0,31	0,0575
БKM 8x8 (без электромашины)	-	-	0,0774
БKM 8x8	100	0,4	0,0366

Эффективность применения на БKM ИТС с полученными характеристиками оценивается с помощью комплекса натурно-математического моделирования, позволяющего проводить имитацию движения машины в режиме «реального времени» под управлением водителя-оператора, сидящего за компьютером, путем выполнения многократно повторяющихся виртуальных заездов в среднестатистических условиях движения.

Указанный комплекс включает в себя аппаратную часть, позволяющую исследовать подвижность БKM с учетом влияния «человеческого фактора»:

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

Для проведения сравнительной оценки заезды осуществлялись с тормозными системами (включая износостойкую):

1. Износостойкая тормозная система: электромашина; ДВС в тормозном режиме; гидродинамический ретардер; рабочая тормозная система.

2. В ИТС отсутствует электромашина: ДВС в тормозном режиме; гидродинамический ретардер; рабочая тормозная система.

3. ИТС отсутствует: ДВС в тормозном режиме; рабочая тормозная система.

Эффективность применения износостойкой тормозной системы при движении по совокупности ДГУ оценивалась по следующим критериям:

- энергия, рассеиваемая рабочей тормозной системой;
- температура элементов рабочей тормозной системы;
- средняя скорость движения БКМ с учетом применения износостойкой тормозной системы.

По результатам виртуальных испытаний проведен анализ параметров движения исследуемых БКМ. Получена оценка величины замедления, реализуемого водителем-оператором в процессе заезда. Функция и плотность распределения замедлений представлены на Рис. 22 (в качестве примера здесь и далее рассматривается БКМ 6x6 при движении по дороге с твердым покрытием и «равнинным» типом рельефа $\mu_{smax} = 0,7 \dots 0,8$, $f_{гр} = 0,012 \dots 0,02$; результаты, полученные для БКМ 8x8, качественно совпадают с БКМ 6x6).

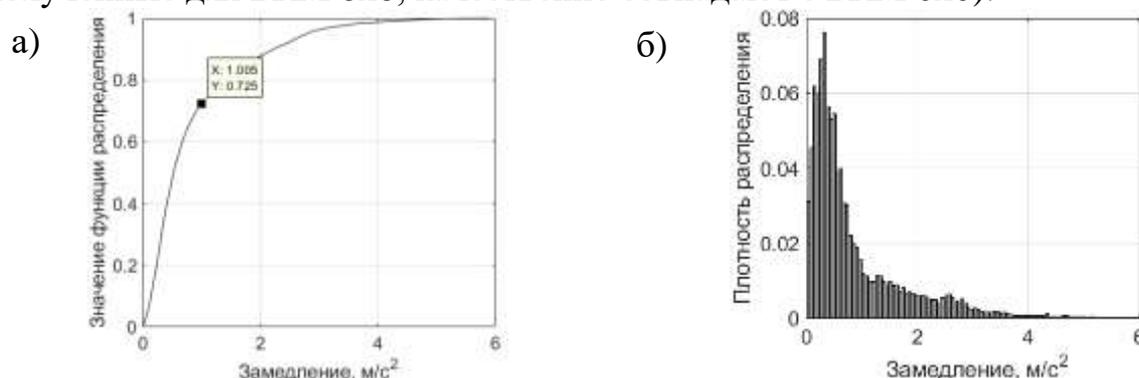


Рис. 22. Функция (а) и плотность (б) распределения замедления БКМ 6x6

По полученным данным можно сделать вывод, что в большинстве случаев (70 %) при движении по трассе уровень замедления не превысил 1 м/с^2 . Этот факт, подтверждает правильность выводов, полученных с использованием квазистационарной модели движения БКМ (Глава 2).

Для поверочного расчета потребной емкости бортового накопителя энергии рассматривается зависимость его уровня заряда (процент энергии, запасенной в накопителе от максимально возможного уровня) от времени (Рис. 23).

По представленному рисунку видно, что при движении по равнинному типу рельефа степень заряда накопителя не превышает 30-40 %, а в случае холмистого типа рельефа уровень заряда достигает максимальной величины в ~5% случаях.

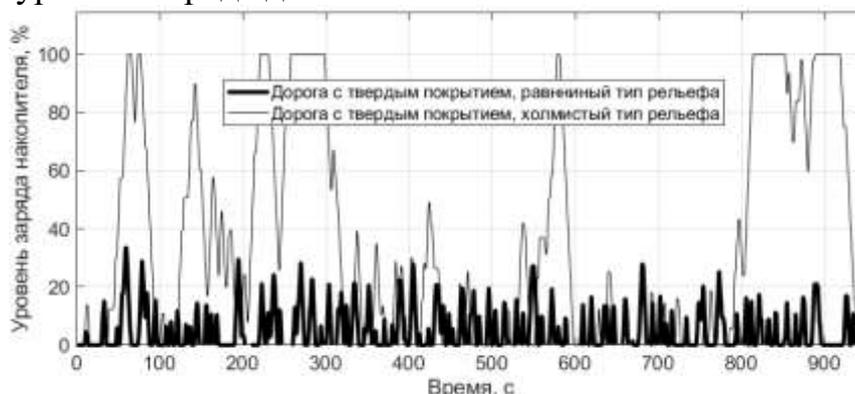


Рис. 23. Изменение заряда накопителя БКМ 6x6 при движении по трассе

В связи с этим можно заключить, что выбранной емкости бортового накопителя электрической энергии достаточно для обеспечения

энергоэффективного движения рассматриваемой БКМ по совокупности ДГУ (выбор емкости бортового накопителя энергии осуществлялся с применением квазистационарной модели для случая движения по равнинному типу рельефа).

Для оценки теплового режима работы тормозных дисков/барабанов БКМ рассматривались зависимости температуры каждого из них от времени для случаев наличия и отсутствия износостойкой тормозной системы (Рис. 24).

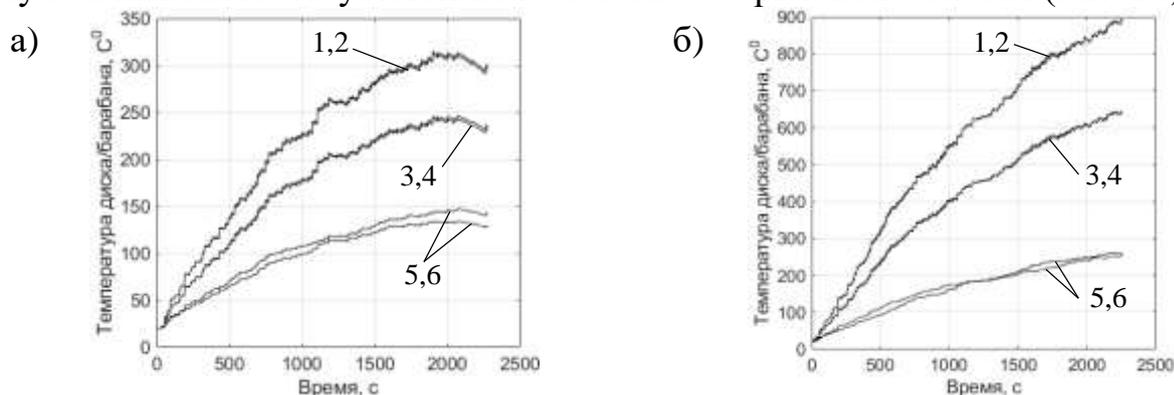


Рис. 24. Изменение температуры тормозных дисков/барабанов БКМ 6х6 (1,2 – первой; 3,4 – второй и 5,6 – третьей осей) в случаях: а) наличия б) отсутствия ИТС

По полученным данным (Рис. 24) видно, что при наличии ИТС температура наиболее нагруженных тормозных дисков / барабанов передних колес достигла ~300 °С, после чего стабилизировалась. В случае отсутствия ИТС в конце заезда их температура составила 900 °С и так и не достигла установившегося режима. Для выбранных тормозных механизмов предельной температурой в теле диска/ барабана является величина 600 °С, что свидетельствует о их перегреве и выходе из строя в рассматриваемом случае. Таким образом, для рассматриваемой БКМ 6х6 обеспечение высокого уровня подвижности (средней скорости движения) возможно только с применением ИТС (для БКМ 8х8 получены аналогичные результаты, при отсутствии износостойкой системы замедления происходит перегрев рабочих тормозных механизмов).

Исследование степени снижения нагруженности тормозной системы требует вычисления доли энергии, которая была рассеяна каждым ее агрегатом в случаях их наличия и отсутствия в износостойкой системе замедления. То есть в случаях когда: ИТС присутствует в составе электромашины, ДВС и ретардера; в ИТС отсутствует электромашина; ИТС отсутствует (за исключением ДВС). Результаты виртуальных заездов по оценке нагруженности тормозной системы представлены на Рис. 25.

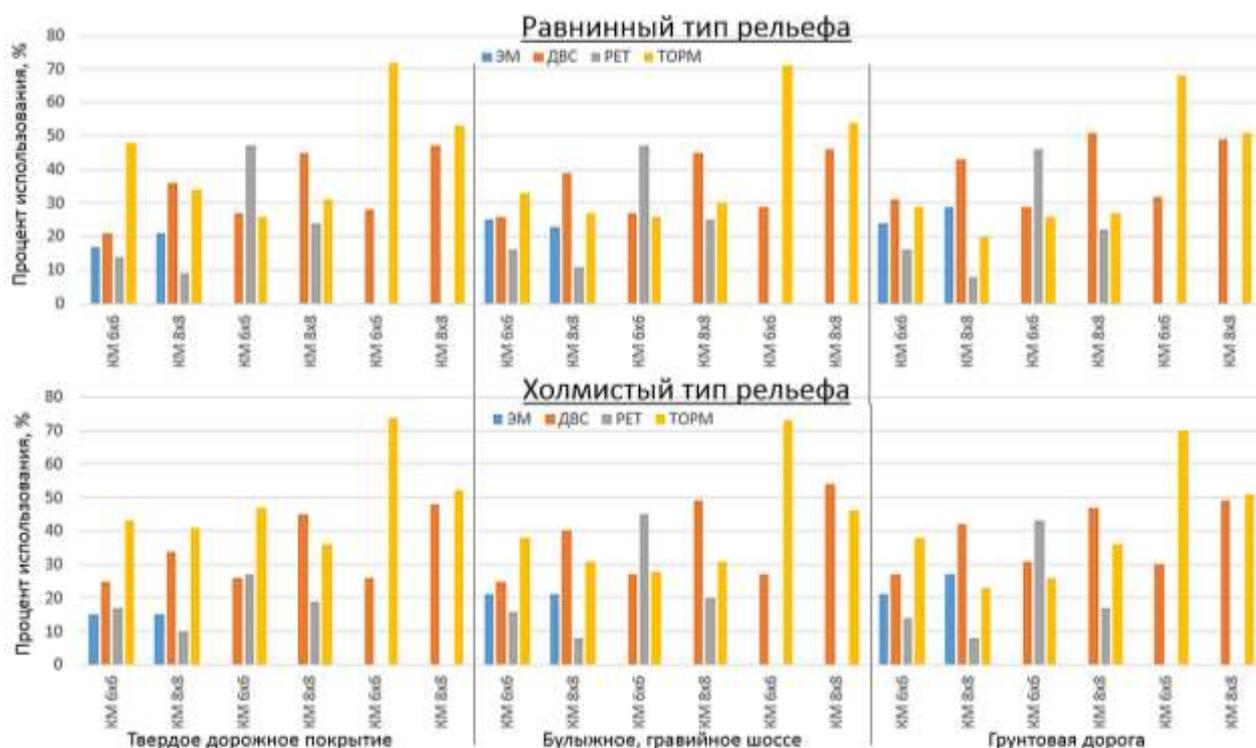


Рис. 25. Доля энергии, рассеянная каждым агрегатом трансмиссии БKM 6x6 и БKM 8x8 при движении по трассе

Согласно представленным данным (Рис. 25) получено, что при отсутствии электромашины в системе торможения БKM 6x6 доля энергии, рассеиваемой ретардером, увеличивается, а рабочей тормозной системой – уменьшается. Указанный эффект связан с высоким коэффициентом момента гидротормоза (Таблица 1), так как благодаря этому при высокой частоте вращения гидрозамедлитель позволяет реализовать тормозной момент выше требуемого для обеспечения замедления 1 м/с^2 . Вследствие этого при интенсивном замедлении больше используется гидродинамический ретардер. Данный эффект у БKM 8x8 проявляется в существенно меньшей степени из-за невысокого коэффициента момента гидротормоза. Кроме того, по представленным данным можно сделать вывод, что применение ИТС на рассматриваемых БKM позволит снизить нагруженность рабочей тормозной системы до: в случае БKM 6x6 – 45 %, в случае БKM 8x8 – 31 %. Эффект применения износостойкой системы замедления на БKM 8x8 ниже, чем на БKM 6x6 вследствие более высокого уровня удельной мощности ДВС (как в тяговом, так и тормозном режимах), что позволило снизить нагрузку на электромашину и ретардер.

Для оценки степени повышения средней скорости БKM вследствие применения электромашины, а также износостойкой тормозной системы в целом были проведены виртуальные заезды с учетом ограничения на предельную температуру тормозных дисков/барабанов. Так, виртуальная система управления тяговыми/тормозными усилиями узлов трансмиссии БKM была дополнена регулятором, который в случае приближения температуры наиболее нагруженных рабочих тормозных механизмов к критическому значению (600°C) ограничивал параметр управления h_v , задаваемый водителем при ускорении.

Средние скорости при имитации движения БKM 6x6 / 8x8 в результате виртуальных заездов с учетом указанного ограничения, представлены в

Таблице 2. В Таблицах 2 - 3 тип ДГУ обозначается как А / В, где А – тип ОП (1 – дорога с твердым покрытием; 2 – булыжная/гравийная/щебеночная дорога; 3 – грунтовая дорога в удовлетворительном состоянии), В – тип рельефа (1 – равнинный; 2 – холмистый).

Таблица 2.

Средние скорости БКМ при движении в различных ДГУ

ДГУ км/ч	Состав износостойкой системы торможения		
	ДВС (торм. режим); электромашин; накопитель энергии; гидрозамедлитель	ДВС (торм. режим); гидрозамедлитель	ДВС (торм. режим)
1 / 1	37,38 / 42,52	36,77 / 42,23	36,5 / 39,5
2 / 1	36,04 / 41,66	35,92 / 41,15	35,7 / 39,1
3 / 1	35,54 / 39,56	34,98 / 38,96	34,6 / 38,2
1 / 2	34,78 / 39,61	34,6 / 37,75	30,1 / 33,2
2 / 2	33,78 / 37,28	32,22 / 35,51	29,2 / 32,9
3 / 2	32,32 / 35,36	31,98 / 34,28	29,1 / 32,7

*В числителе указаны значения для БКМ 6х6 в знаменателе для БКМ 8х8

По полученным данным можно сделать вывод, что применение ИТС с требуемыми характеристиками (даже в случае отсутствия электромашин) позволяет увеличить среднюю скорость машин при движении по холмистой местности БКМ 6х6 на ~10-15 %, БКМ 8х8 на ~8-13 %. Этот факт обусловлен существенной теплонагруженностью рабочих тормозных механизмов при движении по «холмистой» дороге и, в связи с этим, невозможностью поддерживать интенсивный режим движения машин из-за опасности перегрева и выхода из строя фрикционных элементов. В случае движения по «равнинному» типу рельефа эффект применения ИТС снижается: БКМ 6х6 ~1%, БКМ 8х8 ~5%.

Меньший эффект применения износостойкой тормозной системы БКМ 8х8 на «холмистой» местности связан с большей удельной мощностью двигателя как в тяговом, так и тормозном режимах. При этом в случае движения по равнине эффект применения ИТС на БКМ 8х8 стал выше, чем на БКМ 6х6 вследствие большей средней скорости, на которой тормозной момент, реализуемый пневматической системой замедления ДВС, снижается.

Кроме того, применение в составе трансмиссии электромашин и электрического накопителя в большинстве случаев позволило незначительно увеличить среднюю скорость (до 5 %) и в совокупности с вышеуказанным утверждать, что применение ИТС на рассматриваемых БКМ оправдано.

Подводя итоги, можно заключить, что в исследуемых ДГУ поддержание средней скорости БКМ 35-45 км/ч длительное время невозможно без применения износостойкой тормозной системы. Основным фактором, препятствующим увеличению средней скорости без применения тормозов-замедлителей, является опасность перегрева элементов рабочей тормозной системы (в этом случае средняя скорость БКМ составляет порядка 30-35 км/ч). По результатам виртуальных исследований гидрозамедлители, реализующие требуемую

механическую характеристику, способны обеспечить необходимое замедление и работоспособность рабочей тормозной системы.

Для оценки энергоэффективности применения электромашины в ИТС БКМ выбран следующий критерий: снижение механической энергии, затрачиваемой ДВС в тяговом режиме при движении по трассе, для случаев наличия или отсутствия электромашины в износостойкой системе замедления. Результаты виртуальных заездов по оценке снижения энергозатрат рассматриваемых БКМ для движения в различных ДГУ представлены в Таблице 3.

Таблица 3.

Снижение затрат механической энергии ДВС

Снижение затрат энергии ДВС	ДГУ					
	1/1	2/1	3/1	1/2	2/2	3/2
БКМ 6х6, %	8,6	14,6	13,7	12,7	4,1	5
БКМ 8х8, %	6,4	5	11,2	4	4,5	4,2

Представленные величины не достигают расчетных 30 % (Глава 2) в связи с тем, что при движении по трассе водитель-оператор стремился обеспечить высокую среднюю скорость БКМ, при этом иногда прибегая к экстремному торможению с применением рабочей тормозной системы и выполняя маневры поворота с боковыми ускорениями близкими к предельным по заносу/опрокидыванию (Рис. 22 и Рис. 26, в качестве примера представлены результаты заезда БКМ 6х6).

По полученным данным можно сделать вывод, что в случае интенсивного режима движения применение электромашины в ИТС позволит снизить затраты энергии ДВС: БКМ 6х6 до 14,6 %, БКМ 8х8 до 11,2 %. Представленные данные согласуются с результатами, полученными при использовании квазистационарной модели БКМ (Глава 2), что подтверждает состоятельность используемой модели и метода определения механических характеристик ИТС.

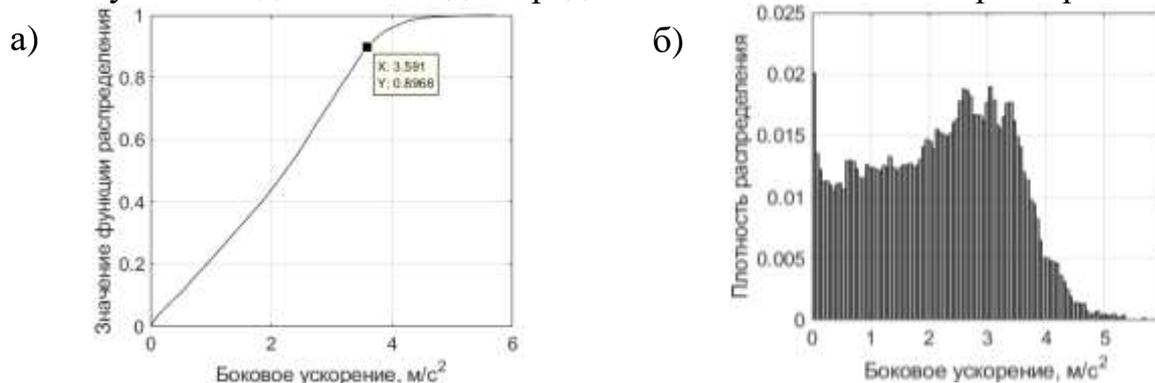


Рис. 26. Функция (а) и плотность (б) распределения бокового ускорения БКМ 6х6 при движении по трассе

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ ПО РАБОТЕ

1. Разработан метод определения характеристик ИТС БКМ в составе: системы торможения ДВС, гидродинамического ретардера, электромашины и бортового накопителя электрической энергии, обеспечивающих заданный уровень подвижности, отличающийся возможностью получения механических

характеристик гидродинамического ретардера, электромашины и бортового накопителя электрической энергии;

2. Разработана квазистационарная модель движения БКМ, отличающаяся возможностью учета ограничений на продольное ускорение/замедление, исходя из сцепных свойств колеса с опорной поверхностью и возможностей силовой установки, служащая для получения теоретических данных о скоростных режимах движения машин по заданным трассам;

3. Разработан метод оценки влияния уровня замедления на подвижность (среднюю скорость) БКМ, отличающийся применением комбинации протяженных реализаций случайных функций внешних возмущений, служащих для описания условий движения. Установлено, что рациональный уровень замедления БКМ, который необходимо реализовать узлами ИТС, не зависит от удельной мощности, массы машины, а также условий движения и составляет не более 1 м/с^2 , что согласуется с экспериментальными данными. При имитации движения БКМ в режиме «реального времени» с применением комплекса натурно-математического моделирования, доказано, что при движении по трассе уровень замедления, реализованный водителем-оператором (при интенсивном режиме движения), не превысил 1 м/с^2 в 70 % случаев, что подтверждает правильность выводов, полученных с использованием квазистационарной модели движения, а также позволяет обоснованно использовать указанный комплекс для исследования режимов движения БКМ;

4. Разработана имитационная математическая модель, позволяющая описывать совместную динамику корпуса и ходовой части БКМ при криволинейном движении в режиме «реального времени». Представленная имитационная модель учитывает конструктивные особенности ИТС и трансмиссии БКМ, колесного движителя (посредством коэффициентов сопротивления движению и взаимодействия с опорной поверхностью), а также неударивающий характер связей при взаимодействии с опорным основанием. Разработанная математическая модель отличается системой управления, обеспечивающей связь между управляющими воздействиями водителя (нажатием педалей акселератора и тормоза, а также углом поворота рулевого колеса) и параметрами управления агрегатов БКМ (электромашиной, ДВС, ретардером, рабочей тормозной системой);

5. С применением комплекса натурно-математического моделирования установлено, что при движении по «равнинному» типу рельефа уровень заряда накопителя электрической энергии не превышает 30-40 % от максимального требуемого значения, а в случае «холмистого» типа рельефа уровень заряда достигает максимальной величины в ~5 % случаев. В связи с этим можно заключить, что выбор емкости бортового накопителя энергии с применением квазистационарной модели движения БКМ для случая «равнинного» типа рельефа позволяет обеспечить энергоэффективное движение машины по совокупности ДГУ;

6. В процессе виртуальных заездов установлено, что при движении по совокупности ДГУ поддержание средней скорости БКМ 35-45 км/ч, определяемой безопасностью маневрирования и сцепными свойствами опорной

поверхности, длительное время невозможно без применения ИТС. Основным фактором, препятствующим увеличению средней скорости без применения тормозов-замедлителей, является опасность перегрева элементов рабочей тормозной системы (в этом случае средняя скорость БКМ составляет порядка 30-35 км/ч). По результатам виртуальных испытаний доказано, что гидрозамедлители, реализующие потребную механическую характеристику, способны обеспечить необходимое замедление БКМ и работоспособность рабочей тормозной системы. Установлено, что применение ИТС в БКМ позволяет снизить нагруженность рабочей тормозной системы до 30 – 45 %;

7. Применение в составе трансмиссии электромашины и электрического накопителя энергии позволяет снизить нагрузку на гидрозамедлитель, а также незначительно увеличить среднюю скорость БКМ (до 5 %);

8. Установлено, что в случае интенсивного режима движения применение электромашины в ИТС позволит снизить затраты энергии ДВС до 10-14 %. Полученные величины не достигают расчетной величины 30 % в связи с тем, что при движении водитель-оператор стремится обеспечить высокую среднюю скорость БКМ, прибегая к экстренному торможению с применением рабочей тормозной системы и выполняя маневры поворота с боковыми ускорениями близкими к предельным по заносу/опрокидыванию;

9. Для описания физических процессов, происходящих между ротором и статором при различных режимах работы гидрозамедлителя, с целью доказательства возможности конструктивного исполнения ретардера для ИТС БКМ и синтеза лопастной части, использована математическая модель динамики гидродинамического ретардера. Проведены экспериментальные исследования, в ходе которых рассматриваемая математическая модель была верифицирована. Максимальное отклонение результатов моделирования от данных, зарегистрированных в результате эксперимента, составляет: по тормозному моменту – 2,6 %, по расходу рабочей жидкости – 15,3 %, что позволяет применять разработанную математическую модель при синтезе лопастной части гидрозамедлителя;

10. Разработанные научные методы позволяют решить проблему повышения подвижности БКМ за счет улучшения показателей быстроходности путем применения ИТС. В случае применения последних (даже при отсутствии электромашины в составе ИТС) средняя скорость БКМ при движении по «холмистой» местности на совокупности ДГУ возрастает до 10-15%. При движении по «равнинному» типу рельефа эффект применения ИТС слабее: до 1-5 %.

ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ДИССЕРТАЦИИ ОТРАЖЕНЫ В СЛЕДУЮЩИХ РАБОТАХ

1. Определение характеристик трансмиссий колёсных и гусеничных машин с индивидуальным электроприводом ведущих колес / Б.Б. Косицын [и др.] // Труды НАМИ. 2019. № 3 (278). С. 22 – 35. (1,6 п.л/0,4 п.л.);

2. Косицын Б.Б. Оценка влияния дополнительной тормозной системы на нагруженность рабочих тормозных механизмов и среднюю скорость движения

высокоподвижных колесных машин // Труды НАМИ. 2020. № 4 (283). С. 52 – 61. (1 п.л.);

3. Косицын Б.Б. Модель динамики колесной машины для комплекса натурно-математического моделирования // Известия МГТУ «МАМИ». 2020. №4 (46). С. 46 – 60. (1,4 п.л.);

4. Косицын Б.Б. Оценка влияния электромашины в составе износостойкой тормозной системы на энергоэффективность высокоподвижных колесных машин // Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева. 2020. №4 (131). С. 109 – 119. (1 п.л.);

5. Определение потребного уровня замедления высокоподвижных колесных машин при использовании износостойкой тормозной системы / Б.Б. Косицын [и др.] // Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева. 2019. №4 (127). С. 146 – 157. (1,1 п.л/0,7 п.л.);

6. Определение механических характеристик узлов износостойкой тормозной системы высокоподвижных колесных машин / Б.Б. Косицын [и др.] // Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева. 2020. №1 (128). С. 131 – 141. (1,1 п.л/0,7 п.л.);

7. Выбор емкости бортового накопителя энергии при использовании электромашины в износостойкой тормозной системе высокоподвижных колесных машин / Б.Б. Косицын [и др.] // Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева. 2020. №2 (129). С. 126 – 133. (0,8 п.л/0,5 п.л.);

8. Косицын Б.Б., Мирошниченко А.В., Стадучин А.А. Моделирование реализаций случайных функций характеристик дорожно-грунтовых условий при исследовании динамики колесных и гусеничных машин на этапе проектирования // Известия МГТУ «МАМИ». 2019. №3 (41). С. 36 – 46. DOI: 10.31992/2074-0530-2019-41-3-36-46. (1,2 п.л/0,5 п.л.);

9. Бутарович Д.О., Косицын Б.Б., Котиев Г.О. Метод разработки энергоэффективного закона управления электробусом при движении по городскому маршруту // Труды НАМИ. 2017. № 2 (269). С.16 – 27. (1,2 п.л/0,5 п.л.);

10. Косицын Б.Б. Экспериментальное исследование энергоэффективного закона управления движением электробуса на городском маршруте // Журнал автомобильных инженеров. 2017. №5. С. 15 – 23. (1,2 п.л);

11. Метод обеспечения подвижности разрабатываемых колёсных и гусеничных машин с индивидуальным электроприводом ведущих колёс / Б.Б. Косицын [и др.] // Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева. 2019. №3 (126). С. 135 – 144. (0,9 п.л/0,2 п.л.);

12. Горелов В.А., Косицын Б.Б. Разработка комплексной системы управления движением спортивного автомобиля класса «Формула студент» по заданной трассе // Известия высших учебных заведений. 2016. №7. С. 45 – 55. (1 п.л/0,6 п.л.);

13. Горелов В.А., Комиссаров А.И., Косицын Б.Б. Исследование движения автомобиля в программном комплексе автоматизированного моделирования динамики систем тел // Журнал автомобильных инженеров. 2016. №1. С. 18 – 23. (0,7 п.л/0,2 п.л.);

14. Метод оценки эффективности применения электромеханических трансмиссий транспортных средств на этапе проектирования / Б.Б. Косицын [и

др.] // Известия МГТУ «МАМИ». 2020. №2 (44). С. 58 – 67 DOI: 10.31992/2074-0530-2020-44-2-58-68. (1,2 п.л/0,25 п.л.);

15. Selection of the required deceleration for high-mobility wheeled vehicles with wear resistant brake systems / В.В. Kositsyn [et al.] // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 819 (2020), IASF 2019. doi:10.1088/1757-899X/819/1/012030. (1,1 п.л/0,7 п.л.);

16. Selection of the torque – speed curves for the units of a wear-resistant brake system of high-mobility wheeled vehicles / В.В. Kositsyn [et al.] // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 819 (2020), IASF 2019. doi:10.1088/1757-899X/819/1/012031. (1,1 п.л/0,7 п.л.);

17. Selection of the capacity of the onboard energy storage device for a high-mobility wheeled vehicle wear-resistant brake system with an electric machine / В.В. Kositsyn [et al.] // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 819 (2020), IASF 2019. doi:10.1088/1757-899X/819/1/012032. (0,8 п.л/0,5 п.л.);

18. Estimating operation modes for the individual wheel electric drive of the all-wheel drive vehicle with the use of the driving simulator / В.В. Kositsyn [et al.] // International Automobile. Scientific Forum: Intelligent Transport System Technologies and Components, IASF 2018. 12 June 2019. Volume 534. Issue 1. (1 п.л/0,3 п.л.);

19. Selection of the combat vehicle individual wheel drive operation modes under required mobility criteria / В.В. Kositsyn [et al.] // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 820 (2020). doi:10.1088/1757-899X/820/1/012006. (1,2 п.л/0,35 п.л.);

20. Kotiev G.O., Butarovich D.O., Kositsyn B.B. Energy efficient motion control of the electric bus on route // International Automobile Scientific Forum, IASF 2017. 22 February 2018. Volume 315. Issue 1. (0,6 п.л/0,3 п.л.);

21. Ensuring Energy Efficiency and Safety of the Cyclic Operation of the Mining Dump Truck / В.В. Kositsyn [et al.] // E3S Web of Conferences 174, 03009 (2020), Vth International Innovative Mining Symposium. (0,8 п.л/0,4 п.л.);

22. Определение режимов работы индивидуального электропривода ведущих колес полноприводной колесной машины с использованием комплекса натурно-математического моделирования / Б.Б. Косицын [и др.] // В сборнике: Технологии и компоненты интеллектуальных транспортных систем 2018. С. 66 – 80. (1 п.л/0,4 п.л.);

23. Котиев Г.О., Бутарович Д.О., Косицын Б.Б. Энергоэффективное управление движением электробуса на маршруте // Сборник трудов Международного автомобильного научного форума МАНФ-2017. 2017. С.87 – 99. (0,8 п.л/0,4 п.л.);

24. Метод определения энергоэффективного закона движения карьерного автосамосвала / Б.Б. Косицын [и др.] // Горное оборудование и электромеханика. 2020. №3(149). С. 11 – 24. (1,6 п.л/0,9 п.л.);

25. Горелов В.А., Косицын Б.Б. Прогнозирование характеристик криволинейного движения беспилотного колесного транспортного средства // Математическое моделирование. 2018. №10. С. 107 – 122. (1,1 п.л/0,7 п.л.).