

ОЦЕНКА ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ ВЕЗДЕХОДНОГО ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА С ГИДРООБЪЕМНОЙ ТРАНСМИССИЕЙ

Береснев П.О., Ерёмин А.А., Беляев А.М., к.т.н. Зезюлин Д.В.,
к.т.н. Макаров В.С., Папунин А.В., д.т.н. Беляков В.В.,
к.т.н. Колотилин В.Е., д.ф.-м.н. Куркин А.А.

Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева
nauka@nntu.nnov.ru

В данной статье рассмотрена система управления многофункционального вездеходного транспортного средства (МВТС) с гидрообъемной трансмиссией (ГОТ) для передвижения по труднопроходимой местности. Представлены графики результатов имитационного моделирования разрабатываемой машины, необходимые для выбора и обоснования параметров, характеристик и регулировок гидростатической трансмиссии. Проведен анализ энергоэффективности и топливной экономичности вездехода при передвижении в условиях бездорожья.

Ключевые слова: вездеходное транспортное средство, бездорожье, гидрообъемная трансмиссия, контроль буксования (скольжение) элементами движителя

Введение

Современной тенденцией разработки вездеходных машин во всем мире является создание систем управления, способных оказать упреждающее ответное воздействие на различные ситуации, возникающие при управлении транспортным средством, и значительно улучшающих эксплуатационные свойства путем введения так называемой адаптивной подвижности (agility) [1–8]. В рамках реализации ФЦП «Исследования и разработки по приоритетным направлениям развития научно-технологического комплекса России на 2014 – 2020 гг.» было разработано многофункциональное вездеходное транспортное средство (МВТС) полной массой 8 т с гидрообъемной трансмиссией (ГОТ) и проведено его имитационное моделирование [9].

В МВТС используется ГОТ с гидродифференциальным приводом по бортам, обеспечивающая наибольшую эффективность при движении по различным опорным поверхностям. Для осуществления наиболее эффективного движения ГОТ обладает системой управления, которая получает необходимую информацию о текущих параметрах движения каждого из колес, а также имеет возможность осуществлять необходимое управляющее воздействие на регулируемые агрегаты трансмиссии.

Выбор именно данного типа «гибкой» трансмиссии был сделан на основе анализа отечественных и зарубежных исследований [10–13].

На рис. 1 представлена схема взаимодействия бортового компьютера (регулирующего устройства), системы датчиков (регистрирующих приборов), аналого-цифровых преобразователей сигналов потенциометрических и импульсных датчиков, гидромашин (исполнительных механизмов), согласующих устройств и соединительных кабелей. Данная схема дает представление о структуре изделия, взаимодействии его составных частей и адекватно представляет взаимосвязь между управляемыми и входными переменными.

1. Математическая модель

Разработка системы управления приводом колес требует проведения математического моделирования с созданием математической модели движения МВТС с ГОТ.

Параметры работы гидроагрегатов описываются следующими соотношениями:

- для насоса:

приводной момент на валу –

$$M_p = \frac{P_w \cdot q_p}{2\pi \cdot \eta_p}, \quad (1)$$

подача насоса – $Q_p = q_p \cdot n_p \cdot \eta_{V_p}$; (2)

- для гидромотора:

реализуемый момент на валу –

$$M_m = \frac{P_w \cdot q_m \cdot \eta_m}{2\pi},$$
 (3)

потребляемый гидромотором расход –

$$Q_m = \frac{q_m \cdot n_m}{\eta_{V_m}},$$
 (4)

где P_w – перепад давления на гидромашине, МПа, q_p , q_m – рабочий объем, соответственно, насоса и гидромотора, см³; η_p , η_m – силовой

(механический) КПД, соответственно, насоса и гидромотора; n_p, n_m – частота вращения вала, соответственно, насоса и гидромотора, с⁻¹; η_{V_p} , η_{V_m} – объемный КПД, соответственно, насоса и гидромотора.

Для разрабатываемого транспортного средства выбрана тандемная схема соединения насосов, привод колес борта является гидродифференциальным, то есть моторы машины соединены параллельно. Распределение моментов по валам моторов приближенно (с точностью до КПД) соответствует соотношению их рабочих объемов, т. е.:

$$M_{m1} : M_{m2} : M_{m3} : \dots \approx q_{m1} : q_{m2} : q_{m3} : \dots \quad (5)$$

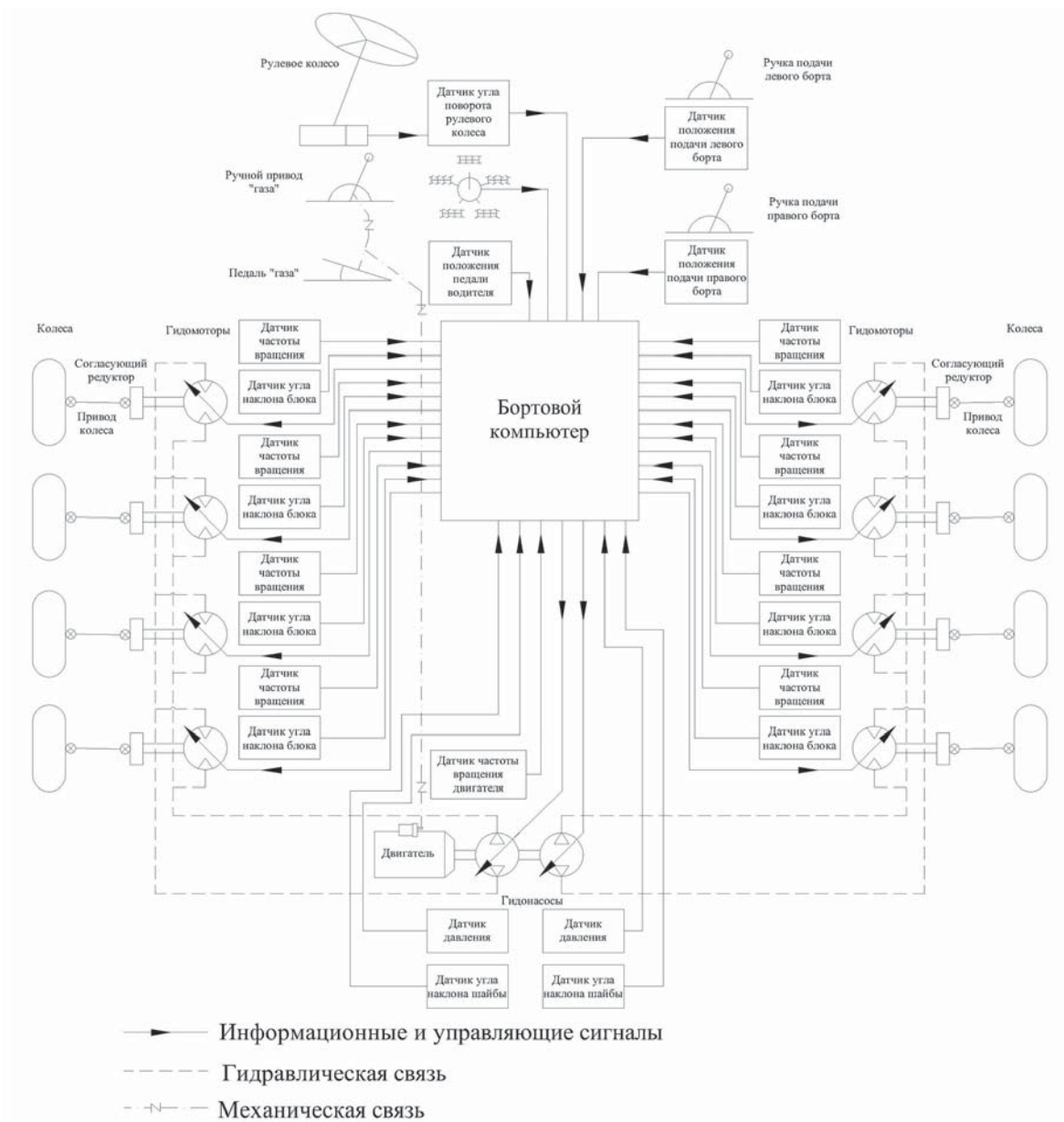


Рис. 1. Структурная схема многофункционального вездеходного транспортного средства

Отсюда следует, что если сохранять постоянными подачу насоса, перепад давления на гидромашинах и суммарный рабочий объем гидромоторов, то за счет изменения (регулирования) рабочих объемов гидромоторов можно добиться желаемого распределения крутящих моментов на их валах. Частоты вращения параллельно включенных гидромоторов связаны между собой приближенной зависимостью:

$$Q_p \approx q_{m1}n_{m1} + q_{m2}n_{m2} + q_{m3}n_{m3} + \dots, \quad (6)$$

где Q_p – подача насоса, $\text{дм}^3 \text{ мин}^{-1}$.

Подводимый к ведущему колесу крутящий момент затрачивается на преодоление сопротивлений качению, разгон колеса и на реализацию тягового усилия. Общее уравнение динамики колеса имеет вид:

$$I_w \cdot \dot{\omega}_w = M_m \cdot u_{fd} \cdot \eta_{fd} - M_{load}, \quad (7)$$

где I_w – момент инерции колеса, кг м^2 ; $\dot{\omega}_w$ – угловое ускорение колеса, $\text{рад} \cdot \text{с}^{-2}$; M_m – крутящий момент на валу гидромотора, $\text{Н} \cdot \text{м}$; u_{fd} – передаточное число бортового редуктора, η_{fd} – КПД бортового редуктора; M_{load} – момент сопротивления вращению колеса, $\text{Н} \cdot \text{м}$.

Момент сопротивления вращению определяется моментом сопротивления качению колеса ($M(R_z)$) и моментом, который создаст тангенциальная составляющая силы взаимодействия колеса с опорным основанием ($M(R_x)$):

$$M_{load} = M(R_z) + M(R_x). \quad (8)$$

Использование данной модели движения МВТС позволяет производить поиск алгоритмов регулирования параметров ГОТ для достижения требуемых показателей проходимости (подвижности) и энергоэффективности в условиях любого бездорожья с учетом необходимых факторов, влияющих на параметры работы МВТС. Обеспечение максимальной силы тяги и минимального сопротивления качению колеса обеспечивается контролем буксования.

В соответствии с формулой (8) момент нагрузки на колесе определяется моментом сопротивления качению колеса и моментом, который создаст тангенциальная составляющая силы взаимодействия колеса с опорным основанием.

С учетом сказанного уравнение динамики колеса примет вид:

$$I_w \cdot \dot{\omega}_w = M_k - M(R_z) - M(R_x), \quad (9)$$

где M_k – тяговый момент колеса, $\text{Н} \cdot \text{м}$; R_x, R_z – продольная и нормальная реакции, соответственно, Н .

Дифференциальное уравнение движения корпуса машины имеет вид:

$$m_a \cdot \frac{dV_a}{dt} = \sum (R_z \cdot \varphi_x)_i - \sum F_{fi} - F_{дн} - F_{кр}, \quad (10)$$

где m_a – масса вездехода, кг ; $\frac{dV_a}{dt}$ – относительная производная от вектора скорости центра масс автомобиля, м/с^2 ; φ_x – коэффициент продольной реакции (функция сцепления в продольном направлении); $\sum F_{fi}$ – сумма сил сопротивления движению колес, Н ; $F_{дн}$ – сила сопротивления, обусловленная взаимодействием с грунтом днища корпуса и элементов шасси, Н ; $F_{кр}$ – сила тяги на крюке, Н .

Величина буксования, определяющего параметры взаимодействия каждого колеса с опорной поверхностью, зависит от двух фазовых координат: действительной угловой скорости колеса и линейной скорости центра масс автомобиля. В рассматриваемой модели корпус и оси вращения колес соединены жестко, следовательно, при движении испытывают одинаковые перемещения, скорости и ускорения. Таким образом, выражение, определяющее коэффициент внешнего скольжения, имеет вид:

$$s = 1 - \frac{V_a}{\omega_k \cdot r_k}, \quad (11)$$

где s – относительное продольное скольжение; V_a – линейная скорость транспортного средства, м/с ; ω_k – угловая скорость колеса, $\text{рад} \cdot \text{с}^{-1}$; r_k – радиус качения, м .

Сцепление колеса с грунтом и сопротивление качению колеса также являются функциями двух переменных. Поскольку выше-названный коэффициент входит и в уравнение движения центра масс транспортного средства и в уравнения движения колес, то они представляют собой систему уравнений, решение которых должно осуществляться совместно.

В рамках проекта сделано допущение о единстве принципов функционирования роботизированного устройства и человека при регулировании скорости и направления движе-

ния МВТС. Поэтому в имитационной модели реализация управления МВТС водителем осуществляется с помощью пропорционально-интегрального дифференциального регулятора (ПИД-регулятора). Таким образом, для разработки системы управления приводом колес в качестве объекта управления в модели следует рассматривать МВТС в единстве с водителем-регулятором как управляемое транспортное средство.

2. Законы управления гидрообъемным приводом и программная реализация математической модели

В рамках работы проанализирована эффективность использования следующих алгоритмов управления гидрообъемным приводом колесных движителей МВТС [7]:

- алгоритм регулирования буксования колес борта по известной линейной скорости движения центра масс шасси МВТС;
- алгоритм «высокопорогового» (по «сильному» колесу) регулирования колес борта шасси МВТС (с ограничением углового ускорения колес);
- алгоритм регулирования буксования колес по средней скорости вращения колес борта шасси МВТС.

Рассмотрим имитационную модель функционирования системы управления приводом колесных движителей МВТС.

Для решения приведенных систем дифференциальных уравнений использовался метод визуально-ориентированного блочного имитационного моделирования сложных динамических систем.

При данном подходе уравнения, описыва-

ющие процесс движения МВТС 8x8 по деформируемой опорной поверхности, приводятся к удобному для решения виду. Модель была реализована в MATLAB/Simulink. Схема simulink-модели представлена на рис. 2.

В ходе проведения виртуальных испытаний определялись: угловые ускорения, крутящие моменты на движителях и их буксование; продольные скорости и ускорения МВТС; упорные реакции грунта, реализуемые колесами. Данные об изменении перечисленных параметров позволили определять параметры, характеризующие опорную проходимость, тягово-скоростные свойства, энергоэффективность и топливную экономичность МВТС.

3. Моделирование условий движения МВТС

Виртуальные испытания МВТС, движущегося по опорному основанию с изменяющимися характеристиками сопротивления и сцепления, являются важными, так как это отражает реальный характер движения машины по бездорожью. Наиболее общим и сложным случаем является движение по поверхности типа «микст». При этом следует рассматривать как режимы разгона, так и установившегося движения.

4. Проведение виртуальных испытаний

В соответствии с разработанной программой было проведено моделирование. На рис. 3 и 4 показаны примеры результатов имитационного моделирования, характеризующие изменения во времени основных параметров функционирования системы привода колесных движителей МВТС в условиях бездорожья.

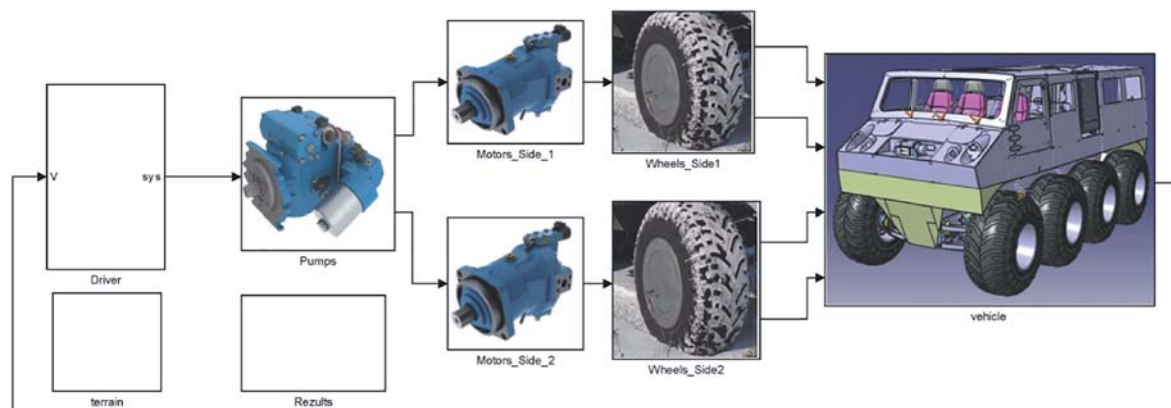


Рис. 2. Схема simulink-модели функционирования интеллектуальной системы привода колесных движителей МВТС в условиях бездорожья

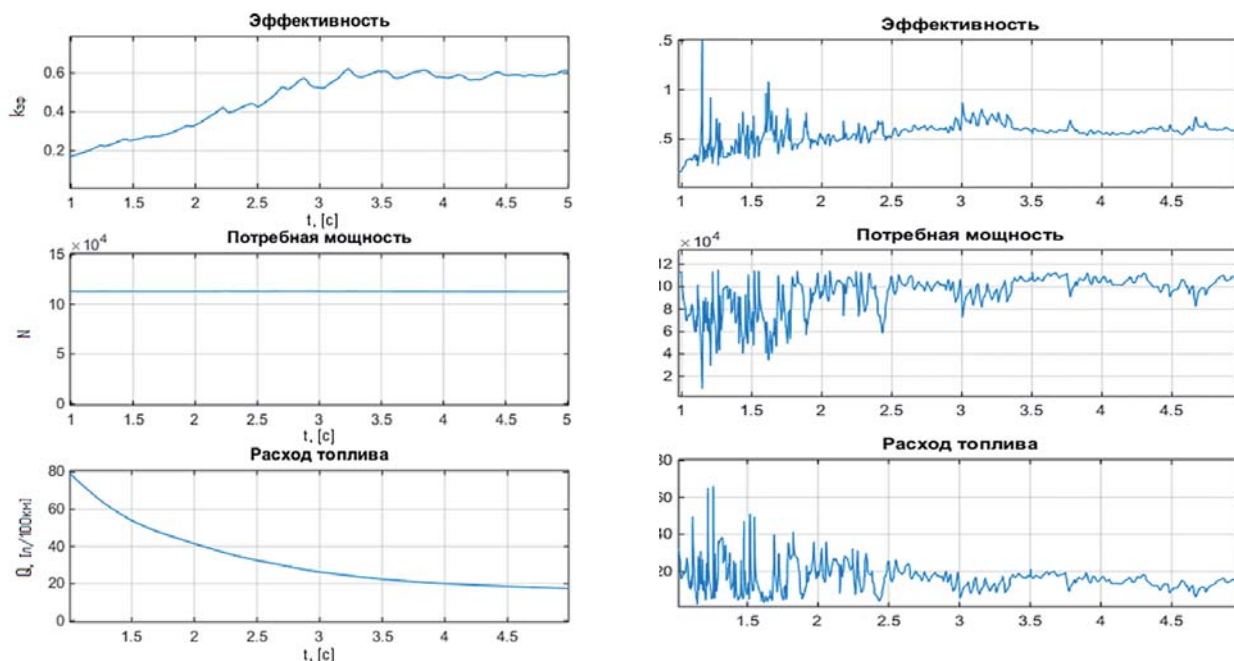


Рис. 3. Графики изменения эффективности, потребляемой мощности и расхода топлива для случая моделирования движения МВТС: без учета работы системы управления (слева) и с учетом работы этой системы (справа)

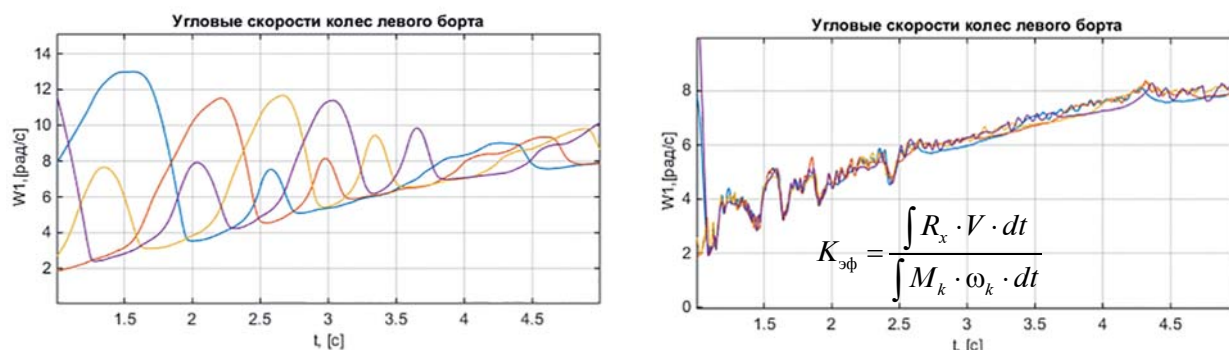


Рис. 4. Графики изменения угловых скоростей колес для случая моделирования движения МВТС: без учета работы системы управления (слева) и с учетом работы этой системы (справа)

Сравнительный анализ функционирования ГОТ с различными алгоритмами управления был проведен по критериям энергоэффективности и топливной экономичности. Для расчета эффективности МВТС был использован показатель [14–20], равный отношению «полезной» работы силы тяги на колесах к «совершенной» работе подводимого к колесам крутящего момента:

$$K_{\text{эф}} = \frac{\int R_x \cdot V \cdot dt}{\int M_k \cdot \omega_k \cdot dt} \quad (12)$$

Наиболее наглядным является движение машины по опорному основанию типа «микст». Для него коэффициент эффективности и расход топлива в принятых вариантах управления при моделировании изменяются так, как показано на рисунках 5 и 6.

На рис. 5 и 6 показаны графики, полученные при разных алгоритмах регулирования мощности в трансмиссии, а именно: без системы управления (Без СУ), с регулированием по средней скорости вращения колес (Mid), с регулированием по отстающему (сильному) колесу (Min), с регулированием по известной скорости с неоптимальным буксованием (V не opt), с регулированием по известной скорости с оптимальным буксованием (V opt).

Так как в каждый момент времени оцениваемые параметры принимают разные значения (рис. 5 и 6), оценку целесообразно проводить по их интегральным значениям, осредненным за время движения машины на рассматриваемом участке. При этом принятые показатели для изменяющихся процессов определяются по следующим зависимостям:

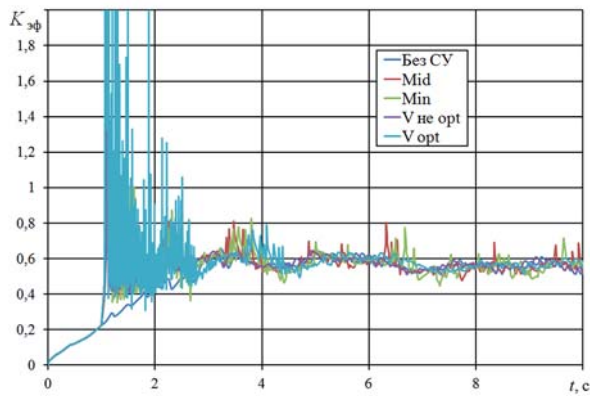


Рис. 5. Графики изменения коэффициента эффективности

- для оценки эффективности:

$$K_{\text{эф}}^{\text{инт}} = \frac{\int k_{\text{эф}} \cdot dt}{T}, \quad (13)$$

где $K_{\text{эф}}^{\text{инт}}$ — интегральный показатель коэффициента эффективности; $k_{\text{эф}}$ — коэффициент эффективности в каждый момент времени;

- для оценки топливной экономичности:

$$Q_{\text{эф}}^{\text{инт}} = \frac{\int Q \cdot dt}{T}, \quad (14)$$

где $Q_{\text{эф}}^{\text{инт}}$ — интегральный показатель расхода топлива, л/100 км; Q — расход топлива в каждый момент времени, л/100 км.

Результат сравнения представлен в виде диаграммы (рис. 7) относительного приращения коэффициента эффективности и относительного уменьшения расхода топлива при использовании системы управления ГОТ с разными алгоритмами управления.

Выводы

В статье приведена структурная схема функционирования МВТС. Приведена математическая модель работы ГОТ. Проанализирована эффективность использования различных алгоритмов управления гидрообъемным приводом колесных движителей МВТС.

Проанализированы различные законы управления ГОТ: по известной линейной скорости движения центра масс, регулирования колес борта по «сильному» колесу и по средней скорости вращения колес борта шасси МВТС.

Получены следующие данные об эффективности и топливной экономичности при дви-

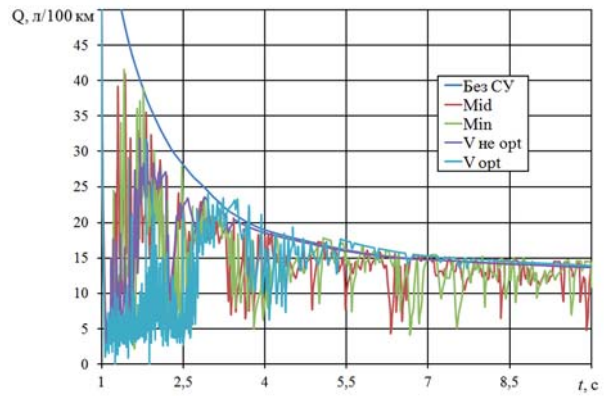


Рис. 6. Графики изменения расхода топлива

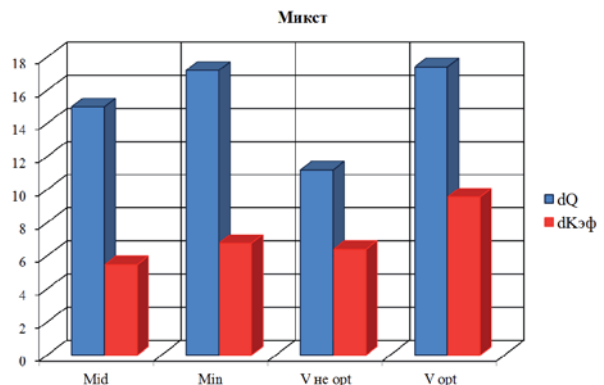


Рис. 7. Диаграмма относительного приращения коэффициента эффективности и относительного уменьшения расхода топлива

жении по опорной поверхности типа «микст». Установлено, что при правильном выборе закона управления ГОТ, можно:

- повысить эффективность работы машины до 10%,
- снизить расход топлива до 18%.

Все это позволяет повысить подвижность и энергоэффективность многофункционального вездеходного транспортного средства [16, 17].

Представленные результаты получены в ФГБОУ ВПО «Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева» в рамках реализации ФЦП «Исследования и разработки по приоритетным направлениям развития научно-технологического комплекса России на 2014 – 2020 годы» /соглашение № 14.574.21.0107 (уникальный идентификатор соглашения – RFMEFI57414X0107)/.

Литература

1. Серебрянный И.В. Повышение опорной проходимости полноприводного автомобиля путем рационального распределения мощности по колесам: Дисс...канд. техн. наук. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2009. – 161 с.

2. Мурог И.А., Келлер А.В., Торопов А.Н., Удод А.А. Алгоритм управления распределением мощности между ведущими колесами автомобилей многоцелевого назначения // Материалы 65-ой Международной научно-технической конференции Ассоциации автомобильных инженеров (ААИ) «Приоритеты развития отечественного автотракторостроения и подготовки инженерных и научных кадров». Книга 1. – М.: МГТУ «МАМИ», 2009. – С. 18–20.
3. Келлер А.В., Позин Б.М., Трояновская И.П. и др. К задаче распределения мощности между колесами мобильной машины // Тракторы и сельхозмашины. – 2015. – № 3. – С. 10–12.
4. Келлер А.В., Позин Б.М., Трояновская И.П. и др. Задача минимизации затрат мощности на преодоление колесной машиной внешних сопротивлений при неравномерно распределенной между осями нагрузке // Тракторы и сельхозмашины. – 2015. – № 10. – С. 17–19.
5. Чижов Д.А. Разработка комплексного метода повышения энергоэффективности полноприводной колесной машины: Автореф. дисс...канд. техн. наук. – М., 2012 – 17 с.
6. Вольская Н.С. Разработка методов расчета опорно-тяговых характеристик колесных машин по заданным дорожно-грунтовым условиям в районах эксплуатации: Дисс...д-ра техн. наук. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010.
7. Angelova A., Matthies L., Helmick D., Perona P. Slip prediction using visual information // Robotics: Science and Systems Conference, 2006.
8. Горелов В.А. Прогнозирование характеристик криволинейного движения полноприводного автомобиля с формулой рулевого управления 1-0-3 при различных законах управления колесами задней оси: Дисс...канд. техн. наук. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. – 200 с.
9. Разработка многофункционального вездеходного транспортного средства, оборудованного интеллектуальными системами привода колесных двигателей, обладающего повышенным уровнем энергоэффективности и улучшенной топливной экономичностью: отчет о НИР (промежуточный) / Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева; рук. Барахтанов Л.В.; исполн.: Куркин А.А. и др. – М., 2015. – 691 с. № ГР114101670033.
10. Плиев И.А., Сайкин А.М., Коршунов Г.О., Архипов А.В. Об оптимизации распределения мощности по осям и колесам полноприводных автомобилей в зависимости от дорожных условий // Журнал автомобильных инженеров. – 2011. – № 3 (68). – С. 34–37.
11. Плиев И.А. Алгоритмы управления мощностями, подводимыми к колесам полноприводных автомобилей // Журнал автомобильных инженеров. – 2012. – № 3 (34). – С. 16–18.
12. Лепешкин А.В. Показатели оценки эффективности передачи и преобразования энергии трансмиссией и двигателем колесной машины // Тракторы и сельхозмашины. – 2014. – №11. – С. 29–35.
13. Лепешкин А.В., Курмаев Р.Х. Повышение точности математической модели движения колесной машины на основе использования результатов ее испытаний // Известия МГТУ «МАМИ». – 2009. – №1 (7). – С. 46–56.
14. Горелов В.А., Котиев Г.О. Прогнозирование характеристик криволинейного движения автомобиля с колесной формулой 6Ч6 при различных законах управления поворотом колес задней оси // Известия вузов. Машиностроение. – 2008. – № 1. – С. 44–55.
15. Горелов В.А., Масленников Л.А., Тропин С.Л. Прогнозирование характеристик криволинейного движения многоосной колесной машины при различных законах всеколесного рулевого управления // Наука и образование: электронное научно-техническое издание. – 2012. – №5. – Режим доступа: <http://technomag.edu.ru/doc/403845.html>
16. Котиев Г.О., Горелов В.А., Мирошниченко А.В. Синтез системы управления тяговыми электродвигателями для индивидуального привода ведущих колес автомобиля // Наука и образование: электронное научно-техническое издание. – 2011. – № 12. – Режим доступа: <http://technomag.edu.ru/doc/282533.html> (дата обращения 20.08.2012).
17. Горелов В.А., Котиев Г.О., Мирошниченко А.В. Разработка закона управления индивидуальным приводом двигателей многоосной колесной машины // Известия вузов. Машиностроение. – 2012. – № 1. – С. 49–59.
18. Горелов В.А., Котиев Г.О., Мирошниченко А.В. Алгоритм управления индивидуальным приводом колесных двигателей транспортных средств // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение. Спец. вып. «Энергетическое и транспортное машиностроение». – 2011. – С. 39–58.
19. Беляков В.В. и др. Концепция подвижности наземных транспортно-технологических машин // Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева. – 2013. – № 3(100). – С. 145–174.
20. Беляков В.В. Подвижность наземных транспортно-технологических машин // Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева. – 2013. – № 4. – С. 72–77.