

УДК 629.3.017.5

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОГО ТОРМОЗНОГО УПРАВЛЕНИЯ КОЛЕСНОЙ МАШИНЫ

В.А. Горелов, к.т.н. / Г.О. Котиев, д.т.н. / А.В. Мирошниченко
МГТУ им. Н.Э. Баумана

Отличительной особенностью условий функционирования трансмиссий многоосных полноприводных колесных машин (КМ) является увеличение возможных комбинаций режимов работы ведущих колес в каждый конкретный момент времени в сравнении с неполноприводными КМ. Еще более очевидным это различие становится при возрастании количества движителей и при криволинейном движении, движении по деформируемым грунтам и неровным опорным поверхностям.

Для обеспечения энергоэффективности в различных условиях и режимах движения (разгон-торможение, криволинейное движение или преодоление подъема, движение по твердой или деформируемой опорной поверхности и т.д.) перераспределение мощности источника энергии, подводимой к колесам разных бортов и осей, должно быть различным. Таким образом, трансмиссия с целью улучшения показателей важнейших эксплуатационных свойств автомобиля, в том числе безопасности и подвижности, должна обеспечивать непрерывное регулирование мощности, подводимой к каждому колесному движителю, в зависимости от условий качения, т.е. должно осуществляться приспособление машины к случайно изменяющимся условиям внешней среды. Традиционные механические трансмиссии не позволяют реализовывать такое управление, поэтому большие перспективы имеет использование электромеханических трансмиссий для организации индивидуального привода движителей.

Применение электромеханических трансмиссий для транспортных машин очень привлекательно с точки зрения возможности индивидуального управления крутящим моментом на каждом движителе.

В то же время для обеспечения необходимого тормозного пути при торможении транспортного средства с электромеханической трансмиссией использование только тяговых электродвигателей неэффективно, поскольку, как правило, не выполняются требования ГОСТ Р 41.13-2007. — Единообразные предписания, касающиеся транспортных средств категорий М, N и O в отношении торможения (Правила ЕЭК ООН №13). Очевидно, что в конструкциях транспортных средств, в которых тяговые силы реализуются за счет использования электрических

машин, должна предусматриваться система механического торможения, которая работает совместно с электрической. При торможении колесной машины электромашины работают в генераторном режиме, т.е. часть энергии может быть запасена в так называемых накопителях, или эта энергия должна быть рассеяна. Проблемы, связанные с отводом энергии, особенно за счет организации охлаждения электрических машин, также являются очень важными при проектировании электромеханических трансмиссий для транспортной техники, но в данной работе они не рассматриваются. В контексте ограниченных возможностей по теплонапряженности исследуется только механическая часть комбинированной тормозной системы.

Опыт проектирования колесных машин с электромеханическими трансмиссиями показывает, что при компоновке типа «мотор-колесо» зачастую возникают проблемы с расположением тормозных устройств в заданных габаритах. Механические тормозные устройства ограничены в размерах и также могут подключаться только через определенные промежутки времени для исключения перегрева.

Таким образом, для оптимизации конструктивных параметров систем торможения на этапе проектирования КМ, а также для выбора эффективных законов управления тормозными системами, состоящими из электрической и механической частей, разработчикам целесообразно использовать математическое моделирование для проведения теоретического анализа эффективности возможных конструктивных вариантов.

Моделирование процесса торможения и отработка алгоритмов управления тормозной системой рассмотрены на примере одиночного колеса. Принимаем,

что к колесу приведена часть массы КМ, соответствующая статической нормальной нагрузке на колесо.

Динамика колеса в тормозном режиме (рис. 1) без учета сил воздушного сопротивления описывается уравнениями:

$$\begin{aligned} m \cdot \dot{V}_{xk} &= -R_x + P_x; \\ J_k \cdot \dot{\omega}_k &= R_x \cdot r_\delta - M_m - M_f, \end{aligned} \quad (1)$$

где m — масса автомобиля, приходящаяся на одно колесо; \dot{V}_{xk} — линейное ускорение центра масс ω_k — угловое ускорение колеса; J_k — момент инерции колеса; M_m — тормозной момент на колесе; M_f — момент сопротивления качению колеса; R_x — сила взаимодействия движителя с опорным основанием в продольном направлении; r_δ — расстояние от оси колеса до опорной поверхности; P_x — продольная сила, приложенная к оси колеса.

Сила взаимодействия движителя с опорным основанием в продольном направлении определяется нормальной реакцией и коэффициентом взаимодействия:

$$R_x = \mu_s \cdot R_z, \quad (2)$$

где μ_s — коэффициент взаимодействия движителя с грунтом в продольном направлении; R_z — нормальная реакция; $R_z = mg$.

Коэффициент взаимодействия движителя с опорной поверхностью зависит от многих параметров, но основным является зависимость от коэффициента скольжения S . Данная зависимость определяется экспериментально для колеса и опорного основания.

Коэффициент скольжения для тормозного режима рассчитывается по зависимости:

$$S = \frac{V_{sk} - \omega_k \cdot r'_k}{V_{sk}} = 1 - \frac{r'_k}{r_k}, \quad (3)$$

где r'_k — радиус качения без скольжения колеса; r_k — радиус качения колеса.

Момент сопротивления качению колеса M_f , действующий в плоскости его вращения:

$$M_f = f \cdot R_z \cdot r'_k. \quad (4)$$

Из-за особенностей применения тягового электрооборудования на многоосных колесных машинах (компоновочные, весовые и т.п. проблемы), эффективное торможение транспортного средства только за счет электрических машин осуществлено быть не может. В этой связи в электромеханической трансмиссии (рис. 2) торможение происходит как за счет электрической части, т.е. «переводом» тяговых электродвигателей в генераторный режим, так и за счет механической части:

$$M_m = M_{мэл} + M_{ммех}, \quad (5)$$

где $M_{мэл}$ — тормозной момент, создаваемый тяговыми электродвигателями; $M_{ммех}$ — тормозной момент, создаваемый механической тормозной системой.

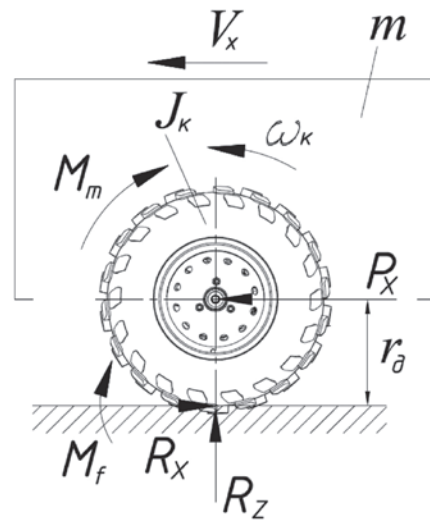


Рисунок 1. Схема качения колеса в тормозном режиме

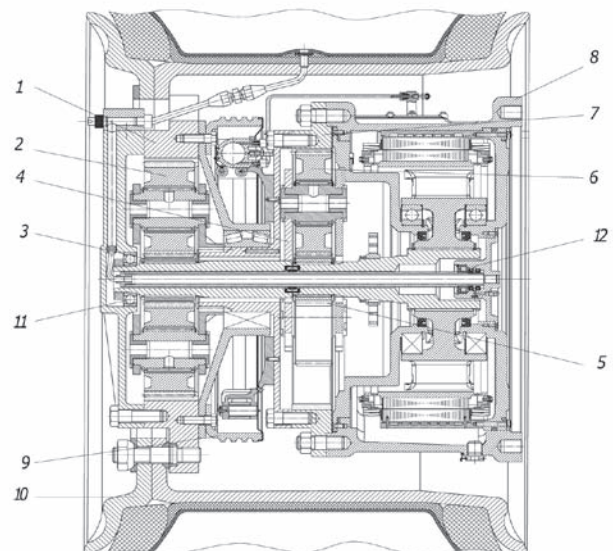


Рисунок 2. Пример исполнения электромотор-колеса: 1 — коронная шестерня второго планетарного ряда, соединенная с ободом колеса; 2 — спутник второго планетарного ряда; 3 — солнечная шестерня второго планетарного ряда; 4 — водило первого планетарного ряда; 5 — солнечная шестерня первого планетарного ряда; 6 — спутник первого планетарного ряда; 7 — коронная шестерня первого планетарного ряда; 8 — корпус электродвигателя; 9 — барабанный тормоз; 10 — обод колеса; 11, 12 — подшипники.

Характеристики электродвигателя в генераторном режиме для разных уровней мощности (от $h_{\text{торм}} = 1$ для N_{max} до $h_{\text{торм}} = 0,25$ для $N_{\text{max}}/4$) в зависимости от степени нажатия водителем на педаль «тормоз» соответствуют графикам, представленным на рис. 3.

Учитывая, что h для математической модели системы торможения нажатие на педаль «тормоз»

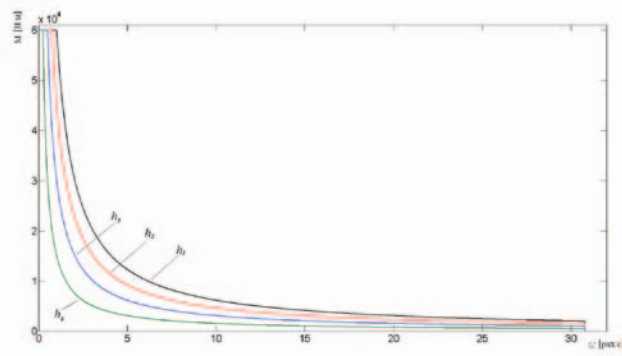


Рисунок 3. Характеристики тягового электродвигателя, приведенные к скорости вращения двигателя

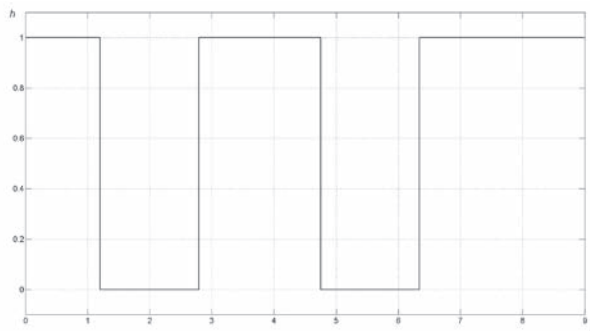


Рисунок 4. Зависимость изменения управляющего сигнала h_{tmex}

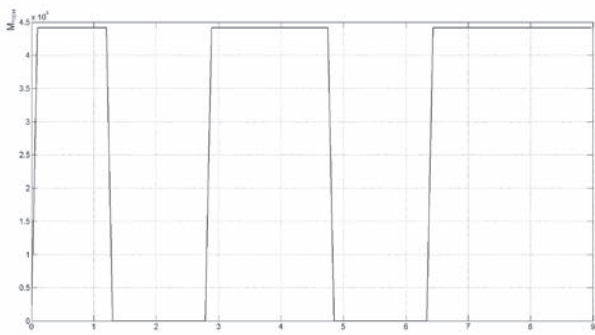


Рисунок 5. Зависимость изменения тормозного момента M_{tmex}

$h_{торм} [0;1]$, можно составить уравнение для работы электрической части тормозной системы [3, 4, 6]:

$$M_{мэл} = \frac{N_{max} \cdot h_{торм}}{\omega_k} \quad (6)$$

На рис. 3: $h_1 = 1$; $h_2 = 0,75h_1$; $h_3 = 0,5h_1$; $h_4 = 0,25h_1$.

Использование механической тормозной системы совместно с электрической позволяет достичь показателей торможения, определяемых ГОСТ Р 41.13-2007, однако реализация такой схемы в заданных конструктивных ограничениях сопряжена с определенными сложностями (см. рис. 2). Основная проблема заключается в том, что механические тормоза могут подключаться лишь кратковременно, так как

вследствие плотной компоновки не обеспечивается отвод тепла в требуемом количестве, когда механическая тормозная система работает непрерывно. Таким образом, подведение к колесу тормозного момента от механической системы M_{tmex} должно быть оптимизировано с учетом возможностей по теплоотводу.

Рассмотрим алгоритм работы механической тормозной системы.

Работа, совершаемая механической тормозной системой за время торможения $T_{торм}$, определяется по зависимости:

$$A_{tmex} = \int_0^{T_{торм}} (M_{tmex} \cdot \omega_k) dt \quad (7)$$

В случае, если $A_{tmex} \geq A_{max}$, где A_{max} — предельное значение работы механической тормозной системы, определяемое тепловой нагруженностью, то должен быть подан сигнал на растормаживание для исключения перегрева. Управление M_{tmex} осуществляется сигналом h_{tmex} , который изменяется ступенчато от 0 до 1.

Зависимость управляющего сигнала механической тормозной системы от времени представлена на рис. 4. Промежутки времени Δt , в которых системой управляющий сигнал на торможение не подается после сбрасывания до нуля, определяются стендовыми тепловыми испытаниями механической тормозной системы. (То есть экспериментально устанавливаются промежутки времени, за которые тепло от системы отводится в таком количестве, что механическая тормозная система может быть вновь подключена в работу).

Поскольку тормозной момент мгновенно в соответствии с рис. 4 изменен быть не может, то в модели сигнал h_{tmex} определяет степень изменения тормозного момента от нулевого до максимального ($(M_{tmex})_{max}$) значения (рис. 5). Например, если $h_{tmex} = 1$, то момент увеличивается (положительный коэффициент k определяет скорость нарастания M_{tmex}), и наоборот, если $h_{tmex} \neq 1$, то момент уменьшается (коэффициент k определяет скорость убывания M_{tmex}). Таким образом в математической модели величина M_{tmex} определяется, как $\int_0^{T_{торм}} (M_{tmex})_{max} \cdot k \cdot dt$.

Итоговый момент механической тормозной системы определяется степенью нажатия водителем на педаль «тормоз» $h_{торм}$ в соответствии с рис. 6:

$$M_{tmex} = h_{торм} \cdot \int_0^{T_{торм}} (M_{tmex})_{max} \cdot k \cdot dt \quad (8)$$

Представленная ниже математическая модель имитирует работу механической тормозной системы с включением тормозов через заданный период времени по критерию достижения заданного (максимального) значения совершенной работы.

В то же время часть тепла от системы может отводиться не только при полном растормаживании, когда момент равен нулю, но и в процессе совершения

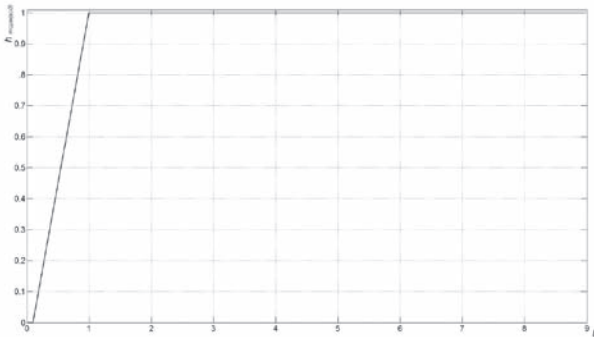


Рисунок 6. Степень нажатия на педаль «тормоз» $h_{\text{торм}}$

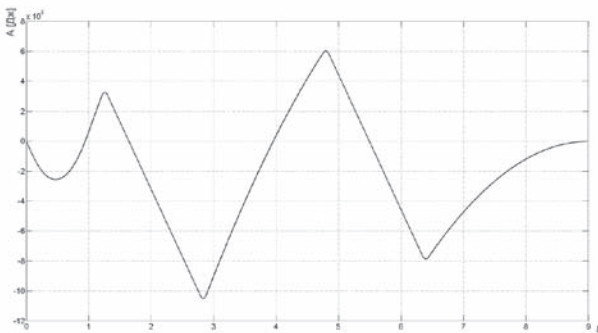


Рисунок 7. Работа, совершенная механической тормозной системой с учетом отвода тепла

работы. Иначе говоря, лишь при полном растормаживании отводится максимальное количество тепла в единицу времени. В качестве допущений на данном этапе исследований принято, что степень теплоотвода убывает прямо пропорционально изменению тормозного момента $M_{\text{тмех}} / (M_{\text{тмех}})_{\text{max}}$, т.е. максимальное количество теплоты рассеивается при отпущенной педали «тормоз». Тогда суммарная работа, совершаемая механической тормозной системой (выражение (10)) с учетом количества тепла, отводимого в единицу времени $N_{\text{охл}}$, будет рассчитываться по формуле:

$$A_{\text{тмех}} = \int_0^{T_{\text{торм}}} (M_{\text{тмех}} \cdot \omega_k - N_{\text{охл}}) \cdot dt. \quad (9)$$

В итоге промежутки времени Δt могут быть подобраны для реальной системы таким образом, чтобы совершенная механической тормозной системой работа $A_{\text{тмех}}$ в момент остановки КМ была равной нулю (рис. 7).

Разработанная математическая модель реализована в виде блок-схемы в среде математического моделирования Simulink. Блок-схема состоит из трех основных частей: блок для расчета общей динамики системы «колесо-корпус», блок для определения тормозного момента $M_{\text{тмех}}$, блок для определения тормозного момента $M_{\text{тэл}}$. Работоспособность про-

граммы доказана в ходе предварительного моделирования тестовых режимов торможения.

Ниже представлены результаты теоретического исследования процесса торможения для трех случаев при:

- торможении только за счет тяговых электродвигателей;
- торможении только за счет механической части;
- совместной работе механической и электрической тормозных систем.

Исходные данные для моделирования следующие: $m = 7500$ кг; $V_0 = 60$ км/ч; $r'_k = r_d = 0,725$ м; коэффициент взаимодействия движителя с опорным основанием при полном буксовании: $\mu_{\text{smax}} = 0,6$; $A_{\text{max}} = 147,15$ кДж; $\Delta t = 0,5$ с.; $(M_{\text{тмех}})_{\text{max}} = 21,34$ кН·м; степень нажатия на педаль «тормоз» $h_{\text{торм}}$ соответствует рис. 6.

При торможении за счет электромашины, работающей в генераторном режиме, были получены результаты, представленные на рис. 8. Анализ данных результатов показывает, что тормозной путь составил около 160 м. При этом наблюдается блокировка колеса (см. рис. 8 в) в тот момент времени, когда тяговый электродвигатель по характеристике «выходит» на максимальное значение тормозного момента (см. рис. 8 г).

При торможении за счет механического тормоза были получены результаты, представленные на рис. 9. В данном случае при импульсном изменении управляющего сигнала на торможение и растормаживание для механической части (см. рис. 9 г) пройденный путь составил 47 м (см. рис. 9 а)) при этом идентично изменялись линейная и угловая скорости (см. рис. 9 б) и в)). Тормозной момент изменялся в соответствии с рис. 9 г). Совершенную тормозным моментом работу иллюстрирует рис. 9 е). Отметим, что отрицательные значения работы определяются непрерывностью в работе системы охлаждения, т.е. при отпущенной педали «тормоз» часть мощности в виде тепла все равно постоянно отводится. Очевидно, что данное допущение при проведении моделирования будет исключено тогда, когда исследователи будут располагать конкретными параметрами системы механического торможения, полученными при стендовых испытаниях.

При совместном торможении за счет механической и электрической частей были получены результаты, представленные на рис. 10. Пройденный путь в данном случае (см. рис 10 а)) меньше, чем при работе только механической системы торможения, однако анализ (рис. 10 в)) свидетельствует о том, что последние метры были пройдены с заблокированным колесом. На максимум момента выходит электрическая машина (см. рис. 10 ж)). Следует отметить, что в данном исследовании величина максимального момента тяговой

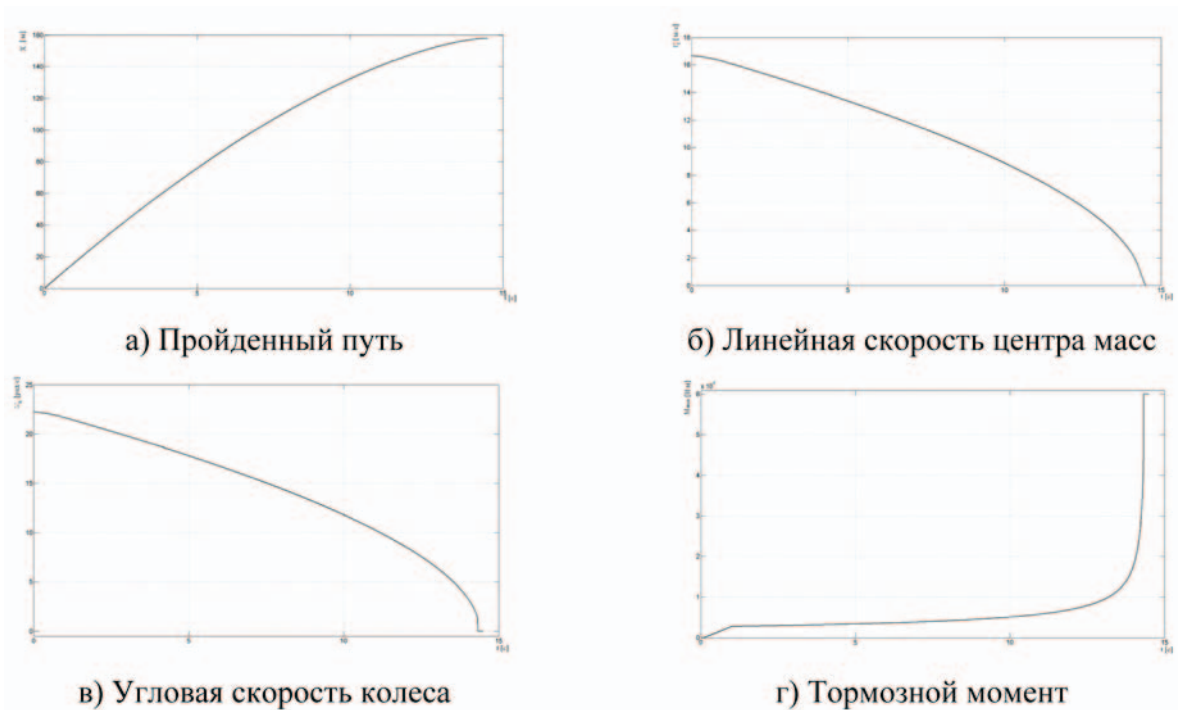


Рисунок 8.
Результаты торможения за счет электромашины в генераторном режиме

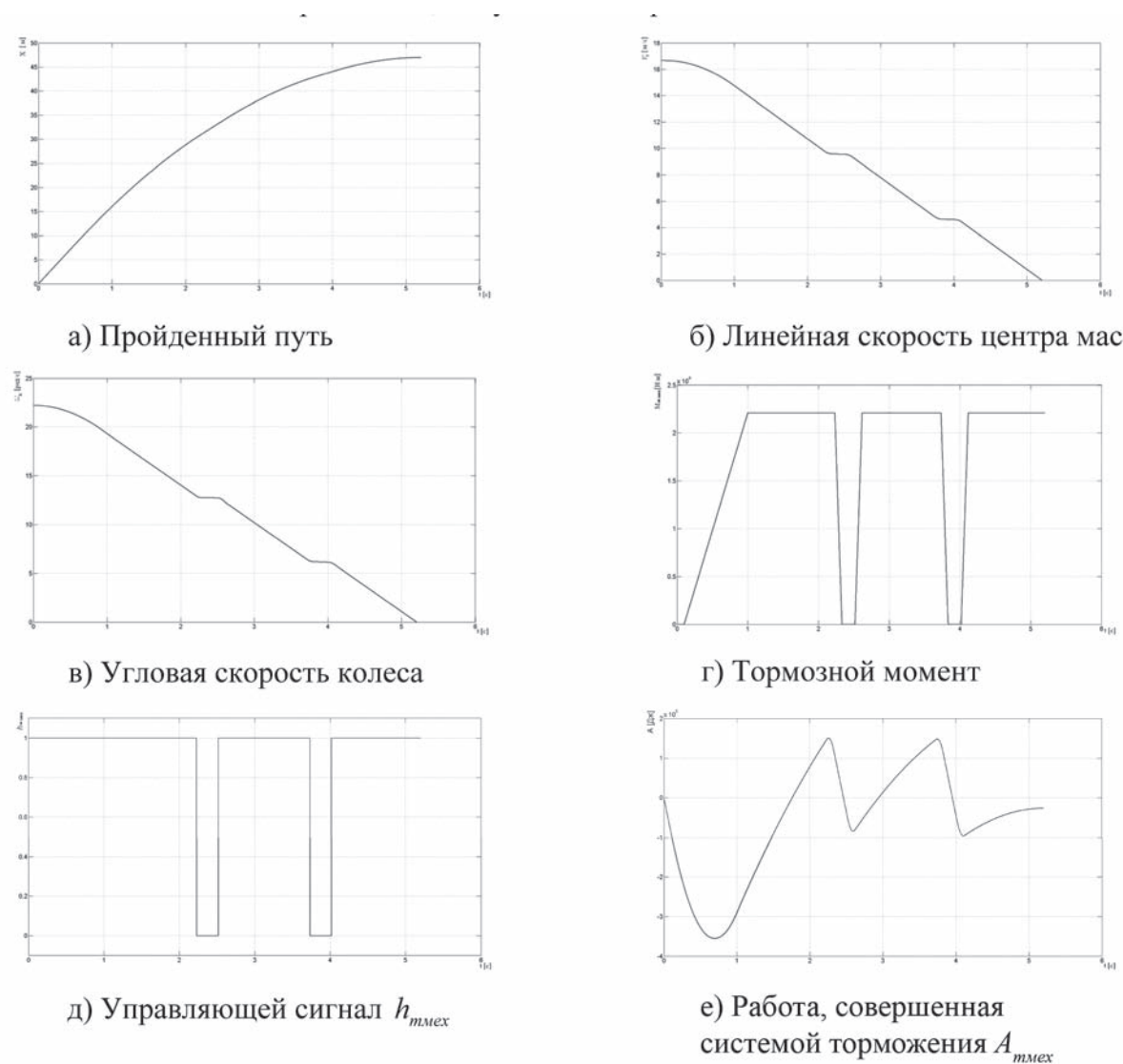


Рисунок 9.
Результаты торможения за счет механической системы

электрической машины величина условная (принятая для исследований), поэтому при моделировании конкретной тормозной системы с тяговым электроприводом, это значение будет определено как выходной параметр электромашин. При разработке закона управления торможением с перераспределением моментов по колесам пропорционально относительной нормальной нагрузке был принят подход, исключающий описание внутренней динамики процессов, происходящих в электромеханических устройствах.

Момент пропорционально относительной нормальной нагрузке перераспределяется в соответствии с выражением (10) [4, 6]:

$$M_{mi} = \frac{R_{zi} \cdot N_{dv \max} \cdot n \cdot h_{\text{торм}}}{\sum_{j=1}^n R_{zj} \cdot \sum_{i=1}^n \omega_{ki}} \quad (10)$$

где $h_{\text{торм}}$ — степень использования мощности двигателя в генераторном режиме (нажатие педали «тормоз» [0;1]); ω_{ki} — угловая скорость i -го колеса; M_{mi} — тормозной момент на электродвигателе i -го колеса, $N_{dv \max}$ — максимальная мощность электродвигателя каждого колеса.

Таким образом, имея в распоряжении разработанную математическую модель, разработчиками систем торможения многоосных колесных машин может быть проведена оптимизация различных параметров системы электромеханического торможения на стадии проектирования, проверена эффективность используемых законов и алгоритмов управления тормозными механизмами, в том числе, и с системами активной безопасности, а также установлено соответствие показателей торможения нормам, определенным в [5].

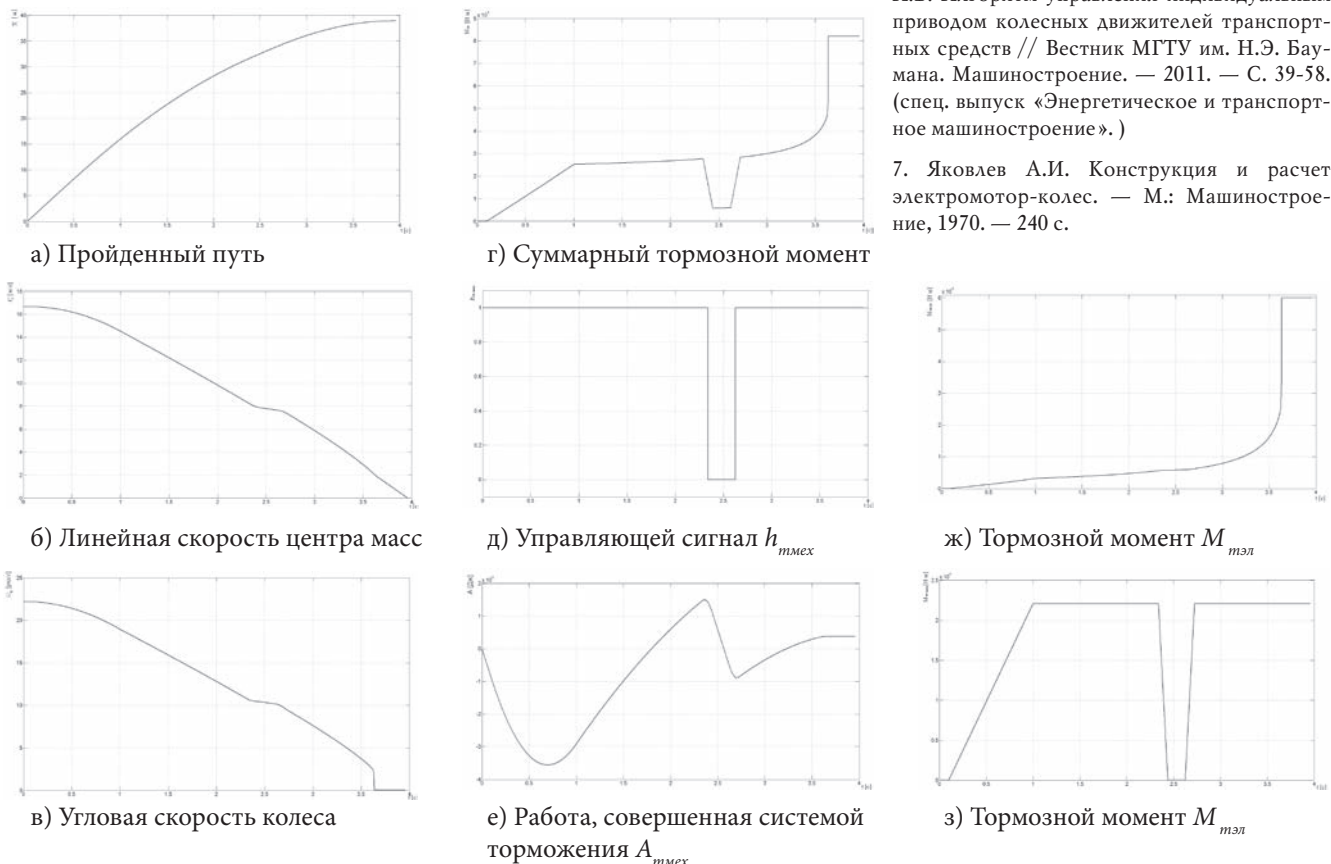


Рисунок 10. Результаты совместного торможения электрической и механической системами

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ:

1. Андреев Ю.М., Исаакян К.Г., Машихин А.Д. и др. Электрические машины в тяговом автономном электроприводе / под ред. А.П. Пролыгина. — М.: Энергия, 1979. — 240 с., ил.
2. Белоусов Б.Н., Попов С.Д. Колесные транспортные средства особо большой грузоподъемности. Конструкция. Теория. Расчет / Под общ. ред. Б.Н. Белоусова. — М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2006. — 728 с.
3. Котиев Г.О., Горелов В.А., Мирошниченко А.В. Синтез системы управления тяговыми электродвигателями для индивидуального привода ведущих колес автомобиля // Электрон. жур. «Наука и образование: электронное научно-техническое издание». — 2011. — №12 <http://technomag.edu.ru/doc/282533.html>.
4. Котиев Г.О., Горелов В.А., Мирошниченко А.В. Разработка закона управления индивидуальным приводом движителей многоосной колесной машины // Известия вузов. Машиностроение (М.). — 2012. — №1. — С. 19-29.
5. ГОСТ Р 41.13-2007. Единообразные предписания, касающиеся транспортных средств категорий М, N и O в отношении торможения (Правила ЕЭК ООН №13). — Стандартинформ, 2009. — 165 с.
6. Горелов В.А., Котиев Г.О., Мирошниченко А.В. Алгоритм управления индивидуальным приводом колесных движителей транспортных средств // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Машиностроение. — 2011. — С. 39-58. (спец. выпуск «Энергетическое и транспортное машиностроение».)
7. Яковлев А.И. Конструкция и расчет электромотор-колес. — М.: Машиностроение, 1970. — 240 с.