

При заряде МНЭ до напряжения 14 В в начальный момент нагрузку при проворачивании коленчатого вала при пуске двигателя берет на себя накопитель энергии, тем самым разгружая АБ. Участие в проворачивании коленчатого вала АБ принимает меньше. Большую часть времени при пуске двигателя коленчатый вал вращается за счет МНЭ. Это обеспечивается за счет того, что МНЭ имеет малое внутреннее сопротивление и благодаря этому имеет способность в короткий промежуток времени отдавать накопленную энергию.

Анализируя полученные результаты и подводя итог, можно сделать заключение, что применение МНЭ повышает электрические и эксплуатационные показатели источников тока для СЭП [6, 7]. Причём эффективность использования МНЭ зависит от их заряженности. В качестве рекомендаций предлагается при пуске ДВС подряд нескольких автомобилей заряд МНЭ производить от генераторной установки пущенного двигателя, что обеспечит максимальный заряд МНЭ и разгрузит АБ автомобиля от режима заряда МНЭ.

Литература

1. Теоретические и экспериментальные исследования по определению параметров СЭП и рационального сочетания источников энергии для СЭП ВАТ: отчет о НИР / 21 НИИИ АТ МО РФ. – Бронницы, 2002. – 98 с.
2. Энергоблок на базе накопителя энергии для систем электроснабжения ВАТ: отчет о НИР/Континент. – М.: Континент, 2000. – 182 с.
3. Результаты испытаний никель-кадмиевых аккумуляторных батарей 10НКМ-40СТ: отчет о НИР / 21 НИИИ АТ МО РФ. – Бронницы, 1999. – 79 с.
4. Лебедев С.А. Комбинированный источник тока для систем электростартерного пуска двигателей военной автомобильной техники. – Рязань: РВАИ, 2010. – 235 с.
5. Гаражное и ремонтное оборудование: каталог-справочник. – М.: ЦБНТИ Минавтотранса РСФСР, 1974. – 226 с.
6. Лебедев С.А., Марков П.А., Антипенко В.С. Пусковое устройство с комбинированным источником тока // Сб. науч.-техн. работ кафедры автотехнического обеспечения. – М.: «Спутник+», 2014. – Вып. 1. – С. 48-52.
7. Лебедев С.А., Марков П.А., Антипенко В.С. Повышение эффективности применения пусковых устройств // Сб. науч.-техн. работ кафедры автотехнического обеспечения. – М.: «Спутник+», 2014. – Вып. 1. – С.53-61.

УДК 629.003.13

Анализ распределения потоков мощности в трансмиссии автопоезда с активизированным прицепным звеном

к.т.н. проф. Лепешкин А.В., к.т.н. проф. Михайлин А.А., д.т.н. проф. Катанаев Н.Т.
Университет машиностроения
(495) 223-05-23, доб. 1426, lep@mami.ru

Аннотация. В статье проведены результаты математического моделирования установившегося прямолинейного движения автопоезда с активизированным прицепным звеном, привод ведущих колес которого обеспечивается при помощи регулируемой гидрообъемной трансмиссии, в условиях недеформируемой опорной поверхности. Анализ проводился в диапазоне изменения передаточных отношений привода ведущих колес прицепа, при которых в трансмиссии автопоезда не возникает межосевая циркуляция мощности. На основании этих исследований проведено также сравнение информативности различных показателей энергоэффективности рассмотренной многоприводной колесной машины.

Ключевые слова: многоприводная колесная машина, автопоезд с активизированным прицепным звеном, гидрообъемная трансмиссия, система автома-

Приведенные здесь данные получены при выполнении Государственного контракта № П1131 от 02.06.2010 и Соглашения от 27 июля 2012 г. № 14.В37.21.0290 на поисковые научно-исследовательские работы для государственных нужд по заданию Министерства образования и науки РФ на 2010 – 2012 гг. в рамках ФЦП «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009 – 2013 годы. Эти исследования связаны с разработкой научно обоснованной методики создания системы автоматического адаптивного управления (СААУ) «интеллектуальной» трансмиссией многоприводной колесной машины.

На рисунке 1 приведена расчетная схема, в соответствии с которой проводился анализ потоков мощности в рассматриваемой многоприводной колесной машине при установившемся прямолинейном режиме движения.

В качестве объекта исследований принят автопоезд-лесовоз марки КрА3-643701 6×6.2 с комбинированной трансмиссией (рисунок 1), включающей привод колес тягача от ДВС (Д1) через традиционную ступенчатую механическую трансмиссию (КП+Р) и привод ведущих колес активизированного прицепа-ропуса марки ГKB-9362 от собственного ДВС (Д2) при помощи бесступенчато регулируемой гидрообъемной трансмиссии (ГОТ).

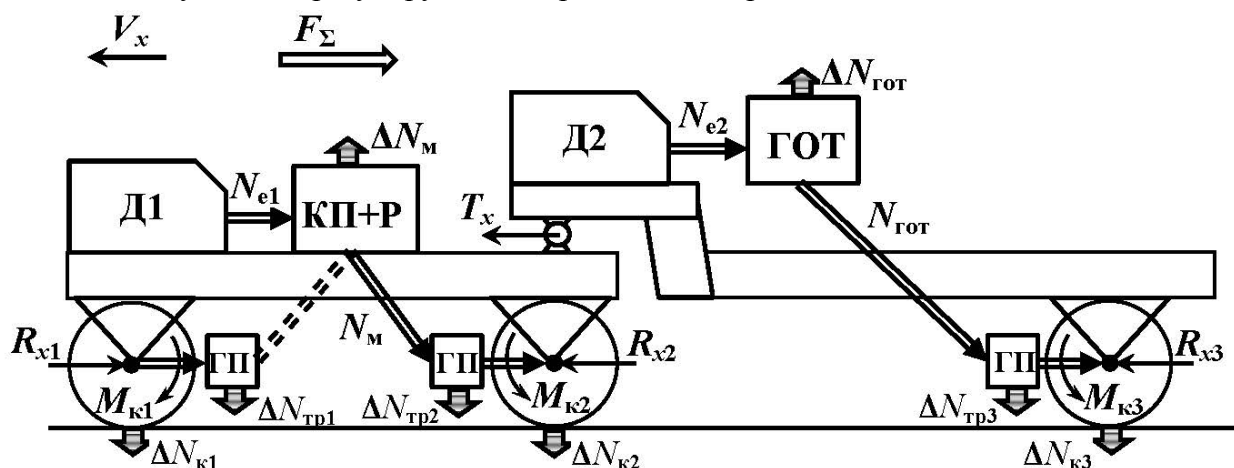


Рисунок 1. Расчетная схема

При разработке этой схемы учитывался тот факт, что задним колесным движителем тягача и колесным движителем прицепа являются двухосные четырехколесные тележки с балансирной подвеской (на рисунке 1 они условно показаны как одна ось). Привод колес каждой из осей этих тележек происходит через главную передачу (ГП) в виде стандартного моста с межколесным дифференциалом. Точно такой же мост используется и в конструкции привода колес передней оси тягача, который считается отключенным в раздаточной коробке, но сохраняет механическую связь с колесами передней оси тягача.

При анализе принято, что мощность $N_{\Sigma} = N_{e1} + N_{e2}$, потребляемая приводами ведущих колес рассматриваемой многоприводной колесной машины, должна обеспечить мощность N_{a0} , затрачиваемую на преодоление сопротивлений перемещению этой машины с отключенными от привода колесами (удалены соответствующие полуоси) при ее буксировании в принятых условиях движения с продольной скоростью V_x . При этом мощность N_{a0} равна:

$$N_{a0} = F_{\Sigma} \cdot V_x, \quad (1)$$

где: F_{Σ} – суммарная сила сопротивления движению рассматриваемой колесной машины, определяемая при условии, что все ее колеса работают в ведомом режиме качения.

Эта сила в общем случае может быть определена по формуле:

$$F_{\Sigma} = \sum R_{f0i} + P_{кр} + P_w + G_x, \quad (2)$$

здесь: $R_{f0i} = R_{zi} \cdot f_{0i}$ – сила сопротивления качению i -ого колеса машины в принятых услови-

ях движения на ведомом режиме качения;

R_{zi} – нормальная к опорной поверхности составляющая усилия в пятне контакта i -ого колеса машины;

f_{0i} – коэффициент сопротивления качению i -ого колеса машины в принятых условиях на ведомом режиме качения;

$P_{кр}$ – продольная составляющая тяговой нагрузки на крюке машины, в рассматриваемом случае принято $P_{кр} = 0$;

P_w – продольная составляющая силы сопротивления воздуха;

G_x – продольная составляющая веса самоходной машины при ее движении на подъем, в рассматриваемом случае включает составляющие весов тягача G_T , прицепа, оснащенного двигателем Д2 и элементами ГОТ, $G_{п}$ и перевозимого груза G_T .

Из расчетной схемы видно, что потребляемая суммарная мощность N_{Σ} подводится к колесным двигателям рассматриваемого автопоезда двумя параллельными потоками:

- через механическую трансмиссию тягача:

$$N_{e1} = \Delta N_m + N_m = \Delta N_m + 4 \cdot (\Delta N_{тр2} + N_{к2}); \quad (3)$$

- через гидрообъемную трансмиссию прицепа:

$$N_{e1} = \Delta N_{гот} + N_{гот} = \Delta N_{гот} + 4 \cdot (\Delta N_{тр3} + N_{к3}), \quad (4)$$

где: N_m – мощность, подведенная к ведущей тележки тягача через механическую трансмиссию (КП+Р);

ΔN_m – потери в механической трансмиссии (КП+Р), в соответствии с рекомендациями

[1] принято: $\Delta N_m = \left(\frac{1}{\eta_m} - 1 \right) \cdot N_m$, где η_m – КПД механической трансмиссии (КП+Р),

который при анализе считается постоянным и равным 0,95;

$N_{гот}$ – мощность, подведенная к ведущей тележке прицепа через ГОТ;

$\Delta N_{гот}$ – потери мощности в ГОТ, рассматриваются зависящими от режима работы ГОТ и определяются для гидромашин по формулам К.И. Городецкого [2], а для других элементов ГОТ на основании известных зависимостей [3];

N_{ki} – мощность, реализуемая на валу i -ого колеса, принимается равной $N_{ki} = M_{ki} \cdot \omega_{ki}$;

$\Delta N_{три}$ – потери мощности в ГП i -ого моста, учитываются при анализе как добавка к N_{ki} для каждого колеса и принимаются равными $\Delta N_{три} = M_{три} \cdot \omega_{ki}$, где $M_{три}$ – момент трения, возникающий в ГП i -ого моста, приведенный к оси соответствующего колеса.

Учитывая, что ГП мостов рассматриваемого автопоезда работают в приблизительно тех же условиях по передаваемым нагрузкам и частоте вращения, что и механические элементы привода ведущих колес автомобиля «Гидроход-49061», на основании результатов проведенных экспериментальных исследований [4] в данном анализе момент трения $M_{три}$ принят зависящим от частоты вращения соответствующего колеса ω_{ki} по формуле:

$$M_{три} = M_{тр0} + k_{тр} \cdot \omega_{ki}, \quad (5)$$

здесь: $M_{тр0}$ – момент трения в ГП, приведенный к оси колеса, при частоте ω_{ki} его вращения, близкой к нулю;

$k_{тр}$ – коэффициент, характеризующий степень возрастания момента трения в ГП с увеличением частоты вращения колеса.

По данным испытаний [4], принято: $M_{тр0} = 0,09$ кН·м, $k_{тр} = 0,06$ кН·м·с.

Исходя из того что анализ проводится при установившемся режиме движения рассмат-

риваемого автопоезда, условием этого является справедливость уравнения равновесия в направлении продольного движения остова машины, имеющего вид:

$$R_{x1} + R_w + G_x = R_{x2} + R_{x3}, \quad (6)$$

где: R_{x1} – сила сопротивления, приложенная со стороны переднего моста к остову машины, численно равная силе, необходимой для обеспечения качения колес переднего моста. Определяется из соответствующего уравнения мощностного баланса, имеющего вид:

$$R_{x1} \cdot V_x = 2 \cdot (N_{k1} + \Delta N_{k1}), \quad (7)$$

R_{x2} и R_{x3} – силы, создаваемые четырехколесными тележками тягача и прицепа, приложенные к остову машины, каждая из которых определяется из уравнения мощностного баланса вида:

$$R_{xi} \cdot V_x = 4 \cdot (N_{ki} - \Delta N_{ki}). \quad (8)$$

Заметим, что уравнение (7) характеризует ведомый режим работы переднего моста тягача автопоезда с учетом потерь мощности ΔN_{k1} в контакте колес этого моста с дорогой и мощности $N_{k1} = \Delta N_{tp1}$, затрачиваемой на преодоление момента трения M_{tp1} в ГП этого моста, вычисляемого по формуле (5). При этом момент трения M_{tp1} при анализе рассматривается как тормозной момент M_{k1} , приложенный к каждому колесу передней оси. Величина этого момента участвует в определении потерь мощности ΔN_{k1} .

В уравнении мощностного баланса (8), кроме мощностей N_{ki} , подведенных к ведущим колесам автопоезда, используются величины потерь мощности ΔN_{ki} , возникающие при взаимодействии этих колес с дорогой, которые в данном исследовании определяются как потери в контакте эластичных колес с недеформируемой опорной поверхностью. В соответствии с рекомендациями [5] эти потери в общем случае качения принимаются равными:

$$\Delta N_{ki} = \Delta N_{f0i} + \Delta N_{fmi} + \Delta N_{\delta i}, \quad (9)$$

где: $\Delta N_{f0i} = R_{f0i} \cdot V_x$ – мощность, затрачиваемая на качение эластичного колеса по жесткому основанию в ведомом режиме [5];

ΔN_{fmi} – дополнительные потери мощности, затрачиваемые на качение эластичного колеса по жесткому основанию в ведущем режиме, обусловленные возрастанием коэффициента его сопротивления качению из-за тангенциальной эластичности [5];

$\Delta N_{\delta i}$ – затраты мощности на буксование в контакте колеса с опорной поверхностью [5].

Таким образом, в результате совместного решения приведенных уравнений мощностного баланса для рассматриваемого автопоезда получаем уравнение:

$$N_{\Sigma} = N_{a0} + \Delta N_m + \Delta N_{rot} + \sum (\Delta N_{tpi} + \Delta N_{fmi} + \Delta N_{\delta i}) = N_{a0} + \Delta N_{\Sigma}, \quad (10)$$

из которого очевидно, что задачей создания СААУ бесступенчато регулируемой ГОТ прицепного звена рассматриваемого автопоезда является обеспечение выбора с ее помощью такого режима движения автопоезда в данных условиях (характеризующихся величиной N_{a0}), на котором суммарная мощность потерь ΔN_{Σ} , входящая в правую часть уравнения (10), принимает минимальное значение.

Для проведения поиска таких режимов работы рассматриваемого автопоезда в различных условиях была разработана математическая модель [6] его установившегося прямолинейного движения, учитывающая как потери энергии в контакте эластичных колес с недеформируемой опорной поверхностью, так и потери энергии на ее передачу в элементах трансмиссий тягача и прицепа. Математическое описание [6], на основе которого создана данная модель, кроме приведенных выше уравнений мощностного баланса, включает:

- систему алгебраических уравнений, характеризующих установившееся движение рассматриваемого автопоезда в продольно-вертикальной плоскости и определяющих распре-

деление его сцепного веса между колесами при движении в принятых условиях, а также возникающие при этом буксования ведущих колес;

- уравнения, определяющие результат взаимодействия эластичного колеса с недеформируемой опорной поверхностью в различных условиях его качения в соответствии с рекомендациями [5];
- уравнения, характеризующие установившийся режим работы гидропривода вращательного движения с объемным регулированием скорости [3], с учетом формул К.И. Городецко-го [2], определяющих объемные и механические потери в роторных гидромашинах.

Эта математическая модель разработана в виде программного комплекса, реализующего следующий алгоритм расчета [6].

1. Вначале определяется мощность N_{a0} , необходимая для буксирования рассматриваемого автопоезда с колесами, работающими в ведомом режиме качения, в принятых условиях.
2. Далее определяются параметры, характеризующие движение рассматриваемого автопоезда в данных условиях при работе в ведущем режиме колес либо только у тягача, либо только у прицепа. Если в данных условиях движение такого варианта автопоезда невозможно, то определяется минимальная необходимая для этого дополнительная тяга других его ведущих колес.
3. На основании полученных данных определяется диапазон изменения условного передаточного отношения $i_x = \omega_{к3} / \omega_{к2}$ привода ведущих колес прицепа в данных условиях движения автопоезда (где: $\omega_{к2}$ и $\omega_{к3}$ – угловые скорости вращения ведущих колес тележек тягача и прицепа соответственно). Очевидно, что в пределах этого диапазона между трансмиссиями ведущих колес тягача и прицепа не возникает межосевая циркуляция мощности.
4. Из полученного диапазона выбирается ряд значений i_x , для каждого из этих режимов определяются параметры, характеризующие работу трансмиссий и ведущих колес автопоезда на них, рассчитываются значения реализуемых мощностей и соответствующих потерь, а также величина показателя $K_N = N_{a0} / N_{\Sigma}$ энергоэффективности автопоезда.
5. В пределах полученного диапазона значений i_x определяется режим работы ГОТ ведущих колес прицепа, при котором обеспечивается максимальная энергоэффективность рассматриваемого автопоезда в данных условиях его движения ($K_N \Rightarrow \max$). Вычисленное таким образом значение передаточного отношения i_x считается оптимальным в данных условиях и обозначается $i_{\text{опт}}$, а значения параметров, характеризующие работу трансмиссий и ведущих колес автопоезда на этом режиме, считаются соответствующими значениям этих параметров на оптимальном режиме работы автопоезда в данных условиях.
6. В пределах полученного диапазона значений i_x определяется режим работы ГОТ ведущих колес прицепа, обеспечивающий в данных условиях движения рассматриваемого автопоезда значение продольной составляющей усилия T_x в сцепке (см. рисунок 1), близкое к нулю. Вычисленное таким образом значение относительного передаточного отношения i_x считается граничным с точки зрения обеспечения растягивающего значения продольной составляющей усилия T_x в сцепке автопоезда в данных условиях и обозначается $i_{x|T_x \approx 0}$, а значения параметров, характеризующих работу трансмиссий и ведущих колес автопоезда на этом режиме, считаются соответствующими этому режиму. Если в данных условиях такого режима работы рассматриваемого автопоезда нет, то в результате расчета определяется режим работы ГОТ, обеспечивающий минимально возможное растягивающее усилие T_x в сцепке.

Условия движения рассматриваемого автопоезда в этом программном комплексе при моделировании задаются:

- величиной перевозимого автопоездом груза G_r (от нуля до 300 кН);
- величиной преодолеваемого автопоездом угла α подъема опорной поверхности (от нуля до 10 градусов);
- угловой скоростью $\omega_{к2}$ вращения колес тележки тягача (задавалась передачей КП, характеризующей скорость V_x продольного движения автопоезда);
- параметрами, характеризующими условия взаимодействия колес автопоезда с опорной поверхностью, под которыми понимается максимальное значение коэффициента сцепления $\varphi_{x\max}$ шины с поверхностью. Для сравнения было принято три варианта таких поверхностей с условными названиями: «сухой асфальт», «влажный асфальт», «влажная грязь на асфальте». Вид $\varphi(s)$ -диаграмм, принятый для каждой из этих трех опорных поверхностей, соответствует среднестатистическим, приведенным в справочной литературе.

На рисунках 2 и 3 в качестве примера приведены полученные в результате математического моделирования графики изменения реализуемых мощностей и потерь мощности в трансмиссии рассматриваемого автопоезда, при его движении со скоростью 1,3 м/с по «сухому асфальту» в 10-ти градусный подъем с грузом 300 кН в зависимости от величины условного передаточного отношения i_x привода ведущих колес прицепа. На этих и последующих графиках крайние левые точки соответствуют ведомому режиму работы тележки прицепа, а крайние правые – ведомому режиму работы тележки тягача.

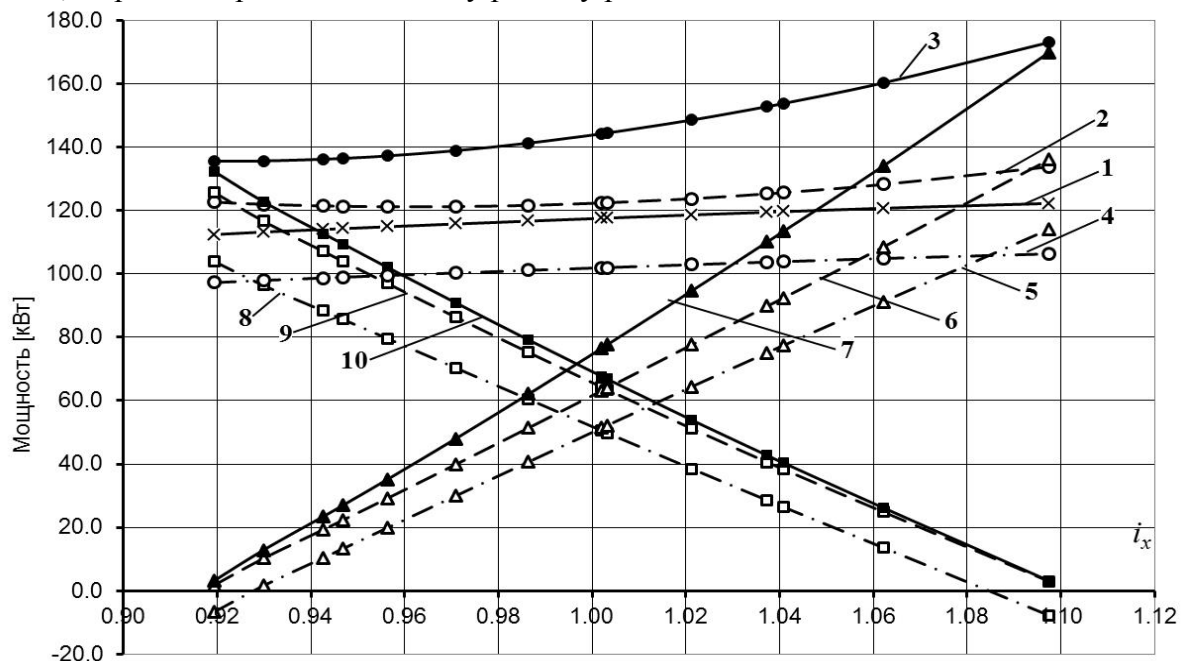


Рисунок 2. Характер изменения мощностей, реализуемых при движении автопоезда, от условного передаточного отношения i_x привода ведущих колес прицепа:

$$1 - N_{a0}, 2 - 4 \cdot (N_{к2} + N_{к3}), 3 - N_{\Sigma} = N_{e1} + N_{e2}, 4 - (R_{x2} + R_{x3}) \cdot V_x, \\ 5 - R_{x3} \cdot V_x, 6 - N_{\text{рот}}, 7 - N_{e2}, 8 - R_{x2} \cdot V_x, 9 - N_m, 10 - N_{e1}$$

Заметим, что получившееся на рисунке 2 возрастание мощности N_{a0} (график 1) при увеличении i_x обусловлено возрастанием действительной скорости V_x продольного движения автопоезда из-за уменьшения величины буксования ведущих колес тягача при снижении величины реализуемой на них мощности (частота вращения $\omega_{к2}$ ведущих колес тягача при этом не меняется).

Анализ приведенных на рисунке 3 графиков показывает, что минимум суммарных потерь ΔN_{Σ} на движение автопоезда в рассматриваемых условиях движения (график 1) смещен

влево по сравнению с минимумом суммарных потерь на качение колес автопоезда и потерь на преодоление сил трения в главных передачах (график 7). Очевидно, что одним из обстоятельств, влияющих на выбор критерия оценки энергоэффективности многоприводной колесной машины, необходимого для проведения запланированных исследований по оптимизации работы ее трансмиссии, является способность этого критерия отражать данный факт, а также определять положение экстремума.

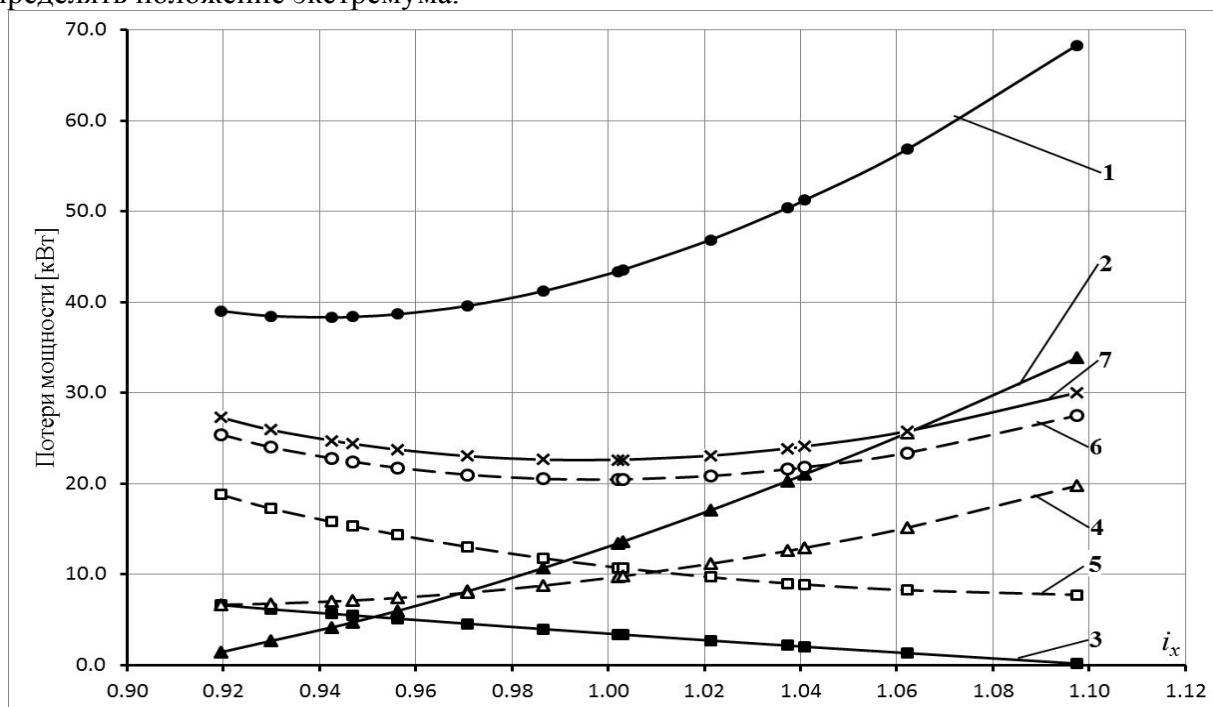


Рисунок 3. Характер изменения потерь мощности на движение автопоезда, от условного передаточного отношения i_x привода ведущих колес прицепа:

$$1 - \Delta N_{\Sigma}, 2 - \Delta N_{\text{гот}}, 3 - \Delta N_{\text{м}}, 4 - 4 \cdot (\Delta N_{\text{к3}} + \Delta N_{\text{тр3}}), 5 - 4 \cdot (\Delta N_{\text{к2}} + \Delta N_{\text{тр2}}),$$

$$6 - 4 \cdot (\Delta N_{\text{к2}} + \Delta N_{\text{тр2}} + \Delta N_{\text{к3}} + \Delta N_{\text{тр3}}), 7 - 2 \cdot (\Delta N_{\text{к1}} + \Delta N_{\text{тр1}}) + 4 \cdot (\Delta N_{\text{к2}} + \Delta N_{\text{тр2}} + \Delta N_{\text{к3}} + \Delta N_{\text{тр3}})$$

Для выполнения данного поиска проведен анализ изменений известных безразмерных показателей энергоэффективности колесных машин [7, 8].

На рисунках 4, 5 и 6 показан характер изменения некоторых из них в рассматриваемом диапазоне изменения условного передаточного отношения i_x . Данные для этих графиков получены в результате исследований выше названной математической модели активного автопоезда в тех же условиях движения, что и графики, приведенные на рисунках 2 и 3, а на рисунке 6 (для сравнения) еще и при движении автопоезда по горизонтальной дороге (графики с незачерненными маркерами).

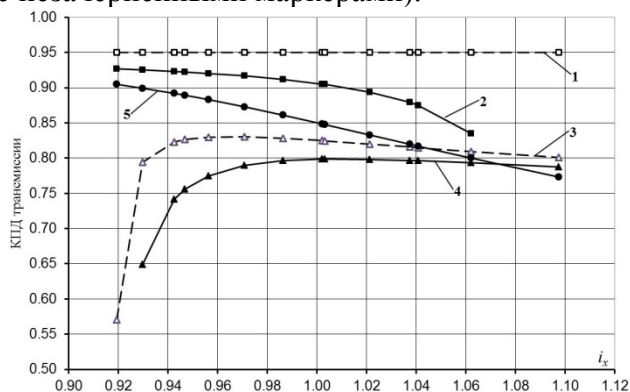


Рисунок 4

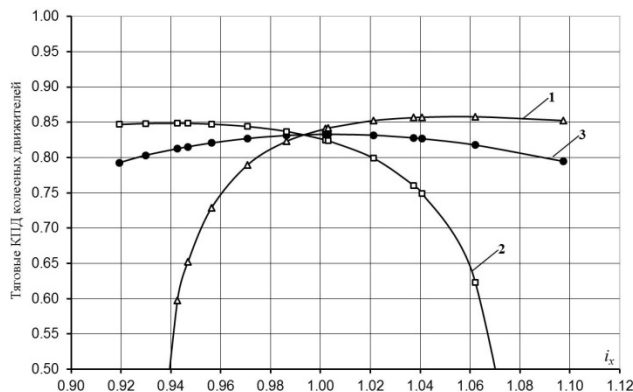


Рисунок 5

На рисунке 4 представлены следующие зависимости: график 1 – $\eta_m = \frac{N_m}{N_{e1}} = 0,95$; 2 – $\eta_{трт} = \frac{4 \cdot N_{к2}}{N_{e1}}$ – КПД трансмиссии тягача; 3 – $\eta_{гор} = \frac{N_{гор}}{N_{e2}}$ – КПД ГОТ; 4 – $\eta_{трт} = \frac{4 \cdot N_{к3}}{N_{e2}}$ – КПД трансмиссии прицепа; 5 – $\eta_{тра} = \frac{4 \cdot (N_{к2} + N_{к3})}{N_{e1} + N_{e2}}$ – КПД трансмиссии автопоезда.

На рисунке 5 представлены следующие зависимости: график 1 – $\eta_{ткдп} = \frac{R_{x3} \cdot V_x}{4 \cdot N_{к3}}$ – тяговый КПД колесного движителя прицепа; 2 – $\eta_{ткдт} = \frac{R_{x2} \cdot V_x}{4 \cdot N_{к2}}$ – тяговый КПД колесного движителя тягача; 3 – $\eta_{ткда} = \frac{(R_{x2} + R_{x3}) \cdot V_x}{4 \cdot (N_{к2} + N_{к3})}$ – тяговый КПД колесного движителя автопоезда.

На рисунке 6 представлены следующие зависимости: графики 1 и 1' – $\eta_{тра}$ – КПД трансмиссии автопоезда; 2 и 2' – $\eta_{ткда}$ – тяговый КПД колесного движителя автопоезда; 3 и 3' – $K_{кд} = \frac{N_{a0}}{4 \cdot (N_{к2} + N_{к3})}$ – показатель эффективности преобразования мощности колесным движителем автопоезда; 4 и 4' – $K_N = \eta_{тра} \cdot K_{кд}$ – показатель эффективности передачи и преобразования мощности трансмиссией и движителем автопоезда.

Анализ приведенных зависимостей показывает, что при движении рассматриваемого автопоезда по горизонтальной дороге значительно сужается диапазон изменения i_x , в пределах которого не возникает межосевая циркуляция мощности в трансмиссии автопоезда (при движении в 10-ти градусный подъем этот диапазон составляет $\pm 10\%$ от $i_x = 1,0$, а при движении по горизонтальной дороге – всего $\pm 1\%$). Это указывает на то, что разрабатываемая СААУ для выполнения своих функций должна обладать достаточно высокой чувствительностью к изменению условий движения машины, особенно в относительно легких условиях.

Кроме этого при движении по горизонтальной дороге существенно уменьшается величина тягового КПД колесного движителя автопоезда $\eta_{ткда}$ по сравнению с его величиной при движении в 10-ти градусный подъем. В то же время на величинах $\eta_{тра}$, $K_{кд}$ и K_N это обстоятельство сказывается в меньшей степени.

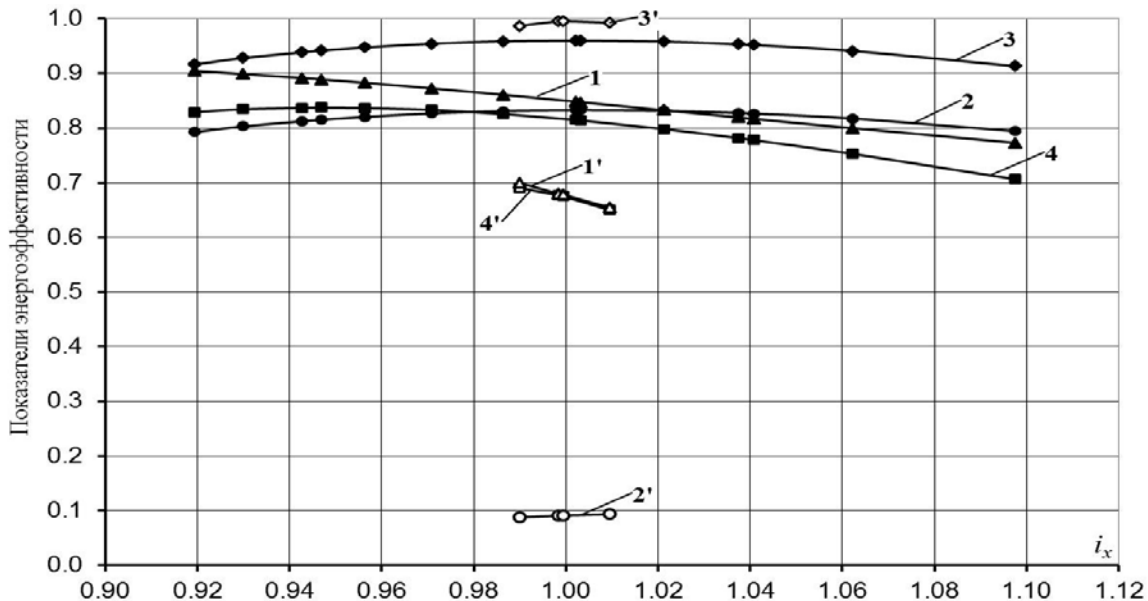


Рисунок 6

С точки зрения выбора энергооптимального режима работы трансмиссии ($i_x = i_{\text{опт}}$) рассматриваемого автопоезда наиболее удобным следует признать показатель K_N эффективности передачи и преобразования мощности трансмиссией и двигателем автопоезда. Только у этого показателя максимальное значение (график 4 на рисунке 6) получилось в той области, где суммарные потери ΔN_{Σ} на движение автопоезда в рассматриваемых условиях имеют минимальное значение (график 1 на рисунке 3).

Зависимости, аналогичные приведенным, были получены при моделировании движения рассматриваемого автопоезда в других принятых условиях.

На рисунках 7, 8, 9 и 10 представлены получившиеся при этом графики изменения показателя K_N эффективности передачи и преобразования мощности трансмиссией и двигателем автопоезда в функции условного передаточного отношения i_x привода ведущих колес прицепа.

На рисунке 7 графики построены для движения автопоезда по «сухому асфальту» со скоростью $V_x=1,3$ м/с с грузом $G_r=300$ кН в условиях: 1 – горизонтальной дороги; 2 – на подъем $\alpha=0,5^\circ$; 3 – на подъем $\alpha=1^\circ$; 4 – на подъем $\alpha=1,5^\circ$; 5 – на подъем $\alpha=2^\circ$; 6 – на подъем $\alpha=4^\circ$; 7 – на подъем $\alpha=6^\circ$; 8 – на подъем $\alpha=8^\circ$; 9 – на подъем $\alpha=10^\circ$.

На рисунке 8 графики построены для движения автопоезда по «сухому асфальту» со скоростью $V_x=1,3$ м/с на подъем $\alpha=10^\circ$ в условиях: 1 – без перевозимого груза; 2 – с грузом $G_r=50$ кН; 3 – с грузом $G_r=100$ кН; 4 – с грузом $G_r=150$ кН; 5 – с грузом $G_r=200$ кН; 6 – с грузом $G_r=250$ кН; 7 – с грузом $G_r=300$ кН.

На рисунке 9 графики построены для движения автопоезда по «сухому асфальту» с грузом $G_r=300$ кН на подъем $\alpha=10^\circ$ в условиях: 1 – со скоростью $V_x=1,3$ м/с; 2 – со скоростью $V_x=2,67$ м/с; 3 – со скоростью $V_x=4,52$ м/с; 4 – со скоростью $V_x=6,87$ м/с.

На рисунке 10 графики построены для движения автопоезда со скоростью $V_x=1,3$ м/с с грузом $G_r=300$ кН на подъем $\alpha=8^\circ$ в условиях, соответствующих взаимодействию эластичных колес с опорной поверхностью типа: 1 – «сухой асфальт»; 2 – «влажный асфальт»; 3 – «влажная грязь на асфальте».

Кроме зависимостей $K_N = f(i_x)$ (пунктирные линии) на этих графиках сплошными линиями с зачернёнными маркерами соединены точки, соответствующие максимальным значениям K_N в данных условиях ($i_x = i_{\text{опт}}$), а также сплошными линиями с не зачернёнными маркерами – точки, соответствующие режимам движения автопоезда, в которых продольная составляющая усилия T_x в сцепке автопоезда близка к нулю (определяют величину $i_x|_{T_x \approx 0}$).

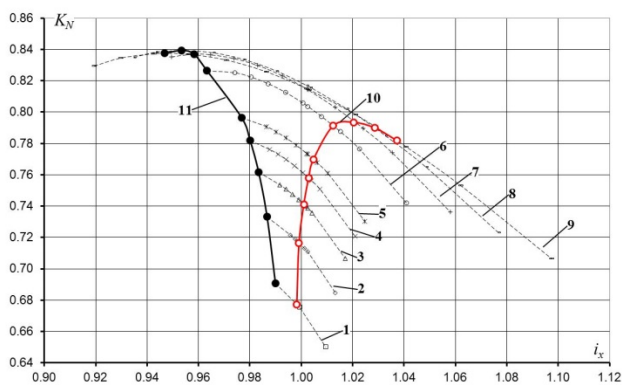


Рисунок 7. $K_N = f(i_x)$ для разных углов подъема дороги

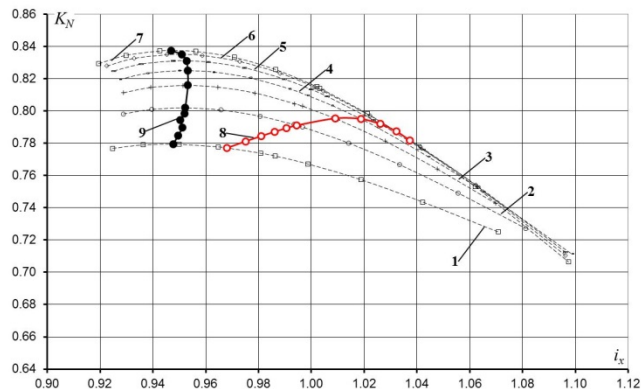


Рисунок 8. $K_N = f(i_x)$ для разных величин перевозимых грузов

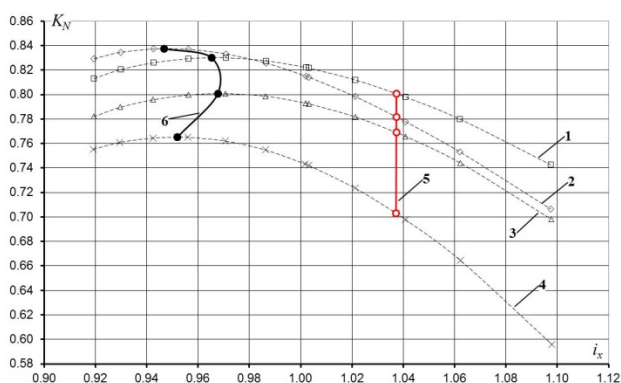


Рисунок 9. $K_N = f(i_x)$ для разных скоростей движения

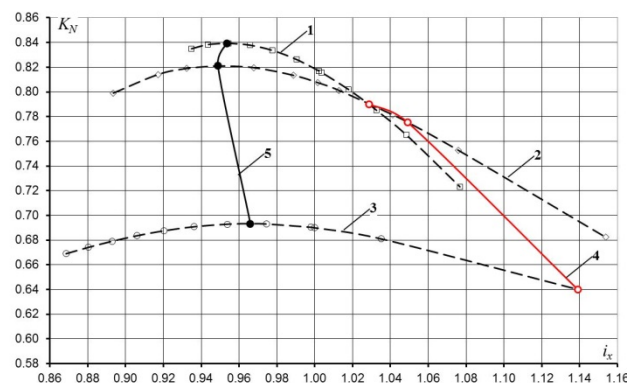


Рисунок 10. $K_N = f(i_x)$ для разных условий взаимодействия колес с дорогой

Итак, полученные результаты исследований, приведенные в данной статье, позволяют сделать следующие выводы.

1. Использованный алгоритм математического моделирования движения многоприводной колесной машины наглядно подтвердил мнение многих исследователей о том, что в пределах изменений величины условного передаточного отношения i_x регулируемого привода ведущих колес, не приводящих к возникновению межосевой циркуляции мощности в трансмиссии, всегда существует режим с минимальным потреблением мощности на движение этой машины в данных условиях. В связи с этим одной из задач, решаемых разрабатываемой СААУ регулируемого привода ведущих колес многоприводной колесной машины, является поиск и обеспечение этого энергооптимального режима в конкретных условиях движения машины.
2. Наибольшей информативностью из рассмотренных с точки зрения поиска энергооптимального режима работы трансмиссии многоприводной колесной машины обладает показатель K_N эффективности передачи и преобразования мощности трансмиссией и двигателем машины. Только у этого из рассмотренных показателей максимальное значение (график 4 на рисунке 6) получилось в той области, где суммарные потери ΔN_Σ на движение моделируемого автопоезда в принятых условиях имеют минимальное значение (график 1 на рисунке 3).
3. Во всех рассмотренных случаях движения автопоезда энергооптимальный режим его работы находится в области меньших величин условного передаточного отношения i_x регулируемого привода ведущих колес прицепа по сравнению с режимами, при которых обеспечивается значение продольной составляющей T_x усилия в сцепке близкое к нулю. Это указывает на то, что СААУ, настроенная на поддержание продольной составляющей усилия в сцепке автопоезда, близкой к нулю, будет выбирать режим его работы с увеличенным энергопотреблением по сравнению с энергооптимальным.

Литература

1. Шарипов В.М. Конструирование и расчёт тракторов. – М., Машиностроение, 2004.-592 с.
2. Городецкий К.И. Механический КПД объемных гидромашин // Вестник машиностроения, – 1977. – № 7. – С. 11-13.
3. Лепешкин А.В., Михайлин А.А., Шейпак А.А. Гидравлика и гидропневмопривод. Учебник. Часть 2. Гидравлические машины и гидропневмопривод / Под ред. Шейпака. А.А. - М., МГИУ, 2003. – 352 с.
4. Лепешкин А.В., Курмаев Р.Х. Повышение точности математической модели движения колесной машины на основании использования результатов ее испытаний // Известия МГТУ «МАМИ». – 2009. - № 1 (7). - С. 46-56.
5. Петрушов В.А., Московин В.В., Евграфов А.Н. Мощностной баланс автомобиля. – М.: Машиностроение, 1984, – 160 с.

6. Лепешкин А.В. Математическая модель установившегося прямолинейного движения автопоезда с гидрообъемной трансмиссией ведущих колес прицепа по недеформируемой опорной поверхности. Свидетельство о регистрации электронного ресурса № 19475 от 11.09.2013 в ОФЭРНиО.
7. Лепешкин А.В. Критерии оценки энергоэффективности многоприводных колесных машин // Автомобильная промышленность. – 2010. – № 10. – С. 19-23.
8. Лепешкин А.В. Показатели оценки эффективности передачи и преобразования энергии трансмиссией и двигателем колесной машины // Тракторы и сельхозмашины. – 2014. - № 11. - С. 29-36.

Исследование работы на модели интегрированного стартер-генератора в генераторном режиме

к.т.н. доц. Мигунов А.Л., Кауров С.Ю.
Самарский государственный технический университет
8(846) 242-11-78, serkau@rambler.ru

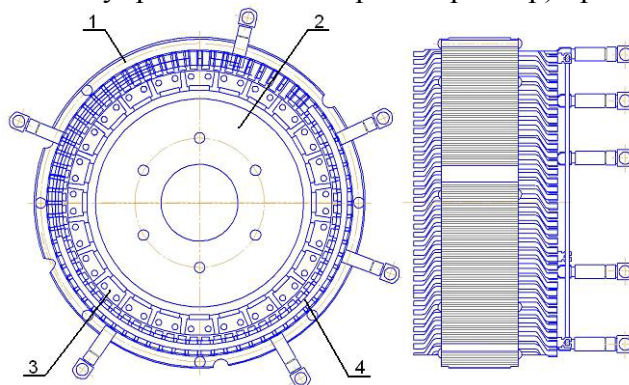
Аннотация. В статье рассматривается имитационное моделирование генераторного режима работы интегрированного стартер-генератора в среде Matlab Simulink. Проводится исследование на модели основных характеристик интегрированного стартер-генератора в генераторном режиме. Приводится сравнение результатов моделирования с результатами аналитического расчета.

Ключевые слова: имитационное моделирование, интегрированный стартер-генератор, вентильный генератор, среда моделирования Matlab Simulink.

В последние годы значительный интерес проявлен к созданию гибридных автомобилей, а также автомобилей, содержащих интегрированный стартер-генератор (ИСГ). ИСГ, как подразумевается в названии, совмещает обычный стартер и генератор переменного тока в одной электрической машине. Транспортное средство, оборудованное ИСГ, считается «неполным» гибридом, потому что способно осуществлять большинство функций гибридного автомобиля [1, 5].

Разработка надежного, с умеренными весогабаритными характеристиками, ИСГ является в настоящее время актуальной задачей. Базовой электрической машиной ИСГ является синхронная машина с возбуждением от постоянных магнитов (СМПМ). Анализ по выбору постоянных магнитов для магнитных систем ИСГ проведен в работе [7]. В [2] рассматривались вопросы моделирования работы ИСГ в режиме пуска. Наряду с исследованием работы ИСГ в режиме пуска автомобиля, не менее важной задачей является исследование на модели генераторного режима работы ИСГ.

Электромагнитная часть ИСГ (без блока управления, содержащего узел стабилизации выходного напряжения ИСГ и управляющий микроконтроллер) приведена на рисунке 1.



**Рисунок 1. Электромагнитная часть интегрированного стартер-генератора:
1 – статор; 2 – ротор; 3 – постоянные магниты; 4 – 3-х фазная обмотка, подключаемая к
3-х фазному инвертору (коммутатору)**