

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ТРАНСПОРТНОЙ МАШИНЫ С КОМБИНИРОВАННОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКОЙ, МАХОВИЧНЫМ АККУМУЛЯТОРОМ ЭНЕРГИИ И СТУПЕНЧАТОЙ ТРАНСМИССИЕЙ

Корсунский В.А.

Ключевые слова: комбинированная энергетическая установка, маховичный аккумулятор энергии, механическая трансмиссия, гусеничная машина.

Аннотация. С помощью разработанной математической модели проведено сравнение разгонных качеств гусеничной машины с ДВС и комбинированной энергетической установкой, содержащей маховичный аккумулятор энергии. Выполнена оценка влияния параметров маховика на динамические качества машины с механической трансмиссией. Установлены факторы, ограничивающие эффективность действия маховика в процессе разгона машины.

MATHEMATICAL MODEL OF TRANSPORT VEHICLE WITH COMBINED POWER INSTALLATION, FLYWHEEL ENERGY STORAGE AND STEPPED TRANSMISSION

Korsunskiy V.A.

Keywords: combined power installation, flywheel energy storage, mechanical transmission, tracked vehicle.

Abstract. With the help of the developed mathematical model, a comparison of the acceleration qualities of a tracked vehicle equipped with an ICE and a combined power installation containing a flywheel energy storage is carried out. The estimation of influence of parameters of a flywheel on the dynamic characteristics of a vehicle with a manual transmission is made. The factors limiting the effectiveness of the flywheel during acceleration of the vehicle are established.

Актуальность проблемы. Поискам путей улучшения разгонно-динамических характеристик транспортных, в том числе гусеничных машин (ГМ), уделяется все более пристальное внимание, так как высокая их приемистость в целом способствует повышению средних скоростей движения. Одним из таких путей является применение комбинированной энергетической установки (КЭУ), состоящей из ДВС с достигнутым уровнем мощности и аккумулятора энергии, который позволяет кратковременно развивать мощность, ограниченную лишь установочной мощностью его регулируемого привода (т.е., в конечном счете, его габаритными размерами). Среди различных типов аккумуляторов для применения в транспортных ГМ перспективными являются маховичные (динамические или инерционные), содержащие быстровращающийся маховик с необходимыми вспомогательными устройствами [1]. На современном этапе развития такие аккумуляторы имеют достаточный запас энергии, способны отдавать и воспринимать большие мощности, которые лимитируются лишь прочностными возможностями трансмиссии и реализуемым сцеплением гусениц с грунтом. При этом быстродействие или готовность маховика к действию (отдаче энергии) намного превосходит применяемые на сегодняшний день другие типы аккумулирующих устройств. Кроме того,

маховичные аккумуляторы энергии (МАЭ) можно использовать в сочетании с механическими трансмиссиями, имеющими ступенчатое изменение передаточного числа. При этом, естественно, требуется установка на входном валу трансмиссии ГМ дополнительного фрикциона (рис.1), который необходим для отключения аккумулирующего модуля при переключении передач в трансмиссии ГМ.

Математическая модель ГМ с КЭУ. Чтобы определить влияние МАЭ на динамические качества машины, необходимо составить математическую модель исследуемой системы.

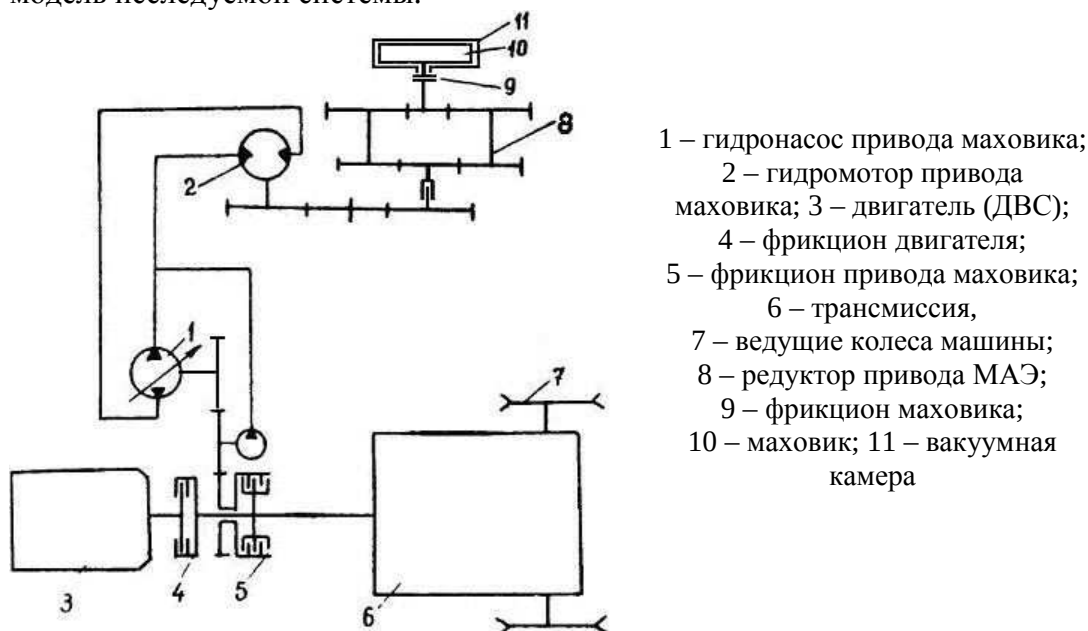


Рис. 1. Кинематическая схема ГМ с КЭУ и механической трансмиссией

Для исследования неравномерного движения транспортной машины с КЭУ воспользуемся принципом Даламбера. Из-за наличия упругих с учетом проскальзывания связей между гидромашинами привода МАЭ, система уравнений, описывающая динамику машины с КЭУ в сочетании с механической трансмиссией по приведенной на рис. 1 схеме, будет иметь следующий вид:

$$\left\{ \begin{aligned} J_{\text{д}} \dot{\omega}_{\text{д}} &= M_{\text{д}}(\omega_{\text{д}}; u_{\text{д}}) - M_{\text{фд}}, \\ J_{\text{т}} \dot{\omega}_{\text{т}} &= M_{\text{фд}} - M_{\text{фм}} - \frac{M_{\text{с}}}{i_{\text{т}} \eta_{\text{БК}}}, \\ J_1 \dot{\omega}_1 &= M_{\text{фм}} - \frac{M_1(p_{\text{м}}; \omega_1; u_1)}{i_{\text{м1}}}, \\ J_{\text{м}} \dot{\omega}_{\text{м}} &= \frac{M_2(p_{\text{м}}; \omega_2)}{i_{2\text{м}}} - M_{\text{см}}(p_{\text{БКм}}; \omega_{\text{м}}), \\ e_{\text{м}} \dot{p}_{\text{м}} &= Q_1(p_{\text{м}}; \omega_1; u_1) - Q_2(\omega_2; u_2). \end{aligned} \right. \quad (1)$$

где J_d – суммарный момент инерции вращающихся и поступательно движущихся частей ДВС и обслуживающих его систем, приведенный к коленчатому валу; J_T – приведенный к входному валу ступенчатой трансмиссии суммарный момент инерции вращающихся деталей трансмиссии, бортовых редукторов, соединительных муфт, ведущих колес и гусеничного движителя; J_1 – суммарный момент инерции вращающихся и поступательно движущихся частей насоса привода МАЭ, соединительных муфт, подпиточного насоса и шестерен, связывающих насос привода с трансмиссией, приведенный к фрикциону привода маховика (аккумулирующего модуля) Φ_{AM} ; J_m – момент инерции маховика и сумма приведенных к нему моментов инерции вращающихся деталей привода и нерегулируемого гидромотора; e_{ak} – приведенный модуль упругости жидкости и стенок трубопроводов привода МАЭ; $\omega_d, \omega_T, \omega_1, \omega_m$ – угловые скорости ДВС, входного вала трансмиссии, насоса привода МАЭ и аккумулятора; $M_d, M_1, M_2, M_{\Phi d}, M_{\Phi m}$ – крутящие моменты, развиваемые ДВС, гидронасосом и гидромотором привода МАЭ и передаваемые фрикционом двигателя и фрикционом привода маховика; M_c и M_{cm} – момент сопротивления движению и аэродинамический момент сопротивления на валу маховика; $p_m, p_{вкм}$ – давление в приводе маховика и в вакуумной камере; Q_1 и Q_2 – расходы гидронасоса и гидромотора привода маховика; i_T, i_{m1} и i_{2m} – соответственно передаточные числа трансмиссии, редуктора привода маховика, от гидронасоса привода к ведущим частям фрикциона привода маховика и от гидромотора привода к маховику; u_d, u_1, u_2 – параметры управления ДВС, гидронасосом и гидромотором привода маховика. Полученная система нелинейных дифференциальных уравнений практически решается только на ЭВМ при помощи численного интегрирования. Чаще всего такие системы уравнений решают методом Рунге-Кутты, который позволяет получить удовлетворительное быстроедействие на ЭВМ. Параметры управления двигателем и гидронасосом привода маховика представим изменяющимися во времени линейными зависимостями [2], т.е. $\bar{u} = u(t)$, где $\bar{u}$ – вектор с компонентами u_d, u_1 и $u_2=1$, так как в приводе МАЭ используется нерегулируемый гидромотор; t – время протекания процесса. При расчетной оценке динамических качеств транспортной машины с КЭУ, выполненной по приведенной на рис.1 кинематической схеме, принимаются следующие допущения:

1. Задача сводится к исследованию плоского движения машины, обладающей массой (моментом инерции), на горизонтальном участке пути (без подъемов и уклонов) под действием приложенных сил.

2. При оценке силового воздействия элементов привода МАЭ на транспортную машину с КЭУ их состояние принимается квазистационарным [3].

3. Коэффициент сопротивления прямолинейному движению машины на участке разгона постоянен.

3. Колебания корпуса машины при разгоне и буксования движителей не учитываются.

4. В начале разгона маховик обладает полной энергоемкостью, т.е. имеет максимальную зарядку.

В сравнении с машиной, оснащенной обычной энергетической установкой (ДВС), наличие фрикциона привода маховика добавляет еще одну степень свободы при использовании ступенчатой трансмиссии.

Вследствие квазистационарности, математическая модель транспортной машины с КЭУ и МАЭ строится на основе статических характеристик ее элементов. В случае использования в трансмиссии машины бортовых планетарных коробок передач (ПКП), функцию фрикциона привода маховика выполняют фрикционные элементы коробок, участвующие в процессе переключения передач. При прямолинейном движении ГМ обе ПКП работают с одинаковой нагрузкой (при условии равенства сопротивлений движению со стороны обеих гусениц). Учет потерь в бортовых редукторах ГМ и трехзвенных дифференциальных механизмах ПКП производится известными методами. Остальные потери в трансмиссии (в опорах, на взбалтывание масла, холостого хода, в уплотнениях и др.) отнесены условно к потерям в зацеплениях путем их соответствующего увеличения.

На основе предложенной математической модели с помощью численного решения на ЭВМ системы (1) можно проводить сравнительный анализ машин с КЭУ и с обычным ДВС при прямолинейном движении, а также исследовать следующие режимы работы: зарядку маховика на стоянке; прямолинейное движение (разгон) машины с использованием обычного ДВС; прямолинейное движение (разгон) машины с использованием только энергии МАЭ; разгон (движение) машины с использованием энергии ДВС и МАЭ при постоянном или случайно изменяющемся внешнем сопротивлении; дозарядку маховика на ходу при избыточной мощности ДВС; запуск двигателя энергией маховика; рекуперативное торможение машины.

В качестве примера решение системы уравнений (1) выполнено для ГМ, имеющей массу $m = 41$ т, двигатель со свободной мощностью $N_{д св} = 485$ кВт при максимальной скорости машины V_{max} равной 16,9 м/с (61,0 км/ч). Максимальная установочная мощность $N_{м max}$ привода МАЭ принята равной 220 кВт (в модели привода использовались гидромашины типа Sauer с максимальным рабочим объемом $q_{max} = 0,1658$ л/об при максимальном давлении $p_{max} = 42$ МПа).

На рис. 2 приведены графики разгона ГМ со ступенчатой трансмиссией без использования МАЭ (сплошные кривые) и машины с КЭУ, имеющей маховик с максимальной энергоемкостью $E_{\text{м max}} = 5,94$ МДж (1,65 кВт·ч) или (пунктирные кривые). Сравнение проводилось для движения по бетонному основанию (коэффициент сопротивления прямолинейному движению машины $f_{\text{пр}}$ принимался равным нулю).

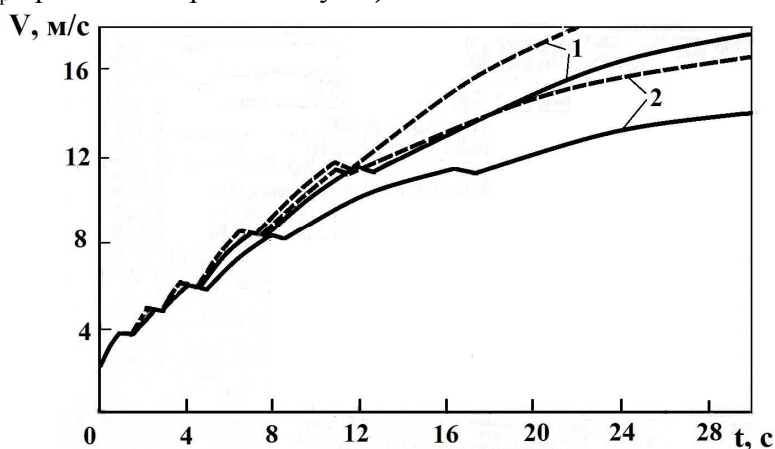


Рис. 2. Кривые разгона ГМ: 1 – при $f_{\text{пр}} = 0$; 2 – при $f_{\text{пр}} = 0,04$

Ускорения, полученные при моделировании на ЭВМ разгона машины с КЭУ на бетоне, в 1,4 ... 1,5 раза превосходят ускорения обычной ГМ. Максимальная их величина для ГМ с КЭУ составила $2,54 \text{ м/с}^2$, а для машины без использования МАЭ – $1,8 \text{ м/с}^2$. Машина с КЭУ осуществляет разгон на бетоне до максимальной скорости $16,9 \text{ м/с}$ (61 км/ч) за $20,8 \text{ с}$. Путь разгона при этом составляет $209,5 \text{ м}$. Для ГМ, не использующей МАЭ, путь разгона составляет 309 м , а время разгона – $29,1 \text{ с}$. Увеличение максимальной энергоемкости МАЭ в два раза и выше не приводит к существенному сокращению времени и пути разгона ГМ. Например, для увеличенной в 4 раза $E_{\text{м max}}$ путь и время разгона на бетоне сокращаются всего на 1,5 – 2,0 %, что объясняется ограничением привода МАЭ по передаваемой мощности. На рис. 2 поведены также графики изменения скорости с КЭУ и без использования МАЭ при моделировании разгона на грунтовом шоссе $f_{\text{пр}} = 0,04$ (кривые 2). Машина без использования МАЭ не может разогнаться в таких дорожных условиях до максимальной скорости, так как ей не хватает удельной силы тяги развиваемой двигателем на грунте. Расчеты показали, что ГМ без МАЭ разгоняется до скорости $50,5 \text{ км/ч}$ ($14,0 \text{ м/с}$) за $46,2 \text{ с}$ на пути 450 м . Машина с КЭУ ($E_{\text{м max}} = 1,65 \text{ кВт·ч}$) осуществляет комбинированный разгон до указанной скорости за $17,9 \text{ с}$ на пути $187,5 \text{ м}$. Таким образом, машина с КЭУ разгонится на грунтовом шоссе до максимальной скорости за $31,7 \text{ с}$ на пути 321 м , т.е. обладает такими же динамическими качествами как машина с

обычной энергетической установкой (ДВС мощностью 485 кВт), движущаяся по бетонному основанию.

Как и в предыдущем случае, увеличение энергоемкости МАЭ в два раза и выше (для данных грунтовых условий) не приводит к заметному выигрышу в динамических качествах ГМ. Для того, чтобы этот выигрыш был существенным, необходимо увеличивать установочную мощность гидромашин привода МАЭ или допускать их кратковременную 100%-ю перегрузку по давлению. В первом случае следствием будет неизбежное увеличение массы привода МАЭ, что нежелательно, а во втором случае – кратковременная работа гидромашин при низких КПД, что также снизит эффективность всей системы. Еще одним способом повышения эффективности КЭУ является повышение КПД привода. Для этого можно использовать объёмно гидромеханический привод с разделением потока мощности, пропуская через гидравлическую ветвь в рабочем диапазоне скоростей маховика не более 30% максимальной мощности [4].

Выводы. Анализ динамических качеств ГМ при разгоне позволяет сделать вывод о том, что, начиная с уровня энергоёмкости маховика 3,0 кВт·ч, ее увеличение не оказывает практического влияния на интенсивность разгона (рост ускорения, сокращение времени и пути разгона). Поэтому целесообразно ограничивать размеры маховика из условия рациональной величины энергоемкости в пределах 2,5 – 3,0 кВт·ч в зависимости от веса ГМ и типа используемой трансмиссии. Большие значения энергоёмкостей МАЭ следует применять для трансмиссий, имеющих более низкий КПД.

При использовании ступенчатых трансмиссий (коробок передач) целесообразно отбирать дополнительную энергию от маховика на более высоких передачах, начиная с 3-й и выше, т.е. при скорости движения машины равной 3 – 4 м/с (10 – 15 км/ч).

В случае кратковременной (в течение 1 – 3 с) 100%-ной перегрузки гидромашин привода МАЭ по давлению ГМ с КЭУ может развивать ускорения, в 2,2 – 2,5 раза превосходящие ускорения обычной машины, имеющей ступенчатую трансмиссию, при сокращении пути и времени разгона в среднем в 2,5 раза.

Список литературы

1. Джента Д. Накопители кинетической энергии. Теория и практика современных маховичных систем. – М.: Мир, 1988. – 430 с.
2. Корсунский В.А. Об оптимальном управлении гидрообъёмно-механическим приводом при разгоне маховика // Машины и Установки: проектирование, разработка и эксплуатация. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2016. № 2. С.16–24. DOI: 10.7463/aplts.0216.0837892.
3. Корсунский В.А. Анализ динамических качеств транспортной машины с комбинированной энергетической установкой и с гидрообъёмной трансмиссией // Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2013. № 9. С.145–162. DOI: 10.7463/0913.0602200.

4. Корсунский В.А. Математическая модель гидрообъемно-механического привода маховичного аккумулятора энергии // Труды НАМИ. – 2017. – №4 (271). – С. 38-45.

References

1. Dzhenta D. Kinetic energy storage. Theory and practice of modern flywheel systems. Moscow, Mir Publ., 1988. – 430 p.
2. Korsunskiy V.A. On the optimal control of hydrovolumetrical-mechanical drive during acceleration of the flywheel // Machines and Plants: design, development and operation. MGTU im. N. E. Bauman. Electron. journal. 2016. №2. pp.16–24.DOI: 10.7463/aplts.0216.0837892.
3. Korsunskiy V.A. Analysis of dynamic characteristics of a transport vehicle with combined power installation and hydrostatic transmission // Nauka i Science and Education of the Bauman MSTU. 2013. no. 9. pp.145-162. DOI:10.7463/0913.0602200.
4. Korsunskiy V.A. Mathematical model of hydrostatic-mechanical drive for the flywheel energy storage // Proceeding of NAMI, 2017, no. 4 (271), pp. 38–45.

Корсунский Владимир Александрович – кандидат технических наук, доцент, доцент Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана, г. Москва, Россия, vakormgtu@mail.ru	Korsunskiy Vladimir Alexandrovich – candidate of technical sceinces, associate professor, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia, vakormgtu@mail.ru
--	--

Received 04.04.2019