

ТРАНСПОРТНІ ЗАСОБИ СПЕЦІАЛЬНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ

УДК 629.114.2.001

Д. О. ВОЛОНЦЕВИЧ, д-р. техн. наук, проф. НТУ «ХПИ»;

Н. Г. МЕДВЕДЕВ, канд. техн. наук, проф. НТУ «ХПИ»;

ЗЫОНГ ШИ ХИЕП, аспирант НТУ «ХПИ»

ОЦЕНКА НЕОБХОДИМОЙ МОЩНОСТИ ДВУХПОТОЧНОГО МЕХАНИЗМА ПОВОРОТА ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ

В работе на примере шасси транспортера-тягача МТ-ЛБ по классическим методикам проведены расчеты мощности, которая в рамках существующей двухпоточной главной передачи необходима для замены механических ветвей механизмов поворота на электропривод. Независимо от того, гидравлический или электромеханический тип механизмов поворота предполагается устанавливать в процессе модернизации, для любой гусеничной машины в зависимости от условий ее эксплуатации необходимо рассчитывать мощность приводов механизмов поворота для того, чтобы обеспечить не только бесступенчатое изменение радиусов поворота, а и максимальную динамичность поворота на любых грунтах. Кроме того предложенное техническое решение в перспективе позволит использовать отдельный электропривод механизмов поворота для кратковременного увеличения мощности в режимах прямолинейного движения за счет мощности, накопленной в аккумуляторных батареях, что существенно повысит характеристики подвижности машины.

Ключевые слова: гусеничная машина, механизм поворота, гибридный привод, двухпоточная трансмиссия, устойчивость движения, поворот гусеничных машин, занос, сопротивление повороту, полнос поворота, радиус поворота.

Вступление. Потребность в гибридных трансмиссиях для транспортных средств в последнее время приобрела большое значение из-за экономических и экологических проблем.

Возможность значительного сокращения расхода топлива и выделения токсичных газов при работе двигателя достигается только при применении гибридной трансмиссии, в которой избыточная энергия во время работы ДВС и генератора тока при езде накатом накапливается в АКБ и используется во время ускорения либо при резком возрастании сопротивления движению по каким-либо причинам. Такие решения использованы во многих уже серийно выпускаемых автомобилях, среди прочих Toyota Prius и Honda Civic, а также в автомобилях большой тройки США: Ford, GM и Chrysler.

Считается, что гибридные трансмиссии являются переходным этапом к электротрансмиссиям с использованием топливных элементов. Фирмы Honda и Ford уже сейчас ведут работы по их использованию в транспортных средствах.

Анализ основных достижений и литературы.

Международная Организация Электромехаников дала определение транспортному средству с гибридной трансмиссией как машине, в которой энергия, поступающая к движителю, исходит из двух либо более источников энергии – накопителей (аккумуляторов) или преобразователей энергии, при этом, по меньшей мере, один накопитель или преобразователь должен быть установлен на транспортном средстве.

Преимущества гибридных трансмиссий следующие [1]:

- значительно меньшее потребление топлива (до 30%);
- двухпоточная передача (электродвигатели и аккумуляторы, либо ДВС);
- меньшие шумность и теплоотдача;
- меньшее выделение выхлопных газов, в том числе их токсичных составляющих;
- компактное размещение агрегатов трансмиссии в машине, что позволяет значительно уменьшить её габариты;
- возможность дополнения арсенала вооружения электрическими и электромагнитными средствами поражения, а также иными видами вооружения, которые приводились бы в действие с помощью электроэнергии от аккумуляторов или другого электрооборудования машины.

Работы над применением гибридных трансмиссий ведутся уже длительное время [4-11]. Во время 1-й Мировой Войны во Франции было произведено около 400 танков с подобными трансмиссиями, масса которых достигала 23 т и вооруженных 75 мм пушками. Они были оснащены двигателями Panhard мощностью 90 л.с.

Во время 2-й Мировой Войны, в 1942 году, под руководством профессора Порше было произведено 90 образцов танка «Тигр» весом 57 т каждый, которые были оснащены гибридной трансмиссией и двумя ДВС Maybach HL120 мощностью 300 л.с. каждый. На танках были установлены 88 мм пушки.

Гибридная трансмиссия также была установлена на американском танке. В 1940 году был произведен прототип американского танка М-26 с гибридной трансмиссией, состоящей из одного V-образного восьмицилиндрового ДВС с генератором тока и двумя электродвигателями, установленными по бортам.

Однако у нас в стране разработка и применение гибридных трансмиссий для нужд армии происходит очень медленно, в то время как в других странах такие трансмиссии нашли практическое применение.

Программы, касающиеся гибридных трансмиссий, получили широкое развитие в некоторых странах НАТО, прежде всего в США, Великобритании, Германии и Франции, а также в Канаде и ЮАР. Некоторые работы проводятся в Бельгии и Голландии, а также в других странах Европы.

Цель исследования и постановка задачи.

Целью данной работы является определение необходимой мощности отдельного электропривода для двухпоточной трансмиссии тягачей типа МТ-ЛБ, который бы позволил в режиме модернизации существенно улучшить показатели подвижности и управляемости этих машин в наиболее часто встречающихся условиях движения.

Материалы исследований.

Рассмотрим равномерный поворот машины массой m со сравнительно большой и постоянной скоростью v_C на горизонтальном участке местности (рис. 1). Считая, что продольная составляющая F_X центробежной силы F_C не изменяет эпюру нормальных нагрузок на гусеницы и не вызывает изменения момента сопротивления повороту, а учитывая только действие поперечной силы F_Y , можно вычислить смещение χ полюсов поворота O_1 , O_2 и нормальные реакции грунта N_1 и N_2 .

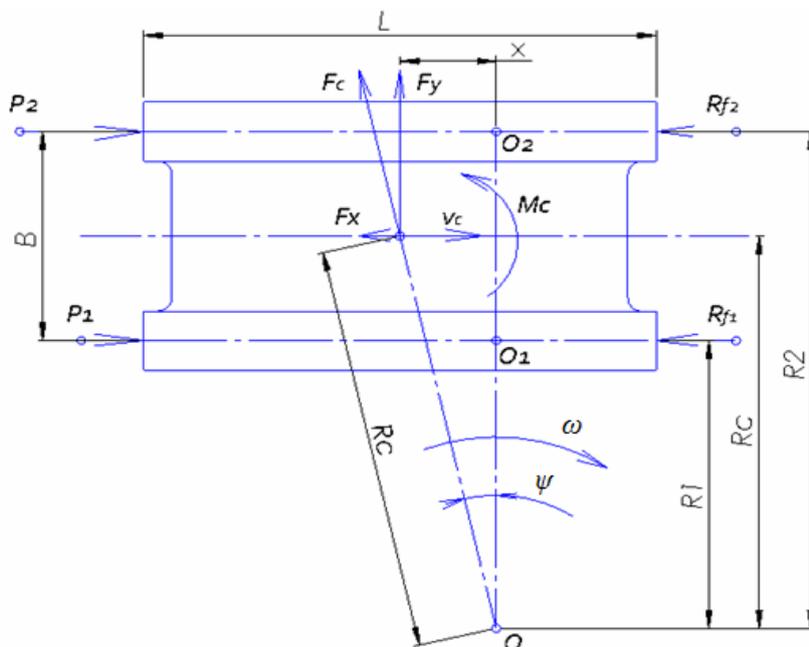


Рис. 1 – Влияние центробежной силы на поворот

Так как центробежная сила

$$F_C = m\omega^2 R_C = \frac{G}{g} \left(\frac{v_C}{R_2 - \frac{B}{2}} \right)^2 R_C,$$

то ее поперечная составляющая будет

$$F_Y = F_C \cos \psi = F_C \frac{R_2 - \frac{B}{2}}{R_C} = \frac{G}{g} \cdot \frac{v_C^2}{R_2 - \frac{B}{2}},$$

где G – сила тяжести машины;

ω – угловая скорость поворота машины;

R_C – радиус поворота по центру тяжести машины;

R_1 – радиус поворота по оси отстающей гусеницы;

R_2 – радиус поворота по оси забегающей гусеницы;

B – ширина машины по осям гусениц (колея машины);

ψ – центральный угол смещения полюсов поворота.

Поперечная сила F_Y вызывает смещение полюсов поворота на величину χ , так как она должна уравновеситься поперечными силами, действующими на нижние ветви гусениц в плоскости опорной поверхности

$$F_Y = 2\chi\mu \frac{G}{L},$$

где μ – коэффициент сопротивления повороту;

L – длина опорной поверхности гусениц.

Откуда продольное смещение полюсов поворота составит

$$\chi = \frac{F_Y L}{2\mu G}.$$

Продольная составляющая центробежной силы будет

$$F_X = F_Y \operatorname{tg} \psi = F_Y \frac{\chi}{R_2 - \frac{B}{2}} = \frac{F_Y^2 L}{2\mu G \left(R_2 - \frac{B}{2} \right)}.$$

Если через S_1 и S_2 обозначить поперечные реакции грунта, приходящиеся на единицу длины опорной поверхности соответствующей гусеницы, то

$$S_1 = \mu \frac{N_1}{L}; \quad S_2 = \mu \frac{N_2}{L}.$$

Сумма поперечных реакций, приходящаяся на единицу длины гусениц, составит

$$S_1 + S_2 = \frac{\mu}{L}(N_1 + N_2),$$

где $N_1 + N_2 = G$.

Момент сопротивления повороту M_C определяется следующим выражением:

$$M_C = \int_0^{\frac{L}{2}+\chi} (S_1 + S_2)\chi dx + \int_0^{\frac{L}{2}-\chi} (S_1 + S_2)\chi dx = \mu \frac{G}{L} \left(\frac{L^2}{4} + \chi^2 \right) = \mu \frac{GL}{4} \left[1 + \left(\frac{2\chi}{L} \right)^2 \right].$$

Из уравнений моментов относительно полюсов поворота $\Sigma M_{O_1} = 0$ и $\Sigma M_{O_2} = 0$ получим силы тяги и торможения соответственно на забегающей и отстающей гусеницах:

$$P_2 = R_2 + \frac{M_C}{B} - \frac{F_Y \chi}{B} + \frac{F_X}{2}, \quad P_1 = R_1 - \frac{M_C}{B} + \frac{F_Y \chi}{B} + \frac{F_X}{2}.$$

Соответственно при коэффициенте сопротивления движению f силы сопротивления движению будут $R_{f_2} = fN_2$ и $R_{f_1} = fN_1$.

Если вычислить распределение нагрузок между гусеницами (рис. 2)

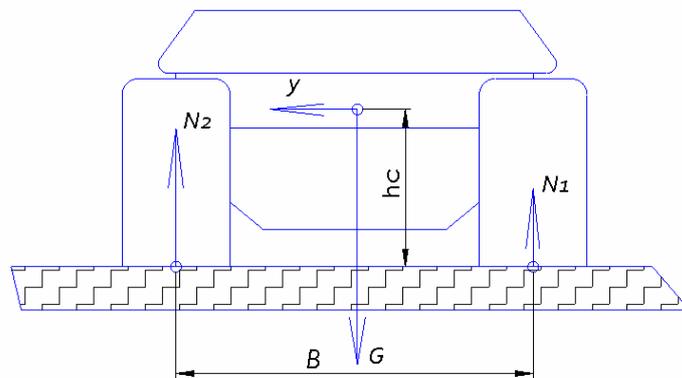


Рис. 2 – Распределение нагрузок по гусеницам под действием F_C

$$N_2 = \frac{G}{2} + F_Y \frac{h_C}{B} \quad \text{и} \quad N_1 = \frac{G}{2} - F_Y \frac{h_C}{B},$$

то окончательно имеем

$$R_2 = f\left(\frac{G}{2} + F_Y \frac{h_C}{B}\right) \text{ и } R_1 = f\left(\frac{G}{2} - F_Y \frac{h_C}{B}\right),$$

где h_C – высота расположения центра тяжести.

Если учесть, что $F_Y = 2\chi\mu \frac{G}{L}$, то выражения для сил тяги будут

$$P_2 = f\left(\frac{G}{2} + F_Y \frac{h_C}{B}\right) + \mu \frac{GL}{4B} \left[1 - \left(\frac{2\chi}{L}\right)^2\right] + \frac{F_X}{2};$$

$$P_1 = f\left(\frac{G}{2} - F_Y \frac{h_C}{B}\right) - \mu \frac{GL}{4B} \left[1 - \left(\frac{2\chi}{L}\right)^2\right] + \frac{F_X}{2}$$

с повышением скорости движения составляющие F_X и F_Y увеличиваются, а силы тяги уменьшаются, т.е. поворот гусеничной машины облегчается. Одновременно возрастает смещение полюсов поворота. Когда оно достигает величины $\chi = \frac{L}{2}$ происходит “занос” гусеничной машины и траектория

машины искажается. Для этого случая можно записать, что $F_Y = 2\chi\mu_{\max} \frac{G}{L}$.

Подставив значение поперечной составляющей, а также соответствующую величину смещения, получим

$$\frac{G}{g} \cdot \frac{v_C^2}{R_2 - \frac{B}{2}} = 2 \frac{L}{2} \mu_{\max} \frac{G}{L}.$$

Отсюда можно выразить предельные значения скорости гусеничной машины:

по условию полного заноса

$$v_C \geq \sqrt{\mu_{\max} g \left(R_2 - \frac{B}{2}\right)};$$

по условию частичного заноса

$$\sqrt{\mu g \left(R_2 - \frac{B}{2}\right)} \leq v_C < \sqrt{\mu_{\max} g \left(R_2 - \frac{B}{2}\right)};$$

по условию без заноса

$$v_C < \sqrt{\mu g \left(R_2 - \frac{B}{2} \right)}.$$

$$\text{Здесь } \mu = \frac{\mu_{\max}}{a + \frac{(1-a)R_2}{B}}, a=0,85.$$

Полученные результаты для различных коэффициентов сопротивления повороту μ_{\max} приведены на графиках, представленных на рис. 3-5.

Для определения затрат мощности зададимся следующими исходными данными: $m=10000$ кг; $B=2,5$ м; $L=3,7$ м; $h_C=1,1$ м; $f=0,08$; $\mu_{\max}=0,8$. Скорости и радиусы поворота, обеспечиваемы штатной трансмиссией тягача МТ-ЛБ в режиме максимальной мощности, приведены в таблице.

На первой передаче при медленном повороте относительный радиус поворота $\rho = 2R_2 / B = 2$ и можно определить силовой фактор поворота по следующей формуле:

$$q_g = \frac{\mu L}{2fB} = \frac{0,8 \cdot 3,7}{2 \cdot 0,08 \cdot 2,5} = 7,4.$$

Скорость центра тяжести машины в повороте:

$$v_C = \frac{v_2 + v_1}{2} = \frac{1,11 + 0}{2} = 0,55 \text{ м/с.}$$

Центробежная сила:

$$F_Y = m \frac{v_C^2}{R_2 - B/2} = 10000 \frac{0,55^2}{2,5 - 1,25} = 2420 \text{ Н.}$$

Текущее значение μ :

$$\mu = \frac{\mu_{\max}}{0,85 + \frac{(1-0,85)R_2}{B}} = \frac{0,8}{0,85 + \frac{(1-0,85)2,5}{2,5}} = 0,8.$$

Смещение полюсов:

$$\chi = \frac{F_Y L}{2\mu mg} = \frac{2420 \cdot 3,7}{2 \cdot 0,8 \cdot 10000 \cdot 9,81} = 0,057 \text{ м.}$$

Продольная составляющая силы инерции:

$$F_X = F_Y \frac{\chi}{R_2 - B/2} = 2420 \frac{0,057}{2,5 - 1,25} = 110,4 \text{ Н.}$$

Потребные силы тяги по забегающему и отстающему бортам:

$$P_2 = f \left(\frac{mg}{2} + F_Y \frac{h_C}{B} \right) + \mu \frac{mgL}{4B} \left[1 - \left(\frac{2\chi}{L} \right)^2 \right] + \frac{F_X}{2} = 4009 + 29010 + 55 = 33074 \text{ Н.}$$

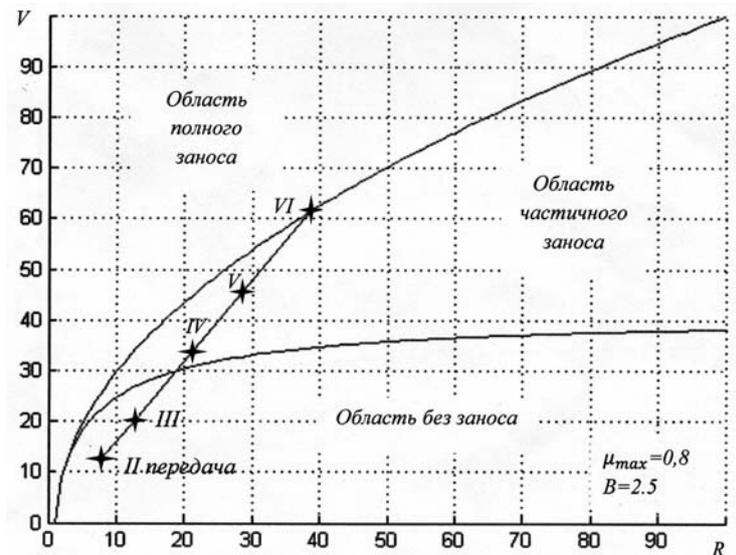


Рис. 3 – Зависимость скорости от радиуса поворота при $\mu_{\max} = 0,8$

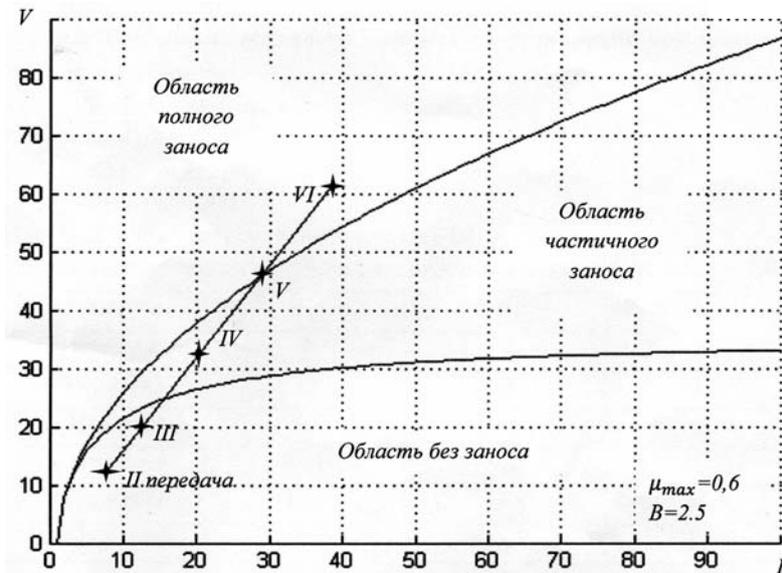


Рис. 4 – Зависимость скорости от радиуса поворота при $\mu_{\max} = 0,6$

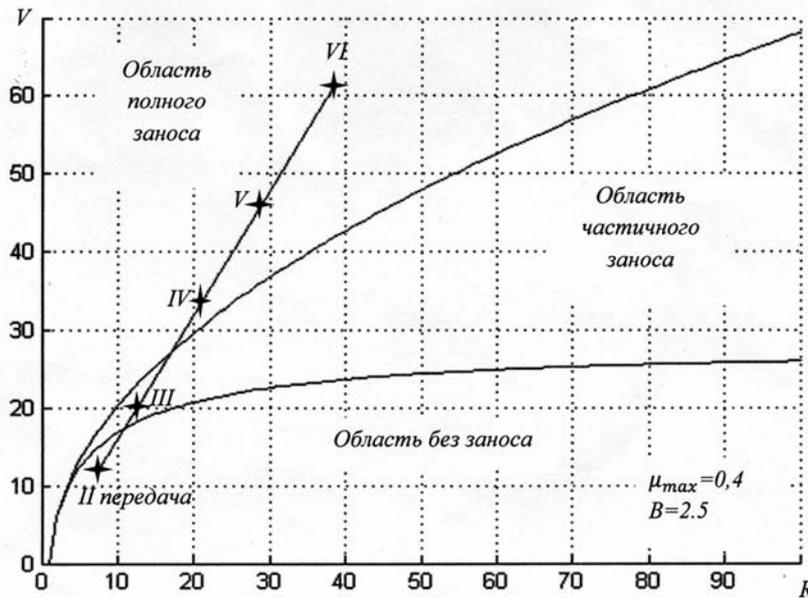


Рис. 5 – Зависимость скорости от радиуса поворота при $\mu_{\max}=0,4$

Таблица – расчетные параметры МТ-ЛБ в повороте (часть 1)

№ передачи	v_2 , м/с	v_1 , м/с	R_2 , м	v_C , м/с	F_Y , Н	F_X , Н	χ , м	μ
I	1,11	0	2,50	0,56	2464	115	0,058	0,800
II	3,33	2,22	7,50	2,78	12321	744	0,378	0,615
III	5,75	4,64	12,95	5,20	23066	1744	0,885	0,492
IV	9,47	8,36	21,33	8,92	39583	3917	1,987	0,376
V	13	11,89	29,28	12,45	55256	6694	3,395	0,307
VI	17,08	15,97	38,47	16,53	73371	10768	5,462	0,253
R	2,86	1,75	6,44	2,31	10234	588	0,298	0,647

Таблица – расчетные параметры МТ-ЛБ в повороте (часть 2)

№ передачи	P_2 , Н	P_1 , Н	N_2 , кВт	N_1 , кВт	$N_{\text{пов}}$, кВт	$N_{\text{пр}}$, кВт	ΔN , кВт
I	32990	-25028	36,62	0,00	36,62	8,71	27,91
II	25702	-17110	85,59	-37,98	47,60	26,13	21,47
III	18562	-8970	106,73	-41,62	65,11	45,13	19,98
R	27091	-18655	77,48	-32,65	44,83	22,45	22,39

$$P_1 = f\left(\frac{mg}{2} - F_Y \frac{h_C}{B}\right) - \mu \frac{mgL}{4B} \left[1 - \left(\frac{2\chi}{L}\right)^2\right] + \frac{F_X}{2} = 3839 - 29010 + 55 = -25116 \text{ Н.}$$

Требуемая мощность до входа поворот:

$$N_{\text{пр}} = mgfv_C = 10000 \cdot 9,81 \cdot 0,08 \cdot 1,11 = 8711 \text{ Вт.}$$

Мощность внешних сопротивлений при повороте:

$$N_{\text{пов}} = P_1 v_1 + P_2 v_2 = -25028 \cdot 0 + 32990 \cdot 1,11 = 36620 \text{ Вт.}$$

Дополнительная мощность, которую необходимо подвести через механизмы поворота без учета потерь при рекуперации:

$$\Delta N = N_{\text{пов}} - N_{\text{пр}} = 36,62 - 8,71 = 27,91 \text{ кВт.}$$

Для остальных передач результаты расчетов приведены в таблице.

Выводы.

Из полученных результатов следует, что

1) При переходе на электромеханические механизмы поворота целесообразно применить вариант двухпоточной трансмиссии с солнечными шестернями суммирующих планетарных рядов, остановленными при прямолинейном движении. Это позволит не использовать электропривод при прямолинейном движении без необходимости дополнительной мощности.

2) Величину затрат мощности на поворот целесообразно рассчитывать не по существующим радиусам поворота, а по оптимальным, находящимся на границе зоны поворота без заноса и с частичным заносом на самом тяжелом грунте с $\mu_{\text{max}} = 0,8$. Это связано с жесткой схемой существующего механизма, приводящей к выходу не только в зону частичного, но и полного заноса машины даже на грунтах с хорошим сцеплением в случае использования фиксированных радиусов поворота и полной мощности двигателя.

Список литературы: 1. Конструктивные схемы автомобилей с гибридными силовыми установками: Учебное пособие. / С. В. Бахмутов, А. Л. Карунин, А. В. Круташов и др. // – М.: МГТУ «МАМИ», 2007. – 71 с. 2. Балдин В. А. Теория и конструкция танков. – М.: Изд. АБТВ, 1972. – 782 с. 3. Забавников Н. А. Основы теории транспортных гусеничных машин. – М.: Машиностроение, 1975. – 448 с. 4. Электрические трансмиссии для современных боевых машин / Рон Хэр, Алан Лосе, представители группы "Деренс Системз" фирмы FMC. http://btvt.narod.ru/1/electr4/el_transm.htm. 5. Миллер М. Л. Mechanical Assistance for Electric Drives AMRC / Technion – Israel. Institute of Technology, Haifa, Israel. Advanced Development Corp. Tel Aviv, Israel. http://btvt.narod.ru/4/electric_mech_trans.htm. 6. Конструкторы «ВПК» создали шасси «Крымск» с гибридной энергоустановкой для перспективного бронетранспортера. http://rosinform.ru/2013/07/17/konstruktory-vpk-sozdali-shassi-krymsk-s-gibridnoy-energoustanovkoj-dlya-perspektivnogo-bronetransportera_01/. 7. Чернышев В. Л. Проект «ЭТА». Электромеханическая трансмиссия перспективного советского танка «Молот» изд. 477. <http://btvt.narod.ru/raznoe/eta.htm>. 8. Огоркевич Р. М. ELECTRIC TRANSMISSION PROGRESS IN GERMANY. // INTERNATIONAL DEFENSE REVIEW, – 1992. – No2, – p. 153-154.

http://btvt.narod.ru/4/electric_transmission_fritz.htm. **9.** Раймонд Селемонт. Электрические трансмиссии для бронированных машин. // Armor, 1938, Jan./Feb., p. 34-39. http://btvt.narod.ru/1/el_transm.htm. **10.** Петер Эрхарм. Elektrische Kraftübertragung-Technologie und praktische Anwendung // Soldat und Technik, –Mai, 2003, –S. 22-27. http://btvt.narod.ru/1/electr/el_transm3.htm. **11.** Jerzy Walentynowicz. Гибридный и электро-энергетический привод боевых машин. // Journal of KONES Powertrain and Transport, Vol. 18, No. 1 2011 p.471-478.

Bibliography (transliterated): **1.** Konstruktivnye shemy avtomobilej s gibridnymi silovymi ustanovkami: Uchebnoe posobie. S. V. Bahmutov, A. L. Karunin, A. V. Krutashov i dr. – Moscow: MGTU «MAMI», 2007. **2.** Baldin V. A. Teorija i konstrukcija tankov. – Moscow: Izd. ABTV, 1972. **3.** Zabavnikov N. A. Osnovy teorii transportnyh gusenichnyh mashin. – Moscow: Mashinostroenie, 1975. **4.** Jelektricheskie transmissii dlja sovremennyh boevyh mashin. Ron Hjer, Alan Lose, predstaviteli grupy "Derens Sistemz" firmy FMS. http://btvt.narod.ru/1/electr4/el_transm.htm. **5.** Miller M. L. Mechanical Assistance for Electric Drives AMRC. Technion – Israel. Institute of Technology, Haifa, Israel. Advanced Development Corp. Tel Aviv, Israel. http://btvt.narod.ru/4/electric_mech_trans.htm. **6.** Konstruktory «VPK» sozdali shassi «Krymsk» s gibridnoj jenergoustanovkoj dlja perspektivnogo bronetransportera. http://rosinform.ru/2013/07/17/konstruktory-vpk-sozdali-shassi-krymsk-s-gibridnoy-energoustanovkoj-dlya-perspektivnogo-bronetransportera_01/. **7.** Chernyshev V. L. Proekt «JeTA». Jelektromehaničeskaja transmissija perspektivnogo sovetskogo tanka «Molot» izd. <http://btvt.narod.ru/raznoe/eta.htm>. **8.** Ogorkevich R. M. ELECTRIC TRANSMISSION PROGRESS IN GERMANY. INTERNATIONAL DEFENSE REVIEW, – 1992. – No2. http://btvt.narod.ru/4/electric_transmission_fritz.htm. **9.** Rajmond Selemont. Jelektricheskie transmissii dlja bronirovannyh mashin. // Armor, 1938, Jan./Feb., p. 34-39. http://btvt.narod.ru/1/el_transm.htm. **10.** Peter Jerhart. Elektrische Kraftübertragung-Technologie und praktische Anwendung. Soldat und Technik, –Mai, 2003. http://btvt.narod.ru/1/electr/el_transm3.htm. **11.** Jerzy Walentynowicz. Gibridnyj i jelektro-jenergetičeskij privod boevyh mashin. // Journal of KONES Powertrain and Transport, Vol. 18, No. 1 2011.

Поступила (received) 15.05.2014