

Р.Ю. Добрецов, Г.П. Поршнев

Санкт-Петербургский государственный политехнический университет
Петра Великого, Санкт-Петербург, Россия

К ОПРЕДЕЛЕНИЮ ПАРАМЕТРОВ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ МЕХАНИЗМА ПОВОРОТА ШАССИ ТРАНСПОРТНЫХ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ГУСЕНИЧНЫХ МАШИН

Объектом исследования являются шасси транспортных и технологических гусеничных машин. Цель работы – предложить параметры, характеризующие эффективность преобразования энергии в системах шасси машины в режиме поворота, а также показать влияние учета режима криволинейного движения на общую картину оценки энергоэффективности шасси гусеничной машины. В статье приведены условия движения, в которых производится расчетная оценка энергоэффективности шасси гусеничной машины при повороте. Рассмотрен набор частных показателей, характеризующих баланс мощности механизма поворота, пояснен их физический смысл и раскрыты методы определения. Представлены основные расчетные зависимости, позволяющие определить значения мощности двигателя, мощности потерь на буксующем элементе управления, собственно значения оценочных показателей, а также необходимые кинематические и силовые характеристики процесса криволинейного движения. Сформулированы требования к математическому аппарату метода комплексной оценки и произведен выбор метода. В качестве примера приведены результаты расчетов мощности потерь на элементе управления для гусеничной машины с бортовыми коробками передач и результаты расчетов показателя энергоэффективности для аналогов шасси серийных военно-транспортных машин, при этом использованы новые методики расчета, не рассмотренные в традиционной литературе по теории движения и расчету и конструированию гусеничных машин. Проведен анализ результатов расчета и предложены объяснения наблюдаемых эффектов; сделаны выводы о целесообразности применения предлагаемой расчетной методики. Предложены области применения разработанной расчетной методики.

Ключевые слова: шасси, транспортное средство, гусеничные машины, трансмиссия, механизм поворота, комплексная оценка энергоэффективности, энергозатраты.

R.Iu. Dobretsov, G.P. Porshnev

Peter the Great St.Petersburg State Polytechnic University,
St.Petersburg, Russian Federation

TO DEFINE THE PARAMETERS OF EFFICIENCY OF THE ROTATION MECHANISM CHASSIS TRANSPORT AND TECHNOLOGICAL TRACKED VEHICLES

The research object is the chassis of the transport and technological tracked vehicles; the objective was to propose parameters that characterize the efficiency of energy conversion systems in the chassis of the machine in the rotation mode, and also to demonstrate the impact of the accounting regime curvilinear motion of the overall picture of the evaluation of the efficiency of the chassis of the tracked vehicle; in the article, which is the estimated efficiency of the chassis of a tracked vehicle when turning; consider the set of particular indicators of the balance of power swing mechanism, explained their physical meaning and discloses methods for the determination; the main computational dependen-

cies, allowing to determine the magnitude of engine power, power loss stalled on the control, the actual values of the performance indicators as well as the necessary kinematic and force characteristics of the process of curvilinear motion; the requirements to the mathematical apparatus of the method of complex evaluation and the choice of method; as an example, the results of calculations of power loss to the control for a tracked vehicle with side gearbox and the numerical results for the energy efficiency for analogues chassis serial military transport cars, used new methods of calculation. not considered in the traditional literature on the theory of motion and calculation and design of tracked vehicles; the analysis of the calculation results and the proposed explanations for the observed effects; the findings of the feasibility of a proposed calculation methodology; proposed main applications developed computational methods; in the list of references the main scientific work on the subject matter of the article; presents information about the authors.

The research object is the chassis of transport and processing of tracked vehicles. The objective was to propose parameters that characterize the efficiency of energy conversion systems in the chassis of the machine in the rotation mode, and also to demonstrate the impact of the accounting regime curvilinear motion of the overall picture of the evaluation of the efficiency of the chassis of the tracked vehicle. In the article, which is the estimated efficiency of the chassis of a tracked vehicle when turning. Discusses a set of private indicators of the balance of power swing mechanism, explained their physical meaning and are disclosed methods of determination. the main computational dependencies, allowing to determine the magnitude of engine power, power loss stalled on the control, the actual values of the performance indicators as well as the necessary kinematic and force characteristics of the process of curvilinear motion. The requirements to the mathematical apparatus of the method of complex evaluation and the choice of method. As an example, the results of calculations of power loss to the control for a tracked vehicle with side gearbox and the numerical results for the energy efficiency for analogues chassis serial military transport cars, used new methods of calculation, is not considered in the traditional literature on the theory of motion and calculation and design of tracked vehicles. The analysis of the calculation results and the proposed explanations for the observed effects; the findings of the feasibility of the proposed technique. Proposed main applications developed computational methods.

Keywords: the chassis of the vehicle, tracked vehicle, transmission, steering, integrated assessment of energy efficiency, energy consumption.

Традиционный подход к анализу мощностных потоков в механизмах поворота гусеничных машин подразумевает использование кинематической схемы механизма [1, 2]. Это весьма усложняет задачу. Однако показано, что для большинства используемых механизмов поворота гусеничных машин такие потери мощности не зависят от структуры самого механизма и определяются его внешними параметрами [3, 4]. В эту группу входят и фрикционные механизмы, и механизмы, содержащие гидростатические передачи, что позволяет охватить абсолютное большинство применяемых конструкций.

Согласно статистическим данным, гусеничная машина находится в режиме поворота около половины времени движения [5]. При построении метода оценки энергоэффективности шасси [6] этот факт делает необходимым учет энергетических затрат, характерных для режима поворота. На рис. 1 приведен базовый перечень параметров, характеризующих энергоэффективность работы узлов шасси гусеничной машины, среди которых в отдельную группу выделены параметры, позволяющие оценить эффективность преобразования энергии при работе механизмов поворота.



Рис. 1. Частные показатели эффективности работы систем шасси транспортной гусеничной машины

Использование термина «частные показатели» подразумевает, что в дальнейшем возможна обработка значений этих показателей с формированием обобщенного показателя энергоэффективности систем шасси.

Областями применения методики объективной комплексной оценки энергоэффективности шасси транспортных гусеничных машин являются:

- проектирование (метод может привлекаться при сравнительной оценке вариантов конструкции, обосновании технических решений и т.д.);
- ремонт и модернизация (оценка целесообразности мероприятий по модернизации шасси);
- теория движения (выбор наиболее эффективных технических решений для заданных условий эксплуатации, постановка и решение задач об оптимизации отдельных параметров шасси);
- системы автоматизированного проектирования (в отдаленной перспективе методика может стать основой для автоматизации процессов принятия решений при конструировании транспортных гусеничных машин).

В работе [7] приведены и обобщены статистические данные, позволяющие обосновать выбор режима движения, для которого рационально проводить сравнительную оценку шасси. Выбраны следующие параметры расчетного режима: коэффициент сопротивления качению $f = 0,08$; коэффициент сопротивления повороту $\mu_{\max} = 0,7$; относительный радиус поворота $\rho = 10$; скорость $V = 7$ м/с.

При проведении расчетов использовался традиционный подход к определению величины коэффициента сопротивления повороту, предложенный А.О. Никитиным и используемый в работе [8]:

$$\mu = \mu_{\max} / (0,925 + 0,15\rho),$$

где $\mu_{\max} = \mu|_{\rho=0,5}$; ρ – относительный радиус поворота машины, $\rho = R/B$, R – радиус поворота, B – ширина колеи машины.

Данное уточнение важно, так как в работе [4] представлена расширенная модель описания закономерности изменения коэффициента сопротивления повороту, охватывающая большее число факторов. Приведенная выше зависимость рассматривается в такой модели как частный случай. Однако при сравнительной оценке энергоэффективности механизмов поворота достаточно традиционного подхода к определению величины μ , так как вносимые усложнением расчетной методики уточнения при заявленных выше условиях движения, как показывает анализ, не превысят 3–4 %. При этом сохранится возможность использования данных из опубликованных ранее источников [5, 9].

При сравнении вариантов использования на одном шасси механизмов поворота различной конструкции требуется проводить расчеты в различных грунтовых условиях. Собственно методика определения составляющих мощностного баланса механизма поворота подробно изложена в работах [3, 4], а характеристики условий движения систематизированы в работах [5, 9].

С точки зрения энергоэффективности механизм поворота характеризуется следующими безразмерными показателями:

1. Относительное увеличение потребной мощности двигателя при повороте:

$$\Pi_{\mu} = N_{\text{дв}} / N_{\text{дв пр}}.$$

Например, для механизмов на основе несимметричных дифференциалов $\Pi_{\mu} = 1$. Для двухпоточного механизма с гидрообъемной пе-

редачей (или фрикционным механизмом) при трансмиссии с бортовыми коробками передач значение Π_{μ} при повороте вокруг центра тяжести достигает 4–5. При использовании центральной коробки передач нагрузки еще более увеличиваются.

Потребная мощность двигателя в прямолинейном движении определяется сопротивлением качению машины:

$$N_{\text{дв}} = fmgV_{\text{пр}},$$

где m – масса машины; g – ускорение свободного падения; $V_{\text{пр}}$ – скорость прямолинейного движения.

Потребная мощность двигателя при повороте определяется зависимостью [4]

$$N_{\text{дв}} = P_1V_{1\phi} + P_2V_{2\phi},$$

где P_1, P_2 – потребные силы тяги на отстающей и забегающей гусеницах; $V_{1\phi}, V_{2\phi}$ – фиксированные скорости отстающего и забегающего бортов [4].

2. Относительная мощность, рассеиваемая при буксовании фрикционного элемента управления или при работе гидростатической передачи:

$$\Pi_{\text{э}} = N_{\text{э}}/N_{\text{дв}}.$$

Данный показатель, в частности, позволяет сравнивать механизмы поворота по величине относительной нагруженности буксующего элемента управления, прогнозировать тепловыделение, износ фрикционных дисков и др. По значению и по физическому смыслу величина $\Pi_{\text{э}}$ близка к КПД.

Для оценки величины мощности, рассеиваемой на буксующем элементе управления, используем зависимость [4]

$$N_{\text{э}} = (P_1 + u_0P_2)(V_{1\phi} - V_1).$$

Здесь u_0 – передаточное отношение механизма поворота при остановленном ведущем звене и полностью выключенном элементе управления; V_1 – текущая скорость отстающего борта.

Параметр u_0 может быть определен (экспериментально или на основе кинематического анализа схемы) для любого механизма поворо-

та. Например, при использовании в качестве механизма поворота простого и двойного дифференциалов $u_0 = (-1)$ ведущие колеса бортов будут вращаться в противоположные стороны с равными угловыми скоростями. Для машины с бортовыми фрикционами (тракторы, БТР-Д и др.), а также для машин с бортовыми коробками передач (Т-64, Т-72, Т-80, Т-90 и техника на базе их шасси) $u_0 = 0$.

Величины сил тяги определяются по традиционным расчетным зависимостям для случая поворота на горизонтальной поверхности без учета скольжения гусениц [1, 2]. Фиксированная скорость отстающего борта, м/с, рассчитывается по зависимости

$$V_{1\phi} = V_{\text{пр}} \frac{\rho_{\phi} - 0,5}{\rho_{\phi} + q_{\text{м}}}.$$

Здесь ρ_{ϕ} – относительный фиксированный радиус поворота (реализуется при отсутствии буксования в фрикционном механизме поворота отстающего борта); $q_{\text{м}}$ – кинематический параметр механизма поворота.

Относительный фиксированный радиус поворота

$$\rho_{\phi} = 0,5(u_{\phi} + 1)/(u_{\phi} - 1),$$

где u_{ϕ} – передаточное отношение между бортами на данном режиме поворота, $u_{\phi} = V_2/V_1$.

Кинематический фактор механизма поворота можно определить следующим образом:

$$q_{\text{м}} = 0,5 \frac{1 + u_0}{1 - u_0}.$$

Величина ρ_{ϕ} определяется гаммой передаточных чисел.

Линейная скорость, м/с, борта определяется кинематикой поворота [6]:

$$V_1 = V_{\text{пр}} \frac{\rho - 0,5}{\rho + q_{\text{м}}}.$$

Для определения величины относительного радиуса неуправляемого поворота использована зависимость

$$\rho_n = \left(\frac{\mu_{\max}}{\mu_n} - 0,925 \right) / 0,15.$$

Здесь μ_n – величина коэффициента сопротивления повороту, соответствующая режиму неуправляемого поворота, $\mu_n = 4q_m fB/L$ [4].

Результаты расчетов N_3 для шасси основного танка с бортовыми коробками передач (масса $m = 42\,000$ кг; длина опорной поверхности и ширина колеи $L = 4,31$ м и $B = 2,80$ м; гамма передаточных отношений: 4,378; 2,159; 1,459; 1,000) приведены на рис. 2. Кривые изменения безразмерного показателя Π_3 имеют аналогичный характер.

Следует отметить, что при проведении расчетов была учтена возможность заноса машины.

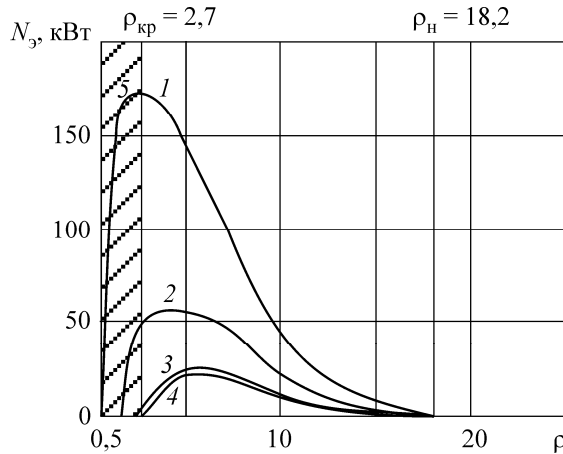


Рис. 2. Мощность, рассеиваемая на буксующем элементе управления в трансмиссии гусеничной машины с бортовыми коробками передач при повороте с относительным радиусом меньше ρ_n : *отстающий борт*: 1 – остановочный тормоз, 2 – I передача, 3 – II передача, 4 – III передача, 5 – зона заноса машины; *забегающий борт*: 1 – I передача, 2 – II передача, 3 – III передача, 4 – IV передача

3. Безразмерный показатель, учитывающий n_p – число фиксированных радиусов поворота:

$$\Pi_p = 1 - 1/n_p.$$

Значения $\Pi_p \in [0, 1]$, так как $n_p \in [1, \infty)$ (например, для механизмов типа «бортовой фрикцион с тормозом», «простой дифференциал», «одноступенчатый планетарный механизм поворота» $\Pi_p = 0$). Для бортовых коробок передач число расчетных радиусов поворота определено числом ступеней в коробке. В случае применения многопоточного механизма с гидрообъемной передачей можно считать, что $n_p \rightarrow \infty$. Следует отметить, что показатель Π_p характеризует в первую очередь энергетические особенности механизма поворота, и только косвенно – качество управления поворотом. Для оценки качества управления следует ввести дополнительные показатели.

Проведенный в работах [10, 11] обзор методик, применяемых при оценке эффективности использования шасси транспортных машин, и предложенная авторами данной статьи собственная методика не позволяют непосредственно учесть энергзатраты, связанные с особенностями работы механизма поворота транспортно-технологической гусеничной машины.

Однако использование модели сравнительной оценки энергоэффективности [6], с учетом последующих модернизаций, связанных с расширением критериальной базы [7, 9, 12], допускает охват и предлагаемого частного показателя энергоэффективности. При формировании оценочного показателя в модели [6] использован математический аппарат метода Харрингтона [13], более полно отвечающий требованиям, сформулированным для метода построения обобщенного показателя энергоэффективности транспортной машины, чем другие применяемые методы построения откликов сложных систем [14], в том числе адаптированные для оценки проходимости и подвижности транспортных машин [11, 15, 16].

Эти требования таковы. Метод должен:

- допускать работу с параметрами, разброс значений которых может быть значительным, при этом входные параметры должны иметь самостоятельный физический смысл, характеризовать работу определенной подсистемы в заданных условиях;
- учитывать последствия обнуления одного из параметров (например, застревание машины приводит к потере подвижности и невозможности решить поставленную задачу);
- включать в себя формализованную процедуру нормировки входных параметров;

- быть универсальным по отношению к входным параметрам разной физической природы;
- сочетать устойчивость итоговой оценки с чувствительностью по отношению к изменению значений входных параметров; давать итоговую оценку, выраженную числом;
- допускать расширение базы параметров и введение новых уровней в иерархии параметров.

В качестве основных конкурирующих методик рассматривались метод экспертных оценок; метод, основанный на использовании принципов нечеткой логики; метод использования «радара» [11]; метод Харрингтона [13].

В случае использования математического аппарата метода Харрингтона, определив значения показателей, используемых для выработки обобщенного критерия, производят их нормировку. При нормировке учитываются рекомендации [13] по выбору диапазона изменения параметров. Далее на основе анализа литературных источников и проведенных исследований строятся частные функции желательности. Последний этап – нахождение обобщенного параметра, по сути, представляющего геометрическое среднее частных функций желательности:

$$D = \sqrt[k]{\prod_{j=1}^k d_j(y_j)}.$$

Здесь $d_j(y_j) = \exp(-\exp(-y_j))$ – значения так называемых частных функций желательности, полученных для рассматриваемых показателей.

Полученная величина D и является количественным значением обобщенного показателя эффективности шасси. На этом этапе, при необходимости, можно сформулировать и «качественную» оценку конструкции, опираясь на рекомендуемые типичные отметки шкалы желательности [13]. Условия нормировки определяются для каждого параметра индивидуально (на основе характерного разброса значений параметра для выполненных конструкций агрегатов шасси).

Применение метода в таком виде позволяет проводить сравнительную оценку эффективности преобразования энергии системами и агрегатами шасси, сравнивать между собой модификации машин [6].

Результаты расчетного сравнения энергозатрат для шасси серийных машин различного назначения иллюстрирует рис. 3. Приведены

результаты расчетов для аналогов шасси серийных основных танков Т-72, Т-80, Т-90, Т-64 (механизм поворота – бортовые коробки передач; присвоены номера 1, 4, 5, 6); военно-транспортных гусеничных машин БМП-2, МТ-ЛБ (механизм поворота – бортовой фрикцион с тормозом; присвоены номера 2, 3). Изменение значения показателя D при наличии учета режима поворота не превысило 7 %.

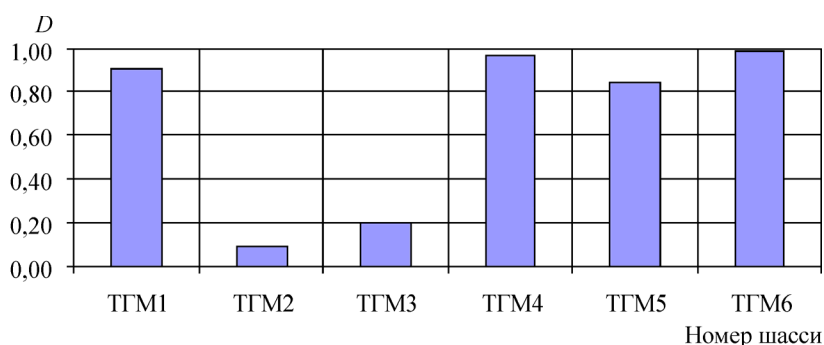


Рис. 3. Расчетные значения обобщенного показателя эффективности работы агрегатов шасси различных транспортных гусеничных машин

Результаты расчетов позволяют констатировать, что применение бортовых коробок передач в качестве многорадиусных механизмов поворота целесообразно. Оценочные расчеты показывают, что с точки зрения нагрузок на гидрообъемную передачу или фрикционный механизм поворота в двухпоточной трансмиссии также предпочтительна схема с бортовыми коробками передач.

Таким образом, можно сделать следующие выводы:

1. Методика комплексной оценки энергоэффективности шасси гусеничной машины должна учитывать энергозатраты при повороте машины. В математическую модель оценки введены безразмерные коэффициенты (параметры), учитывающие особенности преобразования энергии в механизмах поворота.

2. Сравнение энергоэффективности шасси в режиме поворота должно производиться в характерных условиях движения. На основании статистических данных такие условия определены. Сравнение результатов расчетов с практикой позволяет говорить об адекватности предлагаемого подхода.

Список литературы

1. Забавников Н.А. Основы теории транспортных гусеничных машин. – М.: Машиностроение, 1975. – 448 с.
2. Расчет и конструирование гусеничных машин: учебник для вузов / Н.А. Носов, В.Д. Галышев, Ю.П. Волков, А.П. Харченко; под ред. Н.А. Носова. – Л.: Машиностроение, 1972. – 559 с.
3. Шеломов В.Б., Добрецов Р.Ю. Мощности двигателя и буксования фрикционного элемента управления поворотом гусеничной машины // Научно-технические ведомости СПбГПУ. Сер. Наука и образование. – 2010. – Т. 2, № 2. – С. 87–91.
4. Шеломов В.Б. Теория движения многоцелевых гусеничных и колесных машин. Тяговый расчет криволинейного движения: учеб. пособие для вузов по специальности «Автомобиле- и тракторостроение» / С.-Петербург. гос. политехн. ун-т. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2013. – 90 с.
5. Теория и конструкция танка. Т.8. Параметры внешней среды, используемые при расчете танков. – М.: Машиностроение, 1987. – 228 с.
6. Добрецов Р.Ю. Объективная оценка технических характеристик шасси транспортных гусеничных машин // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2011. – № 2. – С. 19–23.
7. Добрецов Р.Ю. Учет энергетических параметров механизмов поворота при комплексной оценке потерь мощности в шасси транспортных гусеничных машин // Научно-технические ведомости СПбГПУ. Сер.: Наука и образование. – 2011. – № 1. – С. 122–128.
8. Сергеев Л.В. Теория танка / Академия бронетанковых войск. – М., 1973. – 492 с.
9. Куляшов А.П., Колотилин В.Е. Экологичность движителей транспортно-технологических машин. – М.: Машиностроение, 1993. – 288 с.
10. Концепция подвижности наземных транспортно-технологических машин / В.В. Беляков [и др.] // Труды НГТУ им. Р.Е. Алексева. – 2013. – № 3(100). – С. 145–174.
11. Котляренко В.И. Основные направления повышения проходимости колесных машин. – М.: Изд-во МГИУ, 2008. – 285 с.
12. Галышев Ю.В., Добрецов Р.Ю. Эффективность использования опорной поверхности гусеничного движителя при передаче нормальных нагрузок // Научно-технические ведомости СПбГПУ. Сер.: Наука и образование. – 2013. – № 3. – С. 272–278.

13. Адлер Ю.П., Маркова Е.В., Грановский Ю.В. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Наука, 1976. – 279 с.

14. Орлов А.И. Теория принятия решений: учеб. пособие. – М.: Март, 2004. – 656 с.

15. Платонов В.Ф., Леиашвили Г.Р. Гусеничные и колесные транспортно-тяговые машины. – М.: Машиностроение, 1986. – 296 с.

16. Фаробин Я.Е., Щупляков В.С. Оценка эксплуатационных свойств автопоездов для международных перевозок. – М.: Транспорт, 1983. – 200 с.

References

1. Zabavnikov N.A. Osnovy teorii transportnykh gusenichnykh mashin [Fundamentals of the theory of tracked vehicle]. Moscow: Mashinostroenie, 1975. 448 p.

2. Nosov N.A., Galyshev V.D., Volkov Iu.P., Kharchenko A.P. Raschet i konstruirovaniye gusenichnykh mashin [Calculation and design of tracked vehicles]. Leningrad: Mashinostroenie, 1972. 559 p.

3. Shelomov V.B., Dobretsov R.Iu. Moshchnosti dvigatelya i buksovaniia friktsionnogo elementa upravleniia povorotom gusenichnoi mashiny [The power of the engine and slipping the friction element control the rotation of a caterpillar]. *Nauchno-tekhnicheskie vedomosti Sankt-Peterburgskogo gosudarstvennogo politekhnicheskogo universiteta. Seriya "Nauka i obrazovanie"*, 2010, vol. 2, no. 2, pp.87-91.

4. Shelomov V.B. Teoriia dvizheniia mnogotselevykh gusenichnykh i kolesnykh mashin [Theory of motion of a multi-purpose tracked and wheeled vehicles]. Saint-Petersburg: Politekhnicheskii universitet, 2013. 90 p.

5. Teoriia i konstruktsiia tanka. Tom 8. Parametry vneshnei sredy, ispol'zuemye pri raschete tankov [Theory and design of the tank. Volume 8. Environment parameters used for tank design]. Moscow: Mashinostroenie, 1987. 228 p.

6. Dobretsov R.Iu. Ob"ektivnaia otsenka tekhnicheskikh kharakteristik shassi transportnykh gusenichnykh mashin [Objective assessment of the technical characteristics of the chassis of the tracked vehicle]. *Traktory i sel'skokhoziaistvennyye mashiny*, 2011, no. 2, pp. 19-23.

7. Dobretsov R.Iu. Uchet energeticheskikh parametrov mekhanizmov povorota pri kompleksnoi otsenke poter' moshchnosti v shassi transportnykh gusenichnykh mashin [A record of the energy parameters of the turning

mechanism in the comprehensive assessment of power losses in the chassis of the tracked vehicle]. *Nauchno-tekhnicheskie vedomosti Sankt-Peterburgskogo gosudarstvennogo politekhnicheskogo universiteta. Seriya "Nauka i obrazovanie"*, 2011, no. 1, pp. 122-128.

8. Sergeev L.V. *Teoriia tanka* [The theory of the tank]. Moscow: Akademia bronetankovykh voisk, 1973. 492 p.

9. Kuliashov A.P., Kolotilin V.E. *Ekologichnost' dvizhitelei transportno-tekhnologicheskikh mashin* [Environmentally friendly propulsion of transport and technological machines]. Moscow: Mashinostroenie, 1993. 288 p.

10. Beliakov V.V. [et al.]. *Kontseptsiiia podvizhnosti nazemnykh transportno-tekhnologicheskikh mashin* [The concept of mobility land transport and technological machines]. *Trudy NGTU imeni R.E. Alekseeva*, 2013, no. 3, pp. 145-174.

11. Kotliarenko V.I. *Osnovnye napravleniia povysheniia prokhodimosti kolesnykh mashin* [The main directions of improving the patency of wheeled vehicles]. Moscow: Moskovskii gosudarstvennyi industrial'nyi universitet, 2008. 285 p.

12. Galyshev Iu.V., Dobretsov R.Iu. *Effektivnost' ispol'zovaniia opornoj poverkhnosti gusenichnogo dvizhitelia pri peredache normal'nykh nagruzok* [The effectiveness of the use of the bearing surface of the track Assembly in the transmission of normal loads]. *Nauchno-tekhnicheskie vedomosti Sankt-Peterburgskogo gosudarstvennogo politekhnicheskogo universiteta. Seriya "Nauka i obrazovanie"*, 2013, no. 3, pp. 272-278.

13. Adler Iu.P., Markova E.V., Granovskii Iu.V. *Planirovanie eksperimenta pri poiske optimal'nykh uslovii* [The design of experiments in search of optimal conditions]. Moscow: Nauka, 1976. 279 p.

14. Orlov A.I. *Teoriia priniatiia reshenii* [The decision theory]. Moscow: Mart, 2004. 656 p.

15. Platonov V.F., Leishvili G.R. *Gusenichnye i kolesnye transportno-tiagovye mashiny* [Tracked and wheeled transport and traction machine]. Moscow: Mashinostroenie, 1986. 296 p.

16. Farobin Ia.E., Shchupliakov V.S. *Otsenka ekspluatatsionnykh svoistv avtopoezdov dlia mezhdunarodnykh perevozok* [Evaluation of performance properties trucks for international shipments]. Moscow: Transport, 1983. 200 p.

Получено 9.03.2015

Об авторах

Добрецов Роман Юрьевич (Санкт-Петербург, Россия) – кандидат технических наук, доцент, профессор кафедры «Двигатели, автомобили и гусеничные машины» Санкт-Петербургского государственного политехнического университета Петра Великого (195251, г. Санкт-Петербург, ул. Политехническая, 29, e-mail: dr-idpo@yandex.ru).

Поршнев Геннадий Павлович (Санкт-Петербург, Россия) – доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Двигатели, автомобили и гусеничные машины» Санкт-Петербургского государственного политехнического университета Петра Великого (195251, г. Санкт-Петербург, ул. Политехническая, 29, e-mail: kgm-spb@list.ru).

About the authors

Roman Iu. Dobretsov (St.Petersburg, Russian Federation) – Ph.D. in Technical Sciences, Associate Professor, Professor, Department of Engines, Automobiles and Tracked Vehicles, Peter the Great St.Petersburg State Polytechnic University (29, Polytechnicheskaya st., St.Petersburg, 195251, Russian Federation, e-mail: dr-idpo@yandex.ru).

Gennadii P. Porshnev (St.Petersburg, Russian Federation) – Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor, Department of Engines, Automobiles and Tracked Vehicles, Peter the Great St.Petersburg State Polytechnic University (29, Polytechnicheskaya st., St.Petersburg, 195251, Russian Federation, e-mail: kgm-spb@list.ru).