

УДК 629.113 (075.8)

Д. О. ВОЛОНЦЕВИЧ, Я. М. МОРМИЛО

К ВОПРОСУ ОПРЕДЕЛЕНИЯ НАГРУЗОЧНЫХ РЕЖИМОВ БЛОКИРУЕМЫХ И САМОБЛОКИРУЮЩИХСЯ МЕЖКОЛЕСНЫХ ДИФФЕРЕНЦИАЛОВ ВОЕННЫХ КОЛЕСНЫХ МАШИН

Проведено аналіз необхідної величини коефіцієнта блокування міжколесного диференціала для отримання максимальної сили тяги машини по зчепленню в залежності від можливої комбінації коефіцієнтів зчеплення під бортами. Обґрунтовано перехід від коефіцієнта блокування до блокувального моменту диференціала для машин, розрахованих на рух при можливому повному вивішуванні одного або декількох коліс. Пропонується алгоритм побудови залежності необхідного блокувального моменту міжколесного диференціала від частоти відносного обертання півосі і корпусу диференціала на прикладі колісного бронетранспортера БТР-4.

Ключові слова: бронетранспортер, трансмісія, міжколесний диференціал, прохідність, коефіцієнт блокування.

Проведен анализ необходимой величины коэффициента блокировки межколесного дифференциала для получения максимальной силы тяги машины по сцеплению в зависимости от возможного сочетания коэффициентов сцепления под бортами. Обоснован переход от коэффициента блокировки к блокировочному моменту дифференциала для машин, рассчитанных на движение при возможном полном вывешивании одного или нескольких колес. Предлагается алгоритм построения зависимости необходимого блокировочного момента межколесного дифференциала от частоты относительного вращения полуоси и корпуса дифференциала на примере колесного бронетранспортера БТР-4.

Ключевые слова: бронетранспортер, трансмиссия, межколесный дифференциал, проходимость, коэффициент блокировки.

The analysis of existing technical solutions for lockable and self-locking differentials wheeled vehicles intended for off-road. Were evaluated the required value of lock ratio of cross-axle differential for maximum traction force of the machine depending on the possible combinations of coefficients of adhesion under the wheels. Substantiated transition from lock ratio to the locking torque of differential for machines designed for movement with the possible full hanging one or more wheels. An algorithm for plotting the necessary locking torque of cross-axle differential from the frequency the relative rotation of axis and the differential case on the example of a wheeled armored personnel carrier BTR-4 is proposed. This could be relevant for the development of an electronic system of automatic control lock ratio and for generating performance requirements of gerotor differential.

Keywords: armored personnel carrier, transmission, inter-wheel (cross-axle) differential, passability, lock ratio.

Введение. Актуальность задачи.

При проектировании нерельсовых транспортных средств, предназначенных для эксплуатации, в том числе, в условиях полного бездорожья, вопрос проходимости является одним из ключевых при выборе типа и конструкции движителя и трансмиссии. В последнее время в мире для таких машин просматривается стойкая тенденция к смещению приоритетов в сторону колесного движителя по сравнению с движителем гусеничным. В связи с этим задача повышения проходимости колесных машин в условиях полного бездорожья является актуальной.

Краткий анализ проблемы, цель и постановка задачи.

Для автомобилей с механическим распределением мощности по ведущим колесам и мостовой схемой трансмиссии по вполне объективным причинам обязательным элементом является межколесный дифференциал.

В классической научно-технической литературе по автомобилестроению второй половины прошлого века [1 – 4], как правило, рассматриваются дифференциалы четырех типов: простой конический без устройства для полной принудительной блокировки или с ним, а также самоблокирующиеся дифференциалы повышенного трения трех типов: с дисками трения, кулачковые (сухарные) и червячные. Иногда в эту группу попадают так называемые «дифференциалы» с механизмами свободного хода, выполняющие аналогичные функции, но не являющиеся дифференциальными механизмами.

В изданиях этого века описываются так же и

более современные технические решения, такие как конструкции «Квайф», «Торсен», гидравлические дифференциалы с масляными насосами и муфтами вязкостного трения (вискомуфты) по патенту Фергюссона [5 – 8].

Проблема классических дифференциалов повышенного трения состоит в том, что они имеют либо постоянный коэффициент блокировки, либо коэффициент блокировки, зависящий от нагрузки. Для получения достаточной проходимости коэффициент блокировки должен быть достаточно большим, а для сохранения управляемости и устойчивости движения он должен быть минимальным и стремиться к единице.

Для большинства машин, эксплуатирующихся преимущественно на дорогах с твердым покрытием и лишь периодически выезжающих на грунтовые дороги в период распутицы или гололеда «...нет необходимости иметь большое значение коэффициента блокировки, так как предельные значения коэффициента сцепления под отдельными колесами встречаются крайне редко. По некоторым данным $K_{\phi}=3$ достаточен для 80% дорожных условий, $K_{\phi}=5$ – для 94%» [5]. Однако если речь идет о «бездорожных» условиях, связанных с вероятностью вывешивания одного или нескольких колес в процессе преодоления как естественных, так и искусственных препятствий, то возникает необходимость дополнительного увеличения коэффициента блокировки или полного блокирования дифференциала.

Пути решения указанной проблемы могут лежать либо в области разработки электронной системы

© Я. М. Мормило, 2017

автоматического управления индивидуальными потоками мощности между ведущими колесами [9] либо управления коэффициентом блокировки, например, дифференциала с дисками трения, либо в более глубокой проработке гидравлических (героторных) дифференциалов. В отношении последних в [5] отмечается, что «момент трения в них зависит не от передаваемого крутящего момента, а от квадрата разности угловых скоростей ведомых валов. Эти дифференциалы имеют наиболее благоприятную зависимость момента трения от условий движения. Так, при небольшой разнице угловых скоростей полуосей момент трения у них близок к нулю и нет затруднений при криволинейном движении машины; при буксовании же одного из колес момент трения резко возрастает и позволяет передать большую часть мощности на небуксующее колесо.»

В работе [10] авторами был поднят вопрос о формировании требований к дифференциалам военных колесных машин на примере колесного бронетранспортера БТР-4 с точки зрения определения зоны нечувствительности самоблокирующихся межколесных дифференциалов. Данная статья продолжает начатый цикл работ, посвященный этой теме.

Целью представленной работы является определение крутящих моментов, необходимых для полной или частичной блокировки межколесных дифференциалов при движении в условиях бездорожья и возможного вывешивания одного или нескольких ведущих колес.

Эта задача может быть актуальна как для разработки электронной системы автоматического управления коэффициентом блокировки, так и для выработки требований к характеристикам героторного дифференциала.

Основная часть.

Классическая теория движения колесных машин при определении силы тяги машины на плохих дорогах и бездорожье оперирует понятием коэффициент блокировки дифференциала [5]. В зависимости от подхода к его определению величина коэффициента блокировки находится либо в диапазоне от 0 до 1, либо от 1 до бесконечности. При этом 0 или бесконечность соответствуют полной блокировке дифференциала.

Максимальная сила тяги, которую может реализовать ведущий мост, если одно из колес имеет показатель максимальной тяги по сцеплению $(N\varphi)_{\min}$, а другое $(N\varphi)_{\max}$, составляет:

– для работающего дифференциала:

$$P_d = (1 + K_\sigma)(N\varphi)_{\min};$$

– для заблокированного дифференциала:

$$P_{\max} = (N\varphi)_{\min} + (N\varphi)_{\max},$$

причем обязательной является проверка на выполнение условия $P_d \leq P_{\max}$. Если это условие не выполняется, то величина P_d принудительно

снижается до P_{\max} .

Здесь под показателем максимальной тяги по сцеплению понимается произведение коэффициента сцепления колеса с опорной поверхностью φ и усилия нормального прижатия N этого колеса к опорной поверхности с учетом возможного угла уклона опорной поверхности. Коэффициент блокировки дифференциала K_σ здесь принят находящимся в диапазоне от 1 до бесконечности.

Основной задачей сохранения подвижности полноприводной машины является превышение полученной суммарной силы тяги над суммарной силой сопротивления с учетом возможного угла уклона опорной поверхности.

При анализе характеристик дорожных поверхностей, по которым возникает необходимость перемещаться военной технике [4, 11, 12] (табл. 1) с учетом вероятности их встречи [5, 13] подтверждается отмеченный во введении тезис о том, что « $K_\sigma=3$ достаточен для 80% дорожных условий, $K_\sigma=5$ – для 94%». В табл. 1 параметры, приведенные над чертой, соответствуют нормальному, а под чертой – сниженному давлению в шинах.

Таблица 1 – Сравнительная таблица коэффициентов сопротивления движению и сцепления движителя с опорной поверхностью

| Дорожные условия | f | φ |
|---|---------------------------------|-----------------------------|
| Автомобильная дорога I категории | <u>0,012-0,02</u> 0,03-0,04 | 0,7-0,8 |
| Автомобильные дороги II и III категории | <u>0,018-0,025</u> 0,03-0,04 | 0,75-0,8 |
| Ровное булыжное шоссе | <u>0,02-0,03</u> 0,035-0,045 | 0,6-0,7 |
| Разбитая булыжная дорога | <u>0,03-0,05</u> 0,04-0,06 | 0,65-0,75 |
| Профилированная сухая грунтовая дорога | <u>0,025-0,03</u> 0,04-0,05 | 0,5-0,6 0,5-0,7 |
| Разбитая грунтовая дорога | <u>0,06-0,08</u> 0,05-0,075 | 0,4-0,6 0,45-0,6 |
| Грунтовая дорога в период распутицы | <u>0,15-0,25</u> 0,08-0,15 | 0,25-0,35 0,3-0,4 |
| Задерненная местность | 0,06-0,12 | 0,5-0,55 0,5-0,6 |
| Сухой песчаный грунт | 0,2-0,3 0,1-0,15 | 0,2-0,3 0,3-0,35 |
| Влажный плотный песок | 0,1-0,2 | <u>0,35-0,5</u> 0,4-0,5 |
| Обледенелая дорога | <u>0,025-0,035</u> | <u>0,05-0,15</u> 0,1-0,2 |
| Укатанная заснеженная дорога | 0,045-0,06 | <u>0,15-0,25</u> 0,2-0,4 |
| Снежная целина | <u>0,25-0,35</u> 0,18-0,25 | 0,15-0,25 0,2-0,4 |
| Заболоченная местность | <u>0,5-0,65</u> 0,3-0,45 | <u>0,05-0,1</u> 0,1-0,25 |

При анализе возможных сочетаний $(N\varphi)_{\min}$ и $(N\varphi)_{\max}$ в предположении что машина находится на горизонтальной поверхности и ее загрузка равномерна по бортам можно построить график (рис. 1), показывающий минимально необходимый коэффициент блокировки дифференциала, позволяющий реализовать всю возможную для моста

силу тяги P_{\max} по условиям сцепления обоих колес с дорожной поверхностью.

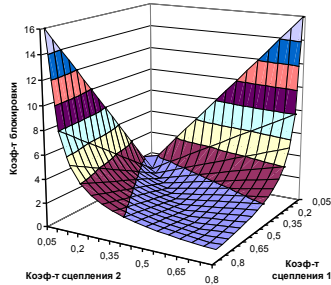


Рис. 1 – Зависимость необходимого коэффициента блокировки межколесного дифференциала для получения максимальной силы тяги по сцеплению от сочетания коэффициентов сцепления под бортами

Однако работа с коэффициентом блокировки межколесного дифференциала имеет смысл до тех пор, пока величина $(N\varphi)_{\min}$ не становится равной или очень близкой к нулю. Это может произойти в случаях вывешивания одного из колес моста при преодолении искусственных препятствий, при попадании в локальную глубокую яму или при «диагональном вывешивании», возникающем при преодолении под углом глубоких и достаточно широких рвов (при преодолении узких рвов происходит одновременное вывешивание обоих колес одного моста и мост на это время полностью выключается из процесса формирования силы тяги).

В большинстве конструкций межколесных дифференциалов военных колесных машин предыдущих поколений для решения этой проблемы использовалась или полная механическая блокировка дифференциала или использовались кулачковые (сухарные) дифференциалы повышенного трения. Однако при механической блокировке, как правило, требовалась для включения (выключения) блокировки дифференциала полная остановка машины, так как процесс включения блокировки обеспечивался классической зубчатой муфтой. Исключение составляла немногочисленная группа дифференциалов, которая имела фрикционное включение, но она требовала дополнительных затрат энергии для работы сервопривода, обеспечивающего сжатие пакета фрикционных дисков. Кулачковые (сухарные) дифференциалы повышенного трения при работе в режиме полного вывешивания одного из колес не могут обеспечить достаточно большую силу тяги на отстающем колесе, так как даже при относительно большом (<6) коэффициенте блокировки могут опереться только на момент трения в подшипниках и уплотнениях ступицы и колесного редуктора.

В последнее время на автомобилях получили широкое распространение прогрессивные противобуксовочные системы, построенные на использовании элементов ABS. При их использовании буксующее колесо индивидуально подтормаживается (не доводя до полной остановки или до текущей реальной скорости движения машины), создавая опорный

момент на втором (отстающем) колесе. Электроника с помощью системы датчиков, контролирующей скорости вращения колес, реальную продольную и угловую скорости корпуса машины и сигналы с органов управления, определяет момент начала торможения, его интенсивность с учетом меняющейся обстановки и момент прекращения подтормаживания. При этом в качестве межколесного дифференциала используется дешевый и технологичный тривиальный симметричный дифференциал на базе конических шестерен.

Однако на данный момент, к сожалению, мы не имеем отработанных достаточно надежно работающих в условиях военного применения отечественных ABS, которые могли бы лечь в основу создания противобуксовочной системы. Поэтому, как было обосновано в [10], возможным альтернативным решением проблемы может стать разработка эффективного гидравлического (героторного) дифференциала.

При параметрическом синтезе гидравлического (героторного) дифференциала определяющей является зависимость момента блокировки от относительной частоты вращения полуоси и корпуса дифференциала.

В работе [10] была найдена необходимая зона нечувствительности дифференциала. Она составила 90 об/мин, то есть до достижения такой относительной частоты вращения на дифференциале не должно генерироваться заметного дополнительного момента блокировки.

Следующим этапом параметрического синтеза является определение частоты относительного вращения полуоси и корпуса дифференциала, при которой должен развиваться максимально возможный момент блокировки. Для бронетранспортера БТР-4, по нашему мнению, это должно происходить в режиме полного буксования одного из колес на самой медленной передаче (пониженной заднего хода) в диапазоне частоты вращения коленчатого вала от максимального крутящего момента до максимальной мощности двигателя.

Эта величина составляет:

$$\Delta n_{M \max} = \frac{n_{\text{оc}}^M \div n_{\text{оc}}^N}{i_R i_{\text{КПР}} i_{\text{ПКЛ}} i_{\text{ТП}}} = 86,35 \div 115,12 \text{ об/мин,}$$

где $n_{\text{оc}}^M$ – частота вращения коленчатого вала двигателя ЗТД-3 в режиме максимального крутящего момента $n_{\text{оc}}^M = 1950$ об/мин;

$n_{\text{оc}}^N$ – частота вращения коленчатого вала двигателя ЗТД-3 в режиме максимальной мощности $n_{\text{оc}}^N = 2600$ об/мин;

i_R – передаточное отношение согласующего редуктора между двигателем и комплексной гидродинамической передачей $i_R = 1,092(1)$;

$i_{\text{КПР}}$ – передаточное отношение коробки передач в режиме заднего хода $i_{\text{КПР}} = 7,18$;

i_{PKI} – передаточное отношение раздаточной коробки на пониженном диапазоне $i_{PKI}=2,182$;

$i_{ГП}$ – передаточное отношение главной передачи $i_{ГП}=1,32$.

Таким образом, нарастание момента блокировки от нуля до максимального значения должно происходить в диапазоне разницы частот относительного вращения полуоси и корпуса дифференциала 80 – 115 об/мин.

Третьим этапом параметрического синтеза является определение требуемого момента блокировки между полуосью и корпусом дифференциала, который позволит уверенно преодолевать препятствия, связанные с вывешиванием одного из колес моста. Для этого необходимо определить потенциально возможную максимальную силу тяги, которую можно будет попытаться реализовать на колесе, находящемся в лучших сцепных условиях, чем буксующее.

Рассмотрим полное вывешивание одного из колес моста на машине, находящейся приблизительно в горизонтальном положении на поверхности с максимальным естественным коэффициентом сцепления $\varphi_{max}=0,8$. В этом случае вся нагрузка моста будет приложена к единственному колесу, оставшемуся в контакте с опорой. Максимально возможный тяговый момент на колесе M_K^{max} будет равен:

$$M_K^{max} = \frac{G_M R_K \varphi_{max}}{4} \approx 26000 \text{ Нм},$$

где G_M – вес бронетранспортера $G_M = 245250 \text{ Н}$;

R_K – радиус колеса $R_K = 0,53 \text{ м}$.

Соответственно на полуоси до колесного редуктора этот момент без учета опорного момента вывешенного колеса составит:

$$M_D^{max} = \frac{M_K^{max}}{i_{KP}} \approx 6000 \text{ Нм},$$

где i_{KP} – передаточное отношение колесного редуктора $i_{KP} = 4,33$.

Полученный закон изменения блокировочного момента межколесного дифференциала от частоты относительного вращения полуоси и корпуса дифференциала на примере колесного бронетранспортера БТР-4 приведен на рис. 2.

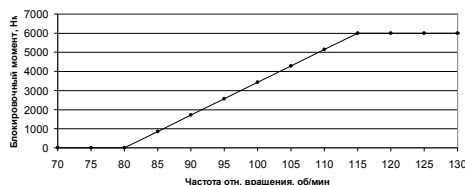


Рис. 2 – Зависимость изменения блокировочного момента межколесного дифференциала от частоты относительного вращения полуоси и корпуса дифференциала

Выводы.

1. При анализе проходимости колесных машин, которые предполагают возможность вывешивания при движении одного или нескольких колес, необходимо оперировать понятием блокировочного момента дифференциала, а не его коэффициента блокировки.

2. Для колесных машин, которые предполагают возможность вывешивания при движении одного или нескольких колес, в межколесных дифференциалах для обеспечения проходимости необходимо использовать либо полную блокировку, либо противобуксовочные системы на базе АБС, либо самоблокирующиеся героторные дифференциалы с блокирующим моментом, зависящим от частоты относительного вращения полуоси и корпуса дифференциала.

3. Получена зависимость необходимого для обеспечения проходимости блокировочного момента межколесного дифференциала от частоты относительного вращения полуоси и корпуса дифференциала на примере колесного бронетранспортера БТР-4.

Список литературы

1. Аксенов П. В. Многоосные автомобили: Теория общих конструктивных решений / П. В. Аксенов. – М. : Машиностроение, 1980. – 207 с.
2. Бочаров Н. Ф. Конструирование и расчет колесных машин высокой проходимости / Н. Ф. Бочаров, И. С. Цитович, А. А. Полунян и др. – М. : Машиностроение, 1983. – 299 с.
3. Гаспарянц Г. А. Повышение проходимости автомобиля / Г. А. Гаспарянц. – М. : Транспорт, 1967. – 63 с.
4. Платонов В. Ф. Полноприводные автомобили / В. Ф. Платонов. – М. : Машиностроение, 1989. – 312 с.
5. Проектирование полноприводных колесных машин: Учебник для вузов: в 3 т., Т.2 / Б. А. Афанасьев, Л. Ф. Желлов, В. Н. Зуев и др.; Под ред. А. А. Полуняна. – М. : Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2008. – 528 с.: ил.
6. Recent Developments in Automotive Differential Design. In book: Power Transmissions. / A. Mihailidis, I. Nerantzis // Proceedings of the 4th International Conference, held at Sinaia, Romania, June 20–23, 2012. – Volume 13 of the series Mechanisms and Machine Science. –P.P. 125–140. DOI 10.1007/978-94-007-6558-0_8.
7. Design, Manufacturing & Analysis of Differential Crown Gear and Pinion for MFWD Axle. / S. H. Gawande, S. V. Khandagale, V. T. Jadhav, V. D. Patil, D. J. Thorat // Second National Conference on Recent Developments in Mechanical Engineering M.E.S. College of Engineering, Pune, India. 26-27th of April, 2013. OSR Journal of Mechanical and Civil Engineering (IOSR-JMCE) ISSN(e): 2278–1684, ISSN(p): 2320–334X, –P.P. 59-66.
8. Design procedure for loading capacity calculations for classic automobile differentials / V. Moravec, Z. Foltá, P. Maršálek // MECCA 03.2012. – P.P. 22–30. DOI 10.2478/v10138-012-0016-6. Режим доступа: <https://www.degruyter.com/downloadpdf/j/mecdc.2012.10.issue-3/v10138-012-0016-6/v10138-012-0016-6.xml>.
9. Келлер А. В. Методологические принципы оптимизации распределения мощности между движителями колесных машин / А. В. Келлер // Вестник ЮУрГУ, – 2006. – №11, – С. 96–101.
10. Волонцевич Д. О. К вопросу определения зоны нечувствительности самоблокирующихся межколесных дифференциалов с коэффициентом блокировки, зависящим от скорости относительного вращения колес / Д. О. Волонцевич, Я. М. Мормило, // Механіка та машинобудування, – №1, – 2016. – С. 30–35.
11. Машиностроение. Энциклопедия: [в 40 т.] – М. : Машиностроение. 1997. – Т.IV: Колесные и гусеничные машины. / [сост. В. Ф. Платонов, В. С. Азаев, Е. Б. Александров и др.; под ред. В. Ф. Платонова], 1997. – 688 с.
12. Платонов В. Ф. Гусеничные и колесные транспортно-тяговые машины / В. Ф. Платонов, Г. Р. Леишвили. – М. : Машиностроение, 1986. – 296 с., ил.
13. Фролов К. В. Колёсные и гусеничные машины / К. В. Фролов. – М. : Машиностроение, 1997. – 687 с.

References (transliterated)

1. *Aksenov P. V.* Mnogoosnyie avtomobili: Teoriya obschih konstruktivnyih resheniy [Multi-axle vehicles: The general theory of design solutions] / *P. V. Aksenov.* – Moscow: Mashinostroenie, 1980. – 207 p.
2. *Bocharov N. F.* Konstruirovaniye i raschet kolesnyih mashin vyisokoy prohodimosti [Design and calculation of all-terrain wheeled vehicles] / *N. F. Bocharov, I. S. Tsitovich, A. A. Polungyan, i dr.* – Moscow: Mashinostroenie, 1983. – 299 p.
3. *Gasparyants G. A.* Povyisheniye prohodimosti avtomobilya [Increased terrain of the car] / *G. A. Gasparyants.* – Moscow: Transport, 1967. – 63 p.
4. *Platonov V. F.* Polnoprivodnyie avtomobili. [All-wheel drive vehicles] / *V. F. Platonov.* – Moscow: Mashinostroenie, 1989. – 312 p.
5. Proektirovaniye polnoprivodnyih kolesnyih mashin: Uchebnik dlya vuzov: v 3 t., Vol.2 [Design of all-wheel drive wheeled vehicles: Textbook for high schools] / *B. A. Afanasev, L. F. Zheglov, V. N. Zuev i dr.;* Pod red. *A. A. Polungyana.* – Moscow: Izd-vo MGTU im. N. E. Baumana, 2008. – 528 p.: il.
6. Recent Developments in Automotive Differential Design. In book: Power Transmissions. / *A. Mihailidis, I. Nerantzis* // Proceedings of the 4th International Conference, held at Sinaia, Romania, June 20 – 23, 2012. – Volume 13 of the series Mechanisms and Machine Science. – P.P. 125-140. DOI 10.1007/978-94-007-6558-0_8.
7. Design, Manufacturing & Analysis of Differential Crown Gear and Pinion for MFWD Axle. / *S. H. Gawande, S. V. Khandagale, V. T. Jadhav, V. D. Patil, D. J. Thorat* // Second National Conference on Recent Developments in Mechanical Engineering M.E.S. College of Engineering, Pune, India. 26–27th of April, 2013. OSR Journal of Mechanical and Civil Engineering (IOSR-JMCE) ISSN(e): 2278-1684, ISSN(p): 2320-334X, –P.P.: 59–66.
8. Design procedure for loading capacity calculations for classic automobile differentials / *V. Moravec, Z. Foltá, P. Maršálek* // МЕССА 03.2012. – P.P.22-30. DOI 10.2478/v10138-012-0016-6. Режим доступа: <https://www.degruyter.com/downloadpdf/j/mecce.2012.10.issue-3/v10138-012-0016-6/v10138-012-0016-6.xml>.
9. *Keller A. V.* Metodologicheskie printsipy optimizatsii raspredeleniya moschnosti mezhdru dvizhatelyami kolesnyih mashin [Methodological principles of optimization of the power distribution between the movers of wheeled vehicles] / *A. V. Keller* // Vestnik YuUrGU, – 2006. – No 11, – pp. 96-101.
10. *Volontsevich D. O.* K voprosu opredeleniya zony neчувствitel'nosti samoblokiruyushchihsya mezhkolesnyh differentsialov s koefitsientom blokirovki, zavisyashchim ot skorosti otositel'nogo vrashcheniya koles [On the determination of insensitivity zone self-locking cross-axle differential with lock ratio, speed-dependent relative rotation of wheels] / *D. O. Volontsevich, Ya. M. Mormilo* // Mekhanika ta mashinobuduvannya, – No 1, – 2016. – p. 30–35.
11. Mashinostroenie. Enciklopediya: [v 40 t.]. – Moscow: Mashinostroenie. 1997. – Vol. IV: Kolesnye i gusenichnye mashin. [Mechanical Engineering. Encyclopedia: Wheeled and tracked machines] / [sost. *V. F. Platonov, B. C. Azaev, E. B. Aleksandrov i dr.;* pod red. *V. F. Platonova*], 1997. – 688 p.
12. *Platonov V. F.* Gusenichnye i kolesnye transportno-tyagovye mashiny [Tracked and wheeled traction machines] / *V. F. Platonov, G. R. Leishvili.* – Moscow: Mashinostroenie, 1986. – 296 p., il.
13. *Frolov K. V.* Kolyosnye i gusenichnye mashiny [Tracked and wheeled machines] / *K. V. Frolov.* – Moscow : Mashinostroenie, 1997. – 687 p.

Поступила (received) 10.04.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

До питання визначення навантажувальних режимів для міжколісних диференціалів військових колісних машин, що блокуються примусово та самостійно / Д.О. Волонцевич, Я. М. Мормило // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 14 (1236). – С. 175–179. – Бібліогр.: 13 назв. – ISSN 2079-0066.

К вопросу определения нагрузочных режимов блокируемых и самоблокирующихся межколесных дифференциалов военных колесных машин / Д.О. Волонцевич, Я. М. Мормило // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 14 (1236) – С. 175–179. – Библиогр.: 13 назв. – ISSN 2079-0066.

To the question of determining the load mode of blockable and self-blockable cross-axle differentials of military wheeled vehicles / D.O. Volontsevich, Ya. M. Mormilo // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Transport machine building. – Kharkov : NTU "KhPI", 2017. – No. 14 (1236). – P. 175–179. – Bibliogr.: 13. – ISSN 2079-0023.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Волонцевич Дмитро Олегович – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедри інформаційних технологій і систем колісних та гусеничних машин ім. О.О. Морозова; тел.: (050) 902-73-80; e-mail: vdo_khpi@ukr.net.

Волонцевич Дмитрій Олегович – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедри інформаційних технологій і систем колісних та гусеничних машин ім. А.А. Морозова; тел.: (050) 902-73-80; e-mail: vdo_khpi@ukr.net.

Volontsevich Dmitriy Olegovich – Doctor of Technical Sciences, Full Professor, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Head of the Department of Information Technology and Systems of wheeled and tracked vehicles named after A.A. Morozov; tel.: (050) 902-73-80; e-mail: vdo_khpi@ukr.net.

Мормило Яков Михайлович – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри інформаційних технологій і систем колісних та гусеничних машин ім. О.О. Морозова; тел.: (099) 926-93-16; e-mail: morozov@morozov.com.ua.

Мормило Яков Михайлович – Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», аспирант кафедры информационных технологий и систем колесных и гусеничных машин им. А.А. Морозова; тел.: (099) 926-93-16; e-mail: morozov@morozov.com.ua.

Mormilo Yakov Mihaylovich – National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", graduate student at the Department of Information Technology and Systems of wheeled and tracked vehicles named after A.A. Morozov; tel.: (099) 926-93-16; e-mail: morozov@morozov.com.ua.