

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ И РАСЧЕТНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ НАГРУЖЕННОСТИ ДЕТАЛЕЙ КОЛЕСНОГО РЕДУКТОРА СНЕГОБОЛОТОХОДА

д.т.н. Ляшенко М.В., д.т.н. Шеховцов В.В., Чебаненко А.П.

Волгоградский государственный технический университет, Волгоград, Россия
tslmv@vstu.ru

В статье представлен анализ результатов экспериментального исследования, в ходе которого определялась нагруженность вала шестерни колесного редуктора заднего моста трансмиссии вездехода на шинах сверхнизкого давления ТРЭКОЛ-39041. Эти вездеходы обладают очень хорошей проходимостью и бывают незаменимыми при эксплуатации по бездорожью во время распутицы или по глубокому снегу, но у них часто случаются отказы в трансмиссии, особенно часто происходит поломка валов, на которых установлены шестерни колесного редуктора как переднего, так и заднего мостов. В трансмиссии этих ТСШСД использованы узлы от ряда серийно выпускаемых автомобилей. Использование таких узлов удешевляет конструкцию и упрощает технологию производства, техническое обслуживание и ремонт, но и создает определенные трудности при компоновке данного типа вездеходов, в некоторых случаях увеличивает массогабаритные показатели. Осуществлено сравнение данных эксперимента с данными других авторов и с расчетными данными. Произведено сопоставление полученных данных с экспериментальными и расчетными данными по нагруженности элементов трансмиссии автомобиля УАЗ-31512, основные узлы которого использованы в компоновочной схеме снегоболотохода. Результаты исследований указывают на то, что основной причиной отказов в трансмиссии снегоболотохода ТРЭКОЛ-39041 являются условия эксплуатации, в том числе несколько другое, нежели у обычных шин, взаимодействие имеющей лучшие тягово-сцепные качества шины сверхнизкого давления с опорной поверхностью, и более сложная схема трансмиссии, чем у обычных вездеходов, при которой трансмиссия просто компоуется из узлов ряда серийно выпускаемых автомобилей и не выполняются расчеты динамической нагруженности ее элементов на форсированных режимах работы, что, в частности, наиболее часто приводит к возникновению существенно превышающих допустимые значения напряжений в шлицевом соединении вала колесного редуктора, к его пластической деформации и выходу из строя.

Ключевые слова: трансмиссия, нагруженность, передаточное число, транспортные средства на шинах сверхнизкого давления.

Введение

Объектом исследования в данной работе являлись транспортные средства на шинах сверхнизкого давления (ТСШСД) ТРЭКОЛ-39041 (рис. 1), эксплуатирующиеся в одном из автотранспортных предприятий Волгоградской области. Эти вездеходы обладают очень хорошей проходимостью и бывают незаменимыми при эксплуатации по бездорожью во время распутицы или по глубокому снегу [1–3], но у них часто случаются отказы в трансмиссии [4–6], особенно часто происходит поломка валов, на которых установлены шестерни колесного редуктора как переднего, так и заднего мостов [5, 6].

В трансмиссии этих ТСШСД использованы узлы от ряда серийно выпускаемых автомобилей. Использование таких узлов удешевляет конструкцию и упрощает технологию производства, техническое обслуживание и ремонт,

но и создает определенные трудности при компоновке данного типа вездеходов, в некоторых случаях увеличивает массогабаритные показатели [1–3]. Это также может являться причиной отказов в трансмиссии и приводить к простоям техники при ремонте [5, 6].

Целью исследования является анализ результатов экспериментального исследования, в ходе которого определялась нагруженность вала шестерни колесного редуктора заднего моста трансмиссии вездехода ТРЭКОЛ-39041 на шинах сверхнизкого давления.

Устройство трансмиссии снегоболотохода ТРЭКОЛ-39041

Схема привода колес ТСШСД ТРЭКОЛ-39041 приведена на рис. 2.

Крутящий момент от двигателя передается на четырехступенчатую коробку передач, заим-



Рис. 1. ТСШСД ТРЭКОЛ-39041

ствованную от автомобиля УАЗ-3160, и далее на раздаточную коробку 2 с симметричным дифференциалом, заимствованную от автомобиля ГАЗ-33027 и имеющую принудительную блокировку. Раздаточная коробка перераспределяет крутящий момент между передним и задним мостом. Задний мост состоит из главной передачи 3 от автомобиля УАЗ-31512 и бортовых редукторов 5 от автомобиля УАЗ-3151. Передний мост состоит из главной передачи 4 и бортовых редукторов 6; в конструкции моста использованы узлы тех же автомобилей.

Экспериментальные исследования нагруженности вала колесного редуктора

Во время исследования определялась величина крутящего момента на валу шестерен колесного редуктора заднего моста, так как его поломка является довольно частым явлением.

Для измерения крутящего момента использован тензометрический способ [7]. Замеры и запись изменения момента осуществлялись при помощи модуля АЦП/ЦАП ZET 210 с усилителем ZET 410 (рис 3).

После разборки правого колесного редуктора заднего моста эксплуатировавшегося ТРЭКОЛ-39041 визуально обнаружена остаточная деформация вала шестерни (рис. 4).

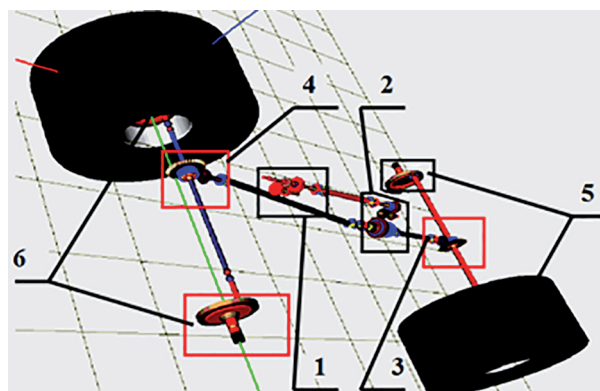


Рис. 2. Схема привода колес ТСШСД ТРЭКОЛ-39041

Таким образом, в эксплуатации нагрузки превысили предел упругости материала вала. Прочностные характеристики стали 35ХГСА, из которой изготовлен вал, приведены в табл. 1 [8]. В соответствии с этими характеристиками определены предельно допустимые моменты для предотвращения пластической деформации и отказа.

Эксперимент по определению крутящего момента проводился на сухом грунте при давлении воздуха в шинах 0,05 МПа. В табл. 2 приведены тягово-сцепные показатели пневматической шины 1300С600-533 ТРЭКОЛа. Сцепные свойства данных шин на мягких грунтах

Таблица 1

Механические свойства стали 35ХГСА при 20°С

Сортамент	Размер, мм	s_b , МПа	s_r , МПа	d_5 , %	y , %	KCU	Термообработка
Прутки, ГОСТ 4543-71		1620	1275	9	40	390	Закалка и отпуск
Поковки	100–300	660	490	13	40	540	Закалка и отпуск

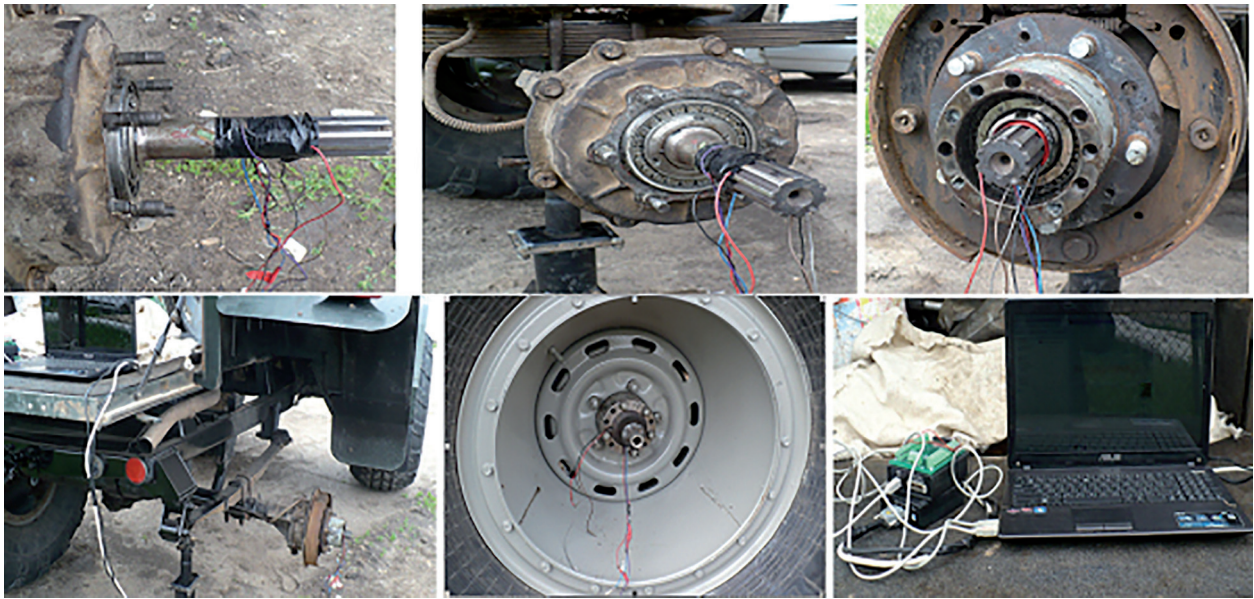


Рис. 3. Оборудование для эксперимента и исследуемый вал ТРЭКОЛ-39041



Рис. 4. Остаточная деформация исследуемого вала

близки к свойствам обычных шин на твердом покрытии [9].

Исследование нагруженности осуществлялось на режиме, на котором динамические нагрузки достигают максимальных значений – на режиме трогания, когда достаточно большую массу покоя машины нужно за короткий промежуток времени стронуть с места и начать движение [10–12]. Движение во время трогания осуществлялось как вперед, так и назад. На рис. 5 и 6 для примера представлены элементы полученных цифровых осциллограмм.

Графики отображают процесс резкого возрастания крутящего момента при трогании машины с места, а затем его стабилизацию во время движения.

Данные обработки результатов эксперимента приведены в табл. 3.

При использовании данных табл. 1 по предельно допустимым напряжениям найдены величины крутящих моментов, при которых эти напряжения возникают. Полученные данные приведены в табл. 3.

Таблица 2

Тягово-сцепные показатели тонкостенной шины 1300x600-533 модели ТРЭКОЛ

Максимальная сила тяги, кН	3,79
Коэффициент сцепления	0,64
Тяговый коэффициент полезного действия шины	0,72
Предельное буксование, %	38,0

Расчетное определение нагруженности вала колесного редуктора

Зная моменты, возникающие на исследуемом участке привода колес, перейдем к расчету ведомого вала колесного редуктора. На ТРЭКОЛ-39041 в приводе колес применен колесный редуктор с цилиндрической передачей внутреннего зацепления. Так как ведущее колесо имеет ступицу, которая установлена на двух подшипниках, расположенных на корпусе колесного редуктора, то при такой схеме полуось, в данном случае вал, является разгруженной, а изгибающие моменты от сил взаимодействия колес с дорогой воспринимаются корпусом [2]. На рис. 7 приведена расчетная схема подшипникового узла.

Расчет полуосей производится на статическую прочность и выносливость [2]. Для нашего случая определяются напряжения кручения τ и деформация кручения θ , так как материал разгруженных полуосей испытывает только напряжение кручения:

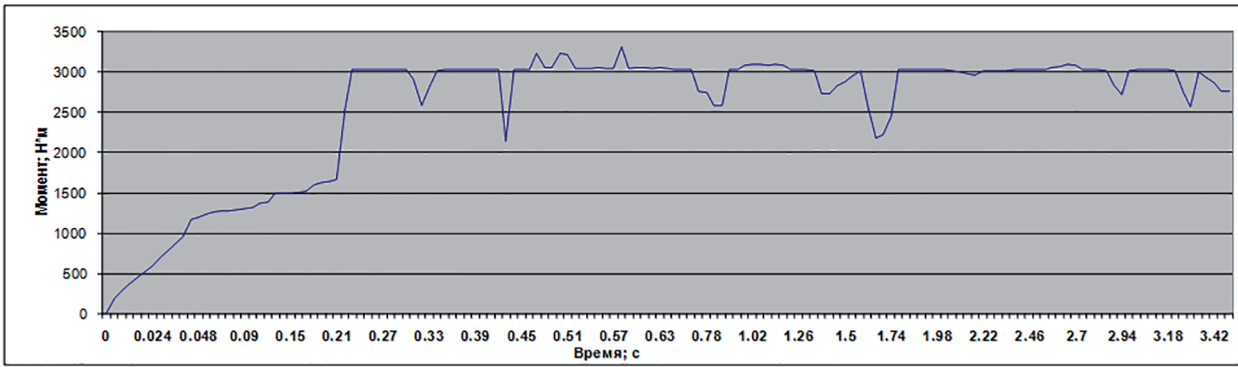


Рис. 5. Изменение момента на валу колесного редуктора во время трогания при движении вперед

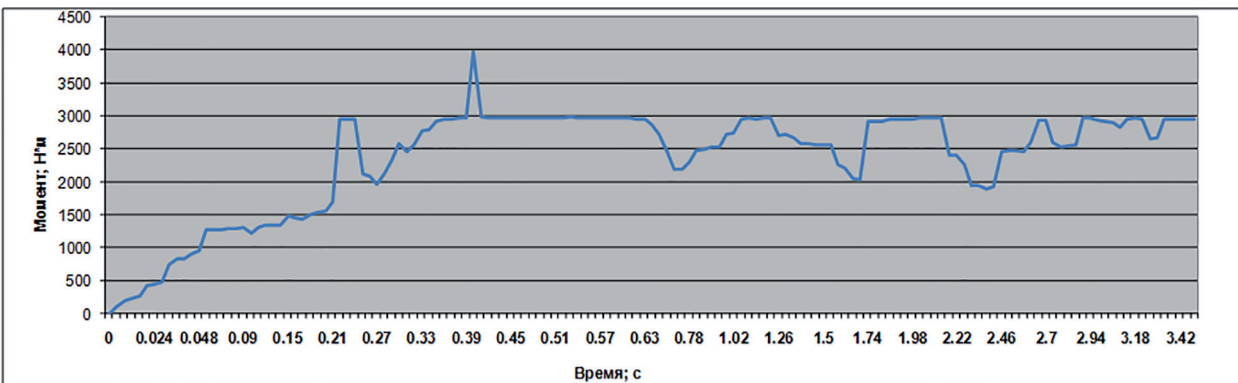


Рис. 6. Изменение момента на валу колесного редуктора во время трогания при движении назад

Таблица 3

Параметры нагруженности исследуемого вала

Среднеквадратичное значение $M_{кр}$, Н·м	Максимальное значение $M_{кр}$, Н·м	Значение $M_{кр}$ при установившемся движении, Н·м
Движение вперед		
3190	3222	3015
Движение назад		
2949	2980	2962
Значения моментов по предельным напряжениям		
по пределу пропорциональности		по пределу кратковременной прочности
$\tau_{max} = 0,5 \cdot [\sigma_{\tau}] = 0,5 \cdot 1275 = 637,5$ МПа $M_{jmax} = \tau_{кр} \cdot W_{\tau} = 2295$ Н·м		$\tau_{max} = 0,5 \cdot [\sigma_{в}] = 0,5 \cdot 1620 = 810$ МПа $M_{jmax} = \tau_{кр} \cdot W_{\tau} = 2916$ Н·м

$$\tau_{max} = \frac{R_x r_0}{W_{\tau}} = \frac{M_{jmax}}{W_{\tau}}; \theta_{max} = \frac{M_{jmax} l}{G I_{\tau}} \cdot \frac{180^{\circ}}{\pi},$$

где W_{τ} — момент сопротивления сечения; M_{jmax} — максимальный динамический момент на полуоси; I_{τ} — полярный момент инерции сечения; G — модуль упругости при кручении, для стали $G = 83 \cdot 10^9$ Па; l — длина полуоси, R_x — продольная сила.

Ориентировочно можно принимать $M_{jmax} = (1,0 \dots 5) M_{\phi}$. Полученные значения не должны превышать $\tau_{max} = 500 \dots 700$ МПа и $\theta_{max} = 6 \dots 15$ градусов на 1 м длины полуоси [2].

Определяем момент сопротивления сечения и полярный момент инерции сечения по соответствующим формулам:

$$W_{\tau} = \frac{\pi d^3}{16}; I_{\tau} = \frac{\pi d^4}{32}.$$

Диаметр вала колесного редуктора $d = 0,032$ м, длина l для заднего правого вала равна 0,155 м.

Учитывая то, что на валу имеется концентратор напряжения в виде шлицевого соединения, а также то, что характерные поломки валов (см. рис. 4) происходят именно в районе шлицевой части, расчет напряжений следует

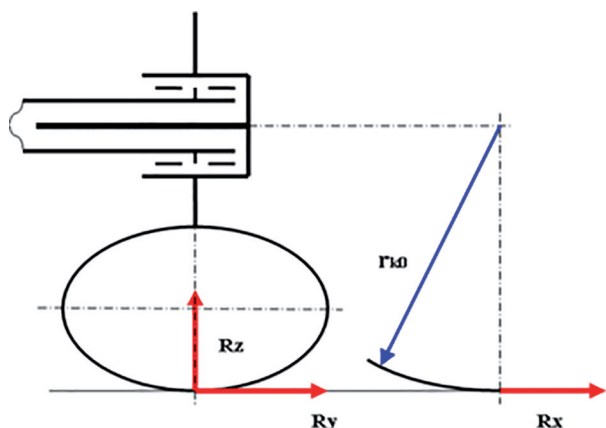


Рис. 7. Расчетная схема подшипникового узла ведущего колеса с разгруженной полуосью

выполнять именно для этого сечения. Его параметры W_τ – момент сопротивления сечения и I_τ – полярный момент инерции сечения определяются по формулам:

$$W_\tau = \frac{\pi d^4 + bz(D-d)(D+d)^2}{16D};$$

$$I_\tau = \frac{\pi d^4 + bz(D-d)(D+d)^3}{32D}.$$

Шлицевое соединение имеет следующие геометрические характеристики: $z = 10$, $D = 0,032$ м, $d = 0,026$ м, $b = 0,004$ м.

Результаты расчетов приведены в табл. 4. Они показывают, что напряжения кручения на ведомом валу колесного редуктора ТСШСД ТРЭКОЛ-39041 в 1,4 раза больше по сравнению с напряжениями при его работе в составе автомобиля УАЗ-3151. Также в 1,4 раза больше и деформация кручения.

Таким образом, в сечении шлицевого соединения при допущении $M_{j\max} = 1,5 M_\phi$ напряжения кручения в 1,2 раза превышают допустимые.

Результаты эксперимента и расчета подтверждают, что напряжения, возникающие на валу колесного редуктора, близки к расчетным при $M_{j\max} = 1,5 M_\phi$. Расчеты показывают также, что нагрузки, передаваемые от колесного движителя снегоболотохода на элементы трансмиссии, выше нагрузок, возникающих в трансмиссии автомобиля УАЗ-31512. Они близки к критическим.

Полученные в настоящей работе результаты экспериментальных и расчетных исследований должны быть интересны также создателям других машин – грузовых и иных автомобилей, автобусов, колесных и гусеничных трак-

Таблица 4

Расчетные характеристики элементов трансмиссии

Параметры	ТРЭКОЛ-39041	УАЗ-3151
Момент по сцеплению ведущего колеса с дорогой $M_{тр\phi}$ при $\phi = 0,8$, Н·м	2052	1484
Момент по сцеплению ведущего колеса с дорогой $M_{тр\phi}$ при $\phi = 0,2$, Н·м	513	371
Момент сопротивления сечения W_τ , м ³	$6,431 \cdot 10^{-6}$	$6,431 \cdot 10^{-6}$
Полярный момент инерции сечения I_τ , м ⁴	$0,103 \cdot 10^{-6}$	$0,103 \cdot 10^{-6}$
Максимальный динамический момент на полуоси $M_{j\max} = 1,5 M_\phi$ при $\phi = 0,8$, Н·м	3078	2226
Максимальный динамический момент на полуоси $M_{j\max} = M_\phi$ при $\phi = 0,8$, Н·м	2052	1484
Напряжения кручения τ_{\max} , МПа	479	346
Деформация кручения θ_{\max} , град/на 1 м длины	3,1	2,26
В сечении шлицевого соединения		
Момент сопротивления сечения W_τ , м ³	$3,6 \cdot 10^{-6}$	$3,6 \cdot 10^{-6}$
Полярный момент инерции сечения I_τ , м ⁴	$1,414 \cdot 10^{-6}$	$1,414 \cdot 10^{-6}$
Максимальный динамический момент на полуоси $M_{j\max} = 1,5 M_\phi$ при $\phi = 0,8$, Н·м	3078	2226
Максимальный динамический момент на полуоси $M_{j\max} = M_\phi$ при $\phi = 0,8$, Н·м	2052	1484
Напряжения кручения τ_{\max} , МПа	855	618
Напряжения кручения τ_{\max} при $M_{j\max} = M_\phi$, МПа	570	412
Деформация кручения θ_{\max} , град/на 1 м длины	0,32	0,23

торов, рабочих сельскохозяйственных машин, при эксплуатации которых возникают форсированные нагрузочные режимы.

Заключение

В результате выполненных экспериментальных и расчетных исследований установлено, что основной причиной отказов элементов трансмиссии снегоболотохода ТРЭКОЛ-39041 являются условия его эксплуатации, более высокие тягово-сцепные качества шин сверхнизкого давления по сравнению с обычными шинами, более сложная схема трансмиссии, чем у обычных вездеходов, при которой трансмиссия просто компонуется из узлов ряда серийно выпускаемых автомобилей. При этом не выполняются расчеты динамической нагруженности ее элементов на форсированных режимах работы, что приводит к возникновению напряжений в шлицевом соединении вала колесного редуктора, существенно превышающих допустимые значения, к его пластической деформации и выходу из строя.

Литература

1. Котович С.В. Двигатели специальных транспортных средств. Часть I: Учебное пособие. М.: МАДИ (ГТУ). 2008. 161 с.
2. Гришкевич А.И. Проектирование трансмиссий автомобилей: Справочник. М.: Машиностроение. 1984. 272 с.
3. Шевчук В.П., Ляшенко М.В., Шеховцов В.В., Победин А.В. Особенности конструкций наземных транспортных средств для трубопроводного транспорта. Волгоград: ВолгГТУ. 2011. 246 с.
4. Ляшенко М.В., Шеховцов В.В., Соколов-Добрев Н.С., Чебаненко А.П., Мерзликин А.А. Study Design Wheel Drive Vehicles to the Pneumatic Wheel Propulsions Extra-Low Pressure [Электронный ресурс], 32nd Seminar of the Students' Association for Mechanical Engineering, Warsaw, Poland, 15-17.05.2013: [доклады] / Military University of Technology, Faculty of Mechanical Engineering. – 1 CD-ROM. – S. 1–4. – Warsaw, 2013.
5. Ляшенко М.В., Шеховцов В.В., Мигунов А.И., Чебаненко А.П. Компонентные решения и отказы трансмиссий вездеходов на шинах сверхнизкого давления // Известия МГТУ «МАМИ». 2015. № 1(23). Т. 1. С. 116–123.
6. Годжаев З.А., Косых В.Ф., Ляшенко М.В. Анализ отказов и компонентных схем транспортных средств на шинах сверхнизкого давления // Трактор и сельхозмашины. 2015. № 2. С. 45–46.

7. Ляшенко М.В., Шеховцов В.В., Дейниченко Е.М., Соколов-Добрев Н.С. Методы исследования динамических процессов в узлах силовых передач и системах поддресоривания гусеничных сельскохозяйственных тракторов. Волгоград: ВолгГТУ. 2009. 150 с.
8. Котляренко В.И. Научное обоснование создания и разработка ходовых систем на пневмоколесных движителях сверхнизкого давления: дис... доктора техн. наук. Москва. 2009. 280 с.
9. Исследование шин сверхнизкого давления для снегоболотоходов. [arctictrans.ru/node/112.]. – [2015]. – Режим доступа: <http://www>.
10. Ляшенко М.В., Шеховцов В.В., Чебаненко А.П. Динамическая нагруженность транспортных средств на шинах сверхнизкого давления и ее влияние на работу трансмиссии // Прогресс транспортных средств и систем – 2013: матер. междунар. науч.-практ. конф., Волгоград, 24–26 сент. 2014 г. / ВолгГТУ [и др.]. С. 159–160. Волгоград. 2013.
11. Development of a Design Torsion Bar Suspension for Light off-Road Vehicles on Low Pressure Tires [Электронный ресурс] / В.В. Шеховцов, М.В. Ляшенко, Н.С. Соколов-Добрев, А.А. Мерзликин, А.П. Чебаненко // 32nd Seminar of the Students' Association for Mechanical Engineering, Warsaw, Poland, 15-17.05.2013: [доклады] / Military University of Technology, Faculty of Mechanical Engineering. – 1 CD-ROM. – Warsaw, 2013. – S. 5–8.
12. Шеховцов В.В. The Computational Research of the Dynamic Load of the Power Train Sites of the Caterpillar Tractor = Расчетное исследование динамической нагруженности силовой передачи гусеничного трактора // The Archives of Automotive Engineering / Archiwum Motoryzacji. 2013. Vol. 59, No. 1. парал.: С. 85–97 (англ.); 185–198 (рус.).

References

1. Kotovich S.V. *Dvizhiteli spetsial'nykh transportnykh sredstv* [Propellers of special vehicles]. Chast' I. Moscow: MADI (GTU) Publ., 2008. 161 p.
2. Grishkevich A.I. *Proektirovanie transmissiy avtomobiley: Spravochnik* [Design of transmissions of cars: Reference book], Moscow: Mashinostroenie Publ., 1984. 272 p.
3. Shevchuk V.P., Lyashenko M.V., Shekhovtsov V.V., Pobedin A.V. *Osobennosti konstruktivnykh sredstv dlya truboprovodnogo transporta* [Features of design of land vehicles for pipeline transport.]. Volgograd: VolgGTU Publ., 2011. 246 p.
4. Lyashenko M.V., Shekhovtsov V.V., Sokolov-Dobrev N.S., Chebanenko A.P., Merzlikin A.A. Study

- Design Wheel Drive Vehicles to the Pneumatic Wheel Propulsions Extra-Low Pressure [Elektronnyy resurs], 32nd Seminar of the Students' Association for Mechanical Engineering, Warsaw, Poland, 15-17.05.2013: [doklady] / Military University of Technology, Faculty of Mechanical Engineering. – 1 CD-ROM. – S. 1–4. – Warsaw, 2013.
5. Lyashenko M.V., Shekhovtsov V.V., Migunov A.I., Chebanenko A.P. General design solutions and failures of all-wheel drive transmissions on ultra-low pressure tires. *Izvestiya MGТУ «MAMI»*. 2015. No 1(23). T. 1, pp. 116-123 (in Russ.).
 6. Godzhaev Z.A., Kosykh V.F., Lyashenko M.V. i dr. Analysis of failures and layouts of vehicles on ultra-low pressure tires. *Traktora i sel'khoz mashiny*. 2015. No 2, pp. 45-46 (in Russ.).
 7. Lyashenko M.V., Shekhovtsov V.V., Deynichenko E.M., Sokolov-Dobrev N.S. *Metody issledovaniya dinamicheskikh protsessov v uzlakh silovyykh peredach i sistemakh podressorivaniya gusenichnykh sel'skokhozyaystvennykh traktorov* [Methods for studying dynamic processes in power transmission units and suspension systems of caterpillar agricultural tractors]. Volgograd: VolgGTU Publ., 2009. 150 p.
 8. Kotlyarenko V.I. *Nauchnoe obosnovanie sozdaniya i razrabotka khodovykh sistem na pnev-mokolesnykh dvizhitelyakh sverkhnizkogo davleniya*. Dis... doktora tekhn. nauk [The scientific justification for the establishment and development of systems running on pneumatic wheel propellers of low pressure. Dissertation for Candidate of technical science degree]. Moscow, 2009. 280 p.
 9. Investigation of ultra-low pressure tires for snowblowers (in Russ.). [arctictrans.ru/node/112]. – [2015]. URL: <http://www>.
 10. Lyashenko M.V., Shekhovtsov V.V., Chebanenko A.P. Dinamicheskaya nagruzhennost' transportnykh sredstv na shinakh sverkhnizkogo davleniya i ee vliyaniye na rabotu transmissii. Progress transportnykh sredstv i sistem – 2013. Mater. mezhdunar. nauch.-prakt. konf., Volgograd, 24-26 sent. 2014 g. VolgGTU [i dr.], pp. 159-160. Volgograd, 2013.
 11. Development of a Design Torsion Bar Suspension for Light off-Road Vehicles on Low Pressure Tires [Elektronnyy resurs] / V.V. Shekhovtsov, M.V. Lyashenko, N.S. Sokolov-Dobrev, A.A. Merzlikin, A.P. Chebanenko // 32nd Seminar of the Students' Association for Mechanical Engineering, Warsaw, Poland, 15-17.05.2013: [doklady] / Military University of Technology, Faculty of Mechanical Engineering. – 1 CD-ROM. – Warsaw, 2013. – S. 5–8.
 12. Shekhovtsov V.V. The Computational Research of the Dynamic Load of the Power Train Sites of the Caterpillar Tractor = Raschetnoe issledovanie dinamicheskoy nagruzhennosti silovoy peredachi gusenichnogo traktora. The Archives of Automotive Engineering / Archiwum Motoryzacji. – 2013. – Vol. 59, No 1. – paral.: pp. 85-97 (angl.); 185–198 (rus.).

EXPERIMENTAL AND COMPUTATIONAL STUDY OF THE LOADING OF PARTS OF THE WHEEL GEAR REDUCER OF A SNOW THROWER

Dr. Eng. **M.V. Lyashenko**, Dr. Eng. **V.V. Shekhovtsev**, **A.P. Chebanenko**
Volgograd State Technical University, Volgograd, Russia
tslmv@vstu.ru

The article presents an analysis of the results of the experimental study, during which the load was determined for the gear wheel shaft of the rear-axle gearbox of the all-terrain vehicle transmission on ultra-low pressure tires TREKOL-39041. These all-terrain vehicles have very good cross-country ability and are indispensable for off-road operation during mudslide or deep snow, but they often have transmission failures, especially the shafts on which the wheel reduction gear of both the front and rear axles are installed. In the transmission of these vehicles on the tires of ultra-low pressure, the units from a number of commercially produced vehicles were used. The use of such units reduces the cost of construction and simplifies the production technology, maintenance and repair, but also creates certain difficulties in the design of this type of ATV, in some cases, increases the weight and dimensions. The experimental data are compared with the data of other authors and with calculated data. The obtained data are compared with the experimental and calculated data on the loading of the transmission elements of the UAZ-31512 automobile, the main units of which are used in the layout diagram of the snow aerial vehicle. The results of the studies indicate that the main reason for the failure in the transmission of the snow thrower TREKOL-39041 is the operating conditions, including somewhat different from ordinary tires, the interaction of the ultra-low pressure tires with the best traction and coupling properties with the supporting surface, and a more complex transmission scheme, than for conventional all-terrain vehicles, in which the transmission is simply assembled from the units of a number of serially produced automobiles and calculations of the dynamic loading of its elements on the forced modes are not conducted, which leads to the appearance of significantly exceeding the permissible values of stresses in the splined joint of the wheel gear shaft, to its plastic deformation and failure.

Keywords: transmission, loading, gear ratio, vehicles on ultra-low pressure tires.