

процессом управления объектом:

$$J(u) = \int_{t_0}^{t_k} u^2(t) dt \rightarrow \min_{u \in U} . \quad (10)$$

Эти функционалы ложатся в основу различных оптимизационных задач.

Выводы

1. Прямые оценки, построенные на результатах исследования «изолированного» движения автомобиля, из-за отсутствия возможности слежения за заданной траекторией не могут служить системной оценкой управляемости автомобиля, поскольку они противоречат понятию «управляемость относительно заданной траектории».
2. Оценки управляемости типа (8) и (10), во многом из-за наличия водителя в системе управления, носят случайный и субъективный характер, поэтому окончательный результат может быть получен после статистической обработки результатов экспериментов. Однако их основное достоинство состоит в том, что они могут быть использованы в задачах параметрической оптимизации и в задачах оптимизации процессов управления автомобилем.
3. Использование автоматов слежения за заданной траекторией (аналитических и реальных) дает возможность исключить субъективное влияние водителя на системные оценки, но в значительной мере усложняет аналитические и экспериментальные исследования управляемости автомобиля.

Литература

1. Kalman R.E., HO Y.C., Narendra L.S. Controllability of Linear Dynamical Systems, Contributions to Differential Equations; Interscience Publishers Inc. N.Y., 1962, p.p. 189 – 213.
2. Катанаев Н.Т., Вихман В.С., Морозов Б.И., Карелин В.И. Устройство для исследования характеристик управляемости автомобиля в режиме слежения. А.С. № 662841 от 15.05.79. Б.И. №18, 1979.
3. Катанаев Н.Т., Карелин В.И. Устройство для исследования управляемости транспортного средства. А.С. № 887975, Б.И. № 45, 1981.
4. Красовский Н.Н., Летов А.М. Теория аналитического конструирования регуляторов. Автоматика и телемеханика, 1962,23, с.649 – 656.
5. Летов А.М. Аналитическое конструирование регуляторов. – “Автомат. и телемех.” Т. XX1, № 4,5,6,1960, Т. XX11 № 4, 1961, Т. XX111, № 11, 1962. с. 433 – 434, 561 – 568, 661 – 665.

Компоновочные решения и отказы трансмиссий вездеходов на шинах сверхнизкого давления

д.т.н. проф. Ляшенко М.В.¹, Шеховцов В.В.¹, Мигунов А.И.², Чебаненко А.П.¹
¹ВолгГТУ, ²ЗАО «Нижевожское УТТ»
ts@vstu.ru

Аннотация. В статье проанализированы компоновочные решения трансмиссий транспортных средств на шинах сверхнизкого давления. Показано, что в большинстве случаев их трансмиссии компонуются из готовых узлов серийно выпускаемых в России транспортных средств. Из-за этого усложняется привод колес, снижается ресурс элементов трансмиссий и появляются характерные эксплуатационные поломки. В статье приведены статистические данные по отказам вездеходов ТРЭКОЛ-39041, эксплуатирующихся в Волгоградской области, а также указаны недостатки существующей методики расчета передаточных чисел трансмиссий таких машин.

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

Транспортные средства на шинах сверхнизкого давления находят все более широкое применение при решении транспортных проблем на обширных бездорожных территориях в различных регионах страны и мира. При их использовании в труднодоступных районах снижается ущерб, наносимый почвенно-растительному покрову и экологии. В районах Севера, Сибири и Дальнего Востока, а также во многих районах Волгоградской области для обслуживания нефтяных и газовых промыслов и выполнения иных видов работ в период осенне-весенней распутицы не обойтись без применения данного вида транспортных средств, обладающих высокой проходимостью и удовлетворительными экологическими качествами.

Возросший потребительский спрос на транспортные средства на шинах сверхнизкого давления (ТСШСД), а поэтому и перспективность НИР и ОКР, направленных на совершенствование данного вида транспортных средств, привели к тому, что помимо машиностроительных предприятий с развитой производственной базой разработку и производство ТСШСД взяли на себя техники-энтузиасты. Они производят такие вездеходы в основном в единичных экземплярах и для частных условий эксплуатации [1].

Известно, что трансмиссии ТСШСД, таких, например, как «Странник-08», выпускаемый ООО «Норд-Авто», «Петрович» ООО «Экотранс», «Лопасня ВМ» Ассоциации «Арктиктранс», «Жержак» и «Ункор ООО «ТрансМАШа», имеют сложную конструкцию. Это в большинстве случаев связано с тем, что в трансмиссиях транспортных средств на пневмоколесных движителях используются в основном узлы и агрегаты привода колес, применяемые при производстве серийно выпускаемых автомобилей повышенной проходимости. При этом, кроме элементов трансмиссий легковых и грузовых автомобилей повышенной проходимости, могут использоваться узлы и элементы трансмиссии выпускаемых тракторов [2, 3, 8, 10]. Поэтому, по мнению создателей, в большинстве случаев не требуется детального расчета элементов трансмиссии. Если известны передаточные числа и основные характеристики элементов трансмиссии и главной передачи, то задача сводится к рациональной и правильной компоновке этих элементов.

Однако такой подход в ряде случаев приводит к усложнению привода колес, снижению ресурса элементов трансмиссии и к серьезным поломкам в эксплуатации. Выполнен анализ характерных поломок в трансмиссии ТСШСД марки ТРЭКОЛ-39041 в транспортной организации, эксплуатирующей данные вездеходы для обслуживания нефтяных промыслов в Волгоградской области. Он показал, что необходим более внимательный подход к расчету передаточных чисел элементов трансмиссии и учитывать при этом основные эксплуатационные факторы, влияющие на снижение ресурса.

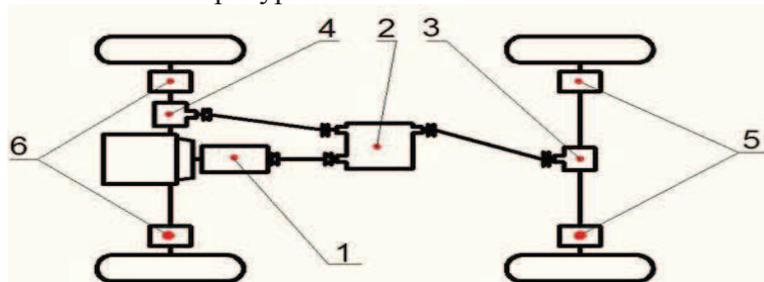


Рисунок 1. Схема привода колес ТСШСД ТРЭКОЛ-39041

Рассмотрим схему привода колес ТСШСД ТРЭКОЛ-39041, приведенную на рисунке 1. Крутящий момент от двигателя передается на 4-х ступенчатую КПП 1 от автомобиля УАЗ-3160 и далее на раздаточную коробку 2 с симметричным дифференциалом от ГАЗ-33027, имеющую принудительную блокировку. Раздаточная коробка перераспределяет 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 также состоит из главной передачи 4 и бортовых редукторов 6, в конструкции которых использованы узлы тех же автомобилей. При применении стандартных автомобильных мостов в данной схеме получается не вполне корректное отношение грузоподъемности к допустимому передаваемому моменту. Это предопределяет либо их слишком высокую массу, «сседающую»

большую часть допустимой полезной нагрузки при подборе моста по требуемому передаваемому моменту, либо недостаточную надежность при подборе по грузоподъемности, поэтому в работе [4] отмечается обычно низкий ресурс элементов трансмиссии ТСШСД.

Из анализа статистики отказов при эксплуатации двух ТСШСД ТРЭКОЛ-39041 следует, что наиболее часто ломаются (см. таблицы 1 и 2) валы привода шестерни колесного редуктора. В среднем такой вал приходилось заменять через 650 км пробега для ТСШСД № 2, для ТСШСД № 1 – через 1600 км пробега. Во всех случаях зарегистрирован типичный характер разрушения – скручивание вала и его косоугольный разлом [4]. Фотографии сломанных валов приведены на рисунке 2.



Рисунок. 2. Характерные эксплуатационные поломки ведомых валов колесного редуктора

Если учесть, что эксплуатация данных ТСШСД происходит зимой и весной и обслуживают они одни и те же объекты, а следовательно, движутся по одному и тому же маршруту, можно предположить, что основной причиной отказов являются условия эксплуатации. Эксплуатация ТСШСД в районах Севера, Сибири и Дальнего Востока со слабонесущими грунтами, видимо, характеризуется еще большим числом отказов [9, 10].

Чтобы понять причины рассмотренных выше характерных отказов элементов привода колес, рассмотрим метод расчета передаточных чисел элементов трансмиссии ТСШСД, так как от правильности подбора этих элементов зависит долговечность и безотказность работы всей трансмиссии.

Метод расчета передаточных чисел для трансмиссий ТСШСД предложен В.Н. Шалягиным [5]. В его работе обобщен ранее накопленный опыт конструирования ТСШСД и рассмотрены некоторые особенности конструирования и расчета вездеходов на шинах сверхнизкого давления.

Расчет передаточных чисел трансмиссии этих транспортных средств базируется на тех же принципах, что и расчет передаточных чисел трансмиссий колесных машин высокой проходимости.

Расчет минимального передаточного числа трансмиссии i_{\min} ведется исходя из максимальной скорости, которую должна развить машина:

$$i_{\min} = 2\pi R_k n_{\max} / v_{\max} 60, \quad (1)$$

где: R_k – рабочий радиус ведущего колеса, м; v_{\max} – максимальная скорость движения транспортного средства, м/с; n_{\max} – частота вращения коленчатого вала двигателя при v_{\max} , мин⁻¹.

Для определения параметров элементов ходовой части ТСШСД применяются некоторые ограничения и упрощения. Так, R_k принимается равным $0,475 D$, где D – наружный диаметр шины сверхнизкого давления. Максимальная скорость движения v_{\max} , как правило, принимается равной 50...70 км/ч, так как ТСШСД различных компоновочных решений на твердой опорной поверхности при данных скоростях движения и внутреннем давлении воздуха в шинах 0,05...0,07 МПа [6, 7] отличаются удовлетворительной устойчивостью. Дальнейшее увеличение скорости движения считается нецелесообразным и влияет на безопасность [11]. При давлении в шине 0,02...0,03 МПа машина становится практически неуправ-

ляемой и непредсказуемой.

Таблица 1

Статистика поломок и отказов в трансмиссии вездехода № 1

Вид проводимого ремонта	Пробег на день ремонта (км)	Запасные части, заменяемые при ремонте	Кол-во шт.
Замена подшипников передней правой ступицы. Ремонт раздаточной коробки (замена шестерни дифференциала РКП и муфты синхронизатора РКП)	28157	1. Подшипник ступицы 3151-31003025 2. Сальник ступицы 60x85x10. 3. Шестерня дифференциала раздаточной коробки 33027-1802109. 3. Муфта синхронизатора раздаточной коробки 33027-1802116	2 1 1 1
Ремонт КПП	34449	1. Кольцо стопорное УАЗ 69 - 3103024 2. Подшипник первичного вала КПП УАЗ 3. Прокладки КПП УАЗ	2 1 1 к-т.
Ремонт КПП, ремонт заднего моста, ремонт раздаточной коробки, замена сальника поворотного кулака.	39164	1. Подшипник 7510 (32210) (подшипник межосевого дифференциала раздаточной коробки ГАЗ-33027) 2. Подшипник промежуточного вала КПП УАЗ 3. Подшипник первичного вала КПП УАЗ 4. Подшипник промежуточного вала передний УАЗ 452-1802092 5. Сальник ведомого вала 3741-1701210 6. Сальник поворотного кулака УАЗ 7. Прокладки КПП УАЗ 8. Вал шестерни колесного редуктора заднего моста левый 9. Вал шестерни колесного редуктора заднего моста правый.	1 1 1 1 1 1 1 к-т. 1 1
Ремонт бортовых редукторов заднего моста	41164	1. Вал шестерни колесного редуктора заднего моста левый 2. Вал шестерни колесного редуктора заднего моста правый.	1 1
Ремонт переднего моста, ремонт передней ступицы. Ремонт бортовых редукторов заднего моста.	53077	1. Вал шестерни колесного редуктора заднего моста левый 2. Вал шестерни колесного редуктора заднего моста правый. 3. Шарнир поворотного кулака левый 452 - 2304061 4. Сальник поворотного кулака УАЗ-3160 5. Сальник ступицы 65x90x10	1 1 1 2 2
Ремонт КПП, ремонт задней ступицы.	61540	1. Комплект подшипников КПП УАЗ 4-х ступенчатой. 2. Прокладки КПП УАЗ 3. Подшипники ступицы УАЗ 5. Сальник ступицы 65x90x10	1 к-т. 1 к-т. 4 2

Статистика поломок и отказов в трансмиссии вездехода № 2

Вид проводимого ремонта	Пробег на день ремонта (км.)	Запасные части, заменяемые при ремонте	Кол-во шт.
Ремонт бортовых редукторов переднего моста. (Замена обоих ведомых валов колесного редуктора переднего моста)	17674	1. Вал шестерни колесного редуктора переднего моста 2. Сальник 65x90 3. Флянец полуоси редуктора моста	2 3 1
Ремонт переднего и заднего мостов. Замена ведомых валов колесного редуктора.	20151	1. Вал шестерни колесного редуктора заднего моста правый. 2. Вал шестерни колесного редуктора переднего моста	1 1
Ремонт переднего и заднего мостов. Замена ведомых валов колесного редуктора	20338	1. Вал шестерни колесного редуктора переднего моста 2. Вал шестерни колесного редуктора заднего моста левый	1 1

Максимальное передаточное число i_{\max} определяется из необходимого максимального момента на ведущих колесах и требуемой минимальной устойчивой скорости движения:

$$i_{\max P} = G_{cy} \varphi R_k / (M_{\max} \eta_{mp}); \quad (2)$$

$$i_{\max V} = 2\pi R_k n_{\min} / v_{\min} 60, \quad (3)$$

где: $i_{\max P}$ – максимальное передаточное число исходя из требуемого максимального усилия; G_{cy} – составляющая веса, приходящаяся на ведущие колеса, Н; φ – коэффициент сцепления; M_{\max} – максимальный крутящий момент двигателя, Н·м; η_{mp} – КПД трансмиссии; $i_{\max V}$ – максимальное передаточное число исходя из требуемой минимальной скорости движения транспортного средства; n_{\min} – минимально устойчивая частота вращения коленчатого вала двигателя, мин^{-1} ; v_{\min} – минимальная скорость движения транспортного средства, м/с.

Большее из передаточных чисел принимается для дальнейших расчетов.

Таким образом, опираясь на ранее проведенные исследования и разработки и зная передаточные отношения коробки передач для проектируемого транспортного средства на шинах сверхнизкого давления, В.Н. Шалягин [5] предлагает рассчитывать максимальное передаточное число i_{\max} по формуле:

$$i_{\max} = i_{\min} i_{kl \max} / i_{kl \min}, \quad (4)$$

где, $i_{kl \min}$, $i_{kl \max}$ – минимальное и максимальное передаточные числа коробки передач.

После определения передаточных чисел определяется схема трансмиссии и проводится разбивка общего передаточного числа по узлам и агрегатам. Сложность заключается в необходимости правильно распределить передаточные числа, обеспечив подвод необходимого крутящего момента и требуемый запас прочности элементов трансмиссии.

Для ТСШСД ТРЭКОЛ-39041 максимальное i_{\max} и минимальное i_{\min} передаточные числа в трансмиссии определяются из выражений:

$$i_{\max} = i_{1n} i_{pkl \min} i_{2n} i_{\delta n}; \quad (5)$$

$$i_{\min} = i_{4n} i_{pkl \max} i_{2n} i_{\delta n}; \quad (6)$$

где: i_{1n} – передаточное число КПП на 1-ой передаче; i_{4n} – передаточное число КПП на 4-ой передаче; $i_{pkl \min}$ – передаточное число низшей передачи раздаточной коробки; $i_{pkl \max}$ – передаточное число высшей передачи раздаточной коробки; i_{2n} – передаточное число главной передачи; $i_{\delta n}$ – передаточное число бортовой передачи; $v_{\max} = 70$ км/ч или 19,444 м/с; $n_{\max} = 5200$ мин^{-1} .

На данном виде ТСШСД применены шины «ТРЭКОЛ» 1300×600×533, для которых $R_k = 0,641$ м.

Для сравнения возьмем передаточные числа трансмиссии автомобиля повышенной

проходимости УАЗ-3151, где установлены П-образные мосты с колесными редукторами, применяемые на ТРЭКОЛ-39041. Выберем распространенную модель УАЗ-3151 с двигателем УМЗ-4178.10 и 4-х ступенчатой КПП с синхронизаторами на 3-й и 4-й передачах, так как у нее передаточное число первой передачи несколько больше и составляет 4,124. В раздаточной коробке имеется прямая высшая передача и понижающая с передаточным числом 1,94. В ведущих мостах установлена главная передача с передаточным числом 2,77. Общее передаточное число моста при этом составляет 5,38.

Используя данный метод, выполним расчет максимальных и минимальных передаточных чисел трансмиссии ТСШСД ТРЭКОЛ-39041.

Момент, развиваемый двигателем на участке, где происходят характерные поломки трансмиссии (вал шестерни колесного редуктора), определяется по выражению:

$$M_{\text{отр}} = M_n i_{\text{max}} \eta_{\text{тр}} \quad (7)$$

где: $M_n = 183,7 \text{ Н}\cdot\text{м}$ – крутящий момент двигателя ЗМЗ-4062.1000400-70 вездехода ТРЭКОЛ-39041 на режиме максимальной мощности, $\text{Н}\cdot\text{м}$;

$\eta_{\text{тр}}$ – КПД участка трансмиссии от двигателя до вала шестерни колесного редуктора;

$M_n = 156 \text{ Н}\cdot\text{м}$ – для двигателя УМЗ-4178.10.

При работе трансмиссии с полной нагрузкой, т. е. при работе двигателя на внешней скоростной характеристике, КПД трансмиссии имеет следующие значения: легковые автомобили 0,90...0,92; грузовые автомобили и автобусы 0,83...0,86; грузовые автомобили повышенной проходимости 0,80...0,85.

Большие значения КПД имеют место на прямой передаче в коробке передач.

Принимаем $\eta_{\text{тр}} = 0,85$.

Момент, найденный по сцеплению ведущего колеса с дорогой, он же момент, который может быть реализован двигателем, равен моменту, который может быть реализован одним ведущим колесом и определяется по выражению [1, 15]:

$$M_{\text{тр}\varphi} = \varphi \lambda_{\kappa} G_{\text{сц}} R_{\kappa} / i_{\text{вк}} \eta_{\text{вк}} \quad (8)$$

где: λ_{κ} – коэффициент распределения сцепного веса по колесам, для колесных машин с формулой 4×4 принимаем равным 0,33 [1, 15]; $i_{\text{вк}}$ – передаточное число от исследуемого вала до ведущего колеса, равное 1; $\eta_{\text{вк}}$ – КПД от исследуемого вала до ведущего колеса, равно 0,99; $G_{\text{сц}}$ – сцепной вес, Н.

Сцепной вес:

$$G_{\text{сц}} = G_{\text{э}} \lambda, \quad (9)$$

где: $G_{\text{э}}$ – эксплуатационный вес транспортного средства, Н; λ – коэффициент распределения веса по мостам.

Значения коэффициента φ сцепления движителя с опорной поверхностью зависят от типа и состояния дорожного покрытия и для различных типов дорог составляют (первое значение для сухого, а второе для мокрого состояния несущей поверхности): с цементобетонным покрытием 0,8 и 0,5; с асфальтобетонным покрытием 0,7 и 0,4; грунтовой 0,6 и 0,3; укатанной снежной 0,3 и 0,2 [1]. Для анализа берем два значения коэффициента φ , максимальный 0,8 и минимальный 0,2.

В расчетах используем эксплуатационный вес транспортного средства, приходящийся на задний мост, так как он является более нагруженным и разрушения валов чаще происходили именно на заднем мосту. Принимаем $G_{\text{сц}}$ равным 12005 Н для ТСШСД ТРЭКОЛ-39041 и 13573 Н для автомобиля УАЗ-3151.

Для автомобиля УАЗ-3151 принимаем $R_{\kappa}=0,41 \text{ м}$ для шины 225/75 R16 108Q.

Данные расчетов приведены в таблице 3.

Так как $M_{\text{тр}\varphi} < M_{\text{дтр}}$, то для дальнейшего анализа и расчетов следует применять $M_{\text{тр}\varphi}$, так как больший момент (в соответствии с третьим законом Ньютона) реализовать невозможно.

Расчетные характеристики элементов трансмиссии

Передаточные числа i	ТРЭКОЛ – 39041	Расчетные передаточные числа для ТРЭКОЛ - 39041	УАЗ-3151
i_{\max}	63,084	67,825	43,774
i_{\min}	9,6	17,943	10,437
КПД трансмиссии	0,85	0,85	0,85 (0,9)
Момент, развиваемый двигателем на участке вала шестерни колесного редуктора $M_{дтр}$	9849,627	10539,535	5804,432 (6145,87)
Момент, найденный по сцеплению ведущего колеса с дорогой $M_{тр\phi}$, при $\phi=0,8$, Н·м	2052,055	2052,055	1483,981
Момент, найденный по сцеплению ведущего колеса с дорогой $M_{тр\phi}$, при $\phi=0,2$, Н·м	513,014	513,014	371

Выводы

Из приведенных расчетных данных (таблица 3) видно, что разница такого важного показателя, как максимальное передаточное число i_{\max} трансмиссии у ТСШСД ТРЭКОЛ-39041 и у рассчитанного с помощью приведенного выше упрощенного метода расчета передаточных чисел незначительна. При этом минимальное передаточное число i_{\min} в трансмиссии хоть и отличается почти в 2 раза, но влияет только на минимальную скорость движения.

При этом крутящий момент на валу колесного редуктора получается в 1,38 раза больше момента на УАЗ-3151, что вызывает существенно большую нагруженность вала. Следовательно, как отмечалось выше, можно предположить, что основной причиной отказов являются условия эксплуатации, большое количество дифференциалов в трансмиссии ТСШСД и существенно больший (по сравнению с традиционными шинами) момент инерции шин сверхнизкого давления, а также несколько другой характер взаимодействия шин сверхнизкого давления с опорной поверхностью.

В настоящее время авторским коллективом на основе предыдущего опыта [12 – 17] разрабатывается математическая модель трансмиссии ТСШСД и готовится серия расчетных экспериментов, в которых будут исследоваться условия нагружения каждого из элементов трансмиссии при движении по реальным маршрутам в зимний период и в период весенней распутицы. Кроме того, предполагается выполнение более подробного исследования взаимодействия шины сверхнизкого давления с опорной поверхностью, а также анализа влияния ее инерционных характеристик на динамическую нагруженность трансмиссии. Это позволит уточнить расчетную методику, а также выработать рекомендации по компоновочным и конструкторским решениям ТСШСД.

Литература

1. Бочаров Н.Ф. Конструирование и расчет колесных машин высокой проходимости. - М.: Машиностроение, 1983. – 299 с.
2. Вездеходы. [<http://www.tundrolet.ru/taxonomy/term/2>]. – 2014.
3. Шарипов В.М. Конструирование и расчет тракторов. М.: Машиностроение, 2009. – 752 с.
4. Анализ отказов и компоновочных схем транспортных средств на шинах сверхнизкого давления / З.А. Годжаев, В.Ф. Косых, М.В. Ляшенко и др. // Трактора и сельхозмашины. –

2015. – № 2. – С. 45-46.
5. Знакомство с «Петровичем». [<http://www.arctictrans.ru/press/petrovich.>]. – 2014.
 6. Конструируем пневмоходы. [<http://www.content.mail.ru/arch/13562/552950.>]. – 2013.
 7. Котляренко В.И. Научное обоснование создания и разработка ходовых систем на пневмоколесных движителях сверхнизкого давления: Дисс...доктора техн. наук. – М., 2009. – 280 с.
 8. Котляренко В.И. Исследование управляемости и устойчивости транспортных средств (ТС) на шинах сверхнизкого давления // Журнал ассоциации автомобильных инженеров. – 2009. – № 1. – С. 34-35.
 9. Шина сверхнизкого давления – оптимальный движитель для транспортных средств на слабонесущих грунтах/ В.И. Котляренко, С.В. Гончаренко, З.А. Годжаев, В.Я. Шапиро // Тракторы и сельхозмашины. – 2014. – № 2. – С. 17-21.
 10. 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 Studentds` 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.
 11. Ляшенко М.В., Шеховцов В.В., Чебаненко А.П. Динамическая нагруженность транспортных средств на шинах сверхнизкого давления и её влияние на работу трансмиссии // Прогресс транспортных средств и систем – 2013 : матер. междунар. науч.-практ. конф., Волгоград, 24-26 сент. 2014 г. – Волгоград, 2014. – С. 159-160.
 12. Шеховцов В.В. The Computational Research of the Dynamic Load of the Power Train Sites of the Caterpillar Tractor = Расчётное исследование динамической нагрузки системы передачи привода в гусеничном тракторе // The Archives of Automotive Engineering / Archiwum Motoryzacji. – 2013. – Vol. 59, №. 1. – С. парал.: 85-97 (англ.); 185-198 (рус.).
 13. 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 и др. // 32nd Seminar of the Studentds` 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.
 14. Особенности конструкций наземных транспортных средств для трубопроводного транспорта / В.П. Шевчук, М.В. Ляшенко, В.В. Шеховцов, А.В. Победин. – Волгоград. ВолгГТУ, 2011. – 246 с.
 15. Методы исследования динамических процессов в узлах силовых передач и системах поддресоривания гусеничных сельскохозяйственных тракторов / М.В. Ляшенко, В.В. Шеховцов, Е.М. Дейниченко, Н.С. Соколов-Добрев. – Волгоград: ВолгГТУ, 2009. – 150 с.
 16. Оценка воздействия неравномерности крутящего момента ведущего колеса на нагруженность элементов трансмиссии ТТС / В.В. Шеховцов, Н.С. Соколов-Добрев, А.А. Козлов, А.В. Калмыков // Молодой учёный. – 2011. – № 6, ч. 1. – С. 66-69.
 17. Иванов И.А., Соколов-Добрев Н.С., Шеховцов В.В. Исследование возможности снижения динамической нагруженности деталей коробки передач трактора класса 6 // Прогресс транспортных средств и систем – 2009: матер. междунар. н.-пр. конф., Волгоград, 13-15 окт. 2009 г.: в 2 ч. Ч. 1. – Волгоград, 2009. – С. 218-219.

***Шесть поколений пахотных тракторов от СТЗ-1 до Агромаша-150ТГ.
85 лет Волгоградскому тракторному***

к.т.н. Косенко В.В.

ВолгГТУ

8(8442) 24-81-62, ts@vstu.ru

Аннотация. Статья посвящена 85-летию первенца отечественного тракторостроения – Сталинградского (ныне Волгоградского) тракторного завода. Приво-