

УДК 629.114

**НАГРУЖЕННОСТЬ ЭЛЕМЕНТОВ СИЛОВОЙ ПЕРЕДАЧИ  
ГУСЕНИЧНОГО ТРАКТОРА ПРИ ПОВОРОТАХ**

**Эйдзен Никита Александрович**

магистрант

**Абросимов Александр Геннадьевич**

кандидат технических наук, доцент

[AlexAbr84@bk.ru](mailto:AlexAbr84@bk.ru)

Мичуринский государственный аграрный университет

г. Мичуринск, Россия

**Аннотация.** Оценены перегрузки силовой передачи гусеничного трактора с тяговой нагрузкой при поворотах, отмечены отрицательные крутящие моменты в элементах силовой передачи отстающего борта.

**Ключевые слова:** нагрузка при поворотах, крутящий момент, силовая передача, трактор.

Силовая передача трактора, обеспечивающая передачу энергии от двигателя внутреннего сгорания (ДВС) к движителям и потребителям энергии, является основной составной частью трактора, определяющей его ресурс. Из опыта эксплуатации известно, что для силовых передач трактора характерным является резкопеременный режим нагружения, особенно на подворотах на гоне и поворотах, обусловленный как сложными условиями эксплуатации, так и внутренними динамическими процессами, связанными с переменной жесткостью, деформациями и недостаточной точностью изготовления деталей. В этой связи актуальными являются исследования, направленные на более глубокое изучение факторов, влияющих на нагруженность элементов силовых передач тракторов и разработка на этой базе рекомендаций по их снижению [1-8].

Обобщение эксплуатационных данных о нагруженности силовой передачи гусеничного трактора позволило установить [1, 2], что среднее число циклов действия динамических нагрузок при наработке трактора до 6000 моточасов составляет при плавном повороте  $1,5 \cdot 10^5$ , повороте на месте  $1,0 \cdot 10^5$  и коррекции направления движения (подворот)  $-1,5 \cdot 10^7$ . При этом количество циклов поворота трактора определяется технологическим процессом, а подворотов – силовым и кинематическими уводами, к которым отнесено, например, на пахотных работах [3]:

– смещение относительно продольной оси симметрии гусениц точки приложения крюковой нагрузки в сторону борозды; – разность сил сопротивления качению гусениц левой по хорошо связанной почве, оказывающей меньшее сопротивление качению, а правой – по малосвязанной (вблизи кромки борозды) с большим сопротивлением качению; – различие сцепных свойств гусениц, приводящее к неравенству сил тяги на них; – различная длина гусениц вследствие неравномерного их износа; – неточность изготовления и монтажа ходовой системы.

Известные исследования [2, 3, 4] по динамике гусеничных машин решают задачи кинематики и динамики их поворота при разностно-тяговом механизме

поворота, хотя в работе [5] отмечена необходимость выполнения исследований по динамике гусеничных тракторов с разностно-скоростным механизмом поворота, поворот которых осуществляется путем установки различных передаточных отношений по бортам. Особенности динамики данного трактора определяют необходимость исследования нагрузок силовой передачи, особенно при его подворотах и поворотах.

Целью исследования является определение необходимости оценки нагруженности элементов силовой передачи гусеничного трактора с разностно-скоростным механизмом поворота при подворотах и поворотах.

Для достижения поставленной цели поставлены следующие задачи:

- составить динамическую модель гусеничного трактора с разностно-скоростным механизмом поворота;
- составить систему уравнений переходных процессов в силовой передаче при повороте; – провести экспериментальные исследования на тракторе Т-150-09 с плугом ПЛН-5-35 при подворотах на гоне на отстающем борту.

Определение перегрузок силовой передачи гусеничного трактора с тяговой нагрузкой при поворотах

Поворот гусеничного трактора с переключением передач без разрыва потока мощности с разностно-скоростным механизмом поворота (рис. 1), обеспечивающим разделение потока мощности по бортам, выполняется при включенном фрикционе 2 переключения диапазонов включением фрикционов переключения передач 3 с различным передаточным отношением по бортам.

Динамическая модель гусеничного трактора с разностно-скоростным механизмом поворота отражает неравенство моментов инерции  $I_4...I_7$  и жесткостей  $C_{342}, C_{342}, C_{45}, C_{56}$  и  $C_{67}$  вследствие неравенства упруго-массовых параметров элементов силовой передачи при включенных 1-й и 2-й передачах соответственно правого и левого бортов (рис. 2).

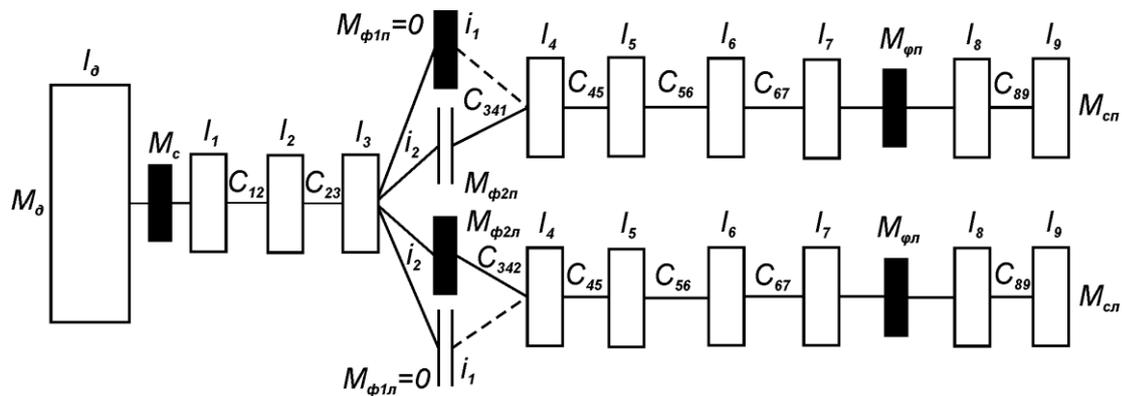


Рисунок 1 Кинематическая схема силовой передачи гусеничного трактора с разностно-скоростным механизмом поворота: 1 – муфта сцепления ДВС; 2, 3 – фрикционы переключения диапазонов и передач; 4, 5, 6 – карданная, главная, конечная передачи

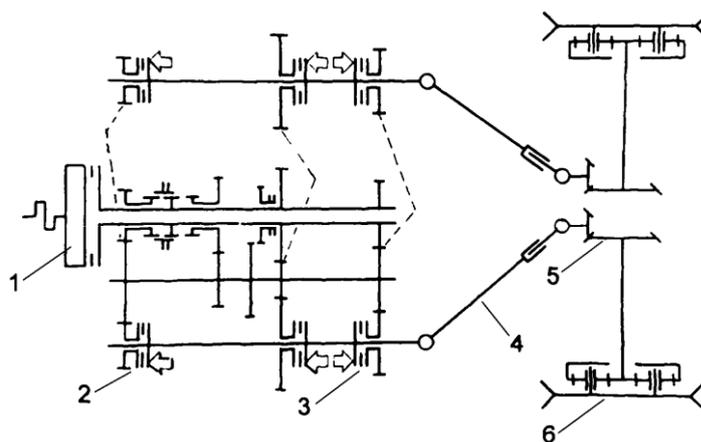


Рисунок 2 Динамическая модель гусеничного трактора с разностно-скоростным механизмом поворота (поворот вправо, включены передачи  $i_1$  правого и  $i_2$  левого бортов)

На рис. 2 обозначены:

моменты инерции:  $I_0$  – кривошипно-шатунного механизма и маховика ДВС;  $I_1$  – муфты сцепления;  $I_2$  и  $I_3$  – ведущего и ведомого валов коробки передач и расположенных на них элементов;  $I_4$  и  $I_5$  – ведущего и ведомого частей карданной передачи;  $I_6$  – главной передачи;  $I_7$  – бортового редуктора и половина масс ходовой части;  $I_8$  – половина движущихся масс трактора на повороте;  $I_9$  – половина движущихся масс агрегатируемой сельхозмашины на повороте; жесткости:  $C_{12}$  – вала муфты сцепления;  $C_{23}$  – ведущего вала коробки передач;  $C_{342}$  – ведомого вала коробки передач на включаемой второй передаче;

$C_{45}$  – карданной передачи;  $C_{56}$  – ведущего вала главной передачи;  $C_{67}$  – полуоси и гусеницы с подвеской;  $C_{89}$  – навески сельхозмашины; моменты:  $M_d$  – ДВС;  $M_c$  – муфта сцепления;  $M_{\phi 1n}, M_{\phi 2l}$  – трения фрикционных муфт включенных 1<sup>й</sup> передачи правого борта и 2<sup>й</sup> передачи левого борта;  $M_{\phi n}, M_{\phi l}$  – сцепление с почвой правой и левой гусениц;  $M_{сп}, M_{сл}$  – сил сопротивления правого и левого бортов;  $i_1, i_2$  – передаточные отношения первой и второй передач.

Полагая, что конструктивные параметры элементов правого и левого бортов одинаковы и поворот трактора выполняется при включенных муфте сцепления и фрикционе переключения диапазонов (рис. 1), переходные процессы в силовой передаче при повороте при  $\dot{\phi}_i$  – угловом перемещении  $i$ -ой массы и  $\xi_1$  – коэффициенте затухания  $i$ -го участка можно описать системой уравнений

$$I_1 \ddot{\phi}_1 + \xi_1 \dot{\phi}_1 + C_{12}(\phi_1 - \phi_2) = M_d$$

$$I_2 \ddot{\phi}_2 + \xi_2 \dot{\phi}_2 + C_{23}(\phi_2 - \phi_3) - C_{23}(\phi_1 - \phi_2) = 0$$

$$I_3 \ddot{\phi}_3 + \xi_3 \dot{\phi}_3 + M_{\phi 1n} + M_{\phi 2l} + C_{23}(\phi_2 - \phi_3) = 0$$

$$M_{\phi 1n} + C_{341}(\phi_{\phi 1} - \phi_4)$$

$$M_{\phi 2l} + C_{342}(\phi_{\phi 2} - \phi_4)$$

$$I_4 \ddot{\phi}_4 + \xi_4 \dot{\phi}_4 + C_{45}(\phi_4 - \phi_5) - C_{341}(\phi_{\phi 1} - \phi_4) = 0$$

$$I_4 \ddot{\phi}_4 + \xi_4 \dot{\phi}_4 + C_{45}(\phi_4 - \phi_5) - C_{342}(\phi_{\phi 2} - \phi_4) = 0$$

$$I_5 \ddot{\phi}_5 + \xi_5 \dot{\phi}_5 + C_{56}(\phi_5 - \phi_6) - C_{45}(\phi_4 - \phi_5) = 0$$

$$I_6 \ddot{\phi}_6 + \xi_6 \dot{\phi}_6 + C_{67}(\phi_6 - \phi_7) - C_{56}(\phi_5 - \phi_6) = 0$$

$$I_7 \ddot{\phi}_7 + \xi_7 \dot{\phi}_7 - C_{67}(\phi_6 - \phi_7) = -M_{\phi n}$$

$$I_8 \ddot{\phi}_8 + \xi_8 \dot{\phi}_8 - C_{89}(\phi_8 - \phi_9) = M_{\phi} = M_{\phi l}$$

$$I_9 \ddot{\phi}_9 + \xi_9 \dot{\phi}_9 - C_{89}(\phi_8 - \phi_9) = -M_{сл}.$$

Решение данной системы уравнений проведено на ПЭВМ в среде MATHCAD ver. 7 [6, 9] для гусеничного трактора Т-150-09 при агрегатировании с плугом ПЛН-5-35. В табл. 1 приведены моменты инерции и жесткости связей элементов силовой передачи трактора Т-150-09 при повороте

вправо.

При расчетах был принят номинальный момент дизеля ЯМЗ-236Д, установленный на тракторе Т-150-09,  $M_d = 610 \text{ Н}\cdot\text{м}$ . Моменты трения фрикционных муфт включенных первой  $M_{ф1п}$  и второй  $M_{ф2л}$  передач принимаются равными и определяются по зависимости

$$M_{ф1п} = M_{ф2л} = P_n R_{ср} i_{\mu t},$$

где  $P_n = 10 \text{ МПа}$  – номинальное давление на диски гидроподжимной муфты;  $R_{ср}$  – средний

Таблица 1

Упруго-инерционные параметры динамической модели трактора Т-150-09 по рис. 2

Моменты инерции		Жесткость	
обозначение	значение параметра, кг.м <sup>2</sup>	обозначение	значение параметра, кН·м/рад
$I_0$	1250,4	$C_{12}$	2530
$I_1$	46,3	$C_{23}$	3020
$I_2$	39,6	$C_{341}$	32114
$I_{31}$	74,8	$C_{342}$	34120
$I_{32}$	72,4	$C_{45}$	2560
$I_4$	3,4	$C_{56}$	45161
$I_5$	4,6	$C_{67}$	16620
$I_6$	50,4	$C_{89}$	20635
$I_7$	64,7		
$I_8$	645,0		
$I_9$	112,0		

*Примечание. Моменты инерции  $I_{31}$ ,  $I_{32}$  и жесткости  $C_{341}$ ,  $C_{342}$  на первой и второй передачах.*

радиус трения;  $i = 8$  – количество поверхностей трения;  $\mu_t = 0,1$  – коэффициент трения металлокерамики МК-5 по стали 60Г при работе в масле (такое сочетание трущихся пар применено в гидроподжимных муфтах переключения передач).

Приведенный момент сцепления  $M_{\phi}$  гусеницы с почвой определен для стерни озимой

пшеницы по зависимости [2]

$$M_{\phi} = G_T R_{вк} \varphi_{сц\max} \frac{1}{\eta_{г}} (1 - e^{-\delta/\delta_0}),$$

где  $G_T = 8150$  кг – эксплуатационная масса трактора;  $R_{вк}$  – радиус ведущего колеса гусеничного зацепления;  $\phi_{сц\max} = 0,85$  – максимальный коэффициент сцепления;  $\eta_r = 0,9$  – коэффициент полезного действия гусеничного движителя;  $\delta_0 = 0,04$  – показатель, характеризующий нарастание сцепления гусеницы с почвой;  $\delta$  – буксование гусеничного движителя ( $\delta_3 = 0,05$ ;  $\delta_0 = 0,04$  – соответственно забегающий и отстающие борта).

Приведенные моменты сил сопротивления движению забегающей  $M_{сл}$  и отстающей

$M_{сп}$  гусениц при повороте трактора вправо определяют момент его поворота [5, 10]

$$M_{п} = \frac{R_{вк} \omega_d v_{пр} (1 - \delta)}{B} \cdot \frac{i_1 - i_2}{i_1 i_2} \cdot (T_p + 1),$$

где  $\omega_d$  – частота вращения коленчатого вала ДВС;  $B$  – колея трактора по средним линиям гусениц;  $b$  – колея трактора по средним линиям гусениц;  $v_{пр}$  – приведенный коэффициент, зависящий от вида эпюры вертикальных нагрузок, свойств почвы, тягового сопротивления орудия и податливости его соединения с трактором;  $T_p = I_T / v_{пр}$  – постоянная времени;  $I_T = I_8 + I_9$  – момент инерции движущихся масс трактора на повороте.

Из данного выражения следует, что при  $i_1 \neq i_2$  величина  $M_{п}$  пропорциональна первой производной управляющего воздействия. При касательных силах тяги забегающего  $P_{л}$  и отстающего  $P_{п}$  бортов при повороте трактора вправо справедливо равенство

$$M_{п} = M_{сл} + M_{сп} = R_{вк}(P_{л} + P_{п}).$$

Расчет переходных процессов изменения параметров силовой передачи трактора Т-150-09 с плугом ПЛН-5-35 при подворотах на гоне показал (рис.3), что в промежутке времени 0...0,5 с отмечено в 4 раза повышение касательной силы тяги забегающего борта  $P_{л}$  относительно установившегося значения. При этом касательная сила тяги отстающего борта  $P_{п}$  в промежутке времени 0...1,0 с имеет отрицательные значения.

При экспериментальных исследованиях трактора Т-150-09 с плугом

ПЛН-5-35 при поворотах на гоне на отстающем борту отмечены отрицательные значения крутящего момента (табл. 2).

Таблица 2

Нагрузки в элементах силовой передачи трактора Т-150-09 при агрегатировании с плугом ПЛН-5-35 при поворотах на гоне (глубина пахоты 25...27 см, фон – стерня озимой пшеницы)

Элемент	$v$ , км/ч	Установившееся движение		Подворот влево			Подворот вправо		
		$M_{л}$ , Н·м	$M_{п}$ , Н·м	левый	правый		левый		правый
				$M_{min}$ , Н·м	$M$ , Н·м	$M_{max}$ , Н·м	$M$ , Н·м	$M_{max}$ , Н·м	$M_{min}$ , Н·м
Карданы	8,32	300	350	(-120)	530	685	510	630	(-115)
	9,28	350	500	(-107)	780	980	758	1196	(-102)
Полуоси	8,32	1700	1850	(-525)	1920	2450	1840	2348	(-515)
	9,28	1940	2180	(-510)	2360	2965	2210	2776	(-500)

Примечание. Обозначены крутящие моменты  $M_{л}$ ,  $M_{п}$  – левого и правого бортов;  $M_{min}$ ,  $M_{max}$ ,  $M$  – минимальное, максимальное и среднее значение.

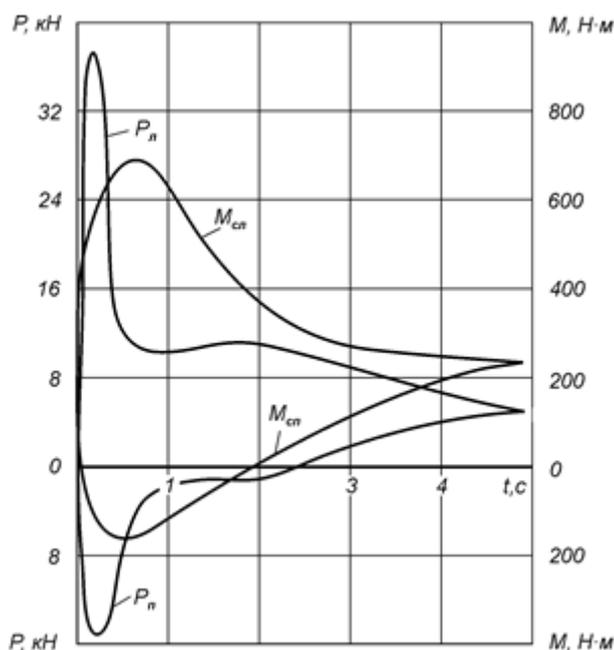


Рисунок 3 Переходной процесс изменения моментов сопротивления движению  $M_{сл}$  и  $M_{сп}$ , касательных сил тяги  $P_{л}$  и  $P_{п}$  забегавшего и отстающего бортов при поворотах на гоне трактора Т-150-09 с плугом ПЛН-5-35 ( $v = 8,32$  км/ч;  $T = 0,2$  с;  $v_{пр} = 105$  м·с)

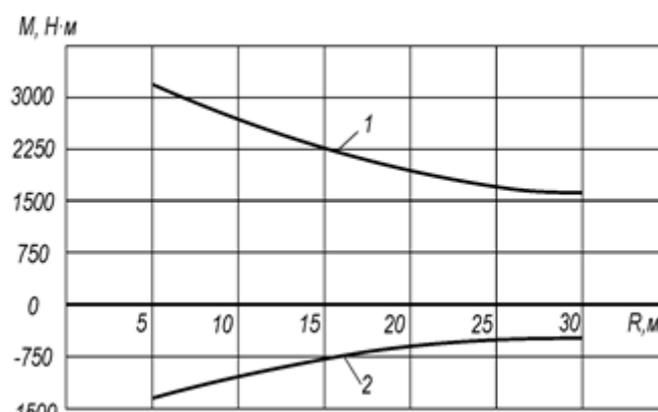


Рисунок 4 Зависимость крутящего момента (М) от радиуса поворота (R) трактора Т-150-09 с нагрузкой на крюке 1500 Н со скоростью 5,9 км/ч

Анализ табл. 2 показывает, что при подворотах на гоне трактора Т-150-09 при агрегатировании с плугом ПЛН-5-35 элементы силовой передачи забегающего борта перегружены в среднем в 1,25...1,3 раза в сравнении со средним значением крутящего момента и в 2,2...2,3 раза – карданы, в 1,5...1,7 раза – полуоси в сравнении со значениями крутящего момента при установившемся движении трактора без подворотов. На отстающем борту отмечены отрицательные значения крутящих моментов элементов силовой передачи, составляющие 20...25 % от средних значений.

При поворотах трактора в конце гона, который может выполняться с тяговой нагрузкой на крюке, нагруженность элементов силовой передачи существенно зависит от радиуса поворота [11-15].

С уменьшением радиуса поворота нагруженность элементов силовой передачи увеличивается, например, при повороте трактора Т-150-09 с радиусом  $R = 5$  м крутящий момент на полуоси забегающего борта равен  $M_3 = 3100 \text{ Н}\cdot\text{м}$ , а отстающего  $M_0 = -1350 \text{ Н}\cdot\text{м}$ .

При увеличении радиуса поворота до  $R = 30$  м имеем соответственно  $M_3 = 1600 \text{ Н}\cdot\text{м}$  и

$M_0 = -500 \text{ Н}\cdot\text{м}$ , т.е. с увеличением радиуса поворота на 1 м нагрузка на забегающей полуоси трактора уменьшается на 60 Н·м.

Выводы:

1. При подворотах гусеничного трактора с тяговой нагрузкой элементы силовой передачи забегающего борта в промежутке времени  $0 \dots 2,5$  с перегружены в  $1,5 \dots 2,3$  раза в сравнении со значениями крутящего момента при установившемся движении. На отстающем борту отмечены кратковременные отрицательные крутящие моменты, не превышающие по своей величине среднего момента при установившемся движении трактора.

2. При поворотах гусеничного трактора с тяговой нагрузкой с увеличением радиуса поворота на 1 м нагрузка полуоси забегающего борта уменьшается на  $60 \text{ Н}\cdot\text{м}$ .

### Список литературы:

1. Анилович В.Я. Конструирование и расчет сельскохозяйственных тракторов / В.Я. Анилович, Ю.Т. Водолажченко. – М. : Машиностроение, 1976. – 456 с.
2. Коденко М.Н. Динамика управления движением гусеничных тракторов / М.Н. Коденко. – Харьков : Вища школа, 1983. – 128 с.
3. Иванцов В.Д. Резервы повышения эффективности гусеничного пахотного МТА / В.Д. Иванцов, И.А. Долгов // Тракторы и сельхозмашины. – 2005. – № 4. – С. 15–17.
4. Гуськов В.В. Теория поворота гусеничных машин / В.В. Гуськов, А.Ф. Опейко. – М. : Машиностроение, 1984. – 168 с.
5. Шипилевский Б.Б. Особенности динамики неустановившегося поворота гусеничного трактора с разностно-скоростным механизмом / Б.Б. Шипилевский // Тракторы и сельхозмашины. – 1985. – № 5. – С. 10–12.
6. ОСТ ВЗ-5971-85. Метод расчета динамических процессов в МТУ в переходных режимах работы. Введ. 01.01.85. – М., 1985. – 12 с.
7. Исследование состава и свойств обкаточного масла, получаемого на основе отработанного моторного масла / В.В. Остриков, В.И. Вигдорович, С.Н. Сазонов, Д.Н. Афоничев, К.А. Манаенков // Химия и технология топлив и масел. - 2017. - № 5 (603). - С. 11-16.

9. Дизельный двигатель транспортно-технологических машин и альтернативное топливо / Н.В. Михеев, А.В. Козюков // В сборнике: Тенденции развития агропромышленного комплекса глазами молодых ученых. Материалы научно-практической конференции с международным участием. Министерство сельского хозяйства Российской Федерации; Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Рязанский государственный агротехнологический университет имени П.А. Костычева». – 2018. – С. 84-89.

10. Analysis of the characteristics of natural gas as fuel for vehicles and agricultural tractors / Al-Maidi A.A.H., Rodionov Y.V., Nikitin D.V., Chernetsov D.A., Vdovina E.S., Mikheev N.V. // Plant Archives. - 2019. - Т. 19. - С. 1213-1218.

11. Ресурсосберегающий технологический процесс послеремонтной обкатки двигателей тракторов / В.В. Остриков, А.В. Забродская, В.С. Вязинкин, В.В. Сафонов, А.С. Савенков, К.В. Сафонов, Н.В. Михеев // Научная жизнь. – 2019. – Т. 14. – № 3 (91). – С. 309-315.

12. Горшенин, В.И. Механизация послойного внесения минеральных удобрений в саду / В.И. Горшенин, А.В. Алехин // В сб.: Перспективы развития интенсивного садоводства: материалы Всероссийской научно-практической конференции, посвященной памяти ученого-садовода, доктора сельскохозяйственных наук, профессора, лауреата Государственной премии РФ, заслуженного деятеля науки РСФСР В.И. Будаговского. – Мичуринск : ООО «БИС», 2016. – С. 225-228.

13. Обоснование способа и машины для послойного внесения минеральных удобрений в интенсивном саду / В.И. Горшенин, А.В. Алехин, С.В. Соловьёв, А.Г. Абросимов // Теория и практика мировой науки. – 2017. – № 3. – С. 21-24.

14. Совершенствование технологии и средств механизации при возделывании и уборке сахарной свеклы в условиях Центрального Черноземья / В.И. Горшенин, С.В. Соловьёв, А.Г. Абросимов, А.В. Алехин // Теория и практика мировой науки. – 2017. – № 12. – С. 78-81.

15. Повышение эффективности использования транспортно-технологических машин при уходе за посевами сахарной свеклы / М.О. Кузнецов, С.В. Соловьёв, А.Г. Абросимов, В.И. Горшенин // Наука и Образование. – 2020. – Т. 3. – № 2. – С. 187.

**UDC 629.114**

**LOADING OF POWER TRANSMISSION ELEMENTS OF A  
CATERPILLAR TRACTOR WHEN TURNING**

**Eidzen Nikita Aleksandrovich**

master's student

**Abrosimov Alexander Gennadievich**

Candidate of technical sciences, Associate Professor

[AlexAbr84@bk.ru](mailto:AlexAbr84@bk.ru)

Michurinsk State Agrarian University

Michurinsk, Russia

**Annotation.** The overloads of the power transmission of a caterpillar tractor with a traction load during turns are estimated, negative torques in the elements of the power transmission of the lagging board are noted.

**Key words:** cornering load, torque, power train, tractor.