

УДК 629.114.2.032.001.1

## НАГРУЖЕННОСТЬ ЭЛЕМЕНТОВ СИЛОВОЙ ПЕРЕДАЧИ ГУСЕНИЧНОГО ТРАКТОРА ПРИ ПОВОРОТАХ

А.Г. Хворост, аспирант, ХНТУСХ

*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.

## НАВАНТАЖЕНІСТЬ ЕЛЕМЕНТІВ СИЛОВОЇ ПЕРЕДАЧІ ГУСЕНИЧНОГО ТРАКТОРА ПРИ ПОВОРОТАХ

О.Г. Хворост, аспірант, ХНТУСГ

*Анотація.* Оцінено перевантаження силовій передачі гусеничного трактора з тяговим навантаженням при поворотах, відмічено від'ємні крутні моменти в елементах силовій передачі борту, що запізнюється.

*Ключові слова:* навантаження при поворотах, крутний момент, силова передача, трактор.

## LOADING OF CATERPILLAR TRACTORS POWER ISSUE ELEMENTS AT TUMBLING

A. Khvorost, Post-graduate student, KhNTUA

*Abstract.* The overloadings of caterpillar tractor power issue with tractive load at tumbling are evaluated, the negative torques in power issue elements lagging behind the board are noted.

*Key words:* overloading at tumbling, torque, power issue, tractor.

### Введение

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.

### Анализ публикаций

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 (поворот)  $-1,5 \cdot 10^7$ . 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 крутящей 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.

#### Цель и постановка задачи

Целью исследования является определение необходимости оценки нагруженности эле-

ментов 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  $I_4 \dots I_7$  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).

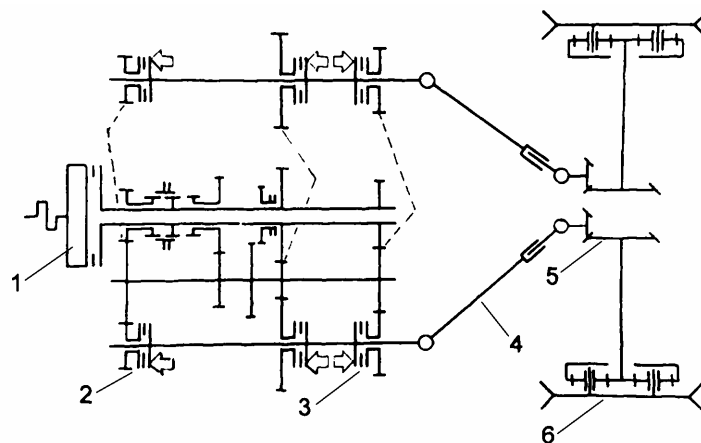


Рис. 1. Кинематическая схема силовой передачи гусеничного трактора с разностно-скоростным механизмом поворота: 1 – муфта сцепления ДВС; 2, 3 – фрикционы переключения диапазонов и передач; 4, 5, 6 – карданная, главная, конечная передачи



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 гидropоджимных муфтах переключения передач).

Приведенный момент сцепления  $M_\phi$  гусеницы с почвой определен для стерни озимой пшеницы по зависимости [2]

$$M_\phi = G_t R_{вк} \phi_{сц\max} \frac{1}{\eta_r} (1 - e^{-\delta/\delta_0}),$$

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

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

где  $\omega_d$  – частота вращения коленчатого вала ДВС;  $B$  – колея трактора по средним линиям гусениц;  $v_{пр}$  – 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  $M_\Pi$  пропорциональна первой производной управляющего воздействия. При касательных силах тяги забегающего  $P_\Delta$  и отстающего  $P_\Pi$  бортов при повороте трактора вправо справедливо равенство  $M_\Pi = M_{сл} + M_{сн} = R_{вк} (P_\Delta + P_\Pi)$ .

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  $P_\Delta$  относительно установившегося значения. При этом касательная сила тяги отстающего борта  $P_\Pi$  в промежутке времени 0...1,0 с имеет отрицательные значения.

При экспериментальных исследованиях трактора Т-150-09 с плугом ПЛН-5-35 при подворотах 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 подворотах на гоне (глубина пахоты 25...27 см, фон – стерня озимой пшеницы)

Элемент	$v$ , км/ч	Установившееся движение		Подворот влево			Подворот вправо		
				левый	правый		левый		правый
		$M_{л}$ , Н·м	$M_{п}$ , Н·м	$M_{min}$ , Н·м	$\bar{M}$ , Н·м	$M_{max}$ , Н·м	$\bar{M}$ , 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;  $M_{min}$ ,  $M_{max}$ ,  $\bar{M}$  – минимальное, максимальное и среднее значение.

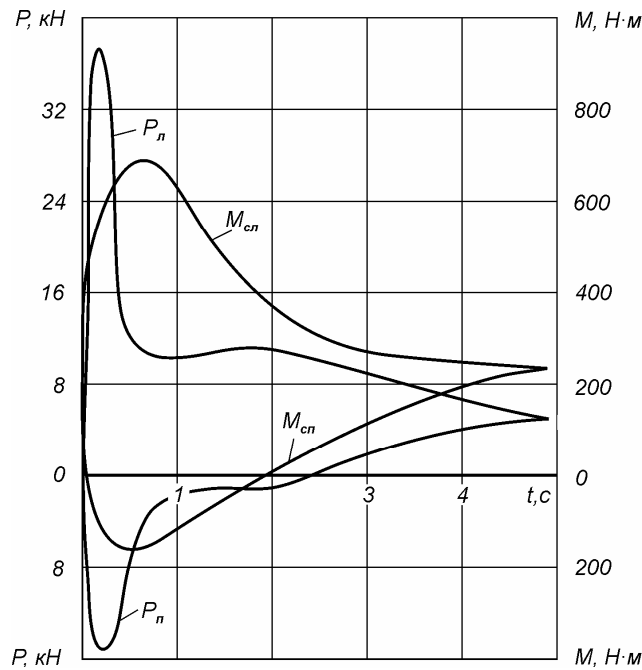


Рис. 3. Переходной процесс изменения моментов сопротивления движению  $M_{сл}$  и  $M_{сп}$ , касательных сил тяги  $P_{л}$  и  $P_{п}$  забегающего и отстающего бортов при подворотах на гоне трактора Т-150-09 с плугом ПЛН-5-35 ( $v = 8,32$  км/ч;  $T = 0,2$  с;  $v_{пр} = 105$  м·с)

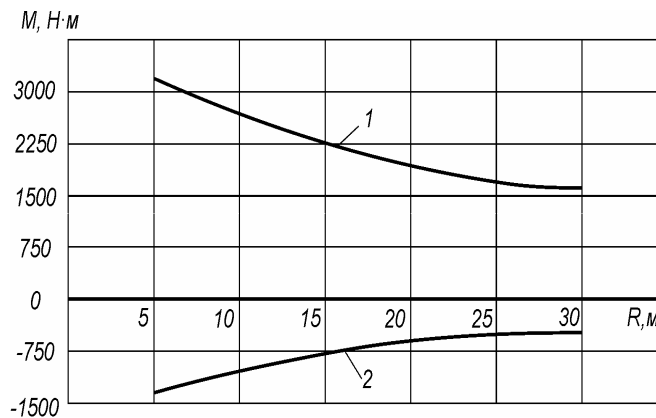


Рис. 4. Зависимость крутящего момента ( $M$ ) от радиуса поворота ( $R$ ) трактора Т-150-09 с нагрузкой на крюке 1500 Н со скоростью 5,9 км/ч

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 (рис. 4).

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  $M_3 = 3100$  Н·м, а отстающего  $M_0 = -1350$  Н·м.

При увеличении радиуса поворота до  $R = 30$  м имеем соответственно  $M_3 = 1600$  Н·м и  $M_0 = -500$  Н·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...2,5 с перегружены в 1,5...2,3 раза в сравнении со значениями крутящего момента при установившемся движении. На отстающем борту отмечены кратковременные отрицательные крутящие моменты, не превышаю-

щие 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 Н·м.

### Литература

1. Анилович В.Я. Конструирование и расчет сельскохозяйственных тракторов / В.Я. Анилович, Ю.Т. Водолаженко. – 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.

Рецензент: В.Д. Мигаль, профессор, д.т.н., ХНАДУ.

Статья поступила в редакцию 12 апреля 2010 г.