

БОЙКОВ П. И.,

инженер;

ГРИНЮК М. Т., КОШМАН В. Н., СОЛОНСКИЙ А. С., ТКАЧЕВ М. Т.,  
кандидаты технических наук

## К ОБОСНОВАНИЮ МЕТОДОВ СТЕНДОВЫХ ИСПЫТАНИЙ СИЛОВОЙ ПЕРЕДАЧИ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА

Доводка и совершенствование узлов силовой передачи новых и находящихся в производстве тракторов в настоящее время бессмысленны без разносторонних стендовых испытаний. Эффективность стендовых испытаний определяется количеством затраченного на них времени, точностью имитации работы узлов и соотносимостью износов и поломок деталей при стендовых и эксплуатационных испытаниях. Важнейшее значение для стендовых испытаний при выполнении других требований имеет фактор времени. Этот показатель должен выбираться наименьшим. По этой причине задачи обоснованного выбора режимов стендовых испытаний и обеспечения предельной степени их ускорения (форсировки) представляют значительный интерес.

В лабораторных условиях испытывается, как правило, не вся силовая передача колесного трактора, а отдельные ее узлы. Узлы с фрикционными элементами — муфта сцепления, увеличитель крутящего момента, вал отбора мощности и др. испытываются чаще всего на стендах с поглощением энергии тормозными установками, а узлы, включающие шестерни, валы, подшипники и не имеющие фрикционных элементов (коробка передач, задний мост, карданные валы и т. п.), — на стендах с замкнутым силовым контуром.

Испытания на долговечность муфты сцепления и увеличителя крутящего момента (УКМ) проводятся в режиме «включение — выключение». На этих стендах форсированным испытаниям должны подвергаться наиболее ответственные детали и соединения узлов: фрикционные накладки, шлицевые соединения, нажимные и демпферные пружины, выжимные подшипники и входящие в эти узлы шестерни и подшипники.

Для лабораторных испытаний муфты сцепления и УКМ на Миасском тракторном заводе используется инерционный стенд (рис. 1), представляющий собой двухмассовую динамическую модель тракторного агрегата. Мощность от электродвигателя 1 передается через редуктор 2 к маховику 3. Ведомый вал испытываемых узлов — муфты сцепления и усилителя крутящего момента 7 — соединяется через карданный вал с гидротор-

мозом 4, инерционными мас-  
сами 5 и тормозом для остано-  
вки 6. Включение и выклю-  
чение муфты сцепления и УКМ  
производится по заданной про-  
грамме с помощью электро-  
гидравлического автомата уп-  
равления.

При включении муфты  
сцепления за счет создаваемо-  
го фрикционными накладками  
крутящего момента разгоняют-  
ся инерционные массы, имити-  
рующие приведенный к ведо-  
мому валу муфты сцепления  
момент инерции разгоняемых  
масс агрегата. Этот момент  
одновременно затрачивается  
на преодоление сопротивления  
в гидротормозе, имитирующем  
приведенные к ведомому валу  
муфты сопротивления движе-  
нию тракторного агрегата.

Износ фрикционных наклад-  
док определяется величиной  
работы трения. Величина рабо-  
ты трения за одно включение  
муфты сцепления при ее буксо-  
вании в период разгона трак-  
торного агрегата в эксплуата-  
ции определяется из выраже-  
ния

$$L = \int_0^{\tau_1} M_{\text{тр}}(\omega_{\text{д}} - \omega_{\text{с}}) dt, \quad (1)$$

где  $M_{\text{тр}}$  — момент трения муфты  
сцепления;

$\omega_{\text{д}}$  и  $\omega_{\text{с}}$  — угловые скорости ко-  
ленчатого вала дви-  
гателя и ведомого  
вала муфты;

$\tau_1$  — время буксования  
муфты.

Угловая скорость  $\omega_{\text{д}}$  ко-  
ленчатого вала двигателя в пе-  
риод разгона снижается. Ее

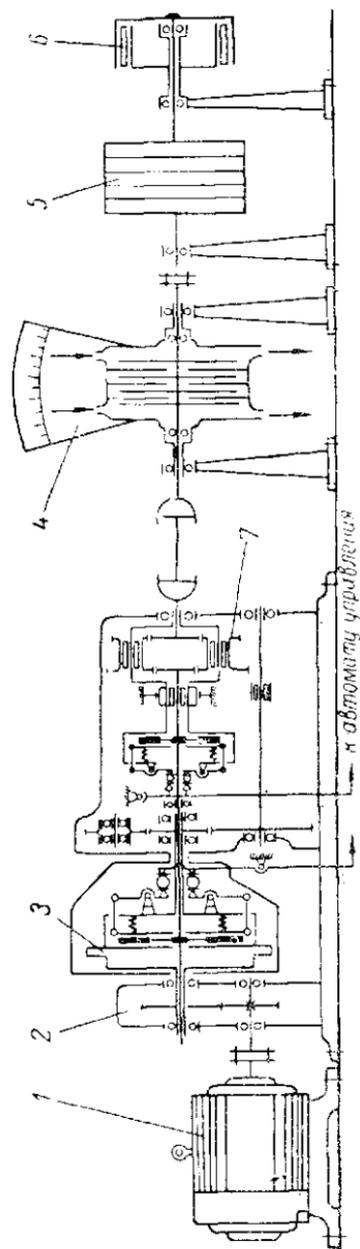


Рис. 1. Схема стенда для форсированных лабораторных испытаний муфты сцепления и увеличителя крутящего момента трактора МТЗ-50 на надежность и долговечность.

значение можно найти из уравнения динамики коленчатого вала в период буксования муфты сцепления

$$M_M = M_d + I_d \frac{d\omega_d}{dt}, \quad (2)$$

откуда

$$\omega_d = \omega_{dx} - \int_0^t (M_M - M_d) \frac{dt}{I_d}. \quad (3)$$

Здесь  $\omega_{dx}$  — угловая скорость холостого хода двигателя;

$M_d$  — крутящий момент двигателя;

$I_d$  — момент инерции движущихся масс двигателя.

Величина  $\omega_{dx}$  для тракторных двигателей не может быть ниже определенного значения  $\omega'_0$ , при котором двигатель во время разгона агрегата глохнет.

Угловая скорость  $\omega_c$  ведомого вала муфты может быть определена из уравнения динамики

$$M_M = M_c + I_c \frac{d\omega_c}{dt}, \quad (4)$$

откуда

$$\omega_c = \int_0^t (M_M - M_c) \frac{dt}{I_c}. \quad (5)$$

Здесь  $M_c$  и  $I_c$  — приведенные к коленчатому валу момент сопротивления агрегата и момент инерции его разгоняемых масс;

$t_c$  — время от начала включения муфты до начала вращения ее ведомого вала.

Работа трения муфты сцепления за одно включение при имитации процесса разгона модели тракторного агрегата равняется

$$L' = \int_0^{\tau'_1} M'_M (\omega_M - \omega'_c) dt, \quad (6)$$

где  $M'_M$  — момент трения муфты сцепления;

$\omega_M$  и  $\omega'_c$  — угловые скорости маховика и ведомого вала муфты при испытании на стенде;

$\tau'_1$  — время буксования муфты.

Угловая скорость  $\omega_M$  маховика при работе с двигателем пе-

ременного тока остается постоянной независимо от величины момента трения  $M'_m$  муфты, потому что такие двигатели, как правило, не снижают свои обороты при перегрузках.

Угловую скорость  $\omega'_c$  можно найти из уравнения динамики

$$M'_m = M'_c + I'_c \frac{d\omega'_c}{dt} \quad (7)$$

путем его интегрирования

$$\omega'_c = \int_{t'_c}^t (M'_m - M'_c) \frac{dt}{I'_c} \quad (8)$$

Здесь  $M'_c$  и  $I'_c$  — приведенные к ведомому валу муфты момент сопротивления гидротормоза и момент инерции маховых масс стенда.

Чтобы не допустить повышения температуры на поверхностях трения муфты сцепления при ее буксовании выше допустимой величины, ограничиваемой выгоранием связующего фрикционных накладок, работа трения  $I'_c$  не должна превышать максимального значения работы  $L_{\text{макс}}$  на тракторе. Величину  $L'$  при работе муфты на стенде можно изменять за счет  $M'_c$  и  $I'_c$ .

При нормальном тепловом режиме муфты износ фрикционных накладок как на тракторе, так и на стенде возрастает по мере увеличения суммарной работы трения. Коэффициент форсирования испытаний трущихся элементов муфты можно в первом приближении определять из выражения

$$k_m = \frac{T_{\text{ст}}}{T_э} = q \left( \frac{\Sigma L}{\Sigma L'} \right)^x, \quad (9)$$

где  $T_{\text{ст}}$  и  $T_э$  — время стендовых и эксплуатационных испытаний;

$\Sigma L'$  и  $\Sigma L$  — суммарная работа трения муфт сцепления на стенде и на тракторе при одинаковой величине износа;

$x$  — показатель степени, величина которого определяется из сопоставления износов фрикционных накладок на стенде и в эксплуатации.

$q$  — коэффициент увеличения частоты включения муфты при стендовых испытаниях по сравнению с эксплуатационными.

Для ускоренных испытаний трансмиссий на надежность и долговечность широко применяют стенды с замкнутым силовым контуром. Нагружение контура осуществляется обычно предварительным закручиванием торсионного устройства.

Число циклов нагружения и напряжения в зубьях шестерен связано зависимостью:

$$N_1 \sigma_1^x = N_2 \sigma_2^x = \text{const}, \quad (10)$$

где  $N_1$  и  $N_2$  — числа перемен напряжений;

$\sigma_1$  и  $\sigma_2$  — соответствующие напряжения предела выносливости;

$x$  — показатель степени, принимаемый равным 6–9 при расчетах на выносливость по изгибу и 3 при расчетах на контактную выносливость.

Действительные напряжения в зубьях шестерен пропорциональны напряжениям предела выносливости, и если принять, что  $N_1$  — циклическая долговечность, а  $N_2$  — число перемен напряжений при ускоренных испытаниях, то

$$N_1 = 60 n_1 T_1 \text{ и } N_2 = 60 n_2 T_2,$$

а время стендовых испытаний в часах

$$T_2 = T_1 \frac{n_1}{n_2} \left( \frac{\sigma_1}{\sigma_2} \right)^x, \quad (11)$$

где  $n_1$  и  $n_2$  — скорости вращения шестерен (*об/мин*), соответствующие  $T_1$  и  $T_2$ .

Учитывая, что напряжения изгиба в зубьях шестерен пропорциональны крутящему моменту, а контактные напряжения — квадратному корню из крутящего момента, и учитывая также динамичность нагрузки и неравномерность распределения ее по ширине зубчатого венца, формулу (11) можно представить в следующем виде:

при испытаниях на выносливость по изгибу

$$T_{2и} = T_{1и} \frac{n_1}{n_2} \left( \frac{M_1 k_1}{M_2 k_2} \right)^x; \quad (12)$$

при испытаниях на контактную выносливость

$$T_{2к} = T_{1к} \frac{n_1}{n_2} \left( \frac{M_1 k_1}{M_2 k_2} \right)^{\frac{x}{2}}. \quad (13)$$

Здесь  $M_1$  и  $M_2$  — крутящие моменты, передаваемые шестернями в условиях эксплуатации и на стенде;

$k_1$  и  $k_2$  — коэффициенты, учитывающие динамичность и концентрацию нагрузки соответственно в условиях эксплуатации и на стенде, т. е.  $k_1 = k_{д1} \cdot k_{к1}$  и  $k_2 = k_{д2} \cdot k_{к2}$ .

Из формул следует, что форсирование испытаний зубчатых передач может достигаться либо увеличением скорости вращения, либо увеличением нагрузки. Последнее более эффективно, так как отношение  $\frac{M_1}{M_2}$  входит в формулы в степени, большей

единицы. При испытаниях зубчатых передач, работающих во время эксплуатации с динамической нагрузкой, должен учитываться и этот немаловажный фактор.

Испытания тракторной трансмиссии (коробка перемены передач и задний мост) на Минском тракторном заводе производятся на стенде, построенном по замкнутой схеме с торсионным нагрузителем (рис. 2). Каждая полуось испытуемой трансмиссии нагружается крутящим моментом и радиальной силой в 1000 кг. Величина крутящего момента выбирается по мощности тракторного двигателя или из условия реализации момента двигателя по сцепному весу трактора. Форсирование испытаний осуществляется путем увеличения в два раза крутящего момента, передаваемого трансмиссией на каждой передаче.

Действительные нагрузки на элементы муфты сцепления, УКМ и трансмиссии, как показали проведенные в эксплуатационных условиях исследования, не остаются постоянными. При разгоне тракторного агрегата на высших передачах максимальный крутящий момент значительно превышает расчетную величину передаваемого валом момента. При установившемся движении трактора крутящий момент также не остается постоянным: его величина меняется с определенной частотой и амплитудой, характерными для данного типа агрегата и данного почвенно-дорожного фона.

Приблизительно нагрузку на элементы трансмиссии при установившемся движении можно считать периодической. Крутящий момент, нагружающий элементы трансмиссии,

$$M = M_{\text{ср}} \left( 1 + \frac{\delta}{2} \cos kt \right), \quad (14)$$

где  $M_{\text{ср}}$  — среднее значение крутящего момента;  
 $k = 2\pi m$  — круговая частота изменения крутящего момента;  
 $\delta$  — степень неравномерности крутящего момента.

Периодическая нагрузка вызывает вынужденные колебания элементов трансмиссии, ведущие к их преждевременному износу. Часто возникающие максимальные динамические нагрузки также уменьшают срок службы элементов муфты, УКМ и трансмиссии.

Поэтому при стендовых испытаниях тракторная силовая передача должна нагружаться периодической нагрузкой и повторяющимися максимальными нагрузками. Максимальную нагруз-

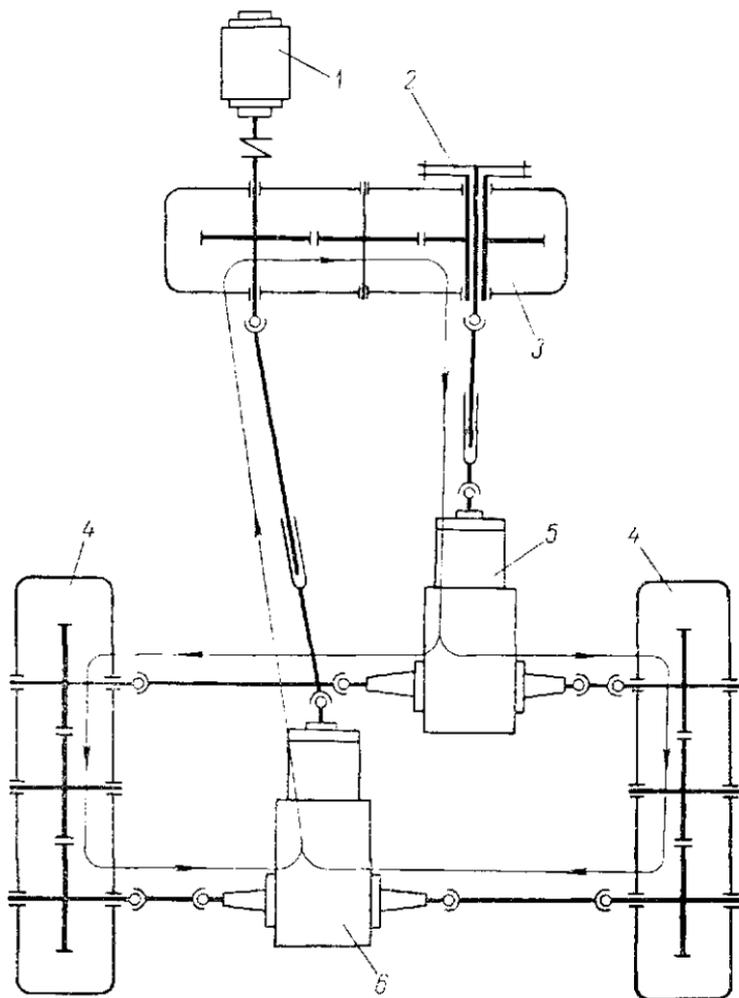


Рис. 2. Схема стенда для форсированных лабораторных испытаний трансмиссии трактора МТЗ-50 на надежность и долговечность:

1 — электродвигатель; 2 — механизм нагружения; 3 — редуктор двигателя; 4 — боковые редукторы; 5 — испытуемая трансмиссия; 6 — ступенчатая трансмиссия.

ку и частоту ее приложения, а также частоту и амплитуду периодической нагрузки следует определять опытным путем.

Для определения характера изменений крутящего момента в трансмиссии трактора при установившемся и неустановившемся движении агрегата, а также работы трения муфты сцепления в период разгона были проведены исследования режимов работы и нагрузок в элементах трансмиссии трактора «Беларусь» МТЗ-50 в эксплуатационных условиях.

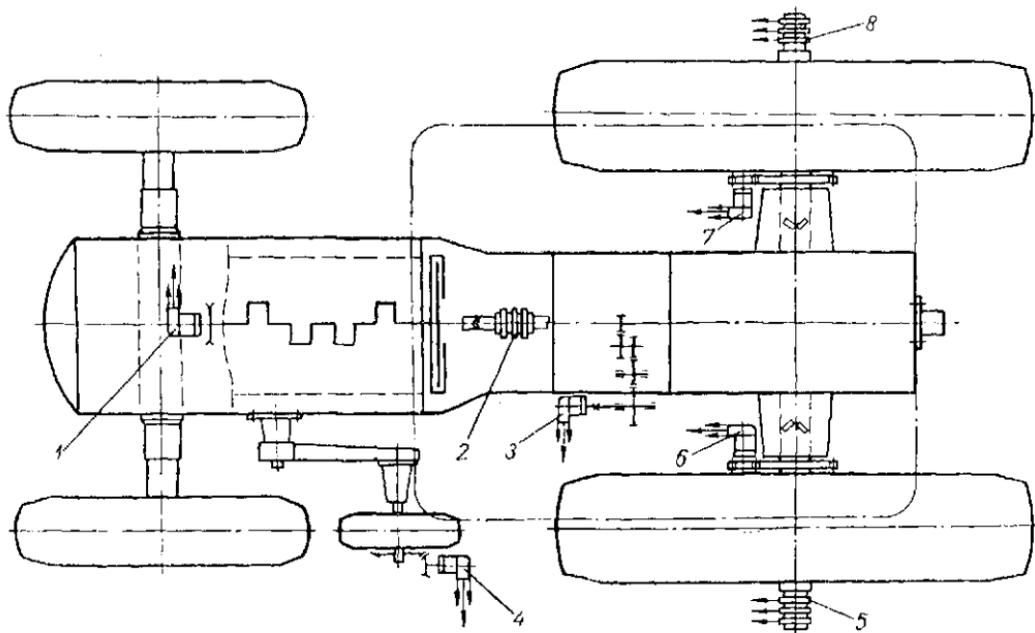


Рис. 3. Схема размещения измерительного оборудования на тракторе МТЗ-50.

Нагрузки в трансмиссии трактора «Беларусь» МТЗ-50 при установившемся режиме работы

№ п/п	Показатели	Пахота плугом ПН-3-35				Транспортировка грузов разбрасывателем РТУ-4							
		залежи		стерни озимой ржи		по стерне				по зяби			
1	Передача трактора . . .	IV	V	IV	V	VI	V	VI	VII	VIII	IV	V	VI
2	Скорость движения агрегата, км/час . . . . .	4,95	5,3	5,2	6,75	6,2	7,78	9,02	11,1	12,8	6,25	7,3	8,6
3	Обороты колесчатого вала двигателя, об/мин . . . . .	1730	1640	1750	1730	1570	1765	1750	1740	1715	1760	1740	1725
4	Нагрузка на ведомый вал муфты сцепления:												
	а) средний крутящий момент, кгм . . . . .	21,8	25,7	18,7	22,6	26,2	11,6	13,6	18,5	23,2	14,9	17,0	19,5
	б) амплитудный момент, кгм . . . . .	3,5	4,6	2,9	3,1	3,7	2,7	3,1	4,2	5,7	1,6	2,0	2,0
	в) степень неравномерности крутящего момента . . . . .	0,35	0,36	0,31	0,28	0,28	0,47	0,46	0,46	0,49	0,22	0,24	0,2
	г) частота колебаний крутящего момента в секунду . . . . .	1,5—2,0	1,5—2,0	1,0—2,5	1,0—2,5	1,0—2,5	1,5—2,5	1,5—2,5	1,5—2,5	1,5—2,5	0,8—1,5	0,8—1,5	0,8—1,5
5	Нагрузка на левую полуось:												
	а) средний крутящий момент, кгм . . . . .	590	605	510	540	520	290	290	335	355	450	435	435

6	а) амплитудный момент, кгм . . . . .	100	110	80	75	75	70	65	75	85	50	50	45
	в) степень неравномерности крутящего момента . . . . .	0,34	0,36	0,31	0,27	0,28	0,48	0,46	0,47	0,48	0,22	0,24	0,21
	г) частота колебаний крутящего момента в секунду . . . . .	1,5-2,0	1,5-2,0	1,0-2,5	1,0-2,5	1,0-2,5	1,5-2,5	1,5-2,5	1,5-2,5	1,5-2,5	0,8-1,5	0,8-1,5	0,8-1,5
6	Нагрузка на правую полуось:												
	а) средний крутящий момент, кгм . . . . .	750	745	645	610	650	290	295	325	350	410	430	435
	б) амплитудный момент, кгм . . . . .	120	130	95	90	95	70	70	75	85	50	50	45
7	а) степень неравномерности крутящего момента . . . . .	0,32	0,35	0,30	0,28	0,29	0,48	0,46	0,46	0,49	0,22	0,24	0,21
	г) частота колебаний крутящего момента в секунду . . . . .	1,5-2,0	1,5-2,0	1,0-2,5	1,0-2,5	1,0-2,5	1,5-2,5	1,5-2,5	1,5-2,5	1,5-2,5	0,8-1,5	0,8-1,5	0,8-1,5
	7	Суммарный момент на полуосях, кгм . . . . .	1340	1350	1155	1180	1170	580	585	660	705	890	865
8	Буксование ведущих колес трактора, % . . . . .	27,6	31,0	24,6	29,0	28,7	6,5	6,6	6,2	7,0	10,4	11,0	11,6
9	Число оборотов левого колеса, об/мин . . . . .	26,2	29,3	25,9	31,4	32,5	30,8	35,7	44,0	50,9	25,8	30,3	35,2
10	Число оборотов правого колеса, об/мин . . . . .	24,5	27,9	25,3	28,8	31,7	30,8	35,7	44,0	50,9	25,8	30,3	35,2

Исследованиям подвергался трактор МТЗ-50 с двигателем, форсированным до мощности 63 л. с. при 1700 об/мин коленчатого вала.

На тракторе предусмотрены замеры следующих параметров: угловых скоростей коленчатого вала двигателя, первичного вала трансмиссии и полуосей ведущих колес;

действительной скорости трактора;

крутящего момента, передаваемого ведомым валом муфты сцепления, и ведущих моментов на полуосях трактора.

Схема размещения измерительного оборудования на тракторе показана на рис. 3.

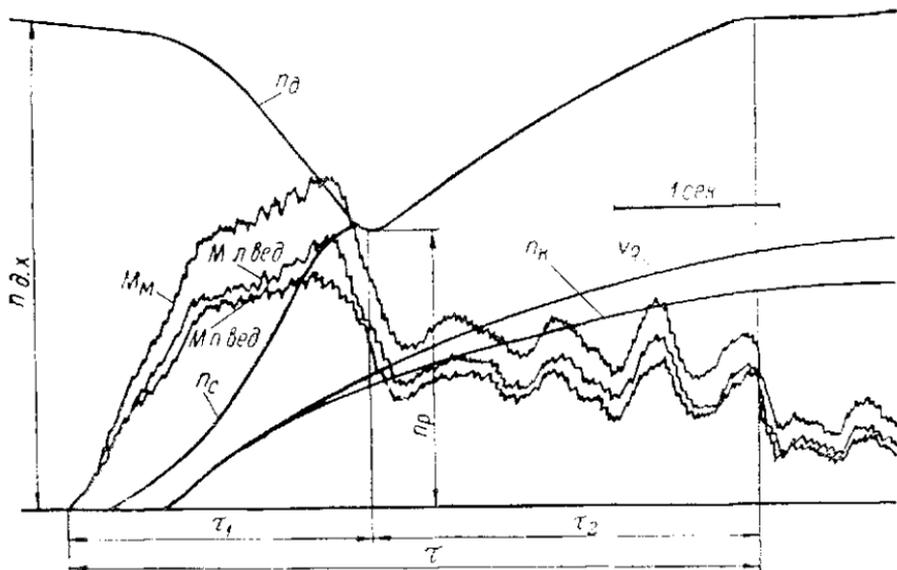


Рис. 4. Образец оциллограммы процесса разгона и установившегося движения трактора МТЗ-50 с одноосным прицепом 1-ППУ-3,5:

$n_d$  и  $n_c$  — числа оборотов коленчатого вала двигателя и ведомого вала муфты сцепления;  $n_{дх}$  — максимальное число оборотов холостого хода двигателя;  $n_k$  — число оборотов ведущих колес;  $v_d$  — действительная скорость трактора;  $M_M$  — крутящий момент, передаваемый ведомым валом муфты сцепления;  $M_{л.вед}$  и  $M_{п.вед}$  — крутящие моменты на задних колесах.

Угловые скорости всех валов замерялись генераторами ТЭ-45. Генератор для замера угловой скорости коленчатого вала 1 приводился во вращение непосредственно от коленчатого вала, а генератор для замера угловой скорости первичного вала трансмиссии 3 — через понижающий редуктор с передаточным числом 3,02, установленный на месте бокового вала отбора мощности. Генераторы полуосей 6 и 7 приводились во вращение через по-

Динамические нагрузки в трансмиссии и работа трения муфты сцепления при разгоне трактора «Беларусь» МТЗ-50 (материал фрикционных накладок КФ-2)

№ п.п.	Состав агрегата	Фон ложи	Передача трактора	Время включения муфты, сек	Время буксования муфты, сек	Число оборотов двигателя, об/мин		Максимальный крутящий момент, кгм			Работа трения муфты сцепления, кгм
						высокое	низкое	на ведомую валу муфты	на правой полуоси	на левой полуоси	
1	МТЗ-50 РТУ-4	Стерня озимой ржи	III	1,5	1,9	1775	1670	22,7	920	825	2790
			III	0,13	0,4	1785	1485	30,3	1280	1165	455
			IV	1,2	1,55	1760	1500	28,8	935	870	2860
			IV	0,75	1,20	1785	1400	34,5	1050	1050	2385
			IV	0,1	0,4	1785	1250	38,5	1250	1410	625
			V	1,2	1,75	1760	1225	37,2	1050	975	3905
			V	0,6	1,0	1785	1040	50,5	1295	1270	1830
			V	0,1	0,45	1790	1060	48,5	1325	1190	730
			VI	1,1	1,4	1780	895	48	1165	1075	3690
			VI	0,1	0,55	1770	850	56	1350	1270	970
			VII	1,1	1,8	1780	625	51	1020	950	4860
			VII	1,2	2,0	1780	695	48,2	950	870	4935
			VII	0,1	0,6	1790	500	58,3	1245	1160	1760
			VIII	1,5	2,5	1775	735	41,6	705	685	7450
2	МТЗ-50+РТУ-4	Зябрь	III	0,9	1,35	1780	1620	26,2	965	1035	1915
			III	0,11	0,6	1785	1510	29,7	1125	1255	610
			IV	0,7	1,1	1760	1420	38	1125	1090	2100
			IV	1,4	1,9	1760	1420	37,8	1315	1110	3560
			IV	0,25	0,65	1765	1285	34	1065	1230	710
			V	0,8	1,7	1770	1225	34	850	895	3280
			V	0,1	0,55	1780	1020	49,6	1350	1230	970
			VI	1,1	2,2	1780	970	38,8	935	920	4660
			VI	1,1	1,75	1770	990	42,6	935	1075	3840
			VI	0,25	0,65	1790	785	51,7	1165	1175	1460
			VII	1,4	2,3	1760	705	48	1010	795	6515
			VII	0,2	1,0	1775	545	51,7	1150	1010	2130
			IV	1,3	1,65	1750	1540	23,8	895	820	1810
			IV	1,0	1,25	1760	1480	22,2	935	960	1230
3	МТЗ-50+ +ПН-3-35	Залежь	IV	0,15	0,3	1760	1470	29,7	1110	1025	265
			V	1,3	1,65	1760	1360	35,6	1075	965	2800
			V	0,25	0,45	1730	1245	37,3	1300	1280	480
			V	0,15	0,35	1760	1300	34,6	1125	1025	415
			VI	0,13	0,3	1760	1070	37	1125	1135	520
			IV	1,0	2,0	1730	1680	23,5	900	660	2535
			IV	1,7	2,1	1760	1520	29,7	1010	795	2730
			IV	0,17	0,3	1750	1480	37,8	1020	845	285
			V	0,8	1,6	1760	1410	37,3	1020	760	2925
			V	1,0	1,85	1760	1420	31	965	735	3095
4	МТЗ-50+ +ПН-3-35	Стерня озимой ржи	V	0,1	0,30	1765	1300	39,1	1225	1035	390
			V	0,16	0,35	1760	1355	36,6	865	800	460
			VI	2,0	2,65	1760	1110	34	935	895	9525
			VI	0,9	1,35	1745	1135	42,7	—	800	2350
			VI	0,4	0,65	1760	1175	43,7	1010	920	880

вышающую зубчатую передачу с передаточным отношением, равным 5.

Действительная скорость трактора замерялась с помощью путеизмерительного (пятого) колеса размером  $19 \times 3,5''$ ; генератор 4 приводился во вращение от ступицы колеса через повышающий редуктор с передаточным отношением 6,6.

Переменный ток генератора выпрямлялся в диодной схеме.

Крутящий момент, передаваемый ведомым валом муфты сцепления и полуосями ведущих колес, замерялся проволоочными датчиками сопротивления, наклеенными на первичном валу и полуосях. Электрическая связь датчиков с усилительной и регистрирующей аппаратурой осуществлялась с помощью проходного ртутно-амальгамированного токосъемника 2, установленного на первичном валу, и концевых токосъемников 5 и 8, закрепленных на полуосях.

Эксплуатационным исследованиям подвергались пахотные и транспортные агрегаты на различных почвенно-дорожных фонах. Образец осциллограммы процесса разгона и установившегося движения трактора МТЗ-50 с прицепом приведен на рис. 4.

В табл. 1 приведены данные экспериментальных исследований, полученных при установившемся движении агрегата: средние значения крутящих моментов на ведомом валу муфты сцепления и на полуосях ведущих колес, величины амплитудных моментов, степень их неравномерности и частота колебаний.

В табл. 2 приведены величины динамических нагрузок и работы трения муфты сцепления при разгоне трактора МТЗ-50 на пахоте и транспорте.

Анализ данных экспериментальных исследований позволяет установить, что действительные нагрузки в элементах муфты сцепления и трансмиссии в эксплуатационных условиях не остаются постоянными. В период разгона максимальный крутящий момент в  $1,5 \div 2,5$  раза превышает расчетную величину момента. При установившемся движении степень неравномерности крутящего момента составляет  $0,2 \div 0,5$ , частота колебаний в секунду —  $0,8 \div 2,5$ , амплитуда колебаний —  $1,6 \div 5,7$  кгм.

Использование полученных экспериментальных данных при совершенствовании методов форсированных стендовых испытаний дает возможность приблизить эти испытания к эксплуатационным по характеру и величинам износов, значительно сократить при этом сроки испытаний.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Чудаков Д. А. Основы теории трактора и автомобиля. М., Сельхозгиз, 1962.
2. Солонский А. С. К теории разгона тракторного агрегата. Сборник научных трудов БИМСХ, Минск, Сельхозгиз БССР, 1963.
3. Кудрявцев В. Н. Зубчатые передачи. М.—Л., Машгиз, 1957.