

О. С. Руктешель

МОДЕЛИРОВАНИЕ НА АНАЛОГОВЫХ МАШИНАХ ПРОЦЕССОВ ТРОГАНИЯ С МЕСТА И ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ ПЕРЕДАЧ НА ХОДУ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА ПОД НАГРУЗКОЙ

Достоверный расчет деталей трансмиссии трактора может быть успешно выполнен при правильно выбранном расчетном нагрузочном режиме с учетом динамических нагрузок, являющихся следствием колебательных процессов, происходящих в системе машинного агрегата. Величина этих нагрузок зависит от момента трения между дисками сцепления, сцепляемости ведущих колес с почвой, усилия на крюке трактора, параметров динамической системы машинного агрегата, субъективных качеств водителя и др.

На динамические нагрузки в трансмиссии трактора с переключением передач на ходу влияют также момент трения гидравлически включаемых фрикционных элементов, темп их включения и время разрыва потока мощности на ведущих колесах при переключении передач. В связи с этим представляют интерес процессы трогания с места и переключения передач на ходу под нагрузкой, во время которых в силовой передаче возникают значительные по амплитуде крутильные колебания крутящего момента.

Машинный агрегат исследуемого трактора МТЗ-60 включает в себя двигатель мощностью 60 л. с. при 1800 об/мин, однодисковую муфту сцепления и двухдиапазонную 12-ступенчатую коробку перемены передач КПП, состоящую из планетарного редуктора, собственно коробки и редуктора переключения диапазонов (рабочего и транспортногo). Переключение передач на ходу осуществляется с помощью двух гидравлически управляемых многодисковых фрикционов, установленных на первичном валу КПП, ленточного тормоза и двух муфт свободного хода.

Машинно-тракторный агрегат (МТА) в первом приближении можно заменить динамической моделью, состоящей из системы сосредоточенных масс и безынерционных упругих звеньев, приведенных для удобства исследования переходных процессов при трогании с места к колечному валу двигателя, а при переключении передач на ходу — ко вторичному валу КПП (рис. 1, а и 2, а).

Моменты инерции масс расчетной системы при исследовании процесса трогания с места равны приведенным моментам инерции следующих элементов реальной системы: движущихся масс двига-

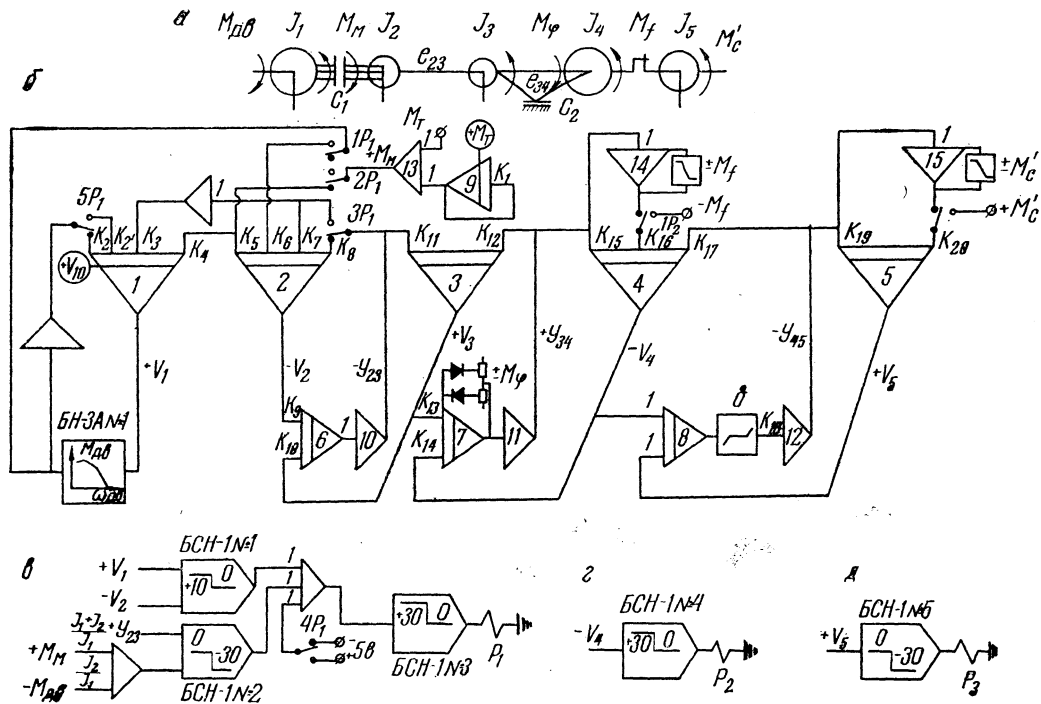


Рис. 1. Динамическая система (а) и блок-схема (б) электронной модели процесса трогания с места и разгона МТА.

теля и ведущих деталей муфты сцепления I_1 ; ведомых деталей муфты сцепления, КПП и части деталей дифференциала I_2 ; части деталей дифференциала, шестерни бортовой передачи и ведущих колес трактора I_3 ; ведомых колес и поступательно движущейся массы трактора I_4 ; вращающихся и поступательно движущихся частей агрегатируемой с трактором сельскохозяйственной машины I_5 .

Упругие звенья системы учитывают приведенные податливости следующих элементов: вала муфты сцепления, валов КПП, бортовой передачи и полуосей e_{23} ; шин ведущих колес e_{34} ; сцепки e_{45} .

Фрикционный элемент C_1 схематически изображает муфту сцепления трактора, а C_2 — сцепление ведущих колес с почвой.

Фрикционные элементы КПП в приведенной динамической системе (рис. 1, а) не показаны, так как при трогании трактора с места и разгоне они включены и не пробуксовывают.

Согласно приведенной динамической системе, процесс трогания с места и разгона МТА можно представить следующим образом.

В начале трогания трактора с места двигатель работает с заданным числом оборотов холостого хода V_{10} , муфта сцепления C_1 включена, в КПП включена рабочая передача, трактор стоит на месте, сцепка провисает. При включении муфты сцепления ее ведомый вал начинает проворачиваться, выбирает зазоры в шлицевых соединениях и зубьях шестерен, закручивает упругие валы трансмиссии, а трактор некоторое время остается неподвижным. Когда момент трения M_m муфты C_1 достигает величины, равной моменту сопротивления на самопередвижение M_f , начинается поступательное движение трактора до тех пор, пока не выберется зазор в сцепке. При дальнейшем увеличении момента муфты сцепления M_m до величины $M_c = M_f + M'_c$ (M'_c — момент сопротивления передвижения сельскохозяйственного орудия) возможно движение всего агрегата при условии, что $M_\varphi > M_c$ (M_φ — момент по сцеплению шин с поверхностью пути). Процесс разгона считаем закончившимся, когда угловая скорость двигателя установится в соответствии с нагрузкой по моменту сопротивления M_c на данной передаче.

Величина момента двигателя определяется по его скоростной характеристике $M_{дв} = f(V_1)$ (V_1 — угловая скорость коленчатого вала).

Изменение момента трения в муфте сцепления при быстром включении с достаточной степенью точности соответствует экспоненциальной зависимости

$$M_m = M_t (1 - e^{-kt}), \quad (1)$$

где M_t — статистический момент трения (47,8 кгм); k — показатель степени, характеризующий темп включения муфты сцепления.

Сцепление S_2 выполняет роль предохранительной муфты, начинающей проскальзывать только при достижении величины $M_{\varphi_{\max}}$.

Таким образом, в общем случае переходные процессы, происходящие в динамической системе (рис. 1, а), могут быть описаны следующей системой дифференциальных уравнений:

$$\left. \begin{aligned} I_1 \dot{V}_1 &= M_{\text{дв}}(V_1) - M_{\text{м}}(t) & \text{при } t = 0 \quad V_1 = V_{10}, \\ I_2 \dot{V}_2 &= M_{\text{м}}(t) - Y_{23} & \dot{Y}_{23} = \frac{V_2 - V_3}{e_{23}}, \\ I_3 \dot{V}_3 &= Y_{23} - Y_{34} & \dot{Y}_{34} = \frac{V_3 - V_4}{e_{34}}, \\ I_4 \dot{V}_4 &= Y_{34} - M_f - Y_{45} & \dot{Y}_{45} = \frac{V_4 - V_5}{e_{45}}, \\ I_5 \dot{V}_5 &= Y_{45} - M_c \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

где V_n — угловая скорость n -й массы; $Y_{n-1, n}$ — упругий момент в звене, соединяющем $n-1$ и n массы ($n = 1, 2, 3, 4, 5$).

При расчетном определении параметров переходных процессов, в частности при определении динамических нагрузок, возникающих при трогании с места и переключении передач на ходу, целесообразно использовать аналоговые вычислительные машины (АВМ), так как решение уравнений движения масс динамической системы машинного агрегата трактора аналитическими методами практически невозможно из-за большого объема вычислительных работ, что обусловлено высоким порядком и нелинейным характером системы уравнений (2).

Поставленная задача решалась на электронной нелинейной моделирующей машине МНБ-1.

При составлении блок-схемы электронной модели процесса трогания с места и разгона МТА (рис. 1, б) использовался инженерный метод [3], позволяющий составить блок-схему без уравнений движения. При этом моменты инерции масс расчетной системы заменяются интеграторами, на входы которых подаются напряжения, пропорциональные упругим моментам или моментам внешних сил в принятом масштабе. Напряжения на выходах этих интеграторов соответствуют угловым скоростям масс. Упругие звенья расчетной динамической системы моделируются двумя усилителями — интегратором и инвертором, напряжения на выходах которых моделируют в соответствующем масштабе нагрузки в упругих звеньях системы.

Аппроксимированная кривая регуляторной характеристики двигателя $M_{\text{дв}} = f(V_1)$ настроена на нелинейном диодном блоке БН-ЗА № 1.

В исходном положении на выход интегратора I (маховик двигателя) подано напряжение в соответствии с начальными оборота-

ми коленчатого вала, а на выход интегратора 9 — напряжение, соответствующее статическому моменту трения M_T . Напряжение на выходах остальных усилителей отсутствует. После пуска возможные этапы работы главной муфты сцепления (буксование, слипание, повторные срывы дисков) обеспечиваются устройством, изображенным на рис. 1, в.

Ограничение трения ведущих колес по величине сцепного момента обеспечивается нелинейным устройством по типу «ограничение координат», собранным в обратной связи интегратора 7.

В начале движения момент сил сопротивления самопередвижению трактора M_f возрастает от нуля до конечной величины так, что соблюдается равенство $Y_{34} = M_f$, после чего начинается движение массы трактора I_4 при постоянном значении M_f , что обеспечивается работой реле P_2 (рис. 1, з).

Зазор в сцепке δ или ее провисание моделируется с помощью схемы «зона нечувствительности». Следовательно, пока напряжение на выходе интегратора 8, соответствующее перемещению массы трактора I_4 , не достигнет значения, равного δ (пока не выберется зазор в сцепке), напряжение на выходе усилителя 12 будет оставаться равным нулю (тяговое усилие на агрегируемое с трактором сельскохозяйственное орудие передаваться не будет).

Моделирование момента сопротивления сельскохозяйственного орудия или прицепа M_c осуществляется аналогично моделированию момента сопротивления самопередвижению трактора M_f и управляется при помощи реле P_3 (рис. 1, д).

Зависимые и независимые переменные в аналоговых вычислителях измеряются в вольтах, а время — в секундах. Для согласования переменных вычислителя с переменными физической задачи необходимо произвести масштабирование. При выборе масштабов использовался метод масштабирования без уравнений движения [2] путем приведения системы к безразмерному виду.

Переход от реальных параметров системы к безразмерным осуществляется по формулам:

$$I_6 = \frac{I}{I_0}, \quad E_6 = \frac{e}{E_0}, \quad (3)$$

при этом E_0 и I_0 подбираются так, чтобы первое было соизмеримо со средней податливостью звеньев системы, а второе со средним значением моментов инерции масс системы. Колебания системы с параметрами I_6 и E_6 будут, очевидно, происходить в $\frac{1}{\sqrt{I_6 E_6}}$ раз медленнее, чем в исходной системе. Поэтому масштаб времени

$$m_t = \frac{1}{\sqrt{I_6 E_6}}. \quad (4)$$

Пользуясь теорией размерностей [1] для масштаба скоростей, получаем выражение

$$m_v = \frac{1}{m_t} = \sqrt{I_0 E_0}. \quad (5)$$

Так как между масштабом скоростей m_v и масштабом моментов m_y , существует соотношение $m_y = m_v \sqrt{\frac{E_0}{I_0}}$, то, подставляя в последнее равенство выражение (5), получим

$$m_y = E_0. \quad (6)$$

Масштаб перемещений определится из равенства

$$m_x = m_v m_t. \quad (7)$$

Коэффициенты передачи интеграторов зависят от параметров динамической системы и от принятых масштабов. В данном случае коэффициенты передачи рассчитываются по выражениям: для интеграторов, моделирующих массы,

$$k_i = \frac{I_0}{I_i}; \quad (8)$$

для интеграторов, моделирующих звенья,

$$k_j = \frac{E_0}{e_i}. \quad (9)$$

Динамическая система машинного агрегата трактора МТЗ-60 для исследования процесса переключения передач представлена на рис. 2, а. Здесь приведенный момент инерции подвижных деталей двигателя, главной муфты сцепления и деталей первичного вала КПП обозначен через I_1 ; промежуточного и вторичного валов КПП в сборе, части дифференциала и шестерен конечной передачи — через I_2 ; оставшейся части дифференциала и шестерен конечной передачи, а также ведущих колес трактора — через I_3 ; поступательно движущейся массы трактора, его ведомых колес и сельскохозяйственного орудия или прицепа — через I_4 . Приведенная податливость валов КПП, конечной передачи и полуосей обозначена через e_{23} ; шин ведущих колес — через e_{34} . Гидросистема управления фрикционами КПП трактора МТЗ-60 не содержит специальных устройств, обеспечивающих перекрытие передач по крутящим моментам. Однако предусматривается перекрытие переходных процессов во фрикционах (одновременное заполнение маслом одного и опорожнение другого бустера), что не исключает некоторого перекрытия и по моментам.

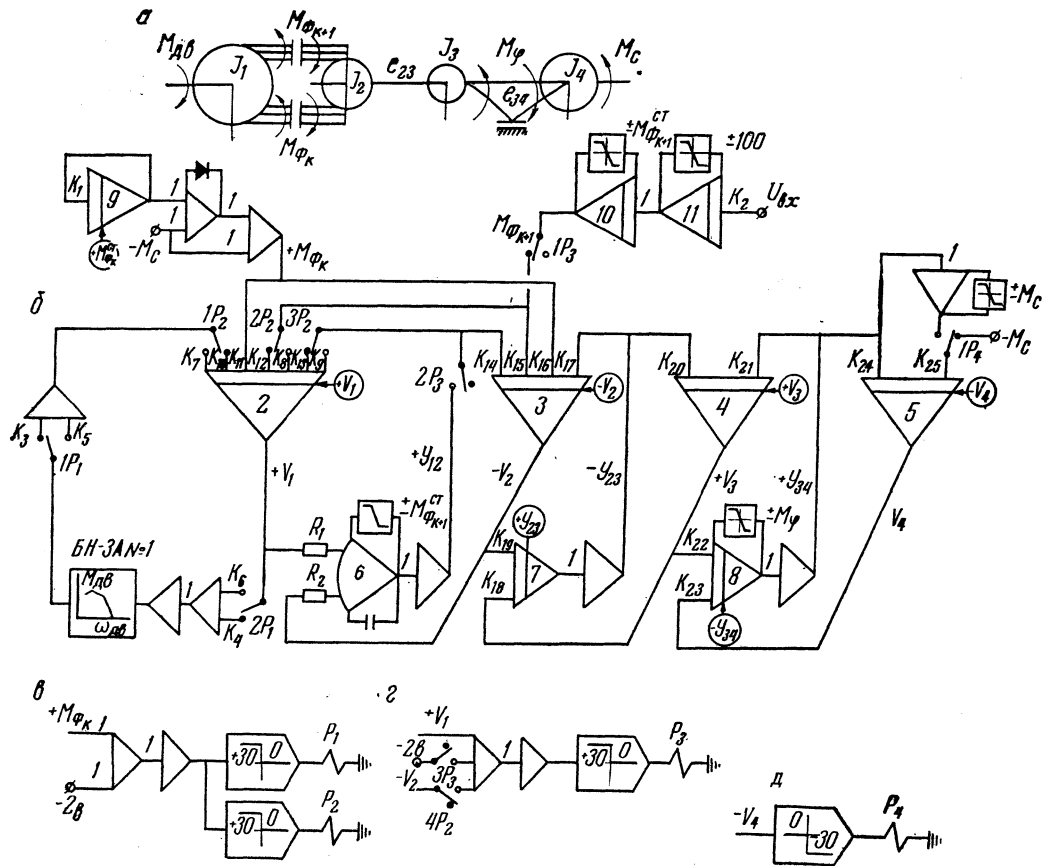


Рис. 2. Динамическая система (а) и блок-схема (б) электронной модели процесса переключения передач на ходу МТА.

Процесс переключения с низшей передачи K на смежную высшую передачу $K + 1$ на ходу трактора МТЗ-60 под нагрузкой может быть рассмотрен на примере элементарного узла коробки передач с двумя параллельными валами: первичным 1 и вторичным 2 (рис. 3), которые связаны между собой двумя зубчатыми парами постоянного зацепления с различными передаточными числами i_K и i_{K+1} .

Процесс переключения на смежную высшую передачу можно разделить на следующие два этапа: первый — передача мощности от вала 1 к валу 2 двумя параллельными потоками; второй — разгон агрегата до скорости установившегося движения сначала с пробуксовкой, а затем без пробуксовки фрикциона Φ_{K+1} .

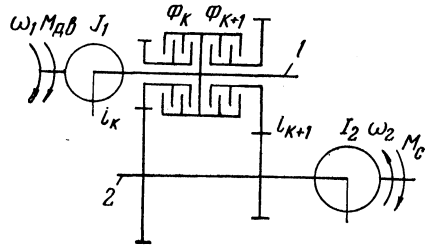


Рис. 3. Элементарный узел КПП с переключением на ходу.

Переключение начинается с одновременным включением фрикциона Φ_{K+1} и выключением Φ_K . Осциллографирование реальных процессов, а также моделирование работы многодискового фрикциона на АВМ позволило установить, что момент трения в выключаемом фрикционе падает по закону, близкому к экспоненциальному, т. е. $M_{\Phi_K} = M_{\tau} e^{-Kt}$, а момент трения во включаемом фрикционе возрастает по квадратичной параболе $M_{\Phi_{K+1}} = Kt^2$.

Первый этап переключения заканчивается, когда мощность, передаваемая через передачу K , становится равной нулю. Кинематическое передаточное отношение остается на первом этапе постоянным и соответствует передаче K .

Вращение валов 1 и 2 (см. рис. 3) в общем случае определяется системой дифференциальных уравнений

$$\left. \begin{aligned} I_1 \dot{V}_1 &= M_{\text{ав}} - M_{\Phi_{K+1}} - M_{\Phi_K}, \\ I_2 \dot{V}_2 &= M_{\Phi_K} i_K \eta + M_{\Phi_{K+1}} i_{K+1} \eta - M_c, \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

где η — к. п. д. зубчатой пары.

Разгон трактора, следующий за первым этапом, аналогичен разгону при трогании с места и отличается только начальными условиями. При разгоне происходит изменение кинематического передаточного отношения рассматриваемого узла от i_K до i_{K+1} .

Блок-схема моделирования процесса переключения передач на ходу трактора МТЗ-60 представлена на рис. 2, б. При подготовке модели к работе на интеграторы $1, 2, 3, 4, 5$, имитирующие моменты

инерции масс расчетной системы, задаются начальные напряжения, пропорциональные угловым скоростям масс при установившемся движении МТА на низшей передаче K в принятом масштабе, а на интеграторы 6, 7, 8, имитирующие упругие звенья системы, — напряжения, пропорциональные крутящим моментам.

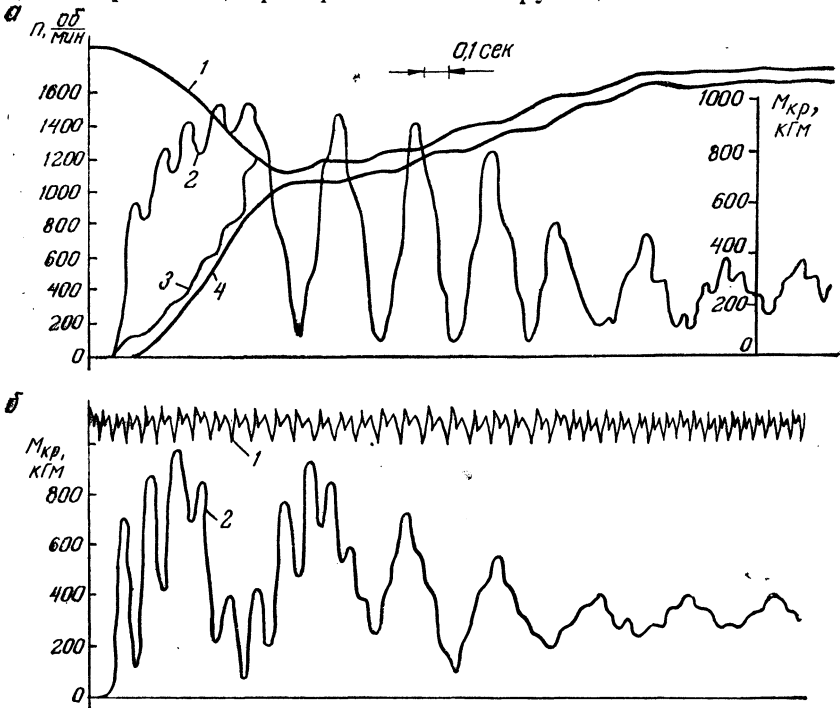


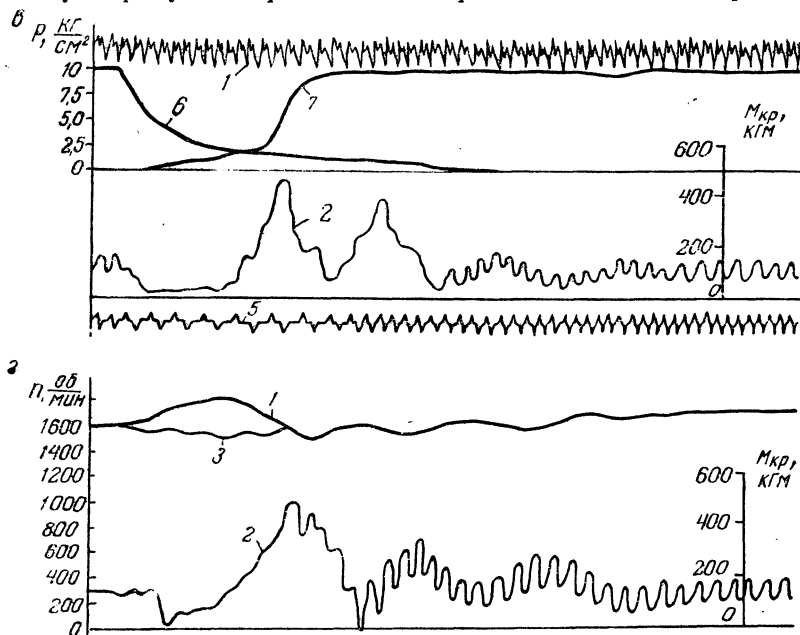
Рис. 4. Образцы осциллограмм процессов трогания с места (а, б) и переключения АВМ (а, б) и при натур-
 1, 3, 4, 5 — угловые скорости соответственно коленчатого вала двигателя, ведомых дисков
 оси ведущего колеса трактора; 6, 7 — давление масла в магистралях

На моменты инерции масс (интеграторы 2 и 3), соединяемые многодисковыми фрикционами, действует в начальный период времени момент трения во фрикционе $M_{ФК}$, равный моменту в остальных упругих звеньях при установившемся движении на данной передаче.

Нарастание момента трения во включаемом фрикционе по закону квадратичной параболы обеспечивается интеграторами 10 и 11, а падение момента трения в выключаемом фрикционе по экспоненциальному закону — интегратором 9.

За условиями перехода между отдельными этапами процесса переключения передач следят устройства в, г и д (см. рис. 2).

Критерием достоверности электронной модели может служить совпадение результатов моделирования и записи реального процесса. В этом случае проверяется как правильность математической модели, так и точность решения ее на вычислительной машине. Поэтому наряду с теоретическими расчетами были проведены



ния передач на ходу на транспорте (в, г), полученные при моделировании на ных испытаниях (б, в):

фрикционов КПП, трактора и промежуточного вала КПП; 2 — крутящий момент на полу-включения фрикционов соответственно III и IV передач.

эксплуатационные испытания трактора МТЗ-60. В натуральных условиях, как и при расчетах, трактор рассматривался на передачах рабочего диапазона в агрегате с плугом ПН-3-35Р на вспашке залежи, а на передачах транспортного диапазона — с прицепом весом 7,5 т на грунтовой дороге. Образцы осциллограмм переходных процессов, полученные в результате моделирования и натуральных испытаний при трогании трактора с места на III передаче и при переключении передач с III на IV транспортного диапазона на ходу, приведены на рис. 4.

Результаты расчета и эксперимента сведены в табл. 1 и 2.

В табл. 1 сравниваются данные, полученные при трогании

Таблица 1

Диапазон	Передача	Время нарастания момента трения сцепления при расчете t , сек	Величина максимального дина- мического момента на полуоси ведущего колеса, кгм	
			расчет	опыт*
Рабочий	I	0,5	905	807
		0,05	1012	956
	II	0,5	920	905
		0,05	1040	1035
	III	0,5	950	953
		0,05	1230	1200
	IV	0,5	1010	895
		0,05	1250	1291
	V	0,5	815	805
		0,05	950	936
	VI	0,5	782	740
		0,05	890	832
Транспортный	I	0,5	985	1150
		0,05	1110	1380
	II	0,5	955	936
		0,05	1005	1248
	III	0,5	980	940
		0,05	1035	1180
	IV	0,5	692	824
		0,05	750	930
	V	0,5	597	730
		0,05	660	850
	VI	0,5	570	680
		0,05	632	710

* В числителе приведены значения крутящих моментов, возникающих на полуоси при типичном для эксплуатационных условий включении муфты сцепления, в знаменателе — при включении муфты «броском» педали сцепления.

трактора с места и разгоне, в табл. 2 — при переключении передач на ходу.

Выводы

1. Аналоговые вычислительные машины позволяют производить расчет динамических систем, которые содержат существенные нелинейности, без принципиального их упрощения.

Таблица 2

Диапазон	Переключение передач	Принятое при расчетах время t , сек		Величина максимального динамического момента на полуоси ведущего колеса, кгМ	
		падения момента трения в выключаемом фрикционе	нарастания момента трения во включаемом фрикционе	расчет	опыт
Рабочий	с III на IV	0,5	1,0 0,5	805 880	780
	с V на VI	0,5	1,0 0,5	798 832	765
Транспортный	с III на IV	0,5	1,0 0,5	500 548	480
	с V на VI	0,5	1,0 0,5	347 350	420

2. Моделирование переходных процессов, происходящих в динамических системах, с использованием АВМ позволяет более полно и детально разобраться в физической сущности явлений и определить величины пиковых нагрузок, действующих при различных условиях эксплуатации в трансмиссии трактора.

3. Электронная модель процесса трогания с места и разгона тракторного агрегата позволяет исследовать как факторы, влияющие на динамические нагрузки при трогании (начальные обороты двигателя, время включения муфты сцепления, момент трения сцепления, сцепляемость ведущих колес с грунтом, сила тяги на крюке, величина зазора в сцепке и др.), так и факторы, определяющие динамику разгона МТА.

4. Электронная модель процесса переключения на смежную высшую передачу на ходу трактора под нагрузкой позволяет определить влияние времени разрыва потока мощности закона изменения и величины момента трения многодисковых фрикционов, времени их включения и выключения на динамические нагрузки и динамику трактора при переключении передач на ходу.

5. Достаточно близкое совпадение расчетных и экспериментальных данных свидетельствует о целесообразности использования АВМ для расчета динамических нагрузок в трансмиссиях тракторов с переключением передач на ходу трактора.

Литература

1. Алабужев П. М. и др. Теория подобия и размерностей. Моделирование. М., 1968.
2. Цитович И. С., Гатов Д. М. Исследование автоколебательных процессов в трансмиссиях колесных машин. В сб.: «Применение математических машин при конструировании и исследовании автомобилей и двигателей». Т. II. М., 1966.
3. Цитович И. С. и др. Методика расчета шлицевых соединений трансмиссий автомобилей. Минск, 1967.