

РОЖАНСКИЙ А. А.,
ассистент;

МОЛИБОШКО Л. А.,
инженер

ОПЫТ ПРИМЕНЕНИЯ АНАЛОГОВЫХ ВЫЧИСЛИТЕЛЬНЫХ МАШИН ДЛЯ РАСЧЕТА МАКСИМАЛЬНЫХ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК В ТРАНСМИССИЯХ ГУСЕНИЧНЫХ ТРАКТОРОВ

Для теоретического расчета динамических нагрузок в трансмиссии трактор может быть представлен в виде динамической схемы, в которой вращающиеся детали двигателя, трансмиссии и движителей, а также поступательно-движущаяся масса трактора замещаются эквивалентными маховыми массами и упругими звеньями, приведенными к колесчатому валу двигателя.

С достаточной для практических целей точностью динамическая схема может быть упрощена путем объединения сравнительно «малых» масс с соседними «большими» массами. Податливости при этом суммируются.

На рис. 1, а представлена такая упрощенная динамическая схема гусеничного трактора Т-130. Буква I с соответствующими индексами обозначает следующие приведенные моменты инерции:

I_1 — вращающихся деталей двигателя и ведущих деталей муфты сцепления;

I_2 — ведомых деталей муфты сцепления и масс, связанных с ними относительно жесткими валами;

I_3 — муфт поворота и масс, связанных с ними относительно жесткими валами;

I_4 и I_5 — левого и правого движителей;

I_6 — массы трактора.

Приведенная податливость деталей, соединяющих ведомые диски муфты сцепления с муфтами поворота, изображена на динамической схеме упругим звеном e_{23} , а деталей, соединяющих муфты поворота с ведущими звездочками гусениц, — звеньями e_{34} и e_{35} .

Муфта C_1 имитирует на схеме главную муфту сцепления, а муфты C_2 и C_3 — сцепление гусениц с грунтом.

Численные значения параметров динамической схемы приведены в табл. 1. Исходные данные, необходимые для их расчета, определялись частично экспериментально, частично теоретически — по рабочим чертежам деталей. Опытным путем, пользуясь

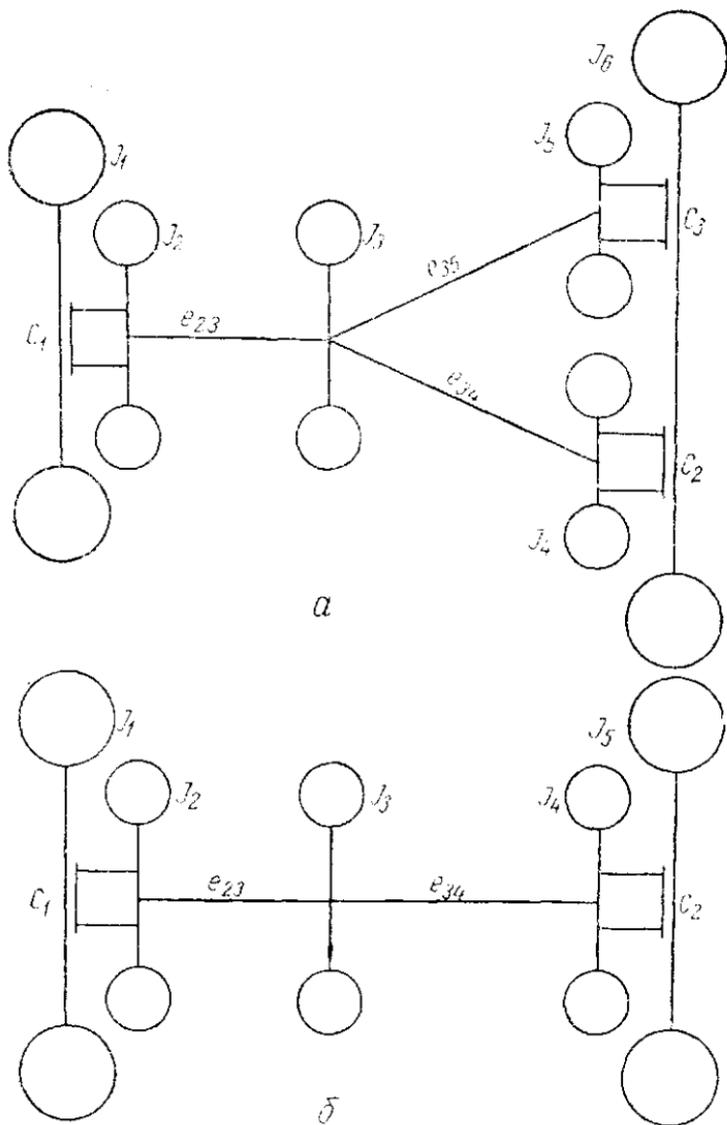


Рис. 1. Динамическая схема трактора Т-130:
а — трехзвенная; б — двухзвенная.

методом биффилярного подвеса, замерялись моменты инерции вращающихся деталей. Опытным путем определялась и податливость гусеницы. Для этого сначала замерялись деформации одного звена при растяжении его на гидравлическом прессе, после

Таблица 1

Численные значения параметров трехзвенной динамической схемы трактора Т-130

$I_{ке-см-сек^2}; e \frac{1}{кгсм}$	Передачи							
	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII
I_1	86,08	86,08	86,08	86,08	86,08	86,08	86,08	86,08
I_2	4,354	4,764	4,199	4,757	4,149	4,739	4,264	4,959
I_3	5,71	7,51	8,22	10,85	13,73	18,6	23,08	31,64
I_4	0,97	1,36	1,85	2,61	3,89	5,56	7,44	10,53
I_5	1,01	1,42	1,93	2,73	4,07	5,79	7,76	10,98
I_6	7,7	10,9	14,7	20,9	31,3	44,3	59,2	83,8
e_{23}	$0,1519 \cdot 10^{-5}$	$0,1651 \cdot 10^{-5}$	$0,1301 \cdot 10^{-5}$	$0,1569 \cdot 10^{-5}$	$0,1197 \cdot 10^{-5}$	$0,1425 \cdot 10^{-5}$	$0,1193 \cdot 10^{-5}$	$0,1423 \cdot 10^{-5}$
e_{34}	$2,9 \cdot 10^{-5}$	$2,044 \cdot 10^{-5}$	$1,514 \cdot 10^{-5}$	$1,069 \cdot 10^{-5}$	$0,719 \cdot 10^{-5}$	$0,505 \cdot 10^{-5}$	$0,376 \cdot 10^{-6}$	$0,267 \cdot 10^{-5}$
e_{45}	$3,015 \cdot 10^{-5}$	$2,125 \cdot 10^{-5}$	$1,570 \cdot 10^{-5}$	$1,111 \cdot 10^{-5}$	$0,747 \cdot 10^{-5}$	$0,525 \cdot 10^{-5}$	$0,391 \cdot 10^{-5}$	$0,278 \cdot 10^{-5}$

чего, зная податливость звена $e_{зв}$, подсчитывалась приведенная к ведущей звездочке податливость гусеницы $e_{гус}$ по формуле

$$e_{гус} = e_{зв} \cdot z_0 \cdot \frac{1}{R^2} \left[\frac{1}{\kappa \Gamma_{с.м.}} \right],$$

где z_0 — число звеньев, лежащих на опорной поверхности гусениц;

R — радиус ведущей звездочки.

Податливость зубчатых передач, изгиб валов, деформации опор и горизонтальные деформации почвы под гусеницами не учитывались. Не учитывались также силы трения, демпфирующее действие смазки и зазоры в трансмиссии.

В общем случае динамические процессы, происходящие в схеме, приведенной на рис. 1, а, могут быть описаны следующей системой дифференциальных уравнений:

$$\begin{aligned} I_1 \ddot{\varphi}_1 + M_c &= 0 \quad \text{при } t=0 \quad \dot{\varphi}_1 = \omega_0; \\ I_2 \ddot{\varphi}_2 + \frac{\varphi_2 - \varphi_3}{e_{23}} &= M_c; \\ I_3 \ddot{\varphi}_3 + \frac{\varphi_3 - \varphi_4}{e_{34}} + \frac{\varphi_3 - \varphi_5}{e_{35}} &= \frac{\varphi_2 - \varphi_3}{e_{23}}; \\ I_4 \ddot{\varphi}_4 + M_{\varphi_4} &= \frac{\varphi_3 - \varphi_4}{e_{34}}; \\ I_5 \ddot{\varphi}_5 + M_{\varphi_5} &= \frac{\varphi_3 - \varphi_5}{e_{35}}. \end{aligned}$$

В этих уравнениях M_c , M_{φ_4} и M_{φ_5} соответственно моменты трения муфт C_1 , C_2 и C_3 ; а φ углы закрутки отдельных масс, причем индексы при φ указывают обозначения масс на схеме.

В дальнейших расчетах принято, что максимальное значение момента M_c ограничивается величиной момента трения, который может передаваться муфтой (346 кгм по данным завода); что моменты M_{φ_4} и M_{φ_5} равны, и максимальная их величина ограничивается сцеплением гусениц с почвой при коэффициенте сцепления $\varphi = 1$.

Аналитическое решение приведенной системы дифференциальных уравнений представляет значительные трудности в особенности, если учесть различные возможные варианты протекания процессов в муфтах сцепления и то обстоятельство, что при ограничении максимальных значений моментов, передаваемых муфтами, система уравнений становится нелинейной. Поэтому расчет

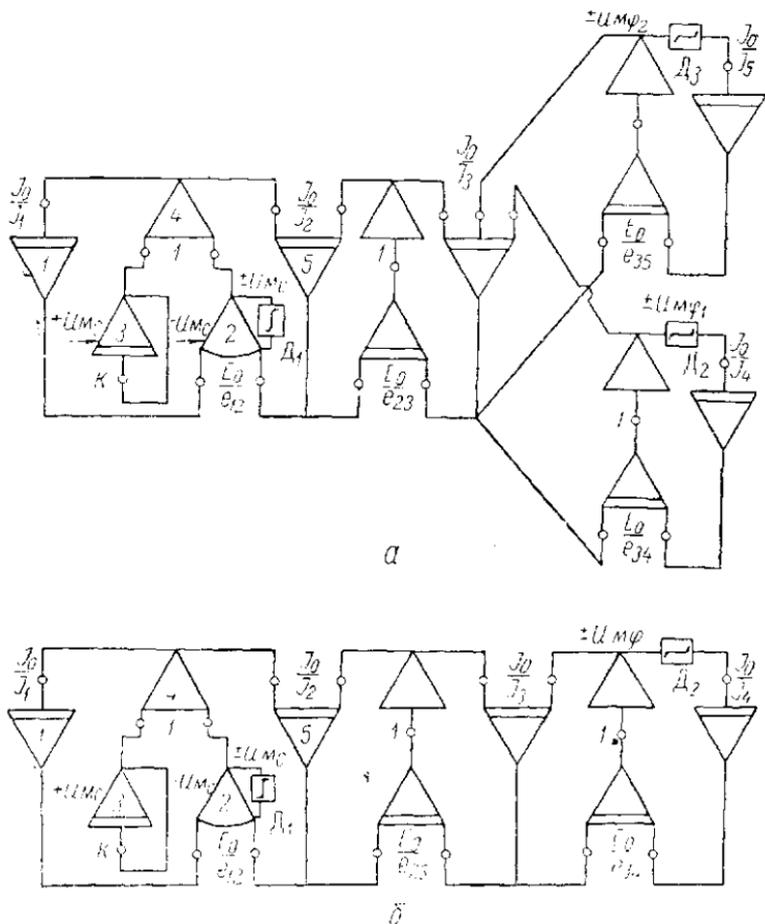


Рис. 2. Электронная модель трактора Т-130:

а — соответствует трехзвенной динамической схеме; б — соответствует двухзвенной динамической схеме.

произведен на аналоговой вычислительной машине МИИ-7, скоммутированной с двумя аналоговыми функциональными блоками АФБ.

На рис. 2, а представлена электронная модель (блок-схема) расчетной динамической схемы трактора. Величины коэффициентов в общем виде на входах усилителей приведены на блок-схеме. Начальные условия U_{om} поданы на интегратор 1.

Для более удобного набора коэффициенты представлены в виде безразмерных величин, для чего введены масштабные коэффициенты:

I_0 — момента инерции и E_0 — податливости.

Связь между крутящим моментом, угловой скоростью и соответствующими им напряжениями в блок-схеме следующая:

$$M = S_M U_M; \omega = S_\omega U_\omega,$$

где S_M и S_ω — масштабы крутящего момента и угловой скорости;

U_M и U_ω — напряжения в блок-схеме, соответствующие крутящему моменту и угловой скорости.

Масштаб S_M выбран таким образом, чтобы при максимальном ожидаемом крутящем моменте соответствующее ему напряжение в блок-схеме не превышало максимально допустимого (обычно 100 в).

Совершенно аналогично выбран масштаб S_ω .

Масштабы S_M и S_ω связаны между собой следующей зависимостью:

$$S_\omega = S_M \sqrt{\frac{E_0}{I_0}} \text{ или } E_0 = I_0 \left(\frac{S_\omega}{S_M} \right)^2.$$

Последнее выражение позволяет легко подобрать масштабные коэффициенты I_0 и E_0 .

Масштаб времени равен $S_t = \sqrt{E_0 I_0} [\text{сек} / \text{сек} \text{ макс}]$.

Сцепления C_2 и C_3 моделируются при помощи диодных элементов D_2 и D_3 , дающих характеристику зоны нечувствительности.

Моделирование работы муфты сцепления C_1 достигается введением условного упругого звена с податливостью e_{12} . Так как в главной муфте сцепления трактора Т-130 отсутствуют демпфирующие пружины, то, пренебрегая податливостью фрикционных накладок, можно принять, что $e_{12} \approx 0$, т. е. коэффициент на входе усилителя должен быть очень большим. В блок-схеме он получен при помощи усилителя без обратной связи. Так как момент в сцеплении ограничивается моментом трения M_c , то на интегратор 2 поставлен диодный элемент D_1 , дающий характеристику ограничения координат. По сути дела интегратор 2 с диодным элементом D_1 дает характеристику сухого трения.

В данном случае момент в упругом звене e_{12} при «броске» сцепления нарастает до величины M_c практически мгновенно. Чтобы получить желаемый закон нарастания крутящего момента (здесь принято, что момент $M_{\text{сш}}$ нарастает по экспоненциальному закону), необходимо из полученного момента на упругом звене e_{12} вычесть некоторую разницу (рис. 3)

$$M_{\text{сш}} = M_{12} - \Delta M.$$

На блок-схеме напряжение, соответствующее моменту M_{12} , снимается на выходе интегратора 2, а напряжение, соответствующее

щее величине ΔM — на выходе интегратора 3. Эти напряжения подаются на усилитель 4, на выходе которого получается напряжение, соответствующее моменту $M_{сц}$.

В зависимости от параметров динамической схемы при «броске» сцепления оно некоторое время T будет буксовать. Окончание буксования сцепления соответствует момент, когда напряжения на выходах интеграторов 1 и 5 станут равными, что соответствует выравниванию скоростей маховика и ведомой части муфты сцепления. В этот момент интегратор 3 должен быть отключен, чтобы величина ΔM не вносила погрешности в работу схемы. Для трактора Т-130 на всех передачах выдерживается условие: $T > T_0$ (рис. 3), поэтому надобность в отключении интегратора 3 отпадает, так как к моменту окончания буксования сцепления T напряжение на выходе равно 0.

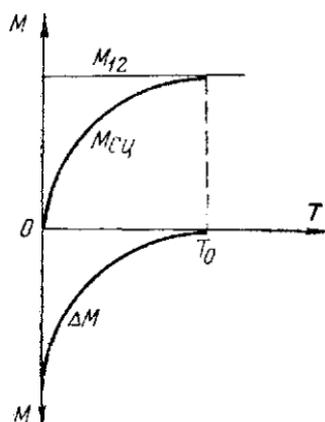


Рис. 3. Схема задания $M_{сц}$ в условном звене.

Как частный случай, при условии когда $M_{с1} = M_{с2}$, динамическая схема может быть упрощена до 2-звенной путем объединения разветвленности (рис. 1, б). Соответственно упростится и блок-схема (рис. 2, б).

Наряду с теоретическими расчетами были проведены натурные испытания трактора Т-130. Опыты проводились на горизонтальной площадке с супесчаной почвой средней плотности.

Трактор прикрепляется жесткой сценкой к неподвижному массивному фундаменту. Динамическое нагружение трансмиссии достигалось путем резкого включения (броска) муфты сцепления. При этом перед каждым опытом двигателю задавалось максимальное число оборотов при основной настройке регулятора, а в коробке устанавливалась та или иная передача. Испытания были проведены последовательно на всех передачах переднего хода.

При помощи проволочных тензодатчиков и соответствующей усилительной и регистрирующей аппаратуры замерялись крутящие моменты на первичном валу коробки передач и на ступицах ведущих звездочек гусениц.

Для изучения режима работы муфты сцепления при помощи индуктивных датчиков регистрировались числа оборотов коленчатого вала двигателя и ведомой части муфты сцепления.

По полученным величинам и тарировочным зависимостям были определены динамические моменты, возникающие в трансмиссии трактора.

Результаты расчетных и экспериментальных данных приведены в табл. 2.

Таблица 2

Передача	Максимальный момент на первичном валу КПП, кгм		Максимальный суммарный момент на ступицах, кгм	
	опытный	теоретический	опытный	теоретический
I	210	230	200	220
V	324	350	460	450
VIII	363	420	631	590

Для удобства сравнения моментов на первичном валу коробки передач и моментов на ступицах ведущих звездочек последние даны в приведенном к коленчатому валу двигателя виде по передачам.

Приведение выполнялось по формуле

$$M_{пр} = \frac{\Sigma M_{оп}}{i_o \eta_o},$$

где $\Sigma M_{оп}$ — суммарный опытный момент на ступицах ведущих звездочек;

i_o — общее передаточное число трансмиссии;

η_o — к. п. д. трансмиссии от ступицы до первичного вала коробки передач.

В табл. 3 даны коэффициенты динамичности для первичного вала и ступиц ведущих звездочек

$$K_{дин} = \frac{M_{оп}}{M_{н}},$$

где $M_{оп}$ — значение динамической нагрузки, полученное экспериментальным путем;

$M_{н}$ — номинальный крутящий момент двигателя (97 кгм).

Таблица 3

Передача	Первичный вал КПП		Ступицы ведущих звездочек	
	Максимальный момент (опытный) кгм	Коэффициент динамичности $K_{дин}$	Максимальный суммарный момент (опытный) кгм	Коэффициент динамичности $K_{дин}$
I	210	2,16	200	2,06
V	324	3,34	460	4,75
VIII	363	3,75	631	6,50

Выводы

Анализируя приведенные данные, можно сделать следующие выводы:

1. Достаточно близкое совпадение расчетных и экспериментальных данных свидетельствует о целесообразности использования аналоговых машин для расчета максимальных динамических нагрузок в трансмиссиях гусеничных тракторов;

2. Принятые упрощенные представления о работе муфт C_1 , C_2 и C_3 , имитирующих главную муфту сцепления и сцепление движителей с почвой, вполне приемлемы;

3. Динамические нагрузки на первичном валу коробки передач и на ступицах ведущих звездочек возрастают с увеличением номера передачи.

На первичном валу коробки коэффициент динамичности возрастает от 2,16 на I передаче до 3,75 на VIII передаче; на ступицах ведущих звездочек соответственно от 2,06 на I передаче до 6,50 на VIII передаче.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ривин Е. С. Динамика привода станков. М., «Машиностроение», 1966.
2. Скотт П. Техника аналоговых и цифровых вычислительных машин. Перевод с английского. М., 1963.
3. Коган Б. Я. Электронные моделирующие устройства и их применение для исследования систем автоматического регулирования. М., Физматгиз, 1963.
4. Цитович П. С. и др. Зубчатые колеса автомобилей и тракторов. Минск, Изд-во МВССиПО БССР, 1962.