

И. С. Цитович, Д. М. Гатов, Н. Л. Островерхов

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК В ТРАНСМИССИЯХ АВТОМОБИЛЕЙ НА АНАЛОГОВЫХ ВЫЧИСЛИТЕЛЬНЫХ МАШИНАХ

При проектировании автомобиля для правильного выбора размеров основных деталей трансмиссии необходимо знать реальные нагрузки. Расчетное определение максимальных нагрузок производится методами динамического расчета. В первом приближении машинный агрегат автомобиля (двигатель, трансмиссия, колеса, поступательно движущаяся масса автомобиля) можно рассматривать как динамическую колебательную систему, состоящую из сосредоточенных масс, соединенных безынерционными упругими звеньями. Моменты инерции масс и податливости упругих звеньев определяются экспериментально или расчетом по чертежам деталей. По этим значениям находят моменты инерции масс и податливости упругих звеньев динамической схемы колебательной системы трансмиссии автомобиля. Обычно моменты инерции и податливости деталей приводят к одному общему валу, что необязательно при применении специальных способов моделирования.

Особенностью динамических схем автомобилей является наличие нескольких фрикционных сцеплений. Следует различать два типа сцеплений. К первому типу относятся управляемые сцепления C_d (муфта сцепления) и C_f (фрикцион). В зависимости от положения органа управления это сцепление может быть включено или выключено. При включении поверхности трения могут буксовать или блокироваться. Момент M_c трения между дисками сцепления в начале включения равен нулю, затем возрастает до величины $M_{T.C}$. Закон нарастания момента M_c определен экспериментально и может описываться уравнением

$$M_c = M_{T.C} (1 - e^{-kt}) [1 - (v_d - v_c) d], \quad (1)$$

где v_d, v_c — угловые скорости ведущих и ведомых дисков; d — размерный коэффициент; $k \approx \frac{3}{t_c}$ — коэффициент времени. Здесь t_c — время нарастания момента трения от 0 до $M_{T.C}$ при невращающемся сцеплении.

Второй тип сцепления — неуправляемые сцепления S_m, S_k колес среднего и заднего ведущих мостов с дорогой. Момент $M_{\varphi i}$ трения в этих сцеплениях является переменной величиной, зависящей от вертикальной реакции, радиуса качения ведущих колес и фрикционных свойств контактирующих поверхностей, а также от реактивного момента, передаваемого от картера ведущего моста на раму автомобиля.

Процессы, происходящие в динамических схемах, обусловлены внешним воздействием и начальным состоянием схемы. Внешние воздействия зависят от крутящих моментов (сил), приложенных к массам динамической схемы извне, и от состояния сцеплений (буксуют они или заблокированы). При пробуксовке сцепления динамическая схема распадается на части, разделенные буксующим сцеплением. Момент трения в сцеплении (M_c или M_{φ}) является внешним воздействием для обеих частей схемы. При блокировке части схемы соединяются в одно целое.

Динамическое нагружение трансмиссии автомобиля возникает в различных условиях: при наезде ведущих колес на препятствие, при торможении, при резком трогании с места и т. д. В каждом из перечисленных случаев изменяется внешнее воздействие на динамическую схему.

На рис. 1—4 изображены динамические схемы машинных агрегатов автомобилей ГАЗ-53А, КраЗ-256 и БелАЗ-540. Автомобили ГАЗ-53А и БелАЗ-540 имеют одну, а КраЗ-256 две ведущих оси. Динамическая схема КраЗ-256 (рис. 2) составлена для неблокированного межосевого дифференциала. Динамическая схема автомобиля БелАЗ-540 с гидромеханической трансмиссией составлена в двух вариантах: с непрозрачным (рис. 4) и с прозрачным (рис. 3) гидротрансформатором. Параметры динамических схем приведены в табл. 1.

Моменты инерции сосредоточенных масс обозначаются I с индексами, значения которых указаны ниже, податливости — E с двойным индексом, соответствующим массам, между которыми они расположены. Обозначения масс приняты следующие: D — масса, заменяющая маховик и другие подвижные детали двигателя; C — масса, эквивалентная ведомому диску сцепления и части первичного вала коробки передач; T — массы, образованные из деталей общей ветви трансмиссии (до разветвления); M — массы, образованные из деталей ветви привода ведущих колес среднего моста; K — то же для ветви привода колес заднего моста; A — вращающаяся масса, эквивалентная поступательно движущейся массе автомобиля, момент инерции которой рассчитывается по выражению

$$I_A = \frac{Gr_k^2}{g_k^2 i_p^2 i_0^2}$$

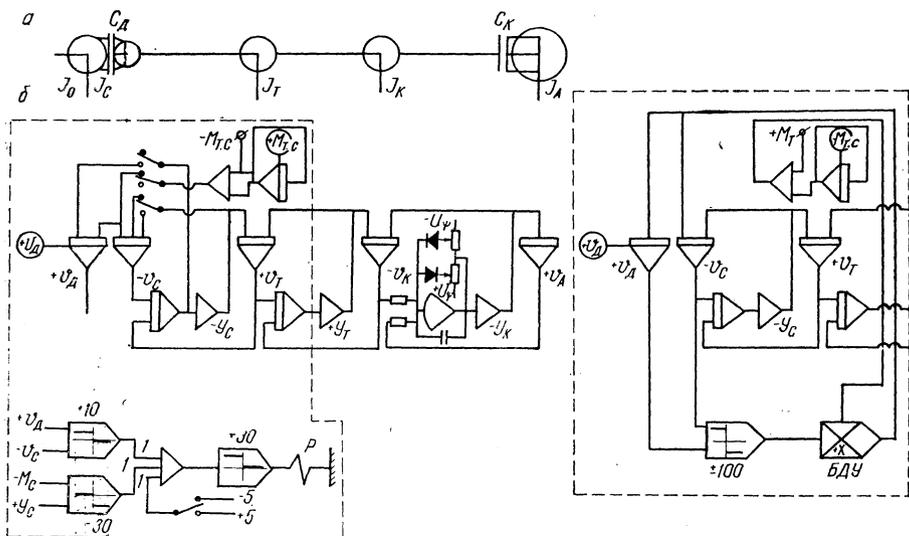


Рис. 1. Динамическая схема (а) и блок-схема (б) машинного агрегата автомобиля ГАЗ-53А.

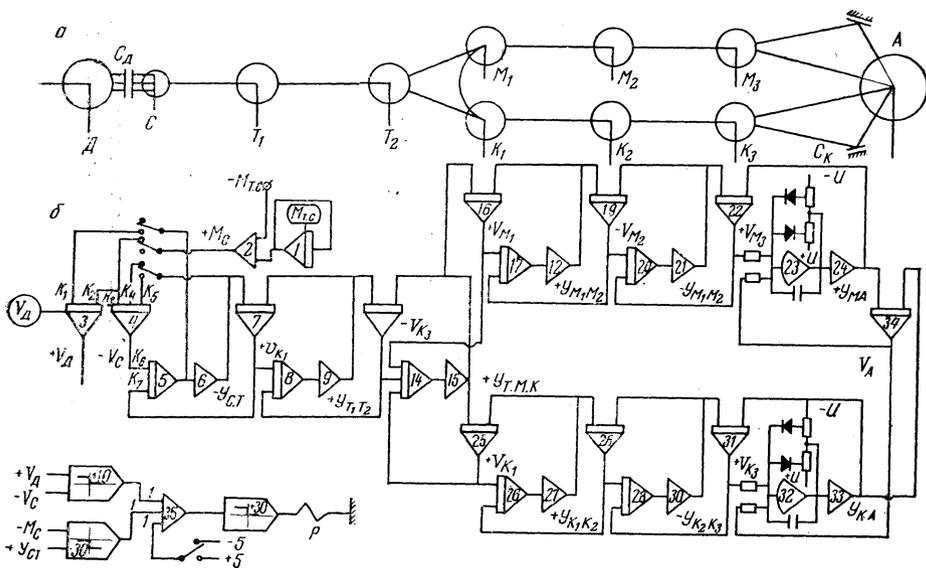


Рис. 2. Динамическая схема (а) и блок-схема (б) машинного агрегата автомобиля КРАЗ-256.

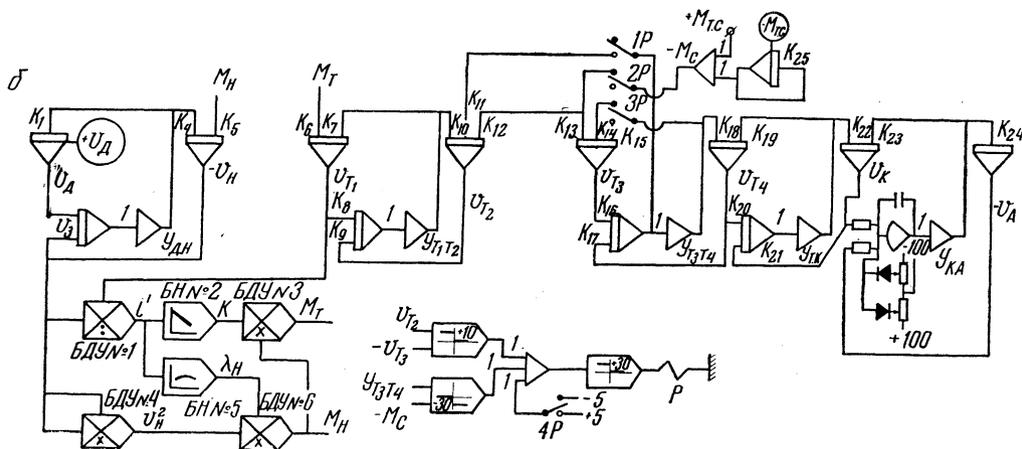
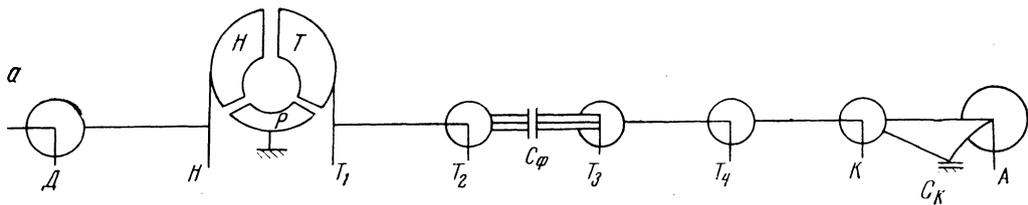


Рис. 3. Динамическая схема (а) и блок-схема (б) машинного агрегата автомобиля БелАЗ-540 с гидротрансформатором.

Таблица 1

Моменты инерции масс и податливости звеньев динамических схем машинных агрегатов

Номер рисунка ^a	Передача	Моменты инерции масс, кг·см·сек ²											Податливость звеньев, E·10 ⁶ кг ⁻¹ ·см ⁻¹									
		D	C	T ₁	T ₂	M ₁	M ₂	M ₃	K ₁	K ₂	K ₃	A	C.T	T ₁ T ₂	T.M.K	T.K	M ₁ M ₂	M.A	K ₁ K ₂	KA	M ₂ M ₃	K ₂ K ₃
1	I	5,15	0,185	0,0595	—	—	—	—	0,204	—	—	8,02	58,7	—	—	4670	—	—	—	338	—	—
	IV	5,15	0,185	0,806	—	—	—	—	8,60	—	—	337	3,45	—	—	111	—	—	—	8,25	—	—
2	I	25,4	0,852	0,781	0,188	0,0283	0,021	0,274	0,0184	0,0135	0,274	17,2	16	27,2	0,436	—	95,6	280	46,5	280	4010	4010
	IV	25,4	0,852	2,26	7,18	1,04	0,795	10,3	0,714	0,508	10,4	6,25	2,3	0,714	0,0132	—	2,52	12,6	1,23	12,6	106	106
4	I	—	—	13,2	3,51	—	—	—	5,46	—	—	168	—	—	—	56,8	—	—	—	9,2	—	—
	III	—	—	3,4	49,7	—	—	—	60,8	—	—	2080	—	—	—	4,52	—	—	—	0,76	—	—

В случае резкого трогания автомобиля с места в начальный момент времени сцепление C_D выключено, масса D вращается с угловой скоростью $v_{D_{нач}}$, соответствующей начальным оборотам двигателя, остальные массы неподвижны, нагрузки в упругих звеньях отсутствуют. По мере включения сцепления C_D момент M_C приводит в движение остальные массы схемы. Уравнения движения масс можно написать на основании принципа Даламбера

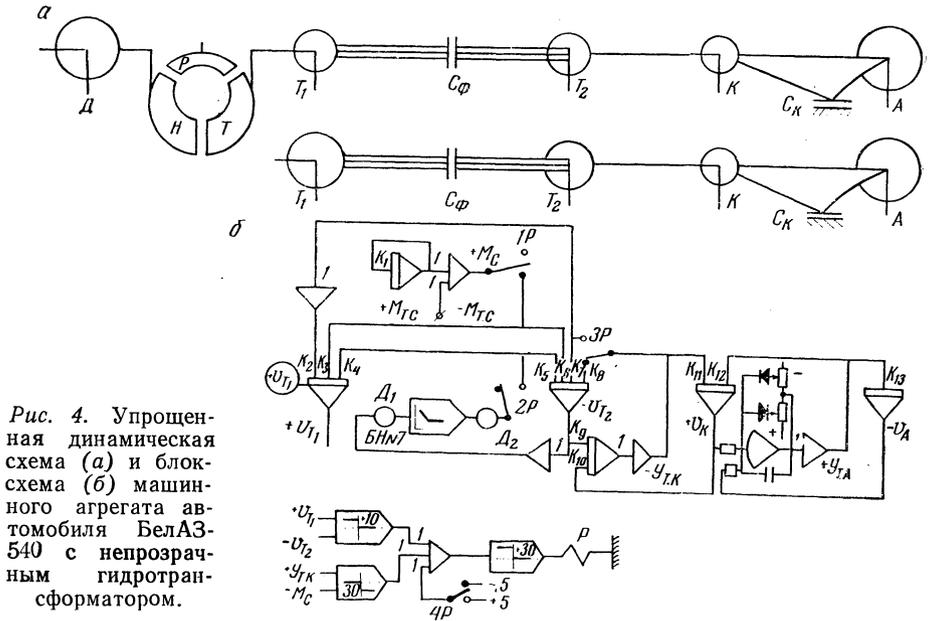


Рис. 4. Упрощенная динамическая схема (а) и блок-схема (б) машинного агрегата автомобиля БелАЗ-540 с непрозрачным гидротрансформатором.

в следующем виде (податливости упругих звеньев приняты постоянными, характеристики звеньев — линейными):

$$I_i \dot{v}_i = Y_{i-1,i} - U_i,$$

$$E_{i,i+1} \dot{Y}_{i,i+1} = v_i - v_{i+1},$$

где I — момент инерции; v — угловая скорость; Y — упругий момент; E — податливость упругого звена; i — индекс (номер) массы.

При выполнении условий

$$v_D = v_C, Y_{C,T} < M_C \frac{I_D + I_C}{I_D} \quad (2)$$

буксование сцепления C_D прекращается. При выполнении условия

$$v_{K.A} > M_{\varphi K} \quad (3)$$

начинается буксование сцепления C_K . В этих случаях исходная система уравнений должна быть заменена новой по табл. 2.

Таблица 2

Уравнения движения масс динамической схемы автомобиля ГАЗ-53А при резком трогании с места

Состояние сцеплений и уравнения			
C_D буксует, C_K не буксует	C_D не буксует, C_K не буксует	C_D не буксует C_K буксует	C_D буксует C_K буксует
$I_D \dot{v}_D = -M_C$	$I_D \dot{v}_D = -Y_{C.T}$	$I_D \dot{v}_D = -Y_{C.T}$	$I_D \dot{v}_D = -M_C$
$I_C \dot{v}_C = M_C - Y_{C.T}$	$I_C \dot{v}_C = -Y_{C.T}$	$I_C \dot{v}_C = Y_{C.T}$	$I_C \dot{v}_C = M_C - Y_{C.T}$
$E_{C.T} \dot{Y}_{C.T} = v_C - v_T$	$E_{C.T} \dot{Y}_{C.T} = v_C - v_T$	$E_{C.T} \dot{Y}_{C.T} = v_C - v_T$	$E_{C.T} \dot{Y}_{C.T} = v_C - v_T$
$I_T \dot{v}_T = Y_{C.T} - Y_{T.K}$	$I_T \dot{v}_T = Y_{C.T} - Y_{T.K}$	$I_T \dot{v}_T = Y_{C.T} - Y_{T.K}$	$I_T \dot{v}_T = Y_{C.T} - Y_{T.K}$
$E_{T.K} \dot{Y}_{T.K} = v_T - v_K$	$E_{T.K} \dot{Y}_{T.K} = v_T - v_K$	$E_{T.K} \dot{Y}_{T.K} = v_T - v_K$	$E_{T.K} \dot{Y}_{T.K} = v_T - v_K$
$I_K \dot{v}_K = Y_{T.K} - Y_{K.A}$	$I_K \dot{v}_K = Y_{T.K} - Y_{K.A}$	$I_K \dot{v}_K = Y_{T.K} - Y_{K.A}$	$I_K \dot{v}_K = Y_{T.K} - Y_{K.A}$
$I_A \dot{v}_A = Y_{K.A}$	$I_A \dot{v}_A = Y_{K.A}$	$I_A \dot{v}_A = Y_{K.A}$	$I_A \dot{v}_A = Y_{K.A}$
$E_{K.A} \dot{Y}_{K.A} = v_K - v_A$	$E_{K.A} \dot{Y}_{K.A} = v_K - v_A$	$Y_{K.A} = M_{\varphi K}$	$Y_{K.A} = M_{\varphi K}$

Обратный переход к исходной системе уравнений происходит при вторичной пробуксовке, т. е. при выполнении условия

$$v_{C.K} > M_C \left(1 + \frac{I_C}{I_D} \right) \quad (4)$$

начала буксования сцепления C_D или условия

$$v_K = v_a \quad (5)$$

прекращения буксования сцепления C_K .

Уравнения движения масс динамических схем других автомобилей имеют аналогичный вид. Межосевой дифференциал в динамической схеме (см. рис. 2, а) обозначается как ответвление от податливости (упругое звено, соединяющее массы T_2 , M_1 и K_1). Уравнения движения масс, соединяемых межосевым дифференциалом, имеют вид:

$$\left. \begin{aligned} I_{T_2} \dot{V}_{T_2} &= Y_{T_2, T_3} - Y_{T_2, M_1, K_1} \\ I_{M_1} \dot{V}_{M_1} &= \frac{1}{2} Y_{T_2, M_1, K_1} - Y_{M_1} \\ I_{K_1} \dot{V}_{K_1} &= \frac{1}{2} Y_{T_2, M_1, K_1} - Y_{K_1} \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

При блокировке межосевого дифференциала в динамической схеме (см. рис. 2, а) массы T_2 , M_1 и K_1 объединяются в общую массу $I_{T.M.K}$, появляется ответвление от массы $I_{T.M.K}$, движение которой в этом случае описывается уравнением

$$I_{T.M.K} \dot{V}_{T.M.K} = Y_{T_2, T.M.K} - Y_{T.M.K, M_2} - Y_{T.M.K, K_2}. \quad (7)$$

Для определения максимальных динамических нагрузок в звеньях динамических схем необходимо решить уравнения движения масс. При этом надо следить за выполнением условий (2) — (5) начала и прекращения буксования сцеплений и в случае их выполнения производить замену уравнений движения. Конечные значения переменных предыдущей системы уравнений являются начальными условиями для следующей системы.

Уравнения движения удобно решать с помощью аналоговых электронных вычислительных машин (АВМ). АВМ не только позволяют быстро получать необходимое решение, но и выдают его в удобной и наглядной графической форме.

Блок-схема соединений элементов АВМ составляется в соответствии с уравнениями движения (табл. 2) и представляет собой, таким образом, математическую модель динамической схемы. Так как и уравнения и блок-схема являются моделью динамической схемы, имеется возможность составлять блок-схему непосредственно по виду динамической схемы без вывода уравнений движения. Для этого каждый элемент динамической схемы моделируется отдельно и соединяется соответствующим образом с моделями других элементов.

Масса динамической схемы моделируется интегратором, упругое звено моделируется комбинацией интегратора и инвертора, выходы из которых соединены со входами интеграторов, моделирующих массы, связанные в динамической схеме с данным упругим звеном.

Сцепления первого типа (управляемые) можно моделировать несколькими способами. На рис. 1, б слева показана модель сцепления C_d с помощью реле P , контакты которого при выполнении условий (2) или (4) производят соответствующие переключения.

На рис. 1, б справа показан другой тип модели сцепления C_d . Напряжение на выходе блока умножения БДУ, равное $M_c \cdot \text{sign}(v_d - v_c)$ (в соответствующем масштабе), подается на входы интегра-

торов, моделирующих массы D и C , и обеспечивает работу этих интеграторов в точном соответствии с уравнениями движения (см. табл. 1) и с учетом условий (2) и (4).

Сцепления второго типа (неуправляемые) C_M и C_K моделируются с помощью интегратора с ограничением выходного напряжения до величины, соответствующей $M_{\phi i}$, и инвертора. Переход от одной системы уравнений к другой при этом соответствует условиям (3) и (5).

Межосевой дифференциал моделируется как упругое звено, соединяющее массы T_2 , M_1 и K_1 (см. рис. 2) с помощью интегратора 14 и инвертора 15.

Модель гидротрансформатора изображена на рис. 3. Она состоит из блоков деления-умножения (БДУ) № 1, 3, 4 и 6 и нелинейных функциональных блоков БН № 2 и 5. Напряжение на выходе БДУ № 1 пропорционально $i' = \frac{n_T}{n_H}$; БН № 2 и № 5 воспроизводят напряжения, пропорциональные $K = f(i')$ и $\lambda_H = f(i')$, затем с выходов БДУ № 3 и № 6 снимаются напряжения, пропорциональные $M_T = KM_H$ и $M_H = \gamma \lambda n_H^2 D^5$.

Этот способ меняется для моделирования прозрачного гидротрансформатора. Модель непрозрачного гидротрансформатора можно упростить. Она состоит из нелинейного функционального блока № 7 (рис. 4, б), напряжение на выходе которого пропорционально моменту M_T турбины (зависящему при постоянных оборотах насоса только от оборотов турбины). Для получения M_T при различных оборотах турбины и постоянной настройке БН можно пользоваться делителями напряжения D_1 и D_2 на входе и на выходе из БН № 7.

Если момент инерции массы A значительно превосходит моменты инерции других масс, массу A можно заменить заделкой.

Коэффициенты передачи интеграторов и масштабы вычисляются одним из известных способов.

Расчетные нагрузки в трансмиссии автомобилей определены путем решения уравнений движения масс динамической схемы с помощью аналоговой вычислительной машины МНБ-1 по приведенным блок-схемам (рис. 1—4). Результаты расчетов сопоставлены с нагрузками, полученными экспериментальным путем по излагаемой ниже методике для автомобиля ГАЗ-53А.

Двенадцатиканальным светолучевым осциллографом Н-105 на бумажной ленте произведена запись изменяющихся во времени деформаций карданного вала и правой полуоси ведущего моста; угловой скорости коленчатого вала двигателя и первичного вала коробки перемены передач, позволяющих выяснить существо явлений, происходящих в трансмиссии при динамическом нагружении,

и определять начало, длительность и особенности протекания процесса буксования сцепления; угловых скоростей одного из ведомых и обоих ведущих колес, по относительным величинам которых определялись начало и конец буксования.

В кузове равномерно был размещен груз общим весом 4000 кг, после чего производилось взвешивание.

Для проведения опытов автомобиль устанавливается на горизонтальной сухой асфальтированной площадке, а измерительная аппаратура, соединенная кабелями с датчиками, располагалась рядом с автомобилем. После включения в коробке необходимой передачи по положению дроссельной заслонки фиксировались определенные обороты холостого хода двигателя и производилось интенсивное включение сцепления «броском» педали. Запись процесса на фотобумагу начиналась за 0,2—0,3 сек до броска и заканчивалась после остановки автомобиля или «заглухания» двигателя. Следующий опыт проводился после восстановления первоначальных условий — устранения зазоров в трансмиссии, образовавшихся при возвращении автомобиля задним ходом в исходное положение.

Примерная запись процессов, происходящих при броске педали сцепления на первой передаче, приведена на рис. 5, а, где видно нарастание крутящих моментов на карданном валу ($M_{к.в.}$) и правой полуоси ($M_{п}$), изменение оборотов коленчатого вала $n_{дв}$ до и после броска, начало буксования и последующая блокировка ведомого диска с первичным валом (n_1), а также начало вращения управляемых и ведущих колес.

Величины нагрузок на карданном валу и полуоси могут быть установлены по шкалам, нанесенным на рис. 5, в соответствии с тарировочными зависимостями.

Характерны следующие особенности протекания процесса, замеченные на осциллограмме:

- 1) обороты коленвала падают (разрежение меток) после броска педали; 2) ведомый диск сцепления вначале буксует, через 0,2—0,3 сек «слипается» и движется вместе с маховиком двигателя около 0,1 сек, после чего снова заметна пробуксовка. Вторичная пробуксовка вызывает уменьшение момента, т. е. раскрутку упругих звеньев трансмиссии; 3) нарастание нагрузок в трансмиссии зависит не только от буксования и блокировки сцепления, а связано с пробуксовкой ведущих колес в контакте с опорной поверхностью. Интенсивность нарастания нагрузок до и после начала вращения ведущих колес различна.

Переднее колесо начинает движение на 0,06—0,07 сек позже ведущих, т. е. имеет место пробуксовка ведущих колес, что наблюдалось визуально. После начала буксования ведущих колес интенсивность нарастания нагрузки падает, однако сами нагрузки продолжают расти, что обусловлено изменением динамической схемы.

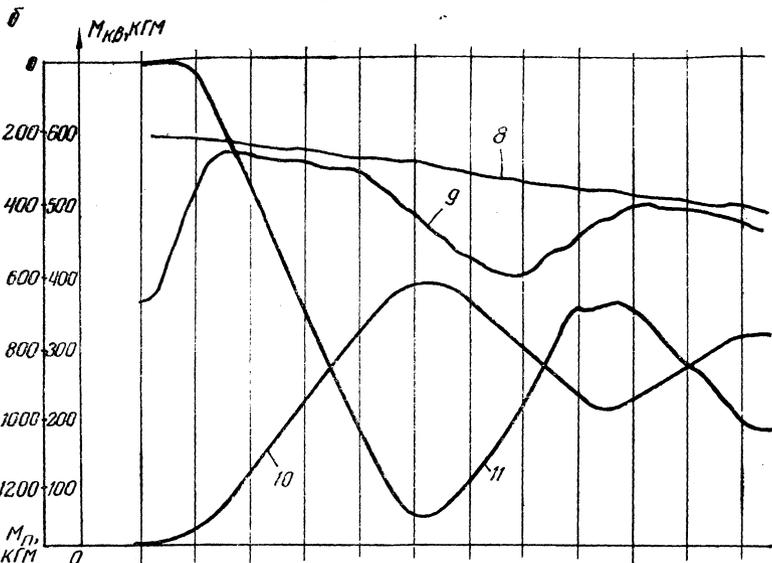
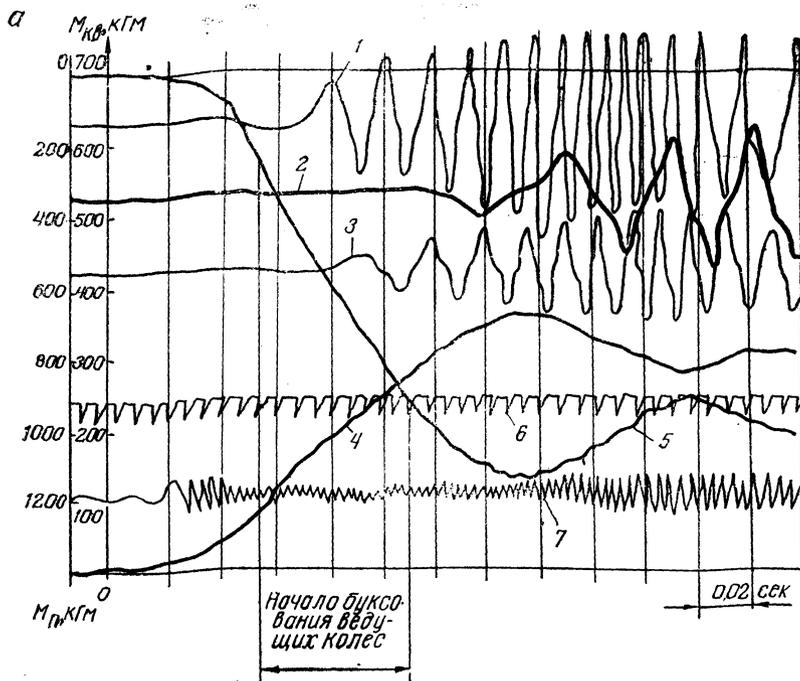


Рис. 5. Осциллограммы изменения крутящих моментов и оборотов при интенсивном включении сцепления автомобиля ГАЗ-53А по опыту (а) и расчету (б):

1 — обороты правого заднего колеса; 2 — обороты переднего колеса; 3 — обороты левого заднего колеса; 4 — крутящий момент на карданном валу; 5 — крутящий момент на полуоси; 6 — обороты коленчатого вала двигателя $n_{дв}$; 7 — обороты первичного вала коробки передач n_1 ; 8 — обороты коленчатого вала двигателя; 9 — обороты первичного вала коробки передач; 10 — крутящий момент на карданном валу; 11 — крутящий момент на полуоси.

Для других передач протекание процесса отличается от описанного на I передаче. В частности, при включении III и особенно IV передач блокировки сцепления и пробуксовки ведущих колес не наблюдается. Однако периодический характер изменения нагрузки, обусловленный колебаниями в трансмиссии, сохраняется для регистрируемых процессов на всех передачах.

Такое же протекание процесса изменения нагрузки наблюдается на всех передачах при решении на аналоговой вычислительной машине.

На рис. 5, б приведена осциллограмма записи решения уравнений движения масс динамической схемы автомобиля ГАЗ-53А (см. рис. 1, а) по блок-схеме рис. 1, б.

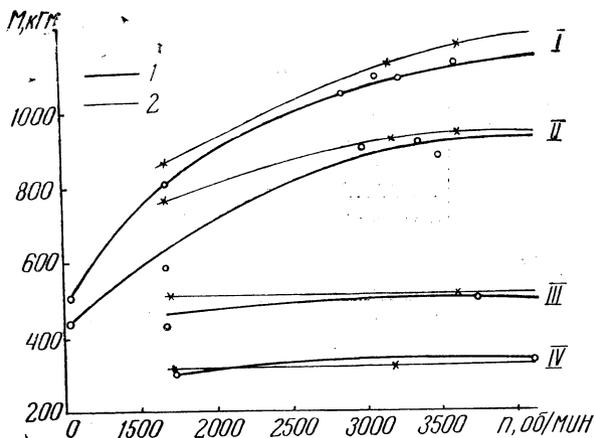


Рис. 6. Сопоставление расчетных (2) и опытных (1) величин максимумов крутящих моментов на полуоси автомобиля ГАЗ-53А.

Характер изменения нагрузок на соответствующих упругих звеньях аналогичен. Частота колебаний расчетного момента несколько выше частоты, полученной опытным путем, что объясняется отсутствием демпфирования в расчетной схеме.

Результаты опытного и расчетного определения нагрузок на всех передачах при разных начальных оборотах двигателя представлены на рис. 6. Опытные данные приведены в табл. 3.

Расчетные величины максимальных динамических нагрузок в большинстве случаев определяются по первому максимуму кривой изменения крутящего момента. В связи с этим уравнения движения масс динамических схем составлены без учета демпфирования (потери на трение, перемешивание масла в картерах агрегатов и др.). По этой причине величины расчетных нагрузок, как правило, на 0,5—12% отличаются от опытных значений. Однако такой результат должен удовлетворить конструктора, которому при проек-

Таблица 3

**Сопоставление опытных и расчетных значений
динамических нагрузок на карданных валах и полуосях автомобилей**

Авто- мобиль	Пере- дача	Оборо- ты, об/мин	Величины нагрузок, кгм				Разница, %	
			по опыту		по расчету		карданный вал	полуось
			на кардан- ном валу	на полуосях	на кардан- ном валу	на полуосях		
ГАЗ-53А	I	1690 3640	238 355	810 1135	245 331	850 1145	3 6,8	5 0,88
	IV	1750	85	298	95	300	12,0	0,67
КрАЗ-256	I	—	698	1430	702	1450	0,57	1,4
	IV	—	416	855	420	865	0,96	1,17
БелАЗ-540	I	1200	—	—	1275	2000	—	—
		1500	—	—	1230	1940	—	—
		2000	—	—	1230	1940	—	—

тировании нового автомобиля действительные нагрузки вообще неизвестны.

Выводы

1. Решение уравнений на АВМ с достаточной точностью описывает реальные процессы в трансмиссии автомобиля.
2. Предлагаемые блок-схемы следует рекомендовать для расчета динамических нагрузок в трансмиссии вновь проектируемых автомобилей.
3. Блок-схемы решения задачи могут набираться из отдельных элементов, соответствующих элементам динамических схем без составления дифференциальных уравнений движения масс.