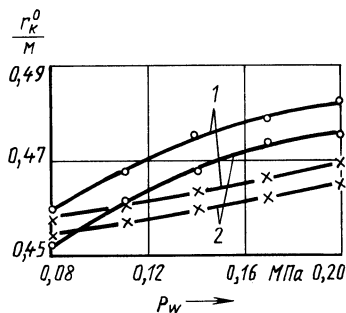


Рис. 3. Зависимость радиуса качения колеса в ведомом режиме по асфальту от давления воздуха в шине:  
 1 -  $G_{\text{к}} = 6,3$  кН; 2 -  $G_{\text{к}} = 9$  кН;  
 - x - шина 11,2-20 P; · - - 11,2-20Д



ных колебаний одиночного колеса при различных давлениях воздуха в шине и нормальной нагрузке. Результаты испытаний представлены на рис. 2. Демпфирующая способность шин P и Д с ростом  $p_w$  падает, а с увеличением  $G_{\text{к}}$  возрастает. Характер нелинейных зависимостей  $K = f(p_w, G_{\text{к}})$  для обеих шин одинаков. Во всем диапазоне изменения давлений и нагрузок коэффициент демпфирования радиальной шины примерно в 1,75 раза ниже, чем диагональной.

Были проведены также дорожные испытания на сухой асфальтированной дороге с целью определения радиусов качения колес в ведомом режиме. Результаты опытов при различных нормальной нагрузке и давлении воздуха в шинах показаны на рис. 3. Как видно из графиков, зависимость радиусов качения колес с шинами P и Д в ведомом режиме от давления воздуха в шинах неодинакова. При радиальной шине эта зависимость носит линейный характер, При этом радиус качения колеса с радиальной шиной в меньшей степени зависит от изменения давления воздуха в шине, чем с диагональной.

Полученные экспериментальные данные могут быть использованы при решении ряда задач тяговой динамики колесных тракторов, а также в теоретических исследованиях плавности хода тракторов при комплектации их различными шинами.

УДК 629.114.2

А.И. СКУРТУЛ, канд.техн.наук,  
 А.П. СТЕЦКО (БПИ)

### МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДИНАМИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ДВИГАТЕЛЬ–МУФТА СЦЕПЛЕНИЯ–ТРАНСМИССИЯ–МТА–КОЛЕСО– ПОЧВА

Разработана математическая модель трактора 4К4 с двухдисковой муфтой сцепления (МС), агрегирующего с  $n$  прицепами. Расчетная схема МС приведена на рис. 1.

Математическая модель представляет собой совокупность следующих уравнений:

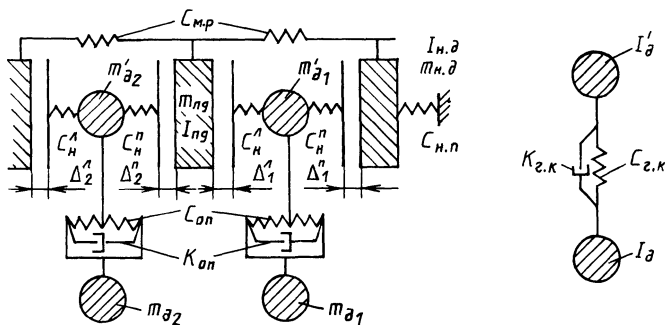


Рис. 1. Расчетная схема муфты сцепления

$$\begin{aligned}
 m_{н.д} \ddot{x}_{н.д} &= P_{пр} - R_{м.р1} - R_{н1}^n - P_{тр}^{н.д} \cdot \text{sign } \dot{x}_{н.д} \\
 m_{п.д} \ddot{x}_{п.д} &= R_{м.р1} - R_{м.р2} + R_{н1}^n - R_{н2}^n - P_{тр}^{п.д} \cdot \text{sign } \dot{x}_{п.д}; \\
 m'_{дi} \ddot{x}'_{дi} &= R_{ни}^n - R_{ни}^n - R_{опi}, \quad i = 1, 2; \\
 m_{ди} \ddot{x}_{ди} &= R_{опi} - P_{три} \cdot \text{sign } \dot{x}_{ди}, \quad i = 1, 2; \\
 I'_{ди} \alpha'_{ди} &= \frac{M_{три}}{2} - R_{г.ки}, \quad i = 1, 2; \\
 (I_{в.в} + \sum_{i=1} I_{ди}) \ddot{\alpha}_{в.в} &= \sum_{i=1} \frac{R_{г.ки}}{2} - M_{д1}; \\
 (I_{дв} + I_{п.д} + I_{н.д}) \ddot{\alpha}_{дв} &= M_{дв} - \sum_{i=1} M_{три}; \\
 I_{тр} \ddot{\alpha}_{тр} &= M_{д1} - M_{д2}/i_2 - M_{д3}/i_3; \\
 m_{т} \ddot{x}_{т} &= R_{\eta}^n + R_{\eta}^3 - R_{сц1} - R_{соп}; \\
 I_{к}^n \ddot{\theta}^n &= M_{д3} - R_{\eta}^n r_{к}^n; \\
 I_{к}^3 \ddot{\theta}^3 &= M_{д2} - R_{\eta}^3 r_{к}^3; \\
 m'_i \ddot{x}'_i &= R_{сци} - R_{сци+1} - R_{сопi}, \quad i = 1 \dots n-1; \\
 m_n \ddot{x}_n &= R_{сци} - R_{сопn}
 \end{aligned} \quad (1)$$

где  $m_{н.д}$ ,  $m_{п.д}$ ,  $m'_д$ ,  $m_{дi}$ ,  $I_{н.д}$ ,  $I_{п.д}$ ,  $I'_{ди}$ ,  $I_{ди}$ ,  $x_{н.д}$ ,  $x_{п.д}$ ,  $x'_{ди}$ ,  $x_{ди}$  — массы, моменты инерции и перемещения нажимного, промежуточного и ведомых дисков МС;  $R_{м.р1}$ ,  $R_{ни}^n$ ,  $R_{ни}^n$ ,  $R_{опi}$ ,  $R_{г.ки}$  — реакции механизмов разведения, левой и правой фрикционных накладок, стального основания и демпфирующих устройств ведомых дисков;  $P_{тр}$  — силы трения в шлицевых соединениях МС;  $P_{пр}$

сила, действующая на нажимной диск со стороны привода;  $M_{\text{Тр}i}$  – момент трения на ведомых дисках;  $I_{\text{ДВ}}, I_{\text{В.В}}, I_{\text{Тр}}, \alpha_{\text{ДВ}}, \alpha_{\text{В.В}}, \alpha_{\text{Тр}}$  – моменты инерции и угловые перемещения двигателя, ведомого вала и трансмиссии;  $M_{\text{ДВ}}$  – момент двигателя;  $M_{\text{Д}i}$  – динамические моменты на ведомом валу ( $i = 1$ ), задних ( $i = 2$ ) и передних ( $i = 3$ ) колесах трактора;  $i_j$  – передаточные отношения трансмиссии к передним ( $j = 1$ ) и задним ( $j = 2$ ) колесам;  $m_{\text{Т}}, m_i, x_{\text{Т}}, x_i, R_{\text{Соп}}^{\text{П}}, R_{\text{Соп}i}$  – массы, перемещения и силы сопротивления трактора и прицепов;  $I_{\text{К}}^{\text{П}(3)}, \theta^{\text{П}(3)}, r_{\text{К}}^{\text{П}(3)}$  – моменты инерции, угловые перемещения и радиусы качения передних (задних) колес;  $R_{\eta}^{\text{П}(3)}$  – силы тяги на передних (задних) колесах;  $n$  – число прицепов.

Входящие в уравнения (1) реакции отдельных элементов МС рассчитываются следующим образом:

$$\begin{aligned} R_{\text{М.р}1} &= c_{\text{М.р}} (x_{\text{н.д}} - x_{\text{п.д}}); R_{\text{М.р}2} = c_{\text{М.р}} x_{\text{п.д}}; \\ R_{\text{Н}1}^{\text{П}} &= c_{\text{Н}}^{\text{П}} (x_{\text{н.д}} - x_1' - \Delta_1^{\text{П}}); R_{\text{Н}1}^{\text{Л}} = c_{\text{Н}}^{\text{Л}} (x_1' - x_{\text{п.д}} - \Delta_1^{\text{Л}}); \\ R_{\text{Н}2}^{\text{П}} &= c_{\text{Н}}^{\text{П}} (x_{\text{п.д}} - x_2' - \Delta_2^{\text{П}}); R_{\text{Н}2}^{\text{Л}} = c_{\text{Н}}^{\text{Л}} (x_2' - \Delta_2^{\text{Л}}); \\ R_{\text{оп}i} &= c_{\text{оп}} (x_i' - x_i) + k_{\text{оп}} (\dot{x}_i' - \dot{x}_i); \\ R_{\text{Г.к}i} &= c_{\text{Г.к}} (\alpha_i' - \alpha_{\text{В.В}}) + k_{\text{Г.к}} (\dot{\alpha}_i' - \dot{\alpha}_{\text{В.В}}), \end{aligned}$$

где  $c_{\text{М.р}}$  – коэффициент жесткости элемента механизма разведения;  $c_{\text{Н}}^{\text{П}}, c_{\text{Н}}^{\text{Л}}$  – коэффициенты жесткости фрикционных накладок (правой и левой);  $c_{\text{оп}}, c_{\text{Г.к}}, k_{\text{оп}}, k_{\text{Г.к}}$  – коэффициенты жесткости и демпфирования стального основания и демпфирующих элементов ведомых дисков;  $\Delta_i^{\text{Л}(П)}$  – зазоры между дисками МС.

Для определения моментов трения на ведомых дисках использована зависимость

$$M_{\text{Тр}i} = (R_{\text{н}i}^{\text{Л}} f_{\text{Тр}i}^{\text{Л}} + R_{\text{н}i}^{\text{П}} f_{\text{Тр}i}^{\text{П}}) r_{\text{Тр}i},$$

где  $r_{\text{Тр}}, f_{\text{Тр}}$  – средний радиус трения и коэффициент трения, являющийся функцией температуры, нагрузки, скольжения дисков [1].

Сила, действующая на нажимной диск МС со стороны привода,

$$P_{\text{пр}} = c_{\text{н.п}} (Ax_{\text{нач}} - x_{\text{н.д}}),$$

где  $c_{\text{н.п}}$  – суммарная жесткость нажимных пружин;  $x_{\text{нач}}$  – деформация нажимных пружин при полностью выключенной МС;  $A$  – коэффициент, определяемый законом включения МС;  $0 \leq A \leq 1$ .

Остальные параметры, входящие в систему уравнений (1), а также энергетические показатели МС рассчитываются по формулам, приведенным в рабо-

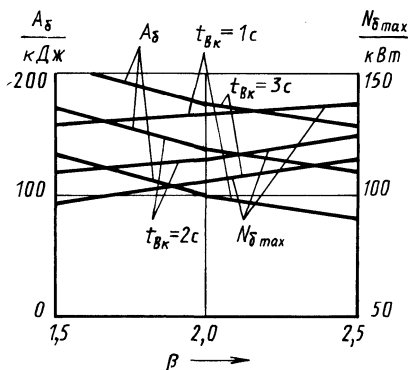


Рис. 2. Изменение работы ( $A_{\delta}$ ) и максимальной мощности ( $N_{\delta \max}$ ) буксования в зависимости от коэффициента запаса  $\beta$  и продолжительности включения муфты сцепления  $t_{\text{вк}}$

тах [2, 3, 4]. Указанная модель реализована в виде пакета программ применительно к ЕС ЭВМ.

Долговечность МС в значительной степени зависит от температурного режима, определяемого энергетическими показателями — работой и мощностью буксования МС. Результаты расчетов, проведенных с помощью упомянутого пакета программ, показали, что снижение коэффициента запаса  $\beta$  приводит к росту работы буксования, причем более интенсивному при меньшей продолжительности включения МС. Так, уменьшение  $\beta$  с 2,5 до 1,5 вызывает возрастание работы буксования на 4,3 % при  $t_{\text{вк}} = 1$  с и на 26 % при  $t_{\text{вк}} = 3$  с (рис. 2). Максимальная мощность трения в отличие от работы буксования с уменьшением  $\beta$  хотя и снижается, однако это снижение  $N_{\delta}$  существенно (10...12 %) лишь при большой продолжительности включения МС. При этом динамические свойства МТА практически не изменяются.

Анализ результатов расчета, часть которых представлена на рис. 2, показал, что описанные выше изменения энергетических показателей МС обусловлены следующими. По мере снижения  $\beta$  момент, передаваемый МС, уменьшается. Вследствие этого продолжительность буксования МС становится существенно больше продолжительности ее включения. Поэтому можно сказать, что на работу буксования решающее влияние оказывает продолжительность буксования МС. В то же время максимальная мощность трения, как показывают расчеты, зависит не только от продолжительности буксования, но и от передаваемого МС момента и относительной скорости скольжения дисков. В результате по мере уменьшения коэффициента запаса  $N_{\delta \max}$  существенно снижается при большой продолжительности включения МС и незначительно изменяется при ее резком включении.

Следует также отметить, что изменение коэффициента запаса и продолжительности включения МС практически не оказывают влияния на перепад угловой скорости двигателя в процессе включения муфты (рис. 2). Таким образом, падение частоты вращения двигателя при трогании МТА зависит в первую очередь от ее начального значения, массы агрегата и дорожных условий.

Наряду с преимуществами, о которых речь шла выше, снижение коэффициента запаса МС позволит также уменьшить динамическую нагруженность трансмиссии, о чем свидетельствуют зависимости на рис. 3.

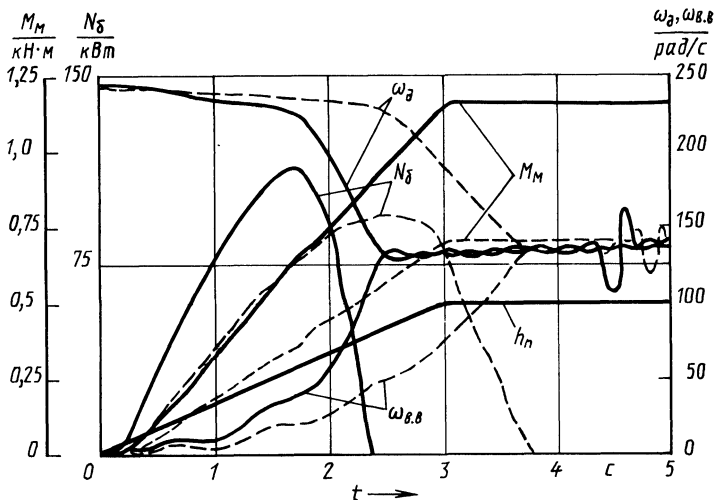


Рис. 3. Изменение угловых скоростей двигателя ( $\omega_{\text{д}}$ ), ведомого вала муфты сцепления ( $\omega_{\text{в.в.}}$ ), мощности буксования ( $N_{\delta}$ ) и момента трения муфты сцепления ( $M_{\text{м}}$ ) при трогании МТА:

—  $\beta = 2,5$ ; - - - - = 1,5

Таким образом, снизить мощность буксования МС и, следовательно, поверхностные температуры, от которых в наибольшей степени зависит ее долговечность, уменьшив при этом динамическую нагруженность трансмиссии, можно путем снижения коэффициента запаса до 2...2,1 и обеспечения продолжительности буксования МС не менее 2...2,5 с. Это возможно лишь при использовании "мокрых" МС, удовлетворительно работающих, как известно, в условиях длительных пробуксовок. Применение "сухих" МС, долговечность которых существенно зависит как от мощности, так и работы буксования, в этом случае недопустимо.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Ч и ч и н а д з е А.В., Г и н з б у р г А.Г., А л у к е р И.Г. Тепловая динамика трения для муфт сцепления. — В кн.: Решение задач тепловой динамики и моделирования трения и износа. М., 1980, с. 49–58.
2. В е р н и г о р В.А., С о л о н с к и й А.С. Переходные режимы тракторных агрегатов. — М., 1983. — 183 с.
3. С к у р т у л А.И., С т е ц к о А.П., С т е ц к о П.А. Некоторые результаты исследований работы муфт сцепления тракторов. — В кн.: Автотракторостроение. Минск, 1984, вып. 19, с. 88–93.
4. С к у р т у л А.И. Исследование устойчивости движения тракторного поезда на базе трактора класса 14 кН при торможении. — Автореф. дис. ... канд. техн. наук. — Минск, 1980. — 18 с.