

Рис. 2. Зависимость среднеквадратичных значений горизонтально-продольного ускорения на уровне шеи тракториста от изменения скорости движения по грунтовой дороге (обозначения см. рис. 1).

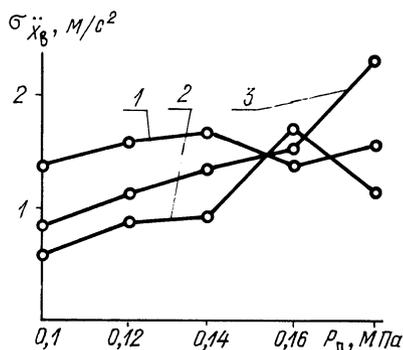


Рис. 3. Зависимость среднеквадратичных значений ускорения на полу кабины трактора от изменения давления в шинах переднего моста трактора, при давлении в шинах заднего моста $P_3 = 0,16$ МПа: шины: 1 — ФД-12; 2 — Ф-85; 3 — Ф-81; состав: К-701+1ПТС-9 груженный.

тракторе опытных шин. При использовании серийных шин изменение давления воздуха в пределах 0,10—0,18 МПа (при постоянном давлении в шинах заднего моста 0,16 МПа) существенно не влияет на плавность хода.

На основании проведенных испытаний можно сделать вывод о целесообразности использования опытных шин модели Ф-85 на транспортных работах.

УДК 629.114.2

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

НЕКОТОРЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ РАБОТЫ МУФТ СЦЕПЛЕНИЯ ТРАКТОРОВ

Одним из основных параметров, характеризующих работу муфты сцепления и динамическую нагруженность самоходной машины, является темп включения упомянутой муфты. В данной статье предпринята попытка теоретически и экспериментально исследовать влияние названного параметра на нагруженность элементов трансмиссии трактора.

Для описания процессов трогания с места и разгона трактора использовалась известная математическая модель [1], полученная на основании многомассовой динамической системы и справедливая для трактора 4x2:

$$\left\{ \begin{array}{l} J_1 \ddot{\varphi}_1 = M_d - M_m ; \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 = M_m - M_{дин1} ; \\ J_3 \ddot{\varphi}_3 = M_{дин1} - M_{дин2} \cdot \frac{1}{i_T} \\ J_4 \ddot{\varphi}_4 = M_{дин2} - R_T r_k ; \\ m \ddot{x}_T = R_T , \end{array} \right. \quad (1)$$

где J_1, J_2, J_3, J_4 — моменты инерции маховика и движущихся масс двигателя, ведомых элементов муфты сцепления, вращающихся масс трансмиссии, задних колес; $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4$ — углы поворота коленвала двигателя, ведомых элементов муфты сцепления, трансмиссии, задних колес; M_d — крутящий момент двигателя; M_m — момент, передаваемый муфтой сцепления; $M_{дин1}$ — динамические нагрузки на ведомом валу муфты сцепления; $M_{дин2}$ — динамические нагрузки на задних колесах трактора; i_T — передаточное число между первичным валом трансмиссии и задними колесами; R_T — суммарное тяговое усилие на колесах; r_k — радиус качения колеса; m, x_T — масса и перемещение трактора.

Крутящий момент двигателя на регуляторной и передаточной ветвях характеристики принимается изменяющимся по линейному закону в функции угловой скорости:

$$M_d = \begin{cases} M_n \frac{\omega_{дх} - \dot{\varphi}_1}{\omega_{дх} - \omega_n} a & \text{при } \omega_n < \dot{\varphi}_1 \leq \omega_{дх} ; \\ [M_n + (M_{max} - M_n) \frac{\omega_n - \dot{\varphi}_1}{\omega_n - \omega_0}] a & \text{при } \omega_0 < \dot{\varphi}_1 \leq \omega_n , \end{cases} \quad (2)$$

где M_n, M_{max} — номинальный и максимальный крутящие моменты двигателя; $\omega_{дх}, \omega_n, \omega_0$ — максимальная, номинальная и минимально допустимые при разгоне угловые скорости двигателя; a — нагрузка двигателя.

Динамические нагрузки на ведомом валу муфты $M_{дин1}$ и задних колесах трактора $M_{дин2}$ рассчитываются по формулам:

$$\begin{cases} M_{\text{дин}_1} = \frac{\varphi_2 - \varphi_3}{e_{2-3}}; \\ M_{\text{дин}_2} = \left(\frac{\varphi_3}{i_T} - \varphi_4 \right) \frac{1}{e_{3-4}}, \end{cases} \quad (3)$$

где e_{2-3} , e_{3-4} — податливости ведомого вала муфты сцепления и элементов трансмиссии.

Тяговое усилие на колесах определяется как

$$R_T = C_\eta \eta + k_\eta \dot{\eta}, \quad (4)$$

где C_η , k_η — суммарные жесткость шины и коэффициент демпфирования в ней; η — тангенциальная деформация шины.

Для расчета тангенциальной деформации шин использовалось уравнение кинематической связи, полученное в работе [2]:

$$\dot{\eta} = \dot{x}_k - \dot{\varphi}_4 r_k, \quad (5)$$

где \dot{x}_k — поступательная скорость колеса (в данном случае совпадает с \dot{x}_T).

Момент трения муфты сцепления в процессе скольжения определяется по формуле

$$M_M = \mu Q_{\text{пр}} i r_{\text{тр}}, \quad (6)$$

где μ — коэффициент трения фрикционной пары; $Q_{\text{пр}}$ — усилие сжатия пакета дисков; i — число пар трения; $r_{\text{тр}}$ — радиус трения.

Принято, что усилие нажимных пружин изменяется по линейному закону:

$$Q_{\text{пр}} = \begin{cases} Q_{\text{прmax}} t/t_M & \text{при } t < t_M; \\ Q_{\text{прmax}} & \text{при } t \geq t_M, \end{cases} \quad (7)$$

где $Q_{\text{прmax}}$ — максимальное усилие сжатия пакета дисков; t — текущее время; t_M — темп включения муфты.

В процессе разгона трактора муфта сцепления может находиться в состоянии либо скольжения ($\dot{\varphi}_1 \neq \dot{\varphi}_2$), либо сцепления ($\dot{\varphi}_1 = \dot{\varphi}_2$). В первом состоянии процесс разгона описывается системой уравнений (1) с учетом зависимостей (6), (7), во втором — первые два уравнения системы (1) объединяются:

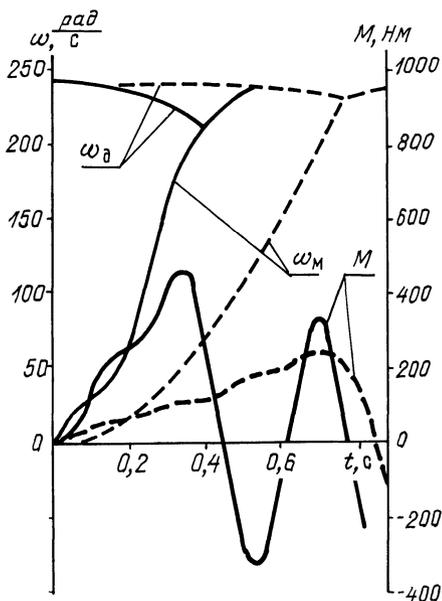
$$(J_1 + J_2) \ddot{\varphi}_1 = M_d - M_{\text{дин}_1}. \quad (8)$$

При этом остальные уравнения системы (1) сохраняются. Таким образом, математическая модель трогания и разгона одиночного трактора представляет собой совокупность выражений (1)–(8). Для решения модели был разработан алгоритм, реализованный в виде пакета программ на алгоритмическом языке ФОРТРАН-4. Интегрирование зависимостей (1), (5), (8) осуществлялось методом Рунге–Кутты четвертого порядка.

С помощью упомянутого пакета исследовался процесс трогания с места одиночного трактора класса 2,0. Анализ полученных результатов показал, что при уменьшении времени включения сцепления наблюдается значительное падение скорости вращения двигателя. Изменение динамических нагрузок на ведомом валу муфты носит колебательный характер, причем с увеличением времени включения максимальные значения момента на ведомом валу, соответствующие моменту замыкания муфты, снижаются (рис. 1).

Рис. 1. Расчетные зависимости изменения угловых скоростей двигателя ω_d , ведомых элементов муфты сцепления ω_m и моментов на ведомом валу муфты M при разгоне трактора:

— время включения муфты 0,5 с; — — — 2 с.



Наряду с расчетными были проведены экспериментальные исследования работы муфт сцепления тракторов класса 1,4 и 2,0 при трогании с места и разгоне.

На рис. 2 представлены некоторые экспериментальные зависимости изменения скоростей вращения двигателя ω_d и ведомых деталей муфты сцепления ω_m , моментов на полуосях трактора M во времени t при разгоне трактора 4 x 2 класса 2,0 на I передаче IV диапазона.

На графиках заметны значительное падение скорости вращения двигателя при резком включении муфты сцепления и колебательный характер изменения крутящих моментов на полуосях трактора. Пиковые значения моментов снижаются при увеличении времени включения муфты. Следует отметить, что резкое включение муфты сцепления характеризуется рывками трактора при трогании с места, при этом максимальное ускорение трактора в описываемом

мых опытах достигало $3,75 \text{ м/с}^2$, в то время как при плавном включении сцепления — $1,3 \text{ м/с}^2$.

Таким образом, расчетные и экспериментальные данные показывают, что время включения муфты сцепления существенно влияет на изменение динамических нагрузок в трансмиссии трактора и их характер. В силу этого для повышения надежности и долговечности трансмиссии привод муфты сцепления должен обеспечить ее включение за определенное время.

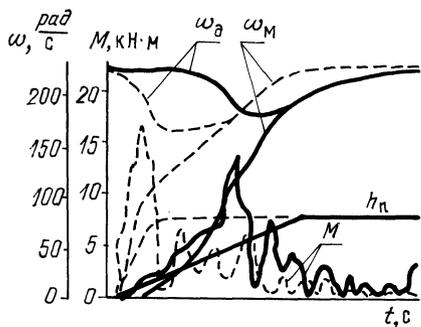


Рис. 2. Экспериментальные зависимости изменения угловых скоростей двигателя ω_d , ведомых элементов муфты сцепления ω_M и моментов на полуоси М при разгоне трактора. Линия h_π — ход педали сцепления.

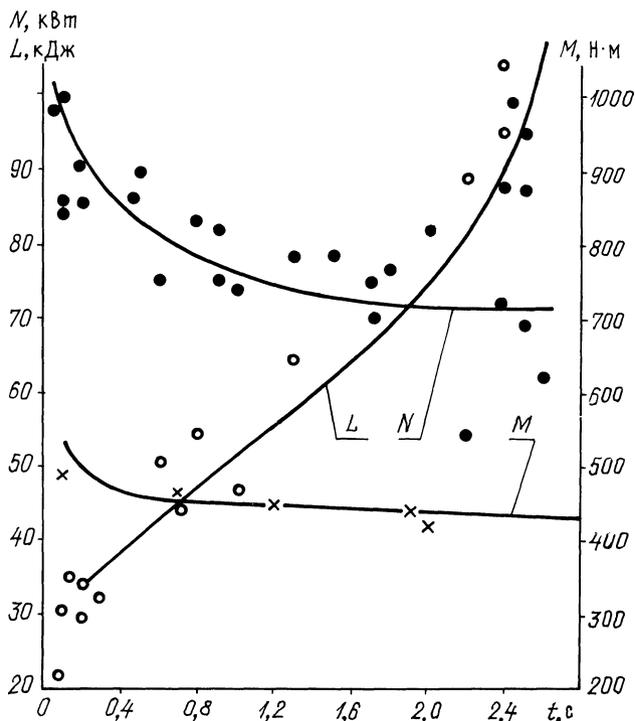


Рис. 3. Экспериментальные зависимости изменения работы L и мощности N буксования и момента трения M муфты сцепления от времени включения муфты.

Установить пределы времени включения муфты сцепления, в частности для трактора класса 1,4, можно, проанализировав зависимости на рис. 3, полученные на основании обработки результатов большого объема экспериментальных данных и изображающие изменения работы L и мощности N буксования муфты сцепления и передаваемого ею момента M в функции времени включения. Анализ кривых показывает, что при времени включения, меньшем 0,7—1,2 с, работа муфты сцепления характеризуется резким возрастанием мощности буксования и передаваемого момента. В то же время работа буксования относительно невелика. Включение муфты с временем, большим указанного предела, характеризуется практически неизменными значениями мощности буксования и передаваемого момента. Между тем работа буксования в этом случае интенсивно возрастает.

Таким образом, полученные данные позволяют сделать следующие выводы. Для повышения надежности и долговечности элементов трансмиссии трактора привод муфты сцепления должен обеспечить ее включение за строго определенное время в процессе всего срока эксплуатации трактора.

Для трактора класса 1,4 рациональное время включения муфты сцепления лежит в пределах 0,7—1,2 с.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ксенович И.П., Солонский А.С., Войчинский С.М. Проектирование универсально-пропашных тракторов. — Минск: Наука и техника, 1980. — 320 с. 2. Скуртул А.И. Торможение эластичного колеса на криволинейном участке пути. — В кн.: Автотракторостроение. Автоматические системы управления мобильными машинами. — Минск: Выш. шк., 1979, вып. 12, с. 63—67.

УДК 629.114.2

С.И. СТРИГУНОВ (БПИ)

РАСЧЕТ СКОРОСТИ ДВИЖЕНИЯ ТРАКТОРА 4x4 ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫМ ПРИВОДОМ

Исходным условием при расчетах производительности и мощностного баланса колесного трактора в агрегате с сельскохозяйственной машиной или орудием является установление его действительной скорости движения v . Значение v для трактора с одним ведущим мостом несложно определить по теоретической скорости движения и буксованию этого моста [1]. Для трактора с двумя ведущими мостами действительную скорость движения обычно определяют через теоретическую скорость и буксование одного из ведущих мостов по известному уравнению [2]: