

дорогам, ликвидировать образование колеи, уменьшить затраты на содержание и ремонт дорог.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бабков В.Ф., Бирюля А.К., Сиденко В.М. Проходимость колесных машин по грунту. — М.: Автотрансиздат, 1959. — 193 с.

УДК 629.114:630*3-585.22.001.57

Я.И.ОСТРИКОВ, А.В.ЖУКОВ, д-р техн.
наук (БТИ), Г.И.ЛИФИЦ (НАМИ)

ИМИТАЦИОННАЯ МОДЕЛЬ ДВИЖЕНИЯ ЛЕСОВОЗНОГО АВТОПОЕЗДА С ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИЕЙ

По основным технико-эксплуатационным показателям применение гидро-механической трансмиссии (ГМТ) в приводах лесовозных автомобилей-тягачей конструктивно и экономически предпочтительнее других ее типов [1]. Однако целесообразность их применения на лесовозных автомобилях ни экспериментально, ни теоретически не подтверждалась.

В настоящее время в практике проектирования и исследований лесовозных автопоездов используются различные по степени сложности и достоверности получаемых результатов математические модели, позволяющие проводить исследования динамических процессов с учетом влияния подвески, упругих свойств пачки деревьев, дорожных условий и т.д. [2]. Вместе с тем в технической литературе нет разработанных имитационных моделей лесовозных автопоездов, оснащенных ГМТ.

В данной работе рассматривается имитационная модель движения лесовозного автопоезда с ГМТ, учитывающая основные, происходящие в ней колебательные процессы. На рис. 1 представлена структурная динамическая схема трансмиссии с гидромеханической передачей (ГМП) лесовозного автопоезда в составе полноприводного автомобиля-тягача типа МАЗ-509А и двухосного прицепа-ропуса (ПР) типа ТМЗ-803А, нагруженных пачкой деревьев. ГМТ этого автомобиля-тягача представляет собой конструктивно измененный вариант серийной механической трансмиссии с заменой коробки передач, сцепления и органов их управления ГМП, описание и краткая техническая характеристика которой изложены в работе [1] и состоящей из гидротрансформатора (ГТ) и коробки передач (КП) с переключаемыми фрикционными муфтами (Φ_j).

На основании структурной динамической схемы (рис. 1) с учетом конструктивных особенностей лесовозного автопоезда, используя обобщенную модель трансмиссии с ГМП [3] и системный подход, была разработана расчетная динамическая схема его движения (рис. 2). Данная схема позволяет учитывать влияние параметров и входных характеристик функциональных систем и узлов автопоезда и внешних условий.

Модель отражает динамическую взаимосвязь процессов, протекающих в условиях реальной среды, и учитывает совокупность зависимостей между

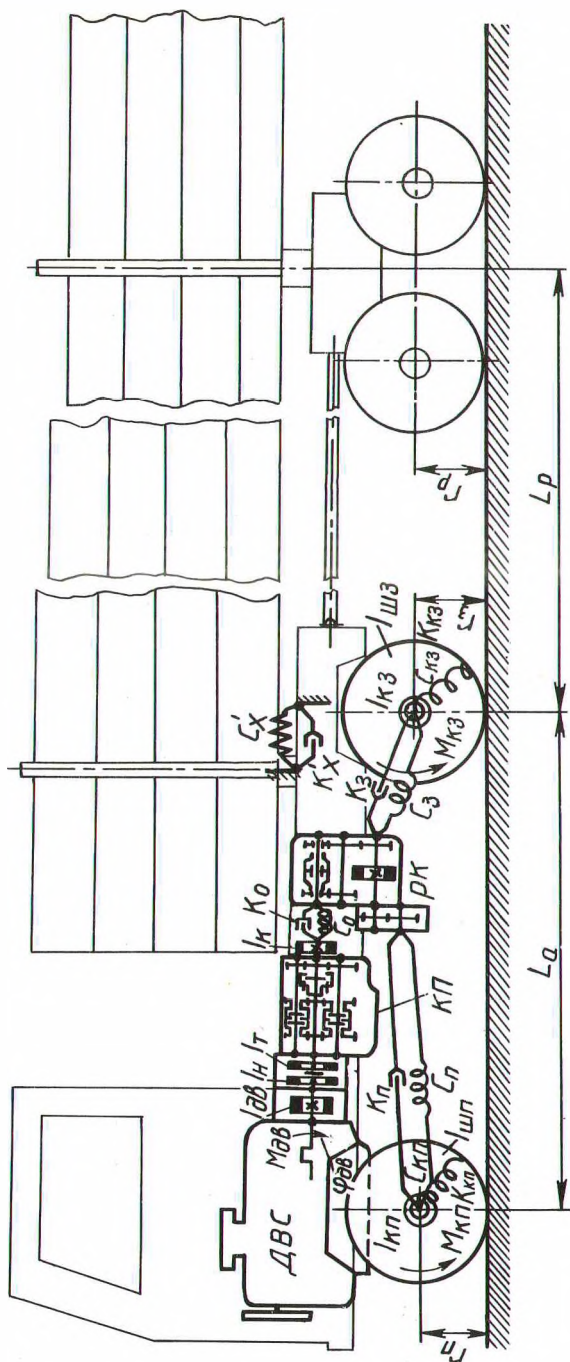


Рис. 1. Структурная динамическая схема трансмиссии с ГМП лесовозного автопоезда.

параметрами и выходными характеристиками отдельных узлов автопоезда и его выходными характеристиками в целом, включая влияние этих характеристик на входные. Она также дает возможность раздельного учета характеристик работы мостов тягача, включая буксование колес, и валопроводов в квазистационарных и неуставившихся режимах движения и позволяет приводить моделирование в истинных координатах.

Сложные специфические условия эксплуатации лесовозных автопоездов определяют характер режима их движения, который является в основном неуставившимся со следующими основными фазами: разгон, установившееся движение, замедление и торможение. В то же время, например, движение автопоезда с ГМП в фазе разгона, как наиболее для него характерной, можно разбить на несколько этапов: трогание с места, разгон в режиме ГТ, переключение ступеней в КП, блокировка ГТ, разгон с заблокированным ГТ, что следует учитывать при составлении его математической модели.

В представленной математической модели движения лесовозного автопоезда с ГМТ все его этапы описываются единой системой дифференциальных уравнений с переменной структурой:

$$I_1 \ddot{\varphi}_1 = M_{\text{дв}} (\dot{\varphi}_{\text{дв}}; z) - M_H (\dot{\varphi}_H; \lambda_H), \quad (1)$$

$$\text{где } I_1 = I_{\text{дв}} + I_H; \dot{\varphi}_1 = \dot{\varphi}_{\text{дв}} = \dot{\varphi}_H; M_H = \lambda_H \gamma / g (30/\pi)^2 D_a^5 \varphi_H^2;$$

$$M_T = M_H K_r; K_r = K(U_r); \lambda_H = \lambda(U_r); U_r = \dot{\varphi}_T / \dot{\varphi}_H; \quad (2)$$

$$I_T \ddot{\varphi}_T = M_T - U'_{T,j} M_j - U'_{T,j+1} M_{j+1}; \quad (3)$$

$$I_K \ddot{\varphi}_K = -C_0 (\varphi_K - U_{PK} \varphi_{PK}) - K_0 (\dot{\varphi}_K - U_{PK} \dot{\varphi}_{PK}) + U'_{K,j} M_j + U'_{K,j+1} M_{j+1}; \quad (4)$$

$$\left\{ \begin{aligned} I_{PK} \ddot{\varphi}_{PK} &= U_{PK} C_0 (\varphi_K - U_{PK} \varphi_{PK}) + U_{PK} K_0 (\dot{\varphi}_K - U_{PK} \dot{\varphi}_{PK}) - C_3 (\varphi_4 - U_0 \varphi_2) - K_3 (\dot{\varphi}_4 - U_0 \dot{\varphi}_2) - C_n (\varphi_5 - U_0 \varphi_3) - K_n (\dot{\varphi}_5 - U_0 \dot{\varphi}_3); \\ I_2 \ddot{\varphi}_2 &= C_3^7 (\varphi_4 - U_0 \varphi_2) + K_3^7 (\dot{\varphi}_4 - U_0 \dot{\varphi}_2) - C_{K3} (\varphi_2 - \varphi_6) - K_{K3} (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_6); \\ I_3 \ddot{\varphi}_3 &= C_n^7 (\varphi_5 - U_0 \varphi_3) + K_n^7 (\dot{\varphi}_5 - U_0 \dot{\varphi}_3) - C_{Kn} (\varphi_3 - \varphi_7) - K_{Kn} (\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_7), \end{aligned} \right. \quad (5)$$

$$\text{где } I_2 = I_{K3} + I_{ш3}; I_3 = I_{Kn} + I_{шп};$$

$$\begin{aligned} m_a \ddot{X}_a &= (M_{\text{сцз}} + M_{\text{сцп}}) / r - m_a g (f_a \cos \alpha + \sin \alpha) - K_{\nu a} F_a \dot{X}_a^2 - \\ &- C'_x (X_a - X_p) - K'_x (\dot{X}_a - \dot{X}_p), \end{aligned} \quad (6)$$

где $r = r_n = r_3$;

$$m_p \ddot{X}_p = C'_x (X_a - X_p) + K'_x (\dot{X}_a - \dot{X}_p) - m_p g (f_p \cos \alpha + \sin \alpha) - K_{\nu p} F_p \dot{X}_p^2; \quad (7)$$

$$M_{сцз} = C_{кз} (\varphi_2 - \varphi_6); \quad M_{сцп} = C_{кп} (\varphi_3 - \varphi_7); \quad (8)$$

$$\varphi_{рк} = (\varphi_4 + \varphi_5) / 2U_{рк}; \quad d_n C_n (\varphi_5 - \varphi_3 U_0) - d_3 C_3 (\varphi_4 - \varphi_2 U_0). \quad (9)$$

Здесь $I_{дв}$ — момент инерции вращающихся частей двигателя (ДВС) и маховика; I_n — момент инерции насосного колеса ГТ и связанных с ним ведущих деталей фрикциона блокировки (Φ_B); I_T — момент инерции турбинного колеса ГТ и связанных с ним ведущих деталей КП и ведомых деталей Φ_B ; I_k — момент инерции выходного вала КП и приведенные к этому валу моменты инерции ведомых частей КП и части основного карданного вала; $I_{рк}$ — момент инерции выходного вала раздаточной коробки (РК) и приведенные к этому валу моменты инерции ее входного и промежуточного валов, части основного, заднего и переднего карданных валов и связанных с ними деталей; $I_{кз}$, $I_{кп}$ — суммарные моменты инерции колес заднего и переднего ведущих мостов и приведенные к ним моменты инерции соответствующих колесных редукторов, главных передач, полуосей и части карданных валов со связанными с ними деталями (в дальнейших обозначениях индекс "з" указывает на отношение члена уравнения к движению заднего, а "п" — переднего ведущих мостов тягача); $I_{шз}$, $I_{шп}$ — суммарные моменты инерции резинокордных оболочек шин мостов; m_a , m_p — массы автомобиля-тягача и ПР с приходящимися на них частями нагрузки; C_o , K_o — соответственно крутильная жесткость и коэффициент демпфирования основного карданного вала; C_3 и K_3 , C_n и K_n — соответственно приведенные суммарные крутильные жесткости и коэффициенты демпфирования участков трансмиссии "раздаточная коробка — колесо"; $C_{кз}$ и $K_{кз}$, $C_{кп}$ и $K_{кп}$ — соответственно суммарные крутильные жесткости и коэффициенты демпфирования резинокордных оболочек шин мостов; C'_x и K'_x — соответственно суммарные жесткость и коэффициент демпфирования продольной связи тягача с ПР; φ_1 , $\dot{\varphi}_1$, $\ddot{\varphi}_1$ — соответственно угловые перемещения, частоты вращения и угловые ускорения соответствующих валопроводов, системы; X_1 , $\dot{X}_1$, $\ddot{X}_1$ — соответственно линейные перемещения, скорости и ускорения автомобиля-тягача (а) и ПР (р); U_i — передаточные отношения соответствующих трансформирующих узлов системы: ГТ (г), РК (рк), ведущих мостов (0); $M_{дв}$, M_n , M_T — соответственно крутящие моменты двигателя, на насосном и турбинном валах ГТ; M_j , M_{j+1} — моменты трения на переключаемых фрикционных муфтах КП; $M_{сцз}$, $M_{сцп}$ — моменты сцепления мостов автомобиля-тягача; d — коэффициент, характеризующий тип межосевого дифференциала РК, причем $d_3 = 1 - d_n$.

Кроме того, уравнения включают также конструктивные параметры автопоезда-базы: автомобиля-тягача (L_a) и ПР (L_p), площади лобового сопротивления воздуху автомобиля (F_a) и ПР с пачкой деревьев (F_p), радиус каче-

ния ведущих колес (r), активный диаметр (D_a) и плотность (γ/g) рабочей жидкости ГТ, его силовые (K_r) и нагрузочные характеристики (λ_n), параметры фрикционных муфт КП — размеры дисков, число пар и закон трения, а также параметры внешней среды — угол наклона дороги (α), коэффициент сопротивления качению (f), коэффициент сцепления шин с дорогой; и воздействия — законы изменения уровня подачи топлива (z) и т.д.

Система содержит уравнения движения дизельного двигателя с насосной частью ГТ (1); зависимости (2), характеризующие внешние характеристики ГТ, и уравнение движения (3) его турбинной части с турбинным валом КП. Модель КП представлена двумя дифференциальными уравнениями (3) и (4), описывающими коробку с двумя степенями свободы любой структуры и сложности. Особенности схемы и конструкции КП учитываются коэффициентами передаточных отношений U_i . Переменная структура КП, состояние фрикционных муфт [4], несущие и предельные моменты на переключаемых фрикционных муфтах учитываются специальными релейными условиями [3]. Модель включает в себя также уравнения движения привода ведущих колес (5), общей тяговой динамики автопоезда (6) и (7), движителей (8) и дифференциала раздаточной коробки (9). Переменная структура работы движителей учитывается специальными релейными условиями.

Использование приведенной модели позволяет оценить влияние характеристик ГМП на скоростные, динамические, экономические и нагрузочные характеристики движения автопоезда в груженом его состоянии при различных параметрах внешней среды и воздействия. Кроме того, учитывая специфичность условий эксплуатации лесовозного автопоезда, модель позволяет получить аналогичные характеристики при его движении с погруженным на шасси тягача прицепом-ропуском. Для этого следует исключить из математической модели уравнение (7) и два последних члена уравнения (6), а массу прицепа-ропуса без нагрузки привести к массе тягача без нагрузки.

ЛИТЕРАТУРА

1. Жуков А.В., Тихонов А.Ф., Остриков Я.И. Перспективы применения гидромеханических передач на лесовозных автопоездах. — В кн.: Механизация лесоразработок и транспорт леса. Минск: Выш. шк., 1983, вып. 13, с. 90—96.
2. Жуков А.В., Калко Л.И. Основы проектирования специальных лесных машин с учетом их колебаний. — Минск: Наука и техника, 1978. — 264 с.
3. Лифшиц Г.И. Обобщенная модель коробки передач в динамической расчетной схеме и программе расчета процессов движения транспортной машины. — В кн.: Активная и пассивная безопасность и надежность автомобиля. М.: МАМИ, 1984, с. 12—20.
4. Лифшиц Г.И. Автоматизированный динамический анализ процесса переключения передач фрикционными муфтами. М., 1983. — 11 с. Рукопись деп. в ВИНТИ 15.07.83 № 911-ап-Д 83.