

3. Для предотвращения сдвига шпал в балласте можно рекомендовать строгое соблюдение геометрических размеров балластной призмы и уплотнение балласта в межшпальных ящиках.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1]. Разработка технических условий на укладку сварных рельсовых плетей: Отчет о НИР / Арханг. лесотехн. ин-т; Руководитель С. И. Морозов.— № ГР 01.8.80 024674; Инв. № 8804004 1/8667.— Архангельск, 1988. [2]. Разработка технологии укладки сварных рельсовых плетей на базе сварочного комплекса: Отчет о НИР / Арханг. лесотехн. ин-т; Руководитель С. И. Морозов.— № ГР 0187.0 044448; Инв. № 870421 1/10086.— Архангельск, 1987.

Поступила 20 ноября 1990 г.

УДК 630*377.4

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПОСТУПАТЕЛЬНОГО ДВИЖЕНИЯ ЛЕСОТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА

Н. И. БИБЛЮК, Б. Т. ПЕРЕТЯТКО, Е. Н. ЛИТВИНЧУК

Львовский лесотехнический институт

Совершенствование конструкции, повышение эффективности использования существующих и создание новых высокоэффективных лесотранспортных машин тесно связано с развитием автоматизированных методов моделирования процесса их движения, основанных на широком использовании ЭВМ.

В настоящее время переходные процессы, имеющие место при трогании и разгоне транспортных машин, воспроизводятся на основе математических моделей, описывающих колебания системы двигатель — трансмиссия — шины, нагрузочные режимы трансмиссии, необходимые для расчетов ее деталей на прочность и долговечность — совместным рассмотрением крутильных колебаний в трансмиссии и вертикальных колебаний машины, а также поступательное движение — решением основного уравнения движения [1—5].

Цель данной статьи — разработать методику (алгоритм и программу) расчета поступательного движения лесотранспортного средства, движущегося по реальной дороге и управляемого оператором. Для этого необходимо решить уравнения движения системы двигатель — трансмиссия — шины с использованием численных методов математического анализа.

Рассматриваемая модель включает уравнения движения, описывающие крутильные колебания системы, математические зависимости моментов двигателя, трения сцепления, сопротивления движению и сцепления шин с дорогой от режима движения и характеристик опорной поверхности и логические операции сравнения для установления режима движения.

На вход модели подаются координаты трассы с указанием уклонов, кривизны траектории и допустимых скоростей, обусловленных конструкцией дороги и транспортного средства, а также помехами движению. Конечным результатом моделирования являются параметры движения, крутящие моменты в трансмиссии и расход топлива.

Для изучения поступательного движения лесотранспортного средства с колесной формулой 4×4 (6×6) может быть использована шестимассовая (семимассовая) динамическая система двигатель — трансмиссия — шины [4], формализованная расчетная схема которой представлена на рис. 1. Она включает сосредоточенные массы: маховика и

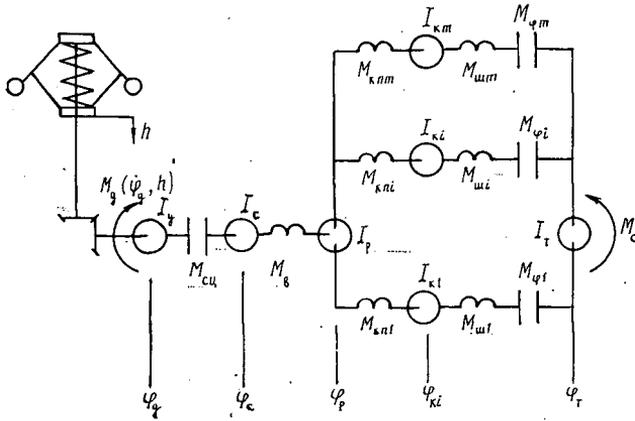


Рис. 1.

ведущих деталей сцепления с моментом инерции I_d , ведомых деталей муфты сцепления и коробки передач (I_c), деталей раздаточной коробки и присоединенных к ним фланца и вилки карданной передачи (I_p), задней вилки карданного вала, деталей главной передачи, включая зубчатые колеса и дифференциал, и колесных узлов (I_{ki}), приведенной к маховым поступательно движущейся массы лесотранспортного средства (I_t). Угловые перемещения $\varphi_d, \varphi_c, \varphi_p, \varphi_{ki}, \varphi_t$ относятся соответственно к валу двигателя, ведомому диску муфты сцепления, фланцу на выходе из раздаточной коробки, колесам i -го моста и приведенным массам лесотранспортного средства.

Сосредоточенные массы связаны между собой безынерционными упругими элементами, имитирующими крутильную жесткость s валов трансмиссии и тангенциальную жесткость шин $s_{ш\varphi}$, параллельно которым включены демпферы с коэффициентами сопротивления k . При рессорной подвеске $s_{ш\varphi}$ соответствует приведенной жесткости последовательно включенных упругих элементов [5]: шин с тангенциальной и рессор с реактивной жесткостью на скручивание в продольной плоскости. Жесткость и коэффициенты сопротивления в трансмиссии совместно с относительными угловыми смещениями масс $\delta_j = \varphi_j - \varphi_{j+1}$ создают моменты реакций связей $M = s\delta + k\delta$.

Значения M ограничиваются максимальными моментами трения сцепления $M_{сц}$ и сцепления шин i -х осей с дорогой $M_{\varphi i}$. Последние являются функцией коэффициента сцепления $\varphi(\delta)_i$, который может быть определен из линейной зависимости [1]

$$\varphi(\delta)_i = \varphi(\delta = 0) + [\varphi(\delta = 1) - \varphi(\delta = 0)] \delta_i,$$

где

δ_i — коэффициент буксования колес i -й оси,

$$\delta_i = (\varphi_{ki} - \varphi_t) / \varphi_{ki};$$

$\varphi(\delta = 0), \varphi(\delta = 1)$ — коэффициенты сцепления соответственно в начальный момент буксования и при полном буксовании колес.

На трансмиссию воздействуют крутящий момент двигателя M_d , являющийся функцией угловой скорости коленчатого вала $\dot{\varphi}_d$ и перемещения органа управления подачей топлива h [3], и приведенный к ведущим колесам суммарный момент сопротивления движению M_c как функция коэффициента сопротивления качению $f(v)$, уклона $i(s)$ и кривизны траектории $\rho(s)$.

При составлении уравнений движения приняты следующие допущения: моменты инерции сосредоточенных масс, моменты реакций связей и сопротивления движению, а также тормозные моменты приводятся к валу муфты сцепления; моменты на левой и правой полуосях одинаковы; колеса катятся без отрыва от опорной поверхности; характеристики упругости линейны.

В соответствии с расчетной схемой (см. рис. 1) и с учетом принятых допущений уравнения движения системы двигатель — трансмиссия — шины при заблокированном разветвлении имеют вид

$$m_p \ddot{h} + N \dot{h} + E + A \dot{\varphi}_d = 0;$$

$$\left. \begin{aligned} I_d \ddot{\varphi}_d - M_d + M_{cu} &= 0, \\ I_c \ddot{\varphi}_c - M_{cu} + M_b &= 0 \end{aligned} \right\} \text{при } (\dot{\varphi}_d - \dot{\varphi}_c) / \dot{\varphi}_d > 0,05;$$

$$(I_d + I_c) \ddot{\varphi}_d - M_d + M_b = 0 \text{ при } (\dot{\varphi}_d - \dot{\varphi}_c) / \dot{\varphi}_d \leq 0,05;$$

$$I_p \ddot{\varphi}_p - M_b + \sum_{i=1}^m M_{k. \text{ п} i} = 0;$$

$$I_{ki} \ddot{\varphi}_{ki} - M_{k. \text{ п} i} + M_{ш \varphi i} = 0;$$

$$I_T \ddot{x}_T i_{Tp} / r_d - \sum_{i=1}^m M_{ш \varphi i} + \sum_{i=1}^m M_{T i} + M_c = 0.$$

Здесь

- m_p — масса движущихся частей топливного насоса и регулятора;
- N — фактор демпфирования;
- E — восстанавливающая сила;
- A — инерционный коэффициент [3];
- $M_d, M_{k. \text{ п} i}, M_{ш \varphi i}$ — моменты реакций связей соответственно гасителя колебаний, валов и соединенный коробки передач и раздаточной коробки; карданной передачи; полуосей i -го моста;
- x_T — продольное перемещение массы лесотранспортного средства;
- r_d — динамический радиус колеса.

Простейшая модель муфты сцепления [5] может быть описана зависимостью

$$M_{cu} = F_c M_{c. o} K(t) \text{ sign } (\dot{\varphi}_d - \dot{\varphi}_c),$$

где F_c — коэффициент, равный 0,8 при буксирующем и 1,0 при замкнутом сцеплении;

$M_{c. o}$ — статический момент трения полностью включенного сцепления;

$K(t)$ — закон нарастания момента трения муфты сцепления:

при включении

$$K(t) = \exp(0,7t/t_c) - 1;$$

при выключении

$$K(t) = \exp(-3t/t_c);$$

при $M_{cu} > M_{c. o}$

$$K(t) = 1;$$

t_c — время нарастания момента трения сцепления до максимального значения.

Процессом движения транспортного средства управляет оператор. Его действия моделируют таким образом, чтобы обеспечивались, в зависимости от суммарного сопротивления движению и ограничений скорости, изменение подачи топлива, переключение ступеней в коробке передач и торможение.

Подачей топлива управляют, изменяя положение ее органа h . Значение h в момент времени $t + \Delta t$ можно определить как сумму начального положения органа $h(t)$ и его приращения Δh , которое находят по формулам:

$$\text{при } v < \lambda v_d, M_{d \max} \geq M_c, \varphi_d < \lambda_d \varphi_{\max} \text{ и } h < (h_{\max} - h_{\min}) \\ \Delta h = -v_s \Delta t;$$

$$\text{при } \lambda v_d < v < v_d \text{ или при } v < \lambda v_d, M_{d \max} \geq M_c, \varphi_d \geq \lambda_d \varphi_{\max} \text{ и } h \geq (h_{\max} - h_{\min}) \\ \Delta h = 0;$$

$$\text{при } v \geq v_d \text{ или при } v < \lambda v_d \text{ и } M_{d \max} < M_c \\ \Delta h = -\lambda_s v_s \Delta t,$$

где v_s — скорость управляемого движения органа подачи топлива;
 v, v_d — текущее и допустимое значения скорости движения лесотранспортного средства;
 h_{\max}, h_{\min} — крайние положения органа подачи топлива;
 $\lambda, \lambda_d, \lambda_s$ — коэффициенты изменения значений v_d, φ_{\max}, v_s .

Переключение ступеней в коробке передач с низшей на высшую (с высшей на низшую) происходит, когда частота вращения коленчатого вала двигателя соответствует максимальной мощности (моменту), момент сопротивления качению меньше (больше) крутящего момента на колесах лесотранспортного средства на высшей передаче и допустимая скорость движения выше (ниже) максимальной устойчивой скорости на высшей передаче. При переключении передачи одновременно выключается сцепление и уменьшается подача топлива, при этом транспортное средство движется по инерции.

Торможение транспортного средства происходит, если скорость движения $v \geq v_d$. При этом тормозной момент на колесах M_{ti} принимается равным:

$$\text{при } t_r \leq t_1$$

$$M_{ti} = 0;$$

$$\text{при } t_1 < t_r < t_1 + t_2$$

$$M_{ti} = -M_{\text{тот}}(t_r - t_1)/t_2;$$

$$\text{при } t_r \geq t_1 + t_2$$

$$M_{ti} = M_{\text{тот}}$$

где $M_{\text{тот}}$ — момент сцепления колес i -й оси с опорной поверхностью при торможении;
 t_r — время торможения;
 t_1 — время реакции оператора и срабатывания тормозного привода;
 t_2 — время нарастания тормозного момента от нуля до максимального значения.

Для рассмотренной выше математической модели составлены алгоритм (рис. 2) и программа расчета поступательного движения лесотранспортного средства на языке Фортран.

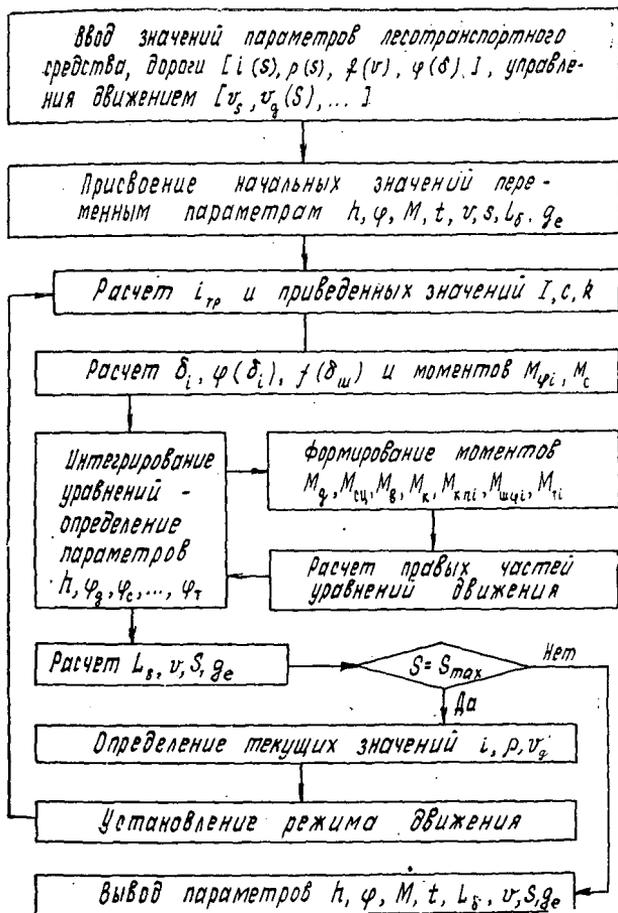


Рис. 2.

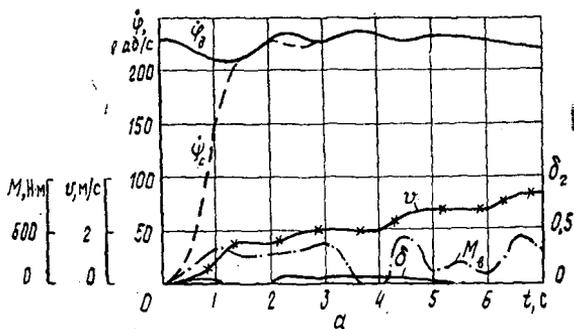


Рис. 3

