

ЛЕСОЭКСПЛУАТАЦИЯ

УДК 629.114.3 : 531

ДИНАМИКА КРИВОЛИНЕЙНОГО ДВИЖЕНИЯ
ЛЕСОВОЗНОГО АВТОПОЕЗДА

А. В. ЖУКОВ, А. И. КИРИЛЬЧИК

Белорусский технологический институт

При проектировании систем управления лесовозных автопоездов необходимо определить их кинематические и динамические параметры. Они зависят от нагрузочных режимов, определяемых условиями эксплуатации лесовозного автопоезда.

В связи с этим в рассматриваемой расчетной модели, в отличие от известных [2, 4], динамические показатели нагруженности элементов привода рассматриваются в зависимости от кинематики системы управления.

Расчетная схема движения лесовозного автопоезда в кривых представлена на рис. 1. Ведущей является задняя ось тягача, остальные оси автопоезда — ведомые. В качестве основных выделены четыре степени свободы, которые характеризуются следующими обобщенными координатами: $x_1, \varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$.

При составлении динамической модели полагали:

криволинейное движение задается изменением угла поворота управляемых колес тягача в функции времени;

коэффициенты увода осей, а также жесткости и коэффициенты сопротивления шин в вертикальном и боковом направлении линейны; пачка хлыстов жесткая;

рессоры и амортизаторы отсутствуют.

Дифференциальные уравнения движения системы, полученные при помощи уравнения Лагранжа II рода, имеют следующий вид:

$$\left\{ \begin{aligned} M_1 \ddot{x}_1 + \mu_1 \dot{x}_1 + C_1 x_1 + k_1 \dot{\varphi}_1 + g_1 \varphi_1 + m_1 \ddot{\varphi}_2 + n_1 \varphi_2 + \\ + S_1 \dot{\varphi}_3 + d_1 \varphi_3 = P_1; \\ I_T^z \ddot{\varphi}_1 + \mu_2 \dot{\varphi}_1 + C_2 \varphi_1 + k_2 \dot{x}_1 + g_2 x_1 + m_2 \ddot{\varphi}_2 + n_2 \varphi_2 + \\ + S_2 \dot{\varphi}_3 + d_2 \varphi_3 = P_2; \\ I_{np}^z \ddot{\varphi}_2 + \mu_3 \dot{\varphi}_2 + C_3 \varphi_2 + k_3 \dot{x}_1 + g_3 x_1 + m_3 \dot{\varphi}_1 + n_3 \varphi_1 = P_3; \\ I_{np}^0 \ddot{\varphi}_3 + \mu_4 \dot{\varphi}_3 + C_4 \varphi_3 + k_4 \dot{x}_1 + g_4 x_1 + m_4 \dot{\varphi}_1 + n_4 \varphi_1 = P_4, \end{aligned} \right. \quad (1)$$

где $\mu_1 = 2k'_{m1} \sin^2(\gamma - \delta_1) - 2k_{m2} \cos^2 \delta_2 - 2k'_{m2} \sin^2 \delta_2 - 2k'_{m3} g_n^2 \sin^2 \delta_3 -$
 $- 2k^1_{m4} g_n^2 \sin^2 \delta_4 - k_5 x_1 \cos^2 \psi_T - k_5 \frac{r_{np} \sin^2 \psi_T}{r_3^2};$

$C_1 = 2C'_{m1} \sin^2(\gamma - \delta_1) - 2C_{m2} \cos^2 \delta_2 - 2C'_{m2} \sin^2 \delta_2 - 2C'_{m3} g_n^2 \sin^2 \delta_3 -$
 $- 2C'_{m4} g_n^2 \sin^2 \delta_3 - C_5 \cos^2 \psi_T - C_5 \frac{r_{np}^2 \sin^2 \psi_T}{r_3^2};$

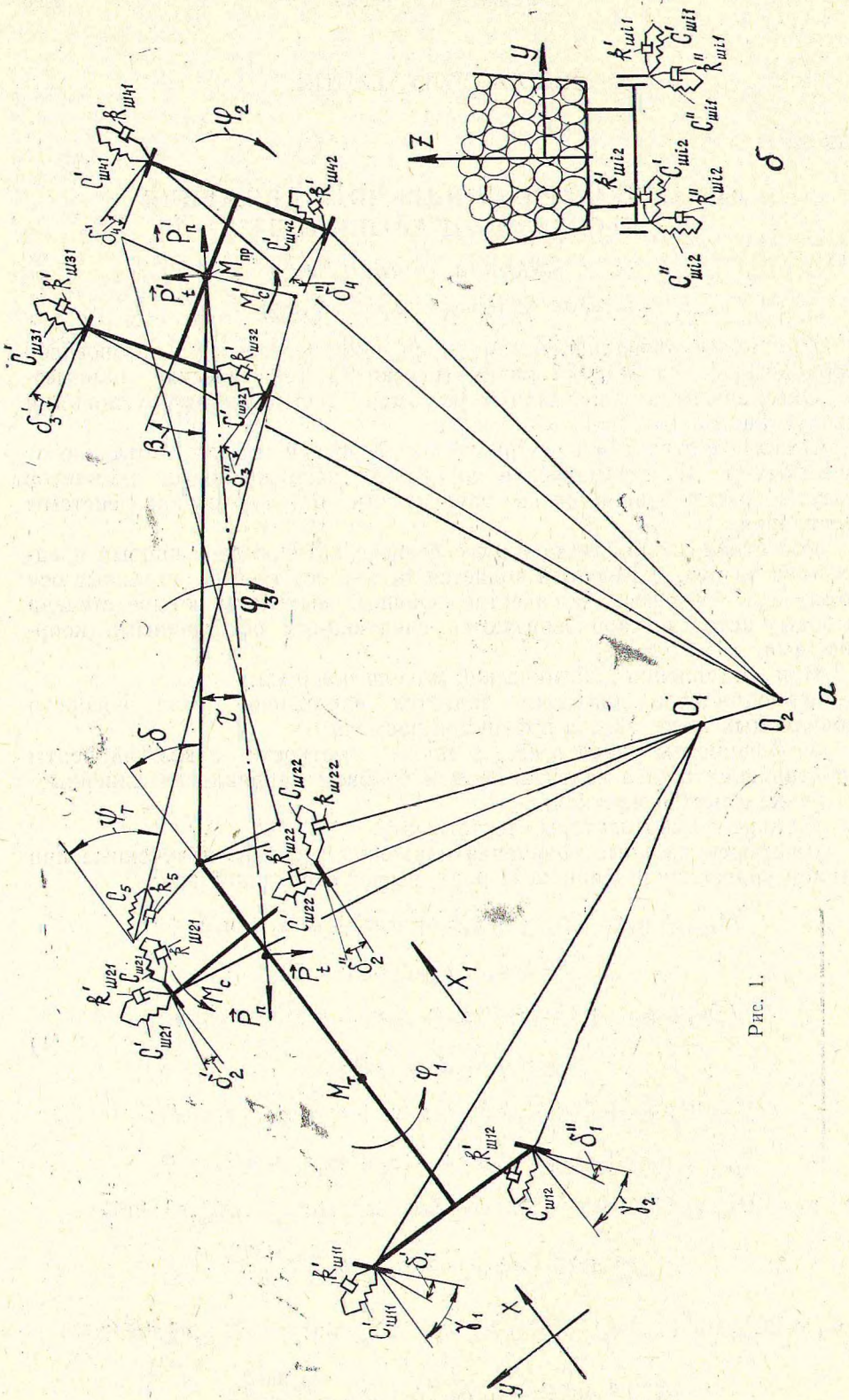


Рис. 1.

Рис. 1. Расчетная схема криволинейного движения лесовозного автопоезда: *a* — положение автопоезда на повороте; *b* — схема действия сил на оси автопоезда в поперечной вертикальной плоскости (*i* — порядковый номер оси автопоезда; *j* — порядковый номер шины); M_T, M_{np} — массы тягача и прицепа-роспуска с учетом приходящихся на них масс частей пакета хлыстов; $C_{ш21}, C_{ш22}$ — крутильные жесткости шин ведущих колес; $C'_{шиj}$ — поперечная жесткость шин автопоезда; $C''_{шиj}$ — вертикальная жесткость шин автопоезда; C_5 — продольная жесткость рабочего троса сцепки; $k_{ш21}, k_{ш22}$ — продольные коэффициенты сопротивления шин ведущих колес тягача; $k_{шиj}$ — поперечные коэффициенты сопротивления шин автопоезда; $k'_{шиj}$ — вертикальные коэффициенты сопротивления шин автопоезда; k_5 — продольный коэффициент затухания колебаний рабочего троса сцепки; γ_1, γ_2 — текущие углы поворота управляемых колес тягача; δ, β — передний и задний углы складывания автопоезда; τ — угол поворота пачки хлыстов относительно дышла; ψ_T — угол наклона рабочей ветки тросового привода; $\delta'_1, \delta'_2, \delta'_3, \delta'_4, \delta''_1, \delta''_2, \delta''_3, \delta''_4$ — углы увода шин автопоезда; M_c, M'_c — моменты сопротивления поворота коников; P_n, P_t — нормальная и касательная составляющие внутренних реакций сил от действия пакета хлыстов

$$k_1 = k_5 \frac{r_{np} \sin^2 \psi_T}{r_3} - k_5 L_{T2} \cos^2 \psi_T;$$

$$g_1 = C_5 L_{T2} \cos^2 \psi_T + C_5 \frac{r_{np}^2 \sin^2 \psi_T}{r_3}; \quad m_1 = -k_5 \frac{r_{np} \sin^2 \psi_T}{r_3};$$

$$n_1 = -C_5 \frac{r_{np}^2 \sin^2 \psi_T}{r_3}; \quad S_1 = k_5 g_n \cos \psi_T; \quad d_1 = C_5 g_n \cos \psi_T;$$

$$P_1 = P_T \cos \delta_3 - P_{f1} \cos (\gamma - \delta_1) - P_{f2} \cos \delta_2;$$

$$\mu_2 = 2k'_{ш1} r_1^2 \sin^2 (\gamma - \delta_1) + 2k_{ш2} r_2^2 \sin \delta_2 - 2k'_{ш2} r_2 \cos^2 \delta_3 -$$

$$- k_5 L_{T2} \cos^2 \psi_T - k_5 r_{np}^2 \sin^2 \psi_T;$$

$$C_2 = 2C'_{ш1} r_1^2 \cos^2 (\gamma - \delta_1) + 2C_{ш2} r_2^2 \sin^2 \delta_2 - 2C'_{ш2} r_2^2 \cos^2 \delta_3 +$$

$$+ 2C'_{ш3} L_{T2}^2 g_n^2 \sin^2 \delta_3 + C'_{ш4} L_{T2}^2 g_n^2 \sin^2 \delta_3 + C_5 L_{T2}^2 \cos^2 \psi_T - C_5 r_{np}^2 \sin^2 \psi_T;$$

$$k_2 = -k_5 L_{T2} \cos^2 \psi_T + k_5 \frac{r_{np}^2 \sin^2 \psi_T}{r_3};$$

$$g_2 = C_5 L_{T2} \cos^2 \psi_T + C_5 \frac{r_{np}^2 \sin^2 \psi_T}{r_3};$$

$$m_2 = k_5 r_{np}^2 \sin^2 \psi_T; \quad n_2 = C_5 r_{np}^2 \sin^2 \psi_T;$$

$$S_2 = k_5 g_n L_{T2} \cos \psi_T; \quad d_2 = -C_5 g_n L_{T2} \cos \psi_T;$$

$$\mu_3 = -2k'_{ш3} r_3^2 \cos^2 \delta_3 + 2k'_{ш4} r_3^2 \cos^2 \delta_4 - k_5 r_{np}^2 \sin^2 \psi_T;$$

$$k_3 = -k_5 \frac{r_{np}^2 \sin^2 \psi_T}{r_3}; \quad g_3 = -C_5 \frac{r_{np}^2 \sin^2 \psi_T}{r_3};$$

$$m_3 = k_5 r_{np}^2 \sin^2 \psi_T; \quad n_3 = C_5 r_{np}^2 \sin^2 \psi_T;$$

$$P_3 = -F_{f3} r_3 \sin \delta_3 + P_{f4} r_3 \sin \delta_4 + F_{T2} J_{T2};$$

$$\mu_4 = -k_5 g_n^2 - 2k'_{ш3} g_n^2 \sin^2 \delta_3 - 2k'_{ш4} g_n^2 \sin^2 \delta_4;$$

$$C_4 = -2C'_{ш3} g_n^2 \sin^2 \delta_3 - 2C'_{ш4} g_n^2 \sin^2 \delta_4 + C_5 g_n^2;$$

$$k_4 = k_5 g_n \cos \psi_T; \quad g_4 = C_5 g_n \cos \psi_T;$$

$$m_4 = k_5 g_n L_{T2} \cos \psi_T; \quad n_4 = C_5 g_n L_{T2} \cos \psi_T;$$

$$P_4 = P_n L_d \sin \tau + P_l L_d \cos \tau - P_{f3} g_n \cos \delta_3 - p_{f4} g_n \cos \delta_4;$$

$P_{f1}, P_{f2}, P_{f3}, P_{f4}$ — силы сопротивления движению для соответствующих осей автопоезда;

P_T — сила тяги на ведущих колесах;

$F_{тр1}, F_{тр2}$ — силы трения при повороте коников автопоезда;

r_1, r_2, r_3 — плечи приложения сил сопротивления движению;

$r_{пр}$ — плечо закрепления рабочей ветки сцепки;

g_n — проекция перемещения прицепа-ропуски относительно оси абсцисс, $g_n = L_d \sin \delta \sin \beta$;

L_d — длина дышла.

При решении задач, связанных с определением параметров сцепки, может быть принято допущение о независимости колебаний прицепа-ропуски от бокового отклонения точки сцепки тягача относительно его продольной оси. В этом случае система уравнений (1) распадается на две независимые системы, первая из которых описывает продольное взаимодействие тягача с прицепом-ропуском, вторая — связь угловых колебаний тягача и прицепа-ропуски.

Систему дифференциальных уравнений решали на ЭВМ методом Рунге — Кутты с выводом результатов на печать.

На колебания механической системы активно влияют силы, возникающие от микронеровностей поверхности дороги. В расчетах микропрофиль поверхности дороги задавали уравнением [1]: $q = H (1 - \cos \omega t)$, где H — высота синусоиды относительно плоскости дороги; ω — частота возмущающей силы при периодическом чередовании неровностей. Скорость движения на повороте v_i и угол поворота управляемых колес тягача γ_i определяли по уравнениям [3], полученным по результатам обработки экспериментальных данных:

$$v_i = 0,5 \left\{ (v_n - v_R) + (v_n - v_R) \cos \left[\frac{(v_n + v_R) t_i}{2\pi K_2 (v_n - v_R)^{1/2}} \right] \right\}; \quad (2)$$

$$\gamma_i = \arctg \left(\frac{L_T}{R} \right) \sin \left(\frac{v_n + v_R}{2R} t_i \right),$$

где v_n — скорость движения автопоезда при входе в поворот;

v_R — максимальная скорость на траектории поворота;

L_T — база автопоезда;

R — радиус поворота;

K_2 — поправочный коэффициент, равный 1,62;

t_i — время движения на повороте.

Исследования [3] показали, что повышение эффективности и безопасности движения лесовозных автопоездов может быть достигнуто

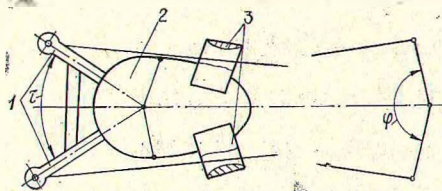


Рис. 2. Схема системы управления лесовозного автопоезда

за счет улучшения их маневренных свойств при использовании системы управления копирного типа. Конструктивная схема системы управления копирного типа представлена на рис. 2 и включает профильный подрамник 2, жестко закрепленный на задней поперечине тягача, и

балки 1, на концах которых крепятся тросы управления. По обеим сторонам профильного подрамника симметрично его продольной оси установлены коробчатые ограничители 3, через которые пропущены тросы управления. При движении по прямой тросы не касаются профильной поверхности подрамника. Такое их закрепление позволяет на начальной стадии входа автопоезда в поворот свести к минимуму угол поворота прицепа-ропуски относительно дышла и исключить, таким образом, его внешнее отклонение относительно траектории тягача. С увеличением угла поворота тягача трос начинает обкатываться по профильной поверхности подрамника, обеспечивая необходимый поворот прицепа-ропуски.

С использованием разработанной математической модели дана оценка влияния конструктивных параметров сцепок на кинематику и динамику криволинейного движения лесовозного автопоезда.

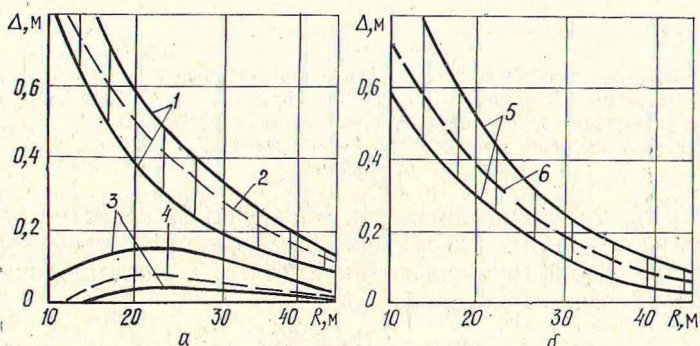


Рис. 3. Теоретические и экспериментальные зависимости внутреннего (а) и внешнего (б) смещения прицепа-ропуски: 1, 2 — граничные кривые экспериментальных данных и теоретическая кривая внутреннего смещения прицепа-ропуски относительно траектории середины задней оси тягача при крестообразной сцепке; 3, 4 — то же при разработанной сцепке; 5, 6 — то же для внешнего смещения при крестообразной сцепке

На рис. 3 приведены теоретические и экспериментальные зависимости изменения внутреннего и внешнего смещений прицепа-ропуски относительно середины задней оси тягача от радиусов поворота. Для автопоезда с крестообразной сцепкой с уменьшением радиусов поворота внутреннее и внешнее смещения прицепа-ропуски возрастают. Использование системы управления копирного типа позволяет полностью исключить внешнее смещение прицепа-ропуски и в 2,0—2,5 раза уменьшить внутреннее.

Зависимости максимальных усилий в тросах управления и моментов сопротивления повороту, действующих на тягач со стороны сцепки, представлены на рис. 4. Из них видно, что с увеличением нагрузки на рейс и уменьшением радиусов поворотов усилия в тросах и моменты сопротивления возрастают. Использование системы управления копирного типа позволяет в среднем на 9...15 % снизить максимальные усилия в тросах управления, а максимальный момент сопротивления, действующий на тягач со стороны сцепки, уменьшить в 2,5 раза.

Расхождения расчетных и экспериментальных данных при оценке кинематических параметров не превышают 10...17 %, расхождения при оценке динамической нагруженности находятся в пределах 12...18 %.

Таким образом, разработанная математическая модель динамики криволинейного движения лесовозного автопоезда дает возможность

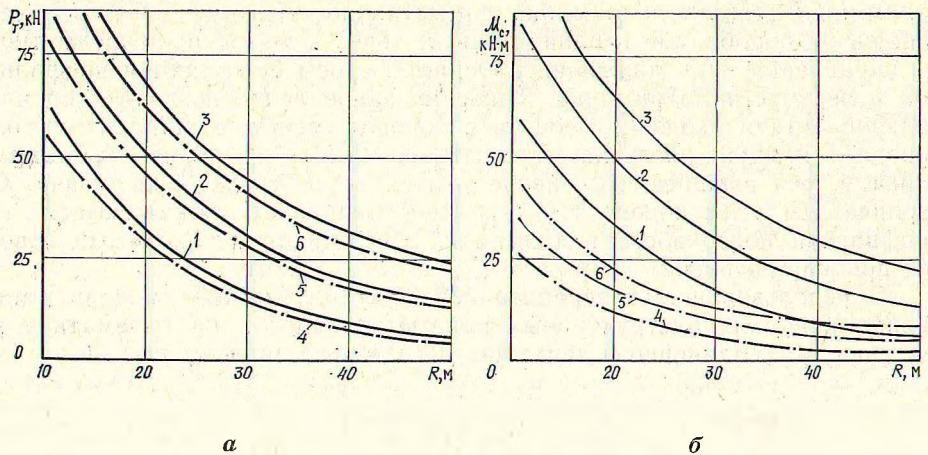


Рис. 4. Максимальные усилия в тросах (а) и максимальные моменты сопротивления повороту, действующие на тягач со стороны сцепки (б) при движении лесовозного автопоезда на повороте: 1, 4 — соответственно для крестообразной и разработанной сцепки при нагрузке на рейс $Q = 15 \text{ м}^3$; 2, 5 — то же при $Q = 20 \text{ м}^3$; 3, 6 — то же при $Q = 25 \text{ м}^3$

на стадии проектирования оценивать маневренные свойства лесовозных автопоездов и определять нагруженность элементов систем управления, в зависимости от конструктивных параметров и режима движения лесовозного автопоезда на повороте.

ЛИТЕРАТУРА

- [1]. Жуков А. В., Кодолко Л. И. Основы проектирования специальных лесных машин с учетом их колебаний.— Мн.: Наука и техника, 1978.— 264 с. [2]. Закин Я. Х. Прикладная теория движения автопоезда.— М.: Транспорт, 1967.— 255 с. [3]. Кирильчик А. И. Повышение эффективности вывозки древесины лесовозным автопоездом при использовании системы управления прицепом-роспуском копирного типа: Автореф. дис... канд. техн. наук.— Мн., 1986.— 22 с. [4]. Лахно В. П. Методика расчета крестообразной сцепки автомобиля с роспуском // Тр. / ЦНИИМЭ.— Химки, 1973.— Вып. 132.— С. 85—89.

Поступила 2 марта 1988 г.

УДК 630*114.11 : 630*114.444 : 631.62

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ ПЛОТНОСТИ ОСУШАЕМЫХ ТОРФЯНИКОВ

Н. П. КОВАЛЕНКО, О. И. ДАНЧЕНКО, А. Д. ХУДЯКОВ

Архангельский лесотехнический институт

Периоду освоения торфяников для нужд сельского и лесного хозяйства предшествуют осушительные мероприятия [2, 6, 8], цель которых — регулирование водного режима [4, 8, 10]. Осушение изменяет потенциал влаги в торфяной водонасыщенной системе, что вызывает нарушение естественного равновесного состояния торфяников и их существенные деформации [3, 7, 9].

В работе [1] показано, что при уменьшении влажности торфа от максимальной полной влагоемкости ω_{max} до минимальной ω_{min} деформации торфяных отложений происходят под действием гравитационного потенциала (P_r), при уплотнении — под воздействием каркасно-капиллярного потенциала (P_k). Для определения изменения влажно-