

поперечного сечения которой равен сумме моментов инерции поперечных сечений хлыстов, а масса равна сумме масс хлыстов. Определение параметров модели пакета хлыстов с помощью изложенной методики не вызывает затруднений.

ЛИТЕРАТУРА

[1]. Богуславский П. Е. Металлические конструкции грузоподъемных машин и сооружений. М., Машгиз, 1961. [2]. Гастев Б. Г., Мельников В. И. Основы динамики лесовозного подвижного состава. М., «Лесная промышленность», 1967. [3]. Тимошенко С. П. Колебания в инженерном деле. М., «Наука», 1967.

Поступила 10 декабря 1973 г.

УДК 629.1

К ВОПРОСУ О СОВЕРШЕНСТВОВАНИИ МЕТОДИКИ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ ВЕРТИКАЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ ЛЕСОВОЗНЫХ АВТОПОЕЗДОВ

А. В. ЖУКОВ

Белорусский технологический институт

Рассматривается новая расчетная модель лесовозного автопоезда, учитывающая нелинейность подвески его осей и некоторые другие, не учитываемые ранее факторы. Дан пример ее использования для автопоезда МАЗ-509 + ТМЗ-803.

Лесовозный автопоезд — многомассовая динамическая система со многими степенями свободы. Учет даже основных из них приводит к системе дифференциальных уравнений, имеющей не менее четырех—пяти степеней свободы [2]. Решение их весьма трудоемко, и наиболее приемлемы численные методы решения на ЭЦВМ.

В целях доведения точности расчета вертикальных колебаний до уровня, близко соответствующего экспериментальным замерам, нами совместно с Минским автозаводом составлена динамическая модель лесовозного автопоезда, учитывающая некоторые факторы, ранее не принимавшиеся во внимание.

Расчетная схема для исследования вертикальных колебаний лесовозного автопоезда, состоящая из двухосного тягача и двухосного с рессорно-балансирной подвеской прицепа-ропуса, показана на рис. 1. Она учитывает продольные упругие перемещения подрессоренной массы тягача x_1 и пакета хлыстов с прицепом x_2 , обусловленные применением продольных сил взаимодействия колес с поверхностью дороги [1], возможное вертикальное подрессоривание коника тягача (c_5, k_5) и продольную упругую связь тягача с прицепом-ропуском (c_6, k_6). Некоторые другие принятые допущения общеприняты [2], [3]. Скорость движения машин считается установившейся.

Как видно из рис. 1, система имеет одиннадцать степеней свободы: $z_1, \theta_1, x_1, \xi_1, \xi_2, z_2, z_3, z_4, x_2, \xi_3, \xi_4$.

Уравнения вертикальных колебаний автопоездов, составленные с использованием принципа Даламбера, имеют следующий вид:

$$\begin{aligned} F_{Mz1} - F_{n1} - F_{n2} + F_5 &= 0; \\ F_{Mz2} + F_{Mz4} - F_5 - F_{n34} + F_{np} &= 0; \\ F_{Mz3} - F_{np} &= 0; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 F_{m1\xi_1} + F_{n1} - F_{w1} &= 0; \\
 F_{m2\xi_2} + F_{n2} - F_{w2} &= 0; \\
 F_{m34\xi} + F_{n34} - F_{w3} - F_{w4} &= 0; \\
 M_{\theta 1} - l_1 F_{n1} + l_2 F_{n2} + h_5 F_5 - (l_2 - l_0) F_5 + h_1 F_{M1x1} + \\
 + h_2 F_{m2x1} + h_6 F_4 + h_1 F_{x1} + h_2 F_{x2} &= 0; \\
 M_{\theta 2} - (l_3 + l_0) F_5 + l_4 F_{n34} + h_3 F_{m34x2} + h_3 F_{x3} + \\
 + h_3 F_{x4} + h_4 F_6 &= 0; \\
 M_{34\theta} - l_5 (F_{w3} - F_{w4}) &= 0; \\
 F_{Mx1} + F_{M1x1} + F_{m2x1} + F_{x1} + F_{x2} + F_4 - F_6 &= 0; \\
 F_{Mx2} + F_{M34x2} + F_{x3} + F_{x4} + F_6 &= 0,
 \end{aligned} \tag{1}$$

где

$$\begin{aligned}
 F_{Mz1} &= \ddot{M}_1 \ddot{z}_1; \quad F_{Mz2} = \ddot{M}_2 \ddot{z}_2; \quad F_{Mz3} = \ddot{M}_3 \ddot{z}_3; \\
 F_{Mz4} &= \ddot{M}_4 \ddot{z}_4; \quad F_{Mx1} = \ddot{M}_1 \ddot{x}_1; \quad F_{Mx2} = (\ddot{M}_2 + \ddot{M}_3 + \ddot{M}_4) \ddot{x}_2; \\
 F_{m\xi_1} &= m_1 \ddot{\xi}_1; \quad F_{m\xi_2} = m_2 \ddot{\xi}_2; \quad F_{m34\xi} = (m_3 + m_4) \ddot{\xi}_{34}; \\
 F_{m1x1} &= m_1 (h_1 \ddot{\theta}_1 + \ddot{x}_1); \quad F_{m2x1} = m_2 (h_2 \ddot{\theta}_3 + \ddot{x}_1); \\
 F_{m34x2} &= (m_3 + m_4) \left(h_3 \frac{\ddot{z}_2 - \ddot{z}_4}{l_3 + l_4 + l_0} + \ddot{x}_2 \right); \quad M_{\theta 1} = I_1 \ddot{\theta}_1; \\
 M_{\theta 2} &= M_2 (l_3 + l_0) \ddot{z}_2 - M_4 l_4 \ddot{z}_4; \quad M_{34\theta} = m_3 l_5 \ddot{\xi}_8 - m_4 l_5 \ddot{\xi}_4; \\
 F_{n1} &= F_{c1} + F_{k1} + F_{np1}; \quad F_{n2} = F_{c2} + F_{k2} + F_{np2}; \\
 F_{n34} &= F_{c3} + F_{k3} + F_{np3}; \\
 F_{np} &= F_{cx} + F_{kx}; \quad F_{w1} = F_{cw1} + F_{kw1}; \quad F_{w2} = F_{cw2} + F_{kw2}; \\
 F_{w3} &= F_{cw3} + F_{kw3}; \quad F_{w4} = F_{cw4} + F_{kw4}; \quad F_5 = F_{c5} + F_{k5}; \\
 F_6 &= F_{c6} + F_{k6}; \quad F_4 = F_{c4} + F_{k4}; \\
 F_{x1} &= (F_{w1} + F_{01}) \frac{\dot{q}_1}{\dot{x}_1 + v} + F_{w1} f; \\
 F_{x2} &= (F_{w2} + F_{02}) \frac{\dot{q}_2}{\dot{x}_1 + v} + F_{w2} f; \\
 F_{x3} &= (F_{w3} + F_{03}) \frac{\dot{q}_3}{\dot{x}_2 + v} + F_{w3} f; \\
 F_{x4} &= (F_{w4} + F_{04}) \frac{\dot{q}_4}{\dot{x}_2 + v} + F_{w4} f.
 \end{aligned} \tag{2}$$

В формулы (2) входят обозначения, смысл большинства которых ясен из рис. 1, и только некоторые требуют разъяснения:

f — коэффициент сопротивления качению;

q_i — высота неровностей дороги под колесами i -той оси ($i = 1, 2, 3, 4$);

M_1 — поддрессоренная масса тягача;

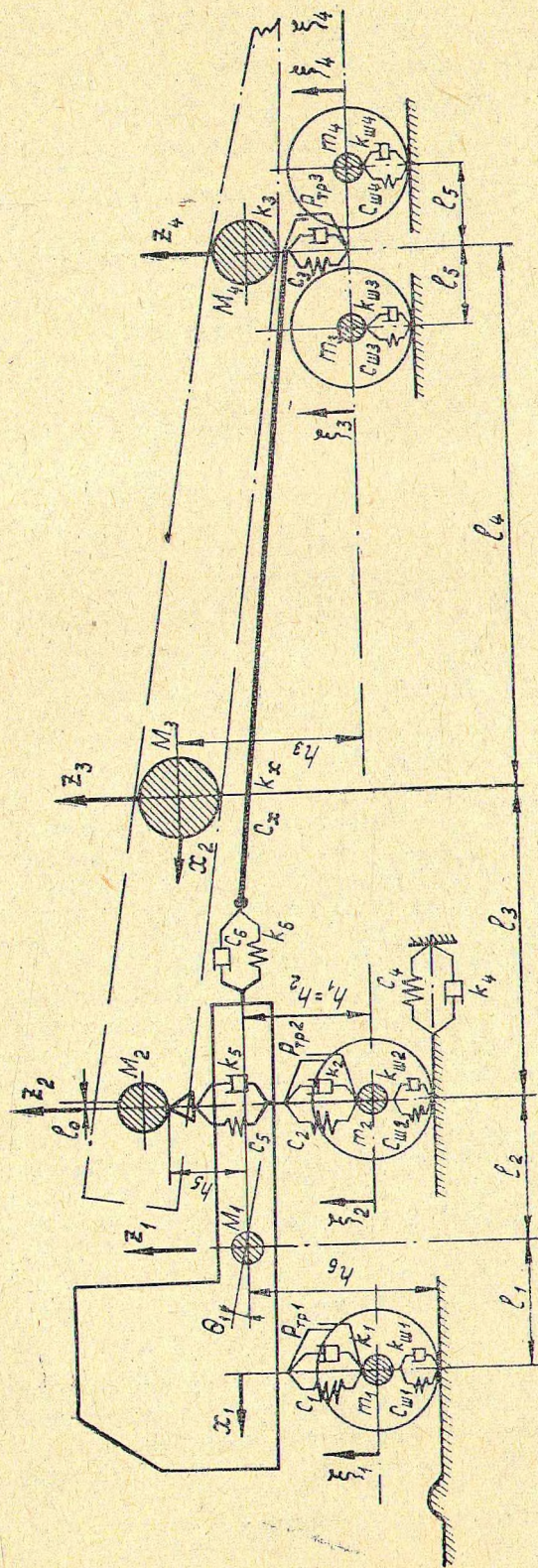


Рис. 1. Схема, эквивалентная колебаниям лесовозного автопоезда в продольной вертикальной плоскости.

M_2 — часть массы пакета хлыстов, приведенная к конику автомобиля [2];

M_3 — часть массы пакета хлыстов, приведенная к центру его тяжести;

M_4 — часть массы пакета хлыстов и массы прицепа-ропуса, приведенная к оси, совпадающей с осью его коника;

F_{oi} — вертикальные статические нагрузки на i -той оси автопоезда.

Упругие характеристики подвесок тягача и прицепа-ропуса задаются численными значениями деформаций f_{cni} при соответствующих силах P_{cni} , причем производится сдвиг координат на величину статической нагрузки. Деформации рессор равны:

$$\begin{aligned} z_{n1} &= \xi_1 - z_1 - l_1 \Theta_1; & z_{n2} &= \xi_2 - z_1 + l_2 \Theta_1; \\ z_{n3} &= \xi_{3,4} - z_4; & \xi_{3,4} &= \frac{\xi_3 + \xi_4}{2}. \end{aligned}$$

Характеристики вязкого сопротивления подвесок задаются координатами $F_{ki} - z_{ni}$ для этой цели обычно достаточно 10—12 точек.

Характеристики сухого трения подвесок F_{tpi} задаются значениями $F_{tpi} = \text{const}$ при $\dot{z}_{ni} = \pm 0,04$ м/с.

Упругие характеристики шин представляются в виде кусочно-линейной функции и определяются значениями сил F_{csi} при соответствующих деформациях шин $z_{wi} = q_i - \xi_i$.

Характеристики сопротивления шин F_{kwi} в большинстве случаев линейные и задаются коэффициентами k_{wi} .

Уравнения (1) учитывают упругую характеристику и характеристику продольной амортизации трансмиссии и шин, приведенные к колесам (F_{c4} и F_{k4}). Они также линейные и задаются соответственно коэффициентами c_4 и k_4 . Силам F_{c4} и F_{k4} соответствуют перемещения и скорости $(x_1 + h_1 \Theta_1)$ и $(\dot{x}_1 + h_1 \dot{\Theta}_1)$.

Аналогичным образом задаются упругие характеристики и характеристики вязких сопротивлений подпружинивания коника, сцепного устройства и пакета хлыстов (F_{c5} , F_{k5} , F_{c6} , F_{k6} , F_{cx} , F_{kx}). Силы F_{c5} , F_{k5} , F_{c6} , F_{k6} для лесовозного автопоезда обычно в силу его конструктивных особенностей в расчет не принимаются и в расчетной модели учтены для большей общности.

Микропрофиль дороги задается точками через определенный шаг Δh . Промежуточные точки вычисляются с помощью интерполяционной формулы Ньютона.

Если точка касания передних колес с дорогой отстоит от начала координат на расстоянии $vt + x_1$, то точка касания колес второй оси ($i=2$) отстоит от начала координат на расстоянии $vt + x_1 - l_1 - l_2$, третья ось ($i=3$) — $vt + x_1 - l_1 - l_2 - l_3 - l_4 - l_5 + x_2$; четвертая ось ($i=4$) — $vt + x_1 - l_1 - l_2 - l_3 - l_4 + l_5 + x_2$.

При решении задачи кроме перемещений, скоростей и ускорений масс автопоезда могут быть определены динамические давления колес на дорогу, количество пробоев подвески, а также путь, пройденный колесами осей в отрыве от дороги в соответствии со следующими условиями:

$$\xi_1 - z_1 - l_1 \Theta_1 \leq A_1; \quad \xi_2 - z_2 + l_2 \Theta_1 \leq A_2; \quad \xi_{3,4} - z_4 \leq A_3.$$

Описанная методика была применена нами при исследовании вертикальной динамики лесовозного автопоезда МАЗ-509 + ТМЗ-803

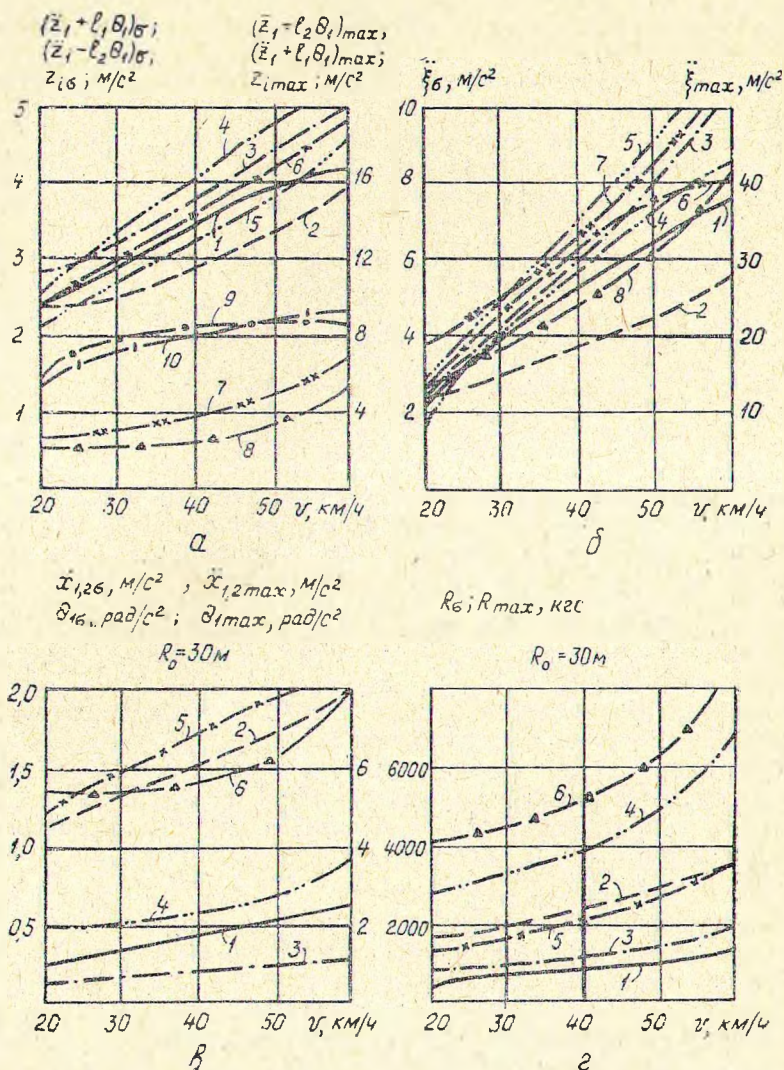


Рис. 2. Зависимости показателей вертикальных, продольных и продольно-угловых колебаний автопоезда от скорости движения (гравийное покрытие, $\sigma_n = 0,82$ см).

а - 1 - $(\ddot{z}_1 + l_1 \ddot{\theta}_1)_{\max}$; 2 - $(\ddot{z}_1 + l_1 \ddot{\theta}_1)_{\sigma}$; 3 - $(\ddot{z}_1 - l_2 \ddot{\theta}_1)_{\sigma}$; 4 - $(\ddot{z}_1 - l_2 \ddot{\theta}_1)_{\max}$; 5 - $\ddot{z}_{2\sigma}$; 6 - $\ddot{z}_{2\max}$; 7 - $\ddot{z}_{3\max}$; 8 - $\ddot{z}_{3\sigma}$; 9 - $\ddot{z}_{4\sigma}$; 10 - $\ddot{z}_{4\max}$;
 б - 1 - $\ddot{\xi}_{1\max}$; 2 - $\ddot{\xi}_{1\sigma}$; 3 - $\ddot{\xi}_{2\max}$; 4 - $\ddot{\xi}_{2\sigma}$; 5 - $\ddot{\xi}_{3\max}$; 6 - $\ddot{\xi}_{3\sigma}$; 7 - $\ddot{\xi}_{4\max}$;
 в - 1 - $\ddot{\xi}_{4\sigma}$; 8 - 1 - $x_{1\sigma}$; 2 - $x_{1\max}$; 3 - $x_{2\sigma}$; 4 - $x_{2\max}$; 5 - $\theta_{1\sigma}$; 6 - $\theta_{1\max}$;
 г - 1 - $R_{1\sigma}$; 2 - $R_{1\max}$; 3 - $R_{2\sigma}$; 4 - $R_{2\max}$; 5 - $R_{3\sigma}$; 6 - $R_{3\max}$.

с полной нагрузкой. Рассматривалось движение автопоезда по дорогам с грунтовым и гравийным покрытиями.

На рис. 2 приведены показатели вертикальных и продольно-угловых колебаний системы при ее движении по гравийной дороге. Из рисунка видно, что с увеличением скорости движения как максимальные, так и средние квадратичные показатели колебаний автопоезда возрастают, однако характер их увеличения различен.

Например, вертикальные ускорения подрессоренной массы тягача ($\ddot{z}_1 + l_1 \ddot{\theta}_1$) и ($\ddot{z}_1 - l_2 \ddot{\theta}_1$) — рис. 2, а, кривые 1—4, имея примерно одинаковую интенсивность возрастания с увеличением v , резко отличаются по характеру изменения от ускорений $\ddot{z}_3$ и $\ddot{z}_4$ (кривые 7—10). Характерно, что по абсолютным значениям ускорения тягача больше (средние квадратичные — до 5—6 м/с², максимальные — до 20—25 м/с² при $v=60$ км/ч), чем пакета хлыстов и подрессоренного (в общем случае) прицепа-ропуса (кривые 7—10). При этом у прицепа ускорения $\ddot{z}_4$ (как средние квадратичные, так и максимальные) при скорости движения более 40 км/ч возрастают менее интенсивно. Вертикальные ускорения $\ddot{z}_3$ центра тяжести пакета хлыстов при $v > 50$ км/ч начинают резко увеличиваться.

Как видно из рис. 2, б вертикальные ускорения неподрессоренных масс автопоезда имеют широкий диапазон изменения ($\ddot{\xi}_i$ — от 1,8 до 6,3 м/с²; $\ddot{\xi}_{i\max}$ — от 12 до 60 м/с² при $v=60$ км/ч). Наиболее нагруженными оказываются элементы ходовой системы прицепа-ропуса (кривые 5—8 на рис. 2, б). Появлением значительных ускорений $\ddot{\xi}_8$ и $\ddot{\xi}_4$ объясняется также наличие наибольших динамических давлений под колесами осей прицепа (рис. 2, г, кривые 5 и 6).

Предлагаемая методика позволяет оценить величины и характер изменения продольных ускорений и перемещений тягача x_1 и прицепа с грузом x_2 , появляющихся как результат воздействия от микрорельефа дороги.

Рис. 2, в показывает, что продольные ускорения выше у тягача, чем у прицепа-ропуса (кривые 1—4).

Для тягача характерен большой разрыв между средними квадратичными и максимальными величинами x_1 , что говорит о наличии значительных единичных выбросов продольных ускорений. Для прицепа-ропуса и пакета хлыстов указанный разрыв значительно меньше.

На рис. 3 для сравнения приведены рассмотренные выше зависимости для того же автопоезда, но для другого участка дороги с грунтовым покрытием. Общий уровень вертикальных ускорений подрессоренных масс автопоезда находится в тех же пределах, что и на гравийной дороге (рис. 3, а). Правда, характер изменения кривых различен. Так, если максимальные ускорения прицепа-ропуса на гравийной дороге имели невысокий уровень, то для участка с грунтовым покрытием (кривая 9) ускорение $\ddot{z}_{4\max}$ значительно больше. Ускорения под задней осью тягача и около его коника при движении по обоим участкам дорог изменяются в близких пределах, однако на грунтовой дороге они все же выше (рис. 3, кривые 6 и 7).

Если ускорения подрессоренных масс на гравийном шоссе и грунтовой дороге различаются не сильно, то вертикальные ускорения неподрессоренных масс в последнем случае значительно больше (до 98 м/с² для задней оси автопоезда при $v=60$ км/ч, рис. 3, б, кривая 6). Оси прицепа нагружены несколько меньше (кривые 7, 8 и 3, 4).

Значительно больше по абсолютной величине для грунтовой дороги продольные и продольно-угловые ускорения автопоезда, а также динамические давления на дорогу (рис. 3, г).

Анализ данных расчета для автопоезда МАЗ-509+ТМЗ-803 указывает на широкие возможности предлагаемой методики. С применением ее может быть решен круг важных вопросов, связанных с коле-

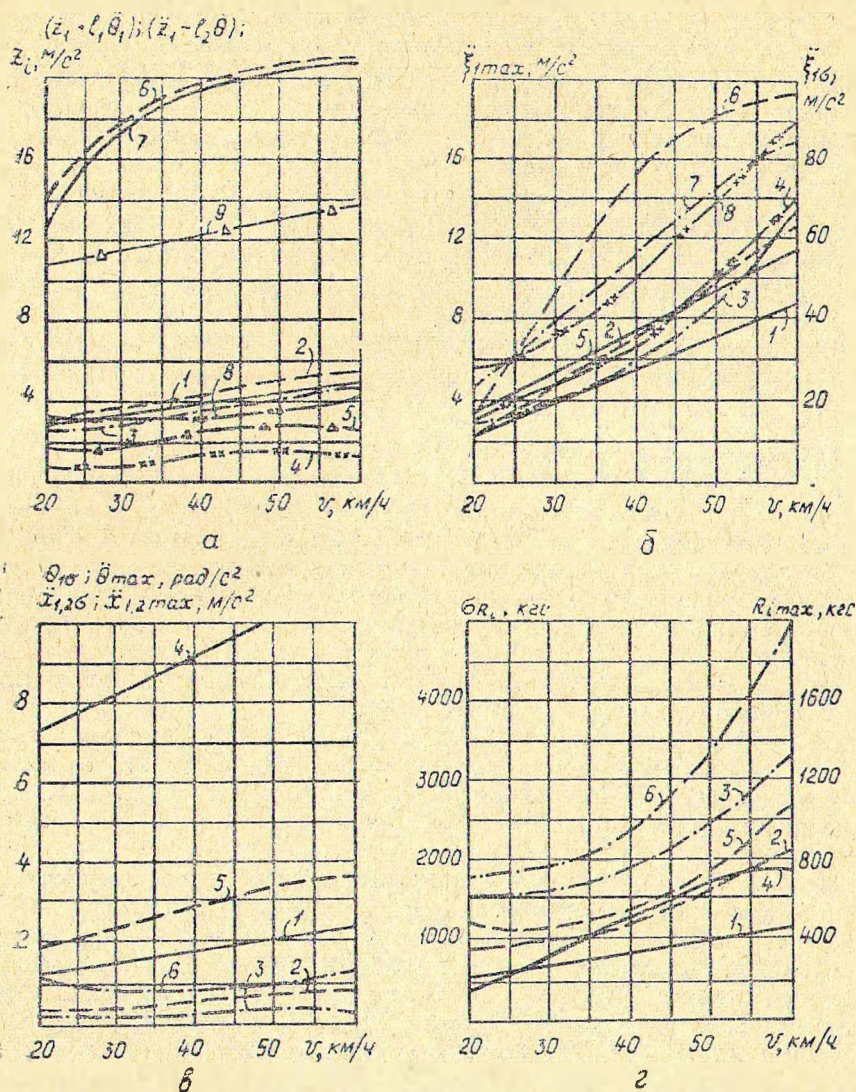


Рис. 3. Зависимости показателей вертикальных, продольных и продольно-угловых колебаний автопоезда от скорости движения (грунтовое покрытие, $\sigma_n = 1,77$ см).

- а — 1 — $(\ddot{z}_1 + l_1 \ddot{\theta}_1)_\sigma$; 2 — $(\ddot{z}_1 - l_2 \ddot{\theta}_1)_\sigma$; 3 — $\ddot{z}_{2\sigma}$; 4 — $\ddot{z}_{3\sigma}$; 5 — $\ddot{z}_{4\sigma}$; 6 — $(\ddot{z}_1 - l_2 \ddot{\theta}_1)_{\max}$; 7 — $\ddot{z}_{2\max}$; 8 — $\ddot{z}_{3\max}$; 9 — $\ddot{z}_{4\max}$; б — 1 — $\ddot{\theta}_{1\sigma}$; 2 — $\ddot{\theta}_{2\sigma}$; 3 — $\ddot{\theta}_{3\sigma}$; 4 — $\ddot{\theta}_{4\sigma}$; 5 — $\ddot{\theta}_{1\max}$; 6 — $\ddot{\theta}_{2\max}$; 7 — $\ddot{\theta}_{3\max}$; 8 — $\ddot{\theta}_{4\max}$; в — 1 — $\ddot{x}_{1\sigma}$; 2 — $\ddot{x}_{2\sigma}$; 3 — $\ddot{x}_{3\sigma}$; 4 — $\ddot{x}_{1\max}$; 5 — $\ddot{x}_{2\max}$; 6 — $\ddot{x}_{3\max}$; г — 1 — $R_{1\sigma}$; 2 — $R_{2\sigma}$; 3 — $R_{3\sigma}$; 4 — $R_{1\max}$; 5 — $R_{2\max}$; 6 — $R_{3\max}$

баниями лесотранспортных систем. Приведенные данные могут быть использованы при проектировании новых типов автопоездов.

Учет нелинейности подвески, продольных колебаний звеньев автопоезда и других факторов позволил значительно повысить точность расчетов.

ЛИТЕРАТУРА

- [1]. Беленький Ю. Ю. Влияние отдельных параметров на колебание автопоезда, состоящего из тяжелого тягача и полуприцепа. Автореф. дис. на соиск. учен. степени канд. техн. наук. Минск, 1967. [2]. Гастев Б. Г., Мельников В. И. Основы динамики лесовозного подвижного состава. М., «Лесная промышленность», 1967. [3]. Ротенберг Р. В. Подвеска автомобиля и его колебаний. Машгиз, 1972.

Поступила 28 марта 1975 г.

УДК 629.1

ОПРЕДЕЛЕНИЕ СУММАРНЫХ РАДИАЛЬНЫХ РЕАКЦИЙ НА КОЛЕСА АВТОВОЗА С УЧЕТОМ ЖЕСТКОСТИ ПОДВЕСКИ И ШИН

П. Ф. МАРЧЕНКО

Архангельский лесотехнический институт

Изложена методика расчета радиальных реакций на колеса с учетом конструктивных особенностей, деформации подвески и шин автовоза.

Использование известного метода расчета суммарных радиальных реакций на колеса автовоза приводит к существенной разнице между расчетными и действительными их величинами. Эта разница особенно ощутима при резком торможении или разгоне, так как при этом не учитывается жесткость упругих элементов подвески и шин.

Ниже излагается методика расчета суммарных радиальных реакций на колеса автовоза с учетом жесткости упругих элементов подвески и шин.

Весовые параметры и координаты центра тяжести автовоза определяются в статическом положении на горизонтальной площадке. При движении автовоза под действием крутящего момента M_k на ведущих колесах и реактивного момента M'_p главной передачи или тормозного момента M_t перераспределяются суммарные радиальные реакции на передние и задние колеса. Это перераспределение сопровождается продольным креном автовоза на угол β вследствие деформации упругих элементов подвески и шин. Автовозы, как известно, имеют независимую подвеску свечного типа, и продольный крен его вызывает изменение координат центра тяжести.

Рассмотрим ускоренное движение автовоза с грузом на подъем под углом α (рис. 1). В этом случае момент M_n , вызывающий перераспределение суммарных реакций на передние и задние колеса, выражается так:

$$M_n = M_k + M'_p;$$

где

$$M_k = X_2 r_d + M_{f_1} + M_{f_2}.$$

Величина тангенциальных реакций

$$X_1 = \frac{M_{f_1} + M_{f_2}}{r_d};$$

$$X_2 = P_{jx} + G_a \sin \alpha + P_w + X_1.$$