

III. СУХОПУТНЫЙ ТРАНСПОРТ ЛЕСА

А.В. Жуков, К.Б. Абрамович,
Л.И. Кадолко, А.И. Смеян,
В.П. Шишло, А.С. Петрович

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ МИКРОРЕЛЬЕФА ДОРОГ И ПАРАМЕТРОВ ЛЕСОВОЗНОГО АВТОПОЕЗДА НА ЕГО УСТОЙЧИВОСТЬ ПРОТИВ БОКОВЫХ ЗАНОСОВ

Устойчивость лесовозного автопоезда против боковых заносов определяется сцеплением осей системы с дорогой в боковом направлении. При потере сцепления с дорогой одной из осей автопоезда в случае действия боковых сил происходит сдвигание элементов автопоезда в боковом направлении.

Рассмотрим установившееся движение по кривой постоянного радиуса R_0 (боковая эластичность шин в расчет не принимается) [1]. За критерий устойчивости автопоезда в боковом направлении принимаем сдвиг одной из его осей в боковом направлении под действием центробежных сил.

Боковая удерживающая сила i -той оси автопоезда равна

$$Y_i = (R_{стi} + R_{\Sigma i}) \varphi, \quad (1)$$

где $R_{стi}$ — вертикальная реакция i -той оси от статической нагрузки; $R_{\Sigma i}$ — суммарная динамическая реакция i -той оси автопоезда; φ — коэффициент сцепления.

Суммарная динамическая реакция на каждой из осей автопоезда изменяется по времени и зависит от скорости движения, параметров системы и других факторов, которые в свою очередь в основном определяются интенсивностью и характером колебаний тягача и прицепа — роспуска с хлыстами при движении по неровной дороге.

Причем

$$R_{\Sigma i} = R_{\Sigma i}^B(t) + R_{\Sigma i}^N(t),$$

где $R_{\Sigma i}^B$ и $R_{\Sigma i}^N$ — динамические реакции соответственно от вертикальных и поперечно-угловых колебаний автопоезда.

Ввиду того, что основное влияние на изменение вертикальных динамических реакций оказывают колебания системы в продольной вертикальной плоскости [2], ограничимся рассмотрением влияния на боковую устойчивость автопоезда его вертикальных колебаний.

Расчетная схема, эквивалентная вертикальным и продольно-угловым колебаниям лесовозного автопоезда, состоящего из двухосного тягача и двухосного с балансирной подвеской прицепа-ропуска, показана на рис. 1, схема сил — на рис. 2.

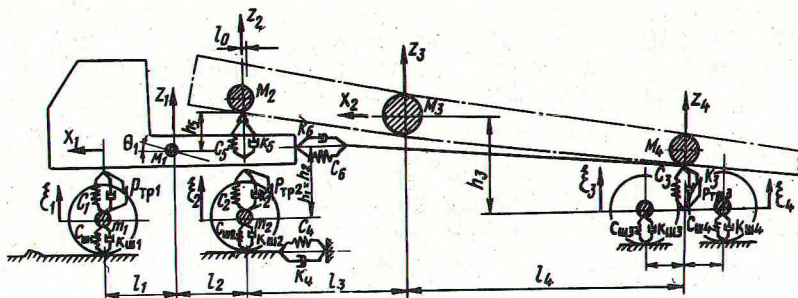


Рис. 1. Схема, эквивалентная колебаниям автопоезда в продольной вертикальной плоскости.

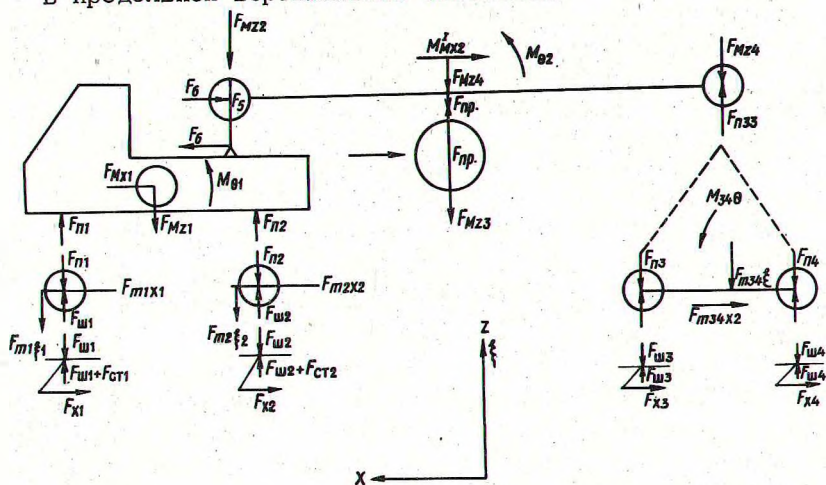


Рис. 2. Схема действия сил.

Расчетная схема составлена с учетом изгибных упругих деформаций пакета хлыстов. Учитываются неподдрессоренные массы, продольная упругость и амортизация трансмиссии тягача.

Система, представленная на рис. 1, имеет одиннадцать степеней свободы, которые описываются, как видно из схемы, следующими обобщенными координатами:

$$z_1; \theta_1; x_1; \xi_1; \xi_2; z_2; z_3; z_4; x_2; \xi_3; \xi_4.$$

Составленные с помощью принципа Даламбера уравнения вертикальных и продольно-угловых колебаний автопоезда имеют следующий вид:

$$\left. \begin{aligned} F_{Mz1} - F_{n1} - F_{n2} + F_5 &= 0; \\ F_{Mz2} + F_{Mz4} - F_5 - F_{n34} + F_{np} &= 0; \\ F_{Mz3} - F_{np} &= 0; \\ F_{m1\xi_1} + F_{n1} - F_{ш1} &= 0; \\ F_{m2\xi_2} + F_{n2} - F_{ш2} &= 0; \\ F_{m34\xi_3} + F_{n34} - F_{ш3} - F_{ш4} &= 0; \\ M_{\theta 1} - l_1 F_{n1} + l_2 F_{n2} + h_5 F_6 - (l_2 - l_1) F_5 + h_1 F_{m1x1} + \\ + h_2 F_{m2x1} + h_6 F_4 + h_1 F_{x1} + h_2 F_{x2} &= 0; \\ M_{\theta 2} - (l_3 - l_1) F_5 + l_4 F_{n34} + h_3 F_{m34x2} + h_3 F_{x3} + \\ + h_3 F_{x4} &= 0; \\ M_{34\theta} - l_5 (F_{ш3} - F_{ш4}) &= 0; \\ F_{mx1} + F_{m1x1} + F_{m2x1} + F_{x1} + F_{x2} - F_6 &= 0; \\ F_{mx2} + F_{m34x2} + F_{x3} + F_{x4} + F_6 &= 0; \end{aligned} \right\} (2)$$

где

$$\begin{aligned} F_{Mz1} &= M_1 \ddot{z}_1; \quad F_{Mz2} = M_2 \ddot{z}_2; \quad F_{Mz3} = M_3 \ddot{z}_3; \\ F_{Mz4} &= M_4 \ddot{z}_4; \quad F_{Mx1} = M_1 \ddot{x}_1; \quad F_{Mx2} = (M_2 + M_3 + M_4) \ddot{x}_2; \\ F_{m\xi_1} &= m_1 \ddot{\xi}_1; \quad F_{m\xi_2} = m_2 \ddot{\xi}_2; \quad F_{m34\xi_3} = (m_3 + \\ + m_4) \ddot{\xi}_3; \\ F_{m1x1} &= m_1 (h_1 \ddot{\theta}_1 + \ddot{x}_1); \quad F_{m2x1} = m_2 (h_2 \ddot{\theta}_1 + \ddot{x}_1); \end{aligned}$$

$$F_{m34x2} = (m_3 + m_4) \left(h_3 \frac{\ddot{z}_2 - \ddot{z}_4}{l_3 + l_4 + l_0} + \ddot{x}_2 \right);$$

$$M_{\theta 1} = I_1 \ddot{\theta}_1;$$

$$M_{\theta 2} = M_2 (l_3 + l_0) \ddot{z}_2 - M_4 l_4 \ddot{z}_4; \quad M_{34\theta} = m_3 l_5 \ddot{\xi}_3 - m_4 l_5 \ddot{\xi}_4;$$

$$F_{x1} = (F_{ш1} + F_{01}) \frac{\dot{q}_1}{\dot{x}_1 + v} + F_{ш1} f; \quad F_{x2} = (F_{ш2} + F_{02}) x$$

$$x \frac{\dot{q}_2}{\dot{x}_1 + v} + F_{ш2} f;$$

$$F_{x3} = (F_{ш3} + F_{03}) \frac{\dot{q}_3}{\dot{x}_2 + v} + F_{ш3} f; \quad F_{x4} = (F_{ш4} + F_{04}) x$$

$$x \frac{\dot{q}_4}{\dot{x}_2 + v} + F_{ш4} f,$$

где f — коэффициент сопротивления качению; F_{0i} — вертикальные усилия на колесах соответствующих осей от статических нагрузок; q_i — высота неровностей дороги под i -той осью автопоезда; F_{pi} ; $F_{ши}$; $F_{пр}$; F_4, F_5, F_6 — усилия, возникающие при деформации упругих элементов подвески, шин и др. (рис. 1).

Характеристики упругости, вязкого сопротивления и сухого трения элементов системы задавались нелинейными. Микропрофиль задавался отдельными ординатами с заданным шагом Δh , промежуточные точки находились с помощью формулы Ньютона.

Решение задачи сводилось к определению динамических

R_i^b реакций, которые находились как зависящие от параметров вертикальных колебаний системы суммированием сил $F_{сшj}$ и $F_{кшj}$;

В соответствии с оговоренным ранее, после нахождения суммарных динамических реакций определялось количество N боковых сдвигов каждой из осей автопоезда при движении по данному участку дороги, а также путь s , пройденный колесами в положении бокового сдвига.

Боковой сдвиг определяется условиями

$$(R_{ст1}^B + R_1^B) \varphi \leq \frac{F_{01}}{g} \frac{v^2}{R_0};$$

$$(R_{ст2}^B + R_2^B) \varphi \leq \frac{F_{02}}{g} \frac{v^2}{R_0};$$

$$(R_{ст34}^B + R_{34}^B) \varphi \leq \frac{2F_{03}}{g} \frac{v^2}{R_0},$$

где v — скорость движения автопоезда.

В качестве расчетных были приняты участки бульжной, гравийной, асфальтобетонной и грунтовой дорог. Длина участков 200—250 м.

Задача решалась на ЦВМ "М-220" для лесовозного автопоезда МА3. При ее решении были проанализированы варианты для случаев движения указанного автопоезда по закрытиям дорог с различными типами покрытий и разными скоростями движения; варьировались также параметры системы.

При изучении вопроса о влиянии на боковую устойчивость автопоезда микрорельефа дорог, имеющих различные типы покрытий, выяснилось, что из рассматриваемых участков наибольшее число боковых сдвигов осей системы наблюдалось на дорогах с бульжным и гравийным покрытием. Для этих участков дорог и производилось варьирование параметров системы с целью выяснения их влияния на боковую устойчивость автопоезда. Варьировались также параметры автопоезда l_4 , h_3 , M (рис. 1), а также характеристики подвески осей тягача и прицепа-ропуска.

Анализ цифровых данных показал, что существенное влияние на частоту повторения и длительность боковых заносов автопоезда оказывает изменение расстояния l_4 от центра тяжести пакета до оси балансиров подвески прицепа-ропуска.

Из табл. 1 видно, что боковая устойчивость тягача с увеличением расстояния l_4 улучшается, а прицеп становится хуже. Особенно благоприятно расстояние l_4 влияет на заднюю ось тягача. Если при $l_4 = 2$ м число боковых сдвигов этой оси составляло 30 ($S = 15,00$ м), то при $l_4 = 3,5$ м N равно уже 10 при расстоянии всего 4,0 м. Для оси прицепа —

Таблица 1. Показатели боковых заносов (гравийная дорога ,
 $v = 40$ км/ч, $R_0 = 30$ м)

Варьируемые параметры		Передняя ось		Задняя ось		Ось прицепа	
обозначение	численные значения	N	S, м	N	S, м	N	S, м
l_4 , м	2,0	22	8,5	30	15,0	2	1,0
	2,4	20	8,0	25	11,0	7	3,0
	3,5	18	6,5	10	4,0	10	7,0
h_3 , м	1,0	19	8	17	9,0	13	4,0
	1,5	19	8	17	9,0	12	4,0
	1,8	19	8	17	9,0	13	4,0

при $l_4 = 2$ м N равнялось всего 4 (S = 1,5 м), а при $l_4 = 3,5$ м N = 10 (S = 7,0 м).

Таким образом, можно заключить, что расстояние от центра тяжести прицепа до его задней оси так же как и его база, должно иметь определенное оптимальное значение, учитывающее помимо общепринятых оценочных критериев также и устойчивость автопоезда против боковых заносов.

Для рассматриваемого автопоезда (с учетом его поведения на других участках дорог) следует считать по условиям боковых заносов наилучшим размер l_4 , равный 3,2 м.

Увеличение веса прицепа незначительно, но ухудшает поведение передней оси тягача. Устойчивость задней оси тягача и осей прицепа против боковых заносов возрастает (табл. 1).

К параметру, не оказывающему влияние на устойчивость автопоезда, относится высота центра тяжести прицепа. Однако следует иметь ввиду, что этот вывод распространяется на систему только при рассматриваемом сравнительно небольшом диапазоне изменения расстояния h_3 (табл. 1). Такие выводы объясняются тем, что в данном случае рассматриваются только вертикальные и продольно-угловые колебания системы и не рассматриваются поперечно-угловые.

При анализе результатов вычислений для булыжной и грунтовой дорог получены примерно одинаковые в качественном отношении результаты, однако в количественном — показатели для булыжного шоссе гораздо хуже.

Существенным оказывается влияние на устойчивость автопоезда характеристик подвески, в частности ее жесткость. Это влияние, как следствие вертикальных колебаний системы

на неровной дороге, может проявляться в различной степени. Приведенные на рис. 3 зависимости вертикальных реакций на осях от коэффициентов изменения жесткостей n_2 задней оси тягача и осей прицепа указывают на различный характер изменения динамических давлений на дорогу при изменении n_2 и n_3 . Это различие и отражается в значениях величин N и S .

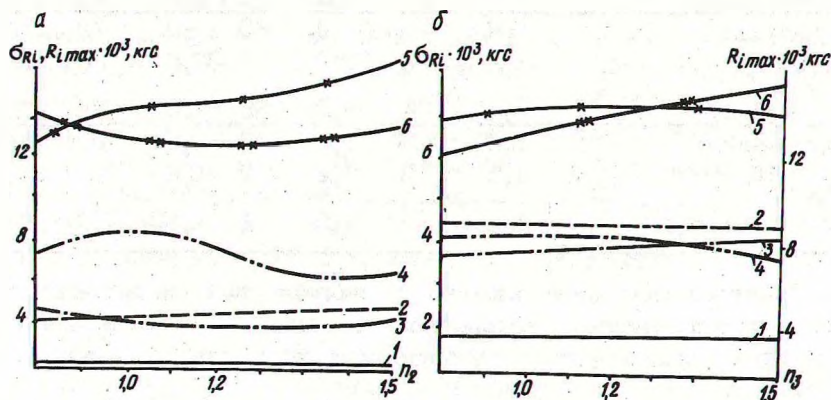


Рис. 3. Зависимости вертикальных реакций на осях автопоезда от коэффициента n_2 жесткости задней подвески тягача (а) и n_3 подвески прицепа (б) (бульжное шоссе, $R_0 = 60 \text{ м}$; $v = 60 \text{ км/ч}$; 1— σ_{R1} ; 2— σ_{R2} ; 3— σ_{R3} 4— R_{\max} ; 5— $R_{2\max}$; 6— $R_{3\max}$.*

Влияние подвески на боковую устойчивость по-разному скажется на дорогах с различными покрытиями (табл. 2).

Из табл. 2 видно, что для скоростей 40 и 60 км/ч на рассматриваемых дорогах изменение величин N и S при изменении n_2 невелико, причем заметно даже некоторое улучшение устойчивости автопоезда при возрастании n_2 . Однако при движении в других условиях увеличение жесткости подвески увеличивает устойчивость системы против боковых заносов. Особенно это касается подвески прицепа-ропуска. Данные исследований показывают, что для прицепа-ропуска целесообразно n_3 принять равным 0,8.

Таблица 2. Показатели боковых заносов

Тип дороги и условия	Варьируемые параметры		Передняя ось тягача		Задняя ось тягача		Ось прицепа роспуска	
	обозначение	численные значения	N	S, м	N	S, м	N	S, м
Гравий	n ₂	0,8	200	8,0	20	9,0	12	4,40
R _о = 30 м		1,2	18	7,0	16	9,0	12	4,2
v = 40 км/ч		1,5	18	7,0	18	8,0	10	4,40
Булыжник	n ₂	0,8	70	59,0	60	63,0	70	51,0
R _о = 60 м		1,2	66	59,0	58	67,0	66	51,0
v = 60 км/ч		1,5	64	60,0	56	68,0	64	52,0
Булыжник	n ₂	0,8	4	1,5	2	0,90	0,0	00,0
R _о = 60 м		1,2	3	1,2	2	0,80	0,0	00,0
v = 40 км/ч		1,5	3	1,0	1	0,80	0,0	00,0

Проведенные исследования позволили оценить влияние на боковую устойчивость лесовозного автопоезда его параметров, скорости движения, радиуса закругления, ровности покрытий дорог.

Примененная методика может быть использована при проектировании лесовозных и других типов автопоездов.

Л и т е р а т у р а

1. Чудаков Е.А. Теория автомобиля. М., 1950. 2. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля. М., 1972.

А.В. Жуков

АНАЛИЗ ХАРАКТЕРИСТИК ДИНАМИЧЕСКИХ ВОЗДЕЙСТВИЙ НА ЛЕСНЫЕ МАШИНЫ ПРИ ПОГРУЗОЧНЫХ И ДРУГИХ ОПЕРАЦИЯХ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА

Ввиду разнообразия лесных машин возможны варианты их работы, связанные с разнообразными операциями технологического процесса по заготовке леса. Различные виды возмущающих воздействий, возникающие при этом, вызывают колебания лесных машин, которые оказывают существенное влияние на важнейшие показатели их работы.