

ЛЕСОЭКСПЛУАТАЦИЯ

УДК 625.2

ИССЛЕДОВАНИЕ ПОПЕРЕЧНО-УГЛОВЫХ КОЛЕБАНИЙ ЛЕСОТРАНСПОРТНЫХ СИСТЕМ С БАЛАНСИРНОЙ ПОДВЕСКОЙ

А. В. ЖУКОВ

(Белорусский технологический институт)

Исследования балансирной подвески лесотранспортных систем освещены в ряде работ. Е. И. Лах [1], [2], как и другие авторы, изучает вертикальную динамику автомобильного прицепа-ропуса, но не затрагивает вопросов поперечно-угловых колебаний системы. В то же время выбор параметров колебаний балансирной подвески весьма важен с точки зрения снижения величины поперечно-угловых перемещений транспортных машин.

В нашей работе дана методика расчета рациональных параметров балансирной подвески и приведены результаты исследований (с помощью ЭЦВМ) поперечно-угловых колебаний транспортной системы с балансирным подвешиванием колес. Рассматриваемую подвеску (рис. 1), по нашему мнению, целесообразно применять на автолесовозном прицепном составе. В отличие от балансирной подвески серийно выпускаемого прицепа-ропуса 2-Р-15, она имеет дополнительный поперечный балансир, на котором коник с хлыстами закрепляется шарнирно в точке O_2 и дополнительно поддрессорируется.

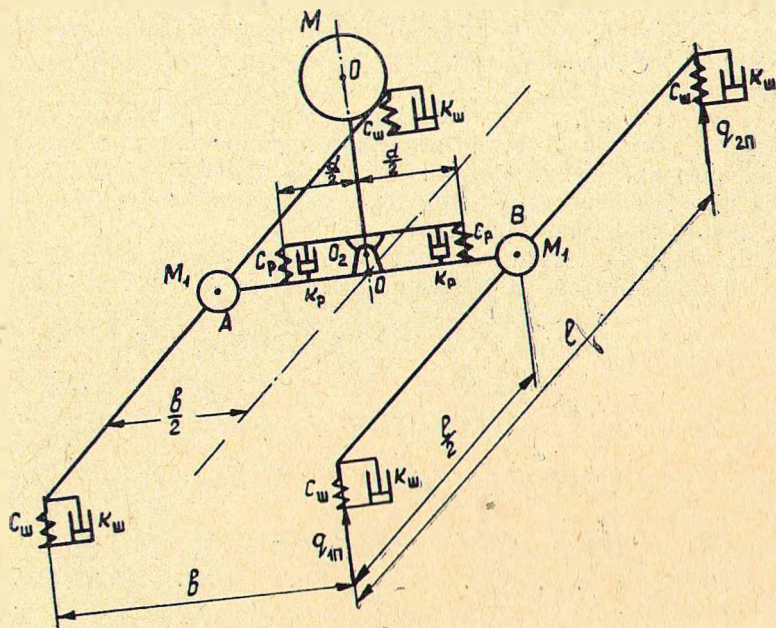


Рис. 1

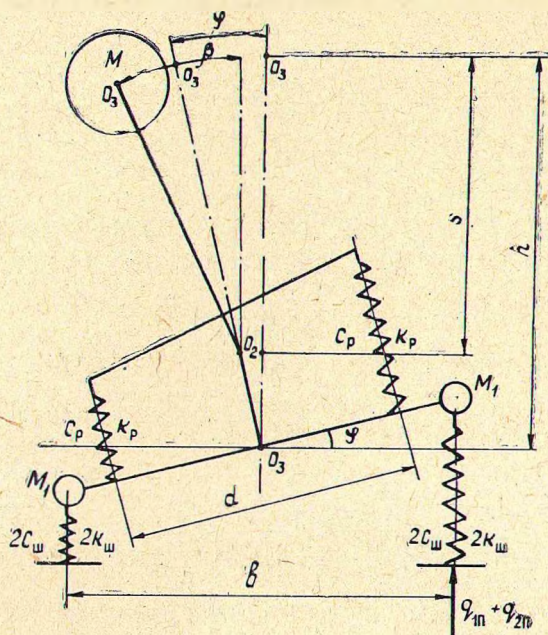


Рис. 2.

Учитывая значительную базу лесовозного автопоезда, а также малую жесткость пакета хлыстов при закручивании, считаем, что поперечно-угловые колебания прицепа-ропуски и автомобиля не связаны; неподрессоренные массы (балансиры, колеса и др.) сосредоточены в точках A и B ; поперечно-угловые колебания вызываются неровностями косинусоидального профиля при наезде на них колесами правого балансира. Кроме того, при исследованиях учитываем жесткость шин и их демпфирование, а характеристики упругих элементов считаем линейными [3].

Как известно [3], поперечно-угловые колебания не связаны с вертикальными и продольно-угловыми. Схема поперечно-угловых колебаний рассматриваемой динамической системы приведена на рис. 2. Эта система имеет две степени свободы, ее колебания определяются двумя обобщенными координатами φ и β .

Выражения кинетической энергии T , потенциальной Π и диссипативной функции R имеют следующий вид:

$$T = \left[I_{O_3} + \frac{1}{2} M(h-s)^2 \right] \dot{\varphi}^2 + \frac{1}{2} (I_{O_2} + Ms^2) \dot{\beta}^2 + M(h-s) s \dot{\varphi} \dot{\beta}; \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \Pi = & \frac{1}{2} [c_{\text{ш}} b^2 - Mg(h-s)] \varphi^2 + \frac{1}{2} \left(c_p \frac{d^2}{2} - Mgs \right) \beta^2 - \\ & - c_{\text{ш}} b \varphi (q_{1n} + q_{2n}) + q_{1n}^2 + 2q_{1n} q_{2n} + q_{2n}^2; \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} R = & \frac{1}{2} [k_{\text{ш}} b^2 - Mg(h-s)] \dot{\varphi}^2 + \frac{1}{2} \left(k_p \frac{d^2}{2} - Mgs \right) \dot{\beta}^2 - \\ & - k_{\text{ш}} b \dot{\varphi} (\dot{q}_{1n} + \dot{q}_{2n}) + \dot{q}_{1n}^2 + 2\dot{q}_{1n} \dot{q}_{2n} + \dot{q}_{2n}^2, \end{aligned} \quad (3)$$

где I_{O_3} — момент инерции неподрессоренных масс относительно продольной оси, проходящей через точку O_3 ;

- I_{O_2} — момент инерции поддресоренных масс относительно продольной оси, проходящей через точку O_2 ;
 M — масса поддресоренных частей системы;
 g — ускорение свободного падения;
 β — угол поперечного отклонения поддресоренных масс;
 φ — угол поперечного отклонения неподдресоренных масс;
 b — ширина колеи прицепа;
 h — расстояние от оси крена O_3 до центра тяжести поддресоренных масс;
 s — расстояние от оси, проходящей через шарнир O_2 , до центра тяжести поддресоренных масс;
 d — расстояние между рессорами;
 c_p, k_p — жесткость рессор и коэффициент сопротивления амортизаторов;
 $c_{ш}, k_{ш}$ — жесткость и коэффициент сопротивления шин.
 Значения $q_{1н}$ и $q_{2н}$ представляют собой функции воздействия

$$q_{1н} = q_t = \frac{H}{2} (1 - \cos \nu t);$$

$$q_{2н} = q_{t-T} = \frac{H}{2} [1 - \cos \nu (t - T)],$$

где H — высота неровности, см;

T — время прохождения пути l (l — длина балансира), $T = \frac{l}{v}$;

ν — вынужденная частота колебаний, рад/сек;

$$\nu = \frac{2\pi v}{0,036 L_n},$$

здесь v — скорость движения, км/час;

L_n — длина неровности, см.

С использованием метода Лагранжа по выражениям (1), (2), (3) получена система двух дифференциальных уравнений движения, описывающих поперечно-угловые колебания динамической системы с балансирной подвеской

$$\left. \begin{aligned} a_1 \ddot{\varphi} + a_2 \dot{\varphi} + a_3 \varphi + a_4 \ddot{\beta} &= b (Q_{1н} + Q_{2н}) \\ a_5 \ddot{\beta} + a_6 \dot{\beta} + a_7 \beta + a_8 \ddot{\varphi} &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

где $a_1 = 2I_{O_2} + M(h-s)^2$; $a_5 = I_{O_2} + Ms^2$;

$$a_2 = k_{ш} b^2 - Mg(h-s); \quad a_6 = k_p \frac{d^2}{2} - Mgs;$$

$$a_3 = c_{ш} b^2 - Mg(h-s); \quad a_7 = c_p \frac{d^2}{2} - Mgs;$$

$$a_4 = M(h-s)s; \quad a_8 = M(h-s)s;$$

$$Q_{1н} = c_{ш} q_{1н} + k_{ш} \dot{q}_{1н}; \quad Q_{2н} = c_{ш} q_{2н} + k_{ш} \dot{q}_{2н}.$$

Систему уравнений (4) решали с использованием электронной цифровой вычислительной машины. При этом рассматривали интервал времени $0 \leq t \leq T + \tau$, где τ — время проезда неровности, $\tau = \frac{L_n}{v}$.

Анализ поведения динамической системы производили для случая проезда неровностей высотой до 30 см и длиной 1 м правыми колесами

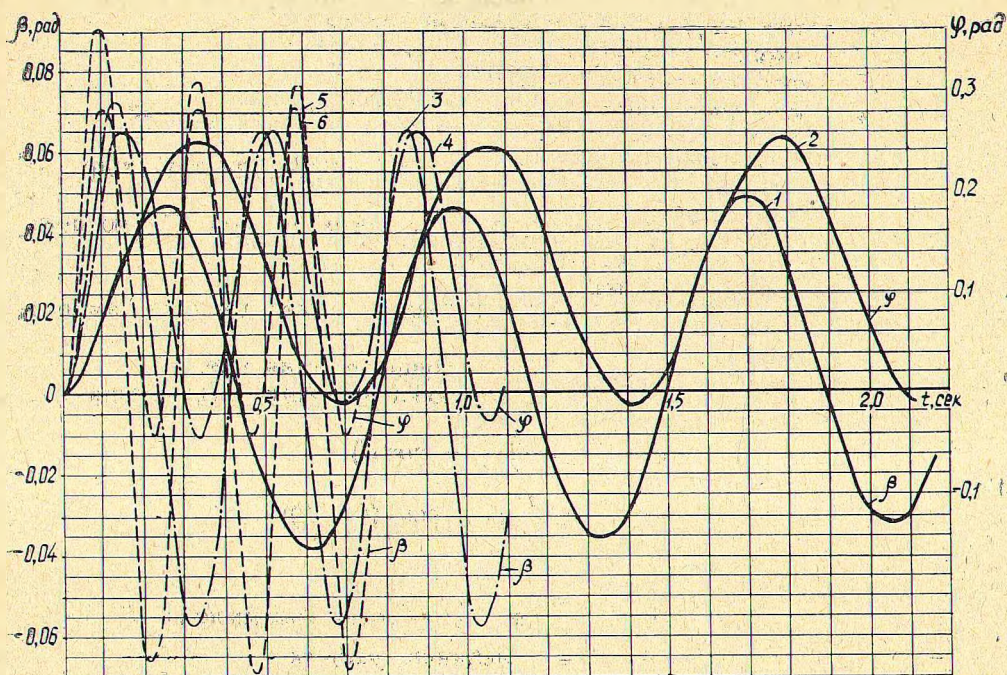


Рис. 3.

прицепа. Варьирование параметров h , s , d , b , а также показателей упругости и демпфирования позволяет выявить их влияние на величину выхода системы — угловые координаты φ и β .

На рис. 3 приведены некоторые результаты решения системы уравнений (4) при следующих значениях параметров: $l = 2$ м; $H = 0,3$ м; $L_n = 1$ м; $c_{ш} = 60$ Т/м; $c_p = 24$ Т/м; $k_{ш} = 1,8$ Т·сек/м; $k_p = 0,8$ Т·сек/м; $b = 2,6$ м; $d = 1,6$ м; $h = 1,5$ м; $s = 1,0$ м; $M = 2,0$ Т·сек²/м; $I_{O_2} = 0,06$ Т·м·сек²; $I_{O_3} = 0,01$ Т·м·сек².

Как видно из графиков, максимальные отклонения подрессоренных масс (угол β) значительно меньше, чем неподдресоренных (угол φ). Так, при скоростях движения 5, 10, 15 км/час (кривые 1, 3, 5) угол β_{max} равен соответственно $2^\circ 48'$; $4^\circ 24'$; $5^\circ 14'$, а угол φ_{max} (кривые 2, 4, 6) — $14^\circ 11'$; $14^\circ 54'$; $16^\circ 10'$.

С увеличением скорости движения значения углов β и φ возрастают примерно одинаково (рис. 4).

Из рис. 3 и 4 видно, что отрицательные значения углов β и φ меньше, чем положительные, особенно для угла φ , что объясняется большей жесткостью шин, чем рессор, и меньшей инерционностью неподдресоренных масс.

Для подрессоренных масс абсолютные значения их отклонений от нейтральной оси значительно меньше. Например, при $v = 5$ км/час значения β_{max} равны $2^\circ 48'$ и $-2^\circ 12'$, в то время как при этой же скорости движения φ_{max} равно $14^\circ 11'$ и $-0^\circ 48'$.

Графики, характеризующие углы изменения подрессоренных и неподдресоренных масс, имеют периодический характер. Период колебаний равен времени проезда неровности: для $v = 5$ км/час — 0,72 сек;

$v = 10 \text{ км/час} - 0,36 \text{ сек}$; $v = 15 \text{ км/час} - 0,24 \text{ сек}$. Кривые за время $T + \tau$ совершают несколько колебаний. Первый и второй всплеск соответствуют наезду на неровность переднего колеса балансира, последний — заднего. Момент времени максимального всплеска кривой изменения угла β не совпадает со временем проезда через наивысшую точку неровности, что объясняется различием в частотных показателях подрессоренных масс и воздействия. Момент максимальных отклонений неподрессоренных масс почти соответствует моменту проезда колесами наивысшей точки неровности (рис. 3, кривые 2, 4, 6). С повышением скорости движения частота γ воздействия от дороги увеличивается, и указанная разница становится меньше. Так, при скорости движения 15 км/час эта разница для угла β по времени равна всего $0,02 \text{ сек}$ (рис. 3, кривая 5).

Как показали проведенные исследования, наибольшее влияние на величину отклонения подрессоренных масс оказывают такие параметры, как длина балансира l , высота центра тяжести h , ширина колеи b , расстояние между рессорами d , показатели демпфирования и упругости.

Для сравнения были сделаны вычисления для балансирной подвески, не имеющей шарнира в точке O_2 , рессорного подвешивания и амортизаторов. Остальные параметры были прежними. Величина максимальных отклонений для такой системы оказалась значительно больше, чем для системы с поперечным балансиром и рессорным подвешиванием. Так, уже при скорости движения 5 км/час максимум вдвое больше для первой системы.

Проведенное нами исследование позволяет утверждать, что предлагаемая схема балансирного подрессоривания более целесообразна с точки зрения динамической нагруженности и устойчивости движения, несмотря на несколько большую конструктивную сложность. Значительное снижение динамической нагруженности и повышение устойчивости движения позволяют снизить металлоемкость конструкции, повысить ее долговечность, проходимость, скорость движения и увеличить производительность работы лесовозного транспорта.

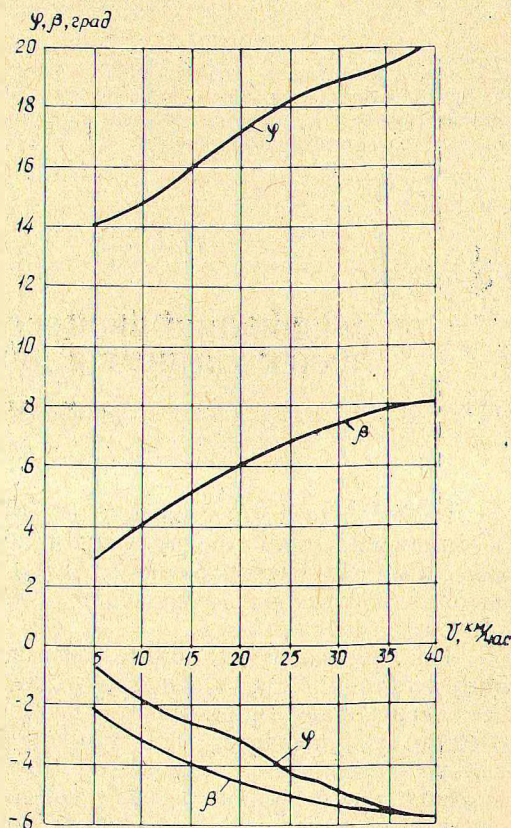


Рис. 4.

ЛИТЕРАТУРА

[1]. Е. И. Лах. Аналитическое исследование вертикальных нагрузок на оси автомобильного лесовозного роспуска. ИВУЗ, «Лесной журнал» № 2, 1961. [2]. Е. И. Лах. К определению вертикальных динамических нагрузок на оси автомобильной балансирной тележки. Журн. «Автомобильная промышленность» № 11, 1960. [3]. Р. В. Ротенберг. Подвеска автомобиля и его колебания. Машгиз, М., 1960.

Поступила 6 ноября 1968 г.

УДК 634.0.848

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА РАССРЕДОТОЧЕНИЯ ПАЧЕК ХЛЫСТОВ И ДЕРЕВЬЕВ С КРОНОЙ

В. М. КОЗАК

(Львовский лесотехнический институт)

Разбор пачек хлыстов или деревьев с кроной на нижних складах лесопромышленных предприятий и последующая подача их в раскряжевочный или сучкорубный агрегаты — весьма сложная и трудоемкая операция. Установки реверсивного действия не всегда отвечают необходимым требованиям.

На наш взгляд, наиболее производительны разборщики непрерывного действия. Однако существующие установки непрерывного действия не обеспечивают нормального разбора пакета хлыстов, так как последний укладывается на сплошную площадку. В пакете особенно сильно переплетены вершинные части хлыстов. Под действием веса верхних слоев нижние хлысты зажимаются. Процесс разбора следует считать законченным, когда пакет преобразуется в щель.

Эксперименты, проведенные в Львовском лесотехническом институте, показывают, что для обеспечения автоматического разбора пакета хлыстов или деревьев с кроной важны выбор расстояния между секциями транспортного устройства, их количество и закон движения заготовок.

Разбор пачки лучше всего осуществляется при наличии двух транспортных секций (рис. 1). Большое значение имеет правильный выбор расстояния между ними. Если оно такое, что пакет хлыстов

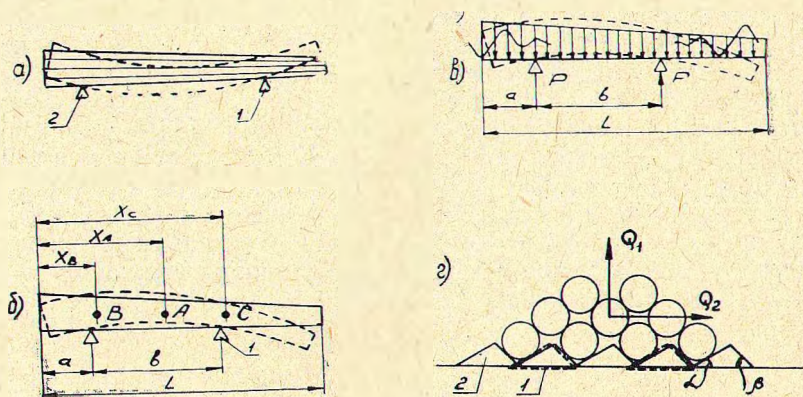


Рис. 1. Схема расположения хлыстов и пачек на двух опорах (1 и 2).