

диусом 300 м достаточное значение $t_{y \min}$ составляет 23,7 °С при $h = 30$ см. Предположим, что на момент производства работ по укладке сварного пути (пришивка рельсов к шпалам) температура рельсовой плети составляла 15...18 °С. Для обеспечения устойчивости рельсошпальной решетки в этом случае ширина балластной призмы должна быть не менее 40 см. Следовательно, значения h и $t_{y \min}$ взаимно связаны и не могут изменяться независимо друг от друга.

Итак, укладка сварных рельсовых плетей на лесовозных УЖД при определенных условиях возможна на всех кривых малых радиусов, но требует предварительного расчета максимальной и минимальной температуры укладки в зависимости от ширины плеча балластной призмы и числа шпал на 1 км пути.

В качестве дополнительной меры повышения устойчивости рельсошпальной решетки можно рекомендовать применение балласта более высокого типа (крупнозернистый песок, гравий, щебень) в местах укладки сварной плети.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1]. Морозов С. И., Попов М. В. Расчет температурных режимов укладки рельсовых плетей на лесовозных железных дорогах узкой (750 мм) колеи.— Архангельск: РИО АЛТИ, 1990.— 28 с. [2]. Правила производства расчетов узкоколейного пути (колея 750 мм) на прочность.— М.: Трансжелдориздат, 1963.— 64 с.

Поступила 20 января 1992 г.

УДК 630*377.44.001.4/5

ВЕРОЯТНОСТНЫЙ РАСЧЕТ ПОПЕРЕЧНОЙ УСТОЙЧИВОСТИ КОЛЕСНЫХ ЛЕСНЫХ ТРАКТОРОВ

Д. В. ПАМФИЛОВ

Брянский технологический институт

Цель работы состоит в исследовании устойчивости лесных колесных тракторов против поперечного опрокидывания. Устойчивость определяется вероятностью превышения угла поперечного динамического крена над углом запаса статической устойчивости.

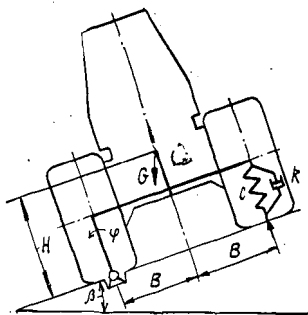
Расчетная схема приведена на рис. 1. Она представляет эквивалентную колебательную систему, положение которой задается одной координатой — углом поперечного крена φ (рис. 1). Возбуждение системы — кинематическое и формируется микропрофилем склона волока со случайными неровностями. Упругая связь моделирует упругие свойства шин трактора и является удерживающей. Значение коэффициента жесткости определяется суммарной жесткостью шин одного борта или всего трактора, или той его секции (для сочлененных машин), по которой ведется расчет. Упругая связь в направлении своей податливости обладает демпфирующим сопротивлением, пропорциональным скорости деформации шин.

Для исследования поперечной устойчивости трактора рассмотрим малые стационарные колебания относительно положения статического равновесия.

Уравнение движения системы составим с помощью дифференциального уравнения вращательного движения твердого тела вокруг неподвижной оси:

$$I_0 \ddot{\varphi} = \sum_{j=1}^n m_0 (F_j^e),$$

Рис. 1. Эквивалентная колебательная система



где I_0 — момент инерции всего трактора, либо одной секции относительно точки (оси) опрокидывания — оси, проходящей через точку O перпендикулярно плоскости чертежа (рис. 1);

$\sum_{i=1}^n m_0 (F_i^e)$ — сумма моментов внешних сил относительно этой же точки.

Для того чтобы исключить из дифференциального уравнения вращения постоянные члены, начало отсчета угла φ необходимо выбрать в положении статического равновесия колебательной системы, моделирующей трактор. В этом случае система повернется относительно поверхности склона против часовой стрелки на угол $\varphi_{ст}$ — статический угол поперечного крена машины под действием лишь ее веса и при отсутствии возбуждения. Для исключения постоянных членов из уравнения движения составим уравнение моментов сил при повороте системы на угол $\varphi_{ст}$:

$$GH \sin(\beta + \varphi_{ст}) - GB \cos(\beta + \varphi_{ст}) - 2F_{ст} B \cos \varphi_{ст} = 0, \quad (1)$$

где G — вес трактора (либо секции);

β — угол склона;

$F_{ст}$ — статическая сила упругости связи жесткостью c .

При равновесии системы

$$F_{ст} = 2cB \sin \varphi_{ст}.$$

Преобразуем уравнение (1), используя тригонометрические функции суммы углов и подставляя в него выражение, определяющее статическую силу упругости. С учетом малости угла $\varphi_{ст}$ получаем

$$GH(\sin \beta + \varphi_{ст} \cos \beta) - GB(\cos \beta - \varphi_{ст} \sin \beta) - 4cB^2 \varphi_{ст} = 0. \quad (2)$$

Дифференциальное уравнение запишем в развернутом виде:

$$I_0 \ddot{\varphi} = G [H \sin(\beta + \varphi_{ст} + \varphi) - B \cos(\beta + \varphi_{ст} + \varphi)] - 2FB \cos(\varphi_{ст} + \varphi), \quad (3)$$

где

$$F = c [2B \sin(\varphi_{ст} + \varphi) - q].$$

С учетом малости значений $\varphi_{ст}$ и φ получаем

$$I_0 \ddot{\varphi} = GH(\sin \beta - \varphi_{ст} \cos \beta) + GH\varphi \cos \beta - GB(\cos \beta - \varphi_{ст} \sin \beta) + GB\varphi \sin \beta - 4cB^2 \varphi_{ст} - 4cB^2 \varphi + 2cBq. \quad (4)$$

С помощью выражения (2) исключим постоянные члены в уравнении (4). Преобразуя его, получаем

$$I_0 \ddot{\varphi} = [G(H \cos \beta + B \sin \beta) - 4cB^2] \varphi + 2cBq. \quad (5)$$

Введем в уравнение (5) члены, учитывающие демпфирующее сопротивление шин, и приведем его к стандартному виду

$$\ddot{\varphi} + 2n\dot{\varphi} + p_0^2 \varphi = 2Bcq/I_0 + 2Bk\dot{q}/I_0;$$

где

$$p_0^2 = [4cB^2 - G(B \sin \beta + H \cos \beta)]/I_0; \quad (6)$$

$$2n = 4B^2k/I_0; \quad (7)$$

k — коэффициент демпфирующего сопротивления шин.
Передаточная функция системы

$$W(p) = \frac{2B(c + kp)}{I_0(p^2 + 2np + p_0^2)}.$$

Амплитудно-фазовая частотная характеристика

$$W(i\omega) = W(p)|_{p=i\omega} = \frac{2B(c + i\omega k)}{I_0[(i\omega)^2 + 2ni\omega + p_0^2]}.$$

Спектральная плотность угла φ

$$S_\varphi(\omega) = |W(i\omega)|^2 S_q(\omega), \quad (8)$$

где

$$|W(i\omega)|^2 = \frac{4B^2[c^2 - (i\omega)^2 k^2]}{I_0^2[(i\omega)^2 + 2ni\omega + p_0^2]^2}.$$

В качестве модели, описывающей спектральную плотность микропрофиля, используем выражение вида [2]

$$S_q(\omega) = \frac{2D_q \alpha v}{\omega^2 + v^2 \alpha^2}, \quad (9)$$

где D_q — дисперсия высот неровностей;
 v — скорость движения машины.

Результаты измерений микропрофиля позволяют использовать для расчетов следующие значения параметров $S_q(\omega)$ [1, 4]: $\alpha = 0,35 \dots 0,50 \text{ м}^{-1}$; $D_q = 0,0025 \dots 0,0064 \text{ м}^2$ (пасечный волок); $D_q = 0,0009 \dots 0,0064 \text{ м}^2$ (магистральный волок).

Подставляя выражение (9) в (8) и приводя к виду, удобному для интегрирования, получаем

$$S_\varphi(\omega) = \frac{8B^2 \alpha v D_q [c^2 - k^2 (i\omega)^2]}{I_0^2 [(i\omega)^3 + (\alpha v + 2n)(i\omega)^2 + (2n\alpha v + p_0^2) i\omega + p_0^2 \alpha v]^2}.$$

Дисперсия угла φ

$$D_\varphi = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} S_\varphi(\omega) d\omega.$$

После интегрирования и преобразований найдем

$$D_\varphi = \frac{2D_q B^2 (k^2 p_0^2 \alpha v + \alpha v c^2 + 2nc^2)}{I_0^2 n p_0^2 (\alpha^2 v^2 + 2n\alpha v + p_0^2)}.$$

Отбросим существенно малые члены, тогда

$$D_\varphi = \frac{2D_q B^2 c^2 (\alpha v + 2n)}{I_0^2 n p_0^2 (\alpha^2 v^2 + 2n\alpha v + p_0^2)}.$$

Среднее квадратичное отклонение угла φ

$$\sigma_{\varphi} = \frac{Bc}{\rho_0 J_0} \sqrt{\frac{2D_q(\alpha v + 2n)}{n(\alpha^2 v^2 + 2n\alpha v + \rho_0^2)}} \quad (10)$$

Поскольку распределение неровностей микропрофиля является нормальным [4], при котором входной, подвергшийся линейному преобразованию, и выходной процессы также нормальные [3], то вероятность превышения динамического крена машины над углом запаса статической устойчивости можно определить по формуле

$$P\{\varphi \geq [\arctg(B/H) - \beta]\} = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{t_1}^{\infty} e^{-t_1^2/2} dt = 1 - \Phi(t_1), \quad (11)$$

где

$$t_1 = [\arctg(B/H) - \beta - m_{\varphi}] / \sigma_{\varphi};$$

m_{φ} — математическое ожидание φ .

Так как случайная функция, моделирующая микропрофиль, центрированная, то математические ожидания $m_q = m_{\varphi} = 0$.

По уравнению (11) определяется вероятность потери поперечной динамической устойчивости машины.

Предложенная методика заключается в последовательной реализации зависимостей (6), (7), (10) и (11). Используем предложенную методику для исследования устойчивости лесного трактора К-703. Расчет проведем отдельно для каждой секции машины. За расчетный примем случай движения трактора по микропрофилю волокна с параметрами $\alpha = 0,5$; $D_q = 0,006$ м². Ширина колеи — 2,11 м, высота центра масс передней секции — 1,37 м, задней — 1,27 м. Моменты инерции секций относительно оси опрокидывания определяем по известной теореме Штейнера

$$I_0 = I_c + mL^2,$$

где I_c — момент инерции секции относительно центра масс;

m — масса секции;

L — расстояние от центра масс до оси опрокидывания, $L = \sqrt{B^2 + H^2}$.

Проведенный расчет позволяет выявить существенную особенность колебаний машины, описываемых уравнением (4), а именно: колебания практически не зависят от угла склона β . Влияние этого угла заложено в выражении (6) для собственной частоты. Как показывают расчеты, в диапазоне углов β , определяемых статической устойчивостью машины, погрешность вычислений без учета β составляет всего 2 %.

Исследования показали, что при жесткости шин передней секции трактора К-703 845 кН/м, задней — 875 кН/м, коэффициенте демпфирования 9 кН·с/м и движении на склоне менее 20° вероятность потери устойчивости равна нулю (рис. 2, а). При увеличении угла склона до 35° и скорости 1 м/с она составляет 0,221 для передней секции и 0,048 для задней. С возрастанием скорости до 3 м/с вероятность потери устойчивости передней секции повышается до 0,271, задней — до 0,076.

С уменьшением жесткости шин трактора устойчивость несколько ухудшается (рис. 2, б). Так, при снижении жесткости передних шин с 845 до 600 кН/м, а задних с 875 до 650 кН/м (скорость 3 м/с) устойчивость задней секции практически не меняется, а передней — уменьшается (вероятность увеличивается с 0,271 до 0,278). Собственная частота

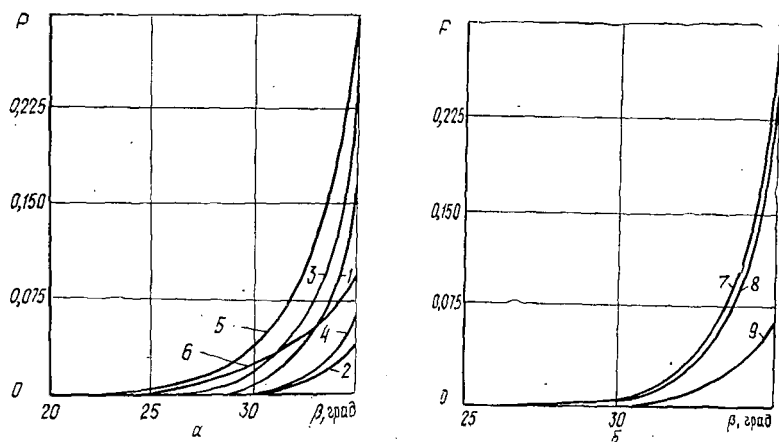


Рис. 2. Зависимость вероятности потери устойчивости трактора от угла склона при разных скоростях движения (а) и жесткости шин (б): 1, 2 — соответственно для передней и задней секции и скорости движения 1 м/с; 3, 4 — то же при скорости 3 м/с; 5, 6 — 5 м/с; 7, 8 — для передней секции при жесткости шины соответственно 600 и 845 кН/м; 9 — для задней секции при жесткости 650 и 875 кН/м

при этом снижается с 14,4 до 12,4 с⁻¹ (задняя секция) и с 10,2 до 8,4 с⁻¹ (передняя секция).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1]. Жуков А. В., Кадолко Л. И. Основы проектирования специальных лесных машин с учетом их колебаний.—Минск: Наука и техника, 1978.—264 с. [2]. Малиновский Е. Ю., Гайцгори М. М. Динамика самоходных машин с шарнирной рамой.—М.: Машиностроение, 1974.—176 с. [3]. Пугачев В. С. Теория случайных функций и ее применение к задачам автоматического управления.—М.: Физматиздат, 1962.—559 с. [4]. Рыскин Ю. Е. Особенности микропрофиля трелевочных волоков и их статистические характеристики // Вопросы создания колесных трелевочных тягачей.—М., 1970.—С. 148—158.—(Тр. / ЦНИИМЭ; Вып. 3).

Поступила 2 апреля 1991 г.

УДК 624.072.233.5

СЛУЧАЙ РАСЧЕТА НАГЕЛЯ В ДРЕВЕСИНЕ

В. П. СТУКОВ

Архангельский лесотехнический институт

Условия работы нагельных и подобных им соединений весьма разнообразны и зависят от материала нагеля, размеров его поперечного сечения, угла наклона к продольным волокнам древесины, наличия продольного усилия и других факторов. Нагели могут быть напрягаемыми и ненапрягаемыми.

В работе [2] отмечалось, что нагель в древесине работает в условиях сложного напряженного состояния и может рассматриваться как балка, лежащая на упругом основании и нагруженная на конце изгибающим моментом M_0 , поперечной Q_0 и растягивающей N_0 силами.

Для нахождения общего интеграла однородного дифференциального уравнения упругой оси балки, лежащей на упругом основании и работающей в условиях сложного изгиба [1],