

ЛЕСОЭКСПЛУАТАЦИЯ

УДК 629.11.014.533 : 630*375.4

**АНАЛИЗ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДИНАМИКИ
КОЛЕСНОГО ТРЕЛЕВОЧНОГО ТРАКТОРА
С СИСТЕМОЙ ПОДРЕССОРИВАНИЯ
ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ**

А. В. ЖУКОВ, П. Ф. РУДНИЦКИЙ, А. И. ПЕТРОВИЧ

Белорусский технологический институт

В работе [4] описано устройство и приведены результаты экспериментальной оценки влияния системы подрессоривания трособлочной системы и щита колесного трелевочного трактора на его динамику. Приведенные данные указывают на целесообразность применения описанного устройства на трелевочных тракторах. Для более глубокого анализа динамических явлений и выбора оптимальных параметров систем вторичного подрессоривания технологического оборудования трелевочных машин, а также широкого анализа показателей динамики трактора ЛТ-157 с системой демпфирования трособлочной системы нами разработана расчетная методика, излагаемая ниже.

Общая расчетная схема (рис. 1) в отличие от известной [2] включает элементы, эквивалентные узлам вторичного подрессоривания технологического оборудования, т. е. трособлочной системы (коэффициенты $C_{тр}$, $K_{тр}$) и щита ($C_{щ}$, $K_{щ}$). В общем случае трактор имеет подвеску осей с параметрами C_1 , C_2 , K_1 , K_2 , учитывается вертикальная жесткость ($C_{ш1}$, $C_{ш2}$) и вязкое сопротивление ($K_{ш1}$, $K_{ш2}$) шин, продольная упругая податливость и сопротивление трансмиссии и шин ($C_{1п}$, $C_{2п}$, $K_{1п}$, $K_{2п}$). Пачка хлыстов принята гибкой с коэффициентами жесткости C_x и сопротивления K_x . Характеристики упругих элементов системы, характеристики вязкого сопротивления и сухого трения приняты нелинейными. Микропрофиль волокна (перемещения q_1 и q_2) носит случайный характер.

Полученные для общего случая при колебаниях в продольной вертикальной плоскости уравнения движения системы имеют вид:

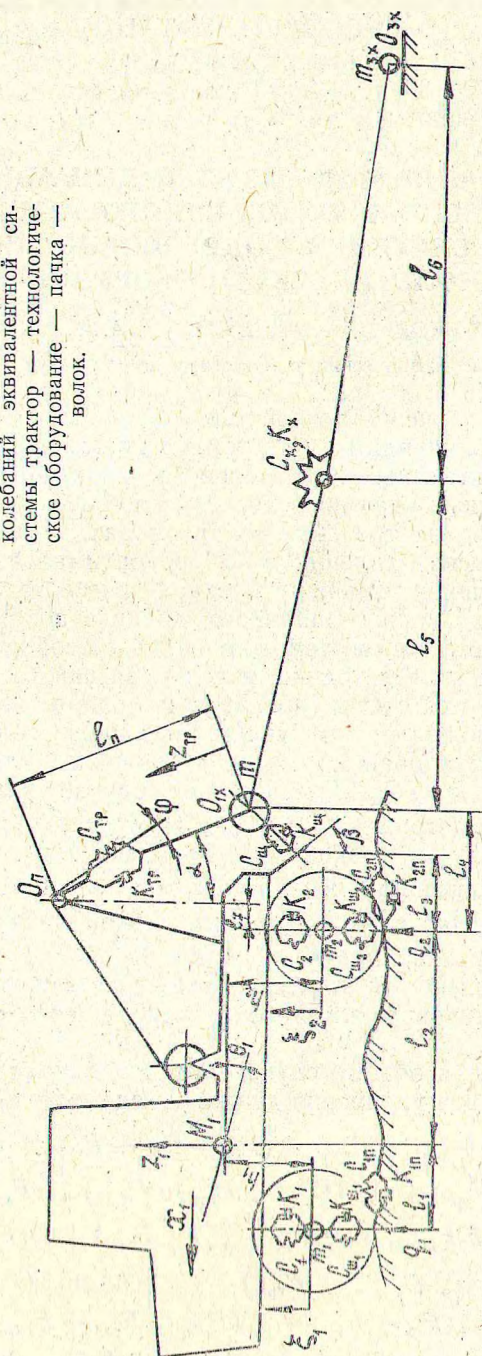
$$F_{M1} - (F_{c1} + F_{k1} + F_{тр1}) - (F_{c2} + F_{k2} + F_{тр2}) - \cos \alpha (F_{cтр} + F_{kтр} + F_{трт}) + \sin \beta (F_{cщ} + F_{kщ} + F_{трщ}) + (F_{cx} + F_{kx}) = 0; \quad (1)$$

$$M_{\Theta 1} + h_1 F_{m1x1} + h_2 F_{m2x1} - l_1 (F_{c1} + F_{k1} + F_{тр1}) + l_2 (F_{c2} + F_{k2} + F_{тр2}) - (l_2 + l_7) \cos \alpha (F_{cтр} + F_{kтр} + F_{трт}) - (l_2 + l_3) \sin \beta (F_{cщ} + F_{kщ} + F_{трщ}) - (l_2 + l_4) (F_{cx} + F_{kx}) + h_1 (F_{c1п} + F_{cх1} + F_{k1п} + F_{kх1}) + h_2 (F_{c2п} + F_{cх2} + F_{k2п} + F_{kх2}) = 0; \quad (2)$$

$$M_{\varphi} - l_n (F_{cщ} + F_{kщ} + F_{трщ}) + 2l_u (F_{cx} + F_{kx}) = 0; \quad (3)$$

$$F_{zтр} - (F_{cтр} + F_{kтр} + F_{трт}) + \cos (\alpha - \beta) (F_{cщ} + F_{kщ} + F_{трщ}) + \cos \alpha (F_{cx} + F_{kx}) = 0; \quad (4)$$

Рис. 1. Общая расчетная схема колебаний эквивалентной системы трактор — технологическое оборудование — пачка — волок.



$$F_{m1} + (F_{c1} + F_{k1} + F_{TP1}) - (F_{cш1} + F_{kш1}) = 0; \quad (5)$$

$$F_{m2} + (F_{c2} + F_{k2} + F_{TP2}) - (F_{cш2} + F_{kш2}) = 0; \quad (6)$$

$$F_{m_1 x_1} + F_{m_2 x_2} + (F_{c_{1n}} + F_{c_{x1}} + F_{k_{1n}} + F_{k_{x1}}) + \\ + (F_{c_{2n}} + F_{c_{x2}} + F_{k_{2n}} + F_{k_{x2}}) = 0; \quad (7)$$

где

$$F_{M_1} = M_1 \ddot{z}_1; \quad M_{\Theta_1} = I_1 \ddot{\Theta}_1; \quad M_{\varphi} = I_{O_n} \ddot{\varphi}; \quad F_{z_{тр}} = m_{1x} \ddot{z}_{тр};$$

$$F_{m_1} = m_1 \ddot{\xi}_1; \quad F_{m_2} = m_2 \ddot{\xi}_2; \quad F_{m_1 x_1} = m_1 (\ddot{x}_1 + h_1 \ddot{\Theta}_1);$$

$$F_{m_2 x_1} = m_2 (\ddot{x}_1 + h_2 \ddot{\Theta}_1).$$

Здесь M_1 и I_1 — поддрессоренная масса корпуса трактора и соответствующий момент инерции;

m_{1x} — масса пачки, приведенная к точке O_{1x} контакта пачки со щитом трактора;

I_{O_n} — момент инерции груза относительно оси, проходящей через точку O_n подвеса;

m_1 и m_2 — неподдрессоренные массы передней и соответственно задней осей трактора.

В уравнениях (1)–(7) F_{ci} , F_{ki} , $F_{тpi}$, $F_{cши}$, $F_{kши}$ — упругие характеристики и характеристики сопротивления подвесок тягача и шин трактора ($i = 1, 2$), F_{cin} , F_{kin} — продольные упругие характеристики и характеристики продольной амортизации трансмиссии и шин, приведенные к точкам контакта шин с волоком [1]. Упругие характеристики и характеристики сопротивления пачки, щита и трособлочной системы обозначены соответственно F_{cx} , F_{kx} , $F_{cтр}$, $F_{kтр}$, $F_{ттр}$, $F_{cш}$, $F_{kш}$.

Разработанная расчетная модель учитывает отрыв колес трактора от дороги, пробой подвески. В отличие от известной [2], модель предусматривает движение груза вдоль оси подвеса (обобщенная координата $z_{тр}$) и его угловые отклонения (координата φ). Предусмотрен отрыв пачки от поверхности щита и пробой узлов вторичного поддрессоривания. Условие отрыва пачки имеет вид:

$$\{[z_1 - (l_2 + l_3) \Theta_1] \sin \beta + z_{тр} \cos (\alpha - \beta) - l_n \varphi\} \geq B - A_3, \quad (8)$$

где B — полный свободный ход щита;

l_n — длина подвеса пачки;

β — угол наклона щита (рис. 1);

A_3 — свободный ход щита от положения статического равновесия;

α — угол отклонения троса от вертикали (условно статический угол), подсчитывается по формулам, предложенным С. Ф. Орловым [4].

Уравнения (1)–(7) решали на ЭЦВМ «ЕС-1020» методом Рунге—Кутты, шаг счета принимали 0,01 с. Программу составляли на языке ФОРТРАН. Моделировали движение лесного варианта колесного трактора массой 9700 кг по грунтовой дороге и лесному волоку со средними квадратичными высотами неровностей соответственно 0,38 и 0,49 см. Точность разработанной математической модели оценивали сопоставлением расчетных и экспериментальных [4] данных.

Расхождение опытных и расчетных средних квадратичных ускорений в зависимости от скорости движения составляло в среднем 10–17 %. Так, например, расхождение экспериментальных и расчетных средних квадратичных значений усилия в тросе лебедки при $v = 26$ км/ч, $\sigma_n = 0,38$ см и движении трактора по дороге равнялось 11,2 % (табл. 1).

Разброс экспериментальных средних квадратичных усилий в тросе и в пружинах щита относительно расчетных значений $\sigma_{ртр}$ и $\sigma_{рщ}$ прак-

σ	$\sigma_{р тр}^{экс}$ кН	$\sigma_{р тр}^{расч}$ кН	$\sigma_{р тр}^{экс} - \sigma_{р тр}^{расч}$ кН	$\frac{\sigma_{р тр}^{экс} - \sigma_{р тр}^{расч}}{\sigma_{р тр}^{экс}} \cdot 100, \%$
19,5	1,17	1,20	-0,03	-2,56
20	1,19	1,21	-0,02	-1,05
21	1,23	1,24	-0,01	-0,89
22	1,28	1,26	+0,02	+1,56
23	1,33	1,29	+0,04	+3,01
24	1,39	1,31	+0,08	+5,75
25	1,45	1,33	+0,12	+8,28
26	1,52	1,35	+0,17	+11,2

тически не превышал ширины доверительных коридоров, построенных при показателе $L(q, k) = 0,95$ [5].

При обосновании целесообразности применения тех или иных систем подрессоривания технологического оборудования, а также при изучении сущности динамических явлений и предварительном выборе параметров упруго-демпфирующих узлов возникает необходимость в более простых в сравнении с описанной расчетных моделях [1], точность которых, однако, удовлетворительна.

Таким задачам отвечает разработанная нами линейная модель, соответствующая расчетной схеме, приведенной на рис. 2. Основное ее отличие от общей — выделение задней оси тягача, технологического оборудования и пачки деревьев в отдельную динамическую систему.

Как видно из рис. 2, колебания системы в продольной вертикальной плоскости характеризуются четырьмя обобщенными координатами:

вертикальные перемещения z_1 приведенной массы M_2 тягача и z_2 — массы m_2 заднего моста тягача, угловое перемещение φ и линейное $z_{тр}$ приведенной к захвату массы пачки m .

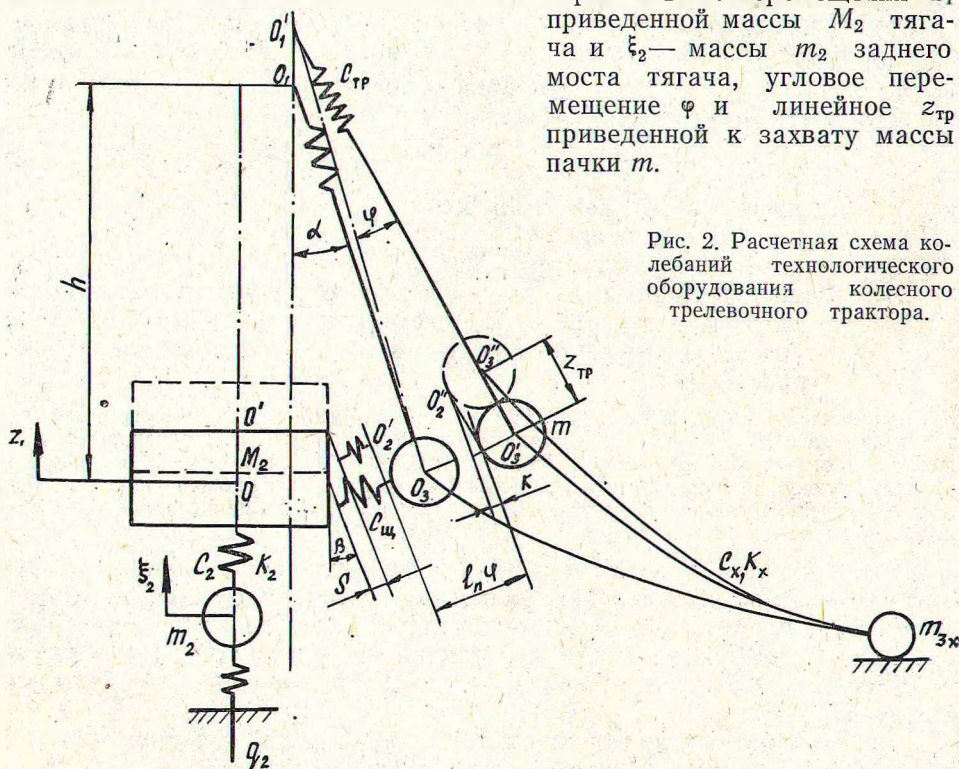


Рис. 2. Расчетная схема колебаний технологического оборудования колесного трелевочного трактора.

Дифференциальные уравнения, описывающие колебания рассматриваемой динамической системы, имеют вид:

$$\ddot{z}_1 + a_{12} \dot{z}_1 + a_{13} z_1 - b_{12} \dot{\varphi} - b_{13} \varphi - c_{12} \dot{z}_{\text{TP}} - c_{13} z_{\text{TP}} - d_{12} \dot{\xi}_2 - d_{13} \xi_2 = 0; \quad (9)$$

$$\ddot{\varphi} + b_{22} \dot{\varphi} + b_{23} \varphi - a_{22} \dot{z}_1 - a_{23} z_1 - c_{22} \dot{z}_{\text{TP}} - c_{23} z_{\text{TP}} + G \sin \beta f_{\text{ш}} \text{sign} \dot{z}_{\text{TP}} = 0; \quad (10)$$

$$\ddot{z}_{\text{TP}} - c_{32} \dot{z}_{\text{TP}} - c_{33} z_{\text{TP}} - a_{32} \dot{z}_1 - a_{33} z_1 - b_{32} \dot{\varphi} - b_{33} \varphi = 0; \quad (11)$$

$$\ddot{\xi}_2 + d_{42} \dot{\xi}_2 + d_{43} \xi_2 - a_{42} \dot{z}_1 - a_{43} z_1 = \frac{1}{m_2} (K_{\text{ш2}} \dot{q} + C_{\text{ш2}} q), \quad (12)$$

где

$$a_{12} = \frac{K_2 + K_{\text{TP}} \cos^2 \alpha + (K_{\text{ш}} + K_{\text{х}}) \sin^2 \beta}{M_2};$$

$$a_{13} = \frac{C_2 + C_{\text{TP}} \cos^2 \alpha + (C_{\text{ш}} + C_{\text{х}}) \sin \beta}{M_2};$$

$$b_{12} = \frac{(K_{\text{ш}} + K_{\text{х}}) \sin \beta l_{\text{п}}}{M_2}; \quad b_{13} = \frac{(C_{\text{ш}} + C_{\text{х}}) \sin \beta l_{\text{п}}}{M_2};$$

$$c_{12} = \frac{K_{\text{TP}} \cos \alpha - (K_{\text{ш}} + K_{\text{х}}) \sin (\alpha - \beta) \sin \beta}{M_2};$$

$$c_{13} = \frac{C_{\text{TP}} \cos \alpha - (C_{\text{ш}} + C_{\text{х}}) \sin (\alpha - \beta) \sin \beta}{M_2};$$

$$d_{12} = \frac{K_2}{M_2}; \quad d_{13} = \frac{C_2}{M_2}; \quad \dot{b}_{22} = \frac{(K_{\text{ш}} + K_{\text{х}}) l_{\text{п}}^2}{I}; \quad \dot{b}_{23} = \frac{(C_{\text{ш}} + C_{\text{х}}) l_{\text{п}}^2 - G l_{\text{п}}}{I};$$

$$a_{22} = \frac{(K_{\text{ш}} + K_{\text{х}}) \sin \beta l_{\text{п}}}{I}; \quad a_{23} = \frac{(C_{\text{ш}} + C_{\text{х}}) \sin \beta l_{\text{п}}}{I};$$

$$c_{32} = \frac{(K_{\text{ш}} + K_{\text{х}}) \sin (\alpha - \beta) l_{\text{п}}}{m}; \quad c_{33} = \frac{(C_{\text{ш}} + C_{\text{х}}) \sin (\alpha - \beta) l_{\text{п}}}{m};$$

$$a_{32} = \frac{K_{\text{TP}} \cos \alpha - (K_{\text{ш}} + K_{\text{х}}) \sin (\alpha - \beta) \sin \beta}{m};$$

$$a_{33} = \frac{C_{\text{TP}} \cos \alpha - (C_{\text{ш}} + C_{\text{х}}) \sin (\alpha - \beta) \sin \beta}{m};$$

$$b_{32} = \frac{(K_{\text{ш}} + K_{\text{х}}) \sin (\alpha - \beta) l_{\text{п}}}{m}; \quad b_{33} = \frac{(C_{\text{ш}} + C_{\text{х}}) \sin (\alpha - \beta) l_{\text{п}}}{m};$$

$$d_{42} = \frac{K_{\text{ш2}} + K_2}{m_2}; \quad d_{43} = \frac{C_{\text{ш2}} + C_2}{m_2};$$

$$a_{42} = \frac{K_2}{m_2}; \quad a_{43} = \frac{C_2}{m_2}.$$

I — момент инерции массы m относительно оси подвеса;
 $G = mg$.

Рассматриваемая модель учитывает поперечную жесткость и сопротивление колебаниям приподнятой части пачки. В расчет приняты силы трения между щитом и комлями деревьев, а также их отрыв от поверхности щита, причем условие отрыва аналогично выражению (8).

При предварительном выборе параметров $C_{щ}$, $K_{щ}$, $C_{тр}$, $K_{тр}$ уравнения (9)—(12) решали методом Рунге—Кутты на ЭВМ «Мир-2» для случая движения лесного варианта трактора Т-150К по синусоидальному профилю.

В расчетах была применена оптимизация, заключающаяся в нахождении параметров поддрессоривания системы по минимуму одного из выходных параметров.

Полученные по минимуму вертикальных ускорений корпуса трактора параметры системы поддрессоривания технологического оборудования составили: $C_{щ} = 228$ кН/м; $K_{щ} = 1,07$ кН·с/м; $C_{тр} = 6,79$ МН/м; $K_{тр} = 8,21$ кН·с/м.

Сравнение вариантов поддрессоривания технологического оборудования и полной блокировки упругих элементов показало, что интенсивность колебаний у рессорного варианта ниже. Введение в конструкцию технологического оборудования упруго-амортизационных звеньев позволяет снизить вертикальные ускорения остова трактора на 20—25%. Однако окончательные выводы и количественные оценки на последних стадиях проектирования целесообразно производить на основе точных расчетных моделей.

При решении точных нелинейных уравнений (1)—(7) с учетом реального микропрофиля волоков и лесных дорог имелась возможность статистической оценки процессов, характеризующих движение трактора. Оценка дана на основе средних квадратичных отклонений выходных показателей, их корреляционных функций и спектральных плотностей.

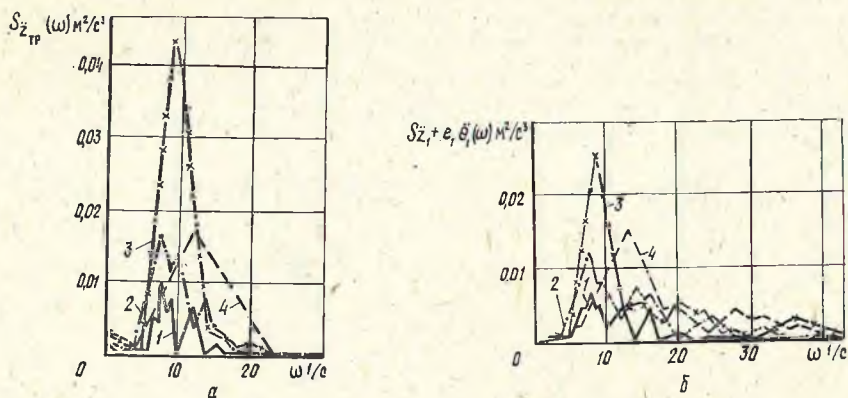


Рис. 3. Спектральные плотности ускорений в трособлочной системе (а) и на сидении тракториста (б) при движении трактора с грузом по дороге (при наличии упругих элементов в трособлочной системе и щите).

1 — $v = 5$ км/ч; 2 — $v = 10$ км/ч; 3 — $v = 15$ км/ч; 4 — $v = 20$ км/ч.

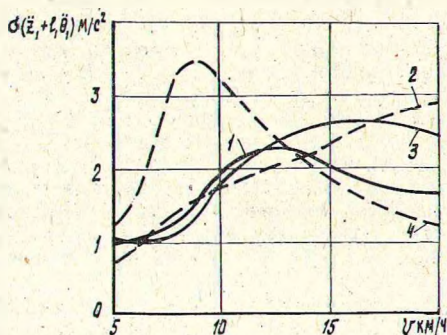
На рис. 3 приведены для примера спектральные плотности ускорений в трособлочной системе и на сидении водителя при моделировании движения трактора с грузом по дороге на различных скоростях. Эти данные соответствуют варианту, в котором у трактора имеется задняя подвеска и упругие элементы в трособлочной системе и щите. Анализ позволил получить полное представление о распределении дисперсий рассматриваемых параметров колебаний по частотам, выявить наиболее опасные частоты и скорости движения системы при разных вариантах поддрессоривания трактора и технологического оборудования. Из рис. 3 видно, например, что наибольшие значения спектров наблюдаются в диапазоне от 6 до 15 1/с, наиболее опасная скорость движения на данной дороге — 15 км/ч. Это, кстати, подтвердилось и эксперимен-

тально. Вид спектральных плотностей указывает на узкоплотность динамической системы.

Полученные расчетные данные позволили оценить действенность введения системы поддрессоривания технологического оборудования. Из рис. 4, например, видно, что как при наличии задней подвески, так и

Рис. 4. Зависимость изменения средних квадратичных ускорений на сидении тракториста от скорости движения трактора с грузом по волоку.

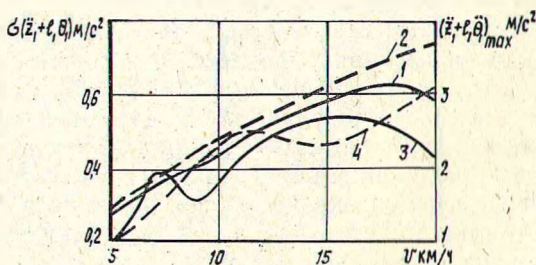
1, 2 — задний мост поддрессорен; 3, 4 — задний мост не поддрессорен; 1, 3 — трос и щит имеют упругие элементы; 2, 4 — трос и щит заблокированы.



без нее введение упругих элементов в трособлочную систему и щит оказывает сложное влияние на значения средних квадратичных вертикальных ускорений на сидении тракториста. Так, при наличии подвески и упругом тросе и щите наибольшее значение $\sigma(\ddot{z}_1 + l_1 \ddot{\theta}_1)$ — кривая 1 — имеет место при $v = 12,5$ км/ч и составляет $2,3$ м/с², в то время как при блокировке троса и щита максимальное значение $\sigma(\ddot{z}_1 + l_1 \ddot{\theta}_1)$ имеет место при $v = 20$ км/ч и составляет $2,9$ м/с² (кривая 2). При заблокированной задней подвеске трактора и наличии упругого троса и щита наибольшее значение $\sigma(\ddot{z}_1 + l_1 \ddot{\theta}_1)$ — кривая 3 — имеет место при $v = 16$ км/ч, а при заблокированном тросе и щите — $8,5$ км/ч (кривая 4). Наибольшие значения $\sigma(\ddot{z}_1 + l_1 \ddot{\theta}_1)$ составляют соответственно $2,65$ и $3,5$ м/с², т. е. при жестком подвесе и щите вертикальные ускорения на сидении тракториста на $24,3\%$ больше при движении по волоку.

Рис. 5. Зависимости изменения средних квадратичных (1, 2) и максимальных (3, 4) ускорений на сидении тракториста от скорости движения трактора с грузом по дороге.

1, 3 — трос и щит имеют упругие элементы; 2, 4 — трос и щит заблокированы.



Аналогичная картина наблюдается и при движении по дороге (рис. 5). Наибольшая разница значений $\sigma(\ddot{z}_1 + l_1 \ddot{\theta}_1)$ имеет место при $v = 20$ км/ч и составляет 18% .

Характер изменения максимальных значений ускорений (кривые 3 и 4) более сложный.

Анализ рассмотренных, а также других указанных ранее динамических показателей позволил всесторонне оценить динамику трактора, подтвердил целесообразность введения системы вторичного поддресоривания технологического оборудования и позволил выбрать ее оптимальные параметры. Изложенная методика может быть использована для решения широкого круга аналогичных задач.

ЛИТЕРАТУРА

- [1]. Жуков А. В., Кадолко Л. И. Основы проектирования специальных лесных машин с учетом их колебаний. — Минск: Наука и техника, 1978. [2]. Жуков А. В., Петрович А. И. Обобщенная методика исследований вертикальной динамики трелевочных тракторов с помощью ЭЦВМ. — В кн.: Вопросы механизации и автоматизации работ в лесной промышленности. Госуниверситет им. О. В. Куусинена, 1976. [3]. Орлов С. Ф. Теория и применение агрегатных машин на лесозаготовках. — М.: Гослесбуиздат, 1963. [4]. Оценка влияния системы поддресоривания технологического оборудования на динамику колесного трелевочного трактора / А. В. Жуков, П. Ф. Рудницкий, В. А. Симанович, А. Р. Гороновский. — Изв. высш. учеб. заведений. Лесн. журн., 1980, № 6. [5]. Хальд А. Математическая статистика с техническими приложениями. — М.: ИЛ, 1956.

Поступила 5 апреля 1982 г.

УДК 625.14.042.3

АНАЛИТИЧЕСКОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ КРИТИЧЕСКОЙ СИЛЫ ДЛЯ ТЕМПЕРАТУРНО-НАПРЯЖЕННОГО ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ПУТИ НА ПРЯМЫХ УЧАСТКАХ

С. И. МОРОЗОВ

Архангельский лесотехнический институт

Расчетные зависимости

Критерием устойчивости температурно-напряженного верхнего строения пути является критическая сжимающая сила, по достижении которой происходит выброс рельсо-шпальной решетки. Для обеспечения безопасной эксплуатации железнодорожного пути фактическая температурная сжимающая сила должна быть меньше ее критического значения. Существующие в настоящее время методы расчета не обладают достаточной точностью, что затрудняет применение расчетных зависимостей на практике.

В работе изложена методика определения критической силы, основанная на изучении процесса продольно-поперечных деформаций оси рельсо-шпальной решетки на предвыбросной стадии. Методика учитывает основные факторы, влияющие на устойчивость верхнего строения пути, и базируется на следующих предпосылках.

1. Рельсо-шпальная решетка заменяется балкой постоянного поперечного сечения эквивалентной жесткости EI в горизонтальной плоскости. Балка имеет начальные неровности, совпадающие с неровностями оси рельсо-шпальной решетки.

2. Рассматривается равновесие отдельного искривленного в горизонтальной плоскости участка пути в зоне изолированной симметричной неровности, аппроксимируемой уравнением

$$y_z = 0,5f_0(1 - \cos \beta z), \quad (1)$$

где y_z — прогиб сечений неровности;
 f_0 — стрела прогиба;