

А. В. Жуков, А. И. Петрович

ОБОБЩЕННАЯ МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЯ ВЕРТИКАЛЬНОЙ ДИНАМИКИ ТРЕЛЕВОЧНЫХ ТРАКТОРОВ С ПОМОЩЬЮ ЭЦВМ

Минск

По вопросам плавности хода и вертикальной динамики трелевочных машин не имеется достаточно удобной и общей расчетной модели, пригодной для применения при проектировании трелевочных систем.

Составленная нами расчетная модель является более общей, универсальной, пригодной для рассмотрения различных частных случаев трелевки и их сравнения.

Математическая модель системы составлялась на основе показанной на рисунке 1 расчетной схемы, эквивалентной ее колебаниям в продольной вертикальной плоскости.

Из рисунка 1 видно, что за общий принят случай трелевки деревьев с помощью трактора, имеющего две подрессоренные опоры корпуса, а также третью подрессоренную ось. В общем случае пачка закрепляется на подвесе, установленном на прицепном звене. В расчет приняты как подрессоренные, так и не подрессоренные массы. Учитывается вертикальная упругость шин и их демпфирование, а также продольная упругость и демпфирование элементов трансмиссии и шин. Расчетная модель дерева принята трехмассовой, причем в третью массу M_4 включена масса кроны, которая принята упругой в вертикальном и продольном направлениях.

На рисунке приняты следующие обозначения: подрессоренная масса трактора — M_1 , дискретные массы пачки хлыстов — M_2, M_3, M_4 . Причем в массу M_2 включена в связи с относительной малостью масса прицепа $m_{п}$, а в массу M_4 — (как уже указывалось) масса кроны. Масса M_1 сосредоточена в центре тяжести корпуса машины — точка O_1 , масса M_2 — в точке O_2 подвеса, M_3 — в центре тяжести пачки — точка O_3 , масса M_4 — в точке O_4 — центральной точке контакта кроны с поверхностью земли. Неподдресоренные массы осей трактора обозначены соответственно m_1, m_2, m_3 , параметры подрессоривания осей: упругости — c_1, c_2, c_3 ; демпфирования k_1, k_2, k_3 . Сухое трение

548841

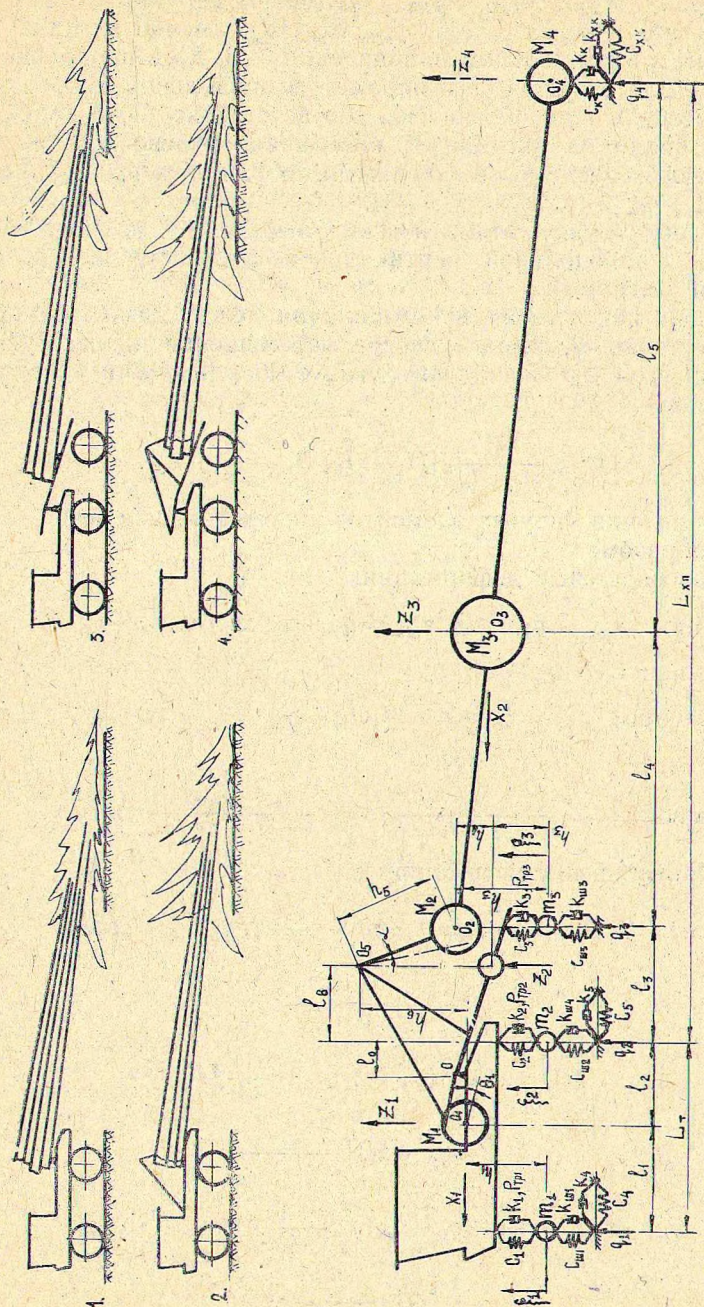


Рис. 1. Общая колебательная система, равноценная различным случаям трелевки пачки деревьев.

в рессорах — $P_{TP1}, P_{TP2}, P_{TP3}$. Параметры упругости и демпфирования шин — $c_{ш1}, c_{ш2}, c_{ш3}, K_{ш1}, K_{ш2}, K_{ш3}$, пачки хлыстов — c_x, K_x , кроны в вертикальном направлении — c_k, K_k , в продольном — C_{xk}, K_{xk} . Для ведущих осей параметры продольной амортизации трансмиссии и шин обозначены соответственно C_4, K_4 и C_5, K_5 .

Как видно из рисунка 1, колебания трелевочной системы описываются десятью обобщенными координатами: $z_1, Q_1, \alpha, z_2, z_3, z_4, \xi_1, \xi_2, \xi_3, x_1$.

Для получения математических выражений по колебаниям системы в продольной вертикальной плоскости использован принцип Лагранжа.

Прицеп, как и тягач, ввиду наличия между ними шарнирной связи в точке O , имеет угловое перемещение подрессоренной части на угол Q_2 . Связь этого угла с координатами z_1, z_2 и Q_1 следующая:

$$Q_2 = \frac{1}{l_0 + l_6} [(l_2 - l_0) Q_1 - z_1 + z_2].$$

Деформации упругих элементов системы выражаются следующим образом:

1. Вертикальные деформации:

$$\text{— шины: } z_{ш1} = q_1 - \xi_1; \quad z_{ш2} = q_2 - \xi_2; \quad z_{ш3} = q_3 - \xi_3;$$

$$\text{— крона: } z_k = q_4 - z_4;$$

$$\text{— рессоры: } z_{n1} = \xi_1 - z_1 - l_1 Q_1; \quad z_{n2} = \xi_2 - z_1 + l_2 Q_1; \quad z_{n3} = \xi_3 - z_2 - (l_3 - l_6) Q_2;$$

$$\text{— пачка: } z_x = \frac{l_5}{l_4 + l_3 + l_5 - l_6} z_2 + \frac{l_4 + l_3 - l_6}{l_4 + l_3 + l_5 - l_6} z_4 - z_2.$$

2. Продольные деформации:

$$z_1 + h_1 Q_1 + \frac{C_1}{C_4} (q_1 - \xi_1) f + \frac{1}{C_4} [P_{cm1} + C_1 (q_1 - \xi_1)] \frac{\dot{q}_1}{V + \dot{x}_1};$$

$$x_1 + h_2 Q_1 + \frac{C_2}{C_5} (q_2 - \xi_2) f + \frac{1}{C_5} [P_{cm2} + C_2 (q_2 - \xi_2)] \frac{\dot{q}_2}{V + \dot{x}_1};$$

$$x_1 - h_3 Q_2 + \frac{C_3}{C_6} (q_3 - \xi_3) f + \frac{1}{C_6} [P_{cm3} + C_3 (q_3 - \xi_3)] \frac{\dot{q}_3}{V + \dot{x}_1};$$

$$x_1 + h_4 Q_2 + h_5 \alpha + \frac{C_{\kappa}}{C_{x\kappa}} (q_4 - z_4) f_{\text{вол}} + \frac{1}{C_{x\kappa}} [P_{cm4} + \\ + C_{\kappa} (q_4 - z_4)] \cdot \frac{\dot{q}_4}{V + \alpha h_5}.$$

В выражениях для продольных деформаций: f — коэффициент сопротивления качению колес машины; P_{cmi} — статические давления колес машины на опорную поверхность; $f_{\text{вол}}$ — коэффициент сопротивления волочению хлыстов; V — скорость поступательного движения машины.

С учетом перемещений масс, а также деформаций упругих элементов были получены выражения кинетической, потенциальной энергий и диссипативной функции, на основании которых в соответствии с принципом Лагранжа выведены следующие уравнения колебаний системы в продольной вертикальной плоскости:

$$F_{M1} - F_{Q2} - \frac{h_4}{l_0 + l_6} F_{MX} + \frac{h_3}{l_0 + l_6} F_{m3X} - (F_{cn1} + F_{\kappa n1} + \\ + F_{mp1}) - (F_{cn2} + F_{\kappa n2} + F_{mp2}) + \frac{l_3 - l_6}{l_0 + l_6} (F_{cn3} + F_{\kappa n3} + F_{mp3}) + \\ + \frac{h_8}{l_0 + l_6} (F_{cm3} + F_{cx3} + F_{\kappa m3} + F_{\kappa x3}) - \frac{h_4}{l_0 + l_6} (F_{cm4} + \\ + F_{cx4} + F_{\kappa m4} + F_{\kappa x4}) = 0; \quad (1)$$

$$F_{Q1} + (l_2 - l_0) F_{Q2} + h_1 F_{m1x} + h_2 F_{m2x} - h_3 \frac{l_2 - l_0}{l_0 + l_6} F_{m3x} + \\ + h_4 \frac{l_2 - l_0}{l_0 + l_6} F_{mx} - l_1 (F_{cn1} + F_{\kappa n1} + F_{mp1}) + l_2 F_{cn2} + \\ + F_{\kappa n2} + F_{mp2}) - \frac{(l_3 - l_6)(l_2 - l_0)}{l_0 + l_6} (F_{cn3} + F_{\kappa n3} + F_{mp3}) + \\ + h_1 (F_{cm1} + F_{cx1} + F_{\kappa m1} + F_{\kappa x1}) + h_2 (F_{cm2} + F_{cx2} + F_{\kappa m2} + \\ + F_{\kappa x2}) - h_3 \frac{l_2 - l_0}{l_0 + l_6} (F_{cm3} + F_{cx3} + F_{\kappa m3} + F_{\kappa x3}) + \\ + h_4 \frac{l_2 - l_0}{l_0 + l_6} (F_{cm4} + F_{cx4} + F_{\kappa m4} + F_{\kappa x4}) = 0; \quad (2)$$

$$F_{M2} + F_{Q2} - \frac{h_3}{l_0 + l_6} F_{m3x} + \frac{h_4}{l_0 + l_6} F_{MX} - \frac{l_3 + l_0}{l_0 + l_6} (F_{cn3} + \\ + F_{\kappa n3} + F_{mp3}) + \frac{l_5}{l_5 + l_4 + l_3 - l_6} (F_{cx} + F_{\kappa x}) - \\ - \frac{h_3}{l_0 + l_6} (F_{cm3} + F_{cx3} + F_{\kappa m3} + F_{\kappa x3}) + \frac{h_4}{l_0 + l_6} (F_{cm4} + \\ + F_{cx4} + F_{\kappa m4} + F_{\kappa x4}); \quad (3)$$

$$F_{M3} - F_{cx} - F_{\kappa x} = 0; \quad (4)$$

$$F_{M4} + \frac{l_4 + l_3 - l_0}{l_5 + l_4 + l_3 - l_6} (F_{cx} + F_{\kappa x}) - (F_{\kappa} + F_{\kappa x}) = 0; \quad (5)$$

$$h_5 F_{Mx} + h_5 (F_{cm4} + F_{cx4} + F_{\kappa m4} + F_{\kappa x4}) = 0; \quad (6)$$

$$F_{m1} + (F_{cm} + F_{\kappa n1} + F_{mp1}) - (F_{ш1} + F_{\kappa ш1}) = 0; \quad (7)$$

$$F_{m2} + (F_{cn2} + F_{\kappa n2} + F_{mp2}) - (F_{ш2} + F_{\kappa ш2}) = 0; \quad (8)$$

$$F_{m3} + (F_{cn3} + F_{\kappa n3} + F_{mp3}) - (F_{ш3} + F_{\kappa ш3}) = 0; \quad (9)$$

$$F_{M1x} + F_{m1x} + F_{m2x} + F_{m3x} + F_{Mnx} + F_{Mx} + (F_{cm1} + \\ + F_{cx1} + F_{\kappa m1} + F_{\kappa x1}) + (F_{cm2} + F_{cx2} + F_{\kappa m2} + F_{\kappa x2}) + \\ + (F_{cm3} + F_{cx3} + F_{\kappa m3} + F_{\kappa x4}) + (F_{cm4} + F_{cx4} + \\ + F_{\kappa m4} + F_{\kappa x4}) = 0, \quad (10)$$

где $F_{M1} = M_1 \ddot{z}_1$; $F_{M2} = (M_2 + m_n) \ddot{z}_2$; $F_{M3} = M_3 \ddot{z}_3$; $F_{M4} = M_4 \ddot{z}_4$;

$$F_{M1x} = M_1 \ddot{x}_1; F_{m1} = m_1 \ddot{\xi}_1; F_{m2} = m_2 \ddot{\xi}_2; F_{m3} = m_3 \ddot{\xi}_3;$$

$$F_{M1x} = m_1 (\ddot{x}_1 + h_1 \ddot{Q}_1); F_{m2x} = m_2 (\ddot{x}_1 + h_2 \ddot{Q}_1);$$

$$F_{m3x} = m_3 \left[\ddot{x}_1 - h_1 \frac{l_2 - l_0}{l_0 + l_6} \ddot{Q}_1 + \frac{h_3}{l_0 + l_6} \ddot{z}_1 - \frac{h_3}{l_0 + l_6} \ddot{z}_2 \right];$$

$$F_{Mnx} = m_n \ddot{x}_1; F_{Mx} = (M_2 + M_3 + M_4) \left(h_4 \frac{l_2 - l_0}{l_0 + l_6} \ddot{Q}_1 - \frac{h_4}{l_0 + l_6} \ddot{z}_1 + \right. \\ \left. + \frac{h_4}{l_0 + l_6} \ddot{z}_2 + \ddot{x}_1 + \ddot{\alpha} h_5 \right); F_{\alpha} = M_2 h_5 \ddot{\alpha}; F_{Q1} = I_1 \ddot{Q}_1;$$

$$F_{Q2} = \frac{I_n}{(l_0 + l_6)^2} [(l_2 - l_0) \ddot{Q}_1 - \ddot{z}_1 + \ddot{z}_2].$$

Здесь I_1 и I_n — моменты инерции в продольной плоскости соответственно подрессоренной массы тягача и прицепа.

При линейной постановке задачи:

$$F_{cn1} = C_1 (z_1 + l_1 q_1 - \xi_1); F_{cn2} = C_2 (z_1 - l_2 Q_1 - \xi_2);$$

$$F_{cn3} = C_3 \left[\frac{l_3 + l_0}{l_0 + l_6} z_2 - \frac{l_3 - l_6}{l_0 + l_6} z_1 + \frac{(l_3 - l_6)(l_2 - l_0)}{l_0 + l_6} Q_1 - \xi_3 \right];$$

$$F_{cm1} = C_4 (x_1 + h_1 Q_1); F_{cm2} = C_5 (x_1 + h_2 Q_1);$$

$$F_{cm3} = C_6 \left(x_1 - h_3 \frac{l_2 - l_0}{l_0 + l_6} Q_1 + h_3 \frac{1}{l_0 + l_6} z_1 - h_3 \frac{1}{l_0 + l_6} z_2 \right);$$

$$F_{cm4} = C_{xk} \left(x_1 + h_4 \frac{l_2 - l_0}{l_0 + l_3} Q_1 - h_4 \frac{1}{l_0 + l_6} z_1 + h_4 \frac{1}{l_0 + l_6} z_2 - \alpha h_3 \right);$$

$$F_{cx1} = fC_1 (\xi_1 - q_1) + [P_{cm1} + C_1 (\xi_1 - q_1)] \cdot \frac{\dot{q}_1}{V + \dot{x}_1};$$

$$F_{cx2} = fC_2 (\xi_2 - q_2) + [P_{cm2} + C_2 (\xi_2 - q_2)] \frac{\dot{q}_2}{V + \dot{x}_1};$$

$$F_{cx3} = fC_3 (\xi_3 - q_3) + [P_{cm3} + C_3 (\xi_3 - q_3)] \frac{\dot{q}_3}{V + \dot{x}_1};$$

$$F_{cx4} = f_{\text{вол}} C_K (z_4 - q_4) + [P_{cm4} + C_K (z_4 - q_4)] \frac{\dot{q}_4}{V - h_5 \dot{\alpha}};$$

$$F_{cx} = C_x \left(\frac{l_5}{l_5 + l_4 + l_3 - l_0} z_2 - \frac{l_5}{l_5 + l_4 + l_3 - l_6} \right).$$

Выражения для F_{kni} , F_{kmi} , F_{kxi} и F_{kx} , характеризующие затухание колебаний, являются пропорциональными скорости перемещений и записываются аналогично предыдущим.

При нелинейной постановке задачи записанные выше величины представляются в виде соответствующих характеристик.

Экспериментальные замеры показали, что характеристики подвески колесных тягачей представляются в виде кривых, наиболее характерные из которых приведены на рисунке 2.

Упругие и амортизационные характеристики задаются некоторым количеством полученных экспериментально точек, обычно 9—13. Коэффициенты всех промежуточных точек, необходимые в процессе решения системы дифференциальных уравнений, определяются с использованием интерполяционной формулы Лагранжа (квадратичной).

Упругие характеристики шин, представляющиеся в виде кусочно-линейной функции, аналитически записываются следующим образом:

$$F_{wi} = n_{6+i} [C_{wi2} \cdot z_{wi2} + C_{wi1} (z_{wi} - z_{wi2})] + \\ + n_{9+i} \cdot C_{wi2} z_{wi} + n_{13+i} [C_{wi2} \cdot z_{wi2} + C_{wi1} (z_{wi1} - z_{wi2})],$$

причем

$$\text{при } z_{wi} < z_{i1}; n_{6+i} = n_{9+i} = 0; n_{13+i} = 1;$$

$$\text{при } z_{wi1} \leq z_{wi} < z_{wi2}; n_{9+i} = n_{13+i} = 0; n_{6+i} = 1;$$

$$\text{при } z_{wi2} \leq z_{wi}; n_{6+i} = n_{13+i} = 0; n_{9+i} = 0.$$

Условие $n_{6+i} = n_{9+i} = 0$, $n_{13+i} = 1$ является условием отрыва колес i -той оси от дороги.

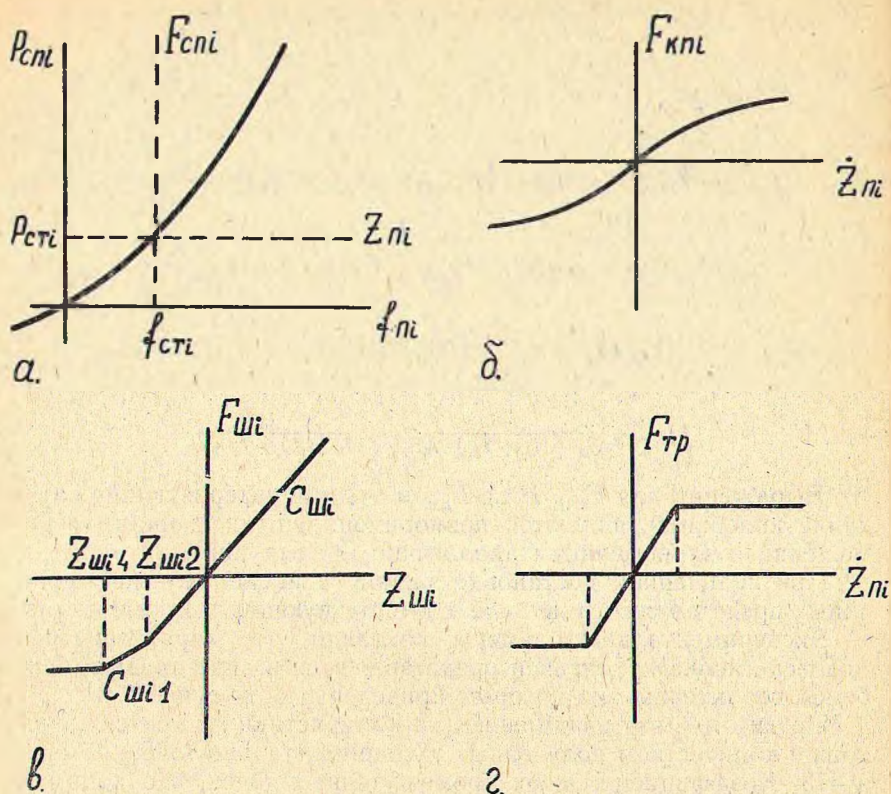


Рис. 2. Характеристики подвески колесного трелевочного трактора: а — упругая характеристика рессор; б — характеристика вязкого сопротивления подвески; в — упругая характеристика шин; г — характеристика сухого трения подвески.

Математическая модель системы позволяет также определять пробой подвески и путь, пройденный колесами в отрыве от дороги. Условия пробоя: $z_{ni} \leq A_i$, где A_i — свободный ход рессор.

Упругие характеристики и характеристики сопротивления пачки при изгибе, а также кроны, как показали проведенные нами экспериментальные исследования, могут приниматься линейными. Это также касается продольных упругих и амортизационных характеристик трансмиссии и масс, приведенных к точке контакта колес с дорогой.

Рассматриваемая расчетная модель предполагает решение задач с помощью ЭЦВМ, при этом микропрофиль дороги задается реальным по данным натуральных замеров. Микропрофиль

задается точками с заданным шагом h . Координаты промежуточных точек определяются по интерполяционной формуле Ньютона (кубической).

Воздействие от неровностей дороги на колеса должно задаваться с учетом того, что если точка касания передних колес с дорогой отстоит от начала участка на расстоянии $vt + x_1$, то точка касания колес второй оси — на расстоянии $vt + x_1 - l_1 - l_2$, третьей — $vt + x_1 - l_1 - l_2 - l_3$, кроны — $vt + x_1 - l_1 - l_2 - l_3 - l_4 - l_5 + ah_5$.

Разработанная общая расчетная модель позволяет введением соответствующих условий перейти к другим схемам трелевки.

Например, при необходимости анализа вертикальной динамики двухосного трактора с пачкой хлыстов при трелевке в полупогруженном положении задаются следующие условия: $ah_5 = 0$; $\xi_1 = z_1 + l_1 Q_1$; $\xi_2 = z_1 - l_2 Q_1$; $\xi_3 = 0$; $z_2 = z_1 - (l_1 + l_2) Q_1$; $l_3 = 0$; $h_3 = 0$, $h_5 = 0$; $l_0 = 0$; $m_n = 0$; $l_n = 0$; $P_{cm3} = 0$; $Q_2 = 0$.

Аналогичным образом общая расчетная модель может быть использована для исследования трехосной системы при полупогруженной трелевке, двухосной — при полуподвешенном способе закрепления пачки, двухосного или трехосного трактора без пачки, трехосной системы с жесткой рамой и др.

Для примера по разработанной методике было проведено исследование вертикальных колебаний поддрессоренного варианта трелевочного трактора Т-157 с прицепной третьей осью. Основные параметры данной системы следующие: $M_1 = 860$; $(M_2 + M_3 + M_4) = 465$; $m_1 = 50$; $m_2 = m_3 = 60$ кг·с²/М; $h_1 = h_2 = 0,98$; $l_0 = 0,2$; $l_1 = 1,06$; $l_2 = 1,8$; $l_4 = 8,0$; $l_5 = 17,0$ м.

На рисунке 3 приведены зависимости ускорений трактора от V при его движении по пасечному волоку. Задача решалась на ЭЦВМ «М-220». Программа написана на языке альфа. Для решения системы дифференциальных уравнений был использован метод Рунге — Кутты с постоянным шагом (шаг выбирался в зависимости от скорости).

Графики рисунка показывают, что применение разработанной расчетной модели позволяет провести подробный динамический анализ трелевочной системы. В данном случае видно, например, что ускорения масс системы изменяются по-разному. Наименьший уровень имеют продольно-горизонтальные x_1 и угловые α ускорения системы, причем с изменением скорости движения их значения изменяются несущественно.

Наибольшее по абсолютной величине — вертикальные ускорения неподдрессоренной массы задней оси трактора, причем они значительно меняются при изменении скорости движения. Характерно, что при $V = 8-9$ км/ч величины ускорений, как максимальные, так и среднеквадратичные, являются наименьшими.

$\ddot{z}_1, \ddot{z}_2, \ddot{z}_3, \ddot{x}_1, \ddot{x}_2, \ddot{\xi}_2, M/C^2$

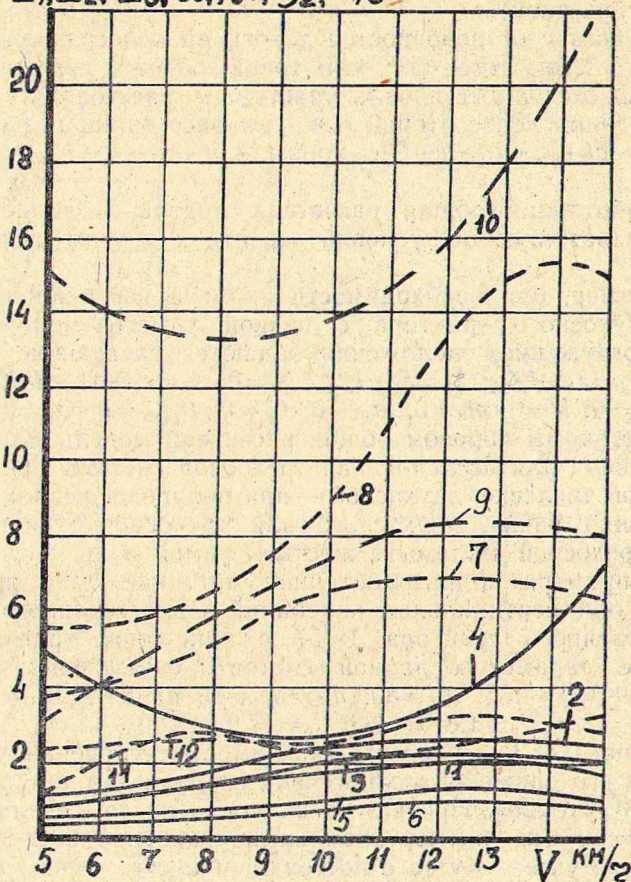


Рис. 3. Зависимости ускорений масс трактора от скорости движения (пасечный волок): 1—6 среднееквадратичные значения ускорений; 7—12 — максимальные значения ускорений): 1,7 — \ddot{z}_1 ; 2—8 — \ddot{z}_2 ; 3—9 — \ddot{z}_3 ; 4—10 — $\ddot{\xi}_2$; 5—11 — $\ddot{\alpha}$; 6—12 — \ddot{x}_1 .

Максимальные вертикальные ускорения массы M_2 в диапазоне скоростей от 8 до 12 км/ч интенсивно возрастают, а при увеличении V более 13 км/ч становятся меньше. Аналогичный вид имеют кривые ускорений \ddot{z}_1 и \ddot{z}_3 , однако абсолютные значения их и интенсивность увеличения и спада кривых значительно меньше. В целом заметно, что характерными с точки зрения вертикальной динамики системы при треловке

по рассматриваемому пасечному волоку являются два диапазона скоростей. Первый из них — 8—9 км/ч, второй — 12,5—13,5 км/ч.

Приведенные данные показывают, что разработанная расчетная модель позволяет провести исчерпывающий анализ вертикальной динамики любых трелевочных систем с учетом разнообразных конструктивных и эксплуатационных параметров и факторов.