

УДК 630*377.44.001.4/5

МЕТОДИКА И МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ ОЦЕНКИ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ КОЛЕСНЫХ ТРЕЛЕВОЧНЫХ ТРАКТОРОВ С ВОЛОКОМ

А. М. КОЧНЕВ

С.-Петербургская лесотехническая академия

Повышение эффективности лесозаготовительной техники в основном сдерживается техническим уровнем и структурой парка машин для первичной транспортировки древесины. За рубежом доминирующий объем работ на лесозаготовках выполняют с помощью колесных машин (в Скандинавских странах 90...96 %, в Северной Америке 60...70 % [12]). Они обладают высокими транспортными скоростями движения, хорошей проходимостью, экологической совместимостью с лесной средой, а также более комфортными условиями труда оператора.

В настоящее время подготовлено к постановке на серийное производство семейство колесных лесозаготовительных машин АО «Онежский тракторный завод», включающее колесные трелевочные тракторы ТҚЛ-4 с пачковым захватом и ТҚЛ-6-01 с гидроманипулятором, валочно-трелевочную машину ТҚЛ-6-02, сучкорезно-раскряжевочную машину ТҚЛ-6-03 и сортиментовоз ТҚЛ-6-04. Работы по созданию аналогичных машин проводятся и рядом других организаций. Так, ПО «Харьковский тракторный завод» подготовил к серийному производству базу под колесный трелевочный трактор с пачковым захватом Т-157Н и сортиментовоз Т-157НС; АО Ленлес малыми партиями осуществляет выпуск валочно-сучкорезно-раскряжевочных машин «Софит-Х» и сортиментовозов «Софит-4Ф». Среди них основными, в зависимости от применяемой технологии лесозаготовок, являются колесный трелевочный трактор и сортиментовоз. Сокращение сроков их создания и доводки, выбор оптимальных конструктивных параметров связаны с совершенствованием теории взаимодействия колесных трелевочных тракторов с волоком.

Работы по динамике колесных трелевочных тракторов условно можно разделить на две группы:

по динамике трактора в целом (устойчивость движения, плавность хода, боковая динамическая устойчивость и т. д.). К ним относятся работы А. В. Жукова, Г. М. Анисимова, В. И. Варавы, Д. В. Памфилова, В. И. Букова, Х. Б. Тасева, В. С. Сюнева, Ю. А. Добрынина и др.;

по исследованию динамических процессов, протекающих в отдельных механизмах и системах трактора (включая нагруженность и режимы работы моторно-трансмиссионной установки, гидросистемы рулевого управления, технологического оборудования, ходовой системы и т. д.). Это работы В. А. Александрова, О. М. Ведерникова, В. П. Сергеева, Н. Ф. Бочарова, В. М. Семенова, В. А. Симановича и др. В этой группе необходимо выделить работы Б. Г. Гастева, Б. В. Билыка, Н. И. Библиюка и др., по исследованию упругодемпфирующих свойств трелевочной пачки деревьев и ее формализации при обосновании расчетных моделей.

В опубликованных работах не всегда учитывались такие важные свойства объекта исследования, как, например, упругие характеристики грунта, сглаживающая способность крупногабаритных шин, нелинейный характер работы элементов системы и связи их между собой. Это отражается на достоверности полученных результатов.

В общем случае движения по волоку колесный трелевочный трактор представляет собой сложную многомассовую динамическую систему с многими степенями свободы. Обычно реальную систему заменяют эквивалентной динамической схемой, включающей несколько приведенных масс с безынерционными упругими связями.

Одним из наиболее важных элементов колесных машин является пневматическая шина. Она может быть представлена в виде упругодемпфирующего звена, работающего в вертикальном и боковом направлениях, на скручивание в точке контакта с опорной поверхностью в момент поворота полурам и в тангенциальном (окружном) направлении.

Существенное влияние на устойчивость движения и маневренность колесного трелевочного трактора оказывают параметры гидравлического механизма складывания. Он может быть представлен в виде упругодемпфирующего элемента, установленного на вертикальном шарнире и осуществляющего связь между полурамами трактора. Обсуждение необходимости учета упругодемпфирующих свойств механизма складывания при исследовании динамики колесных трелевочных тракторов и полученные для серийных машин числовые данные представлены в работах [8, 9].

Учитывая конструктивные особенности машины, а именно наличие шарнирно-сочлененной конструкции несущей системы, а также существенное различие жесткости несущей системы и остальных упругих элементов, полурам трактора можно идеализировать абсолютно твердыми телами. Этот вывод подтверждается результатами исследований динамики колесных машин с достаточно малой базой.

Как показали расчеты, жесткость стрелы, приведенная к точке подвеса пачкового захвата (с учетом приведенной жесткости гидропривода), существенно выше, чем в остальных упругих элементах системы. Однако идеализация ее абсолютно твердым телом приводит к необходимости учета явлений удара при включении — выключении троса в процессе продольных перемещений трелеваемой пачки деревьев. Поэтому гидрополиспаст технологического оборудования целесообразно рассматривать как элемент, также обладающий демпфирующими свойствами.

Особым элементом системы является трелеваемая пачка древесины. Как показали ранее выполненные исследования, в случае трелевки пачки лесоматериалов длиной не более 6 м в полностью погруженном положении она может быть представлена в виде абсолютно твердого тела, составляющего единое целое с задней полурамой сортиментовоза. При полуподвешенной трелевке учет колебаний пачки обязателен. Распределенную массу трелеваемой пачки деревьев обычно заменяют тремя дискретными массами: две по концам и одна в центре масс. Такая модель проста, универсальна и позволяет учесть ее основные динамические свойства. При трелевке пачки деревьев с кроной желателен учет ее упругодемпфирующих свойств не только в вертикальном, продольном и боковом направлениях, но и на скручивание при повороте конца трелеваемой пачки вокруг своей оси.

На основании изложенного нами разработана эквивалентная динамическая схема, в которой трелевочный трактор с пачковым захватом идеализирован двумя абсолютно твердыми телами с центрами масс O_1 и O_2 (рис. 1). Тела соединены шарниром с двумя степенями свободы и установлены на упругих основаниях, податливых в вертикальном, боко-

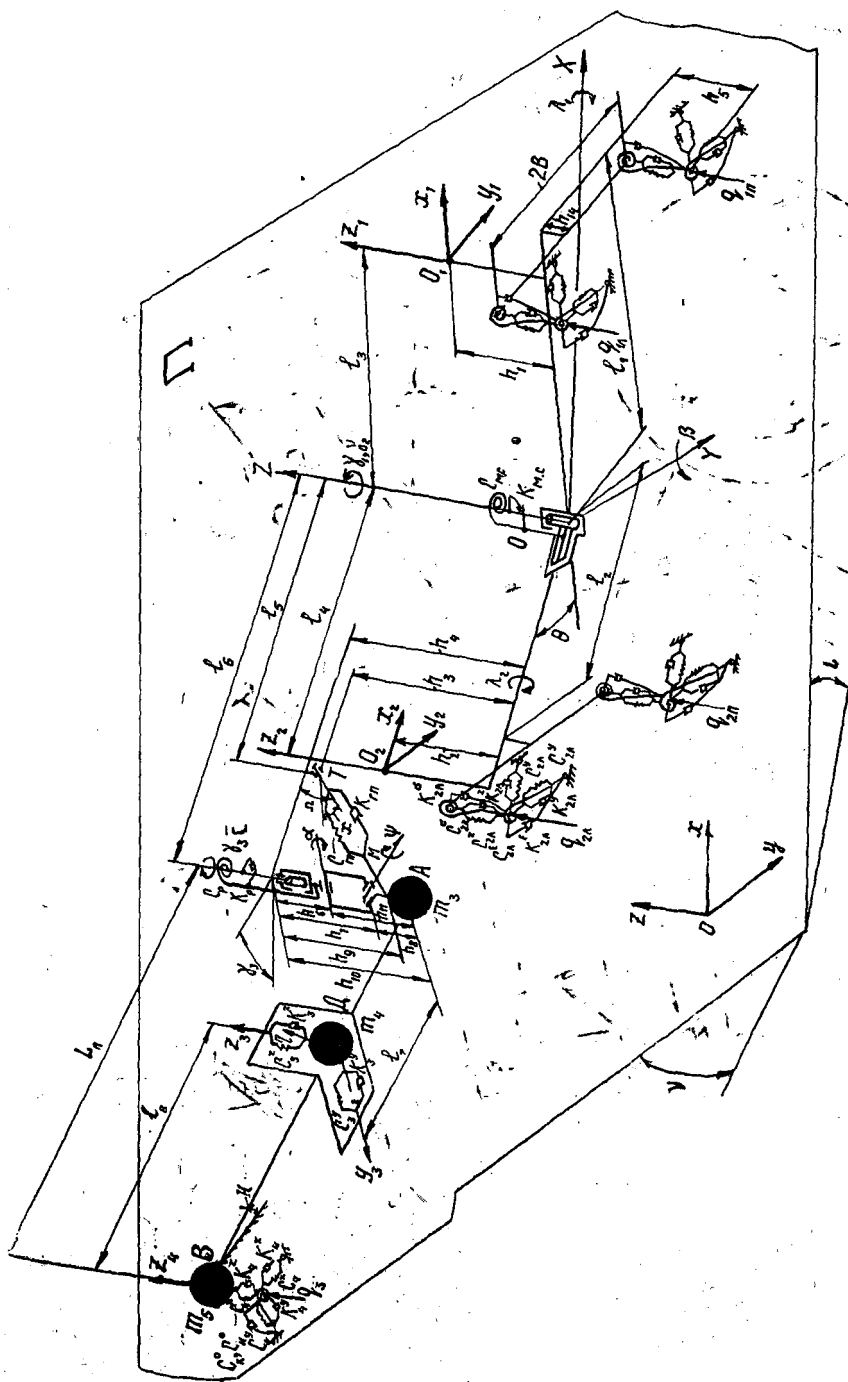


Рис. 1. Эквивалентная динамическая схема системы трелевочный трактор — пачка деревьев — волок

вом, продольном, тангенциальном и горизонтально-угловом направлениях и характеризующихся коэффициентами жесткости $C_{11}^z, C_{11}^y, C_{11}^x, C_{12}^z, C_{12}^y, C_{12}^x, C_{13}^z, C_{13}^y, C_{13}^x, C_{21}^z, C_{21}^y, C_{21}^x, C_{22}^z, C_{22}^y, C_{22}^x, C_{23}^z, C_{23}^y, C_{23}^x, C_{31}^z, C_{31}^y, C_{31}^x, C_{32}^z, C_{32}^y, C_{32}^x, C_{33}^z, C_{33}^y, C_{33}^x, C_{41}^z, C_{41}^y, C_{41}^x, C_{42}^z, C_{42}^y, C_{42}^x, C_{43}^z, C_{43}^y, C_{43}^x, C_{51}^z, C_{51}^y, C_{51}^x, C_{52}^z, C_{52}^y, C_{52}^x, C_{53}^z, C_{53}^y, C_{53}^x$. Гидравлический механизм складывания полурам представлен упругим элементом с коэффициентом жесткости $C_{м.с.}$ Пачка деревьев

состоит из трех дискретных масс m_3 , m_4 , m_5 , соединенных между собой безынерционным стержнем. Изгибные деформации пачки в вертикальном и боковом направлениях, а также податливость кроны пачки деревьев в вертикальном, боковом, продольном и горизонтально-угловом направлениях смоделированы упругими элементами с коэффициентами

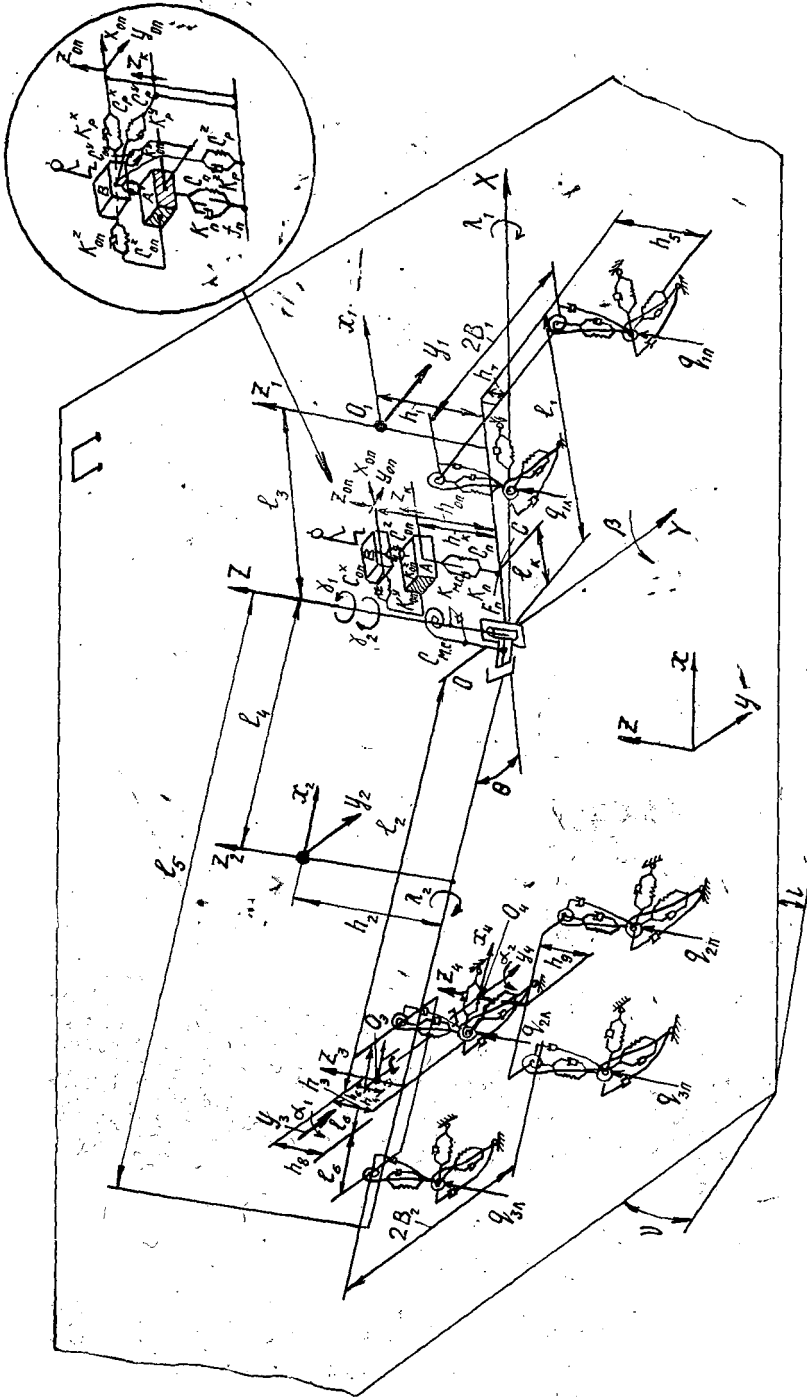


Рис. 2. Эквивалентная динамическая схема системы сортировозов — оператор — волок

жесткости соответственно $C_3^z, C_3^y, C_4^z, C_4^y, C_4^x$ и C_k^0 . Пачка подвешена к трактору с помощью устройства, имеющего шарнир с тремя степенями свободы, и дополнительно соединена с ним через гидрополиспаст технологического оборудования, представленный упругим элементом с коэффициентом жесткости $C_{гп}$. Поворотный ротор, установленный между захватом пачки и стрелой технологического оборудования, рассматривается как упругий элемент с коэффициентом жесткости C_p .

Сортиментовоз с грузом (рис. 2), имеющий колесную формулу 6К6, идеализирован четырьмя абсолютно твердыми телами с центрами масс O_1, O_2, O_3 и O_4 . Тела с центрами масс O_1 и O_2 соединены шарниром с двумя степенями свободы, O_2 и O_3 , а также O_2 и O_4 — шарниром с одной степенью свободы. Все они, за исключением тела с центром масс O_2 , установлены на упругих основаниях, податливых в вертикальном, боковом, продольном, тангенциальном и горизонтально-угловом направлениях и характеризующихся коэффициентами жесткости $C_{ij}^z, C_{ij}^y, C_{ij}^x, C_{ij}^0$. Гидравлический механизм складывания представлен упругим элементом жесткости $C_{м.с.}$. Для исследования уровня колебаний на рабочем месте оператора в эквивалентную динамическую схему сортиментовоза введены дополнительные дискретные массы кресла оператора m_k и самого оператора $m_{оп}$. Подвеска кресла представлена упругим элементом с коэффициентом жесткости C_n^z ; сиденье кресла и упругие свойства тела самого оператора в вертикальном, продольном и поперечном направлениях — соответственно упругими элементами с коэффициентом жесткости $C_{оп}^z, C_{оп}^x$ и $C_{оп}^y$; упругие свойства рук оператора в этих направлениях — элементами C_p^z, C_p^x и C_p^y . Дополнительно учтено сухое трение в подвеске кресла оператора в виде фрикционного элемента с коэффициентом трения f_n . Все упругие звенья рассматриваемых трелевочных тракторов в направлении своей податливости обладают также демпфирующим сопротивлением. Трактор с пачкой деревьев и сортиментовоз движутся с поворотом на плоскости Π , наклоненной к горизонту с углами ψ и ν .

В общем случае на рассматриваемые динамические системы (рис. 1, 2) действуют консервативные и неконсервативные силы и моменты. К первым относятся силы тяжести, действующие на секции трактора, балансирных тележек и пачки — $P_d^1, P_d^2, P_d^3, P_d^4, P_d^5$, а также силы и моменты, возникающие при работе упругих элементов системы: шин — $P_{ij}^z, P_{ij}^y, P_{ij}^x, M_{ij}^z, M_{ij}^y$; гидропривода механизма складывания — $M_{м.с.}$ (при отсутствии воздействия оператора на рулевой привод); гидрополиспаста технологического оборудования — $P_{гп}$; изгибных деформаций пачки — P_n^z, P_n^y ; кроны — P_k^z, P_k^y, P_k^x, M_k ; подвески кресла оператора P_k , подушек кресла и тела оператора — $P_{оп}^z, P_{оп}^y, P_{оп}^x$, рук оператора — P_p^z, P_p^y, P_p^x . Кроме того, при введении в сочленения элементов системы дополнительных упругих элементов к консервативным моментам добавляются упругие моменты в горизонтальном шарнире трактора — $M_{г.ш}$; в шарнирах балансирных тележек — M_6^1, M_6^2 , в шарнирах продольного — M_a и поперечного — M_ϕ отклонений пачкового захвата, а при включении в работу ротора и его упругий момент — M_p . Каждые из рассмотренных консервативных сил и моментов включают в себя силы упругости и диссипации энергии, кроме составляющих сил веса. К неконсервативным силам и моментам системы относятся: силы сопротивления качению колес трактора — P_{ij}^f ; касательные силы тяги на колесах — P_{ij}^x ; моменты сопротивления повороту колес в зоне их контакта с опорной поверхностью — M_{ij}^p ; сила сопротивления воло-

чению пачки деревьев — $P_{кр}$; момент сопротивления повороту волочащейся части пачки деревьев — $M_{кр}$ и активный складывающий момент механизма поворота трактора — $M_{м.с}$ в случае его управляемого движения.

При составлении уравнений взаимодействия исследуемых колесных трелевочных тракторов с волоком примем следующие допущения:

демпфирующие сопротивления рассматриваемых элементов системы пропорциональны первой степени скорости деформации;

колебания и упругодемпфирующие свойства транспортируемого пакета сортиментов и манипулятора технологического оборудования, установленного в транспортное положение, не учитываются;

Движение трелевочных тракторов будем рассматривать в инерциальной системе координат $OXYZ$, ось X которой совпадает с осью горизонтального шарнира, Z — с осью вертикального шарнира трактора, начало отсчета лежит на их пересечении. Введем также неподвижную систему координат oxy , связанную с опорной поверхностью, и подвижные системы координат $O_1x_1y_1z_1$, $O_2x_2y_2z_2$, $O_3x_3y_3z_3$, $O_4x_4y_4z_4$, связанные соответственно с центрами масс передней, задней секции и центрами масс балансирных тележек. С учетом конструктивных особенностей рассматриваемых машин, накладывающих определенные соотношения между координатами, состояние системы трелевочный трактор — пачка деревьев — волок (рис. 1) может быть определено четырнадцатью независимыми координатами: $X, Y, Z, \beta, \gamma_1, \gamma_2, \gamma_3, \lambda_1, \lambda_2, \alpha, \phi, y_3, z_3$ и z_4 , а состояние системы сортиментовоз — волок (рис. 2) — десятью независимыми координатами: $X, Y, Z, \beta, \gamma_1, \gamma_2, \lambda_1, \lambda_2, \alpha_1, \alpha_2$. Учет свойств оператора добавляет еще четыре независимые координаты: $Z_{оп}, Y_{оп}, X_{оп}$.

Для вывода дифференциальных уравнений, описывающих взаимодействие исследуемых трелевочных тракторов с волоком, использовали уравнения Лагранжа 2-го рода, имеющие в рассматриваемом случае следующий вид:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial P}{\partial q_i} + \frac{\partial \Phi}{\partial q_i} = \sum_{i=1}^n Q_i + \sum_{i=1}^n M_i \quad (1)$$

$i = 1, 2, \dots, k$

где k — число степеней свободы рассматриваемой системы;

q_i, \dot{q}_i — i -е обобщенные координата и скорость;

T, P — кинетическая и потенциальная энергия системы;

Φ — диссипативная функция системы;

Q_i, M_i — обобщенные неконсервативные сила и момент.

Уравнения взаимодействия исследуемых трелевочных тракторов с волоком в развернутой форме отражены в работе [11] и в настоящей статье, вследствие их громоздкости, не приводятся.

Исследование полученных систем дифференциальных уравнений на ЭВМ дает возможность решить как прямую, так и обратную задачи динамики — определение перемещений по заданным силам и сил по заданным перемещениям. При этом ряд исследуемых параметров находят непосредственно из решения указанных систем дифференциальных уравнений, другие — через промежуточные преобразования.

Математические модели позволяют исследовать два случая движения трелевочных тракторов по волоку.

1. Движение по прямой или с постоянным радиусом поворота. Угол складывания полурам θ в этом случае либо равен нулю, либо $\theta = \text{const}$, а $\dot{\theta} = 0$. Движение трактора может быть как некорректируемым, так и корректируемым.

2. Вход в поворот и выход из него. При этом задаются законы изменения $\Theta = f(t)$ при $\dot{\Theta} = \text{const}$ и $M_{m.c}^y = f(t)$. Упругодемпфирующая связь $M_{m.c}$ вступает в действие только при фиксации величины Θ . В других случаях управляемого движения (например движение по змейке, разворот, неустановившийся режим поворота трактора) задаются соответствующие законы изменения $\Theta = f(t)$ и $\dot{\Theta} = f(t)$ или $M_{m.c}^y = f(t)$.

В качестве внешнего возмущающего воздействия для исследуемых систем дифференциальных уравнений и реализуемого через точки взаимодействия колес трактора и кроны трелемой пачки деревьев с опорной поверхностью, могут служить: единичная обособленная неровность или импульс; периодически чередующиеся обособленные неровности и случайный микропрофиль волока. Учет того или иного входного воздействия определяется задачами исследований. Использование единичной обособленной неровности целесообразно при решении задач устойчивости исследуемой системы, определении связи колебаний секций трактора между собой и отладке полученной модели на ЭВМ. Математические выражения, описывающие единичные обособленные неровности различного профиля (синусоидальный, прямоугольный, треугольный и единичный импульс), широко описаны в литературе.

Применение в качестве входного воздействия периодически чередующихся обособленных неровностей целесообразно при определении собственных (резонирующих) частот системы.

При выборе и обосновании оптимальных конструктивных параметров и режимов эксплуатации трелевочного трактора основным видом воздействия является случайный микропрофиль поверхности движения. Его моделирование может осуществляться при использовании как массива ординат конкретного микропрофиля, замеренных с определенным шагом квантования, так и «датчика случайных чисел», входом из которой являются математическое ожидание и среднее квадратичное отклонение ординат соответствующего микропрофиля.

Упругую податливость грунта целесообразно учитывать приведением его упругодемпфирующих свойств к упругодемпфирующим свойствам шины, а сглаживающую способность последней, по отношению к неровностям, меньшим длины отпечатка, по выражению

$$q_{ij}^{\text{гр}}(l) = \frac{1}{b_{ij}} \left[q_{ij} \left(l + \frac{b_{ij}}{2} \right) - q_{ij} \left(l - \frac{b_{ij}}{2} \right) \right], \quad (2)$$

где b_{ij} — длина отпечатка ij шины;

l — величина продвижения трактора вдоль волока.

Нелинейный характер работы отдельных упругодемпфирующих элементов трактора и связей между его звеньями учитывали с помощью аппроксимации последних кусочно-линейными функциями, вид и характер которых подробно описаны в литературе.

Полученные системы дифференциальных уравнений решали методом Рунге — Кутты с модификацией Мерсона, для чего был разработан соответствующий пакет прикладных программ на языке Фортран-77. В качестве базовой выбрана ПЭВМ IBM PS/AT, обладающая достаточным объемом оперативной памяти и быстродействием.

Проверка адекватности полученных математических моделей была выполнена для колесного трактора ПО ОТЗ ТКЛ-4 (объем пачки 6 м³) и сортиментовоза ТКЛ-6-04 (объем пачки 20 м³). Экспериментальные исследования для этих же машин проводили в природо-производственных условиях Северо-Западного промышленного региона [6, 7].

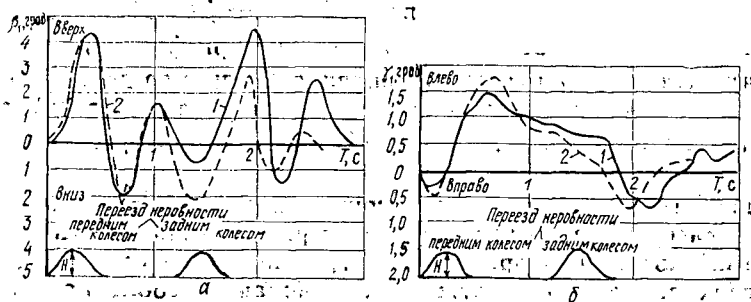


Рис. 3. Траектории движения звеньев системы при переезде через единичную неровность, $H = 0,3$ м, $L = 1,0$ м, $V = 2,0$ м/с: а — угол галопирования трактора ТКЛ-4; б — курсовой угол передней полурамы сортиментовоза ТКЛ-6-04; 1 — расчет; 2 — эксперимент

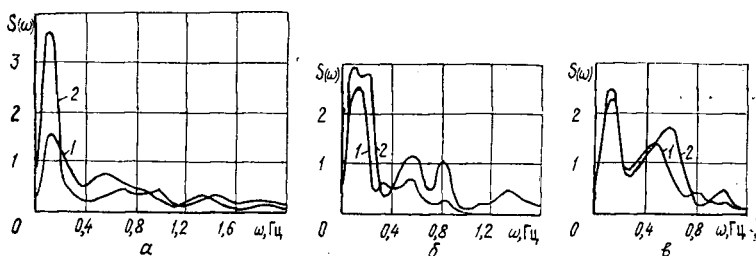


Рис. 4. Спектральные плотности колебательных процессов исследуемых систем при движении по случайному микропрофилю, $V = 2,0$ м/с: а — курсовой угол передней полурамы трактора ТКЛ-4 на лесной дороге; б — угол галопирования сортиментовоза ТКЛ-6-04 на пасечном волоке; в — угол крена передней полурамы трактора ТКЛ-4 на пасечном волоке; 1 — расчет; 2 — эксперимент

Результаты проверки адекватности разработанных математических моделей представлены на рис. 3 и 4.

Здесь имеет место хорошее количественное и качественное совпадение результатов исследования при переезде единичной обособленной неровности и движении по случайному микропрофилю волока. Степень расхождения результатов составляет 10...15 % и объясняется как влиянием ряда дополнительных факторов, учет которых в математическом описании движения трактора по волоку значительно затруднен, так и погрешностью результатов проведенных экспериментальных исследований.

Полученная точность подтверждает достоверность разработанных математических моделей взаимодействия колесного трелевочного трактора с волоком и позволяет перейти к ее широкому исследованию.

Предварительные расчеты по разработанным математическим моделям показали, что рациональное значение коэффициента жесткости механизма складывания $C_{м.с} \geq 2000$ кН · м/рад при коэффициенте демпфирования $K_{м.с} = 10$ кН · м · с/рад; динамический радиус колеса трактора $R_d = 1,0 \dots 1,05$ м; ширина его колеи $B = 2,0 \dots 2,2$ м.

Рациональное соотношение плеч балансиров тандемной тележки трелевочного трактора колесной формулы 6К6, имеющей блокированный привод, должно составлять 1,0 при высоте точки качания балансиров 0,25...0,30 м и угле их наклона 15 град. В случае индивидуального

привода колес соотношение плеч балансиров рекомендуется принимать в диапазоне 0,25... 0,40 при расположении точки качания балансира на линии, соединяющей центры колес тележки.

Расчеты показали также обоснованность введения в сочленения звеньев дополнительных устройств, ряд которых защищены авторскими свидетельствами на изобретения: в вертикальный шарнир — блокирующего устройства с жесткостью $C_{м.с} \geq 2000 \text{ кН} \cdot \text{м/рад}$ [1, 4, 5] или демпфера с коэффициентом неупругого сопротивления $K_{м.с} = 10 \text{ кН} \cdot \text{м} \times \times \text{с/рад}$ [3]; в горизонтальный шарнир — демпфера с неупругим сопротивлением $K_{г.ш} = 60 \text{ кН} \cdot \text{м} \cdot \text{с/рад}$; в шарнир сочленения стрелы и пачкового захвата — блокирующего устройства с коэффициентом жесткости $C_{п.ш} = 50 \text{ кН} \cdot \text{м/рад}$ или демпфера с коэффициентом неупругого сопротивления $K_{п.ш} = 30 \text{ кН} \cdot \text{м} \cdot \text{с/рад}$.

Доказана также целесообразность поддрессоривания отдельных элементов технологического оборудования трелевочного трактора [2] и применение подвеса пачкового захвата с изменяемой длиной [10].

Проведенные исследования подтвердили адекватность математических моделей, расхождение результатов исследований на 10... 15%; что позволяет рекомендовать разработанные методики и математические модели для использования в создании АСНИ и САПР «Колесный трелевочный трактор».

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1]. А. с. 1320112 СССР, МКИ⁴ В 62Д53/02. Сочлененное транспортное средство / Г. М. Анисимов, А. М. Кочнев, А. П. Богачев (СССР).— № 4056577/31—11; Заявлено 14.04.86; Оpubл. 30.06.87 // Открытия. Изобретения.— 1987.— № 24.— С. 73—74. [2]. А. с. 1326482 СССР, МКИ⁴ В 60 Р 3/40. Приспособление для полуподвесной трелевки леса / В. Д. Валяжонков, А. М. Кочнев, А. П. Богачев, Н. Ю. Иванов (СССР).— № 4000848/31—11; Заявлено 27.12.85; Оpubл. 30.07.87 // Открытия. Изобретения.— 1987.— № 28.— С. 58. [3]. А. с. 1342806 СССР, МКИ⁴ В 62 Д 53/08. Сцепное устройство сочлененного транспортного средства / Г. М. Анисимов, А. М. Кочнев, В. Д. Валяжонков, Д. В. Памфилов (СССР).— № 4072667/31—11; Заявлено 28.05.86; Оpubл. 07.10.87 // Открытия. Изобретения.— 1987.— № 37.— С. 78—79. [4]. А. с. 1404397 СССР, МКИ⁴ В 62 Д 5/06. Гидравлическая система рулевого управления шарнирно сочлененного транспортного средства / Г. М. Анисимов, А. М. Кочнев, А. Г. Ковалев (СССР).— № 4175633/31—11; Заявлено 05.01.87; Оpubл. 23.06.88 // Открытия. Изобретения.— 1988.— № 23.— С. 86. [5]. А. с. 1585204 СССР, МКИ⁴ В 62 Д 53/02. Сочлененное транспортное средство / Г. М. Анисимов, А. М. Кочнев (СССР).— № 4426356/27—11; Заявлено 17.05.88; Оpubл. 15.08.90 // Открытия. Изобретения.— 1990.— № 30.— С. 96—97. [6]. Исследование технико-экономических показателей и составляющих баланса мощности МТУ колесного лесопромышленного трактора ТКЛ-4 на основных элементах технологического цикла трелевки: Отчет о НИР/ СЗФ НАТИ; Руководитель В. Л. Довжик.— 7; № ГР 01910031619.— Вырица, 1990.— 290 с. [7]. Исследование влияния технических решений и параметров на тягово-сцепные и скоростные свойства перспективных колесных сортиментовозов ОТЗ: Отчет о НИР/ ЛТА; Руководитель Г. М. Анисимов.— 1.12.036; № ГР 01910052777.— С. Пб, 1991.— 55 с. [8]. Кочнев А. М., Валяжонков В. Д., Памфилов Д. В. Исследование упругодемпфирующих свойств гидропривода механизма складывания трелевочных тракторов // Лесн. журн.— 1990.— № 1.— С. 43—48.— (Иzv. высш. учеб. заведений). [9]. Повышение устойчивости заданного направления движения колесной трелевочной системы / Г. М. Анисимов, А. М. Кочнев, В. П. Сергеев, Д. В. Памфилов // Лесн. журн.— 1990.— № 5.— С. 29—36.— (Иzv. высш. учеб. заведений). [10]. Положительное решение на заявку № 4899583/11 от 28.08.91. Устройство для полуподвесной трелевки леса / Г. М. Анисимов, Д. В. Памфилов, А. М. Кочнев (СССР); Принято 03.01.91.— 4 с. [11]. Разработка методики расчетного определения статической и динамической нагруженности колесного лесопромышленного трактора: Отчет о НИР / Сев.-Зап. филиал НПО НАТИ; № ГР 0191001301.— Вырица, 1990.— 232 с. [12]. Татаринов В. П. Лесной комплекс. Состояние и перспективы развития.— М.: Лесн. пром-сть, 1989.— 352 с.