

ЛИТЕРАТУРА

1. Буш К., Иевинь И.К. Экологические и технологические основы рубок ухода. - Рига: Зинатне, 1984. - 172 с.
2. Заготовка сортиментов на лесосеке. Технология и машины /А.В.Жуков., И.К.Иевинь, А.С.Федоренчик, Ю.И.Провоторов и др.-М.: Экология, 1993. -С.311.
3. Современные тенденции в развитии механизации лесных работ: Экспресс-информ. Вып.7. Лесное хозяйство за рубежом/ВНИИЦ по лесным ресурсам СССР.-М.; 1991. -С.10-13.
4. Минифорвардеры на лесозаготовках: Экспресс-информ. Вып.6. Лесоэксплуатация и лесосылав ВНИИлеспром.-М., 1992. -С.28-35.
5. Кочегаров В.Г., Бит Ю.А., Меньшиков В.Н. Технология и машины лесосечных работ: Учебник для вузов.-М.:Лесная промышленность, 1990.-392.

УДК 630 323

А.В.Жуков, проф.;
 М.К.Асмоловский, асс.;
 А.Р.Гороновский, ст.преп.;
 С.П.Мохов, ст.преп.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПРОЦЕССА ДВИЖЕНИЯ УЗКОЗАХВАТНОЙ ВАЛОЧНОЙ МАШИНЫ

The present article deals with a front felling machines mathematic model. The model involved permits to analyse the interrelation between vibrations in the transmission, framework., The engine work may also de corrected.

Важным этапом при исследовании динамики трактора с захват-носрезающим устройством является разработка математической модели. Такая модель является основой для проведения расчетных исследований динамической нагруженности узлов и агрегатов системы, а также технико-эксплуатационных показателей.

При разработке расчетной модели узкозахватной валочной машины (УВМ) был принят ряд допущений. Распределение массы трансмиссии, трактора и дерева заменены сосредоточенными, соединенными безынерционными упруго-демпфирующими связями. Жесткость шин, трансмиссии ЗСУ и дерева постоянны, демпфирующие сопротивления пропорциональны первой степени скорости деформации.

Колебания масс системы малые, колесная система рассматривается как плоская симметричная относительно продольной своей оси.

На рис.1 приведена расчетная схема динамической системы УВМ, разработанная с учетом принятых допущений на основе анализа ее конструкции и кинематики движения звеньев и агрегатов. Расчетная схема позволяет комплексно исследовать динамику системы "двигатель-трансмиссия-движитель-предмет труда". Для УВМ характерна раздельно-агрегатная компоновка, поэтому в расчетной схеме двигатель-трансмиссия ведущие мосты представлены как подсистемы, соединенные между собой упругими элементами и обеспеч вающи и передачу мощности. Трактор идеализирован двумя абсолютно твердыми телами с массами, сосредоточенными в соответствующих центрах тяжести. Тела соединены посредством упругих элементов с коэффициентом. Суп и установлены на упругих основаниях, податливых в продольном и вертикальном направлениях. Модель транспортируемого дерева представлена в виде трех дискретных масс M_1, M_2, M_3 , соединенных между собой безынерционным стержнем. Причем, масса M_1 совместно учитывает часть массы дерева и ЗСУ. Замена распределенной массы дерева тремя дискретными массами дает возможность определить положение дерева в пространстве за счет угловых перемещений этих масс. Изгибные деформации дерева моделируются упругим коэффициентом жесткости C_2 . Связь трактора с деревом и ЗСУ осуществляется посредством жесткости C_1 . Все упругие звенья системы в направлении своей податливости обладают также демпфирующим сопротивлением.

Расчетная динамическая схема системы "двигатель-трансмиссия движитель-предмет труда" имеет одиннадцать степеней свободы, позволяющих описать колебания в продольной, вертикальной плоскости. Положение УВМ определяется следующими обобщенными координатами: углом поворота коленчатого вала двигателя - φ_d ; углы и поворота элементов трансмиссии, соответственно сцепления и выходного вала коробки передач - $\varphi_{сц}, \varphi_k$; угловыми координатами переднего и заднего колес - $\varphi_{кп}, \varphi_{кз}$; угловыми перемещениями массы трактора - φ_t ; вертикальными перемещениями центра тяжести трактора и переднего моста - $Y_t, Y_{пм}$; продольным перемещением машины - X_t ; углами поворота дискретных масс дерева - θ_1, θ_2 .

На расчетной обозначены соответствующие инерционно-массовые, жесткостные, размерные и кинематические параметры динами-

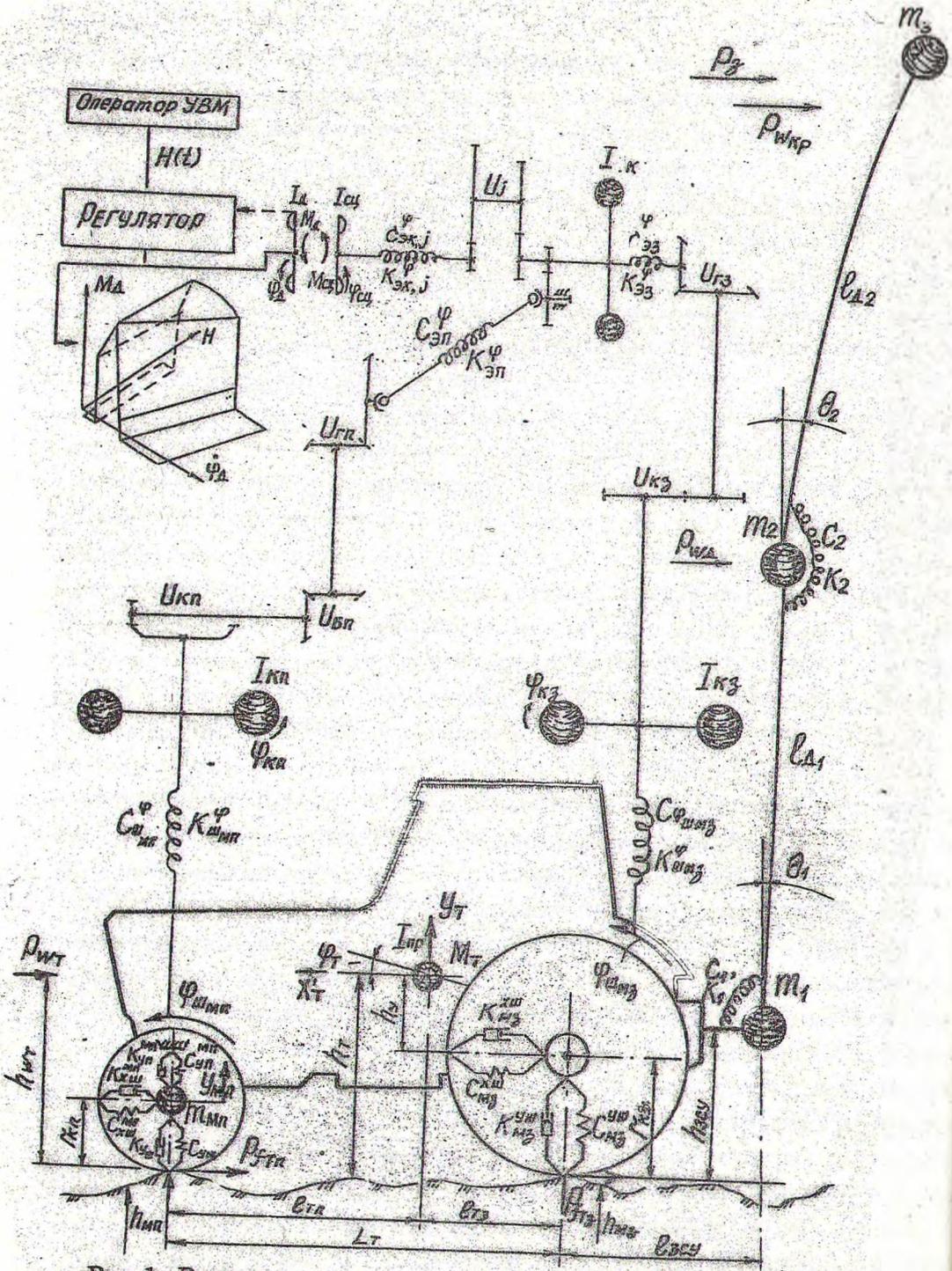


Рис. 1. Расчетная схема процесса движения УВМ.

ческой системы УВМ. Кроме того, расчетная схема учитывает крутящий момент двигателя M_d в виде функции частоты вращения его вала ϕ_d , перемещение педали подачи топлива $H(t)$ в зависимости от времени.

Схема позволяет учесть взаимосвязанность крутильных колебаний трансмиссии с вертикальными и продольно-угловыми колебаниями масс на упругих элементах подвески, шин и дерева, возмущающее воздействие от двигателя, дороги, ветровую нагрузку, а также сопротивление от зацепа за ветви при транспортировании дерева.

Система дифференциальных уравнений, описывающих динамические процессы УВМ в продольной вертикальной плоскости имеет вид:

$$J_d \ddot{\phi}_d - M_d + M_{сц} = 0;$$

$$J_{сц} \ddot{\phi}_{сц} - M_{сц} + M_{эк,j} = 0;$$

$$J_k \ddot{\phi}_k - M_{эк,j} + M_{вк}/U_{k,j} = 0$$

$$J_{кп} \ddot{\phi}_{кп} - M_{эп} U_{мп} + M_{ш_{мп}} = - P_{f_{тп}} r_{кп};$$

$$J_{кз} \ddot{\phi}_{кз} - M_{эз} U_{мз} + M_{ш_{мз}} = - P_{f_{тз}} r_{кз}.$$

$$J_{пр} \ddot{\phi}_T - (M_{ш_{мп}}/r_{кп}) \cdot (h_T - r_{кп}) - (M_{ш_{мз}}/r_{кз}) \cdot (h_T - r_{кз}) + P_{ш_{мп}}^y \cdot l_{тп} - P_{ш_{мз}}^y \cdot l_{тз} - P_{зсу}^{эк} \cdot l_{д1} - P_d^{эк} \cdot l_{д1} = - P_{вт} h_{вт} - P_{вд} \cdot l_{д1};$$

$$M_T \ddot{x}_T - M_{ш_{мп}}/r_{кп} - M_{ш_{мз}}/r_{кз} + P_{зсу}^{эк} + P_d^{эк} = - P_z - P_{вт} - P_{вд};$$

$$M_T \ddot{y}_T - P_{п_{мп}}^y - P_{ш_{мз}}^y = 0;$$

$$m_{п_{мп}} \ddot{y}_{п_{мп}} - P_{п_{мп}}^y + P_{ш_{мп}}^y = 0;$$

$$J_1 \ddot{\theta}_1 - P_{зсу}^{эк} \cdot l_{д1} - P_d^{эк} \cdot l_{д1} = - P_a \cdot l_{д1} - P_{вд} \cdot l_{д1};$$

$$J_2 \ddot{\theta}_2 - P_d^{эк} \cdot l_{д2} = - P_a \cdot l_{д2} - P_{вд} \cdot l_{д2},$$

где M_d и $M_{сц}$ - соответственно крутящие моменты двигателя и сцепления; $M_{эк,j}$ - крутящий момент на j -той передаче, приведенный к первичному валу КП; $M_{вк} = M_{эп} + M_{эз}$ - крутящий момент на выходном валу КП; $M_{д(з)}$ - крутящий момент в ветвях привода переднего (заднего) моста; $M_{ш_{шп(з)}}$ - реактивный момент в шинах ведущих мостов; $P_{f_{т(з)}}$ - сила сопротивления качению колес; P_z , $P_{вд}$ - силы сопротивления воздушного потока трактора и дерева; $P_{п_{мп}}^y$, $P_{ш_{мп}}^y$, $P_{ш_{мз}}^y$ - соответственно приведенные силы подвески пе-

реднего моста и задних шин; $P_{зсу}^{эк}$, $P_{д}^{эк}$ - приведенные силы навески ЗСУ и центра масс дерева; P_3 - сила сопротивления от зацепа.

Получение аналитического решения системы дифференциальных уравнений, описывающих процесс движения УВМ, практически невозможно. Поэтому моделирование движения машины на ЭВМ производилось путем численного решения системы, включающей 11 уравнений, с помощью метода Рунге-Кутты четвертого порядка точности, по специально разработанной программе. При этом точность получаемых на каждом шаге интегрирования результатов и сам шаг интегрирования подбирались в процессе отладки программы и задавались в дальнейшем для каждого вида задач постоянными. Метод Рунге-Кутты обладает высокой устойчивостью, удобен для реализации и широко применяется для решения задач динамики транспортных машин.

Оценка точности разработанной математической модели и методики расчета производилась путем сравнения результатов теоретических исследований с данными эксперимента.

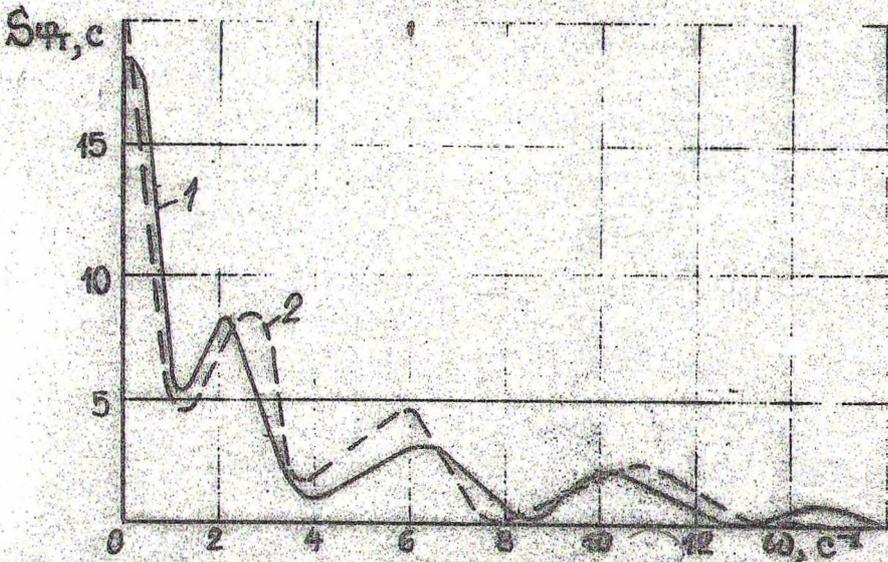


Рис. 2. Нормированные спектральные плотности угловых перемещений машины при движении по технологическому коридору со скоростью 5.4 км/ч: 1 - экспериментальная; 2 - теоретическая.

С целью подтверждения справедливости расчетной модели производилась оценка соответствия расчетных и экспериментальных спектральных плотностей процессов колебаний УВМ с помощью ста-

статистики D^2 эквивалентности энергетических спектров [1]. Сравнивая две спектральные плотности при условии, что каждая из них (рис.2) получена с одинаковой разрешающей способностью в одной и той же полосе частот, по тесту эквивалентности энергетических спектров сделан вывод об удовлетворительной сходимости результатов расчетных и экспериментальных данных.

Величина статистики D^2 находится в пределах 10,3-26,4 при значении области принятия гипотезы, равном 27,59.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бендат Дж. Пирсол А. Прикладной анализ случайных данных. - М.: Мир, 1989.-540 с.

УДК 630*377.

С.П.Мохов, к.т.н.;

Д.В.Клоков, асп.

ОЦЕНКА ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ ТРАНСМИССИИ И РАБОТЫ БУКСОВАНИЯ МУФТЫ СЦЕПЛЕНИЯ ЛЕСОЗАГОТОВИТЕЛЬНОЙ КОЛЕСНОЙ МАШИНЫ

The estimation of loading condition of the forwarder transmission has been determined. For the various loading conditions the account of the dynamic moments enables us to assess the durability of the transmission.

В настоящее время в Республике Беларусь важнейшее значение приобретает вопрос компенсации дефицита деловой древесины, увеличения ее объема за счет заготовки тонкомерных деревьев и освоения заболоченных лесосек. Эффективная реализация этих задач возможна только при применении новых машин повышенной проходимости, оснащенных специальным технологическим оборудованием.

Применение колесных лесозаготовительных машин, как показывает отечественный и зарубежный опыт, является эффективным, позволяет лучше решать вопросы экологии, дает возможность использовать принципиально новые прогрессивные технологии [1].

Наиболее эффективным путем оснащения лесозаготовительной отрасли колесными машинами является создание специального лесного шасси на базе серийно выпускаемых колесных тракторов. В Республике Беларусь налажен крупномасштабный выпуск тракторов МТЗ, которые по своим параметрам достаточно полно соответствуют