

мой пачки 1,8...2 м³, при том же увеличении расстояния трелевки производительность снижается в 1,66 раза. Нетрудно заметить, что при увеличении объема трелеваемой пачки интенсивность снижения производительности при увеличении расстояния трелевки снижается на 11,7%.

В ходе испытаний были выявлены конструктивные недостатки технологического оборудования : отсутствие тормоза инерционного вращения барабана, недостаточная прочность несущей конструкции трелевочного приспособления.

Отмечается хорошая маневренность трактора, надежная работа базового шасси, лебёдки и её привода, достаточно высокая скорость движения с грузом (около 5 км/ч), однако выявлено её некоторое снижение при эксплуатации на снегу, грунтах с низкой несущей способностью и во время распутицы. Использование специальных цепей улучшает этот показатель.

Значительное влияние на производительность оказывает технологическая дисциплина. Выявлено, что затраты времени на чокеровку могут зависеть от правильности повала деревьев, отсутствия направленности валки и завалов. Значительно облегчает процесс чокеровки использование подкладочного дерева.

Сменная производительность трелевщика на расстояниях трелевки 100, 300, 500 м соответственно 40, 24, 16 м³/см.

На наш взгляд, данная машина уже сейчас может эксплуатироваться на лесозаготовительных предприятиях. Наибольшей эффективности её использования можно добиться при эксплуатации на небольших разрозненных лесосеках. Отсутствует необходимость в транспортировке машины с лесосеки на лесосеку.

В настоящее время ведется доработка конструкции с учетом результатов испытаний.

ЛИТЕРАТУРА

1. Пижурин А.А., Розенблит М.С. Исследования процессов деревообработки. - М.: Лесн. пром-сть, 1984.

УДК 630*323

М.К.Асмоловский, асс.;

Д.В.Клоков, асп.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ДВИЖЕНИЯ ЛЕСНЫХ МАШИН С РАЗЛИЧНЫМИ ТИПАМИ ПРИВОДА ВЕДУЩИХ ОРГАНОВ

The mathematical model of the forwarder has been developed. It permits us to design different variants of the transmission.

Наиболее эффективным путем оснащения лесозаготовительной отрасли колесными машинами является создание специального лесного шасси на базе серийно выпускаемых колесных тракторов.

Выполнение проектных операций и процедур при создании новой машины основано на соответствующем оперировании математической моделью. Она позволяет осуществлять анализ и прогнозирование свойств и характеристик машины, конструктивных решений, оценивать соответствие предъявляемым техническим требованиям, проводить оптимизацию параметров.

При составлении математической модели осуществляют декомпозицию общей структуры трактора на подсистемы. Составив функциональные математические модели для каждой подсистемы, затем объединяют их с учетом топологии системы и получают полную математическую модель.

Особенностью колесных тракторов является наличие кинематических связей, осуществляемых элементами движителей между динамическими системами трактора и опорной поверхностью.

Поскольку динамические системы: внешняя среда - машина весьма сложны, целесообразно разработать и в дальнейшем использовать типовые функциональные модели, учитывающие конструктивные особенности распространенных компоновочных схем лесных тракторов и характерные режимы движения.

Компоновочные схемы тракторов весьма разнообразны и различаются не только типами сборочных единиц и механизмов, их количеством и взаимным расположением, но и конструктивным исполнением и взаимосвязями между ними.

На основе методов формализации динамических систем можно получить обобщенную математическую модель машины, а из последней - частные модели машин различных компоновок путем приравнивания к нулю соответствующих коэффициентов дифференциальных уравнений или исключения части уравнений системы.

В силу инерционности динамической системы машины спектральные плотности ее выходных процессов на высоких частотах значительно уменьшаются. Благодаря наличию маховика двигателя на его коленчатый вал через трансмиссию передаются практически только низкочастотные колебания. При исследовании тягово-динамических характеристик машины минимальное число учитываемых низших собственных частот генерируемых в системе двигатель-трансмиссия-ведущие колеса должно составлять 2-4. Это предопределяет при моделировании минимальное количество учитываемых масс системы.

На рис. 1 приведена расчетная схема динамической системы лесной погрузочно-транспортной машины (МЛПТ) с колесной формулой 6К6, разработанная с учетом принятых допущений на основе анализа ее конструкции и кинематики движения звеньев и агрегатов.

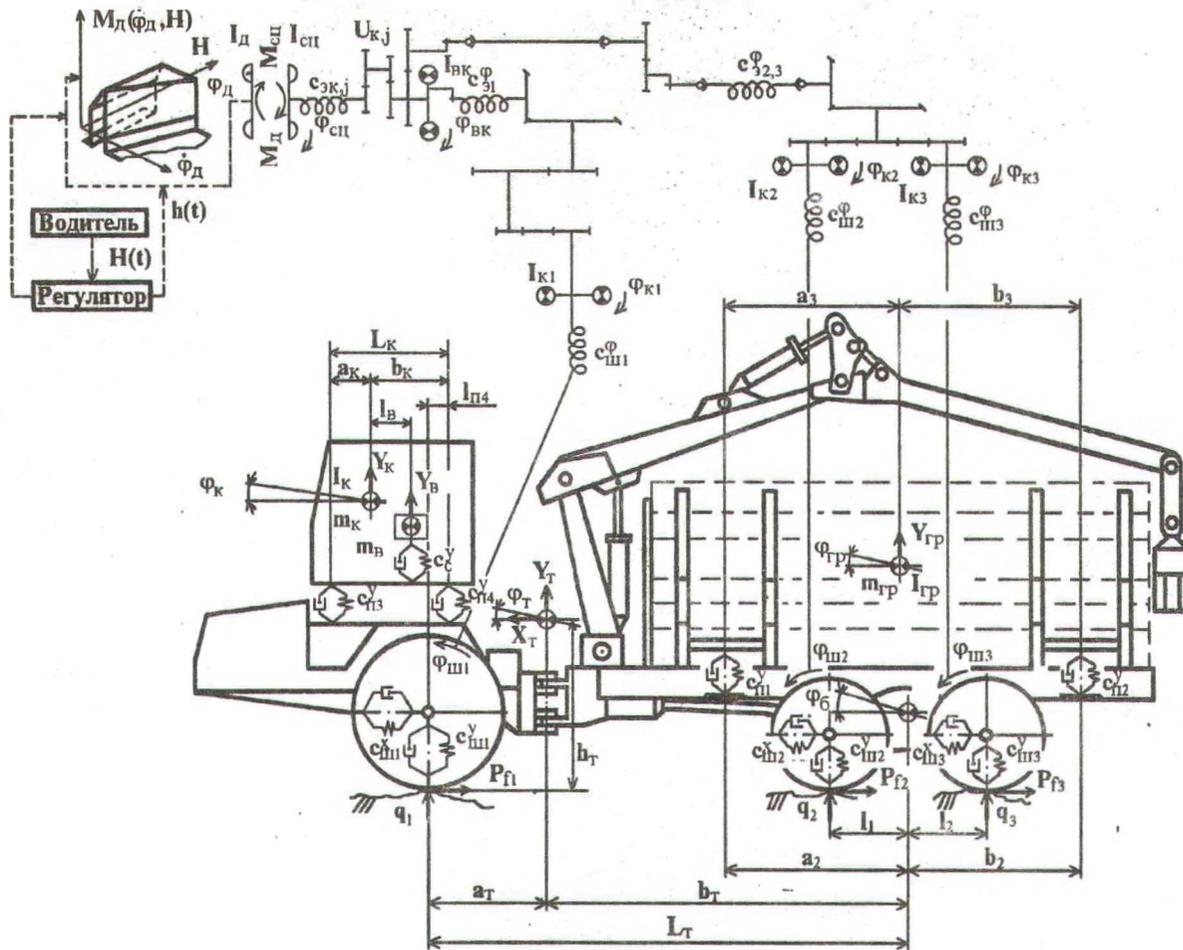


Рис.1 Расчетная динамическая схема

Расчетная схема позволяет комплексно исследовать динамику системы двигатель-трансмиссия-движитель. Для МЛПТ характерна раздельно-агрегатная компоновка, поэтому в расчетной схеме двигатель-трансмиссия ведущие мосты представлены как подсистемы, соединенные между собой упругими элементами и обеспечивающими передачу мощностями.

Расчетная динамическая система МЛПТ имеет пятнадцать степеней свободы, позволяющих описать колебания в продольной вертикальной плоскости. Положение лесной машины определяется следующими обобщенными координатами: углом поворота коленчатого вала двигателя - φ_d ; углами поворота элементов трансмиссии, соответственно сцепления и выходного вала коробки передач - $\varphi_{сц}$, $\varphi_{вк}$; угловыми перемещениями переднего и задних колес - $\varphi_{к1}$, $\varphi_{к2}$, $\varphi_{к3}$; угловыми перемещениями масс трактора, груза, кабины и балансирного редуктора - φ_r , $\varphi_{гр}$, φ_k , φ_6 ; вертикальными перемещениями центра тяжести трактора, груза, кабины и водителя - Y_r , $Y_{гр}$, Y_k , $Y_в$; продольным перемещением машины - X_r .

На расчетной схеме обозначены соответствующие массы и моменты инерции, жесткостные, размерные и кинематические параметры динамической системы. Расчетная схема учитывает крутящий момент двигателя M_d в виде функции частоты вращения его вала φ_d , перемещение педали подачи топлива $N(t)$ в зависимости от времени.

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

$$\begin{aligned}
 J_d \cdot \ddot{\varphi}_d - M_d + M_{сц} &= 0; \\
 J_{сц} \cdot \ddot{\varphi}_{сц} - M_{сц} + M_{эк,j} &= 0 \\
 J_{вк} \cdot \ddot{\varphi}_{вк} - M_{эк,j} + M_{вк} \cdot U_{к,j} &= 0; \\
 J_{к1} \cdot \ddot{\varphi}_{к1} - M_{э1} \cdot U_{м1} + M_{ш1} &= 0; \\
 J_{к2} \cdot \ddot{\varphi}_{к2} - M_{э2} \cdot U_{м2} + M_{ш2} &= 0; \\
 J_{к3} \cdot \ddot{\varphi}_{к3} - M_{э3} \cdot U_{м3} + M_{ш3} &= 0; \\
 J_r \cdot \ddot{\varphi}_r - (M_{ш1}/r_{к1}) \cdot (h_r - r_{к1}) - (M_{ш2}/r_{к2}) \cdot (h_r - r_{к2}) - \\
 - (M_{ш3}/r_{к3}) \cdot (h_r - r_{к3}) - P_{ш1}^y \cdot a_r + P_{ш2}^y \cdot (b_r - l_1) + \\
 + P_{ш3}^y \cdot (b_r + l_2) - P_{п1}^y \cdot (b_r - a_2) - P_{п2}^y \cdot (b_r + b_2) + P_{п3}^y \times \\
 \times (a_r - l_{п4} + L_k) + P_{п4}^y \cdot (a_r - l_{п4}) &= 0; \\
 J_{гр} \cdot \ddot{\varphi}_{гр} - P_{п1}^y \cdot a_3 + P_{п2}^y \cdot b_3 &= 0; \\
 J_k \cdot \ddot{\varphi}_k + P_{п4}^y \cdot b_k - P_{п3}^y \cdot a_k - P_c^y \cdot l_в &= 0; \\
 J_6 \cdot \ddot{\varphi}_6 - P_{ш2}^y \cdot l_1 + P_{ш3}^y \cdot l_2 &= 0; \\
 m_r \cdot \ddot{Y}_r - P_{ш1}^y - P_{ш2}^y - P_{ш3}^y + P_{п1}^y + P_{п2}^y + P_{п3}^y + P_{п4}^y &= 0;
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
m_{ГР} \cdot \ddot{Y}_{ГР} - P_{п1}^y - P_{п2}^y &= 0; \\
m_{К} \cdot \ddot{Y}_{К} - P_{п3}^y - P_{п4}^y + P_{С}^y &= 0; \\
m_{В} \cdot \ddot{Y}_{В} - P_{С}^y &= 0; \\
(m_{Г} + m_{ГР} + m_{К} + m_{В}) \cdot \ddot{X}_{Г} - M_{ш1}/r_{к1} - M_{ш2}/r_{к2} - M_{ш3}/r_{к3} &= \\
= -P_{f1} - P_{f2} - P_{f3}, &
\end{aligned}$$

где M_d и $M_{сц}$ - соответственно крутящие моменты двигателя и сцепления; $M_{эkj}$ - крутящий момент на j -той передаче, приведенный к первичному валу КП; $M_{вк} = M_{с1} + M_{с2} + M_{с3}$ - крутящий момент на выходном валу КП; $M_{с1}$ ($с2, с3$) - крутящий момент в ветвях привода переднего (задних) моста; $M_{ш1(ш2, ш3)}$ - реактивный момент в шинах ведущих мостов; $P_{ш1}^y, P_{ш2}^y, P_{ш3}^y$ - соответственно приведенные силы передних и задних шин; $P_{п1}^y, P_{п2}^y, P_{п3}^y, P_{п4}^y, P_{С}^y$ - приведенные силы подвески груза, кабины и сиденья водителя.

Моделирование движения машины на ЭВМ производилось путем численного решения системы, с помощью метода Рунге-Кутты четвертого порядка точности по разработанной программе.

В качестве возмущающего воздействия от неровностей поверхности движения при моделировании процесса движения МЛПТ использовались заданные в виде дискретных массивов микропрофили опытных участков волоков.

Анализ полученных результатов показывает, что в случае движения форвардера на волоке с пачкой сортиментов продольно-угловые и вертикальные ускорения трактора возрастают при увеличении скорости движения. Сравнение зависимостей среднеквадратических отклонений от скорости движения для машин 4К4 и 6К6 показывает, что для форвардера с тандемной тележкой на технологическом модуле характерен более интенсивный рост величины ускорений. Полученные значения динамических реакций на передний мост сортиментовоза 4К4 показывают, что уровень его динамической нагруженности при движении в рассмотренных условиях движения в 1,2 - 1,4 выше, чем у сортиментовоза 6К6.

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

С целью подтверждения справедливости расчетной модели производилась оценка соответствия расчетных и экспериментальных спектральных плотностей процессов колебаний сортиментовоза 4К4 с помощью статистики D^2 эквивалентности энергетических спектров [1]. Из сравнения двух спектральных плотностей при условии, что каждая из них (рис.2) получена с одинаковой разрешающей способностью в одной и той же полосе частот, по тесту эквивалентно-

сти энергетических спектров сделан вывод об удовлетворительной сходимости результатов расчетных и экспериментальных данных.

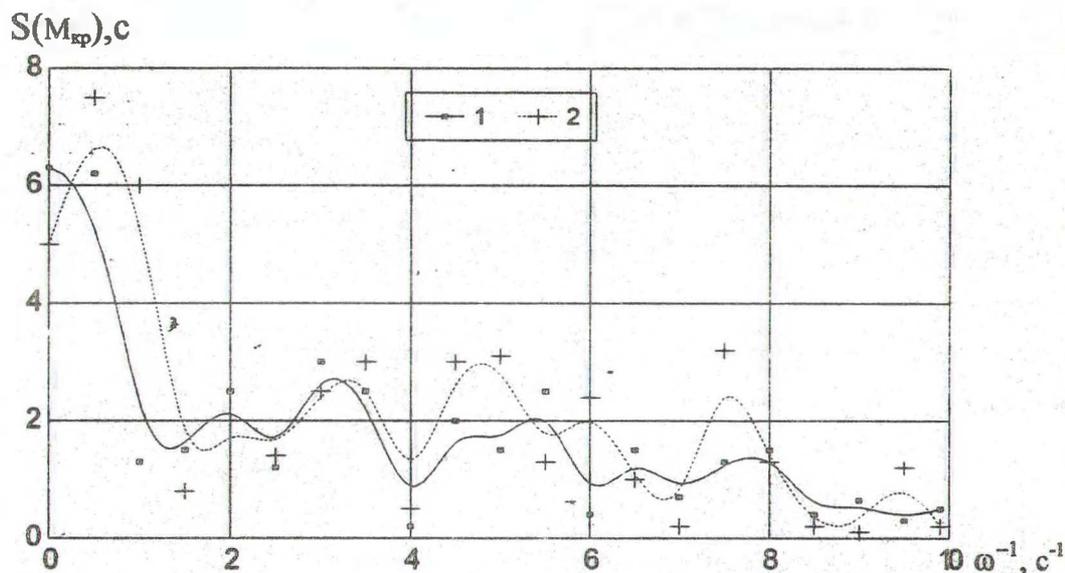


Рис.2 Нормированные спектральные плотности крутящего момента на задней полуоси сортиментовоза 4К4 при движении по магистральному волоку со скоростью 2,3 м/с.
1 - теоретическая, 2 - экспериментальная

Величина статистики D^2 находится в пределах 9,8-23,5 при значении области принятия гипотезы, равном 27,59.

Проведенные с помощью разработанной математической модели исследования позволили рассмотреть различные варианты компоновочных схем трансмиссии, оценить влияние параметров динамической системы на нагруженность ее элементов, при трогании, переключении передач и движении на установившихся режимах. На основе анализа полученных результатов разработаны рекомендации, направленные на совершенствование конструкции и оптимизации параметров ее отдельных элементов с учетом условий и режимов эксплуатации.

ЛИТЕРАТУРА

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