

автопоезд могут грузиться две пачки сортиментов длиной до 6 м. Однако при таком варианте несколько увеличивается собственная масса автопоезда. Проведенный анализ сравнения вариантов компоновочных схем показал, что наиболее отвечает условиям вывозки сортиментов автопоезд, выполненный по первой схеме.

При выборе типа автопоезда-сортиментовоза важное значение имеет гидроманипулятор. От общего времени работы автопоезда до 70% составляет время работы гидроманипулятора, а затраты на техническое обслуживание и ремонт составляют более половины. Гидроманипулятор должен соответствовать условиям работы по грузоподъемности и вылету стрелы. Грейферный захват должен обеспечивать захват груза с полным использованием грузоподъемности гидроманипулятора. Перечисленным требованиям и параметрам соответствуют манипуляторы, выпускаемые Мозырским заводом мелиоративных машин, Майкопским машиностроительным заводом, Великолукским заводом "Лесхозмаш", Балашихинским заводом автомобильных кранов, "Уралтерминалмаш", а также манипуляторы производства Швеции, Финляндии, Словении, Хорватии. По согласованию с потребителем на автопоезда-сортиментовозы может устанавливаться любой из приведенных выше гидроманипуляторов.

УДК 336*44

А.В. Жорин, асс.

ОЦЕНКА ДИНАМИКИ ТРЕЛЕВОЧНОЙ МАШИНЫ НА БАЗЕ ТРАКТОРА МТЗ-82

Mathematical model of hauling process and results of theoretical investigations of dynamic load of wheeled skidder are presented.

Разработка математической модели лесотранспортной системы является одним из важнейших этапов при исследовании ее динамики и обосновании параметров. Такая модель отражает сложную взаимосвязь подсистем машины и предмета труда и учитывает реальные возмущающие воздействия. В настоящее время существует множество моделей, имитирующих работу лесотранспортной системы, однако каждая из них имеет свои особенности ввиду различной компоновки машин, вариантов технологического оборудования, специфики выполняемых работ.

Рассмотрим математическую модель движения трелевочной машины.

При оценке вертикальных, продольно-угловых колебаний корпуса трактора и крутильных колебаний его трансмиссии рассмотрим три наиболее характерных случая, имеющих место при трелевке: движение машины при постоянном значении коэффициента сопротивления волочению

пачки (пачка находится на щите) (рис.1 а); движение машины в условиях, когда коэффициент сопротивления волочению пачки возрастает (пачка отстает от щита) (рис.1 б); движение при продольном ударе пачки в щит (рис.1 в). Динамическая система имеет 11 степеней свободы: угол закручивания коленчатого вала двигателя - φ_d ; углы закручивания элементов трансмиссии: соответственно сцепления и выходного вала коробки передач - $\varphi_{сц}$, $\varphi_{к,j}$; угловые перемещения передних и задних колес - $\varphi_{кп}$, $\varphi_{кз}$; остова трактора - φ ; вертикальные перемещения центра масс машины, переднего моста, трелевочного приспособления и дискретной массы пакета хлыстов, центра тяжести пакета хлыстов - Y_T , $Y_{мп}$, $Y_{тп}$, $Y_{гр}$; продольные перемещения машины - X_T .

На основе расчетной системы, исходя из уравнений Лагранжа, составлена система дифференциальных уравнений:

$$\begin{aligned}
 & I_d \cdot \ddot{\varphi}_d - M_d + M_{сц} = 0; \\
 & I_{сц} \cdot \ddot{\varphi}_{сц} - M_{сц} + M_{эк,j} = 0; \\
 & I_{к,j} \cdot \ddot{\varphi}_{к,j} - M_{эк,j} + M_{пм,j} + M_{зм,j} = 0; \\
 & I_{кп} \cdot \ddot{\varphi}_{кп} - M_{пм,j} + c_{шп} \cdot (\varphi_{кп} - i_{п,j} \cdot (X_T + \varphi_T \cdot (h_T - r_{к1}))) / r_{к1} + K_{шп} \cdot (\dot{\varphi}_{кп} - i_{п,j} \cdot (\dot{X}_T + \dot{\varphi}_T \cdot (h_T - r_{к1}))) / r_{к1} - P_{к1} \cdot r_{к1} / (i_{п,j} \cdot h_{тп1}) = 0; \\
 & I_{кз} \cdot \ddot{\varphi}_{кз} - M_{зм,j} + c_{шз} \cdot (\varphi_{кз} - i_{з,j} \cdot (X_T + \varphi_T \cdot (h_T - r_{к2}))) / r_{к2} + K_{шз} \cdot (\dot{\varphi}_{кз} - i_{з,j} \cdot (\dot{X}_T + \dot{\varphi}_T \cdot (h_T - r_{к2}))) / r_{к2} - P_{к2} \cdot r_{к2} / i_{з,j} \cdot h_{тп2} = 0; \\
 & I_{тп} \cdot \ddot{\varphi}_T + 2 \cdot a_1 \cdot c_{мп} \cdot (a_1 \cdot \varphi_T + Y_T + Y_{мп}) + 2 \cdot a_2 \cdot c_{шз} \cdot (a_2 \cdot \varphi_T - Y_T + q_2) + 2 \cdot c \cdot c_{м1} \cdot (c \cdot \varphi_T + Y_{тп} - Y_T) + 2 \cdot a_1 \cdot K_{мп} \cdot (a_1 \cdot \dot{\varphi}_T + \dot{Y}_T + \dot{Y}_{мп}) + 2 \cdot a_2 \cdot K_{шз} \cdot (a_2 \cdot \dot{\varphi}_T - \dot{Y}_T + \dot{q}_2) + 2 \cdot c \cdot K_{м1} \cdot (c \cdot \dot{\varphi}_T + \dot{Y}_{тп} - \dot{Y}_T) + c_{шпм} \cdot U_{п,j} \cdot (h_T - r_{к1}) \cdot (i_{п,j} \cdot (X_T + \varphi_T \cdot (h_T - r_{к1}))) / r_{к1} - \varphi_{кп} / r_{к1} + c_{шзм} \cdot i_{з,j} \cdot (h_T - r_{к2}) \cdot (i_{з,j} \cdot (X_T + \varphi_T \cdot (h_T - r_{к2}))) / r_{к2} - \varphi_{кз} / r_{к2} + K_{шпм} \cdot i_{п,j} \cdot (h_T - r_{к1}) \cdot (i_{п,j} \cdot (\dot{X}_T + \dot{\varphi}_T \cdot (h_T - r_{к1}))) / r_{к1} - \dot{\varphi}_{кп} / r_{к1} + K_{шзм} \cdot i_{з,j} \cdot (h_T - r_{к2}) \cdot (i_{з,j} \cdot (\dot{X}_T + \dot{\varphi}_T \cdot (h_T - r_{к2}))) / r_{к2} - \dot{\varphi}_{кз} / r_{к2} + (P_{к1} + P_{к2} - P_{f1} - P_{f2}) \cdot h_T = 0; \\
 & m_T \cdot \ddot{Y}_T + P_{мп} + P_{шз} + P_{м1} = 0; \\
 & m_T \cdot \ddot{X}_T - c_{шпм} \cdot i_{п,j} \cdot (\varphi_{кп} - i_{п,j} \cdot (X_T + \varphi_T \cdot (h_T - r_{к1}))) / r_{к1} / r_{к1} - c_{шзм} \cdot i_{з,j} \cdot (\varphi_{кз} - i_{з,j} \cdot (X_T + \varphi_T \cdot (h_T - r_{к2}))) / r_{к2} / r_{к2} - K_{шпм} \cdot i_{п,j} \cdot (\dot{\varphi}_{кп} - i_{п,j} \cdot (\dot{X}_T + \dot{\varphi}_T \cdot (h_T - r_{к1}))) / r_{к1} / r_{к2} - K_{шзм} \cdot i_{з,j} \cdot (\dot{\varphi}_{кз} - i_{з,j} \cdot (\dot{X}_T + \dot{\varphi}_T \cdot (h_T - r_{к2}))) / r_{к2} / r_{к2} + P_{к1} + P_{к2} - P_{f1} - P_{f2} - P_{f3} = 0; \\
 & m_{мп} \cdot \ddot{Y}_{мп} + c_{мп} \cdot (Y_{мп} - \varphi_T \cdot a_1 - Y_T) + K_{мп} \cdot (\dot{Y}_{мп} - \dot{\varphi}_T \cdot a_1 - \dot{Y}_T) + P_{шп} = 0; \\
 & m_{тп} \cdot \ddot{Y}_{тп} + c_{м1} \cdot (Y_{тп} - Y_T + \varphi_T \cdot c) + K_{м1} \cdot (\dot{Y}_{тп} - \dot{Y}_T + \dot{\varphi}_T \cdot c) + c_{м2} \cdot (0,36 \cdot Y_{тп} - 0,6 \cdot Y_{гр}) + K_{м2} \cdot (0,36 \cdot Y_{тп} - 0,6 \cdot Y_{гр}) = 0; \\
 & m_2 \cdot \ddot{Y}_{гр} + c_{м2} \cdot (Y_{гр} - 0,6 \cdot Y_{тп}) + K_{м2} \cdot (\dot{Y}_{гр} - 0,6 \cdot \dot{Y}_{тп}) + c_{м3} \cdot (q_3 - Y_{гр}) + K_{м3} \cdot (\dot{q}_3 - \dot{Y}_{гр}) - P_{f3} = 0,
 \end{aligned}$$

где m_T , $m_{мп}$, $m_{тп}$, m_2 - соответственно массы трактора, переднего моста, трелевочного приспособления и дискретной массы пакета хлыстов, дискретной массы пакета хлыстов; I_d , $I_{сц}$, $I_{кj}$, $I_{кп}$, $I_{кз}$, $I_{тп}$ - соответственно момент инерции вращающихся масс двигателя и ведущих частей сцепления, момент инерции ведомых частей и вала сцепления, момент инерции валов коробки передач, приведенный к выходному валу (КП) на j - передаче, момент инерции привода переднего моста, приведенный к колесам, момент инерции привода заднего моста, приведенный к колесам, момент инерции трактора в продольной плоскости; $c_{шп}$, $c_{шз}$, $c_{мп}$, $c_{м1}$, $c_{м2}$, $c_{м3}$, $k_{шп}$, $k_{шз}$, $k_{мп}$, $k_{м1}$, $k_{м2}$, $k_{м3}$ - вертикальные жесткости и сопротивления соответственно передних шин, задних шин, переднего моста, элементов технологического оборудования, пакета хлыстов; $i_{кj}$, $i_{тп}$, $i_{гз}$, $i_{бп}$, $i_{бз}$ - соответственно передаточные числа КП на j -той передаче, передаточные числа главной передачи переднего и заднего мостов машины, передаточные числа бортовых передач соответствующих мостов; $h_{тп1}$, $h_{тп2}$ - соответственно КПД привода на передние и задние колеса; $M_{сц}$ - крутящий момент сцепления; $M_{экj}$ - крутящий момент на j -той передаче, на выходном валу КП; $M_{пмj}$, $M_{змj}$ - крутящие моменты соответственно в ветвях привода переднего и заднего мостов; $P_{мп}$, $P_{шп}$, $P_{шз}$, $P_{м1}$ - приведенные силы соответственно, действующие на подвеску переднего моста, передние, задние шины, трелевочное приспособление.

Каждый из рассмотренных случаев имеет свои особенности, что отражается на уравнениях системы. Для второго случая происходят изменения в уравнениях, описывающих вертикальные, продольные колебания центра масс трактора, колебания центра масс пакета хлыстов. При ударе пачки в шит меняет вид уравнение для продольных колебаний остова.

В качестве воздействия при решении уравнений используются дискретные массивы микропрофилей опытных участков, полученные с учетом сглаживающей способности шин (кинематические воздействия на колеса машины q_1 и q_2), воздействие на пачку хлыстов (q_3), а также воздействие от удара пачки (x) и крутящий момент двигателя. Оценка точности разработанной математической модели производилась путем сравнения расчетных и экспериментальных энергетических спектров. Величина статистики D^2 для поперечно-угловых колебаний остова трактора, динамических реакций переднего и заднего мостов соответственно равна 16,7, 8,37, и 2,35 при значении области принятия гипотезы $\chi^2 - 22,36$.

Разработанная модель использовалась для исследований динамических процессов трелевочной машины на установившихся и неустановившихся режимах движения. Исследуемыми параметрами являлись: вертикальные динамические реакции мостов и поперечно-угловые колебания остова трактора.

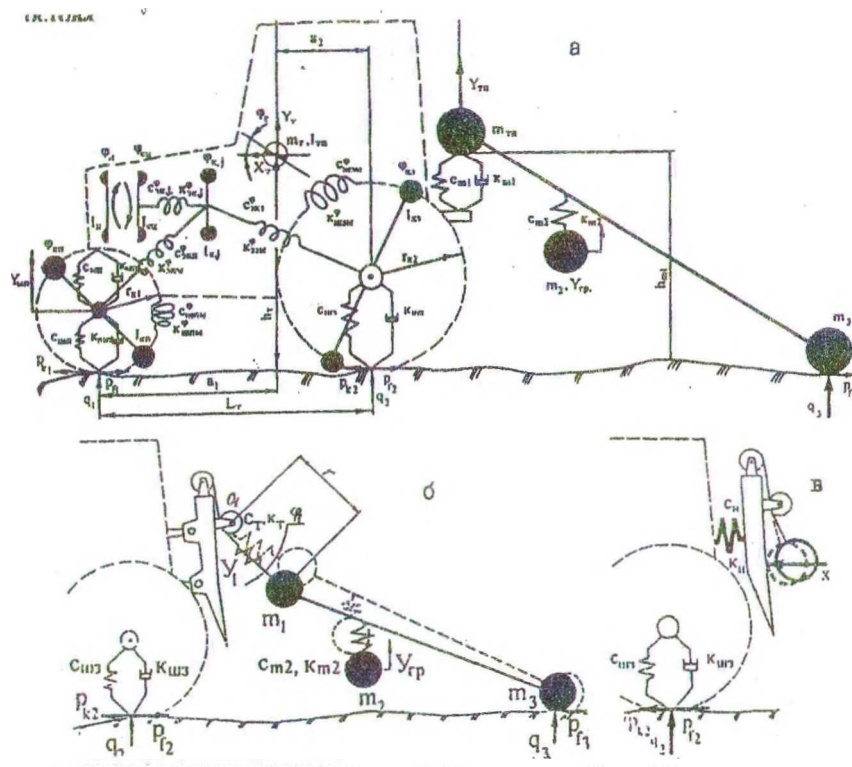


Рис.1. Расчетная схема колебаний трелевочного трактора:
а - пачка на щите; б - пачка не касается щита; в - движение при продольном ударе пачки в щит

Разработанная модель использовалась для исследований динамических процессов трелевочной машины на установившихся и неустойчивых режимах движения. Исследуемыми параметрами являлись: вертикальные динамические реакции мостов и поперечно-угловые колебания остова трактора.

При решении систем уравнений в качестве функции воздействия использовались параметры микропрофиля, полученные во время экспериментальных исследований.

В результате исследований определены максимальные значения и кривые распределения амплитуд поперечно-угловых колебаний остова трактора и вертикальных реакций мостов для различных режимов работы, вариантов жесткостей шин, подвески, конструкции машины и технологического оборудования.

Анализ результатов исследований позволил сделать следующие выводы: высота подвеса груза и расстояние от точки подвеса до места чокировки ввиду малого диапазона варьирования этих величин, что обусловлено конструктивно, не оказывают заметного влияния на амплитуды колебаний масс системы; при трелевке с отключенной блокировкой задней на-

вески вертикальные динамические реакции переднего и заднего мостов соответственно уменьшаются на 3 и 7%.

Анализ влияния скорости движения на вертикальные динамические реакции мостов показал: наибольших значений амплитуды реакций заднего моста достигают при скорости трелевки 10 км/ч, вероятность появления реакций, превышающих допустимые значения 0,5%; разброс значений амплитуд реакций переднего моста значительно меньше, практически исключается вероятность появления реакций свыше 8 кН; максимальных значений динамические реакции мостов достигают при переезде единичных неровностей, рекомендуемые скорости преодоления препятствий не более 6 км/ч.

Из условия возникновения резонансных режимов работы допустимых нагружений определены рациональные параметры жесткостей передней подвески, передних и задних шин. На рис. 2, 3 показаны нормированные спектральные плотности вертикальных динамических реакций мостов, полученные по результатам эксперимента и расчета.

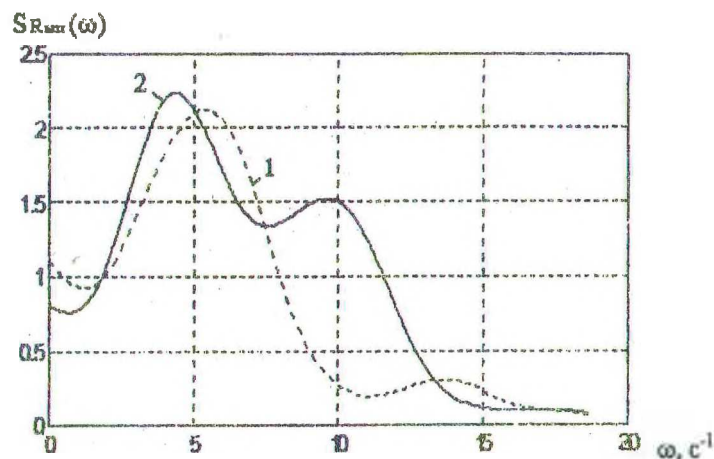


Рис. 2. Расчетная (1) и экспериментальная (2) нормированные спектральные плотности вертикальных динамических реакций переднего моста

На основании результатов исследований установлено, что при снижении значения жесткостей на 30...50% уменьшается вертикальная динамическая нагруженность переднего и заднего мостов соответственно на 18...20 и 6...10%.

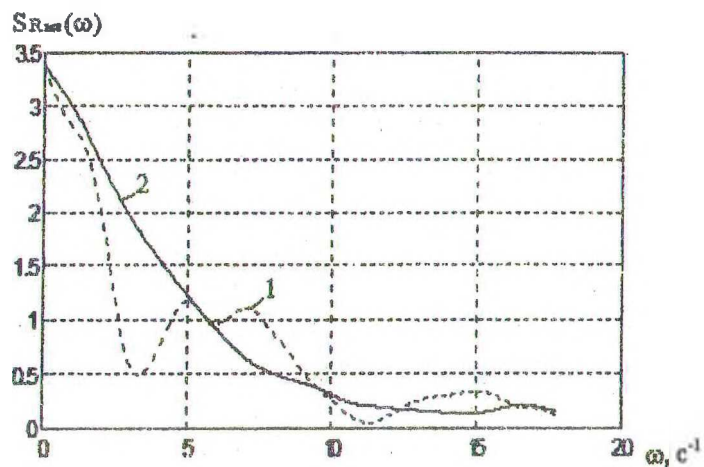


Рис. 3. Расчетная (1) и экспериментальная (2) нормированные спектральные плотности вертикальных динамических реакций заднего моста

Рассмотрение явлений, происходящих в процессе движения трелевочной машины, позволяет более подробно изучить вопросы, связанные с общей динамикой машины, оценить влияние ударных нагрузок, возникающих в процессе движения, дает возможность более точно изучить динамическое взаимодействие машины и пакета хлыстов.

УДК 630*323

Д.В.Клоков, ассистент

ЭКСПЛУАТАЦИОННО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ИСПЫТАНИЯ ПОГРУЗОЧНО-ТРАНСПОРТНОЙ МАШИНЫ МЛПТ-354

The results of operation tests of forwarder MLPT-354 held on thinnings and selective cuttings are presented.

В СНГ и странах дальнего зарубежья имеется большой опыт создания лесных машин на базе колесных сельскохозяйственных тракторов. Работами АО ЦНИИМЭ, КарНИИЛП, С-ПБЛТА, БГТУ подтверждается возможность и целесообразность создания лесных машин на базе колесных тракторов Минского тракторного завода.

МТЗ совместно с Минлесхозом Республики Беларусь, концерном «Беллесбумпром», Рослеспромом, АО ЦНИИМЭ, БГТУ уже ряд лет проводится в этом направлении большая работа.

Создан и успешно эксплуатируется трелевщик ТТР-401 на базе серийного трактора МТЗ-82. В настоящее время изготовлена и проходит испытания погрузочно-транспортная машина с шарнирно-сочлененной ра-