

Использование созданной системы машин обеспечивает безопасные условия труда, улучшает экологическую обстановку, способствует увеличению объемов заготовки древесины, в т.ч. и поставляемой на экспорт.

Созданная система машин для окорки круглых лесоматериалов, включающая базовую машину (трактор) с манипулятором, окорочный станок и загрузочное устройство, прошла производственные испытания и находится в режиме опытной эксплуатации в Полесском государственном радиационно-экологическом заповеднике.

УДК 629.114.2

Я. И. Остриков, доцент;
В. А. Симанович, доцент;
С. Г. Субоч, аспирант;
В. С. Исаченков, ассистент

АНАЛИЗ ЧАСТОТ СОБСТВЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ ТРАКТОРНОГО ПОЕЗДА

The results of the analysis frequencies of own vibration wheel skidder are given.

В настоящее время в лесной промышленности на транспортных работах для перевозки различного оборудования, лесных и других грузов широко используются тракторные поезда на базе колесных тракторов МТЗ с двухосным прицепом. В работе [1] приведена математическая модель и описана методика анализа динамики такого поезда. Методика предлагает при анализе колебательных систем определять спектр таких важных их динамических характеристик, как частоты и формы собственных колебаний.

Частоты собственных колебаний позволяют прогнозировать зоны резонансных режимов, а формы колебаний показывают относительные амплитуды каждой массы системы при заданной собственной частоте и позволяют выбирать параметры, варьированием которых можно целенаправленно изменять динамические характеристики системы с тем, чтобы вывести резонансные режимы за пределы области эксплуатационных скоростей.

В основу расчетного исследования собственных частот динамической системы положена математическая модель, приведенная в упомянутой выше статье. При определении собственных частот и нахождении форм колебаний для решения приведенной системы диффе-

ренциальных уравнений с использованием ЭВМ наиболее удобным является матричный метод. Для этого уравнения необходимо привести, исключив внешние силы и силы сопровождения, к виду

$$M \cdot \{\ddot{W}\} + C\{W\} = \{0\},$$

где M и C – соответственно симметричные матрицы коэффициентов инерции и жесткости размерностью $n \times n$; $\{W\}$ – координатная одно-столбцовая матрица размерностью $n \times 1$; $\{0\}$ – нуль-матрица.

Решение этой системы уравнений, описывающей динамику поведения масс исследуемой системы – тракторного поезда, возможно при известных ее параметрах: моментах инерции, массах, коэффициентах жесткости, геометрических и кинематических параметрах.

В качестве объекта исследований выбран тракторный поезд в составе колесного трактора МТЗ-102 с колесной формулой 4×4, являющегося весьма распространенной базовой моделью класса 1,4 тс, и двухосного тракторного прицепа ПСЕ-12,5Б, являющегося специализированной модификацией прицепа 2ПТС-4. Следует отметить, что трактор оснащается восьмидиапазонной (6 вперед и 2 назад) коробкой передач (КП) с четырехступенчатым узлом передач двух модификаций – с переключением передач под нагрузкой гидроуправляемыми фрикционными муфтами (ФКП) и, как опытный вариант, синхронизаторами инерционного типа (СКП). Определение инерционных параметров силовой передачи трактора осуществлялось экспериментальным путем по методике, изложенной в работе [2], с использованием способов колебаний на призме и трифилярном подвесе. Жесткостные параметры динамической системы определялись аналитическим путем на основании рабочих чертежей с использованием выражений и зависимостей, приведенных в работе [2]. Жесткостные параметры шин поезда принимались по данным работы [3].

При решении системы уравнений, описывающей собственные колебания динамической системы тракторного поезда, на ЭВМ основу алгоритма составил один из итерационных методов высшей алгебры – метод вращения Якоби – решение полной проблемы собственных значений вещественной симметричной матрицы. Метод основан на последовательном построении матриц, ортогонально подобной исходной и имеющих монотонно убывающие до нуля суммы квадратов всех внедиагональных элементов.

Результаты расчетов частот f приведены в таблице. При этом следует отметить, что принятая крутильная система трансмиссии

трактора является полупределенной, и поэтому низшая частота его собственных колебаний равна нулю.

Анализ приведенных данных свидетельствует о том, что исследуемая динамическая система тракторного поезда является многочастотной, начиная от нулевой и кончая 61,9 Гц для деталей КП. Следует отметить, что первая частота колебаний трансмиссии $f_{тр}^{\phi}$ существенно зависит от общего передаточного числа и непропорционально возрастает с его уменьшением. Это объясняется тем, что эквивалентная жесткость трансмиссии с увеличением ее передаточного числа снижается значительно, чем приведенный момент поступательно движущейся массы поезда.

Уменьшение передаточного числа КП в пределах одного диапазона вызывает увеличение частот колебаний ее деталей $f_{вк}^{\phi}$, причем для ФКП – от 2,3 % на шестом диапазоне передач до 19,7 % на первом, а для СКП – соответственно от 9,8 % до 32,5 %. Некоторое изменение частоты колебаний контура моста $f_{кз}^{\phi}$ объясняется их связанностью с колебаниями контура КП.

Таблица

Частоты собственных колебаний динамической системы тракторного поезда

Обозначение	Значение, Гц	Колебательный контур	Примечание
$f_{тр}^{\phi}$	0,73...2,36	Маховик двигателя – поступательно движущаяся масса поезда	ФКП
	0,72...2,37	– // –	СКП
$f_{вк}^{\phi}$	11,96...61,80	Коробка перемены передач	ФКП
	11,86...59,68	– // –	СКП
$f_{кз}^{\phi}$	12,88...14,20	Диски колес с резиновыми оболочками шин заднего моста	
$f_{кп}^{\phi}$	18,27	Диски колес с резиновыми оболочками шин переднего моста	
$f_{от}^{\phi}$	4,32	Остов трактора	
$f_{пр}^{\phi}$	1,27	Поддрессоренная масса прицепа	
$f_{к}^{\phi}$	7,19	Поддрессоренная масса кабины	
$f_{мп}^{\phi}$	13,00	Неподдрессоренная масса переднего моста	
$f_{от}^{\psi}$	2,52	Поддрессоренная масса остова трактора	
$f_{к}^{\psi}$	12,35	Поддрессоренная масса кабины	
$f_{пр}^{\psi}$	1,00	Поддрессоренная масса прицепа	

Приведенные на рис. графики отражают основные особенности зависимости частот колебаний от соответствующих параметров системы.

Увеличение суммарной жесткости продольной связи трактора с прицепом приводит к пропорциональному увеличению частоты продольных колебаний прицепа $f_{пр}^x$. Аналогичное влияние на изменение частоты вертикальных колебаний кабины f_k^y оказывает увеличение суммарной вертикальной жесткости ее опор $C_{ок}^y$. Изменение высоты сцепки трактора с прицепом $h_{кр}$ оказывает небольшое влияние на изменение частоты $f_{пр}^x$. Некоторое влияние на изменение частот колебаний остова трактора в вертикальном $f_{от}^y$ и продольно-угловом $f_{от}^φ$ направлениях оказывает изменение вертикальной жесткости опор кабины $C_{ок}^y$.

Расчетные данные по частоте колебаний трансмиссии трактора $f_{тр}^φ$ расходятся в пределах 12 % с результатами обработки осциллограмм крутящего момента, полученными в результате экспериментальных исследований в эксплуатационных условиях. Это обусловлено влиянием не учтенных в данной расчетной схеме других динамических связей.

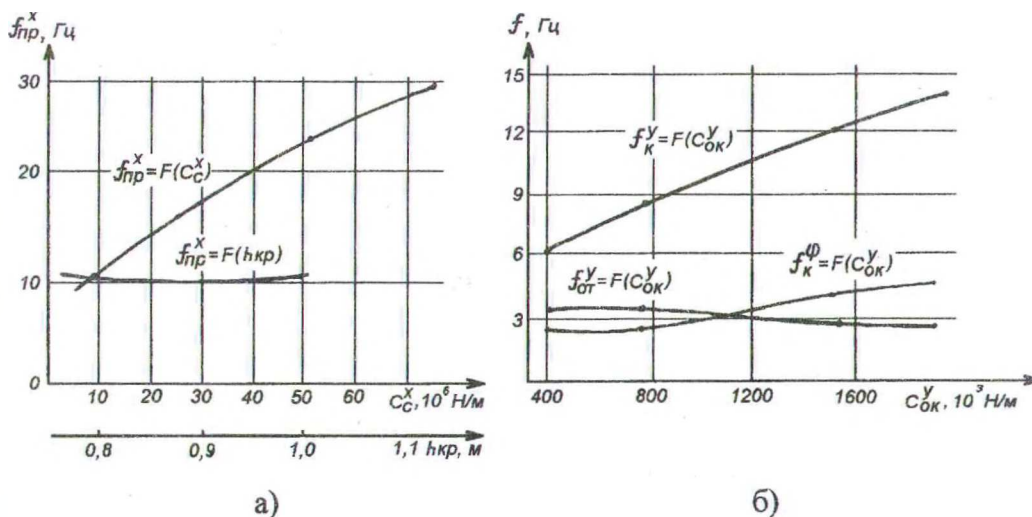


Рис. Зависимость частот колебаний f : а) продольных (х) прицепа (пр) от суммарной жесткости связи его с трактором C_c^x и высоты сцепки $h_{кр}$; б) продольно-угловых ($φ$) и вертикальных (y) остова (от) и вертикальных (y) кабины (к) от суммарной вертикальной жесткости ее опор $C_{ок}^y$

Таким образом, данной моделью динамики тракторного поезда учитываются основные связи между колебаниями трансмиссии, остова и кабины трактора, а также звеньями поезда и реально отражаются динамические процессы в системе. Проведенные исследования позволили установить спектры собственных частот колебаний трансмиссии по модификациям КП, выявить основные особенности влияния жесткости и высоты расположения сцепки, а также жесткости опор кабины динамической системы на собственные частоты колебаний. Приведенные частоты собственных колебаний динамической системы тракторного поезда МТЗ-102+ПСЕ-12,5Б позволяют прогнозировать интервалы пиковых нагрузок при изучении динамики движения и эксплуатационных качеств, что дает возможность варьированием указанных параметров выходить из резонансных зон при работе сложных динамических систем.

ЛИТЕРАТУРА

1. Остриков Я. И. и др. Математическая модель и методика анализа динамики тракторных автопоездов. – Минск, 1992. Деп. в БелНИИТИ 21.04.92, № 1019-Б92.
2. Маслов Г. С. Расчеты колебаний валов: Справочник. 2-е изд., испр. и доп. – М.: Машиностроение, 1990.
3. Артемьев П. П. и др. Тракторные поезда // Под ред. В. В. Гуськова. – М.: Машиностроение, 1982.

УДК 674.093

А. П. Красовский, аспирант

ОСОБЕННОСТИ И ПЕРСПЕКТИВЫ ПРИМЕНЕНИЯ ЛЕНТОЧНОПИЛЬНЫХ СТАНКОВ

Features and perspectives of using saw blade machine tools for conditions of Republic of Belarus are considered.

Принцип ленточного пиления является одним из наиболее прогрессивных в лесопилении и деревообработке. Тонкая быстроперемещающаяся лента по условиям срезания стружек может обеспечить рекордные скорости подачи, достигающие 100 – 150 м/мин. Минимальная толщина и уменьшенные нормы уширения зубьев ленточных пил по сравнению с другими снижают до минимума потери древесины в опилки при раскросе бревен и брусьев. Ширина пропила в 1.5 – 2 и 3 – 4 раза меньше, чем соответственно на лесопильных рамах и кругло-