

**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ  
ДЕРЕВООБРАБАТЫВАЮЩЕГО ЦЕНТРА С ЧПУ  
МОДАЛЬНЫМ АНАЛИЗОМ**

*Д.Ю. Пименов*

В данной работе при помощи модального анализа проведены экспериментальные исследования динамических характеристик деревообрабатывающего центра с ЧПУ. В качестве динамических характеристик исследованы амплитудно-частотные характеристики, резонансные частоты в различных направлениях, динамическая и статическая жесткости, степень затухания колебаний, коэффициент динамичности центра с ЧПУ.

Ключевые слова: модальный анализ, обрабатывающий центр, вибрация, амплитудно-частотные характеристики, фрезерование.

В процессе механической обработки на точность выполняемых размеров и шероховатость обработанной поверхности оказывают влияние большое количество факторов, доминирующим из которых является погрешность обработки [1].

Для разных видов обработки имеется ряд математических моделей погрешностей обработки [2–6].

Однако все вышеперечисленные погрешности основываются на статическом определении податливостей и жесткостей технологической системы [2–4]. Реально же процесс резания протекает в динамике [8–12]. В процессе резания возникают множества колебаний, вызванные наличием люф-

тов и зазоров станка, конструктивными особенностями, а также непосредственно процессом резания [8–12]. Точность размеров заготовки [13–15], также, сказывается на динамику процесса резания. Таким образом, при решении подобных задач необходимо рассматривать не только статические, но и динамические податливости и жесткости технологической системы. Для этого необходимо знать амплитудно-частотные характеристики технологического оборудования, то есть, то с какими амплитудами будут колебаться те или иные части станка под действием возбуждающих воздействий различной частоты колебаний. Здесь необходимо учитывать вибрации конкретной технологической системы, возникающие в процессе резания. А ведь каждый тип станков и даже каждый станок обладает определенными амплитудно-частотными характеристиками. При этом данные характеристики могут отличаться при нагружении технологической системы в различных осевых направлениях  $x$ ,  $y$  и  $z$ . Таким образом, важно знать: каким образом ведет себя технологическая система при различных частотах возбуждающего воздействия со стороны внешнего источника.

**Цель исследования: установить амплитудно-частотные характеристики технологической системы.**

Для решения поставленной цели проведем исследование амплитудно-частотных характеристик деревообрабатывающего центра с ЧПУ. Наиболее эффективным средством для этого является модальный анализ [10, 16–18].

Экспериментальные исследования проведены в Институте металлорежущих станков и технологии машиностроения Брауншвейгского технического университета, Германии.

Основой анализа форм колебаний в модальном анализе являются передаточные функции, которые описывают статические и динамические характеристики нагрузок, ускорений и перемещений элементов технологической системы. Для линейных системных характеристик применяется ускоренное преобразование Фурье к входным и выходным сигналам, и получают спектры энергии. Передаточная функция системы имеет вид:

$$G(i\omega) = \frac{f\{\text{выходной сигнал}\}}{f\{\text{входной сигнал}\}} = \frac{f\{y(t)\}}{f\{x(t)\}} = \frac{\int_{-\infty}^{+\infty} y(t)e^{-i\omega t} dt}{\int_{-\infty}^{+\infty} x(t)e^{-i\omega t} dt} = \frac{E_y(i\omega)}{E_x(i\omega)},$$

где  $E_y(i\omega)$  – комплексный энергоспектр выходного сигнала;  $E_x(i\omega)$  – комплексный энергоспектр входного сигнала.

Экспериментальная установка для определения динамических характеристик станка модальным анализом состоит: из электромагнитного вибро-возбудителя (Шейкера); пьезоэлектрического акселерометра для измерения перемещения, скорости или ускорения, который крепился при помощи магнита или воска; 4-канального FFT-анализатора (FFT = Fast-Fourier-

Transformation – анализатор ускоренного преобразования Фурье), усилителя мощности и компьютера для проведения модального анализа. В качестве пунктов структуры станка выбираются характерные точки (DOF's = Degree of Freedom – степень свободы), которые характеризуют поведение различных элементов станка, в которых проводятся измерения частотных характеристик. В соответствии с пунктами определяются координаты этих пунктов (X, Y, Z) и при помощи пакета прикладных программ STAR Modal построена каркасная модель [18] (рис. 1). Шейкером деревообрабатывающему центру сообщается возбуждающий сигнал частотой 1 Гц (Sweep Sinus) в точке контакта на концевой фрезе, установленной в шпиндель станка, обозначенной DOF 93 (Firma Bruel&Kjaer: Gen. Purpose Head Type 4812, ExciterBody Type 4801 [18]). Далее сигнал передается генератором анализатора FFT через усилитель мощности (FBruel&Kjaer Type 2707 [18]). Колебания станка испытывают в диапазоне 0...1500 Гц, так как доминирующие частоты принимают значения меньше 1500 Гц.

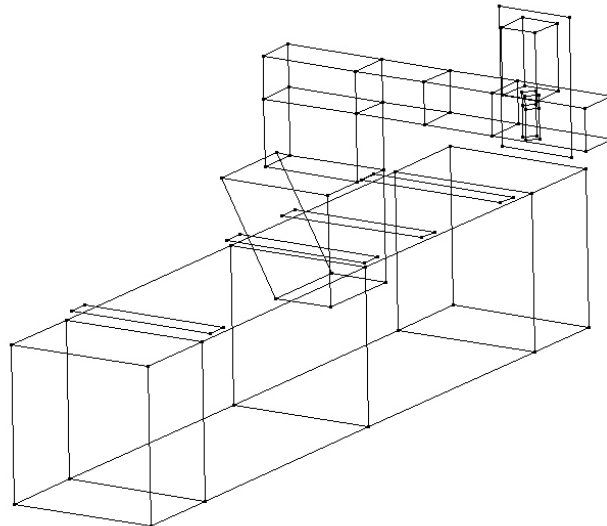


Рис. 1. Каркасная модель деревообрабатывающего центра

Выходной сигнал элементов технологической системы деревообрабатывающего станка IMA снимался пьезоэлектрическим акселерометром и передавался FFT-анализатором (4-х каналный анализатор фирмы Schlumberger).

Частотные характеристики измерялись в каждом пункте DOF и направлениях осей  $x$ ,  $y$  и  $z$ . В результате получены амплитуды колебаний, частоты колебаний, а также резонансные частоты с помощью пакета прикладных программ NVGate. Частотная характеристика податливости DOF 93 (FRF-кривых: Frequency Response Function) избранная, так как здесь резонансные частоты хорошо выражены. На рис. 2 показаны в точке 93 амплитудно-частотная характеристика и фазо-частотная характеристика динамической податливости в интервале от 0 до 1500 Гц.

## Результаты расчетов и анализ

Из рис. 2 видно, что амплитуда колебаний в направлении осей  $x$  и  $y$  достигает наибольших значений на частотах 250, 620 и 950 Гц, а при частотах 620 и 950 Гц – резонансных величин. Также получены различные формы мод станка (колебаний) для разных значений частот, в качестве примера показана форма моды при резонансной частоте  $f = 950$  Гц и в направлении оси  $z$  (рис. 3).

Под действием возбуждающей нагрузки в направлении оси  $z$  элементы технологической системы деревообрабатывающего центра IMA ведут себя по-разному. Вертикальные перемещения в направлении оси  $z$  минимальны. При этом стол станка и шпиндель значительно колеблются в направлении оси  $y$ .

Используя рис. 3, определяем характеристику основной подсистемы «инструмент–шпиндельный узел» в пункте 93.

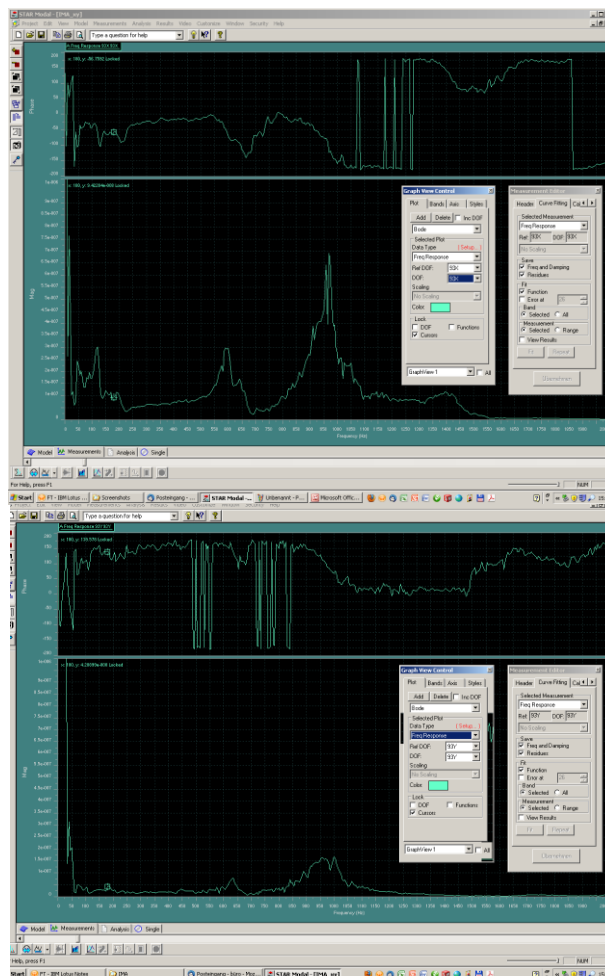


Рис. 2 Амплитудно-частотная и фазо-частотная характеристики динамической податливости деревообрабатывающего центра фирмы IMA в интервале 0...1500 Гц

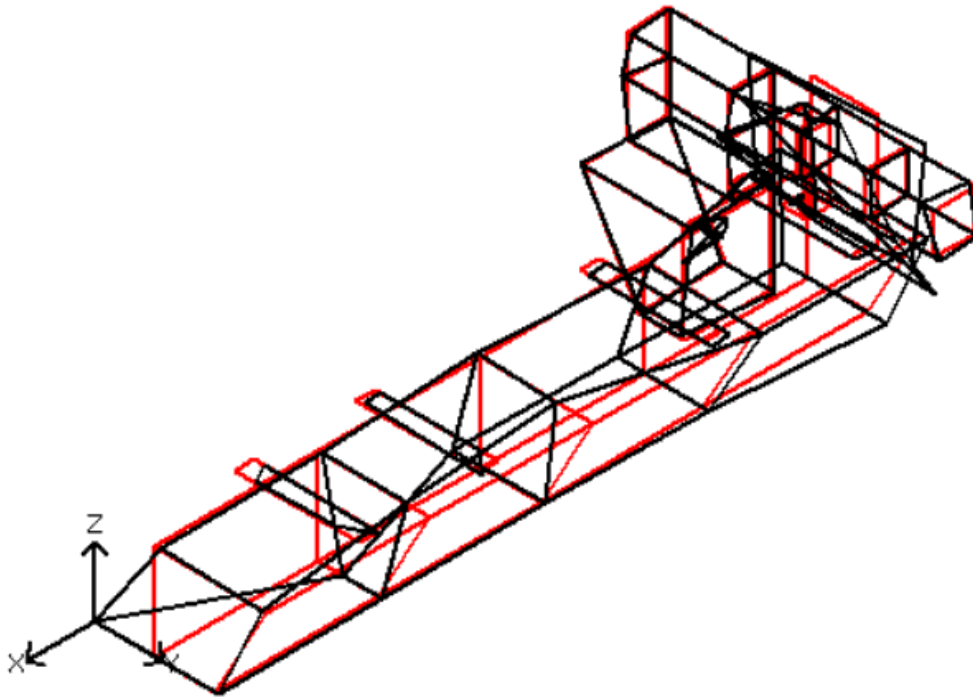


Рис. 3. Форма моды – форма колебаний деревообрабатывающего центра фирмы IMA в направлении оси  $z$  при резонансной частоте 950 Гц

Частота резонанса  $f_n$  подсистемы «инструмент–шпиндельный узел» и максимально динамическая ее податливость  $H_{max}$  непосредственно могут определяться по частотной характеристике:

$$f_n = 620 \text{ Гц}; H_{max} = 300 \cdot 10^{-9} \text{ м/Н}.$$

Расчет демпфирования происходит по методике « $\sqrt{2}$ » [16]. Ширина резонансной кривой определяется на участке, высота который равна  $1/\sqrt{2}$  от максимального значения пика:

$$H_{max} \cdot 1/\sqrt{2} = 262,3 \cdot 10^{-9} \text{ м/Н}.$$

Соответствующие точки ширины резонансной кривой  $f_1$  и  $f_2$ , находящиеся на высоте  $H_{max} \cdot 1/\sqrt{2}$ , на оси абсцисс принимают следующие значения:

$$f_1 = 590 \text{ Гц}; f_2 = 620 \text{ Гц}; \Delta f = f_2 - f_1 = 30 \text{ Гц}.$$

Ширины значения частоты  $\Delta f$  находится в тесной связи с коэффициентом затухания  $\sigma$  и степенью затухания  $D$ :

$$\Delta f \cdot 2 \cdot \pi = \Delta \omega = 2\sigma; D = \sigma/\omega = \Delta f / 2 \cdot f_n.$$

Степень затухания  $D_1$  основной системы определяется следующей формулой:

$$D_1 = \Delta f / (2 \cdot f_n).$$

Далее определяем статическую жесткость основной системы:

$$K_{\text{стат}} = 1/(H_{\text{max}} \cdot 2 \cdot D) = 69,4 \text{ Н / мкм.}$$

Соответственно для следующих частот динамическая характеристика системы в разных направлениях определяется по выше проведенной методике, результаты которых приведены в таблице.

Таблица

Определение коэффициента динамичности  
при различных частотах станка в направлении осей  $x$  и  $y$

№	DOF	Направление	Резонансная частота, $f$ , Гц	Степень затухания, $D$	Динамическая жесткость, $\cdot 10^{-6}$ , Н/м	Статическая жесткость, $\cdot 10^{-6}$ , Н/м	Коэффициент динамичности, $K_{\text{дин}}$
1	93	$x$	110	0,045	3,3	37	0,0891
2	93	$x$	620	0,024	3,3	69,4	0,0476
3	93	$y$	620	0,0161	12,5	388,2	0,0322
4	93	$x$	950	0,0105	1,35	64,3	0,021
5	93	$y$	950	0,316	5,6	87,9	0,0637
6	93	$x$	1400	0,025	9,09	181,8	0,05

### Выводы

Проведенный эксперимент по исследованию АЧХ деревообрабатывающего центра IMA показал, что резонансная амплитуда колебаний соответствует частотам  $f = 620$  и  $950$  Гц;

Таким образом, для данного станка работа на данных частотах будет приводить к большим амплитудам колебаний элементов технологической системы и, в свою очередь, оказывать негативное влияние на точность выполняемых размеров и шероховатость обработанной поверхности;

Наиболее слабым с точки зрения наибольших резонансных амплитуд колебаний станка IMA является направление оси  $x$ ;

Для стабильного процесса резания следует исключать назначение режимов резания, вызывающих такие резонансные частоты;

Данная методика анализа амплитудно-частотных характеристик может быть применена для любых станков.

### Библиографический список

1. Гузеев, В.И. Режимы резания для токарных и фрезерно-расточных станков с числовым программным управлением: справочник / В.И. Гузеев, В.А. Батуев, И.В. Сурков; под ред. В.И. Гузеева. – М.: Машиностроение, 2005. – 368 с.
2. Колев, К.С. Точность обработки и режимы резания / К.С. Колев, Л.М. Горчаков. – М.: Машиностроение, 1976. – 144 с.
3. Медведев, Д.Д. Точность обработки в мелкосерийном производстве / Д.Д. Медведев. – М.: Машиностроение, 1973. – 120 с.

4. Кошин, А.А. Теория точности и оптимизация многоинструментной токарной обработки: дис. ... д-ра техн. наук / А.А. Кошин. – Челябинск, 1995. – 385 с.
5. Николаенко, А.А. Моделирование обеспечения точности обработки при плоском глубинном шлифовании периферией круга / А.А. Николаенко // Технология машиностроения. – 2011. – № 5. – С. 57–59.
6. Ардашев, Д.В. Основы групповой технологии шлифования / Д.В. Ардашев // Вестник машиностроения. – 2012. – № 11. – С. 54–55.
7. Дьяконов, А.А. Имитационные алгоритмические модели в технологии машиностроения / А.А. Дьяконов // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. – 2013. – № 2(298). – С. 35–40.
8. Кошин, А.А. Элементы матричной теории точности многоинструментной обработки в пространственных наладках / А.А. Кошин, Н.Д. Юсубов // Вестник машиностроения. – 2013. – № 9. – С. 13–17.
9. Григорьев, С.Н. Тенденции развития мирового станкостроения / С.Н. Григорьев, А.А. Грибков, Д.В. Захарченко // СТИН. – 2013. – № 1. – С. 1–4.
10. Юсубов, Н.Д. Определение динамической характеристики токарно-револьверного станка с помощью модального анализа / Н.Д. Юсубов // Известия Челябинского научного центра. – 2004. – № 2(23). – С. 112 – 117.
11. Мартынов, В.В. Статистическое исследование траекторий движения шпиндельных узлов станков / В.В. Мартынов, П.В. Мартынов // СТИН. – 2013. – № 9. – С. 9–13.
12. Тверской, М.М. Снижение усилий приводов при обработке на станках с параллельной кинематикой / М.М. Тверской, В.А. Смирнов, Ю.Л. Сюськина // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2012. – № 12(271). – С. 137–142.
13. Ермаков, И.Н. Ресурсосберегающие принципы в литейном производстве / И.Н. Ермаков // Вестник Южно-Уральского государственного университета. Серия «Металлургия». – 2012. – № 39(298). – С. 139–141.
14. Ермаков, И.Н. Оценка влияния пористости на напряженно-деформационное состояние стальной плиты / И.Н. Ермаков // Вестник ЮУрГУ. Серия «Металлургия». – 2013. – Т. 2. – № 2. – С. 125–132.
15. Салимов, Р.Д. К вопросу работоспособности углового сварного шва подкрановой балки / Р.Д. Салимов, М.А. Иванов, И.А. Щербаков // Вестник ЮУрГУ. Серия «Металлургия». – 2013. – Т. 13. – № 2. – С. 147–150.
16. Туромша, В.И. Модальный анализ портала тяжелого продольно-фрезерного станка типа «Гентри» / В.И. Туромша, Туми Эль-Мабрук Абу-жафер Али, И.Л. Ковалева, С.С. Довнар, И.И. Шумский // Вестник Полоцкого государственного университета. Серия В. Промышленность. Прикладные науки. – 2013. – № 3. – С. 38–48.
17. Dossing, O. Strukturen pruefen. Teil 2: Modalanalyse und Simulation / O. Dossing. – Firma Bruel & Kjaer, 1989.

Наука ЮУрГУ: материалы 66-й научной конференции  
Секции технических наук

18. N. N. The STAR-System. Theory and applications. Structural Measurement Systems. Milpitas: USA, 1990.

19. N. N. Schwingungsmessung. Firma Brueel&Kjaer, 1986.