



**Ключевые слова:**  
металлорежущие,  
продольно-фре-  
зерные станки,  
виброустойчи-  
вость, несущая  
система, методика  
математического  
моделирования

**Keywords:**  
metal cutting,  
longitudinal  
milling machines,  
vibration  
resistance, bearing  
system, the method  
of mathematical  
modeling

# ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ВИБРОУСТОЙЧИВОСТИ НЕСУЩЕЙ СИСТЕМЫ ТЯЖЕЛЫХ ПРОДОЛЬНО-ФРЕЗЕРНЫХ СТАНКОВ С ПОДВИЖНЫМ ПОРТАЛОМ

**Виктор БУТКО, Александр ТРУСКОВСКИЙ**

В статье предложен метод решения проблемы прогнозирования виброустойчивости несущей системы станков на основе математического моделирования их резонансных частот и форм колебаний.

This article proposes a method of solving the problem of vibration resistance predicting of the bearing system of machines based on mathematical modeling of their resonant frequencies and mode shapes.

## ВВЕДЕНИЕ

Снижение уровня колебаний несущей системы (НС) металлорежущих станков — одна из важнейших задач машиностроения в связи с повышением требований к качеству обработанных поверхностей и производительности труда [1, 2].

Наличие подвижного стыка между порталом и станинами тяжелых продольно-фрезерных станков с подвижным порталом (типа «Гентри») [3] делает особенно актуальной проблему обеспечения их виброустойчивости [4, 5]. Для выбора наиболее рационального метода ее решения необходимо выполнить прогнозирование и расчет виброустойчивости НС на стадии проектирования станка, что позволяет избежать проведения трудоемких натурных экспериментов и изготовления опытных образцов оборудования [6].

Прогнозирование виброустойчивости НС станков производства ОАО «МЗОР» производилось на основе математического моделирования их резонансных частот и форм колебаний, а также поведения станка в условиях внешних нестационарных воздействий, то есть модального и гармонического методов анализа [5]. Работа ориентирована главным образом на виртуальные

испытания портала с помощью метода конечных элементов (МКЭ) [7, 8].

## МЕТОДИКА МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ НЕСУЩЕЙ СИСТЕМЫ СТАНКА

Модальный МКЭ-анализ показывает неблагоприятные условия, при которых колебания внешних сил (например, сил резания) могут возбудить мощные вибрации всей машины. Мода — это сочетание формы резонансного колебания портала и частоты, на которой это движение возбуждается. Опасность представляет близость собственных частот к частотам вынужденных колебаний (например, от врезания зубьев фрезы).

Гармонический анализ направлен на исследование динамического поведения станка. Он позволяет выявить возбуждаемые резонансные моды при действии внешней периодической силы. Для этого моделировалось нагружение шпинделя станка синусоидальными компонентами силы резания на ряде частот и вычислялся отклик в виде перемещений шпинделя. По результатам строились и анализировались амплитудно-частотные характеристики (АЧХ) [9].

Уравнение движения математической МКЭ-модели НС в общем случае имеет вид

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [j]\{u\} = \{F(t)\}, \quad (1)$$

где  $[M]$  – матрица масс;  $[C]$  – матрица демпфирования;  $[j]$  – матрица жесткости;  $\{u\}$  – перемещения;  $\{\dot{u}\}$  – скорости;  $\{\ddot{u}\}$  – ускорения;  $\{F(t)\}$  – силовые факторы, являющиеся функцией времени.

Решение уравнения (1) при действии постоянной нагрузки  $\{F(t)\}$  сводится к определению перемещений, то есть к расчету статической жесткости НС. При  $[C] = 0$  и  $\{F(t)\} = 0$  решается задача определения частот и форм собственных колебаний НС (модальный анализ). Моделирование нагружения НС внешней силой  $\{F(t)\}$ , изменяющейся в соответствии с гармоническим законом с наложенной частотой  $f_{и}$ , позволяет определить возбуждаемые собственные частоты НС и ее амплитудно-частотную характеристику (гармонический анализ), а также динамическую жесткость НС. Демпфирование станка принято на уровне 2%.

МКЭ-моделированию подвергались несущие системы станков, отличающихся по своим техническим параметрам. Это позволило обобщить полученные результаты для гаммы станков производства ОАО «МЗОР».

## ОБЪЕКТ ИССЛЕДОВАНИЯ

Линейка продольно-фрезерных станков типа «Гентри» в работе представлена двумя моделями одного типоразмера (табл. 1):

- станком мод. МС620ГМФ4, предназначенным для работы с тяжелыми нагрузками и имеющим относительно жесткую конструкцию несущей системы с точки зрения геометрических размеров базовых деталей;
- станком мод. МС21Г25, предназначенным для работы с более легкими нагрузками и имеющим менее жесткую конструкцию несущей системы и, соответственно, меньшую металлоемкость.

У станка мод. МС21Г25 увеличены ширина и высота проема портала, а также длина хода ползуна, но уменьшены размеры сечения основных базовых деталей. Благодаря этому, а также большей массе фрезерно-расточной бабки, массы порталов в сборе у обоих станков отличаются незначительно.

## ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ СТАНКОВ, ПРИМЕНЯЕМЫЕ МАТЕРИАЛЫ И ГРАНИЧНЫЕ УСЛОВИЯ

Твердотельная геометрическая модель несущей системы станка МС620ГМФ4 представлена на рис. 1, а.

Таблица 1. Геометрические характеристики продольно-фрезерных станков ОАО «МЗОР» с подвижным порталом

№	Наименование параметра	Значение параметра	
		МС620ГМФ4	МС21Г25
1.	Ширина стола, мм	2500	2500
2.	Расстояние между тумбами (ширина проема), мм	3200	3520
3.	Расстояние от траверсы до плоскости станин (высота проема), мм	1900	2280
4.	Сечение траверсы (высота × ширина), мм	1200 × 1400	940 × 1075
5.	Сечение тумб (длина × ширина), мм	1285 × 840	1020 × 700
6.	Сечение ползуна, мм	550 × 565	500 × 500

На бетонных фундаментных блоках размещены башмаки (1), на которых установлены станины 10. Башмаки в модели представлены упрощенно в виде упругих стержней [4]. На станинах вдоль оси X размещены рельсовые направляющие качения (2). Приводы по оси X представлены в виде пружин (9), один конец которых жестко закреплен, а второй связан с подвижным порталом. По направляющим перемещаются сани (8) с установленными на них тумбами (3). На двух тумбах закреплена траверса (4). Вместе сани, тумбы и траверса образуют портал. Направляющие траверсы (7) несут каретку (6), перемещающуюся вдоль оси Y. Ползун (5), в котором размещен шпиндель, перемещается вдоль оси Z по направляющим каретки.

Особенностью конструкции станка является то, что сани и тумбы выполнены в виде двух отдельных базовых деталей, соединенных между собой. У станка мод. МС21Г25 сани выполнены заодно с тумбами (рис. 1, б).

Основные детали несущей системы станка (траверса, тумбы, сани, станины, каретка, ползун) представляют собой литые конструкции из чугуна марки СЧ 20. Направляющие портала и каретки выполнены из стали, а фундаментные блоки под станком – из бетона.

Единственным граничным условием принято закрепление нижних сторон фундаментных блоков.

## РЕЗУЛЬТАТЫ МОДАЛЬНОГО АНАЛИЗА

Выявленные в результате анализа резонансные моды несущей системы продольно-фрезерных станков с подвижным порталом представлены в табл. 2.

Все моды реализуются в частотном диапазоне от 0 до (80–100) Гц. У обоих станков обнаружены одинаковые моды на близких частотах за исключе-

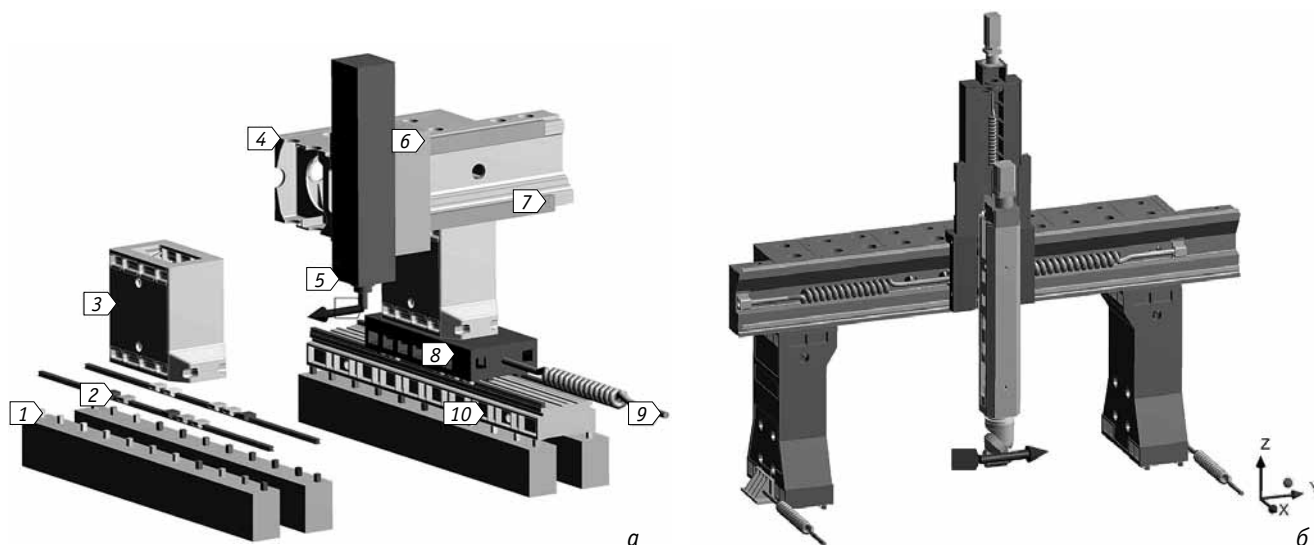


Рис. 1. Твердотельные геометрические модели несущей системы продольно-фрезерных станков с подвижным порталом мод. МС620ГМФ4 (а) и мод. МС21Г25 (б)

нием мод М6. Последние имеют близкие частоты, но разные формы колебательных движений. Поэтому они обозначены как М6а и М6б. Совпадение набора мод указывает на то, что динамика станков подобна.

### ГАРМОНИЧЕСКОЕ НАГРУЖЕНИЕ КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНОЙ МОДЕЛИ

Гармоническое нагружение несущей системы станка моделировалось пробной силой  $F$ , прикладываемой к концу шпинделя и вращающейся в плоскости  $XU$  (рис. 1). Частота вращения соответствует частоте испытания  $f_u$ . Сила  $F$  испытывает станок

одновременно по осям  $X$  и  $Y$  и моделирует две гармонические силы: продольную —  $F_x^{bp} = F \cdot \sin 2\pi f_u$  и поперечную —  $F_y^{bp} = F \cdot \sin(2\pi f_u - \pi/2)$ . Кроме того, исследовалось нагружение НС вертикальной гармонической силой  $F_z = F \cdot \sin 2\pi f_u$ , которая моделировала пульсацию осевой силы резания.

Исходя из числа зубьев  $z$  применяемых фрез и частот их вращения  $n$  принято, что наиболее важным является интервал  $f = 50-200$  Гц. Кроме того, вынужденные колебания возбуждают резонанс и на кратных частотах. Например, если фреза с  $z = 13$  вращается с  $n = 530 \text{ мин}^{-1}$  ( $f = 13 \times 530/60 \approx 115$  Гц), то может быть возбуждена собственная частота  $2f = 230$  Гц (если она есть у НС).

Таблица 2. Резонансные моды порталных станков типа «Гентри»

Резонансная мода	Частота, Гц		Характер модального движения
	МС620ГМФ4	МС21Г25	
М1 — колебания портала вдоль оси $X$	19,9	17,3	Раскачивание портала, сопровождающееся вертикальными (в плоскости $XZ$ ) смещениями ползуна
М2 — поперечные колебания траверсы с бабкой вдоль оси $Y$	22,9	24,3	Траверса и ползун совершают плоскопараллельное движение, а тумбы качаются в плоскости $YZ$
М3 — противофазные движения левой и правой тумб вдоль оси $X$	32, 2	38,6	Ползун малоподвижен, траверса вместе с тумбами совершает возвратно-вращательное движение в плоскости $XU$
М4 — закручивание траверсы и качание портала вдоль оси $X$	41,9	33,0	Колебания ползуна вдоль оси $Z$ в противофазе с перемещениями тумб вдоль оси $X$
М5 — изгиб траверсы в плоскости $YZ$	69,3	62,5	Вертикальные колебания бабки в результате изгиба траверсы. Плоскость изгиба качается и наклонена к плоскости $YZ$
М6а — двойной перекосяк портала с выходом из плоскости $YZ$ и образованием пучностей	77,7	—	Ползун выполняет прецессионное движение вокруг оси $Z$ . Колебания в пучностях почти полностью уравновешивают друг друга
М6б — возвратно-вращательное колебание каретки и ползуна в плоскости $YZ$	—	66,5	Портал совершает незначительные колебания в плоскости $YZ$ по типу моды М2

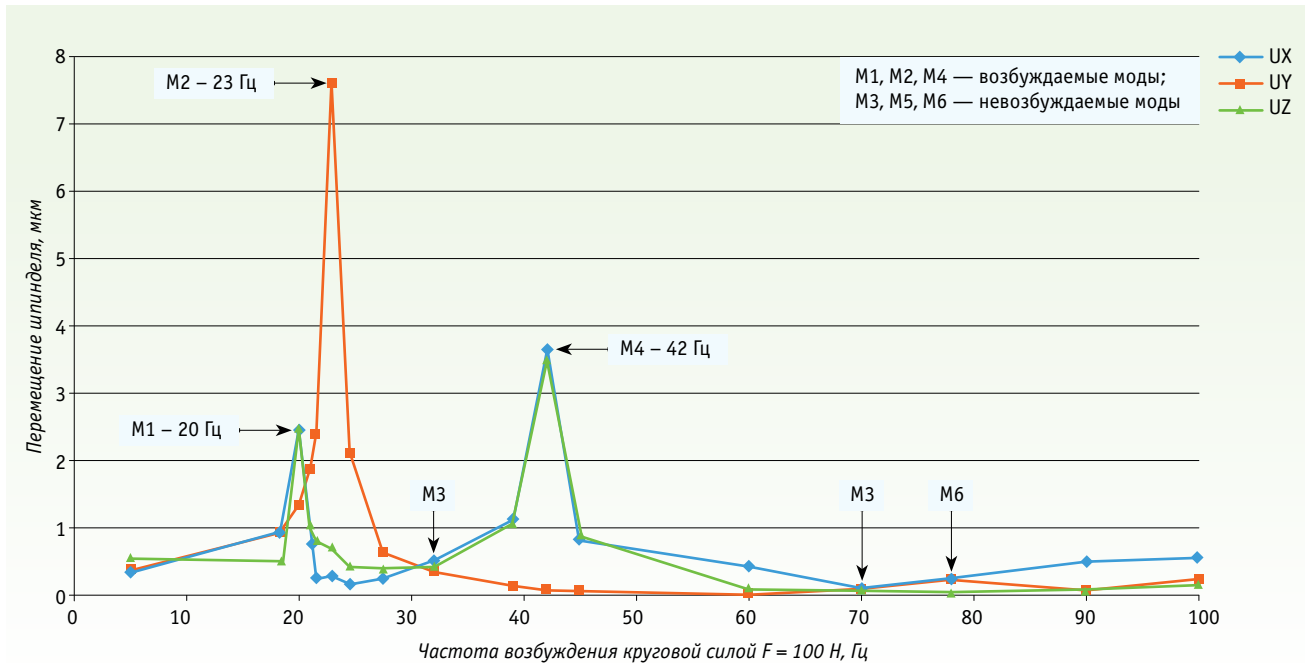


Рис. 2. АЧХ несущей системы станка мод. МС620ГМФ4 при возбуждении вращающейся силой  $F_{вр}$  в плоскости XY

## МОДЕЛИРОВАНИЕ ВЫНУЖДЕННЫХ ГАРМОНИЧЕСКИХ КОЛЕБАНИЙ НЕСУЩЕЙ СИСТЕМЫ СТАНКА МОД. МС620

Гармонический анализ станков производился на частотах, близких к резонансным (см. табл. 2). Под действием гармонической пробной силы координаты конца шпинделя изменялись синусоидально по X, Y и Z. Расчетные значения амплитуд синусоид  $u_x$ ,  $u_y$ ,  $u_z$  являлись выходными сигналами, на основе которых построены амплитудно-частотные характеристики (АЧХ) НС станков.

Анализ АЧХ станка мод. МС620ГМФ4 (рис. 2) показывает, что в плоскости XY у него возбуждаются только три резонанса, соответствующих модам M1, M2 и M4. Их пики отмечены длинными маркерами с указанием моды и частоты.

Не обнаружено возбуждений, в которых комбинируются две или более собственные моды. Моды M3, M5 и M6 для данного способа возбуждения (вращающаяся сила) остаются неактивными. Они не создают резонансных пиков и указаны на АЧХ короткими маркерами.

Наибольшая амплитуда перемещений (до  $u_y = 7,6$  мкм при  $F = 100$  Н) у станка мод. МС620ГМФ4 отмечена для моды M2 «Поперечные колебания траверсы с бабкой вдоль оси Y» (рис. 3, а).

При возбуждении НС станка МС620ГМФ4 вертикальной силой возникает два резонансных пика на частотах 20 и 42 Гц. Они соответствуют клевкам портала (мода M1) и траверсы (мода M4). Остальные моды остаются неактивными, в том числе

и мода M2, которой соответствуют поперечные колебания портала. Таким образом, вертикальная возбуждающая сила вызывает вертикальные и продольные колебания портала в том же частотном диапазоне, что и в плоскости XY.

На практике инструмент будет создавать как круговое, так и вертикальное возбуждение станка. Анализ АЧХ дает общую оценку опасного, резонансного диапазона частот. Работать не следует в интервале мод M1 – M2 – M4, идущем в данном случае от 17 до 45 Гц.

## МОДЕЛИРОВАНИЕ ВЫНУЖДЕННЫХ ГАРМОНИЧЕСКИХ КОЛЕБАНИЙ НЕСУЩЕЙ СИСТЕМЫ СТАНКА МОД. МС21Г25 ОБЛЕГЧЕННОГО ТИПА

АЧХ несущей системы станка МС21Г25 приведена на рис. 4. Выявлено четыре резонансных пика, соответствующих модам M1, M2, M4 и M6. Мода M6 не возбуждалась у более тяжелого станка мод. МС620ГМФ4. В остальном АЧХ обоих станков в плоскости XY принципиально совпадают.

АЧХ показывает, что не следует работать в диапазоне частот 20–40 Гц, где лежат самые мощные резонансные пики M2 и M4. Между ними нет существенного просвета.

Главный резонансный диапазон M1 – M2 – M4 тянется от 15 до 40 Гц. Резонанс по моде M6 делает также нежелательным для работы интервал от 60 до 72 Гц, хотя пики M1 и M6 не очень высоки. Воз-

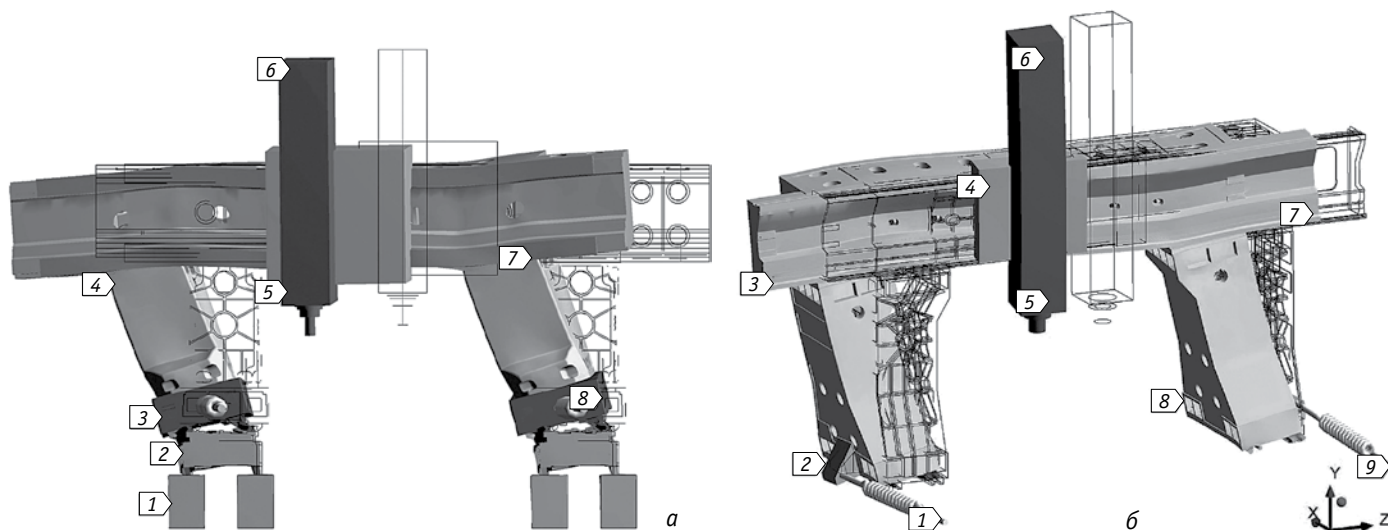


Рис. 3. Возбуждение моды M2 у несущей системы продольно-фрезерных станков с подвижным порталом: а — станок МС620ГМФ4 ( $f_2 = 23$  Гц); б — станок МС21Г25 ( $f_2 = 24,3$  Гц)

можно, есть средства их демпфировать. Однако лучше обходить резонансные диапазоны и работать на трех участках: 0–15 Гц, 40–60 Гц и от 72 Гц и выше.

Самыми мощными являются резонансы по модам M2 и M4. Первый проиллюстрирован на рис. 3, б. Резонанс M4 «Закручивание траверсы и качание портала вдоль оси X» сопровождается колебаниями ползуна вдоль оси Z в противофазе с перемещениями тумб вдоль оси X (табл. 2), то есть вращение суппорта на траверсе является главным движением резонанса M4. Ввиду эксцентричного положения шпинделя относительно оси инерции траверсы возбуждать крутильные колебания можно как круговой, так и вертикальной силой.

Моду M6 (точнее M6<sub>б</sub>) можно лишь условно отнести к portalу в целом, поскольку он незначительно качается в плоскости YZ по типу моды M2. Главным является возвратно-вращательное движение суппорта в сборе в плоскости YZ. Картка, как на рессорах, поворачивается на своих опорах Y. На частоту колебаний влияет инерционность длинного тяжелого ползуна и его вылет. Однако данный резонанс существует для точности обработки, так как вызывает отклонение оси шпинделя от вертикали.

При возбуждении НС станка вертикальной гармонической силой присутствуют моды M4, M1 и M5. На всех частотах колебания совершаются в плоскости XZ, поскольку перемещения  $u_y$  весьма незначительны.

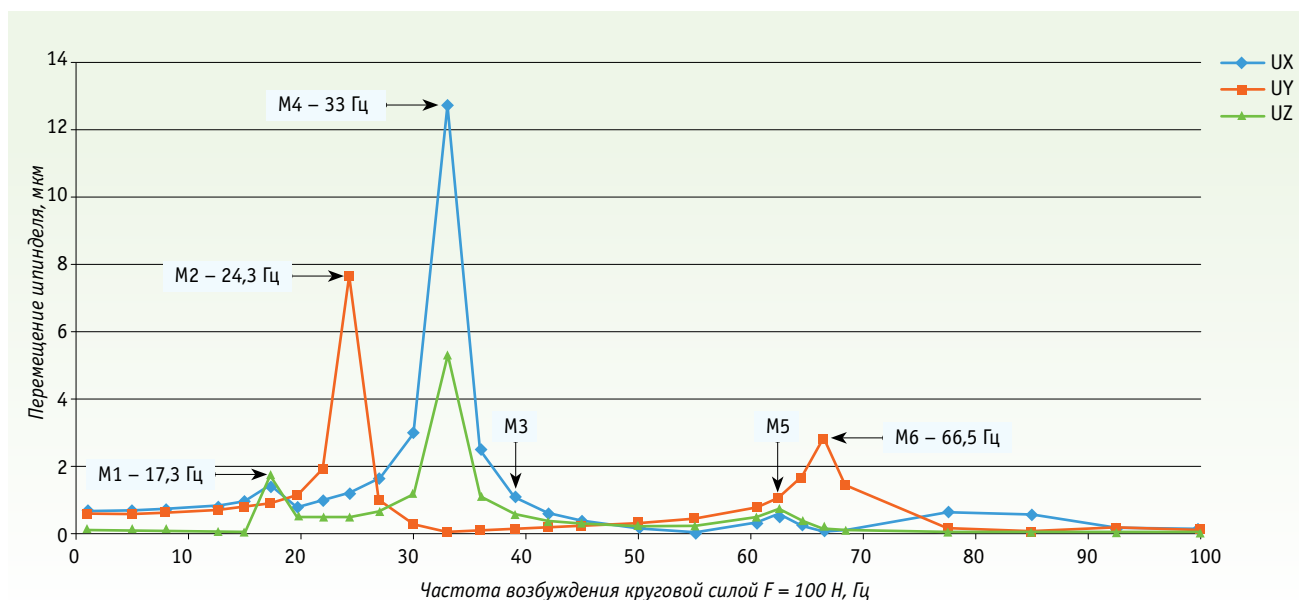


Рис. 4. АЧХ несущей системы станка мод. МС21Г25 при возбуждении вращающейся силой  $F_{вр}$  в плоскости XY



В целом АЧХ в горизонтальной и вертикальной плоскостях хорошо согласуются друг с другом. Сделанные выше выводы о резонансных и рабочих диапазонах остаются неизменными.

## РЕЗУЛЬТАТЫ ГАРМОНИЧЕСКОГО АНАЛИЗА НЕСУЩЕЙ СИСТЕМЫ СТАНКОВ ТИПА «ГЕНТРИ»

У обоих станков наиболее опасные для точности обработки моды М1 и М4, сопровождающиеся вертикальным перемещением шпинделя, сопряжены друг с другом двукратным различием частот (табл. 2), то есть на октаву ( $f_4 \cong 2f_1$ ), что усиливает динамичность станков. При периодически изменяющейся возмущающей силе ожидается совместное возбуждение двух мод. Так, если в силе резания есть импульсная компонента, например, от входа-выхода зубьев фрезы в обрабатываемую деталь, то она при случайном совпадении с частотой М1 начнет через период возбуждать и моду М4 (и наоборот). Следовательно, моды М1 и М4 могут оказаться активными одновременно. Это усложняет динамическое поведение станка и должно понизить его динамическую жесткость.

На всех АЧХ наблюдаются довольно узкие резонансные пики, поскольку принят невысокий (2%) коэффициент демпфирования. При его увеличении пики снижаются, но расширяются. Это ведет к расширению запретного (резонансного) диапазона. Высота резонансных пиков обратно пропорциональна динамической жесткости НС. Повышение демпфирования в станках должно сгладить резонансные пики (именно пики, а не всю АЧХ). Это поднимет динамическую жесткость НС, но только на резонансных частотах.

Снижение вибраций станка за счет повышения статической жесткости несущей системы и подъема резонансных частот является рациональным для малых и средних станков при силовом резании на невысокой рабочей частоте шпинделя  $f_{\text{шп}}^{\text{раб}}$  [9]. У таких станков первая (нижняя) резонансная частота  $f_1$  обычно лежит выше 50 Гц, и можно добиться того, чтобы обработка шла в дорезонансной области ( $f_1 > f_{\text{шп}}^{\text{раб}}$ ).

Для тяжелых станков собственные частоты невысоки и начинаются обычно с  $f_1 \approx 15\text{--}25$  Гц [10]. Увеличение жесткости корпусных деталей, осуществляемое через утолщение стенок, а также увеличение количества перегородок и ребер делает их слишком дорогими и громоздкими и ведет к увеличению массы станка. И в то же время есть сомнения в эффективности управления резонансами таким путем, поскольку резонансная частота при этом практически не изменяется [9].

Для повышения виброустойчивости станков перспективно использовать зарезонансный диапа-

зон, где динамическая жесткость НС естественным образом повышается [1]. Для этого станок должен функционировать в режиме высокоскоростной обработки (ВСО) [11], при которой доминируют высокочастотные вибрации. Для этого нужна высокая частота вращения инструмента и соответствующая конструкция шпиндельного узла и главного привода. ВСО позволяет также использовать облегченные НС станков.

В целом, если у станка есть  $n$  нижних собственных мод портала, то для надежного исключения резонансного возбуждения желательно выполнение условия  $f_1, f_2, \dots, f_n < f_{\text{шп}}^{\text{раб}}$ .

## ВЫВОДЫ

1. При нагружении НС продольно-фрезерных станков с подвижным порталом гармонической силой существенно возбуждаются три резонансные моды (из шести собственных мод), образующие резонансный диапазон протяженностью в одну октаву, характеризующуюся двукратным различием частоты. Комбинации нескольких мод при этом не обнаружены.

2. Динамическое поведение продольно-фрезерных станков типа «Гентри» практически одинаково. Для сравнительно жестких станков типа МС620ГМФ4 резонансный диапазон соответствует частотам 17–45 Гц (считая по границам пиков), а для менее жестких типа МС21Г25 — частотам 15–40 Гц, то есть резонансные пики несколько смещены вниз. Работа станков в резонансном диапазоне запрещена из-за близости резонансных частот друг к другу.

3. Наиболее опасные для точности обработки моды М1 («Колебания портала вдоль оси X») и М4 («Закручивание траверсы и качение портала вдоль оси X»), сопровождающиеся вертикальным перемещением шпинделя, сопряжены друг с другом двукратным различием частот (на октаву), что усиливает динамичность станков. При периодически изменяющейся силе резания ожидается совместное возбуждение мод М1 и М4.

4. Переход к высокоскоростной обработке с зарезонансными частотами создает возможность для снижения массы НС продольно-фрезерных станков типа «Гентри» при одновременном повышении производительности труда и качества обработки деталей. При этом частоты возмущающих колебаний должны лежать выше резонансного диапазона НС.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Lopez de Lacalle, L.N. Machine Tools for High Performance Machining // L.N. Lopez de Lacalle, A. Lamikiz. — Springer. 2009. 442 p.

2. Станочное оборудование автоматизированного производства / Коллектив авторов; под ред. В.В. Бушуева. — М.: Станкин, 1993. 584 с.
3. *Киraidт Ю.Н.* Продукция УП «МЗОР» // Минск: Бизнесофсет, 2010. С. 91–92.
4. *Туромша В.И., Довнар С.С., Трусковский А.С., Туми Эль-Мабрук Абуджафер Али.* Анализ жесткости подвижного портала продольно-фрезерного станка типа «Гентри» // Вестник Гомельского государственного технического университета им. П.О. Сухого. 2011. № 3 (46). С. 15–28.
5. *Туромша В.И., Туми Эль-Мабрук Абуджафер Али, Ковалева И.Л., Довнар С.С.* Модальный анализ портала тяжелого продольно-фрезерного станка типа «Гентри» // Вестник Полоцкого государственного университета. В. Промышленность. Прикладные науки. 2013. № 3. С. 38–48.
6. *Кирилин Ю.В., Табаков В.П., Еремин Н.В.* Методика моделирования несущей системы станка // Станки и инструмент. 2004. № 6. С. 13–17.
7. *Зенкевич О., Морган К.* Конечные элементы и аппроксимация: пер. с англ. — М.: Мир, 1986. 312 с.
8. *Козловский Н.А., Зайкин М.П.* Жесткость и виброустойчивость тяжелых фрезерных станков / Под ред. П.И. Ящерицына. — Минск: Наука и техника, 1986. 135 с.
9. *Кудинов В.А.* Динамика станков. — М.: Машиностроение, 1967. 359 с.
10. *Пуш В.Э. и др.* Металлорежущие станки: учебник для машиностроительных вузов / Под общ. ред. В.Э. Пуша. — М.: Машиностроение, 1985. 256 с.
11. *Кунец Г.* Высокоскоростная обработка и традиционный технологический базис: преодоление несовместимости // Мир техники и технологий. 2004. № 6. С. 35–37.

**Виктор Федорович БУТКО —**

генеральный директор ОАО «МЗОР», управляющая компания холдинга «Белстанкоинструмент»

**Александр Сергеевич ТРУСКОВСКИЙ —**

руководитель центра конструкторских разработок, генеральный конструктор ОАО «МЗОР», управляющая компания холдинга «Белстанкоинструмент»

## В НИЯУ «МИФИ» разработали прототип установки лазерной резки для изготовления коронарных стентов

Одной из наиболее важных задач биомедицинских технологий является создание коронарных стентов для лечения болезней коронарных артерий. Новым, быстро развивающимся направлением в коронарной имплантации является использование биоразлагаемых полимерных материалов. Использование биодеградируемых составов позволяет снизить риск рестеноза и при необходимости установить новый стент сразу на место старого.

Применение полимерных материалов предъявляет дополнительные требования к качеству стентов сразу после резки, так как большинство используемых процессов в последующей обработке в данном случае неприменимы. Использование фемтосекундного лазера позволяет получить срезы высокого качества, без области теплового воздействия, расплава и выброса материала. Студент кафедры «Лазерная физика» Даниил Ганин совместно с Центром физического приборостроения ИОФ РАН г. Троицк разработали технологию и создали прототип установки прецизионной резки прозрачных материалов, в том числе и полимерных коронарных стентов. В настоящее время прозрачные материалы режут методом послойной лазерной абляции. При этом невозможно добиться ширины реза менее 30 мкм. Материал может плавиться, срезы имеют значительную конусность, веществом поглощается малая часть лазерной энергии. Кроме

того, без изменения оптической системы довольно сложно добиться изменения параметров резки.

В созданной технологии используются процессы филаментации лазерного излучения (Керровская самофокусировка, различные типы сферических aberrаций) в объеме прозрачных диэлектриков. В этом случае в объеме образца создается нить излучения длиной несколько сотен микрометров и диаметром порядка двух микрометров. Длинной лазерной нити можно управлять, изменяя параметры лазерного излучения. Сканируя образец данной нитью, за один проход можно прорезать образец толщиной более 100 мкм. При этом ширина реза не превышает 5 мкм. Энергоэффективность в несколько раз выше по сравнению с технологиями, использующими послойную лазерную абляцию.

Новый подход можно реализовать незначительными изменениями оптической схемы существующих фемтосекундных лазерных установок.

На данном этапе разработанная технология успешно применяется при обработке таких материалов, как кварц, стекло, сапфир, различные прозрачные полимеры. Кроме этого были вырезаны полимерные стенты из материала, предоставленного крупнейшим российским производителем стентов. Произведенные имплантаты по оценкам этой компании весьма высокого качества.

[www.mephi.ru](http://www.mephi.ru)

