

УДК 621.9.011:517.962.1

ГАРМОНИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ПОРТАЛОВ ТЯЖЕЛЫХ ПРОДОЛЬНО-ФРЕЗЕРНЫХ СТАНКОВ ТИПА «ГЕНТРИ» С ПОМОЩЬЮ МКЭ

*канд. техн. наук, доц. С.С. ДОВНАР; канд. техн. наук, доц. А.М. ЯКИМОВИЧ;
канд. техн. наук, доц. И.Л. КОВАЛЕВА
(Белорусский национальный технический университет, Минск);
И.И. ШУМСКИЙ
(ОАО «МЗОР», Минск)*

С помощью метода конечных элементов проведено виртуальное динамическое испытание порталов двух тяжелых продольно-фрезерных станков типа «Гентри». К шпинделю прикладывалась круговая горизонтальная сила и осциллирующая вертикальная сила. Построены амплитудно-частотные характеристики, выявлены возбуждаемые резонансные моды ($M1$, $M2$, $M4$). Показано подобие динамического поведения обоих станков. Выявлены эффекты антирезонанса и перекрестной деформации. Найдены три пригодных для фрезерования диапазона частот – дорезонансный, межрезонансный и зарезонансный. Показана возможность снижения веса у станков, предназначенных для высокоскоростной обработки.

Введение. Работа посвящена виртуальным динамическим испытаниям методом конечных элементов (МКЭ) [1] порталных продольно-фрезерных станков типа «Гентри» производства ОАО «МЗОР» [2]. МКЭ-моделирование направлено на выявление динамических особенностей станков. В современном производстве динамическое поведение станков признается более существенным, чем статическая жесткость [3].

Линейку станков «Гентри» от МЗОР в работе представляют две машины:

- классический станок МС620 с «тяжелой», статически довольно жесткой [4] несущей системой, выпускаемый в вариантах на протяжении ряда лет;
- недавно разработанный станок МС21Г25 примерно с такими же рабочими габаритами, но с «облегченной», немного субтильной несущей системой портала.

Модальный анализ станка МС620, т.е. поиск его резонансных (собственных) мод, был проведен ранее [5] с помощью МКЭ. Обнаруженные моды (сочетания резонансных частот и форм колебаний), оказались очень стабильными при вариациях параметров станка. Поэтому можно предполагать, что все порталные станки МЗОР имеют общие динамические особенности.

В данной работе на базе модального МКЭ-анализа станков [5] производится их гармонический анализ. К шпинделю прикладываются синусоидальные компоненты силы резания на ряде частот. Отклик станка в виде перемещений шпинделя вычисляется с помощью МКЭ. По результатам строятся и анализируются АЧХ (амплитудно-частотные характеристики) [6].

Геометрические модели станков. Геометрическая модель несущей системы станка МС620 представлена на рисунке 1, а.

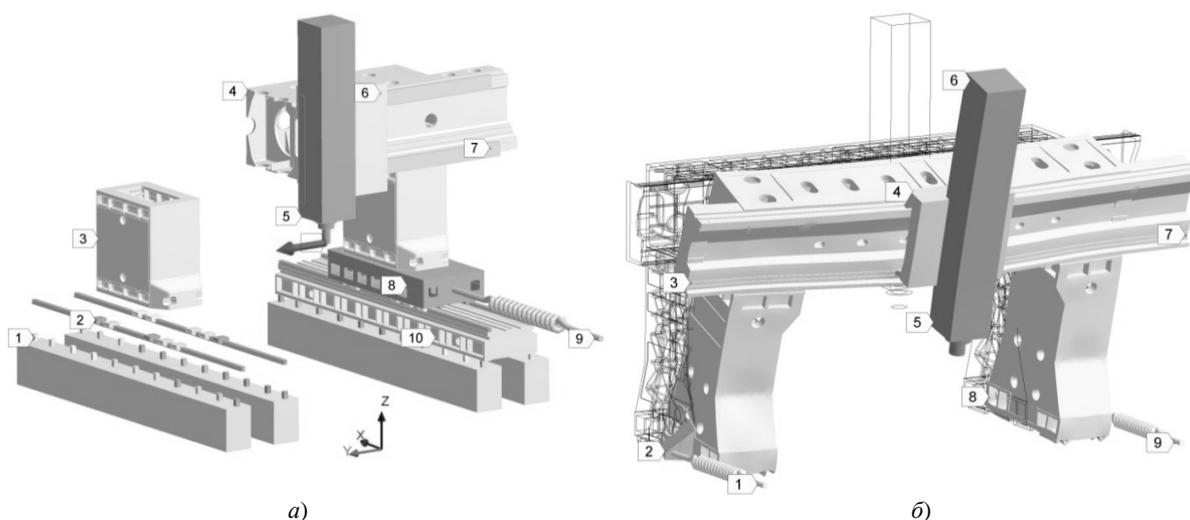


Рис. 1. Геометрические модели станков МС620 (а) и МС21Г25 (б):

а – часть деталей не показана; б – в станке круговой силой возбуждена резонансная мода $M1$ «Клевки портала» ($f_1 = 17,3$ Гц)

На бетонных фундаментных блоках находятся башмаки 1, которые несут станины 10. На станинах вдоль продольной оси X размещены рельсы с опорами качения 2 (опоры X). Эти опоры представлены стилизованно, как податливые объекты, способные без трения скользить по рельсам. Зубчато-реечный привод по оси X заменен пружиной 9 для каждой направляющей (далее это пружины X). На направляющих X находятся сани 10 с колоннами 3. На две колонны базируется траверса 4. Вместе сани, колонны и траверса образуют портал. Направляющие 7 установлены вдоль Y (поперечная ось) и несут каретку 6. В данной работе каретка всегда предполагается зажатой посередине направляющих Y . Ползун 5, направленный по вертикальной оси Z , также зажат в каретке. Возле маркера 5 на ползуне исполнен образ конца шпинделя. Однако шпиндельный узел, ползун и каретка в данной работе не рассматриваются. Они считаются монолитным жестким телом и подобны эксцентричному грузу на траверсе. Моделирование направлено на выявление динамических деформаций именно портала станка.

«Облегченный» станок типа «Гентри» MC21Г25 представлен на рисунке 1, б в состоянии возбуждения моды М2. Главным отличием этой модели от MC620 является включение саней в состав колонн 2-3 и 8-7. Портал образует параллелограмм 2-3-7-8. Продольно вдоль оси X его удерживают пружины 1 и 9. Под колоннами находятся опоры X . Нижележащие станины считаются достаточно жесткими и не рассматриваются. Размеры порталных деталей обоих станков приведены в таблице 1.

Таблица 1

Характерные размеры порталов «Гентри» для моделирования

Станок	MC620	MC21Г25
Расстояние между колоннами, мм	3200	3520
Просвет портала, мм	1900	2280
Сечение траверсы, мм	1050 × 1200	1025 × 960
Сечение колонн, мм	1285 × 840	1020 × 700
Вылет ползуна при моделировании, мм	200	500
Сечение ползуна, мм	550 × 560	500 × 500

Конструкция на рисунке 1, а является тяжеловесной и сравнительно жесткой статически. На рисунке 1, б, наоборот, представлена максимально податливая в статике несущая система. Параллельное рассмотрение обоих станков позволяет оценить динамику всей линейки порталных машин МЗОР.

Применяемые материалы и упруго-массовые характеристики деталей порталов. Основным материалом для корпусных деталей портала является серый чугун СЧ (табл. 2). Для направляющих использована сталь, а для фундаментных блоков – бетон. Присутствуют также два модельных материала Mat1 и Mat2 для каретки и ползуна соответственно. У этих материалов, созданных на базе стали, можно виртуально управлять модулем упругости E и плотностью ρ .

Таблица 2

Несущие детали порталов и их упругие свойства

Деталь	Материал	Модуль упругости E , ГПа	Коэффициент Пуассона μ	Плотность ρ , кг/м ³	Масса m , кг
Траверса	СЧ	110/(110...160)	0,28	7200	9172/6447
Каретка	Mat1	400/200	0,3	1509/6340	1400/1481
Ползун	Mat2	2000/200	0,3	3467/6340	3000/4914
Колонна	СЧ	110/(110...160)	0,28	7200	1957/3233
Сани	СЧ	110/–	0,28	7200	2352/–
Суппорт в сборе, кг	Mat 1,2	4400 / 6500			
Портал в сборе, кг	СЧ, сталь	22747 / 19915			
Станина	СЧ	110	0,28	7200	3032
Фундаментный блок (4 шт.)	Бетон	30/–	0,18/–	2300/–	2760/–
Масса над фундаментом, кг	–	29412 / 19915			

Таблица 2 описывает массовые и упругие свойства деталей портала. В каждой ячейке перед чертой «/» стоит число для станка MC620, после черты – для MC21Г25. Пары чисел в скобках указывают диапазон варьирования параметра. Например, это может быть модуль упругости, чувствительный к мар-

ке чугуна. Каретка и ползун со шпиндельным узлом вместе названы суппортом в сборе. К ним применены модельные материалы так, чтобы обеспечивались: нужная масса суппорта (включая массу навесного оборудования); высокая жесткость (суппорт должен колебаться почти как жесткое целое).

Обратим внимание, что массы порталов в сборе у обоих станков почти одинаковы. Станок МС21Г25 сконструирован более узким в сечениях, но имеет большую ширину портала и более тяжелый суппорт.

В таблице 3 описаны свойства опор качения X , фундаментных башмаков и пружин X . Пружины являются математическими объектами, создаваемыми средствами МКЭ. Один конец пружины был жестко закреплен, второй – связывался с санями или колонной. Пружины действовали строго в направлении X и характеризовались только жесткостью (см. табл. 3). Жесткость пружин соответствовала данным из каталога для безззорных зубчато-реечных приводов REDEX.

Таблица 3

Соединяющие упругие детали и их свойства

Деталь	Модуль упругости, ГПа	Ось действия нагрузки	Жесткость, Н/мм
Опора качения (вдоль X)	8/(2...8)	Y, Z	4000/(1000...4000)
Башмак (фундаментный)	83,3/-	Z	3000/-
Пружина – привод X	–	X	400/(200...800)

Пружины и башмаки являлись монолитными трехмерными телами сравнительно простой геометрии. Считалось, что они сделаны из идеального упругого модельного материала. Модуль упругости материала (см. табл. 3) подбирался в ходе предварительных тестовых расчетов так, чтобы получить желаемую жесткость объектов. Жесткость назначалась исходя из каталогов.

Для опор качения модуль упругости был в десятки раз ниже, чем у стали. В данной работе тела качения внутри опор не моделировались. Через понижение модуля упругости учитывалась присущая телам качения невысокая контактная жесткость.

При моделировании в геометрию и параметры МКЭ-моделей станков МС620 и МС21Г25 умышленно вносились некоторые различия. Целью было максимальное отдаление несущих систем друг от друга, чтобы были лучше видны общие и индивидуальные черты.

Результаты предварительного модального МКЭ-анализа. В таблице 4 для обоих станков представлено по шесть первых резонансных мод М1...М6. Для МС620 они были обнаружены ранее [5], а для МС21Г25 найдены в данной работе. Это так называемые общестаночные моды, в которых участвует весь портал станка. Ранее было установлено, что частоты этих мод $f_1...f_6$ весьма устойчивы к вариациям параметров несущей системы станка.

Таблица 4

Общестаночные резонансные моды порталных станков типа «Гентри»

Резонансная мода	Частота для МС620, Гц	Частота для МС21Г25, Гц	Характер модального движения
М1 «Клевки портала»	19,9	17,3 (14,0...24,0)	Наклоны портала вдоль оси X
М2 «Параллелограмм»	22,9	24,3 (19,5...27,1)	Портал «складывается» вбок в параллелограмм
М3 «Ходьба портала»	32, 2	38,6 (30,3...45,6)	Противофазные движения левых и правых колонн и саней вдоль оси X
М4 «Клевки траверсы»	41,9	33,0 (29,5...40,3)	Клевки ползуна и закручивание траверсы
М5 «Выгибание подковой»	69,3	62,5 (54,0...71,9)	Вертикальные колебания суппорта и изгиб траверсы
М6а «Двойной перекося»	77,7	–	Выход портала из плоскости YZ с образованием сразу 4-х пучностей
М6б «Влияние суппорта»	–	66,5 (59,6...78,1)	Возвратно-вращательное колебание каретки и ползуна в плоскости YZ

Выявленные шесть общестаночных мод исчерпываются в частотном диапазоне от 0 до (80...100 Гц). На более высоких частотах находятся многоволновые резонансы и резонансы отдельных узлов, например, шпинделя в сборе. Эти варианты возбуждения в настоящей работе не рассматриваются. Моды у обоих станков совпадают по форме колебаний. Модальные частоты различаются в паре станков для каждой моды ненамного, на 1...2 дБ (один дБ соответствует изменению параметра в $\sqrt[20]{10} \cong 1,12$ раз). Каждая мода – это потенциальное резонансное возбуждение внешней силой. Совпадение набора мод указывает,

что динамика обоих станков будет подобна. Исключением являлись шестые по счету моды. У рассматриваемых станков они имеют близкие частоты, но разные формы колебательных движений. Поэтому моды обозначены в таблице 4 как М6а и М6б для станков МС620 и МС21Г25 соответственно.

Дополнительно для МС21Г25 в рамках модального анализа было проведено варьирование ряда его жесткостных параметров (модулей упругости чугуна, жесткостей опор X и пружин X – диапазоны величин в скобках в таблицах 2 и 3). Модальные частоты откликались на вариации (числа в скобках в 3-м столбце таблицы 4). Однако отклики были слабыми. Частоты изменялись лишь на несколько децибелов при варьировании жесткости пружин и опор в 4 раза, а модуля упругости чугуна – в 1,5 раза.

Итак, резонансные картины обоих станков весьма близки и устойчивы. Исходя из этого, виртуальные испытания станков производились в одном и том же диапазоне частот $1 < f_u < 100$ Гц, называемом далее диапазоном интереса. В нижней части диапазона ожидается почти статическое поведение станков. Верхняя часть диапазона должна быть уже зарезонансной для всех найденных общестаночных мод.

Граничные условия и постановка гармонического анализа. Станки были закреплены снизу. Для МС620 жестко фиксировались нижние стороны фундаментных плит. Станок МС21Г25 перемещался по невидимым жестким направляющим вдоль X . Оба портала удерживались пружинами X . Концы пружин, не связанные с порталами, были зафиксированы.

В гармоническом МКЭ-анализе объект нагружают только периодическими силами или перемещениями. В каждом конкретном расчете все нагрузки должны иметь одну частоту, но могут быть сдвинуты по фазе. Поэтому постоянная сила тяжести в моделировании не участвовала. Нагружение происходило только силой резания, приложенной к шпинделю на ползуне. Было смоделировано два варианта действия силы: круговая сила, вращающаяся в плоскости XU и направленная всегда радиально от шпинделя; вертикальная сила, синусоидально колеблющаяся вверх – вниз вдоль оси шпинделя Z .

На рисунке 1, а к шпинделю (ниже маркера 5) приложен вектор пробной круговой силы $\overline{F^{kp}}$. Этот вектор имеет величину 100 Н и вращается в горизонтальной плоскости. Частота вращения соответствует частоте испытания f_u . Круговая сила имитирует силу резания на вращающемся однозубом инструменте. Круговая сила представима как две гармонические силы, действующие продольно $F_x^{kp} = 100 \cdot \sin 2\pi f_u$ и поперечно $F_y^{kp} = 100 \cdot \sin(2\pi f_u - \pi/2)$. Таким образом, круговая сила испытывает станок одновременно по осям X и Y .

Вертикальная гармоническая сила также имела величину 100 Н и описывалась уравнением $F_z^{вепм} = 100 \cdot \sin 2\pi f_u$. Сила моделировала вертикальную (осевую) пульсацию реального инструмента в шпинделе. Величина круговой и вертикальной сил (100 Н) не принципиальна. Гармоническая задача является линейной и допускает масштабирование вычисляемых перемещений пропорционально фактической силе.

Во всех МКЭ-расчетах прикладывалась только одна сила – или круговая, или вертикальная. Демпфирование в станке было назначено равным 2 %. Это невысокий уровень. Так должны лучше выявляться резонансные возбуждения в портале.

Для каждой частоты испытания f_u выполнялось своё МКЭ-решение. Частота изменялась в диапазоне от 0 до 100 Гц обычно с шагом 5 Гц. Шаг уменьшался возле модальных частот, чтобы лучше выявить резонансные пики.

Цель гармонического анализа – увидеть, какие резонансные моды возбуждаются при конкретном нагружении и насколько сильно это происходит. Часть мод обычно остается пассивными при действии гармонических сил в данных местах и в данных направлениях (даже если частота колебания силы совпадает с модальной частотой). Резонансные моды портала, которые удастся возбудить круговой и вертикальной тестовыми силами, будем называть далее возбуждаемыми модами.

МКЭ-модели станков. Сетки конечных элементов состояли из тетраэдрических и гексаэдрических элементов. Все элементы обладали квадратичной аппроксимацией перемещений и хорошей, стандартной точностью и устойчивостью в решении. Максимальный размер сетки составил 354 тысячи элементов и 688 тысяч узлов. Каждый узел имел три степени свободы.

Конечно-элементная сетка станка состояла из сеток отдельных деталей. Эти сетки соединялись друг с другом контактными конечными элементами. Обычно элементам с двух сторон контакта назначался статус «bonded», что вело к виртуальному сцеплению их друг с другом. Контактная пара работала подобно идеальному клею и заменяла реальные сопряжения в станке. По направляющим X контактные конечные элементы имели статус «no separation». Это разрешало свободное скольжение без отрыва. Направляющие Y и Z существовали, но были заблокированы («bonded»). Силы трения прямо не моделировались, так как их нелинейность не может быть прямо отображена в линейной гармонической задаче.

Гармонические силы и возбуждаемые резонансные моды. В таблице 5 сведена информация о пиковых амплитудах перемещений $\delta_{x,y,z}$ для всех вариантов возбуждения. Для удобного восприятия таб-

лицы перемещения менее 1 мкм не заносились. Все поставленные числа соответствуют каким-либо резонансам. Для каждого резонанса есть информация об эффективности возбуждения его как круговой, так и вертикальной силой. Отметка «dr» (driving – приводящая) возле символа оси указывает, что вдоль данной оси в данном испытании действует тестовая сила. Отметка «ст» (возле некоторых перемещений) обращает внимание, что по данной оси привода силой не было. Следовательно, имеет место перекрестная деформация (crosstalk) [3].

Таблица 5

Амплитуды резонансных перемещений на конце шпинделя при разных вариантах возбуждения

Станок	Ориентация возбуждающей силы	Амплитуды перемещений по осям, мкм	Резонансная мода					
			M1	M2	M3	M4	M5	M6
MC620	круговая	δ_x (dr)	2,45			3,65		
		δ_y (dr)	1,33	7,60				
		δ_z	2,46 ст			3,55 ст		
	вертикальная	δ_x	2,10 ст			4,20 ст		
		δ_y						
		δ_z (dr)	2,0			4,15		
MC21Г25	круговая	δ_x (dr)	1,44	1,22		12,77		
		δ_y (dr)		7,68				2,83
		δ_z	1,72 ст			5,34 ст		
	вертикальная	δ_x	1,25 ст			5,94 ст		
		δ_y						
		δ_z (dr)	2,21			2,50	1,18	
Оценка возбуждаемости моды			довольно сильно	сильно	нет	сильно	слабо	слабо

Как круговая, так и вертикальная силы уверенно возбуждают у обоих станков моду M1 «Клевки портала». Рисунок 1, б получен для MC21Г25 при действии круговой силы. Однако точно такая же картина возникает при гармоническом вертикальном возбуждении. При резонансе по моде M1 портал покачивается (клюёт) в продольной вертикальной плоскости XZ. Ось качания портала параллельна Y и проходит примерно через упор возле маркера 2. Колонны 2 и 8, траверса 3 – 7, каретка 4, ползун 5 – 6 почти не деформируются. Упругие деформации происходят по низу колонн и в опорах X. Пружины 1 и 9 допускают небольшую осцилляцию портала вдоль X. Ось шпиндельного узла 5 все время меняет ориентацию.

Важно отметить, что шпиндель перемещается по X и Z одновременно. Поскольку вдоль Z сила не прилагалась, то присутствует перекрестная деформация (crosstalk). Можно говорить о коэффициенте упругой связи $CT_{XZ}^{M1-круг}$ между силой по X и перемещением по Z на частоте моды M1. Вертикальное возбуждение моды M1 для станка MC620 показано на рисунке 2, а. Картина очень близка к рисунку 1, б. Портал покачивается относительно точки 0. Упругие деформации сосредоточены в опорах X, санях и станине (область 2-0-4). Пружины 3 осциллируют в продольном направлении. Портал с суппортом 6 и ползуном 7–8 ведет себя примерно как жесткое целое. Хорошо видно, что шпиндель (возле маркера 7) перемещается и продольно, и вертикально. Подтверждается перекрестная связь. По сравнению с рисунком 1, б на рисунке 2, а всё наоборот: сила по Z вызывает перемещение по X. Поскольку задача линейна, то существует коэффициент связи $CT_{ZX}^{M1-верт}$.

Забегая вперед, скажем, что наличие перекрестной деформации подтверждается тем, что на всех АЧХ (рис. 3–6) прохождение резонанса M1 «чувствуют» как кривые X, так и кривые Z.

Мода M2 «Складывание портала» (рис. 2, в) возбуждается только круговой силой. Наибольшие перемещения у обоих станков наблюдаются в поперечном направлении и достигают $\delta_y = 7,68$ мкм. Движение соответствует кинематике параллелограмма 2-3-7-8. Колонны покачиваются в плоскости YZ, траверса возвратно-поступательно движется вдоль Y. Корпусные детали в целом деформируются слабо. Однако на их сопряжениях, в углах параллелограмма формируются упругие шарниры. Два размытых, распределенных шарнира (3 и 7) возникают на стыках колонн с траверсой. Еще два шарнира (возле маркеров 2 и 8) создаются из-за податливости опор качения X и прилегающих к ним стенок колонн. Ползун (5-6) с кареткой 4 перемещается плоскопараллельно на траверсе 3-7. Пружины X (1 и 9) не участвуют в колебаниях.

Общая причина резонанса – угловая податливость portalного параллелограмма. Дополнительно МКЭ-расчетами была проверено, что мода M2 возбуждается осциллирующей тестовой силой только вдоль Y. Наличие именно круговой силы не обязательно.

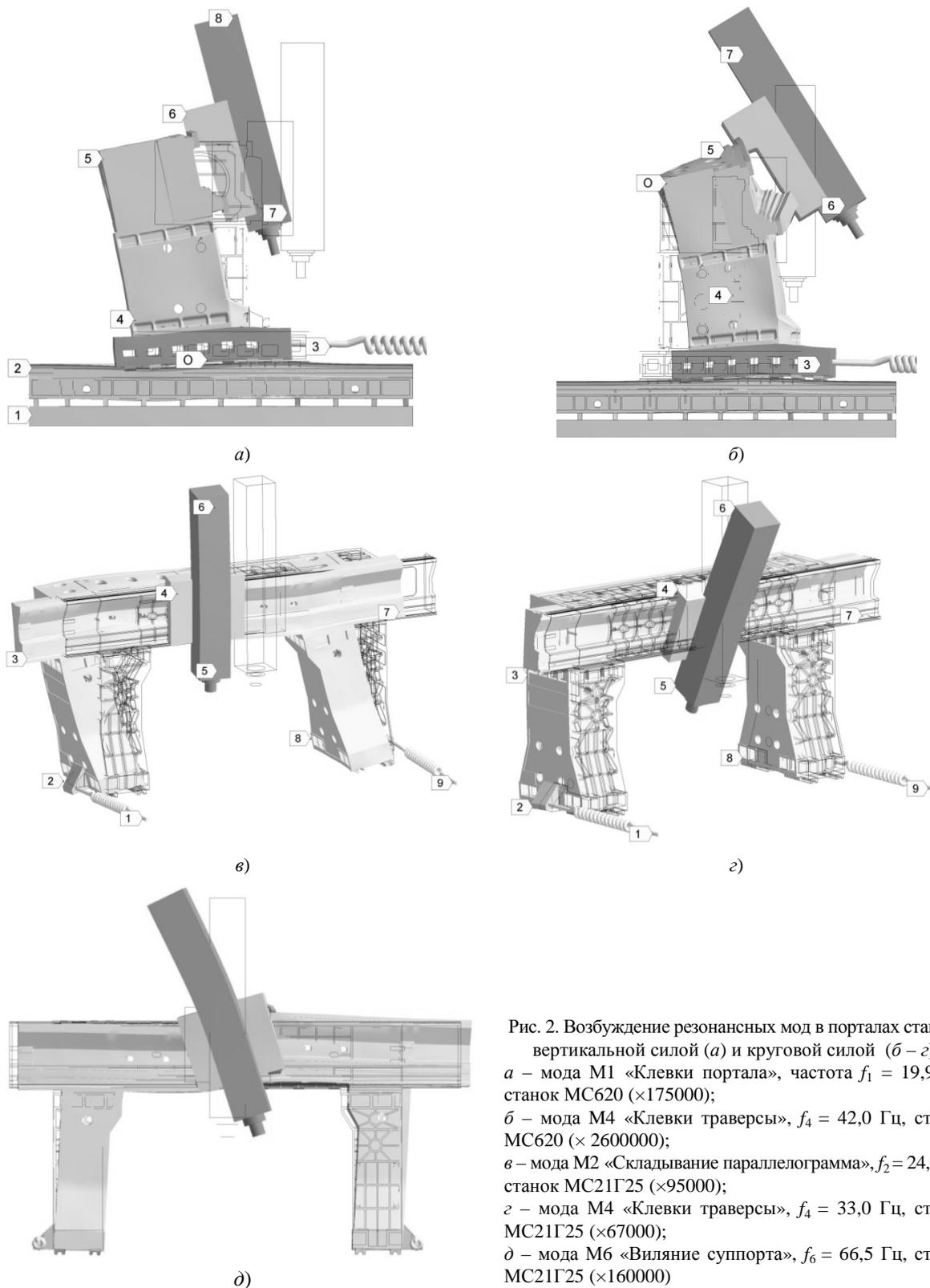


Рис. 2. Возбуждение резонансных мод в порталах станков вертикальной силой (а) и круговой силой (б – г):
 а – мода M1 «Клевки портала», частота $f_1 = 19,9$ Гц, станок MC620 ($\times 175000$);
 б – мода M4 «Клевки траверсы», $f_4 = 42,0$ Гц, станок MC620 ($\times 2600000$);
 в – мода M2 «Складывание параллелограмма», $f_2 = 24,3$ Гц, станок MC21Г25 ($\times 95000$);
 г – мода M4 «Клевки траверсы», $f_4 = 33,0$ Гц, станок MC21Г25 ($\times 67000$);
 д – мода M6 «Влияние суппорта», $f_6 = 66,5$ Гц, станок MC21Г25 ($\times 160000$)

Мода M3 «Ходьба портала» практически не возбуждается в среднем положении суппорта. Дело в том, что в собственной форме моды все перемещения сосредоточены на краях портала (рис. 3 [5]), а сам

шпиндель неподвижен. В отсутствие модального перемещения в месте приложения вынуждающей силы накачать энергию невозможно. Поэтому резонансные колебания по М3 не возбуждаются.

Резонансные колебания по моде М4 «Клевки траверсы» показаны на рисунке 2, б для станка МС620 и на рисунке 2, в для станка МС21Г25. Максимальное перемещение ($\delta_x = 12,77$ мкм) в резонансе достигнуто круговой силой на станке МС21Г25. Для МС620 раскачка слабее – только $\delta_x = 3,65$ мкм.

Мода М4 одинаково эффективно возбуждается как круговой силой, так и вертикальной. В обоих случаях для МС620 наблюдается почти точное равенство перемещений по X и Z (см. табл. 5). Поэтому коэффициенты перекрестной связи $CT_{XZ}^{M4-круг} \cong CT_{ZX}^{M4-верт} \cong 1$. Для МС21Г25 δ_x и δ_z соотносятся как 2:1. Итак, для моды М4 выражена перекрестная связь между силой и перемещениями по X и Z (crosstalk).

Колебания портала по М4 (см. рис. 2, б) лучше всего сопоставлять с уже обсужденным резонансом М1 (см. рис. 2, а). Колебания по моде М4 заключаются в кручении траверсы (особенно заметно возле маркера 5). Ползун 6-7 и каретка совершают возвратно-вращательное движение (клевки) вокруг высоко поднятого центра O (сравним положения 0 на рисунке 2, а и 2, б). Шпиндельный узел (под маркером б), поворачиваясь относительно O, вынужден смещаться и вверх, и вправо. Так возникает перекрестная деформация – сила действует вдоль оси X, а перемещения происходят и по X, и по Z.

Дополнительно, как видно из рисунка 2, б, колонны 4, особенно сани 3, возвратно-поступательно движутся по направляющим X, балансируя клевки. Станины и фундамент остаются практически неподвижными.

Ту же, но более яркую картину резонанса М4 можно увидеть на рисунке 2, в для «облегченного» портала МС21Г25. Колонны 2 и 8, а также концы траверсы 3 и 7 движутся плоскопараллельно вдоль продольной оси X. Ползун 5-6 с кареткой 4 в основном раскачивается в плоскости XZ. Это допускает траверса, испытывающая крутильные колебания. Кручение груза на стержне (суппорта в сборе на траверсе) является главным движением резонанса М4 «Клевки траверсы». Ввиду эксцентричного положения конца шпинделя относительно оси инерции траверсы возбуждать крутильные колебания можно как круговой силой $\overline{F^{кр}}$, так и вертикальной $\overline{F^{верт}}$.

Моды М5 и М6 оказались слабо возбуждаемыми. Для станка МС620 они почти незаметны. Для МС21Г25 вертикальная сила возбуждает только моду М5, а круговая – только М6. Перекрестные связи между силами и перемещениями (разных направлений) ярко не выражены.

На рисунке 2, д показаны колебания станка на резонансе $f_6 = 66,5$ Гц. Соответствующую моду М6 (точнее, М6б «Виляние суппорта») лишь с натяжкой можно назвать общестаночной. Портал немного качается в плоскости YZ по типу моды М2 «Складывание параллелограмма». Однако главным является возвратно-вращательное движение суппорта в сборе. Каретка, как на рессорах, покручивается на своих опорах Y (они зажаты и неподвижны). На частоту покручиваний (виляний) влияет инерционность длинного тяжелого ползуна и его вылет.

В сущности, рисунок 2, д иллюстрирует локальную моду, близкую к классическому вращению груза на пружине кручения. Данный резонанс существенен для точности обработки, так как отклоняет ось шпинделя от вертикали. Возбуждение локальной моды М6 показывает, что на таких частотах общестаночные моды уже закончились.

Анализ АЧХ станков. Обсудим сначала серию виртуальных испытаний станка МС620 круговой силой $\overline{F^{кр}}$, приложенной к концу шпинделя радиально. Испытания различались только частотой. Под действием силы шпиндель двигался по пространственной эллиптической траектории. Координаты его конца менялись синусоидально по X, Y, Z со сдвигами по фазе. Амплитуды синусоид δ_x , δ_z , δ_y были выбраны выходными сигналами. По ним построены три АЧХ, представленные на рисунке 3.

Обнаружено, что у станка МС620 под действием круговой силы возбуждаются только три резонансные пика, строго соответствующих модам М1, М2 и М4. Не найдено возбуждений, в которых комбинируются две или более собственных моды. Пики резонансов отмечены на рисунке 3 длинными маркерами с указанием моды и частоты. Моды М3, М5 и М6 для возбуждения круговой силой остаются неактивными. Они не создают резонансных пиков и формально указаны на АЧХ короткими маркерами.

Итак, ожидается резонансное возбуждение только трех из шести общестаночных собственных мод колебаний. Соответственно, можно говорить о возбуждаемых и невозбуждаемых модах (см. табл. 5). Будем называть резонансным диапазоном интервал частот, занятый общестаночными резонансными пиками. Для рисунка 3 это диапазон М1 – М2 – М4, идущий от 20 до 42 Гц (считая по вершинам пиков) или от 17 до 45 Гц (по границам пиков).

В левой части диапазона интереса (0...100 Гц) находится дорезонансный диапазон (0...17 Гц). Здесь динамические эффекты еще не выявились. Ситуация близка к статической. В правой части нахо-

дится резонансный диапазон (45...100 Гц). Тут возбуждающая сила осциллирует слишком часто по сравнению с инерционностью портала. Колебательные движения гасятся.

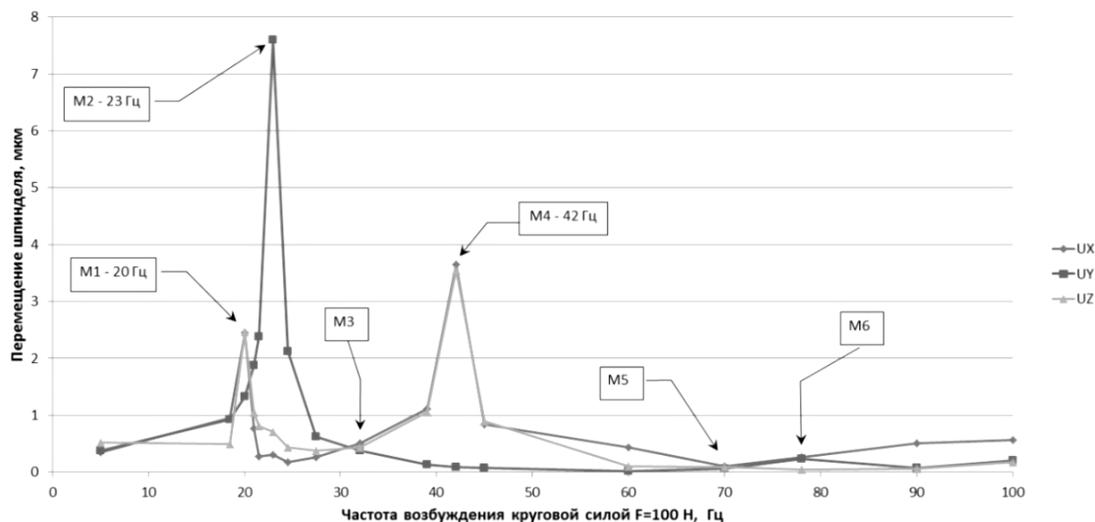


Рис. 3. Амплитудно-частотная характеристика для станка MC620 при возбуждении круговой силой $F^{кр}$, в плоскости XY (длинный маркер, например, «M2 – 23 Гц» указывает на возбужденную моду, короткий маркер, например, «M5» – невозбужденную моду)

На рисунке 4 показана АЧХ возбуждения станка MC620 вертикальной силой на шпинделе. Видно, что возникает только два резонансных пика. Они соответствуют клевкам портала (M1) и клевкам траверсы (M4). Остальные моды остаются неактивными. Это касается и M2, которой соответствуют поперечные колебания. Между вертикальной вынуждающей силой и модой M2 нет перекрестной связи.

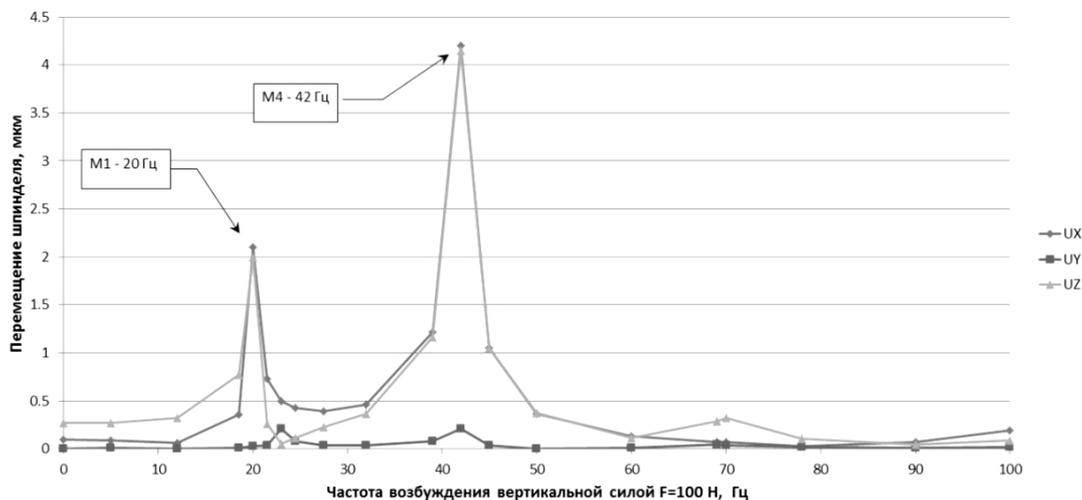


Рис. 4. Амплитудно-частотная характеристика для станка MC620 при возбуждении вертикальной гармонической силой

Сопоставим АЧХ на рисунках 3 и 4. С точки зрения практики ясно, что на данном станке не следует работать в резонансном диапазоне 17...45 Гц. Любые компоненты силы резания вызывают здесь раскочку портала. Колебания силы резания при фрезеровании происходят прежде всего на частоте

$$f_{фр} = (n_{фр} \cdot z)/60 \text{ Гц},$$

где $n_{фр}$ – частота вращения фрезы, мин^{-1} ; z – число зубьев фрезы.

Следовательно, инструмент и скорость резания надо подбирать так, чтобы (статический, дорезонансный диапазон) или (зарезонансный диапазон) при наличии особых обстоятельств можно работать на

частоте невозбуждаемой моды М3. Этот диапазон назовем межрезонансным. Его недостатком является узость по частоте.

Рассмотрим поведение «облегченного» станка МС21Г25. Его АЧХ при возбуждении круговой силой приведена на рисунке 5. Обнаружено четыре резонансных пика, соответствующих модам М1, М2, М4 и М6. Мода М6 не проявлялась у «тяжелого» портала. В остальном круговые АЧХ станков МС620 и МС21Г25 (рис. 3 и рис. 5) принципиально совпадают.

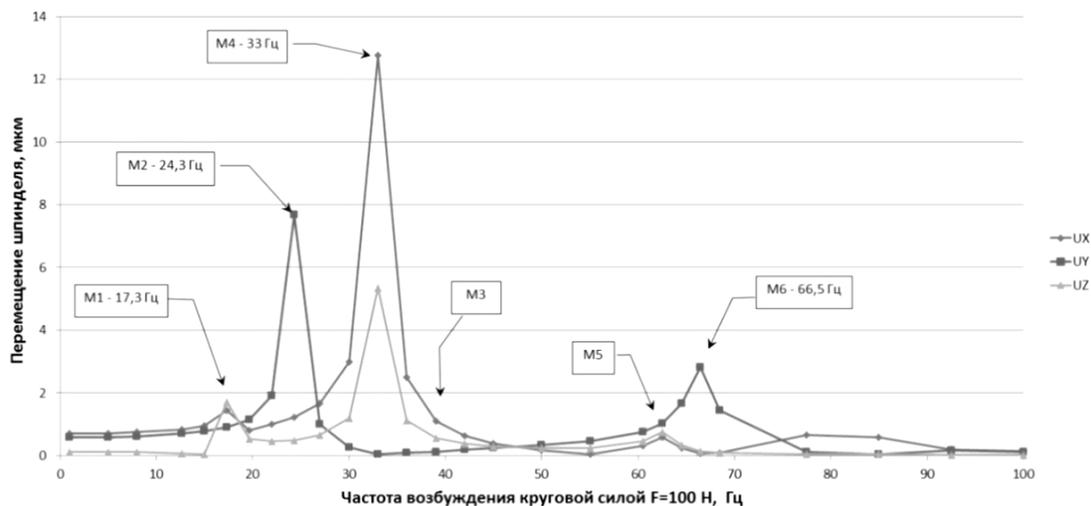


Рис. 5. Амплитудно-частотная характеристика для станка МС21Г25 при возбуждении круговой гармонической силой в плоскости ХУ

Амплитудно-частотная характеристика «запрещает» работать в диапазоне частот 20...40 Гц, где лежат самые мощные резонансные пики М2 и М4. Между ними нет существенного просвета. Главный резонансный диапазон М1 – М2 – М4 тянется от 15 до 40 Гц. Дополнительно, резонанс по М6 делает нежелательным для работы интервал от 60 до 72 Гц. При этом пики М1 и М6 не очень высоки. Возможно, есть средства их демпфировать.

Однако лучше обходить резонансные диапазоны и работать на трех участках: 0...15 Гц, 40...60 Гц, от 72 Гц и выше. Самыми мощными на круговой АЧХ (см. рис. 5) являются пики М2 и М4.

Графики АЧХ для вертикального возбуждения приведены на рисунке 6. Присутствуют моды М4, М1 и М6 (перечислены по амплитудам перемещений в убывающем порядке). На всех частотах колебания идут в плоскости ХZ. График поперечного перемещения δ_y на рисунке 6 практически совпадает с абсциссой. При круговом возбуждении (см. рис. 5) все три графика были «активны».

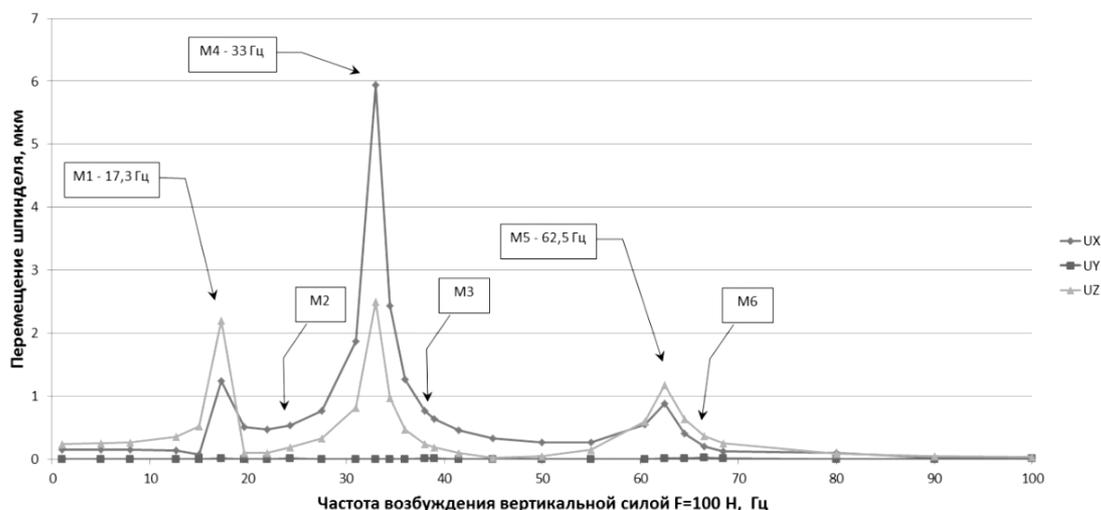


Рис. 6. Амплитудно-частотная характеристика для станка МС21Г25 при возбуждении вертикальной гармонической силой

В целом АЧХ на рисунках 5 и 6 согласуются друг с другом. Сделанные выше выводы о резонансных и рабочих диапазонах остаются неизменными.

Динамическая жесткость станков типа «Гентри». По результатам выполненного гармонического анализа вычислены динамические жесткости станков МС620 (табл. 6) и МС21Г25 (табл. 7). Динамическая жесткость вычислялась для конца шпинделя как отношение пробной силы (100 Н) к перемещению шпинделя в данном направлении (или X, или Y, или Z). Перемещения брались на краях диапазона интереса (1 и 100 Гц) и на резонансных пиках М1, М2, М4. Жесткость шпинделя и его подшипников считалась достаточно высокой и не моделировалась. Шпиндельный узел был монолитом. Решения для частот 1...5 Гц практически являются статическими решениями. С этой характеристикой они обсуждаются ниже.

Как для статической $j^{\text{стат}}$, так и для динамической жесткости $j^{\text{дин}}$ минимально необходимым для нормальной обработки считаем уровень $j_{\text{лим}} = 20$ Н/мкм [3]. При падении жесткости ниже 10 Н/мкм становятся весьма вероятными регенеративные автоколебания в процессе резания (regenerative chatter). Для жесткости они практически неизбежны.

Таблица 6

Динамическая жесткость станка МС620 на резонансных пиках

Частота нагружения	Сила на шпинделе		
	$F_x = 100$ Н	$F_y = 100$ Н	$F_z = 100$ Н
$f_{\text{мин}} = 1$ Гц (статика)	278	263	370
Резонанс М1 ($f_1 = 19,9$ Гц)	40,8	75	50
Резонанс М2 ($f_2 = 22,9$ Гц)	323	13,2	2000
Резонанс М4 ($f_4 = 41,9$ Гц)	27,4	1110	24,1
$f_{\text{макс}} = 100$ Гц	175	476	1110

Таблица 7

Динамическая жесткость станка МС21Г25 на резонансных пиках

Частота нагружения	Сила на шпинделе		
	$F_x = 100$ Н	$F_y = 100$ Н	$F_z = 100$ Н
$f_{\text{мин}} \cong 1$ Гц (статика)	141	172	400
Резонанс М1 ($f_1 = 17,3$ Гц)	69	110	45
Резонанс М2 ($f_2 = 24,3$ Гц)	82	13,0	526
Резонанс М4 ($f_4 = 33,0$ Гц)	7,8	2000	40
$f_{\text{макс}} = 100$ Гц	667	833	2500

Анализ таблиц показывает, что ситуации со статической и динамической жесткостью для обоих станков очень близки. Есть серьезные падения динамической жесткости по отношению к статической (выделено шрифтом). Отметим, что высота резонансных пиков на АЧХ обратно пропорциональна динамической жесткости. Повышение демпфирования в станках должно сгладить резонансные пики (именно пики, а не всю АЧХ). Это поднимет динамическую жесткость, но только на резонансных частотах.

В данной работе на всех АЧХ наблюдаются довольно узкие пики, поскольку принят невысокий (2 %) коэффициент демпфирования. При увеличении коэффициента демпфирования пики снижаются, но расширяются. Это ведет к расширению нежелательных резонансных участков.

На рисунке 7 представлена обобщенная оценка динамической жесткости станка МС21Г25 во всем диапазоне интереса. Сплошная линия $j_{\text{макс}}$ отражает максимальную жесткость в горизонтальной плоскости XY на данной частоте испытания независимо от направления. Штриховая линия $j_{\text{мин}}$ показывает минимальную из текущих жесткостей по X или по Y. Провалы минимальной жесткости свидетельствуют о резонансах (P). Они соответствуют модальным пикам на АЧХ, представленным на рисунке 5.

Подъемы $j_{\text{макс}}$ обращают внимание на то, что станок становится более жестким в определенном направлении на данной частоте. Это объясняет известный эффект антирезонанса (AP) [3]. В несущей системе станка должна существовать упругомассовая подсистема, которая локально резонирует. Её колебания автоматически подстраиваются в противофазе к внешней гармонической силе и могут почти полностью блокировать её действие. Внешне это проявится как «сверхжесткость» (например, шпиндельного узла) в данном направлении на данной частоте.

Резонанс в одном направлении может сопровождаться антирезонансом в противоположном. Так происходит для станка МС21Г25 на частоте 33 Гц при возбуждении круговой силой моды М4 «Клевки портала» (табл. 8). Круговая сила эффективно раскачивает на резонансе портал в продольном направлении X . В поперечном направлении Y , наоборот, портал кажется на порядок более жестким, чем в статике. В этом и проявляется антирезонанс. Дополнительно таблица 8 указывает на перекрестную связь (crosstalk). Резонансная продольная раскачка ведет к раскачке вертикальной, по оси Z .

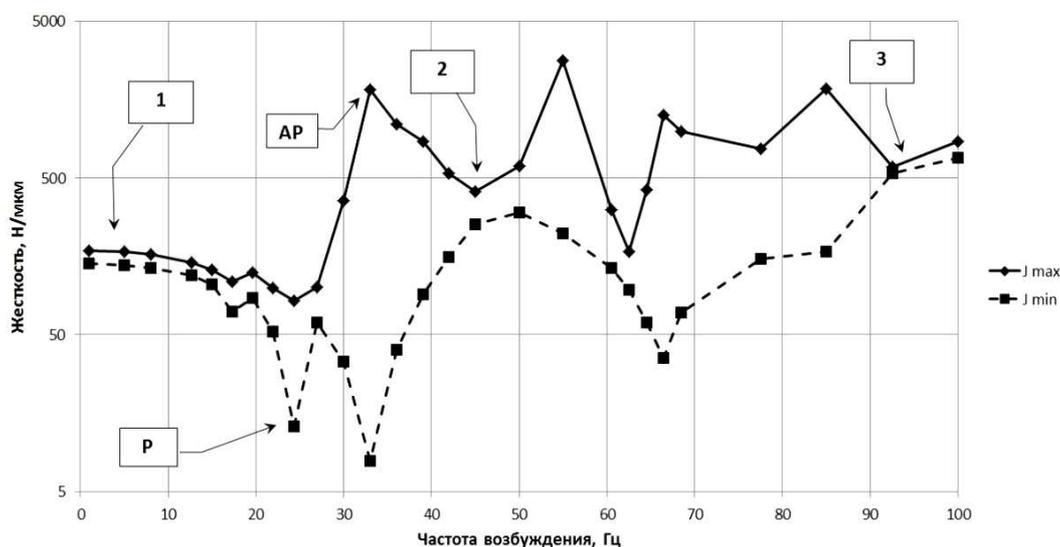


Рис. 7. Огибающие линии максимальной (J_{\max}) и минимальной (J_{\min}) жесткостей на шпинделе в плоскости XY для станка МС21Г25 (круговая сила)

Таблица 8

Сравнение перемещений шпинделя в статическом случае и при возбуждении моды М4 «Клевки портала» круговой силой на станке МС21Г25

Частота $f_{и}$, Гц	Перемещения по направлениям, мкм		
	δ_x	δ_y	δ_z
1 (почти статика)	0,71	0,58	0,12
33 (мода М4)	12,77	0,05	5,34
Оценка	Резонанс (рост 17,9 раз)	Антирезонанс (падение 11,6 раз)	Перекрестная связь (crosstalk) « δ_x на δ_z »

Вернемся к графикам на рисунке 7. Как пики, так и провалы на них являются нежелательными местами для ведения обработки на станке. Во-первых, недопустима низкая жесткость станка в каком-либо направлении. Во-вторых, нежелательна сильно различающаяся по направлениям жесткость. В-третьих, как резонансы, так и антирезонансы непродолжительны по частотной шкале. Небольшие изменения параметров могут резко изменить динамику обработки.

В результате выявляется, что использовать станок можно использовать только в трех диапазонах: дорезонансном (маркер 1 на рисунке 7) на частотах < 15 Гц; межрезонансном (2) на частотах ~ 45 Гц; зарезонансном (3) на частотах $> 80 \dots 90$ Гц. В этих диапазонах отсутствуют резонансные явления. Жесткость в плоскости XY примерно одинакова в любом направлении. Средняя жесткость повышается с частотой. В дорезонансном (почти статическом) диапазоне она составляет примерно 150 Н/мкм. В межрезонансном диапазоне достигает 330 Н/мкм. В зарезонансном диапазоне на частоте 90 Гц средняя жесткость повышается до 560 Н/мкм. Понятно, что дорезонансный диапазон пригоден для медленной, возможно, силовой обработки. Проблемой межрезонансного диапазона является его узость. Зарезонансный диапазон очень перспективен и пригоден для высокоскоростной обработки (ВСО) [8]. Фреза должна быстро вращаться, может потреблять большую мощность, но не должна создавать больших сил резания

(малые глубины резания и подачи на зуб). В зарезонансном диапазоне станок с субтильной несущей системой становится весьма жестким. Нужно лишь предвидеть и обходить локальные резонансы частей станка (например, шпинделя в опорах).

Итак, перспективно совместно использовать ВСО и зарезонансный диапазон, где динамическая жесткость несущей системы станка естественным образом повышается. Для обеспечения высокой частоты вращения инструмента нужна подготовка шпиндельного узла и главного привода. Высокоскоростная обработка позволит использовать облегченные несущие системы портала, уйти от понятия «тяжелый» станок «Гентри».

Обсуждение результатов моделирования. Статическая жесткость обоих станков находится на достаточном уровне. В горизонтальной плоскости она (радиальная жесткость) почти не зависит от направления (X , Y или промежуточное). Это оказывает положительное влияние на точность низкоскоростной обработки. Статическая жесткость в вертикальном направлении Z (осевая жесткость) превышает радиальную не менее чем в 1,4 раза (МС620, вылет ползуна 200 мм). Различие усиливается при увеличении вылета ползуна (2,5 раза для МС21Г25 при вылете 500 мм).

Статическая радиальная жесткость «облегченного» станка МС21Г25 в среднем в 1,75 раза ниже, чем «тяжелого» МС620. Это ожидаемое обстоятельство, но многое зависит от вылета ползуна [7].

После проявления динамических эффектов (от М1 и выше) равномерность жесткости по осям станка теряется для большинства участков диапазона интереса. Попадание на резонансный пик резко снижает жесткость по одной, иногда двум осям станка. Динамическая жесткость по третьей оси, как правило, растет и превышает статический уровень.

Для обоих станков возбуждение моды М2 «Складывание параллелограмма» приводит к падению динамической жесткости. Работать на этом резонансном пике недопустимо.

Резонанса по моде М4 «Клевки портала» нужно избегать на обоих станках. Особенно опасен он на МС21Г25, отчасти из-за большего вылета ползуна. Здесь динамическая жесткость падает до рекордно низкого уровня. Это в 18 раз меньше статического показателя.

Клевковые моды М1, М4 сопряжены друг с другом различием частот примерно вдвое (на октаву). Это наблюдается для обоих рассмотренных станков. Для МС620 $f_1 = 19,9$ Гц, а $f_4 = 41,9$ Гц. Станку МС21Г25 соответствуют числа 17,3 и 33,0 Гц.

Двукратное различие частот ($f_4 \cong 2f_1$) усиливает возбуждаемость станков. При периодической, но не гармонической, силе резания ожидается совместное проявление мод М1 и М4. Пусть в силе резания есть импульсная компонента, например, от входа-выхода зубьев фрезы в обрабатываемую деталь. Импульсы силы при случайном совпадении с частотой моды М1 начнут через период возбуждать и моду М4. И наоборот, порции энергии в моду М1 будут накачиваться при резонансе моды М4.

Следовательно, моды М1 и М4 могут оказаться активными одновременно. Это должно усложнить динамическое поведение станка и понизить его динамическую жесткость. В рамках данной работы эта ситуация не моделируется, так как здесь рассматривается классическое линейное гармоническое возбуждение. Падение жесткости на пике М1 менее выражено, чем на М2 и М4. Следует отметить, что на этом резонансе динамическая жесткость по X «тяжелого» станка до 1,7 раз меньше, чем «облегченного». Следовательно, массивность конструкции не является гарантией динамического качества.

В заключение исследования можно сделать следующие **выводы**:

1) при гармоническом нагружении станков «Гентри» силами на шпинделе существенно возбуждаются три резонанса. Каждый резонансный пик строго соответствует одной собственной моде. Комбинации мод в резонансных возбуждениях не обнаружены;

2) возбуждаемыми модами являются М1 «Клевки портала», М2 «Складывание параллелограмма», М4 «Клевки траверсы». Соответствующие резонансные пики стоят на АЧХ в последовательности М1-М2-М4. Они образуют резонансный диапазон частот протяженностью в одну октаву;

3) резонансный диапазон М1-М2-М4 лучше считать запретным для обработки из-за близости резонансных пиков друг к другу. Для тяжелых станков типа МС620 диапазон соответствует 17...45 Гц, а для облегченных станков типа МС21Г25 – примерно 15...40 Гц;

4) клевковые моды М1, М4 сопряжены друг с другом двукратным различием частот (на октаву). Это наблюдается для обоих рассмотренных станков. Двукратное различие частот ($f_4 \cong 2f_1$) усиливает динамичность станков. При периодической, но не гармонической силе резания ожидается совместное возбуждение мод М1 и М4;

5) МКЭ-моделирование указывает, что динамическое поведение всех станков МЗОР типа «Гентри» одинаково. Имеется три «спокойных» диапазона для обработки: дорезонансный (статический, до пика М1), межрезонансный (между группами пиков, трудный для использования из-за узости) и зарезонансный (выше М5, М6);

б) рассмотренные станки обладают существенной перекрестной связью продольных (X) и вертикальных (Z) перемещений шпинделя. Эта связь (crosstalk) усиливается в динамике. Приложение гармонической силы по X возбуждает примерно равные колебания по X и Z . То же происходит и при действии силы по Z ;

7) перспективен переход на станках «Гентри» к высокоскоростной обработке (ВСО) в зарезонансном диапазоне. Это обеспечивает рост динамической жесткости несущей системы не менее чем втрое;

8) переход к высокоскоростной обработке на зарезонансных частотах открывает возможность для облегчения портала «Гентри» при одновременном повышении производительности и качества поверхности деталей.

ЛИТЕРАТУРА

1. Зенкевич, О. Конечные элементы и аппроксимация: пер. с англ. / О. Зенкевич, К. Морган. – М.: Мир, 1986. – 312 с.
2. Кирайт, Ю.Н. Продукция УП «МЗОР» / Ю.Н. Кирайт // Машиностроение-2010: технологии – оборудование – инструмент – качество: междунар. науч.-техн. конф., Минск, 7–8 апр. 2010 г. / Минск: Бизнесофсет, 2010. – С. 91–92.
3. Lopez de Lacalle, L.N. Machine Tools for High Performance Machining // L.N. Lopez de Lacalle, A. Lamikiz. – Springer. – 2009. – 442 p.
4. Анализ жесткости подвижного портала продольно-фрезерного станка типа «Гентри» / В.И. Туромша [и др.] // Вестн. Гомел. гос. техн. ун-та им. П.О. Сухого. – 2011. – № 3(46). – С. 15–28.
5. Модальный анализ портала тяжелого продольно-фрезерного станка типа «Гентри» / В.И. Туромша [и др.] // Вестн. Полоц. гос. ун-та. Серия В. Промышленность. Прикладные науки. – 2013. – № 3.
6. Кудинов, В.А. Динамика станков / В.А. Кудинов. – М.: Машиностроение, 1967. – 359 с.
7. Повышение жесткости ползуна продольно-фрезерного станка с подвижным порталом / В.И. Туромша [и др.] // Вестн. Полоц. гос. ун-та. Серия В. Промышленность. Прикладные науки. – 2011. – № 11. – С. 104–112.
2. Кунец, Г. Высокоскоростная обработка и традиционный технологический базис: преодоление несовместимости / Г. Кунец // Мир техники и технологий. – 2004. – № 6. – С. 35–37.

Поступила 24.03.2014

HARMONIC ANALYSIS OF PORTALS FOR HEAVY GANTRY-TYPE MILLING MACHINES BY FEA

S. DOUNAR, A. YAKIMOVITCH, I. KOVALEVA, I. SHUMSKY

Dynamic FEA simulation of portals for two heavy gantry-type milling machines is provided. Rotary horizontal force and vertical oscillating force were applied to the spindle. FRFs were calculated. Excited eigenmodes ($M1$, $M2$, $M4$) revealed. Similarity and stability of both machine dynamic behavior was showed. Effects of antiresonance and crosstalk deformation are detected. Three appropriate for machining frequency ranges (pre-resonance, inter-resonance, post-resonance) are founded out. Possibility of mass reduction for HSM-aimed machines is showed.