

АНАЛИЗ РЕЗОНАНСНОГО ПОВЕДЕНИЯ НЕСУЩЕЙ СИСТЕМЫ КРУПНОГАБАРИТНОГО СТАНКА ТИПА «ПОДВИЖНАЯ СТОЙКА»

Докт. физ.-мат. наук, проф. ВАСИЛЕВИЧ Ю. В., канд. техн. наук, доц. ДОВНАР С. С.

Белорусский национальный технический университет

E-mail: ssdov@tut.by

Выполнен МКЭ-анализ динамики несущей системы уникального по высоте станка. Это единственный станок типа Travelling column с высокой подвижной стойкой, по которой вертикально может перемещаться суппорт с горизонтальным ползуном. В рабочем торце ползуна телескопически смонтированы фрезерный и расточной шпиндельные узлы. МКЭ-анализ станка производили в связи с его реновацией. Оценивали резонансы станка, отклики на силы резания, статическую и динамическую жесткость на шпинделях. Несущая система станка является субтильной, тяжелой и сложносоставной. Это цепочка из салазок, стойки, суппорта, ползуна, шпиндельных узлов, связанных гидростатическими направляющими. Исследовали влияние на жесткость такой цепочки варьирования ведущих параметров, при этом изменяли высоту подъема суппорта, материал стойки и жесткость продольного привода.

Проведены статический, модальный и гармонический МКЭ-анализы. Построена амплитудно-частотная характеристика станка. Обнаружены два изгибных резонанса суппорта на стойке на низких частотах. Это ограничивает использование станка в дорезонансном и статическом диапазонах частот. Самый мощный резонанс был на частоте 27,8 Гц. Он заключается в крутильных колебаниях стойки вместе с суппортом и ползуном. На более высоких частотах 65–105 Гц выявлен диапазон изгибных резонансов ползуна. Между резонансными диапазонами найдены три интервала, пригодных для эксплуатации станка. Станок перспективно использовать в межрезонансном (32–65 Гц) и зарезонансном (более 105 Гц) интервалах. Показано, что в динамических интервалах жесткость на шпинделе на порядок выше, чем в статическом интервале. Субтильность станка может быть компенсирована переходом к высокоскоростной обработке.

Ключевые слова: МКЭ, станок, жесткость, резонанс, АЧХ, вибрация, высокоскоростная обработка.

Ил. 5. Табл. 4. Библиогр.: 12 назв.

RESONANCE BEHAVIOUR ANALYSIS OF CARRYING SYSTEM IN HEAVY MACHINE WITH TRAVELING-COLUMN

VASILEVICH Yu. V., DOVNAR S. S.

Belarusian National Technical University

A finite elements method (FEM)-analysis has been carried out with the purpose to study dynamics of carrying system in a machine tool of unique height. This is a one-off machine with high traveling column and a support with horizontal slide can move vertically along the column. Spindle milling and boring units are mounted telescopically at slide butt end. The FEM-analysis of the machine tool has been made due to its renovation. Machine resonances, responses to cutting force, static and dynamic rigidity in spindles have been estimated in the paper. The machine carrying system is subtle, heavy and structurally complicated. Its structural chain includes a carriage, a column, a support, a slide, spindle units interconnected with the help of hydro-static guides. While varying main parameters their influence on rigidity has been investigated in the paper. Height of support lifting, column material and rigidity of longitudinal drive have been changed during the investigations.

Static, modal and harmonic MEF-analyses have been executed in the paper. Frequency-response characteristic of the machine has been constructed in the process of the investigations. Two support bending resonances have been detected in the column at low frequency. Such Due to this there are limits for usage of the machine in sub-resonance and static frequency range. The most powerful resonance has been observed at frequency of 27.8 Hz. The resonance has manifested itself as torsional oscillations of the column together with the support and the slide. Slide bending resonances have been revealed at higher frequencies 65–105 Hz. Three intervals which are fit for machine operation have been determined between resonance ranges. There is a prospective usage of the machine in inter-resonance (32–65 Hz) and super-resonance (more than 105 Hz) intervals. It has been shown that rigidity in spindle is a sequence higher in dynamic intervals than in a static interval. Machine subtility can be compensated by its transition to high-speed machining.

Keywords: FEM (finite elements method), machine tool/machine, rigidity, resonance, amplitude-frequency characteristic, oscillation, high-speed machining.

Fig. 5. Tab. 4. Ref.: 12 titles.

Предмет исследования. Объектом исследования является несущая система уникального по габаритам единичного станка типа «по-

движная стойка» (Travelling column). Этот станок (далее – ТС-станок) отличается большой высотой (7,2 м) и предназначен для фрезерно-

сверлильно-расточной обработки особо крупных деталей. Трехмерная модель станка представлена на рис. 1 в разных резонансных возбуждениях. Стойка 5–6 (массой 21,77 т) может перемещаться в продольном направлении (ось X) на салазках 7 (10,94 т) под действием привода (образом его является пружина 8). Суппорт 3 (13,78 т) обладает высотой подъема (ось Y) по стойке $h = 4$ м. Сквозь суппорт может

выдвигаться на расстояние до 1,6 м (ось Z) ползун 2 длиной 4,5 м, сечением $0,59 \times 0,59$ м и массой 6,3 т с главным двигателем 4. В рабочем торце ползуна смонтирован полый фрезерный шпиндельный узел (ШУ). Из него может дополнительно выдвигаться на расстояние до 1000 мм расточной шпиндель, непосредственно удерживающий инструмент. Стол с заготовкой на рис. 1 не показан.

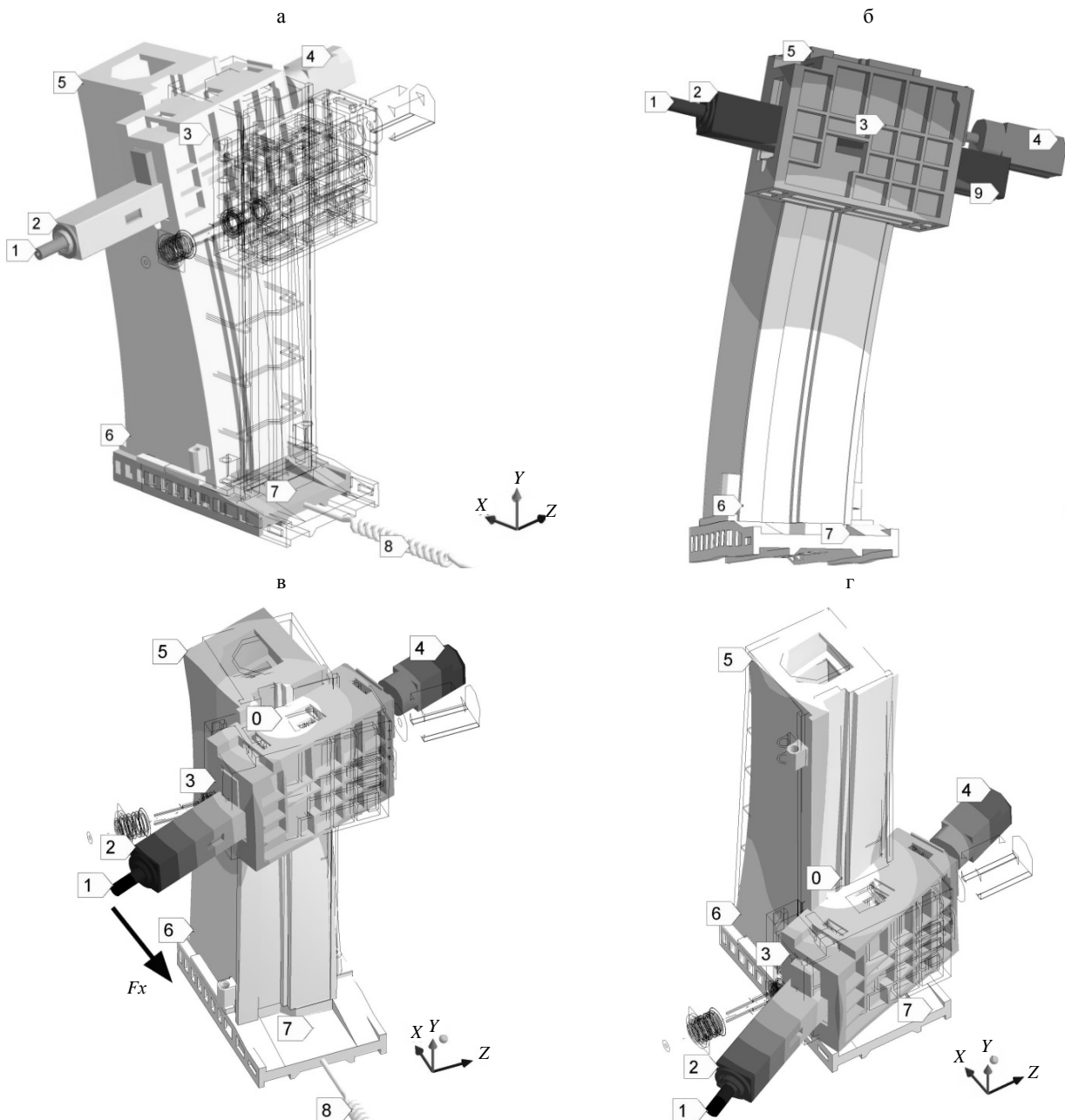


Рис. 1. Несущая система ТС-станка в условиях продольного M1 (ось X) (а) поперечного M2 (Z) резонансов (б) и крутильного резонанса M3 вокруг оси Y (в, г – верхнее и нижнее положения суппорта 3 на стойке 5–6): 1 – расточной шпиндель (P); 2 – торец ползуна (П) с фрезерным шпинделем; 4 – двигатель; 7 – салазки; 8 – привод (пружина) по X

Уникальный экземпляр станка по заказу российского предприятия прошел капитальную реновацию на белорусском ОАО «МЗОР». Суппорт и ползун были спроектированы заново с участием немецких и польских инженерных фирм, стойка повторно обработана. Станок получил новые направляющие, приводы и систему ЧПУ.

Вследствие больших габаритов и массы ТС-станка можно ожидать сильных низкочастотных резонансов в его несущей системе [1]. Резонансная раскачка от сил резания нарушает точность обработки. Поэтому в начале реновации было важно предсказать динамическое поведение станка и сделать рекомендации по его эксплуатации. Этой цели достигали путем виртуальных испытаний с помощью метода конечных элементов (МКЭ) [2]. В ходе моделирования выясняли резонансные частоты, статическую и динамическую жесткости на шпинделе. Результаты МКЭ-анализа проверяли натурными тестами, а также ударными пробами с регистрацией спектров колебаний виброметром.

Было установлено, что поведение станка обладает спецификой в каждом из трех направлений X , Y , Z . В статье описывается часть результатов, обсуждаются самые нижние, основные резонансы станка, а также поведение несущей системы при колебательном воздействии сил резания в продольном направлении X .

Геометрическая модель станка. В геометрическую модель включены только детали несущей системы. Главной деталью является полая литая чугунная стойка. Она взята из исходной комплектации станка как ценная деталь, прошедшая естественное старение (более 30 лет) и обладающая размерной стабильностью. При высоте 6700 мм стойка имеет среднее сечение 1715×1540 мм. Фактор субтильности (отношение высоты к горизонтальному габариту) составляет $S_M = 4,1$. Это большая величина. Склонность стойки к колебаниям должна быть повышенной.

Стенки стойки имеют характерную толщину 40 мм. Внутри есть развитое перекрестное ребрение с вертикальным шагом 950 мм, высотой ребер 100 мм при толщине 25–30 мм. Масса суппорта в сборе составляет 28080 кг. Это существенный груз для стойки. Нижнему положению суппорта (рис. 1г) припишем высо-

ту $h = 0$ м, а верхнему (рис. 1в) $h = 4$ м. Суппорт отлит из чугуна. Ползун выкован из стали. В парах «стойка – суппорт» и «суппорт – ползун» предусмотрены гидростатические направляющие. В геометрической модели они представлены бронзовыми накладками.

Из многочисленных траекторных двигателей станка в модели учтен только тяжелый двигатель главного привода (4 на рис. 1). Двигатель является своеобразным противовесом рабочему концу ползуна со шпиндельными узлами.

Фрезерный и расточной шпиндельные узлы представлены упрощенно. Детальная проработка их не требуется, так как резонансы внутри шпинделей начинаются обычно выше 200 Гц [3]. Целью исследований являлись низкочастотные общестаночные резонансы. Для станков ОАО «МЗОР» они находятся, как правило, в диапазоне 20–100 Гц [3, 4].

Конечно-элементная модель и свойства материалов. Моделирование проводили по методикам [3–8]. Применяли сетки тетраэдральных конечных элементов. Они были оптимизированы для выявления картин перемещений станка в статике и динамике. Напряжения в несущей системе были невелики и не угрожали прочности конструкции. Стойку виртуально испытывали с тремя материалами – чугуном, сталью и алюминием. Это отражает разные варианты изготовления (если делать стойку заново). Свойства материалов указаны в табл. 1.

Таблица 1
Свойства моделируемых материалов

Материал	Модуль упругости E , ГПа	Плотность ρ , кг/м ³	Коэффициент Пуассона μ	Соотношение $k = E/\rho$
Сталь	200	7850	0,30	0,0254
Чугун	130	7200	0,28	0,0180
Алюминий	71	2770	0,33	0,0256

Величины модуля упругости указывают на то, что при одинаковой геометрии стойки в статике наибольшую жесткость обеспечивает сталь. Почти вдвое податливее должна быть стойка из алюминия. В динамике это не столь очевидно, так как играет роль отношение упругости к плотности (коэффициент k). Данный параметр почти одинаков у стали и алюминия.

Всем материалам приписывали коэффициент демпфирования ξ . Он важен для оценки резонансной раскачки в гармоническом анализе. В базовом варианте (БВ) для всех материалов назначали коэффициент $\xi = 2\%$. Для станков с чугунными корпусными деталями это средний уровень демпфирования [9].

Граничные и контактные условия. Салазки (рис. 1) под стойкой 5–6 в МКЭ-модели считаются опирающимися на жесткое основание. Салазки могут свободно скользить только вдоль X . Это моделирует гидростатические направляющие во включенном состоянии. Перемещения по X контролируются пружиной 8. Она представляет зубчато-реечный привод с редуктором. Для удобства был установлен БВ условий: в нем жесткость пружины по каталогу назначалась равной 600 Н/мкм.

Гидростатические направляющие между парами «стойка – суппорт» и «суппорт – ползун» в рамках данного исследования были заблокированы. Расточной шпиндель выдвинут из торца ползуна в БВ наполовину (500 мм). Расточной, фрезерный шпиндель и ползун скреплены друг с другом. Вращение шпинделей не моделировалось.

Несущая система станка, как в статике, так и в динамике, нагружается единообразным образом – продольной силой на конце расточного шпинделя (рис. 1в). Для статического случая это пробная сила $F_X^{ct} = 1000$ Н. Величина силы не принципиальна, так как конечно-элементная задача сформулирована линейно. В модальном анализе (поиск резонансных мод) нагружение не требуется. В гармоническом анализе на разных частотах испытания f_i прикладывается динамическая осциллирующая сила $F_X^d = A_X \sin 2\pi f_i$, где $A_X = 1000$ Н – амплитуда силы.

Подчеркнем, что моделируемая система – сложносоставная. В ней контактными конечными элементами соединено большое количество крупных и мелких деталей. Общей идеей описываемого МКЭ-анализа является варьирование свойств ключевых деталей (прежде всего, стойки). Забегая вперед, сообщим, что вариации сглаживаются составной несущей системой. Последняя проявляет самостабилизованность, инвариантность поведения. Так,

податливость на шпинделе (обратная жесткости величина) составлена из податливостей всех деталей несущей системы – по цепочке от салазок до ползуна со шпиндельными узлами. В ходе МКЭ-анализа наблюдается, что изменение податливости одного звена в цепочке компенсируется в масштабах системы (как в статике, так и в динамике).

Статический анализ. По результатам статических нагружений статическую жесткость станка вычисляли по формулам типа $j_X^{ct} = F_X^{ct} / \delta_X$ (где δ_X – перемещение по X или на конце расточного шпинделя (δ_X^P , маркер 1 на рис. 1) или на ползуне ($\delta_X^П$, маркер 2)).

Две близкие кривые «Р сталь» и «Р чугун» (рис. 2) получены для конца расточного шпинделя для двух материалов стойки. Выдвинутый на 500 мм шпиндель оказался весьма податливым. Поэтому на его конце почти не ощущалось, сделана стойка из чугуна или стали. Подъем кривых влево мал. Статическая жесткость возрастает при полном опускании суппорта только на 27,8%. Можно говорить о некоторой независимости статической жесткости на расточном шпинделе от вариаций несущей системы станка.

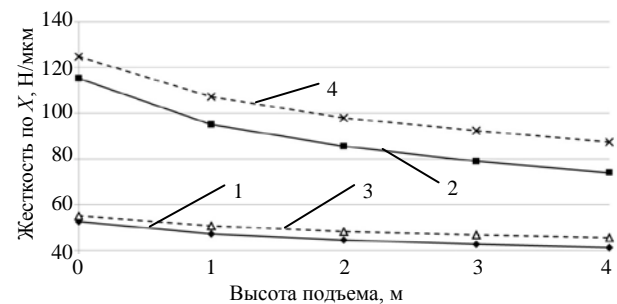


Рис. 2. Влияние высоты подъема суппорта h на статическую жесткость станка j_X^{ct}

(Р – расточной шпиндель; П – рабочий торец ползуна):
1 – Р чугун; 2 – П чугун; 3 – Р сталь; 4 – П сталь

Статическая жесткость на рабочем конце ползуна (кривые «П сталь» и «П чугун») больше зависит от положения суппорта. При полном опускании суппорта крутильная жесткость стойки должна была бы возрасти в восемь раз (для элементарной аналитической модели закручиваемого стержня). Однако МКЭ-расчет показывает подъем кривых только в 1,5 раза. Это общая особенность статического поведения

крупногабаритных сложносоставных станков. Одна вариация, даже сильная (например, опускание суппорта), «размывается» в масштабах машины. До шпинделя может «дойти» довольно скромное изменение жесткости.

Статическая податливость на торце ползуна при виртуальном выборе в качестве материала стойки стали, чугуна и алюминия отражена в табл. 2. Видно, что чугунная литая стойка (по сравнению со сварной стальной) увеличивает податливость на шпинделе не более чем в 1,17 раза. Это виртуально наблюдается при различии модулей упругости чугуна и стали в 1,54. Следовательно, опять просматривается жесткостная самостабилизация несущей системы. Эта особенность тяжелых сложносоставных станков в статике наблюдалась и ранее [5, 7].

Таблица 2

Перемещение торца ползуна δ_x^{Π}
от статической силы $F_x^{ст} = 1000 \text{ Н}$

Показатель	Высота подъема суппорта h , м				
	0	1	2	3	4
Перемещение δ_x^{Π} для стали, мкм	8,02	9,33	10,21	10,83	11,45
Увеличение δ_x^{Π} для чугуна, %	8,3	12,8	14,6	16,9	17,9
Увеличение δ_x^{Π} для алюминия, %	27,1	43,5	50,2	56,8	62,4

Применение алюминия в статических условиях повышает податливость в 1,62 раза, но это справедливо только в верхнем положении суппорта. В нижнем положении смена материала

стойки слабо воздействует на статическую податливость.

Модальный анализ. Самые низкочастотные резонансы станка связаны с изгибом стойки (рис. 1). Для БВ условий на частоте $f_1 = 11,7 \text{ Гц}$ обнаружены продольные колебания системы (M1). Суппорт как груз раскачивается на консольной балке – стойке. Похожий резонанс в поперечном направлении (M2) наблюдается на частоте $f_2 = 12,49 \text{ Гц}$. Получается, что резонансные частоты ТС-станка довольно низки (немного превышают 10 Гц). Диапазон дорезонансной статической работы узок. Для серийных станков ОАО «МЗОР» характерны более высокие резонансы: обычно они на октаву выше и начинаются в районе 20 Гц [3, 8].

Сводка резонансных частот дана в табл. 3. Видно, что и высота суппорта, и материал стойки слабо влияют на резонансные частоты. Особенно характерно это для колебаний по M1. Спуск суппорта должен повышать изгибную жесткость из-за укорочения нижнего рабочего участка стойки (3–6 на рис. 1). Однако соответствующее увеличение частоты f_1 происходит только в 1,24 раза (до 14,61 Гц). Вероятно, рост f_1 блокируется растущей инерционностью верхнего свободного участка стойки 3–5.

МКЭ-анализ показал, что несущей системе присущ крутильный резонанс M3 (рис. 1б, в). Он заключается в упругом закручивании суппорта с ползуном и двигателем на стойке как на упругом стержне. Ось закручивания вертикальна (примерно указана маркером O) и меняет свое положение.

Таблица 3

Частоты резонансов M1–M3 в зависимости от высоты подъема суппорта и материала стойки

Материал стойки	Резонансная мода	Частота резонанса, Гц, при высоте подъема суппорта h , м				
		0	1	2	3	4 (БВ)
Чугун (БВ)	M1	14,61	14,05	13,39	12,61	11,70
	M2	18,69	17,58	15,97	14,17	12,49
	M3	34,59	29,06	27,58	27,39	27,85
Сталь	M1	14,67	14,27	13,80	13,22	12,54
	M2	18,89	18,19	17,10	15,66	14,07
	M3	38,01	32,55	31,02	30,94	31,58
Алюминий	M1	16,38	15,21	13,83	12,11	10,37
	M2	18,43	16,67	14,60	12,77	11,23
	M3	28,53	24,17	23,04	22,95	23,25

При максимально поднятом суппорте (рис. 1в) маркер О находится именно на суппорте. При опускании суппорта маркер О смещается внутрь стойки (рис. 1г). Следовательно, при ходе суппорта вниз ось закручивания от него отдаляется. Момент инерции суппорта с ползуном увеличивается. Это самопроизвольный процесс. Вероятно, он компенсирует рост крутильной жесткости рабочего участка стойки при спуске суппорта. В результате частота крутильных колебаний по МЗ почти не зависит от параметра h в диапазоне 1–4 м (верхние кривые на рис. 3). Для чугунной стойки частота f_3 находится в диапазоне от 27,85 до 29,05 Гц. И только спуск суппорта до уровня 0 поднимает частоту f_3 до 34,59 Гц. Кривые для алюминиевой стойки ведут себя аналогично рис. 3. Они проходят немного ниже линий для чугуна.

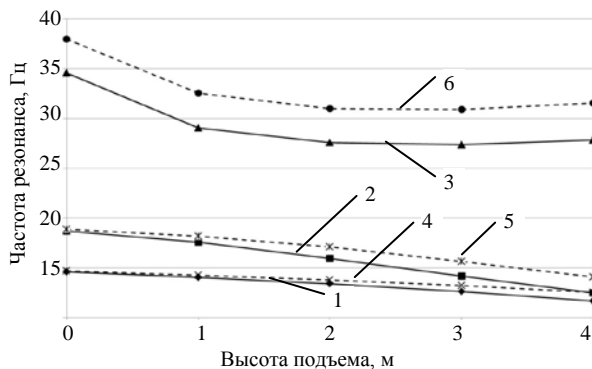


Рис. 3. Влияние подъема суппорта h на резонансные частоты для мод М1–М3: 1 – М1 чугун; 2 – М2 чугун; 3 – М3 чугун; 4 – М1 сталь; 5 – М2 сталь; 6 – М3 сталь

Графики на рис. 4 получены путем варьирования жесткости продольного привода в диапазоне от 75 до 1200 Н/мкм. Правые точки на всех кривых соответствуют жесткому закреплению салазок. Чувствительность к жесткости привода проявила лишь мода М1.

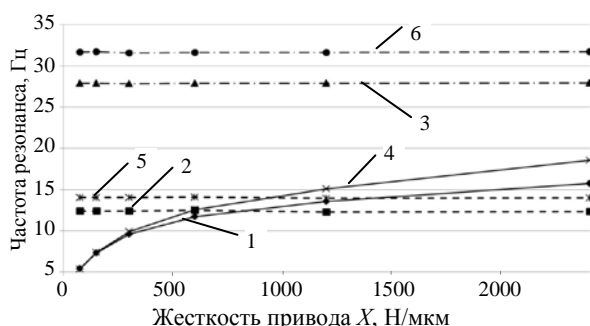


Рис. 4. Влияние жесткости $J_X^{пр}$ продольного привода X и материала стойки (сталь, чугун) на резонансные частоты М1–М3: 1 – М1 чугун; 2 – М2 чугун; 3 – М3 чугун; 4 – М1 сталь; 5 – М2 сталь; 6 – М3 сталь

Однако ее частота начинает существенно снижаться только после падения жесткости ниже $J_X^{пр} = 300$ Н/мкм. Итак, основной чертой поведения сложносоставной несущей системы станка является инвариантность (самостабилизированность) по отношению к варьированию весьма разных параметров станка. В динамике для других видов тяжелых станков этот эффект уже описан [3, 4, 8].

Гармонический анализ и амплитудно-частотная характеристика несущей системы. Результаты гармонического анализа в виде амплитудно-частотной характеристики (АЧХ) представлены на рис. 5. Входом является продольная гармоническая сила $F_X^д$, выходом служит амплитуда A_{δ_x} колебаний фрезерного шпинделя в том же направлении. Виртуальные испытания проводили для демпфирования $\xi = 2\%$ в диапазоне от 0 до 150 Гц с шагом 1 Гц для двух положений суппорта по высоте.

Пики 1 и 3 отражают резонансные возбуждения по модам М1 и М3. Мода М2 поперечная (вдоль Z) и поэтому не проявляет себя на данной АЧХ. Крутильный резонанс по М3 оказывается самым мощным. Амплитуда при нем достигает 160,2 мкм, что соответствует очень низкой жесткости 6,24 Н/мкм [10, 11]. Продольный резонанс по М1 в 2,27 раза слабее (амплитуда 70,3 мкм). На частоте 1 Гц (почти статическое испытание) амплитуда колебаний равна 15,8 мкм. Следовательно, коэффициент динамичности составляет для М1 и М3 соответственно 4,45 и 10,10.

На рис. 5 видно, что для разных высот подъема суппорта характерные пики АЧХ остаются почти неизменными. Диапазон от 8 до 32 Гц занят резонансами М1–М3, и поэтому его можно назвать диапазоном изгибно-крутильных резонансов (ИКР-диапазоном). Диапазон от 65 до 105 Гц назовем РП-диапазоном. Он связан с изгибными резонансами ползуна и сопряженных объектов. Вместе с ползуном колеблются двигатель, суппорт и прилегающая часть стенок стойки. Вместе диапазоны ИКР и РП образуют диапазон общестаночных резонансов (ОСР). Особенность ОСР-диапазона – на каждом резонансе станок (или его большая часть) охвачен каким-то единообразным модальным движением. Движение простое по сути (изгиб, кручение) и имеет минимальное число пучностей.

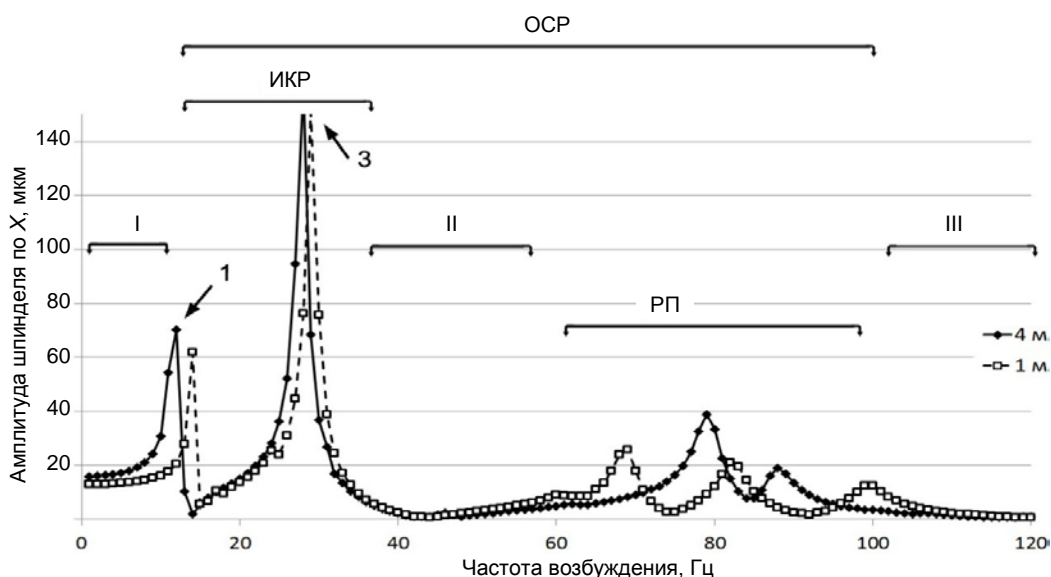


Рис. 5. АЧХ станка при возбуждении гармонической продольной силой 1000 Н для положений суппорта по высоте 1 и 4 м (демпфирование $\xi = 2\%$)

Между резонансными пиками на АЧХ наблюдаются интервалы инерционного поведения станка. Станок слабо откликается на силу резания. Такие интервалы перспективны для точной обработки. Выделим статический I (0–8 Гц), межрезонансный II (32–65 Гц) и зарезонансный III (от 105 до, по крайней мере, 150 Гц) интервалы. Статический интервал I узок. В нем невозможно обеспечить высокую частоту шпинделя и, конечно, достичь производительности и качества обработки поверхности. Интервал II соответствует частотам, когда изгибно-крутильные раскачивания стойки уже затухли, а изгибные колебания балки-ползуна еще не начались. Верхняя граница интервала III не ясна. Скорее всего, ее ограничат резонансы внутри ШУ.

По АЧХ построена табл. 4. Из нее вытекает, что в динамических интервалах II и III характерная жесткость на порядок выше, чем в статическом интервале I. Малая податливость обусловлена инерцией масс в несущей системе. Работа в интервалах II и III позволяет обеспечить точность резания, несмотря на субтильность конструкции стойки. Таким образом, по соображениям производительности, точности и качества получаемой поверхности для ТС-станка рекомендуется концепция высокоскоростной обработки [12] при использовании интервалов II и III.

Таблица 4

Жесткость шпинделя в рабочих интервалах I–III

Частота, Гц	Интервал	Амплитуда перемещения, мкм	Жесткость, Н/мкм	Увеличение жесткости (к интервалу I)
5	I	17,17	58,50	–
50	II	1,59	628,90	10,75
150	III	1,99	502,50	8,59

ВЫВОДЫ

1. Изгибные резонансные моды M1 и M2 стойки с суппортом являются низкочастотными (11,7 и 12,5 Гц). Самый мощный крутильный резонанс (M3) ползуна и суппорта на стойке происходит на частоте 27,8 Гц.

2. Можно говорить об определенной инвариантности изгибно-крутильных мод сложносоставной несущей системы станка, по крайней мере, по отношению к высоте суппорта, материалу стойки и жесткости продольного привода.

3. Между диапазонами общестаночных резонансов выделены три пригодных для обработки частотных интервала: статический I, межрезонансный II и зарезонансный III. Статический интервал I узок (0–8 Гц) из-за низких частот мод M1 и M2. Рекомендуется использовать станок в довольно широких интервалах частот II (32–65 Гц) и III (>105 Гц). Здесь дина-

мическая жесткость станка может на порядок превышать статическую жесткость. Потребуется применять технологии высокоскоростной обработки.

ЛИТЕРАТУРА

1. **Кудинов, В. А.** Динамика станков / В. А. Кудинов. – М.: Машиностроение, 1967. – 359 с.
2. **Зенкевич, О.** Конечные элементы и аппроксимация: пер. с англ. / О. Зенкевич, К. Морган. – М.: Мир, 1986. – 312 с.
3. **Василевич, Ю. В.** Модальный анализ несущей системы тяжелого горизонтального многоцелевого станка с помощью МКЭ / Ю. В. Василевич, С. С. Довнар, И. И. Шумский // Наука и техника. – 2014. – № 4. – С. 14–24.
4. **Василевич, Ю. В.** МКЭ-анализ гармонического возбуждения горизонтального фрезерно-сверлильно-расточного станка с симметричной стойкой / Ю. В. Василевич, С. С. Довнар, А. С. Трусковский // Машиностроение: Республ. межведом. сб. науч. трудов. – 2014. – Вып. 28. – С. 112–120.
5. **Баланс** жесткости стойки фрезерно-сверлильно-расточного станка с симметричным расположением шпиндельной бабки / В. И. Туромша [и др.] // Вестник ГГТУ имени П. О. Сухого. – 2012. – № 3 (50). – С. 19–29.
6. **Модальный** анализ портала тяжелого продольно-фрезерного станка типа «Гентри» / В. И. Туромша [и др.] // Вестник ПГУ. Сер. В: Промышленность. Прикладные науки. – 2013. – № 3. – С. 38–48.
7. **Анализ** жесткости подвижного портала продольно-фрезерного станка типа «Гентри» / В. И. Туромша [и др.] // Вестник ГГТУ имени П. О. Сухого. – 2011. – № 3 (46). – С. 15–28.
8. **Гармонический** анализ порталов тяжелых продольно-фрезерных станков типа «Гентри» с помощью МКЭ / С. С. Довнар [и др.] // Вестник ПГУ. Сер. В: Промышленность. Прикладные науки. – 2014. – № 11. – С. 25–36.
9. **Lopez de Lacalle, L. N.** Machine Tools for High-Performing Machining / L. N. Lopez de Lacalle, A. Lamikiz. – London: Springer, 2009. – 442 p.
10. **Stability** Prediction for Milling / J. Gradisek [et al.] // International Journal of Machine Tools and Manufacture. – 2005. – 45 (7–8). – P. 769–781.
11. **Altintas, Y.** Chatter Stability of Metal Cutting and Grinding / Y. Altintas, M. Weck // CIRP Annals – Manufacturing Technology. – 2004. – Vol. 53, No 2. – P. 619–642.
12. **Кунец, Г.** Высокоскоростная обработка и традиционный технологический базис: преодоление несовместимости / Г. Кунец // Мир техники и технологий. – 2004. – № 6. – С. 35–37.
3. **Vasilevich, Yu. V.,** Dovnar, S. S., & Shumsky, I. I. (2014) Modal Analysis of Carrying System for Heavy Horizontal Multi-Purpose Machine Tool Using FEM (Finite Elements Method). *Nauka i Tekhnika* [Science and Technique], 4, 14–24 (in Russian).
4. **Vasilevich, Yu. V.,** Dovnar, S. S., & Truskovsky, A. S. (2014) FEM-Analysis of Harmonic Excitation in Horizontal Milling-Drilling-Boring Machine with Symmetric Column. *Mashinostroenie. Respublikanskii Mezhdovedstvennyi Sbornik Nauchnykh Trudov Mashinostroenie* [Mechanical Engineering. Republican Interdepartmental Collection of Scientific Papers], 28, 112–120 (in Russian).
5. **Turomsha, V. I.,** Dovnar, S. S., Truskovsky, A. S., & Shumsky, I. I. (2012) Balance of Column Rigidity in Milling-Drilling-Boring Machine with Symmetric Position of Spindle Unit. *Vestn. Gomel'skogo Gos. Tekhn. Un-ta Imeni P. O. Sukhogo* [Bulletin of Gomel State Technical University Named After P. O. Sukhoi], 3 (50), 19–29 (in Russian).
6. **Turomsha, V. I.,** Dovnar, S. S., Truskovsky, A. S., & Tumi El'-Mabruk Abuzhafer Ali. (2013) Modal Analysis of Portal in Heavy Plano-Milling Machine of Gantry-Type. *Vestnik Polotskogo Gosudarstvennogo Universiteta. Seriya B. Promyshlennost'. Prikladnye Nauki* [Herald of Polotsk State University. Series B. Industry. Applied Sciences], 3, 38–48 (in Russian).
7. **Turomsha, V. I.,** Dovnar, S. S., Truskovsky, A. S., & Tumi El'-Mabruk Abuzhafer Ali. (2011) Analysis of Rigidity in Gantry Portal of Plano-Milling Machine of Gantry. *Vestn. Gomel'skogo Gos. Tekhn. Un-ta Imeni P. O. Sukhogo* [Bulletin of Gomel State Technical University Named After P. O. Sukhoi], 3 (46), 15–28 (in Russian).
8. **Dovnar, S. S.,** Iakimovich, A. M., Kovaleva, I. L., & Shumsky, I. I. (2014) Harmonic Analysis of Portals in Heavy Plano-Milling Machines of Gantry-Type While Using Finite Elements Method (FEM). *Vestnik Polotskogo Gosudarstvennogo Universiteta. Seriya B. Promyshlennost'. Prikladnye Nauki* [Herald of Polotsk State University. Series B. Industry. Applied Sciences], 11, 25–36 (in Russian).
9. **Lopez de Lacalle, L. N.,** & Lamikiz, A. (2009) *Machine Tools for High-Performing Machining*. London, Springer. 442 p.
10. **Gradisek, J.,** Kalveram, M., Insperger, T., Weinert, K., Ste'pan, G., & Grabec, I. E. (2005) Stability Prediction for Milling. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 45 (7–8), 769–781. Doi: 10.1016/j.ijmachtools.2014.11.015.
11. **Altintas, Y.,** & Weck, M. (2004) Chatter Stability of Metal Cutting and Grinding. *CIRP Annals – Manufacturing Technology*, 53 (2), 619–642. Doi: 10.1016/S0007-8506(07)60032-8.
12. **Kunets, G.** (2004) High-Speed Machining and Conventional Technological Basis: Overcoming Compatibility. *Mir Tekhniki i Tekhnologii* [World of Engineering and Technologies], 6, 35–37 (in Russian).

REFERENCES

Поступила 04.02.2015