

Довнар С. С., Якимович А. М.

МКЭ-АНАЛИЗ КОНЦЕПЦИИ ПОСТРЕЗОНАНСНОГО ПОРТАЛЬНОГО МНОГОЦЕЛЕВОГО СТАНКА

Белорусский национальный технический университет,
Минск, Беларусь

Предложена концепция субтильного портального станка типа «Gantry» с удлиненным ползуном. Решение проанализировано с помощью МКЭ. Достигается сближение всех выраженных резонансных пиков станка в одну группу на невысоких частотах 12–35 Гц. Пост-резонансные частоты становятся свободными для точного резания в технике ВСО. Динамическая жесткость шпинделя обеспечивается эффектом «пост-резонансной жесткости». Для реализации концепции требуется быстроходный главный привод и пространство для конфигурирования станка.

Термины и аббревиатуры:

НС – несущая система (станка);

СД – структурная деталь (важная, обычно коробчатая, деталь, несущая нагрузку и влияющая на статическую и динамическую жесткость станка);

портал – П-образная несущая подсистема. Состоит обычно из стоек и траверсы;

БПС – белорусский портальный станок (сложившийся узнаваемый тип портальной технологической машины; повторялся в других странах; актуален поныне);

периодическое резание – периодический вход-выход режущих кромок инструмента в заготовку (например, при фрезеровании). Генерирует силы резания, близкие к гармоническим;

рабочая частота – частота осцилляции сил резания (произведение частоты вращения шпинделя на количество режущих кромок инструмента);

СФР – сверление – фрезерование – расточка (группа обработок);

ВСО (HSM) – высокоскоростная обработка (high-speed machining);

АЧХ – амплитудная частотная характеристика;

Мода (eigenmode, резонансная мода) – сочетание собственной формы и собственной частоты упругой системы, для которых может произойти резонанс;

Advan или *Retr* – конфигурации станка, когда ползун максимально выдвинут или, наоборот, втянут в бабку (*advanced – retracted*);

ШУ – шпиндельный узел;

УФГ – универсальная фрезерная головка (включает в себя ШУ; имеет обычно две внутренние вращательные степени свободы);

субтильность и *робастность* (антонимы) – выполнение НС в маложестком, утонченном стиле или, наоборот, в виде больших коробов с толстыми стенками;

дорезонансная (ДР), интер-резонансная (ИР), пост-резонансная (ПР) обработка – периодическое резание на частотах до первых резонансных пиков на АЧХ (ДР), между пиками (ИР), а также выше исчерпания пиков общестаночных резонансов (ПР).

Область исследования. Крупногабаритные станки, в частности портальные продольно-фрезерные и многоцелевые станки (вместе – БПС), являются важной продукцией белорусского станкостроения. Малая виброактивность и точность таких машин критически важна в областях энергомашиностроения, судостроения и т. д. Данная работа касается динамики БПС. Основной проблемой динамики является склонность портальных несущих систем (НС) ко многочисленным резонансным раскачкам под действием периодических разночастотных сил резания.

В исследовании применяется компьютерное моделирование. Виртуальные испытания методом конечных элементов (МКЭ) [1] являются производительной и надежной техникой анализа и оптимизации станков [2–6]. Натурное варьирование параметров тяжелых станков является слишком медленным и дорогостоящим подходом.

Крупногабаритные станки обычно подвергаются воздействию периодических сил резания в широком диапазоне частот. Силы возбуждают резонансы. У крупных станков обычно много резонансных мод, лежащих близко друг к другу по частоте. Поэтому для самых разных режимов резания могут найтись возбуждающиеся резонансы.

Накопленный опыт МКЭ-анализа станков [2–6] показывает, что в практически важном диапазоне 0–100 Гц у типичных БПС на АЧХ «разбросано» ~10; 15 резонансных пиков. Здесь речь идет только о т.н. «общестаночных резонансах», когда колебательной энергией накачивается вся НС станка или ее существенная часть.

Подходы к контролю резонансных возбуждений НС станков. Традиционным подходом в белорусском станкостроении является создание робастных БПС с большой статической жесткостью («квазистатическое резание») [2; 3]. Примерами могут служить порталные станки семейства МС620 (ОАО «МЗОР»). Жесткость НС увеличивает частоты самых нижних (главных) резонансов порталного станка [2; 3]. Тем самым расширяется дорезонансный диапазон, в котором ведут обработку.

Однако, при самой разной робастности порталных станков верхняя граница дорезонансного диапазона не превышает ~12–20 Гц [3]. Это позволяет организовывать только тихоходное черновое резание.

Второй подход («три диапазона») использует то обстоятельство, что резонансные пики БПС на АЧХ обычно собираются в две группы. Тогда можно использовать для лезвийного резания дорезонансный, интер-резонансный и пост-резонансный диапазоны частот [4]. Последний диапазон важен для организации ВСО [10].

Третий подход («допустимость резонансов») предлагает не столько трансформировать картину резонансов, сколько подавлять резонансные пики. Для этого в несущую систему станка включаются бетонные (полимербетонные) массивы [5; 6], в том числе профилированные в бионическом стиле [7].

Четвертый подход («пост-резонансное резание») предлагает использовать ВСО и для этого формировать у станка большой пост-резонансный диапазон [4; 8; 9]. Главным инструментом для этого является придание НС станка subtilности. Замысел заключается в сдвигании всех резонансов к нижним частотам. Дорезонансный диапазон при этом сужается. Он не рассматривается как рабочий.

Данный подход известен давно. Однако, его реализация для БПС пока не состоялась. Известна только машина МС21Г25 (ОАО «МЗОР») [4], которая сделана облегченной, с порталом, далеким от робастности. Однако, этот станок обладает АЧХ, традиционной для второго подхода (с выраженными ДР, ИР, ПР – диапазонами частот).

Концепция пост-резонансного порталного станка. В работе на обобщенном уровне обсуждаются статические и динамические возможности subtilной (маложесткой) порталной системы (рис. 1). Портал ABCD состоит из двух вертикальных стоек АВ, CD и соединяющей их траверсы (поперечины) ВС. Портал сформирован на основе порталных НС классических БПС. Однако балкам портала умышленно придана малость всех поперечных сечений, чтобы понизить частоту главных резонансных мод станка. Данная машина предназначена для резания на пострезонансных частотах. Ее subtilный портал будем называть *ПостПорталом*.

Концепт-станок предназначен для многоцелевой обработки, главным образом, для СФР (сверления – фрезерования – расточки). Такое резание сопровождается осциллирующими силами резания. Они пытаются через инструмент и шпиндельный узел ШУ раскачать станок и возбудить в нем резонансы.

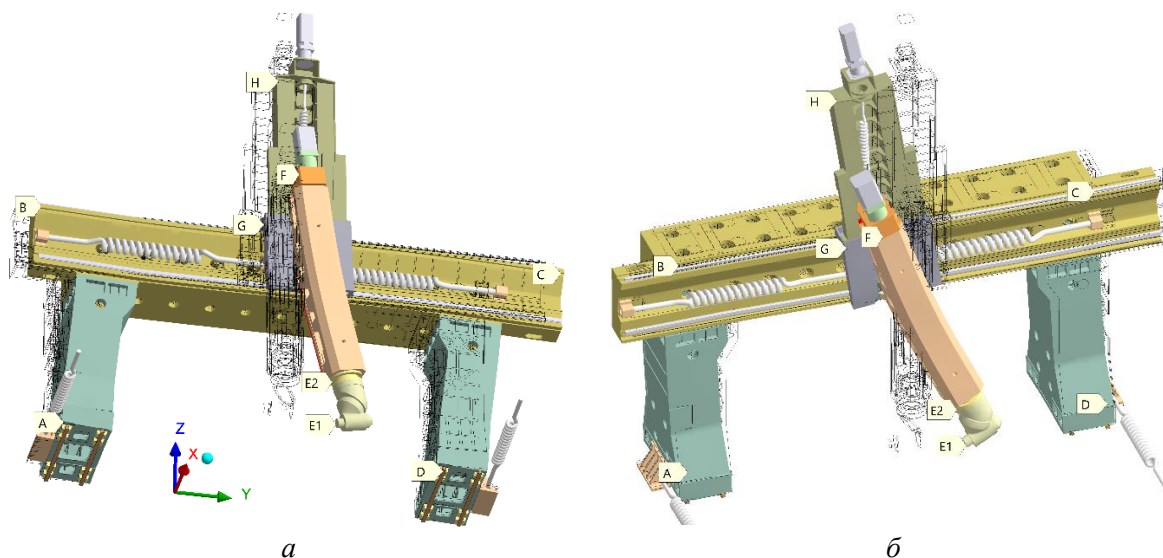


Рис. 1. Портал ABCD (ПостПортал) концепт-станка в ракурсах снизу (а) и сверху (б) при резонансных возбуждениях:
 а – мода $M2$ «Параллелограмм» (18,6 Гц);
 б – мода $M4$ «Махи ползуна по Y» (24,4 Гц)

Рабочим органом станка является УФГ (E1 – E2; включает в себя ШУ – точка E1). УФГ обычно имеет две внутренние вращательные степени свободы. В данной работе главное то, что УФГ может перемещаться вертикально по оси Z на конце умышленно удлиненного ползуна E2-F. Ползун удерживает бабка G. Она движется поперечно (по Y) вдоль траверсы портала. Сам *ПостПортал* имеет подвижность продольно по X. Он относится к типу мобильных порталов, называемому «Gantry».

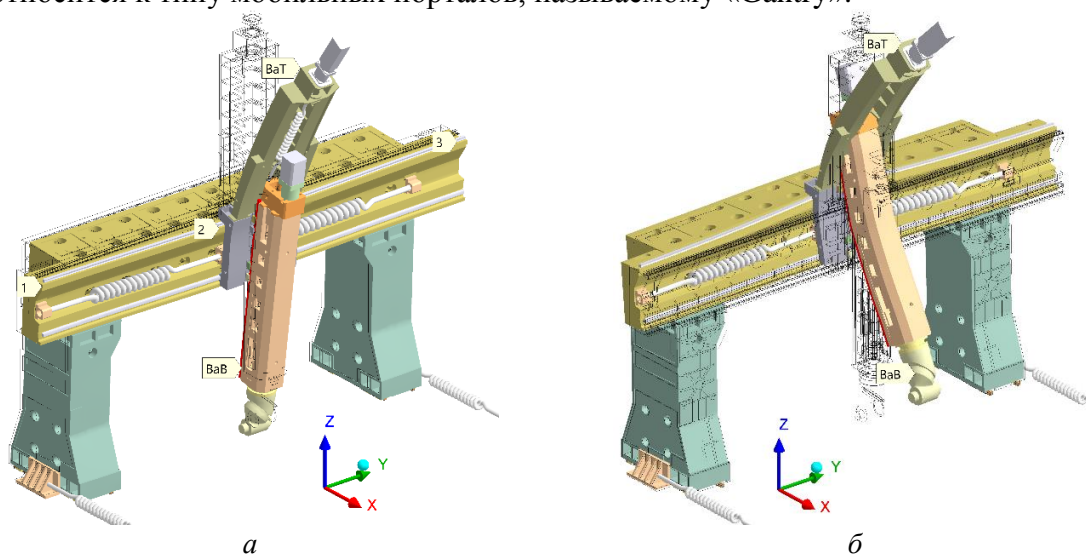


Рис.2. ПостПортал с балансирами BaB (ползун) и BaT (удлинитель):
 а – колебания BaT по моде $M1$ (13,7 Гц);
 б – согласованные осцилляции BaT и BaB по моде $M5$ «Полуволна» (26,0 Гц)

Для обеспечения подъема – опускания вытянутого ползуна (длина 3050 мм) предусмотрен удлинитель H с двигателем привода по Z на самом верху. Длина этого узла – 2450 мм. В результате в концепции портала станка появляются два слабо фиксированных рычага (балансира; рис. 2). Удлинитель можно воспринимать как верхний балансира *BaT*.

Забегаая вперед, сообщим, что на рис. 2, *а* показан резонанс этого балансира (изгибные колебания на частоте 13,7 Гц).

Ползун с тяжелой УФГ на конце является нижним балансиром *ВаВ*. Рис. 2, *б* иллюстрирует совместные изгибные синфазные колебания обоих балансиров на частоте 26,0 Гц. Предлагается учитывать динамическое взаимодействие балансиров (ползуна и удлинителя). В плоскости *XZ* они колеблются приблизительно вдоль линии 1–2–3.

Геометрическая модель для виртуальных испытаний. Геометрическая модель *ПостПортала* является системой солидов, точно прилегающих друг к другу. Крупные структурные детали (СД) – это пустотелые чугунные отливки с развитым внутренним оребрением. Массы ключевых СД даны на рис.3, *а*. Ширина рабочего окна портала составляет 4550 мм, а высота – 2550 мм. Каждая стойка имеет сечение 700×1000 мм. Сечение траверсы составляет 950×1050 мм.

На рис. 3, *а* ползун показан в максимально выдвинутом вниз положении (1420 мм от траверсы). Будем обозначать эту позицию как *Advan* (*advanced*). На рис. 3, *б* ползун втянут наверх на 1000 мм и находится недалеко (0,4 м) от своего крайнего верхнего положения. Эту позицию будем обозначать как *Retr* (*retracted*). На рис. 3 *а, б* показано, как степень подъема ползуна влияет на одну и ту же резонансную моду **М3** «Махи ползуна продольно». Здесь УФГ и верхний конец удлинителя движутся антифазно.

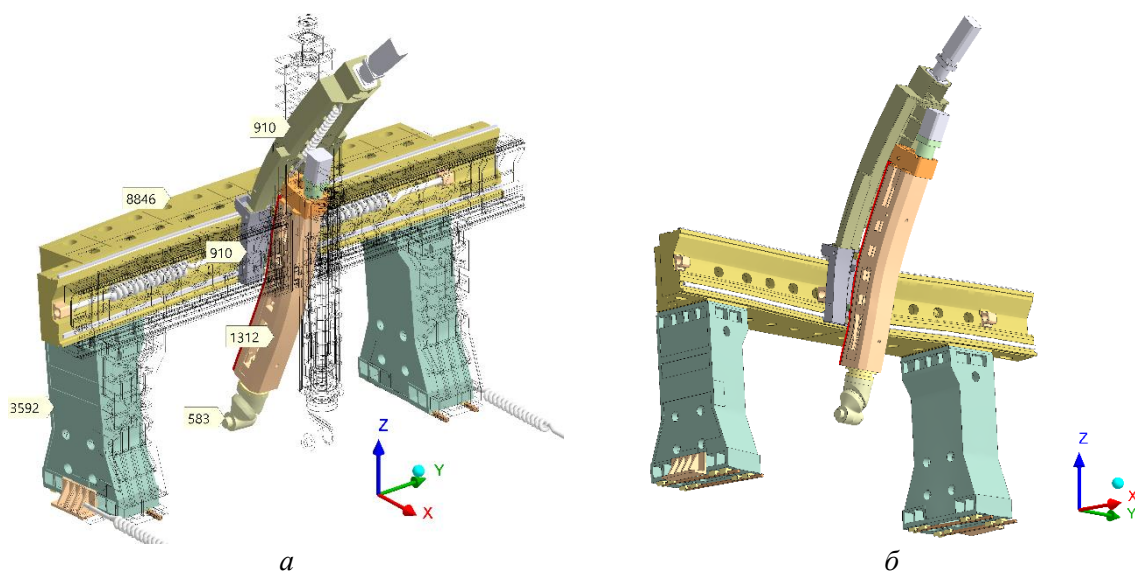


Рис. 3. ПостПортал с выдвинутым вниз ползуном (*а*; конфигурация *Advan*) и с ползуном, втянутым вверх (*б*; конфигурация *Retr*). Резонансные колебания по моде М3 «Махи ползуна по X»: *а* – на частоте 19,9 Гц; *б* – на частоте 21,02 Гц

Массы ползуна (1312 кг) и удлинителя (910 кг) сопоставимы. Следовательно, эти СД могут воздействовать друг на друга. Масса УФГ (583 кг) существенна. Данное тело подобно сосредоточенной массе на нижнем конце ползуна. Это должно давать известный из теории резонанса эффект пост-резонансной жесткости. Массивная головка не успевает колебаться под действием высокочастотной силы резания вследствие инерционности.

Конечно-элементная модель. В МКЭ-модели каждый солид получает свою сетку конечных элементов. Шпиндельный узел 1 и головка 2 монолитно соединены с ползуном 2–3 (рис. 4, *а*). Ползун находится в бабке 4, а она – на траверсе. Траверса в точках 5, 6 сопряжена неподвижно со стойками. На нижних торцах 7, 8 стоек есть рельсовые направляющие качения. Направляющие обеспечивают подвижность порталу по X. Привода подачи отображены пружинами 12, 13.

По траверсе вдоль Y идут аналогичные рельсовые направляющие 14–4–15 и 5–16–6. Они обеспечивают поперечную подвижность бабке под контролем привода подачи (пружины 9 и 11).

Трение в направляющих качения не учитывается. Жесткость пружин указана на рис. 4, б. По оси X пружины наиболее жесткие (по 400 Н/мкм). Они отображают беззачерные зубчато-реечные продольные привода подачи. Поперечные пружины (по 200 Н/мкм) моделируют шарико-винтовую передачу (ШВП) с опорами (D на рис. 4, б) по обоим концам винта. Вертикально по Z отображена еще одна ШВП. Этот привод моделируется пружиной с жесткостью 125 Н/мкм. Для размещения винта и нужен удлинитель C. Двигатель подачи B и главный двигатель A расположены возвышенно и являются своего рода сосредоточенными массами.

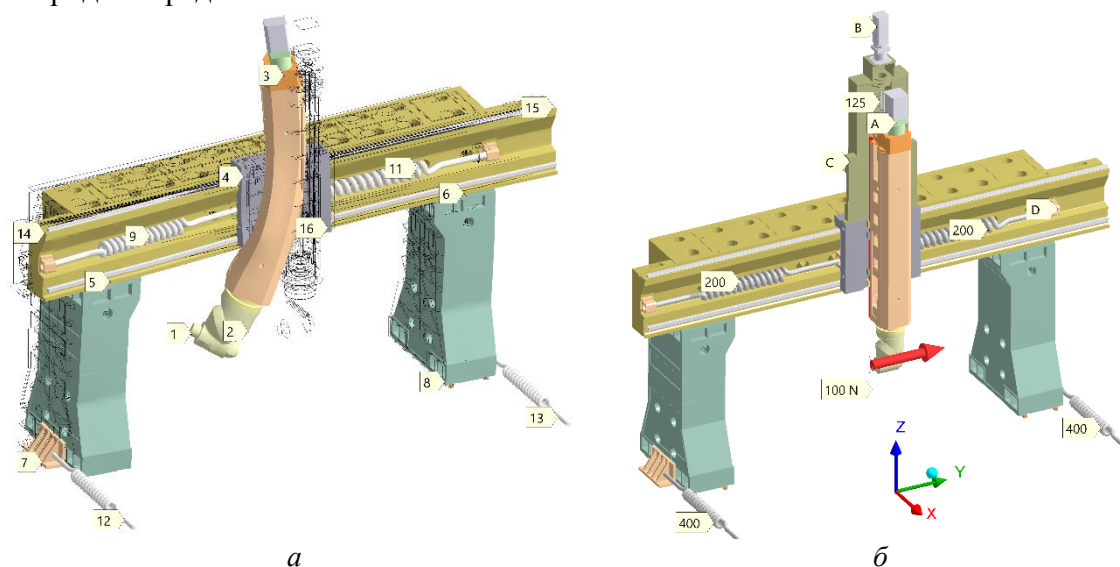


Рис. 4. Модель станка как системы солидов и пружин: *a* – резонанс по моде $M9$ на частоте $f_{M9} = 48,09$ Гц; *б* – возбуждающая тестовая сила по Y на шпинделе $F_y^t = 100$ Н; пружина (*a*) – привода подачи; маркеры (*б*) – жесткость пружин в Н/мкм

Итак, системе сеток конечных элементов обеспечена трансляционная подвижность по трем координатам X , Y , Z .

Основным материалом для портала является чугун. Направляющие выполнены из стали. Применены также модельные материалы. Таким путем подбирается, например, жесткость виртуальных опор качения (танкеток) на рельсовых направляющих.

Таблица 1 – Механические свойства моделируемых материалов

Материал	Модуль упругости E , МПа	Коэффициент Пуассона μ	Удельная плотность ρ , кг/м ³	Коэффициент демпфирования ξ
Сталь	200	0,3	7850	1 %
Чугун	130	0,28	7200	2 %
Модельный материал танкеток	8	0,3	7850	4 %

Концепт-станок нагружается тестовыми силами с амплитудами в 100 Н последовательно по осям X , Y , Z . Они имитируют компоненты силы резания. Силы прикладываются согласно рис. 4, б к образу конца шпинделя. Выполняется статический, модальный и гармо-

нический анализ. В статическом анализе сила константна. В гармоническом анализе константна амплитуда силы. Сила осциллирует с некоторой частотой испытания f_i . Для построения АЧХ виртуальные испытания проводили в интервале 0–120 Гц с шагом 1 Гц.

МКЭ-модель полностью линейна. Отдельные сетки связаны друг с другом контактными парами в статусе *bonded*. Исключение составляют контактные пары между танкетками и направляющими. Здесь обеспечено свободное скольжение без трения (и без отрыва) благодаря статусу *no separation* у соответствующих контактных пар.

Вращение в приводах не моделируется. Полагаются заблокированными круговые направляющие в УФГ. Станины и фундаменты под стойками портала приняты абсолютно жесткими.

В работе отслеживается статическая и динамическая жесткость на шпинделе станка. Для робастного короткого инструмента этот параметр примерно соответствует жесткости на режущей кромке. Для статики и динамики резания существует современный норматив $[J_{norm}^{s,d}] = 20H / \text{мкм}$ [12–14]. При меньшей жесткости процесс резания может сорваться в автоколебания (чаще всего в т.н. regenerative chatter [15–17]). Поэтому указанный норматив жесткости должен быть обеспечен там, где ПостПортал можно будет рекомендовать к использованию.

Статический анализ и жесткость портала. Анализ статической жесткости на шпинделе станка представлен в табл. 2. Прежде всего обратим внимание на то, что жесткость на шпинделе на порядок уступает жесткости приводов подач (строка 3; отношение δ_A) для осей X и Y. Это обусловлено податливостью портала. Видно, что создание жестких приводов подачи в горизонтальных направлениях не имеет смысла для субтильного портала. Привод управляет жесткостью шпинделя только в осевом направлении, по Z ($\delta_A = 54,2\%$).

Статическая жесткость на шпинделе оказывается ожидаемо невысокой для втянутого ползуна (*Retr*; строка 2 табл. 2). Однако она превышает нормативный уровень $[J_{norm}^{s,d}] = 20H / \text{мкм}$. Поэтому концепт-станок способен вести медленную обработку в дорезонансном диапазоне частот (ДТ) без срыва в автоколебания в конфигурации *Retr*.

В случае выдвигания ползуна в конфигурацию *Advan* (строка 4) жесткость в любом горизонтальном направлении подает в 2–2,5 раз (строка 5 табл. 2). Низкочастотное, дорезонансное резание оказывается потенциально неустойчивым.

Таблица 2 – Статические жесткости по осям для разных конфигураций

№ пп	Конфигурация	Статическая жесткость J_i^{stat} по осям X, Y, Z (Н/мкм)		
		J_x^{stat}	J_y^{stat}	J_z^{stat}
1	Жесткость приводов подачи J_i^{spring}	800	400	125
2	Жесткость на шпинделе $J_i^{spin,Retr}$ для Retr	42,6 (>20)	35,0 (>20)	67,8 (>20)
3	Отношение $\delta_A = J_i^{spin,Retr} / J_i^{spring}$	5,3 %	8,7 %	54,2 %
4	Жесткость на шпинделе $J_i^{spin,Advan}$ для Advan	17,2	14,9	68,3
5	Отношение жесткостей $\delta_B = J_i^{spin,Retr} / J_i^{spin,Advan}$	248 %	235 %	99 %

Статическая жесткость шпинделя по оси Z нечувствительна к выдвиганию-втягиванию ползуна. Она поддерживается на приемлемом уровне.

Итак, *ПостПортал* не подходит для низкочастотного, квазистатического, «дорезонансного» резания в конфигурации с выдвинутым ползуном.

Модальный анализ. В ходе модального анализа были проанализированы конфигурации *Retr*, *Advan* и *NoExt* (это конфигурация *Advan*, но без удлинителя – реализуема при использовании в приводе подач Z линейного двигателя вместо вращательного двигателя с ШВП). Данные по первым девяти модам $M1$ – $M9$ приведены в табл. 3. В диапазоне от 0 до 100 Гц обнаружено 16 мод. Всего для каждой конфигурации отслежено по 24 моды (диапазон 0–160 Гц).

Нижние (главные) резонансные моды наблюдались в исследованиях других порталных станков [2–5]. Поэтому в табл. 3 даны их установившиеся названия. Визуально модальные движения уже продемонстрированы выше на рис. 1–4.

Все выявленные моды охватывают порталную НС целиком. Высокочастотные моды являются многоволновыми, т. е. включают в себя группы узлов и пучностей. Картины волн очень разнообразны. Колебания в разных частях портала идут по разным координатам.

Таблица 3 – Резонансные моды и их частоты для разных конфигураций станка

Конфигурация	Частоты резонансных мод f_{Mi} , Гц								
	$M1$	$M2$	$M3$	$M4$	$M5$	$M6$	$M7$	$M8$	$M9$
<i>Retr</i>	13,2	19,2	21,0	26,0	26,4	32,4	35,0	43,0	48,1
<i>Advan</i>	13,8	18,6	19,9	24,4	26,0	30,7	32,5	39,7	59,0
<i>NoExt</i>	–	18,3	18,9	22,7	26,2	31,5	32,6	50,0	62,2
Название моды	–	Параллелограмм	Махи по X	Махи по Y	Полуволна	Ходы ползуна	Шаги траверсы	–	–

Между рассмотренными конфигурациями нет принципиальных отличий по картинкам резонансов. В конфигурации *NoExt* мода $M1$ отсутствует, так как в ней ведущим движением является изгибное колебание именно удлинителя.

Конфигурация *Retr* является статически более жесткой, чем *Advan*. Поэтому в ней модам соответствуют более высокие частоты.

Гармонический МКЭ-анализ. Кривые АЧХ строились (рис. 5) путем приложения гармонических тестовых сил по X , Y , Z к условному концу шпинделя (1 на рис. 4, *a*). Это входы. Выходами были гармонические перемещения того же конца шпинделя по соответствующим координатам (UX , UY , UZ). Наблюдения амплитуд перемещений на рис. 5 достаточно для выявления резонансных пиков.

На рис. 5, *a* АЧХ даны для конфигурации со втянутым ползуном (конфигурация *Retr*). Обнаруживается, резонансные пики разбросаны по всему рассматриваемому частотному интервалу от 0 до 120 Гц. Есть небольшой дорезонансный диапазон DP (от 0 до 12 Гц). Интер-резонансных (IP) диапазонов, строго говоря, несколько. Они весьма узки и поэтому трудны для использования на практике.

Пост-резонансный (PP) диапазон в чистом виде отсутствует. Он «засорен» рядом резонансных пиков. Пик моды $M16$ (95,6 Гц) поднимается выше 5 мкм. Следовательно, динамическая жесткость падает ниже нормативного уровня $\left[J_{norm}^{s,d} \right] = 20H / мкм$. Появляется опасность автоколебаний.

Получается, что только subtilность портала недостаточна для обеспечения «безрезонансного» резания на высоких частотах. Втянутый ползун не выполняет функцию виброизолятора. По короткому нижнему участку ползуна гармонические силы резания достигают портала. НС станка возбуждается.

Пост-резонансный диапазон возникает только при выдвинутом ползуне (*Advan*; рис. 5, б). Здесь все сильные резонансные пики (9 пиков) собираются в относительно небольшом диапазоне 13–35 Гц. Это диапазон бурных колебаний (*ДБК*). Пики на рис. 5, б, в 2–2,5 раз сильнее, чем на рис. 5, а. Обработка на частотах *ДБК* недопустима, так как динамическая жесткость падает иногда ниже $1Н / мкм \ll \left[J_{norm}^{s,d} \right]$.

Диапазон *ДБК* отделяет на рис. 5, б дорезонансный диапазон обработки *ДР* и пост-резонансный диапазон *ПР*. Интер-резонансные интервалы отсутствуют.

Выдвижение ползуна (конфигурация *Advan*) дает главный результат – как видно из рис. 5, б формируется протяженный «спокойный» пост-резонансный диапазон *ПР*. Он простирается от 40 Гц до, по крайней мере, 120 Гц.

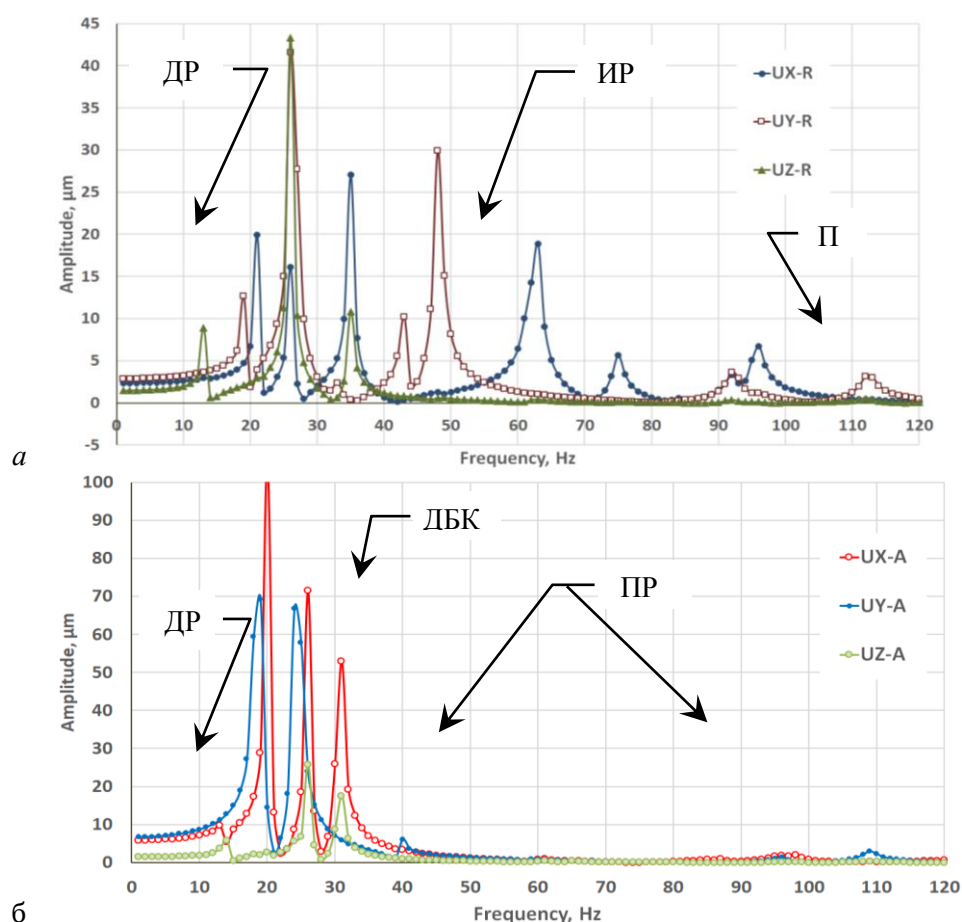


Рис. 5. АЧХ шпинделя по осям X, Y, Z при втянутом (*Retr*) ползуне (а) и выдвинутом (*Advan*) ползуне (б); абсциссы – частота возбуждения (Гц) тестовыми силами; ординаты – амплитуды колебаний на шпинделе (мкм)

ВСО обеспечивается здесь виброизолирующим действием выдвинутого ползуна и инерционностью УФГ. Динамическая жесткость шпинделя достаточна, но переменчива по частоте. Например, для продольного направления X в диапазоне 50–120 Гц жесткость изменяется в пределах от 48 до 3294 Н/мкм при среднем уровне 409 Н/мкм.

Итак, конфигурацию *Advan* концепт-станка следует рекомендовать для практической высокоскоростной обработки.

Сведение всех резонансных пиков в один частотный диапазон (*ДБК*) является важным эффектом. Следует оценить здесь роль не только ползуна, но и уравнивающего его объекта – удлинителя. Для этого проанализирована конфигурация *NoExt*, где присутствует только ползун (рис. 6). Распределение эквивалентного напряжения на рис. 6, *a* соответствует самому высокому резонансному пику на АЧХ с рис. 6, *б*. Здесь возбуждена мода *M2* на частоте 19 Гц.

Демонтаж удлинителя (балансира *VaT*) ведет к тому, что нижний балансир *VaB* (ползун) оказывается неуравновешенным. Ползун играет ключевую роль в мощной нижней резонансной моде *M2* «Параллелограмм» (рис. 6, *a*). Мода еще более бурно возбуждается силой по *Y*. Соответствующий пик на АЧХ (рис. 6, *б*) по оси *Y* достигает 194,7 мкм (вместо 69,1 мкм на рис. 5, *б* для *Advan*).

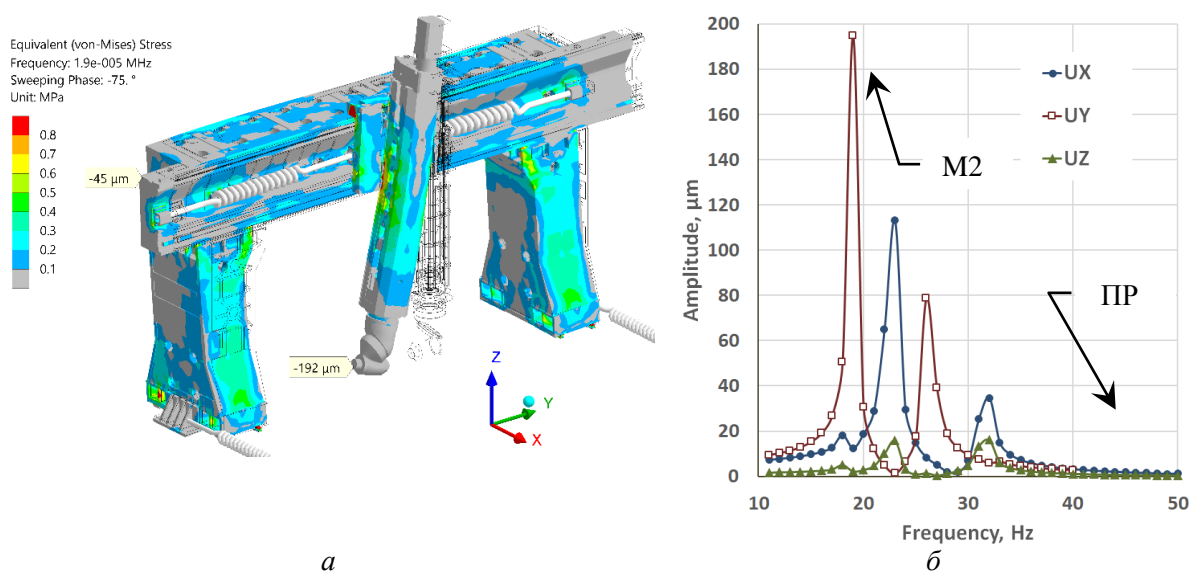


Рис. 6. Картина эквивалентных напряжений σ_e при возбуждении резонанса *M2* «Параллелограмм» на частоте 19 Гц силой $F_y^{h,19}$ с амплитудой 100 Н (*a*; $\times 5000$) и АЧХ по осям X, Y, Z (*б*). Конфигурация *NoExt*

Поэтому присутствие удлинителя (*VaT*) желательно. Однако, за исключением диапазона *ДБК*, АЧХ конфигураций *Advan* и *NoExt* слабо отличаются друг от друга (рис. 5, *б* и рис. 6, *б*). В обоих случаях существует спокойный пост-резонансный диапазон *ПР*, удобный для разных режимов *ВСО*.

В отсутствие удлинителя диапазон *ПР* начинается даже раньше (от ~ 35 Гц и выше – рис. 6, *б*). В присутствии обоих балансиров *ПР* наблюдается на АЧХ (рис. 5, *б*) только после ~ 40 Гц.

Обсуждение. Рассмотренная концепция портального станка предполагает размерную избыточность. Портал должен иметь существенно большие размеры, чем обрабатываемая деталь. Пространство нужно, например, для выдвижения вниз ползуна.

Габариты станка ввиду его subtilности не должны вести к существенным издержкам и трудностям монтажа. Портал может быть не только отлит из чугуна. Его допустимо сварить из стального листа. Интересным вариантом является бетонное исполнение. Возможны комбинированные решения.

Система из двух балансиров (ползун *VaB* и удлинитель *VaT*) должна быть оптимизирована в смысле резонансных раскачек. Было бы интересно исследовать изменение масс на концах обоих балансиров.

Выводы и рекомендации:

1. Концепцию субтильного пост-резонансного порталного станка следует рекомендовать как перспективную для практики. Условием ее применения является высокоскоростной привод шпиндельного узла. Это может быть мотор-шпиндель, встроенный в универсальную фрезерную головку.

2. Концепт-станку свойственно собирать по частоте в единую группу все выраженные резонансные пики (~13–35 Гц). Данный диапазон бурных колебаний следует строго обходить при назначении режимов резания.

3. Субтильный порталный станок не рекомендуется для низкочастотного дорезонансного периодического резания (0–12 Гц).

4. Для реализации «спокойного» пост-резонансного интервала рабочих частот (от 40 Гц и выше) следует планировать обработку в конфигурации с выдвинутым ползуном. Субтильность портала должна сочетаться с податливостью ползуна.

5. Ползун рекомендуется связывать динамически с удлинителем для получения пары балансиров.

ЛИТЕРАТУРА

1. ZIENKIEWICZ, O. C. and TAYLOR, R. L. The finite element method. Butterworth-Heinemann, 2000, vol. 1: Basis. Oxford.

2. В. И. Туромша, С. С. Довнар, А. С. Трусовский, Туми Эль-Мабрук Абужадар Али. АНАЛИЗ ЖЕСТКОСТИ ПОДВИЖНОГО ПОРТАЛА ПРОДОЛЬНО-ФРЕЗЕРНОГО СТАНКА ТИПА «ГЕНТРИ» // Вестник Гомельского государственного техн. университета им. П. О. Сухого. №3 (46), 2011, с. 15–28.

3. В. И. Туромша, Туми Эль-Мабрук Абужадар Али, И. Л. Ковалева, С. С. Довнар, И. И. Шумский. МОДАЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ПОРТАЛА ТЯЖЕЛОГО ПРОДОЛЬНО-ФРЕЗЕРНОГО СТАНКА ТИПА «ГЕНТРИ» // Вестник Полоцкого государственного университета. В. Промышленность. Прикладные науки. №3, 2013. С. 38–48.

4. С. С. Довнар, А. М. Якимович, И. Л. Ковалева, И. И. Шумский. Гармонический анализ порталов тяжелых продольно-фрезерных станков типа «Гентри» с помощью МКЭ // Вестник ПГУ. Серия В. Промышленность. Прикладные науки. 2014. – №11. С. 25–36.

5. МКЭ-анализ влияния конструктивных вариантов портала на динамику порталного станка / Довнар С. С., Соколов И. О., Трусовский А. С., Шумский И. И., Карабанюк И. А. // Машиностроение. 2015. – № 29. С. 14–22.

6. Василевич, Ю. В., Довнар С. С., Карабанюк И. А. Конечно-элементный анализ влияния бетонного наполнителя на динамическую жесткость портала тяжелого станка // Наука и техника. 2016. – Т. 15, № 3. С. 233–241. <https://doi.org/10.21122/2227-1031-2016-15-3-233-241>

7. High-Speed Machining, Editors: Kapil Gupta, Paulo Davim - Academic Press, 2020, 318 p.

8. Довнар С. С., Лапука А. Д. МКЭ-АНАЛИЗ БИОНИЧЕСКОГО УСИЛЕНИЯ КОЛОНН СТАНКОВ. – «Перспективные направления развития технологии машиностроения и металлообработки» «Технология – Оборудование – Инструмент – Качество»: тезисы докл. междунауч.-техн. конф. (Минск, 7 апреля 2022 г.). – Минск: Бизнесофсет, 2022. – С. 31–34.

9. Dounar, S., Iakimovitch, A. & Jakubowski, A. Finite element analysis of the dynamically created portal in the huge machine tool of “travelling column” type. Scientific Journals of the Maritime University of Szczecin, Zeszyty Naukowe Akademii Morskiej w Szczecinie 2021, 65 (137) <https://repository.am.szczecin.pl/handle/123456789/2658>. <https://doi.org/10.17402/458>

10. Довнар, С. С. МКЭ-оценка концепции сталебетонного наружного усиления колонн сверхтяжелых станков / С. С. Довнар // Машиностроение: Республиканский межведомственный сб. научных трудов, Вып. 31. – Мн: БНТУ. 2018. – С. 175–186.

11. Girsang I. P., Dhupia J. S. Machine Tools for Machining. In: Nee A. (eds) Handbook of Manufacturing Engineering and Technology. Springer, London. 2015. https://doi.org/10.1007/978-1-4471-4670-4_4

12. LOPEZ de LACALLE, L. N., LAMIKIZ, A. Machine Tools for High Performance Machining. London: Springer-Verlag, 2009, 442 p.

13. OLVERA, D., LOPEZ de LACALLE, L. N., COMPEAN, F. I. et al. Analysis of tool tip radial stiffness of turn-milling centers. *Int. Journal of Advanced Manufacturing Technologies*, 2012, no. 60, pp. 883–891.

14. MUHAMMAD, Bashir Bala; WAN, Min; FENG, Jia et al. Dynamic damping of machining vibration: a review. *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 2017, no. 89, pp. 2935–2952.

15. LU, Kaibo; LIAN, Zisheng; GU, Fengshou et al. Model-based chatter stability prediction and detection for the turning of the flexible workpiece. *Mech. Systems and Signal Process.*, 2018, vol. 100, pp. 814–826.

16. JAFARZADEH, Ehsan; MOVAHHEDI, Mohammad R. Numerical simulation of interaction of mode coupling and regenerative chatter in machining. *J. of Manuf. Processes*, 2017, vol. 27, pp. 252–260.

17. STEPAN, Gabor; KISS, Adam K.; GHALANAMCHI, Behnam et al. Chatter avoidance in cutting highly flexible workpieces. *CIRP Annals – Manufacturing Technology*, 2017 no. 66 (1), pp. 377–380.

Поступила 18.05.2022

УДК 621.9.011:517.962.1

Довнар С. С., Лапука А. Д., Шведова Д. Н., Роденя А. В.

**МКЭ-АНАЛИЗ НЕСУЩЕЙ СИСТЕМЫ ИСТОРИЧЕСКОЙ БАШНИ АЗИНЕЛЛИ
КАК РАЦИОНАЛЬНОГО ОБРАЗЦА ДЛЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ
КОМПОЗИТНЫХ КОЛОНН**

*Белорусский национальный технический университет,
Минск, Беларусь*

Выполнено МКЭ-моделирование башни Азинелли в Болонье. Башня представлена как композитный объект, включающий наружную и внутреннюю оболочки, заполнитель, сложное основание и фундамент. Смоделировано нагружение башни силой тяжести, уклоном на 1,5° и ветровой нагрузкой.

Самым напряженным регионом оказался стык ствола и основания. Здесь есть умеренные концентраторы сжатия (до 1,4 раза), но отсутствует растяжение. МКЭ-аудит показал, что сочетание модулей упругости оболочек и заполнителя удачно. Концентрация сжимающих напряжений в углах не превышает 1,3 раз. Сочетание собственного веса, уклона и штормовой нагрузки допустимо, но выводит сооружение на границу работоспособности. Сжимающие напряжения на наветренной стороне приближаются к нулю (опасность дезинтеграции), а на подветренной стороне они ($\sigma_3 \cong -2,5$ МПа) подходят к допустимому напряжению на сжатие (-4 МПа). Более сильное нагружение башни опасно.

Композитная система башни демонстрирует выносливость и рациональность. Она представляется ценным образцом для проектирования ответственных колонн и стоек в современном машиностроении, например, для создания крупногабаритных многоцелевых станков с ЧПУ типа «Подвижная колонна».

Область исследования. Работа заключается в виртуальном испытании одной из хорошо известных исторических несущих систем (ИНС или legacy load-bearing systems – LLBS). Под ИНС понимаются только те системы, которые выдержали ряд силовых воздействий на протяжении большого периода времени (survived). Поэтому многие из них можно считать удачно составленными и продуманными инженерными объектами. Они полезны как для проектирования, так и для обучения студентов практическому освоению 3D-моделирования и виртуальных испытаний с помощью МКЭ [1].