

7. Gradisek J., Kalveram M., Insperger T., Weinert K., Stépán G., Govekar E., Grabec I. Stability prediction for milling. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 2005, 45(7-8), pp. 769-781.
8. Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти т. — М.: Машиностроение, 1981. — Т. 6. Защита от вибрации и ударов /Под ред. К. В. Фролова. 1981, - 456 с.
9. Wahl, F.; Schmidt, G.; Forrai, L. On the significance of antiresonance frequencies in experimental structural analysis / *Journal of Sound and Vibration*, 1999, vol. 219, iss. 3, p. 379-394.
10. Довнар, С.С. Гармонический анализ порталов тяжелых продольно-фрезерных станков типа «Гентри» с помощью МКЭ / С. С. Довнар, А.М. Якимович, И.Л. Ковалева, И.И. Шумский. // Вестник ПГУ. Серия В. Промышленность. Прикладные науки. 2014. - №11 . С. 25 - 36.
11. Василевич, Ю.В. Моделирование и анализ динамики несущей системы фрезерно-сверлильно-расточного станка с моностойкой / Ю.В. Василевич, С.С. Довнар, А.С. Трусковский, И.И. Шумский // Наука и техника. 2015. - № 3 . С. 9 - 19.
12. Кунец, Г. Высокоскоростная обработка и традиционный технологический базис: преодоление несовместимости // Мир техники и технологий. – 2004. № 6. С. 35–37.

УДК 621.9.011:517.962.1

Довнар С.С., Соколов И.О., Ермалович В.И., Моцук Е.А.

**АНАЛИЗ ПУТЕЙ РЕНОВАЦИИ ТЯЖЕЛОГО ТОКАРНОГО СТАНКА
С ПОМОЩЬЮ МКЭ-ИСПЫТАНИЙ**

ЧАСТЬ 1. СТАТИКА И ДИНАМИКА РАДИАЛЬНОГО НАПРАВЛЕНИЯ

Белорусский национальный технический университет

Минск, Беларусь

В интересах реновации проведен статический, модальный и гармонический МКЭ-анализ тяжелого токарного станка. В диапазоне общестаточных резонансов найдены три опасные моды: изгибы обрабатываемого ротора на 17,7 Гц (полуволна) и 36,1 Гц (волна), раскочка суппорта на 68,1 Гц. Оценена статическая и динамическая жесткость. Показано, что несущая система обладает хорошим потенциалом жесткости, но имеет три податливых места. Это угловая податливость переднего конца шпинделя, недостаточная жесткость станины под суппортом и малая база задней бабки.

Виртуальными испытаниями отфильтрованы факторы, не оказывающие большого влияния на жесткость. Для подавления резонансов предложено превратить планшайбу в шпиндельный стол с дополнительными подшипниками, заполнить станину под суппортом полимербетоном и превратить заднюю бабку в контршпиндель. Совокупность мер позволит снизить амплитуду главного резонанса в 6,3 раза и отодвинуть вверх его частоту вдвое – с 17,7 до 35 Гц. Реновированный станок должен стать малочувствительным к резонансам в рабочем диапазоне частот.

Предмет исследования.

Сверхтяжелые токарные станки (СТТС) классической компоновки занимают в мировом станочном парке одну из стратегических позиций. Только на них можно обрабатывать крупные валы для энергомашиностроения. Чаще всего валы входят в состав роторов генераторов и турбин. Обычно на одном СТТС выполняется полный цикл обработки ротора – от обдирки корки до прецизионной обработки посадочных мест.

Это требует от станков не только точности, но и статической жесткости и динамической стабильности на черновых и чистовых операциях. Однако, обычно технологи опираются не столько на станок, сколько на осторожность обработки (малые режимы), а также на применение системы люнетов. Это замедляет производство и требует мастерства токаря и его адаптации к данному станку. Следовало бы реализовывать более современный и унифицированный подход – адаптировать к станку систему ЧПУ. Для этого нужна достаточно жесткая и предсказуемая несущая система станка.

СТТС являются дорогими машинами и должны служить десятками лет. По ходу их физического и морального износа ремонт и реновация старых СТТС оказывается вполне конкурентным решением по сравнению с покупкой новых станков. Программу реновации готовят белорусские станкопроизводители. Для её реализации надо иметь представление о слабостях старых станков и путях их преодоления.

Данная работа посвящена исследованию несущей системы СТТС и её статических и динамических проблем. Это делается путем виртуальных испытаний станка. Применяется метод конечных элементов (МКЭ) [1]. Это точный и надежный метод компьютерного моделирования. Накоплен опыт применения МКЭ-анализа и натурных испытаний для различных тяжелых станков [2-6].

Моделью для настоящей работы служит лоботокарный станок 1А670 Краматорского станкостроительного завода. Этот станок и очень близкие к нему машины десятилетиями поставлялись на предприятия многих стран.

Задачи реновации:

- повысить динамическую устойчивость станка и стабильность процесса резания;
- обеспечить безлюнетную обработку (поддержка ротора только передней и задней бабками), что важно для полной и быстрой обработки ротора за один установ;
- сделать допустимыми более высокие рабочие частоты вращения ротора;
- обеспечить управляемость станка системой ЧПУ;
- предотвратить резонансную раскачку вращающегося ротора при фрезеровании (например, концевыми фрезами с револьверной головки на суппорте);

Геометрическая модель. Моделируемый токарный станок имеет классическую горизонтальную компоновку (рис.1). Шпиндель 1 образует вместе с подшипниками шпиндельный узел (ШУ) и размещен в передней бабке. Шпиндель вращается вместе с планшайбой 2. Планшайба удерживает и центрирует деталь 3. Ею почти всегда является вал типа ротора (далее для простоты – ротор). Обрабатывающим инструментом обычно служит резец на резцедержателе 4. Резцедержатель базируется с возможностью скольжения на системе салазок 6, которые в сущности, и образуют суппорт станка.

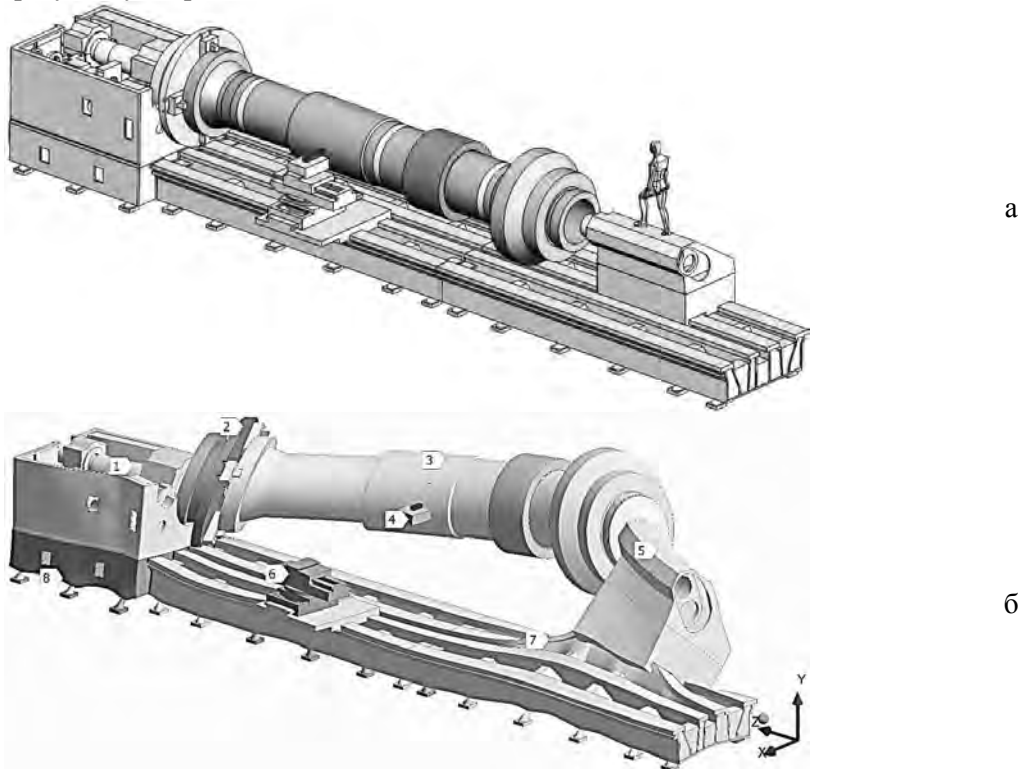


Рис. 1. Сверхтяжелый токарный станок (СТТС): а – геометрическая модель; б – МКЭ-модель в ходе изгибного горизонтального резонанса по моде $Mg1$ (17,78 Гц). 1 – шпиндель в опорах в передней бабке; 2 – планшайба; 3 – обрабатываемый ротор; 4 – резец в резцедержателе; 5 – задняя бабка; 6 – суппорт с системой салазок; 7 – станина; 8 – опоры.

Ротор на правом торце поддерживается пинолью задней бабки 5. Бабка и суппорт базируются на станину 7, которая опирается на фундамент с помощью трех рядов опор 8.

Большие габариты станка подчеркивает условная фигура человека на рис.1, а. Максимальный диаметр обработки над направляющими составляет $\varnothing 2120$ мм, а высота станка достигает 2810 мм. Длина типичного ротора, принятого для моделирования, равна 8345 мм при диаметре средней части $\varnothing 1204$ мм. Вес ротора без напрессованных деталей – 31,7 т. Полный вес моделируемой части станка – 120,9 т

В данной работе оси станка ориентированы по стандартам для систем ЧПУ. Ось X направлена радиально и горизонтально, а ось Z является осью шпинделя. Вертикальная ось Y соответствует действию силы тяжести. Статические и динамические деформации станка будут рассматриваться далее прежде всего в радиальном направлении X, так как оно главным образом отвечает за точность обработки ротора.

Условия и параметры моделирования. В работе сформирован базовый вариант (БВ) условий моделирования. Исследования влияния различных параметров организованы как вариации БВ.

Ведущим конструкционным материалом в работе является чугун, из которого сделаны все корпусные детали. Сталь смоделирована для ротора, планшайбы и шпинделя. Модули упругости E, плотности ρ и коэффициенты Пуассона μ материалов установлены в соответствии с табл.1.

Таблица 1

Механические свойства моделируемых материалов

Материалы	E, МПа	ρ , кг/м ³	μ
Чугун	130	7200	0,28
Сталь	200	7850	0,3
Модельный материал МодМп подшипников ШУ	4	7850	0,3
Модельный материал опор под станком МодМо	30	2300	0,18

Передний и задний подшипники шпинделя смоделированы как цельные втулки, без выделения тел качения. Для настройки жесткости в соответствии с ранее разработанной методикой [7-8] подшипникам был назначен модельный материал $M_{од}M_{п}$. Его модуль упругости был подобран в ходе предварительных расчетов.

Опоры под станиной станка смоделированы как конуса из модельного материала $M_{од}M_{о}$. В базовом варианте модуль упругости материала составляет 30 ГПа. В этом случае вертикальная жесткость каждой опоры станины в вертикальном направлении равна 3700 Н/мкм. Горизонтальная жесткость составляет 1050 Н/мкм.

Все контактные поверхности смоделированы сцепленными друг с другом, если это не оговорено особо. Это достигается созданием контактных пар из наборов конечных элементов, которым установлен статус bonded.

Вращение ротора, шпинделя и планшайбы не моделируется в данной работе. Подшипники шпиндельного узла заблокированы от вращения. Аналогично, зафиксирована в задней бабке пиноль, поддерживающая правый торец ротора.

Статические испытания разомкнутой несущей системы станка. Вначале силовое статическое испытание было проведено для разомкнутой несущей системы (обрабатываемый ротор отсутствует). Уравновешенная система из трех радиальных сил была приложена (рис.2, а) в точках А, В, С: к переднему торцу шпинделя ($F_{шп}^x = 1000H$), пиноли задней бабки ($F_{зб}^x = -1000H$) и режущей части инструмента ($F_{рч}^x = 2000H$), жестко зафиксированному в суппорте. Картина статических деформаций представлена на рис.2, б. При соотношении силы и перемещения получается, что радиальные жесткости на шпинделе, задней бабке и резце равны соответственно 444, 362 и 325 Н/мкм. Это довольно высокие показатели. Статически все ключевые точки приложения сил являются достаточно жесткими (при стянутых стыках между деталями).

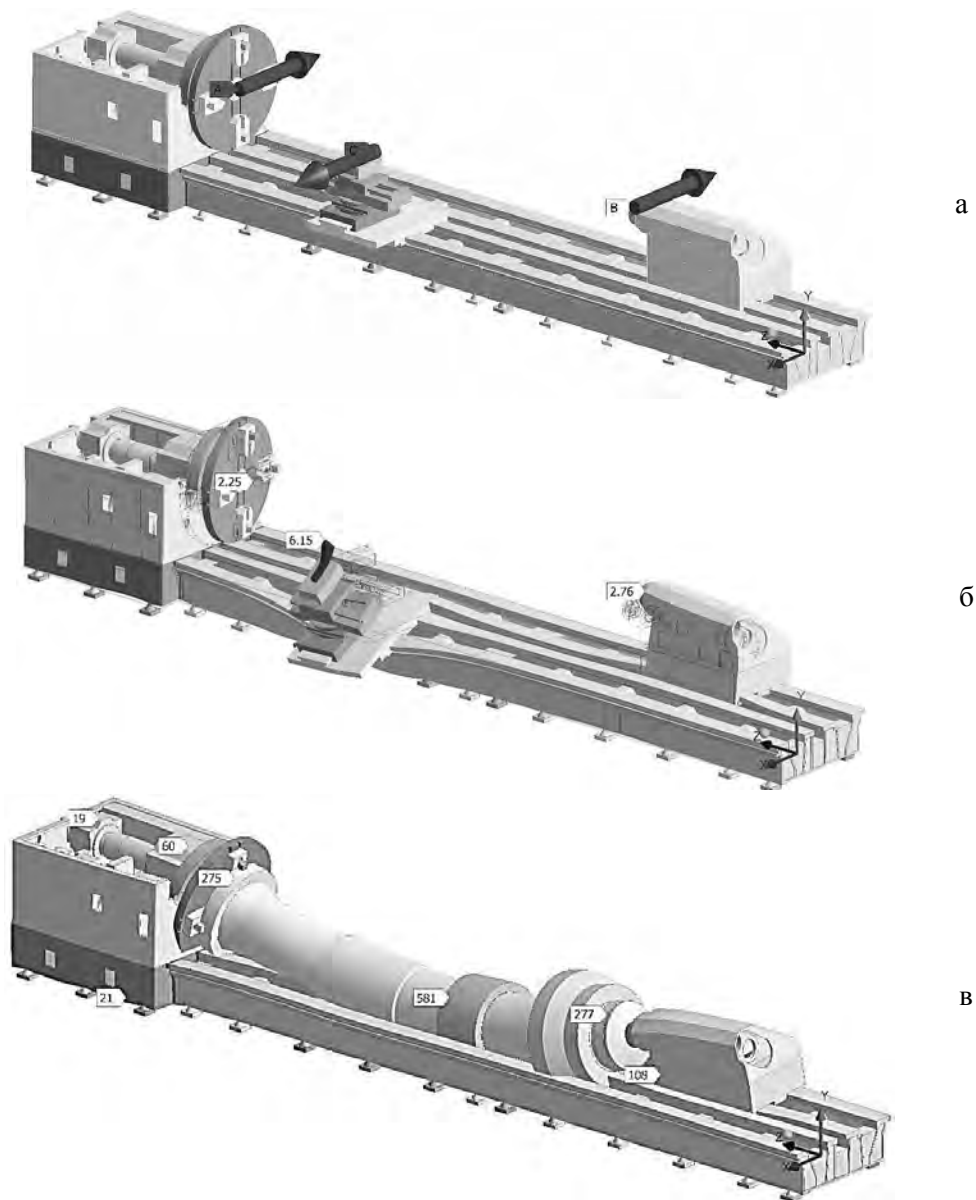


Рис. 2. Статические виртуальные тесты станка на жесткость: а – система испытующих радиальных сил на планшайбе А, суппорте С и задней бабке В; б – радиальные деформационные перемещения; в – провисание ротора и частей станка под действием силы тяжести (все перемещения в мкм)

Визуальный анализ рис. 2, б дает только одно замечание – станина под суппортом выглядит локально податливой. Её деформация позволяет суппорту отклоняться назад и вверх от линии центров.

Замыкание несущей системы станки предполагает, как минимум, соединение передней и задней бабок через ротор. Результат испытания такой системы силой тяжести представлен на рис. 2, в. Видно, что ротор существенно провисает, увлекая за собой переднюю и заднюю бабки. Перемещение вниз достигает 581 мкм в средней части ротора. Однако из-за большого диаметра ротора это дает осевую погрешность только 0,28 мкм, что допустимо. Следовательно, безлюнетная обработка на станке может быть реализована. Условием является подача инструмента перпендикулярно силе тяжести, то есть в горизонтальной плоскости.

Шпиндельный узел и замкнутая несущая система в статике. На рис.3 маркер 5 указывает точно в зону резания, где соприкасаются инструмент и деталь (ротор). Сила резания действует на оба тела. Ротор передает ее на передний 1 и задний 2 подшипники шпинделя. Основной мыслью данной работы является то, что этих подшипников недостаточно для жесткого удержа-

ния ротора, особенно в динамике. Предлагается обратить внимание на планшайбу, точнее на её тыльные свободные поверхности 3 и 4. По этим поверхностям можно организовать дополнительную поддержку (в радиальном и осевом направлениях) со стороны передней бабки.

Как видно из рис.1, 2 передняя бабка почти охватывает планшайбу. При умеренной доработке конструкции здесь возможно создание подшипников, например, гидростатических. В результате планшайба превратится в стол и будет не только удерживать ротор, но и поддерживать весь шпиндельный узел.

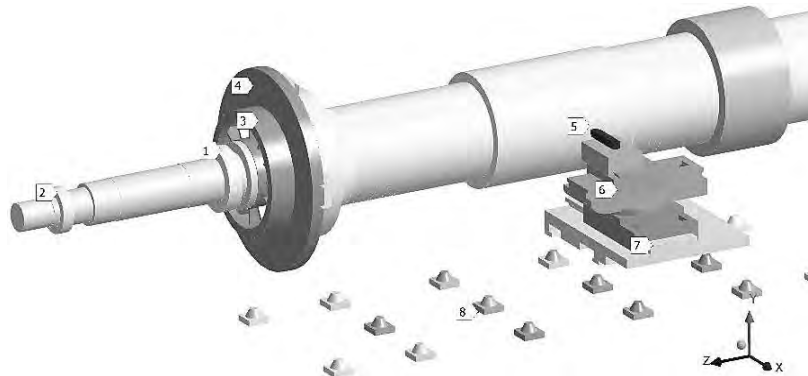


Рис. 3. Расположение ключевых баз и объектов: 1,2 – наружные поверхности переднего и заднего шпиндельных подшипников соответственно; 3,4 – радиальная и торцовая поверхности планшайбы, по которым возможна поддержка; 5 – резец с резцедержателем; 6 – система салазок; 7 – суппорт; 8 – опоры под станиной (не показана)

Для анализа изложенной идеи нужно выполнить по единой методике ряд нагружений замкнутой несущей системы силами резания. Была использована методика парной силы, уже опробованная в подобных виртуальных испытаниях [4, 5, 8].

Резцу в резцедержателе и нижележащим салазкам была дана свобода взаимных радиальных перемещений (по X). Для этого контактные конечные элементы в направляющих были переведены в статус по separation. Резец оставался сцепленным с ротором через зону резания. Салазки были жестко связаны с суппортом. К резцедержателю и салазкам были приложены две равные по величине и противоположные по направлению силы (рис.4, а). В статическом испытании они были равны 1000 Н каждая. В динамике, при гармоническом испытании они осциллировали в противофазе и подчинялись формулам: для инструмента $F_u = A \sin(2\pi f_u t)$ и для салазок $F_c = -A \sin(2\pi f_u t)$. Здесь: $A = 1000\text{Н}$ - амплитуда силы, f_u - частота испытания, t - время. Статическое испытание можно рассматривать как гармоническое с частотой $f_u = 0$.

Общая картина деформаций станка под действием раздвигающей парной силы представлена на рис.4, в. Видны прогиб ротора и противоположное по направлению отклонение суппорта. На рисунке есть артефакт. Кажется, что резец с резцедержателем (перемещение по X в минус на 2,93 мкм) выскользнул из салазок суппорта (перемещение на 1,85 мкм в плюс по X). Это связано с большим коэффициентом масштабирования. Само относительное перемещение резцедержателя и салазок вдоль оси X обусловлено именно действием парной силы.

В целом, станок в статике ведет себя довольно жестко. Перемещение середины ротора не превышает 2,31 мкм, что соответствует эффективной жесткости 433 Н/мкм.

Маркеры «1,21 – 2,31 – 1,32» мкм указывают на упругую линию станка. Видно, что продолжениями этой линии являются передняя и задняя бабки, которые подверглись изгибу и кручению. Следовательно, нужно поднимать их жесткость. То же замечание касается станины, направляющие которой локально изгибаются под суппортом.

Деформация собственно шпиндельного узла показана на рис.4, б. Маркеры O1 и O2 определяют исходную ось станка. Упругая линия шпинделя S намечена маркерами 0,15 – 0,49 – 0,96. Эти маркеры указывают в мкм радиальные перемещения соответственно задней опоры, передней опоры и переднего центра ШУ. Смещения наружных заднего и переднего подшипников на 0,15 и 0,49 мкм обусловлены только податливостью корпуса передней бабки. Сравни-

тельно большое смещение переднего центра на 0,96 мкм связано уже с поворотом шпинделя в передней опоре, а также с изгибом передней консоли ШУ (участок от передней опоры до переднего центра – «0,49 – 0,96» мкм).

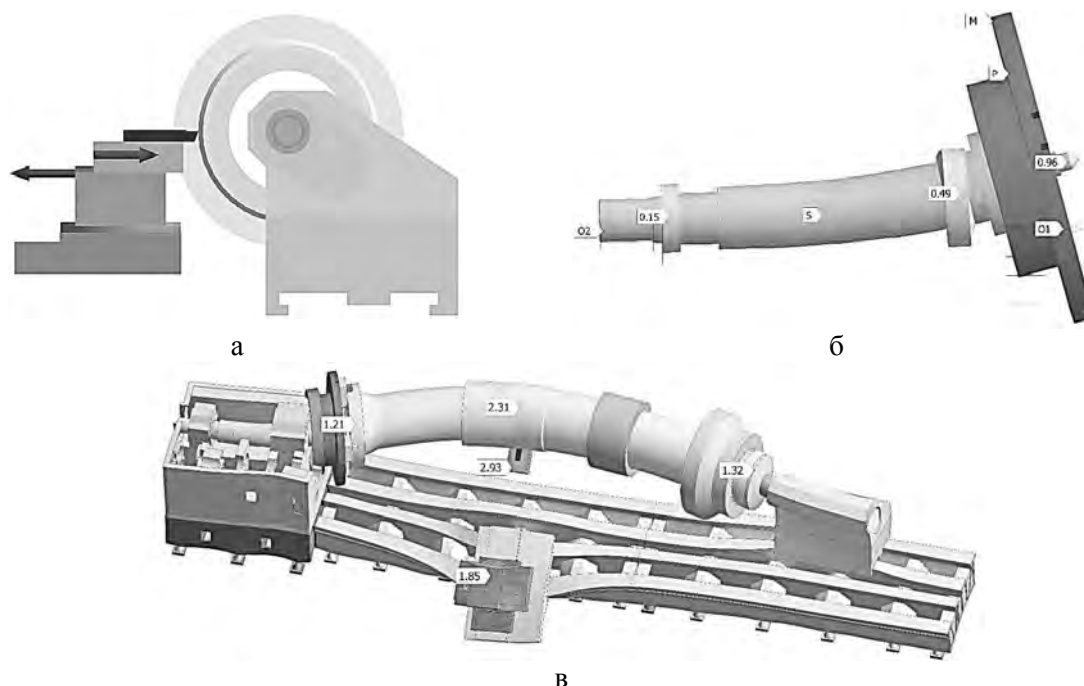


Рис. 4. Статическое испытание станка при замкнутой несущей системе: а – схема приложения парных противоположных сил (по 1 кН) к инструменту F_u и к суппорту F_c ; б – деформация шпинделя в плоскости XZ ($\times 500000$); в – деформационная картина всего станка ($\times 700000$). Перемещения в мкм

Здесь можно говорить о недостаточной угловой жесткости шпинделя в передней опоре. Это показывает поворот планшайбы P, жестко насаженной на шпиндель S. Противоположные края планшайбы M1 и M2 расходятся на 1,12 мкм по оси Z.

Модальный анализ станка. В ходе модального МКЭ-анализа (поиска резонансов) в базовом варианте для диапазона частот от 0 до 100 Гц было обнаружено 12 резонансных мод (форм и частот резонансов – табл.2). Некоторые моды (крутильная 3 и осевая 5) не относятся к радиальному направлению и сейчас не рассматриваются. В некоторых высокочастотных модах ведущим является какое-либо локальное движение, например, вибрация недостаточно подкрепленной стенки бабки.

Таблица 2 – Резонансные моды станка в диапазоне от 0 до ≈ 100 Гц

№ пп	Частота, Гц	Обозначение	Тип деформации	Комментарий
1	17,78	<i>Mg1</i>	Горизонтальный изгиб полуволной	
2	26,37	<i>mv1</i>	Вертикальный изгиб полуволной	
3	31,28		Крутильная	Подшипники и пиньоль заблокированы
4	36,11	<i>Mg2</i>	Горизонтальный изгиб волной (или 3/4 волны)	С чертами M5
5	38,52		Осевая	С чертами M4, M6
6	54,47	<i>mv2</i>	Вертикальный изгиб полной волной	С чертами M4
7	58,94	<i>mix12</i>	Смесь вертикального и горизонтального изгибов полной волной	
8	68,16	<i>Mvg3</i>	Раскачка суппорта в радиальном направлении	
9	83,94		Многоволновые вертикальные горизонтальные резонансы, локальные резонансы	
10	87,34			
11	97,38			
12	100,85			

Базовый, общестаночный характер имеют только три резонансные моды, обозначенные как *Mg1* (рис.1, б), *Mg2* (рис.2, а) и *Mvg3* (рис.2. б). Моды *Mg1*, *Mg2* являются роторными и заключаются в колебаниях упругой линии ротора в горизонтальной плоскости (XZ). Резонанс *Mg1* можно назвать «Полуволной». В нем видна половина периода синусоиды с пучностью в районе маркера 3 на рис.1, а. Резонанс *Mg2* следует назвать «волной». В нем упругая линия А-В-С-Д (рис.2) образует почти полный период синусоиды с двумя пучностями и узлом в районе С. Одна из пучностей В лежит недалеко от места контакта резца и ротора.

При модальном анализе обнаружены вертикальные изгибные роторные резонансы (плоскость YZ) *mv1* и *mv2*. Они по форме близки к горизонтальным модам *Mg1* и *Mg2* соответственно. Есть также смешанная роторная мода *mix12*, в которой сочетаются вертикальная и горизонтальная синусоида. Вертикальные моды сейчас не рассматриваются. Отметим, однако, что их частоты выше парных горизонтальных мод. Следовательно, горизонтальная жесткость токарного станка ниже вертикальной. Поэтому оправдано внимание работы именно к горизонтальному радиальному направлению.

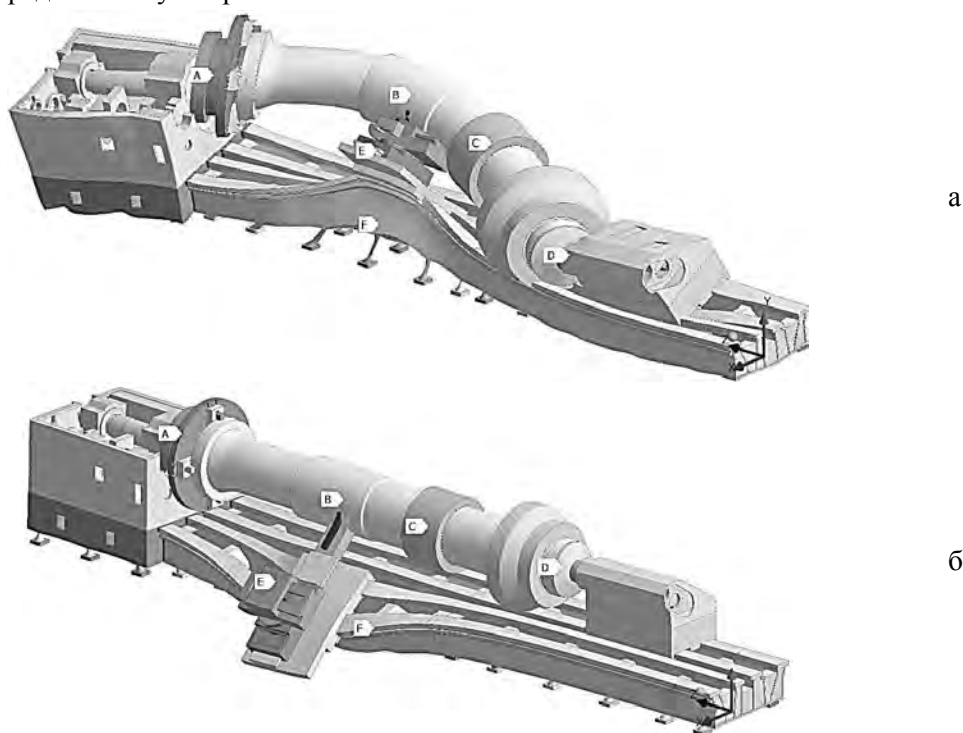


Рис. 5. Резонансы станка по модам *Mg2* (а; 36,11 Гц) и *Mvg3* (б; 68,16 Гц)

Особенностью изгибных колебаний ротора является вовлеченность в них передней и задней бабок. Шпиндель, ротор и пиноль образуют в базовом варианте единую упругую линию. Это касается и полуволной, и волновой резонансной моды. Такая вовлеченность косвенно указывает на избыточную податливость в районе передней и задней бабок. Эти объекты должны быть усилены при реновации станка.

Модальный анализ указывает только на одну, но очень существенную «суппортную» моду *Mvg3* (рис.2, б). В ней идут одновременно вертикальные и горизонтальные (радиальные) раскочки суппорта Е в плоскости XY. Раскочки происходят во многом благодаря локальной деформации станины F непосредственно под суппортом. Упругая линия ротора А-В-С-Д остается прямой. Резонанс суппорта *Mvg3* является относительно локальным.

Деформационные картины для всех резонансов *Mg1*, *Mg2* и *Mvg3* показывают локальную податливость станины под суппортом и под задней бабкой. Вероятно, внутренняя система оребрения станины является недостаточно жесткой. Поэтому может быть применено заполнение полостей станины полимербетоном [9-10].

Выше частоты суппортного резонанса *Mvg3* в станке наблюдаются многоволновые роторные резонансы (больше одного периода синусоиды), в том числе с перемешиванием вертикальных и горизонтальных колебаний упругой линии ротора.

Гармонический анализ станка. Гармоническое возбуждение станка производилось двумя силами, синусоидально колеблющимися на одной частоте (частоте испытания). Диапазон виртуального испытания – от 0 до 100 Гц с шагом 2,5 Гц. Силы всегда были равны друг другу по величине и противоположны по направлению (ось X, рис.4, б). Амплитуда колебания – 1000 Н. Коэффициент демпфирования был распределен по всей модели и равен 2%. Одна сила прилагалась к резцу с резцедержателем, а вторая – к нижележащим салазкам суппорта.

Выходными показателями были перемещения середины ротора (возле резца) и салазок на суппорте (в месте приложения оппозитной силы).

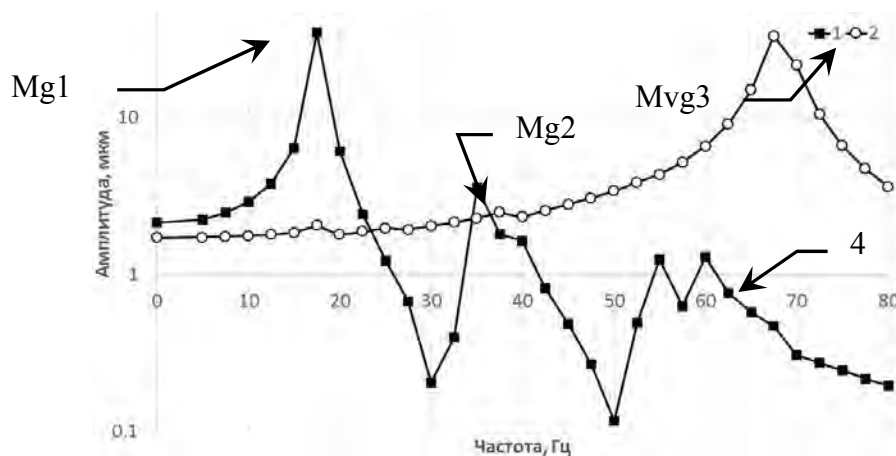


Рис. 6. Базовая АЧХ ротора (1) и суппорта (2) в радиальном направлении X под действием двойной силой 1000 Н по X (логарифмический масштаб по ординате)

АЧХ [11-13] для ротора (линия 1) показывает, что безусловно доминирующим пиком является резонанс *Mg1* «Полуволна», амплитуда которого достигает 34,73 мкм. Все динамические события, происходящие правее его частоты 17,78 Гц, относятся, в сущности, к зарезонансной области. Вторым по силе оказывается резонанс *Mg2*, на котором формируется линия изгиба с полным периодом. Амплитуда *Mg2* (3,59 мкм) на порядок уступает *Mg1*.

Двойной резонансный пик (маркер 4) соответствует модам 6 и 7 (табл.1). Он относительно слаб (амплитуда не более 1,29 мкм) и уступает даже статическому прогибу 2,14 мкм. На более высоких частотах АЧХ ротора идет вниз, показывая, что общестаночные моды исчерпаны.

АЧХ суппорта (линия 2) оказывается весьма простой в диапазоне до 100 Гц. На ней есть единственный резонанс *Mvg3*. Он является мощным (амплитуда 33,07 мкм) и сопоставимым с *Mg1*. Левее частоты *Mvg3* (68,16 Гц) суппорт находится в статическом состоянии. Правее этого резонанса раскачка суппорта успокаивается и начинается его зарезонансное демпфирование.

Здесь выявляется достоинство станка. В случае колебаний силы резания вблизи роторных резонансов суппорт остается еще статичным и не усугубляет картину своими раскачками.

На рис. 7 показано влияние на динамику станка разных вариантов фиксации станины снизу. Кроме базового варианта (1), оценены «жесткая» фиксация всей нижней плоскости станины (2) и «мягкая» фиксация в податливых опорах (3). Оказалось, что жесткость фиксации существенно влияет только на раскачку суппорта по моде *Mvg3*. При переходе от варианта 3 к 2 частота резонансного пика на АЧХ увеличивается с 52,5 до 90 Гц. Амплитуда пика падает примерно вдвое, с 46,4 до 24,7 мкм.

Роторные резонансы *Mg1* и *Mg2* слабо реагируют на вариации в закреплении станины. Особенно индифферентен главный резонанс *Mg1* «Полуволна». Итак, с точки зрения динамики ротора, жесткость опирания станины достаточна. С точки зрения динамики суппорта и инструмента, следует усилить ряд опор именно под суппортом. Это усиление нужно обязательно сочетать с заполнением станины полимербетоном. Иначе, локальные деформации станины под суппортом (картина колебаний по моде *Mvg3* на рис.5, б) не позволят жестким опорам проявить свой эффект.

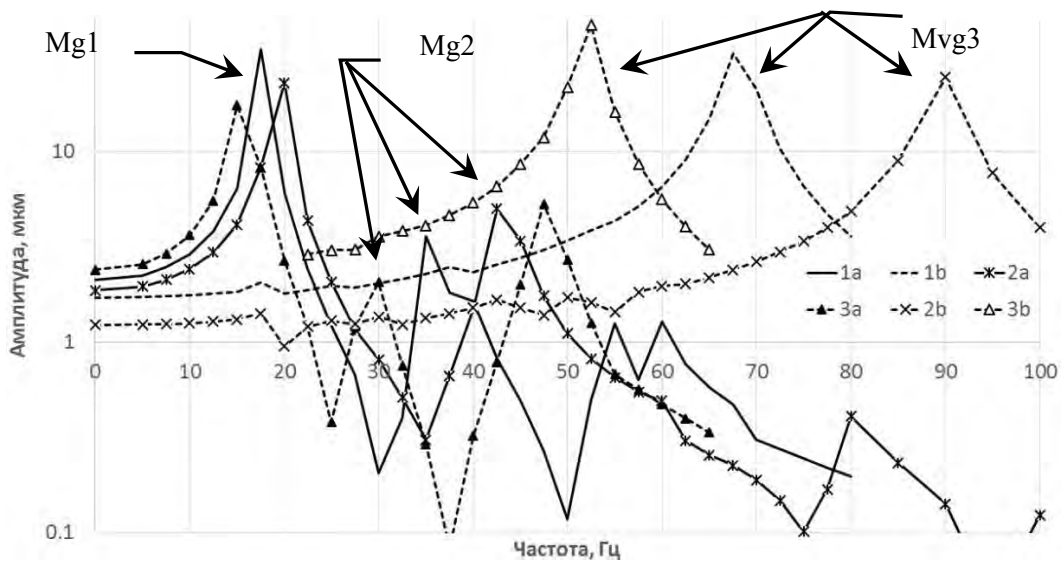


Рис. 7. АЧХ ротора (1а, 2а, 3а) и суппорта (1b, 2b, 3b) для разных вариантов фиксации станины: 1 – базовые опоры «30 ГПа»; 2 – жесткая фиксация по низу станины; 3 – податливые опоры «7,5 ГПа» (логарифмический масштаб по ординате)

Рис. 8 следует рассматривать как продолжение рис. 6. Все АЧХ относятся к обрабатываемому ротору, а линии 3,4,5 надо анализировать, как варианты усиления поддержки ротора по сравнению с базовым вариантом 1. Данные по изменению частот и амплитуд резонансов сведены в табл.3 и в диаграмму на рис. 9.

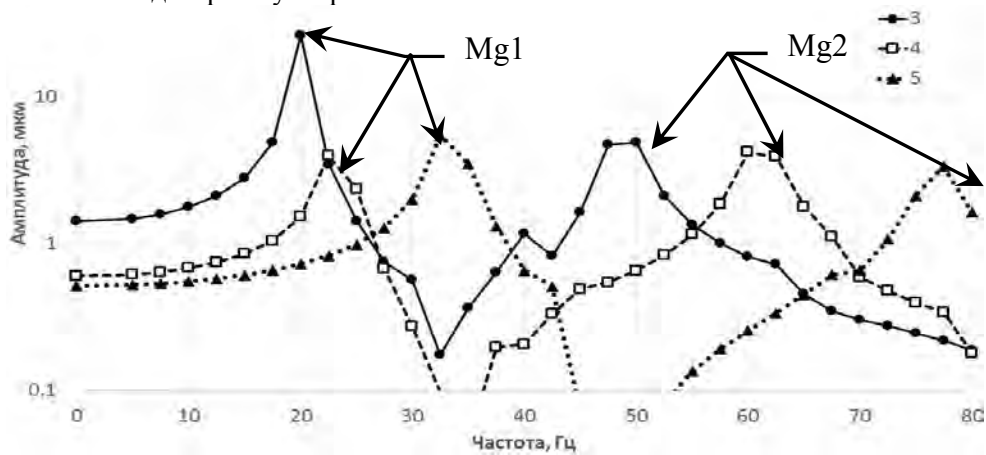


Рис. 8. Изменение АЧХ ротора (линии 1 на рис.6) при введении новых поддержек в станке. Линии: 3 – сверхжесткие подшипники шпинделя; 4 – дополнительно (к 3) осевая и радиальная поддержка через стол-планшайбу; 5 – дополнительно (к 4) жесткая фиксация снизу задней бабки (логарифмический масштаб по ординате)

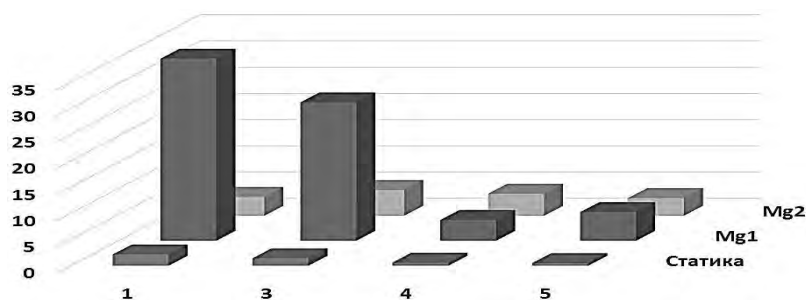


Рис. 9. Зависимость амплитуды прогиба ротора (ордината, мкм) в статике и на резонансах $Mg1$, $Mg2$ в зависимости от варианта усиления станка (1 – 5 по рис. 6, 8)

Оказывается, что увеличение жесткости только подшипников шпинделя оказывается недостаточной мерой. Линия 3 соответствует абсолютно недеформируемой передней бабке и высокой жесткости подшипников ШУ (модельный материал заменен на сталь). Однако, это дает малый эффект и в смысле повышения частоты резонанса $Mg1$ (на 14,2%) и в смысле амплитуды (снижение только в 1,31 раза). Причиной является сохраняющаяся угловая податливость передней консоли шпинделя.

Предлагается (линия 4) уменьшить фактическую переднюю консоль путем введения поддержки планшайбы в радиальном и осевом направлениях (маркеры 3 и 4 на рис.3). В этом случае планшайба превращается в специфический стол, являющийся монолитным продолжением шпинделя. Поддержку могут осуществлять, например, гидростатические подшипники

Таблица 3

**Характеристики резонансных пиков
при различных вариантах усиления несущей системы станка**

		Варианты усиления – линии на рис.6, 8			
		1	3	4	5
Статика	Амплитуда, мкм	2,14	1,42	0,6	0,51
Mg1	Частота возбуждения, Гц	17,5	20	22,5	35
	Амплитуда, мкм	34,73	26,39	3,96	5,46
Mg2	Частота возбуждения, Гц	35	50	60	77,5
	Амплитуда, мкм	3,59	4,92	4,21	3,37

МКЭ-моделирование показывает, что поддержка планшайбы по варианту 4 эффективна. Амплитуда резонанса $Mg1$ падает в 8,77 раз. Обработка на резонансе представляется теперь вполне допустимой. Колебания ротора теперь начинаются возле его переднего торца и почти не продолжаются (на резонансе $Mg1$) вглубь передней бабки.

Одновременно, поддержка планшайбы резко, в 3,56 раза поднимает статическую радиальную жесткость на середине ротора (табл.3).

Однако, частота полуволнового резонанса $Mg1$ остается сравнительно низкой (22,5 Гц) даже после введения поддержки планшайбы. Увеличить частоту можно дополнительным усилением задней бабки (линия 5). Бабка должна быть выполнена более жесткой, опираться на большую базу, находиться на станине, заполненной полимербетоном. Тогда полуволновые колебания на резонансе $Mg1$ не вовлекают в себя заднюю бабку и ограничиваются длиной именно ротора. Частота резонанса для линии 5 возрастает до 35 раз. Это в два раза больше, чем в базовом варианте (линия 1). Такая реновация станка может быть признана эффективной.

Для резонанса $Mg2$ «Полная волна» меры поддержки по вариантам 3 – 5 оказывают не-большой влияние на амплитуду ротора (она и так невелика). Зато более, чем в два раза, с 35 до 77,5 Гц, повышается частота расположения резонансного пика. Это само по себе ослабляет динамические проблемы станка. Поэтому усиление несущей системы по вариантам 4 и, особенно, 5 рекомендуется для практики.

Выводы по виртуальным испытаниям

1. Станок обладает достаточным общим потенциалом статической жесткости. Радиальная жесткость на конце инструмента составляет 325 Н/мкм (при условии блокировки направляющих). Радиальная жесткость в среднем сечении типовой детали (ротора) равна 433 Н/мкм (с учетом податливости бабок). Это хорошие показатели [14].

2. Несущая система станка нуждается в усилении в ряде ключевых мест. Так, передняя консоль шпинделя слишком длинна из-за наличия планшайбы. Шпиндельный узел обладает чрезмерной угловой податливостью. Подъем радиальной жесткости переднего подшипника малоэффективен.

3. Угловая податливость шпиндельного узла умеренно проявляет себя в статике. Эта черта существенна в динамике, при возбуждении колебаний от сил резания.

4. Обнаружено три опасных резонанса, способных влиять в радиальном направлении на точность и стабильность обработки. Это горизонтальный изгибной резонанс ротора (вместе с передней и задней бабками) $Mg1$ «Полуволна» (17,78 Гц – одна пучность), аналогичный резонанс ротора $Mg2$ «Волна» с двумя пучностями (36,11 Гц) и резонанс суппорта в вертикальной плоскости XY $Mvg3$ «Раскачка» на частоте 68,16 Гц.

5. Первые два резонанса относятся к детали (ротору), третий резонанс – к инструменту и суппорту. Положительная особенность станка – роторные и инструментальный резонансы отстроены друг от друга по частоте примерно на октаву.

6. Наиболее опасным является самый нижний резонанс *Mg1*. Однако, в базовом варианте станка обработка нежелательна на частотах всех трех резонансов.

7. Роторные резонансы на частотах выше 50 Гц дают довольно слабые пики на АЧХ. Поэтому станок допустит обработку ротора «поверх» этих резонансов, например, прерывистое резание концевой фрезой.

8. Станина станка является достаточно жесткой в целом, но локально податливой как под суппортом, так и под задней бабкой. Это видно из картин статических испытаний, а также из резонансных картин для мод *Mg1*, *Mg2*, *Mvg3*. При реновации рекомендуется произвести заполнение станины полимербетоном.

9. Жесткость опор под станком являются достаточной с точки зрения удержания обрабатываемого ротора. Увеличение этого параметра практически не сказывается на статике и динамике ротора. В то же время, повышение жесткости опирания станины существенно поднимает частоту резонанса *Mvg3* «Раскачка суппорта». При реновации рекомендуется увеличение количества опор в «подсуппортном» ряду.

10. Жесткость задней бабки недостаточна. При большой высоте она имеет малую базу и вовлекается в изгибные раскачки вместе с задним концом ротора. Заднюю бабку желательно усилить и превратить в жесткий противощпиндель.

11. Предлагается ввести дополнительную поддержку шпиндельного узла, превратив планшайбу в стол на корпусе передней бабки. Это реализуемо созданием гидростатических подшипников по радиальной и торцовой поверхностям с тыла планшайбы. В результате радиальная жесткость на резонансе *Mg1* повышается с 28,7 до 252,1 Н/мкм. Резонансный пик подавляется. «Поверх» его допустима обработка.

12. Наиболее эффективно совместное усиление шпиндельного узла и задней бабки по п.10-11. Тогда не только снижаются амплитуды пиков *Mg1* и *Mg2*, но и существенно повышаются их частоты. Частота резонанса *Mg1* «Полуволна» достигает 32,5 Гц. Он становится малоопасным для обработки. Становится возможной полная обработка ротора без привлечения системы люнетов.

Практические рекомендации по реновации:

1. Доработать шпиндельную часть передней бабки и ввести радиальное и торцовое сопряжение с планшайбой, например, через гидростатические подшипники.

2. Разработать планшайбу заново и превратить её в жесткий шпиндельный стол.

3. Усилить станину путем заполнения её полостей полимербетоном.

4. Усилить ряд опор под станиной, проходящий под суппортом.

5. Повысить жесткость передней бабки станка. Без создания новой отливки это возможно путем заполнения многочисленных пустот бабки полимербетоном.

ЛИТЕРАТУРА

1. Зенкевич, О. Конечные элементы и аппроксимация: пер. с англ. / О. Зенкевич, К. Морган. – М.: Мир, 1986. – 312 с.

2. Туромша, В.И. Анализ жесткости подвижного портала продольно-фрезерного станка типа «Гентри» / В.И. Туромша, С.С. Довнар, А.С. Трусовский, Туми Эль-Мабрук Абужафер Али // Вестн. Гомел. гос. техн. ун-та им. П.О.Сухого. – 2011. – №3(46). – С.15–28.

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 / Василевич Ю.В., Довнар С.С., Трусовский А.С. // Машиностроение. 2014. - № 28 . С.112 - 120.

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

6. Василевич, Ю.В. Моделирование и анализ динамики несущей системы фрезерно-сверлильно-расточного станка с моностойкой / Василевич Ю.В., Довнар С.С., Трусовский А.С., Шумский И.И. // Наука и техника. 2015. - № 3 . С. 9 - 19.

7. Довнар, С.С. Статический и модальный МКЭ-анализ шпиндельного узла ползуна многоцелевого станка / Довнар С.С., Шумский И.И. // Машиностроение. 2015. - № 29. С. 5-14.
8. Довнар, С.С. МКЭ-анализ гармонического возбуждения бесцентрово-токарного станка-автомата в процессе сквозного обтачивания прутка / Довнар С.С., Сметанко А.А., Сокоров И.О., Ратько Е.Ф., Мищенко С.Н., Каханчик Е.И. // Машиностроение. 2014. - № 28. С. 25 - 35.
9. Металлобетонные базовые конструкции металлорежущих станков / М.И.Браиловский, А.Г.Воскобойник, А.А.Воскобойник. – Коломна, Воентехиздат. – 2010. – 76 с.
10. Study of improving static rigidity on machine tool structure using concrete component / Simon M., Grama A L., Ganea M. // The 6th edition of the Interdisciplinarity in Engineering International Conference “Petru Maior” University of Tîrgu Mureş, Romania, 2012, pp. 26-29.
11. Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти т. — М.: Машиностроение, 1981. — Т. 6. Защита от вибрации и ударов /Под ред. К. В. Фролова, - 456 с.
12. Кудинов, В.А. Динамика станков / В.А. Кудинов. – М.: Машиностроение, 1967. – 359 с.
13. Козловский, Н.А. Жесткость и виброустойчивость тяжелых фрезерных станков / Н.А. Козловский, М.П. Зайкин. – Минск: Наука и техника, 1986. – 135 с.
14. Lopez de Lacalle, L.N. Machine Tools for High Performance Machining // L.N. Lopez de Lacalle, A. Lamikiz. – Springer. – 2009. – 442 p.

УДК 621.9.011:517.962.1

Довнар С.С., Шумский И.И.

**МКЭ-АНАЛИЗ ВЕРТИКАЛЬНОЙ ДИНАМИКИ СИСТЕМЫ «ПОЛЗУН-КАРЕТКА»
В ПРОРЕЗИ КОЛОННЫ МНОГОЦЕЛЕВОГО СТАНКА**

Белорусский национальный технический университет

ОАО «МЗОР» – Управляющая компания холдинга «Белстанкоинструмент»

Минск, Беларусь

Конечноэлементным моделированием установлено, что система «ползун-каретка» обладает существенной динамической автономностью. Система вертикально колеблется в прорези колонны станка. У нее есть набор из трех резонансных мод MV1 «Клевки ползуна», MV2 «Махи консолей» и MV3 «Клевки шпинделя» (~40, 80, 120 Гц соответственно). Частоты и степень возбуждения резонансов слабо зависят от жесткости приводов, опор, танкеток, подшипников. Мало влияют даже механические свойства корпусов. Существенными для резонансных мод являются вылет ползуна и выдвигание к его торцам массивных объектов.

Главный двигатель на заднем торце ползуна может быть использован для гашения среднего резонанса MV2. Это происходит путем инерционно-массового демпфирования. Положение двигателя нужно подбирать специальным приводом под управлением ЧПУ.

При условии ограничения моды MV2 вести обработку на станке рекомендуется в одном из трех интервалов частот – дорезонансном (статическом; <30 Гц), межрезонансном (70 – 100 Гц), зарезонансном (>150 Гц). В дорезонансном интервале выдвинутый ползун обладает невысокой статической жесткостью (7 – 10 Н/мкм). Это угрожает устойчивости резания. Для прецизионной обработки рекомендуется зарезонансный интервал частот. В нем динамическая жесткость ползуна примерно вчетверо выше, чем в статических условиях. Переход к зарезонансной обработке предполагает применение высокоскоростного привода и реализацию концепции ВСО.

Постановка задачи и геометрическая модель. Работа относится к исследованиям крупногабаритных многоцелевых станков с ЧПУ типа «Подвижная колонна» (рис.1). Рассматривается вариант симметричной двухстоечной колонны. Это конструкция белорусского серийного станка МСП6401 ОАО «МЗОР». Ползун А-Д в сборе с кареткой G перемещается в прорези между вертикальными стойками Н1, Н2. Стойки соединены друг с другом сверху и внизу. Они образуют О-образную колонну с прорезью Е-Ф для каретки. Под колонной находятся салазки К, способные перемещаться вдоль Х по станине L.