

11° на 100 мм для полотна шириной $b=1,6$ мм.

Изготовление станка с расстояниями L1 и L2 меньше расчетных приводит к возникновению в полотне крутильных напряжений, превышающих допустимое значение и растрескиванию пилы.

Угол наклона пильной рамы α_p позволяет уменьшить значения L1 и L2 т.к. разворот полотна происходит на угол $\varphi = 90^\circ - \alpha_p$.

В заключении можно сделать вывод, что в процессе резания одной заготовки ленточными пилами с зубьями из различного материала, с различной геометрией и на разных станках схема сил резания и деформаций полотна не одинакова. Изменяя данные параметры можно добиться оптимальных значений стойкости инструмента.

ЛИТЕРАТУРА

1. Дечко Э.М., Густяков П.В., Сизов С.В., Маркевич Ю.Р. «Закономерности процесса резания при ленточном пилении». Республиканский межведомственный сборник научных трудов. 29 выпуск. Минск 2015 г.
2. ООО "Бёлер-Уддехольм", Российская Федерация – Режим доступа: <http://http://www.bohlemln.ru> – Дата доступа: 20.12.2016.
3. Дечко Э.М., Густяков П.В., Маркевич Ю.Р. «Особенности исследования методом конечных элементов деформаций ленточных пил». Машиностроение – 2016. Тезисы докладов 32 международной научно-практической конференции «Технология-Оборудование-Инструмент-Качество». Апрель 2016. г. Минск.

УДК 621.9.011:517.962.1

Довнар С.С.

МКЭ-АНАЛИЗ ОСЕВОЙ ДИНАМИКИ ПОЛЗУНА ТЯЖЕЛОГО СФР-СТАНКА

Белорусский национальный технический университет

Минск, Беларусь

С помощью МКЭ исследовано резонансное поведение ползуна тяжелого СФР-станка. Изучались осевые колебания ползуна. Естественной пружиной была шариковинтовая передача. Виртуальные испытания проведены на малой модели (ползун в суппорте) и на большой модели, включающей также высокую стойку станка. Выполнены статический, модальный и гармонический анализы. Для станка типа «Подвижная стойка» в диапазоне рабочих частот найдены три осевых резонанса: MS1 (~14Гц, изгиб стойки), MS3 (~26Гц осцилляция ползуна на винте) и M-Ax (~190Гц, колебания шпинделя на подшипниках). Построены АЧХ в осевом направлении. В демпфировании нуждаются первые два резонанса.

Для подавления резонанса MS3 предложено использовать инерционные гасители. Дополнительные грузы и пружины установлены внутри ползуна. С помощью МКЭ найдены коэффициенты вязкого трения, обеспечивающие оптимальное гашение. Выявлены диапазоны варьирования параметров демпферов.

Выявлено, что оптимально настроенный гаситель в пять раз ослабляет пик резонанса MS3. Дополнительно вдвое уменьшается амплитуда осцилляций по моде MS1. Для окончательного блокирования MS1 предложено создать еще один тяжелый гаситель. Грузом для него может выступить главный двигатель станка на суппорте.

Для черновой, полустойковой и чистой обработки рекомендованы отдельные диапазоны рабочих частот. Показан потенциал применения быстрого главного привода и перехода к ВСО.

Предмет исследования. Длинный и узкий ползун в сборе со шпиндельным узлом (ШУ) является важным компонентом в горизонтальных сверлильно-фрезерно-расточных станках (СФР-станках). Подобные ползуны меньших габаритов используют в вертикальных многоцелевых станках и портальных станках продольно-фрезерной группы[1]. В силу габаритов тяжелым станкам угрожают опасные низкочастотные резонансы. В данной работе обсуждается противо-

действие резонансным колебаниям, направленным вдоль оси ползуна. Возбудить резонанс могут прерывистые силы резания, например, при торцовом фрезеровании.

На рис. 1., а, б показана принципиальная компоновка СФР-станка типа «Подвижная стойка», выпускаемом рядом производителей, например, фирмой Skoda. Предметом работы является динамическое поведение ползуна R (ram), способного перемещаться вдоль оси Z в суппорте C (carriage). Суппорт представлен в верхнем положении по Y на стойке ST (stand). Вся стойка способна перемещаться вдоль X на специальных салазках (не показаны). Двигатель главного привода M связан с суппортом, откуда он передает вращение на шпиндель 1 (рис.1., б) в шпиндельном узле 2 внутри ползуна.

Цель работы – выяснить эффективность подавления осевых колебаний ползуна с помощью инерционного гасителя. Инерционный гаситель (инерционный демпфер, TMD – tuned mass damper, antivibrational damper, passive vibration neutralizer) является в сущности особым грузом на пружине [2]. Например, это может быть (рис.1., б) груз W (weight), осциллирующий в осевом направлении Z внутри ползуна на пружине SW по специальным направляющим. Этот гаситель будем далее обозначать как TMD0. Условно $TMD0=W+SW$.

Гаситель реализует эффект антирезонанса [3]. Груз W должен интенсивно колебаться вследствие своего собственного резонанса на пружине. Сила реакции через пружину передается на ползун. Она самопроизвольно оказывается антифазной внешней периодической силе (силе резания на шпинделе), пытающейся возбудить осевые колебания ползуна. В результате ползун остается жестким и малоподвижным при интенсивно колеблющемся инерционном гасителе TMD внутри него.

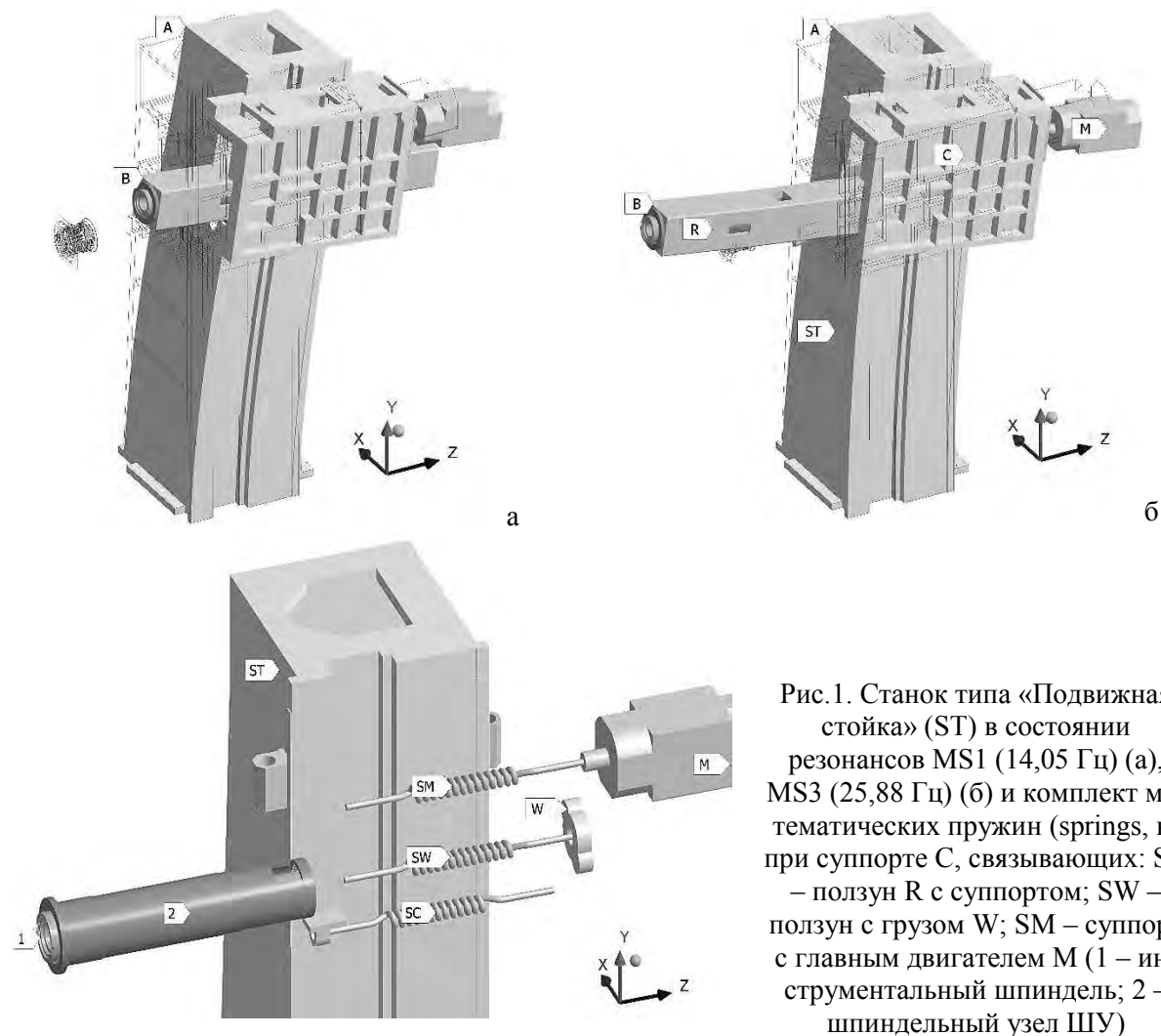


Рис.1. Станок типа «Подвижная стойка» (ST) в состоянии резонансов MS1 (14,05 Гц) (а), MS3 (25,88 Гц) (б) и комплект математических пружин (springs, в) при суппорте C, связывающих: SC – ползун R с суппортом; SW – ползун с грузом W; SM – суппорт с главным двигателем M (1 – инструментальный шпиндель; 2 – шпиндельный узел ШУ)

Отсюда вытекает общая идея инерционного гашения для станка. Нужно знать частоту резонанса важного узла станка. Например, это массивный ползун, приводимый по Z шариковин-

товой передачей (ШВП). Она обладает упругостью и может быть представлена как пружина SC (рис.1., б). Ползун и пружина оказываются упруго-массовой системой «R+SC» со своей основной резонансной частотой $f_{полз}^{рез}$. К этой частоте должна быть привязана основная резонансная частота инерционного гасителя «W+SW» $f_{рас}^{рез}$.

Идея инерционного гашения колебаний станков была хорошо известна ранее [4]. Однако она редко применялась на практике в последнее время. В связи с распространением компьютерного моделирования разумно заново оценить эффективность этого подхода. В работе будут проведены виртуального испытания методом конечных элементов (МКЭ) [5].

Геометрическая модель. Будем различать далее большую модель стойки в сборе (МСС - рис.1) и малую модель изолированного ползуна (МИП - рис.2). В МСС стойка ST имеет высоту 6,7 м и массу 21,77 тонн. Литой суппорт С весит 13780 кг. В МИП удерживающую ползун несущую систему будем заменять невидимыми абсолютно жесткими опорами.

В рассматриваемой конструкции (рис.1., а) ползун R представляет собой чугунный корпус сечением 600×600 мм и длиной 4530 мм, выдвигаемый в сторону обрабатываемой детали по оси Z. С этой осью совпадает ось инструментального шпинделя 1, размещенного в ШУ 2. Ползун удерживается 16-тью секциями гидростатических направляющих 3.

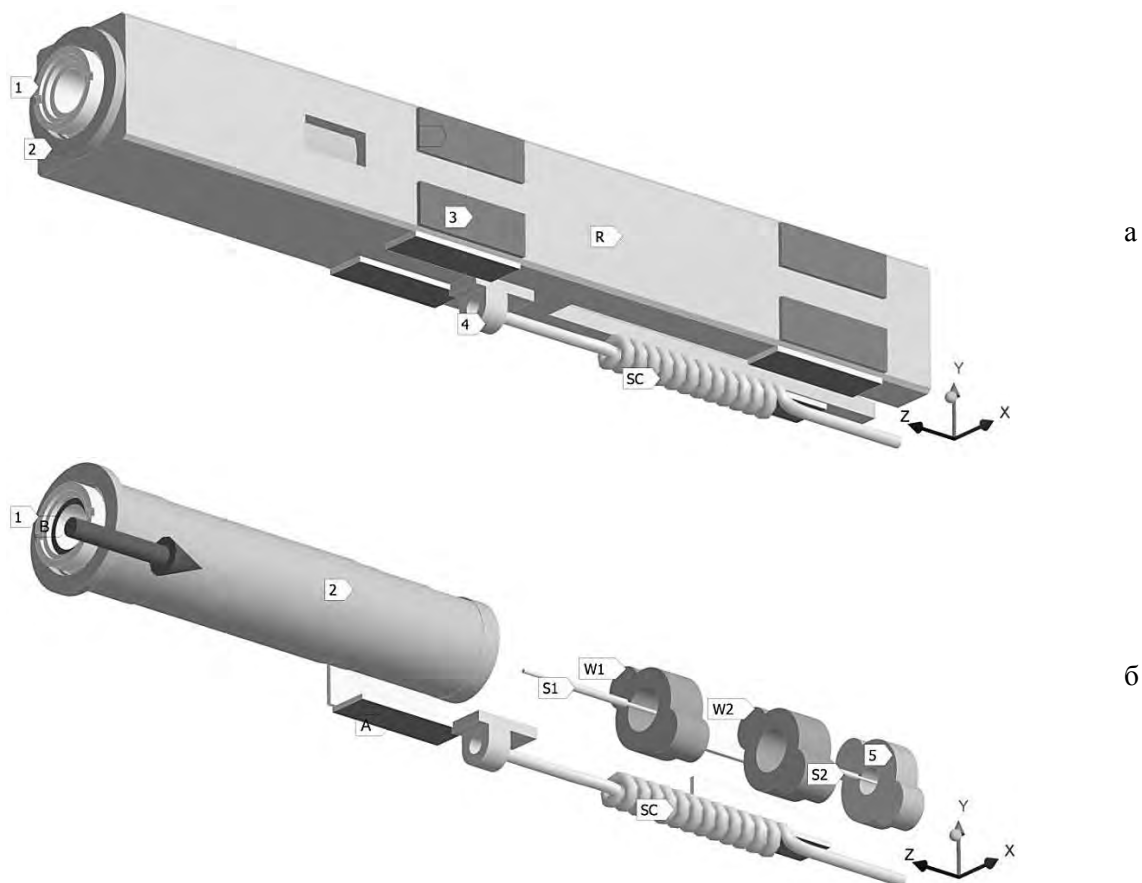


Рис. 2. Горизонтальный ползун (R) для СФР-станка (а) и два осевых инерционных гасителя «TDM1=W1+S1», «TDM2=W2+S2» внутри него (б)

Ползун приводится в осевое движение через кронштейн 4 шарико-винтовой передачей (пружина SC с жесткостью по каталогу $K_{SC} = 200H / мкм$). Сочетание массивного ползуна (8874 кг в сборе) с относительно податливой ШВП создает колебательную систему. Её резонанс вдоль оси Z является одним из факторов, угрожающих точности обработки и устойчивости процесса резания.

Конечно-элементные модели. Для противодействия осевому резонансу в модели ползуна в полости за шпиндельным узлом были размещены дополнительные грузы W1, W2 на пружинах S1, S2. Пружины упираются в гильзу ШУ 2 и в заднюю крышку ползуна 5 соответственно. Грузы имеют возможность скользить только вдоль оси Z. Пары «груз – пружина» образуют инерционные гасители TMD1 и TMD2 соответственно.

В базовом варианте оба гасителя имели одинаковые параметры: массу $m = 572 \text{ кг}$, жесткость пружины $K = 10.5 \text{ Н/мм}$ и коэффициент вязкости (приписан пружине) $c = 40 \text{ Н с/мм}$. Масса и жесткость определяли собственную частоту гасителя $f_{TMD} = 1/2\sqrt{k/m} = 21,5 \text{ Гц}$. Она должна быть согласована с частотой резонанса ползуна.

Базовый вариант параметров (масса, жесткость и вязкость) обеспечивает приемлемую осевую динамику ползуна. Вариант был подобран в ходе МКЭ-расчетов с помощью оптимизационной поисковой процедуры. Весьма важно вязкое трение в гасителе. Его коэффициент может регулироваться, например, дросселированием рабочей жидкости. Вязкость должна быть умеренной и точно настроенной, чтобы обеспечивать большую амплитуду колебаниям груза и, за счет этого, рассеивание энергии при осевом резонансе. Такую систему называют оптимально демпфированной (OpD). При малой вязкости демпфирование недостаточно (UnD - underdamped). При большой вязкости пружина передемпфирована (OvD - overdamped) и не реализует эффект антирезонанса.

Условия и параметры моделирования. Конечно-элементное моделирование производилось в линейной постановке. Эффекты сухого трения и больших перемещений считались малыми и не учитывались. Скольжение ползуна в суппорте, а также скольжение грузов в ползуне считались происходящими без сопротивления (статус контактных конечных элементов – «no separation»). Это близко к реальности, если используются гидростатические направляющие или направляющие качения.

Направляющие между суппортом и стойкой, а также стойкой и салазками считались заблокированными. Все остальные стыки между деталями тоже блокировались (статус «bonded» для контактных элементов).

Свойства материалов назначались по методикам, апробированным при МКЭ-расчетах ряда тяжелых станков [6 – 9]. Основными конструкционными материалами были чугун и сталь. Их модули упругости E были равны соответственно 130 и 200 ГПа, коэффициенты Пуассона μ приняты 0,27 и 0,3, а удельная плотность ρ была установлена на уровнях 7200 и 7850.

Для всех моделей было назначено небольшое рассеяние колебательной энергии и установлен относительный коэффициент демпфирования $\xi = 2\%$.

Статический МКЭ-анализ. Согласно стандартной практике МКЭ-расчетов последовательно были проведены три вида анализа – статический, модальный и гармонический. Они были выполнены и для малой (МИП), и для большой (МСС) моделей.

В малой модели МИП учтена не только жесткость пружины SC, но и податливость шпиндельных подшипников, деформации в корпусе ползуна, кронштейне и направляющих. Статическая осевая жесткость шпинделя (жесткость при частоте колебаний 0 Гц) оказалась равна согласно МКЭ-расчету $j_0^{МИП} = 157,2 \text{ Н / мм}$. Осевая жесткость зафиксированного шпиндельного узла весьма высока $j_{ШУ}^{oe} = 788,6 \text{ Н / мм}$. Поэтому далее в описываемых виртуальных испытаниях ШУ ведет себя чаще всего как монолитный объект.

В составе станка (модель МСС) статическая осевая жесткость на шпинделе оказывается ниже. Она равна $j_0^{МСС} = 90,3$. Это обусловлено главным образом статической изгибной деформацией стойки, несущей суппорт и ползун с ШУ.

Модальный анализ. Поиск резонансных мод был произведен для обеих моделей в диапазоне 0 – 200 Гц. Для крупногабаритных станков на частотах примерно до 100 Гц располагаются общестаночные резонансы [6 – 9], когда станок в той или иной форме колеблется как единое целое. Наиболее опасны обычно резонансы в низкочастотном диапазоне 0 – 50 Гц. Выше ~100 – 120 Гц располагается диапазон высокочастотных резонансных колебаний. Обычно они влияют уже не на точность, а на шероховатость обрабатываемых деталей.

Модальный анализ ШУ показал, что осевой резонанс шпинделя в его подшипниках (мода M-Ax) происходит на частоте 189,58 Гц. Резонанс является высокочастотным и практически не зависит от того, рассмотрен ли ШУ отдельно или находится в составе модели МИП. Даже в большой модели МСС почти ничего не меняется. Резонанс M-Ax наблюдается здесь на очень близкой частоте 190,91 Гц.

Единственный осевой резонанс в малой модели МИП (в отсутствие инерционного гашения) происходит на частоте 25,1 Гц и заключается в осцилляциях ползуна вдоль Z на пружине SC. При включении инерционного гашения ситуация может усложниться, но резонансные осевые колебания остаются в диапазоне 20 – 30 Гц.

В большой модели МСС резонансными модами с выраженной осевой компонентой в общестаночном диапазоне от 0 до 100 Гц являются две моды MS1 (рис.1, а) и MS3 (рис.1, б). При возбуждении силой резания моды MS1 на частоте $f_{MS1} = 14,05 \text{ Гц}$ происходят изгибные колебания всей стойки в сборе. Осцилляции идут близко к плоскости YZ. Вместе со стойкой раскачивается и ползун.

Резонансная мода MS3 на частоте $f_{MS3} = 25,88 \text{ Гц}$ является осевой модой из МИП, перенесенной на масштаб станка. Здесь первична раскачка ползуна вдоль Z. Колебания стойки лишь уравнивают это движение.

Обратим внимание на маркеры А, В на рис.1. Они показывают, что на резонансе MS1 стойка и ползун колеблются синфазно, а на MS3 – антифазно.

Гармонический анализ и АЧХ ползуна. Гармонический МКЭ-анализ производился, в основном в частотном диапазоне 15 – 35 Гц. В середине этого диапазона ожидалось резонансы ползуна и гасителей. Были организованы виртуальные испытания с шагом по частоте 1 Гц. Ползун был виртуально нагружался осциллирующей осевой силой $F_H = A \sin(2\pi f_H t)$ (стрелка на рис.1,б). Здесь $A=1000\text{Н}$ является амплитудой силы, f_H - частотой испытания, t - текущим временем.

Сила прикладывалась к торцу шпинделя и являлась входом для АЧХ (рис.2). Выходом было осевое перемещение торца шпинделя. В обозначении кривых после символа С числом указывается вязкость пружины гасителя. Линии «С 1» соответствует заведомо малой вязкости (ситуация UnD). Линия «С 1000» относится к передемпфированному гасителю (ситуация OvD).

Обратим внимание, что линия, обратная АЧХ, характеризует динамическую жесткость торца шпинделя в зависимости от частоты.

Линия «no dampers» соответствует отсутствию гасителей. Наблюдается мощный резонансный пик на частоте 25,1 Гц. Похожий, несколько меньший пик (кривая «С 1000») на частоте 23,44 Гц предсказывается при заведомом передемпфировании (OvD). Большая вязкость приближает динамическое поведение гасителей к поведению простых грузов, зафиксированных внутри ползуна. Разность резонансных частот двух рассмотренных пиков обусловлена именно учетом для «С 1000» массы грузов W1 и W2.

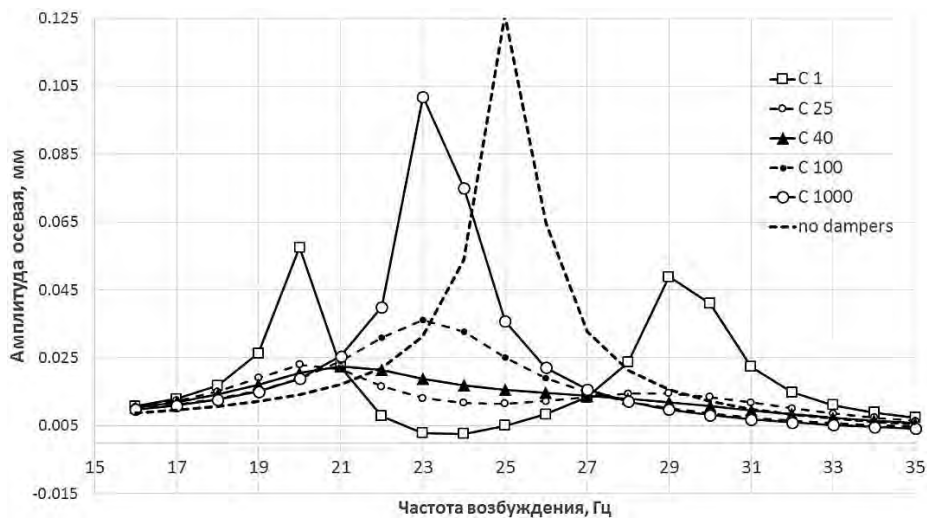


Рис. 3. АЧХ на шпинделе ползуна при разных коэффициентах вязкости (C) в инерционных гасителях (жесткость пружин S1, S2 – 12,5 Н/мм)

На кривой «С1» (ситуация UnD) в диапазоне 21 – 27 Гц наблюдается провал в амплитуде колебаний ползуна. Здесь инерционные гасители TMD1 и TMD2 сполна реализуют эффект антирезонанса. Им почти не мешает малая вязкость системы. Динамическая осевая жесткость шпинделя достигает на частоте 25 Гц очень высокого уровня $j_{25}^{OC} = 389,1H / мкм$.

Глубокий антирезонансный провал обеспечивает осевую точность станка при работе именно в его узком диапазоне частот. Однако, слева и справа от «провала» («С1») обнаруживаются дополнительные резонансные пики на частотах 20,13 и 29,3 Гц. На частоте левого пика грузы W1 и W2 колеблются внутри ползуна синфазно с ним, а на частоте правого пика – антифазно. Работа станка на дополнительных резонансных пиках недопустима. Итак, в ситуации UnD рабочая частота станка (частота пульсации силы резания) вынуждена быть точно настроена на «провал» (в данном случае 22 – 26 Гц). Это трудно реализовать на практике.

Для данной конструкции оптимальное демпфирование OpD обеспечивается при коэффициенте вязкости $c = 40H$ с/мм. Соответствующая кривая «С40» на рис.2 является довольно полой, без резких пиков и провалов. Работа станка на ней должна быть стабильной во всем диапазоне частот. Оптимальное демпфирование не убирает осевой резонанс на частотах 23 – 25 Гц. Оно лишь равномерно «осаживает» резонансный пик до приемлемого для практики уровня.

Более подробно ситуация с оптимальным демпфированием ползуна представлена на рис.3. Ему соответствуют указанные выше базовые уровни жесткости и вязкого трения гасителя. Удалось достичь максимально полой АЧХ (линия «С40») в резонансном интервале 21–25 Гц. Здесь ползун демонстрирует осевую динамическую жесткость $j_{25}^{OC} = 53,6$ Н/мкм.

Небольшие колебания коэффициента вязкости (линии «С 35» и «С 45») не меняют ситуацию принципиально, но приводят к потере пологости АЧХ. Это снижает точность управления осевым приводом. Двукратное варьирование вязкости переводит систему в состояние UnD («С 20») или в состояние OvD («С 80»). Это нежелательно.

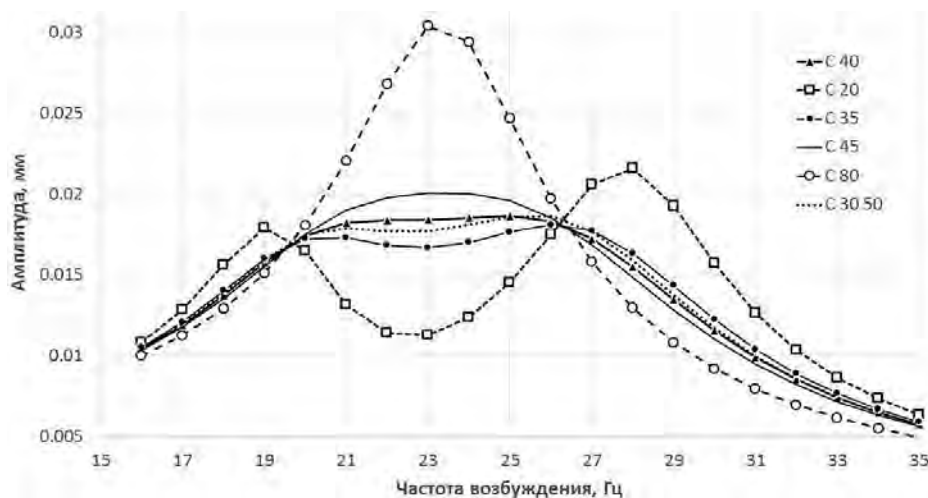


Рис. 4. Влияние коэффициента вязкости (С) гасителя на пологость АЧХ ползуна (жесткость пружин S1, S2 – 10,5 Н/мкм)

Интересно, что оказывается допустимой разность свойств гасителей TMD1 и TMD2. Кривая «С 30 50» показывает, как поведет себя ползун при соответствующих разных коэффициентах вязкости в пружинах. Результат близок к удачной кривой «С 40». Слева к рис. 2, 3 примыкает статическая область. Здесь все АЧХ сходятся и опускаются. Получается, что статическая осевая жесткость ползуна почти втрое больше (157,2 Н/мкм), чем на оптимально демпфированном осевом резонансе (53,6 Н/мкм).

Существенно возрастает жесткость и в зарезонансной области, справа от диапазона 15 – 35 Гц. Для кривой «С40» на частоте 35 Гц она равна $j_{35}^{OC} = 173,7H / мкм$. Это проявляется эффект зарезонансного демпфирования [10]. Все линии на АЧХ справа тоже сливаются и идут вниз.

Динамика ползуна с TMD в составе станка. На рис. 5. представлена АЧХ всего станка (модель МСС). Вход и выход являются прежними – возбуждающая осевая сила на шпинделе и

перемещение шпинделя по Z. Кривые построены в логарифмическом масштабе по абсциссе и ординате. Здесь три пика на линии «ND UZ» (станок в отсутствии гасителя) характеризуют три упомянутых ранее осевых резонанса – MS1 (изгиб стойки), MS3 (осцилляция ползуна на ШВП) и высокочастотный резонанс внутри ШУ М-Ах (шпиндель на подшипниках). Между пиками есть два глубоких провала (gorges) g1 и g2. В них динамическая жесткость шпинделя может стать экстремально высокой при точном подборе частоты возбуждения.

Применение оптимально демпфированного гасителя TMD0 (линия «С40 UZ») воздействует, главным образом, на резонанс MS3. Самый низкочастотный пик MS1 также подвергается некоторому ослаблению. На крайнюю левую (статическую – stat) часть АЧХ гаситель не влияет. То же касается правой части АЧХ, лежащей за провалом g2. Высокочастотный резонанс М-Ах к гасителю индифферентен.

Уровни жесткости на указанных особенностях АЧХ указаны в табл.1. Гаситель повышает динамическую жесткость на резонансе MS3 в 5,65 раза, а на MS1 – в 1,8 раза. В абсолютном исчислении будем исходить из минимального уровня 20 Н/мкм, который рекомендуется [11] как для статической, так и для динамической жесткости. Тогда получается (табл.1), что при включении TMD0 для статики, пика MS3 и даже пика М-Ах жесткость достаточна, а для резонанса MS1 по-прежнему мала. Возможно, следует сформировать ещё один инерционный гаситель, настроенный именно на пик MS1. Грузом может быть двигатель М на рис.1, а пружину SM следует создать на основе существующей подвески двигателя.

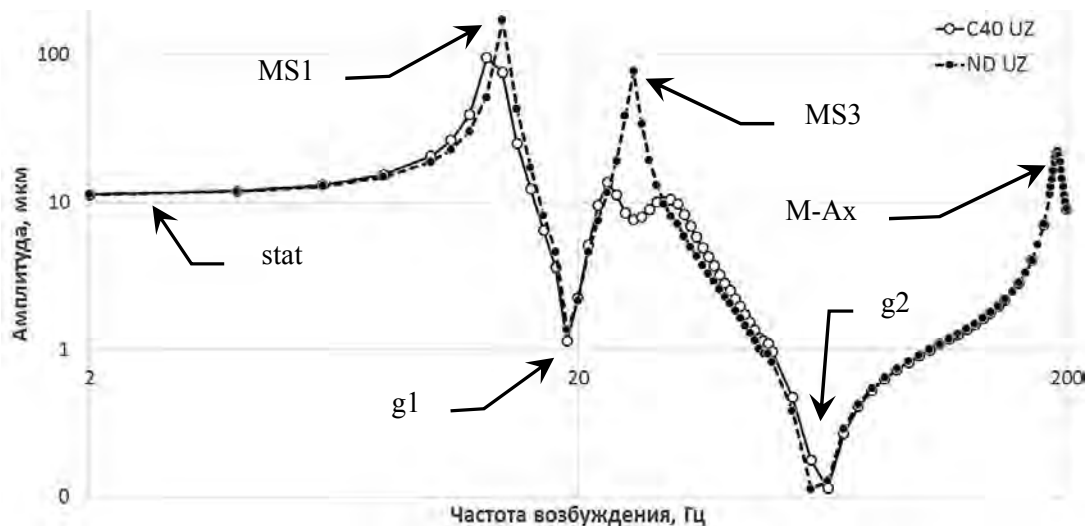


Рис. 5. АЧХ шпинделя по оси Z для модели MCC («С40 UZ» - гаситель TMD0 включен в оптимальном режиме; «ND UZ» - инерционное гашение отсутствует)

Таблица 1

Осевая жесткость шпинделя на особенностях АЧХ для модели MCC (рис. 5, а) (g3 – провал правее пика М-Ах)

Особенность АЧХ	Stat	MS1	g1	MS3	g2	М-Ах	g3
Частота, Гц	2	14	19	26	60	192	250
Жесткость на ND-UZ, (Н/мкм)	88,5	5,8	729,1	12,9	8792	45,3	807,1
Частота, Гц	2	13	19	23	65	192	250
Жесткость на С40-UZ, (Н/мкм)	88,3	10,5	872,8	72,9	8705	45,9	801,3

Отметим, что согласно АЧХ на рис.5 работа станка на демпфированном пике MS3 допустима при технологической необходимости, но не рекомендуется. Высокой жесткости шпинделя можно достичь только в провалах g1, g2 между резонансными пиками. В межрезонансный про-

вал g_1 трудно попасть по частоте. Зато зарезонансный провал g_2 является широким и удобным для использования. Он находится правее общестаночных резонансов MS1, MS3 и доступен только при использовании высокоскоростного главного привода станка.

На рис.6 для интервала общестаночных резонансов (0 – 40 Гц) представлены АЧХ шпинделя сразу по двум осям X и Z. Масштаб осей – линейный. Входом, как и ранее является гармоническая сила по Z на торце шпинделя. Пики типа «1» относятся к резонансу MS1, а типа «3» - к резонансу MS3. Кривые типа «ND» соответствуют отсутствию гасителя, типа «C40» - оптимально демпфированному гасителю, обозначения «UX» и «UZ» указывают, по какой координате отражена амплитуда колебаний.

Пик **1a** связан изгибными колебаниями стойки, является самым низкочастотным и мощным резонансной модой MS1 всего станка. Собственный осевой резонанс ползуна (MS3) отражен пиком **3a** на частоте 26 Гц. Работа станка вблизи этих резонансов без инерционного гасителя недопустима.

Оптимально демпфированный гаситель TMD0 снижает колебания по MS3 до общего уровня АЧХ (маркер **3c**). Он же наполовину ослабляет пик MS1 (маркер **1b**). Это дополнительное достоинство гасителя TMD0. Его параметры были настроены на подавление именно второго пика – осевого резонанса ползуна.

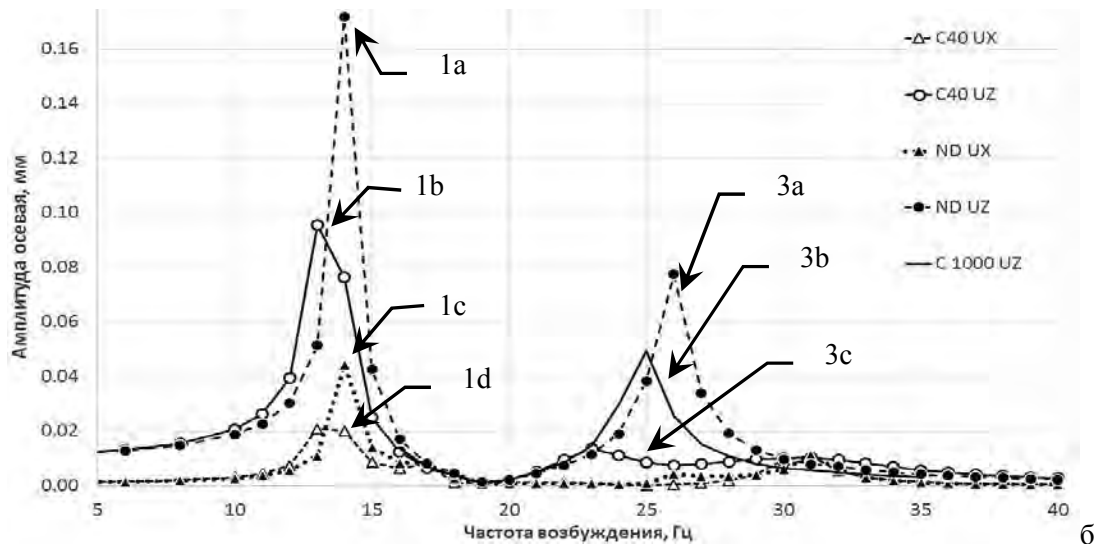


Рис. 6. АЧХ ползуна по осям X и Z в диапазоне общестаночных резонансов (возбуждающая сила – по Z)

Кривая «C 1000 UZ» относится к передемпфированному инерционному гасителю. Он малоэффективен и в составе станка. Например, он оставляет высокий пик **3b** в районе осевого резонанса MS3.

Важным вопросом является кроссинг колебаний в несущей системе станка. Кроссинг заключается [10, 11] в возникновении осцилляций, например, по координате X при действии возбуждающей силы по другой координате, например, Z. Для оценки кроссинга можно сравнить пару кривых «ND UZ» и «ND UX». Здесь пику **1a** соответствует пик **1c**. Его существование является проявлением кроссинга «Z на X» во время резонанса MS1. Пик существенен. Следовательно, кроссинг присутствует. Он нежелателен, так как вызывает дополнительные погрешности в обработке.

Оптимально настроенный инерционный гаситель сдерживает кроссинг, по крайней мере, на данном типе станков. Соответствующая кривая «C40 UX» проходит ниже обсужденной выше «ND UX», а пик **1d** на ней невелик. Он вдвое ниже пика **1c**.

Выводы:

1. Резонансы с участием осевого движения ползуна в тяжелом СФР-станке немногочисленны – MS1 (~14Гц) и MS3 (~26Гц). Однако они лежат в низкочастотном диапазоне и обладают существенной возбуждаемостью от переменной силы резания.

2. Сдерживание осевых колебаний ползуна на ШВП по MS3 может быть эффективно выполнено инерционным гашением (грузы на пружинах внутри ползуна). Рекомендовано настраивать инерционный гаситель по варианту оптимального демпфирования.

3. Инерционное гашение не позволяет полностью подавить резонансный пик MS3, а лишь «осаживает» его. Обработка на резонансной частоте допустима, однако осевая динамическая жесткость понижена (модель МИП) – 53,6 Н/мкм. В статике жесткость почти втрое выше – 157,2 Н/мкм.

4. Интересно, что высокая и податливая стойка сближает показатели жесткости (модель МСС). Жесткости для резонанса MS3 и для статики равны соответственно 88,3 и 72,9 Н/мкм. Поэтому обработка резанием на частоте резонанса MS3 допустима, но рекомендуется только для черногового и получистового резания.

5. Для чистовой обработки рационально использовать «провалы» на АЧХ, которые характеризуются локально высокой осевой жесткостью станка в динамике. Межрезонансный провал (~19Гц) является узким. Рекомендуется использовать широкий зарезонансный провал на частотах 35 – 170 Гц. Это потребует применения высокоскоростной обработки (BCO, HSM [12]).

6. Локальный резонанс шпинделя в подшипниках является высокочастотным (~19Гц). Он нечувствителен к применению инерционного гашения.

7. Применение инерционного гасителя существенно ослабляет кроссинг колебаний в районе демпфируемого им резонанса.

8. Инерционный гаситель, настроенный на моду MS3, одновременно примерно вдвое понижает амплитуду резонанса MS1. Этот самый низкочастотный и опасный резонанс можно подавить созданием еще одного инерционного гасителя. Грузом для него по совместительству может выступить главный двигатель станка, упруго устанавливаемый на суппорте.

ЛИТЕРАТУРА

1. Кирайдт, Ю.Н. Продукция УП «МЗОР» / Ю.Н. Кирайдт // Машиностроение-2010: технологии – оборудование – инструмент – качество: междунар. науч.-техн. конф., Минск, 7 – 8 апр. 2010 г. / Минск: Бизнесофсет, 2010. – С. 91-92.

2. 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.

3. 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.

4. Кудинов, В.А. Динамика станков / В.А. Кудинов. – М.: Машиностроение, 1967. – 359 с

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

6. 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 .

7. 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.

8. МКЭ-анализ гармонического возбуждения горизонтального фрезерно-сверлильно-расточного станка с симметричной стойкой / Ю.В. Василевич, С.С. Довнар, А.С. Трусовский // Машиностроение. 2014. - № 28 . С.112 - 120.

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

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

11. T. Schmitz, G.S. Duncan, Three component receptance coupling substructure analysis for tool point dynamics prediction, ASME Journal of Manufacturing Science and Engineering. 2005, 127, pp. 781–790.

12. Кунец, Г. Высокоскоростная обработка и традиционный технологический базис: преодоление несовместимости // Мир техники и технологий. – 2004. – № 6. – с. 35–37.