

МАШИНОСТРОЕНИЕ И МАШИНОВЕДЕНИЕ

DOI: 10.34031/2071-7318-2023-8-6-76-84

*Григоренко А.А., Дуюн Т.А.

Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова

*E-mail: grigorenko1998@yandex.ru

МОДЕЛИРОВАНИЕ СОБСТВЕННЫХ ЧАСТОТ И АМПЛИТУДЫ ВЫНУЖДЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ ВЕРТИКАЛЬНО-ФРЕЗЕРНОГО СТАНКА

Аннотация. Статья содержит описание методики моделирования формы собственных колебаний, а также амплитуды и формы вынужденных колебаний вертикально-фрезерного станка HAAS VF-1. В качестве исходных данных принята имеющаяся в открытом доступе 3D модель несущих элементов, информация о массе и габаритах электродвигателя шпинделя. При подготовке к расчету исходная твердотельная модель идеализирована путем удаления малых фасок, скруглений и отверстий малого диаметра. Подвижные соединения с линейными направляющими качения и шариковыми подшипниками были заменены на жесткие неподвижные, так как гашение колебаний в данных узлах не рассматривалось. В ходе первого расчета были получены десять собственных частот с наибольшими значениями амплитуды колебания. По результатам второго расчета было выявлено влияние компоновки привода шпинделя (соосная установка электродвигателя со шпинделем через кулачковую муфту или соединение при помощи передачи с зубчатым ремнем) и дополнительных устройств для рассеивания энергии колебаний (массовые и структурные демпферы в виде элементов конструкции, сочлененных через пластмассовые втулки) на величину амплитуды вынужденных установившихся колебаний, которые могут возникнуть при обработке детали.

Ключевые слова: вертикально-фрезерный станок, собственные колебания, вынужденные колебания, конечно-элементный анализ.

Введение. Фрезерные станки являются одним из наиболее востребованных и распространенных видов металлорежущего оборудования. Большинство современных фрезерных станков, оснащенных числовым программным управлением, имеют схожую компоновку: вертикально расположенный шпиндель и крестовой стол. Процесс механической обработки сопровождается периодическим силовым воздействием на систему СПИД (станок-приспособление-инструмент-деталь). Действующие вынужденные колебания оказывают влияние на параметры качества обрабатываемой поверхности. При определенных технологических режимах обработки могут возникать условия, близкие к резонансным процессам, сопровождающиеся резким возрастанием амплитуды колебаний и негативно влияющих на параметры качества изделия [1, 2]. Конечно-элементное (КЭ) моделирование различных конструктивных исполнений и модификаций отдельных узлов может быть использовано для выявления и предотвращения нежелательных форм колебаний [3-6]. Моделирование собственных частот и амплитуды вынужденных колебаний металлорежущего оборудования позволяет выявить влияние конструктивных особенностей на амплитуду и форму колебаний [7, 8], избежать возникновения резонансных процессов и повысить качество обработки.

Основная часть. Объектом исследования являлся вертикально-фрезерный станок модели

HAAS VF-1. Моделирование выполнялось с использованием приложения Simcenter CAD/CAM/CAE системы NX. На первом этапе была использована полная твердотельная модель станка, имеющаяся в открытом доступе [9]. Для снижения трудоемкости расчетов полная модель идеализирована: удалены габаритные макеты листовых кожухов, устройства для смены инструмента, электрический шкаф, система удаления стружки, регулируемые опоры и прочие элементы, не воспринимающие нагрузку при выполнении обработки. Подшипники, линейные направляющие и двигатель привода шпинделя в модели были заменены на бобышки равной массы и габаритов. Кроме того, из исходной модели удалены мелкие геометрические элементы, такие как глухие и сквозные отверстия, фаски, скругления и проточки. При расчете данные элементы могут вызвать ошибки в процессе создания сетки или чрезмерное ее измельчение. Слишком мелкая сетка увеличивает затраты вычислительных мощностей и время анализа. Вышеупомянутые элементы геометрии были удалены при помощи команд синхронного моделирования. Удалены также выступающие на небольшое расстояние базовые плоскости вспомогательного оборудования и некоторые грани, которые были необходимы для формирования литьевых уклонов. Команды для синхронного моделирования были использованы для варьирования конфигурации элементов машины.

Возникающие в процессе эксплуатации вибрации могут поглощаться материалом конструкции, рассеиваться в соединениях деталей и поглощаться специально предназначенными для этого устройствами – демпферами [10, 11]. Так как нет точных сведений о способности поглощать энергию колебаний исследуемых соединений, этот фактор не учитывался при проведении

вычислительного эксперимента, а полученные итоговые абсолютные значения амплитуд вынужденных колебаний отличаются от реальных. Полученные результаты могут быть использованы для качественного анализа и минимизации амплитуды колебаний.

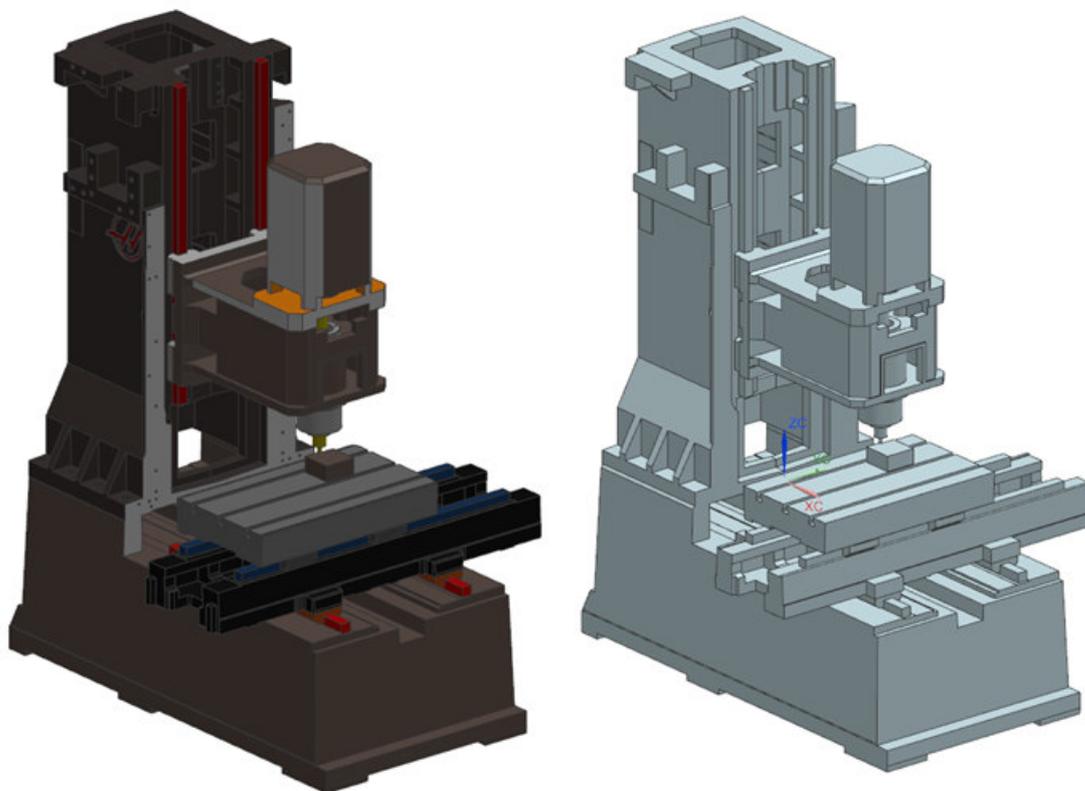


Рис. 1. Твёрдотельная модель, подготовленная к расчету

Создание расчетной модели включало построение конечно-элементной сетки и задание параметров решения. В данном случае, элементы фрезерного станка, созданные при формировании твердотельной модели, не являются простыми элементами вытягивания. Поэтому оптимальным вариантом конечного элемента будет 10 узловой гексаэдральный элемент. Размер элементов варьировался в зависимости от толщины стенок отливок и размеров мелких элементов геометрии. Среднее значение размера – 16 мм. Физические свойства всех конечных элементов были одинаковы и соответствовали серому чугуна СЧ18-30. Обязательным требуемым граничным условием при определении собственных частот конструкции является жесткая заделка. Для определения амплитуды вынужденных колебаний к конструкции прикладывался набор частотных возбуждений, диапазон которых был задан исходя из результатов определения собственных частот. Значение коэффициента структурного демпфирования G принято равным 3 % (0.03). У металлоконструкций этот коэффициент может

доходить до 10 %. Однако, действительный коэффициент можно определить только с помощью натурных испытаний машины [12, 13].

При анализе собственных частот свободных колебаний решатель использует метод Ланцоша. Этот метод пригоден для выполнения расчета отрицательной матрицы масс и симметричной матрицы жесткости [14, 15]. Определение значений собственных частот выполняется за счет решения уравнения движения системы с конечным числом степеней свободы.

$$[M]\{\ddot{u}\} + [K]\{u\} = 0, \quad (1)$$

где $[M]$ – матрица масс,

$\{\ddot{u}\}$ – векторы ускорений,

$[K]$ – матрица жесткости,

$\{u\}$ – векторы перемещений.

Из уравнения 1 следует, что собственные частоты не зависят от демпфирования системы и внешних воздействий. Параметры вынужденных колебаний определялись модальным методом. Этот метод использует частоты и формы свободных колебаний, учитывает демпфирование системы.

Целью исследования являлось выявление влияния различных конструктивных вариантов станка на форму вынужденных колебаний [16, 17]. Источником вынужденных колебаний при эксплуатации станка является шпиндельный узел, воспринимающий динамически изменяющуюся силу резания. В качестве исследуемого элемента конструкции принято расположение электродвигателя шпиндельного узла: крепление двигателя соосно шпинделю через переходную плиту непосредственно к шпиндельной бабке (первый вариант комплектации VF-1) и крепление электродвигателя шпинделя со смещением ближе к колонне, вращение шпинделю передается посредством зубчатой ременной передачи (второй вариант комплектации VF-1). Зубчатая муфта у конструкции с прямым приводом передает крутящий момент от электродвигателя к шпинделю и способна компенсировать их незначительную несоосность. На конечно-элементной модели шпиндель не соединен с макетом двигателя. Это связано с тем, что в вышеописанной конечно-элементной модели шпиндель не враща-

ется в своих опорах и не может передавать колебания крутящего момента, возникающие при обработке, к электродвигателю.

Вычислительный эксперимент по определению собственных частот колебаний проводился для двух представленных конструктивных вариантов. По результатам анализа был определен диапазон наиболее неблагоприятных частот, при котором в конструктивных вариантах наблюдаются наибольшие амплитуды колебаний инструмента относительно базовой системы координат (без учета амплитуды колебаний стола с закрепленной на нем деталью). Данный диапазон частот был использован в качестве исходных данных для определения параметров вынужденных колебаний [18] обоих вариантов конструкции. К детали, жестко закрепленной на столе, и инструменту были приложены частотные возбуждения в виде двух сил. Обе силы имеют одинаковый модуль и противоположны по направлению действия. Частота воздействия обеих сил равна и лежит в интервале вышеупомянутого диапазона частот. Сдвиг по фазе между двумя силами принят равным нулю.



Рис. 2 Прямой привод (справа) и ременной привод (слева) [9]

Результатами первых двух вычислительных анализов стали десять форм собственных колебаний с наибольшими амплитудами. В таблице 1 сведены частоты колебаний и условных амплитуд для двух вариантов конструкции.

По результатам расчета собственных частот можно сделать следующие заключения.

1. При анализе реальной конструкции, измерительную аппаратуру и источники колебаний можно располагать на вершине колонны, на верхнем торце электродвигателя, в центре боковой поверхности поперечных салазок.

2. Наибольшее влияние на взаимное расположение инструмента и детали оказывают колебания колонны и шпиндельной бабки.

3. Частота возбуждающих колебаний будет находиться в пределах от 50 до 500 Гц. В данном диапазоне частот возникают резонансы с наибольшей амплитудой перемещений колонны и шпиндельной бабки, сопряженные с наибольшими величинами смещения инструмента.

Результаты расчета параметров вынужденных колебаний содержат набор частот в пределах от 50 до 500 герц. Каждой частоте соответствуют своя форма колебаний и значения амплитуд (максимальных смещений в базовой системе координат).

Таблица 1

Результаты моделирования собственных колебаний

№	Прямой привод		Привод через ременную передачу	
	Частота колебаний, Гц	Амплитуда инструмента, мм Наибольшая амплитуда, мм (наименование элемента)	Частота колебаний, Гц	Амплитуда инструмента, мм Наибольшая амплитуда, мм (наименование элемента)
1	59,182	0.03 0.06 (двигатель)	61,662	0.03 0.05 (двигатель)
2	81,237	0.035 0.07 (двигатель)	91,133	0.035 0.055 (двигатель)
3	143,911	0.05 0.08 (колонна)	147,699	0.077 0.077 (фреза)
4	182,422	0.075 0.08 (двигатель)	215,948	0.07 0.07 (фреза)
5	187,374	0.06 0.078 (двигатель)	225,414	0.04 0.076 (двигатель)
6	233,898	0.03 0.096 (мотор)	274,167	0.025 0.074 (стол)
7	272,446	0.025 0.056 (стол)	297,411	0.02 0.068 (двигатель)
8	304,798	0.042 0.06 (стол)	306,514	0.05 0.07 (двигатель)
9	312,491	0.025 0.07 (стол)	317,625	0.017 0.068 (стол)
10	350,428	<0.01 0.3 (основание)	330,565	<0.01 0.4 (основание)

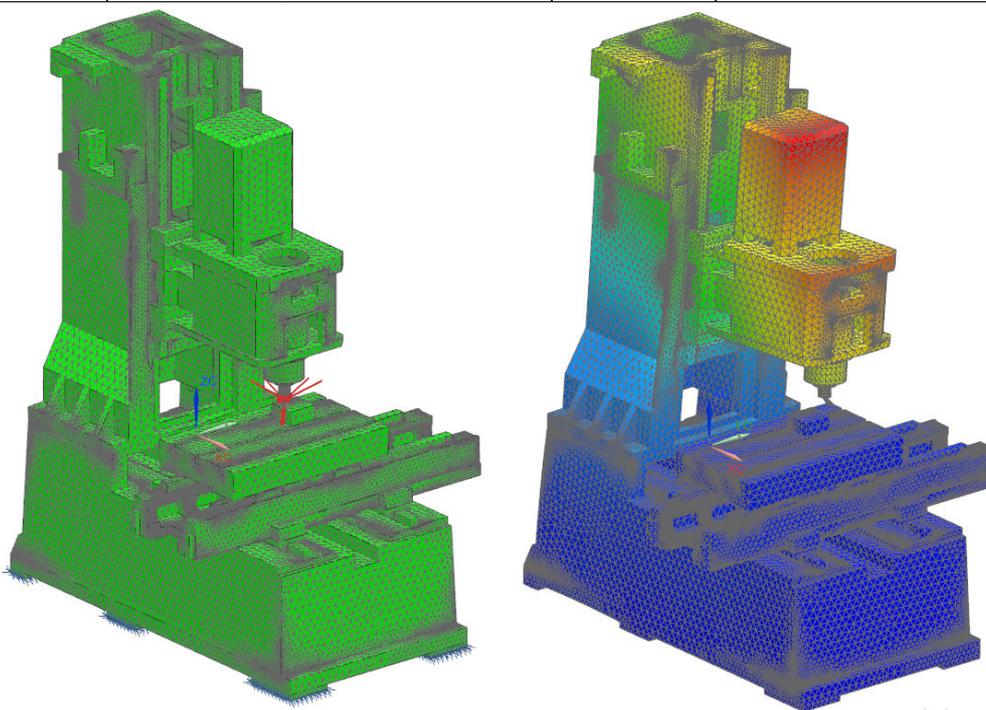


Рис. 3 Форма собственных колебаний 97.699 Гц

Выходные данные симуляции содержали несколько десятков результатов. Каждый результат представлен несколькими видами деформированной конструкции, которые показывают постепенную деформацию машины от изначального положения до амплитудного. Результаты вычисления собственных частот колебаний показывают, что наибольшее смещение инструмента

возникает при деформации колонны и шпиндельной бабки. Поэтому, при анализе результатов вычислений вынужденных установившихся колебаний измерялось смещение точки на торце оправки инструмента (вершина конечного элемента, лежащая на периметре окружности). Такое расположение позволяет снизить влияние жесткости концевой фрезы на итоговое значение максимального смещения.

Число форм колебаний ограничено вычислительным ресурсом. Для повышения числа точек на графике (рис. 4) было выполнено несколько последовательных симуляций с меньшим диапазоном частот. Результаты симуляций были экспортированы в общую электронную таблицу для построения графика зависимости от частоты внешнего воздействия.

В вышеупомянутом диапазоне есть две принципиально различных формы колебаний:

- смещение нижней плоскости шпиндельной бабки параллельно столу с сопутствующим смятием и скручиванием колонны;
- смещение шпиндельной бабки с ее скручиванием вокруг оси ОХ с сопутствующим изгибом колонны.

Полученные амплитуды колебаний, полученные в результате симуляции, были сведены в график, показанный на рисунке 5. Частота изменялась с шагом 2.5 герц. По вертикальной оси отложены значения амплитуды в миллиметрах. От диаметра режущего инструмента зависит не только частота его вращения и, как следствие, частота внешнего воздействия, но и величина силы резания. Эта сила моделируется внешним воздействием при симуляции. Внешнее воздействие задается через базовое значение в ньютонах и множитель в поле частот. В пределах от 100 до 300 герц были выполнены симуляции с базовым амплитудным значением усилия внешнего воздействия (красная линия на графике), с удвоенным базовым значением (синяя линия) и удвоенным множителем (зеленая линия).

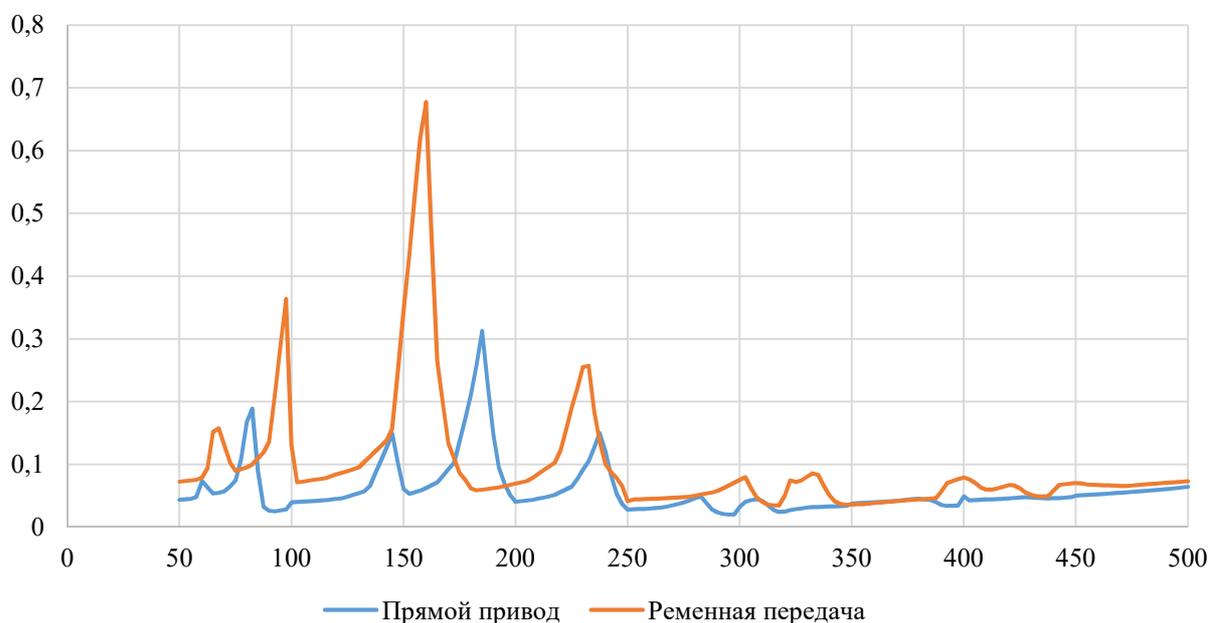


Рис. 4. Графики зависимости амплитуды вынужденных колебаний точки на торце шпинделя от частоты внешнего воздействия для прямого и ременного приводов

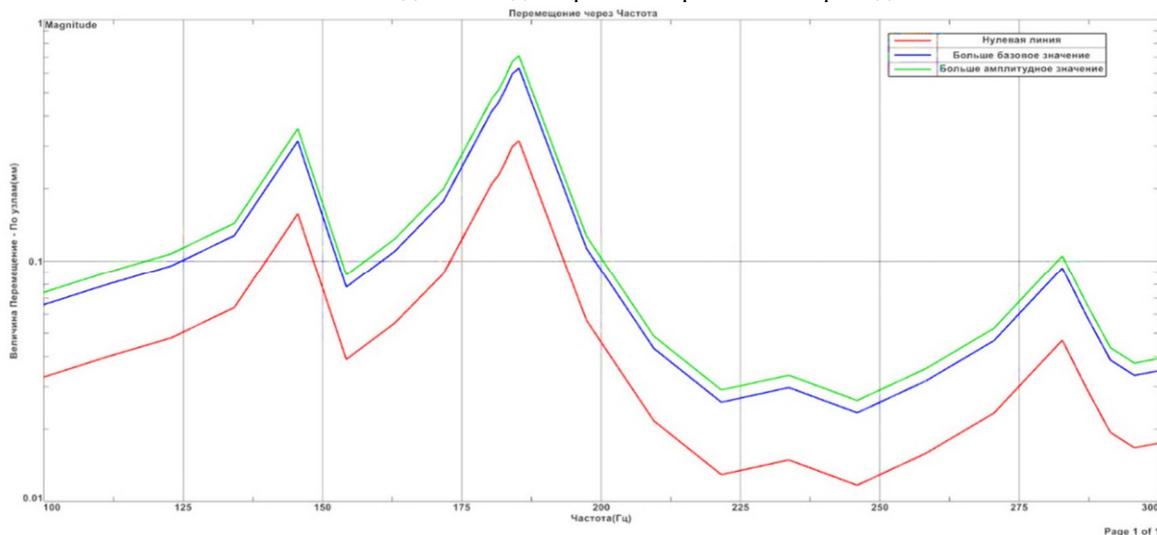


Рис. 5 Графики зависимости амплитуды вынужденных колебаний точки на торце шпинделя от частоты внешнего воздействия для различных величин амплитуды внешнего воздействия

На рисунке 5 координаты точек синей и зеленой линии графика совпадают, а линии рисунка разнесены для наглядности. Из вышеописанного анализа следует, что увеличение усилия воздействия не повлияло на характер зависимости амплитуды смещения от частоты, что коррелирует с выводами других исследований [18], произошло лишь смещение кривой выше по оси Y .

По результатам выполненных модальных анализов вынужденных колебаний, смещение места крепления электродвигателя ближе к колонне или не оказывает существенного влияния на взаимное смещение инструмента и детали или вызывает более чем двукратное увеличение смещения инструмента. При относительно низких частотах вращения инструмента (левая зона графика до 250 Гц) оранжевая линия конструкции с ременной передачей в зонах без резонансных пиков лежит выше синей линии конструкции с прямым приводом. Пики амплитуд во всем диапазоне ниже у машины с прямым приводом. На высоких частотах (более 250 Гц) конструкция с электродвигателем на большем расстоянии более стабильна.

Из вышеописанных результатов можно сделать заключение, что для работы на более низких частотах вращения больше подходит компоновка с прямым приводом. Использование ременной

передачи позволит получить более высокие обороты шпинделя (работа передачи в качестве мультипликатора). Установкой настраиваемых демпферов можно добиться устранения пиков, попадающих в рабочий диапазон. В качестве настраиваемого массового демпфера может выступать сам электродвигатель, установленный через втулки. При колебаниях отливки шпиндельной бабки, втулки будут деформироваться и поглощать энергию колебаний во всем диапазоне частот.

При определенной частоте внешнего воздействия, электродвигатель будет колебаться в противофазе с торцом шпинделя, что устранил пик амплитуды. Вышеописанное подтверждается результатами выполненной симуляции. На рисунке 6 показаны графики зависимости амплитуды колебаний от частоты внешнего воздействия для демпфированного и жестко закрепленного электродвигателя привода. Из рисунка 6 видно, что кривая демпфированной конструкции находится ниже жестко скрепленной, что является следствием рассеивания энергии во втулках [19]. При частоте 231.77 Гц у конструкции с жестко закрепленным двигателем присутствует пик амплитуды, у демпфированной конструкции отсутствует пик на частотах, близких к 231 Гц, но присутствуют более низкие пики правее и левее.

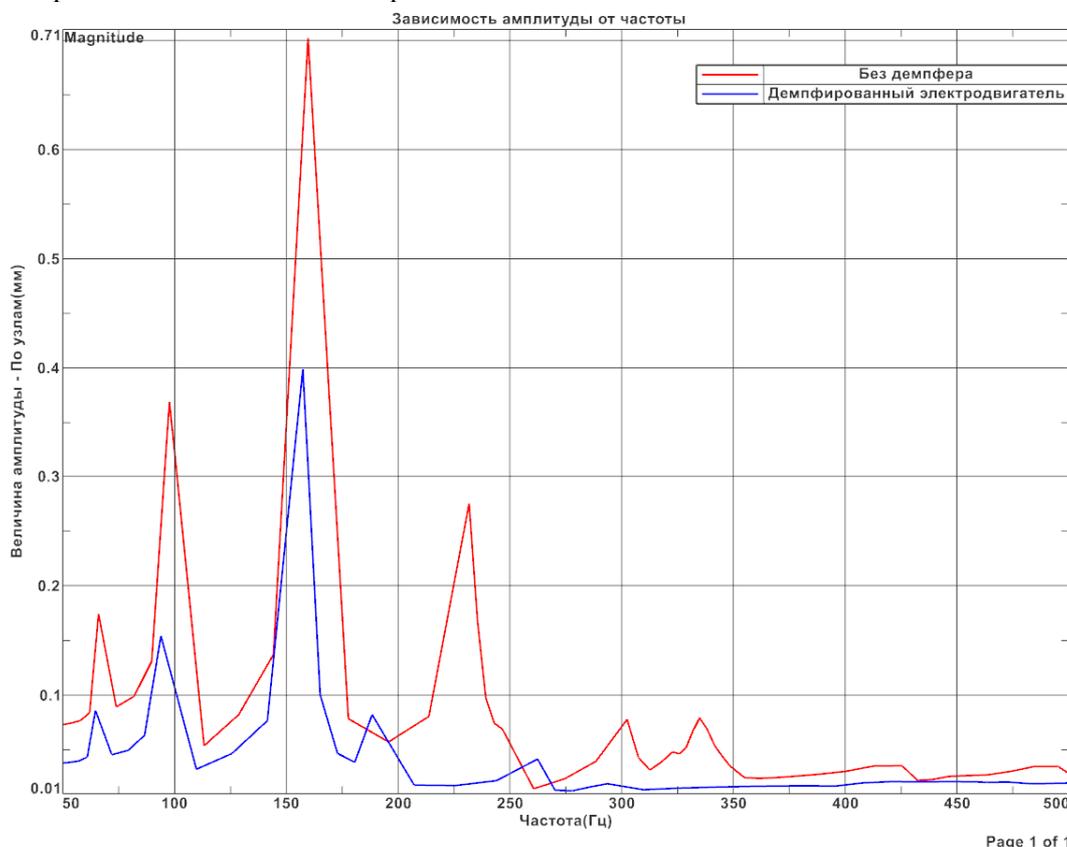


Рис. 6. Графики зависимости амплитуды вынужденных колебаний от частоты внешнего воздействия для машин с ременным приводом. Красная линия – жесткое крепление электродвигателя, синяя линия – крепление электродвигателя через пластмассовые втулки

Выводы. Результаты КЭ расчета собственных частот колебаний могут быть использованы для определения точек расположения измерительного оборудования и источника колебаний при определении собственных частот реальной машины. Результаты расчета параметров вынужденных колебаний полезны для исследования влияния конфигурации элементов машины на амплитуду этих колебаний. При исследовании представленной конструкции станка получены следующие выводы:

- наибольшие взаимные смещения детали и инструмента при вибрациях в системе СПИД возникают из-за смещения вертикальной колонны и отливки шпиндельной бабки;

- смещение электродвигателя привода ближе к колонне значительно повышает амплитуду колебаний в диапазоне частот до 250 Гц и незначительно повышает амплитуду на частотах более 250 Гц;

- использование электродвигателя в качестве массового демпфера позволяет нивелировать негативное влияние использования ременной передачи в приводе, выраженное в возрастании амплитуды вынужденных колебаний торца шпинделя.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Денисенко А.Ф., Гаспарова Л.Б. Динамический расчет привода токарного станка с ЧПУ // Актуальные проблемы в машиностроении. 2022. Т. 9. № 3. С. 20–26
2. Денисенко А.Ф., Гаспарова Л.Б. Оценка резонансных режимов привода главного движения токарного станка с бесступенчатым регулированием // Транспортное машиностроение. 2022. № 9 (9). С. 11–21. DOI: 10.30987/2782-5957-2022-9-11-21
3. Гаврилов А.А., Морозов Н.А., Власов Ю.Л. Методика Расчета собственных частот кран-балок // Вестник Оренбургского государственного университета. 2015. № 1 (176). С. 212–217
4. Рыжиков И.Н. Использование пружинно-массово-демпферных моделей при анализе колебаний рабочих колес энергетических турбомашин с расстройкой параметров системы // Методы. Технологии. 2020. № 4 (48). С. 20–25. DOI: 10.18324/2077-5415-2020-4-20-25
5. Шевелев Н.А., Домбровский И.В. Численное исследование динамического поведения вращающихся конструкций // Вестник Пермского государственного технического университета. Механика. 2009. № 1. С. 151–159.
6. Культербаев Х.П., Алокова М.Х., Барагунова Л.А. Математическое моделирование изгибных колебаний вертикального стержня переменного сечения // Известия высших учебных заведений. Северо-Кавказский регион. Технические науки. 2015. № 4 (185). С. 100–106. DOI: 10.17213/0321-2653-2015-4-100-106
7. Леонтьев Е.В. Поперечные колебания балки со свободными краями на упругом основании при действии динамической нагрузки // Строительство и реконструкция. 2020. № 3 (89). С. 31–44. DOI: 10.33979/2073-7416-2020-89-3-31-44
8. Воробель В.М., Попов Г.Я., Реут В.В. Вынужденные колебания коробчатой оболочки квадратного сечения Известия Российской академии наук // Механика твердого тела. 2009. № 6. С. 115–123.
9. HaasAutomationInc. [сайт]. URL: <https://www.haascnc.com/ru/machines/vertical-mills/vf-series/models/small/vf-1.html> - 2022.
10. Slocum A.H. Precision machine design Изд-во Prentice-Hall Inc, 1992 750 с.
11. Ахметханов Р.С. Влияние поврежденности элементов конструкции на динамические характеристики системы // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2015. № 6. С. 63–69.
12. Арутюнян М.В., Арутюнян А.М. Динамические испытания железнодорожных платформ из композиционного стеклопластика // Промышленное и гражданское строительство. 2016. № 12. С. 50–54.
13. Radoicic G., Jovanovic M. Experimental identification of overall structural damping of system // Journal of mechanical engineering. 2013. Vol. 4. Pp. 260–268. DOI:10.5545/sv-jme.2012.569
14. Гончаров П.С., Артамонов И.А., Халитов Т.Ф., Денисихин С.В., Сотник Д.Е. NX Advanced Simulation. Инженерный анализ. Москва ДМК Пресс 2012 504 с.
15. Кравцова Э.А., Куправа И.В. Математическая модель собственных частот изгибных колебаний стержня // Сборник научных статей по материалам VII Международной научно-практической конференции. Уфа, 2022. С. 31–42.
16. Козлов В.А. Свободные колебания консольно защемленных призматических тонкостенных конструкций // Научный вестник Воронежского государственного архитектурно-строительного университета. Строительство и архитектура. 2013. № 2 (30). С. 9–17.
17. Сабитов К.Б., Фадеева О.В. Начально-граничная задача для уравнения вынужденных колебаний консольной балки // Вестник Самарского государственного технического университета. Серия: Физико-математические науки. 2021. Т. 25. № 1. С. 51–66. DOI: 10.14498/vsgtu1845

18. Мирсаидов М.М., Султанов Т.З., Руми Д.Ф. Оценка динамического поведения системы «сооружение – основание» с учетом волнового уноса энергии // Инженерно-строительный журнал. 2013. № 4 (39). С. 94–105. DOI: 10.5862/MCE.39.10

Информация об авторах

Григоренко Александр Александрович, ассистент кафедры «Технология машиностроения». E-mail: grigorenko1998@yandex.ru. Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова. Россия, 308012, Белгород, ул. Костюкова, д. 46.

Дуюн Татьяна Александровна, доктор технических наук, профессор кафедры «Технология машиностроения». Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова. Россия, 308012, Белгород, ул. Костюкова, д. 46.

Поступила 23.03.2023 г.

© Григоренко А.А., Дуюн Т.А., 2023

***Grigorenko A.A., Duun T.A.**

Belgorod State Technological University named after V.G. Shukhov

**E-mail: grigorenko1998@yandex.ru*

SIMULATION OF NATURAL FREQUENCIES AND FORCED OSCILLATION MAGNITUDES OF A VERTICAL MILLING MACHINE

Abstract. *The article demonstrate the technique for modeling the form of natural oscillations, as well as the amplitude and mode of forced oscillations of the HAAS VF-1 vertical milling machine. As initial data, a publicly available 3D model of load-bearing elements, information on the mass and dimensions of the spindle motor are used. In preparation for the simulation, the original solid model is idealized by removing small chamfers, fillets, and small diameter holes. Movable joints with linear rolling guides and ball bearings are replaced by rigid joints, since vibration damping in these units is not considered. During the first simulation, ten natural frequencies with the largest values of the oscillation amplitude are obtained. The second simulation shows, the influence of the spindle drive layout (coaxial installation of the electric motor with the spindle through a cam clutch or connection using a toothed belt transmission) and additional devices for dissipating vibration energy (mass and structural dampers in the form of structural elements articulated through plastic bushings) is revealed by the magnitude of forced steady-state oscillations that may occur during the processing of the part.*

Keywords: *vertical milling machine, natural oscillations, forced oscillations, finite element analysis.*

REFERENCES

1. Denisenko A.F., Gasparova L.B. Dynamic calculation of a CNC lathe drive [Dinamicheskij raschet privoda tokarnogo stanka s CHPU]. Aktual'nye problemy v mashinostroenii. 2022. No. 3 Pp. 20–26. (rus)
2. Denisenko A.F., Gasparova L.B. Estimation of resonant modes of the drive of the main movement of a lathe with stepless regulation [Ocenka rezonansnyh rezhimov privoda glavnogo dvizheniya tokarnogo stanka s besstupenchatym regulirovaniem]. Transportnoe mashinostroenie. 2022. No. 9 Pp. 11–21. DOI: 10.30987/2782-5957-2022-9-11-21 (rus)
3. Gavrilov A.A., Morozov N.A., Vlasov Yu.L. Methodology for calculating the natural frequencies of crane beams [Metodika Rascheta sobstvennyh chastot kran-balok]. Vestnik Orenburgskogo gosudarstvennogo universiteta. 2015. No. 1 (176). Pp. 212–217. (rus)

4. Ryzhikov I.N. The use of spring-mass-damper models in the analysis of oscillations of impellers of power turbomachines with detuning of system parameters [Ispol'zovanie pruzhinno-massovo-dempfernyh modelej pri analize kolebanij rabochih koles energeticheskikh turbomashin s rasstrojkoj parametrov sistemy]. Metody. Tekhnologii. 2020. No. 4 (48). Pp. 20–25. DOI: 10.18324/2077-5415-2020-4-20-25 (rus)
5. Shevelev N.A., Dombrovskij I.V. Numerical study of the dynamic behavior of rotating structures [Chislennoe issledovanie dinamicheskogo povedeniya vrashchayushchihsya konstrukcij]. Vestnik Permskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. Mekhanika. 2009. No. 1. Pp. 151–159. (rus)
6. Kul'terbaev H.P., Alokova M.H., Baragunova L.A. Mathematical modeling of flexural vibrations of a vertical bar with a variable cross-section

[Matematicheskoe modelirovanie izgibnyh kolebanij vertikal'nogo sterzhnya peremennogo secheniya]. Izvestiya vysshih uchebnyh zavedenij. Severo-Kavkazskij region. Tekhnicheskie nauki. 2015. No. 4 (185). Pp. 100–106. DOI: 10.17213/0321-2653-2015-4-100-106 (rus)

7. Leont'ev E.V. Transverse vibrations of a beam with free edges on an elastic foundation under the action of a dynamic load [Poperechnye kolebaniya balki so svobodnymi krayami na uprugom osnovanii pri dejstvii dinamicheskoy nagruzki]. Stroitel'stvo i rekonstrukciya. 2020. No. 3 (89). Pp. 31–44. DOI: 10.33979/2073-7416-2020-89-3-31-44 (rus)

8. Vorobel' V.M., Popov G.YA., Reut V.V. Forced vibrations of a box-shaped shell with a square section [Vynuzhdennye kolebaniya korobchatoj obolochki kvadratnogo secheniya Izvestiya Rossijskoj akademii nauk]. Mekhanika tverdogo tela. 2009. No. 6. Pp. 115–123. (rus)

9. HaasAutomationInc. [website]. URL: <https://www.haascnc.com/ru/machines/vertical-mills/vf-series/models/small/vf-1.html> - 2022.

10. Slocum A.H. Precision machine design Prentice-Hall Inc, 1992 750 p.

11. Ahmethanov R.S. Influence of damage to structural elements on the dynamic characteristics of the system [Vliyanie povrezhdennosti elementov konstrukcii na dinamicheskie harakteristiki sistemy]. Problemy mashinostroeniya i nadezhnosti mashin. 2015. No 6. Pp. 63–69. (rus)

12. Arutyunyan M.V. Dynamic testing of railway platforms made of composite fiberglass [Arutyunyan A.M. Dinamicheskie ispytaniya zhelezodorozhnyh platform iz kompozicionnogo stekloplastika]. Promyshlennoe i grazhdanskoe stroitel'stvo. 2016. No. 12. Pp. 50–54. (rus)

13. Radoicic G., Jovanovic M. Experimental identification of overall structural damping of system Journal of mechanical engineering. 2013. Vol. 4. Pp. 260–268. DOI:10.5545/sv-jme.2012.569

14. Goncharov P.S., Artamonov I.A., Halitov T.F., Denisihin S.V., Sotnik D.E. NX Advanced Simulation. Inzhenernyj analiz. Moskva DMK Press. 2012. 504 p. (rus)

15. Kravcova E.A., Kuprava I.V. Mathematical model of natural frequencies of bending vibrations of a rod In the collection: Innovative scientific research in the modern world: theory, methodology, practice [Matematicheskaya model' sobstvennyh chastot izgibnyh kolebanij sterzhnya V sbornike: Innovacionnye nauchnye issledovaniya v sovremenom mire: teoriya, metodologiya, praktika]. Sbornik nauchnyh statej po materialam VII Mezhdunarodnoj nauchno-prakticheskoy konferencii. Ufa, 2022. Pp. 31–42. (rus)

16. Kozlov V.A. Free vibrations of cantilever clamped prismatic thin-walled structures [Svobodnye kolebaniya konsol'no zashchemlennyh prizmaticheskikh tonkostennyh konstrukcij]. Nauchnyj vestnik Voronezhskogo gosudarstvennogo arhitekturno-stroitel'nogo universiteta. Stroitel'stvo i arhitektura. 2013. No. 2 (30). Pp. 9–17. (rus)

17. Sabitov K.B., Fadeeva O.V. Initial-boundary problem for the equation of forced vibrations of a cantilever beam [Nachal'no-granichnaya zadacha dlya uravneniya vynuzhdennyh kolebanij konsol'noj balki]. Vestnik Samarskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. Seriya: Fiziko-matematicheskie nauki. 2021. No. 25. Pp. 51–66. DOI: 10.14498/vsgtu1845 (rus)

18. Mirsaidov M.M., Sultanov T.Z., Rumi D.F. Evaluation of the dynamic behavior of the "construction - foundation" system, taking into account the wave entrainment of energy [Ocenka dinamicheskogo povedeniya sistemy "sooruzhenie – osnovanie" s uchetom volnovogo unosa energii]. Inzhenerno-stroitel'nyj zhurnal. 2013. No. 4 (39). Pp. 94–105. (rus) DOI: 10.5862/MCE.39.10

19. Alyushin Yu.A. [Energeticheskaya osnova rezonansa v uprugih telah]. Fizicheskaya mezomekhanika. 2019. No. 22. No. 5. Pp. 42–53. DOI: 10.24411/1683-805X-2019-15006 (rus)

Information about the authors

Grigorenko, Alexander A. E-mail: grigorenko1998@yandex.ru. Belgorod State Technological University named after V.G. Shukhov. Russia, 308012, Belgorod, st. Kostyukova, 46.

Duun, Tatyana A. Doctor of Engineering Science, professor of the Department of Technology of machine building. Belgorod State Technological University named after V.G. Shukhov. Russia, 308012, Belgorod, st. Kostyukova, 46.

Received 23.03.2023

Для цитирования:

Григоренко А.А., Дуюн Т.А. Моделирование собственных частот и амплитуды вынужденных колебаний вертикально-фрезерного станка // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. 2023. № 6. С. 76–84. DOI: 10.34031/2071-7318-2023-8-6-76-84

For citation:

Grigorenko A.A., Duun T.A. Simulation of natural frequencies and forced oscillation magnitudes of a vertical milling machine. Bulletin of BSTU named after V.G. Shukhov. 2023. No. 6. Pp. 76–84. DOI: 10.34031/2071-7318-2023-8-6-76-84