



УДК 621.9.011

МКЭ-анализ несущей системы многокоординатного высокопроизводительного субтрактивного станка с ЧПУ

*Довнар С. С.¹, канд. техн. наук, доцент;
Яцкевич О. К.¹, канд. техн. наук, профессор;
Колесников Л. А.¹, канд. техн. наук, доцент;
Лапука А. Д.¹, магистр; Резник С. В.²*

¹*Белорусский национальный технический университет
220013, Беларусь, г. Минск, пр-т Независимости, 65*

²*ОАО «СтанкоГомель», 246050, Беларусь, г. Гомель, ул. Интернациональная, 10*

Аннотация. Объектом исследования является многоцелевой горизонтальный сверлильно-фрезерно-расточной станок, предназначенный для комплексной обработки корпусных деталей с разных сторон без переустановок по заданной программе. Цель работы – проведение виртуальных испытаний проектируемого станка, оценка эффективности конструкции по критерию статической и динамической жесткости, анализ его вибрационного состояния в широком диапазоне режимов обработки.

Ключевые слова: МКЭ, компьютерный аудит, ANSYS, моделирование, метод конечных элементов, напряжение, деформация, перемещения, жесткость, изгиб, нагружение, несущая система, станок, станина, собственная частота, амплитуда, модальный анализ.

FEM analysis of the supporting system of a multi-axis high-performance subtractive CNC machine

*Dounar S. S.¹, Jatskevich V. K.¹, Kalesnikau L. A.¹, Lapuka A. D.¹, Reznik S. V.²
¹*Belarusian National Technical University*
²*JSC “StankoGomel”**

Annotation. The object of research is a multi-purpose horizontal drilling, milling and boring machine designed for complex machining of body parts from different sides without resetting according to a given program. The aim of the work is to conduct virtual tests of the designed machine tool, to evaluate the efficiency of the design by the criterion of static and dynamic rigidity, to analyze its vibration state in a wide range of machining modes.

Keywords: FEM, computer audit, ANSYS, modeling, finite element method, stress, strain, displacement, stiffness, bending, loading, bearing system, machine tool, bed, natural frequency, amplitude, modal analysis.

Введение. В настоящее время обязательным этапом при выпуске новой техники является предварительное испытание пока еще виртуальной конструкции по различным критериям. Иной порядок разработки, как правило, приводит



к длительному этапу доработки уже изготовленного изделия и, соответственно, к катастрофическому возрастанию и стоимости, и сроков поставки потребителю.

Для станков одними из важнейших параметров являются статическая и динамическая жесткость и, в частности, условия возникновения резонансов. Поэтому настоящая работа посвящена изучению этих вопросов посредством математического моделирования разрабатываемого обрабатывающего центра методом конечных элементов (МКЭ) в процессе его работы.

Основная часть. На базе предоставленной 3D-модели обрабатывающего центра разработана геометрическая модель для проведения МКЭ-анализов различных типов. Проведены испытания на жесткость конструкции, модальный и гармонический анализ. По их результатам предложены конструктивные меры по повышению жесткости несущей системы, а также определена чувствительность станка к колебаниям различной частоты. На основе этих данных возможна коррекция «слабых мест» конструкции, а также обоснованное назначение режимов обработки, обеспечивающих заданную точность и производительность станка.

Горизонтальный обрабатывающий центр модели SGH630-HP проектируется как многоцелевой горизонтальный сверлильно-фрезерно-расточной станок с поворотным столом-спутником размером 630×800 мм. Основное назначение обрабатывающего центра – комплексная обработка корпусных деталей, пресс-форм и т. д. с разных сторон без переустановок по заданной программе. Стол с дискретной подачей обеспечивает поворот обрабатываемой заготовки на углы, кратные 1°. Станок должен обеспечить выполнение получистового и чистового фрезерования плоскостей, пазов и криволинейных поверхностей фрезами различных типов, а также сверление, растачивание, зенкерование, развертывание, нарезание резьбы в деталях из черных и цветных металлов.

Моделируемый обрабатывающий центр является существенно переработанной модификацией станка. Помимо ряда конструктивных изменений в базовой структуре станка, добавлен стол-спутник и, соответственно, узел смены паллет. Произведена замена всех ключевых компонентов (направляющие, ШВП, шпиндель и т. д.) на продукцию новых производств Китая. Полная (конструкторская) 3D-модель обрабатывающего центра, полученная от разработчика, представлена на рис. 1.

Полная геометрическая модель, адаптированная для МКЭ-расчета, представлена на рис. 2. В сравнении с конструкторской моделью, исключены узлы, существенно не влияющие на жесткость станка в процессе обработки.

Станина через винтовые стержневые опоры опирается на фундамент. В данной постановке фундамент моделируется бетонной плитой толщиной 1 метр. На станине установлены подвижные стойка и дискретно-поворотный стол для размещения обрабатываемой детали.

Ось X соответствует поперечным (относительно станины) перемещениям стойки по станине. Максимальное перемещение по X – 1050 мм.

Стол с установленной деталью перемещается в продольном направлении вдоль станины, что соответствует оси Z . Максимальное перемещение по Z – 1000 мм.

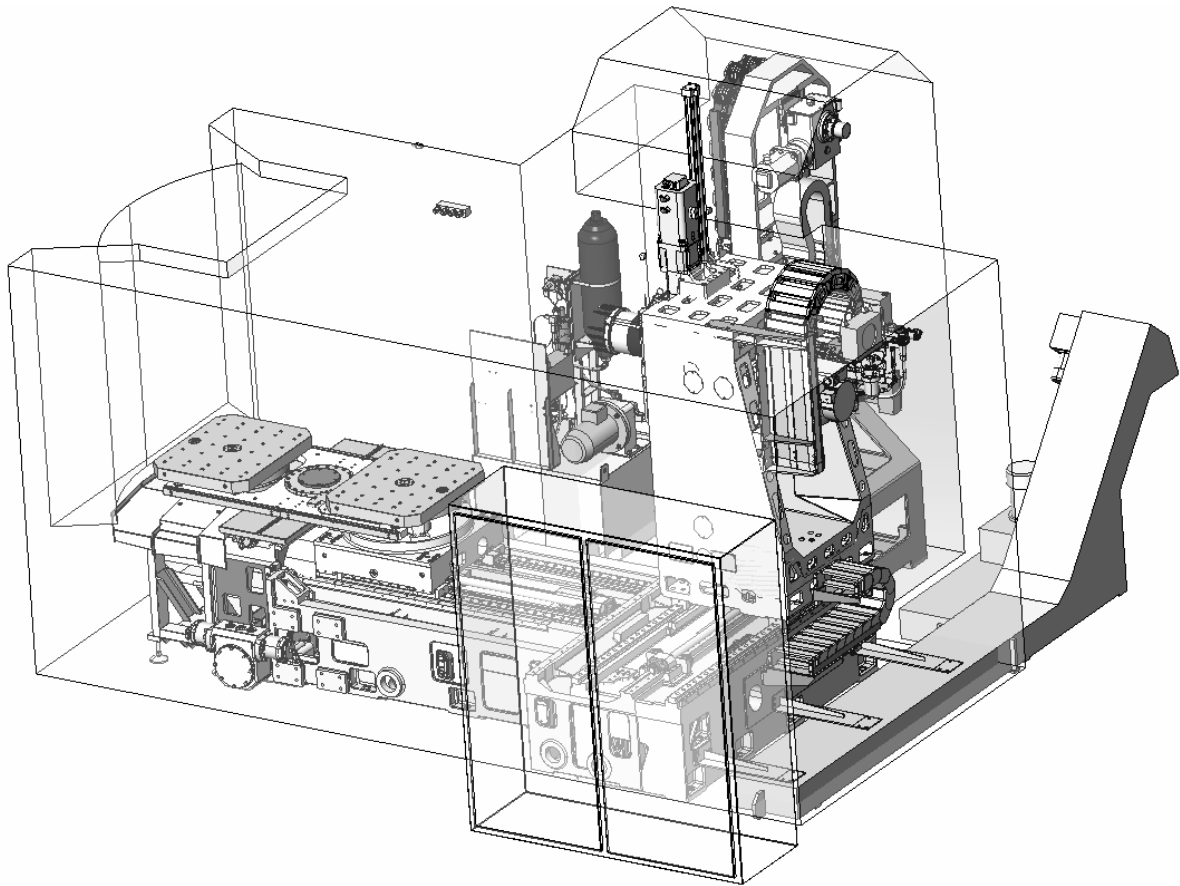


Рис. 1. Конструкторская 3D-модель обрабатывающего центра

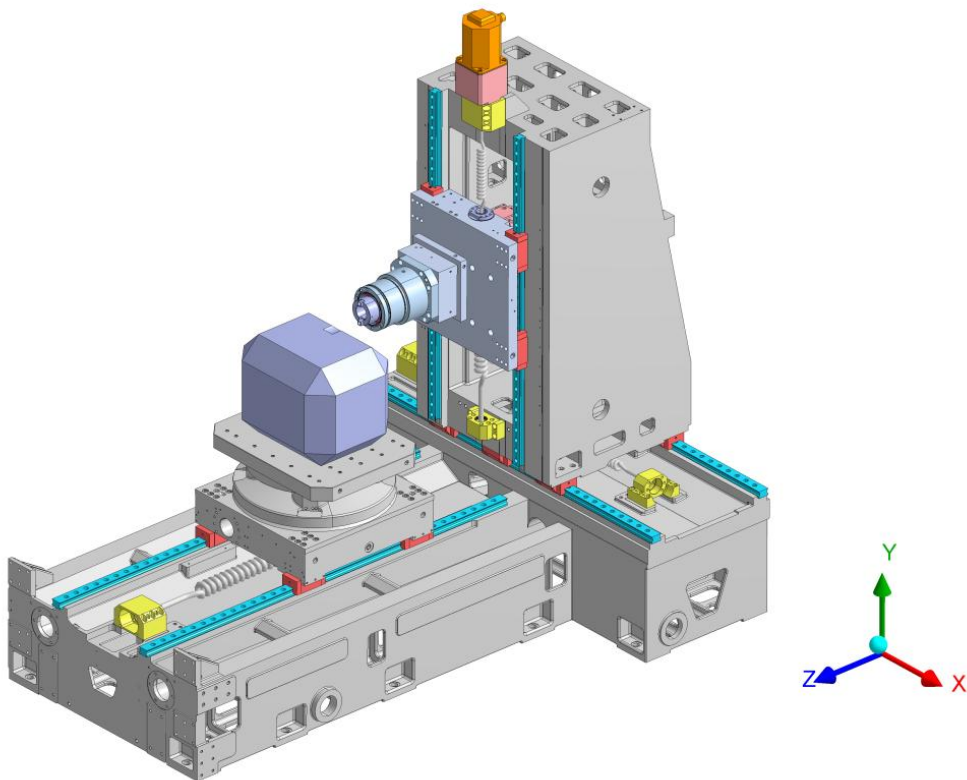


Рис. 2. Частично упрощенная модель станка для МКЭ-расчета



В вертикальном направлении относительно станины, вдоль оси Y , перемещается каретка со шпиндельным узлом (электродвигатель, коробка скоростей, собственно шпиндель) внутри стойки. Максимальное перемещение каретки составляет 850 мм.

Главное движение резания – вращение шпинделя, который получает вращение через редуктор от электродвигателя. Шпиндель приводится во вращение электродвигателем мощностью 18,33 кВт через двухступенчатую коробку скоростей, управляемую от ЧПУ.

Основная несущая часть станка – станина – служит основанием для пространственной компоновки и кинематической связи других узлов станка, а также обеспечения требуемой прочности и жесткости конструкции в целом.

Станина через винтовые стержневые опоры опирается на фундамент. В данной постановке фундамент моделируется бетонной плитой толщиной 1 метр. На станине установлены подвижная стойка и дискретно-поворотный стол для размещения обрабатываемой детали. Стол (вместе со сменным столом-спутником) осуществляет прямолинейное перемещение по направляющим станины в продольном направлении, стойка – в поперечном направлении.

Примеры создания сетки конечных элементов на геометрии базовых элементов станка представлены на рис. 3. Характеристики используемых материалов – в табл. 1.

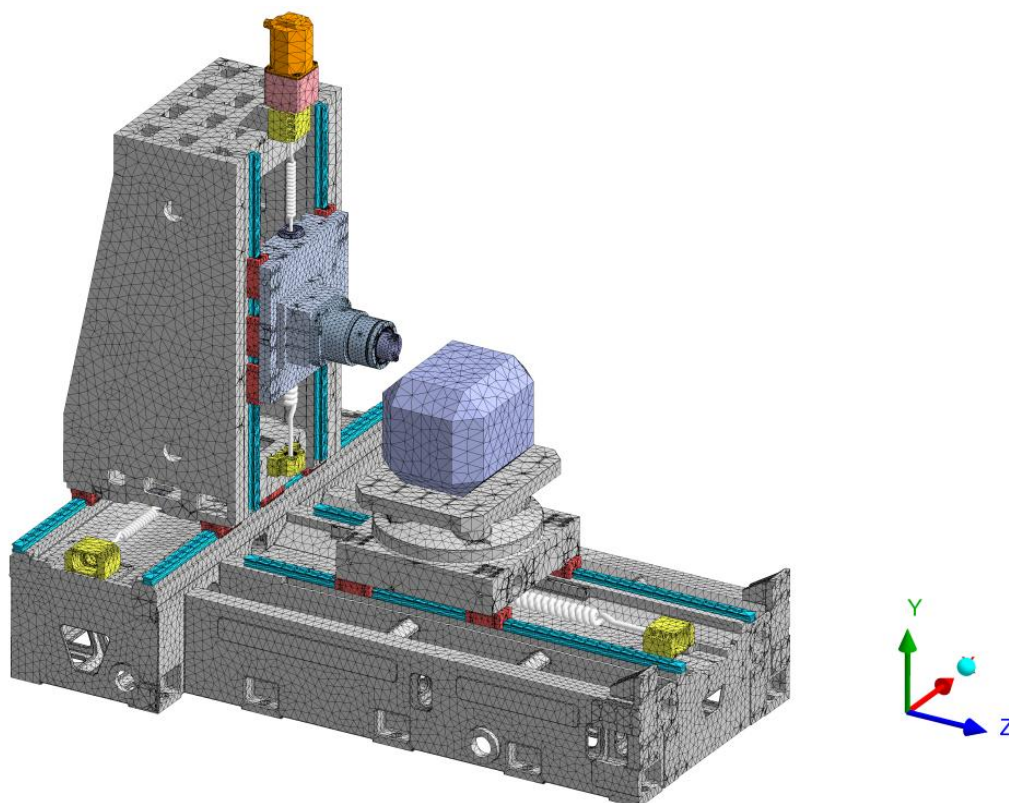


Рис. 3. Примеры сеток конечных элементов



Таблица 1. Параметры материалов, используемых в МКЭ-модели станка

Материал	Модуль упругости, ГПа	Коэффициент Пуассона	Плотность, кг/м ³	Коэффициент демпфирования, %
Сталь	200	0,3	7850	1
Чугун	130	0,28	7200	2
Бетон	30	0,18	2300	2,5
Материал вкладыша каретки 45	52,5	0,3	5500	1,5
Материал вкладыша каретки 55	54	0,3	5500	1,5
Материал вкладыша подшипника 7018	31,5	0,3	5500	1,5
Материал вкладыша подшипника 7020	33,5	0,3	5500	1,5

Станина (Basement SGH500), представленная на рис. 4, *а*, *б*, выполнена в виде крупной литой чугунной отливки Т-образной формы с развитым оребрением. Габаритные размеры станины в горизонтальной плоскости Z-X – 2700×1820 мм, в вертикальной Y-Z – 600 мм. Толщина стенок и ребер – 30–40 мм. Станина является неподвижной корпусной деталью, несущей на себе основные узлы станка.

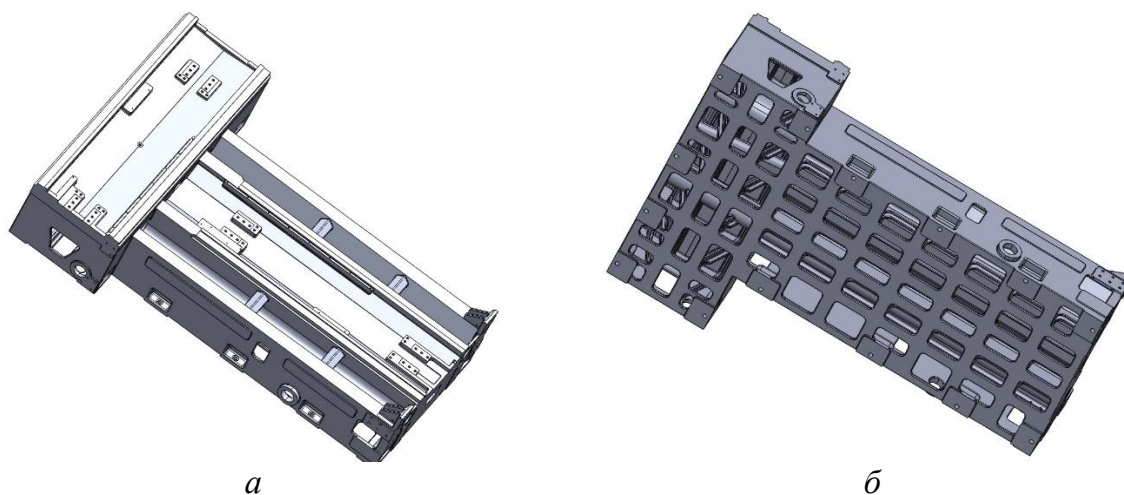


Рис. 4. Станина станка (Basement SGH630-HP):
а – вид сверху; *б* – вид снизу

Станина опирается на бетонные фундаментные блоки («фундамент»). Между станиной и фундаментом установлены *винтовые башмаки*. В модели они представлены упрощенно, как упругие прямоугольные стержни. В базовом варианте каждому башмаку приписана жесткость $j_b = 3000$ Н/мкм. Расположение опор показано на рис. 5.

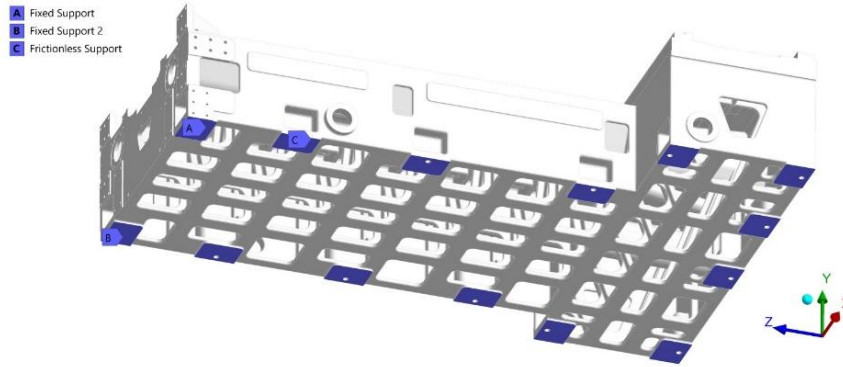


Рис. 5. Расположение опор станка

Для оценки общей картины деформации станины на рельсы направляющих по X и Z было приложено давление 10 МПа (рис. 6).

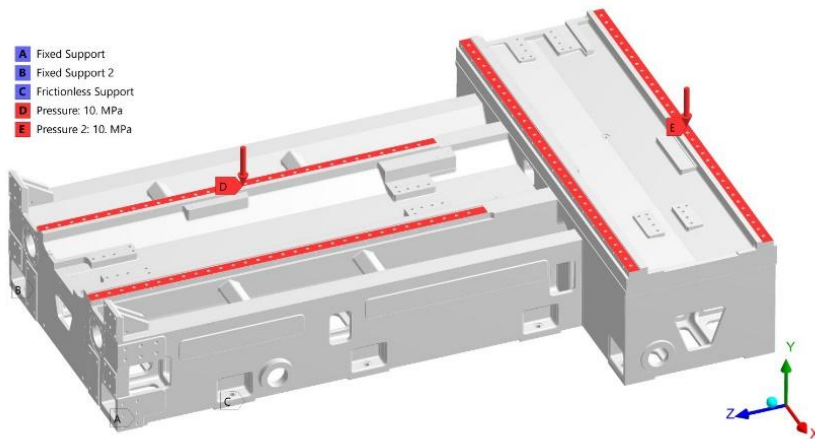


Рис. 6. Тестовое нагружение станины

Суммарная деформация под действием этого давления (рис. 7, *а*) и распределение напряжений по Мизесу (рис. 7, *б*).

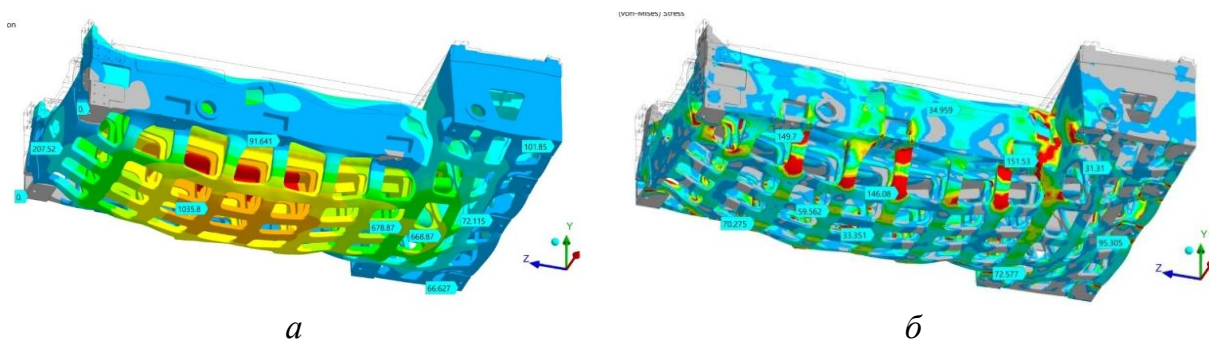


Рис. 7. Результаты тестового нагружения:
а – суммарная деформация под действием давления;
б – распределение напряжений по Мизесу

Анализ характера деформации показывает существенное провисание T -образной станины в районе «ножки», под рельсами направляющих по Z . Станина является слишком податливой и нуждается в усилении. Это связано с наличием фундаментных опор только по контуру станины.



Аналогичный характер деформации наблюдается также и при нагружении собственным весом станка (рис. 8).

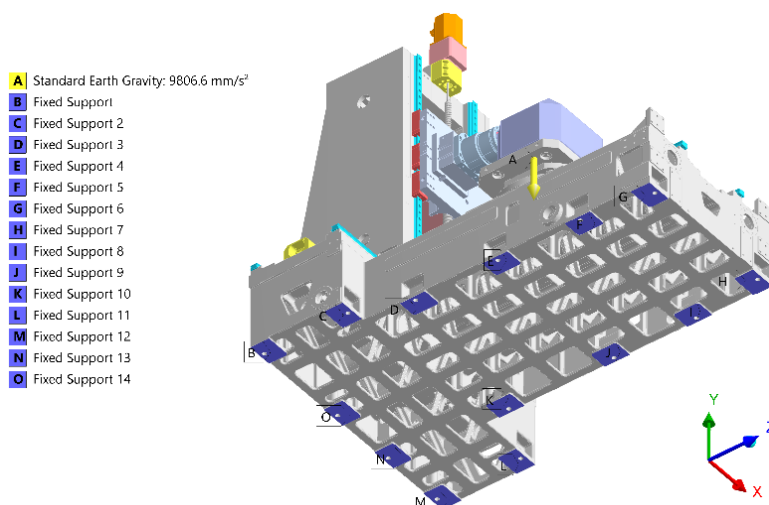


Рис. 8. Нагружение собственным весом станка

После виртуального введения трех дополнительных парных опор по срединной линии станины прогиб станины уменьшается практически в 4 раза (рис. 9, а). Аналогично, существенно равномернее становится распределение эквивалентных напряжений по Мизесу (рис. 9, б).

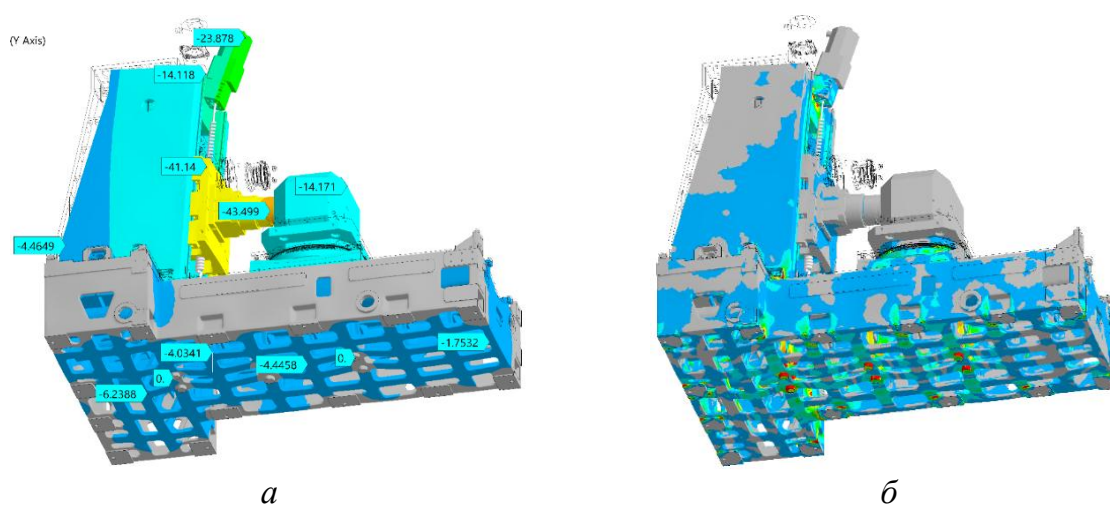


Рис. 9. Выравнивание картины вертикальных перемещений (мкм) и напряжений на нижней стороне станины при нагружении станка собственным весом после введения трех дополнительных парных опор по срединной линии станины

Статический анализ. Здесь рассматривается вариант станины станка, выполненной в виде бетонной плиты в форме параллелепипеда. На рис. 10 показана конечно-элементная модель моделируемого станка. Учитывая правильную форму, однородность станины для ее разбиения использовалась регулярная сетка из шестигранных элементов. Для данного варианта станка были сделаны три расчетных случая для расчета напряженно-деформированного состояния станка при различных нагрузках.

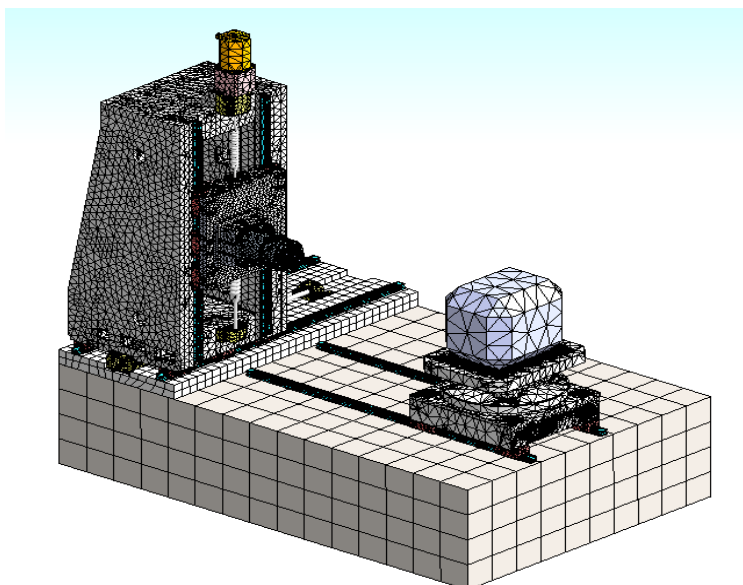


Рис. 10. Конечно-элементная модель станка с бетонной станиной

В расчетном случае 1 нагрузки прикладываются горизонтально, по оси Z к шпинделю и обрабатываемой детали. Нагрузки имеют одинаковую величину 4000 Н и имеют противоположное направление, как показано на рис. 11, *а*.

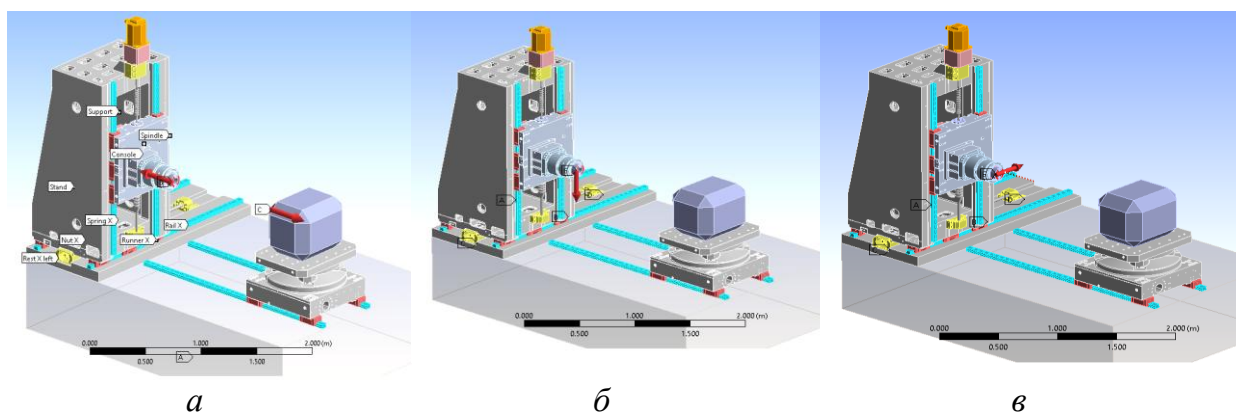


Рис. 11. Прикладываемые нагрузки:

а – в первом расчетном случае; *б* – во втором расчетном случае;
в – в третьем расчетном случае

Во втором расчетном случае нагрузка прикладывается к шпинделю вертикально вдоль оси Y , и имеет величину 4000 Н. Направление нагрузки можно увидеть на рис. 11, *б*.

В третьем расчетном случае нагрузка прикладывается к шпинделю горизонтально по оси X , как показано на рис. 11, *в*, и имеет величину 4000 Н.

На рис. 12, *а* показана картина суммарных перемещений для первого расчетного случая. Максимальное перемещение равно 0,0239 мм. Перемещения бетонной станины являются минимальными: максимальные перемещения на станине составляют около 0,0008 мм, что более чем на порядок меньше максимальных перемещений на стойке.

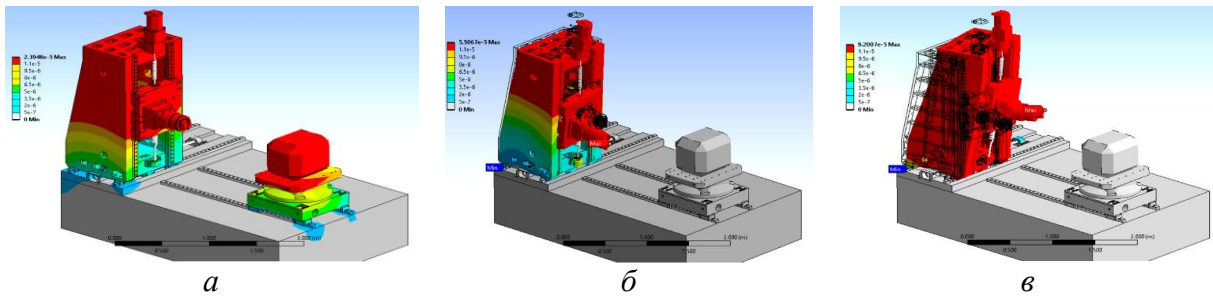


Рис. 12. Суммарные перемещения:
a – для первого расчетного случая; *б* – для второго расчетного случая;
в – для третьего расчетного случая

На рис. 12, *б* показана картина суммарных перемещений для второго расчетного случая. Максимальное перемещение равно 0,055 мм. Во втором случае перемещения концентрируются на стойке. Плита станины демонстрирует максимальную жесткость, величины перемещения на ней меньше максимальных перемещений на стойке на два порядка.

На рис. 12, *в* показана картина распределения суммарных перемещений для второго расчетного случая. Максимальное перемещение равно 0,092 мм. Как и во втором случае, перемещения концентрируются на стойке. Плита станины демонстрирует максимальную жесткость, величины перемещения на ней меньше максимальных перемещений на стойке на два порядка.

На рис. 13 показаны суммарные перемещения на верхней поверхности станины станка по линии, проведенной вдоль направляющей рельсы. Как видно, перемещения на поверхности станины не достигают и одного миллиметра.

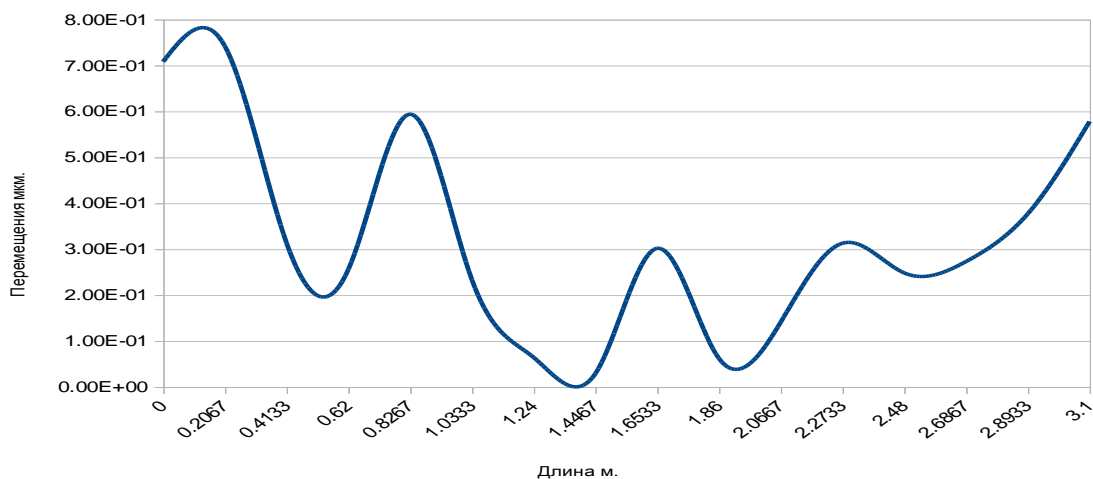


Рис. 13. Перемещения на поверхности бетонной станины станка

Картина распределения суммарных напряжений (по Мизесу) для первого расчетного случая показана на рис. 14, *а*. Максимальная величина напряжения составляет 13,73 МПа. Как и следовало ожидать, основные напряжения находятся на стойке и бабке с деталью. Величины напряжений бетонной станины меньше более чем на два порядка относительно максимального напряжения.

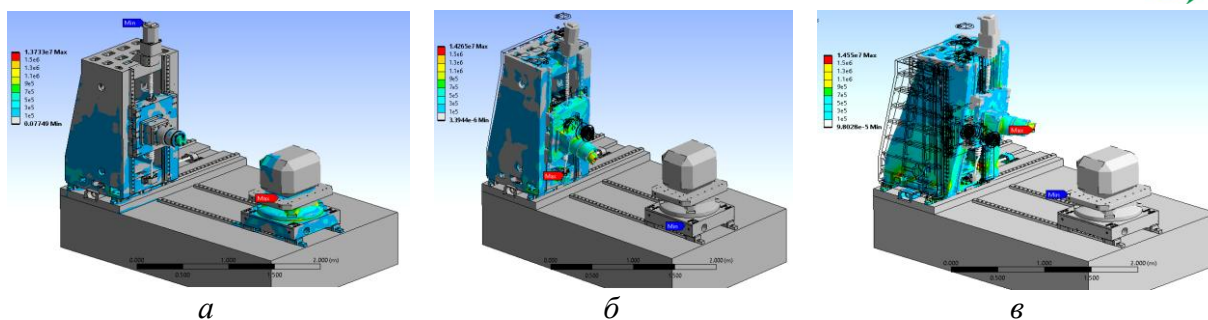


Рис. 14. Суммарные напряжения:
а – для первого расчетного случая; *б* – для второго расчетного случая;
в – для третьего расчетного случая

Картина напряжений для второго расчетного случая показана на рис. 14, *б*. Максимальная величина напряжения составляет 14,26 МПа. В данном случае основные напряжения находятся на стойке. Величины напряжений бетонной станины меньше более чем на два порядка относительно максимального напряжения.

Картина напряжений для третьего расчетного случая показана на рис. 14, *в*. Максимальная величина напряжения составляет 14,55 МПа. Как и в предыдущем случае, основные напряжения находятся на стойке. Величины напряжений бетонной станины меньше более чем на два порядка относительно максимального напряжения.

При модальном анализе рассматривается вариант станины станка, выполненной в виде бетонной плиты в форме параллелепипеда. Приводятся сведения о модальном анализе и картине резонансов. В ходе расчетов были получены частоты первых 12 мод. Величины частот и масштабов колебаний приведены в табл. 2.

Таблица 2. Частоты колебательных мод станка

№	Частота колебаний, Гц	Масштаб колебаний
1	33,41	1,00
2	57,91	0,01
3	72,41	0,92
4	79,13	0,01
5	84,06	0,04
6	90,85	0,07
7	106,73	0,46
8	138,59	0,18
9	152,52	0,11
10	164,00	0,01
11	179,65	0,01
12	202,93	0,03



Рассмотрим подробнее вид первых 6 мод. Форма колебаний первой моды показана на рис. 15. Для данной моды характерны качательные колебания стойки в плоскости YOX .

Форма колебаний второй моды показана на рис. 15, а. Для данной моды характерны качательные колебания стойки в плоскости YOZ .

Форма колебаний третьей моды показана на рис. 15, б. Для данной моды характерны качательные колебания бабки с деталью в плоскости YOX .

Форма колебаний четвертой моды показана на рис. 15, в. Для данной моды характерны качательные колебания бабки с деталью в плоскости YOZ .

Форма колебаний пятой моды показана на рис. 15, г. Для данной моды характерно вращение стойки относительно оси Y .

Форма колебаний шестой моды показана на рис. 15, д. Для данной моды характерно колебания бабки на стойке в плоскости YOZ .

В качестве особенности всех рассмотренных мод можно указать то, что станина не участвует в процессе колебаний. Колеблются либо стойка, либо бабка с деталью. Это еще раз демонстрирует чрезвычайно высокую жесткость бетонной станины.

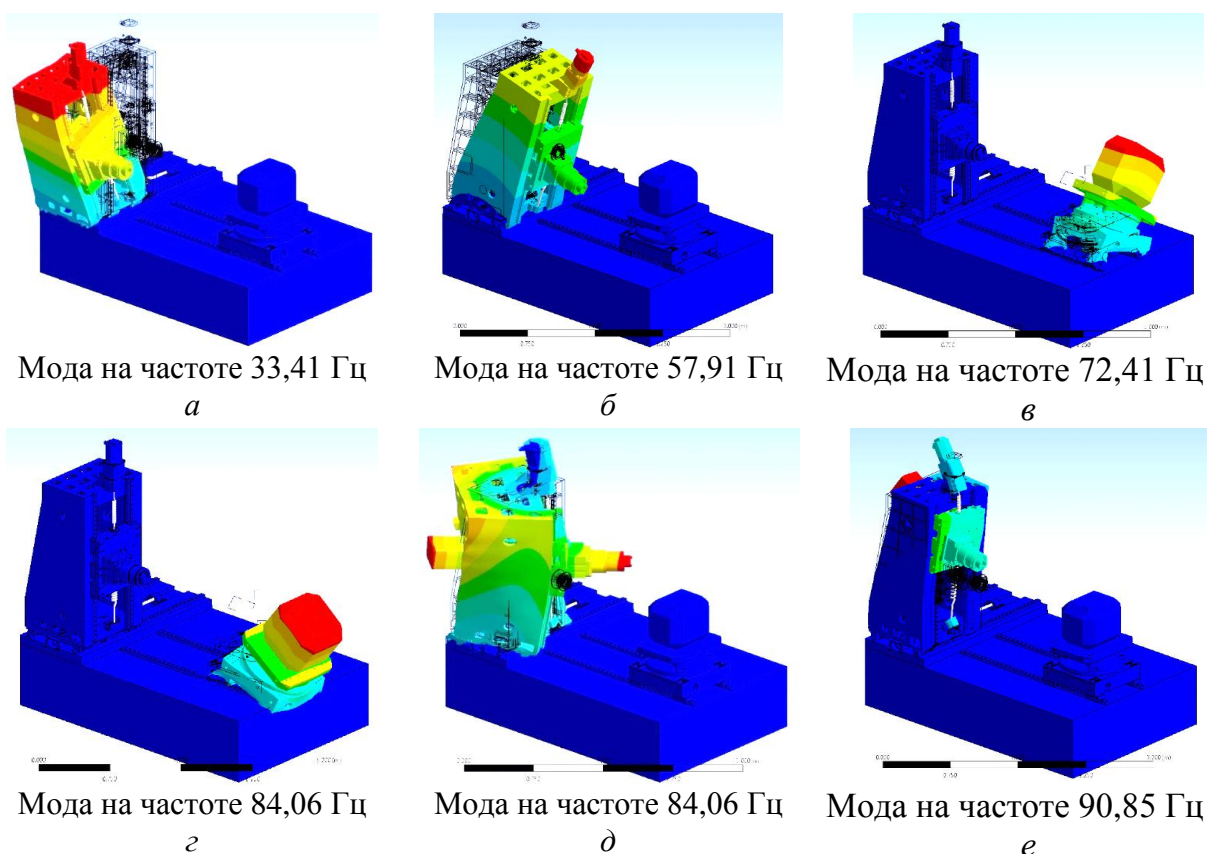


Рис. 15. Первые 6 мод колебаний станка

Заклучение. Упругие деформации несущей системы станка (деформации структурных деталей) являются ведущим фактором податливости станка, как при статическом, так и при динамическом воздействии сил резания и других нагрузок.

Станина является слишком податливой чугунной отливкой и нуждается в усилении. Податливость станины проявляется в эффектах:



– повисание станины. Проявляется в проседании нижней стороны станины по средней линии. Связано с наличием фундаментных опор только по контуру станины;

– вертикальное сжатие станины под весом стойки и стола. Наблюдается даже при виртуальном полном опирании станины на фундамент;

– изгибные деформации по срединной линии станины создают волновой канал динамической взаимосвязи между стойкой и столом. В результате на частотах 42–49 Гц появляются опасные резонансы, в которых стол и стойка колеблются совместно в плоскости YZ . Это нарушает точность обработки и стабильность процесса резания.

Прежде всего, желательна доработка сквозного внутреннего оребрения в «ножке» Т-образной станины. Следует увеличить высоту станины и исключить в ней большие полости и каналы. Стоит обратить внимание на полимербетонные конструктивные решения.

При создании обобщенной станины динамическая связь между S-блоком и Т-блоком подавляется. Оба блока испытывают только локальные резонансные возбуждения. Это положительно с точки зрения сдерживания виброактивности станка.

Литература

1. Каплун, А. Б. ANSYS в руках инженера: Практическое руководство / А. Б. Каплун, Е. М. Морозов, М. А. Олферьева. – М. : Едиториал УРСС, 2003. – 272 с.
2. Инженерный анализ в Ansys Workbench. / В. А. Бруйка [и др.]. – Самара : Самар. гос. техн. ун-т, 2010. – 271 с.
3. Определение жесткостных и диссипативных характеристик элементов сложносоставных систем / А. М. Авсиевич [и др.] // Машиностроение: Республиканский межведомственный сб. научных трудов. – Минск : БНТУ, 2018. – Вып. 31. – С. 130–135.
4. Анализ путей реновации тяжелого токарного станка с помощью МКЭ-испытаний. Часть 1. Статика и динамика радиального направления / С. С. Довнар [и др.] // Машиностроение : Республиканский межведомственный сб. научных трудов. – Минск : БНТУ, 2017. – Вып. 30. – С. 75–86.
5. Анализ жесткости подвижного портала продольно-фрезерного станка типа «Гентри» / В. И. Туромша [и др.] // Вестн. Гомел. гос. техн. ун-та им. П. О. Сухого. – 2011. – № 3 (46). – С. 15–28.
6. Василевич, Ю. В. Конечно-элементный анализ влияния бетонного наполнителя на динамическую жесткость портала тяжелого станка / Ю. В. Василевич, С. С. Довнар, И. А. Карабанюк // Наука и техника. – 2016. – Т. 15, № 3. – С. 233–241.
7. Довнар, С. С. МКЭ-анализ осевой динамики ползуна тяжелого СФР-станка / С. С. Довнар // Машиностроение: Республиканский межведомственный сб. научных трудов. – Минск : БНТУ, 2016. – Вып. 30. – С. 58–66.
8. Довнар, С. С. МКЭ-анализ эффективности полимербетонного усиления токарного инверторного станка. Статический и модальный анализ / С. С. Довнар [и др.] // Машиностроение: Республиканский межведомственный сб. научных трудов. – Минск : БНТУ, 2017. – Вып. 30. – С. 97–104.