

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Тольяттинский государственный университет»
Институт машиностроения
(наименование института полностью)

Кафедра «Оборудование и технологии машиностроительного производства»
(наименование)

15.04.05 «Конструкторско-технологическое обеспечение
машиностроительных производств»
(код и наименование направления подготовки)

Технология автоматизированного машиностроения
(направленность (профиль))

**ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА
(МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ)**

на тему «Исследование динамических параметров малогабаритного
фрезерного станка с ЧПУ центра “Формула
Станок”»

Студент

В.Н. Лукьянов

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Научный

к.т.н., доцент, Н.Ю. Логинов.

руководитель

(ученая степень, звание, И.О. Фамилия)

Тольятти 2020

Содержание

Введение.....	3
Глава 1. Обзор и анализ научно-технической информации	5
1.1 Несущая система металлорежущего станка и ее элементы	5
1.2 Расчет и моделирование базовых деталей несущей системы металлорежущего станка	6
1.3 Расчет и моделирование стыков базовых деталей несущей системы	15
1.4 Моделирование несущей системы металлорежущего станка.....	17
1.5 Способы программной реализации метода конечных элементов для решения статических и динамических задач механических систем.....	26
1.6 Виброустойчивость процесса фрезерования.....	27
1.7 Выводы.....	36
2. Разработка расчетной модели несущей системы фрезерного станка.....	40
2.1 Подготовка исходных данных для расчета в NASTRAN.....	40
2.2.1. Экспериментальное исследование стойки фрезерного станка.....	49
2.3 Моделирование стыков базовых деталей	60
2.4 Выводы	63
3. Исследование статических и динамических характеристик фрезерных станков.....	65
3.2 Выводы	74
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	77
Список используемых источников	79

Введение

В современном машиностроении постоянно растет требование к точности и качеству изготавливаемых деталей, а использование труднообрабатываемых материалов ставит задачу эффективного использования режущего инструмента, в совокупности эти характеристики оказывают влияние на производительность и ограничиваются как правило виброустойчивостью станка, для оценки которой необходимо знание динамических характеристик несущей системы.

Несущая система состоит из базовых деталей, таких как станина, шпиндель, корпусные детали и стыков между ними. Которые должна соблюдать следующие требования в процессе срока службы станка: точность изготовления и соблюдение требований к поверхности и формы деталей и узлов станка для обеспечения требуемой точности станка. Долговечность – сохранение первоначальной точности станка в течении заданного срока эксплуатации, высокая жесткость базовых деталей и стыков между ними, высокие демпфирующие свойства, противодействующие колебаниям инструмента и заготовки, малые температурные деформации, которые вызывают относительное изменение положение инструмента и заготовки в процессе резания.

Жесткость несущей системы характеризуют следующие параметры [1]: масса или момент инерции деталей, жесткость упругих элементов, силы неупругого сопротивления, связанными главным образом с трением в соединениях, связями между перемещениями масс в системе с многими степенями свободы.

Жесткость стыков базовых элементов деталей оказывает влияние на суммарную погрешность обработки, в следствии контактных деформаций, которые зависят от качества сопрягаемых поверхностей. При этом рассматривают не только отклонение от идеальной плоскости, но и характер

этих отклонения. Доля на такие деформации составляет около 30-70% от всех упругих перемещений.

Несущая система фрезерного станка составляет порядка 80 – 85 % от всей массы станка, поэтому расчет массы несущей системы при проектировании станка оказывает большое влияние на его цену.

В связи с этим вопросы рационального проектирования несущей системы для обеспечения требуемого динамического качества станка и его виброустойчивости при минимальном расходе металла имеют актуальное значение.

Опубликовано огромное количество работ, посвященных расчету базовых деталей и несущей системы станка, которые отличаются степенью сложности и позволяют выполнить статические или динамические расчеты. Более детально рассмотрены методы стат. анализа для расчета несущей системы станка как всей системы, так и отдельных базовых деталей.

На основе вышесказанного для достижения динамического качества станка и виброустойчивости необходимо спроектировать такую несущую систему, которая будет сохранять жесткость на всем сроке службы станка, при минимальном расходе металла, для достижения данной цели необходимо решить следующие задачи:

- Разработать расчетную модель несущей системы фрезерного станка, которая позволяет провести расчет динамических характеристик с учетом базовых деталей и стыков между ними
- Разработать методику подготовки исходных данных для построения расчетной модели.
- Разработать методику моделирования стыка базовых деталей для построения расчётной модели.
- Доказать адекватность предложенной методики, сравнением с экспериментальными данными
- Провести расчет виброустойчивости станка в процессе резания

Глава 1. Обзор и анализ научно-технической информации

1.1 Несущая система металлорежущего станка и ее элементы

Несущая система – комплекс деталей и узлов станка между инструментом и заготовкой, который обеспечивает правильное взаиморасположение под нагрузкой в процессе резания. Таких как шпиндельный узел, базовые детали (станина, основание, стойка, стол, планшайба, ползуны, суппорты, каретки, и т.д.) и стыки подвижные и неподвижные) между ними.

Основную массу станка образует несущая система (80-85%), поэтому при проектировании необходимо рассчитать оптимальную конструкцию НС для эффективного снижения массы и экономии металла.

Требования к несущей системе:

- 1) Точность изготовления и соблюдение требований к поверхности и формы деталей и узлов станка для обеспечения требуемой точности станка.
- 2) Долговечность – сохранение первоначальной точности станка в течении заданного срока эксплуатации.
- 3) Высокая жесткость базовых деталей и стыков между ними.
- 4) Высокие демпфирующие свойства, противодействующие колебаниям инструмента и заготовки.
- 5) Малые температурные деформации, которые вызывают относительное изменение положение инструмента и заготовки в процессе резания.

Жесткость несущей системы характеризуют следующие параметры [1]: масса или момент инерции деталей, жесткость упругих элементов, силы неупругого сопротивления, связанными главным образом с трением в соединениях, связями между перемещениями масс в системе с многими степенями свободы.

Жесткость стыков базовых элементов деталей оказывает влияние на суммарную погрешность обработки, в следствии контактных деформаций,

которые зависят от качества сопрягаемых поверхностей. При этом рассматривают не только отклонение от идеальной плоскости, но и характер этих отклонения. Доля на такие деформации составляет около 30-70% от всех упругих перемещений [2].

В неподвижных стыках детали возникают силы неупругого сопротивления или силы демпфирования, как результат относительного смещения деталей. Сила трения демпфирует колебания и рассеивает часть энергии вносимой в НС при ее нагружении [3].

Соединения различают как затянутые и незатянутые. Отличие которых связано с первоначальным натягом, так стыки, в которых малый первоначальный натяг называют незатянутыми. В работе [4] рассматривают случай, когда затянутое соединение, при определенной амплитуде колебаний, зависящей от степени затянутости стыка, возникают относительные смещения тел и соединение переходит в категорию незатянутых

В результате обзора в несущей системе станка можно выделить основные элементы, влияющие на жесткостные характеристики, это базовые детали и стыки между ними.

1.2 Расчет и моделирование базовых деталей несущей системы металлорежущего станка

Опубликовано огромное количество работ, посвященных расчету базовых деталей и НС станка, которые отличаются степенью сложности и позволяют выполнить статические или динамические расчеты. Более детально рассмотрены методы стат. анализа [5] для расчета несущей системы станка как всей системы, так и отдельных базовых деталей.

Самый упрощенный способ расчета заключается в представлении деталей несущей системы станка как стержневые рамы, тесть представляются в виде сплошных брусев [5], а детали типа плит однородными пластинами.

При расчете деталей типа станин, стоек, рукавов рассматривают их общую деформации. Детали, которые перемещаются по направляющим представляют в виде балки на упругом основании, которая опирается на направляющие. В расчете применяют линейную зависимость между величиной нормального давления и контактной жесткостью стыка, а коэффициент контактной податливости выводится из экспериментальных данных.

Элементы несущей системы станка такие как окна, ребра, переменные сечения учитывают введением паромеров – приведенной толщины стенок, приведенной жесткости и т.п.

На основе описанного подхода рассмотрим методы моделирования и выделим некоторые особенности.

Определение жесткости станин [5]

При расчете станину рассматривают как двух опорную балку постоянного поперечного сечения с некоторой жесткостью, тогда прогиб f_{cm} в середине балки длиной L под нагрузкой P равен:

$$f_{cm} = \frac{P \cdot L^3}{3 \cdot (E \cdot J)_{пр}}, \quad (1)$$

где $(E \cdot J)_{пр}$ – жесткость балки на изгиб, $\text{Н} \cdot \text{м}^2$

Зависимость крутящего M_k от угла закручивания балки:

$$\theta = \frac{M_k \cdot L}{(G \cdot J_p)_{пр}}, \quad (2)$$

где $(G \cdot J_p)_{пр}$ – крутильная жесткость балки, $\text{Н} \cdot \text{м}^2$

Когда проводится расчет станины представляют, что на балку воздействуют только кручения деформация изгиба (в двух плоскостях). В вертикальной плоскости жесткость станины на изгиб, представляется как момент инерции сечения к горизонтальной оси, который проходит через центр тяжести сечений, а в горизонтальной как момент инерции сечения к вертикальной оси.

При определении жесткости станины с замкнутым контуром модель сечения упрощают как для полых труб при свободном кручении

Станины, состоящие из вертикально расположенных стенок соединёнными перегородками, жесткость на кручение определяется из условия равенства суммарного угла закручивания станины и бруса с постоянным поперечным сечением (при условии нагружения противоположными моментами равными по величине и приложенных к торцу). Угол закручивания принимают параллельным относительно оси центра тяжести поперечных сечений, в этом случае переменностью напряжений по толщинам стенок можно пренебречь.

Определение деформаций стоек станин [5]

По аналогии с определением жесткости станин, подразумевают, что на балку воздействуют только деформация изгиба, сдвига, кручения.

При расчете деформация на изгиб модель стоек, модель стойки рассматривают как сечение, наиболее точно повторяющее конструктивные особенности стойки. В общем случае это сечение удаленное от наибольшего на расстояние примерно треть длины участка переменной жесткости, при этом влиянием поперечных ребер и перегородок, а так же окон пренебрегают.

Расчет жесткости стоек на сдвиг проводят на участке сечения. При условии: к точке f_c приложена сила P и имеет коэффициент распределения сдвига ξ , перемещение определяют по формулам:

$$f_c = \frac{P \cdot h^3}{3 \cdot E \cdot J} + \frac{\xi \cdot P \cdot h}{G \cdot F}, \quad (3)$$

$$\xi = 3(t + 1) \frac{2t^3 + 10t^2 + 15t + 5}{5t^2(t + 3)^2}, \quad (4)$$

где h - высота стойки, м;

E – модуль Юнга материала стойки, Па;

G – модуль сдвига материала стойки, Па;

J – момент инерции поперечного сечения стойки, м^4

F – площадь поперечного сечения стойки, м^2

$t = l/b$ – отношение габаритных размеров сечения стойки: длины l и ширины b .

Так же коэффициент распределения можно назначить по справочным данным

t	0,5	0,7	1	1,5	2,0
ξ	4,5	3,2	2,4	1,9	1,6

Жесткость стоек на кручение определяется по формуле:

$$G = J_{\text{кр}} \frac{4 \cdot G \cdot F_{\text{к}}^2}{\sum \frac{l_i}{\delta_i}}, \quad (5)$$

где $F_{\text{к}}$ – площадь сечения, описанного осевыми линиями замкнутого контура расчетного сечения, см ;

l_i – длина участков замкнутого контура расчетного сечения, см ;

δ_i – толщина замкнутого контура расчетного сечения, см ;

При расчете на кручение, из расчета исключают продольные ребра, направляющие, т.к. их влияние невелико. Влияние окон учитывают как коэффициент k_0 , который выбирается из справочных материалов [6] в зависимости от размеров окна и стойки.

Расчет жесткости ползунов и хоботов.

Жесткость на изгиб и кручение ползунов и хоботов в процессе резания связано с их упругим перемещением вдоль направляющих этих базовых деталей.

Результатом расчет деформации ползунов является их перемещение, угол закручивания инструмента и оси ползуна [6]. Вычисления проводятся по эмпирической зависимости в которой принимается во внимание не только жесткость детали, но и контактная жесткость стыков.

По аналогии ведется статический расчёт, отличием является лишь сильно упрощенные расчеты и используется на ранних стадиях проектирования отдельных базовых деталей. Представление базовых деталей в упрощенных моделях даёт возможность получить упрощенную модель деформаций.

Наиболее точным расчетом является моделирование базовых деталей по методу конечных элементов. Использование данного метода для расчета статических характеристик НС посвящено огромное количество работ [7, 8, 9, 10], в которых приведены преимущества перед методом с упрощенными моделями базовых элементов. Преимущество заключается в разработке модели с минимальными упрощениями, в модели учитываются конструктивные особенности НС, габаритные размеры детали и более мелкие детали. В стержневом подходе невозможно разработать такую точную модель. В работе [10] продемонстрированы преимущества метода метод конечных элементов на примере расчета статических характеристик ползуна продольно-фрезерного станка и станины. На рис 1.1 изображена составленная модель конечных элементов ползуна в виде пространственной коробчатой конструкции. На все конструктивные элементы нанесена сетка прямоугольных конечных элементов. Данная модель наиболее приближена с его реальной конструкцией.

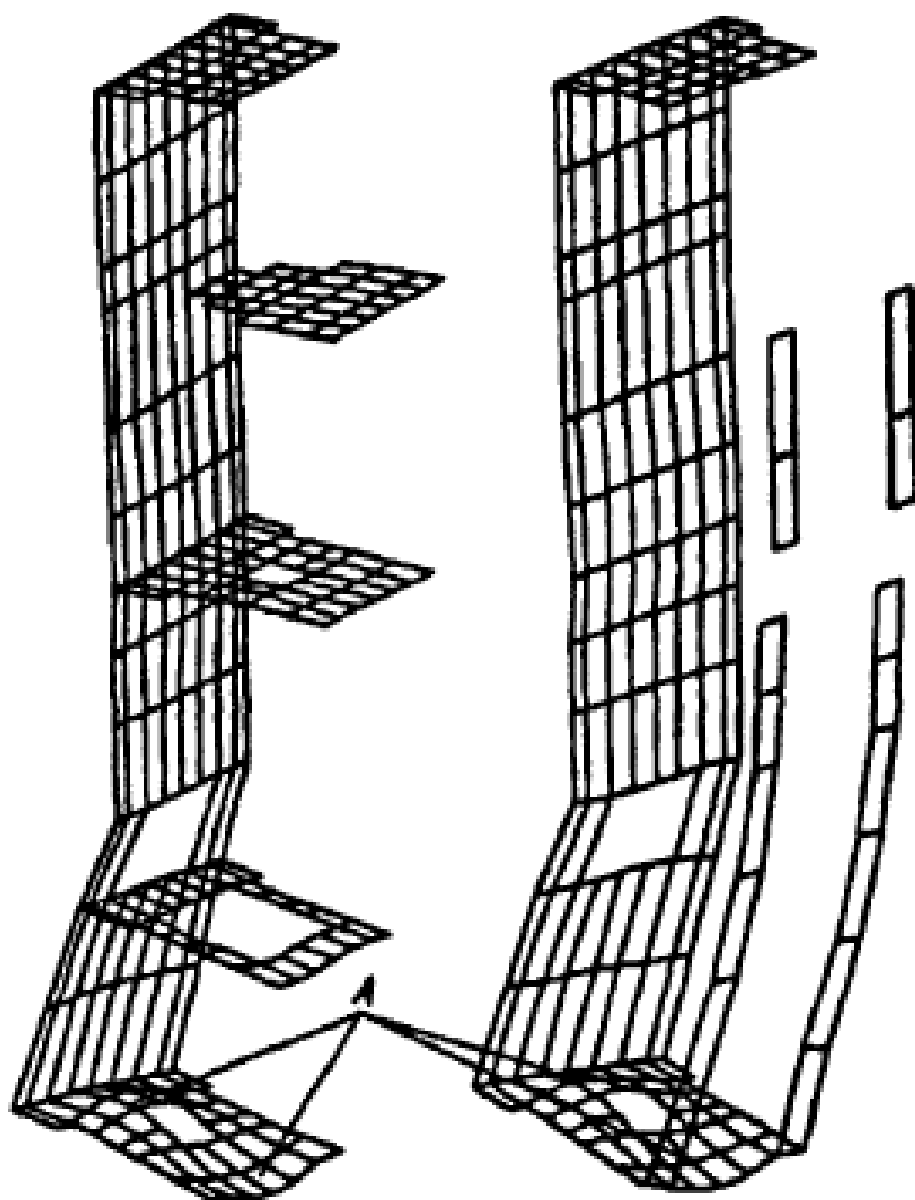


Рисунок 1 - Расчетная модель ползуна (А – зона местных деформаций торца ползуна [10])

В результате расчета ползуна и использованием данной модели выявил конструктивный недостаток, а именно: торец для установки шпинделя, который предназначен для передачи нагрузки на ползун, подвергался повышенным деформациям (рис 1.1). Использование метода стержневой модели ползуна не дал бы такого точного анализа и возможности выявить влияние местных деформаций переднего торца на общую жесткость конструкции и следственно принять адекватное решение по изменению конструкции ползуна.

При расчете станины [10] расчетная модель получалась сложнее, в модели присутствуют элементы разных типов: объёмные конечные элементы, полученные при моделировании фундамента, установленного на упругом основании; пластичные конечные элементы полученные при моделировании станины; балочные конечные элементы, полученные при моделировании башмаков. Безусловно конечные элементы различных типов дают более точный результат, потому что это позволяет принять во внимание все элементы конструкции и её деформации. Таким образом в МКЭ выделяется преимущество: расчетная модель может быть более приближена к реальной в результате использования конечных элементов разных типов.

Несмотря на преимущества МКЭ, перечисленные выше в работе [10] нет подтверждения результатами экспериментальных исследований, которые могут подтвердить точность расчетов при переходе от стержневой модели к модели конечных элементов, а так же данная методика не предоставляет возможности рассчитать динамических характеристики.

В работе [11] разработана методика, которая помогает на стадии проектирования построить математическую модель. В основу методики заложена использование метод МКЭ в комплексе методами оптимизации. В качестве примеров приведена оптимизация конструкции поворотного подвижного стола (рисунок 2). При моделировании и расчете характеристик за целевую функцию была принята масса конструкции. Ставилась задача максимально снизить массу конструкции с сохранением статической жесткости стала. Модель стала в деформированном состоянии (2,б) построена по аналогии модели ползуна с помощью прямоугольных и стержневых конечных элементов [10].

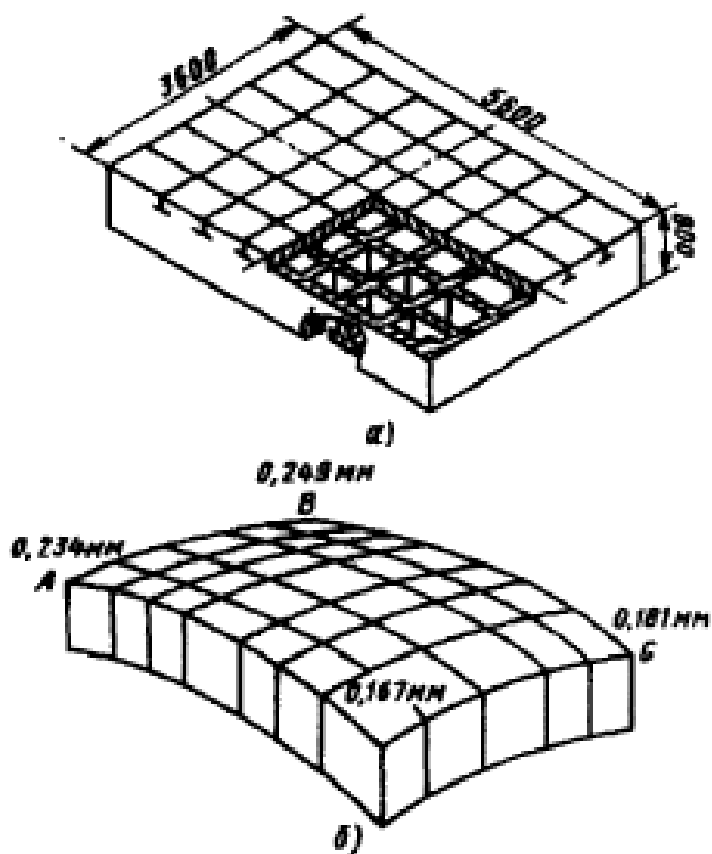


Рисунок 2 - (а) Конструкция стола-спутника; (б) расчетная модель конструкции стола спутника в деформированном состоянии [11].

В результате решения задачи с помощью построение модели методом конечных элементов в совокупности с оптимизацией конструкции удалось снизить массу стала на 34% с сохранением статической жесткости конструкции на прежнем уровне. Наиболее удачным решением варианта снижения массы оказалось уменьшение толщины верхней плиты, боковых и внутренних стенок, а также увеличили расстояние между ребрами. Отличительной особенностью работ [10] и [11] является удачная попытка объединения двух задач: построение расчетной модели стола спутника из составных элементов и применен алгоритм оптимизации конструкции (снижение массы конструкции) при ограничении (стат. жесткость). А так же

представлен упрощенный подход к оптимизации конструкции на основании расчетов отдельных базовых деталей.

Недостатки данной работы схожи с недостатками работы [10], расчет позволяет провести анализ только статических характеристик. Также при выборе типа сетки конечных элементов используют только два типа, что значительно сокращает возможность применения данного метода к другим деталям. Кроме того, методика основана на переборе подходящего решения, что увеличивает затраты времени на вычисление, а отсутствие сравнения полученных результатов с экспериментальными данными не даёт возможности судить о точности расчета.

В работе [13] представлена аналогичная методика, главным отличием является составление общей расчетной модели. В качестве примера рассмотрен расчет стат. жесткости портальной колонны станка ОП2И04АМФ4 с бобышкой (рисунок 3). В расчетах жесткость стержней крепления шпиндельной бабки сильно больше реальной жесткости шпиндельной бабки. Недостатком методики является значительное упрощение расчета, а результат расчета имеет низкую степень адекватности.

Проведённый анализ методик расчета жесткостных характеристик базовых деталей несущей системы металлорежущего станка можно сделать следующие выводы:

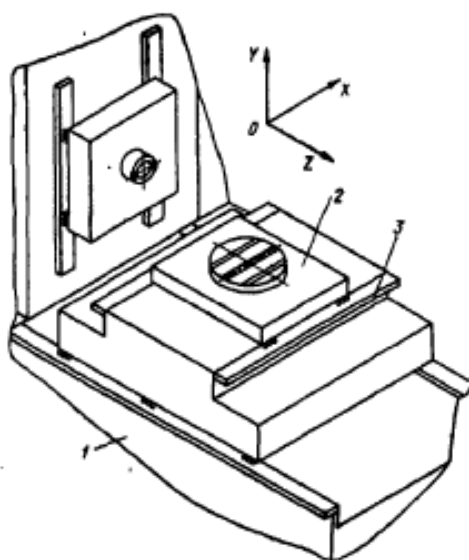


Рисунок 3 - Схема компоновки станка ОП2В04АМФ4 [13]

При расчете жесткостных характеристик используют два разных подхода: моделирование с использованием теории изгиба и кручения тонкого стержня с помощью метода конечных элементов, который позволяет моделировать деталь как пространственное тело. При построении модели могут использоваться не только стержневые элементы, но и элементарные пластинки и изотропные твердые тела, такой метод позволяет построить модель наиболее схожую с реальной. Отсюда следует, при построении модели по теории тонкого стержня невозможно описать корпусные детали сложной формы, а значит для точного моделирования и расчета необходимо пользоваться методом конечных элементов. Так же в приведенных методиках расчет позволяет определить только статические характеристики по которому невозможно судить о поведении станка в процессе резания.

Общий недостаток рассмотренных выше методик - пренебрежение в расчетной модели наличие стыка между деталями, что не позволяет разработать расчетную модель несущей системы станка в целом, а также отсутствие экспериментальных данных для оценки адекватности и точности полученных расчетов.

1.3 Расчет и моделирование стыков базовых деталей несущей системы

Стыки базовых деталей (подвижные, неподвижные) оказывают большое влияние на статические и динамические характеристики. Из этого следует, что для разработки адекватной модели помимо базовых деталей несущей системы станка требуется учитывать стыки между ними.

В зависимости от точности, вида обработки, отклонение от идеальной плоскости (волнистости, микронеровностей) и физико-механических свойств

материалов контактирующих поверхностей изменяется величина контактных деформациях в стыках. Зависимость жесткости стыка от нагрузки можно выразить нелинейной зависимости, из-за увеличения площади контакта при повышении нагрузки на соединение. А также можно выразить нелинейную зависимость между деформациями микронеровностей и нагрузками.

Разработаны множество методик расчета контактных деформаций в стыках базовых деталей. Расчет методиках [13, 14, 15] основан на эмпирических зависимостях. В них стык представляют как единый, непрерывный объект и на основе полученных экспериментальных исследований (стык деталей из различных материалов, с разным качеством обработки, разными условиями смазки) выводят эмпирические зависимости с помощью которых рассчитывают контактные деформации базовых деталей.

В методиках [16,17] стык между базовыми деталями представляют как совокупность точек соприкосновения друг с другом в местах микронеровностей. Расчет в данных случаях проводится к деформации микронеровностей контактирующих деталей. А микронеровности представляют как геометрические фигуры: сфера, цилиндр, эллипс и т.д. Одну поверхность представляют идеально гладкой, а вторую шероховатую. Подобные задачи аналитическим методом с использованием теории контактного взаимодействия Беляева – Герца [17].

Недостатки методик, представленных выше заключаются в том, что стык рассматривают как отдельный элемент несущей системы, поэтому данный метод не подходит для разработки модели несущей системы станка. Т.к. расчет контактной податливости стыка не подразумевает разработки расчетной модели. А применение метода моделирования контакта микронеровностей невозможно использовать в стыках базовых деталей больших площадей.

В заключении можно сказать, что данные методики позволяют провести расчет жесткости стыков базовых деталей и использовать в качестве исходных данных расчетной модели несущей системы станка.

Так же существует способ моделирования стыков, в основу которого заложено представление стыка как совокупность конечного числа пружинных элементов, характеризующееся демпфированием и жесткостью [18,19,20]. Данный подход является наиболее точным и фактически единственным способом моделирования стыков. Хотя и имеет ряд недостатков: в начале моделирования стыка необходимо определять количество и расположение дискретных элементов (пружин) в пределах площади контакта, а так же для каждого конкретного случая необходимо определять параметры пружин. Что вынуждает при новом проектировании заново определять жесткостные параметры стыка.

1.4 Моделирование несущей системы металлорежущего станка

Разложение НС станка на отдельные базовые элементы и стыки между ними, последующий расчет и моделирование один из основополагающих этапов проектирования станка. Но

В работе [1] разработан упрощенный вариант к анализу и расчету несущей системы станка. Авторами разработана методика, основанная на разбиении базовых деталей на отдельные элементы с последующим анализом с помощью метода конечных элементов в комплексе с методами оптимизации. Для примера в работе [1] рассмотрена задача проектирования базовых несущей системы станка, которая заключалась в определении распределения материала по конструкции несущей системы, с целью снижения массы и сохранением условий прочности и надежности. Несомненным преимуществом данного метода это упрощенное

моделирование, четкая систематизация и надежность расчетов. Особенностью данного метода можно выделить построение расчетных моделей отдельных базовых деталей с последующим их анализом, но в реалиях работоспособность и качество станка зависит от характеристик системы в целом, поэтому данную особенность так же можно выделить как недостаток. К недостаткам так же можно отнести анализ только статических характеристик, а также отсутствие подтверждение адекватности расчетов экспериментальными данными.

В работе [44] рассмотрена методика, которая позволяет выполнить анализ и расчет характеристик всей несущей конструкции. Особенностью данного метода является в представлении несущей системы как групп деталей с невесомым и упругим соединением, которые образуют единую колебательную систему. Результаты расчетов собственных частот и форм колебаний подкреплены экспериментальными данными, хоть и при моделировании модель станка (рис 1.4) сильно упрощена, погрешность расчета составляет не более 5%. Так же в работе проведен расчет амплитудно-частотной характеристики несущей системы станка. К недостаткам данного метода можно отнести низкую степень детализации модели, что не позволяет судить о влиянии конструкции деталей несущей системы станка на характеристики всей системы. А также для построения наиболее точной расчётной модели станка необходимо обладать экспериментальными данными по формам колебаний несущей системы станка на резонансных частотах. В совокупности недостатков можно сделать вывод, что такая методика не подходит для проектирования нового оборудования.

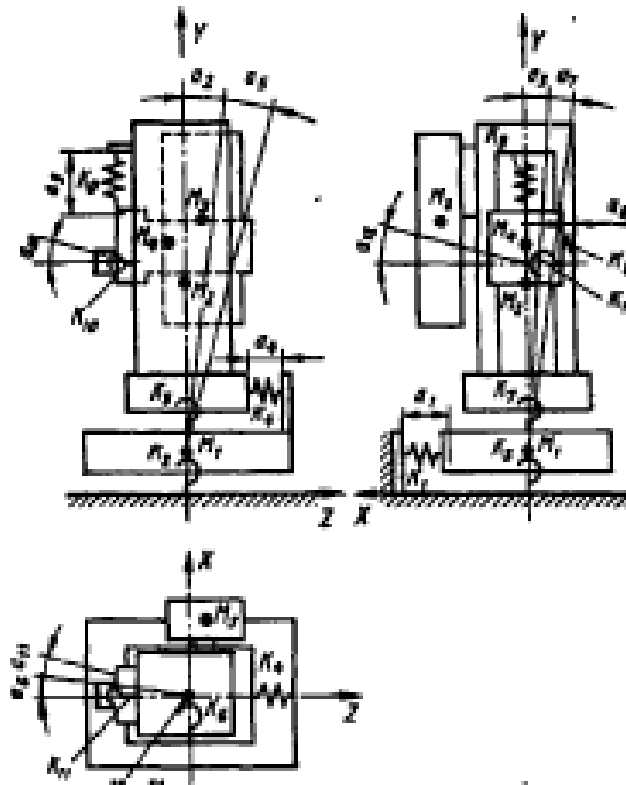


Рисунок 4 - Расчетная модель тяжелого многоцелевого станка [44]

Из анализа работ проведенных выше становится понятно, что чем больше расчетная модель похоже на реальный станок, тем более точные результаты расчетов характеристик несущей системы. Так авторы в работе [103] предприняли попытку в процессе моделирования использовать вместо массо-инерционных моделей несущей системы станка как в работе [44] перейти к стержневым, при этом соединение стержней рассматривалось как жесткая и упругая связь. В основу методики легли расчеты стержневых строительных конструкций с применением метода конечных элементов [6]. По аналогии с работой [6], в работе [103] метод конечных элементов применяют в виде метода перемещений. Метод перемещений заключается в последовательном определении смещения стержневых элементов и их соединении. Для начала рассматривают один стержень как отдельный элемент и рассчитав его упругие смещения, эти данные используют для анализа соединённого с ним

стержня и так далее. Отличительной особенностью данного метода перед методом [44] является построение расчетной модели на основе стержневой модели, в результате построения модель несущей системы станка изображена в виде пространственной стержневой системы, соединение которых реализовано за счет упругих элементов или непосредственно, что позволяет анализировать стыки между деталями. Главным преимуществом над массо-инерционным методом является моделирование большего количества конструктивных элементов, что повышает приближенность к реальной модели и позволяет провести анализ влияния этих элементов на статические и динамические параметры.

Более детально метод построения расчетной стержневой модели и последующий её анализ описан в работах [23,41,12]. В качестве примера в работах [41, 12] проведен анализ различных фрезерных станков, выпускаемых Ульяновским заводом станкостроения. Пример построения стержневой расчетной модели станков представлен на рис 1.5. На основе проведенных исследований в работе [41], проведены расчеты динамических характеристик станков. Авторами подтверждена возможность с помощью стержневой модели расчета формы колебаний несущей системы станка на резонансных частотах, а также оценить влияние отдельных элементов на всю несущую систему в целом. Приведение результатов экспериментальных данных и сопоставления их с расчетными, показал различие в параметрах менее 30%, что является допустимым.

Все работы, рассмотренные ранее в данной главе, приводят к выводу, что только методика анализа стержневой расчетной модели позволяет провести анализ статических и динамических характеристик несущей системы станка с учетом всех конструктивных особенностей. Поэтому можно сделать вывод, что только в работах [23,41,12] используется адекватная модель. Главным преимуществом этих методик является оценка влияния каждого элемента конструкции на суммарную деформацию несущей системы станка. Но из-за

высокой степени упрощения расчетной модели невозможно провести анализ конструктивных элементов исключенных из расчета на влияние динамических характеристик, а так же представление расчётной модели в виде стержней, а стыков между ними упругими пружинами не предоставляет возможности анализировать деформации базовых деталей, которые в свою очередь оказывают большое влияние не жесткость несущей системы.

Аналогичным методом расчета воспользовались авторы в работе [94] пытаясь его упростить, т.к. увеличение детализации модели приводит к большим затратам на вычислении динамических характеристик несущей системы. В данной работе авторы предлагают разбить расчетную модель на расчетную схему, состоящую из суперэлементов, которые выражены как совокупность нескольких элементов несущей системы или узла отдельно. Была разработана методика, по которой достаточно легко разделить расчетную модель на суперэлементы. В работе по разработанной методике для разложения расчетной модели на суперэлементы, разобрана схема многоцелевого станка с крестовым столом (рис 1.6).

Расчетная модель похожа с моделью в работе [23], отличительной особенностью является сокращение объёма вычисления за счет объединения элементов несущей системы станка в суперэлементы. Из преимуществ данного метода над методом, представленного в работе [23] можно выделить значительное сокращение объёма вычислений и следственно времени на вычисление. Данный метод так же обладает такими же недостатками, как и в работе [23], а так же без проведения предварительного экспериментального исследования объединение элементов несущей системы в супе элементы существенно усложняется, вследствие данный метод проще, но его невозможно применить при проектировании нового оборудования.

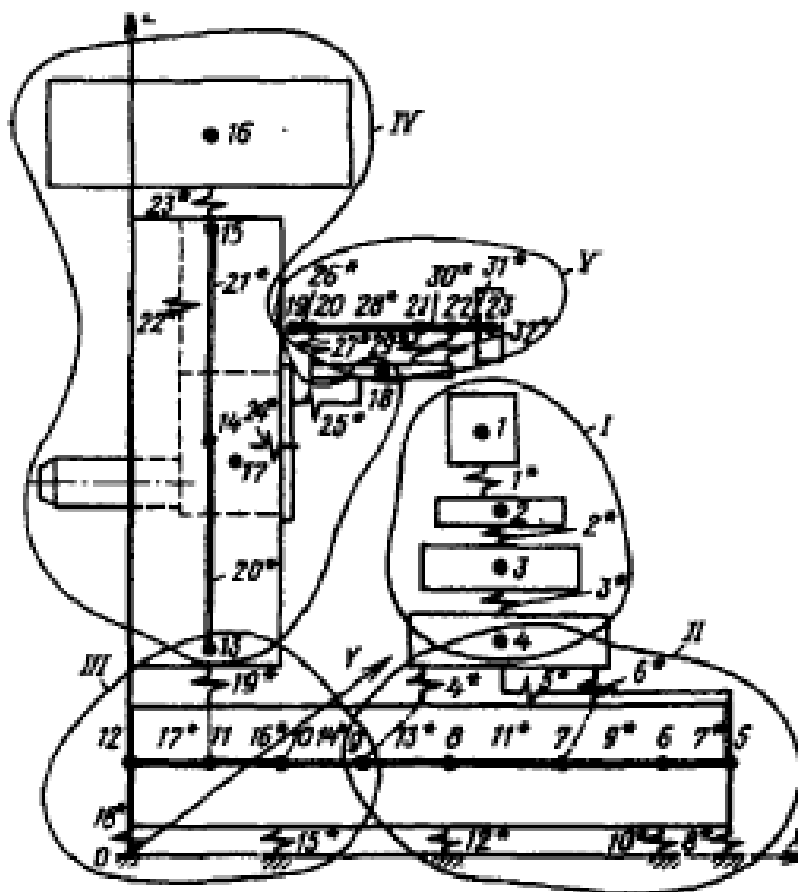


Рисунок 6 - Расчетная схема многоцелевого станка с крестовым столом [41]:

I-V – суперэлементы; 1-23 – узловые точки; 1-32 – упругие элементы

Одним из путей решения задачи по повышению адекватности расчётной модели несущей системы станка, является приближение расчетной модели к реальной конструкции, что в результате повысит точность расчетов её характеристик. В работах [26, 32] для расчета статических характеристик несущей системы станка используется классический метод конечных элементов, для повышения степени детализации расчетной модели и сокращения времени на расчеты, элементы несущей системы станка объединяют в суперэлементы. Данный метод обладает таким же главным

недостатком, как и в работе [25], а именно, объединение конечных элементов без проведения опытных исследований невозможно.

Решение задачи по исследованию статических характеристик несущей системы станка по методикам приведенных в работах [26, 32] дали следующие результаты: построена картина деформированного состояния несущей системы станка, методика позволяет выявить слабые элементы в несущей системе станка, определена зависимость расположения узлов на величину податливости станка в зоне обработки и податливости отдельных элементов на относительное смещение заготовки и инструмента

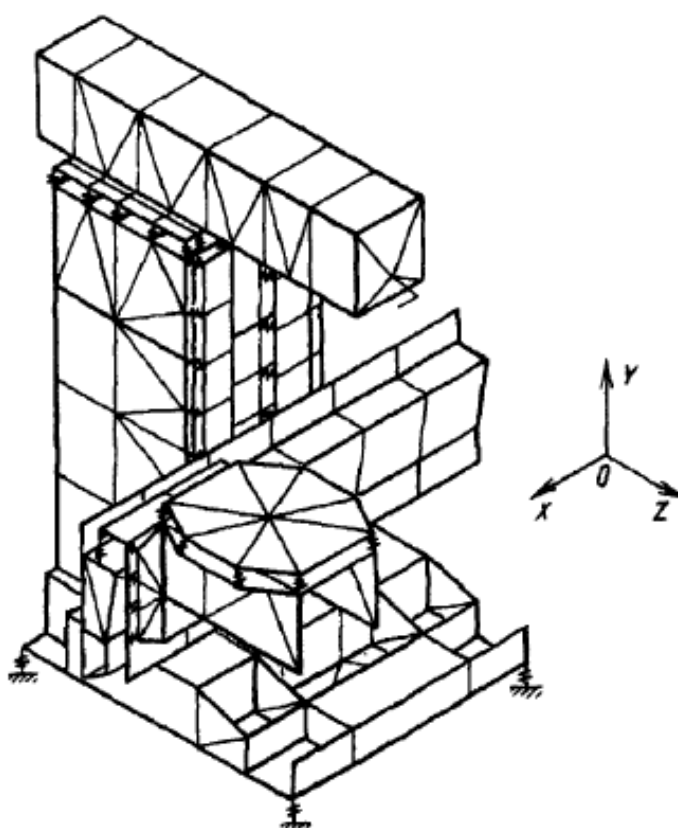


Рисунок 7 - Расчетная модель несущей система станка СФ68Ф4 [26]

В работах [26,32,24] можно выделить единый недостаток, это отсутствие прикрепленных экспериментальных данных, которые могли бы подтвердить адекватность анализа и расчетов, а так же, как и говорилось ранее

разложение КЭ несущей системы станка на супеэлементы без проведения экспериментальных исследований почти не возможно, что значительно сокращает область применения данной методики и делает его почти непригодным на этапе проектирования.

В результате проведенного анализа и сравнения методик расчета жесткостных характеристик несущей системы, проведенный в данном параграфе можно сделать следующие выводы.

Большинство рассмотренных работ предназначены для расчета статических характеристик несущей системы станков, которые не дают в полной мере спрогнозировать работоспособность станка в процессе резания. Все они основаны на методе конечных элементов используемый в разной форме. Различием в методиках заключается разной степенью приближённости расчетной модели к реальной конструкции станка, стоит отметить, что наиболее приближенные модели получаются с помощью классического метода конечных элементов, однако моделирование приводит к увеличению количества и времени расчетов. Благодаря использованию метода конечных элементов можно определить характер местных деформаций деталей и проанализировать их влияние на динамические характеристики несущей системы.

Авторы рассмотренных методик стремятся снизить количество конечных элементов в расчетной модели разными путям, например, упрощение расчетной модели за счет представления элементов несущей системы станка в виде стержневых детали или объединение элементов несущей системы станка в суперэлементы. Существенным недостатком метода суперэлементов является требование наличия экспериментальных данных колебаний станка для объединения в суперэлементы, которые отсутствуют при проектировании нового станка.

Так же можно выделить общий недостаток работ по расчету характеристик несущей системы станка, все методы сводятся к упрощению моделированию стыков между деталями, например в виде упругих пружин, расчет которых проводится на основе экспериментальных исследований, а также в работах отсутствует подтверждение эффективности методов экспериментальными данными.

1.5 Способы программной реализации метода конечных элементов для решения статических и динамических задач механических систем.

Результаты расчета и анализа динамических и статических характеристик зависят от адекватности расчетной модели, которую возможно построить только применив метод конечных элементов. В современном станкостроении, при проектировании нового оборудования широко используются программы инженерного анализа, основанные на методе конечных элементов, в которых представляется возможность построить расчетную модель без упрощений, которая будет повторять реальную геометрию и свойства материалов.

Существует огромное множество различных программ основанных на методе конечных элементов, различающие разным функционалом, набором инструментов, решателей.

COSMOS – программное обеспечение (ПО) с помощью которого можно реализовать решение задач методом конечных элементов, таких как: анализ площади или точек контакта между телами; статический расчет; расчет поля допуска критических нагрузок для стабильности устойчивости; моделирование деформации; расчет резонансных частот и определение форм колебаний.

ADAMS – ПО позволяет моделировать сложные расчетные модели для расчета динамических характеристик, проводить статический анализ в реальном времени. Плагины предоставляют возможность по прямому взаимодействию с ANSYS, I-DEAS, NASTRAN, ABAQUS. С помощью встроенных инструментов программа позволяет запустить анимацию моделируемого процесса, сформировать отчет в формате .xls, а так же имеет возможность установки дополнительных расширений для решения узкопрофильных задач.

NASTRAN – конечно-элементная система обеспечивающая полный набор расчетов: напряженно-деформированного состояния, запасов прочности, собственных частот и форм колебаний, анализ устойчивости, исследование установившихся и неустойчивых динамических переходных процессов, акустических явлений, анализ контактного взаимодействия. Программа обладает большой базой данных материалов и позволяет рассчитать задачи разного характера для одной модели.

ANSYS - конечно-элементная система для статического и динамического анализа, соответствующая всем стандартам ISO 9001 в промышленности. Наиболее распространенный программный комплекс, для расчетов напряженно-деформированного состояния различных конструкций и широко используется в научно-исследовательские организации.

В процессе изучения возможностей и особенностей программных комплексов подходящих для расчетов динамических и статических параметров реализующим методом конечных элементов, наиболее подходящий и распространённый вариант – Nastran. Прежде всего это связано с возможностью использование как линейных так и нелинейной зависимости физических процессов, а так же возможностью использования дополнительных компонентов для более детального анализа.

1.6 Виброустойчивость процесса фрезерования.

В процессе резания с увеличением припуска на обработку возникают автоколебания несущей системы станка, что значительно ограничивает его в производительность. Которые приводят к потере устойчивости станка, в следствии к снижению точности обработки, увеличению износа инструмента, а в некоторых случаях может привести виброразрушениям несущей системы станка. Поэтому при проектировании нового металлорежущего станка

необходимо определить максимальный припуск, подачу, частоту вращения заготовки для определения максимальной производительности с сохранением устойчивости станка.

В работе [74] автор разработал методiku, основанную на экспериментальных данных и теории автоматического управления критериями устойчивости для определения критических режимов резания. Автор представлял станок как некая динамическая система на основе аналитических данных, состоящая из упругих элементов (приспособление, режущий инструмент, обрабатываемая деталь) и её воздействиях при рабочих процессах (трения, резания и протекающих в двигателях приводов) станка, что образует эквивалентную упругую систему станка. Которая предполагает взаимосвязь и замкнутость системы (рисунок 1.8).

После проведение анализа методов расчета устойчивости систем, автором работы [74] был сделан вывод, что наиболее практичным является амплитудо-фазовый частотный критерий Найквиста-Михайлова, который заключается в описании динамической модели станка в виде передаточной функции независимых элементов и на основе этих данных судить об устойчивости замкнутой системы. Из схемы представленной на рисунке 1.8, передаточную функцию разомкнутой системы можно представить в виде произведения функции упругой системы ($W_{\text{эус}}$) и процесса резания (W_p):

$$f_{cm} = W_{\text{эус}} \cdot W_p \quad (6)$$

Для оценки устойчивости станка по критерию Найквиста-Михайлова динамическую систему представляют в виде замкнутой системы и судят о её устойчивости по амплитудно-фазовой частотной характеристике в разомкнутом состоянии ($W_{\text{раз}}$), так система является устойчивой если АФЧХ разомкнутой системы не отхватывает точку (-1;0) (Рисунок 1.9).

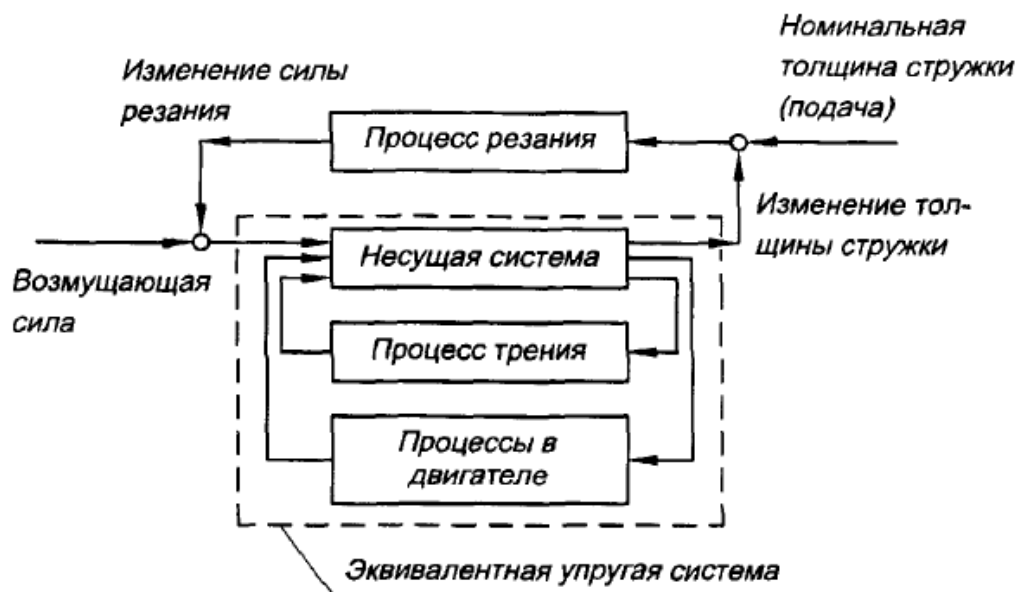


Рисунок 8 - Блок-схема замкнутой динамической системы [74]

Выводы, сделанные в работах [39, 32] позволяют судить о влиянии несущей системы станка на функции эквивалентной упругой системы, что составляет порядка 80%, которая в свою очередь может быть выражена в виде:

$$W_p = K \cdot b, \quad (1.7)$$

где K – коэффициент резания, кг/мм;

b – ширина срезаемого слоя, мм.

При решении задачи устойчивости станка с использованием критерия Найквиста, когда уже известны значения динамической податливости эквивалентной упругой системы станка ($W_{эус}$) и коэффициента резания (K), их можно подставить в выражения (1.6) и (1.7), можно получить значения амплитудно-фазовой частотной характеристик системы и построить её функцию. Построенная функция позволит судить о устойчивости, из условия: если функция АФЧХ разомкнутой системы пересекает ось в точке $(-1;0)$, систему можно считать не устойчивой. Данное условие наступает, когда

ширина срезаемого слоя ($b_{кр}$) достигает критического значения. Тогда, критическая ширина срезаемого слоя равна [74]:

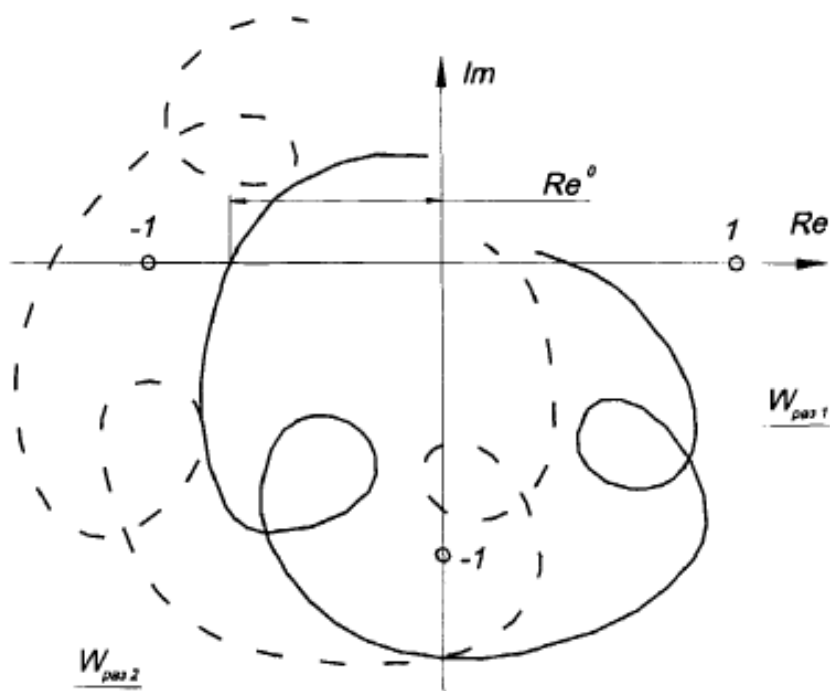


Рисунок 9 - Примеры амплитудно-фазовой частотно характеристики устойчивой и неустойчивой динамических систем [74]

$$b_{кр} = \frac{1}{K \cdot Re_{эус}^0}, \quad (1.8)$$

где $Re_{эус}^0$ – точка пересечения функции АФЧХ (см. рисунок 9)

Так же в работе [27] представлена зависимость качества обработки поверхности на устойчивость станка при следующем проходе. Автором работы доказано, что профиль шероховатости детали при последующей обработке является источником автоколебаний станка и его необходимо учитывать при рассмотрении замкнутой динамической системы, как звено запаздывания (e^{-Pt}) (рисунок 10).

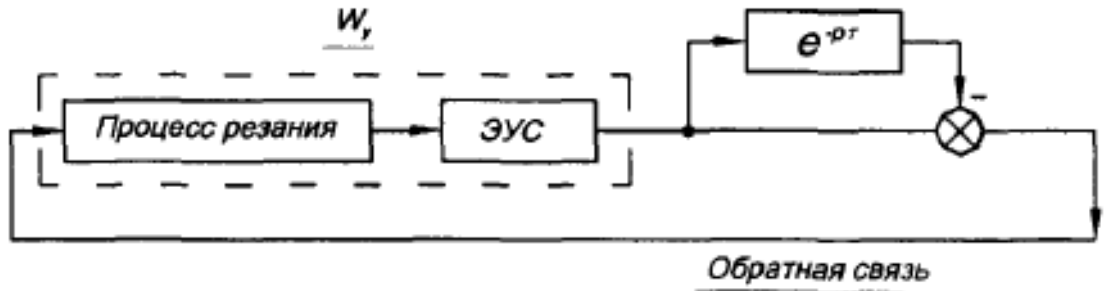


Рисунок 10 – Блок схема динамической системы со звеном запаздывания

[27]

Работа [74] основана на теоретических данных определения критических параметров процесса резания, которые направлены на представлении станка в виде замкнутой динамической системы для проведения анализа на устойчивость. Главным недостатком работы является отсутствие экспериментальных данных, которые могли бы подтвердить адекватность метода.

На основе разработанных теоретических подходов в работе [74], авторами работ [89,132] был разработан алгоритм расчета торцевого фрезерования. Сперва были рассчитаны динамические характеристики несущей системы станка в виде выражения динамической податливости.

$$\begin{aligned}
 W_{xx}(i\omega) &= \frac{x(i\omega)}{F_x(i\omega)}; W_{xy}(i\omega) = \frac{x(i\omega)}{F_y(i\omega)}; W_{xz}(i\omega) = \frac{x(i\omega)}{F_z(i\omega)}; \\
 W_{yx}(i\omega) &= \frac{y(i\omega)}{F_x(i\omega)}; W_{yy}(i\omega) = \frac{y(i\omega)}{F_y(i\omega)}; W_{yz}(i\omega) = \frac{y(i\omega)}{F_z(i\omega)}; \\
 W_{zx}(i\omega) &= \frac{z(i\omega)}{F_x(i\omega)}; W_{zy}(i\omega) = \frac{z(i\omega)}{F_y(i\omega)}; W_{zz}(i\omega) = \frac{z(i\omega)}{F_z(i\omega)},
 \end{aligned} \tag{9}$$

где x, y, z – величина смещения заготовки относительно режущего

инструмента в направлении соответствующей оси

F_x, F_y, F_z – проекция силы резания на соответствующие оси

Авторы работы [39] вывели зависимость толщины срезаемого слоя к перемещению инструмента вдоль осей x, y, z в процессе резания, которое приводят к изменению проекции силы резания (F_{xi}, F_{yi}, F_{zi}) и толщины срезаемого слоя вдоль соответствующей оси (рисунок 1.11).

$$\begin{aligned} F_{xi}(x) &= k_c \cdot u_{ix} \cdot R_{xx}^i; \\ F_{yi}(x) &= k_c \cdot u_{ix} \cdot R_{yx}^i; \\ F_{zi}(x) &= k_c \cdot u_{ix} \cdot R_{zx}^i, \end{aligned} \tag{10}$$

где $u_{ix(y,z)}$ – проекция изменения толщины срезаемого слоя на соответствующую ось, мм;

k_c – коэффициент толщины срезаемого слоя, кг/мм;

$R_{x(y,z)x}^i$ – коэффициент направления.

Для снижения количества формул в данной работе рассмотрим взаимосвязь между проекциями только для оси Ox .

$$k_c = b \cdot k_{cw}, \tag{11}$$

Где b – ширина срезаемого слоя, мм;

k_{cw} – коэффициент удельной силы резания, кг/мм².

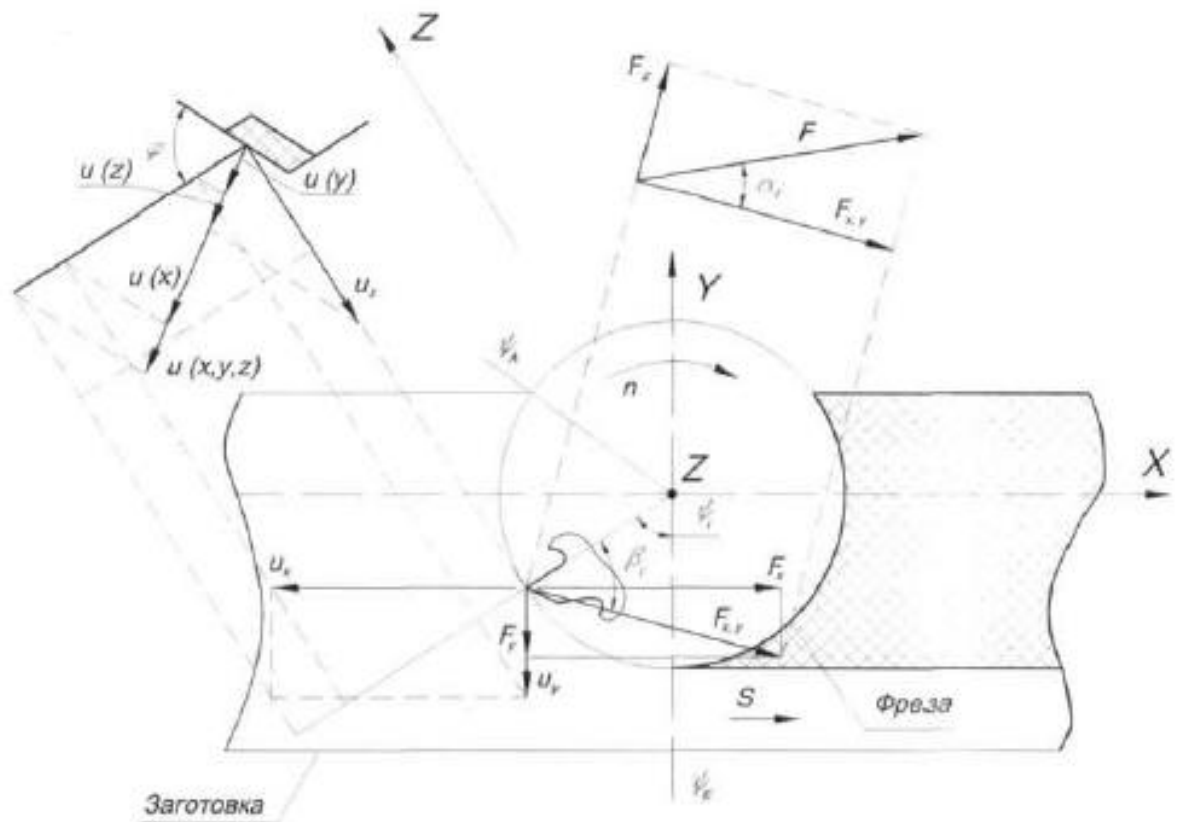


Рисунок 11 - Изменение силы резания и толщины срезаемого слоя при торцовом фрезеровании [89]

$$R_{xx}^i = \sin\varphi_i \cdot \sin\psi_i \cdot \cos\alpha_i \cdot \sin(\psi_i + \beta_i), \quad (12)$$

Где φ_i – ширина срезаемого слоя, мм;

ψ_i – коэффициент удельной силы резания, кг/мм²;

α_i – угол между силой резания, действующей на i -ый зуб фрезы, и её проекцией на плоскость xOy ;

β_i – угол между проекцией силы резания, действующей на i -ый зуб фрезы, на плоскость xOy и радиусом-вектором, восстановленным из начала координат к вершине i -го зуба фрезы.

Коэффициент направления (R_{xx}^i) – коэффициент влияния припуска спроектированным на ось координат на динамическое смещение инструмента в процессе резания, что в следствии приводит к изменению силы резания.

В данных работах [89,132] по сравнению с работой [74] авторы выразили связь между динамической податливостью несущей системы станка и её направления. Они разобрали динамическую податливость по координатам x, y, z и проводят анализ её суммы с учетом коэффициента направления (R_{xx}^i) (рисунок 1.12).

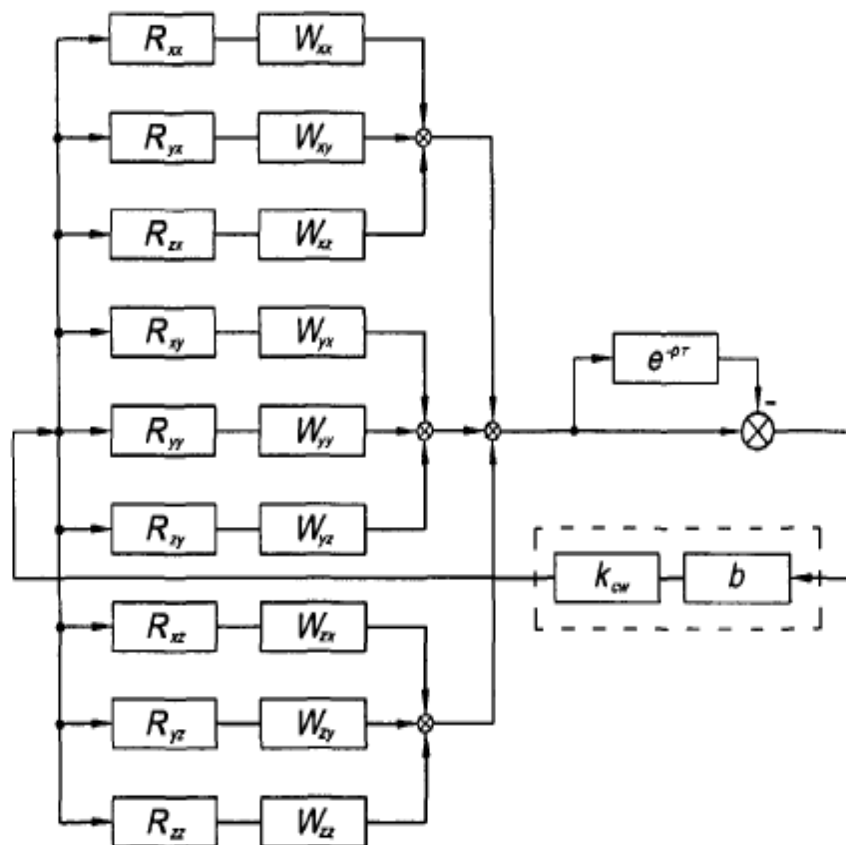


Рисунок 12 - Блок схема замкнутой динамической системы станка с тремя степенями свободы [89]

Применив к данной схеме (Рисунок 1.12.) критерий Найквиста-Михайлова, было выведено условие потери устойчивости станка:

$$Re_{min} \left(b \cdot k_{cw} (e^{-1\omega r} - 1) \cdot \left(R_{xx}^{\Sigma} W_{xx} + R_{xy}^{\Sigma} W_{xy} + \dots + R_{zz}^{\Sigma} W_{zz} \right) \right) = -1, \quad (13)$$

где $\left(R_{xx}^{\Sigma} W_{xx} + R_{xy}^{\Sigma} W_{xy} + \dots + R_{zz}^{\Sigma} W_{zz} \right)$ – передаточная функция

эквивалентной упругой системы станка,;

$b \cdot k_{cw}$ – передаточная функция резания;

$(e^{-1\omega r} - 1)_i$ – звено запаздывания.

На основе проведенных вычислений предоставляется возможность анализа критической ширины срезаемого слоя:

$$b = \frac{-1}{k_{cw} \cdot Re_{min} \left((e^{-1\omega r} - 1) \cdot (R_{xx}^{\Sigma} W_{xx} + R_{xy}^{\Sigma} W_{xy} + \dots + R_{zz}^{\Sigma} W_{zz}) \right)} \quad (14)$$

Решение задачи на ветроустойчивость так же требует учитывать параметры процесса резания, такие как подача, частота вращения инструмента, результатом которой является набор критических значений групп параметров (подача на зуб, частота вращения режущего инструмента, ширина срезаемого слоя). Решение в таком виде даёт возможность в полной мере представить границу устойчивого процесса резания и назначить безопасные режимы обработки.

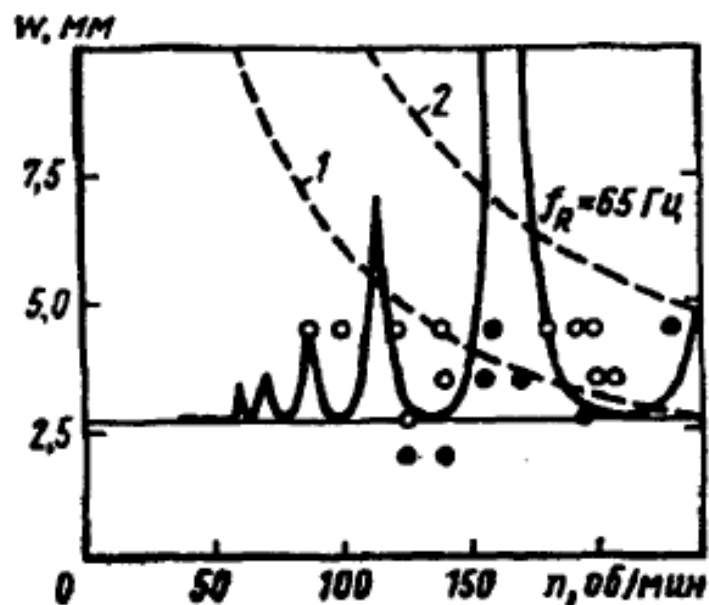


Рисунок 13. Диаграмма устойчивости вертикально фрезерного станка в координатах глубина резания w – частота вращения n [89].

При проведении расчетов в работах [19,7] не выведена методика по определению коэффициента удельно силы резания, что является большим их недостатком, т.к. от него зависит критическая ширина срезаемого слоя. Также при проведении расчетов в работах [12, 19] не представлен способ определения угла между составляющими сил резания, при назначении коэффициента направления (R_{xx}^i) .

Перечисленные недостатки попытались устранить авторы работы [100], в ней авторы воспользовались методом из работы [136] для расчета силы резания.

$$F = k_{cw} \cdot b \cdot u^{1-c}, \quad (1.15)$$

где F – сила резания, кг;

u – толщина срезаемого слоя, мм;

$(1-c)$ – эмпирический показатель степени.

Эмпирический показатель степени и коэффициент назначается в зависимости от обрабатываемого материала и вида обработки [136], но не учитывает другие факторы такие как СОЖ, геометрия инструмента и т.п., что является недостатком данной работы.

Проведенный литературный анализ, посвящённый расчету устойчивости станка при резании, позволил выявить ряд недостатков методик: отсутствие методики расчета коэффициента удельной силы резания и угла между ними; использование эмпирических показателей и коэффициента не учитывает другие заучиваемые факторы; отсутствие экспериментальных данных

1.7 Выводы.

В первой главе было рассмотрены работы по расчету и анализу жесткости несущей системы фрезерных станков, принципиальными различиями

которых является разная методика моделирования. Упрощенная методика моделирования заключается в представлении элементов несущей конструкции станка в виде тонких стержней, который позволяет оценить конструкцию детали лишь на качественном уровне. Более точный, адекватный метод моделирования – МКЭ, который позволяет разработать модель, наиболее приближенную к реальной конструкции станка, упрощение моделирование в данном методе подразумевает представление элементов несущей конструкции не только в виде тонких стержней, а также в виде пластин и твердых тел. МКЭ, так же имеет ряд недостатков, таких как использование большого количества конечных элементов при моделировании, что увеличивает время на расчет. Во всех рассмотренных работах приведены методики, позволяющие анализировать только статические характеристики, что делает невозможным предсказание рабочего процесса станка. Анализ динамических характеристик отдельных элементов станка, не предоставляет возможности в полной мере оценить работу станка, для этого необходимо проводить групповой анализ всех базовых деталей станка. В работах можно выделить общий недостаток, отсутствие сопоставления расчетов с экспериментальными данными для оценки адекватности расчетов.

Большое влияние на динамические характеристики помимо базовых элементов несущей системы оказывает стык между ними. Рассмотренные методики моделирования стыков не позволяют построить адекватную расчетную модель несущей системы станка в целом. Наиболее распространенным методом моделирования стыков заключается в представлении стыка как набор упругих пружин, распределенных по всей его площади и обладающих заданной жесткостью. Недостатком данного метода является необходимость моделирования стыка для каждого конкретного случая, в следствии большая трудоёмкость, а также при большой площади

стыка увеличивается количество дискретных элементов, а значит и объёма вычислений.

Классический подход к расчету и моделированию несущей системы станка основан на методе конечных элементов. В рассмотренных методиках авторы стараются снизить количество конечных элементов при разных способах упрощения, такими как метод суперэлементов, стержневых моделей, которые отличаются соответствием реальной модели, однако упрощение снижает адекватность модели, а для объединения моделей в суперэлементы необходимы предварительные экспериментальные исследования, поэтому классический метод конечных элементов является наиболее эффективным. В настоящее время наиболее эффективным его реализации возможна благодаря ПО ANSYS, который позволяет разработать расчетную модель с учетом всех элементов конструкции, а значит при расчете учесть влияние каждого базового элемента. Недостатком данного метода является большой объём вычислений.

При проектировании станка необходимо рассчитать его производительность, которое во много ограничено автоколебаниями. Для этого необходимо определить критические параметры станка до потери устойчивости.

На основе классической теории автоматического управления разработаны алгоритмы расчета виброустойчивости станка при резании, наиболее удачным рассмотренным методом является работа [103], в ней авторы разработали методы основанную на взаимосвязи расчетных и технологических характеристик несущей системы станка подходящую для любого типа металлорежущего станка.

В рассмотренных работах по оценке виброустойчивости станка в процессе определения коэффициента удельной силы резания и угла между составляющими силы резания не представлены методы их измерения, а в

случае упрощения расчетов (введение эмпирических показателей) не учтены многие факторы влияющие на процесс резания. К недостаткам так же можно отнести отсутствие экспериментальных данных для оценки адекватности расчета.

2. Разработка расчетной модели несущей системы фрезерного станка

2.1 Подготовка исходных данных для расчета в NASTRAN.

Проведенный анализ научно-технической литературы по исследованиям динамических параметров станка привел к заключению, что адекватное моделирование расчетной модели возможно только с использованием метода конечных элементов. В настоящее время наиболее эффективным методом его реализации является ПО ANSYS [138]. Который позволяет разработать математическую модель станка с учетом всех конструктивных элементов, наложить на них сетку конечных элементов и при необходимости изменять её. Однако степень детализации модели повышает трудоемкость процесса моделирования и расчетов. Поэтому в расчетной модели должны учитываться только те элементы конструкции, которые позволят определить динамические и статические характеристики с оптимальной точностью.

Динамический анализ по средствам программного обеспечения ANSYS, заключатся в решении уравнений матричной формы, спроецированных по осям, в качестве примера рассмотрим уравнение колебаний много массовой конструкции вдоль оси Ox .

$$M \cdot X'' + C \cdot X' + K \cdot X = F, \quad (21)$$

Где M – матрица масс элементов рассматриваемой конструкции, кг;

C – матрица демпфирования, $H \cdot c/m$;

K – матрица жесткости, H/m ;

X – вектор координат точек рассматриваемой конструкции, м;

X' - вектор скоростей точек,

X'' - вектор ускорений точек

F – вектор внешних возмущающих сил, действующих на

рассматриваемую конструкцию, H .

ANSYS представляет матрицу демпфирования (C) как:

$$C = \alpha \cdot M + \beta \cdot K, \quad (2.2)$$

Где α – постоянный множитель матрицы масс;

β – обобщенный множитель матрицы жесткости.

Основываясь на исследованиях, проведенных в работе [138], множитель масс можно не учитывать, т.к. в большинстве случаев он равен нулю. Учитывая во внимание данное заключение, выражение (2.1) можно представить в виде

$$M \cdot X'' + \beta \cdot K \cdot X' + K \cdot X = F. \quad (23)$$

При проведении расчетов, массу несущей системы станка назначают исходя из физико-механических характеристик материалов её элементов, для определения которых необходимо обладать большим количеством справочных материалов, что является трудоемкой операцией.

Для назначения физико-механических характеристик материалов в программном комплексе ANSYS необходимо обладать следующими данными по материалу:

- Модуль Юнги (E), МПа;
- Плотность (ρ), кг/м³;
- Коэффициент Пуассона (μ);
- Модуль сдвига (G), МПа;
- Обобщенный множитель матрицы жесткости (β)

Данные свойства материалов назначают для каждого базового элемента несущей системы, далее приступают к моделированию стыков и опор станка в виде дискретных элементов – упругих пружин, назначают их параметры (жесткость, демпфирование) и количество.

На основе проведенных исследований в работах [23,42] можно сделать вывод, что наиболее значимым параметром описывающий процесс

демпфирования колебаний – коэффициент внутреннего трения (γ), описание которого по средствам ANSYS возможно с помощью взаимосвязи с множителем матрицы жесткости (β), для определения которой необходимы предварительные расчеты.

Работу совершенной силами трения за один цикл деформации выражают в качестве соотношения её величины к работе при максимальных деформациях [23]. И выражают в виде коэффициента поглощения энергии (ψ):

$$\psi = \frac{\Delta W}{W} = 2\pi \frac{z_n}{z_0} = 2\pi \frac{R_0}{S_0} = 2\pi\eta, \quad (24)$$

Где P – внешняя циклическая сила, Н;

ΔW – совершенная работа, Дж;

W – работа, совершаемая при возрастании деформации до максимума;

z_0 – величина упругой деформации, мм;

z_n – величина неупругой деформации, мм;

S_0 – амплитуды упругой силы внутреннего трения;

R_0 – амплитуды неупругой силы внутреннего трения;

η – коэффициент потерь энергии.

Основываясь на гипотезе Фойга [23] внутренняя сила трения возникает в одно массовой системе и пропорциональна колебаниям системы:

$$R = \chi \cdot x', \quad (25)$$

Где χ – постоянная силы внутреннего трения;

x' – скорость точки колебательной системы.

В рамках рассматриваемого процесса в работе [23] неизменную χ выражают в виде:

$$R = \chi \cdot x', \quad (26)$$

Где χ – постоянная силы внутреннего трения;

x' – скорость точки колебательной системы.

Так же в работе [23] рассматривают влияние рассеяния энергии при продольных колебаниях на коэффициент трения и выражают зависимость в виде коэффициента потерь (η):

$$\eta = \frac{\gamma}{\left(1 - \frac{\gamma^2}{4}\right)}. \quad (27)$$

Принимая во внимание, следующее уравнение (26), выражение (25) можно представить, как:

$$R = \gamma\sqrt{mkx'}, \quad (28)$$

В нашем случае уравнение которое отображает вид вынужденных колебаний можно представить следующим образом:

Для одно массовой системы:

$$m \cdot x'' + R + kx = F; \quad (29)$$

$$m \cdot x'' + \gamma\sqrt{M \cdot K} \cdot X' + K \cdot X = F,$$

Где x'' - ускорение точки

Для много массовой системы:

$$M \cdot X'' + \gamma \cdot \sqrt{M \cdot K} \cdot X' + K \cdot X = F. \quad (30)$$

Решением которого является:

$$\beta \cdot K = \gamma \cdot \sqrt{M \cdot K}. \quad (31)$$

Учитывая во внимание влияние коэффициента

$$\beta \cdot K = \gamma \cdot \sqrt{\frac{m}{k}} = \frac{\gamma}{\omega_0}, \quad (31)$$

$$\text{Где } \omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}}.$$

Уравнение матрицы жесткости (β) для много массовой системы:

$$\beta = \frac{\gamma}{\omega_0}, \quad (31)$$

$$\text{Где } \omega_0 = \sqrt{\frac{K}{M}}.$$

Результаты расчетов уравнений (20) и (21) заносятся в ANSYS в качестве исходных данных для определения коэффициента внутреннего трения (β).

Как говорилось ранее для проведения расчетов в ANSYS требуется определить исходные данные, а именно собственные частоты несущей системы станка, которые так же возможно рассчитать с помощью ANSYS. Для этого необходимо:

- Определить физико-механические свойства материалов из справочной литературы для базовых деталей несущей системы станка, стыков между ними и коэффициенты внутреннего трения для материала, из которого выполнены детали и стыки.
- Провести анализ собственных частот несущей системы станка на основе её анализа, в данном случае модального при использовании спроектированной модели.
- Провести расчет параметров демпфирования (2.11) и (2.13).

Проведем анализ адекватности разработанной методики на примере расчета чугунной детали в ПО ANSYS. Деталь в виде квадратной балки сечением 0,5x0,5x1м со стенкой равной 0,02м, установлена в прихваты и имеет под собой абсолютно жесткое основание.

Построенная модель балки разбивается, на которую по методу оболочковых конечных элементов наносится сетка. Стык представляют в виде абсолютно жестких пружин, расположенных под углом 90 градусов (рисунок 22.).

Из методических указаний [12] назначим исходные данные для используемого материала – чугуна и занесем в таблицу (таблица 21).

Таблица 4 – исходные данные физико-механических свойств чугуна

Параметр	Обозначение	Значение	Единица измерений
Модуль Юнга	E	1,35	МПа
Коэффициент Пуассона	μ	0,25	-
Плотность	ρ	7400	Кг/м ³

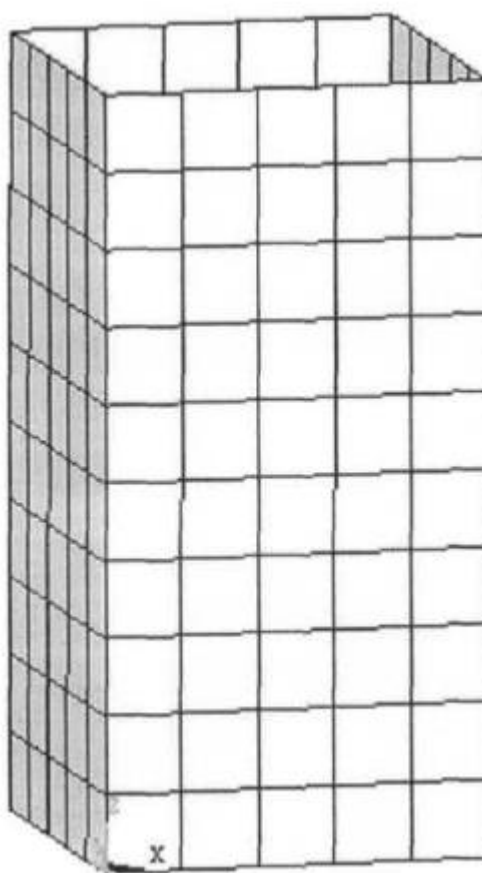


Рисунок 21 -. Расчетная модель

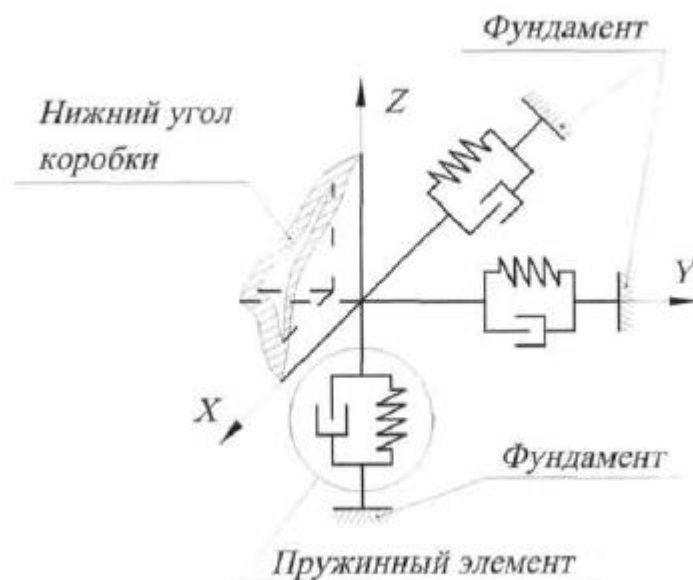


Рисунок 22. Схема расположения пружинных элементов в модели стыка.

В качестве анализируемой модели были выбраны такие габариты и материал, условия закрепления, которые наиболее похожи с конструкцией стойки фрезерного станка мод. 654. Исходя из этого можно назначить жесткость стыка исходя из проведенных расчетов в работе [94], представленные в таблице 5.

Таблица 5 Расчетные данные жесткости стыка фрезерного станка мод. 654 [94].

Параметр	Обозначение	Значение	Единица измерений
Жёсткость стыка детали с основание	$K_{норм}$	$3600 \cdot 10^6$	Н/м
Касательная жесткость стыка	$-K_{кас}$	$2200 \cdot 10^6$	Н/м

В работе [21] посвящённой исследованиям собственных частот колебаний сделан вывод: т.к. амплитуда собственных колебаний каждого элемента базовых деталей станка уменьшается при переходе к последующей частоте, а значит наибольшее влияние на конструкцию он окажет при самых низких

частотах. Основываясь на данном выводе при расчете будем проводить только для первых частот системы.

Проведенный расчет собственных колебаний по формулам (2.11) и (2.13) показал, что наибольшее влияние данная конструкция будет оказывать при частотах 100, 135, 145 и 171 Гц. Используя эти данные для моделирования собственных колебаний по средствам ПО ANSYS получены следующие результаты рисунок 2.3.:

-а) первая частота 100 Гц – балка не деформируется, колебания в плоскости за счет его касательной податливости;

-б) вторая частота 135 Гц – балка не деформируется, начинает раскачиваться за счет нормальной податливости;

-в) третья частота 145 Гц – балка не деформируется, добавляется вращение детали вокруг своей оси за счет касательной податливости стыка.

-г) четвертая частота 171 Гц – балка деформируется.

Подведя анализа расчетной модели и исходя из ранее приведённых выводов из работы [21], наибольшее влияние оказывает частота 171 Гц. При частоте 171 Гц происходят деформации конструкции, при этом деформации стыка незначительны.

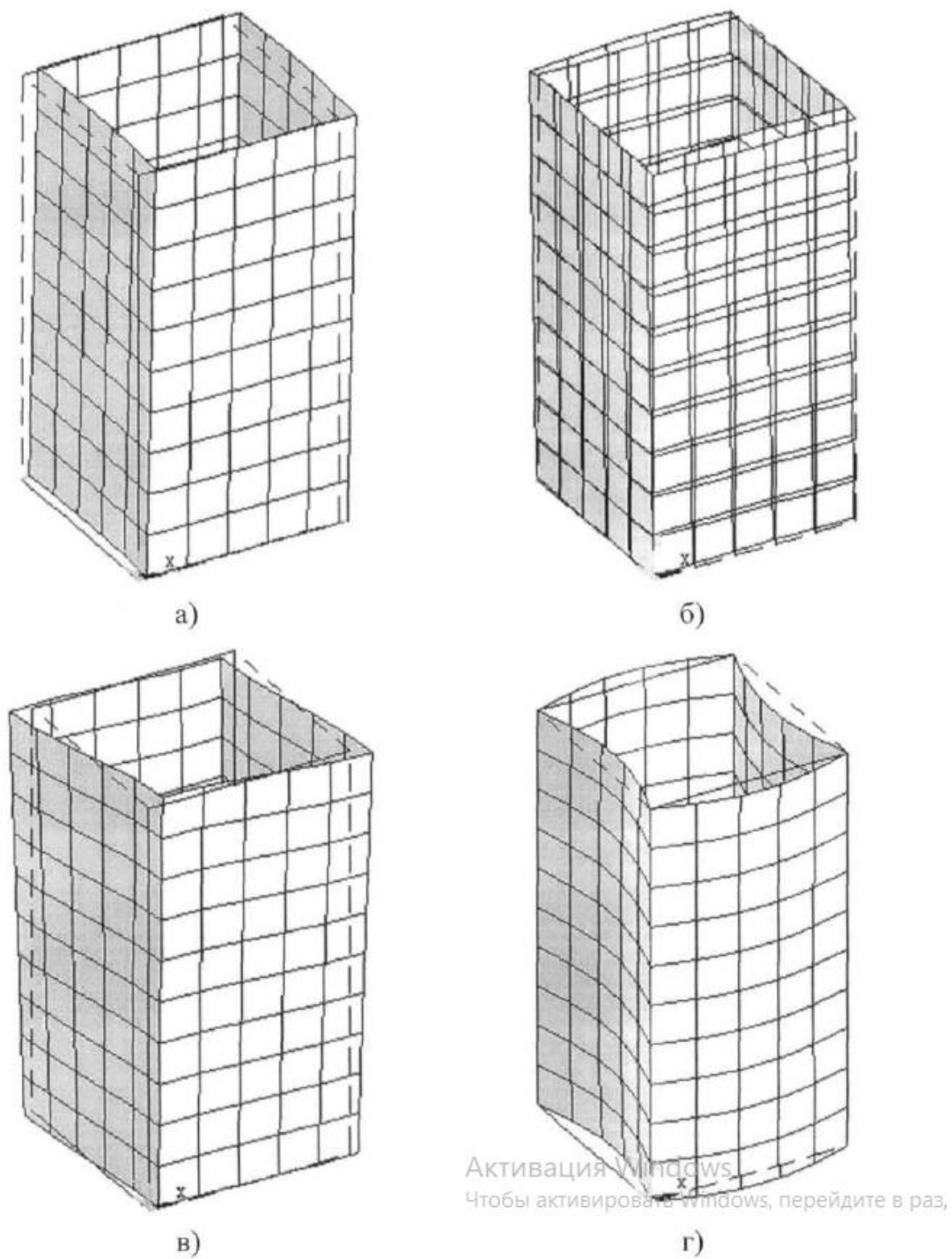


Рис 23. Расчетная модель при расчете собственных частот и форм колебаний

Воспользуюсь справочным материалом [42] назначим коэффициент внутреннего трения $\gamma_{\text{материала}}=0,03$; $\gamma_{\text{стыка}}=0,1$. Проведем расчет динамических

характеристик по ранее выведенным формулам (2.11-2.13), результаты занесем в таблицу 2.3.

Таблица 6 Результаты расчетов характеристики демпфирования

Демпфирование материала	Демпфирование конечных элементов		
	Вдоль оси Oх	Вдоль оси Oу	Вдоль оси Oz
$\beta=7,58 \cdot 10^{-5} \text{Гц}^{-1}$	$7,62 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{с/м}$	$87,26 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{с/м}$	$111,05 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{с/м}$

2.2.1. Экспериментальное исследование стойки фрезерного станка

Чтобы удостовериться в адекватности результатов расчета сопоставим их с исследованиями проведенных авторами в работе [96]. В ней авторы описывают полученные экспериментальные данные станка мод. 654.

Для начала рассмотрим схему экспериментальной установки исследуемого станка (рисунок 2.5), где на виде изображена схема стойки: а) под динамической нагрузкой б) под статической нагрузкой. А так же схему измерения стойки (рисунок 2.4).

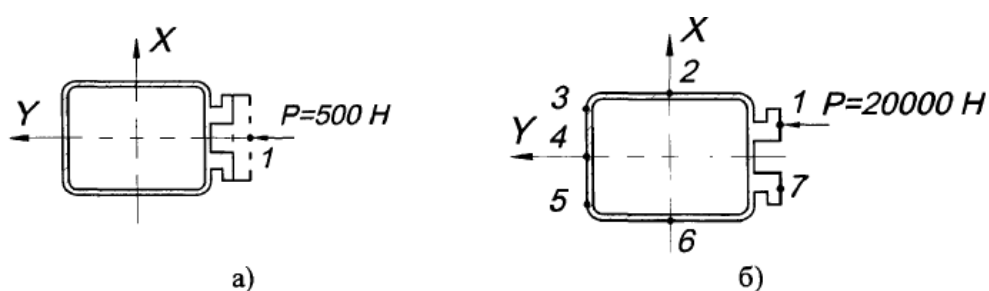


Рисунок 24 Схем расположения контрольных точек и точек приложения нагрузки при динамическом нагружении стойки.

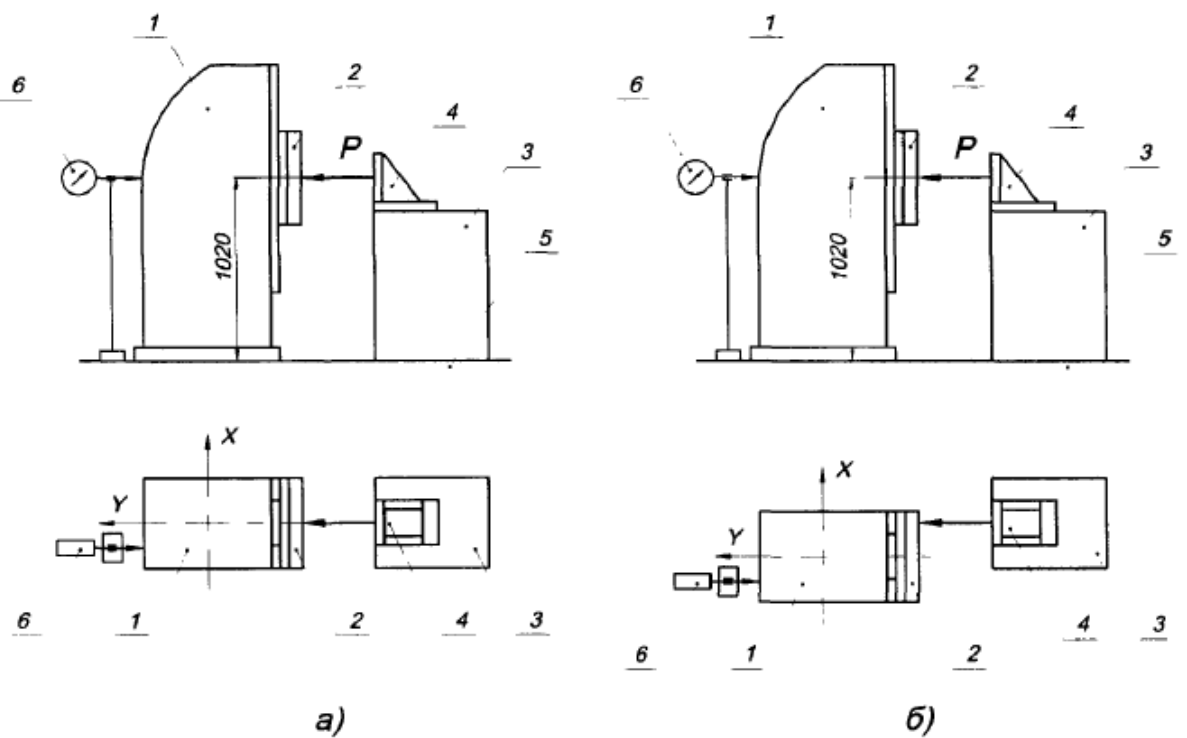


Рисунок 25 - Схема экспериментальной установки.

Стойка 1 закрепленная болтом 6 на жестком основании 5 напротив которой располагался стол 3 с электромагнитным вибратором 4 нагружающего стальную плиту 2 с величиной от 5 до 20кН, при синусоидальной нагрузке вибратора 500 Н с.

Средством измерения в данном эксперимента являлся индикатор ИЧ-10, кл0, ГОСТ 577-68, результаты измерений представлены в таблице 2.1

Таблица 8 Результаты статических испытаний

№ контрольной точки	Величина деформации, мм
1	$16 \cdot 10^{-2}$
2	$3 \cdot 10^{-2}$
3	$10,4 \cdot 10^{-2}$
4	$8 \cdot 10^{-2}$
5	$7,5 \cdot 10^{-2}$
6	$2,7 \cdot 10^{-2}$
7	$7,5 \cdot 10^{-2}$

На рисунке 2.6 представлена АЧХ динамических параметров стойки. Наибольший резонансный пик наблюдается при частоте 63Гц с амплитудой динамической податливости $160 \cdot 10^{-10}$ м/Н. При анализе динамических характеристик будем рассматривать данный резонансный пик т.к. именно он будет определять поведение стойки при динамическом нагружении.

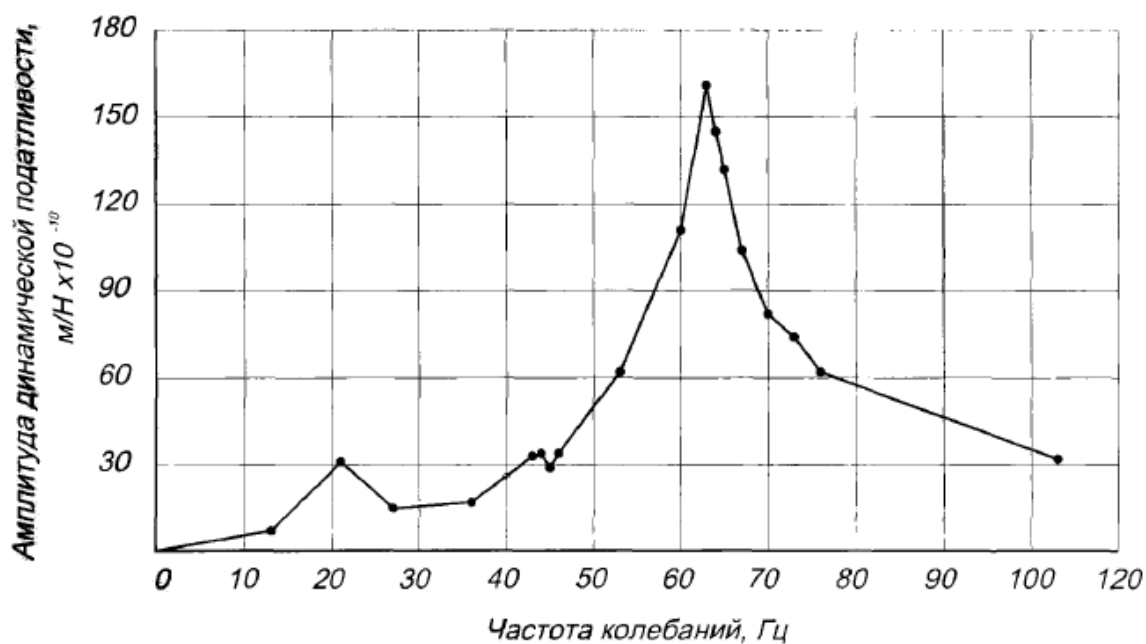


Рисунок 26 - Экспериментальная амплитудно-частотная характеристика стойки станка мод. 654 [96]

Из таблицы 2.1 видно что стойка подвержена деформациям вдоль осей Ox с закручивание относительно оси Oz .

2.2.2 Модель стойки с использованием твердотельных элементов

Построим модель стойки рисунок 2.7а)

Далее перенесем модель в NASTRAN и нанесем на неё сетку конечных элементов рисунок 2.7 б). Ответственным шагом при выполнении данной

операция, является принятие решения о размерности сетки, с уменьшением которой повышается точность, но увеличивается машинное время. Назначим оптимальный размер сетки в зависимости от максимального габаритного размера $L \cdot 0,04 = 70\text{мм}$ [3, 26, 90].

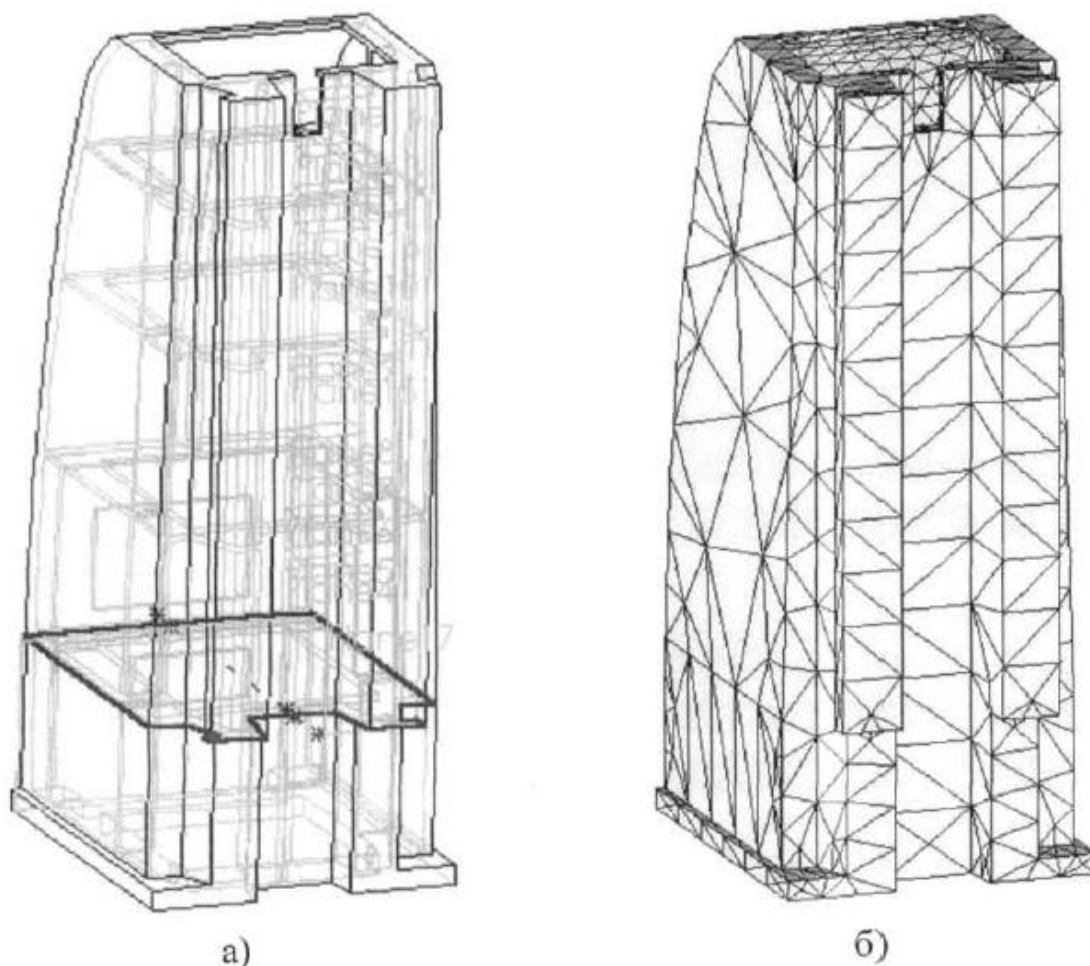


Рисунок 2.7 Модель стойки фрезерного станка

По методике твердотельных элементов расчетную модель стыка (рисунок 2.8) представляем в виде пружин, расположенных под углом 90 градусов и расположенных по углам стойки. Из методических указаний [112] назначим исходные данные для используемого материала – чугуна и занесем в таблицу (таблица 2.1).

Таблица 2.1 – Физико-механические свойства чугуна

Параметр	Обозначение	Значение	Единица измерений
Модуль Юнга	E	1,35	МПа
Коэффициент Пуассона	μ	0,25	-
Плотность	ρ	7400	Кг/м ³

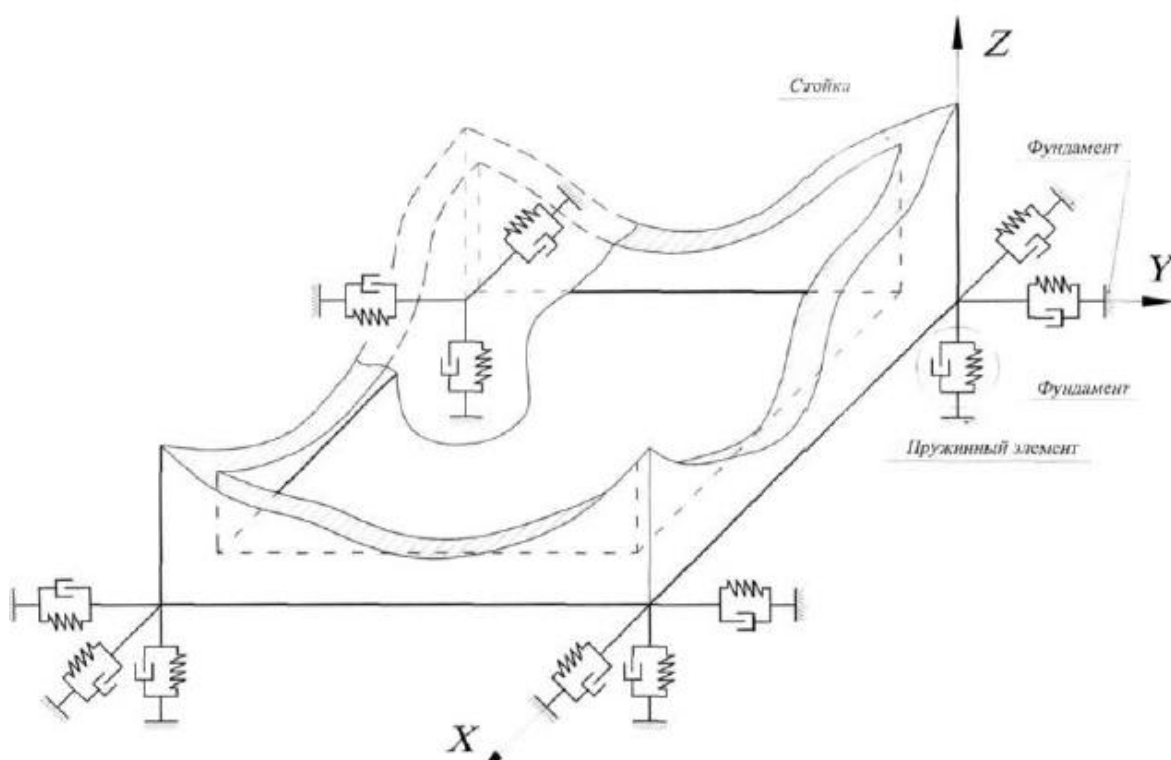


Рисунок 2.8 Расчетная модель стыка стойки с основанием

Руководствуясь методикой, изложенной в п. 2.1 определим жесткость стыка с основанием, результаты исследований занесем в таблицу 2.2., учитывая, что расчетная модель стыка представлена в виде 4ех групп конечных элементов, тогда жесткость одного элемента в четыре раза меньше. Воспользуюсь справочным материалом [42, 94] назначим коэффициент внутреннего трения $\gamma_{\text{материала}}=0,03$; $\gamma_{\text{стыка}}=0,1$. По методики изложенной в п.2.1. проведем модальный анализ собственной частоты

стойки с применением ПО ANSYS, подставив результаты в формулы (2.13) и определить демпфирование материала (2.11) и пружинных элементов (2.13) стойки, полученные результаты расчетов занесем в таблицу 2.3

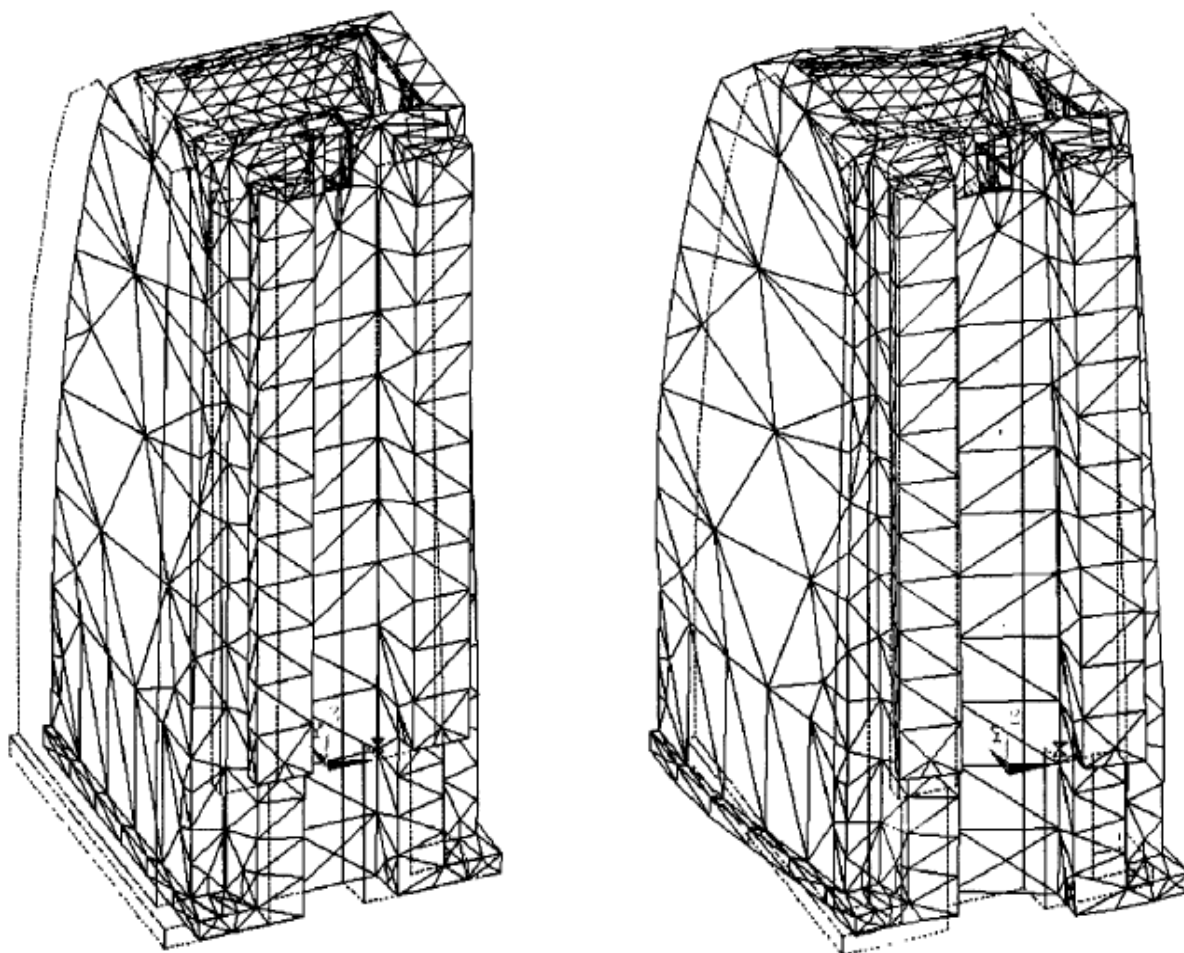


Рисунок 29 Расчетная модель стойки

Таблица 8. Жесткость стыка стойки

	Жесткость стыка стойки с основанием		
	В направлениях оси Ox ,	В направления оси Oy	В направлении оси Oz
Для всех КЭ	$48 \cdot 10^6$ Н/м.	$2200 \cdot 10^6$ Н/м	$3600 \cdot 10^6$ Н/м
Для одного КЭ	$12 \cdot 10^6$ Н/м.	$550 \cdot 10^6$ Н/м.	$900 \cdot 10^6$ Н/м.

Таблица 9 Результаты расчетов характеристики демпфирования

Демпфирование материала	Демпфирование конечных элементов		
	Вдоль оси O _x	Вдоль оси O _y	Вдоль оси O _z
$\beta=7,58 \cdot 10^{-5} \text{Гц}^{-1}$	8681 Н·с/м	397887 Н·с/м	851088 Н·с/м

В результате сравнения таблиц с результатами расчетов (2.2-2.3) и результатами экспериментов (2.1-2.2) установлена погрешность в расчетах 18-51%.

При расчете динамических характеристик [96] за направления нагрузки возьмем вектор как показано на рис 2.4 и 2.5. В качестве исходных данных для расчета назначим диапазон гармонической нагрузки 58-76 Гц, для удобства результаты запишем в таблицу 2.4., а так же построим АЧХ стойки и для сравнения нанесем её на график АЧХ с экспериментального метода (Рисунок 2.11). Из диаграмм видно что различие между значениями составляет около 39%, что является допустимым отклонением для расчета динамических характеристик. Одна на расчет потребовалось большое количество машинного времени из-за большого количества конечных элементов в сетке, если аналогичное моделирование использовать при расчете всей несущей системы станка в целом, то расчет займет порядка суток, что естественно нам не подходит.

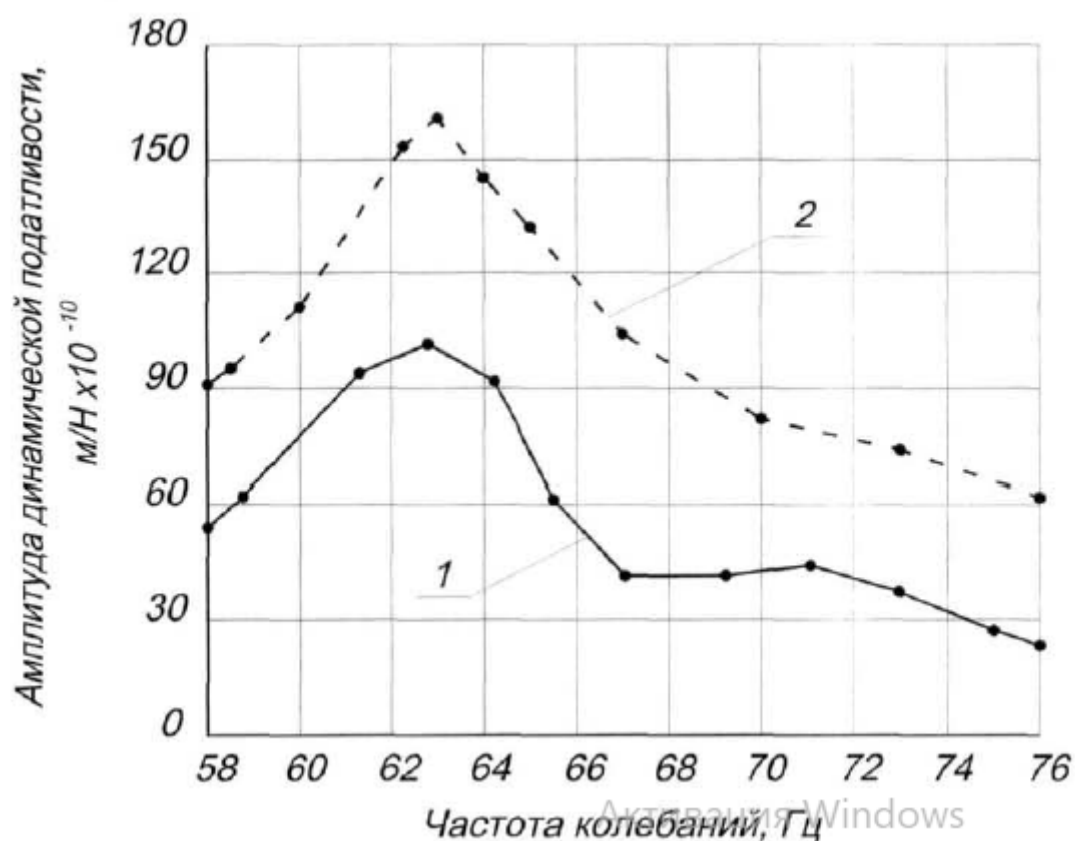


Рисунок 30 АЧХ стойки

Таблица 10 результаты расчетов

№ контр- оль- ной точки	Направл- ение измерен- ия деформа- ции	Величина деформации, мм				
		Расчет				Эксперимент
		Модель 1	Модель 2	Модель 3	Модель 4	
1	Oy	$10,9 \cdot 10^{-2}$	$9,7 \cdot 10^{-2}$	$14,9 \cdot 10^{-2}$	$16,6 \cdot 10^{-2}$	$16 \cdot 10^{-2}$
2	Ox	$1,7 \cdot 10^{-2}$	$1,7 \cdot 10^{-2}$	$1,3 \cdot 10^{-2}$	$1,8 \cdot 10^{-2}$	$3,0 \cdot 10^{-2}$
3	Oy	$8,4 \cdot 10^{-2}$	$8,4 \cdot 10^{-2}$	$7 \cdot 10^{-2}$	$11 \cdot 10^{-2}$	$10,8 \cdot 10^{-2}$
4	Oy	$6,5 \cdot 10^{-2}$	$5,7 \cdot 10^{-2}$	$8,7 \cdot 10^{-2}$	$8,3 \cdot 10^{-2}$	$8,0 \cdot 10^{-2}$
5	Oy	$5,1 \cdot 10^{-2}$	$4,9 \cdot 10^{-2}$	$8,9 \cdot 10^{-2}$	$6,9 \cdot 10^{-2}$	$7,5 \cdot 10^{-2}$
6	Ox	$1,3 \cdot 10^{-2}$	$0,39 \cdot 10^{-2}$	$0,7 \cdot 10^{-2}$	$0,7 \cdot 10^{-2}$	$2,7 \cdot 10^{-2}$
7	Oy	$5,0 \cdot 10^{-2}$	$6,1 \cdot 10^{-2}$	$10,1 \cdot 10^{-2}$	$9,7 \cdot 10^{-2}$	$7,5 \cdot 10^{-2}$

Упростим конструкцию расчетной модели стойки для снижения количества конечных элементов. Для этого с помощью редактора встроенного в САД систему построим расчетную модель и присвоим ей порядковый номер № 2. Главным отличием расчетной модели №2 от №1 заключается в отсутствии в ней технологических уклонов и отверстий. При этом модель № 2 достаточно подробна: ее поперечное сечение и толщины стенок соответствуют реальной стойке (выполнены в соответствии с чертежом стойки), она имеет одинаковые с реальной стойкой поперечные и продольные ребра жесткости, нижний и верхний фланец. Такой подход к проектированию расчетной модели позволил сократить количество конечных элементов с 22000 шт до 4900 шт, что позволяет значительно сэкономить время на построение и анализе расчетной модели Расчетная модель № 2 стойки представлена на рис. 22, а.

Проведённый расчет деформации стойки с упрощенной моделью оказался не эффективным, точность расчета низкая, отклонение расчетных данных составило 18-85% в зависимости от расположения контрольных точек. Результаты расчета при динамическом нагружении представлены в таблице 9.

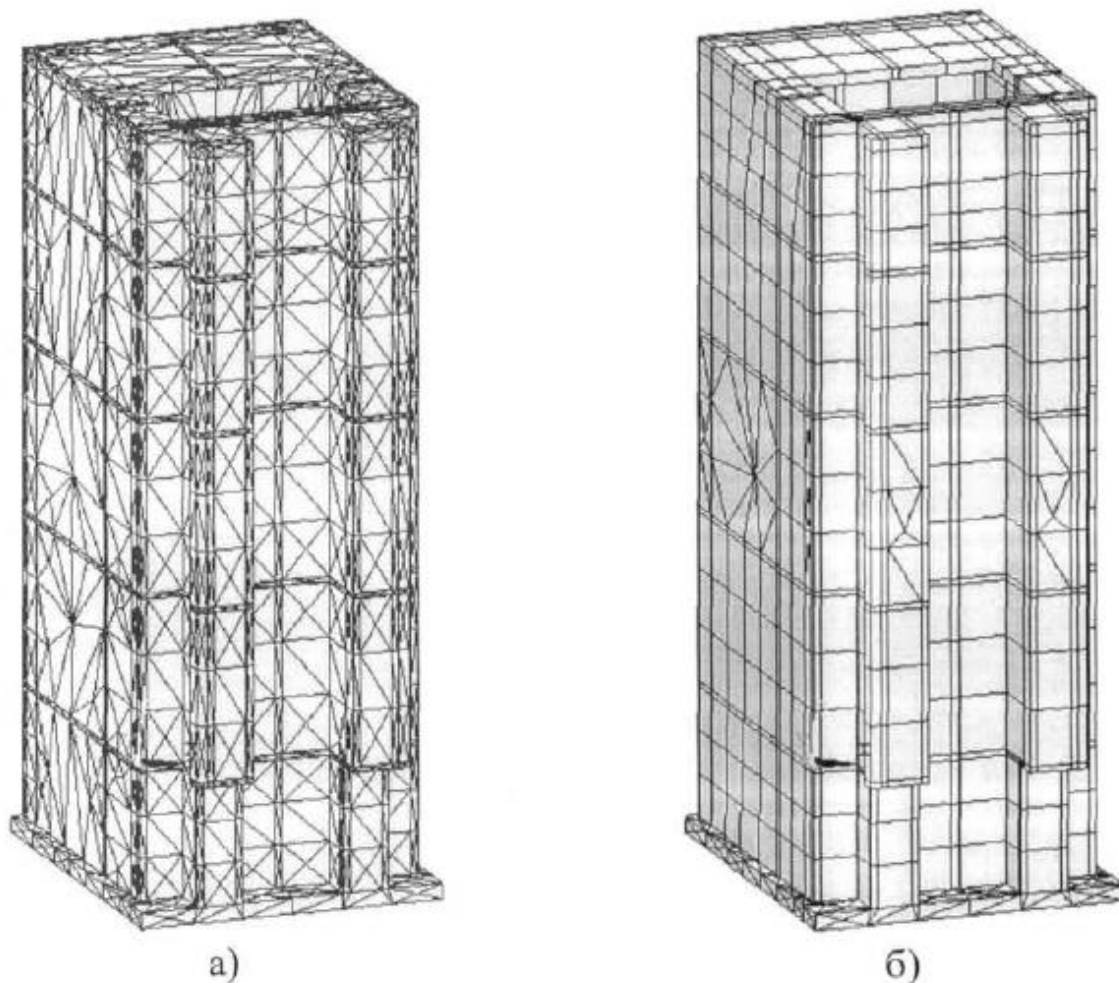


Рисунок 22 - Расчетная модель № 2 (а) и № 3 (б) стойки фрезерного станка

Анализ динамических характеристик показывает, что отклонение от эксперимента результатов расчета резонансной амплитуды динамической податливости не превысило 6 %, а резонансной частоты - 14 %. Сравнение результатов расчета по моделям № 1 и № 2 показало, что более высокая точность определения динамических характеристик имеет место для модели № 2. Отклонение расчетных и экспериментальных данных уменьшилось с 39 до 14 %.

Проведенный анализ результатов расчета динамических характеристик показал, что наиболее точный расчет получился с использованием модели

№2 и не превышает 14% процентов для резонансной частоты, а для податливости не более 6%.

Использование в расчетах модели №2 позволило достичь наиболее точных расчетов динамических характеристик при сокращении количества конечных элементов. Из недостатков данной модели можно выделить низкую точность при расчете статических характеристик. Попробуем повысить точность стат. расчета за счет перехода к регулярной сетки конечных элементов с использованием расчетной модели №3, результаты представлены в таблице 9, погрешность расчета составила 6-73%.

Проведенные расчеты статических деформаций с использованием моделей №2 и №3 позволяет сделать заключение о эффективности применения расчетной модели №3, погрешность расчетов снизилась и составляет 25%, однако по прежнему отклонение результатов расчета динамической податливости составляет 11%, резонансной частоты 22%. Следующий способ снижения количества конечных элементов это упрощение стойки, уберем поперечные ребра жесткости, чтобы упрощение не отразилось на жесткости увеличим толщины стенки модели.

Для определения необходимой толщины стенки рассмотрим ее влияние на статические деформации стойки. Искомой толщиной стенки будет такое значение, при котором средняя величина отклонения расчетных деформаций стойки в контрольных точках от экспериментальных данных будет минимальной. Толщину стенки изменим в сторону увеличения от 18 мм, которые соответствовали толщине в реальной конструкции. Проведенные расчеты показали, что наименьшее отклонение результатов расчета от экспериментальных данных имеет место при толщине стенки стойки, равной 34 мм. Дальнейшее ее увеличение приводит к увеличению отклонения результатов расчета от экспериментальных данных (табл. 2.3). Поэтому для дальнейших расчетов толщину стенки стойки приняли равной 34 мм. Результаты расчета статических деформаций стойки с толщиной стнки,

равной 34 мм представлены в табл. 2.2. Как видно из табл. 2.2, различие между расчетными и экспериментальными данными составило от 3,8 % до 73,7 % в зависимости от расположения контрольных точек, а средняя величина отклонений равна 26,3 %. Ввиду небольшого количества КЭ в расчетной модели (1000 шт.) время расчета амплитуды динамической податливости стойки на одной частоте с использованием модели № 4 было небольшим (10 мин).

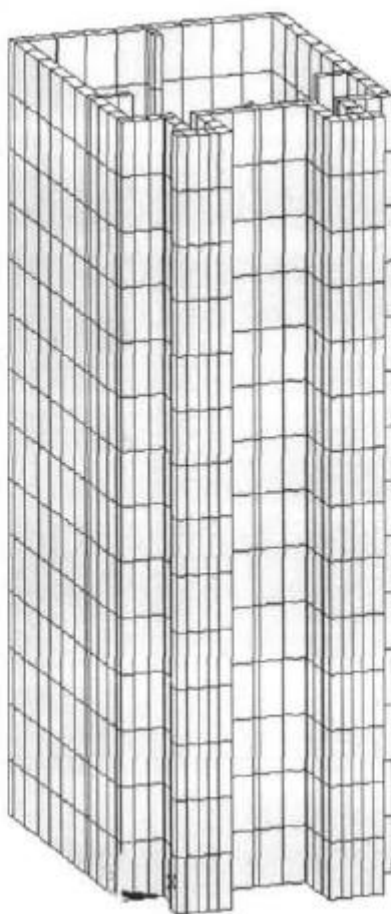


Рисунок 23 Расчетная модель №4 стойки фрезерного станка

2.3 Моделирование стыков базовых деталей

Из проведенного анализа научно технической литературы посвящённой моделированию стыку базовых деталей [82.124], можно сделать вывод, что

наиболее распространённым способом моделирования стыков является представление его как набор жестких пружин. Недостатком данного метода является при построении новой расчетной модели определять количество и параметры этих элементов, что приводит к увеличению времени на моделирование, а также с помощью данного метода невозможно точно проанализировать поведение стыков при одинаковых условиях с разными размерами, т.к. для параметр стыка зависит от метода обработки поверхности, её шероховатости, материала и смазки.

Моделирование стыка как наплавный тонкий слой материала позволяет уйти от этих недостатков, а также обладает преимуществами, например теперь нет необходимости определять количество и расположение конечных элементов, что значительно сокращает время, а так же наиболее точно определить поведение деформации деталей и распределения давления.

Рассмотрим данное моделирование на примере моделирования стыков фрезерного станка мод. 654.

Представим стойку фрезерного станка жестко соединённой с основанием без стыка, приложенные силы возьмем из экспериментального исследования (рас 2.4), используя расчетную модель (рис. 2.12, б), в которой её стык с основанием отсутствует и исходные данные (п. 2.2.2.) проведем расчеты деформации стойки и результаты занесем в таблицу 2.7.. Из проведенных расчетов можно сделать вывод что отсутствие характеристик стыка оказывает большое влияние на деформацию стойки.

Основываясь на выводе сделанном ранее: большое влияние на жесткость стыка оказывает расположение вершин микронеровностей, можно предположить, что при шероховатости базовых деталей $Ra_{0,16-3,2}$ мкм оно стремится к нулю, поэтому стык можно представить в виде тонкого непрерывного слоя изотропного материала (рис.2.16).

Таблица 11

№ контрольной точки	Деформация стойки в контрольных точках, м	
	Результаты расчета	Экспериментальные данные
1	$1,6 \cdot 10^{-4}$	$0,349 \cdot 10^{-4}$
3	$1,04 \cdot 10^{-4}$	$\cdot 10^{-4}$
4	$\cdot 10^{-4}$	$\cdot 10^{-4}$
5	$\cdot 10^{-4}$	$\cdot 10^{-4}$
7	$\cdot 10^{-4}$	$\cdot 10^{-4}$

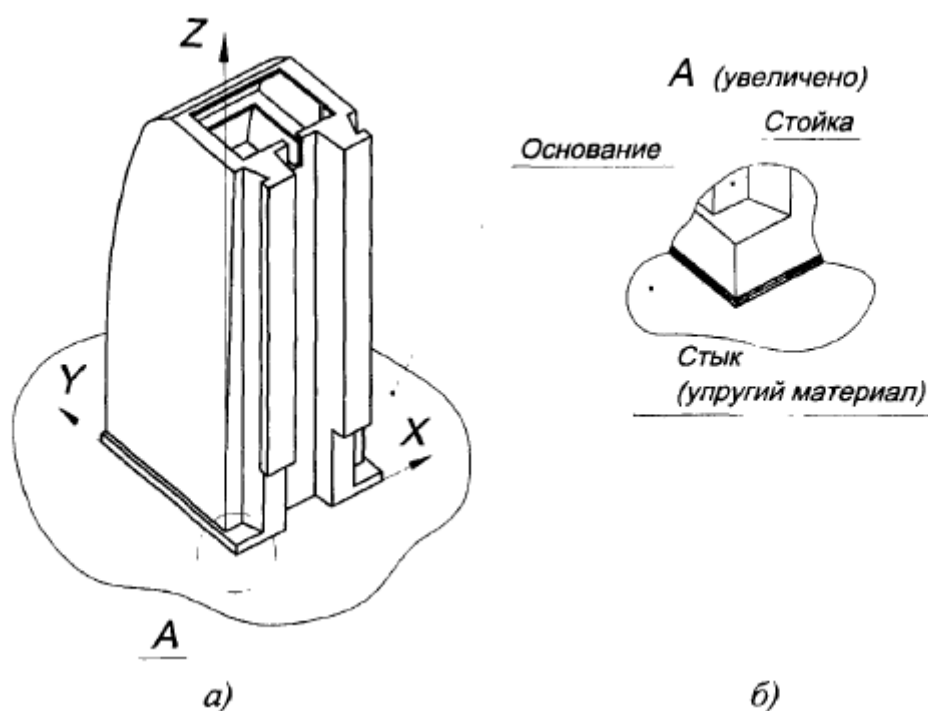


Рисунок 24 - а) Стойка фрезерного станка мод 654 б) Схема стыка

Проведем расчет собственных частот, в качестве исходных данных возьмём физико-механические свойства материала описывающий стык. Примем толщину (z) равную 1мм, тогда модуль Юнга (E) и коэффициент Пуассона (μ) можно определить, последовательно перебирая их значения и сравнивая и экспериментальными данными и когда разница квадратов

достигнет минимального значения (2.14), можно использовать при расчете собственных частот, пример назначения коэффициента Пуассона для стыка стойки фрезерного станка представлен в таблице 2.8

$$\min \sum |\Delta_i - \Delta_i'|^2 \quad (33)$$

Таблица 12

№ контрольной точки	Деформация стойки в контрольных точках									
	Экспериментальные данные	Результаты расчета								
		$\mu = 0,01$			$\mu = 0,25$			$\mu = 0,49$		
1	1,6	2,051	1,478	0,987	2,069	1,492	0,991	2,164	1,597	1,012
3	1,04	1,650	1,033	0,546	1,673	1,051	0,553	1,854	1,219	0,641
4	0,8	1,023	0,797	0,418	1,123	0,802	0,478	1,174	0,853	0,519
5	0,75	0,987	0,683	0,351	0,969	0,675	0,347	0,893	0,592	0,287
7	0,75	1,121	0,910	0,681	1,115	0,903	0,676	1,024	0,818	0,589

Таким образом наименьшая разница между расчетной и экспериментальной деформации стойки достигается при: $\mu=0,01$, $E=40\text{Мпа}$; $\mu=0,25$, $E=0,35\text{Мпа}$; $\mu=0,49$, $E=9\text{Мпа}$ и обеспечивает отклонение в около 8-11%. Что позволяет судить о возможности моделирования стыка базовый деталей в виде тонкого слоя материала.

2.4 Выводы

1. Сравнение полученных результатов расчета динамических характеристик детали с экспериментальными данными позволяет

судить о адекватности разработанной методики базовых деталей моделирования металлорежущих станков.

2. Предложены рекомендации по моделированию сетки конечных элементов и расчетной модели базовых деталей.
3. Разработана расчетная модель стыков базовых деталей станка с использованием метода тонкого непрерывного слоя материала, результаты расчетов сопоставлены с экспериментальными данными, погрешность расчета не более 14%.
4. Наиболее адекватную модель возможно построить с использованием метода оболочковой модели, на моделировании которой тратится меньше времени за счет упрощения модели.

3. Исследование статических и динамических характеристик фрезерных станков.

В данной главе с помощью методик рассмотренных в предыдущих главах проведем анализ статических и динамических параметров несущей системы вертикально-фрезерного трёхкоординатного станка с ЧПУ центра “Формула станок” ТГУ.

В качестве исходных данных для разработки расчетной модели базовых деталей использовалась модель фрезерного станка, спроектированного на кафедре “Оборудование и технологии машиностроительного производства” ТГУ, модель станка предоставлена на рисунке 31.

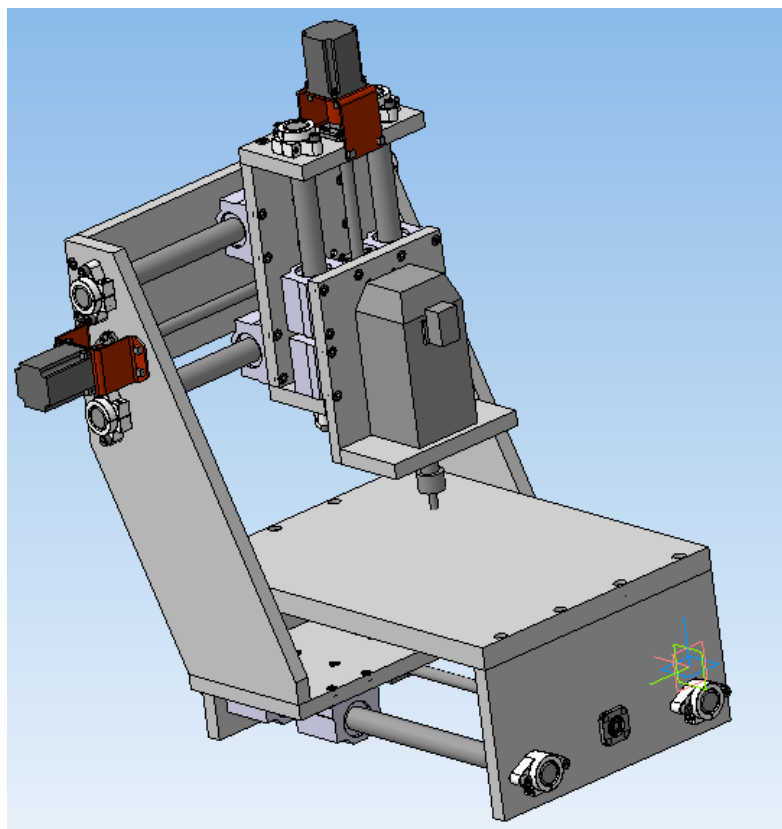


Рисунок 31. Модель трехкоординатного

Моделирование стыков проведем по методики тонкого слоя материала, параметры которого заложим исходя из приведенных данных в работе [85]. В работе [85] приведены параметры стыка “Чугун – ЦАМ” , поэтому примем поправочный коэффициент 0,2 для стыка алюминий-сталь, значения запишем в таблицу 3.1., рассчитаем модуль упругости материала и их значения запишем в таблицу 13

Таблица 13

Стык	Площадь, см ²	Жесткость, Н/м×10 ¹¹			Коэффициент внутреннего трения
		Ox	Oy	Oz	
Стойка- Стойка	3230	0,0168	0,287	0,725	0,16
Стойка – стол	3800	1,81	1,81	7,051	0,008
Станина- стол	4004	0,16	0,26	2,7	0,3
Стол- Салазки	5032	0,218	0,2	0,75	0,3

Таблица 14

Стык	Модуль упругости, Па×10 ¹¹	Модуль сдвига, Па
Стойка-стойка	8,575	4,52
Стойка-стол	1,331	2,223
Станина-стол	2,276	7,191
Стол-салазки	1,213	3,605

Окончательным шагом в построении расчетной модели – расчет собственных частот колебаний, результаты которого представлены в таблице 13.

Таблица 13

Базовый элемент	Собственная частота, Гц	Коэффициент внутреннего трения	Параметр демпфирования модели, Гц×10 ⁻⁵
Стойка	173,6	0,03	2,75
Поворотная бабка	389	0,03	1,23
Станина	108,7	0,03	4,39
Салазки	152,7	0,03	3,13
Стол	62,01	0,03	7,7
Корпус бабки	304,0	0,03	1,57
Эл. Двигатель	162,6	0,03	1,57
Стык стойка-стойка	87,88	0,16	1,45
Стык стойка-стол	34,24	0,08	1,39
Стык станина-стол	62,01	0,3	7,7
Стык стол-салазки	401	0,03	1,19

Пользуясь методикой, выведенной в предыдущих главах, разработаем расчетную модель станка (рисунок 32)

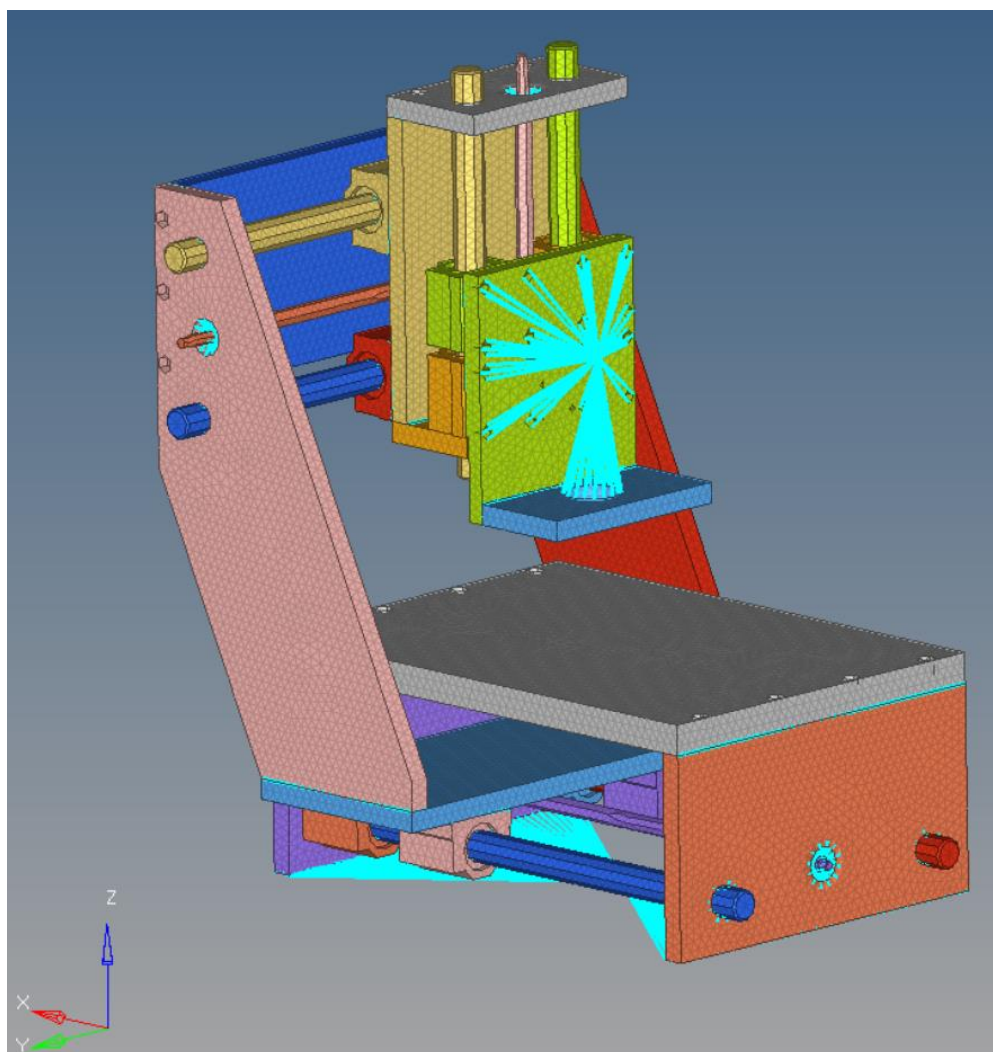


Рисунок 32 – Расчетная модель вертикально-фрезерного трехкоординатного станка

3.2 Расчет статических и динамических параметров несущей системы станка

Расчет статических деформации проведем используя расчетную модель с помощью программного комплекса. В качестве исходных данных для расчета статических деформаций рассчитаем вектор силы резания (рису 3.3.) разложенного на оси станка (рисунок 3.3) при силе $f=30000$ и углах $\alpha=40$, $\beta=30$, результат запишем в таблицу 3.4.

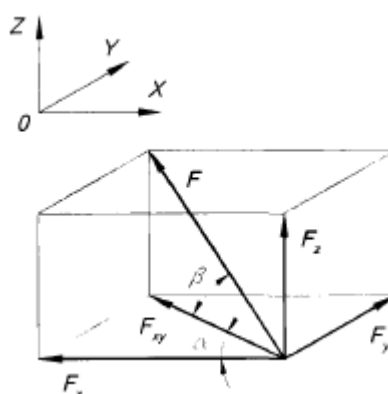


Рисунок 34 – Вектор силы резания

Таблица 14

Направление	Деформация, мкм	Сила, Н
Oz	135	19902
Oy	127	11491
Ox	150	15000

Из таблицы видно, что наибольшее влияние оказывают деформации вдоль оси Oх, поэтому дальнейший анализ будем проводить в данном направлении, формы колебаний несущей системы изображена на рисунках 3.16-3.19

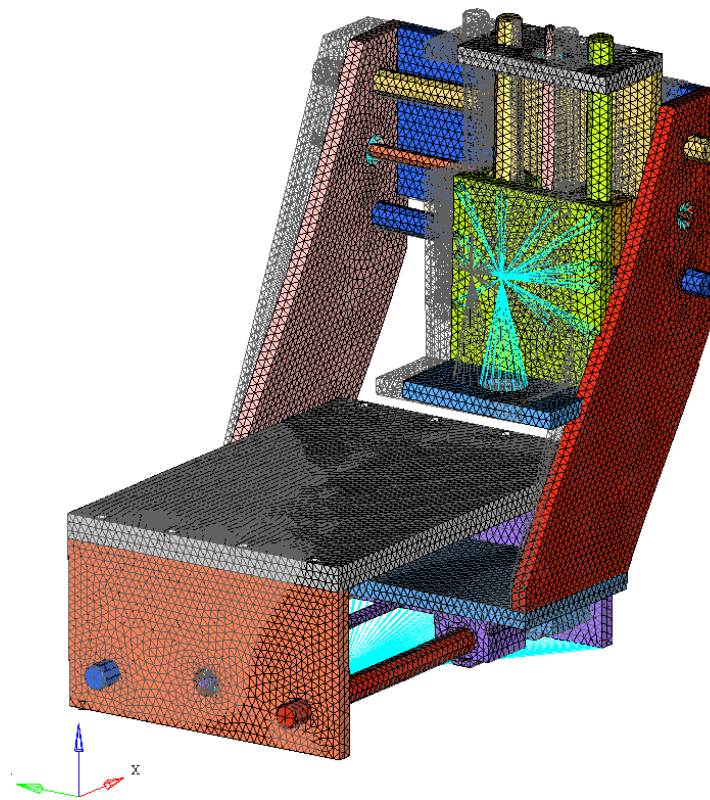


Рисунок 35 Расчетная форма колебаний при частоте 39 Гц

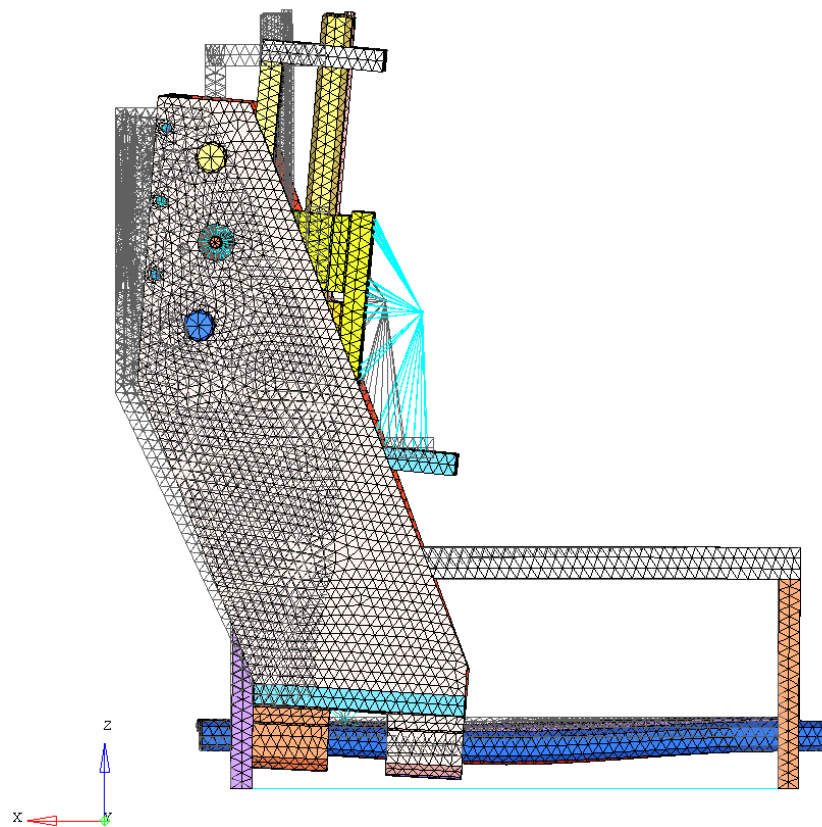


Рисунок 36 Расчетная форма колебаний при частоте 49 Гц

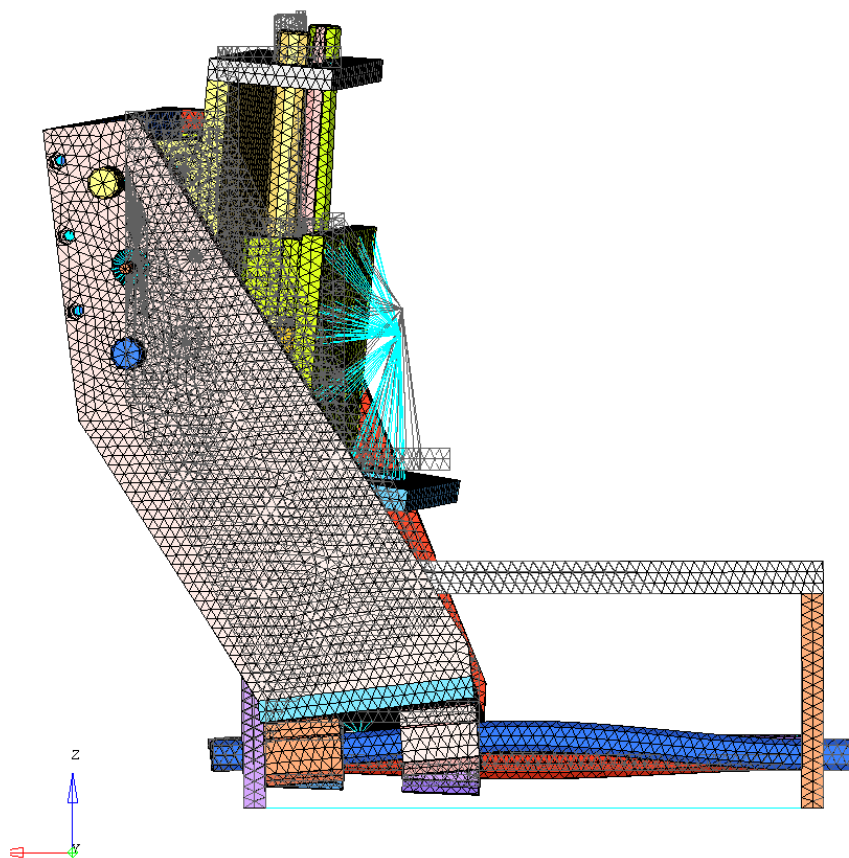


Рисунок 37 Расчетная форма колебаний при частоте 113 Гц

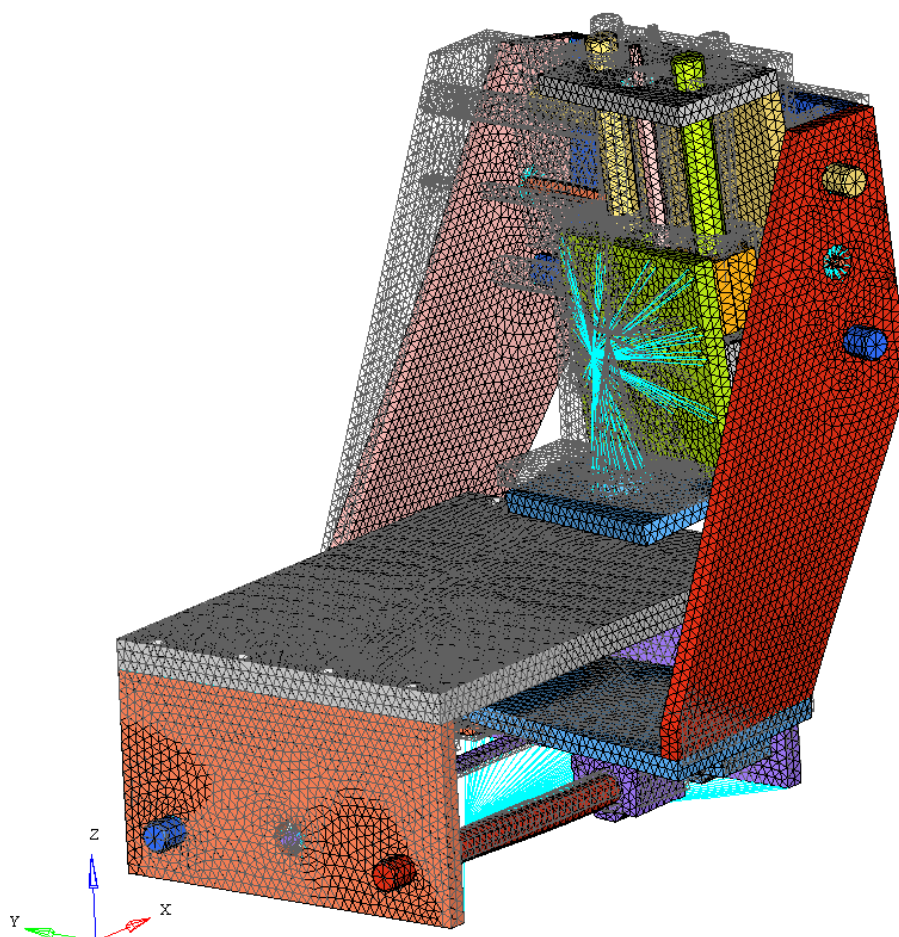


Рисунок 38 Расчетная форма колебаний при частоте 162 Гц

Анализ полученных результатов показал, наибольшие колебания возникают на третьей частоте, которые вызваны колебаниями опоры. Поэтому можно сделать заключение, что увеличение жесткости опор приведет к увеличению резонансной частоты. Увеличение жесткости рассмотрим на примере введение дополнительных ребер жесткости.

Программный комплекс Nastran позволяет спроектировать ребра жесткости с заданными параметрами, без использования геометрического построения, а лишь задав его параметры, что значительно сокращает время на анализ предположительной конструкции. Воспользуемся этой функцией и построим расчетную модель с дополнительными ребрами жесткости по обе стороны опоры (Рис. 38). Результаты динамических характеристик занесем в таблицу и сравним их с исходной конструкцией.

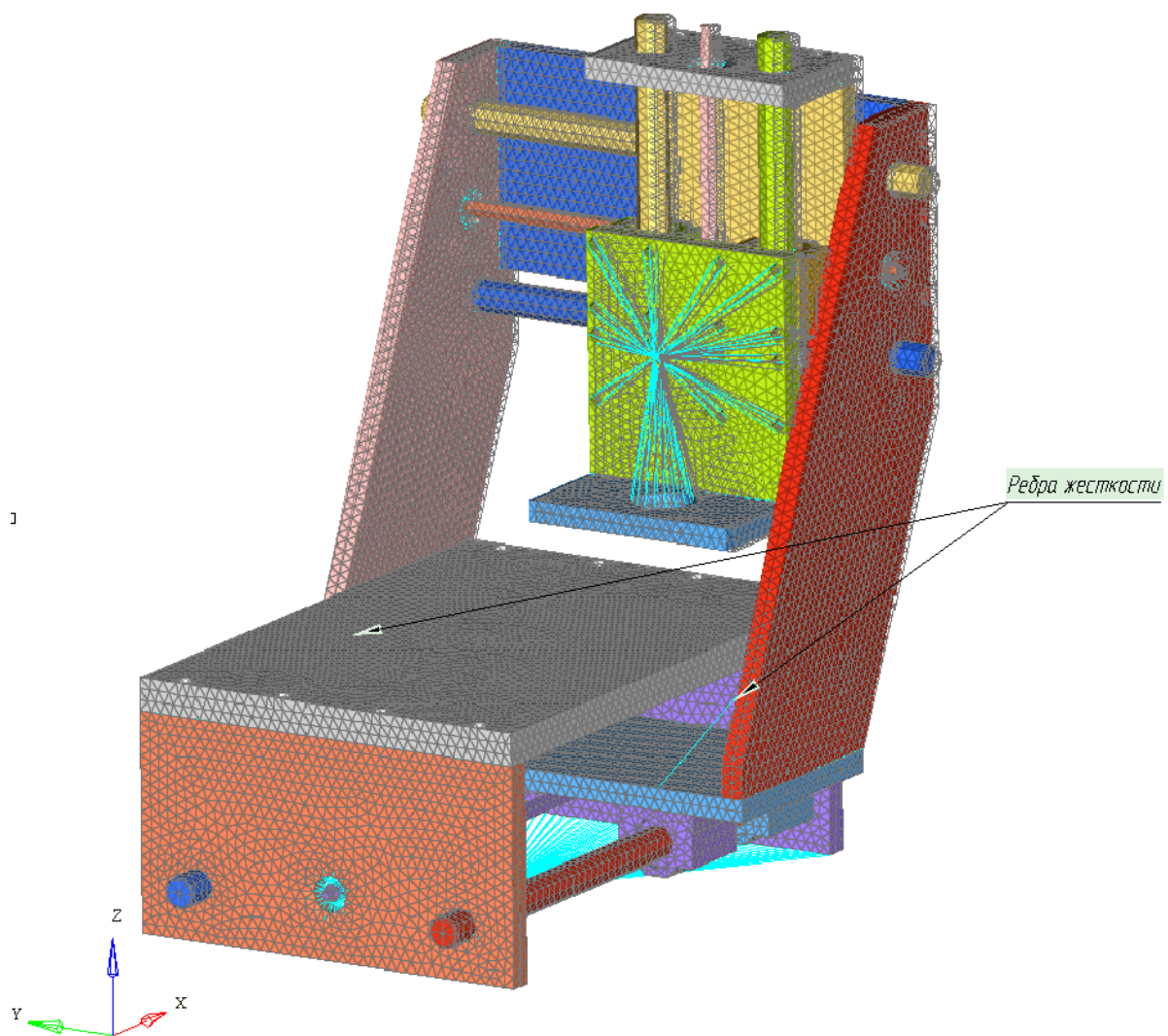


Рисунок 39 – Расчетная модель несущей системы с дополнительными ребрами жесткости

Таблица 15

		Исходная конструкция	Дополнительные ребра жесткости
Резонансная частота, Гц	№1	39 Гц	19,76
	№2	49 Гц	2,71
	№3	113 Гц	2,45
	№4	162 Гц	6,09
Резонансная амплитуда динамической податливости, м/Н×10 ⁻⁸	№1	43 Гц	9,08
	№2	56 Гц	1,21
	№3	118 Гц	1,89
	№4	168 Гц	5,42

Анализ результатов расчета, позволяет сделать заключение, что введение дополнительного ребра жесткости позволит увеличить жесткость конструкции, что приведет к увеличению резонансной частоты в среднем на 10% и уменьшение амплитуды динамической податливости около 33%, что существенно улучшает динамические характеристики станка.

3.2 Выводы

1. Разработанная методика показала свою эффективность при расчете динамических характеристик несущей системы станка.
2. Разработанная методика моделирования базовых деталей и стыков позволяет провести анализ влияния конструкции станка на его динамические характеристики.
3. Предложены конструктивные изменения трехкоординатного вертикально-фрезерного станка с ЧПУ для улучшения динамических характеристик.

4. Введение предложенных конструктивных изменений приведет к уменьшению амплитуды динамической податливости в среднем на 33%.

Глава 4. Эффективность

В работе [34] представлена формула для расчета производительности проектной работы, где $T_э=1000$ чел·ч это время выполнения эскизного проекта для моделирования станка средней сложности. Применение данной методики позволит сократить время выполнения эскизного проекта примерно на 10%, что будет составлять $T_э=900$ чел·ч, что является не значительной эффективностью, однако на этапе анализа нескольких вариантов конструкторских решений конструкции где $T_{Т1}=1000$ чел·ч время на анализ, время снизится примерно до $T_{Т2}=700$ чел·ч.

Посчитаем повышение производительности по формуле:

$$P_{\text{год}} = \frac{1}{T_э + T_m} \Phi_{\text{год}} \cdot K_{\text{орг}} \cdot N \quad (45)$$

где $T_э$ - время на выполнение эскизного проекта

T_m – время на выполнение проработки конструкции

$\Phi_{\text{год}}$ - фонд времени работы

$K_{\text{орг}}$ – коэффициент организационных потерь

N – число работников вовлеченных в проектировании станка

Приняв число работников 10 чел, годовой фонд времени 2030ч и коэффициент организационных потерь 0,9 [34], получим: Эффективность проектирование МРС по стандартной методики 11 проектов/год, по предложенной 13,7 проектов/год. Что позволяет сделать заключение о эффективности данной методики при проектировании МРС.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате проведенного анализа научной литературы по исследованию динамических характеристик станка позволяет сделать заключение о эффективности метода конечных элементов. Однако в статьях приведены методики не позволяющие построить адекватную расчетную модель без проведения экспериментальных исследований, что значительно сокращает эффективность методов в проектировании нового МРС.

На основе рассмотренных работа была разработана методика моделирования несущей системы фрезерного станка позволяющая провести расчет статических и динамических характеристик с учетом параметров стыка и базовых деталей.

В процессе выполнения работы получены следующие выводы:

1. Разработанная методика позволяет разработать расчетную модель базовых деталей и использованием методов твердотельных и оболочковых конечных элементов.
2. Методика моделирования стыка базовых деталей в виде тонкого слоя материала позволяет с достаточной точностью определить деформации стыка, о чем свидетельствует сравнение расчетов с экспериментальными данными станка мод. 654, где погрешность расчета составила 14%. Предложенная методика позволяет сократить время на подготовку исходных данных за счет использования исходных данных стыков с аналогичными условиями контакта.
3. Расчетную модель можно значительно упростить за счет использования оболочковых конечных элементов, а опоры станка представлять в виде пружинных элементов прикрепленные к станине станка в одной точке.
4. Расчеты динамических параметров станка мод 654 позволил сделать вывод о адекватности методики, так отклонение от

экспериментальных данных по расчету резонансной частоты и динамической податливости в среднем составило 15,6%.

5. Предложенная методика позволяет снизить время на проектирование нового МРС примерно на 14%, что позволяет сделать заключение о её эффективности.

Список используемых источников

1. Кудинов В.А, Динамика станков. -М.: Машиностроение, 1967, - 360 с.
2. Левина З.М. Контактная жесткость машин / З.М. Левина, Д.Н. Решетов. - М.: Машиностроение, 1971. – 264 с.
3. Исследование колебаний металлорежущих станков при резании металлов / од ред. В.И. Дикущина, Д.Н. Решетова. - М.: Машигиз, 1958 - 320 с
4. Пановко Я.Г. Основы прикладной теории упругих колебаний. - М.: Машгиз, 1957. - 360 с.
5. Каминская В.В. Станины и корпусные детали металлоержущих станков (расчет и конструирование) / В.В, Каминская, З.М. Левина, Д.Н. Решетов. - М.: Машгиз, 1960. - 164 с.
6. Детали и механизмы металлорежущих станков. Т. 1: Общие основы конструирования; направляющие и несущие системы / Под ред. Д.Н. Решетова. - М.: Машиностроение, 1972. - 664 с.
7. Атапин В.Г. Автоматизация проектирования тяжелых многоцелевых станков / В.Г. Атапин, И.Е. Гапонов, А.Г. Павин // Первый Всесоюз. съезд технол. - машиностр.: Тезисы докл. - М.: Внешторгиздат, 1989. - С. 42-43.
8. Атапин В.Г. Оптимальное проектирование корпусных деталей тяжелых поворотно-подвижных столов // СТИН. - 1995. - №11. - С. 16-19.
9. Витес Б.И. Проектирование корпусных деталей металлорежущих станков с использованием метода конечных элементов / Б.И. Витес, В.М. Гроссман, О.А. Кравцов // Станки и инструмент. - 1991. - №5. - С. 12-14.
10. Пахмутов В.А. Использование метода конечных элементов для анализа конструкции базовых деталей тяжелых станков / В.А.

Пахмутов, А.Я. Шалдыбин // Станки и инструмент. - 1992. - №2. - С. 7 - 9.

11. Атапин В.Г. Оптимальное проектирование корпусных деталей тяжелых поворотных подвижных столов // СТИН. - 1995. - №11. - С. 16-19.

12. Витес Б.И. Проектирование корпусных деталей металлорежущих станков с использованием метода конечных элементов / Б.И. Витес, В.М. Гроссман, О.А. Кравцов // Станки и инструмент. - 1991. - №5. - С. 12-14.

13. Левина З.М. Контактная жесткость машин / З.М. Левина, Д.Н. Решетов. - М.: Машиностроение, 1971. - 264 с.

14. Рыжов Э.В. Контактная жесткость машин. - М.: Машиностроение, 1966.-195с.

15. Хомяков В.С. Моделирование подвижных стыков при расчетах станков / В.С. Хомяков, В.В. Молодцов // СТРffl. - 1996. - №6. - С 16 - 21.

16. Демкин Н.Б. Качество поверхности и контакт деталей машин / Н.Б. Демкин, Э.В. Рыжов. - М.: Машиностроение, 1981. - 218 с.

17. Крагельский Н.В. Основы расчета на трение и износ / Н.В. Крагельский, М.Н. Добычин, В.С. Комбалов. - М.: Машиностроение, 1987. - 526 с.

18. Еремин А.В. Расчет жесткости несущих систем станков на основе суперэлементного подхода / А.В. Еремин, А.В. Чеканин // СТИН. - 991. -№6.-С. 12-16.

19. Еремин Н.В. Аналитическое исследование динамических характеристик специального фрезерного станка // Молодежь Поволжья – науке будущего: Труды заочной молодежной научно-технической конференции. - Ульяновск: УлГТУ, 2003. - С. 80 - 82.

20. Каминская В.В. Расчетный анализ динамических характеристик несущих систем станков / В.В. Каминская, А.В. Гринглаз // Станки и инструмент. - 1989. - №2. - С. 19 - 20.

21. Кирилин Ю.В. Опыт применения ЭВМ при проектировании тяжелых фрезерных станков / Ю.В. Кирилин, Т.К. Матренина // Станки и инструмент. - 1982. - №7. - С. 3, 4.
22. Еремин Н.В. Аналитическое исследование динамических характеристик специального фрезерного станка // Молодежь Поволжья – науке будущего: Труды заочной молодежной научно-технической конференции. - Ульяновск: УлГТУ, 2003. - С. 80 - 82.
23. Кирилин Ю.В. Методика расчета виброустойчивости / Ю.В. Кирилин, В.П. Табаков, Н.В. Еремин, В.А. Макаров // Сборник статей II Международной научно-технической конференции. - Пенза: Приволжский Дом знаний, 2004. - С. 141-145.
24. Кирилин Ю.В. Моделирование элементов несущей системы металлорежущего станка / Ю.В. Кирилин, Н.В. Еремин // Научно-технический калейдоскоп. - Ульяновск: УлГТУ, 2002. - №1. - С. 74 - 78.
25. Еремин Н.В. Расчет стержня как простейшего элемента модели несущей системы металлорежущего станка / Н.В. Еремин, Ю.В. Кирилин // Научно-технический калейдоскоп. - Ульяновск: УлГТУ, 2002. - №1. - С. 74 - 78.
26. Грановский Г.И. Резание металлов / Г.И. Грановский, П.П. Грудов, В.А. Грудов. - М.: Машиностроение, 1974. - 472 с.
27. Кривоухов, М.Н. Ларин, А.Я. Малкин. - М.: Машиностроение 1954. -472 с.
28. Демкин Н.Б. Качество поверхности и контакт деталей машин / Н.Б. Демкин, Э.В. Рыжов. - М.: Машиностроение, 1981. - 218 с.
Демкин Н.Б. Контактное состояние шероховатых поверхностей. - М.: Наука, 1970.-227 с.
20. Детали и механизмы металлорежущих станков. Т. 1: Общие основы конструирования; направляющие и несущие системы / Под ред. Д.Н. Решетова. - М.: Машиностроение, 1972. - 664 с.
29. Детали и механизмы металлорежущих станков. Т. 2: Шпиндели и их опоры. Механизмы и детали приводов / Под ред. Д.Н. Решетова. - М.: Машиностроение, 1972. - 520 с.

30. Диагностика вибраций в станках // ЭИ Автоматические линии и металлорежущие станки. - 1980. - №17. - С. 5 - 13.
31. Динамический расчет зданий и сооружений: Справочник проектировщика / Под ред. Б.Г. Корнева, И.М.Рабиновича. - М.: Стройиздат, 1984.# -303 с.
32. Динамические расчеты несущих систем металлорежущих станков: Отчет УПИ - УЗТС. - Ульяновск, 1971. - 42 с..
33. Диагностика вибраций в станках // ЭИ Автоматические линии и металлорежущие станки. - 1980. - №17. - С. 5 - 13.
34. Вороненко В.П. Машиностроительное производство: учеб. для сред. спец. учеб. заведений У В.П. Вороненко, А.Г. Схиртладзе, В.Н. Брюханов. - М.: Высшая школа, издательский центр «Академия», 2001. -304 с.
35. Детали и механизмы металлорежущих станков. Т. 2: Шпиндели и их опоры. Механизмы и детали приводов / Под ред. Д.Н. Решетова. - М.: Машиностроение, 1972. - 520 с.
36. Городецкий Ю.И. Повышение виброустойчивости и производительности вертикально-фрезерных консольных станков // Станки и инструмент. - 1982. - №8. - С. 17 - 18.
37. Вороненко В.П. Машиностроительное производство: учеб. для сред. спец. учеб. заведений У В.П. Вороненко, А.Г. Схиртладзе, В.Н. Брюханов. - М.: Высшая школа, издательский центр «Академия», 2001. -304 с.
38. Opitz G., Bemardi F. Investigation and calculation of the chatter behaviors of lathes and milling machines. - CJRP Ann., 2015. - №2.
39. Ramamuti V., Rao V., Ravi Shankar, Sriram N.S. Machine Tool Vibration - A review // The Shock and Vibration Digest. - Vibration Institute, 2018.-vol. 22, № 10.
40. Takegama H. and Sakata O. Study on chatter vibration of cutting tool. – Bull Japan Soc. Of Proc. Eng., 2005. - vol. 9, №1 - pp. 21 - 22.

41. Von H. Victor, Karlsruhe Schnittkraftberechnungen für das
Abspannen von Metallen // Werkstattstechnik. - 1969. - №7. - pp. 317 - 327
42. Week M. Werkzeugmaschinen // Stand und Tendenzen / Kugellager -
Zeitschrift. - N 208. - pp. 1 - 3.