

Лекция №4

Металлорежущие станки

МКЭ, МТМ, расчет фундаментов

- 1** **Метод Конечных Элементов МКЭ**
- 2** **Многократное моделирование МТМ**
- 3** **Способы оптимизации**
- 4** **Установка станков на фундамент**
- 5** **Заключение**



Рис. 4-1: Расчет производственных систем с помощью ЭВМ

При проектировании металлорежущего станка первым шагом является создание эскизного проекта. Разработка окончательной конструкторской документации с учетом технических требований и технологических ограничений требует значительной оптимизации первоначального проекта. Эффективным методом оптимизации конструкции станков является применение расчетных программных средств, базирующихся на методе конечных элементов (Рис. 4-1). Основой для проведения расчетов служат адаптированные твердотельные CAD-модели станочных структур. К адаптации относятся упрощение геометрии, определение граничных условий и наложение связей, задание жесткости и демпфирования отдельных компонентов и их соединений, действующие статические и динамические силы и температурные воздействия. После проведения расчета возможно оценить, например, статическое, динамическое и термоэластичное поведение станка (Рис. 4-1). Полученные результаты служат основой для оптимизационного расчета станков. Например, изменения толщины стенок или применения дополнительных демпфирующих систем.



Рис. 4-2: Методика расчета с помощью МКЭ

На Рис. 4-2 представлена последовательность проведения расчета методом конечных элементов. Для начала расчета необходимо наличие твердотельной (CAD) модели станка. Непосредственное применение данной модели для анализа методом конечных элементов затруднительно, поскольку обычно она отличается высокой степенью детализации. Для эффективности дальнейших расчетов проводится упрощение CAD-модели и создание на ее основе конечноэлементной КЭ-модели. Перед проведением моделирования целесообразно разработать расчетное задание, в котором следует сформулировать следующие пункты:

- Цель анализа. Требуемые результаты (например, напряжения, деформации). Локальные (концентратор напряжения) или глобальные значения (колебательные формы).
- Требуемая точность результатов. Достаточно ли определения качественных изменений или необходимы точные количественные результаты. Насколько точно возможно определение граничных условий и свойств материалов. Возможна ли экспериментальная верификация расчетов.
- Какие граничные условия следует отразить в модели. Какие приспособления применяются для крепления заготовки (идеально жесткие или с конечной жесткостью). Где расположены точки приложения сил. Величина действующих на систему сил. Статические или динамические нагрузки. Допустима ли в случае динамической нагрузки замещающая расчетная схема. Присутствуют ли нелинейные граничные условия (например, контакт).
- Свойства материалов. Поведение материалов (например, линейное упругое). Возможно ли возникновение нелинейного поведения (например, достижение предела текучести материала, переход к пластическим деформациям). Какие коэффициенты следует задать (например, модуль Юнга, коэффициент поперечного сжатия, коэффициент теплового расширения).
- Геометрия детали. Присутствуют ли явные двумерные структуры (например, детали коробчатой формы с ребрами жесткости). Наличие объемных деталей, для которых должна применяться объемная сетка. Наличие областей, которые могут быть представлены в виде балок, стержней или оболочек. Присутствуют ли области, где следует ожидать исключительно изгибных, или только нормальных, неизменных по всей толщине стенки заготовки, напряжений.

Форма элемента			Тип элемента	Степень свободы	Передаваемые Нагрузки
Стержень Балка			Стержень		F_u
Пластина* Мембрана* Оболочка			Балка		F_v, F_u, F_w M_v, M_u, M_w
Объем			Мембрана		F_v, F_u M_w
Функция расчета формы			Пластина		F_w M_v, M_u
линейная			Оболочка		F_v, F_u, F_w M_v, M_u, M_w
параболич.			Объемн. эл-т		F_v, F_u, F_w
кубическ.					
Сокращения					
u,v,w: Коорд. сист. элемента x,y,z: декартовы координ. d: степень свободы перемещ. j : степ. свободы вращения					

Рис. 4-3: Виды конечных элементов

Для моделирования заготовок различной формы и многообразных видов нагрузок был разработан ряд элементов, отличающихся физико-механическими свойствами. К наиболее применимым относятся:

Стержни. Применяются для моделирования действия силы по одной оси. Они применяются только для передачи осевых нагрузок (растяжение / сжатие).

Балки. Также являются одномерными элементами. Данный тип элементов может применяться для передачи нагрузок растяжения / сжатия и на изгиб. Балки передают силы, действующие перпендикулярно к их оси, а также изгибные и крутильные моменты. Такие компоненты станков, как выдвижные пиноли или инструменты, нагруженные внешними силами, моделируют посредством балок. Моделирование инструмента, например, реализуется посредством идеально жесткой балки.

Мембраны могут воспринимать нагрузки только в собственной плоскости. В структурах станков подобное поведение практически не встречается. Данные элементы находят более широкое применение в аэрокосмическом секторе. Примером служит фюзеляж самолета, состоящий из тонких пластин из легких сплавов, которые соединяются посредством шпангоутов, придающих структуре жесткость. Пластины имеют малую крутильную жесткость, поэтому могут быть упрощенно рассмотрены как мембраны. Шпангоуты, как правило, моделируются как балочные элементы.

Пластины передают только силы, направленные перпендикулярно к их поверхности, а также моменты изгиба (исключительно деформация изгиба). Данные элементы также не позволяют провести моделирование структурных компонентов станка с достаточной точностью. Структуры, которые корректно моделируются с помощью пластин, как правило, относятся к архитектурным сооружениям. Например, структура моста под действием веса автомобилей.

Оболочки представляют собой комбинацию из мембран и пластин. Данный вид элементов характеризуется возможностью передачи сил и моментов по трем координатным осям, благодаря чему с их помощью можно провести моделирование сложных видов напряжения и деформации. Оболочки являются самым распространенным видом элементов, применяемых для моделирования структурных компонентов станков, которые часто имеют сложную геометрию. Кроме того, виды накладываемых нагрузок весьма многообразны, что делает практически невозможным

находится зон, в которых присутствует исключительно изгибные деформации или мембранное поведение. Выбор данных элементов улучшает модель, но время расчета увеличивается из-за большого числа степеней свободы, которые необходимо учитывать при расчете.

В случае, когда геометрию детали невозможно представить как комбинацию одно- или двумерных элементов, используют объемные элементы, способные передавать силы по трем координатам, но не передающие крутящие моменты, так как, в отличие от пластин и оболочек, не воспринимают изгибные нагрузки.

Форма граней элементов может задаваться посредством степенной функции с различными показателями. Как правило, применяются элементы с линейной или квадратичной функцией формы граней, причем последние имеют дополнительные узлы на ребрах элементов. Кубические функции практически не применяются из-за большого объема необходимых для задания формы элемента вычислений.

Линейные элементы отличаются наименьшим объемом требуемых вычислений для задания матрицы жесткости. Однако данные элементы способны отражать только линейно изменяемые или постоянные напряжения и деформации. Параболические элементы позволяют более точное отражение градиентов в моделях, но требуют большего количества вычислений. Кроме того, параболические элементы более устойчивы к искажению геометрии элементов относительно их идеальной геометрии (например, равносторонние треугольники, квадраты или кубы) чем линейные элементы, которые при искажении геометрии быстрее приводят к неверным результатам.

Исходя из опыта, можно сказать, что для моделирования относительно простых деталей применение линейных элементов позволяет добиться удовлетворительной точности за разумное время расчета. Для расчета изменения напряжений применяют параболические элементы. Для проведения расчетов методом конечных элементов (МКЭ) не существует жестких правил разбивки на КЭ, что требует от инженера-расчетчика достаточных опыта и знаний теории метода КЭ и механики.

Отдельные элементы соединяются через связи в узлах с соседними элементами для создания модели, свойства и поведение которой определяются свойствами и поведением отдельных элементов в своих узлах. Таким образом, структура представляется как дискретная расчетная модель, состоящая из системы уравнений, учитывающей внешние нагрузки, геометрические граничные условия (например, закрепление деталей) и параметров соединений элементов:

$$\{F\} = [K]\{U\} \quad (4-1)$$

Здесь $\{F\}$ - вектор, содержащий все внешние силы и крутящие моменты сил. Матрица $[K]$ описывает жесткость структуры, а вектор $\{U\}$ содержит информацию о перемещении и кручении дискретных узлов модели. Для решения данного уравнения необходимы высокопроизводительные компьютеры, т.к. в зависимости от решаемой проблемы в уравнении могут присутствовать сотни тысяч неизвестных.

Метод смещения

$$\{u\} = [a] \cdot \{U\}$$

Функция перемещения: $u_x(x) = a_0 + a_1 \cdot x$

Граничные условия: $u_x(x=0) = U_1 \Rightarrow a_0 = U_1$
 $u_x(x=L) = U_2 \Rightarrow a_1 = (U_2 - U_1) \cdot \frac{1}{L}$

$$u_x = \left[1 - \frac{x}{L} \quad \frac{x}{L}\right] \begin{Bmatrix} U_1 \\ U_2 \end{Bmatrix} \Rightarrow [a] = \begin{bmatrix} 1 - \frac{x}{L} & \frac{x}{L} \end{bmatrix}$$

Смещение - Растяжение

$$\{\epsilon\} = [b] \cdot \{U\}$$

$$\epsilon_x = \frac{\partial u_x}{\partial x} \Rightarrow \epsilon_x = \begin{bmatrix} -\frac{1}{L} & \frac{1}{L} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} U_1 \\ U_2 \end{Bmatrix} \Rightarrow [b] = \begin{bmatrix} -\frac{1}{L} & \frac{1}{L} \end{bmatrix}$$

Напряжение - Растяжения

$$\{\sigma\} = [H] \cdot \{\epsilon\}$$

$$\sigma_x = E \cdot \epsilon_x$$

Принцип виртуальной работы

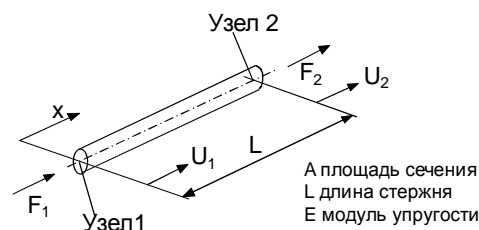
$$\delta W_a = \delta W_i$$

$$\delta W_a = \delta \{U\}^T \{F\} \quad \delta W_i = \int_V \delta \{\epsilon\}^T \{\sigma\} dV = \int_V \delta \{U\}^T [b]^T [H] [b] \{U\} dV$$

$$\Rightarrow \{F\} = \int [b]^T [H] [b] dV \cdot \{U\} \Rightarrow \begin{Bmatrix} F_1 \\ F_2 \end{Bmatrix} = \frac{AE}{L} \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} U_1 \\ U_2 \end{Bmatrix}$$

$$\Rightarrow \{F\} = [k] \{U\} \quad \text{mit} \quad [k] = \frac{AE}{L} \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix}$$

Матрица жесткости



$$\text{Вектор нагрузки} \quad \{F\} = \begin{Bmatrix} F_1 \\ F_2 \end{Bmatrix}$$

$$\text{Вектор смещения} \quad \{U\} = \begin{Bmatrix} U_1 \\ U_2 \end{Bmatrix}$$

Рис. 4-4: Матрица жесткости для стержня (растяжение-сжатие)

С помощью простого конечного элемента «стержень», нагружаемого на растяжение или сжатие, можно наглядно показать вывод матрицы жесткости элемента, основанном на методе смещения. На Рис. 4-4, справа, представлен стержневой элемент, имеющий длину L. Координата x увеличивается от узла 1 к узлу 2. Линейное смещение между узлами стержня описывается с помощью следующей функции:

$$u_x(x) = a_0 + a_1 \cdot x \quad (4-2)$$

Оба неизвестных a_0 и a_1 определяются из величины смещения узлов U:

$$u_x(x=0) = U_1 \Rightarrow a_0 = U_1 \quad (4-3)$$

$$u_x(x=L) = U_2 \Rightarrow a_1 = \frac{1}{L}(U_2 - U_1) \quad (4-4)$$

Таким образом, можно определить смещение любой точки x:

$$u_x(x) = \left[1 - \frac{x}{L} \quad \frac{x}{L}\right] \begin{Bmatrix} U_1 \\ U_2 \end{Bmatrix} \quad (4-5)$$

Или в общем виде:

$$\{U\} = [a] \begin{Bmatrix} U_1 \\ U_2 \end{Bmatrix} \quad (4-6)$$

Удлинение в пределах одного элемента может быть определено с помощью частных производных смещения. Для стержня, нагруженного на сжатие - растяжение, это выражается:

$$\epsilon_x = \frac{\delta u_x(x)}{\delta x} = \frac{\delta}{\delta x} \left[1 - \frac{x}{L} \quad \frac{x}{L}\right] \begin{Bmatrix} U_1 \\ U_2 \end{Bmatrix} = \frac{\delta}{\delta x} [a] \begin{Bmatrix} U_1 \\ U_2 \end{Bmatrix} \quad (4-7)$$

$$\epsilon_x = \begin{bmatrix} -\frac{1}{L} & \frac{1}{L} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} U_1 \\ U_2 \end{Bmatrix} \quad (4-8)$$

Следовательно:

$$\{\epsilon\} = [b] \{U\}, \text{ mit } [b] = \frac{\delta}{\delta x} [a] \quad (4-9)$$

Конструкционный материал принимается упруго-линейным и изотропным. Для зависимости напряжения и удлинения применим закон Гука:

$$\{\sigma\} = [H] \{\epsilon\} \quad (4-10)$$

Причем для стержня $[H] = E$. Применяя принцип виртуальной работы возможно вывести матрицу жесткости. Принцип виртуальной работы гласит, что внешняя работа δW_a ,

совершаемая силой $\{F\}$ по виртуальному смещению $\delta\{U\}$, равна внутренней виртуальной работе δW_i , характеризуемой напряжением σ и виртуальным удлинением $\delta\{\varepsilon\}$:

$$\delta W_a = \delta W_i \quad (4-11)$$

$$\delta\{U\}^T \{F\} = \int_V \delta[\varepsilon]^T \{\sigma\} dV \quad (4-12)$$

Записывая правую сторону уравнения 4-12 в уравнения 4-9 и 4-10, получим:

$$\delta\{U\}^T F = \int_V \delta[U]^T [b]^T [H][b]\{U\} dV \quad (4-13)$$

Таким образом:

$$\{F\} = \int_V [b]^T [H][b] dV \{U\} \quad (4-14)$$

Данный интеграл определяет взаимозависимость между векторами сил и перемещений. Он является общим решением уравнения для определения матрицы жесткости для произвольных элементов:

$$[K] = \int_V [b]^T [H][b] dV \quad (4-15)$$

Применяя параметры стержня, получим:

$$[K] = \int_{x=0}^{x=L} \begin{bmatrix} -\frac{1}{L} \\ 1 \\ L \end{bmatrix} E \begin{bmatrix} -\frac{1}{L} & 1 \end{bmatrix} A dx \quad (4-16)$$

$$[K] = \frac{A \cdot E}{L} \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} \quad (4-17)$$

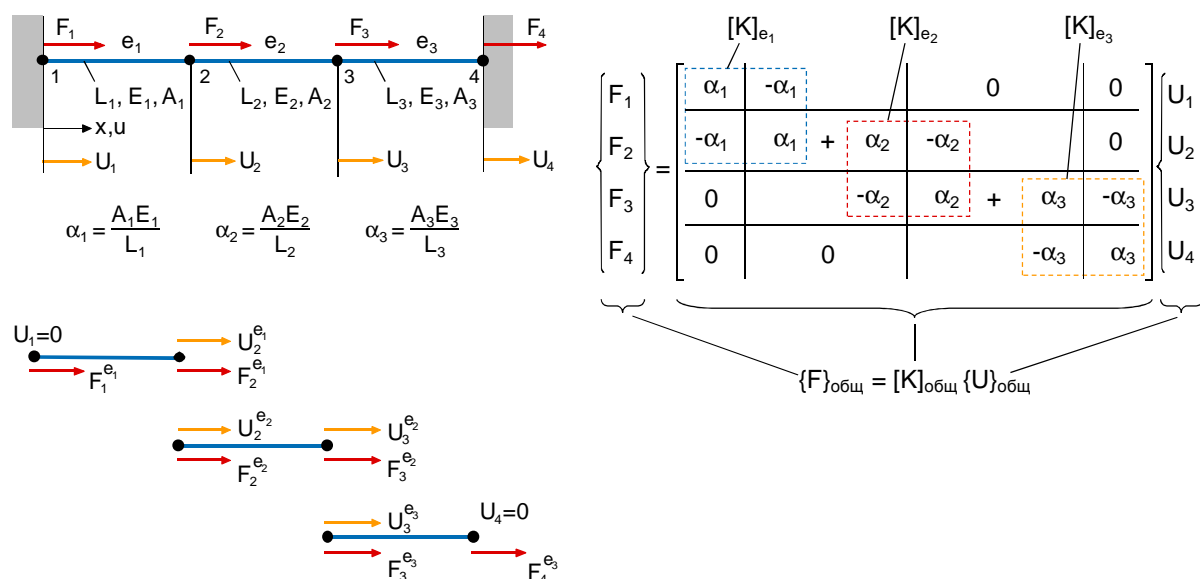


Рис. 4-5: Матрица жесткости стержня

Для описания упругого поведения структур, смоделированных методом конечных элементов, матрица жесткости элементов трансформируется в общую матрицу жесткости. Данная операция может быть наглядно представлена с помощью

следующего примера. На Рис. 4-5 представлен стержень, состоящий из элементов e_1 , e_2 , e_3 , которые соединены между собой в узлах 2 и 3, а также узлов 1 и 4 в заделке. Известна геометрия стержня, характеризующаяся длиной L_i и площадью A_i , а также модуль Юнга E_i и силы, действующие на стержень F_i . Требуется определить смещения U_2 и U_3 узлов 2 и 3. Матрица жесткости i -го элемента определяется с помощью уравнения 4-18:

$$K_i = \alpha_i \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix}, \alpha_i = \frac{A_i \cdot E_i}{L_i} \quad (4-18)$$

При выводе зависимости силы и деформации для стержня должны выполняться два условия.

Условие совместности:

Смещение узлов одинаково для всех прилегающих элементов и узлов:

$$U_2^{e1} = U_2^{e2} = U_2 = U_3^{e2} = U_3^{e3} = U_3 \quad (4-19)$$

Условие равновесия:

Сумма внешних и внутренних сил равна нулю:

$$F_1 = F_1^{e1} \quad (4-20)$$

$$F_2 = F_2^{e1} + F_2^{e2} \quad (4-21)$$

$$F_3 = F_3^{e2} + F_3^{e3} \quad (4-22)$$

$$F_4 = F_4^{e3} \quad (4-23)$$

Выразив силы через коэффициент упругости α_i и смещение узла U_i , получаем:

$$F_1 = \alpha_1(U_1 - U_2) \quad (4-24)$$

$$F_2 = \alpha_1(-U_1 + U_2) + \alpha_2(U_2 - U_3) \quad (4-25)$$

$$F_3 = \alpha_2(-U_2 + U_3) + \alpha_3(U_3 - U_4) \quad (4-26)$$

$$F_4 = \alpha_3(-U_3 + U_4) \quad (4-27)$$

После умножения получаем выражение в матричной форме, приведенное на Рис. 4-5. Из данного примера видно как матрицы жесткости отдельных элементов трансформируются в общую (суммарную) матрицу жесткости.

Для узлов 1 и 4 установлено граничное условие нулевого перемещения:

$$U_1 = U_4 = 0 \quad (4-28)$$

Размеры отдельных частей стержня и их модули Юнга принимаются равными. Для этого случая смещения узлов 2 и 3 рассчитываются с помощью следующих формул:

$$U_2 = \frac{2 \cdot F_2 + F_3}{3 \cdot \alpha} \quad (4-29)$$

$$U_3 = \frac{F_2 + 2 \cdot F_3}{3 \cdot \alpha} \quad (4-30)$$

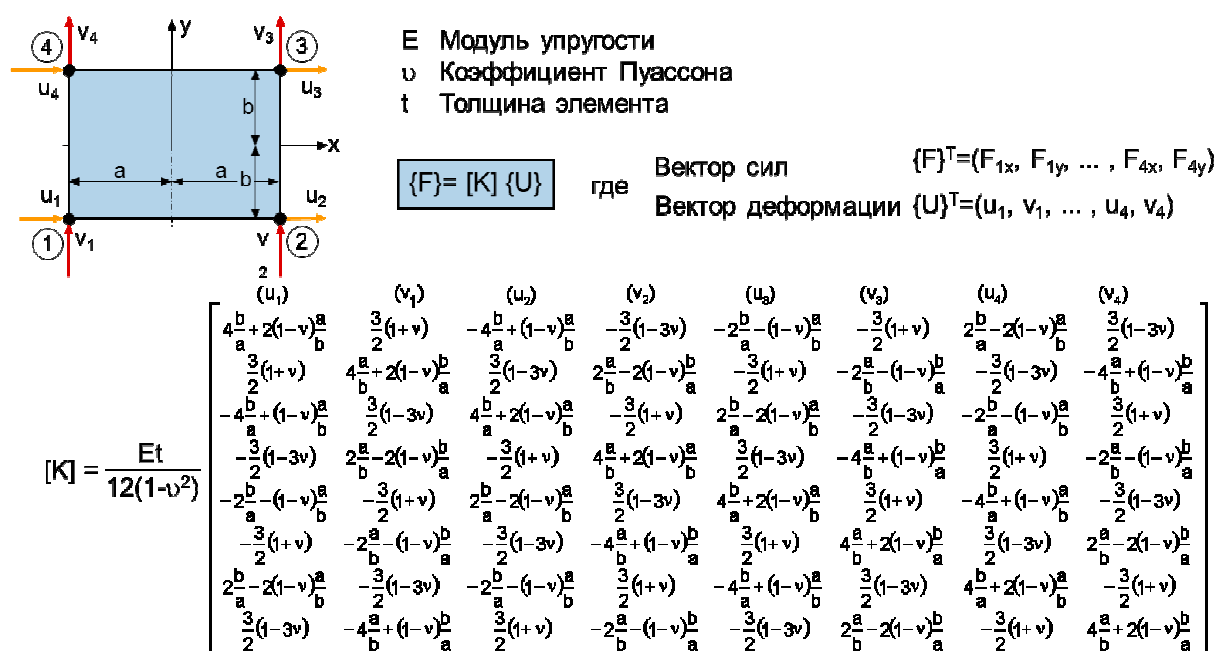


Рис. 4-6: Матрица жесткости четырехугольного плоского элемента

С растущей сложностью элементов (тип элемента, количество степеней свободы, степени функции смещения, т.е. числа промежуточных узлов) прогрессивно увеличивается размер матрицы жесткости (Рис. 4-6). Например, для четырехугольного плоского элемента с двумя степенями свободы в каждом узле, которыми описывается плоскостная деформация удлинения, необходима матрица жесткости элементов размером 8x8.

Процедура создания общей матрицы жесткости и решение системы уравнений может реализовываться автоматически с помощью ЭВМ. Исходными данными при этом являются геометрические параметры расчетной модели (координаты узлов, принадлежность узлов определенным элементам, размер элементов) и граничные условия (неподвижные узлы, условия симметрии), а также внешние нагрузки – силы и крутящие моменты.

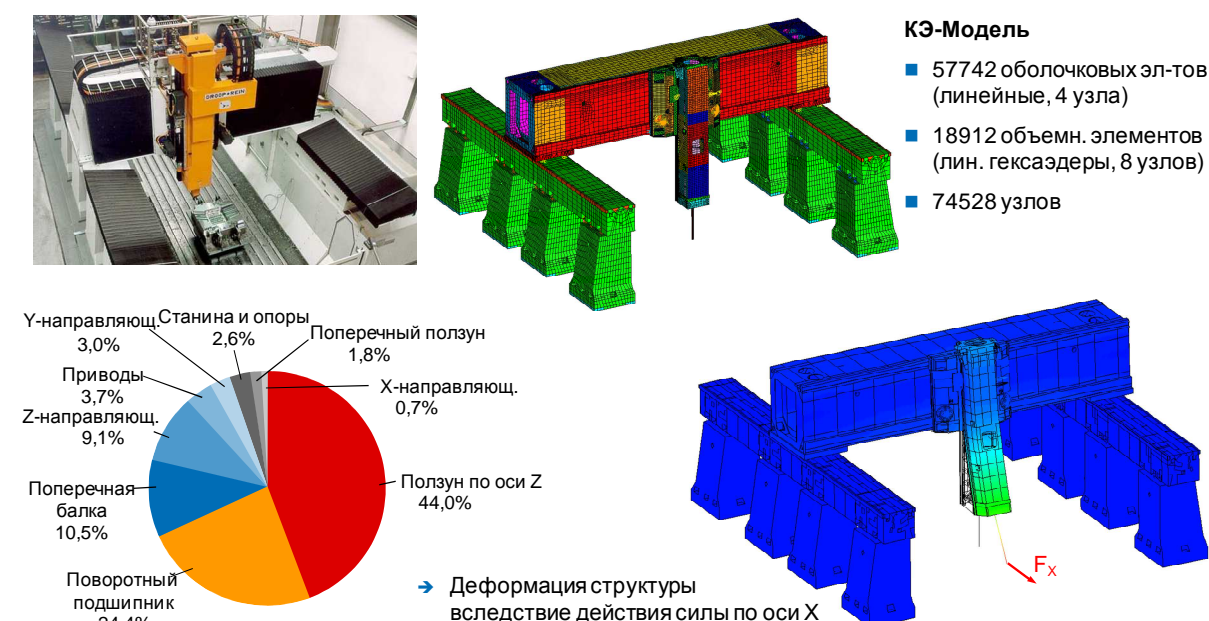


Рис. 4-7: Деформация портального станка под статической нагрузкой

Расчет статической деформации структурных компонентов станков представлен на примере портального фрезерного станка, показанный на Рис. 4-7. Станки данной группы относятся к тяжелым и довольно часто применяются для изготовления пресс-форм для глубокой вытяжки, например, элементов кузовов автомобилей. Для сокращения времени обработки портальные фрезерные станки должны иметь высокие скорости перемещений и ускорения, что накладывает значительные ограничения на допустимый вес структурных компонентов. Одновременно эти компоненты должны обеспечивать достаточную жесткость. Целью проведения расчета с помощью метода конечных элементов (КЭ) было определение жесткости структуры под действием сил резания. На Рис. 4-7 представлена КЭ-модель станка. Модель состоит из 57742 гексаэдрных (шестигранник) элементов и 74528 оболочек с линейной функцией задания граней элементов. Объемные элементы были взяты для моделирования опорных стоек портала, изготовленных из полимербетона. Для реализации высокой динамики, траверсы и вертикальный ползун выполнены в виде оребренных коробчатых структур, что позволило применить для их моделирования элементы - оболочки.

Инструмент, имеющий довольно большой вылет, представлен идеально жесткой балкой, так как его деформация не представляет интереса при расчете и конструировании данного станка. Идеально жесткий элемент служит исключительно для передачи силы из зоны обработки к вертикальному ползуну. При расчете на модель накладывались силы аналогичные силам резания при обработке, для моделирования которых был применен отдельный алгоритм. На Рис. 4-7 показана деформированная структура станка при наложении силы по оси x . Из рисунка видно, что наложенная сила вызывает ярко выраженную изгибную деформацию вертикального ползуна, имеющего большой вылет относительно траверсы. Остальные структурные компоненты практически не деформируются. Для исследования влияния отдельных сборочных единиц и узлов на жесткость в центре инструмента (в зоне резания) была разработана следующая методика. Ползун отделяется от Z-направляющих и закрепляется неподвижно, что позволяет исследовать деформацию исключительно вертикального ползуна. Далее от остальной структуры станка отделяется ползун вместе с Z-направляющими и исследуется относительная деформация данной сборочной единицы. Разница в величине деформации ползуна и сборочной единицы определяет ту часть деформации, которая приходится непосредственно на Z-направляющие. Данная процедура выполняется при последовательном введении компонентов в сборочную единицу и исследование ее деформации, что позволяет установить долю деформации, вносимую каждым компонентом в суммарное смещение центра инструмента (в зоне

резания). Результат исследования представлен на Рис. 4-7 внизу. Из диаграммы видно, что вертикальный ползун представляет собой слабое звено в структуре станка.

Проведение анализа по представленной методике позволяет исследовать поведение структуры станка и отдельных компонентов на стадии разработки. С помощью результатов исследования возможно применение целенаправленных конструктивных мер для улучшения характеристик металлорежущих станков.

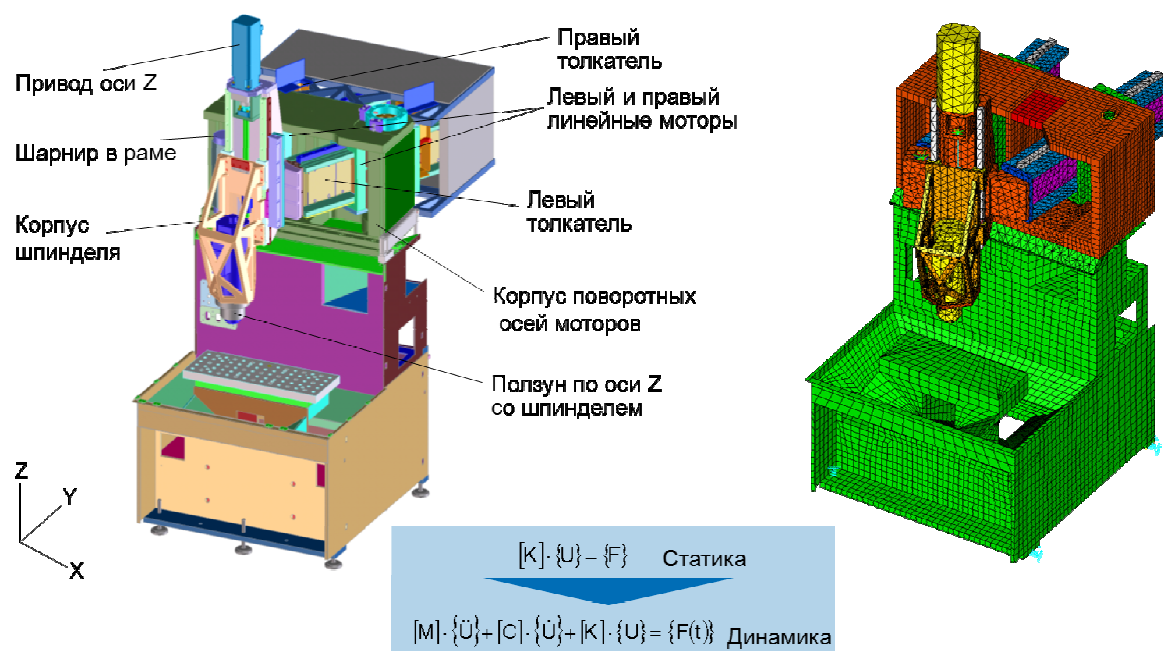


Рис. 4-8: Геометрическая и КЭ-модель фрезерного станка

Моделирование методом КЭ было применено для исследования динамического поведения фрезерного станка с V-образной (биподной) параллельной кинематикой привода подачи в плоскости x-y (Рис. 4-8). Представленный трехкоординатный фрезерный станок отличается компактным конструктивным исполнением, высокой скоростью движений подачи до 120 м/мин и ускорением до 3 g. Параллельная кинематика привода подачи в плоскости x-y реализуется двумя толкателями, соединенными с платформой, на которой расположен вертикальный ползун. Левый толкатель неподвижно соединен с платформой и определяет ее ориентацию в пространстве. Правый толкатель соединен с платформой через шарнир. Толкатели приводятся линейными двигателями двустороннего действия, поворотные корпуса которых соединены с рамой. Подача по оси z осуществляется с помощью шариковинтовой передачи.

Вертикально-фрезерный станок с V-образной кинематикой

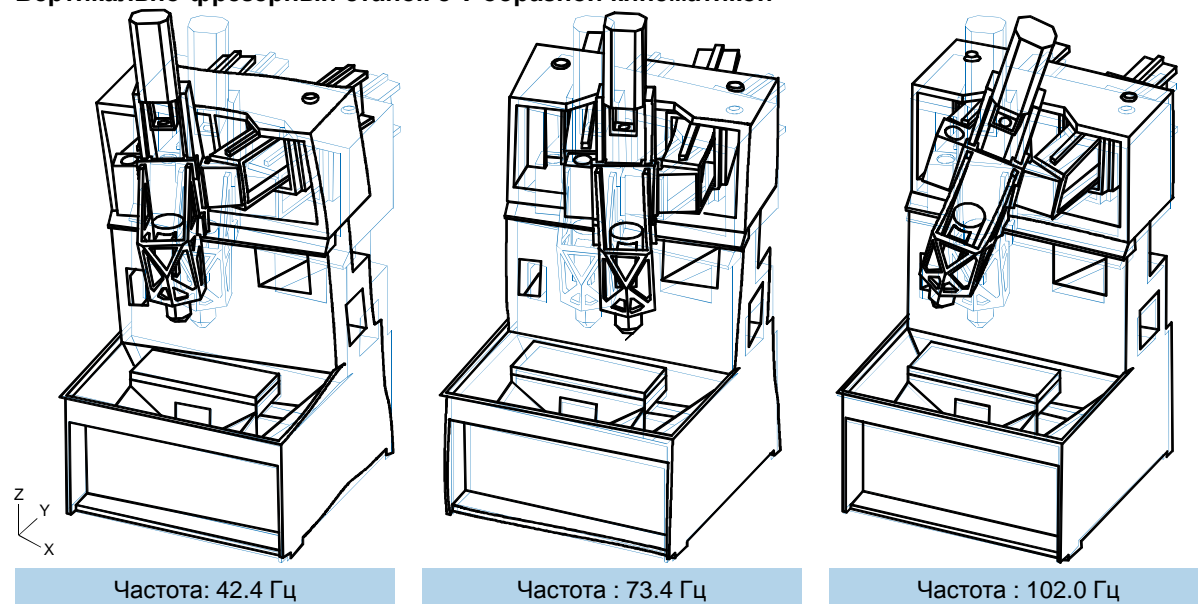


Рис. 4-9: Рассчитанные формы собственных колебаний

На основе САД-модели была создана КЭ-модель с использованием 53610 объемных элементов, 8601 элемент-оболочка и 31428 узлов. Для сокращения времени расчета были применены элементы с линейной функцией смещения узлов. Несмотря на это, достаточно плотная, без искажений, сетка КЭ позволяет провести расчет с высокой точностью. Соединения отдельных компонентов (направляющие, подшипники) и параметры компонентов для установки станка на фундамент были отражены в модели с помощью специальных соединительных элементов (пружинных элементов), параметры жесткости которых соответствовали значениям элементов в самом станке. Результатом расчета явились собственные частоты и колебательные формы, три из которых, по оси x , представлены на Рис. 4-9. В первой колебательной форме (42 Гц) наибольшую амплитуду имеет изгибная деформация рамы и станины по оси y , что ведет к раскачиванию фрезерной головки вдоль оси y . Во второй форме собственных колебаний (73,4 Гц) наблюдаются крутильные колебания рамы. При этом фрезерная головка перемещается по оси x . Третья колебательная форма при 102 Гц сводится к изгибным и крутильным колебаниям толкателей в противофазе, что ведет к вращательному движению шпинделя и ползуна по оси z .

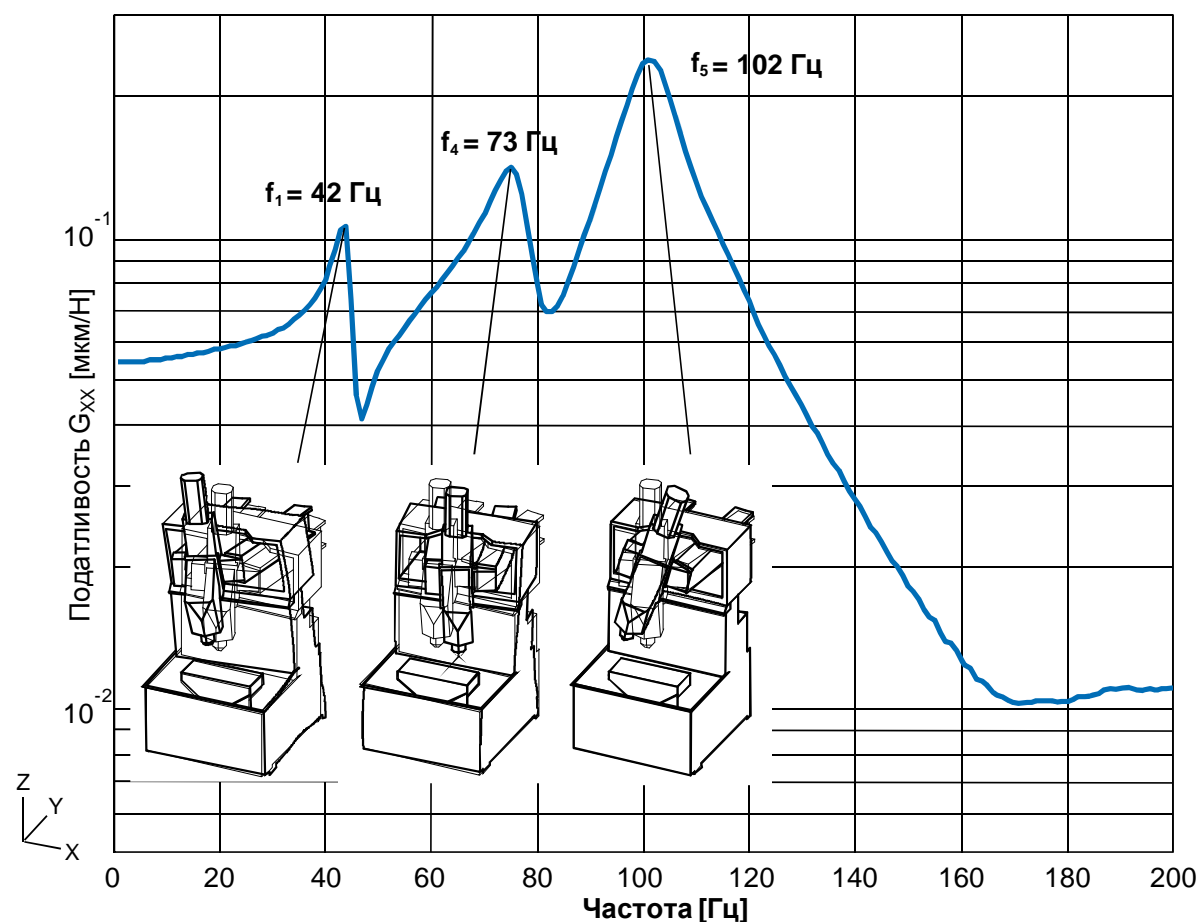
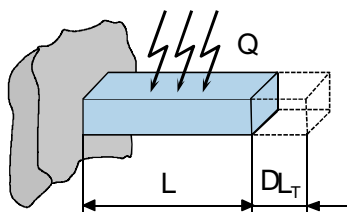


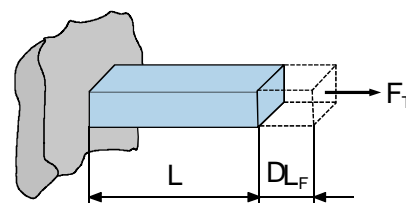
Рис. 4-10: АЧХ на вершине инструмента станка с V-образной кинематикой

Амплитудно-фазово-частотная характеристика податливости станка $G_{xx}(f)$ в центре инструмента («ТСП» Tool Center Point) была рассчитана в области частот 0-200 Гц (Рис. 4-10). Для наглядности колебательные формы показаны в соответствующей точке резонанса. Несмотря на значительные затраты времени для проведения расчета с помощью ЭВМ, данная методика все чаще применяется на производстве. Для конструктора использование расчетов методом КЭ дает возможность выявить возможные недостатки конструкции еще до дорогостоящей постройки прототипа, что позволяет сократить время и затраты на разработку. Частоты резонанса и колебательные формы могут быть адекватно рассчитаны, поскольку известны точные значения жесткости компонентов и соединений. Однако значение уровня демпфирования системы в большинстве случаев неизвестно, что делает необходимым проведение измерений динамической податливости.



- Изменение длины стержня вследствие повышения температуры ΔT

$$\Delta L_T = \alpha \cdot \Delta T \cdot L$$



- Изменение длины стержня вследствие действия силы F

$$\Delta L_F = \frac{1}{AE} \cdot L \cdot F_T$$

Определение термодинамической эквивалентной силы

- термодинамическая эквивалентная сила F_T вызывает такое же изменение длины тела ΔL , как повышение температуры ΔT .

$$\Delta L_T = \Delta L_T \quad \rightarrow \quad \alpha \cdot \Delta T \cdot L = \frac{1}{AE} \cdot L \cdot F_T \quad \rightarrow \quad F_T = \alpha \cdot A \cdot E \cdot \Delta T$$

Рис. 4-11: Эквивалентная термодинамическая сила на стержне

На основе рассчитанных с помощью КЭ-модели температур в узлах проводится расчет термоэластичных деформаций, замещением последних статическими упругими деформациями (Рис. 4-11). Для этого задаются замещающие механические силы, действующие в узлах элементов и вызывающие такое же изменение длины заготовки, как известное изменение температуры. На рисунке наглядно представлена методика расчета на примере стержневого элемента.

КЭ-модель шпиндельной коробки

Коэффициенты тепловых переходов

$$a_1 = 6 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

$$a_2 = 24 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

$$a_3 = 10 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

Распределение температуры
после 15 мин работы

Изовалентные кривые

$$G = 30^\circ \quad M = 36^\circ$$

$$H = 31^\circ \quad N = 37^\circ$$

$$I = 32^\circ \quad O = 38^\circ$$

$$J = 33^\circ \quad P = 39^\circ$$

$$K = 34^\circ \quad Q = 40^\circ$$

$$L = 35^\circ \quad R = 41^\circ$$

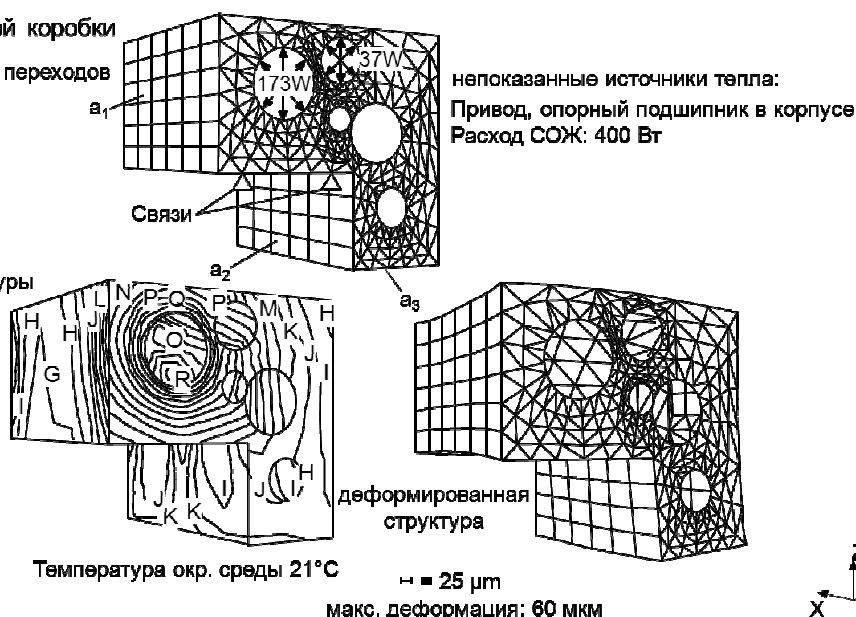


Рис. 4-12: Расчет температурной деформации шпиндельной коробки

На Рис. 4-12 представлен корпус шпиндельной коробки с разбивкой на КЭ, состоящей из трех- и четырехугольных элементов. Термические нагрузки возникают вследствие нагрева подшипников шпинделя и валов коробки скоростей. Воздействие температурной нагрузки представлено на рисунке в виде изотерм, показывающих распределение температуры в заготовке после 15 минут работы. Возникающие деформации таковы, что отклонение при обработке без коррекции управления инструмента становится недопустимым.

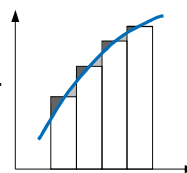
Риск возникновения ошибок при проведении расчета методом КЭ требует от пользователя известного опыта моделирования и применения программных средств. Как уже упоминалось, при построении модели проводится идеализация структуры, что прямо влияет на результаты расчета. Кроме того, разбивка на КЭ для разных участков модели не должна быть одинаковой. Особенно зоны концентрации напряжений и приложения сил требуют более тонкой дискретизации, чем прочие области модели. Таким образом, для построения корректной модели необходимы начальные сведения о поведении структуры под нагрузкой (Рис. 4-13). В случае действия давления или распределенной нагрузки следует учитывать, что силы могут быть приложены только к узлам сетки КЭ. Это ведет к образованию неравномерно распределенных сил и неточным результатам расчета деформаций или напряжений. Следующим источником ошибок при расчете является численная природа анализа методом КЭ. При решении систем уравнений часто невозможно использовать прямое решение, например, с помощью алгоритма Гаусса или Холески. В таких случаях поиск решения осуществляется итеративно, например, при анализе непостоянных по времени температур. Данные способы решения всегда имеют остаточную погрешность, величину которой можно сократить, но полностью удалить невозможно.

Дискретизация

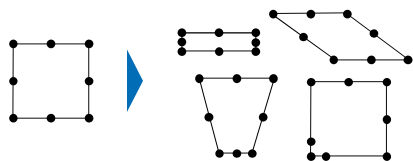
- Дискретизация и идеализация структуры
- КЭ-интерполяция
- Представление нагрузок в виде сил и моментов в узлах

Численные методы решения

- Остаточная погрешность при итеративных способах решения уравн. (напр., нахождение собственного значения)
- Остаточная погрешность при численном интегрировании



Качество сетки КЭ



- Плотность разбивки в зонах высоких градиентов
- Сильное искажение элементов
- Применение несовместимых элементов разной степени интегрирования

Численные неточности

- Погрешность округления
- Неподходящее кондиционирование матриц из-за применения элементов разного размера



Рис. 4-13: Источники погрешностей метода конечных элементов

Следующий источник ошибок в расчетах возникает при использовании численных методов для задания матрицы жесткости элементов. Поскольку интеграл матрицы жесткости элемента не может быть определен точно, для решения применяется так называемый численный метода квадратов Гаусса. Это ведет к определению жесткости элементов с остаточной ошибкой. Точность расчетов с помощью численного определения жесткости элементов прямо зависит от качества сетки КЭ. Если форма элементов сильно отличается от идеальной (квадраты для четырехугольных оболочек, равносторонние треугольники для оболочек, кубы для объемных элементов), то при численном интегрировании возникают проблемы, обуславливающие неточности расчета.

На Рис. 4-13 показаны основные виды искажения формы элементов. Неточности в расчете могут возникнуть, например, в случае слишком большого отношения длин сторон элемента. Геометрически искаженные элементы, например четырехугольники, угол которых отклоняется от 90 градусов, также могут привести к неточностям в расчете. В современных компьютерных системах моделирования качество сетки КЭ проверяется автоматически. Для некоторых форм элементов (тетраэдр, треугольник) были разработаны алгоритмы, позволяющие исправить области сетки из элементов с искаженной геометрией. Пользователь должен убедиться, что качество сетки КЭ во всех областях модели соответствует требованиям анализа. Во всех численных методах, применяющихся в ЭВМ, важную роль играют погрешности округления. Поэтому с увеличением количества элементов возрастает риск ошибки в вычислениях. Особенно велик риск ошибки в расчетах тогда, когда матрица, содержащая систему уравнений для решения, плохо обусловлена. Более всего ухудшает обусловленность матрицы различный размер элементов. Для решения этой проблемы были выведены коэффициенты, позволяющие глобально оценить качество созданных сеток КЭ.

- 1** Метод Конечных Элементов МКЭ
- 2** Многотельное моделирование МТМ
- 3** Способы оптимизации
- 4** Установка станков на фундамент
- 5** Заключение

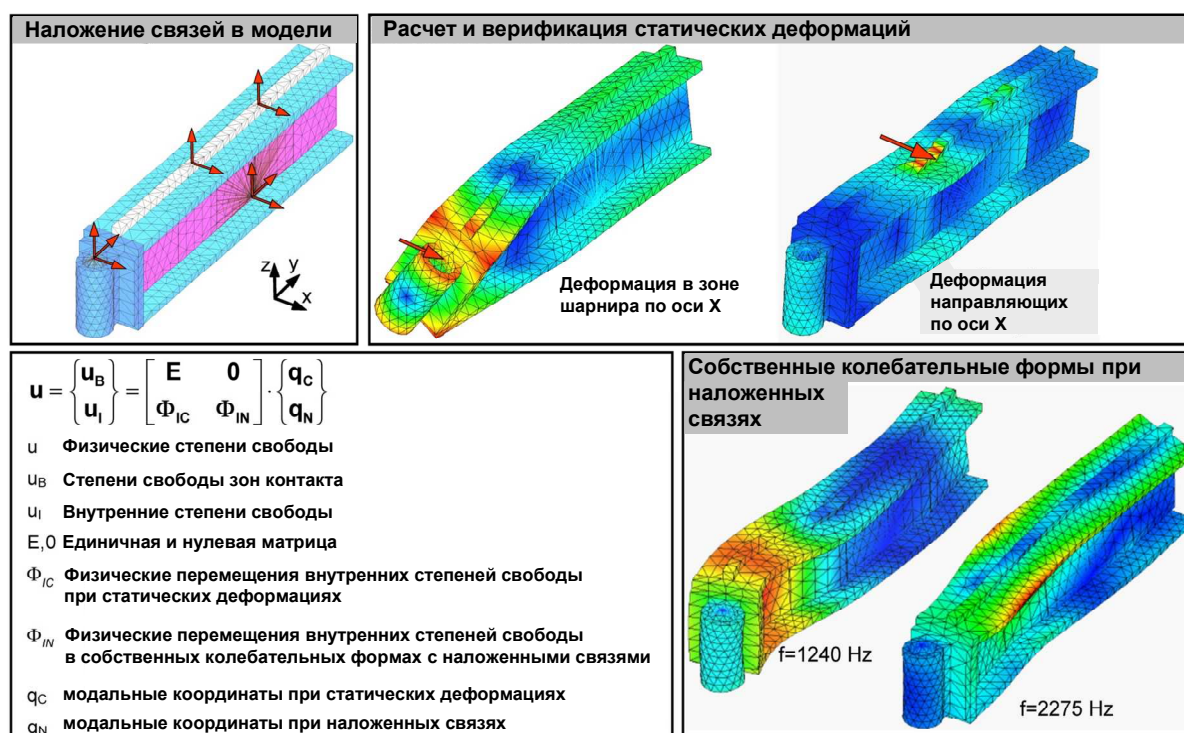


Рис. 4-14: Теорема Крейга-Бэмптона

Многотельное моделирование (МТМ) – это численный метод моделирования, при котором реальные многокомпонентные механизмы представляют как совокупность жестких или упругих тел. Относительное движение частей механизма представляют в виде идеальных кинематических связей. Для учета упругости отдельных компонентов, физические свойства деталей в местах их соединения с соседними, выясняют методом КЭ и передают через программный интерфейс из среды МКЭ в среду МТМ. Моделирование поведения упругих компонентов под нагрузкой сводится, таким образом, к расчету деформаций в заранее определенных точках контакта и приложения сил. Учет модальных свойств упругих компонентов осуществляется на основании теоремы Крейга-Бэмптона, согласно которой степени свободы тела подразделяются на степени свободы в зонах контакта и внутренние степени свободы. Данное разделение позволяет описать степени свободы системы посредством двух видов колебательных форм (КФ). Так называемые КФ Крейга-Бэмптона подразделяются в свою очередь на статические корректировочные КФ и линейные собственные КФ при наложении связей на степени свободы соединений. Для расчета статических корректировочных КФ каждой степени свободы соединения задается единичная деформация, в то время как все прочие степени свободы соединений связаны. Взаимосвязь между степенями свободы системы u , КФ Крейга-Бэмптона Φ и модальными координатами q гибкого тела может быть представлена следующим образом:

$$u = \begin{Bmatrix} u_B \\ u_I \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} E & 0 \\ \Phi_{IC} & \Phi_{IN} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} q_C \\ q_N \end{Bmatrix} \quad (4-31)$$

Здесь u_B – степени свободы соединения, u_I – внутренние степени свободы тела. Данные степени свободы рассчитываются с помощью соответствующих модальных координат статических корректирующих КФ q_C и величин физических перемещений в них I_C . Далее для расчета применяются КФ при наложении связей на степени свободы в соединениях q_N и физические перемещения I_N во внутренних степенях свободы. На основании теоремы Крейга-Бэмптона рассчитываются обобщенные распределения массы и матрицы жесткости и для отдельных упругих тел, составляющих модель. (Рис. 4-14).

→ Моделирование отдельных компонентов станка (шаг 1 - 6)

→ Соединение отдельных гибких тел через соединительные элементы – направляющие, приводы, анкерные болты

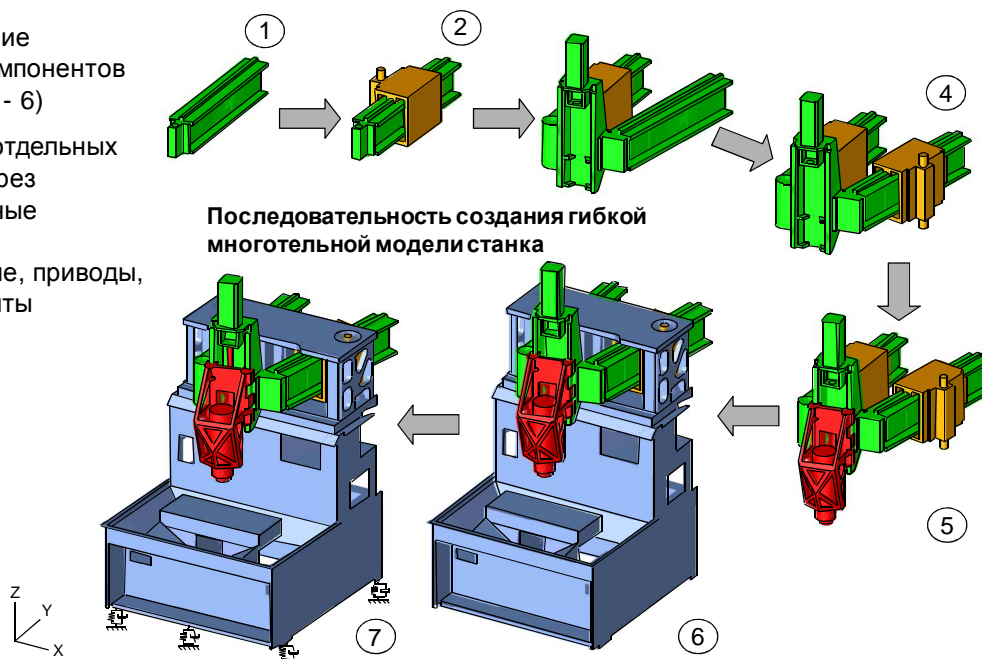


Рис. 4-15: Разработка гибкой многотельной модели фрезерного станка

На Рис. 4-15 представлена последовательность создания гибкой многотельной модели на примере вертикального фрезерного станка с V-образной кинематикой приводов подачи в плоскости x-y. Целью создания модели явилось исследование динамического поведения станка с помощью ЭВМ.

Для построения модели сначала были созданы модели отдельных компонентов станка и отдельных сборочных единиц (шаг 1-6). Затем, данные компоненты были соединены в общую модель посредством функциональных элементов, таких как направляющие, приводы и установочные элементы. Характеристики соединительных элементов задавались исходя из данных производителей, результатов измерений и опытных данных.

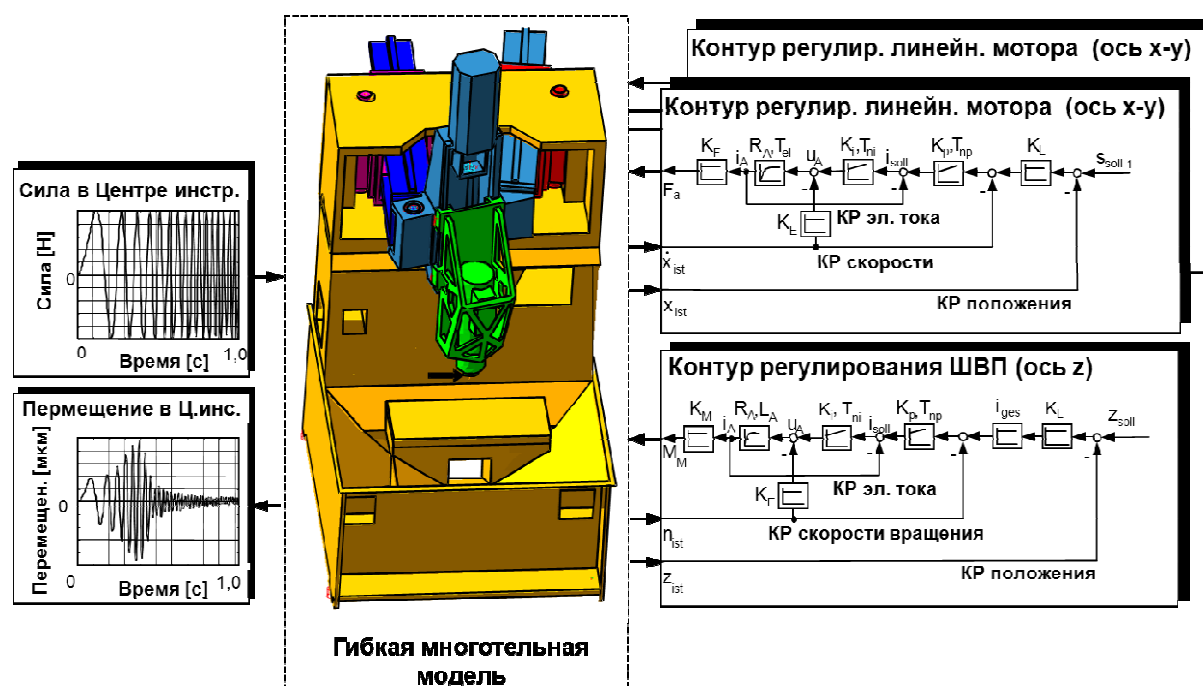


Рис. 4-16: МТ-модель фрезерного станка с контурами регулирования

На Рис. 4-16 показан пример моделирования динамической податливости структуры станка с учетом поведения контуров регулирования приводов. В левой части рисунка представлен вид динамической силы для наложения колебаний на «ТСР» станка и ответ структуры непосредственно в центре инструмента. Динамическое перемещение структурных компонентов станка регулируется активными контурами регулирования, благодаря чему результаты расчета с помощью данной модели ближе к реальным, как показано на следующем рисунке.

Результаты исследования с помощью представленной модели позволяют виртуально оценить поведение станка в процессе обработки. В особенности, большой интерес представляют исследования возможности возникновения нестабильных состояний при обработке и предварительный расчет ожидаемых отклонений размеров и формы детали. При проведении исследования данной модели сила резания приложена в «ТСР» станка. Взаимодействие двух моделей позволяет осуществить одновременный расчет сил резания и возникающих под их воздействием деформаций в течение определенного времени. Результатом расчета являются графики изменения силы и перемещения инструмента относительно заготовки по времени.

В настоящее время возможно применения описанного выше компьютерного моделирования для исследования эффективности мер по повышению технико-экономических параметров станков. Для адекватности расчетов, однако, параметры МТМ станка должны быть приведены в соответствие с результатами измерений для задания корректных значений демпфирования. Только так возможно добиться адекватных значений амплитуды динамической податливости в точках резонанса, которые оказывают непосредственное влияние на стабильность поведения станка в процессе обработки.

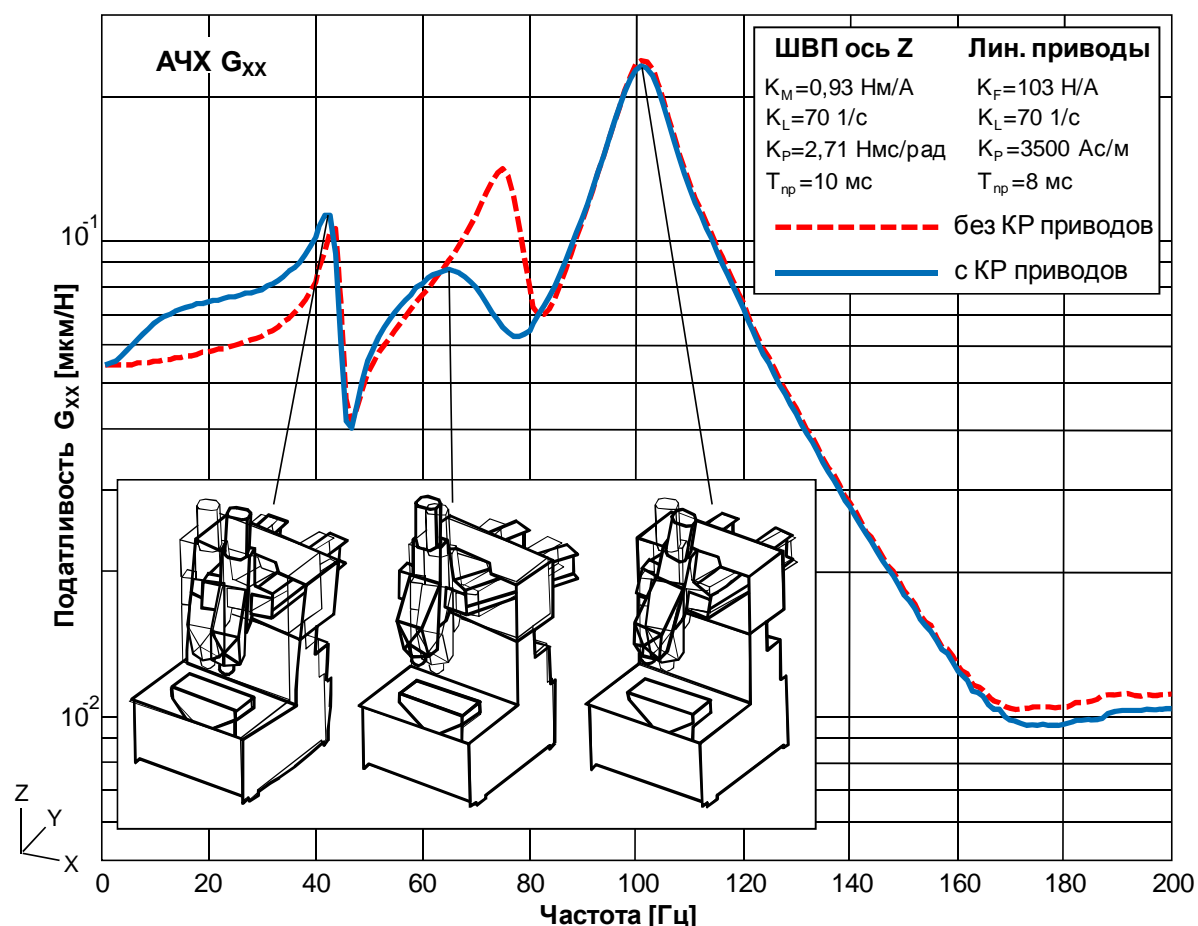


Рис. 4-17: Результаты моделирования без и с учетом Контра Регулир. приводов

На Рис. 4-17 представлены АЧХ станка с учетом и без учета динамики приводов. Результаты расчета без учета поведения контуров регулирования (КР) соответствуют расчету с помощью метода КЭ. Очевидно, что контуры регулирования оказывают значительное влияние на динамическую податливость станка.

Податливость приводов оказывает воздействие на положение и амплитуду некоторых точек резонанса. Это видно из показанной на рисунке второй точки резонанса, колебательная форма в которой без учета контуров регулирования не отражает деформации сдвига, присутствующей в модели с КР. Это вызвано податливостью привода, которая не допускает возникновения изгибной деформации толкателей. На основе данного примера и из опыта проведения подобных расчетов следует сделать вывод, что корректное моделирование высокоскоростных обрабатывающих центров возможно только при учете динамического поведения контуров регулирования.

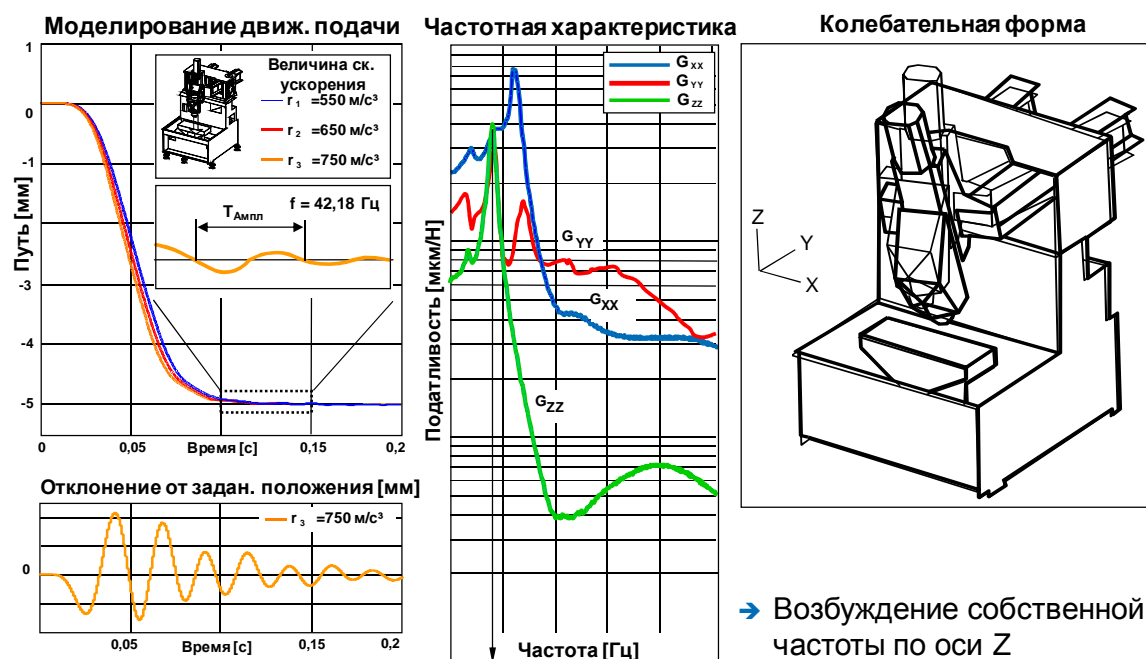


Рис. 4-18: Результаты моделирования движения подачи

Еще одним примером применения МТМ при взаимодействии нескольких программных сред (связанное моделирование) является моделирование перемещений структурных компонентов станка. Целью данного исследования обычно является определение максимально возможной скорости ускорения для приводов подачи. Величина скорости ускорения (СУ) определяет, в особенности для высокоскоростных станков, время обработки, т.к. динамика структуры станка ограничивает максимально возможное значение СУ.

Подобные исследования проводятся при оптимальной настройке коэффициента контура регулирования перемещения K_v путем исследования поведения системы в определенной области значений СУ. Значение СУ повышается с определенным шагом до тех пор, пока значение динамического перемещения центра инструмента не превысит допустимый уровень. Начальный уровень СУ может определяться, например, условием достижения максимального ускорения при перемещении на заданное расстояние. При проведении моделирования контурам регулирования задается идеальный контур перемещения в виде рампы с ограниченной СУ, который используется как входной сигнал для моделирования (Рис. 4-18). При этом привод ускоряется из положения покоя до максимального значения скорости перемещения и опять замедляется до полной остановки, что в реальности соответствует, например, позиционированию ползуна по оси z в режиме ускоренного перемещения.

Вследствие резкого ускорения подвижного ползуна структура подвергается колебаниям в точке резонанса станка, что, в граничных режимах, может привести к ошибкам позиционирования при обработке и нестабильности приводов. На Рис. 4-18 показаны результаты расчета на примере ранее уже представленного станка. Спектральный анализ рассчитанных сигналов перемещения позволяет определить критическую частоту резонанса, обуславливающую вылет инструмента за пределы заданной траектории и принять меры для улучшения точности позиционирования.

Аналогично может производиться оптимизация различных параметров управляющих контуров приводов, что снижает время ввода станка в эксплуатацию.

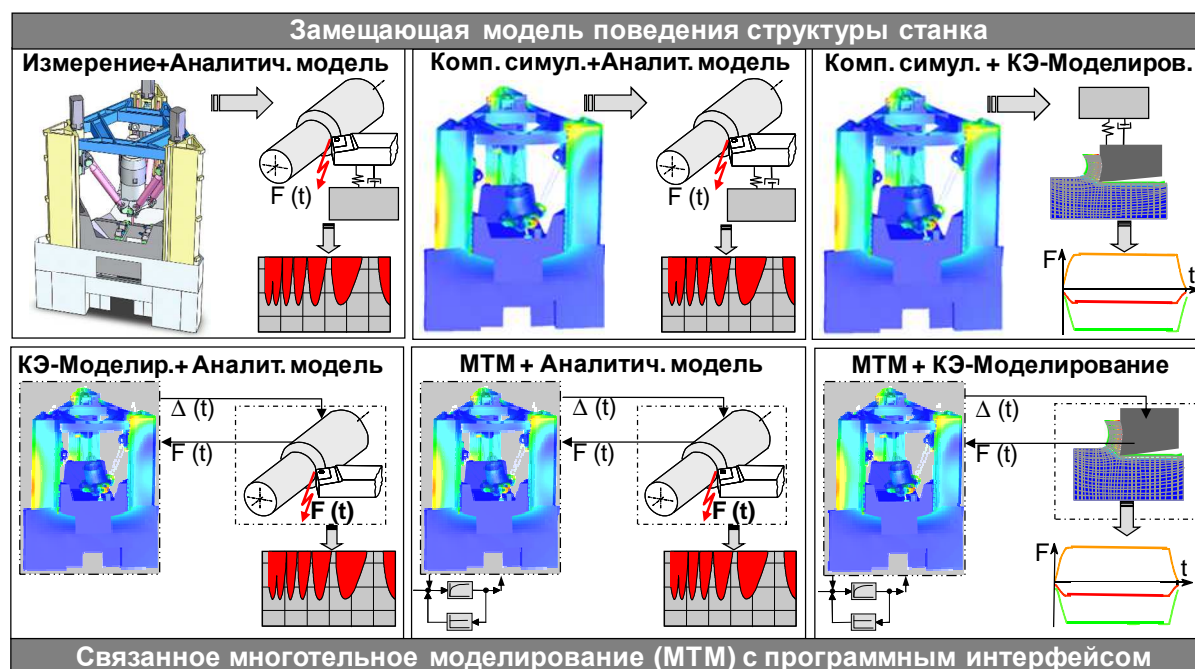


Рис. 4-19: Модели для компьютерной симуляции взаимодействия структуры станка и процесса резания

Существуют различные подходы к моделированию взаимодействия между структурой металлорежущего станка и процессом резания. Поведение структуры станка может моделироваться как замещающими моделями, при которых поведение станка задается аналитически, так и методами МТМ или КЭ. Первый метод применяется, если доступны результаты измерения или расчета динамического поведения станка в виде АФЧХ податливости. Данные кривые могут быть описаны аналитически путем т.н. фитинга, т.е. итеративного подбора функций, наилучшим образом описывающих функции динамической податливости станка. Методы МТМ и КЭ для расчета динамического поведения были представлены в предыдущих разделах.

Моделирование процесса резания может также реализовываться аналитически, путем математического описания экспериментальных данных, или с помощью метода КЭ.

Для исследования поведения структуры станка в процессе резания в основном применяются комбинации аналитических моделей динамического поведения станка и аналитической модели процесса резания. При исследовании воздействия контуров регулирования или структурных изменений в станках на стабильность обработки, применяется комбинация МТМ станка и аналитической модели процесса резания. Прочие комбинации, например расчетной модели динамики станка с помощью МТМ и расчета сил резания с помощью метода КЭ, представленные на Рис. 4-19, из-за большого объема необходимых вычислений применяются для проведения специальных исследований, не связанных с оптимизацией технико-экономических параметров станков. Например, для расчета сил, распределения температурных зон, микрогеометрии стружки при различных видах обработки резанием.

- 1** **Метод Конечных Элементов МКЭ**
- 2** **Многотельное моделирование МТМ**
- 3** **Способы оптимизации**
- 4** **Установка станков на фундамент**
- 5** **Заключение**

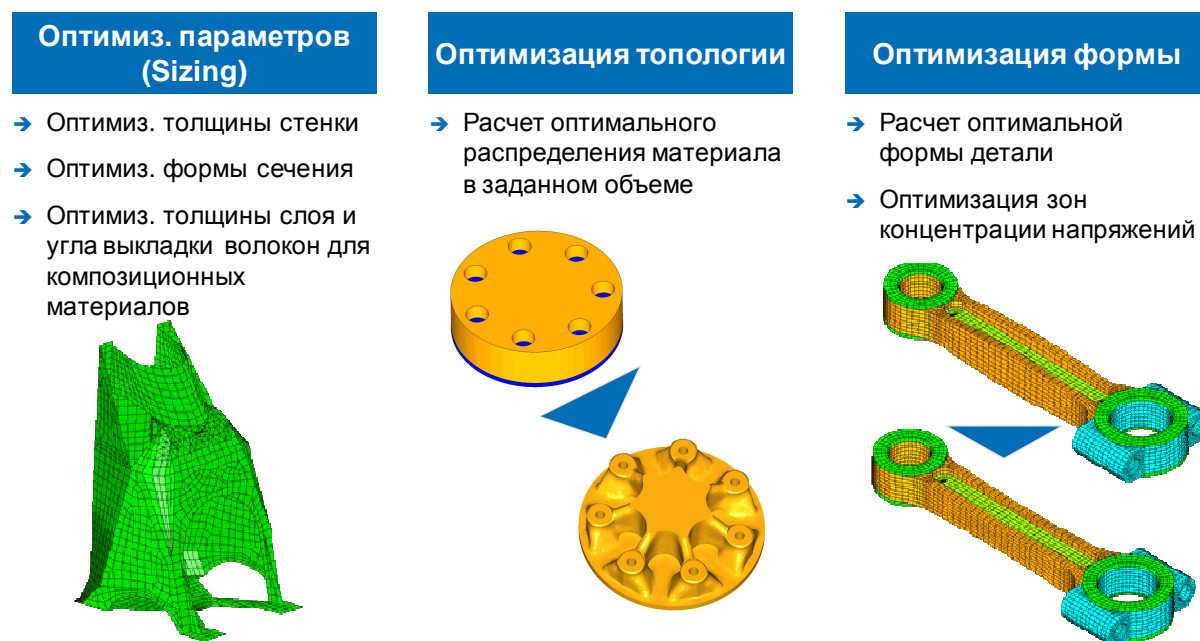


Рис. 4-20: Способы оптимизации структуры деталей

Применительно к конструктивному исполнению деталей, под понятием «оптимизация» подразумевается поиск наилучшего решения при заданных граничных условиях. При конструировании и расчете деталей конструктору доступны различные методы оптимизации. На Рис. 4-20 представлены три наиболее важных метода для оптимизации структуры деталей инструментальных металлорежущих станков.

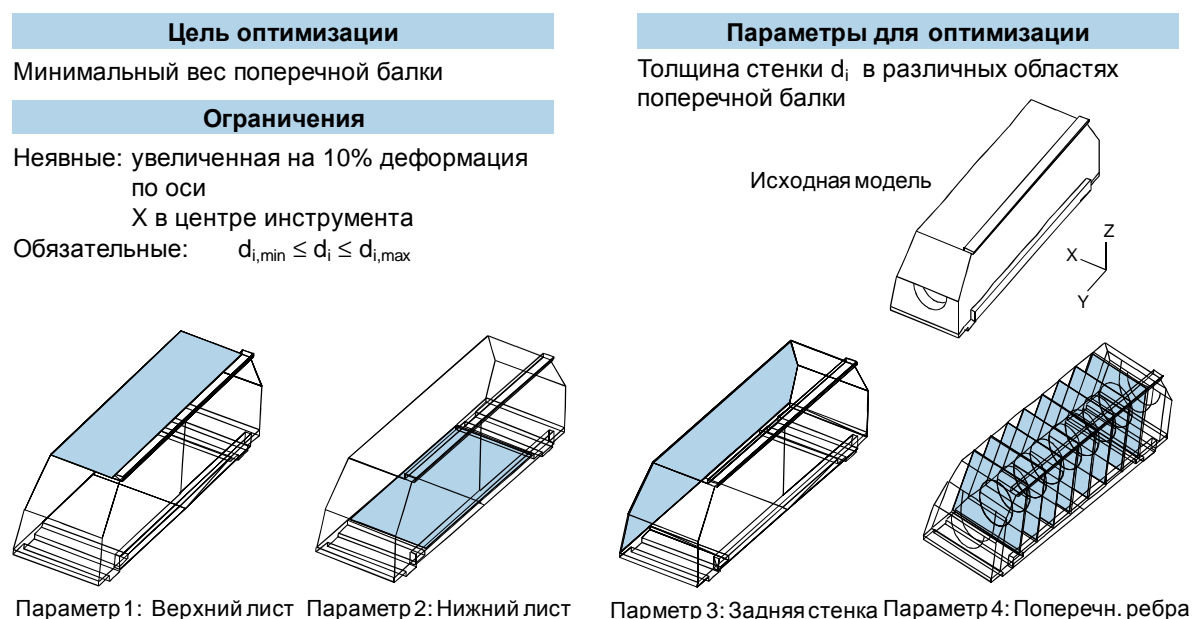


Рис. 4-21: Оптимизация толщины стенки для снижения массы поперечной балки (1/2)

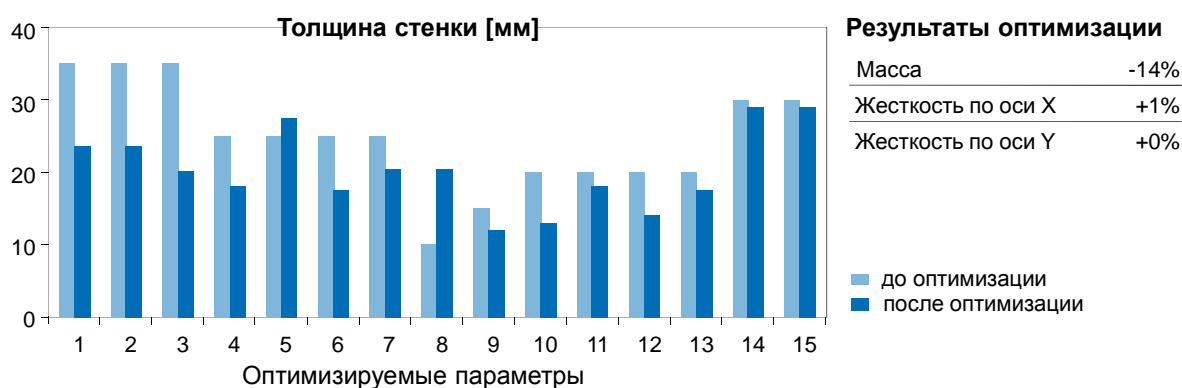


Рис. 4-22: Оптимизация толщины стенки для снижения массы поперечной балки (2/2)

При проведении оптимизации толщины стенок деталей часто накладывается ограничение по величине жесткости, которую необходимо реализовать. При этом масса детали должна быть наименьшей, что является важным условием для высокودинамичных станков. На Рис. 4-21 и Рис. 4-22 показан пример оптимизации поперечной балки портального фрезерного станка. Целью оптимизации является уменьшение веса балки. Для данного компонента допускается определенное снижение жесткости в процессе оптимизации, так как, по результатам предварительного расчета методом КЭ, слабым звеном в структуре станка является не поперечная балка, а вертикальный ползун. Для проведения расчета было введено ограничение по величине потери жесткости поперечной балки в размере 10%. Оптимизации подверглись 15 составных частей поперечной балки – отдельные поверхности и компоненты из листового материала. На Рис. 4-21 показаны предварительно выбранные составные части для оптимизации. Оптимизация толщины стенки выбранных частей балки проводилась в технологически и физически разумных пределах. Оптимизационный расчет прекращался после шестой итерации. Найденное оптимальное решение проблемы позволило сократить вес детали на 14% при практически неизменной жесткости.



Рис. 4-23: Принцип оптимизации топологии

Системы оптимизации топологии применяются на ранних стадиях процесса конструирования. Эти системы позволяют разработать предварительный эскиз детали, способной воспринимать требуемые нагрузки, при минимальном количестве заданных конструктивных параметров. Разрешение проблемы оптимизации топологии формулируется как решение оптимизационной задачи с явными дискретными параметрами. В зависимости от требований к расчету, за оптимизационный параметр принимается либо толщина стенки (при использовании оболочек), либо модуль Юнга (при использовании объемных элементов) одного из конечных элементов или группы конечных элементов (Рис. 4-23). Основным отличием данного подхода к дискретной оптимизации толщины стенки является то, что областью значений оптимизационного параметра являются два дискретных значения, одно из которых выбирается настолько малым, что задание его оптимизационному параметру означает, что наличие данного элемента или группы элементов в начальной топологии не является необходимым. Остальные элементы образуют форму, позволяющую реализовать оптимальный поток сил в детали.

Вследствие ограниченности вычислительных ресурсов, а также времени, доступного для проведения расчета, оптимизация топологии деталей сложной формы обычно не позволяет достичь достаточно тонкой разбивки на КЭ. В конвенциональных оптимизационных системах величина дискретизации задается перед началом расчета и остается неизменной в течение всего исследования. Достаточное разрешение сетки модели является решающим фактором для дальнейшей применимости результатов расчета.

В качестве примера может быть приведена задача на разработку конструкции сечения колонны станка. Данная задача может быть сформулирована как проблема оптимизации топологии и решена автоматически. На примере колонны станка на Рис. 4-23 представлен принцип решения двумерной проблемы при оптимизации топологии.

Первым шагом является создание пространства для нахождения решения и тонкая разбивка этого пространства на оболочковые КЭ. Далее задаются нагрузки и граничные условия. Сила, действующая зоне обработки, передается посредством вспомогательного элемента балочного типа к направляющим на колонне станка. Расчет топологии сечения осуществляется с помощью автоматического итеративного оптимизационного алгоритма, работающего на основе одного из методов математического программирования. Рассчитанная топология характеризуется оптимальным соотношением жесткости k , приведенной к точке действия силы, и площади сечения A . При этом всем элементам, наличие которых не требуется для

достижения поставленной цели расчета, сообщается минимально возможная толщина. На Рис. 4-23 приведены результаты первоначального решения, результаты пятой и пятнадцатой итерации. По завершении оптимизации топологии необходимо провести анализ результатов расчета. Результаты расчета после 15-ой итерации указывают на необходимость введения в конструкцию колонны диагональных ребер жесткости. Для усиления тех областей, в которых на деталь накладываются нагрузки, необходимо расположение поперечных ребер и проставок между стенками колонны. Данная геометрия может быть трансформирована в трехмерную модель с помощью оболочки, причем определение толщины стенок может осуществляться с помощью соответствующего оптимизационного алгоритма.

Принцип оптимизация топологии применяется преимущественно для решения трехмерных задач. При проведении оптимизации большую роль играет величина дискретизации структуры. Особенно в областях приложения нагрузок высокая дискретизация позволяет добиться более точных результатов расчета. В компонентах большого размера, напротив, высокая дискретизация не требуется. Так, например, для дискретизации станины крупногабаритного станка достаточно размера дискретного элемента порядка нескольких сантиметров. Высокая дискретизация при решении трехмерных задач очень быстро ведет к увеличению размеров моделей до нескольких сотен тысяч элементов. Операции с моделями такого размера неэффективны при использовании ЭВМ средней вычислительной мощности. Для решения этой проблемы был предложен способ постепенного повышения дискретизации в процессе оптимизации топологии. Согласно данному методу, первоначальная дискретная сетка делается относительно грубой. После первой итерации алгоритмом определяются области детали, не имеющие высокой несущей способности, и удаляются из структуры. Для оставшейся части детали дискретизация может быть повышена уже без увеличения размера модели.

В процессе окончательной доводки дискретной сетки оставшиеся области детали могут быть дискретизированы с еще большим разрешением. Высокое разрешение позволяет добиться структуры с намного более плавными контурами, чем в исходной модели, что облегчает анализ результатов. Важным аспектом применения способа постепенного повышения дискретизации является также сокращение времени расчета. Данный метод позволяет производить полную оптимизацию деталей сложной формы за счет уменьшения эффективного числа элементов.

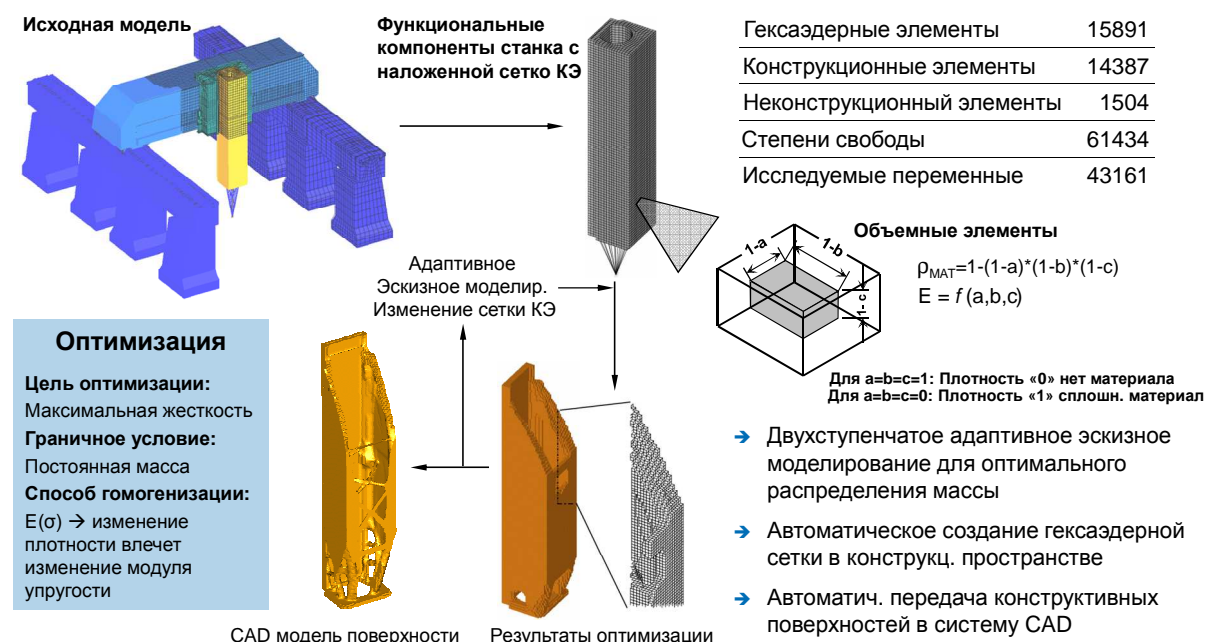


Рис. 4-24: Адаптивная оптимизация топологии вертикального ползуна.

Описанный выше способ оптимизации топологии был применен для расчета вертикального ползуна портального фрезерного станка. Целью проведения оптимизации топологии явилось достижение максимальной жесткости при неизменной массе. Сложная форма детали и ограниченная вычислительная мощность обусловили применение адаптивного способа оптимизации топологии. Для этого при создании сетки КЭ был применен специальный алгоритм для автоматического генерирования гексаэдрной сетки, позволяющий создавать равномерно распределенную разбивку деталей сложной формы (cube meshing). На первом шаге проведения оптимизации размер элементов составил 40 мм. На втором – 20 мм. После завершения оптимизации структура вертикального ползуна имеет гладкие грани и равномерные переходы от стенок к ребрам. С помощью проведенного расчета жесткость по осям x и y увеличилась на 30%. Очевидно, что без применения целенаправленной оптимизации добиться подобного распределения материала было бы невозможно. Подобные технические решения помогают полностью использовать потенциал той или иной конструкции, часто превосходя в этом опыт и интуицию конструктора.

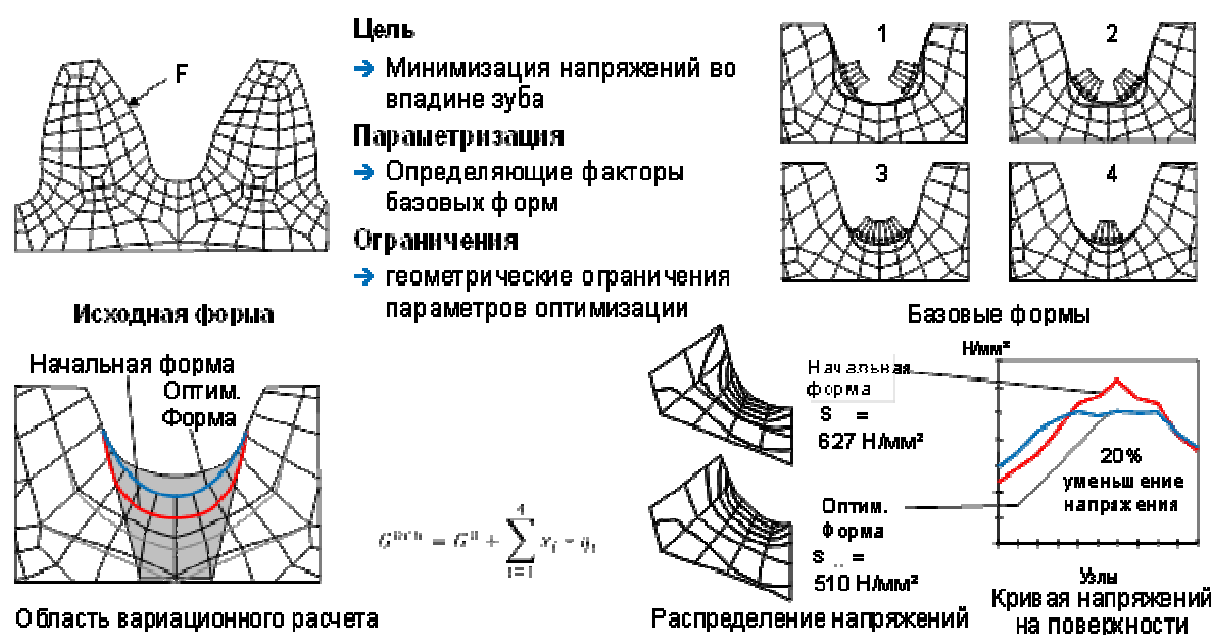


Рис. 4-25: Оптимизация концентраторов напряжения во впадине зуба

На Рис. 4-25 показаны четыре основные формы впадины зуба зубчатого колеса (ЗК). Заштрихованный контур представляет собой исходную геометрию колеса, сплошные линии обозначают форму деформированной сетки КЭ. Силы и связи в модели были наложены таким образом, что при проведении расчета методом КЭ результатом являлись именно показанные основные формы зубчатого колеса.

При проведении расчета не только узлы сетки на внешней поверхности колеса перемещаются под действием сил, но и внутренние узлы смещаются таким образом, чтобы обеспечить равномерное изменение размеров элементов. Для проведения оптимизации векторы смещения узлов сетки КЭ, образующих базовую форму, объединяются в группу. Тогда изменение геометрии может быть представлено как сумма распределенных по важности базовых форм, приведенных к исходной геометрии. Если G^0 вектор координат узлов исходной модели, q_i – вектор смещения узлов i -той базовой формы и x_i – искомый коэффициент важности, то можно рассчитать координаты узлов измененной геометрии.

Коэффициенты важности представляют собой переменные для оптимизации. Алгоритм для оптимизации определяет оптимальные коэффициенты важности для каждой оптимизационной задачи. Решение оптимизационной задачи находится с помощью эффективного градиентного метода. Для определения коэффициентов важности на каждой итерации, которые вели бы к уменьшению целевой функции и одновременно выполняли наложенные ограничения, в дополнение к стандартным функциям, описывающим задачу (масса, напряжение, деформация), с помощью КЭ-анализа, рассчитываются их производные по оптимизационным переменным (градиентам). Значение градиента показывает, как сильно данная переменная влияет на функции, описывающие оптимизационную проблему (задачу). Таким образом, градиенты позволяют найти направление оптимизации, которое ведет в сторону уменьшения целевой функции. В конце рассчитывается оптимальная величина шага, которая позволяет оставаться в пределах зоны значений, заданной ограничивающими функциями, с которой производится изменение оптимизационной переменной. Последующая итерация начинается также с КЭ-анализа. Приведенный пример показал, что данный способ описания геометрии и оптимизации позволяет уменьшить величину напряжений в зоне концентратора напряжений. Для этого необходима КЭ-модель, позволяющая рассчитать напряжение в зоне концентратора с большой точностью. На Рис. 4-25 показаны сетки КЭ, наложенные на два зуба зубчатого колеса. Всего для проведения оптимизации были смоделированы три зуба колеса. Наложенная сила 20 кН соответствует по величине и направлению силе на испытательном стенде. Для задания

целевой функции был выбран вид, показанный на рисунке в центре. Целевой функцией было выбрано возникающее в этих десяти элементах максимальное напряжение, которое необходимо было уменьшить. Доступная область для вариационного расчета (Рис. 4-25, внизу слева) в пределах впадины зуба ограничена сверху вторым зубчатым колесом, входящим в зацепление с первым. Ограничением со стороны служит касательная к поверхности зуба. Ограничение по массе или деформации сформулировано не было, так как область для вариационного расчета была уже сильно ограничена вышеназванными функциями.

Четыре базовые формы были выбраны таким образом, что все требования к допустимой геометрии ЗК выполнялись этими формами: симметричность, гладкий переход по касательной к поверхности зуба, сохранение эвольвентного профиля. Максимальное напряжение на ножке зуба составляло 627 Н/мм^2 при конвенциональной оптимизации. Благодаря удачной комбинации базовых форм была найдена такая форма скругления, которая позволила снизить величину напряжения на 20% до 510 Н/мм^2 . Эта форма была достигнута посредством задания негативного коэффициента важности первой базовой форме, при этом третьей базовой форме был присвоен наибольший фактор важности. Распределение напряжения по кромке показывает, что в целом достигнуто более равномерное нагружение концентратора напряжений. Данная форма скругления может быть обработана на профильно-шлифовальных станках.

- 1** **Метод Конечных Элементов МКЭ**
- 2** **Многократное моделирование МТМ**
- 3** **Способы оптимизации**
- 4** **Установка станков на фундамент**
- 5** **Заключение**

■ Динамические проблемы

- Нестабильность обработки, снижение производительности
- Повышенный износ инструмента

■ Ограничение настраиваемых параметров контуров регулирования

- Коэффициент скорости регуляра K_v
- Производная ускорения
- Снижение теоретически возможной динамики позиционирования

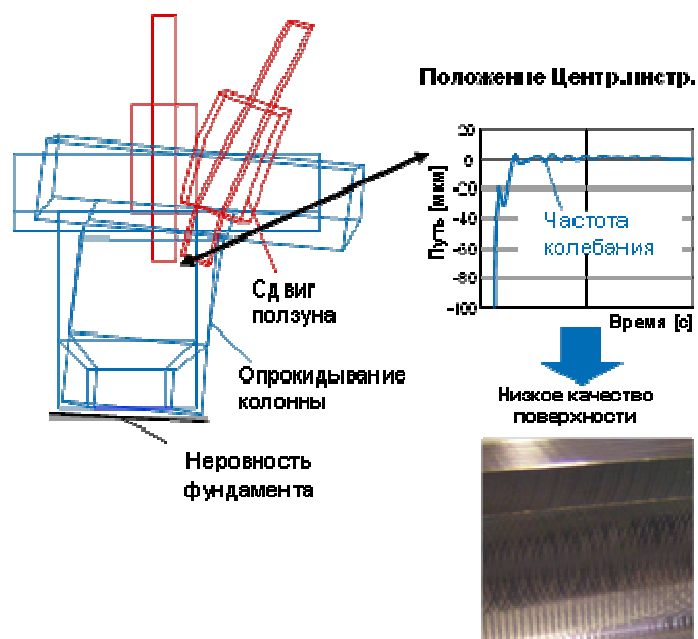


Рис. 4-26: Воздействие типа установки станков на точность перемещения

Определение вида установки станка на фундамент является неотъемлемой частью процесса расчета и конструирования станка (Рис. 4-26). Вид установки на фундамент в большой степени определяет точно-экономические параметры станка (точность обработки, качество поверхности, стабильность обработки, производительность), а также степень нагрузки на окружающую среду (интенсивность колебаний). Обычно установка станка на фундамент производится посредством установочных элементов. Станок, закрепленный с помощью установочных компонентов на фундаменте, который, в свою очередь, покоится на грунте, совместно образуют подвижную систему, статические и динамические параметры которой задаются в зависимости от технологических требований к процессу обработки. Определяющее воздействие на параметры данной системы оказывают характеристики самого станка и процесса обработки. Однако окончательные свойства всей системы задаются видом установки станка на фундамент, поскольку он оказывает глобальное воздействие на структуру станка в целом. При разработке установки станка на фундамент необходимо учитывать воздействие последнего как на технические характеристики станка, так и на окружающую среду. Требования к типу установки станка на фундамент можно разделить на следующие группы:

- Геометрическая точность установки и юстировка
- Повышение общей жесткости станка с помощью установки на фундамент
- Надежное закрепление станка
- Пассивная изоляция от вибраций извне
- Активная изоляция для защиты окружающей среды от колебаний при работе станка

Для выполнения вышеназванных требований разработку компонентов, входящих в систему для фиксации станка на фундаменте, необходимо производить индивидуально для каждого станка в зависимости от типа станка, технологических требований к процессу обработки, видов станочного оборудования, расположенного вблизи станка, а также свойств фундамента и грунта.

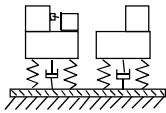
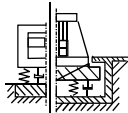
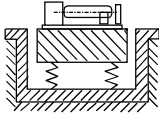
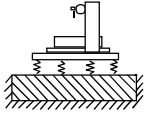
Виды установки станков на фундамент					
Вид станка		Легкие станки Токарные станки Фрезерный станок Строгальный станок	Оборудование для ОМД Прессы Вырезные прессы Ковочные молоты	Высокоточные станки Круглошлифовальные станки Токарные станки	Средне- и крупно- габаритные станки Фрезерные и расточные станки
Жесткость станка		достаточная	высокая	Недостаточная жесткость	Недостаточная жесткость
Требования к установке станков на фундамент	Статическая установка по уровню	X		X	X
	Увеличение статической жесткости			X	X
	Уменьш. динамической податлив.	X	X	X	X
	Динамическая устойчивость		X	X	
	Пассивн. изоляция	X			
	Активн. изоляция	X	X		
	Нагрузка на крепежн. эл.-ты	Динамика	Динамика	Динамика	Статика
Смежные области	Станок				X
	Крепежн. эл.-ты	X	X	X	X
	Фундамент		X	X	X
	Грунт		X		X

Рис. 4-27: Виды установки станков на фундамент

Вид установки станка на фундамент зависит от типа станка и его собственной жесткости. Metallорежущие станки и оборудование для ОМД можно разделить на четыре группы, каждая из которых характеризуется собственными требованиями к установке на фундамент или пол цеха (Рис. 4-27). К первой группе относятся легкие станки, например, токарные, фрезерные и строгальные, которые имеют достаточную собственную жесткость и не требуют дополнительного повышения жесткости за счет фундамента. Такие станки часто устанавливаются непосредственно на полу цеха. Оборудование для ОМД также характеризуется высокой собственной жесткостью, однако, как правило, требует установки на фундамент. С одной стороны, это обусловлено большим весом машин, с другой, значительной энергией, необходимой для обработки давлением, что обуславливает сильнейшие вибрации при обработке. Изоляция станка от расположенного в непосредственной близости оборудования также является важной задачей установки на фундамент.

Точные и высокоточные станки, а также крупногабаритные станки обладают недостаточной жесткостью без применения отдельного фундамента. Для таких станков установка на фундамент является обязательным условием эксплуатации (Рис. 4-27).

Установка без анкерных болтов

- Резьбовое соединение со станиной, установочные элементы с демпфирующими пластинами
- Низкая жесткость при растяжении-сжатии и поперечных нагрузках
- Осадка с течением времени, смещение резонансных частот



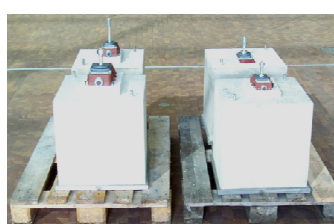
Подготовка монтажа



Элемент в сборе

Крепление анкерными болтами

- Резьбовое соединение со станиной и фундаментом
- Высокая жесткость при растяжении-сжатии и поперечных нагрузках
- Момент затяжки болтов влияет на жесткость, отсутствие зависимости резонансных частот от нагрузки



Подготовка монтажа



Элемент в сборе

Рис. 4-28: Сравнение распространенных систем фиксации

На практике находят применение разнообразные типы установки станков на фундамент. Станки могут как свободно устанавливаться на фундаменте / полу цеха, так и фиксироваться с помощью анкерных болтов. Различные варианты установки представлены на Рис. 4-28.

Тип	Эскиз	Свойства
Нивелирный башмак		Настройка высоты
Вязкий демпфер		Демпфирование вибраций
Опора с вибро-изоляцией		Настройка высоты, демпфирование вибраций
Нивелирный башмак с вибро-изоляцией		Настройка высоты, демпфирование вибраций
Пружинный изолятор		
Пружинно-демпферный фиксатор		Демпфирование вибраций

Тип	Эскиз	Свойства
Гидравлическ. амортизатор		Демпфирование вибраций
Цилиндр с резиновыми амортизаторами		Демпфирование вибраций
Опора с вибро-изоляционной пластиной		Настройка высоты, демпфирование вибраций
Анкерный болт с 2 виброизол. пластинами		Демпфирование вибраций
Анкерный болт с 1 виброизол. пластиной		Демпфирование вибраций
Виброизоляционная плита		Демпфирование вибраций

Рис. 4-29: Различные фиксирующие элементы

Доступные на рынке установочные элементы позволяют реализовать различные функции при установке станков на пол или фундамент (Рис. 4-29). Существуют подвижные установочные элементы, позволяющие юстировать вертикальное положение станка. В случаях, когда необходимо изолировать структуру станка от воздействия колебаний, передаваемых через фундамент, применяются элементы с упругими активными или пассивными виброгасящими элементами. Установка станков на фундамент должна быть статически определенной, т.е. иметь минимум три точки соприкосновения. Обычно при установке станков применяется значительно большее число установочных элементов.

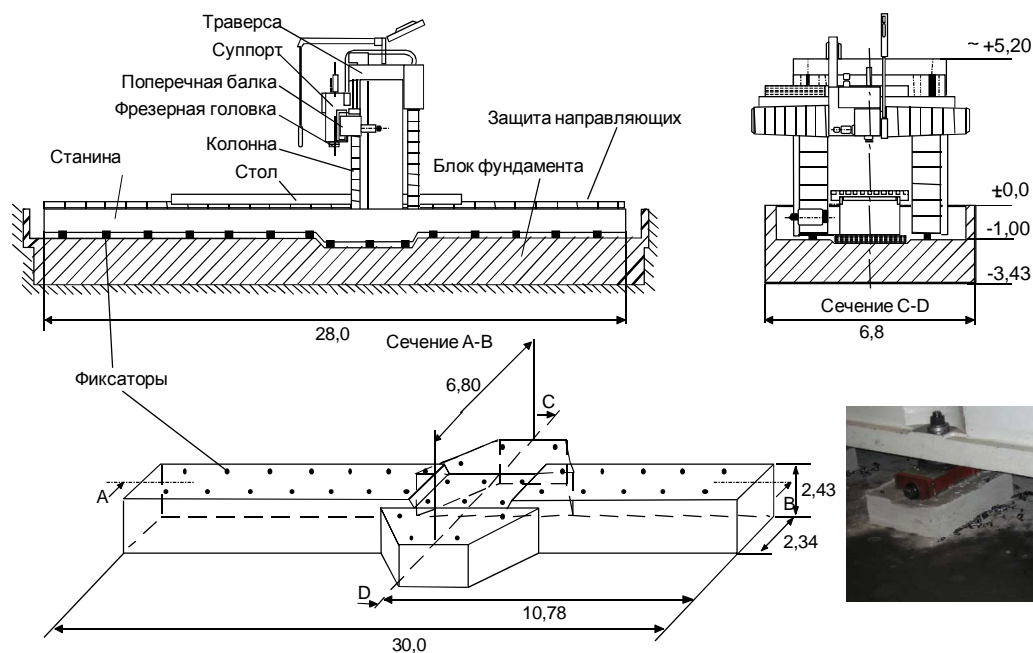
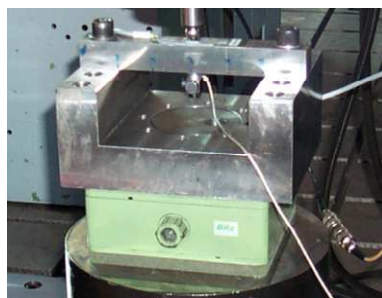


Рис. 4-30: Портальный станок на плоском фундаменте

Форма фундамента определяется размером и формой структурных компонентов станка. На Рис. 4-30 показан портальный фрезерный станок на фундаменте. Форма верхней части фундамента определяется конструктивным исполнением станка, а также расположением транспортера стружки, кабельного канала и т.п. Толщина фундамента рассчитывается исходя из величины нагрузок, свойств грунта, а также жесткости и класса точности станка. Для определения оптимальной конструкции станка, следует рассматривать поведение комплексной системы, состоящей из станка, установочных элементов, блока фундамента и грунта.



■ Эмпирические показатели являются основой расчета системы „станок – фиксатор – место установки“

→ Определение значений жесткости и демпфирования в вертикальном и горизонтальном направлении

Моделирование фиксаторов

Кривые жесткости в зависимости от величины нагрузки и частоты

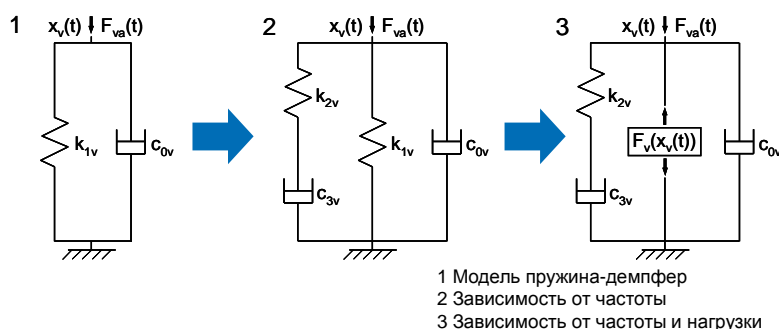
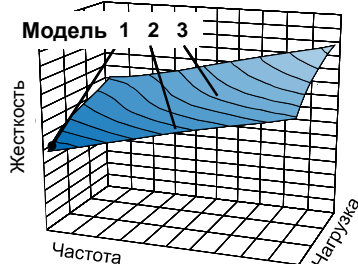
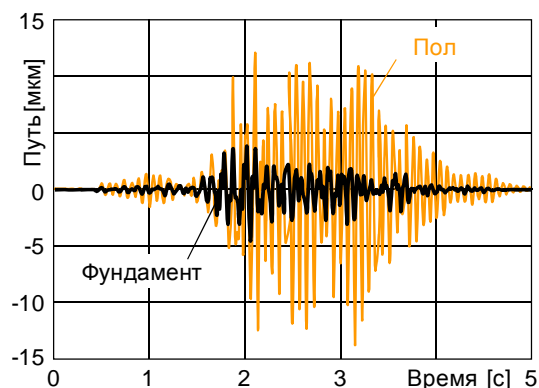
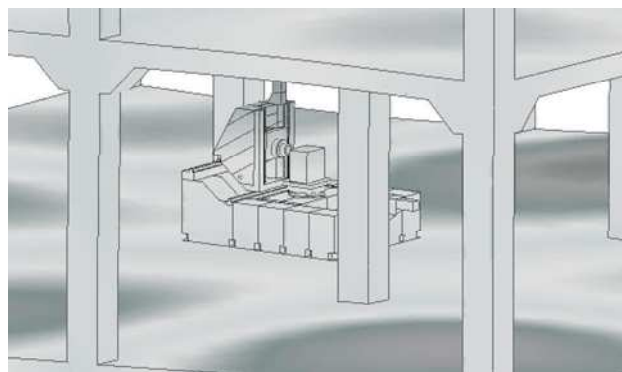


Рис. 4-31: Моделирование нелинейного поведения фиксаторов замещающими моделями

Непосредственное измерение жесткости и демпфирования установочных элементов на испытательном стенде не представляется возможным из-за влияния последнего на измеряемые величины и высокой жесткости элементов (Рис. 4-31). Для определения данных параметров был разработан метод, позволяющий определить значения жесткости и демпфирования в установочных элементах с помощью компьютерного моделирования. Сутью метода является уравнивание результатов измерения и расчета статической жесткости и динамической податливости различных структурных компонентов реальных станков, значение которых может быть измерено достоверно (без применения специальных испытательных стендов для установочных элементов). По результатам расчета определяются приведенные значения жесткости, демпфирования или модуля Юнга установочных элементов.

Результатом расчета по данному методу является поле значений вертикальной и горизонтальной жесткости установочных элементов в зависимости от вертикальной нагрузки (вес станка) и частоты. Для каждого значения статической нагрузки определяется величина демпфирования.



- Железнодорожный транспорт вызывает вибрации в грунте, которые передаются на здания и ведут к вынужденным динамическим перемещением компонентов станков
- Измерение величины относительных колебаний между инструментом и заготовкой позволяет разработать конструктивные способы демпфирования вибраций:
 - в фазе строительства: оптимизация расположения колонн, толщины пола и прогонов
 - по завершении строительства: установка станков в устойчивые зоны пола цеха, применение вспомогательных демпферов, винтовых свай

Рис. 4-32: Влияние свойств этажных перекрытий на динамическую устойчивость станков

Применение современных средств измерения и компьютерного моделирования статического и динамического поведения фундаментов и пола цеха позволяет провести оптимизацию параметров последних еще в фазе подготовки строительства. В готовых объектах данные методы позволяют выявить зоны, в которых устанавливаемое станочное оборудование будет подвержено минимальному вибрационному воздействию (Рис. 4-32).

- 1 Метод Конечных Элементов МКЭ
- 2 Многотельное моделирование МТМ
- 3 Способы оптимизации
- 4 Установка станков на фундамент

5 Заключение

- Расчет и конструирование станков с помощью метода конечных элементов и многотельного моделирования позволяет сократить длительность процесса разработки станочных систем и снизить затраты на конструкторские работы
- В станкостроении вышеназванные системы применяются для исследования статической и динамической жесткости, а также влияния температурных нагрузок с помощью виртуальных моделей
- Многотельное моделирование позволяет провести исследование точности перемещения структурных компонентов станка, а также влияния сил резания на структуру станка
- Описанные в настоящей лекции методы моделирования позволяют осуществить оптимизационные расчеты по заданным критериям
- Вид установки станков на фундамент является важным фактором качества работы станка

