

Чтобы сравнить деформации при двустороннем шлифовании с деформациями при традиционном центровом, сделаем допущение, что жесткость центров и заготовок равны, а жесткость шпинделей шлифовальных кругов достаточно большая, поэтому деформацией кругов пренебрегаем. Это справедливо в случае шлифования нежестких заготовок, определяющих жесткость всей системы.

Найдем соотношение деформаций детали при воздействии на круги одинаковым усилием P_y , разделив выражение (3) на (2), получим:

$$Y/Y_u = F' \sin(A)/P_y$$

или

$$Y/Y_u = [2P_y \sin(A) - 2P_z \cos(A)] \sin(A)/P_y.$$

Обозначив $Y/Y_u = C_y$ и сделав необходимые преобразования, получим:

$$C_y = 2\sin(A) (1 - P_z \operatorname{ctg}(A)/P_y).$$

Значение C_y характеризует уменьшение упругих деформаций при двустороннем шлифовании по сравнению с традиционным центровым за счет наладки станка при прочих равных условиях.

Литература

1. Филькин В.П., Колтунов И.Б. Прогрессивные методы бесцентрового шлифования. М.: Машиностроение, 1971.
2. Балашов В.Н. Исследование влияния технологических факторов на показатели попутного центрового шлифования. Дисс. к.т.н.М. 1980.
3. Юдаев С.Н. Повышение производительности абразивной обработки путем применения двухстороннего шлифования в подвижных центрах. Дисс.к.т.н. М. 1989.

К вопросу о расчете пространственной точности

д.т.н. проф. Максимов Ю.В. к.т.н. проф. Крылов О.В, Кузьминский Д.Л.
Университет машиностроения
rkb@mami.ru

Аннотация: Современное машиностроение невозможно представить без инновационных технологий, станки являются яркими представителями симбиоза механики и электроники. Но, несмотря на обилие программных продуктов для расчетов, зачастую решения не совпадают с реальными испытаниями. Разработанная математика для определения влияния вибрации на процесс резания позволяет решить часть проблем.

Ключевые слова: пространственная точность, обрабатывающие станки, виртуальная модель.

Как уже говорилось в предыдущих статьях, современное машиностроение трудно представить без использования вычислительной техники [1, 2, 3]. Но на сегодняшний день нет программы, способной смоделировать в полной мере все процессы, происходящие в станке во время обработки. Тем не менее, можно воспользоваться разными программами, объединив их усилия и преимущества в решении одной общей задачи.

Одним из важных факторов, влияющих на точность при обработке деталей на станке, является вибрация. Не учитывать данный фактор в процессе моделирования нельзя. Но как показали эксперименты, поставленные в лаборатории кафедры «Автоматизированные станочные системы и инструмент», полученные результаты значительно отличаются от результатов расчета на ЭВМ [4]. Одним из решений задачи уточнения точности расчета вибрации станка на ЭВМ является доработка математического аппарата. Для этого был разработан модуль, который позволяет обмениваться данными между программой для расчета методом конечных элементов Nastran и программой для матричных вычислений и задания нагрузок MatLab (рисунок 1). В свою очередь данный модуль встроен в общую оболочку РПРЦ [1].

Модуль MatLab отвечает за формирование и контроль, систем автоматического управления (САУ), внешних и внутренних воздействий на систему оборудования в целом. Получая данные от РППЦ об оборудовании (включая данные о тех. процессе), модуль MatLab, используя базы данных, формирует САУ и математическую модель тех. процесса в целом. Полученные данные передаются в модуль Nastran, где происходит виртуальный эксперимент, по окончании которого результат возвращается обратно в модуль MatLab. Используя базы данных размерных цепей и данные, полученные в процессе виртуального эксперимента из модуля Nastran модулем MatLab, формируется общая пространственная размерная цепь. Данная размерная цепь определяет пространственное положение всех рабочих органов оборудования в пространстве с учетом жесткости и кинематики, что позволяет получить наиболее достоверную модель существующего оборудования.

Применение модуля MatLab позволило добавить в Nastran элементы математики собственной разработки для более точного расчета влияния вибрационных воздействий на точность обработки. В пространственной колебательной системе точки области получают перемещения, характеризуемые тремя компонентами $U(x, y, z)$, $V(x, y, z)$, $W(x, y, z)$ вдоль осей Ox , Oy , Oz соответственно (рисунок 2).

Аппроксимируем гладкие функции переменной $U(x, y, z)$, $V(x, y, z)$, $W(x, y, z)$ полиномами. Для конечного элемента, изображенного на рисунке 2, имеем 4 узла по 3 перемещения в каждом.

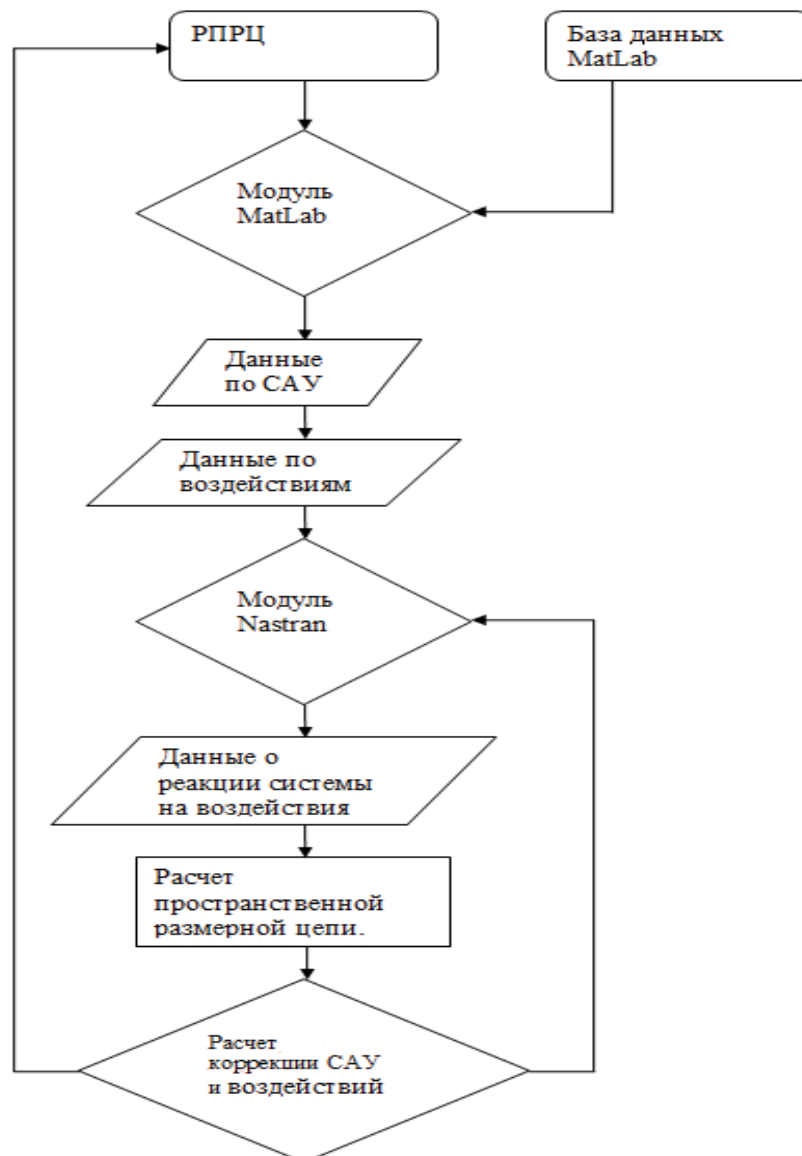


Рисунок 1. Структурная схема разработанного модуля

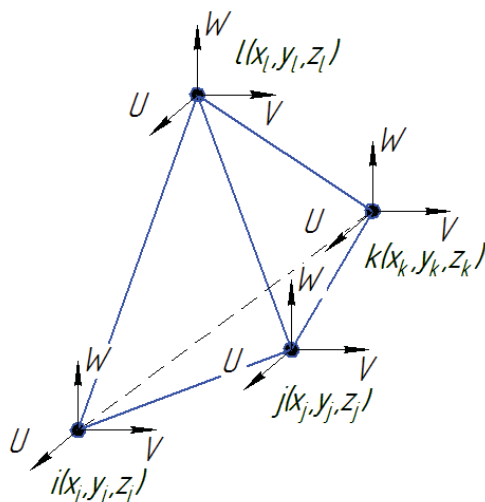


Рисунок 2. Перемещения точек колебательной системы

Поэтому вводим 12 номинальных коэффициентов $\alpha_1, \alpha_2 \dots \alpha_{12}$.

$$\begin{cases} U = \alpha_1 + \alpha_2 x + \alpha_3 y + \alpha_4 z \\ V = \alpha_5 + \alpha_6 x + \alpha_7 y + \alpha_8 z \\ W = \alpha_9 + \alpha_{10} x + \alpha_{11} y + \alpha_{12} z \end{cases} \quad (1)$$

Таким образом, функция перемещения в матричной форме может быть представлена как:

$$\{f(x, y, z)\} = \begin{bmatrix} U(x, y, z) \\ V(x, y, z) \\ W(x, y, z) \end{bmatrix} \quad (2)$$

После подстановки в полиномы (1) координат узлов тетраэдрального элемента i, j, k, l получим систему 12 уравнений с 12 неизвестными (3):

$$\begin{cases} U_i = \alpha_1 + \alpha_2 x_i + \alpha_3 y_i + \alpha_4 z_i \\ U_j = \alpha_1 + \alpha_2 x_j + \alpha_3 y_j + \alpha_4 z_j \\ U_k = \alpha_1 + \alpha_2 x_k + \alpha_3 y_k + \alpha_4 z_k \\ U_l = \alpha_1 + \alpha_2 x_l + \alpha_3 y_l + \alpha_4 z_l \\ V_i = \alpha_5 + \alpha_6 x_i + \alpha_7 y_i + \alpha_8 z_i \\ V_j = \alpha_5 + \alpha_6 x_j + \alpha_7 y_j + \alpha_8 z_j \\ V_k = \alpha_5 + \alpha_6 x_k + \alpha_7 y_k + \alpha_8 z_k \\ V_l = \alpha_5 + \alpha_6 x_l + \alpha_7 y_l + \alpha_8 z_l \\ W_i = \alpha_9 + \alpha_{10} x_i + \alpha_{11} y_i + \alpha_{12} z_i \\ W_j = \alpha_9 + \alpha_{10} x_j + \alpha_{11} y_j + \alpha_{12} z_j \\ W_k = \alpha_9 + \alpha_{10} x_k + \alpha_{11} y_k + \alpha_{12} z_k \\ W_l = \alpha_9 + \alpha_{10} x_l + \alpha_{11} y_l + \alpha_{12} z_l \end{cases} \quad (3)$$

Эта система уравнений распадается на 3 подсистемы:

Первая с неизвестными – $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \alpha_4$;

Вторая с неизвестными – $\alpha_5, \alpha_6, \alpha_7, \alpha_8$;

Третья с неизвестными – $\alpha_9, \alpha_{10}, \alpha_{11}, \alpha_{12}$.

Поэтому можно независимо решать каждую подсистему отдельно. Так, для первой подсистемы имеем:

$$\begin{cases} U_i = \alpha_1 + \alpha_2 x_i + \alpha_3 y_i + \alpha_4 z_i \\ U_j = \alpha_1 + \alpha_2 x_j + \alpha_3 y_j + \alpha_4 z_j \\ U_k = \alpha_1 + \alpha_2 x_k + \alpha_3 y_k + \alpha_4 z_k \\ U_l = \alpha_1 + \alpha_2 x_l + \alpha_3 y_l + \alpha_4 z_l \end{cases} \quad (4)$$

Тогда полная матрица перемещений будет иметь вид

$$\{f(x, y, z)\} = [\Phi(x, y, z)]\{\alpha\}. \quad (5)$$

Чтобы перейти от распределенной нагрузки к нагрузке сосредоточенной в узлах, представим распределенную нагрузку $\vec{q} = \vec{q}(x, y, z)$ в виде векторного поля сил:

$$\vec{q}(x, y, z) = X(x, y, z)\vec{i} + Y(x, y, z)\vec{j} + Z(x, y, z)\vec{k}. \quad (6)$$

Применим принцип возможных перемещений. Тогда выражение для работы распределенных сил примет вид:

$$A_{расч} = \iiint_v \begin{Bmatrix} dU \\ dV \\ dW \end{Bmatrix}^T \{q(x, y, z)\} dV. \quad (7)$$

Определение собственных форм в методе конечных элементов осуществляется заменой распределенных масс на эквивалентные массы, сосредоточенных в узлах.

При колебаниях системы функция прогиба:

$$\{f(x, y, z)\}f(t) = [\Phi(x, y, z)]\{\alpha\} \sin \omega_n t \quad (8)$$

Получая точную 3D модель оборудования из модуля Solid Works через РПРЦ, модуль Nastran формирует собственную твердотельную модель и добавляет к ней нагрузки и систему управления, полученные из модуля MatLab [1]. Таким образом, формируется общая модель оборудования, и чем точнее будет проработана каждая модель, тем точнее будет общая модель тех. процесса. По результатам сформированной модели тех. процесса модель разбивается на конечные элементы, строится матрица жесткости и запускается расчет. Модуль Nastran поддерживает функцию непрерывной связи с модулем MatLab и дает возможность управлять общей моделью, тем самым создавая систему виртуального эксперимента в реальном времени.

Deformations scaled by 0.02

Frequency:
 body[49] = 0.000326 Hz
 body[48] = 49.2 Hz
 body[24] = 49.2 Hz
 body[25] = 49.2 Hz
 body[47] = 49.2 Hz
 body[23] = 49.2 Hz
 body[46] = 49.2 Hz
 body[26] = 49.2 Hz
 body[45] = 0.000228 Hz
 body[27] = 0.000228 Hz
 body[28] = 0.000228 Hz
 body[1] = 0.000633 Hz

High
 Low
 von Mises Stress (Pa)

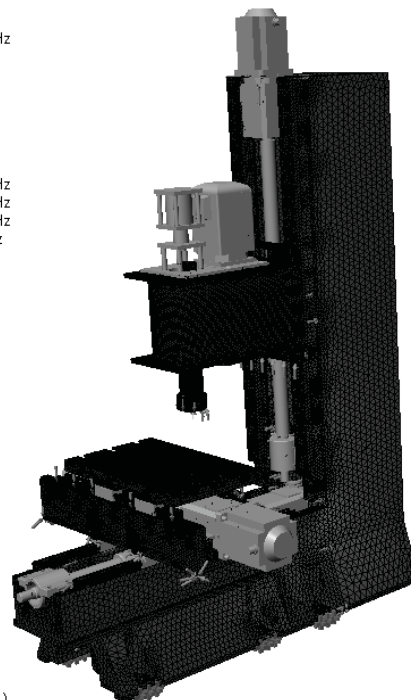


Рисунок 3. Результаты моделирования

Выводы

1. Разработанный модуль для выполнения виртуального эксперимента по увеличению пространственной точности станка позволяет еще на стадии проектирования тех. процесса понять возможности повышения качества обработки на конкретном станке.
2. Результаты экспериментов показали, что современное программное обеспечение не в полной мере позволяет выполнить адекватный расчет технологической системы.
3. Разработанная математика позволяет увеличить точность расчетов станка на собственные и вынужденные колебания.

Список литературы

1. Анкин А.В. Кузьминский Д.Л. Разработка программного обеспечения для расчета пространственной размерной цепи. // Известия МГТУ «МАМИ» №2, 2011, С. 106-110.
2. Максимов Ю.В., Порхунов С.Г., Кузьминский Д.Л. Особенности расчета и оптимизации сварной станины для уникальных станков. // Известия МГТУ «МАМИ» №2(14), 2012, С. 98-104.
3. Порхунов С.Г., Кузьминский Д.Л. Solid Works как основа для проектирования. САПР и графика, 2011, №11 ноябрь, С. 97-99.
4. Крылов О.В. Метод конечных элементов и его применение в инженерных расчетах. М. 2001 г.
5. Иванников С.Н., Михайлов В.А., Мокринская А.Ю. Определение характеристик режущего инструмента методом конечных элементов: Известия МГТУ «МАМИ», 2010, №1(9), с. 132-135.

Современные тенденции развития технологии обкатного зуботочения

д.т.н. Калашников А.С., к.т.н. Моргунов Ю.А., к.т.н. Калашников П.А.
Университет машиностроения
8-916-3768356, morgunov@mami.ru

Анотация. Рассмотрены кинематика обкатного зуботочения, применяемые режущие инструменты и режимы резания. Исследованы конструкции режущего инструмента: цельного и сборного со вставными острозаточенными резцами из твёрдого сплава. Приведены особенности конструкции станка для обкатного зуботочения.

Ключевые слова. Обкатное зуботочение, винтовая зубчатая передача, стойкость режущего инструмента, точность зубьев, острозаточенные резцы

Обкатное зуботочение – метод непрерывного нарезания зубьев цилиндрических колёс – известен уже более 100 лет (патент Германии 1910 г.). Он базируется на комбинации движений, характерных для обкатных процессов зубофрезерования и зубодолбления, и позволяет изготавливать цилиндрические зубчатые колёса с внешним и внутренним зацеплением. При этом наиболее часто обкатное зуботочение применяют для обработки зубчатых колёс внутреннего зацепления.

В основу обкатного зуботочения положена винтовая зубчатая передача, которую образует зубчатое колесо 1 и инструмент 2 в форме зубчатого долбяка (рисунок 1). Благодаря углам наклона колеса β_2 и долбяка β_0 образуется угол скрещивания осей $\Sigma = \beta_2 + \beta_0$. При обработке цилиндрических зубчатых колёс с внутренним зацеплением $\Sigma = \pm 25 \dots 35^\circ$.

В процессе резания при взаимном круговом движении инструмента V_0 и заготовки V_2 , а также под действием осевого движения подачи инструмента D_{so} каждая режущая кромка долбяка контактирует с боковыми поверхностями зубьев в различных точках по высоте и длине. Так как контакт инструмента и заготовки носит кратковременный характер, то процесс резания проходит с низким теплообразованием даже при высоких угловых скоростях.

При зуботочении передний угол может изменяться на входящей и выходящей стороне