

УДК 621.9

ПОВЫШЕНИЕ ТОЧНОСТИ ВЗАИМНОГО РАСПОЛОЖЕНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ НЕЖЕСТКИХ ДЕТАЛЕЙ ПРИ ИХ ИЗГОТОВЛЕНИИ

Окунев В.С.

*Научно-производственный центр автоматики и приборостроения
им. академика Н.А. Пилюгина,
ул. Введенского, 1, Москва, 117342, Россия
e-mail: mainrefer@yandex.ru*

Рассмотрены методы определения деформаций от сил резания при механической обработке нежестких цилиндрических деталей. Эти деформации оказывают большое влияние на точность обработки тонкостенных заготовок. Проведен анализ возможности автоматизации проведения расчетов с применением метода конечных элементов.

Ключевые слова: нежесткие детали, деформации, погрешности механической обработки, точность, моделирование в модуле CAE ANSYS, упругая деформация, моментная теория тонкостенных оболочек, метод конечных элементов.

Введение

К деталям изделий современной авиационно-космической техники предъявляются высокие требования по точности размеров, прочности, надежности в эксплуатации и металлоемкости. В условиях постоянно возрастающих требований к уменьшению массы и габаритов изделий тонкостенные детали, часто сочетающие в себе легкость с высокой прочностью, находят широкое применение в различных узлах и приборах. При этом возникают технологические сложности при обработке деталей нежесткой конструкции, в том числе тонкостенных. При изготовлении таких деталей деформации обрабатываемых поверхностей заготовок под действием сил резания соизмеримы со значениями допус-

ка на обработку, что приводит к формированию связанных с этим погрешностей обработки. К таким деталям относятся диски, втулки, корпуса приборов, гильзы, кольца и другие изделия.

Статья посвящена вопросам определения деформаций стенок нежестких заготовок при механической обработке в зависимости от режимных параметров резания. Расчет деформаций поверхностей обрабатываемых заготовок под действием сил резания предлагается выполнять с применением метода конечных элементов и положений теории упругости.

Описание расчетных методов

В последние десятилетия многие исследования проводятся на основе универсального метода конечных элементов (МКЭ). Этот метод все шире используется и в машиностроении. В теории оболочек применение МКЭ началось с использования плоских конечных элементов (КЭ).

Применяются также элементы, базирующиеся на соотношениях трехмерной теории упругости, разработанной Киричевским В.В., Сахаровым А.С., Ahmad S., Irons В.М., Huges T.S., Zienkiewicz O.C и др. [5]. Классическим, наиболее точным, является подход с использованием моментной теории расчета тонкостенных оболочек.

Деформации от сил резания в заготовке рассчитывались с применением этих двух методов, теории упругости, теории пластичности, моментной теории расчета тонкостенных оболочек и МКЭ при автоматизации расчетов по программе на языке APDL (ansys parametric design language).

В настоящей работе проведено сравнение полученных результатов по этим расчетным методам.

Необходимо отметить, что компьютерное моделирование позволяет получить большой объем информации, провести всестороннее исследование напряженно-деформированного состояния детали, определить его особенности, рассмотреть и сопоставить большое количество альтернативных вариантов технологических процессов.

Широкими возможностями обладает программный комплекс ANSYS (продукт фирмы ANSYS Inc), который выбран в качестве расчетного модуля с использованием МКЭ.

Описание модуля проведения расчетов МКЭ ANSYS

Модуль ANSYS/Mechanical, который используется для расчетов, предоставляет широкие возможности для выполнения проектных разработок, анализа и оптимизации: решение сложных задач прочности конструкций, теплопередачи и акустики. Эта программа, обеспечивающая проверку правильности проектных работ, является мощным инструментом для определения перемещений, напряжений, усилий, температур и давлений, а также других важных параметров.

Для проверки возможности применения МКЭ для расчета деформаций при обработке нежестких цилиндрических заготовок необходимо иметь тестирующее аналитическое решение.

Нахождение деформации от действия силы резания при обработке нежестких цилиндрических заготовок по моментной теории расчета тонкостенных оболочек

Рассмотрим определение недопустимых деформаций при механической обработке точением тонкостенного кожуха приборов на примере тонкостенного цилиндра.

Круговой тонкостенный цилиндр радиусом R и постоянной толщиной h находится под действием некоторой нагрузки — в рассматриваемом случае это осевая сила резания, обуславливающая отклонение при обработке из-за прогиба образующей детали.

Относительное удлинение ϵ_X отрезка AB (рис. 1), расположенного на расстоянии z от срединной поверхности, складывается из двух составляющих [1]: удлинения ϵ_0 срединной поверхности и удлинения, обусловленного искривлением образующей цилиндра.

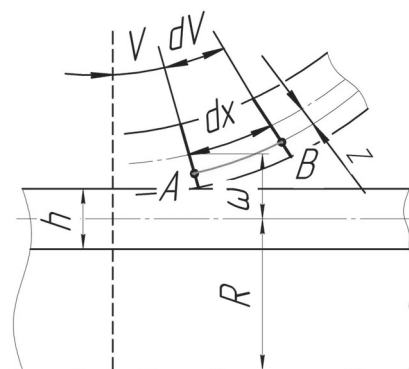


Рис. 1. Относительное удлинение отрезка AB

Полное удлинение слоя AB

$$\epsilon_X = \epsilon_0 + z \frac{d\vartheta}{dx}. \quad (1)$$

Удлинение в окружном направлении

$$\epsilon_Y = \frac{\omega}{R}. \quad (2)$$

Рассмотрим уравнения равновесия для элемента цилиндрической оболочки с размерами h , dx и dy (рис. 2, а, б), приложив к его граням равнодействующие силы и моменты, которые равны произведению N_X, N_Y и M_X, M_Y на dy и dx соответственно.

Кроме четырех перечисленных факторов, прикладываем поперечную силу Qdy . Внешняя сила характеризуется давлением $p = p(x)$.

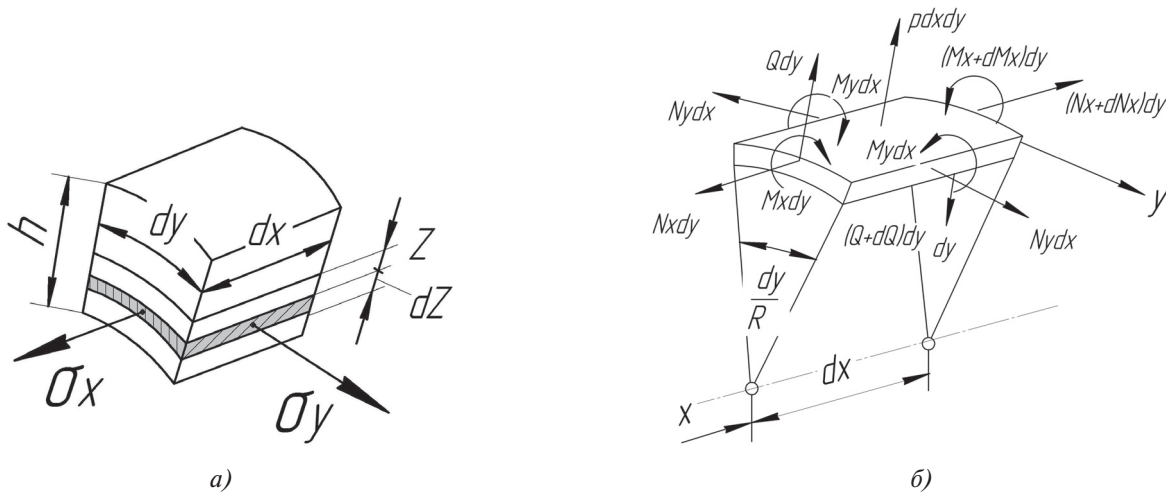


Рис. 2. Элемент цилиндрической оболочки с размерами h , dx и dy : а — элемент цилиндрической оболочки с размерами dx и dy ; б — элемент цилиндрической оболочки с приложенными к его граням равнодействующими силами и моментами

Проектируя силы на ось цилиндра, получаем первое уравнение равновесия:

$$dN_x = 0, \quad dN_x = \text{const.} \quad (3)$$

Это означает, что осевая сила определяется условиями нагружения цилиндра на торцах.

Проектируя силы на направление радиуса, получим второе уравнение равновесия:

$$-N_y dx \frac{dy}{R} - dQ dy + P dx dy = 0$$

или

$$\frac{dQ}{dx} = P - \frac{N_y}{R}. \quad (4)$$

Третье уравнение равновесия составим, приравняв нулю сумму моментов всех сил относительно оси, касательной к дуге нормального сечения:

$$Q dy dx = dM_x dy,$$

откуда

$$Q = \frac{dM_x}{dx}. \quad (5)$$

Преобразуя полученные уравнения, получим

$$\frac{d^4 \omega}{dx^4} + 4k^4 \omega = \frac{P}{D} - \frac{\mu N_x}{RD},$$

где

$$4k^4 = \frac{Eh}{R^2 D} = \frac{12(1-\mu^2)}{R^2 h^2}. \quad (6)$$

Решение уравнения имеет вид

$$\omega = e^{-kx} (C_1 \sin kx + C_2 \cos kx) + e^{+kx} (C_1 \sin kx + C_2 \cos kx) + \omega^*. \quad (7)$$

Считаем, что осевая растягивающая сила N_x равна нулю. Тогда частное решение уравнения запишем в виде

$$\omega^* = \frac{Pe^{-kx}}{4k^3 D},$$

где $D = \frac{Eh^3}{12(1-\mu^2)}$ — цилиндрическая жесткость.

Подставим ω^* в выражение (7):

$$\omega = e^{-kx} (C_1 \sin kx + C_2 \cos kx) + e^{+kx} (C_1 \sin kx + C_2 \cos kx) + \frac{Pe^{-kx}}{4k^3 D}. \quad (8)$$

При достаточно большом значении x перемещение ω должно быть, очевидно, величиной постоянной. Этому условию явно противоречит наличие слагаемого

$$e^{+kx} (C_1 \sin kx + C_2 \cos kx),$$

которое неограниченно возрастает с ростом x . Полагаем, что $C_1 = C_4 = 0$. Тогда

$$\omega = e^{-kx} (C_1 \sin kx + C_2 \cos kx) + \frac{Pe^{-kx}}{4k^3 D}.$$

Постоянные $C_1 = C_2 = \frac{-P}{4k^4 D}$ из условия, что ω

и $\frac{d\omega}{dx}$ в начале отсчета x равны 0.

Так как $4k^4 = \frac{Eh}{R^2D}$, то

$$\omega = \frac{PR^2}{Eh} (1 - e^{-kx} (C_1 \sin kx + C_2 \cos kx)). \quad (9)$$

В результате, при достаточно большом x функция ω принимает вид

$$\omega = \frac{PR^2}{Eh}. \quad (10)$$

Таким образом, ω является искомым увеличением радиуса цилиндра при растяжении в осевом направлении (прогибом образующей) детали от приложенной силы резания P .

Поэтому соответствующее ему удлинение

$$\xi_t = \frac{PR}{Eh}. \quad (11)$$

Для сосредоточенной силы

$$\omega = \frac{P}{\pi E \delta} \left(\frac{l^3}{6R^3} + 1,7 \left(\frac{R}{\delta} \right)^{3/2} \right). \quad (12)$$

С точностью 5 % влияние защемления фланца

$$e^{-kx} (\sin kx + \cos kx) < 0,05.$$

Сумма $\sin kx + \cos kx < \sqrt{2}$, поэтому

$$x > 2,7\sqrt{Rh}. \quad (13)$$

Воздействие краевых нагрузок распространяется на некоторую область вблизи края оболочки, называемую зоной действия краевого эффекта (ЗДКЭ).

Исходя из этого, можно считать, что зона влияния защемления распространяется на участок цилиндра длиной $2,7\sqrt{Rh}$ и за пределами этой зоны напряжения с достаточной для практических целей точностью соответствуют безмоментной теории.

Деформации (прогибы) от действия силы на малом расстоянии от неопертого торца цилиндра и на площадке, удаленной от края цилиндра, различаются.

1. Для радиальной нагрузки, распределенной по малой площади радиуса b , удаленной от края цилиндра:

в точках по оси x (рис. 3):

$$\sigma_1 = \left[1 - 1,1 \left(\frac{x}{R} \right)^{1/6} \right] \sigma'_2; \quad \sigma'_2 = -\frac{P}{S^2} \left[0,42 \ln \frac{\beta R}{x} \right], \quad (12.1)$$

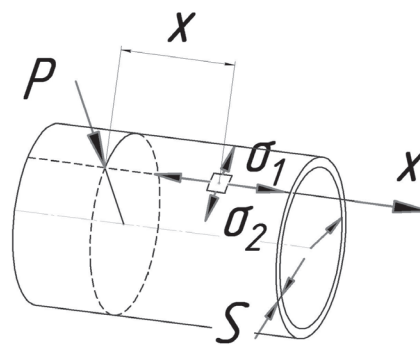


Рис. 3. Радиальная нагрузка, распределенная по малой площади на поверхности оболочки

где

$$\beta = 0,215 + 0,5 \left[\frac{y-b}{2} \right]^{1/8}; \quad (12.2)$$

в точках окружности, к которой приложена сила (обозначена пунктиром):

$$\max \sigma'_1 = -\frac{P}{S^2} \left[0,42 \ln \frac{0,215R}{b} + \frac{6\mu}{4\pi} \right]; \quad (12.3)$$

$$\max \sigma'_2 = -\frac{P}{S^2} \left[0,42 \ln \frac{0,215R}{b} + \frac{6}{4\pi} \right]. \quad (12.4)$$

Для точек по оси X перемещение h равно

$$\max h = -\frac{0,135PR^2}{ES^2} (e^{-\beta x}) (\cos \beta x + \sin \beta x), \quad (12.5)$$

где $\beta = \frac{0,3125}{R}$.

Уменьшение диаметра (по линии нагрузки)

$$\Delta h = \frac{0,27PR^2}{Es^2}. \quad (12.6)$$

2. Для радиальной нагрузки, распределенной на малом расстоянии от неопертого торца цилиндра:

$$\Delta h = \frac{-PR^2}{Es^2} \left[0,48 - 0,22 \left(\frac{e}{R} \right)^{0,35} \right]. \quad (12.7)$$

С использованием полученных формул (12.1)–(12.7) проведен расчет деформаций для заготовок из следующих материалов:

сплав АМг6 ГОСТ 4784-97:

$$E = 7,1E + 10; \quad \nu = 0,32; \quad \rho = 2640 \text{ кг/м}^3;$$

сталь 10 ГОСТ 1050-88:

$$E = 2,1E + 11; \quad \nu = 0,3; \quad \rho = 7871 \text{ кг/м}^3;$$

сталь 40Х ГОСТ 4543-71:

$$E = 2,1E + 11; \nu = 0,3; \rho = 7820 \text{ кг/м}^3.$$

Сила резания определялась из расчетных формул режимов резания на операции точения [2, 5]:

$$P_{z,y,x} = 10 \cdot C_p \cdot t^x \cdot S^y \cdot V^n K_p, \quad (14)$$

где C_p — коэффициент силы резания, $C_p = 243$;
 x, n, y — показатели степени для осевой силы резания P_y , $x = 0,9$, $n = -0,3$, $y = 0,6$.

Режущая часть и форма передней поверхности реза:

$$\gamma_\phi = -10^\circ, \gamma = 15^\circ, \alpha_{\text{чист}} = 12^\circ, \phi = 45^\circ, \lambda = 0^\circ.$$

Расчетные параметры режимов резания с учетом справочных данных [2]:

$$S_0 = 0,5 \text{ мм/об}, \nu = 244 \text{ м/мин}, t = 0,5 \text{ мм}.$$

Силы резания при обработке, на примере расчетов для стали 40Х, в зависимости от глубины резания представлены в табл. 1 и на рис. 4.

В результате расчетов максимальная осевая составляющая силы резания на операции точения при максимальной глубине резания:

для сплава АМг 6:

$$P_y = 10 \cdot 40 \cdot 0,5^1 \cdot 0,35^{0,75} \cdot 0,31 = 60 \text{ Н};$$

для стали 10:

$$P_y = 10 \cdot 243 \cdot 0,5^{0,9} \cdot 0,5^{0,6} \cdot 257,6^{-0,3} \cdot 0,633 = 108 \text{ Н};$$

для стали 40Х :

$$P_y = 10 \cdot 243 \cdot 0,5^{0,9} \cdot 0,5^{0,6} \cdot 243,8^{-0,3} \cdot 1,55 = 258 \text{ Н}.$$

Деформации от сил резания W , мкм, в зависимости от осевой силы резания P_y (на примере расчетов для стали 40Х) по моментной теории расчета тонкостенных оболочек представлены в табл. 2 и на рис. 5.

Нахождение деформации от действия силы резания при обработке тонкостенной цилиндрической заготовки методом конечных элементов

Численная реализация МКЭ

Шаг разбиения конечных элементов выбирался в соответствии с рекомендациями [3, 8] и уменьшался по мере уточнения проводимого расчета.

Таблица 1

Осевая составляющая силы резания P_y в зависимости от глубины резания

P_y	C_p	t	S_0	V	x	y	n	K_p
258,0	243	0,5	0,5	244	0,9	0,6	-0,3	1,55
209,5	243	0,4	0,5	244	0,9	0,6	-0,3	1,55
161,7	243	0,3	0,5	244	0,9	0,6	-0,3	1,55
112,3	243	0,2	0,5	244	0,9	0,6	-0,3	1,55
60,2	243	0,1	0,5	244	0,9	0,6	-0,3	1,55
32,2	243	0,05	0,5	244	0,9	0,6	-0,3	1,55
17,3	243	0,025	0,5	244	0,9	0,6	-0,3	1,55
7,6	243	0,01	0,5	244	0,9	0,6	-0,3	1,55

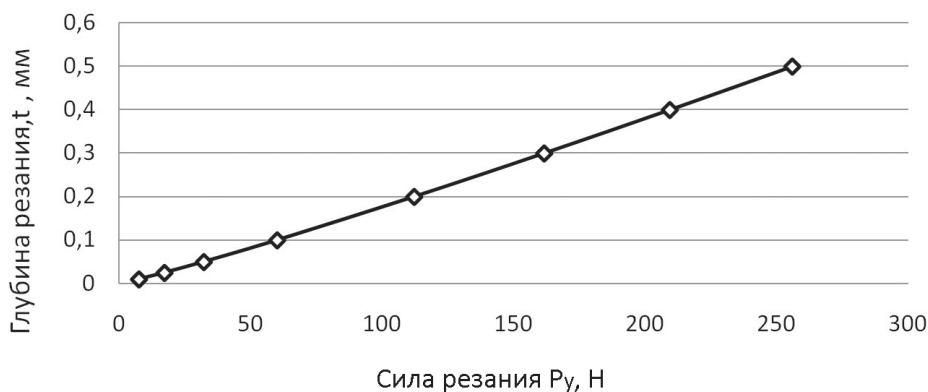
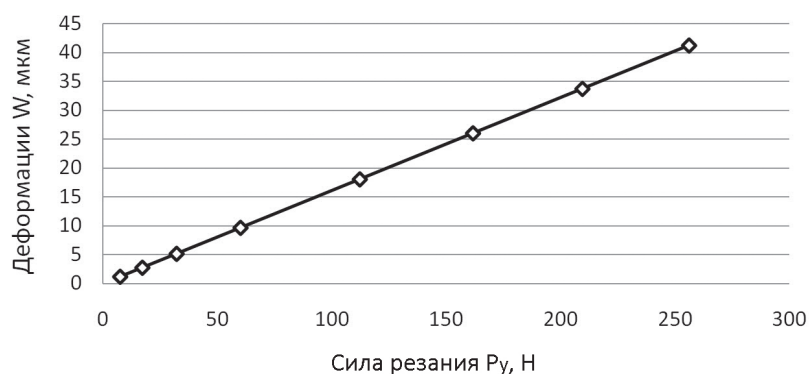


Рис. 4. График зависимости силы резания P_y от глубины резания t

Деформация в зависимости от сил резания P_y

P_y , Н	E	S , м	l , м	R , м	W , м	W , мкм
258,0	2,1E+11	0,002	0,05	0,05	4,12E-05	41,26
209,5	2,1E+11	0,002	0,05	0,05	3,37E-05	33,75
161,7	2,1E+11	0,002	0,05	0,05	2,42E-05	24,3
112,3	2,1E+11	0,002	0,05	0,05	1,80E-05	18,09
60,2	2,1E+11	0,002	0,05	0,05	9,69E-06	9,69
32,3	2,1E+11	0,002	0,05	0,05	5,19E-06	5,20
17,3	2,1E+11	0,002	0,05	0,05	2,78E-06	2,78
7,6	2,1E+11	0,002	0,05	0,05	1,22E-06	1,22

Рис. 5. График зависимости деформации W от силы резания P_y

Результаты расчетов прогиба тонкостенной пластины сопоставлялись с результатами, рассчитанными на основе точного аналитического решения классической моментной теории оболочек с использованием формулы (9).

Исходные данные:

- 1) материал заготовки;
- 2) тип конечного элемента;
- 3) модуль упругости;
- 4) коэффициент Пуассона;
- 5) размер конечного элемента.

На рис. 8 и 9 приведены результаты расчета прогиба от осевой силы резания в поперечном сечении — точка 3 ($L = 0,05$ м от торца).

При расчетах тонкостенных деталей машин и приборов методом конечных элементов большое значение имеет выполнение уточненного анализа изгибных составляющих напряжений.

Обязательное условие, связанное с решением методом конечных элементов задач теории пластин оболочек (ТПО), основанных на кинематической

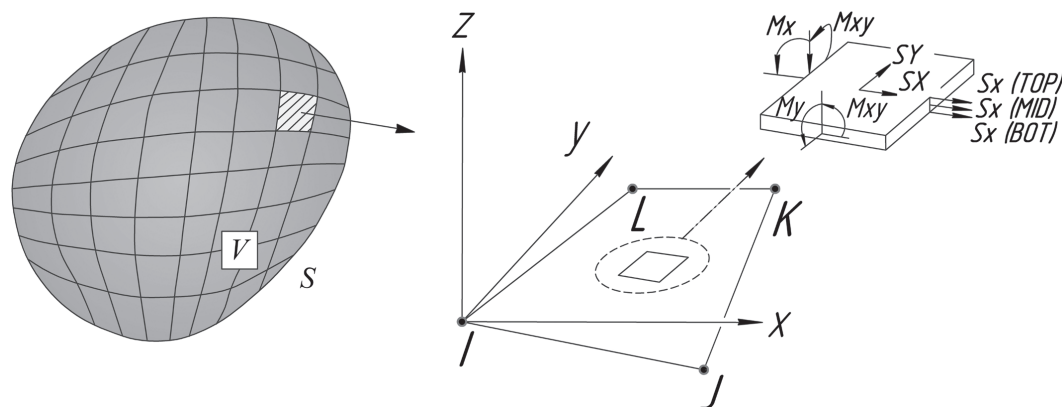


Рис. 6. Моделирование деформируемого тела конечными элементами (приведен КЭ Shell, 3D_4node 181 с квадратичной аппроксимацией геометрии и перемещений)

гипотезе Киргофа—Лява (волокно, направленное по нормали к отсчетной поверхности оболочки, в процессе деформирования не изменяет своей длины и остается нормальным к этой поверхности): аппроксимируемые поля перемещений должны обладать свойством непрерывной дифференцируемости при переходе через границы элементов.

В связи с этим в расчетах используются конечные элементы тонкой оболочки общего положения (тип Shell, 3D_4node 181) (рис. 6 и 7).

Для варианта расчета тонкостенных обечаек методом конечных элементов была создана 3D-модель исследуемой заготовки.

На рис. 8 представлена конечно-элементная аппроксимация заготовки с расчетными точками, в которых определялась сила резания. Точка 1 находится на образующей внешнего диаметра заготовки, отстоящей от торца цилиндра на 10 мм.

Результаты расчета интенсивности напряжений от осевой составляющей силы резания и деформаций в заготовке представлены на рис. 9, а, б и 10.

Расчеты, произведенные в модуле ANSYS, дали следующие максимальные величины деформаций:

сплав АМгб:

$$\omega = 0,160E - 03 = 160 \text{ мкм};$$

сталь 10:

$$\omega = 0,350E - 04 = 35 \text{ мкм};$$

сталь 40Х:

$$\omega = 0,267E - 04 = 26,7 \text{ мкм}.$$

Максимальная деформация (прогиб) заготовки в радиальном направлении от действия силы резания представлена на рис. 10 и 11.

Из сравнения аналитического расчета и расчета МКЭ с целью оценки степени расхождения результатов для стали 40Х с использованием рассмотренных выше формул получено значение прогиба

$$\omega = 24,3 \cdot 10^{-6} = 24,3 \text{ мкм}.$$

Относительная погрешность полученных расчетных значений прогиба по МКЭ составила

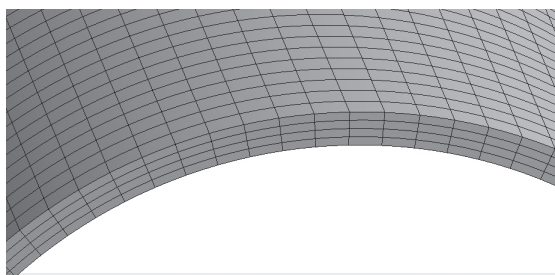


Рис. 7. Конечно-элементная аппроксимация тонкостенной заготовки

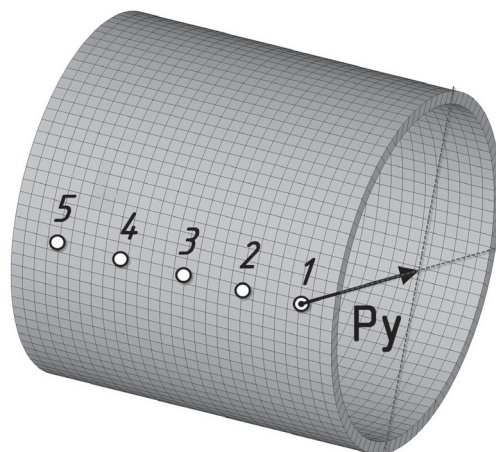


Рис. 8. Конечно-элементная модель заготовки в программе ANSYS с точками приложения расчетной силы P_y

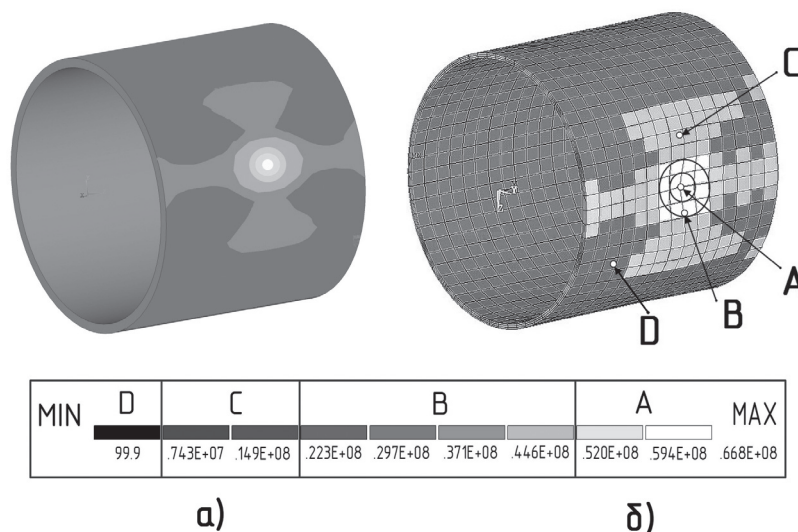


Рис. 9. Результат расчета интенсивности напряжений в расчетной точке 3: а — распределение максимальных напряжений по узлам; б — распределение максимальных напряжений по элементам

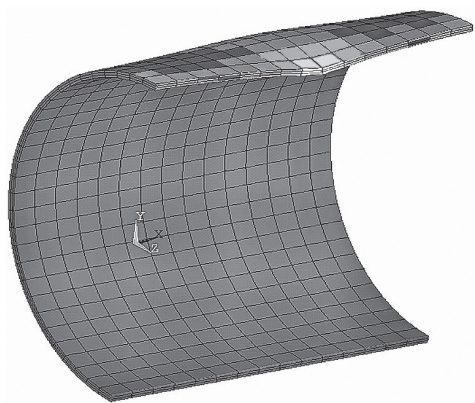


Рис. 10. Конечно-элементная модель заготовки с упругой деформацией стенки детали от приложенной силы P_y (вид в разрезе)

Контактный метод определения силы резания и других параметров при резании при помощи программного модуля ABAQUS и ANSYS

В последнее время в связи с совершенствованием метода конечных элементов получила развитие схема непосредственного анализа контактного взаимодействия заготовки и инструмента [7]. Она позволяет совместно учесть три важнейших особенности процесса резания, а именно пластические деформации и отделение стружки, тепловые явления и трение на поверхности инструмента, что дает возможность в динамике оценить влияние различных факторов технологического процесса. Такая расчетная схема отличается универсальностью и быстро-

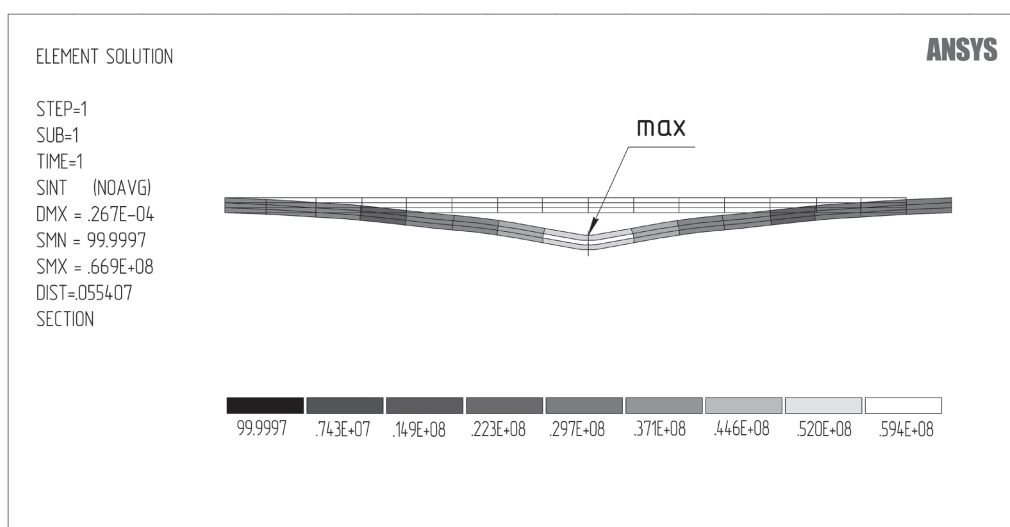


Рис. 11. Прогиб образующей тонкостенной обечайки под действием осевой силы резания P_y

$$\xi = \frac{\omega_{\text{МКЭ}} - \omega_{\text{АН}}}{\omega_{\text{АН}}} = 0,10; \quad \xi = 10\%,$$

где $\omega_{\text{МКЭ}}$ — расчетное значение прогиба по МКЭ;

$\omega_{\text{АН}}$ — расчетное значение прогиба аналитического расчета.

При расчете деформации стенок тонкостенных деталей приборов при обработке возможно использование как метода конечных элементов с достаточной точностью, так и моментной теории расчета тонкостенных оболочек.

Проведенные расчеты позволяют определять деформацию в зависимости от силы резания при обработке тонкостенных заготовок, что позволяет учитывать эти погрешности на стадии проектирования ТП.

Применение метода конечных элементов дает возможность проводить расчет для различных форм обрабатываемых заготовок, а также автоматизировать такие расчеты.

той получения результата. Рассмотрим эту схему применительно к определению величин, составляющих силы резания, для решаемой задачи.

В результате создания и расчета конечно-элементной модели контактного взаимодействия инструмента и заготовки (рис. 12) получены значения сил резания и определено напряженно-деформиро-

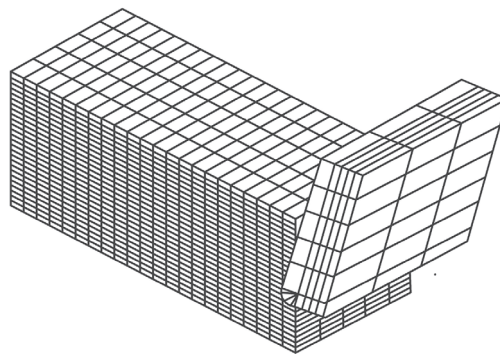


Рис. 12. Конечно-элементная модель заготовки и реза в ANSYS LS-DYNA

ванное состояние заготовки в зоне резания (рис. 13, а, б). Относительная погрешность полученных значений силы резания

$$\xi = \frac{P_{\text{РАСЧ}} - P_{\text{ЭКСП}}}{P_{\text{ЭКСП}}}; \xi = 30\%,$$

где $P_{\text{РАСЧ}}$ — расчетное значение силы резания, Н;
 $P_{\text{ЭКСП}}$ — экспериментальное значение силы резания, Н.

Точность взаимного расположения поверхностей при изготовлении деталей в основном обеспечивается режимными параметрами резания с учетом изменения жесткости заготовки при их обработке, а также существенно зависит от выбранной схемы базирования и закрепления заготовки в приспособлении.

Получаемые расчетные значения напряжений, возникающих при деформациях обрабатываемой

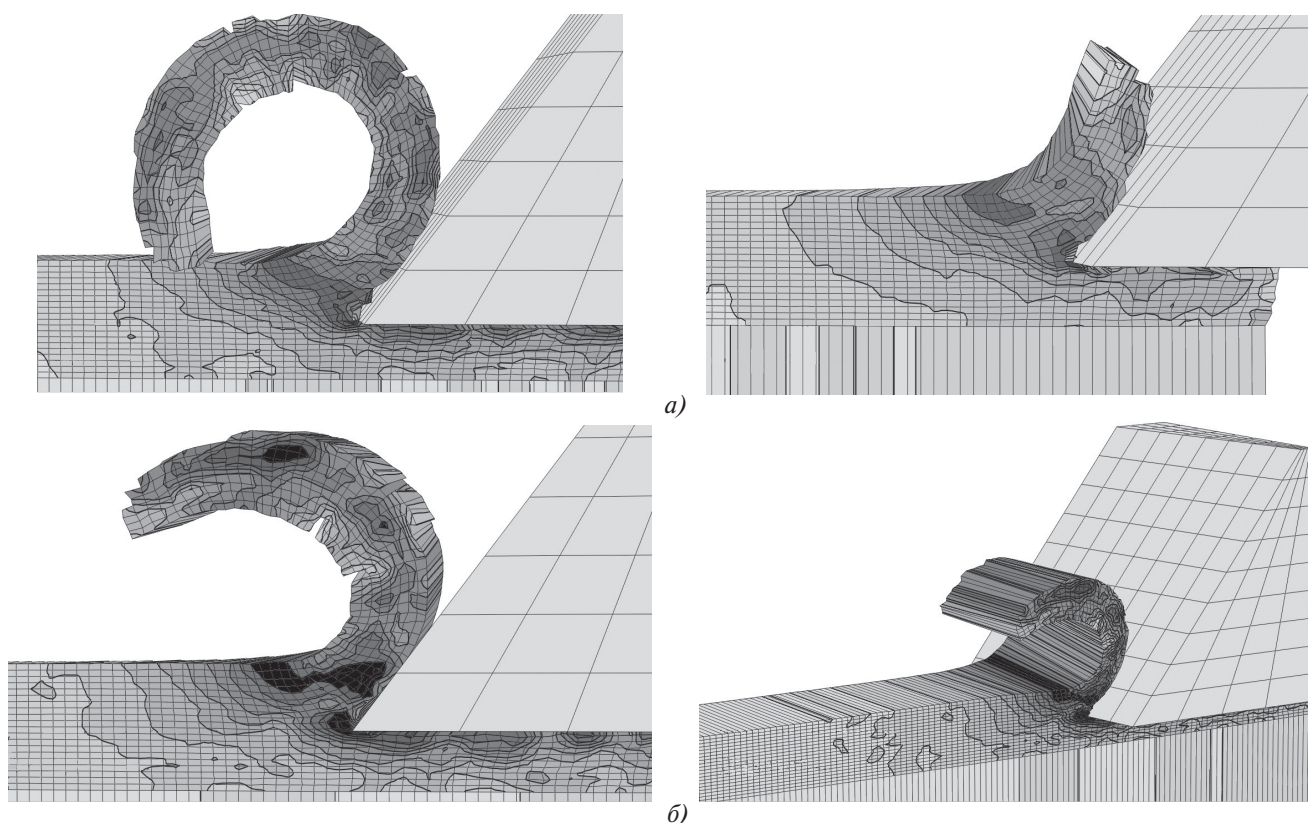


Рис. 13. Распределение интенсивности напряжений в зоне резания в программе Abaqus/CAE 6.11-3

Рассчитанная нормальная сила контактным методом дает величину 610Н, что отличается от экспериментальных значений [2] на 30%. Учитывая достаточно большую погрешность, можно сделать вывод, что рассмотрение данных задач в квазидинамической постановке, как было показано выше, дает более точный результат, а проведение параметризации и уменьшение шага расчета предоставляет возможность оценивать происходящие при механической обработке процессы в динамике.

Приведенные данные позволяют обосновать рассмотрение обработки нежестких деталей последовательным расчетом напряженно-деформированного состояния в нескольких точках по траектории движения режущего инструмента как более точную в сравнении с рассмотренным контактным методом.

заготовки от сил резания, по мере удаления припуска увеличиваются.

Сравнение этих значений с пределом текучести материала заготовки позволяет производить обработку в упругой зоне, что дает возможность исключить пластические деформации заготовки от сил резания и повысить точность расположения поверхностей при изготовлении нежестких деталей.

Рассматриваемые расчетные методы позволяют еще на стадии технологической подготовки производства корректировать параметры технологического процесса, учитывая погрешности обработки нежестких заготовок из-за деформации их поверхностей под действием сил резания, а использование расчетных программ значительно повышает эффективность проектирования технологического процесса обработки таких заготовок.

Библиографический список

1. *Феодосьев В.И.* Сопrotивление материалов. — М.: Изд-во МГТУ им.Н.Э. Баумана, 2010. — 590 с.
2. *Барановский Ю.В., Брахман Л.А.* Режимы резания металлов: Справочник. — М.: НИИТавтопром, 1995. — 456 с.
3. *Богданов В.Р., Сулим Г.Т.* Плоская деформация упругопластического материала с профилем формы компактного образца (динамическое нагружение) // *Механика твердого тела.* 2013. №3. С.115-119.
4. *Якупов Н.М., Галяев Ш.Ш., Хисамов Р.З.* Метод исследования напряженно-деформированного состояния конструкций сложной геометрии // *Вестник Российского университета дружбы народов.* 2002. №1. С. 27-31.
5. *Сенюков В.А., Киселев А.С.* Влияние геометрии режущей части на силы и контактные нагрузки на режущих поверхностях токарных резцов // *Известия вузов. Машиностроение.* 1983. №12. С.116-119.
6. Справочник технолога-машиностроителя. Т. 1, 2 / Под ред. А.Г. Косиловой и Р.К. Мещерякова. — М.: Машиностроение, 1985/1986. Т.1 — 657 с.; Т.2 — 496 с.
7. *Хайрнатов К.З.* Моделирование процесса штамповки деталей авиационной техники // *Вестник Московского авиационного института.* 2013. Т.20. №5. С. 96-104.
8. *Шимановский А.О.* Применение метода конечных элементов в решении задач прикладной механики. — Гомель: Изд-во БелГУТ, 2008. — 61 с.

IMPROVING ACCURACY OF NON-RIGID COMPONENT PARTS SURFACES POSITIONAL RELATIONSHIP WHILE MANUFACTURING

Okunev V.S.

*Scientific-production Center of Automatics and Instrument-making
named after academician N.A. Pilyugina,
1, Vvedenskogo str., Moscow, 117342, Russia
e-mail: mainrefer@yandex.ru*

Abstract

The article touches upon the methods allowing increase the precision of non-rigid cylindrical parts processing.

When producing non-rigid component parts, the work pieces processed surfaces deformations subjected to the forces are scaled to machining tolerance values, which leads to the occurrence of processing errors related to it.

The article tackles the issues of finding deformations of non-rigid work pieces walls during mechanical processing, depending on cutting operating conditions, to optimize the manufacturing process and enhance accuracy.

We suggest calculate the work pieces surfaces deformation under the impact of the cutting force by using the finite-element method and the elasticity theory provisions.

As a check on the possibility of using the finite-element method to calculate deformations while processing non-rigid cylindrical work pieces, it is necessary to have an analytical checking solution. We examined such solution based in the general thin-walled shells design theory.

The paper consists of three main sections.

The first section presents a detailed calculation of deformation due to cutting force impact while non-rigid cylindrical work pieces processing according to the general thin-walled shells design theory by the example of a thin-walled cylinder. The necessary reference data to determine cutting operating conditions are included.

The second section deals with the calculations based on the finite-element method. It gives appropriate recommendations to improve thin-walled parts computational accuracy and demonstrates the graphic solution results obtained with Abaqus and Ansys programs. This section considers the selection of finite elements for thin-walled machine parts calculation as well.

The calculation results are compared with the results obtained by the exact analytical solution.

This section considers the possibilities of calculations based on contact method of cutting force estimation and other cutting parameters with Abaqus and Ansys program module. A conclusion on poor computation accuracy and impossibility of its implementation for the problem under consideration solving was made.

The paper gives recommendation, allowing correction of technological process parameters at the stage of process design, with due regard for non-rigid

work pieces processing errors due to their surfaces deformation caused by cutting force. It considers the possibilities of the presented computations automation based on the finite elements method for various kinds of geometry and design features of component parts.

Keywords: non-rigid component part, deformation, machining error accuracy, simulation with CAE Ansys, elastic deformation, moment theory of thin-walled shells, finite element method.

References

1. Feodos'ev V.I. *Soprotivlenie materialov* (Strength of materials), Moscow, MGTU im. N.E. Bauman, 2010, 590 p.
2. Baranovskii Yu.V., Brakhman L.A. *Rezhimy rezaniya metallov* (Cutting parameters of metals), Moscow, NIITavtoprom, 1995, 456 p.
3. Bogdanov V.R., Sulim G.T. *Mekhanika tverdogo tela*, 2013, no. 3, pp. 115-119.
4. Yakupov N.M., Galyaviev Sh.Sh., Khisamov R.Z. *Vestnik Rossiiskogo universiteta druzhby narodov*, 2002, no. 1, pp. 27-31.
5. Senyukov V.A., Kiselev A.S. *Izvestiya vuzov. Mashinostroenie*, 1983, no. 12, pp. 116-119.
6. Kosilova A.G., Meshcheryakov R.K. *Spravochnik tekhnologa-mashinostroitelya* (Handbook technologist-Machinist), Moscow, Mashinostroenie, 1985/1986, vol. 1 - 657 p., vol. 2 - 496 p.
7. Khairnasov K.Z. *Vestnik Moskovskogo aviatsionnogo instituta*, 2013, vol. 20, no. 5, pp. 96-104.
8. Shimanovskii A.O. *Primenenie metoda konechnykh elementov v reshenii zadach prikladnoi mekhaniki* (Application of the finite element method in solving problems of applied mechanics), Gomel', BelGUT, 2008, 61 p.