

В.Г. Нечепаяв, д-р техн. наук, М.С. Мышов, Донецк, Украина

ОПРЕДЕЛЕНИЕ СИЛОВЫХ ФАКТОРОВ ПОВТОРНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ РЕЖУЩЕГО ИНСТРУМЕНТА С ОТДЕЛЕННОЙ СТРУЖКОЙ ПРИ ФРЕЗЕРОВАНИИ ПРОФИЛЬНЫХ ПАЗОВ

На основі теоретичних положень механіки пружних деформівних систем розроблено математичне забезпечення для визначення силових факторів, діючих на різальний інструмент при повторній взаємодії з відокремленою стружкою при фрезеруванні профільних пазів. Ці силові фактори визначають відповідну деформацію різального інструменту та зв'язану з нею похибку обробки.

На основе теоретических положений механики упругих деформированных систем разработано математическое обеспечение для определения силовых факторов, воздействующих на режущий инструмент при повторном взаимодействии с отделенной стружкой при фрезеровании профильных пазов. Данные силовые факторы определяют соответствующую деформацию режущего инструмента и связанную с ней погрешность обработки.

The mathematical support was developed on a basic of the theoretical mechanics conditions of elastic deformed system for determination of the force factors which is influence on cutting tool when repeated chip interaction when milling of profile slots. This force factors determine conforming cutting tool deformation and processing error connected with it deformation.

Введение. Профильные пазы вследствие ограниченности пространства для размещения отделенной стружки являются весьма нетехнологичными элементами конструкций. При этом они составляют значительную часть общего объема металлообработки в процессе изготовления станочного и других видов оборудования. Широкое применение и нетехнологичность конструкции таких пазов определяет актуальность поиска путей повышения точности их изготовления.

В [1] показано, что погрешность обработки профильного паза ω

$$\omega = \omega^{pez} + \omega^{pez.cmp}, \quad (1)$$

где ω^{pez} – погрешность вследствие упругих деформаций режущего инструмента, вызванных отделением стружки;

$\omega^{pez.cmp}$ – погрешность вследствие упругих деформаций режущего инструмента, вызванных повторным взаимодействием зубьев фрезы с отделенной стружкой.

В настоящее время не установлены методики, математическое и программное обеспечение и т.д. для прогнозирования расчетным методом значений и закономерностей изменения величины $\omega^{pez.cmp}$.

Целью настоящей работы является разработка математического обеспечения для определения силовых факторов, воздействующих на режущий инструмент в процессе его повторного взаимодействия с отделенной стружкой. Указанные факторы определяют соответствующую деформацию режущего инструмента и связанную с ней погрешность обработки.

Основная часть. Для изучения процесса повторного взаимодействия элементов стружки с режущим инструментом выполнены экспериментальные исследования в представительных условиях с обработкой стальных заготовок Т-образной фрезой $\varnothing 21$ мм [2].

Полученная стружка была классифицирована на пять групп в соответствии с характером ее деформирования в процессе повторного взаимодействия с режущим инструментом. Выполнена схематизация процесса деформирования и составлены расчетные схемы для определения силовых факторов, воздействующих на инструмент в этом процессе (рис. 1).

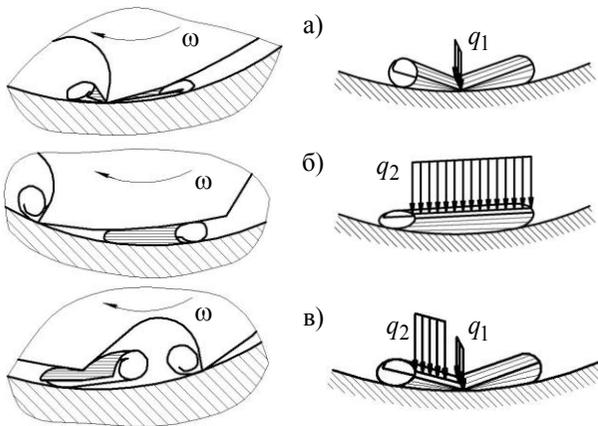


Рисунок 1 – Схематизация процесса деформирования и расчетные схемы для определения деформации элементов стружки: а) в поперечном сечении; б) в продольном сечении; в) одновременно в поперечном и продольном сечениях

Применительно к схеме (рис.1, а) представим элемент стружки в виде балки постоянной изгибной жесткости EI , нагруженной сосредоточенной поперечной силой [3]. Балка находится на сплошном упругом основании Винклера, одинаково работающем на сжатие и растяжение (рис. 2).

Реакция упругого основания на балку направлена в сторону, противоположную направлению

прогиба, она пропорциональна прогибу и характеристике основания (коэффициенту постели \bar{k} - реакции основания, возникающей при единичном смещении единичного участка балки). Поэтому в расчете балки на упругом основании, кроме приложенной внешней нагрузки нужно учитывать интенсивность отпора упругого основания $p(x) = -\bar{k}y(x)$.

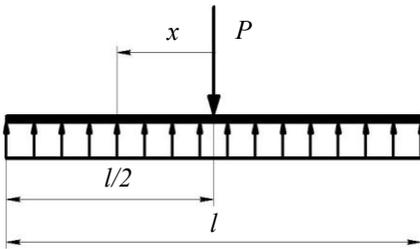


Рисунок 2 – Балка на упругом осно-

В качестве исходной зависимости принимаем дифференциальное уравнение изогнутой оси балки

$$\frac{d^2 y(x)}{dx^2} = \frac{M(x)}{EI},$$

которое после двойного дифференцирования принимает вид

$$\frac{d^4 y(x)}{dx^4} = \frac{q(x)}{EI}.$$

Для участка балки $x \in \left[0; \frac{l}{2}\right]$ (рис. 2), на котором отсутствует внешняя нагрузка, остается лишь отпор упругого основания $p(x) = -\bar{k}y(x)$ и уравнение (3) является однородным

$$\frac{d^4 y(x)}{dx^4} + \frac{\bar{k}}{EI} y(x) = 0. \quad (4)$$

Введем безразмерную координату $\xi = x/L$. Тогда уравнение (4) принимает вид

$$\frac{d^4 y}{d\xi^4} + \frac{\bar{k}L^4}{EI} y = 0 \quad (5)$$

или

$$\frac{d^4 y}{d\xi^4} + 4y = 0, \quad (6)$$

где характеристика балки на упругом основании обозначена параметром

$$L = \sqrt[4]{4 \frac{EI}{\bar{k}}}. \quad (7)$$

В соответствии с [4] элемент стружки можно представить в виде тонкостенной цилиндрической оболочки, для которой выполняется соотношение $\delta/D_0 < 0.1$, где δ - толщина оболочки, D_0 - внешний диаметр цилиндрической оболочки. Дифференциальное уравнение изгиба оболочки при полярно симметричной нагрузке имеет вид [3]

$$\frac{d^4 w}{dx^4} + \frac{4\beta^4}{R^4} w = 0, \quad (8)$$

где β - геометрическая характеристика оболочки;

w - прогиб оболочки;
 x - координата вдоль оболочки;
 $R = 0.5D_0$ - радиус оболочки.

Сравнивая уравнение (8) с уравнением (5) устанавливаем зависимость между балочным параметром L и характеристикой оболочки β в виде

$$L = \frac{R}{\beta}. \quad (9)$$

Следовательно, для цилиндрической оболочки можно использовать расчетные уравнения балки на упругом основании, заменив изгибную жесткость балки EI на цилиндрическую жесткость D .

Представляя решения уравнения (6) в виде $y(\xi) = Ce^{n\xi}$, получим

$$y(x) = C_1 e^{\xi} e^{\xi \cdot i} + C_2 e^{-\xi} e^{-\xi \cdot i} + C_3 e^{\xi} e^{-\xi \cdot i} + C_4 e^{-\xi} e^{\xi \cdot i}. \quad (10)$$

Так как расстояние от нагрузки до конца балки больше $\frac{3}{2}\pi l$, то, в соответствии с [3] внешняя нагрузка P не распространяется на всю балку, а условия нагружения концов балки не повлияют на ее напряженно-деформированное состояние (полубесконечная балка). На достаточно большом расстоянии от места нагружения, то есть при больших значениях аргумента ξ , все силовые и деформационные факторы должны убывать и устремляться к нулю. Это значит, что в (10) нужно учитывать только слагаемые, содержащие $e^{-\xi}$, то есть

$$y(x) = AT(\xi) + BV(\xi), \quad (11)$$

где $T(\xi), V(\xi)$ - затухающие функции

$$T(\xi) = e^{-\xi} \cos \xi; \quad V(\xi) = e^{-\xi} \sin \xi.$$

Последовательным дифференцированием уравнения (11) получаем уравнения углов поворота, изгибающего момента и поперечной силы

$$\theta(x) = \frac{\beta}{R} (-AW(\xi) + BU(\xi)), \quad (12)$$

$$M(x) = \frac{2D\beta^2}{R^2} (AV(\xi) - BT(\xi)), \quad (13)$$

$$Q(x) = \frac{2D\beta^3}{R^3} (AU(\xi) + BW(\xi)), \quad (14)$$

где $W(\xi), U(\xi)$ - затухающие функции, соответственно

$$W(\xi) = e^{-\xi} (\cos \xi + \sin \xi); \quad U(\xi) = e^{-\xi} (\cos \xi - \sin \xi).$$

Приняв начало координат в точке приложения силы, получаем $\theta_0 = 0, P_0 = -\frac{P}{2}$.

Подставляя начальные условия в уравнения (12) и (14), получаем

$$A = B = -\frac{PR^3}{2 \cdot 2 \cdot 2D\beta^3} = -\frac{PR^3}{8D\beta^3}.$$

Тогда уравнения (11), (12), (13) и (14) для определения прогибов, углов поворотов, изгибающих моментов и поперечных сил принимают вид

$$y(x) = -\frac{PR^3}{8D\beta^3}(T(\xi) + BV(\xi)) = -\frac{PR^3}{8D\beta^3}e^{-\xi}(\cos \xi - \sin \xi); \quad (15)$$

$$\theta(x) = \frac{\beta}{R} \frac{PR^3}{8D\beta^3}(W(\xi) - U(\xi)) = \frac{PR^2}{4D\beta^2}e^{-\xi} \sin \xi; \quad (16)$$

$$M(x) = \frac{2D\beta^2}{R^2} \left(\frac{PR^3}{8D\beta^3}(T(\xi) - V(\xi)) \right) = \frac{PR}{4\beta}e^{-\xi}(\cos \xi - \sin \xi); \quad (17)$$

$$Q(x) = -\frac{P}{4}(U(\xi) + W(\xi)) = -\frac{P}{2}e^{-\xi} \cos \xi. \quad (18)$$

Графическая интерпретация зависимостей (17) и (18) приведена на рис.3 и рис.4.

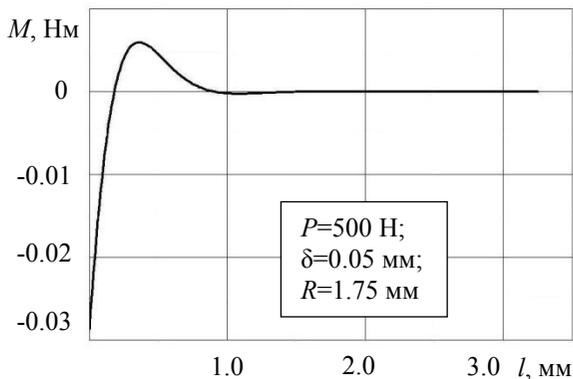


Рисунок 3 – График зависимости изгибающего момента от длины стружки

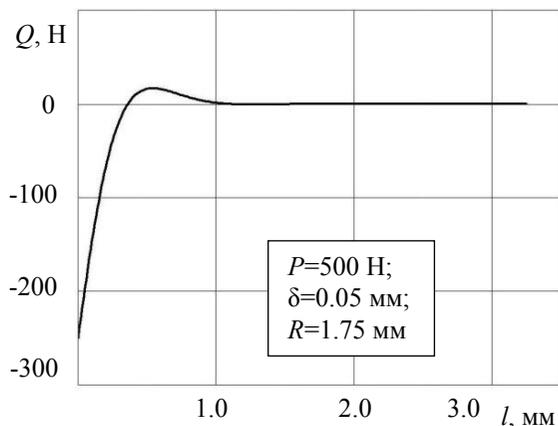


Рисунок 4 – График зависимости поперечной силы от длины стружки

Для получения уравнений вида (15) - (18) применительно к схемам (рис. 1, б и рис. 1, в) необходимо внести соответствующие уточнения.

Выводы.

1. На основе математического аппарата одного из разделов механики упругих деформированных систем - балки на упругом основании - разработано математическое обеспечение для определения силовых факторов (изгибающих моментов и поперечных сил), воздействующих на режущий инструмент при повторном взаимодействии фрезы с отделенной стружкой в процессе фрезерования Т-образных профильных пазов.

2. Значение и характер изменения указанных силовых факторов позволяют определить соответствующие деформации режущего инструмента и связанные с ними погрешности обработки.

Список использованных источников: 1. Неченаев В.Г. Постановка задачи повышения точности обработки профильных пазов/ Неченаев В.Г., Гнисько А.Н., Мышов М.С.// Резание и инструмент в технологических системах: Междунар. науч.-техн. сб. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2011. – Вып. 79. – С.184-191. 2. Неченаев В.Г. Анализ повторного взаимодействия стальной стружки с инструментом при фрезеровании профильных пазов/ Неченаев В.Г., Гнисько А.Н., Мышов М.С.// Надежность инструмента и оптимизация технологических систем. Сборник научных трудов. – Краматорск, вып. №28, 2011. – С. 32-38. 3. Механіка пружних деформівних систем. Частина 1. Напружено-деформований стан стержнів: Навчальний посібник/ Ф.Л.Шевченко. – Донецьк: ДонНТУ, 2006. – 293 с. 4. Бидерман В.Л. Механика тонкостенных конструкций. Статика. – М., Машиностроение, 1977. – 488 с.

Поступила в редколлегию 15.06.2012