

УДК 621.914.2

Моделювання вимушених коливань при фрезеруванні тонкої пластини кінцевою сферичною фрезою

Данильченко Ю.М.; Петришин А.І.
КПІ ім. Ігоря Сікорського, м. Київ, Україна

Анотація. Розроблено динамічну модель системи «інструмент-заготовка» для моделювання вимушених коливань при фрезеруванні тонких консольно-закріплених пластин кінцевою фрезою. В моделі враховано пружні і масо-інерційні характеристики обох підсистем, а також контактну взаємодію інструменту і заготовки в зоні різання. На основі цієї моделі розроблено алгоритм і процедуру моделювання вимушених коливань фрези і пластини у Ansys Workbench, що базуються на визначенні гармонічних коефіцієнтів впливу підсистем в місці їх відокремлення. Коефіцієнти впливу отримуються у вигляді функції відгуку пружної системи на дію одиначної гармонічної сили для кожної конкретної точки контакту фрези з пластиною. За розробленим алгоритмом проведено моделювання вимушених коливань фрези і пластини з побудовою теоретичного профілю обробленої поверхні для фрезерування консольно-закріпленої пластини з параметрами 120×60×4 мм, кінцевою сферичною дозовою фрезою діаметром 16 мм, довжиною 125 мм та висавом 80 мм.

Ключові слова: фрезерування; тонка консольно-закріплена пластина; контактна взаємодія в зоні різання; вимушені коливання; динамічна модель; гармонічні коефіцієнти впливу; Ansys Workbench.

Вібрації, що виникають процесі різання, негативно впливають на якість оброблення і є однією з основних причин обмеження його продуктивності внаслідок можливої втрати стійкості технологічної обробної системи (ТОС). Тому питання оцінки впливу вібрацій на якість оброблення є актуальним як на стадії проектування, так і на стадії експлуатації ТОС.

В роботах, присвячених моделюванню якості та прогнозуванню стійкості високошвидкісного фрезерування наголошується про обов'язковість врахування в динамічній моделі ТОС наявності закріпленого в шпинделі патрона або оправки з інструментом [1-4].

Одним з шляхів забезпечення стабільності процесу обробки у реальному часі є використання для управління режимами обробки частотного відгуку інструменту (FRF) [4-6]. Для отримання FRF пропонується за допомогою методу аналізу динамічної спадковості з'єднання підсистем (RCSA) поєднати експериментально отриманий частотний відгук закріпленої в шпинделі інструментальної оправки із аналітичною моделлю інструменту, як тіла із розподіленою масою. Таким чином FRF на кінці інструмента може бути знайдена для будь-якої комбінації оправки та інструменту без необхідності повторних вимірювань.

Завдяки такому підходу аналітична динамічна модель системи спрощується до динамічної моделі інструмента з відомими характеристиками його закріплення в інструментальній оправці (патроні). Але при цьому не враховуються пружні і масо-інерційні характеристики підсистеми заготовки і вплив контактної взаємодії інструменту і заготовки на динамічні характеристики ТОС.

Зазвичай в динамічних моделях системи шпиндель-інструментальна оправка-інструмент-заготовка процес різання враховується дією сили різання в точці контакту інструменту і заготовки [7, 8]. При цьому при визначенні їх відносних пружних зміщень враховуються лише пружні властивості системи шпиндель-інструментальна оправка-інструмент. Пружні властивості заготовки не враховуються. Такий саме підхід використовується і для прогнозування стійкості процесів різання із використанням методу RCSA.

Таким чином механічно замкнена пружна система шпиндель-інструментальна оправка-інструмент-заготовка в розрахунковій моделі представляється у вигляді двох механічно розімкнених підсистем. При цьому підсистема заготовки зазвичай приймається

абсолютно жорсткою. В результаті цього, при моделюванні відносних коливань інструменту і заготовки враховуються лише власні частоти підсистеми шпindel-інструментальна оправка-інструмент, а не механічно замкненої системи загалом. Врахувати пружні властивості обидвох підсистем і контактну взаємодію інструмента і заготовки можливо шляхом введення в розрахункову схему пружної системи ТОС додаткового (попередньо навантаженого) пружного зв'язку в місці контакту інструменту і заготовки [9, 10]. Розрахункова схема динамічної моделі кінцевого фрезерування консольно-закріпленої тонкої пластини, що відповідає умовам врахування пружних і масо-інерційних характеристик обидвох підсистем ТОС, а також контактної взаємодії інструменту і заготовки в зоні різання подана на рис. 1.

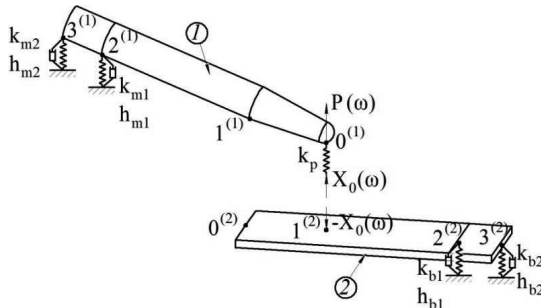


Рис. 1. Динамічна модель кінцевого фрезерування консольно-закріпленої тонкої пластини: 1 – підсистема інструменту (кінцева фреза); 2 – підсистема заготовки (пластина)

Перша підсистема (фреза індекс $s=1$) представлена у вигляді стержня, що складається з трьох ділянок з розподіленою масою. На передньому кінці фрези (перетин $0^{(1)}$) розміщено пружний зв'язок з жорсткістю k_p [10], який враховує процес різання. В перетинах $2^{(1)}$ і $3^{(1)}$ фреза з'єднується з інструментальною оправкою, що враховується пружними зв'язками з радіальними жорсткостями k_{m1} і k_{m2} і демпфіруванням h_{m1} і h_{m2} . В перетині $0^{(1)}$ прикладається динамічна складова сили різання $P(\omega)$.

Друга підсистема (пластина, індекс $s=2$) представлена у вигляді пластини, що складається з трьох ділянок з розподіленою масою. В перетині $1^{(2)}$ пластина контактує з фрезою. Консольне кріплення пластини в моделі враховується двома пружними зв'язками з радіальними жорсткостями k_{b1} , k_{b2} і демпфіруванням h_{b1} , h_{b2} .

Відповідно до схеми розмикання підсистем інструмента (1) і заготовки (2) рівняння рівноваги в точці розмикання $1^{(2)}$ має вигляд:

$$\alpha_{00}^{(1)} \cdot P(\omega) + (\alpha_{11}^{(1)} + 1/k_p) \cdot X_0(\omega) = -\alpha_{11}^{(2)} \cdot X_0(\omega) \quad (1)$$

або

$$(\alpha_{00}^{(1)} + \alpha_{11}^{(2)} + 1/k_p) \cdot X_0(\omega) = -\alpha_{00}^{(1)} \cdot P(\omega) \quad (2)$$

де $\alpha_{ij}^{(s)}$ – гармонічні коефіцієнти впливу [10] або функції частотного відгуку (FRF) [5]; s – індекс підсистеми, $X_0(\omega)$ – реакція відкинутого зв'язку.

Переміщення фрези у точці $0^{(1)}$ описується рівнянням:

$$q_0^{(1)} = \alpha_{00}^{(1)} \cdot P(\omega) + \alpha_{00}^{(1)} \cdot X_0(\omega) \quad (3)$$

Переміщення пластини у точці 1⁽²⁾ описується рівнянням:

$$q_1^{(2)} = -\alpha_1^{(2)} \cdot X_0(\omega) \quad (4)$$

Теоретичний профіль пластини визначається як переміщення інструменту відносно пластини у точці 1⁽²⁾:

$$\Delta q^{(2)} = q_1^{(2)} - q_0^{(1)} \quad (5)$$

Моделювання вимушених коливань проводиться у Ansys Workbench.

Для визначення коефіцієнтів впливу $\alpha_y^{(s)}$ обирається вид моделювання «harmonic response». Закріплення фрези в патроні реалізується у вигляді пружної опори «elastic support» на хвостовику фрези. Жорсткість пружної опори задається параметром «foundation stiffness». Для врахування «жорсткості різання» k_p , у дереві проекту, в розділі «connections->contacts» додається вид з'єднання фрези та пластини «spring» та задається її параметр «longitudinal stiffness».

Коефіцієнти впливу $\alpha_y^{(s)}$ отримуються у вигляді функції відгуку пружної системи на дію одиначної гармонічної сили для конкретної точки контакту фрези з пластиною. Для цього в розділі «analysis settings» вказується дискретність розрахунку та діапазон частот, в якому він буде відбуватись. Це задається за допомогою параметрів «solution intervals», «range minimum» «range maximum» відповідно.

За визначеними значеннями коефіцієнтів впливу $\alpha_y^{(s)}$ за залежностями (2-5) визначається реакція відкинутого зв'язку $X_0(\omega)$, а потім і відносні зміщення фрези і пластини у заданій точці контакту, що дає можливість побудувати теоретичний профіль обробленої поверхні.

За розробленим алгоритмом проведено моделювання вимушених коливань фрези і пластини з побудовою теоретичного профілю обробленої поверхні для фрезерування консольно-закріпленої пластини з параметрами 120×60×4 мм, кінцевою сферичною двозубою фрезою діаметром 16 мм, довжиною 125 мм та виставом 80 мм. Матеріал заготовки – конструкційна вуглецева сталь звичайної якості сталь 3. Фреза оснащена твердосплавними пластинами RC16, матеріал PC210F. Рівномірно розподілені по поверхні жорсткості закріплення фрези і пластини становлять $k_m=1,61 \times 10^{10}$ Н/м³ і $k_b=8,1 \times 10^{11}$ Н/м³ відповідно. «Жорсткість різання» k_p становить $k_p=4,5 \times 10^5$ Н/м. Результати моделювання подані на рис. 2.

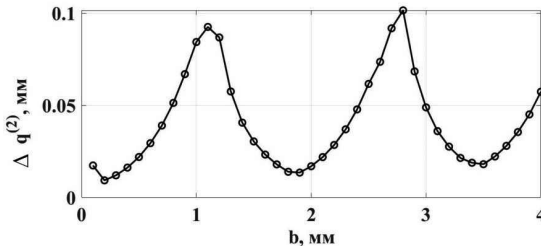


Рис. 2 Профіль пластини після фрезерування на ділянці довжиною 4 мм

Forced vibrations simulation of the thin plate end milling

Danylchenko Yu., Petryshyn A.

Abstract. Dynamic model of the “tool-workpiece” system for forced vibrations modeling of thin cantilever plates end milling has been developed. Model considers elastic, mass and inertia characteristics of both subsystems, as well as contact interaction of the tool and the workpiece in the cutting zone. Based on this model, algorithm and procedure of forced vibrations modeling of the end mill and a plate, using Ansys Workbench, has been developed. Algorithm and procedure of the forced vibrations modeling are based on determination of the subsystems harmonic influence coefficients in their disconnection points. Influence coefficients are obtained as elastic system response functions from unit harmonic force in the contact point of the end mill and a plate, considering that contact point is changing its position as the tool moves. Modeling of the forced vibrations of the tool and a plate, using developed algorithm has been performed. Theoretical profile of the cantilever plate ($L \times W \times T = 120 \times 60 \times 4$ mm) machined surface for milling using two-teeth ball end mill with diameter 16 mm, length 125 mm and overhang 80 mm.

Keywords. milling; thin cantilever plate; contact interaction in the cutting zone; forced vibrations; dynamic model; harmonic influence coefficients; Ansys Workbench.

Моделирование вынужденных колебаний при фрезеровании тонкой пластины концевой сферической фрезой

Данильченко Ю.М. ; Петришин А.И.

Аннотация. Разработана динамическая модель системы «инструмент-заготовка» для моделирования вынужденных колебаний при фрезеровании тонких консольно-закрепленных пластин концевой фрезой. В модели учтены упругие и массо-инерционные характеристики обеих подсистем, а также контактное взаимодействие инструмента и заготовки в зоне резания. На базе этой модели разработан алгоритм и процедура моделирования вынужденных колебаний фрезы и пластины в Ansys Workbench, в основе которых лежит определение гармонических коэффициентов влияния подсистем в месте их разделения. Коэффициенты влияния получаются в виде функции отклика упругой системы на действие единичной гармонической силы для каждой конкретной точки контакта фрезы с пластиной. По разработанному алгоритму проведено моделирование вынужденных колебаний фрезы и пластины с построением теоретического профиля обработанной поверхности для фрезерования консольно-закрепленной пластины с параметрами $120 \times 60 \times 4$ мм, концевой сферической двузубой фрезой диаметром 16 мм, длиной 125 мм и вылетом 80 мм.

Ключевые слова: фрезерование; тонкая консольно-закрепленная пластина; контактное взаимодействие в зоне резания; вынужденные колебания; динамическая модель; гармонические коэффициенты влияния; Ansys Workbench.

Список літератури

1. Badrawy S. Dynamic Modeling and Analysis of Motorized Milling Spindles for Optimizing the Spindle Cutting Performance. – 2009.
2. Gagnol V. Dynamic Analyses and Design Optimization of High-Speed Spindle-Bearing System / V. Gagnol, C.B. Bouzgarrou, P. Ray, C. Barra / S. Tichkiewitch et al. (eds.) // Advances in Integrated Design and Manufacturing in Mechanical Engineering II, Springer. – 2007. – p. 505–518.
3. Wang J. Modeling and modal analysis of tool holder-spindle assembly on CNC milling machine using FEA / J. Wang, B. Wu, Y. Hu, and others. // Applied Mechanics and Materials. – 2012. – Vols. 157-158. – p. 220-226.
4. Özşahin O. Investigating Dynamics of Machine Tool Spindles under Operational Conditions / O. Özşahin, E. Budak, H. N. Özgüven. // Advanced Materials Research Online. – 2011. – Vol. 223. – p. 610–621.
5. Schmitz T. L. Tool Point Frequency Response Prediction for High-Speed Machining by RCSA / T.L. Schmitz, M.A. Davies, M.D. Kennedy // ASME J. Manuf. Sci. Eng. – 2001. – Vol. 123. – pp. 700–707.
6. Wang Erhua, Dynamic Parameter Identification of Tool-Spindle Interface Based on RCSA and Particle Swarm Optimization / Erhua Wang, Bo Wu, Youmin Hu, Shuzi Yang, Yao Cheng // Shock and Vibration. – 2013. – Vol. 20, № 1. – pp. 69-78.
7. Abele E. Machine Tool Spindle Units / E. Abele, Y. Altintas, C. Brecher // CIRP Annals: Manufacturing Technology. – 2010, Vol. 59, No. 2, pp. 781 - 802.
8. Lin C.-W. Dynamic models and design of spindle-bearing systems of machine tools / C.-W. Lin, Y.-K. Lin, C. H. Chu, // International Journal of Precision Engineering and Manufacturing, 2013, Vol. 14(3), pp. 513 - 521.
9. Соколовский А.П. Научные основы технологии машиностроения – М.-Л.: Mashgiz. – 1955. – 515 с.
10. Данильченко М.А. Исследование влияния контактного взаимодействия заготовки и инструмента на динамические характеристики токарного станка / М.А. Данильченко, А.И. Петришин // Вісник НТУУ «КПІ», серія Машинобудування. - №77. - 2016. - С.140-146.