

## ПЕРСПЕКТИВИ ВИКОРИСТАННЯ ДЕМПФЕРА СУХОГО ТЕРТЯ В МЕТАЛОРИЗАЛЬНОМУ ІНСТРУМЕНТІ

Новіцький Ю.Я.<sup>1</sup> [ORCID], Новіцький М.Я.<sup>2</sup> [ORCID]

<sup>1</sup>Національний університет «Львівська політехніка», к.т.н., доцент, Україна.

<sup>2</sup>Національний університет «Львівська політехніка», аспірант, Україна.

**Анотація.** Розроблено та досліджено математичну модель чотиримасової автоколивальної системи металорізного верстата. Модель враховує взаємодію основних елементів технологічної системи, зокрема супорта, різця, деталі та шпинделя, а також вплив сил різання на динаміку процесу обробки. Проаналізовано вплив сухого тертя у з'єднаннях конструктивних елементів різця на амплітуду коливань і стабільність роботи системи. Встановлено, що параметри фрикційного з'єднання суттєво впливають на рівень автоколивань та можуть бути ефективно використані для їх гасіння. Чисельне моделювання виконано методом Рунге–Кутта в середовищі Matlab. Показано, що оптимальний вибір сили тертя дозволяє істотно зменшити амплітуду коливань, підвищити якість обробки та довговічність інструмента. Отримані результати можуть бути використані при проектуванні антивібраційних різальних інструментів.

**Ключові слова:** автоколивання, конструкційне демпфування, шорсткість поверхні деталі.

**Вступ.** В машино- та приладобудуванні підвищення продуктивності механічної обробки та якості оброблених поверхонь деталей здійснюється багатьма шляхами. Однак найбільш перспективним шляхом, на сьогоднішній день, є правильне використання динамічних процесів, що відбуваються в пружних замкнутих технологічних системах. Це перш за все відноситься до автоколивальних процесів в металообробних верстатах.

**Постановка проблеми.** Як відомо, коливання, що виникають в процесі різання, негативно впливають як на якість поверхні деталі, так і на стійкість інструмента та ресурс верстата. Ці коливання поділяють на вимушені коливання та автоколивання. Вимушені коливання збуджуються непостійним характером сил різання (розриви на поверхні оброблення), відцентровими силами (неврівноваженість деталей), періодичними силами, що передаються

як від приводу верстата, так і від інших верстатів. Амплітуду цих коливань легко зменшують відходом від резонансу (змінюючи частоту обертання шпинделя) та віброізоляцією верстатів. Значно гіршою є проблема зменшення амплітуди автоколивань, основною причиною виникнення яких є неоднозначність характеристики сил різання [1].

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Існуючі методи зменшення амплітуди автоколивань можна розбити на два класи – технологічні та конструкційні. До технологічних методів слід віднести такі як вибір відповідних режимів різання та кутів заточування інструмента [1;7]. До конструкційних – збільшення опору в коливальній системі та використання динамічних віброгасників [2;4;5], а враховуючи ту обставину, що автоколивання відбуваються в резонансі, де вплив згасання відіграє велике значення, збільшення опору в коливальній системі є не тільки вагомим фактором в зменшенні амплітуди автоколивань, але й фактором можливості їх виникнення взагалі, адже якщо енергія тертя буде більшою від енергії збудження, то автоколивання взагалі не виникатимуть [3].

На рис. 1 зображено конструкційну схему антивібраційного різця Silent Tools фірми Sandvik [5]. Всередині корпусу антивібраційного інструменту розташована демпфувальна система, що має інерційне тіло, виконане з матеріалу з високою щільною масою і закріплене на двох гумових втулках. Вільний внутрішній простір заповнено в'язкою рідиною (оливою) для підсилення ефекту демпфування.



Рис. 1. Антивібраційний різець Silent Tools

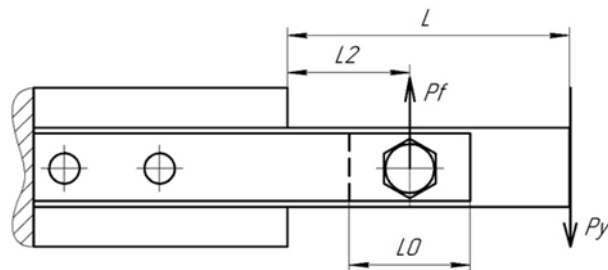


Рис. 2. Антивібраційний різець із силою сухого тертя

Враховуючи той факт, що сила в'язкого тертя пропорційна швидкості коливань, такі різці ефективні на високих значеннях амплітуд або частот.

В даній роботі розглядається демпфер, дія якого ґрунтується на використанні сухого тертя, значення сили тертя якого не залежить від швидкості коливань. Тому він може бути ефективний на малих значеннях амплітуд і частот.

Функціональна та конструкційна схема такого різця представлена на рис. 2 та рис.3.

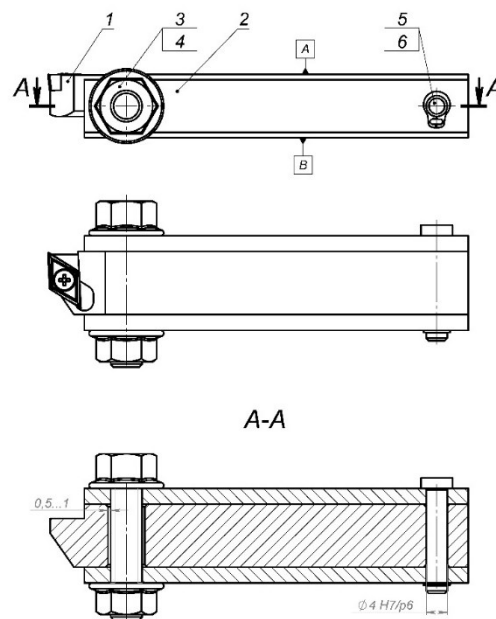


Рис. 3. Конструкція токарного різця із демпфером сухого тертя.

Демпфер складається із двох шліфованих пластин (2), які щільно закріплені в задній частині різця штифтом (5) та стопорним кільцем (6). Пластина (2) із різцем (1) закріплено болтовим з'єднанням (3,4). Між тілом різця і болтом виконано зазор, значенням 0,5 – 1 мм, внаслідок чого різець може переміщуватися у всіх трьох координатах без контакту з болтом. Сила тертя, яка виникає між різцем і пластинами регулюється затягуванням болта та гайки. Різець встановлюється в різцетримач супорта верстата площинами А та В. Висота різця дещо вища за висоту пластин (2 – 3 мм), що виключає контакт пластин із різцетримачем.

**Формулювання мети дослідження.** Мета досліджень полягає в оцінці можливості використання сил сухого тертя в з'єднаннях елементів системи ВПД для зменшення амплітуди автоколивань.

**Викладення основного матеріалу дослідження.** Для дослідження автоколивань в системі ВПД складемо систему диференціальних рівнянь чотиримасової коливальної схеми, яка складається (рис. 4) із супорта, різця, деталі та шпинделя, які з'єднані між собою та станиною верстата пружними зв'язками із демпферами, що відповідає схемі класичного токарного верстата, маса станини якого є значно більшою за масу окремих його вузлів, тому їх коливання розглядатимемо відносно умовно нерухомої станини.

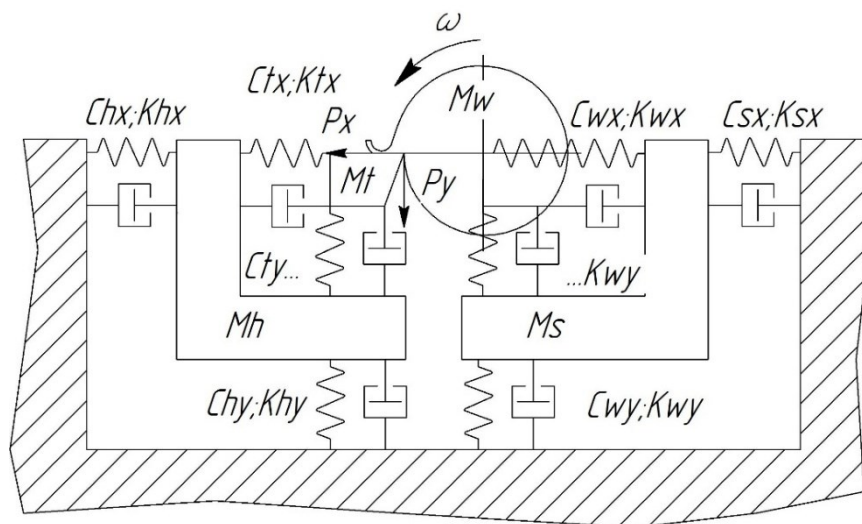


Рис. 4. Розрахункова схема коливальної системи верстата.

Чотиримасова коливальна схема характерна своєю універсальністю, оскільки якщо замінити масу шпинделя на масу стола, а масу супорта на масу шпинделя то це вже буде схема фрезерного верстата, аналогічно можна описати і коливальну схему оброблюваного центра.

Для спрощення, розглянемо коливальну схему тільки в одній координаті, а саме – координаті Y:

$$\begin{aligned}
 \frac{d^2 y_h}{dt^2} m_h - c_h y_h - k_h \frac{dy_h}{dt} - c_p (y_h - y_t) - k_t \left( \frac{dy_h}{dt} - \frac{dy_t}{dt} \right) - 0.22 P_f &= 0 \\
 \frac{d^2 y_t}{dt^2} m_t + c_t (y_h - y_t) + k_t \left( \frac{dy_h}{dt} - \frac{dy_t}{dt} \right) + P_y + 0.22 P_f &= 0 \\
 \frac{d^2 y_w}{dt^2} m_w - P_y - c_w (y_w - y_s) - k_w \left( \frac{dy_w}{dt} - \frac{dy_s}{dt} \right) &= 0
 \end{aligned}
 \tag{1}$$

$$\frac{d^2 y_s}{dt^2} m_s + c_d (y_w - y_s) + k_w \left( \frac{dy_w}{dt} - \frac{dy_s}{dt} \right) - c_s y_s - k_s \frac{dy_s}{dt} = 0,$$

Вертикальна (тангенціальна) складова сили різання за теорією А. П. Соколов-ського представляється таким чином:

$$P_y = P_0 - ry + a_1 b \frac{\dot{y}}{V} + a_2 b \left( \frac{\dot{y}}{V} \right)^2 - a_3 b \left( \frac{\dot{y}}{V} \right)^3, \quad (2)$$

де  $P_0$  – значення сили різання при відсутності вібрацій (рис. 1),  $y$  – відносне зміщення між різцем і деталлю,  $r$  – коефіцієнт жорсткості різання,  $r = 0.75 \times \frac{P_0}{s}$ ,  $s$  – подача (товщина зрізу),  $V$  – швидкість різання. Постійні різання  $a_1$ ,  $a_2$ ,  $a_3$  – визначаються методом найменших квадратів за експериментальною діаграмою (рис.1).

Знайдемо розв’язки системи диференціальних рівнянь (1) методом Рунге – Кутта в середовищі Matlab для таких значень:  $m_t = 8.26 \times 10^{-3}$  кг;  $m_w = 0.49$  кг;  $m_h = 20$  кг;  $m_s = 25$  кг;  $c_t = 14.2 \times 10^6$  Н/м;  $c_w = 40.8 \times 10^6$  Н/м;  $c_s = c_h = 2 \times 10^7$  Н/м. Коеф. згасання визначимо із відомих значень логарифмічних декрементів коливань  $\delta_\theta = \delta_p = 0,04$  (для сталі 45);  $\delta_c = \delta_{ui} = 0,15$  (із врахуванням наявного конструкційного демпфування в з’єднаннях елементів токарного верстата).

Розв’язки системи диференціальних рівнянь (1) представлені на рис. 5. За браком місця тут представлено лише коливання сили різання

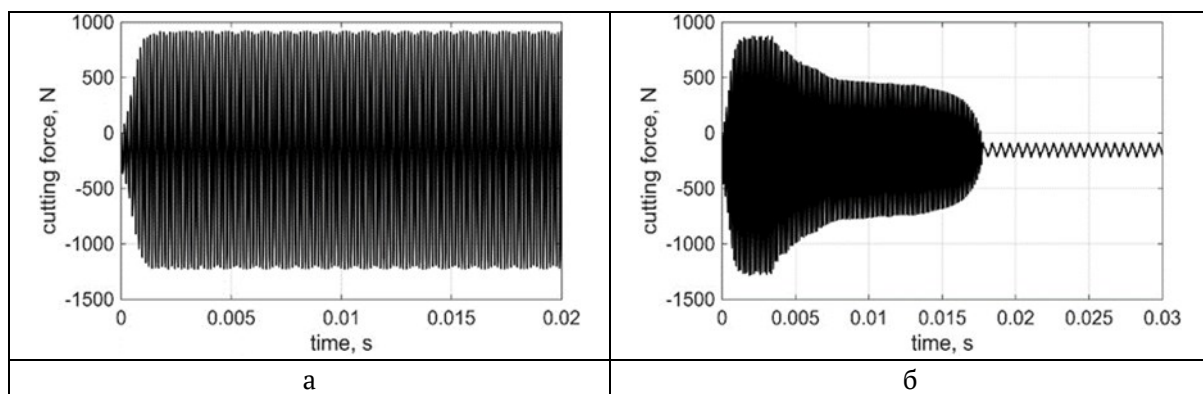


Рис. 5. Коливання сили різання в процесі оброблення деталі  
 (а – коливання сили різання звичайного різця;  
 б – коливання сили різання різця із сухим демпфером).

Як видно із рис. 5,а, в системі верстата генеруються коливання високої частоти (6650 Гц), а амплітудні значення сили становлять близько 1000 Н.

Проведені дослідження системи диференційних рівнянь із різними значеннями моменту затягування болта показали, що найменше значення амплітуди коливань (рис. 5,б) спостерігається при значенні моменту затягування болта близько 1,8 Nm, що породжує силу тертя в демпфері 225 N. Приведена до вершини різця сила тертя становить  $\approx 50$  N.

#### **Висновки.**

У роботі розроблено та досліджено математичну модель чотиримасової автоколивальної системи металорізального верстата, що дозволяє адекватно оцінювати динаміку процесу різання. Встановлено суттєвий вплив автоколивань на силові параметри процесу та якість обробки. Обґрунтовано ефективність застосування демпфера сухого тертя для зниження амплітуди коливань за рахунок раціонального вибору параметрів фрикційного з'єднання. Отримані результати можуть бути використані при розробці та вдосконаленні антивібраційних конструкцій різального інструменту.

#### **ЛІТЕРАТУРА**

1. Altintas Y. Metal Cutting Mechanics, Machine Tool Vibrations, and CNC Design. Second edition / Y. Altintas // Cambridge University Press. – 2012.
2. Altintas. Y. Identification of dynamic cutting force coefficients and chatter stability with process damping / Y. Altintas, M. Eynian, H. Onozuka - CIRP Annals - Manufacturing Technology 57 (2008) / 371-374.
3. Новіцький Ю.Я., Дмитерко П.Р.. “ Оптимізація параметрів демпфування автоколивань багаточастотної коливальної системи” // Вісник Національного університету «Львівська політехніка». Серія: Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль в машинобудуванні та приладобудуванні– 2017. – № 867. – с. 51–55.
4. Novitskyi M., Novitskyi Y., Slipchuk A. The possibility of using structural damping in the design of a prefabricated turning cutter to reduce the amplitude of self-oscillations in the process of metal cutting // Ukrainian Journal of Mechanical Engineering and Materials Science. – 2024. – Vol. 9, № 4 (2023). – P. 44–50.
5. Виробничий антивібраційний інструмент. Sandvik Coromant, AB Sandvikens Tryckeri. – AB Sandvik Coromant, 2025.
6. Vnukov Y.M., Djadja S.I., Kuchuhurov M.V., Kondratyuk E.V. The device for self-excited vibrations researching in turning, Ukrainian Patent UA101906. (2015).
7. Stupnytskyy V., Novitskyi Ya., Novitskyi Yu., Xianning S. Comprehensive system for simulation of vibration processes during the titanium alloys machining // Archive of Mechanical Engineering. – 2023. – Vol. 70, iss. 1. – P. 85–105.

## PROSPECTS FOR THE USE OF A DRY FRICTION DAMPER IN METAL-CUTTING TOOLS

Yurii Novitskyi, Maksym Novitskyi

**Abstract.** *This paper presents the development and investigation of a mathematical model of a four-mass self-oscillating system of a metal-cutting machine tool. The model considers the interaction of the main elements of the technological system, namely the carriage, cutting tool, workpiece, and spindle, as well as the influence of cutting forces on the process dynamics. The effect of dry friction in the joints of the tool structural elements on vibration amplitude and system stability is analyzed. It is established that the parameters of the frictional connection significantly affect the level of self-oscillations and can be effectively used for their suppression. Numerical simulation was performed using the Runge–Kutta method in Matlab. The results show that an optimal friction force reduces vibration amplitude, improves machining quality, and increases tool durability. The findings can be applied in the design of anti-vibration cutting tools.*

**Keywords:** *self-oscillation, structural damping, surface roughness details.*

### REFERENCE

1. Altintas Y. Metal Cutting Mechanics, Machine Tool Vibrations, and CNC Design. Second edition / Y. Altintas // Cambridge University Press. – 2012
2. Altintas. Y. Identification of dynamic cutting force coefficients and chatter stability with process damping / Y. Altintas, M. Eynian, H. Onozuka - CIRP Annals - Manufacturing Technology 57 (2008) / 371-374
3. Novitskyi Yu. Ya., Dmyterko P. R. “Optyimizatsiia parametriv demfuvannia avtokolyvan bahatochastotnoi kolyvalnoi systemy” [“Optimization of parameters of damping of self-oscillations of a multifrequency oscillatory system”] // Visnyk Natsionalnoho universytetu “Lvivska politehnika”. Serii: Optyimizatsiia vyrobnychkh protsesiv i tekhnichniy kontrol u mashynobuduvanni ta pryladobuduvanni.– 2017. – № 867. – pp. 51–55. [In Ukrainian]
4. Novitskyi M., Novitskyi Y., Slipchuk A. The possibility of using structural damping in the design of a prefabricated turning cutter to reduce the amplitude of self-oscillations in the process of metal cutting // Ukrainian Journal of Mechanical Engineering and Materials Science. – 2024. – Vol. 9, № 4 (2023). – P. 44–50.
5. Proyzvodstvennyi antyvibracionnyi instrument. Sandvik Coromant, AB Sandvikens Tryckeri. – AB Sandvik Coromant, 2025.
6. Vnukov Y.M., Djadja S.I., Kuchuhurov M.V., Kondratyuk E.V. The device for self-excited vibrations researching in turning, Ukrainian Patent UA101906. (2015).
7. Stupnytsky V., Novitskyi Ya., Novitskyi Yu., Xianning S. Comprehensive system for simulation of vibration processes during the titanium alloys machining // Archive of Mechanical Engineering. – 2023. – Vol. 70, iss. 1. – P. 85–105.