

ПЕРСПЕКТИВИ ВИКОРИСТАННЯ КОНСТРУКЦІЙНОГО ДЕМПФУВАННЯ ДЛЯ ЗМЕНШЕННЯ АМПЛІТУДИ АВТОКОЛИВАНЬ У ПРОЦЕСІ РІЗАННЯ МЕТАЛІВ

© Новіцький Я. М., Новіцький Ю. Я., 2016

Розроблено та досліджено математичну модель чотиримасової автоколеблювальної схеми металорізного верстата. Проаналізовано вплив параметрів внутрішнього тертя у з'єднаннях конструктивних елементів верстата на амплітуду коливань різця та деталі. Показана можливість ефективного гасіння амплітуди автоколеблювань різця за рахунок оптимального вибору параметрів фрикційного з'єднання тіла різця із різцетримачем.

Ключові слова: автоколеблювання, конструкційне демпфування, шорсткість поверхні деталі.

Mathematical model of four mass oscillating circuit cutting machine developed and studied in this paper. The influence of the internal friction in the joints of structural elements on the machine tool vibration amplitude and details. Effective self-oscillation amplitude blanking tool possible by choosing the optimal parameters of the tool body frictional connection with tool holders.

Key words: self-oscillation, structural damping, surface roughness details.

Постановка проблеми. Як відомо, коливання, що виникають у процесі різання, негативно впливають як на якість поверхні деталі, так і на стійкість інструмента та ресурс верстата. Ці коливання поділяють на вимушені коливання та автоколеблювання. 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 (змінною частоти обертання шпинделя) та віброізоляцією верстатів. Значно гіршою є проблема зменшення амплітуди автоколеблювань, основною причиною виникнення яких є неоднозначність характеристики сил різання [5].

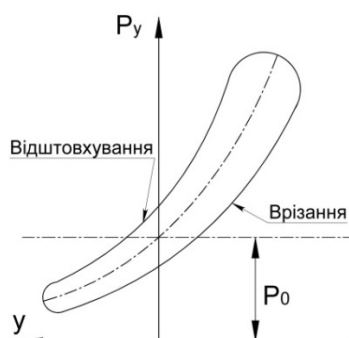


Рис. 1. Експериментальна залежність $P_y=f(y)$

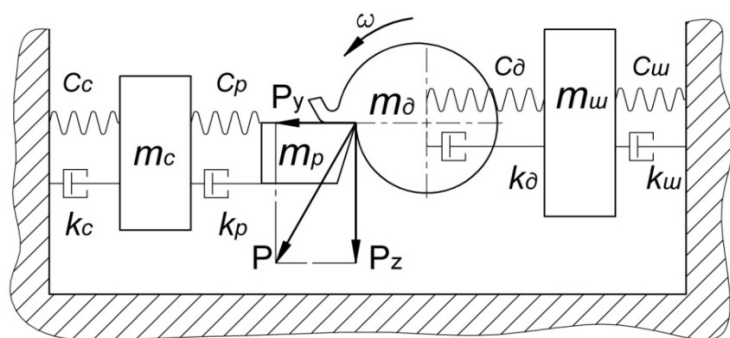


Рис. 2. Коливальна схема верстата

Ця неоднозначність призводить до утворення петлі гістерезису (рис. 1), де одному і тому самому приросту товщини зрізу u відповідають різні прирости сили різання P_y під час врізання різця і його відштовхування. При відштовхуванні різець контактує із зміцненішим (наклепанним) металом, ніж під час врізання, тому, відштовхуючись, сила різання буде більшою, ніж при врізанні, за того самого значення товщини зрізу. Чим чутливіший до наклепу буде матеріал деталі, тим більшою буде сила, яка генерує автоколивання. Відбуватимуться ці коливання на власній частоті коливальної системи, тобто у резонансі.

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

Формулювання мети дослідження. Мета досліджень полягає в оцінці можливості використання внутрішнього тертя у з'єднаннях елементів системи ВПД – конструкційного демпфування для зменшення амплітуди автоколивань, а також виявлення найчутливішої ланки системи ВПД для згасання автоколивань внаслідок цього демпфування.

Викладення основного матеріалу дослідження. Для дослідження автоколивань у системі ВПД складемо систему диференціальних рівнянь чотиримасової коливальної схеми, яка складається із супорта, різця, деталі та шпинделя (рис. 2), 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 від маси окремих його вузлів, тому їх коливання розглядатимемо щодо умовно нерухомої станини. 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 в координаті Y :

$$\begin{aligned} \frac{d^2 y_c}{dt^2} m_c - c_c y_c - k_c \frac{dy_c}{dt} - c_p (y_c - y_p) - k_p \left(\frac{dy_c}{dt} - \frac{dy_p}{dt} \right) &= 0; \\ \frac{d^2 y_p}{dt^2} m_p + c_p (y_c - y_p) + k_p \left(\frac{dy_c}{dt} - \frac{dy_p}{dt} \right) + P_y &= 0; \\ \frac{d^2 y_\delta}{dt^2} m_\delta - P_y - c_\delta (y_\delta - y_u) - k_\delta \left(\frac{dy_\delta}{dt} - \frac{dy_u}{dt} \right) &= 0; \\ \frac{d^2 y_u}{dt^2} m_u + c_\delta (y_\delta - y_u) + k_\delta \left(\frac{dy_\delta}{dt} - \frac{dy_u}{dt} \right) - c_{uu} y_u - k_{uu} \frac{dy_u}{dt} &= 0, \end{aligned} \quad (1)$$

де y_i – переміщення i -го елемента схеми (супорта, різця, деталі та шпинделя); m_i – приведена маса i -го елемента; c_i – жорсткість i -го елемента; P_y – горизонтальна складова сили різання; k_i – коефіцієнт згасання i -го елемента схеми;

$$k_i = \frac{m_i \delta_i \omega}{p}, \quad (2)$$

де δ_i – логарифмічний декремент коливань i -го елемента коливальної схеми, який характеризує темп згасання коливального процесу; ω – кутова частота коливань.

Горизонтальну складову силу різання (за теорією А. П. Соколовського [5]) подамо так:

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

де P_0 – значення сили різання за відсутності вібрацій (рис. 1); y – відносне зміщення між різцем і деталлю; r – коефіцієнт жорсткості різання, $r = kb$; b – глибина різання; k – питома сила різання ($k = 2000$ МПа); V – швидкість різання. Постійні різання a_1, a_2, a_3 визначаються методом найменших квадратів за експериментальною діаграмою (рис. 1).

Для випадку нашої коливальної схеми (рис. 2) ф.(3) набуде такого вигляду:

$$P_y = -r(y_p - y_d) + a_1 b \frac{\left(\frac{dy_p}{dt} - \frac{dy_d}{dt} \right)}{V} + a_2 b \left(\frac{\left(\frac{dy_p}{dt} - \frac{dy_d}{dt} \right)}{V} \right)^2 - a_3 b \left(\frac{\left(\frac{dy_p}{dt} - \frac{dy_d}{dt} \right)}{V} \right)^3. \quad (4)$$

Постійна складова сили різання P_0 скоротиться під час складання системи диференціальних рівнянь (1), тобто ми отримуємо коливання щодо постійної складової.

Для випадку не надто значного в'язкого опору, коли $k_i / (2m_i) < w$, логарифмічний декремент коливань визначають як натуральний логарифм відношення двох сусідніх амплітуд згасаючих коливань [3]:

$$d_i = \ln \frac{A_n}{A_{n+1}} = \frac{k_i}{2m_i} T = \frac{p k_i}{m_i w}, \quad (5)$$

де T – період коливань $T = 2\pi/\omega$.

Знайдемо розв'язки системи диференціальних рівнянь (1) для значень $m_p = 0,1$ кг; $m_d = 1$ кг; $m_c = m_u = 25$ кг; $c_p = 2 \times 10^9$ Н/м; $c_d = 1 \times 10^7$ Н/м; $c_u = c_c = 1,5 \times 10^8$ Н/м. Коефіцієнт згасання визначимо із відомих значень логарифмічних декрементів коливань $\delta_d = \delta_p = 0,04$ (для сталі 45); $\delta_c = \delta_u = 0,15$ (із врахуванням наявного конструкційного демпфування у з'єднаннях елементів токарного верстата [4]), тоді за (2) $k_p = 180$ Нс/м; $k_d = 1800$ Нс/м; $k_c = k_u = 1,7 \times 10^5$ Нс/м.

Оскільки ми досліджуємо первинні автоколивання (відсутність на поверхні деталі слідів автоколивань від попереднього проходу), то для виникнення автоколивань у систему необхідно ввести збудження. Таким збудженням може бути наявність невеличкої порожнини (пори) у матеріалі деталі або твердого включення такого самого розміру. Приймемо як збудження відхилення деталі у початкових умовах на величину 1 мкм.

Варто попередньо зазначити, і це підтверджують теоретичні та експериментальні дослідження [5], що якщо система буде стійкою, то збудження призведе до затухання коливань, якщо ж нестійкою – у системі будуть генеруватися автоколивання. Стійкість коливальної системи залежить від її параметрів, матеріалу деталі та режимів різання. Оскільки ми досліджуємо вплив на амплітуду автоколивань конструкційного демпфування, то параметри системи та режими різання підберемо так, щоб вона не була стійкою.

Розв'язки системи диференціальних рівнянь (1) показані на рис. 3. На рис. 3, а показано переміщення супорта у часі, на рис. 3, б – переміщення різця, на рис. 3, в – переміщення деталі, а на рис. 3, д – переміщення шпинделя.

Як бачимо із рисунків, у момент часу $t = 0$ координати (переміщення) супорта, різця і шпинделя дорівнюють нулю, а переміщення деталі дорівнює 1 мкм. Це і є збудження системи. І якщо б система була стійкою, то коливання її елементів (мас) викликані цим збудженням, згасли б до нуля. Оскільки система нестійка, то у ній генеруються автоколивання. Амплітуда коливань супорта становить близько 0,06 мкм, різця – 15 мкм. Коливання деталі і шпинделя ще менші. Деяка асиметрія коливань викликана несиметричним характером кривої на рис 1.

Із аналізу рис. 3 можна встановити частоту коливань. Період $T = 4,405 \times 10^{-5}$ с. Тоді частота коливань f дорівнює 22,7 кГц, а кутова частота ω становить 142628 рад/с, що приблизно відповідає найвищій частоті коливань чотиримасової коливальної системи із параметрами, прийнятими для дослідження системи.

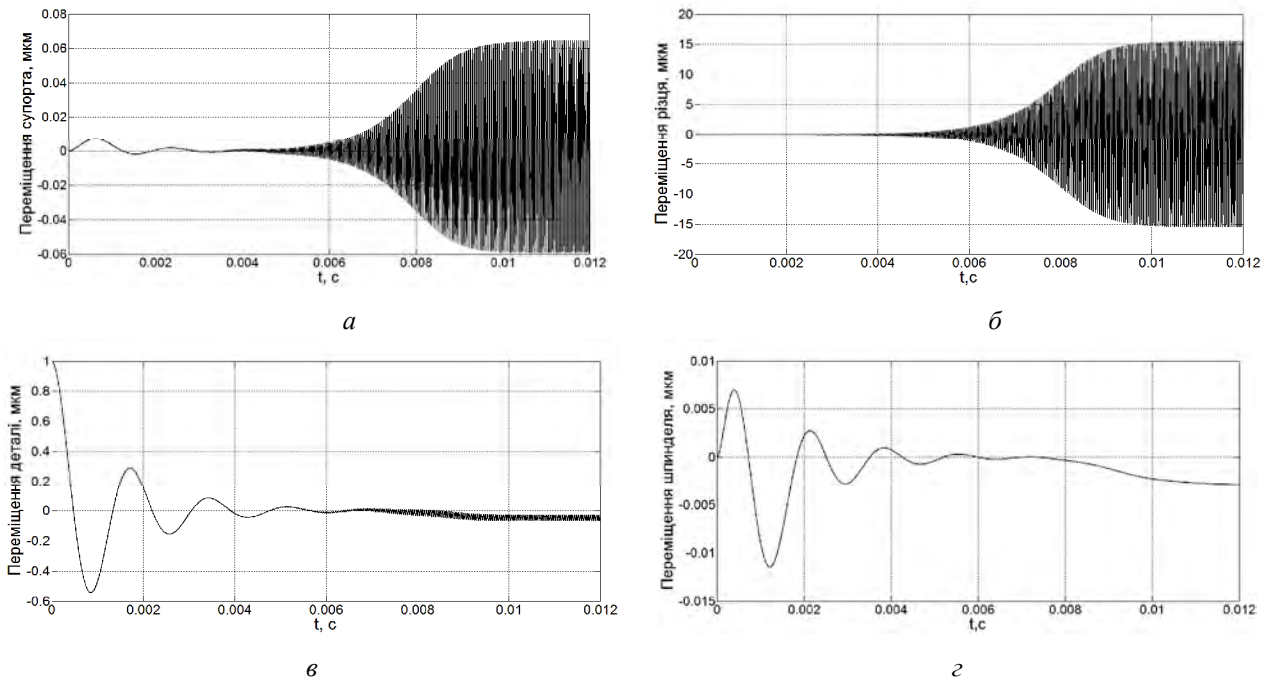


Рис. 3. Автоколивання робочих органів верстата та деталі

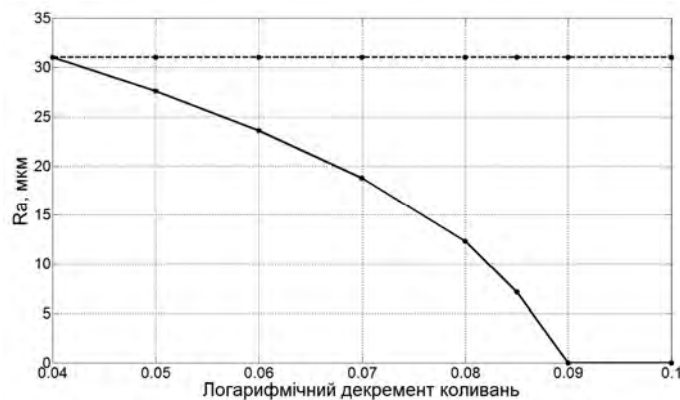


Рис. 4. Розрахункова залежність шорсткості поверхні деталі від логарифмічного декременту коливань

На рис. 4 зображено графічну залежність шорсткості поверхні деталі за взаємних коливань елементів верстата залежно від логарифмічного декременту коливань його елементів, а саме $\delta_c = \delta_{in} = 0,15$, а δ_o змінювався в інтервалі від 0,04 до 0,1 (штих-пунктирна крива) та $\delta_p = 0,04 \div 0,1$ (суцільна крива).

Як бачимо із рис. 4, введення конструкційного демпфування у місці кріплення деталі у шпинделі (або на столі) є недоцільним. А конструкційне демпфування між різцем та супортом, наприклад, у різцетримачі або у тілі різця (інструмента) є ефективним засобом боротьби із автоколиваннями.

Розсіювання енергії у процесі коливань, що згасають, може бути охарактеризоване коефіцієнтом поглинання [1], який дорівнює відношенню

$$y = \frac{\Psi_n}{\Pi_n} = \frac{A_n^2 - A_{n+1}^2}{A_n^2} \approx \frac{k}{m} T \approx 2d, \quad (6)$$

де Ψ_n – енергія, що розсіюється протягом n -го циклу коливань; Π_n – потенціальна енергія на початку цього самого циклу.

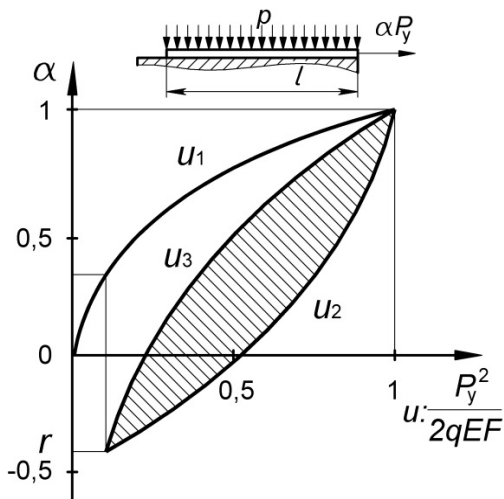


Рис. 5. Петля гістерезису Ψ

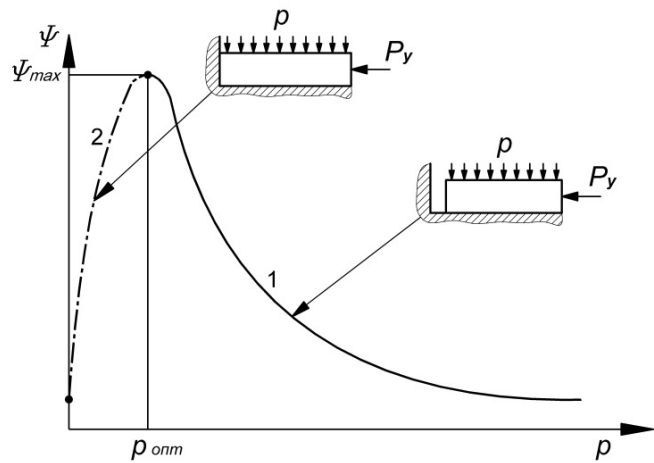


Рис. 6. Графік залежності $\Psi=f(p)$

У разі циклічного навантаження тонкої пластини силою αP_y , притиснутої рівномірним тиском p до жорсткої основи на довжині l (рис. 5), зсув пластини щодо основи не відбуватиметься, поки справджуватиметься умова

$$P_y < fpbl, \quad (7)$$

де f – коефіцієнт тертя; b – ширина пластини; α – безрозмірний параметр навантаження. За максимального навантаження $\alpha = 1$, а за мінімального – $\alpha = r$, де $r = P_{y \min} / P_{y \max}$ – характеристика асиметрії циклу. Для нашого випадку $P_{y \max} = P_0 + c_p A_p$; $P_{y \min} = P_0 - c_p A_p$, де P_0 – зусилля різання P_y за спокійного різання (без вібрацій, рис. 1); A_p – амплітуда коливань різця (рис. 3, б).

На рис. 5 зображено процес формування петлі гістерезису між пластиною та основою, площа якої характеризує енергію, що розсіюється протягом циклу коливань. По осі ординат відкладено відносно переміщення торця пластини від 0 до 1. При цьому повний зсув пластини щодо основи неможливий внаслідок виконання умови (7), тобто зсув відбуватиметься тільки на певній довжині пластини, і чим більшою буде ця довжина зсуву, тим більшою буде площа петлі гістерезису (рис. 5), а отже, і енергія розсіювання. Значення цієї енергії можна обчислити за формулою [3]:

$$\Psi = \frac{P_y^3 (1-r)^3}{12qEF}, \quad (8)$$

де $q = fpb$ – граничне значення сили тертя (на одиниці довжини пластини або різця, затисненого у різцетримачі); E – модуль пружності матеріалу пластини (тіла різця); F – площа поперечного сечення пластини (тіла різця).

Із аналізу рис. 5 та формули (8) можна зробити висновок, що тиск притискання пластини (різця у різцетримачі) впливає на енергію розсіювання у з'єднанні. Чим меншим буде тиск, тим більшою буде енергія розсіювання, однак за зменшення тиску повинна справджуватись умова (7). Саме ця графічна залежність і показана на рис. 6 суцільною кривою 1. Для того, щоб запобігти зсуву різця у різцетримачі за досягнення максимального значення енергії розсіювання, різець потрібно вперти у фіксовану опору. Ця ситуація відображена штрих-пунктирною кривою на рис. 6. Отже, як бачимо із рис. 6, існує оптимальне значення тиску на різець, якому відповідає максимальне значення енергії розсіювання.

Схему фіксації різця у різцетримачі зображено на рис. 7. Оскільки прохідний різець коливатиметься в горизонтальній площині $x - y$, то для нього необхідна додаткова опора по осі x , причому вона повинна бути регульованою. Усе це потребуватиме конструктивних змін у різцетримачі верстата. Ідеально було б не вносити зміни у конструкцію верстатів, а спроектувати

відповідно інструменти, які б тали достатню енергію розсіювання для того, щоб автоколивання взагалі не виникали.

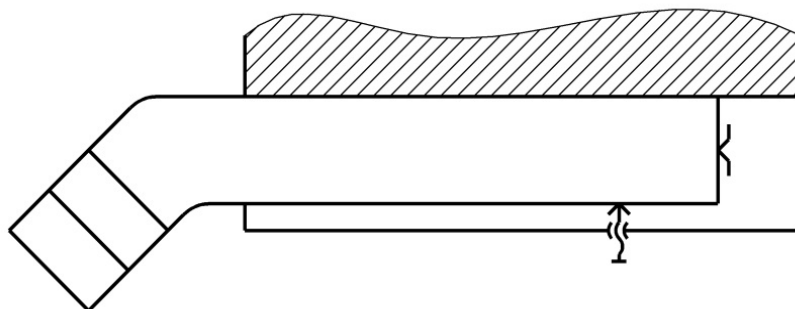


Рис. 7. Схема фіксації різця у різцетримачі

Висновок. Розсіювання енергії коливань у місці кріплення інструмента або в самому інструменті може запобігти виникненню автоколивань у процесі різання металу або значно зменшувати їх амплітуду.

1. Бабаков И. М. Теория колебаний / И. М. Бабаков. – Л.: Наука, 1968. – 650 с.
2. Кучугуров М. В. Способ определения сдвига фаз волн на поверхности резания ψ при точении // М. В. Кучугуров, Ю. Н. Внуков, С. И. Дядя // Процеси механічної обробки в машинобудуванні. – Запоріжжя: ЗНТУ 2013. – Вип. 14. – С. 93 – 99.
3. Пановко Я. Г. Внутреннее трение при колебаниях упругих систем / Я. Г. Пановко. – М.: Гос. изд-во физ-мат. лит., 1960. – 190 с.
4. Прочность, устойчивость, колебания // Справочник: в 3-х т. – Т. 3 // под общ. ред. И. А. Биргера и Я. Г. Пановко. – М.: Машиностроение, 1968. – 567 с.
5. Соколовский А. П. Научные основы технологии машиностроения / А. П. Соколовский. – Л.: МАШГИЗ, 1955. – 515 с.