

## УСУНЕННЯ ВІБРАЦІЙ У РАЗІ БАГАТОЛЕЗОВОЇ ОБРОБКИ

Пуховський Євген Степанович

доктор технічних наук

Національний технічний університет України

«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», м. Київ, Україна

ORCID: 0000-0001-7843-0922

presto5@bigmir.net

*Досягти високих показників якості у разі обробки на верстатах важко через вібрації, що знижують продуктивність і точність обробки, надійність і довговічність роботи верстатів, а також стійкість ріжучого інструменту.*

*Явище вібрацій найбільш повно теоретично і експериментально досліджено під час точіння одним різцем на токарних верстатах.*

*В опублікованих роботах (Astashev, Korendjasev, Erofeev, 2013; Tchernishev, 2010; Kudinov, 1967; Pashinin, Tchernishev, 2012; Peterson, 2002) не досить уваги приділяється питанню усунення вібрацій у разі обробки металів з використанням багатолезових інструментів: свердел, розгортки, зенкерів, протяжок, фрез, різьбонарізних та інших інструментів. Результати досліджень вібрацій у разі багатолезової обробки не систематизовані, в них не досить уваги приділено впливу вібрацій на продуктивність механічної обробки, стійкість ріжучих інструментів і показники якості деталей – точність, шорсткість і властивості поверхневих шарів деталей. Такі дані набувають особливо великого значення у зв'язку із застосуванням верстатів з ЧПУ, що працюють багатолезовим інструментом (Kak izbezgat vibratsiyu na stanke HAAS, 2010). Під час складання програм для цих верстатів повинні враховуватися обмеження на режими різання, які накладаються через можливість появи вібрацій. У разі використання багатолезового різання динамічна система верстата стає більш складною, що вимагає додаткових досліджень для встановлення ділянок режимів обробки, вільних від вібрацій, що гарантує якість деталей. Новизна роботи полягає в комплексному дослідженні впливу вібрацій на роботу складних інструментів: фрез, свердел, протяжок, зенкерів, розгортки та різьбонарізних головок. Це дозволяє розробити рекомендації для стійкої роботи інструменту в умовах використання його у сучасних верстатних системах з обладнанням з ЧПУ.*

*У статті узагальнені питання, пов'язані з вібраціями у разі багатолезової обробки, розглянуті технологічні фактори, що впливають на інтенсивність вібрацій. Особлива увага приділяється технологічним методам усунення вібрацій у разі багатолезової обробки шляхом вибору раціональних режимів різання, оптимальної конструкції ріжучих пластин багатолезових інструментів, а також шляхом застосування різних пристроїв, що гасять вібрації.*

*Основою для написання статті є розробки автора, пов'язані з вібростійкою багатолезовою обробкою, а також розробки, виконані іншими вітчизняними та зарубіжними фахівцями (Kudinov, 1967; Tchernishev, 2010; Li, 2011; Zhu, 2015).*

**Ключові слова:** вібрації, коливання, динамічна система, точність, якість обробки.

DOI <https://doi.org/10.32845/msnau.2021.4.6>

**Мета роботи** – підвищення продуктивності та якості обробки багатолезовим інструментом за рахунок визначення ділянок режимів різання, що забезпечують стабільну роботу інструменту, та застосування пристроїв для гасіння вібрацій.

**Викладення основного матеріалу.** Багатолезове точіння широко застосовується в обробці деталей на універсальних токарних верстатах, верстатах-автоматах та верстатах з ЧПУ.

Експериментальними дослідженнями встановлено (Kudinov, 1967), що загальна вібростійкість металорізальних верстатів підвищується зі збільшенням числа ріжучих кромки, які одночасно беруть участь у різанні. Під час багатолезового точіння різці можуть розташовуватися по двох схемах: у площині, перпендикулярній до основи верстата, і в площині, паралельній цій осі. У разі перпендикулярності до основи верстата динамічна система верстата може бути представлена декількома контурами зв'язку (рис. 1, а), число яких дорівнює числу одночасно ріжучих кромки. Сила

різання  $P$  виникає на одному з різців, передається через різцетримач на еквівалентну пружну систему верстата і викликає відповідну реакцію пружної системи у вигляді переміщення її ланок у відповідному напрямку. В цьому випадку для різних різців ця дія викликає різні зміни перетину зрізів. Позаяк на пружну систему діють сили різання, то відповідна реакція пружної системи буде виражатися сумарним переміщенням, яке в кожний момент часу буде різним за величиною і напрямком.

У разі паралельності до осі, тобто у процесі багатолезового повздовжнього точіння різцями, які закріплені на одному супорті, динамічна система верстата являє собою замкнений контур, що складається з декількох паралельно працюючих елементів, які пов'язані між собою однією загальною ланкою – еквівалентною пружною системою (рис. 1, б). Система сил різання своєю дією на динамічну систему верстата може бути заміненою рівнодіючою  $P$ , що дорівнює сумі сил, а зміна товщини шару, що зрізується, дорівнює відносному зсуву

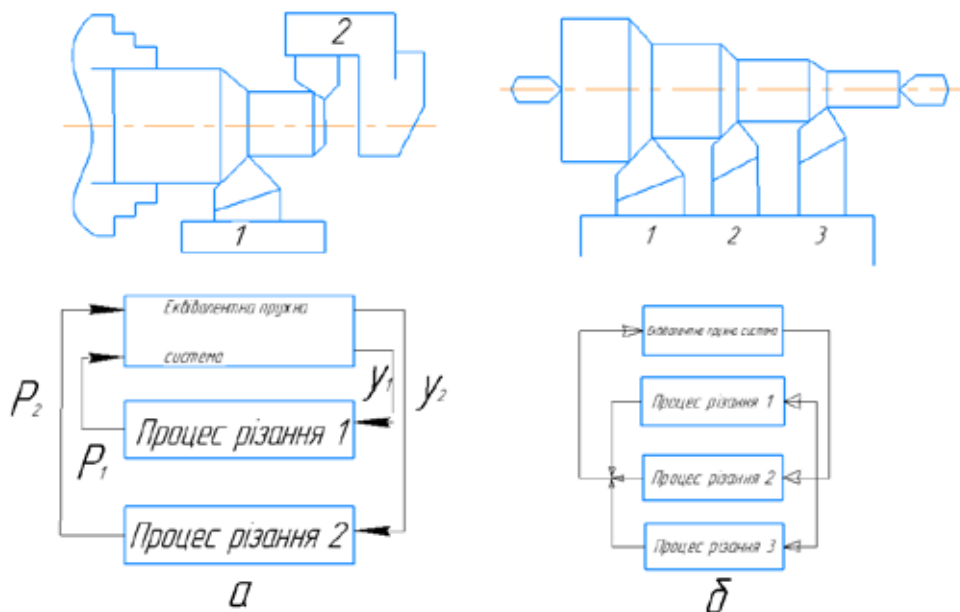


Рис. 1. Схеми динамічних систем верстата у разі багатолезового точіння

різцетримача і заготовки під дією сумарної сили різання. Воно є однаковим для всіх різців.

Установка двох різців, повернутих один відносно іншого на  $180^\circ$ , перпендикулярних до осі центрів верстата, на деяких режимах різання дозволяє підвищити сумарну глибину різання на 20–30%. У разі установки третього та четвертого різців стійкість системи в такому випадку не підвищується, але вібрації виникають на кожному з різців за будь-якого їх відносного положення. Це пояснюється зміною умов роботи пружної системи, за яких сили різання на кожен різець діють одночасно в різних напрямках, що і зумовлює нестабільність процесу різання.

У процесі виконання операцій на токарних верстатах, працюючи двома різцями, встановленими за першою схемою, можна підвищити вібростійкість верстата в кілька разів. До таких операцій належать: відрізання відрізним і прорізними різцями, нарізування трикутної різьби двома різцями, зміщеними один відносно іншого в напрямку подачі, прорізка торцевих канавок різної ширини.

Для порівняння однолезового і багатолезового точіння була визначена вібростійкість кожного різця окремо. Виявилось, що вона однакова у всіх різців. Вібростійкість оцінювалася за граничною глибиною різання, що становить 5 мм. Зі збільшенням кількості  $n$  одночасно працюючих різців неухильно зростає сумарна гранична глибина різання як у разі подачі 0,1 мм/об., так і у разі подачі 0,3 мм/об. Ця залежність майже нелінійна і може бути представлена в такому вигляді:

$$t_{\text{сум.пр}} = nt_{\text{сп}}, \quad (1)$$

де  $t_{\text{сп}}$  – гранична глибина різання, що припадає у середньому на один різець.

Зі збільшенням кількості різців величина  $t_{\text{сп}}$  безперервно зменшується. Характер її зміни можна визначити, представивши дискретні значення граничної гли-

бини різання, одержувані у разі зміни кількості різців залежністю, яка описується рівнянням

$$t_{\text{сп}} = ak^n, \quad (2)$$

де  $a$  – деякий постійний коефіцієнт,  $k$  – коефіцієнт, що характеризує зміну середньої граничної глибини різання.

Зазначені особливості багаторізцевого точіння дозволили запропонувати кілька конструкцій різців підвищеної вібростійкості, головна ріжуча кромка яких складається з декількох окремих ріжучих елементів.

Ефективним засобом зменшення рівня вібрацій у системі є застосування багаторізцевої обробки. Поряд з усуненням вимушених коливань металорізальних верстатів шляхом використання різних засобів віброізоляції досить ефективним є застосування технологічних засобів гасіння вібрацій, що полягають у виборі раціональних режимів різання, визначенні ділянок вібростійкої обробки на верстатах, призначення оптимальної геометрії ріжучого інструменту, що підвищує вібростійкість, а також застосування різних пристроїв, що гасять вібрації.

Успішно використовуються для гасіння вібрацій різці різних конструкцій і геометрії, наприклад, пружинні, відрізні з двома ріжучими крайками, з віброгасильною фаскою, відрізні з подвійним заточуванням головного кута в плані. Під час точіння і розточування широко застосовують різні віброгасильні пристрої. Місце їх установки залежить від схеми обробки, наприклад, під час обробки деталі, консольно закріпленої в патроні, віброгасильний пристрій слід встановлювати на патроні або на шпинделі верстата, а під час обточування в центрах такі пристрої повинні контактувати безпосередньо із заготовкою.

Розточування борштангами, оснащеними декількома різцями, досить широко застосовується з метою підвищення точності і продуктивності обробки. При цьому різці можуть встановлюватися за принципом ділення глибини різання або подачі.

Установка різців за принципом поділу подачі проводиться для поєднання напівчистового і чистового розточування, причому напівчистовий різець випереджає чистовий на 1–2 мм уздовж осі борштанги.

Динамічні властивості розточувальних верстатів визначаються в основному властивостями шпіндельного вузла, який може бути представлений у вигляді двомасової пружної системи, де маса  $m_1$  борштанги приведена до різця, а маса шпинделя з фланцями – до стику шпинделя з борштангою. Під час розточування одночасно двома різцями згинальні коливання системи в двох взаємно перпендикулярних напрямках, нормальних до осі оброблюваного отвору, описуються системою диференціальних рівнянь:

$$\begin{cases} m_1 k_1 \ddot{y}_1 + m_2 k_{12} \ddot{y}_2 + r_1 k_1 \dot{y}_1 + r_2 k_{12} \dot{y}_2 + y_1 = \\ = k_1 (-P_{y1} - \cos \beta P_{y3} + \sin \beta P_{z3} - C_y) \\ m_2 k_2 \ddot{y}_2 + m_1 k_{12} \ddot{y}_1 + r_1 k_{12} \dot{y}_1 + r_2 k_2 \dot{y}_2 + y_2 = \\ = k_{12} (-P_{y1} - \cos \beta P_{y3} + \sin \beta P_{z3} - C_y) \\ m_1 k_1 \ddot{z}_1 + m_2 k_{12} \ddot{z}_2 + r_1 k_1 \dot{z}_1 + r_2 k_{12} \dot{z}_2 + z_1 = \\ = k_1 (P_{z1} + \cos \beta P_{z3} + \sin \beta P_{y3} + C_z) \\ m_2 k_2 \ddot{z}_2 + m_1 k_{12} \ddot{z}_1 + r_1 k_{12} \dot{z}_1 + r_2 k_2 \dot{z}_2 + z_2 = \\ = k_{12} (P_{z1} + \cos \beta P_{z3} + \sin \beta P_{y3} + C_z) \end{cases} \quad (3)$$

де  $y_1$  і  $z_1$  – переміщення пружної системи у чистового різця відповідно в напрямках нормалі і дотичній до оброблюваної поверхні;  $y_2$  і  $z_2$  – переміщення пружної системи у фланця шпинделя в тих же напрямках;  $r_1$  і  $r_2$  – наведені коефіцієнти демпфування пружної системи у чистового різця і у фланця шпинделя;  $k_1$  і  $k_2$  – податливості пружної системи у чистового різця і у фланця шпинделя;  $k_{12}$  – переміщення борштанги у різця від одиничної сили, докладеної до фланця шпинделя;  $C_y$  і  $C_z$  – номінальні значення складників сил різання, що діють на чистовий різець (зовнішній вплив);  $P_{y1}$  і  $P_{z1}$  – зміни складників сили різання на чистовому різці;  $\beta$  – кут між різцями.

На підставі використання динамічної характеристики вільного різання (Kudinov, 1967) отримані диференціальні рівняння процесів різання:

$$\begin{cases} P_{y1} + T_{y1} \dot{P}_{y1} = \mu_1 K_{p1} U_1 \\ P_{z1} + T_{z1} \dot{P}_{z1} = K_{p1} U_1 \\ P_{y3} + T_{y3} \dot{P}_{y3} = \mu_3 K_{p3} U_3 \\ P_{z3} + T_{z3} \dot{P}_{z3} = K_{p3} U_3 \end{cases} \quad (4)$$

де  $K_{p1}$  і  $K_{p3}$  – коефіцієнти різання відповідно для чистового і напівчистового різців;  $T_{y1}$ ,  $T_{z1}$ ,  $T_{y3}$ ,  $T_{z3}$ , – постійна часу стружкоутворення для зазначених складників сил різання;  $\mu_1$  і  $\mu_3$  – середні значення коефіцієнтів тертя стружки об передню поверхню чистового і напівчистового різців,  $y_3 = y_1 \cos \beta - z_1 \sin \beta$  – переміщення пружної системи у напівчистового різця в напрямку нормалі до оброблюваної поверхні.

Переважаюча низької частоти в коливаннях системи шпіндель-борштанга призводить до того, що зміна сили різання на напівчистовому різці надає демпфуючу дію в тому випадку, коли різці розташовані в одній площині.

Аналіз роботи консольного інструменту, в тому числі розточувальних борштанг, характеру його завантаженості і деформації, показує, що найкращим за вібростійкістю слід вважати інструмент, маса якого зменшується до можливого мінімуму на вільному кінці, а жорсткість або модуль пружності матеріалу збільшується до можливого максимуму у закріпленні (Kudinov, 1967).

Під час роботи на фрезерних верстатах можуть виникнути автоколивання, які є домінуючими у разі фрезерування; вимушені коливання, викликані конструктивними елементами верстата, а також коливання, які з'являються внаслідок змінного перетину стружки, неоднакового числа одночасно працюючих зубів фрези, змінного припуску, переривчастого різання, змінних кутів різання та інших факторів.

Автоколивання у системі розвиваються внаслідок того, що будь-які випадкові поштовхи, наприклад під час первинного врізання фрези, зриву наросту, зрізання нерівномірного припуску, виводять з рівноваги пружну систему і призводять до змін товщини зрізаного шару. У результаті відставання зміни сили різання від зміни товщини зрізу власні затухаючі коливання стають незатухаючими автоколиваннями. Енергія, яка підтримує їх, створюється за рахунок змінної синхронно, але зрушеною по фазі сили різання. При цьому на обробленій поверхні з'являються сліди вібрацій, які є додатковими джерелами енергії системи коливань, підсилюючими коливання. Поряд з цим зростають і сили демпфування, тому через деякий час настає рівновага між енергією збудження, що надходить у систему, і енергією, що розсіюється у коливаннях, встановлюється певний рівень автоколивань. Він не залишається строго постійним, а періодично змінюється внаслідок додаткового припливу енергії і демпфування у системі.

Для всіх реальних процесів різання багатолезовим інструментом практично не властива робота по чистому матеріалу, а завжди спостерігається робота по сліду, залишеному попереднім лезом на поверхні деталі. У разі фрезерування різних конструкційних матеріалів рівень інтенсивності коливань збільшується протягом перших чотирьох-п'яти оборотів інструменту. За цей час по поверхні різання встигає пройти більше 20 зубів фрези.

Якщо врахувати елемент запізнювання, то автоколивальний процес у разі фрезерування можна представити у вигляді механічної системи з одним ступенем свободи (Pashinin, Tchernishev, 2012; Li, 2011). Рух цієї системи описується диференціальним рівнянням

$$m \ddot{y}(t) + b \dot{y}(t) + cy(t) = F \left[ \dot{y}(t - \Delta) \right], \quad (5)$$

де  $m$  – наведена еквівалентна маса,  $b$  – постійна демпфування,  $c$  – еквівалентна жорсткість системи,  $F$  – функція, що враховує опір зрізуваного шару, тертя стружки об інструмент і тертя інструменту об поверхню деталі,  $\Delta$  – час запізнювання або час проходження зубом фрези одного кроку.

У разі введення безрозмірного часу  $\tau = \omega t$ , де  $\omega$  – власна частота динамічної системи, рівняння (3) перетворюється:

$$\frac{d^2 y(\tau)}{d\tau^2} + \varepsilon \frac{dy(\tau)}{d\tau} + y(\tau) = \varepsilon f \left[ \frac{dy(\tau - \delta)}{d\tau} \right] \quad (6)$$

У цьому рівнянні  $\varepsilon = b/m\omega$  – малий позитивний параметр,  $\varepsilon f[dy(\tau - \delta)/d\tau]$  – функція опору,  $\delta = \omega\Delta$  – безрозмірне запізнювання.

Для знаходження умов самозбудження автоколивань обмежимося лінійним наближенням рівняння (4):

$$\frac{d^2 y(\tau)}{d\tau^2} + \varepsilon \frac{dy(\tau)}{d\tau} + y(\tau) = \varepsilon \left[ a_0 + a_1 \frac{dy(\tau - \delta)}{d\tau} \right] \quad (7)$$

Перший доданок правої частини рівняння (7) описує лише початковий зсув  $y_0 = \varepsilon a_0$ , відповідний постійному віджиму, а другий створює диференційно-різностне рівняння

$$\frac{d^2 y(\tau)}{d\tau^2} + \varepsilon \frac{dy(\tau)}{d\tau} + y(\tau) = \varepsilon a_1 \frac{dy(\tau - \delta)}{d\tau},$$

якому відповідає характеристичний квазіполіном

$$G(\lambda) = \lambda^2 + 1 + \varepsilon \lambda (1 - a_1 e^{-\delta \lambda}) = 0 \quad (8)$$

Процес різання буде стійким, якщо всі коріння квазіполінома (8) розташовані в лівій напівплощині. Якщо

ж деякі комплексні корені його знаходяться праворуч від осі ординат, то має місце самозбудження коливань в динамічній системі. Беручи до уваги, що  $\delta = \omega\Delta = 3\pi D\omega/50vz$ , де  $v$  – швидкість різання,  $D$  – діаметр фрези,  $z$  – кількість зубів, і використовуючи метод Д-розбиття, можна побудувати ділянки стійкого різання в просторі конструктивних і технологічних параметрів. Такі ділянки в площині двовимірних перетинів показані на рис. 2.

Під час різання фрезами діаметром 50 мм з числом зубів 12 у площині  $(\omega, v)$  вони мають вигляд двох секторів (рис. 2, а). Аналогічний вид ділянки стійкого різання мають у площині  $(D, v)$  і в площині  $(D, z)$ , побудованих на рис. 2, б  $(z = 12)$  і 2, в  $(v = 100 \text{ м/хв})$  для фрез з власною частотою коливань системи 350 Гц. Загальним для всіх цих двовимірних перетинів є наявність двох окремих зон. Одна з них значно ширша. На рис. 2, г зображені ділянки стійкої роботи в площині  $(v, z)$  для фрез діаметром 50 мм у разі власної частоти коливань динамічної системи 350 гц.

Усуненню вібрацій у разі фрезерування значною мірою сприяє раціональний вибір режимів різання, геометричних параметрів інструменту та інших технологічних факторів. Це можна пояснити так, що зі збільшенням глибини різання довжина зрізаного шару за прийнятих умов фрезерування збільшується в 2,5 раза, тоді як зі збільшенням ширини фрезерування вона збільшується лише в 1,2 раза. Аналогічний характер закономірностей

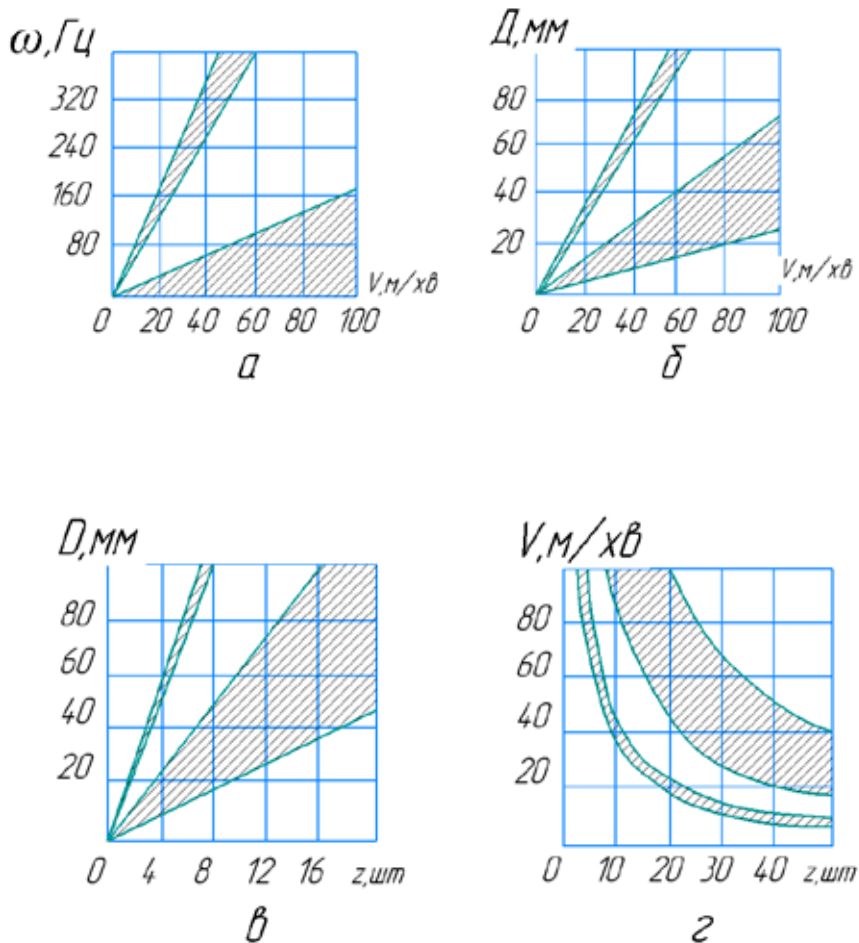


Рис. 2. Ділянки стійкого різання у разі фрезерування в просторі конструктивних і технологічних параметрів

зміни інтенсивності вібрацій від ширини фрезерування спостерігається для дискових і прорізних фрез.

Швидкість різання меншою мірою впливає на інтенсивність вібрацій, ніж параметри зрізу у разі фрезерування. Збільшення швидкості, як правило, призводить до деякого збільшення амплітуд коливань. Для процесу фрезерування зі збільшенням швидкості скорочується час повороту фрези на один зуб, а отже, частіше відбуваються врізання і виходи зубів з контакту з виробом, зростає енергія збудження, збільшується роль «сліду», залишеного на оброблюваній поверхні попереднім зубом.

Вплив зносу інструменту на інтенсивність вібрацій починає позначатися вже у разі появи невеликого, шириною 0,1–0,15 мм, майданчика зносу. Це пояснюється демпфуючою дією майданчика. У разі подальшого збільшення зносу до 0,2 мм амплітуда коливань зростає, тому для деяких типів фрез, що працюють за нерівномірного і переривчастого різання, доводиться за критерій затуплення приймати знос по задній грані, рівний 0,25–0,3 мм. Зниженню інтенсивності коливань під час фрезерування сприяє невелика циліндрична стрічка, прошліфрована по задній поверхні, а також віброгасильна фаска на ріжучих лезах фрези.

Збільшення числа зубів фрез у разі нерівномірного фрезерування призводить до збільшення амплітуд вібрацій, позаяк збільшується енергія збудження. Нерівномірне розташування зубів по колу зі зрушенням в 3–4° дає можливість знизити рівень вібрацій і на 10–20% збільшити стійкість інструменту.

Одним з основних факторів, що визначають рівень інтенсивності коливань, є жорсткість домінуючої коливальної системи. Зменшення жорсткості системи інструменту вдвічі призводить до збільшення амплітуди коливань у 3–5 разів. Тому сплави, що володіють високим ступенем демпфування, а отже, низькою жорсткістю, слід застосовувати не для виготовлення деталей системи інструменту, а для виготовлення віброгасильних і віброізолюючих елементів, таких як опори верстатів, станини, пружно-демпфуючі муфти, пружини для підвіски чутливих приладів, прокладки.

Для процесів свердління, зенкерування і розгортання характерні замкнута система діючих сил, складні умови транспортування стружки і подачі МОР у зону різання, протікання процесу різання в обмежених умовах, мала крутильна жорсткість інструменту. Під час глибокого свердління процес ускладнюється втратою стійкості стебла інструменту.

Характер коливальних процесів, що відбуваються під час обробки кінцевим мірним інструментом, залежить від його форми, числа і розташування ріжучих кромки, довжини інструменту і форми поперечного перерізу, що визначає його крутильну і поперечну жорсткість, режимів різання, оброблюваного матеріалу, виду МОР і цілого ряду інших факторів.

Врізання свердла в монолітний матеріал супроводжується інтенсивними коливаннями, зумовленими змінами положення свердла в процесі різання, зміною товщиною кірки на поверхні заготовки, негативним впливом

поперечної кромки. У разі зенкерування і розгортання етап врізання відбувається стабільніше.

Для опису коливань свердла приймають різні схеми коливальних систем. Вважають (Kudinov, 1967; Vigovskiy, 2008), що коливальною системою є система свердла, яка має один ступінь свободи в напрямку подачі, при цьому вважають, що осьова сила не залежить від швидкості. Розглядаючи випадок консервативної системи без урахування сил опору коливальному руху і враховуючи всі сили, що діють у напрямку подачі, можна записати диференціальне рівняння руху

$$m\ddot{x} + jx = P_x, \quad (9)$$

де  $m$  – приведена маса системи,  $j$  – її жорсткість,  $P_x$  – осьова сила.

Прийнята схема не враховує дії радіальних сил, які зумовлюють неминучі під час свердління поперечні коливання. Свердла в кінцевому підсумку визначають точність обробки і якість обробленої поверхні. Радіальні сили виникають внаслідок нерівномірного заточування ріжучих кромки свердла, неоднорідності оброблюваного матеріалу, нестабільності процесу врізання, дії поперечної кромки свердла.

Домінуючу коливальну систему свердла можна представити як коливальну систему з двома ступенями свободи (рис. 3, а). Оброблювана заготовка вважається абсолютно жорсткою, а свердло розглядається як матеріальна точка на осі свердла, що має масу  $m$ , підвішену на двох взаємно перпендикулярних пружинах. Поперечний переріз свердла, розташований біля затисненого кінця його, заштриховано, а перетин, розташований біля вершини свердла, не заштриховано. Радіальна пряма  $Y$  проходить через вісь свердла і його куточок, утворений перетином головної ріжучої кромки і стрічки.

Надлишкова радіальна сила  $P_p$  діє на свердло в постійному напрямку, яке становить з віссю  $Y$  кут  $\beta$  і залежить від співвідношення сил на головних і поперечній ріжучих кромках. Експериментально встановлено, що залежно від діаметра свердла, несиметричності його заточування і умов свердління величина надлишкової радіальної сили зазвичай змінюється від 50 до 200 Н.

Напрямки пружин системи, що відповідні напрямкам жорсткості свердла, позначені  $X_1$  і  $X_2$ . Кут між цими напрямками і віссю  $Y$  позначений  $\alpha$  ( $0 < \alpha < \frac{\pi}{2}$ ), жорсткості пружин – відповідно  $K_1$  і  $K_2$ , а їх постійні заганання –  $C_1$  і  $C_2$ .

Свердління відбувається зі швидкістю  $v$ . Середнє положення свердла, відповідне стійкому різанню, визначається подачею  $S_1$  на одну і  $S_2$  на іншу ріжучі кромки (рис. 3, б). При цьому центр ваги системи знаходиться в точці  $O$ , а на свердло діє надмірна обертова сила  $P_p$ . У разі зміни положення свердла на величину  $OO_1 = AA_1$  в деякому напрямку  $W$  становить з напрямком осі  $Y$  кут  $\eta$ , зменшується подача на одній з ріжучих кромки і збільшується на іншій на величину  $dS$ . З рис. 3, б видно, що  $dS = yctg\varphi$ ,

де  $AB = y = W\cos\eta$  – зміщення свердла в напрямку осі  $Y$ ,  $\varphi$  – половина кута при вершині свердла. Надлишкова

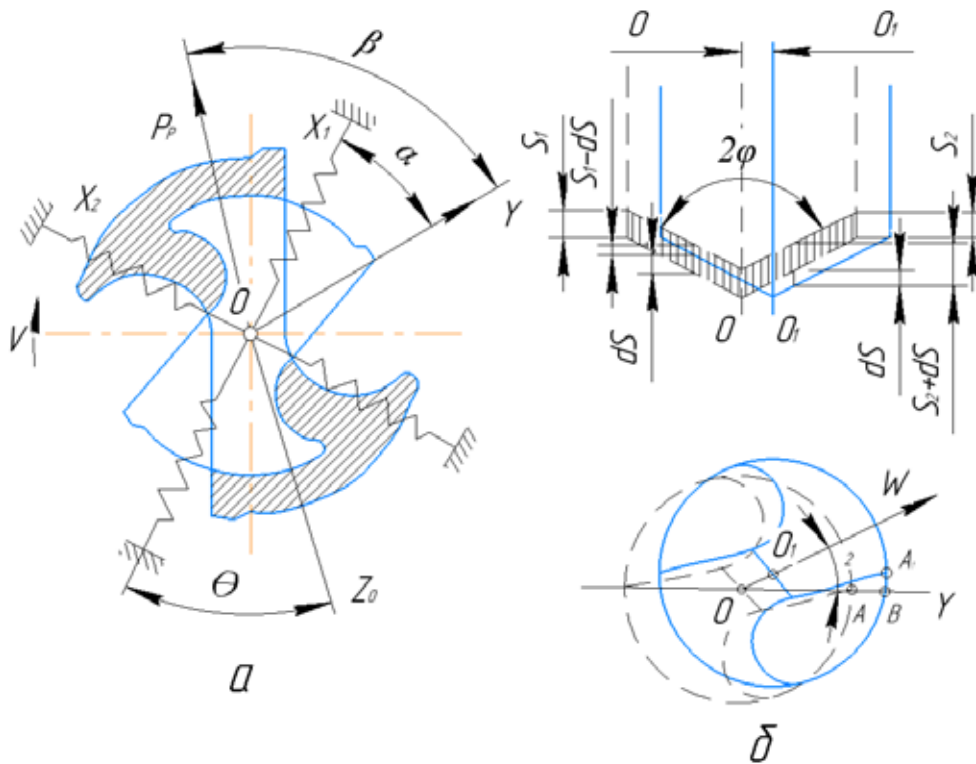


Рис. 3. Схема коливної системи свердла і схема зміни подач на ріжучій кромці у разі поперечних коливань

радіальна сила не постійна, змінюється на деяку величину  $\Delta P_p$ , і тому результуюча радіальна сила

$$R = P_p \pm P_p.$$

Зміна сили пропорційна величині деформації:  $\Delta P_p = \pm ry$ . Тоді  $R = P_p \pm ry$ , де  $r$  – коефіцієнт пропорційності, що характеризує вплив різного поєднання режимів різання. З рис. 3, а видно, що  $y = x_1 \cos \alpha - x_2 \sin \alpha$ .

Виключаючи з розгляду постійну силу  $P_p$  як таку, що не впливає на коливання системи, рівняння руху для напрямків  $X_1$  і  $X_2$  можна записати у вигляді:

$$\begin{cases} M \frac{d^2 x_1}{dt^2} + C_1 \frac{dx_1}{dt} + [K_1 + r \cos \alpha \cos(\beta - \alpha)] x_1 - r \sin \alpha \cos(\beta - \alpha) x_2 = 0 \\ M \frac{d^2 x_2}{dt^2} + C_2 \frac{dx_2}{dt} + [K_2 - r \sin \alpha \sin(\beta - \alpha)] x_2 + r \cos \alpha \cos(\beta - \alpha) x_1 = 0 \end{cases} \quad (10)$$

З цих рівнянь, враховуючи дані досліджень (Kudinov, 1967; Zhu, 2015), для випадку системи з дуже малими відносними загасаннями, що прагнуть до нуля, можна отримати рівняння межі стійкості:

$$\begin{cases} K_{r1} = \frac{1}{d-1} \left[ \cos(2\alpha - \beta) \pm \sqrt{\sin 2\alpha \sin 2(\beta - \alpha)} \frac{1 + \sqrt{d}}{2\sqrt[3]{d}} \right] \\ K_{r2} = \frac{1}{d-1} \left[ \cos(2\alpha - \beta) \pm \sqrt{\sin 2\alpha \sin 2(\beta - \alpha)} \frac{1 + \sqrt{d}}{2\sqrt[3]{d}} \right] \end{cases} \quad (11)$$

де  $K_{r1} = K_1 / r$ ;  $K_{r2} = K_2 / r$  – відношення коефіцієнта жорсткості до коефіцієнта впливу режиму різання,  $d = K_{r1} / K_{r2}$  – відношення відносної жорсткості пружини в напрямку  $X_1$  до відносної жорсткості пружини в напрямку  $X_2$ .

Під час роботи з постійним режимом різання ( $r = \text{const}$ ) величина  $d$  характеризує вплив жорсткостей пружин на коливальну систему, а в разі роботи зі змінним режимом різання ( $r \neq \text{const}$ ) у заданій коливальній системі ( $K_1 = \text{const}$  і  $K_2 = \text{const}$ ) параметр  $d$  характеризує вплив режиму різання на коливальну систему.

Аналіз рівнянь (11) показує, що в загальному випадку є дві межі стійкості, що визначаються значеннями

$$(K_{r1\text{дон}}, K_{r2\text{дон}}) \text{ і } (K_{r1\text{дон}}, K_{r2\text{дон}}) \quad (12)$$

Нестійка робота може мати місце тільки у системі, що задовольняє нерівності  $0 < \alpha < \beta$ . Значна нестійкість виникає тільки при  $\alpha > 1$ , тобто в разі використання пружини меншої жорсткості. У разі заданої жорсткості пружин і  $\alpha = 0,5\beta$  нестійкість процесу виникає за найбільш низьких значень коефіцієнта впливу режимів різання  $r$ .

Вібростійкість системи підвищується із застосуванням свердел з чотирма кромками, які, на відміну від стандартних, мають чотири напрямних стрічки і сердцевину збільшеного діаметра. Великі порівняно зі звичайними моменти інерції у таких свердел визначають їх більш високу жорсткість і менші деформації під час свердління. Максимальні кути закручування цих свердел приблизно в 2–2,5 раза менші, ніж стандартні. Швидкісне свердління глибоких отворів неминуче супроводжується вимушеними коливаннями, що відбуваються з частотою, що дорівнює числу оборотів виробу.

Виникнення коливань у разі глибокого свердління пояснюється різною твердістю окремих ділянок заготовки в такому поперечному перерізі, базуванням інструменту

на оброблений ним же отвір, що володіє деякою кривизною, похибкою заточування ріжучих кромки інструменту і нерівномірністю їх зносу.

Стебло свердла втрачає стійкість за деякого значення осьової сили. Критичне навантаження для стебла свердла

$$P_{кр} = \frac{\eta EJ}{l^2} = \frac{\pi^2 EJ}{(\mu l)^2},$$

де  $\eta$  – коефіцієнт стійкості,  $\mu$  – коефіцієнт наведеної довжини,  $l$  – довжина свердла,  $E$  – модуль пружності,  $J$  – момент інерції перетину стебла свердла.

Коефіцієнти  $\eta$  і  $\mu$  визначають характер закріплення, вид навантаження, зміна перетину стебла по його довжині. Очевидно,  $\eta = \left(\frac{\pi}{\mu}\right)^2$ . Критичне навантаження

залежить від коефіцієнта приведеної довжини і зростає у разі його збільшення.

Вібрації, що виникають у разі зенкерування, знижують стійкість ріжучого інструменту, якість обробки і призводять до руйнування лез твердосплавних зенкерів. Основною причиною вібрацій у разі зенкерування і розвертання є наявність слідів від попередньої обробки на поверхні оброблюваного отвору. При цьому фактична глибина різання буде нерівномірною і періодично змінюється. Внаслідок цього в динамічній системі, крім вимушених коливань, розвиваються інтенсивні автоколивання, частота яких близька до частоти вільних коливань одного з елементів системи і залежить від кроку хвилястості на поверхні. Автоколивання можуть бути настільки інтенсивними, що подальша обробка стає неможливою.

Тому підвищення продуктивності і якості обробки тісно пов'язане із забезпеченням вібростійкого різання.

Дослідження вібрацій багатолезового інструменту натеper використовуються провідними фірмами з виробництва сучасного інструменту зі змінними ріжучими пластинами Sandvik Coromant, Coro Bore та іншими (How to reduce vibration in milling. Sandvik Coromant, 2018). При цьому створюються системи так званого «тихого інструменту» (Silent Tools), в конструкціях яких передбачені спеціальні оправки з пристроями, що гасять вібрації. На жаль, проблема вібрацій нікуди не зникає і під час обробки на верстатах з ЧПУ (Kak izbezgat vibratciyu na stanke HAAS. Abamet. Ru, 2021).

Тільки у разі програмування верстатів передбачається стабільна робота в конкретних ділянках режимів різання.

**Висновки.** Таким чином, доведено, що зі збільшенням ріжучих кромки, що одночасно беруть участь у різанні, підвищується вібростійкість багатолезового інструменту за рахунок демпфуючих властивостей контактних зон ріжучих кромки та деталі. Це стосується токарних, розточних, фрезерних, свердильних та інших операцій. Коливання, що виникають, впливають на конструктивні особливості багатолезового інструменту. При цьому головною рекомендацією є не тільки підвищення жорсткості вузлів верстата, але й зміна конструкції ріжучого інструменту. Позбавитись динамічних коливань можна, головним чином, шляхом правильного вибору режимів різання, тобто знаходженням ділянок режимів, що забезпечують стабільну роботу багатолезового інструменту.

#### Бібліографічні посилання:

1. Astashev, V.K., Korendjasev, G.K., Erofeev, V.I. Termomekhanitceskaja model vozbuзgdenija avtokolebanij pri obrabotke metalov rezaniem [Thermomechanical model excitation of self-oscillations in metal cutting]. *Vesnik Nizhegorodskogo universyteta im. N.I. Lobachevskogo*, 2013, Vip. 1(3), s. 29–35 (in Russian).
2. Vigovskiy, G.M., ta inshi. Doslidzennja vibratcii pri rizanni stali kombinovanim instrumentom [Investigation of vibrations when cutting steel with a combined tool]. *Visnik Sum'skogo derzgovnogo universitetu*, 2008, № 2 (in Ukrainian).
3. Kak izbezgat vibratcii na stanke HAAS [How to avoid vibrations on the machine HAAS], Abamet. Ru. 2021 (in Russian).
4. Kudinov, V.A. Dinamika Stankov [Machine tool dynamics]. Moskva, Mashinostroenie, 1967, 359 s. (in Russian).
5. Pashinin, A.V., Tchernishev E.A. Analiz pritchin pojavlenija vibrancij pri frezerovanii flantzev korpusov [Analysis of the causes of vibration when milling the flanges of the hulls], *Nauchnij vestnik DGMA*, 2012, Vip. 2 (in Russian).
6. Tchernishev, E.A. Razvitie predstavlenij o vibrancijakh pri rezanii [Development of ideas about vibrations during cutting]. *Nauchnij vestnik DGMA*, 2010, Vip.1. (in Russian).
7. How to reduce vibration in milling. Sandvik Coromant, 2018. URL: <https://www.sandvik.com>.
8. Li, K.S. Analysis on affecting factors of vibration in milling. *J. Liaoning Tech. Univ.*, 2011, 30: 884–887.
9. Peterson Linus. Vibration in Metal Cutting. Ronneby, Sweden. 2002, 101 p.
10. Zhu, H.B. Influencing factors of milling vibration based on cutting parameters and tool wear. *Mech. Res. Appl.* 2015, 28: 57–59.

**Pukhovskyy Ye. S.**, Doctor of Technical Sciences, National Technical University of Ukraine "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute", Kyiv, Ukraine

#### ELIMINATION OF VIBRATIONS DURING MULTI-BLADE PROCESSING

*It is difficult to achieve high quality when processing on machines due to vibrations that reduce the productivity and accuracy of processing, reliability and durability of machine tools, as well as the stability of the cutting tool. The phenomenon of vibrations is most fully theoretically and experimentally investigated at single-cut sharpening on lathes. The published works (Astashev, Korendjasev, Erofeev, 2013; Tchernishev, 2010; Kudinov, 1967; Pashinin, Tchernishev, 2012; Peterson, 2002) do not pay enough attention to the issue of elimination of vibrations in the processing of metals using multi-blade tools: drills, scans, zenkers, spans, cutter, threaded and other tools. The result of studies of vibrations during multi-blade processing is not systematized, they do not pay enough attention to the effects of vibrations on the performance of makofiyuts' makofiers, stability of cutting tools and quality indicators of parts – accuracy, roughness and properties of surface layers of parts. Such data is especially important in connection with the use of CNC machines operating with a multi-blade tool.*

*When drawing up programs for these machines, restrictions on cutting modes that are imposed due to the possibility of vibration should be taken into account. When using multi-blade cutting, the dynamic machine system becomes more complex, which requires additional research to establish areas of vibration-free processing modes, which guarantees the quality of the parts. The novelty of the work consists in a comprehensive study of the effect of vibrations on the work of complex tools: cutter, drill, tensioners, zenkers, scans and threaded heads. This allows you to develop recommendations for the sustainable operation of the tool in the conditions of its use in modern machine systems with CNC equipment. The article summarizes the issues related to vibrations in multi-blade processing, considered technological factors affecting the intensity of vibrations. Particular attention is paid to technological methods of vibration elimination during multi-blade processing by choosing rational cutting modes, optimal design and sharpening of multi-blade tools, as well as through the use of various vibration-absorbing devices. The basis for writing the article is the author's developments related to vibra-resistant multi-blade finishes, as well as developments made by other domestic and foreign experts (Kudinov, 1967; Tchernishev, 2010; Li, 2011; Zhu, 2015).*

**Key words:** vibrations, oscillations, dynamic system, accuracy, processing quality.

*Дата надходження до редакції: 24.11.2021 р.*