

**ВИЗНАЧЕННЯ УМОВ ЗАСТОСУВАННЯ ДИНАМІЧНИХ ГАСИТЕЛІВ КОЛИВАНЬ
ПРИ ТОРЦЕВОМУ ФРЕЗЕРУВАННІ**

У статті подано аналіз проблеми використання динамічних гасителів коливань при проектуванні торцевих фрез. Представлено результати дослідження впливу параметрів динамічного гасителя коливань, встановленого на різці, на рівень та характеристики коливань, що виникають у зоні різання при поздовжньому точінні нежорстких деталей з імітацією процесу фрезерування однозубою фрезою.

Постановка проблеми. Розвиток сучасного машинобудівного виробництва базується на постійному зростанні продуктивності технологічних процесів. У процесах механічної обробки провідне місце займає торцеве фрезерування. Використання інтенсивних режимів різання при торцевому фрезеруванні (чорновому та напівчистовому) обмежується втратою динамічної стабільності технологічної обробної системи (ТОС). Автоколивання, що виникають при фрезеруванні, не тільки знижують продуктивність обробки, але і погіршують її якісні показники, знижують стійкість фрези.

Основні причини виникнення автоколивань у ТОС визначені багатьма дослідниками [1–5]. Найбільш впливовими з них вважаються запізнення сили різання щодо зміни товщини зрізаного шару, координатний зв'язок пружних деформацій ТОС і процесу різання, падіння сили різання при підвищенні швидкості руху різального леза. Розглядаючи процеси фрезерування до перерахованих загальних причин додаються періодичні імпульсні впливи на ТОС при вході (виході) різальних лез у різання та постійна зміна сили різання як за напрямком, так і величині, залежно від кута повороту фрези (в межах зони контакту кожного різального леза фрези з заготовкою).

Також докладно опрацьовані можливі шляхи протидії вібраціям, що виникають при різанні. Основними з них є:

1. Підвищення вібростійкості та динамічної якості металорізальних верстатів [1, 3, 6].
2. Дослідження і розробка методів та засобів управління рівнем коливальних процесів у ТОС з метою підвищення стійкості інструментів та продуктивності обробки різанням [4, 5, 7].
3. Розробка вібростійких різальних інструментів та оснащення, вибір вібростійких сполучень параметрів режиму різання та інших умов обробки [1, 3, 4].
4. Розробка різного виду гасителів вібрацій [4, 5].

Перераховані шляхи протидії негативному впливу вібрацій при різанні є ефективними тільки при сумісному їх використанні. Але у певних умовах розробка одного з напрямків може бути більш прийнятною та доцільною.

Для подальшого дослідження використання динамічних гасителів при торцевому фрезеруванні важливо визначити загальну ефективність застосування гасителів вібрацій, вбудованих в інструмент.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Підвищення демпфуючої здатності металорізальних інструментів досягається виготовленням їх із спеціальних матеріалів з великим внутрішнім тертям, створенням клеєних конструкцій, вбудовуванням спеціальних вузлів тертя, клинових та різьбових конструкцій, пластмасових втулок, напрямних [3]. Але ці заходи, як і демпфери, встановлювані на заготовці, оснащенні чи верстаті [1, 4] мають вузькі конструктивні межі застосування. Динамічні та ударні гасителі використовуються найчастіше у конструкціях, що мають малу жорсткість та ефективність їх застосування забезпечується підбором параметрів [1, 3].

Відомі конструкції різних типів фрез з нерівномірним коловим кроком зубців та зі змінною жорсткістю в перерізі, перпендикулярному осі [8–10], що протидіють виникненню автоколивальних процесів та знижують загальний рівень вібрацій при різанні.

Проте узагальнюючих досліджень взаємозв'язку параметрів гасителя коливань, ТОС та процесу різання (зовнішньої змушуючої сили) не виконувалося.

© Я.А. Степчин, 2013

Мета роботи. Теоретичне та експериментальне дослідження застосування динамічних гасителів коливань при торцевому фрезеруванні.

Основні результати дослідження. Розглянемо спрощену схему коливань різального елемента (різця, ножа фрези) з динамічним гасителем коливань (рис. 1, а). Диференціальні рівняння вимушених коливань для двомасової системи, одна зі складових якої різальний елемент – знаходиться під впливом періодичної сили $Fz \sin(\omega t + \varphi)$ матимуть вигляд:

$$m_1 \ddot{z}_1 - b_1 \dot{z}_1 + (c_1 + c_2)z_1 - \tilde{n}_2 z_2 = F_z \sin(\omega t + \varphi); \quad (1)$$

$$m_2 \ddot{z}_2 - b_2 \dot{z}_2 + c_2 z_2 - \tilde{n}_2 z_1 = 0,$$

де m_i , b_i , c_i – інерційний, дисипативний та деформативний коефіцієнти відповідно, що відповідають параметрам різця (1) та динамічного гасителя (2).



a)



б)

Рис. 1. Загальний вигляд розміщення різального елемента з динамічним гасителем та датчиком відносно заготовки (а), дослідна установка для запису вібраційного сигналу (б)

Визначимо загальні умови, коли відбувається повне гасіння вимушених коливань від зовнішньої змушуючої сили.

Якщо не враховувати процес дисипації в двомасовій системі (складові $b_1 \dot{z}_1$ та $b_2 \dot{z}_2$), її кінетична та потенціальна енергії визначатимуться за формулами:

$$T = \frac{m_1 \dot{z}_1^2 + m_2 \dot{z}_2^2}{2}, \quad (2)$$

$$\Pi = \frac{((c_1 + c_2)z_1^2 - 2c_2 z_1 z_2 + c_2 z_2^2)}{2}$$

Амплітуди вимушених коливань системи матимуть вигляд [11]:

$$A_1 = \frac{F_1 (c_{22} - a_{22} \omega^2)}{(c_{11} - a_{11} \omega^2)(c_{22} - a_{22} \omega^2) - (c_{12} - a_{12} \omega^2)^2} \quad (3)$$

$$A_2 = \frac{F_1 (c_{12} - a_{12} \omega^2)}{(c_{11} - a_{11} \omega^2)(c_{22} - a_{22} \omega^2) - (c_{12} - a_{12} \omega^2)^2}$$

де $a_{11} = m_1$; $a_{12} = 0$; $a_{22} = m_2$; $c_{11} = c_1 + c_2$; $c_{12} = -c_2$; $c_{22} = c_2$.

Гасіння коливань забезпечується за умови:

$$\omega^2 = \frac{c_2}{m_2} \rightarrow z_1 = 0; \quad x_2 = -\frac{F_z \sin(\omega t + \varphi)}{c_2}. \quad (4)$$

Тоді

$$A_1 = 0 \quad (5)$$

$$A_2 = \frac{F_1}{c_{12} - a_{12} \omega^2}$$

Дія динамічного гасителя коливань полягає в урівноваженні прикладеної до маси m_1 (різального елемента) змушуючої сили. В реальній динамічній багатомасовій системі з декількома ступенями свободи та нелінійними зв'язками можливості динамічного гасителя обмежуються пригасюванням вимушених коливань на частоті змушуючої сили або автоколивань на першій власній частоті системи (ω_1).

Введення гасителя коливань у конструкцію торцевої фрези ускладнюється великою кількістю джерел вібрацій та ударів (ножів, що беруть участь у різанні), постійною зміною напрямків дії зовнішніх силових факторів та різною частотою зміни зовнішньої змушуючої сили. З метою визначення параметрів динамічних гасителів та меж їх ефективного застосування був виконаний комплекс експериментальних досліджень, який для спрощення отримання та обробки даних проводився при поздовжньому точінні.

Вимірювання проводилися при точінні різних типів консольних заготовок прохідним різцем із змінним вильотом (60, 90, 120 мм – для забезпечення умов динамічної нестійкості підсистеми інструмента) на токарно-гвинторізному верстаті КА-280 із застосуванням динамічного гасителя та без (рис. 2, а). Використовувалися спеціально виготовлені динамічні гасителі з регулюванням їх жорсткості та маси коливального елемента.

Запис даних виконувався за допомогою п'єзоакселерометрів ДНЗ, ДН5, встановлених на різці за напрямком складової сили різання F_z , вимірної системи Е20-10 виробництва L-CARD (рис. 2, б) і спеціалізованого програмного забезпечення LGraph. Отримані дані з частотою дискретизації до 10 МГц записані у режимі реального часу на ПЕОМ з наступною обробкою. Оцінка рівня та характеристик коливань виконана за спектром записаного з п'єзоакселерометра сигнала – середнім рівнем потужності в діапазоні частот від 0 до 10 кГц, рівнем потужності на характерних частотах – перших власних частотах коливань різця, заготовки та частоті зовнішньої змушуючої сили (сили різання F).

На першому етапі досліджень визначалися області позитивного впливу застосування динамічних гасителів на загальний рівень вібрацій. При цьому змінювалися параметри режиму різання ($S = 0,05-0,2$ мм/об., $n = 250-800$ хв.⁻¹), виліт різця, головний кут в плані ($\varphi = 90^\circ, 45^\circ$, інші геометричні параметри прийняті незмінними: $\gamma = 0^\circ, \alpha = 8^\circ$), параметри заготовок, які обумовлювали їх жорсткість та частоту змушуючої сили F та її зміну з часом обробки.

Перелік заготовок, що використовувалися на першому етапі досліджень, з параметрами обробки, які вони визначають та попередньою оцінкою застосування динамічних гасителів, наведено у таблиці 1.

Таблиця 1

Заготовка	Труба з зовнішнім діаметром, мм			Шестигранник з розміром під ключ, мм				Квадрат з стороною, мм		Круг з діаметром, мм (ексцентричне встановлення)	
	27		50	42	42	36	36	30		40	80
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Виліт l , мм	100	50	50	100	50	100	50	50	100	100	100
Глибина t_{\max} , мм	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	2,5	2,5	3,5	3,5	3,5	3,5
Частота ν , Гц змушуючої сили F	-			$n/10$				$n/15$		$n/30$	
Зміна F за законом	-			трикутника				трикутника		Напівхвилі	
Оцінка застосування гасителя	-	-+	-+	++	++	-+	++	++	+	+	+

-+ – зниження середнього рівня потужності сигналу менше 5 дБ.

+ – зниження середнього рівня потужності сигналу від 5 до 10 дБ.

++ – зниження середнього рівня потужності сигналу більше 10 дБ

З таблиці випливає, що найсуттєвіше зниження потужності коливань відбувається при застосуванні гасителів при обробці більш жорстких заготовок з вираженою періодичністю зміни змушуючої сили (припуску), що звужує межі подальших досліджень.

На другому етапі досліджень виконано групу повних двохфакторних експериментів по визначенню залежності рівня потужності та характеристик вібрацій від жорсткості гасителя вібрацій та маси його коливального елемента. З врахуванням нелінійності очікуваної залежності досліджувані фактори підтримувалися на трьох рівнях: -1; 0 та +1.

Матриця планування експерименту та його результати для випадку обробки шестигранника (стовпчик 4, табл. 1) наведено у таблиці 2.

\bar{L}_a , L_{aF} , L_{aR} , L_{aMAX} – середня потужність сигналу за спектрограмою, потужності сигналу на частотах змушуючої сили, першій власній частоті поперечних коливань різця та максимальне значення потужності на спектрі відповідно. $\nu_{\text{гас}}$, ν_R , ν_F – власні частоти коливань динамічного гасителя, підсистем інструмента та заготовки відповідно.

Для кожної пари параметрів дослід повторювався тричі і визначалася середня величина вихідного параметра.

Перевірка однорідності строкових дисперсій за критерієм Кохрена підтверджує однорідність.

Математична модель залежності середнього рівня коливань від жорсткості динамічного гасителя та маси його коливального елемента (за табл. 2) має вигляд:

$$\bar{L}_a = 48,472 - 2x_1 - 8x_2 - 0,02x_1^2 - 4,02x_2^2 - x_1x_2 \quad (6)$$

Таблиця 2

№ досліджу	Вхідний параметр				Вихідний параметр				Параметр для порівняння		
	$c_2, \text{Н/м}, x_1$		$m_2, \text{кг}, x_2$		$\bar{L}_a^*, \text{дБ}$	$L_{aF}, \text{дБ}$	$L_{aR}, \text{дБ}$	$L_{aMAX}, \text{дБ}$	$\nu_{\text{гас}}, \text{Гц}$	$\nu_R^{**}, \text{Гц}$	$\nu_F^{**}, \text{Гц}$
1	10^5	(-)	0,05	(-)	54	70	96	90	225	1280	480
2	$5 \cdot 10^5$	(+)	0,05	(-)	52	66	90	90	504		
3	10^5	(-)	0,35	(+)	40	46	56	56	85		
4	$5 \cdot 10^5$	(+)	0,35	(+)	34	32	46	56	190		
5	$3 \cdot 10^5$	(0)	0,2	(0)	48	54	64	72	195		
6	$5 \cdot 10^5$	(+)	0,2	(0)	46	64	78	78	252		
7	10^5	(-)	0,2	(0)	50	66	82	82	113		
8	$3 \cdot 10^5$	(0)	0,35	(+)	36	50	52	56	148		
9	$3 \cdot 10^5$	(0)	0,05	(-)	52	68	90	90	390		
Різання без гасителя					58	74	100	100	-		

$S = 0,05 \text{ мм/об.}, n = 315 \text{ хв.}^{-1}$, виліт різця 120 мм, $\varphi = 45^\circ, \gamma = 0^\circ, \alpha = 8^\circ$; * – рівень потужності сигналу на спектрограмі визначається відносно мінімального рівня (-100 дБ); ** – визначені експериментально

На рисунку 3 представлено відображення сигналу, записаного з п'єзоакселерометра та його спектрограма потужності без використання динамічного гасителя вібрацій (а) та з його використанням (б). Отримані результати є характерними для більшості дослідів (стовпці 4, 5, 7–11 з табл. 1).

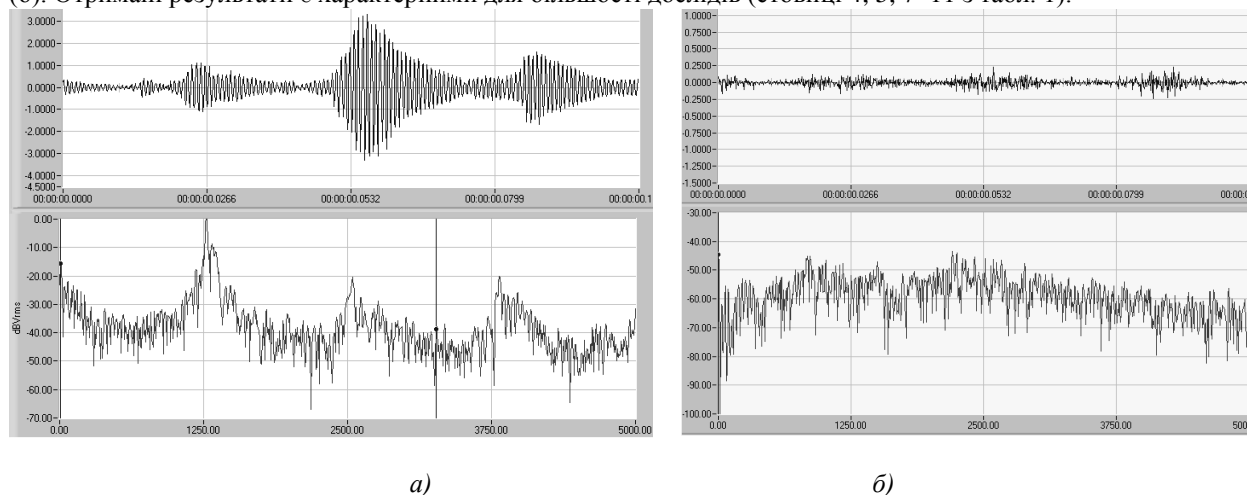


Рис. 2. Сигнал, записаний з п'єзоакселерометра, та спектрограма потужності сигналу без використання динамічного гасителя вібрацій (а) та з його використанням (б)

Оцінку значущості коефіцієнтів виконали шляхом порівняння з довірчим інтервалом, визначеним за критерієм Стюдента. З урахуванням значущості коефіцієнтів рівняння математичної моделі (6) матиме вигляд:

$$\bar{L}_a = 48,472 - 2x_1 - 8x_2 - 4,02x_2^2 \quad (7)$$

$$\text{де } \hat{\alpha}_1 = \frac{(\bar{n}_2 - 3 \cdot 10^5)}{2 \cdot 10^5} \hat{i}; \quad \hat{\alpha}_2 = \frac{(m_2 - 0,2)}{0,15} \hat{e}\bar{a}.$$

Умова адекватності математичної моделі (7) виконується.

Висновки:

1. Найбільше зниження рівня вібрацій у зоні різання з застосуванням динамічних гасителів коливань відбувається при обробці нежорстких заготовок (з максимальним співвідношенням l/d) та швидкою зміною величини змушуючої сили.

2. Переважний вплив на рівень вібрацій в зоні різання має маса коливального елемента динамічного гасителя (його жорсткість впливає на рівень вібрацій в чотири рази менше).

3. Виконані експериментальні дослідження імітували процес торцевого фрезерування однозубою фрезою. Їх результати можуть бути основою розробки торцевих фрез із застосуванням динамічних гасителів коливань.

Список використаної літератури:

1. Кудинов В.А. Динамика станков / В.А. Кудинов. – М. : Машиностроение, 1967. – 359 с.
2. Подураев В.Н. Резание труднообрабатываемых материалов : учеб. пособие для вузов / В.Н. Подураев. – М. : Высшая школа, 1974. – 587 с.
3. Жарков И.Г. Вибрации при обработке лезвийным инструментом / И.Г. Жарков. – Л. : Машиностроение, 1986. – 184 с.
4. Орликов М.Л. Динамика станков / М.Л. Орликов. – К. : Вища школа, 1989. – 272 с.
5. Свинин В.М. Управление регенеративными автоколебаниями при фрезеровании на основе модуляции скорости резания : автореф. дис. ... докт. техн. наук / В.М. Свинин. – Иркутск : ИГТУ, 2008. – 26 с.
6. Городецкий Ю.И. Повышение виброустойчивости и производительности вертикально-фрезерных консольных станков / Ю.И. Городецкий // Станки и инструмент. – 1982. – № 8. – С. 8–12.
7. Городецкий Ю.И. Динамика торцевого и цилиндрического фрезерования / Ю.И. Городецкий // Изв. вузов : Машиностроение. – 1996. – № 1–3. – С. 81, 86.
8. Виговський Г.М. Підвищення працездатності торцевих фрез для чистової обробки плоских поверхонь : автореф. ... канд. техн. наук / Г.М. Виговський. – К. : НТУУ “КПІ”, 2000. – 16 с.
9. Фролов А.Н. Повышение виброустойчивости фрезерования на основе использования торцевых фрез переменной жесткости : автореф. ... канд. техн. наук / А.Н. Фролов. – Тула : Тул. гос. ун-т., 2005. – 16 с.
10. А.с. 1247191 СССР, МКИ В23С5/06. Режущий инструмент / Л.А. Васин, С.А. Васин, О.Л. Дмитриева. – Бюл. № 28. – 1986. – 3 с.
11. Яблонский А.А. Курс теории колебаний : учеб. пособие / А.А. Яблонский, С.С. Норейко. – 3-е изд., испр. и доп. – М. : Высш. школа, 1975. – 248 с.

СТЕПЧИН Ярослав Анатолійович – кандидат технічних наук, докторант Житомирського державного технологічного університету, доцент кафедри технології машинобудування та конструювання технічних систем Житомирського державного технологічного університету.

Наукові інтереси:

— динаміка механічних систем;

— математичне моделювання.

Тел.: (0412)22-43-06.

E-mail: stepchiny@gmail.com

Стаття надійшла до редакції 07.06.2013

Я.А. Степчин. Визначення умов застосування динамічних гасителів коливань при торцевому фрезеруванні

Я.А. Степчин. Определение условий применения динамических гасителей колебаний при торцевом фрезеровании

Ya.A. Stepchin. To determine the conditions of application of dynamic vibration absorbers for face milling

УДК 621.94

Визначення умов застосування динамічних гасителів коливань при торцевому фрезеруванні / Я.А. Степчин

У статті подано аналіз проблеми використання динамічних гасителів коливань при проектуванні торцевих фрез. Представлено результати дослідження впливу параметрів динамічного гасителя коливань, встановленого на різці, на рівень та характеристики коливань, що виникають в зоні різання при поздовжньому точінні нежорстких деталей з імітацією процесу фрезерування однозубою фрезою.

УДК 621.94

Определение условий применения динамических гасителей колебаний при торцевом фрезеровании / Я.А. Степчин

В статье подан анализ проблемы использования динамических гасителей колебаний при проектировании торцевых фрез. Представлено результаты исследования влияния параметров динамического гасителя колебаний, установленного на резце, на уровень и характеристики колебаний, который возникают в зоне резания при продольном точении нежестких деталей с имитацией процесса фрезерования однозубой фрезой.

УДК 621.94

To determine the conditions of application of dynamic vibration absorbers for face milling / Ya.A. Stepchin

The offered analysis of the problem using dynamic vibration absorbers for the design of face mills. Presented results of influence parameters of the dynamic vibration absorber, mounted on the tool, on the level and characteristics of the oscillations that occur in the cutting of the longitudinal turning of non-rigid parts with simulated single-tooth milling cutter process.