

УДК 621.952.3

С.Нагорняк, докт. техн. наук; В.Мартенюк; М.Кузьмін

Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя

## БАГАТОВАРІАНТНА СТРУКТУРА НАСАДОК З ПРУЖИННИМИ ЕЛЕМЕНТАМИ ДЛЯ РЕГУЛЮВАННЯ ПОДАЧІ ІНСТРУМЕНТА ПРИ СВЕРДЛІННІ НАСКРІЗНИХ ОТВОРІВ

*У статті з позиції системного підходу розглянуто можливі варіанти компоновок насадок з пружинними елементами і подано їх структурні формули. Поряд з однопружинними насадками подані схеми дво- і трипружинних насадок, що дозволяють розширити діапазон оброблюваних наскрізних отворів без переналаджування насадок.*

У сучасному машинобудуванні в переважній більшості випадків наскрізні отвори виготовляються з допомогою спіральних сверدل. Для збільшення продуктивності і надійності роботи свердл свердління проводять зі зміною подачі. На виході свердла з отвору внаслідок припинення роботи поперечною ріжучою кромкою різко, у декілька разів зменшується вісьове зусилля [1]. У результаті переходу нагромадженої на етапі врізування потенційної енергії в кінетичну свердло сприймає удар, наслідком чого є виникнення перевантажень і поломок інструмента. Щоб запобігти такому неконтрольованому процесові, необхідно зменшити подачу свердла під час його виходу з наскрізного отвору.

Одним з перспективних шляхів регулювання подачі свердла на етапі його виходу з наскрізного отвору є використання потенційної енергії, яку нагромадив привід подач верстату під час врізування інструмента в тіло заготовки. При цьому при підході свердла до вихідної зони привід подач верстату вимикають [2], а досвердлюють за рахунок використання нагромадженої на етапі врізування потенційної енергії. У цьому випадку свердло плавно виходить з наскрізного отвору. Величина необхідної деформації пружної системи верстата (поданої до робочого кінця шпинделя і при якій забезпечується повний вихід свердла з отвору) має дорівнювати:

$$\Delta = \Delta_I + \Delta_{ріж} + \Delta_{пер} ,$$

де  $\Delta_I$  – відстань від вершини свердла до нижнього торця отвору, від якої необхідно зменшувати подачу інструмента ( $\Delta_I = (0,2 \div 0,5)d_{св}$ , де  $d_{св}$  - діаметр свердла);

$\Delta_{ріж}$  – довжина різальної частини свердла ( $\Delta_{ріж} = (d_{св}/2) \cdot ctg \varphi$ , де  $\varphi$  - половина кута при вершині свердла);

$\Delta_{пер}$  – величина перебігу свердла ( $\Delta_{пер} = 1 \dots 3$  мм).

Однак, як показує практика свердлильних робіт [3], величина деформації власне приводу подач верстата є недостатня для повного виходу свердла з отвору лише за рахунок потенційної енергії. Тому з метою штучного збільшення деформації приводу подач верстата з кінчним отвором робочого кінця шпинделя або свердлильної головки доцільно з'єднувати проміжні насадки з пружинними елементами.

Нами розроблено багатоваріантну структуру насадок з пружинними елементами, що подано в таблиці 1. Дані насадки є чашкоподібними оправками 1, які своєю хвостовою частиною спряжуються зі шпинделем верстата і всередині них розміщуються пружинні елементи. При цьому можуть використовуватися різноманітні за формою і передачею навантаження пружини, а саме: а) співвісні з віссю обертання шпинделя циліндричні пружини стиску ( $\Pi_{цС10}$ ), циліндричні пружини кручення ( $\Pi_{цС\varphi 0}$ ), конічні пружини стиску ( $\Pi_{кС10}$ ), конічні пружини кручення ( $\Pi_{кС\varphi 0}$ ), тарілчасті пружини стиску ( $\Pi_{тС10}$ ); б) зміщені у радіальному напрямку відносно вісі обертання шпинделя циліндричні пружини стиску ( $\Pi_{цС1е}$ ), циліндричні пружини кручення ( $\Pi_{цС\varphi е}$ ), конічні пружини стиску ( $\Pi_{кС1е}$ ), конічні пружини кручення ( $\Pi_{кС\varphi е}$ ), тарілчасті пружини стиску ( $\Pi_{тС1е}$ ); в) комбінації даних елементів.

При врізуванні свердла в тіло заготовки пружина  $C_{10}$  стискається і нагромаджує потенційну енергію. При підході вершини свердла до вихідної зони, розміщеної на відстані  $\Delta_1$  від нижнього торця заготовки, привід подач верстата вимикають, а досвердлюють за рахунок використання нагромадженої на етапі врізування потенційної енергії.

Для забезпечення гарантованого виходу вершини свердла з тіла заготовки необхідно правильно вибрати жорсткість пружини, що визначається так:

$$C_{1,0} \leq \frac{P_{oc}}{(0,2 \div 0,5)d_{ce} + \frac{d_{ce}}{2} \cdot ctg\varphi + \Delta_{nep}},$$

де  $P_{oc}$  - значення вісьового зусилля після повного врізування свердла у заготовку.

З метою забезпечення співвісності пружин з віссю обертання шпинделя верстата, з плоскими днищами отворів оправок контактують циліндричні шайби 2 з виступами, що охоплюються внутрішніми мінімальними діаметрами пружин. В середині оправок з можливістю переміщення відносно них встановлені поршні 3, переміщення яких обмежене стопорними пружинними шайбами 4. З конічним виступом на нижньому кінці поршня з'єднаний свердлильний патрон, в якому закріплене спіральне свердло 5. Крім того, для зменшення опору повітря всередині насадки для його виходу назовні передбачені наскрізні отвори 6.

У позиціях 1, 2, 3, 4 і 5 подані однопружинні насадки відповідно з циліндричною пружиною стиску 7 ( $\Pi_{ц}C_{10}$ ), циліндричною пружиною кручення 8 ( $\Pi_{ц}C_{\varphi 0}$ ), конічною пружиною стиску 9 ( $\Pi_{к}C_{10}$ ), конічною пружиною кручення 10 ( $\Pi_{к}C_{\varphi 0}$ ) і тарілчастими пружинами стиску 11 ( $\Pi_{т}C_{10}$ ). У поз. 1, 3 і 5 крутний момент від корпусу оправки 1 до свердла 5 передається шпонковим з'єднанням між оправкою 1 і поршнем 3, а в поз. 2 і 4 з пружинами кручення безпосередньо через дані елементи.

Поряд з однопружинним виконанням насадок у них з метою збільшення вісьового зусилля деформації пружин можуть використовуватися співвісні з центральною віссю обертання насадки з охоплюваними і охопними циліндричними пружинами стиску 12 і 17 (поз. 6) ( $\Pi_{ц}C_{10} + \Pi_{ц}C_{20}$ ); циліндричними пружинами стиску 12 і кручення 8 (поз. 7) ( $\Pi_{ц}C_{10} + \Pi_{ц}C_{\varphi 0}$ ), циліндричною пружиною стиску 12 і конічною пружиною кручення 9 (поз. 8) ( $\Pi_{ц}C_{10} + \Pi_{к}C_{\varphi 0}$ ).

При ексцентричному коловому розміщенні групи циліндричних пружин стиску 13 (поз. 9) меншої жорсткості зростає їх вісьова деформація при дії сили  $P_{oc}$ . У цьому випадку структурна формула матиме вигляд ( $n\Pi_{ц}C_{1e}$ ), де  $n$  – кількість пружин. При комбінації групи ексцентрично розміщених циліндричних пружин стиску 13 та центральної циліндричної пружини стиску 12 (поз. 10) структурна формула насадки буде такою: ( $\Pi_{ц}C_{10} + n\Pi_{ц}C_{1e}$ ).

Насадки для регулювання перехідних процесів різання при свердлінні наскрізних отворів

№ ПОЗ.	Схеми насадок	№ ПОЗ.	Схеми насадок
1		5	
2		6	
3		7	
4		8	

№ поз.	Схеми насадок	№ поз.	Схеми насадок
9		13	
10		14	
11		15	
12		16	

При обробці наскрізних отворів різних діаметрів однією насадкою виникає необхідність в забезпеченні почергового включення в роботу пружин різної жорсткості (мінімальної і максимальної). У цьому випадку необхідно встановлювати в насадці зазор  $\Delta_b$  між пружиною з максимальною жорсткістю і дном насадки. Такий принцип реалізовано в поз. 11. Для центрування охопної пружини 7 використана ступінчаста шайба 14 з наскрізним отвором, через який вільно проходить центральна пружина 12. При цьому структурна формула насадки така:  $(\Pi_{ц}C_{10}+[\Pi_{ц}C_{20}+\Delta_b])$ .

Ще одним поліпшеним варіантом насадки є варіант із ступінчастою суцільною шайбою 15 (поз 12), з обох сторін якої розміщені циліндричні пружини стиску 7 і 12. У цьому випадку структурна формула насадки запишеться так:  $([\Pi_{ц}C_{10}+\Pi_{ц}C_{20}])$ . Оскільки у даній насадці відсутній зазор  $\Delta_y$ , то в даному випадку є постійне центрування пружин стиску при різних положеннях насадки у просторі.

Пружинна насадка з верхньою центральною циліндричною пружиною стиску 12, проміжною ступінчастою шайбою і нижньою ексцентрично розміщеною на колі групою циліндричних пружин стиску подана у поз. 13. Тут структурна формула така:  $([\Pi_{ц}C_{10}+n\Pi_{ц}C_{1e}])$ .

Насадка з комбінацією циліндричних пружин стиску 12 і 13 та тарілчастих пружин 11 подана в поз. 14, структурна формула для такого випадку має вигляд так:  $(\Pi_{ц}C_{10}+[n_1\Pi_{ц}C_{1e}+n_2\Pi_{т}C_{10}])$ . В даному випадку проміжна шайба з центральним наскрізним отвором має буртик з однієї сторони для центрування тарілчастих пружин 11 і глухі отвори на своїй периферії з другої сторони для центрування циліндричних пружин стиску 13.

На відміну від попередньої схеми насадки у поз. 15 подана трипружинна насадка з охоплюваною циліндричною пружиною стиску 12 і розміщеними послідовно охопними циліндричними пружинами 8 і 16. Між даними пружинами розміщена проміжна шайба з центральним наскрізним отвором, що має буртики з двох своїх сторін для центрування пружин 8 і 16. Структурна формула насадки така:  $(\Pi_{ц}C_{10}+[\Pi_{ц}C_{20}+\Pi_{ц}C_{30}])$ . Перевагою такої насадки є простота встановлення пружин стиску і доцільність її використання при свердлінні наскрізних отворів, наприклад, у діапазоні діаметрів від 5 до 12 мм.

На відміну від варіанту насадки з верхнім зазором  $\Delta_b$ , (поз. 11) і вільним переміщенням шайби вверх у поз.16 подана схема насадки з нижнім  $\Delta_n$  та верхнім зазором  $\Delta_b$ . У цьому випадку в насадці використовується охопна ступінчаста шайба 17 і вільно охоплювана нею ступінчаста шайба 18. З дном шайби 18 контактує верхній торець циліндричної пружини стиску 12, а з верхнім периферійним торцем охопної шайби 17 контактує нижній торець циліндричної пружини стиску 7. Структурна формула насадки матиме вигляд:  $([(\Pi_{ц}C_{10}+\Delta_b)+(\Pi_{ц}C_{20}+\Delta_n)])$ .

Всі структури розглянутих пружинних насадок подані в таблиці 2. Як видно з даної таблиці, структурні формули насадок дають повне уявлення про компоновку насадки, розміщення пружин, наявність зазорів, кількість пружинних елементів та їх розміщення відносно один одного в корпусі насадки.

Таблиця 2

Структури пружинних насадок

№ поз.	Структурна формула насадки	№ поз.	Структурна формула насадки
1	$\Pi_{ц}C_{10}$	9	$n\Pi_{ц}C_{1e}$
2	$\Pi_{ц}C_{\varphi 0}$	10	$\Pi_{ц}C_{10}+n\Pi_{ц}C_{1e}$
3	$\Pi_{к}C_{10}$	11	$\Pi_{ц}C_{10}+[\Pi_{ц}C_{20}+\Delta_b]$
4	$\Pi_{к}C_{\varphi 0}$	12	$[\Pi_{ц}C_{10}+\Pi_{ц}C_{20}]$
5	$\Pi_{т}C_{10}$	13	$[\Pi_{ц}C_{10}+n\Pi_{ц}C_{1e}]$
6	$\Pi_{ц}C_{10}+\Pi_{ц}C_{20}$	14	$\Pi_{ц}C_{10}+[n_1\Pi_{ц}C_{1e}+n_2\Pi_{т}C_{10}]$
7	$\Pi_{ц}C_{10}+\Pi_{ц}C_{\varphi 0}$	15	$\Pi_{ц}C_{10}+[\Pi_{ц}C_{20}+\Pi_{ц}C_{30}]$
8	$\Pi_{ц}C_{10}+\Pi_{к}C_{\varphi 0}$	16	$[(\Pi_{ц}C_{10}+\Delta_b)+(\Pi_{ц}C_{20}+\Delta_n)]$

З метою використання однієї і тієї ж насадки для свердління отворів різних діаметрів необхідно застосовувати насадки з охоплюваною і охопною пружинами стиску, тобто насадки, у структурних формулах яких вказаний знак суми. Багатоваріантна структура насадок не вичерпує всіх можливих варіантів їх конструктивного виконання і є основою для створення всієї гами можливих схем пружинних насадок для регулювання подачі свердла при свердлінні наскрізних отворів різних діаметрів за рахунок використання потенційної енергії, яку нагромаджує привід подач верстату в процесі врізування свердла у тіло заготовки.

*In a paper from a position of systems approach the possible modification of subassembly of nozzles with spring elements surveyed and their structural formulas are submitted. Together with one-spring nozzles the schemas of two and three spring nozzles are given which resolve to expand a range of handled through holes without reset of nozzles.*

### **Література**

1. Родин П. Р. Основы проектирования режущих инструментов: Учебник. – К.: Выща школа, 1990. – 424 с.
2. А.с. 1212708 СССР, МКИ В23 в47/00. Механизм подачи шпинделя сверлильного станка/ Н.И.Кузьмин, С.Г.Нагорняк и П.Д.Кривый (СССР). - № 3728754/25-08; Заявлено 27.02.84; Опубл. 23.02.86. Бюл. № 7. – 3 с.
3. Нагорняк С. Г., Луцив И. В. Предохранительные механизмы металлообрабатывающего оборудования: Справочник. – К.: Техника, 1992. – 72 с.

*Одержано*