

М. А. Новік¹
В. В. Музиченко¹

СПОСІБ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ВИЗНАЧЕННЯ КОНТАКТНИХ ТИСКІВ НА ЗОВНІШНІЙ І ВНУТРІШНІЙ ПОВЕРХНЯХ ЗАТИСКНОЇ ВТУЛКИ МАЛОГАБАРИТНОГО ЗАТИСКНОГО ПАТРОНА З РЕГУЛЬОВАНОЮ СИЛОЮ ЗАТИСКУ

¹Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут»

Розглянуто зовнішній гідравлічний пристрій затискного патрону і спосіб експериментального визначення у виробничих умовах крутного моменту між затискною тонкостінною самогальмівною втулкою і циліндричним хвостовиком різального інструмента. Проаналізовані різноманітні існуючі конструкції мотор-шпинделів і затискних патронів, які використовуються у високошвидкісній обробці матеріалів різанням. Досліджено оригінальний затискний патрон, затиск і розтиск якого здійснюється самогальмівною тонкостінною втулкою, спряженою по конічній поверхні з рухомою втулкою, які приводяться в рух відносно затискної втулки гідравлічним циліндром, який не входить до структури затискного патрона. Приведені аналітичні залежності і алгоритм розрахунку контактних тисків між конічними поверхнями втулок і між циліндричними поверхнями затискної втулки і хвостовика інструмента в залежності від тиску живлення, що підводиться до робочих камер гідравлічного (пневматичного) циліндра. Запропонований спосіб експериментального визначення у виробничих умовах коефіцієнта трансформації контактного тиску від рухомої втулки до затискної.

Ключові слова: затискний патрон, рухома і затискна втулки, контактний тиск, гідроциліндр, мотор-шпиндель.

Вступ

Високошвидкісна обробка (ВШО) матеріалів різанням характеризується значними відцентровими силами, нагріванням інструмента, затискного механізму і шпинделя. Найчутливішими елементами до зміни відцентрової сили і температурного нагрівання є підшипники кочення. Їх термін служби залежить від швидкості, змашування, навантаження, попереднього натягу, типу підшипників і маси затискного механізму, що приєднується до шпинделя. Строк служби підшипників за їх оптимального використання для ВШО лежить в межах 5000—7000 годин. Для деяких шпинделів IBAG Switzerland AG за оптимальних обертів термін служби складає приблизно 12000 годин. Підвищення швидкості різання (частоти обертання шпинделя) і температури також суттєво впливає на затискний механізм. При цьому може значно понизитися зусилля затиску інструмента, що, в свою чергу, може призвести до зниження точності та якості обробки і до аварійної ситуації. Під час проектування затискних механізмів для ВШО необхідно особливу увагу приділяти радіальним габаритним розмірам, можливості регулювання зусилля затиску і способу приєднання до мотор-шпинделя. Створення і дослідження малогабаритних за розмірами затискних механізмів з можливістю регулювання зусилля затиску-розтиску є актуальною проблемою, вирішення якої дасть можливість оптимізувати процес обробки матеріалів різанням ВШО.

Метою роботи є розробка і дослідження затискних гідромеханічних затискних патронів, затиск та розтиск яких здійснюється автономними гідравлічними або пневматичними приводами, які не входять до складу патрона і можуть використовуватися для широкого діапазону розмірного ряду патронів.

Результати досліджень

Розробкою і дослідженням мотор-шпинделів, у яких доцільно використовувати малогабаритні затискні патрони, займаються різноманітні фірми: IBAG Switzerland AG; SNFA.

В матеріалах фірм наводяться результати дослідження впливу зусилля попереднього натягу підшипників на жорсткість. При цьому зі збільшенням зусилля попереднього натягу підшипників збільшується жорсткість, нагрів і знижується їх довговічність. Рекомендуються різноманітні способи охолодження шпинделів і типи підшипників. Шпинделі фірми IBAG Switzerland AG адаптовані під всі патрони, що випускаються на світовому ринку. При цьому вбудовані системи затиску вибираються замовником в залежності від максимальної швидкості і розмірів шпинделя.

Проблема створення і дослідження затискних патронів для ВШО розглянута у роботі [1], у якій розглядаються патрони, що використовують ефект теплової деформації. Недоліком патронів теплового затиску є те, що у них складно регулювати зусилля затиску. Крім того зусилля затиску у таких патронах залежить як від допусків на елементи патрона, так і від допусків на елементи (хвостовики) стискання. В роботах [2, 3] розглянуті патрони з силовим запресуванням, які характеризуються значними радіальними розмірами, але у них, як і в попередніх, практично не можливо регулювати зусилля затиску в процесі роботи. Зусилля затиску в них також залежить від температури і допусків на елементи затиску. Регулювання зусилля затиску необхідно для того, щоб в процесі експлуатації в залежності від зміни обертів шпинделя була можливість змінювати і зусилля затиску.

Гідромеханічні затискні патрони з самогальмвальними конічними втулками [4, 5] дають можливість в процесі експлуатації регулювати зусилля затиску і розтиску. Недоліком таких патронів є те, що зменшення радіальних розмірів зумовлює зменшення ефективної площі втулки на яку діє тиск живлення, що змушує підвищувати тиск живлення до 80 МПа і більше. Застосування такого тиску живлення обумовлює використання мультиплікаторів, арматури і апаратури високого тиску.

Оригінальні гідромеханічні затискні патрони розглянуті в роботах [6, 7], в яких крім камер затиску і розтиску використовується камера радіального розтиску. Особливістю трикамерних гідромеханічних затискних патронів є те, що при затиску-розтиску тиск живлення підводиться до камери радіального розтиску. Одночасне підведення тиску живлення до робочої «радіальної» камери дає можливість значно зменшити тиск живлення зі збереженням заданого зусилля затиску-розтиску.

Недоліком двокамерних і трикамерних гідромеханічних затискних патронів є те, що після затиску деталі (інструмента) в робочих камерах залишається робоча рідина, яка при підвищенні температури в зоні різання руйнується і може призвести до виходу із ладу затискного патрона.

Застосування для затиску та розтиску зовнішніх приводів дає можливість значно спростити конструкцію патронів, зменшити радіальні розміри і забезпечувати задане зусилля затиску (розтиску) при незначному тиску живлення, що підводиться до робочих камер автономного приводу.

Розглянемо найпростіший варіант кріплення різального інструмента, наприклад, свердла у шпинделі свердлувального верстата (рис. 1).

Затиск інструмента 4 в шпинделі 2 здійснюється за рахунок зовнішньої сили R , яка діє на інструмент. Розтискання здійснюється за рахунок радіальної сили R_p , як прикладається до клина 3. Така схема кріплення інструмента зумовлює простоту конструкції, малі радіальні розміри, що дуже важливо при ВШО, але така схема затиску розтиску інструмента не забезпечує задане зусилля як затиску, так і розтиску. Крім того у шпинделі такого затискного пристрою може затискуватися тільки інструмент з конічним хвостовиком певного розміру. Інструмент з циліндричним хвостовиком або оправка чи заготовка в такому шпинделі не можуть бути закріплені. Все це значно звужує область застосування такого затискного пристрою.

На рис. 2 показана схема затискного патрону [8], затиск і розтиск якого здійснюється зовнішнім гідравлічним пристроєм.

Затискний патрон із зовнішнім затискним-розтискним гідравлічним пристроєм складається з хвостовика 1 з тон-

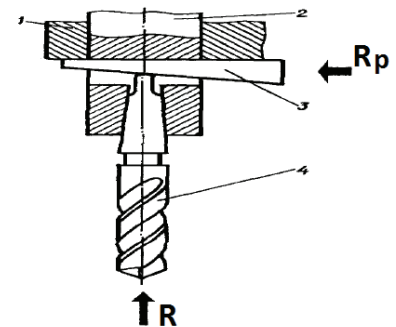


Рис. 1. Закріплення інструменту в шпинделі свердлувального верстата

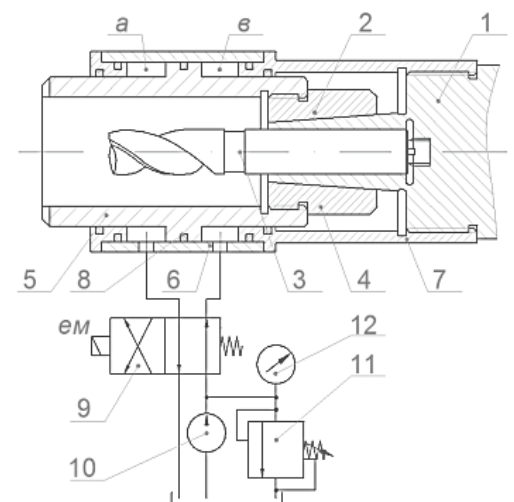


Рис. 2. Схема затискного патрону, затиск і розтиск якого здійснюється зовнішнім гідравлічним пристроєм

костінною самогальмівною затискною конічною втулкою (або пелюстковою цангою) 2, в осьовому циліндричному отворі якої розміщено хвостовик різального інструмента 3 (або заготовка). Зовнішня конічна поверхня втулки 2 спряжена з внутрішньою конічною поверхнею рухомої втулки 4. Втулка 4 з'єднана з порожнистим штоком 5 гідроциліндра 6, кришка 7 якого з'єднана з хвостовиком патрона 1. Поршень 8 і циліндр 6 утворюють робочі герметичні камери *a* і *b*, які каналами живлення з'єднані з вихідними каналами гідравлічного розподільника 9, вхідний канал якого з'єднаний з насосом 10, напірним клапаном тиску 11 і манометром 12.

Принцип дії такого пристрою полягає в такому. У вихідному положенні електромагніт *ем* розподільника 9 знеструмлений. При цьому тиск живлення від насоса 10 подається в камеру *b* циліндра 6, а камера *a* з'єднана зі зливом. Під дією тиску у камері *b* поршень 8 зі штоком 5 рухається ліворуч (за кресленням). При цьому рухома втулка 4 теж рухається ліворуч відносно затискної втулки 2, що веде до розтиску хвостовика інструменту 3. З подачею напруги на електромагніт *ем* розподільника 9 він перемикається праворуч, при цьому рідина під тиском від насоса 10 надходить у камеру *a* циліндра 6, а камера *b* з'єднується зі зливом. Під дією тиску живлення у камері *a* рухома втулка 4 рухається вправо відносно втулки 2 і стискає її в радіальному напрямку внаслідок чого затискається хвостовик інструменту 3. Після затиску насос 10 вимикається і розгвинчуються пари: шток 5 — рухома втулка 2 і кришка 7 — хвостовик 1.

На рис. 3 показаний патрон після затиску і демонтажу циліндра 6.

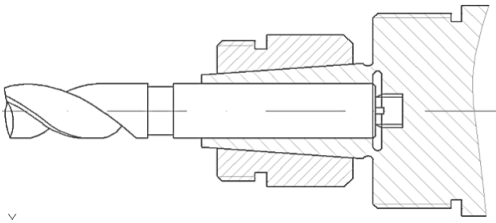


Рис. 3. Патрон після затиску і демонтажу циліндра

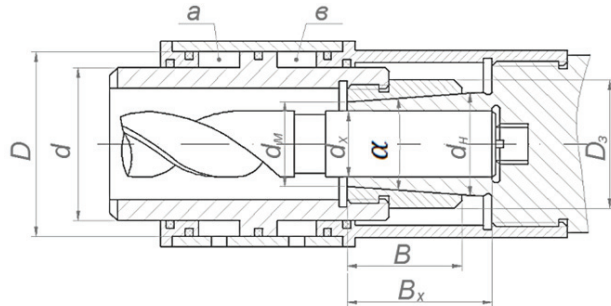


Рис. 4. Схема для розрахунку крутного моменту

У виробничих умовах налаштування на задане зусилля затиску або на крутний момент між затискною втулкою і хвостовиком різального інструменту може здійснюватися як теоретично, використовуючи технічну характеристику патрона, так і експериментально.

Із заданими параметрами затискної та рухомої втулок, модуля пружності *E* і параметрів гідравлічного циліндра, розрахунок крутного моменту між затискною втулкою і хвостовиком інструменту виконується так.

Осьове зусилля, що діє на рухома втулку 4 від циліндра 6, з подачею тиску живлення в камеру *a* і з'єднанні камери *b* зі зливом (атмосфера):

$$R_{oc} = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} p_{ж} - R_{тер},$$

де *D* і *d* — відповідно, діаметр циліндра 6 і діаметр штоку 5; *p_ж* — тиск живлення; *R_{тер}* — зусилля тертя ущільнень поршня та штоку.

1. Радіальне зусилля, що діє на втулку 2 від втулки 4

$$R_p = R_{oc} \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi_B) = \left(\frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} p_{ж} - R_{тер} \right) \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi_B), \quad (1)$$

де α — конусність втулки 2; φ_B — кут тертя втулки 2.

2. Контактний тиск між конічними поверхнями конусних втулок 2 і 4

$$P_k = \frac{R_p}{\pi d_c B}, \quad (2)$$

де $d_c = \frac{d_n + d_m}{2} = \frac{d_n + d_n - 2B \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}{2} = d_n - \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} B$; d_n та d_m — відповідно, найбільший та найменший діаметри спряжених конусів втулок 2 і 4; d_c — середній діаметр; B — довжина спряжених конусів.

3. Підставивши у формулу (2) значення R_p із формули (1), отримаємо:

$$P_k = \frac{\left(\frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} p_{ж} - R_{\text{тер}} \right) \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi_B)}{\pi d_c B}. \quad (3)$$

4. Діаметральна деформація внутрішнього діаметра втулки 4 під дією тиску P_k [10]

$$\Delta D_B = \frac{P_k D_B}{E(D_3^2 - D_B^2)} \left[D_3^2 + \mu(D_3^2 - D_B^2) \right], \quad (4)$$

де D_3 — зовнішній діаметр втулки 4; $D_B = d_c$; E — модуль пружності; μ — коефіцієнт Пуассона.

5. Підставивши значення P_k із формули (3) і значення $d_c = d_n - 2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \cdot B$ у залежність (4) і зробивши перетворення, отримуємо:

$$\Delta D_B = \frac{\left[\frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} p_{ж} - R_{\text{тер}} \right] \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi_B) d_c}{\pi d_c B (D_3^2 - d_c^2)} \left[D_3^2 + \mu(D_3^2 - d_c^2) \right]. \quad (5)$$

6. Крутний момент, що передається від втулки 2 на хвостовик інструмента 3

$$M_{kp} = \pi d_x B_x P_{k,x} \frac{d_x}{2} f_{\text{тер}} = \pi B_x P_{k,x} \frac{d_x^2}{2} f_{\text{тер}}, \quad (6)$$

де $P_{k,x}$ — контактний тиск між втулкою 2 і хвостовиком 3; d_x — діаметр хвостовика інструмента; B_x — довжина спряження хвостовика 3 з втулкою 2; $f_{\text{тер}}$ — коефіцієнт тертя.

7. Контактний тиск може бути визначений за формулою

$$P_{k,x} = \frac{2M_{kp}}{\pi d_x^2 B_x f_{\text{тер}}}. \quad (7)$$

Для визначення коефіцієнта трансформації (передачі) контактної тиску від тиску на конічній поверхні затискної втулки 2 до контактної тиску між циліндричною поверхнею затискної втулки і циліндричною поверхнею хвостовика необхідно дискретно збільшувати тиск, що подається до камери a затискного гідроциліндра, зусилля якого визначає контактний тиск між конічними поверхнями втулок 2 і 4. При цьому для кожного контактної тиску між втулками, експериментально, за крутним моментом визначається контактний тиск між затискною втулкою і хвостовиком інструмента. За отриманими значеннями тисків можна побудувати графік залежності $P_{k,x} = f(P_k)$, де $P_{k,x}$ — контактний тиск між затискною втулкою і хвостовиком інструмента (оправки); P_k — контактний тиск між конічними поверхнями рухомої втулки 4 і затискної втулки 2.

Дослідження показали, що коефіцієнт трансформації залежить від модулів пружності, конусності втулок, товщини стінки затискної втулки та її середнього радіуса. Так при тій самій товщині затискної втулки в залежності від величини середнього радіуса вона може відноситися як до тонкостінних, так і до товстостінних циліндрів, тобто якщо $\delta \geq 0,1r_c$ — втулка товстостінна, а якщо $\delta \leq 0,1r_c$ — тонкостінна.

Аналогічно проводяться експерименти за різної товщини затискних втулок і їх конусності.

Отримані результати дослідження дають можливість оптимізувати параметри затискної втулки

із забезпеченням максимального коефіцієнта трансформації тиску.

Розглянемо експериментальний спосіб налаштування затискного патрону на заданий крутний момент (див. рис. 2). Спочатку у отвір втулки 2 необхідно встановити циліндричний хвостовик оправки такої ж довжини і такого ж діаметра, що і хвостовик інструмента. Після чого подається тиск живлення у камеру *a* циліндра 6 і за допомогою динамометричного ключа здійснюється прокручування оправки. Із досягненням заданого крутного моменту між хвостовиком оправки і втулкою 2 необхідно зафіксувати тиск, що підводився до камери, по манометру 12. Після цього тиск живлення від насоса 10 подається в камеру *b* циліндра 6. При цьому відбувається розтиск оправки, яку вилучають із отвору втулки 2, а на її місце встановлюють хвостовик ріжучого інструменту. Після чого подається тиск живлення від насоса у камеру *a* циліндра 6 і за допомогою напірного клапана 11 підвищують тиск до величини, яку визначено під час затиску оправки.

В процесі експлуатації для запобігання сповзання рухомої втулки 4 із затискної втулки 2, що може призвести до розтиску інструмента і аварійної ситуації, в структуру затискного патрону вводяться додаткові елементи, які дозволяють фіксувати рухому втулку відносно затискної після затиску інструмента (див. заявку на корисну модель № u201404178 від 17.04.2014).

Висновки

Запропонований малогабаритний затискний патрон характеризується високою надійністю роботи незначним радіальним розміром, широким діапазоном регулювання зусилля затиску-розтиску за незначного тиску, що підводиться до робочих камер гідроциліндра. Висока надійність роботи зумовлюється тим, що після затиску, рухома втулка фіксується відносно затискної і унеможливується її сповзання, а зменшення радіального розміру рухомої втулки зумовлює зменшення відцентрової сили під час роботи. Отримані аналітичні залежності і алгоритм визначення контактних тисків між конічними поверхнями втулок і між циліндричними поверхнями затискної втулки і хвостовика інструмента. Запропонований спосіб експериментального визначення коефіцієнта трансформації контактного тиску і налаштування патрону на задане зусилля затиску.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Thermo Grip : проспект / Bilz Werkzeug Fabrik GmbH & Co. KG, Ostfildern, 07.2007, 68.
2. Moser S. Werkzeughalmer Schrumpffutter auf dem Vormarsch / Moser S. // Produktion. — 2006. — № 31/32. — S. 20
3. Operating manual for Schunk Tribos polygonal clamping system SVP 3. Schunk GmbH & Co. KG, Lauffen/Neckar, 10.2006, 36 s.
4. Pat. US6473954B1, INT. Cl. B23B31/30 B23P19/027; F16N34/12. Mounting tool for hydromechanical chuck / Niclas Rosberg, Mats Allard, Inventors; ETP Transmission AB, Assignees. — Filed, 13.11.2000; Date of Pat. 05.11.2002.
5. Патент України № 73045. МПК В23В 31/30, В23В 31/10. Гідромеханічний затискний патрон / Ю. М. Кузнецов, О. Гуменюк, О. Я. Юрчишин : заявник і патентовласник НТУУ «КПІ», опубл. 16.05.2005 р., Бюл. № 5.
6. Патент України № 62943. МПК В23В 31/10, В23В 31/10, Гідромеханічний затискний патрон / М. А. Новік, В. В. Музиченко : заявник і патентовласник НТУУ «КПІ», опубл. 26.09.2011 р., Бюл. № 18.
7. Патент України №48105. МПК В23В 31/10, В23В 31/10, Гідромеханічний затискний патрон / М. А. Новік, В. В. Музиченко : заявник і патентовласник НТУУ «КПІ», опубл. 10.03.2010 р., Бюл. № 5.
8. Заявка на винахід України № a201301130, МПК В23В 31/30 (2006.01). Гідромеханічний затискний патрон / М. А. Новік, В. В. Музиченко, подана 31.01.2013.
9. Абрамов Е. И. Элементы гидропривода : справ. / Е. И. Абрамов, К. А. Колесниченко, В. Т. Маслов. — Изд. 2-е, перераб. и доп. — Киев : Техника, 1977. — 320 с.

Рекомендована кафедрою металорізальних верстатів та обладнання автоматизованих виробництв ВНТУ

Стаття надійшла до редакції 5.09.2014

Новік Микола Андрійович — канд. техн. наук, доцент кафедри конструювання верстатів та машин;
Музиченко Віталій Вікторович — аспірант кафедри конструювання верстатів та машин, e-mail: myzuchenko_v@ukr.net.

Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут», Київ

M. A. Novik¹
V. V. Muzychenko¹

Method of experimental determination of the contact pressure on the outer and inner surface of the clamping bush of small-sized chuck with adjustable clamping force

¹National Technical University of Ukraine «Kyiv Polytechnic Institute»

There have been examined an external hydraulic device chuck and method of experimental determination in a production environment torque between the self-locking clamping thin-walled sleeve and the straight shank cutting tool. There have been analyzed various existing designs of motor spindles and chucks that are used in high-speed metal machining. There has been considered an original cartridge, clamping and unclamping of which is performed by the self-locking thin-walled sleeve adjoined by a conical surface with a movable sleeve, which is set in motion relative to the clamping hub, a hydraulic cylinder, which is not part of the chuck. There have been presented analytical dependences and the algorithm for calculating the contact pressure between the conical surfaces of the bushings and between the cylindrical surfaces of the collet and the tool shank, depending on the supply pressure is supplied to the working chambers of the hydraulic (pneumatic) cylinders. There has been suggested a method of experimental determination in a production environment transformation ratio of the contact pressure from the mobile to the clamping sleeve.

Keywords: chucks, mobile and clamping bush, contact pressure, hydraulic cylinder, motor spindle.

Novik Mykola A. — Cand. Sc. (Eng.), Assistant Professor of the Chair of Constructing of Machine-Tools and Machines;

Muzychenko Vitalii V. — Post-Graduate Student of the Chair of Constructing of Machine-Tools and Machines, e-mail: myzuchenko_v@ukr.net

Н. А. Новик¹
В. В. Музыченко¹

Способ экспериментального определения контактного давления на внешнюю и внутреннюю поверхности зажимной втулки малогабаритного патрона с регулируемой силой зажима

¹Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт»

Рассмотрено внешнее гидравлическое устройство зажимного патрона и способ экспериментального определения в производственных условиях крутящего момента между зажимной тонкостенной самотормозящей втулкой и цилиндрическим хвостовиком режущего инструмента. Проанализированы различные существующие конструкции мотор-шпинделей и зажимных патронов, которые используются при высокоскоростной обработке резанием. Рассмотрен оригинальный патрон, зажим и разжим которого осуществляется самотормозящей тонкостенной втулкой, сопряженной по конической поверхности с подвижной втулкой, приводящейся в движение относительно зажимной втулки гидравлическим цилиндром, который не входит в структуру зажимного патрона. Приведены аналитические зависимости и алгоритм расчета контактных давлений между коническими поверхностями втулок и между цилиндрическими поверхностями зажимных втулок и хвостовика инструмента в зависимости от давления питания, подводимого к рабочим камерам гидравлического (пневматического) цилиндра. Предложен способ экспериментального определения в производственных условиях коэффициента трансформации контактного давления от подвижной втулки к зажимной.

Ключевые слова: зажимной патрон, подвижная и зажимная втулка, контактное давление, гидроцилиндр, мотор-шпиндель.

Новик Николай Андреевич — канд. техн. наук, доцент кафедры конструирования станков и машин;

Музыченко Виталий Викторович — аспирант кафедры конструирования станков и машин, e-mail: myzuchenko_v@ukr.net