

УДК 62-229,32

**М. А. Новік<sup>1</sup>**  
**В. В. Музиченко<sup>1</sup>****ВИЗНАЧЕННЯ НАПРУЖЕНЬ В ЗАТИСКНІЙ ПРУЖНІЙ  
ВТУЛЦІ ГІДРОМЕХАНІЧНОГО ЗАТИСКНОГО ПАТРОНА**<sup>1</sup>Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут»

*Досліджено напруження, що виникають в затискній пружній втулці як в затисненому стані, так і в процесі вибирання зазору між внутрішньою поверхнею конічної втулки і поверхнею хвостовика, під час його затискання. Проаналізовані різноманітні існуючі конструкції мотор-шпинделів і затискних патронів, які використовуються для високошвидкісної обробки матеріалів різанням. Досліджено оригінальний затискний патрон з мінімальними радіальними розмірами і з можливістю фіксації рухомої втулки після затискання, а також можливість регулювання зусилля затиску-розтиску в широкому діапазоні.*

**Ключові слова:** затискний патрон, рухома і затискна втулка, контактний тиск, гідроциліндр, мотор-шпиндель, напруження, радіальна деформація.

**Вступ**

Продуктивність і якість обробки матеріалів різанням на свердлувальних і фрезерувальних верстатах залежить як від швидкості різання, так і від швидкості подачі. В сучасних верстатах, оснащених мотор-шпинделями, швидкості різання досягають 3000 м/хв і більше. Для забезпечення таких високих швидкостей різання необхідно підвищувати частоту обертання шпинделів. Це зумовлює значні відцентрові сили елементів затискних патронів, появу теплових деформацій і вібрацій за дисбалансу елементів затискних механізмів. Для запобігання виникнення цих явищ необхідно зменшувати радіальні розміри затискних патронів, забезпечувати надійне охолодження процесу обробки і мати можливість балансування елементів, що обертаються. Тому створення і дослідження простих за конструкцією, надійних в роботі і з можливістю регулювання зусилля затиску інструмента (або заготовки) є актуальною проблемою, вирішення якої дасть можливість значно підвищувати режими різання і поліпшити якість обробки матеріалів різанням.

*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**

В наш час для високошвидкісної обробки (ВШО) матеріалів різанням використовуються малогабаритні затискні патрони, у яких затиск-розтиск циліндричних хвостовиків інструментів здійснюється або за рахунок теплової деформації елементів патрона [1], або за рахунок силової деформації [2], або за рахунок дії рідини на елемент затиску.

Недоліком патронів з тепловим та силовим затиском є те, що в процесі їх експлуатації неможливе регулювання зусилля затиску, крім того, зусилля затиску залежить від величин допусків, як на діаметр хвостовика інструмента, так і на затиск елемента патрона.

Гідромеханічні затискні патрони характеризуються можливістю регулювання зусилля затиску у широкому діапазоні в процесі експлуатації пристрою. При цьому гідравлічний (пневматичний) пристрій затиску може як входити в структуру патрона [3], так і не входити в неї, тобто бути автономним [4]. Недоліком гідромеханічних затискних патронів є те, що розміщення гідроциліндра, який виконаний у вигляді спряжених по конічній поверхні затискної і рухомої втулок з утворенням герметичних камер затиску і розтиску, в структурі патрона, зумовлює складність конструкції

та значний радіальний розмір. Після затиску рідина залишається в робочих камерах, що може призвести до руйнування і зміни тиску. Так, наприклад, з підвищенням температури в герметичній камері на  $1\text{ }^{\circ}\text{C}$  тиск зростає на  $1,1\text{ МПа}$  [5]. Крім того, в процесі роботи рідина через рухомі з'єднання може витікати з камер, що може призвести до сповзання рухомої втулки з затискної і зменшити зусилля затиску.

Усіх цих недоліків позбавлений гідромеханічний затискний патрон [4], затиск та розтиск якого здійснюється зовнішнім гідро- або пневмоциліндром двобічної дії, що не входить в структуру затискного патрону.

На рис. 1 показаний гідромеханічний затискний патрон з автономним гідроциліндром.

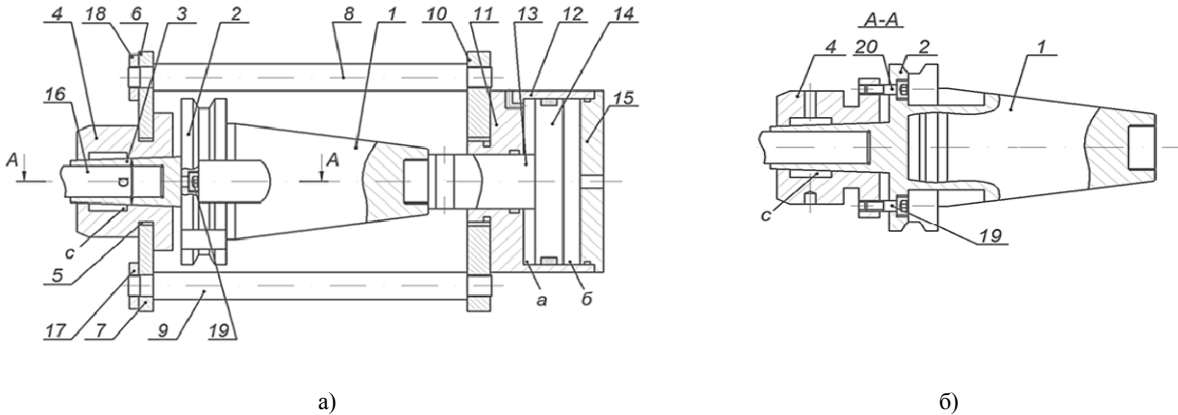


Рис. 1. Гідромеханічний затискний патрон: а — при затиску; б — після затиску

Затискний патрон містить хвостовик 1 з фланцем 2 і затиску тонкостінну втулку 3 (або цангу) з кутом конусності  $\alpha$  меншим за кут самогальмування (рис. 1). Затискна втулка 3 спряжена по конічній поверхні з рухомою втулкою 4, в кільцевій проточці 5 якої розміщені ексцентричні кулачки 6 і 7, які з можливістю повороту розміщені на шпильках 8 та 9. Шпильки 8 та 9 вгвинчені в фланець 10 кришки 11 циліндра 12, шток 13 якого вгвинчений у хвостовик 1. Поршень 14 і кришки 11 та 15 утворюють робочі камери *a* і *b* з каналами живлення. В циліндричному отворі втулки 3 розміщений хвостовик інструмента 16. Кулачки 6 і 7 закріплені на шпильках 8 і 9 гайками 17 та 18. Рухомі втулка 4 і фланець 2 хвостовика 1 скріплені між собою після затиску гвинтами 19 і 20. В рухомій втулці 4 виконана кільцева розточка, яка із зовнішньою конічною поверхнею втулки 3 утворюють кільцеву камеру *c* з каналом живлення.

Затискний патрон працює так. У вихідному положенні камери *a*, *b* і *c* з'єднані зі зливом (атмосферою). Шток 13 циліндра 12 з'єднаний з хвостовиком 1, а рухомі втулка 4 через кулачки 6, 7 та шпильки 8, 9 з'єднані з фланцем 10, який закріплений на кришці 11. Хвостовик 16 інструмента розміщений в отворі затискної втулки (цанги) 3. Гвинти 19 та 20 вгвинчені у втулку 4.

З одночасною подачею тиску живлення в камери *b* і *c* і з'єднанні камери *a* зі зливом (атмосферою), за рахунок тиску у камері *c* втулка 4 відтискається від втулки 3, за рахунок тиску у камері *b* втулка 4 рухається вправо (див. рис. 1) відносно втулки 3, при цьому здійснюється затискання хвостовика 16 інструмента. Після з'єднання камери *c* і *b* зі зливом хвостовик 16 інструмента додатково стискається в радіальному напрямку за рахунок пружного зусилля рухомої втулки 4. Після здійснення затиску відгвинчують гайки 17 і 18, кулачки 6 і 7 поворотом вилучаються з проточки 5 втулки 4 і згвинчують хвостовик 1 з штоком 13 циліндра і вкручують гвинти 19 і 20 у втулку 4 до упора головок гвинтів у фланця 2. Розтиск хвостовика 16 інструмента відбувається аналогічно, при цьому тиск живлення одночасно подається в камери *c* і *a*, а камера *b* з'єднується зі зливом. Перед здійсненням розтиску необхідно гвинти 19 і 20 (переріз А-А) вкрутити із втулки 4.

Таким чином, завдяки сполученню гідроциліндра з патроном через шпильки і поворотні ексцентричні кулачки спрощується конструкція і спрощується доступ до патрона при затиску-розтиску. За рахунок повороту ексцентричних кулачків розширюється діаметральний діапазон спряження їх з кільцевими камерами рухомих втулок. Скріплення гвинтами 19 і 20 між собою втулки 4 і фланця 2 унеможливило сповзання втулки 4 відносно втулки 3 під час роботи, що значно підвищує надійність патрону.

Розглянемо схему навантаження затискної пружної втулки після затиску (рис. 2).

Затискна втулка 2 вважається товстостінною, якщо  $\delta > 0,1 * r_c$ , де  $\delta$  — товщина стінки;  $r_c$  — середній радіус.

В процесі затиску рухома втулка 1 під дією осової сили  $R_{oc}$  створює тиск  $P_2$ , який діє на зовнішню конічну поверхню затискної втулки 2. При цьому відбувається затиск інструменту 3 під тиском  $P_1$ .

За відомих тисків  $P_2$  і  $P_1$  радіальні напруження  $\sigma_r$ , тангенціальні напруження  $\sigma_t$  і радіальна деформація  $U$  затискної втулки 2 визначаються за формулами Ляме:

$$\sigma_r = \frac{r_1^2 P_1 - r_2^2 P_2}{r_2^2 - r_1^2} - \frac{r_1^2 r_2^2 (P_1 - P_2)}{r_2^2 - r_1^2} \frac{1}{r^2};$$

$$\sigma_t = \frac{r_1^2 P_1 - r_2^2 P_2}{r_2^2 - r_1^2} + \frac{r_1^2 r_2^2 (P_1 - P_2)}{r_2^2 - r_1^2} \frac{1}{r^2};$$

$$U = \frac{1 - \mu}{E} \frac{r_1^2 P_1 - r_2^2 P_2}{r_2^2 - r_1^2} r + \frac{1 + \mu}{E} \frac{r_1^2 r_2^2 (P_1 - P_2)}{r_2^2 - r_1^2} \frac{1}{r},$$

де  $r_1$ ,  $r_2$  і  $r$  — радіусні відстані до точок, в яких знаходимо параметри напружень:  $\sigma_r$ ,  $\sigma_t$ , і  $U$ .

Напруження, що діє вздовж осі  $\sigma_z = 0$ .

Процес затиску хвостовика інструмента мона поділити на два етапи: перший етап — вибирання діаметрального зазору  $\delta_3$ , коли номінальний діаметр втулки більший за діаметр хвостовика. Цей процес відбувається зі змінним тиском  $P_2$  і тиском  $P_1 = 0$  (або  $P_1 = P_{атм.}$ ).

Другий етап проходить після вибірки зазору та подальшого підвищення тиску  $P_2$ .

На рис. 3 показано схему для визначення напружень у втулці № 2 під час вибирання зазору

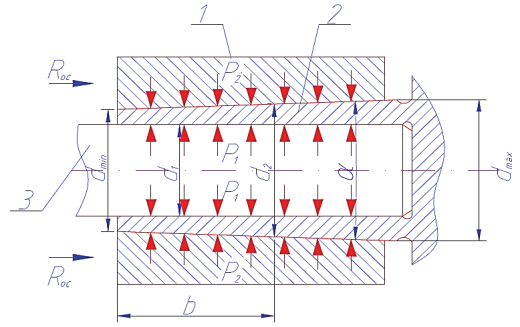


Рис. 2. Схема навантаження затискної втулки 2 після затиску

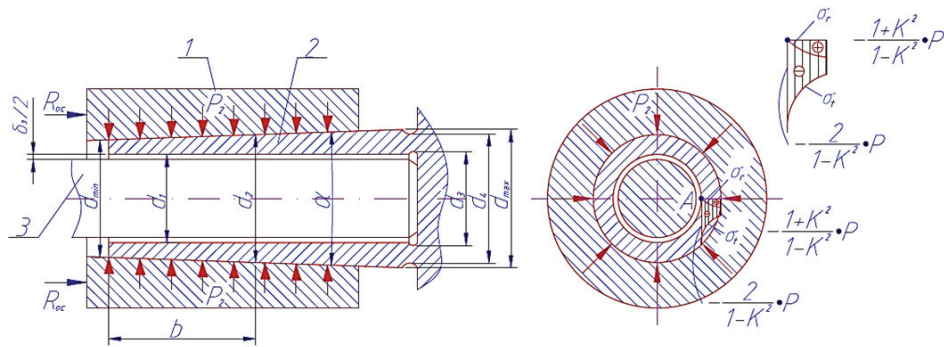


Рис. 3. Схема для визначення напружень під час вибирання зазору між втулкою 2 та хвостовиком інструменту 3

Розглянемо процес навантаження втулки 2 тиском  $P_2$ , тиск  $P_2$  визначається за залежністю

$$P_2 = \frac{(FP_{ж} - R_{тер}) \text{ctg}(\alpha + \varphi)}{\pi d_c b},$$

де  $F$  — площа поршня 14 циліндра 12;  $P_{ж}$  — тиск живлення, що підводиться до камери  $b$  циліндра 12;  $\alpha$  і  $\varphi$  — відповідно, кут конусності втулок і кут гальмування;  $d_c$  — середній діаметр затискної втулки 2;  $b$  — довжина твірної конічної втулки 2.

Підставивши в формули Ляме значення  $P_1 = 0$  і  $P_2$ , отримуємо формули для визначення напружень і деформацій в затискній втулці 2 (див. рис. 3).

$$\sigma_r = -\frac{r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \left( 1 - \frac{r_1^2}{r^2} \right) P_2;$$

$$\sigma_t = -\frac{r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \left( 1 + \frac{r_1^2}{r^2} \right) P_2;$$

$$U = -\frac{1-\mu}{E} \frac{r_2^2 r}{r_2^2 - r_1^2} P_2 + \frac{1+\mu}{E} \frac{r_1^2 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \frac{1}{r} P_2; \quad (1)$$

де  $E$  — модуль пружності;  $\mu$  — коефіцієнт Пуассона.

Напруження на внутрішній поверхні втулки 2, коли  $r = r_1$ : радіальні напруження —  $\sigma_r = 0$ ; тангенціальні —  $\sigma_t = -\frac{2}{1-K^2} P_2$ ;  $K = \frac{r_1}{r_2}$ .

Напруження на внутрішній поверхні втулки 2, коли  $r = r_2$ : радіальні напруження —  $\sigma_r = -P_2$ ; тангенціальні —  $\sigma_t = -\frac{1+K^2}{1-K^2} P_2$ .

Умовою міцності за третьою теорією  $\epsilon$ :

$$\sigma_{\text{екв. III}} = \sigma_t - \sigma_r = \frac{1+K^2}{1-K^2} P_2 + P_2 = \frac{2}{1-K^2} P_2 \leq [\sigma].$$

Таким чином, небезпечна точка А (див. рис. 3) при зовнішньому навантаженні втулки 2 тиском  $P_2$  знаходиться на внутрішній поверхні отвору.

В конічній затискній втулці 2 (див. рис. 3) величина зовнішнього радіуса вздовж осі втулки визначається рівнянням

$$r_2 = r_1 + \delta + b \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2},$$

де  $b$  — відстань від переднього торця втулки 2 до перпендикулярного перетину втулки 2 радіусом  $r_2$ ;  $\alpha$  — кут конусності втулки;  $\delta$  — товщина затискної втулки 2 зі сторони переднього торця, яка дорівнює  $(d_{\min} - d_1)/2$  (див. рис. 2).

Із заданою конусністю затискної втулки тангенціальні напруження в конічній втулці визначаються на внутрішній поверхні за залежністю

$$\sigma_{t,\text{вн}} = -\frac{2}{1 - \left( \frac{r_1}{r_1 + \delta + b \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}} \right)^2} P_2, \quad (2)$$

а на зовнішній поверхні — за залежністю

$$\sigma_{t,\text{зовн.}} = -\left( 1 + \left( \frac{r_1}{r_1 + \delta + b \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}} \right)^2 \right) / \left( 1 - \left( \frac{r_1}{r_1 + \delta + b \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}} \right)^2 \right) P_2. \quad (3)$$

Аналіз залежностей (2) і (3) дозволяє встановити, що зі збільшенням координати  $b$  (радіуса  $r_2$ ), тангенціальні напруження як на внутрішній, так і на зовнішній поверхнях затискної втулки зменшуються.

Так, наприклад, тангенціальні напруження, на внутрішній поверхні затискної втулки з параметрами  $r_1 = 6$  мм;  $\delta = 1$  мм;  $\alpha = 3^\circ$ :

якщо  $b = 0$

$$\sigma_{t,\text{вн}} = -\frac{2}{1 - \left( \frac{r_1}{r_1 + \delta + b \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}} \right)^2} P_2 = -\frac{2}{1 - \left( \frac{6}{6 + 1 + 0 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}} \right)^2} P_2 = -7,538 P_2;$$

якщо  $b = 40$  мм

$$\sigma_{t, \text{вн}} = -\frac{2}{1 - \left( \frac{r_1}{r_1 + \delta + b \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}} \right)^2} P_2 = -\frac{2}{1 - \left( \frac{6}{6 + 1 + 40 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}} \right)^2} P_2 = -4,503 P_2.$$

Тангенціальні напруження на зовнішній поверхні затискної втулки:

якщо  $b = 0$

$$\begin{aligned} \sigma_{t, \text{зовн.}} &= - \left( 1 + \left( \frac{r_1}{r_1 + \delta + b \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}} \right)^2 \right) / \left( 1 - \left( \frac{r_1}{r_1 + \delta + b \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}} \right)^2 \right) P_2 = \\ &= - \left( 1 + \left( \frac{6}{6 + 1 + 0 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}} \right)^2 \right) / \left( 1 - \left( \frac{6}{6 + 1 + 0 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}} \right)^2 \right) P_2 = -6,538 P_2; \end{aligned}$$

якщо  $b = 40$  мм

$$\begin{aligned} \sigma_{t, \text{зовн.}} &= - \left( 1 + \left( \frac{r_1}{r_1 + \delta + b \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}} \right)^2 \right) / \left( 1 - \left( \frac{r_1}{r_1 + \delta + b \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}} \right)^2 \right) P_2 = \\ &= - \left( 1 + \left( \frac{6}{6 + 1 + 40 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}} \right)^2 \right) / \left( 1 - \left( \frac{6}{6 + 1 + 40 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}} \right)^2 \right) P_2 = -3,503 P_2. \end{aligned}$$

Таким чином, найбільші тангенціальні напруження виникають на передній торцевій поверхні затискної втулки.

В процесі затискання-розтискання (див. рис. 3) виникають напруження як стиску, так і розтягу, які визначаються за формулами

$$\sigma_{z, c} = \frac{4R_{oc, c}}{d_4^2 - d_3^2}; \quad \sigma_{z, p} = \frac{4R_{oc, p}}{d_4^2 - d_3^2},$$

де  $R_{oc, c}$  і  $R_{oc, p}$  — відповідно, осьове зусилля стиснення і розтягу;  $d_4$  і  $d_3$  — діаметри.

Для аналізу залежності радіальної деформації конічної затискної втулки вздовж осі, тобто зі зміною координати  $b$  від 0 до  $b_{\max}$  рівняння (1) матиме такий вигляд:

$$U_3 = -\frac{\left( r_1 + \delta + b \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \right)^2}{\left( r_1 + \delta + b \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \right)^2 - r_1^2} \left[ (1 - \mu)r - (1 + \mu)r_1^2 \frac{1}{r} \right] \frac{P_2}{E}.$$

Коли  $r = r_1$  рівняння має вигляд

$$U_3 = -\frac{\left( r_1 + \delta + b \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \right)^2 r_1}{\left( r_1 + \delta + b \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \right)^2 - r_1^2} 2\mu \frac{P_2}{E} = \frac{c}{c - 1} 2\mu \frac{P_2}{E} r_1, \quad (4)$$

$$\text{де } c = \frac{r_1 + \delta + b \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}{r_1}.$$

Аналіз залежності (4) дозволяє встановити, що зі збільшенням координати  $b$  (або радіуса коніч-

ної поверхні затискної втулки) радіальна деформація втулки зменшується.

В тих випадках, коли відомий діаметральний зазор між внутрішнім діаметром затискної втулки і хвостовиком інструменту та за відомих параметрів  $\mu$ ,  $\delta$ ,  $b$ ,  $E$ ,  $r_1$  і  $\alpha$  можна визначити тиск  $P_2$ , за якого буде вибраний зазор між хвостовиком і втулкою.

$$P_2 = \frac{\delta_3(c-1)E}{2\mu c}.$$

### Висновки

Запропонований гідромеханічний затискний патрон характеризується простотою конструкції, можливістю регулювання як зусилля затиску, так і розтиску. При цьому можуть застосовуватись як гідравлічні, так і пневматичні циліндри двосторонньої дії з невисоким тиском живлення. Крім того, фіксація рухомої втулки після затиску забезпечує високу надійність патрона під час роботи.

Отримані аналітичні залежності дають можливість розраховувати напруження в затискній втулці. Проведений аналіз дав можливість зробити висновок про доцільність того, щоб початкове спряження хвостовика з отвором затискної втулки було беззазорним. Це зменшить деформацію затискної втулки і таким чином підвищить її довговічність.

### СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Thermo Grip : проспект фірми Bilz Werkzeug Fabrik GmbH & Co. KG, Ostfildern, 07.2007, 68.
2. Moser S. Werkzeughalmer Schrumpffutter auf dem Vormarsch // Produktion. — 2006. — № 31/32. — S. 20.
3. Патент України № 48105. МПК В23В 31/10, В23В 31/10. Гідромеханічний затискний патрон / Новік М. А., Музиченко В. В. : заявник і патентовласник НТУУ «КПІ», опубл. 10.03.2010р., Бюл. № 5.
4. Заявка на корисну модель № u201404178, МПК В23В 31/30. Затискний патрон / Новік М. А., Музиченко В. В., подана 17.04.2014.
5. Элементы гидропривода : справ. / Абрамов Е. И., Колесниченко К. А., Маслов В. Т. — Изд. 2-е, перераб. и доп. Киев : Техника, 1977. — 320 с.

Рекомендована кафедрою технології та автоматизації машинобудування ВНТУ

Стаття надійшла до редакції 8.10.2014

**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. Novik<sup>1</sup>**  
**V. V. Muzychenko<sup>1</sup>**

## Determination of stresses into the spring elastic sleeve of hydromechanical clamping chuck

<sup>1</sup>National Technical University of Ukraine «Kyiv Polytechnic Institute»

*This article explores the tensions that arise in elastic clamping sleeve caught in a state and in the sampling gap between the inner diameter of the conical sleeve and the shank diameter, with its clamp. A variety of existing designs of motor spindles and clamping chucks used in high-speed processing of materials cutting is analyzed. The original clamping chuck with minimal radial dimensions with the ability to fix the movable sleeve after clamping and adjustable clamping force, decompressing in a wide range.*

**Keywords:** chuck, moving and clamping bushing, contact pressure, hydraulic cylinders, motor- spindle, tension, radial deformation.

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

**Muzychenko Vitaii V.** — Post-Graduate Student of the Chair of Constructing of Machine-tools and Machines, e-mail: myzuchenko\_v@ukr.net

**Н. А. Новик<sup>1</sup>**  
**В. В. Музыченко<sup>1</sup>**

## **Определение напряжений в зажимной упругой втулке гидромеханического зажимного патрона**

<sup>1</sup>Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт»

*Исследованы напряжения, возникающие в зажимной упругой втулке как в зажатом состоянии, так и в процессе выборки зазора между внутренним диаметром конической втулки и диаметром хвостовика, при его зажиме. Проанализированы различные существующие конструкции мотор-шпинделей и зажимных патронов, которые используются при высокоскоростной обработке резанием. Исследован оригинальный патрон с минимальными радиальными размерами и возможностью фиксации подвижной втулки после зажима а также, возможностью регулировки усилия зажима-разжима в широком диапазоне.*

**Ключевые слова:** патрон, подвижная и зажимная втулка, контактное давление, гидроцилиндр, мотор-шпиндель, напряжение, радиальная деформация.

**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