

**Чернець М.В.**

Дрогобицький державний педагогічний  
університет ім. Івана Франка,  
м. Дрогобич, Україна,  
Люблінський політехнічний інститут,  
м. Люблін, Польща  
E-mail: chernets@drohobych.net

## ОЦІНКА ВПЛИВУ РАДІАЛЬНОГО ЗАЗОРУ У ПІДШИПНИКУ КОВЗАННЯ НА ДОВГОВІЧНІСТЬ І МАКСИМАЛЬНІ КОНТАКТНІ ТИСКИ

УДК 539.538: 539.3

Досліджено вплив величини радіального зазору у підшипнику ковзання з малою технологічною овальністю вала на його довговічність та максимальні контактні тиски. Встановлено, що при зменшенні радіального зазору довговічність підшипника зростає, а максимальні контактні тиски знижуються як при однообластевому, так і при двообластевому контакті. При зменшенні у підшипнику радіального зазору з 0,41 до 0,11 мм (у 3,72 рази) його довговічність зростає у 1,84 рази. При цьому початкові максимальні контактні тиски знижуються близько 2 разів, а у результаті зношування відбувається подальше їх зниження. При зазорі близькому до нуля ( $\epsilon = 0,01$  мм) довговічність зростає у 12,1 рази. Результати досліджень подано графічно та таблично.

**Ключові слова:** підшипник ковзання, технологічна овальність вала, радіальний зазор, довговічність, максимальні контактні тиски, інтервально - блочна схема трибоконтактної взаємодії.

Підшипники ковзання є одними з поширених вузлів тертя. При їх конструюванні не проводиться розрахункова оцінка впливу радіального зазору  $\epsilon$  на довговічність підшипника у зв'язку з відсутністю такої методики. Його величина залежить від діаметру  $d$  цапфи вала, швидкості  $V$  ковзання, густини оливи та інших чинників. У літературі також відсутні розв'язки відповідних трибоконтактних задач з дослідження цього практично важливого питання, хоча величина радіального зазору  $\epsilon$  впливає на рівень контактних тисків, зношування та ресурс підшипника.

Окрім того, як встановлено у працях [1, 2], на параметри контакту і трибоконтакту теж впливає мала технологічна некрутлість вала і втулки. Нижче за узагальненою кумуляційною моделлю зношування [4, 5] проведено прогнозну оцінку довговічності підшипника ковзання з овальністю вала з застосуванням експрес-методу дослідження кінетики трибоконтактної взаємодії його елементів [6].

### 1. Постановка трибоконтактної задачі

У підшипнику ковзання (рис. 1) з овальністю контурів виникатиме їх мішаний (одно-двообластевий) контакт втулки 1 і вала 2. Зокрема на рис. 1, а зображено випадок симетричного однообластєвого співдотику його елементів (вихідне положення вала при куті його повороту  $\alpha_2 = 0$ ), а на рис. 1, б – їх симетричного двообластєвого співдотику (проміжне положення при  $\alpha_2 = 90^\circ$ ).

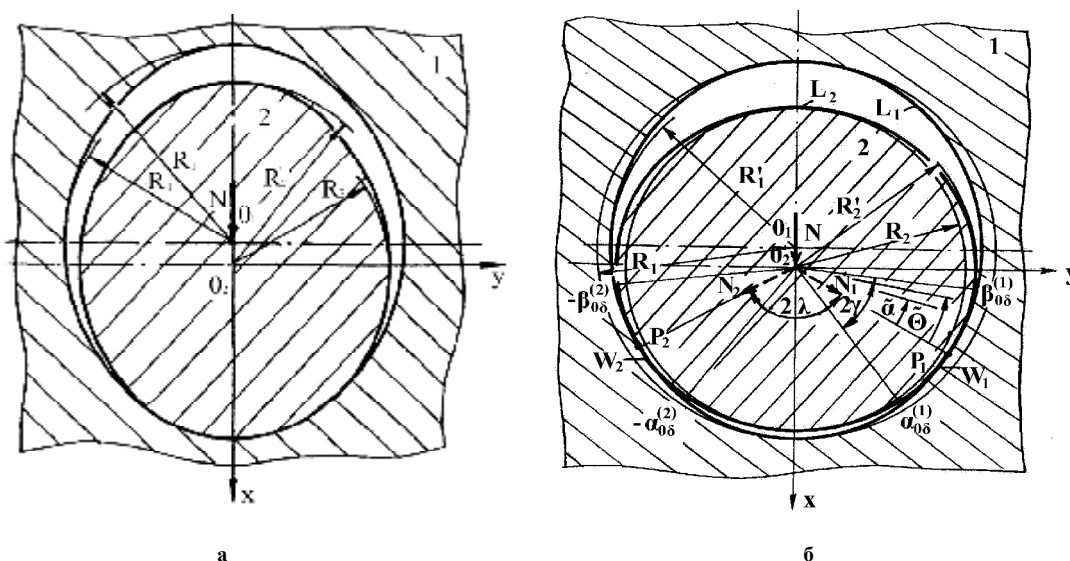


Рис. 1 – Розрахункова схема підшипника ковзання із овальністю контурів співдотичних тіл:  
а – симетричний однообластєвий співдотик;  
б – симетричний двообластєвий співдотик

Вал 2 і втулка 1 мають малу технологічну некруглість (овальність, тригранність, чотиригранність)  $\delta_k \ll R_k$  (де  $k$  – нумерація тіл), яка неминує виникає у процесі їх виготовлення. Відповідно  $\delta_1 = R_1 - R'_1$ ,  $\delta_2 = R'_2 - R_2$ , а  $R_1$  – велика піввісь отвору у втулці,  $R'_1$  – його мала піввісь,  $R'_2$  – велика піввісь контуру перерізу вала,  $R_2$  – його мала піввісь. У підшипнику наявний радіальний зазор  $\varepsilon = R_1 - R_2 > 0$ .

Вал 2, що обертається з кутовою швидкістю  $\omega_2 = \text{const}$ , навантажено радіальною зосередженою силою  $N$ . Пружні властивості вала 2 і втулки 1 є різними. Під впливом навантаження в області контакту виникає сила тертя, що зумовлює зношування вала і втулки. Зносостійкість матеріалів вала і втулки є неоднаковою.

Під впливом радіальної сили  $N$  у області  $W$  (областях контакту  $W_1, W_2$ ) контакту виникатимуть контактні тиски, а внаслідок обертання вала відбуватиметься зношування співдотичних деталей. Поворот вала на кут  $\alpha_2$  від вихідного положення (рис. 1, а) призводитиме до переходу від однообластєвого симетричного до однообластєвого косоного контакту, далі до двообластєвого косоного, двообластєвого симетричного (рис. 1, б), двообластєвого косоного і знову до однообластєвого косоного та симетричного контакту.

Для однообластєвого симетричного контакту  $\alpha_2 = 0$  (рис. 1, а) параметри, що його характеризують це: кут контакту  $2\alpha_{0\delta}$ , максимальний контактний тиск  $p(0, \delta)$ , область контакту  $W = 2\alpha_{0\delta}R_2$ . При двообластєвому симетричному контакті ( $\alpha_2 = 90^\circ$ ) (рис. 1, б) його параметри це: контактні тиски  $p(\alpha_2, \delta)$ , які досягають найбільших значень  $p(\lambda, \delta)$  по лінії дії сил  $N_1 = N_2 = N/2 \cos \lambda$ ; кути контакту  $2\gamma_1 = 2\gamma_2$ , області контакту  $W_1 = W_2 = 2\gamma R_2$ . Кут початкового співдотику  $2\lambda$  тіл є невідомим і для його визначення розроблено відповідні методи [3]. При несиметричному двообластєвому контакті сили  $N_1 \neq N_2$ , кути  $\lambda_1 \neq \lambda_2$ , кути контакту  $2\gamma_1 \neq 2\gamma_2$ , тиски  $p(\lambda_1, \delta) \neq p(\lambda_2, \delta)$  і їх величини залежать від кута повороту  $\alpha_2$  вала.

## 2. Числовий розв'язок задачі

Його проведено з використанням узагальненої кумуляційної моделі зношування [14, 15] для випадку мішаної трибоконтактної взаємодії у підшипнику, вал якого має овальність, а втулка є коловою. Дані для обчислень:  $N = 0,1$  МН;  $R_2 = 0,05$  м;  $v = 0,0628$  м/с;  $f = 0,04$  – коефіцієнт тертя ковзання;  $\varepsilon = 0,01; 0,11; 0,21; 0,31; 0,41$  мм;  $\delta_1 = 0, \delta_2 = 0; 0,05; 0,1; 0,15; 0,2; 0,3; 0,4$  мм,  $\delta_1 + \delta_2 \leq \varepsilon$ ;  $n_2 = 12$  об/хв – кількість обертів вала;  $h_{*} = 0,3$  мм – допустиме зношування втулки;  $B = 7200$  об. – розмір блока постійних умов контакту;  $\Delta\alpha_2 = 10^\circ$  – інтервал дискретизації контуру вала; матеріал втулки: бронза ОЦС 5-5-5, для якої  $E_1 = 1,1 \cdot 10^5$  МПа – модуль Юнга,  $\mu_1 = 0,34$  – коефіцієнт Пуассона;  $B_1 = 4,75 \cdot 10^9$ ,  $m_1 = 0,85$ ,  $\tau_{10} = 0,1$  МПа – характеристики зносостійкості бронзи; матеріал вала: сталь 35 (гартування + високий відпуск), для якої  $E_2 = 2,1 \cdot 10^5$  МПа,  $\mu_2 = 0,3$ ,  $B_2 = 5,46 \cdot 10^9$ ,  $m_2 = 0,66$ ,  $\tau_{20} = 0,08$  МПа.

Результати розв'язку задачі наведено на рис. 2, де подано довговічність  $n_{2*}$ , та у табл. 1, де вказано величини максимальних контактних тисків за різних значень радіального зазору.

Аналіз отриманих результатів свідчить, що для ідеалізованого контуру вала ( $\delta_2 = 0$ ), коли реалізується однообластєвий контакт, довговічність підшипника є найнижчою (графік 0). У випадку овальності  $\delta_2 > 0 = \delta_{2\text{max}}^{(1)}$  (табл. 1) у однообластєвому контакті довговічність (графік 1) помітно зростає в усьому діапазоні зміни  $\varepsilon$ . В подальшому при зростанні  $\delta_2 > 0 = \delta_{2\text{max}}^{(2)}$  при двообластєвому контакті (графік 2) теж надалі дещо зростає довговічність. При зменшенні у підшипнику радіального зазору з 0,41 до 0,11 мм (в 3,72 рази) його довговічність зростає у 1,84 рази (рис. 1), а при зазорі близькому до нуля ( $\varepsilon = 0,01$  мм) довговічність зростає у 12,1 рази.

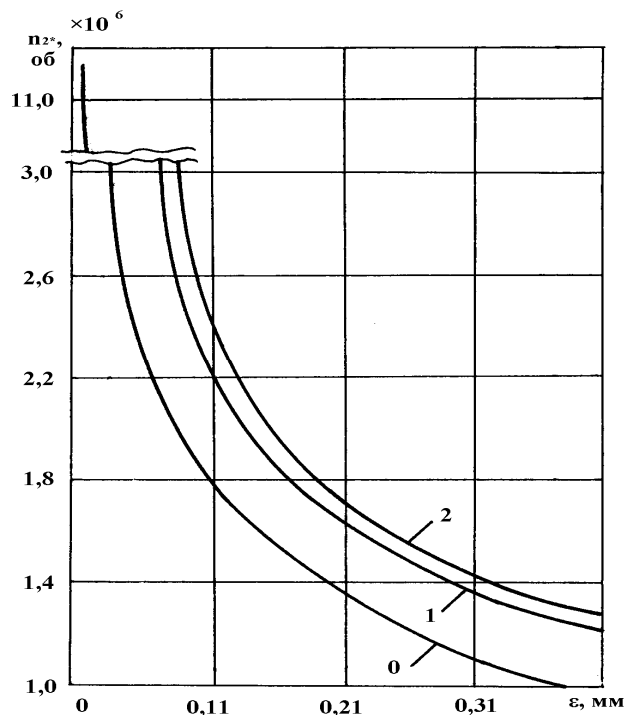


Рис. 2 – Вплив радіального зазору на довговічність підшипника:  
 0 –  $\delta_2 = 0$ ;  
 1 –  $d_{2\max}^{(1)}$ ;  
 2 –  $d_{2\max}^{(2)}$

Таблиця 1

## Максимальні контактні тиски у підшипнику

$\delta_2$ , мм	$p(0, \delta), p(0, \delta, h)$ , МПа	$\varepsilon$ , мм				
		0,01	0,11	0,21	0,31	0,41
$\delta_2 = 0$	$p(0, \delta)$	3,24	10,65	14,71	17,87	20,54
	$p(0, \delta, h)$	1,2	3,66	8,95	12,80	15,96
$\delta_{2\max}^{(1)}$	-	-	( $\delta_2 = 0,05$ )	( $\delta_2 = 0,1$ )	( $\delta_2 = 0,15$ )	( $\delta_2 = 0,2$ )
	$p(0, \delta)$	-	12,84	17,87	21,46	25,06
	$p(0, \delta, h)$	-	10,14	15,82	19,81	23,01
$\delta_{2\max}^{(2)}$	-	-	( $\delta_2 = 0,1$ )	( $\delta_2 = 0,2$ )	( $\delta_2 = 0,3$ )	( $\delta_2 = 0,4$ )
	$p(0, \delta)$	-	14,71	20,55	25,06	28,87
	$p(\lambda, \delta)$	-	(17,62)	(24,85)	(40,89)	(50,72)
	$p(0, \delta, h)$	-	9,97	15,96	20,68	24,72
	$p(\lambda, \delta, h)$	-	(12,89)	(19,00)	(32,89)	(41,84)

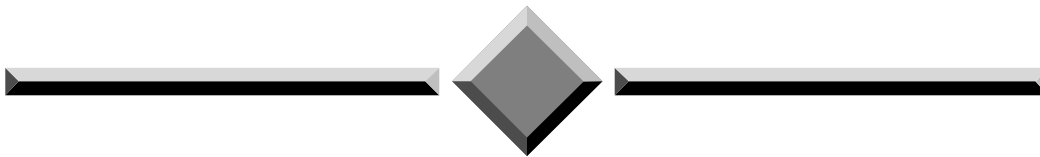
Примітки: 1. У дужках подано максимальні контактні тиски  $p(\lambda, \delta)$ ,  $p(\lambda, \delta, h)$  у зоні двообластєвого контакту. 2. Відповідно:  $\delta_{2\max}^{(1)}$  – максимальна величина овальності вала, при якій ще буде однообластєвий контакт, а  $\delta_{2\max}^{(2)}$  – максимальна величина овальності вала у двообластєвому контакті

Наведені дані свідчать, що у діапазоні зменшення радіальних зазорів  $\varepsilon = 0,41 \dots 0,11$  мм початкові максимальні контактні тиски знижуються близько 2 разів. У результаті зношування відбувається їх зниження у 1,1 ... 2,9 разів при однообластевому контакті. Рівень початкових максимальних контактних тисків у двообластевому контакті є суттєво вищим, ніж у однообластевому особливо у випадку більших радіальних зазорів.

### Література

1. Чернець М.В., Лебедева Н.М. Оцінка кінетики зношування трибосистем ковзання при наявності овальності контурів їх елементів за кумуляційною моделлю // Проблеми трибології. – 2005. – №4. – С. 114-120.
2. Чернець М.В., Андрейків О.Є., Лебедева Н.М., Жидик В.Б. Модель оцінки зношування і довговічності підшипника ковзання за малої некруглості // ФХММ. – 2009. – № 2. – С. 121-129.  
(Chernets M.V., Andreikiv O.E., Liebidieva N.M. and Zhydyk V.B. A model for evaluation of wear and durability of plain bearing with small non-circularity of its contours // Materials Science. – 2009. - №2. – P. 279 -290.)
3. Чернець М.В. Контактна задача для циліндричного з'єднання з технологічним ограненням контурів деталей // ФХММ. – 2009. – № 6. – С. 93-99.  
(Chernets M.V. A contact problem for a cylindrical joint with technological faceting of the contours of its parts // Materials Science. – 2009. - №6. - P. 859 -868.)
4. Чернець М.В., Жидик В.Б. Узагальнена кумуляційна модель дослідження кінетики зношування підшипника ковзання. Ч.1. Лінійна і кумуляційна модель // Проблеми трибології. – 2012. – № 4. – С. 11-17.
5. Чернець М.В., Жидик В.Б. Узагальнена кумуляційна модель кінетики зношування підшипника ковзання. Ч.2. Узагальнена кумуляційна модель // Проблеми трибології. – 2013. - №1. – С. 6-15.
6. Чернець М.В., Жидик В.Б. Експрес – метод дослідження кінетики трибоконтактної взаємодії у підшипнику ковзання з технологічною некруглістю контурів деталей // Проблеми трибології. – 2013. – № 2. – С. 6-12.

Поступила в редакцію 30.07.2013



**Проблеми трибології**  
**“Problems of Tribology”**  
**E-mail: [tribosensor@gmail.com](mailto:tribosensor@gmail.com)**

**Chernets M.V. The influence estimation of radial clearance in sliding bearing on longevity and maximal contact pressures.**

The influence of radial clearance magnitude in a sliding bearing with small technological ovality of shaft on its longevity and maximal contact pressures has been investigated. It has been determined, that in the case of radial clearance decrease, the bearing longevity increases and maximal contact pressures decrease both for single-area and double-area contact. In the case of radial clearance decrease in the bearing from 0,41 to 0,11 mm (that is 3,72 times) its longevity increases by 1,84 times. During this process, the starting maximal contact pressures are decreasing for approximately two times and in the result of wear, their further decrease is taking place. When the clearance is approximate to zero ( $\varepsilon = 0,01$  mm), the longevity increases by 12,1 times. The results of the investigations have been presented graphically and tabularly.

**Key words:** sliding bearing, technological ovality of shaft, radial clearance, longevity, maximal contact pressures, interval-block scheme of tribocontact interaction.

**References**

1. Chernets M.V., Liebidieva N.M. Otsinka kinetyky znoshuvannya trybosystem kovzання pry naiavnosti ovalnosti konturiv yikh elementiv za kumuliatsiinoiu modelliu. Problemy trybolohii, 2005, No 4, pp. 114 -120.
2. Chernets M.V., Andreikiv O.Ye., Liebidieva N.M., Zhydyk V.B. Model otsinky znoshuvannya i dohvichnosti pidshypnyka kovzання za maloi nekrughlosti . FKhMM, 2009, No 2, pp. 121 - 129. (Chernets M.V., Andreikiv O.E., Liebidieva N.M. and Zhydyk V.B. A model for evaluation of wear and durability of plain bearing with small non-circularity of its contours. Materials Science, 2009, №2, pp. 279 -290.)
3. Chernets M.V. Kontaktna zadacha dlia tsylindrychnoho ziednannya z tekhnolohichnym ohranenniam konturiv detalei. FKhMM, 2009, No 6, pp. 93-99. (Chernets M.V. A contact problem for a cylindrical joint with technological faceting of the contours of its parts. Materials Science, 2009, No 6, pp. 859 - 868.)
4. Chernets M.V., Zhydyk V.B. Uzahalnena kumuliatsiina model doslidzhennia kinetyky znoshuvannya pidshypnyka kovzання. Ch.1. Liniina i kumuliatsiina model. Problemy trybolohii, 2012, No 4, pp. 11 - 17.
5. Chernets M.V., Zhydyk V.B. Uzahalnena kumuliatsiina model kinetyky znoshuvannya pidshypnyka kovzання. Ch.2. Uzahalnena kumuliatsiina model. Problemy trybolohii, 2013, No 1, pp. 6 - 15.
6. Chernets M.V., Zhydyk V.B. Ekspres – metod doslidzhennia kinetyky trybokontaktnoi vzaiemodii u pidshypnyku kovzання z tekhnolohichnoiu nekrughlistiu konturiv detalei. Problemy trybolohii, 2013, No 2, pp. 6 - 12.