

**Чернець М.В.,\* \*\*****Жидик В.Б.,\*****Чернець Ю.М.\***

\* Дрогобицький державний педагогічний університет ім. Івана Франка, м. Дрогобич, Україна

\*\* Люблінський політехнічний інститут, м. Люблін, Польща

E-mail: chernets@drohobych.net

## ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ПАРАМЕТРІВ ІНТЕРВАЛЬНО - БЛОЧНОЇ СХЕМИ ТРИБОКОНТАКТНОЇ ВЗАЄМОДІЇ НА ДОВГОВІЧНІСТЬ ПІДШИПНИКА КОВЗАННЯ З МАЛОЮ ОВАЛЬНІСТЮ ВАЛА

УДК 539.538: 539.3

Досліджено вплив величини інтервалу дискретизації контуру вала з малою технологічною овальністю та циклів трибоконтактної взаємодії при сталих умовах у підшипнику ковзання. Встановлено, що збільшення величини інтервалу дискретизації контуру втричі призводить до прямо пропорційного зменшення часу обчислень та до певного зниження довговічності роботи підшипника. Також пропорційно зростанню розміру блоку зменшується час обчислень та приблизно на 0,0001 % від розміру блоку знижується розрахункова довговічність. Виявлено, що овальність вала призводить до підвищення довговічності підшипника до 21 %.

**Ключові слова:** підшипник ковзання, узагальнена кумуляційна модель зношування, довговічність, інтервально - блочна трибоконтактна взаємодія

### Вступ

Розв'язок трибоконтактної задачі для підшипника ковзання з технологічною некруглістю контурів його спряжених деталей за кумуляційною [1, 2] чи узагальненою кумуляційною моделлю зношування [3, 4] є складним як у математичному плані, так і у чисельній реалізації. Наявність технологічної некруглості вала, що неминуче виникає при виготовленні, змушує розглядати його контактну і трибоконтактну взаємодію з втулкою на певних вибраних інтервалах зі сталими умовами контакту. Тобто протягом одного оберту вала досліджуються  $j$  його окремих взаємодій з втулкою. Від числа цих інтервалів взаємодій залежатиме тривалість чисельного розв'язку задачі та його точність.

Чим меншим буде інтервал дискретизації контуру  $L_2$  вала, що характеризується кутом повороту  $\Delta\alpha_2$ , тим точнішим буде розв'язок по визначенню параметрів взаємодії, але, відповідно, і тривалішим. Якщо прийняти  $\Delta\alpha_2 = 1^\circ$ , то при  $10^6$  обертів вала до досягнення допустимого зношування втулки слід провести розв'язок  $360 \cdot 10^6$  окремих складних трибоконтактних задач зі зміною умов контакту на кожному інтервалі внаслідок зношування та кумуляцією його результатів. Тому доцільно збільшити інтервал дискретизації контуру, прийнявши  $\Delta\alpha_2 = 5^\circ, 10^\circ, 15^\circ$ , що, відповідно, призведе до пропорційного зменшення часу обчислень.

Однак, як встановлено у результаті числового експерименту [4], тривалість обчислень залишається значною. Тому з метою інтенсифікації чисельного розв'язку запропоновано інтервально-блочну схему обчислень, при якій параметри взаємодії на кожному інтервалі покладаються незмінними протягом прийнятого числа обертів вала (циклів взаємодій або розміру блоку).

У даній статті досліджено вплив на довговічність підшипника величини інтервалу дискретизації при різних розмірах блоків взаємодії.

### 1. Постановка задачі

Для дослідження вибрано підшипник ковзання з овальністю вала 2 і втулки 1 (рис. 1), де у залежності від величини овальності буде реалізуватися однообластевий контакт тіл протягом цілого оберту вала або ж мішаний (одно-дво-однообластевий) контакт. Овальність втулки  $\delta_1 = R_1 - R'_1$ , а вала  $\delta_2 = R'_2 - R_2$ , де  $R_1, R'_1$  – велика та мала півосі отвору втулки,  $R'_2, R_2$  – велика та мала півосі вала. Крім того наявний радіальний зазор у підшипнику  $\varepsilon = R_1 - R_2 > 0$ .

Вал 2, навантажений радіальною силою  $N$ , обертається зі сталою кутовою швидкістю  $\omega_2$  і внаслідок цього в області контакту виникає сила тертя, яка призводить до зношування співдотичних деталей. Пружні властивості матеріалів втулки і вала та їх зносостійкість є різними.

Внаслідок повороту вала на певний кут  $\alpha_2$  буде реалізовуватись однообластевий (симетричний і косий) або ж мішаний (косий і симетричний) співдотик. При однообластевому симетричному контакті –

рис. 1, а ( $\alpha_2 = 0$ ) - його параметрами будуть: кут контакту  $2\alpha_{0\delta}$ , максимальний контактний тиск  $p(0, \delta)$ , область контакту  $W = 2\alpha_{0\delta}R_2$ . При однообластевому несиметричному контакті, відповідно: кут контакту  $2\alpha_{0\delta}(\alpha_2)$ , максимальний контактний тиск  $p(\alpha_2, \delta)$ , область контакту  $W(\alpha_2) = 2\alpha_{0\delta}(\alpha_2)R_2$ .

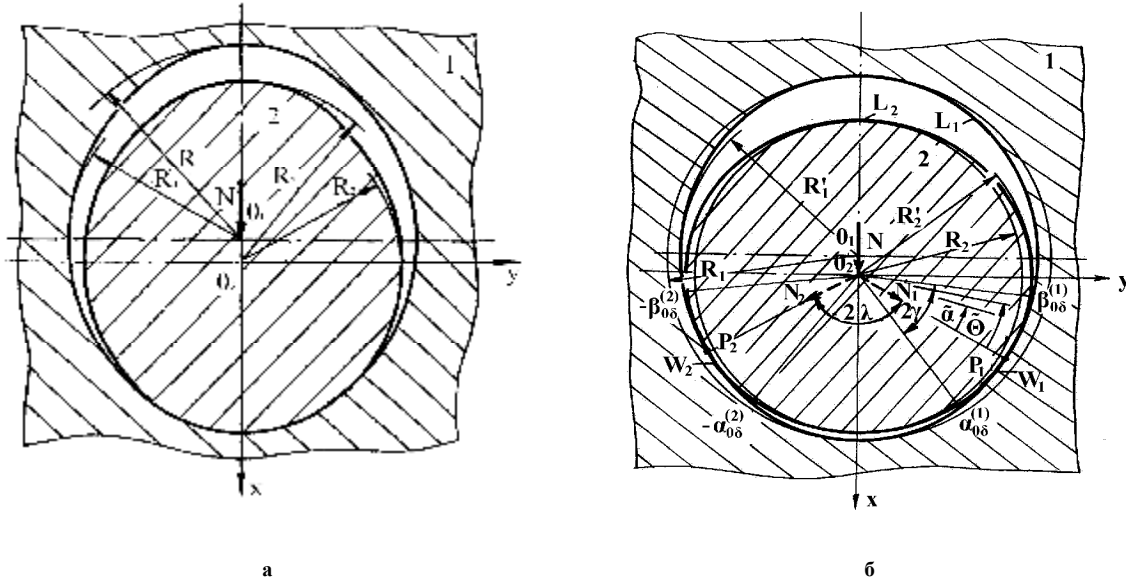


Рис. 1 – Розрахункова схема підшипника з овальністю деталей:  
а – вихідне положення вала з однообластевим контактом;  
б – симетричний двообластевий контакт

При двообластевому симетричному контакті ( $\alpha_2 = 90^\circ$ ) (рис. 1, б) його параметри це: контактні тиски  $p(\alpha_2, \delta)$ , які досягають найбільших значень по лінії дії сил  $N_1 = N_2 = N / 2 \cos \lambda$ ; кути контакту  $2\gamma_1 = 2\gamma_2$ , області контакту  $W_1 = W_2 = 2\gamma R_2$ . У випадку несиметричного двообластєвого контакту  $N_1 \neq N_2$ ,  $\lambda_1 \neq \lambda_2$ ,  $2\gamma_1 \neq 2\gamma_2$ ,  $W_1 \neq W_2$ ,  $p(\lambda_1, \delta) \neq p(\lambda_2, \delta)$  і вони залежать від  $\alpha_2$  [3]. Кут початкового співдотику  $2\lambda$  визначається згідно [5], а  $\lambda_1 + \lambda_2 = 2\lambda$ .

## 2. Числовий розв'язок задачі

Його проведено для випадку мішаного контакту підшипника, вал якого має малу овальність контуру, а втулка - коловий отвір.

Дані для обчислень є такими:  $N = 0,1$  МН;  $R_2 = 0,05$  м;  $v = 0,0628$  м/с;  $f = 0,04$  – коефіцієнт тертя ковзання;  $\varepsilon = 4,1 \cdot 10^{-4}$  м;  $\delta_1 = 0$ ,  $\delta_2 = (0; 1; 2; 3; 4) \cdot 10^{-4}$  мм,  $\delta_1 + \delta_2 \leq \varepsilon$ ;  $\delta_2 \leq \delta_1$ ;  $\Delta\alpha_2 = 5^\circ, 10^\circ, 15^\circ$ ;  $n_2 = 12$  об/хв – кількість обертів вала;  $h_{1*} = 0,3$  мм – допустиме зношування втулки;  $B = 1, 12, 720, 7200, 72000$  обертів – розміри блоків; матеріал втулки: бронза ОЦС 5-5-5, для якої  $E_1 = 1,1 \cdot 10^5$  МПа – модуль Юнга,  $\mu_1 = 0,34$  – коефіцієнт Пуасона,  $B_1 = 4,75 \cdot 10^9$ ,  $m_1 = 0,85$ ,  $\tau_{10} = 0,1$  МПа – характеристики зносостійкості; 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.

У результаті розв'язку встановлено залежність довговічності підшипника (обертів  $n_2$  вала) при  $h_{1*} = 0,3$  мм від інтервалу дискретизації  $\Delta\alpha_2$  контуру вала та розміру блоків  $B$  блоків взаємодії.

Результати подано у табл. 1, 2 та на рис. 2.

Таблиця 1

## Довговічність підшипника за точним розв'язком

$\delta_2$ , мм	$\Delta\alpha_2 = 5^\circ$	$\Delta\alpha_2 = 10^\circ$	$\Delta\alpha_2 = 15^\circ$
	$n_{2*}$ , об.	$n_{2*}$ , об.	$n_{2*}$ , об.
0,4	1258490	1239410	1214331
0,3	1221610	1195707	1164654
0,2	1251118	1226732	1203413
0,1	1064826	1047977	1031636
0	995952	982501	969401

Таблиця 2

Похибки уточненого розв'язку при різних інтервалах дискретизації  $\Delta\alpha_2$ 

$\delta_2$ , мм	$B$ , об	$\Delta\alpha_2 = 5^\circ$		$\Delta\alpha_2 = 10^\circ$		$\Delta\alpha_2 = 15^\circ$		$n_{2*}^{(5)} / n_{2*}^{(10)} / n_{2*}^{(15)}$
		$n_2$ , об.	$\Delta_B$ , %	$n_{2*}$ , об.	$\Delta_B$ , %	$n_{2*}$ , об.	$\Delta_B$ , %	
0,4	1	1258490	0,000	1239410	0,000	1214331	0,000	1/ 1,015/ 1,036
	12	1258483	0,000	1239396	0,001	1214322	0,001	1/ 1,015/ 1,036
	720	1257798	0,055	1238724	0,055	1212957	0,113	1/1,015/ 1,037
	7200	1251505	0,555	1234561	0,398	1206576	0,639	1/1,014/ 1,037
	72000	1188593	5,554	1170499	5,560	1142208	5,939	1/1,015/ 1,041
0,3	1	1221610	0,000	1195707	0,000	1164654	0,000	1/1,022/ 1,049
	12	1221605	0,000	1195697	0,001	1164649	0,000	1/1,022/ 1,049
	720	1220902	0,058	1195037	0,056	1164261	0,033	1/1,022/ 1,049
	7200	1214500	0,582	1190778	0,415	1158157	0,557	1/1,022/ 1,049
	72000	1150622	5,811	1125399	5,88	1059106	6,061	1/1,022/ 1,049
0,2	1	1251118	0,000	1226752	0,000	1203483	0,000	1/1,020/ 1,040
	12	1251113	0,000	1226600	0,013	1203409	0,005	1/1,020/ 1,040
	720	1250408	0,057	1225746	0,082	1202759	0,064	1/1,020/ 1,040
	7200	1243932	0,574	1219153	0,619	1196268	0,602	1/1,020/ 1,040
	72000	1180100	5,676	1154477	5,891	1132301	5,913	1/1,022/ 1,042
0,1	1	1064826	0,000	1047977	0,000	1031636	0,000	1/ 1,016/ 1.032
	12	1064822	0,000	1047963	0,001	1031629	0,002	1/ 1,016/ 1.032
	720	1064115	0,067	1047258	0,069	1030937	0,069	1/ 1,016/ 1.032
	7200	1057639	0,675	1040788	0,681	1024452	0,697	1/ 1,016/ 1.032
	72000	993654	6,684	977400	6,731	960725	6,875	1/ 1,017/ 1.034
0	1	995952	0,000	982501	0,000	969401	0,000	1/ 1,014/ 1,027
	12	995946	0,001	982500	0,000	969381	0,002	1/ 1,014/ 1,027
	720	995240	0,071	981779	0,074	968635	0,079	1/ 1,014/ 1,027
	7200	988772	0,721	975313	0,732	962195	0,743	1/ 1,014/ 1,027
	72000	924685	7,155	911708	7,205	898747	7,288	1/ 1,014/ 1,029

Зліва на рис. 2 подано графіки довговічності при реалізації однообластєвого контакту ( $0 \leq \delta_2 \leq 0,204$  мм), а справа – двообластєвого контакту ( $0,204$  мм  $< \delta_2 \leq 0,4$  мм). Із збільшенням інтервалу дискретизації  $\Delta\alpha_2$  контуру вала втричі спостерігається зменшення довговічності  $n_2$  підшипника до 3,8 % в однообластєвому контакті та до 3,6 % у двообластєвому контакті. Овальність вала спричиняє при однообластєвому контакті зростання довговічності підшипника у порівнянні з валом кругового перерізу при  $\Delta\alpha_2 = 5^\circ$  – до 21,5 %,  $\Delta\alpha_2 = 10^\circ$  – до 21 %,  $\Delta\alpha_2 = 15^\circ$  – до 20,6 % (табл. 1, рис. 2). Практично таке ж зростання довговічності підшипника при збільшенні овальності вала спостерігається і у дво-

областевому контакті. Тобто найвищу довговічність підшипника можна забезпечити при  $\delta_2 \approx 0,5\epsilon$  (однообластевий контакт). Встановлено, що незалежно від виду контакту довговічність буде найменшою у зоні однообластєвого контакту при куті повороту вала  $\alpha_2 = 0$ .

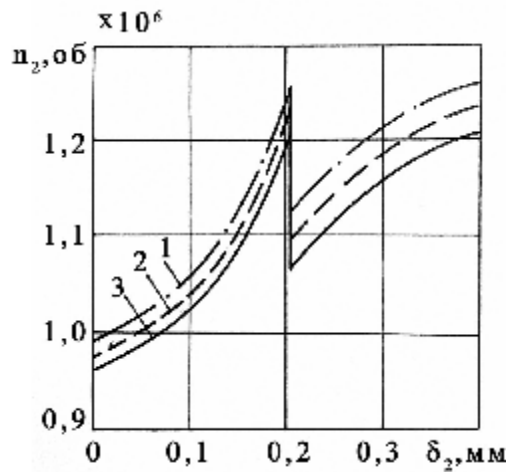


Рис. 2 – Вплив інтервалу дискретизації контуру вала на довговічність підшипника ( $B = 7200$  об.):

- 1 –  $\Delta\alpha_2 = 5^\circ$ ;
- 2 –  $\Delta\alpha_2 = 10^\circ$ ;
- 3 –  $\Delta\alpha_2 = 15^\circ$

Аналіз результатів обчислення довговічності  $n_{2*}$  підшипника за різних  $\Delta\alpha_2$  (табл. 2) показує, що похибки  $\Delta_B$  уточненого розв'язку ( $B = 72000, 7200, 720, 12$  об.) у порівнянні з точним розв'язком ( $B = 1$  об.) мають виражену закономірність до деякого зменшення із зменшенням  $\Delta\alpha_2$ . Вона чітко прослідковується при  $B = 72000, 7200$  обертів. Також зменшення овальності вала призводить до деякого зростання похибки  $\Delta_B$ . Встановлено, що відносне  $n_{2*}^{(5)} / n_{2*}^{(10)} / n_{2*}^{(15)}$  зниження довговічності  $n_{2*}$  підшипника при збільшенні інтервалу  $\Delta\alpha_2$  для кожної величини овальності вала  $\delta_2$  має своє практично однакове значення, яке не залежить від розміру блоку.

Проведені дослідження показують, що при розрахунку доцільно використовувати блок розміром 7200 об та інтервал дискретизації контуру  $\Delta\alpha_2 = 10^\circ$ .

### 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.С., Лебедева Н.М., Жидик В.Б. Модель оцінки зношування і довговічності підшипника ковзання за малої некруглості // ФХММ. – 2009. – №2. – С. 121 - 129.
3. Чернець М.В., Жидик В.Б. Узагальнена кумуляційна модель кінетики зношування підшипника ковзання. Ч.1. Лінійна і кумуляційна модель // Проблеми трибології. – 2012. – №4. – С. 11 - 17.
4. 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.
5. Чернець М.В. Контактна задача для циліндричного з'єднання з технологічним обмеженням контурів деталей // ФХММ. – 2009. – № 6. – С. 93-99.

Поступила в редакцію 27.06.2013

**Chernets M.V., Zhydyk V.B., Chernets Yu.M. The investigation of interval-block interaction parameters influence on sliding bearing durability with small shaft ovality.**

The presence of low technological ovality (thilobing or tetralobing) of sliding bearing shaft complicates the process of tribocontact task solution of its durability determining using interval-discrete cumulative wear model. Therefore, to reduce the length of calculation the interval-block scheme for this problem solution has been applied. The effect of sampling interval size of the shaft contour and cycles (blocks) of tribocontact interaction at constant conditions on bearing durability has been investigated. Increasing of the sampling interval shaft contour and increasing of the block size can proportionally reduce the calculation (up to 100000 times) with a proportional loss of solution accuracy to 10 %. Found that shaft ovality significantly affect on the bearing durability increasing (21 %).

**Key words:** sliding bearing, generalized cumulative wear model, durability, interval-block tribocontact interaction.

**References**

1. Chernets M.V., Ljebjedjeva N.M. Ocinka kinetyky znoshuvannja trybosystem kovzannja pry najavnosti ovalnosti konturiv jih elementiv za kumuljacijnoju modellju. Problemy trybologiji, 2005, No 4, p.p. 114-120.
2. Chernets M.V., Andrejkiv O.Je., Ljebjedjeva N.M., Zhydyk V.B. Model ocinky znoshuvannja i dovgovichnosti pidshypnyka kovzannja za maloji nekruglosti. FHMM, 2009, No 2, p.p. 121-129.
3. Chernets M.V., Zhydyk V.B. Uzagalnena kumuljacijna model kinetyky znoshuvannja pidshypnyka kovzannja. Part 1. Linijna i kumuljacijna model. Problemy trybologiji, 2012, No 4, p.p. 11-17.
4. Chernets M.V., Zhydyk V.B. Uzagalnena kumuljacijna model kinetyky znoshuvannja pidshypnyka kovzannja. Part 2. Uzagalnena kumuljacijna model. Problemy trybologiji, 2012, No 4, p.p. 11-17.
5. Chernets M.V. Kontaktna zadacha dlja cylindrychnogo zjednannja z tehnologichnym ogranennjam konturiv detalej. FHMM, 2009, No 6, p.p. 93-99.