

Чернець М.В.,* **
Жидик В.Б.*

* Дрогобицький державний педагогічний університет ім. Івана Франка,

** Люблінський політехнічний інститут
 м. Люблін, Польща

E-mail: chernets@drohobych.net

**ЕКСПРЕС - МЕТОД ДОСЛІДЖЕННЯ
 КІНЕТИКИ ТРИБОКОНТАКТНОЇ
 ВЗАЄМОДІЇ У ПІДШИПНИКУ КОВЗАННЯ
 З ТЕХНОЛОГІЧНОЮ НЕКРУГЛІСТЮ
 КОНТУРІВ ДЕТАЛЕЙ**

УДК 539.538:539.3

Подано розроблений експрес-метод дослідження кінетики трибоконтактної взаємодії у підшипнику ковзання з малою некруглістю вала і втулки, який дозволяє за узагальненою кумуляційною моделлю зношування суттєво пришвидшити (навіть до 10^5 разів) розв'язок задачі з оцінки його довговічності. Розглянуто випадок змішаного (одно-дво-однообластевого) контакту, коли вал має овальність контуру, а втулка коловий переріз. У результаті проведеного дослідження встановлено вплив розмірів блоків постійних циклів трибоконтактної взаємодії на довговічність підшипника. Показано, що застосування інтервально-блочної схеми обчислень дозволяє отримати прийнятні з практичної точки зору результати.

Вступ

Підшипники ковзання є достатньо поширеними вузлами у сучасному машинобудуванні та найрізноманітнішому обладнанні. Відомі у літературі розв'язки [1 - 6] трибоконтактних задач для цієї триботехнічної системи не враховують вплив малої технологічної некруглість вала і втулки на довговічність підшипника. Некруглість циліндричних тіл може бути різної складності: овальність (двогранність), тригранність, чотиригранність. У працях [7 - 9 та ін.] показано, що огранення втулки виявляє суттєвий вплив на характеристики контактної (контактні тиски і область стику) та трибоконтактної (зношування та довговічність) взаємодії. Тому для трибосистеми ковзання, якою є підшипники ковзання з малим збуренням номінально колових контурів вала та втулки, розроблено кумуляційну модель зношування [10], яка передбачає дослідження інтервально-дискретної взаємодії деталей такого підшипника. За цією моделлю отримано [10 - 12] розв'язки трибоконтактних задач для випадку однообластевого контакту вала з втулкою при різнотипному ограненні їх контурів.

В основу кумуляційної моделі зношування деталей підшипника ковзання з технологічним ограненням контурів деталей покладено принцип інтервально-дискретної взаємодії вала з некруглістю певного виду з втулкою (в найпростішому випадку з коловим контуром). Вал має змінний радіус кривини в кожній точці контуру. Тому при розв'язку цієї контактної задачі контур вала з некруглістю розділено на низку інтервалів певної довжини, яка вибиралась довільно ($\Delta\alpha_2 = 1^\circ, 5^\circ, 10^\circ, 15^\circ, \dots, 90^\circ$). На кожному з прийнятих інтервалів параметри контакту (максимальні контактні тиски та зона стику) покладались постійними. Таким чином в одному оберті вала досліджувалось j його окремих взаємодій з втулкою ($j = 360^\circ / \Delta\alpha_2$). В наступних обертах вала характеристики процесу взаємодії елементів з врахуванням їх зношування підлягали кумуляції. Оскільки для досягнення допустимих величин зношування h_1 втулки порядку 0,3 мм число обертів вала сягає $(1 \dots 1,5) \cdot 10^6$, то число окремих взаємодій у залежності від інтервалу $\Delta\alpha_2$ буде $(360 \dots 4) \cdot (1 \dots 1,5 \cdot 10^6)$.

Точний розв'язок цієї складної трибоконтактної задачі вимагає значного обсягу обчислень, що викликає в інженерній практиці труднощі, бо можливості серійної обчислювальної техніки є обмежені. Тому для суттєвого зменшення затрат машинного часу запропоновано блочну схему обчислень, при якій покладаються незмінними умови контактної взаємодії протягом певного числа обертів вала. У першому блоці циклів взаємодій параметри контакту мають початкове значення, встановлене із розв'язку статичної контактної задачі для циліндричного з'єднання з некруглістю контурів. У кожному наступному блоці вони приймаються як на виході з попереднього блоку. Критерієм розмірів блоків циклів взаємодії за сталих умов прийнято кінематичний параметр вузла - частоту n_2 обертання вала протягом певного часу.

1. Постановка трибоконтактної задачі за умов змішаного співдотику

У підшипнику ковзання зі схемою розташування втулки 1 і вала 2, зображеною на рис. 1, виникатиме їх змішаний (одно-дво-однообластевий) контакт. Зокрема на рис. 1, а зображено випадок симетричного однообластевого співдотику елементів підшипника з овальністю контурів, а на рис. 1, б – їх симетричного двообластевого співдотику.

Вал 2 і втулка 1 можуть мати малу початкову некруглість (овальність, тригранність, чотиригранність) $\delta_k \ll R_k$, де k – нумерація тіл. Відповідно $\delta_1 = R_1 - R'_1$, $\delta_2 = R'_2 - R_2$, а $R_1 = a_1$ – велика піввісь отвору у втулці, $R'_1 = b_1$ – його мала піввісь, $R'_2 = a_2$ – велика піввісь контуру перерізу вала, $R_2 = b_2$ – його мала піввісь. У підшипнику наявний радіальний зазор $\varepsilon = R_1 - R_2 > 0$.

Силова взаємодія у підшипнику відбувається під впливом радіальної зосередженої сили N , прикладеної до диска 2. Пружні властивості вала 2 і втулки 1 є різними. Вал обертається з кутовою швидкістю $\omega_2 = \text{const}$, а під впливом навантаження в області контакту виникає сила тертя, що зумовлює зношування вала і втулки. Зносостійкість матеріалів вала і втулки є неоднаковою.

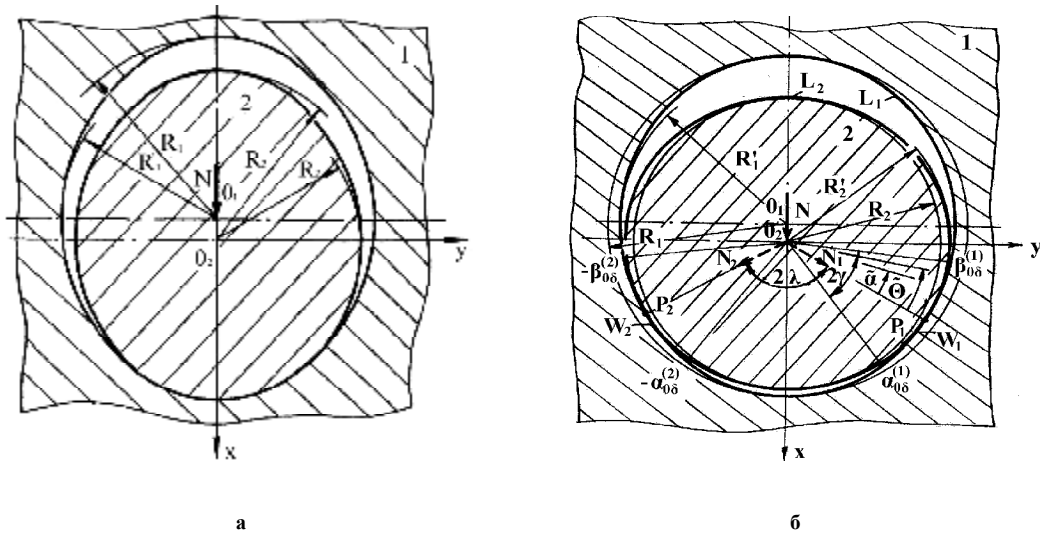


Рис. 1 – Розрахункова схема підшипника ковзання із збуренням контурів співдотичних тіл:
а – симетричний однообластевий співдотик;
б – симетричний двообластевий співдотик

При повороті вала 2 реалізується одно - дво - однообластевий контакт (симетричний чи несиметричний). Для однообластєвого симетричного контакту $\alpha_2 = 0$ (рис. 1, а) параметри, що його описують це: кут контакту $2\alpha_{0\delta}$, максимальний контактний тиск $p(0, \delta)$, область контакту $W = 2\alpha_{0\delta}R_2$. В міру збільшення кута α_2 спочатку виникатиме однообластєвий несиметричний, а в певний момент - двообластєвий несиметричний контакт. У випадку симетричного двообластєвого співдотику (рис. 1, б) в областях контакту $W_1 = W_2 = 2\gamma R_2$ виникатимуть контактні тиски. Максимальних значень $p(\lambda, \delta)$ вони досягатимуть по лінії дії сил $N_1 = N_2 = N / (2\cos\lambda)$ як складових навантаження N . Кут початкового співдотику 2λ є невідомим і для його визначення розроблено відповідні методи [13]. При несиметричному двообластєвому співдотику 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 α_2 вала.

2. Числовий розв'язок задачі

Його проведено з використанням узагальненої кумуляційної моделі зношування [14, 15] для випадку змішаної трибоконтактної взаємодії у підшипнику, вал якого має малу овальність, а втулка є коловою. Прийнято наступні вихідні дані для обчислень: $N = 0,1$ МН; $R_2 = 0,05$ м; $v = 0,0628$ м/с; $f = 0,04$; $\varepsilon = 4,1 \cdot 10^{-4}$ м; $\delta_1 = 0$, $\delta_2 = (0; 1; 2; 3; 4) \cdot 10^{-4}$ м; $\delta_1 + \delta_2 \leq \varepsilon$, $\delta_2 \leq \delta_1$; $\Delta\alpha_2 = 10^\circ$; $\bar{n}_2 = 12$ об / хв; $h_{1*} = 0,3$ мм; $\Sigma_1 = -(1 - h'_1)$, $E_1 = 1,1 \cdot 10^5$ МПа, $\mu_1 = 0,34$ (бронза ОЦС 5-5-5); $E_2 = 2,1 \cdot 10^5$ МПа, $\mu_2 = 0,3$ (сталь 35, гартування + високий відпуск); $B_1 = 4,75 \cdot 10^9$, $m_1 = 0,85$, $\tau_{10} = 0,1$ МПа; $B_2 = 5,46 \cdot 10^9$, $m_2 = 0,66$, $\tau_{20} = 0,08$ МПа.

Результати розв'язку подано на рис. 2 - 4 та у табл. 1 - 3. На рис. 2 показано схеми контакту вала з втулкою в окремих фазах однобластевого (I, III, V) та двобластевого (II, IV) контакту і зміну у залежності від кута α_2 повороту вала початкових максимальних контактних тисків $p(\alpha_2, \delta)$, а також їх величини $p(\alpha_2, \delta, h)$ у результаті зношування при $\varepsilon = 0,41$ мм та $\delta_1 = 0$, $\delta_2 = 0,4$ мм.

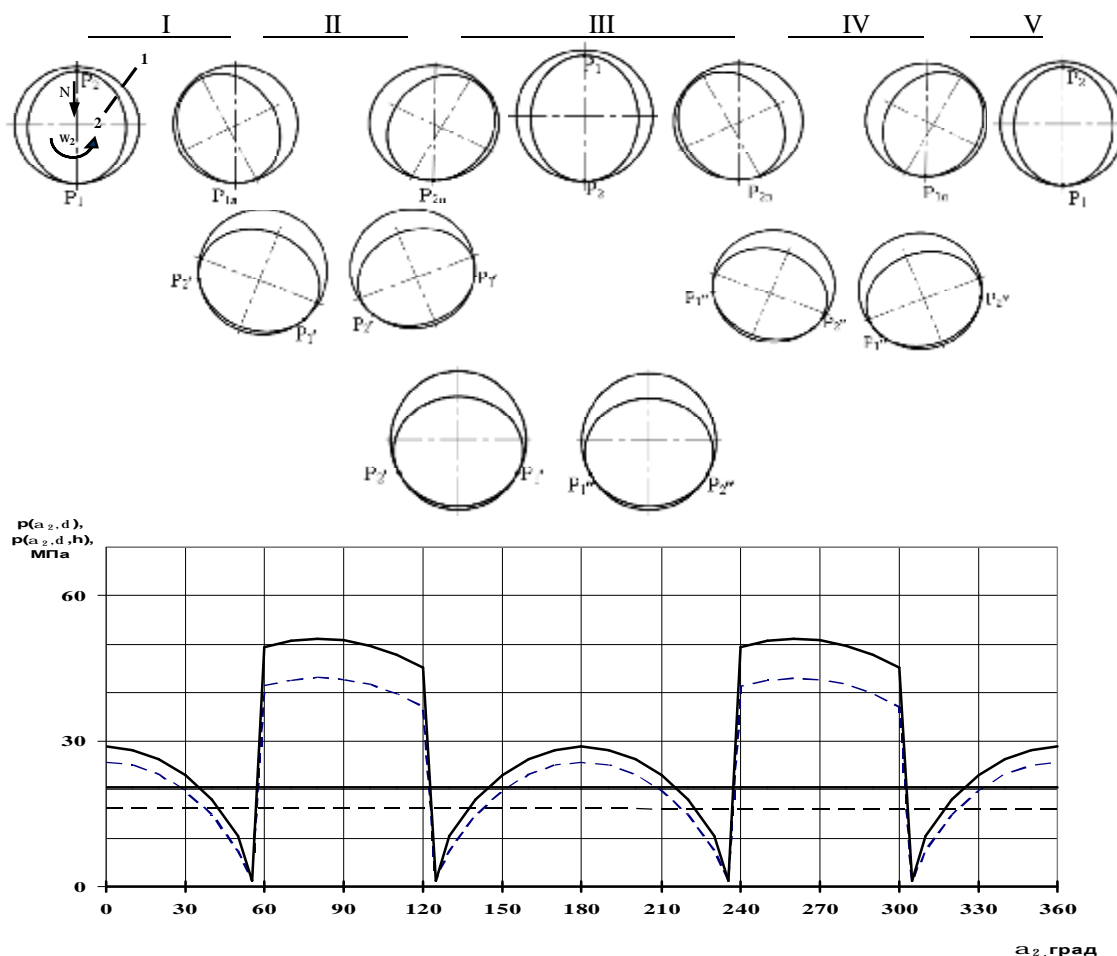


Рис. 2 – Залежність максимальних контактних тисків від положення вала:
суцільні лінії – початкові тиски, штрихові – при вибраному допустимому зношуванні $h_{1*} = 0,3$ мм втулки;
прямі лінії (суцільна, штрихова) - тиски при $\delta_2 = 0$

Проведено оцінку довговічності підшипника за n_{2*} обертів вала, при якому втулка досягає допустиме зношування $h_{1*} = 0,3$ мм, при наступних розмірах блоків циклів взаємодії за сталих умов контакту: $B = 1$ об, $B = 12$ об (1 хв), $B = 720$ об (1 год), $B = 7200$ об (10 год), $B = 72000$ об (100 год). Встановлено, що максимальні зношування втулки виникають в т. $\alpha = 0$ (на вертикальній осі) як при однобластевому контакті ($\delta_2 = 0 \dots 0,204$ мм), так і при змішаному контакті ($\delta_2 > 0,204$ мм). Точний числовий розв'язок задачі по оцінці довговічності підшипника за узагальненою кумуляційною моделлю при $B = 1$ об наведено у табл. 1.

Таблиця 1

Довговічність підшипника за точним розв'язком

δ_2 , мм	$B = 1$ об	
	n_{2*} , об	h_{1*} , мм
0,4	1291990	0,3
0,3	1219510	0,3
0,2	1226752	0,3
0,1	1047977	0,3
0	982501	0,3

При обчисленні лінійного зношування втулки з різними розмірами блоків забезпечувався його прорахунок до завершення останнього блоку, що, як правило, приводило до деякого перевищення зношування h_1 понад допустиму величину h_{1*} . Результати оцінки обертів n_2 вала при зношуванні h_1 (дані у чисельнику) та уточнена оцінка обертів n_{2*} для зношування h_{1*} (дані у знаменнику) подано у табл. 2 та на рис. 2 для різних розмірів блоків. Також тут подано відхилення Δ між n_2 і n_{2*} та h_1 і h_{1*} .

Таблиця 2

Довговічність підшипника за блочним методом							
δ_2 , мм	$B = 72000$ об			δ_2 , мм	$B = 720$ об		
	n_2 / n_{2*}	h_1 / h_{1*}	Δ , %		n_2 / n_{2*}	h_1 / h_{1*}	Δ , %
0,4	1224000	0,300930	0,31 %	0,4	1291680	0,300096	0,03%
	1220206	0,3			1291267	0,3	
0,3	1152000	0,301104	0,37 %	0,3	1218960	0,300041	0,01%
	1147761	0,3			1218793	0,3	
0,2	1224000	0,317040	5,68 %	0,2	1226160	0,300132	0,04%
	1154477	0,3			1225746	0,3	
0,1	1008000	0,309107	3,04 %	0,1	1047600	0,300098	0,03%
	977400	0,3			1047258	0,3	
0	936000	0,307786	2,60 %	0	982080	0,300092	0,03%
	911708	0,3			981779	0,3	
δ_2 , мм	$B = 7200$ об			δ_2 , мм	$B = 12$ об		
	n_2 / n_{2*}	h_1 / h_{1*}	Δ , %		n_2 / n_{2*}	h_1 / h_{1*}	Δ , %
0,4	1288800	0,300932	0,31 %	0,4	1291980	0,300001	0,00%
	1284796	0,3			1291976	0,3	
0,3	1216800	0,301104	0,37 %	0,3	1219500	0,300000	0,00%
	1212322	0,3			1219500	0,3	
0,2	1224000	0,301188	0,40 %	0,2	1226611	0,300003	0,00%
	1219153	0,3			1226000	0,3	
0,1	1044000	0,300923	0,31 %	0,1	1047970	0,300002	0,00%
	1040788	0,3			1047963	0,3	
0	979200	0,301191	0,40 %	0	982500	0,300003	0,00%
	975313	0,3			982489	0,3	

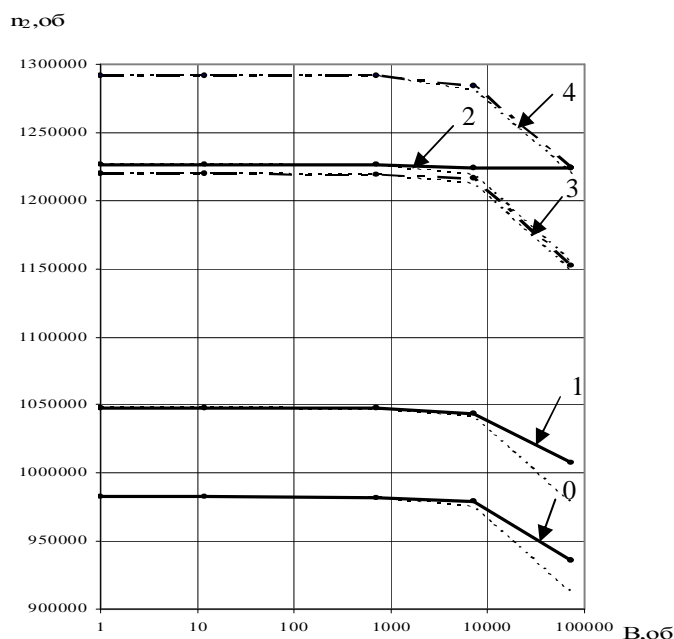


Рис. 2 – Довговічність підшипника ковзання:
 0 – $\delta_2 = 0$; 1 – $\delta_2 = 0,1$ мм; 2 – $\delta_2 = 0,2$ мм; 3 – $\delta_2 = 0,3$ мм; 4 – $\delta_2 = 0,4$ мм;
 суцільні лінії – однообластевий контакт; штрихпунктирні лінії – змішаний контакт;
 точкові лінії – уточнені результати

Отримані результати свідчать, що із збільшенням розміру блоку відхилення обчисленої довговічності від уточненої зростає. Особливо значним воно є у випадку максимально прийнятого блоку $B = 72000$ об. У випадку однообластевого контакту при $\delta_2 = 0,2$ мм (графік 2) обчислена довговічність перевищує уточнену для $B = 72000$ об на 69523 оберти. Тому графік 2 не має характерного перелому, як інші графіки. В подальшому було проведено оцінку похибки Δ_B (табл. 3) використовуюваного блочного експрес - методу у порівнянні з точним розв'язком.

Аналіз наведених результатів свідчить, що для прийнятих вихідних даних, інтервалу дискретизації контуру вала $\Delta\alpha_2 = 10^\circ$ із зростанням розміру блоку відхилення Δ_B зростає. Результати, наведені у табл. 3 та на рис. 3 свідчать, що зростання розміру блоку у 10^3 разів дає зниження довговічності на 0,09 ... 0,1 %, у 10^4 разів – на 1,1 ... 1,5 %, у 10^5 разів – на 7,2 ... 9 % залежно від величини овальності вала. Максимальними вони будуть при $\delta_2 = 0$.

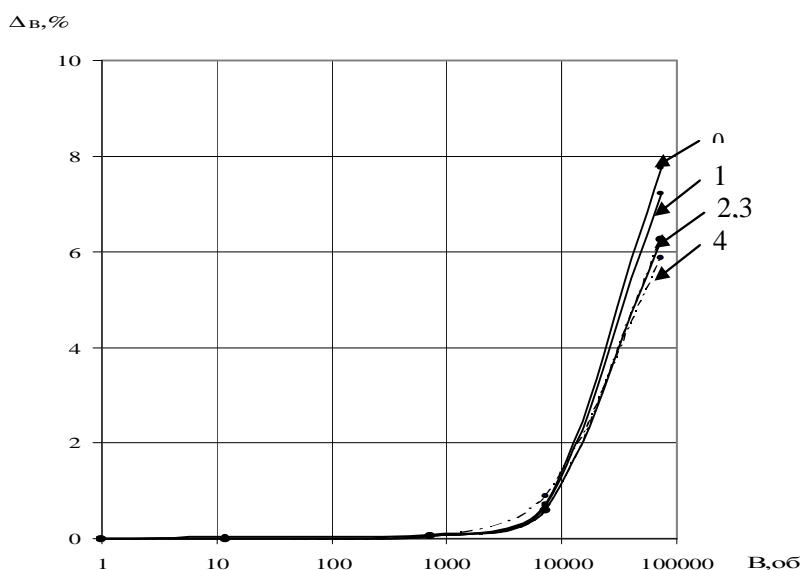


Рис. 3 – Вплив розмірів блоку на похибку обчислень довговічності

Наближено величину відхилення від точного розв'язку (табл. 3) можна подати залежністю:

$$\Delta_B \approx D (10^{-6} B) \cdot 100\%, \quad (1)$$

де для прийнятих вихідних даних діапазон розкиду $D = 0,82 \dots 1,0785$.

Таблиця 3

Похибки експрес - методу

δ_2 , мм	B , об	n_{2*} , об	Δ_B , %
1	2	3	4
0,4	1	1291990	0,000 %
	12	1291976	0,001 %
	720	1291267	0,056 %
	7200	1284795	0,560 %
	72000	1220206	5,883 %
0,3	1	1219510	0,000 %
	12	1219500	0,001 %
	720	1218793	0,059 %
	7200	1212322	0,593 %
	72000	1147761	6,251 %
0,2	1	1226752	0,000 %
	12	1226600	0,013 %
	720	1225746	0,082 %
	7200	1219153	0,623 %
	72000	1154477	6,260 %

Продовження таблиці 3

1	2	3	4
0,1	1	1047977	0,000 %
	12	1047963	0,001 %
	720	1047258	0,069 %
	7200	1040788	0,691 %
	72000	977400	7,221 %
0	1	982501	0,000 %
	12	982500	0,000 %
	720	981779	0,074 %
	7200	975313	0,737 %
	72000	911708	7,765 %

Вищенаведені результати дослідження впливу розміру блоку постійних циклів взаємодії на довговічність підшипника з малою технологічною некруглістю контуру вала вказують на важливу практичну обставину. Зокрема на рис. 3 добре помітно, що блоки розмірами до 10000 обертів дають відхилення від точного результату не більше 1,5 %, що з інженерної точки зору є малою похибкою. В інженерній практиці відхилення у 5 % в оцінці робочих параметрів є допустимими. Тобто на рівні 5 % відхилення у точності розв'язку розмір блоків можна прийняти величиною 45000 ... 60000 обертів, а це дає приривидшення обчислень у стільки ж разів.

Література

1. Андрейкив А.Е., Чернец М.В. Оценка контактного взаимодействия трущихся деталей машин. – К.: Наукова думка, 1991. – 160 с.
2. Горячева И.Г., Добычин Н.М. Контактные задачи в трибологии. – М.: Машиностроение, 1988. – 256 с.
3. Коваленко Е.В. К расчету изнашивания сопряжения вал – втулка // ММТ. – 1982. – № 6. – С. 66-72.
4. Крагельский И.В., Добычин Н.М., Комбалов В.С. Основы расчетов на трение и износ. – М.: Машиностроение, 1977. – 526 с.
5. Кузьменко А.Г. Методи розрахунків на зношування та надійність. – Хмельницький: ТУП, 2002. – 151 с.
6. Теплый М.И. Определение контактных параметров и износа в цилиндрических опорах скольжения // Трение и износ. – 1987. – № 6. – С. 895-902.
7. Чернец М.В. К вопросу об оценке долговечности цилиндрических трибосистем скольжения с границами, близкими к круговым // Трение и износ. – 1996. – № 3. – С. 340-344.
8. Чернец М., Пашечко М., Невчас А. Методи прогнозування та підвищення зносостійкості триботехнічних систем ковзання. У 3-х томах. Том.1. – Дрогобич: Коло, 2001. – 492 с.
9. Чернец М.В. Методологія оцінки характеристик контакту та прогнозування довговічності циліндричних трибосистем ковзання // Проблеми трибології. – 2000. – №1. – С. 14-22.
10. Чернец 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.
11. Чернец М., Андрейків О., Лебедева Н. Дослідження впливу складного огранення деталей підшипника ковзання на параметри контактної та трибоконтактної взаємодії // Проблеми трибології. – 2007. – №4. – С. 50-54.
12. Чернец М.В., Андрейків О.С., Лебедева Н.М., Жидик В.Б. Модель оцінки зношування і довговічності підшипника ковзання за малою некруглістю // ФХММ. – 2009. – №2. – С. 121-129.
13. Чернец М.В. Контактна задача для циліндричного з'єднання з технологічним ограненням контурів деталей // ФХММ. – 2009. – №6. – С. 93-99.
14. Чернец 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.
15. Чернец М.В., Жидик В.Б. Узагальнена кумуляційна модель кінетики зношування підшипника ковзання. Ч.2. Узагальнена кумуляційна модель // Проблеми трибології. – 2013. – №1. – С. 6-15.

Поступила в редакцію 18.01.2013

Chernets M. V., Zhydyk V. B. Express-method of the kinetics tribocontact interaction in the sliding bearing with the technological non-circularity of contours.

The developed express-method of the kinetics tribocontact interaction investigation in the sliding bearing with small non-circularity of shaft and bush contours that allows under the generalized cumulative model of wear substantially quicken (even in 10^5 times) the solution of the evaluation of the degree and durability problems has been presented. The case of mixed (single-double-single area) contact when the shaft has the ovality of contour and the bush is of circular cross has been considered. As a result of the realized research the influence of the size of the constant cycle tribocontact interaction blocks on the durability of the bearings has been established. It is shown that the use of the interval-block scheme of calculations allows to receive acceptable results, from the practical point of view.

References

1. Andrejkiv A.E., Chernec M.V. Ocenka kontaktnogo vzaimodejstviya trushhihsja detalej mashin. K.: Naukova dumka, 1991. 160 s.
2. Gorjacheva I.G., Dobychin N.M. Kontaktnye zadachi v tribologii. M.: Mashinostroenie, 1988. 256 s.
3. Kovalenko E.V. K raschetu iznashivaniya soprjazhenija val – vtulka. MMT. 1982. № 6. S. 66-72.
4. Kragel'skij I.V., Dobychin N.M., Kombalov V.S. Osnovy raschetov na trenie i iznos. M.: Mashinostroenie, 1977. 526 s.
5. Kuz'menko A.G. Metodi rozrahunkiv na znoshuvannja ta nadijnist'. Hmel'nic'kij: TUP, 2002. 151 s.
6. Teplyj M.I. Opredelenie kontaktnyh parametrov i iznosa v cilindricheskikh oporah skol'-zhenija. Trenie i iznos. 1987. № 6. S. 895-902.
7. Chernec M.V. K voprosu ob ocenke dolgovechnosti cilindricheskikh tribosistem skol'zhenija s granicami, blizkimi k krugovym. Trenie i iznos. 1996. № 3. S. 340-344.
8. Chernec' M., Pashechko M., Nevchas A. Metodi prognozuvannja ta pidvishhennja znosostijkosti tribotehnichnih sistem kovzannja. U 3-h tomah. Tom.1. Drogobich: Kolo, 2001. 492 s.
9. Chernec' M.V. Metodologija ocinki harakteristik kontaktu ta prognozuvannja dovgovichnosti cilindrichnih tribosistem kovzannja. Problemi tribologii. 2000. №1. S. 14-22.
10. Chernec' M.V., Lebedeva N.M. Ocinka kinetiki znoshuvannja tribosistem kovzannja pri najavnosti oval'nosti konturiv ih elementiv za kumuljacijnoju modellju. Problemi tribologii. 2005. №4. S. 114-120.
11. Chernec' M., Andrejkiv O., Lebedeva N. Doslidzhennja vplivu skladnogo ogranennja detalej pidshipnika kovzannja na parametri kontaktnoi ta tribokontaktnoi vzaemodii. Problemi tribologii. 2007. №4. S. 50-54.
12. Chernec' M.V., Andrejkiv O.C., Lebedeva N.M., Zhidik V.B. Model' ocinki znoshuvannja i dovgovichnosti pidshipnika kovzannja za maloï nekruglosti. FHMM. 2009. №2. S. 121-129.
13. Chernec' M.V. Kontaktna zadacha dlja cilindrichnogo z'ednannja z tehnologichnim ogranennjam konturiv detalej. FHMM. 2009. №6. S. 93-99.
14. Chernec' M.V., Zhidik V.B. Uzagal'na kumuljacijna model' kinetiki znoshuvannja pidshipnika kovzannja. Ch.1. Linijna i kumuljacijna model'. Problemi tribologii. 2012. №4. S. 11 - 17.
15. Chernec' M.V., Zhidik V.B. Uzagal'na kumuljacijna model' kinetiki znoshuvannja pidshipnika kovzannja. Ch.2. Uzagal'na kumuljacijna model'. Problemi tribologii. 2013. №1. S. 6-15.