

Чернець М.,***

Опеляк М.**

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

** Люблінський політехнічний інститут, м. Люблін, Польща

АДДИТИВНИЙ МЕТОД ОЦІНКИ ДОВГОВІЧНОСТІ ПІДШИПНИКА КОВЗАННЯ З ТЕХНОЛОГІЧНОЮ ОВАЛЬНІСТЮ ВАЛА

УДК 539.538: 539.3

Подано аддитивний експрес-метод розв'язку трибоконтактної задачі для підшипника ковзання з малою технологічною овальністю вала для схеми мішаного (одно - дво - однообластевого) контакту. Встановлено, що аддитивний метод дозволяє спростити числовий розв'язок задачі. Водночас у результаті числового розв'язку підтверджено, що за аддитивним методом точність обчислення довговічності підшипника є практично однаковою за уточненими обчисленнями. Результати досліджень порівняльної оцінки за аддитивним, основним та уточненим розв'язками подано у таблицях для різних розмірів блоків та інтервалів дискретизації контуру.

Ключові слова: підшипник ковзання, вал з технологічною овальністю, довговічність, аддитивний метод оцінки довговічності

Розрахункова оцінка довговічності підшипників ковзання при наявності малої некруглості контурів їх співдотичних деталей, яка виникає у процесі їх виготовлення, проводиться за узагальненою кумуляційною моделлю зношування [2]. Ця модель передбачає інтервально - дискретну схему дослідження трибоконтактної взаємодії з поділом контуру вала на

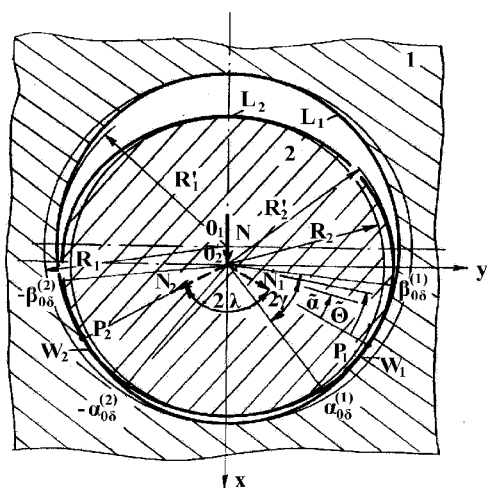


Рис. 1 – Схема підшипника з мішаним співдотиком вала і втулки

інтервали дискретизації $\Delta\alpha_2$, для реалізації якої необхідно значний час обчислень. Тому у роботі [3] запропоновано інтервально-блокову схему обчислень, яка дозволяє пришвидшити час розв'язку цієї складної трибоконтактної задачі пропорційно до розміру блока взаємодії за сталих умов з певною втратою точності основного розв'язку порівняно з інтервально-дискретною схемою. Результати оцінки впливу розміру блоків та інтервалу дискретизації наведено у [3, 4]. Нижче наведено результати розрахунку довговічності підшипника за модифікованою інтервально-блоковою схемою згідно розробленого аддитивного методу обчислень.

У залежності від величин овальності $\delta_1 = R_1 - R_1'$, $\delta_2 = R_2 - R_2'$ контурів L_1 і L_2 співдотичних деталей підшипника та її розташування стосовно координатних осей xOy можливий їх повний од-

нообластевий чи мішаний (одно- дво- однообластевий) контакт (рис. 1). Відповідно R_1, R_1' – велика та мала півосі отвору втулки, R_2', R_2 – велика та мала півосі вала. У результаті силової взаємодії співдотичних тіл, між якими є радіальний зазор $\varepsilon = R_1 - R_2 > 0$, під впливом радіальної зосередженої сили N в області $W = 2\alpha_{0\delta}R_2$ (однообластевий контакт: симетричний чи косий) чи областях $W_1(W_2) = 2\gamma_{1;2}R_2$ (двообластевий контакт: симетричний чи косий) діятимуть максимальні контактні тиски $p(\alpha_2, \delta)$. Як величини області (областей) контакту, так і максимальні контактні тиски залежатимуть від кута повороту α_2 вала з овальністю, методика визначення яких детально розглянута у [1]. Розрахунок кількості n_{2*} обертів вала 2 до досягнення втулкою 1 допустимого зношування h_{1*} проведено за узагальненою кумуляційною моделлю зношування [2] для схеми підшипника з коловою втулкою та валом з еліптичністю.

За аддитивним методом обчислень розрахункова довговічність n_{2*} підшипника при допустимому зношуванні h_{1*} втулки встановлюється наступним чином:

$$n_{2*} = x_1B_1 + x_2B_2 + x_3B_3 + x_4B_4 + x_5B_5, \quad (1)$$

де B_1 – максимальний (основний) розмір блока взаємодій, а x_1 – найбільше число максимальних блоків, при якій h_1 не перевищить h_{1*} ; $B_2 > B_3 > B_4$ – наступні прийняті розміри блоків, а x_2, x_3, x_4 – їх кількість, яка забезпечує умову h_1 буде не більшим h_{1*} ; x_5 – кількість блоків $B_5 = 1$ об, за яких забезпечується досягнення h_1 практично рівне h_{1*} .

Вихідні дані для обчислень прийнято такими:

$N = 0,1$ МН; $R_2 = 50$ мм; $R_1 = R_2 + \varepsilon$; $\varepsilon = 0,01; 0,11; 0,21; 0,31; 0,41$ мм; $v = 62,8$ мм/с – швидкість ковзання; $\delta_1 = 0, \delta_2 = 0; 0,1; 0,2; 0,3; 0,4$ мм; $\delta_1 + \delta_2 \leq \varepsilon$; $\Delta\alpha_2 = 1^\circ, 10^\circ$; $n_2 = 12$ об/хв – число обертів вала; $h_{1*} = 0,3$ мм; 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 бронзи ОЦС 5-5-5 у парі зі сталлю 35 при вказаних режимах роботи підшипника; 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; $B = 72000, 7200, 720, 12, 1$ оберт – розміри блоків незмінних умов трибоконтакту.

Таблиця 1

Відхилення A від O і U розв'язків при основному блоці $B_1 = 72000$ об.

ε , мм	δ_2 , мм	A (72000 об + ...)		$\Delta_{AO}, \Delta_{AV}, \%$
		n_{2*} , об.	72000 об. n_{2*} , об.	
0,01	0	11055000	11088000	0,2976
			11055239	0,0022
0,11	0	1725817	1728000	0,1263
			1725871	0,0031
	0,05	2161261	2232000	3,1693
			2163476	0,1024
	0,1	2344861	2376000	1,3106
			2345779	0,0391
0,21	0	1250341	1296000	3,5231
			1252739	0,1914
	0,05	1338474	1368000	2,1583
			1342501	0,3000
	0,1	1577749	1584000	0,3946
			1578025	0,0175
	0,15	1624549	1656000	1,8992
			1594618	1,8770
0,2	1650397	1656000	0,3383	
		1650635	0,0144	
0,31	0	1038133	1080000	3,8766
			1040753	0,2517
	0,1	1152781	1224000	5,8185
			1156747	0,3429
	0,15	1313821	1368000	3,9605
			1316528	0,2056
	0,2	1268317	1296000	2,1360
			1269775	0,1148
0,3	1347301	1368000	1,5131	
		1348337	0,0768	
0,41	0	910501	936000	2,7243
			912322	0,1996
	0,1	975973	1008000	3,1773
			978112	0,2187
	0,2	1154341	1224000	5,6911
			1158210	0,3340
	0,3	1147501	1152000	0,3905
			1147776	0,0240
0,4	1167565	1224000	4,6107	
		1170709	0,2686	

Результати розв'язку задачі подано у табл. 1 - 3. Зокрема у табл. 1, 2 подано довговічність n_{2*} , обчислену за аддитивним (A) методом та її відхилення від основного (O) (Δ_{AO}) та уточненого (Y) (Δ_{AY}) розв'язків [4] при інтервалі дискретизації контуру вала $\Delta\alpha_2 = 10^\circ$ контуру вала.

Таблиця 2

Відхилення A від O і Y розв'язків при $B_1 = 7200$ об.

ε , мм	δ_2 , мм	A (7200 об + ...)	7200 об.	Δ_{AO}, Δ_{AY} , %
		n_{2*} , об.	n_{2*} , об.	
0,01	0	11119801	11124000	0,0377
			11119811	0,0001
0,11	0	1790617	1792800	0,1218
			1790592	0,0014
	0,05	2226061	2232000	0,2661
			2226086	0,0011
	0,1	2409661	2412000	0,0970
			2409671	0,0004
0,21	0	1315141	1317600	0,1866
			1315149	0,0006
	0,05	1405953	1411200	0,3718
			1405983	0,0021
	0,1	1642549	1648800	0,3791
			1642580	0,0019
	0,15	1689349	1663200	1,5722
			1656777	1,9660
0,2	1715197	1720800	0,3256	
		1715226	0,0017	
0,31	0	1102933	1108800	0,5291
			1102973	0,0036
	0,1	1217581	1224000	0,5244
			1217628	0,0039
	0,15	1378621	1382400	0,2734
			1378641	0,0015
	0,2	1333117	1339200	0,4542
			1333152	0,0026
	0,3	1412101	1418400	0,4441
			1412135	0,0024
0,41	0	975301	979200	0,3982
			975328	0,0028
	0,1	1040773	1044000	0,3091
			1040798	0,0024
	0,2	1219141	1224000	0,3970
			1219172	0,0025
	0,3	1212301	1216800	0,3697
			1212339	0,0031
0,4	1232365	1238400	0,4873	
		1232410	0,0037	

Аналіз результатів при основних блоках $B = 72000$ об. (табл. 1) та $B = 7200$ об. (табл. 2) показує, що розв'язок за A - методом мало відрізняється від розв'язку за Y - методом. Слід відзначити, що A - метод є значно простішим у практичній реалізації і тому є ефективнішим, ніж зазначені попередньо експрес-методи розв'язку.

У табл. 3 також подано результати обчислення довговічності підшипника при малому інтервалі дискретизації $\Delta\alpha_2 = 1^\circ$ контуру вала.

Порівняльна оцінка $\Delta\alpha_2^{(1)}/\Delta\alpha_2^{(10)}$ довговічностей при вказаних інтервалах дискретизації $\Delta\alpha_2$ свідчить, що точність розв'язків при $\Delta\alpha_2 = 10^\circ$ у порівнянні із розв'язками при $\Delta\alpha_2 = 1^\circ$ знижується

у 1,023...1,088 рази у залежності від величини овальності δ_2 . Зростання δ_2 спричиняє зростання відношення $\Delta\alpha_2^{(1)}/\Delta\alpha_2^{(10)}$.

Таблиця 3

Відносна зміна довговічності при $\Delta\alpha_2 = 1^\circ$ і $\Delta\alpha_2 = 10^\circ$

ε , мм	δ_2 , мм	$\Delta\alpha_2 = 1^\circ$	$\Delta\alpha_2 = 10^\circ$	$\Delta\alpha_2^{(1)}/\Delta\alpha_2^{(10)}$
		n_{2*} , об	n_{2*} , об	
0,01	0	11379217	11119801	1,023
	0	1835437	1790617	1,025
0,11	0,05	2315797	2226061	1,040
	0,1	2617597	2409661	1,086
0,21	0	1348117	1315141	1,025
	0,05	1452721	1405953	1,033
	0,1	1707325	1642549	1,039
	0,15	1824241	1689349	1,080
	0,2	1863925	1715197	1,087
0,31	0	1130617	1102933	1,025
	0,1	1255885	1217581	1,031
	0,15	1431181	1378621	1,035
	0,2	1430221	1333117	1,038
0,41	0,3	1532245	1412101	1,085
	0	999793	975301	1,025
	0,1	1071505	1040773	1,030
	0,2	1265090	1219141	1,038
	0,3	1309381	1212301	1,080
	0,4	1340341	1232365	1,088

Наведені результати свідчать, що аддитивний експрес - метод розв'язку розглянутої трибоконтактної задачі є ефективним для широкого діапазону радіальних зазорів та овальності вала. Для основного блоку взаємодій $B = 7200$ об. він дає результати практично ідентичні з уточненим розв'язком. Результати обчислень, подані у табл. 3 також вказують, що немає потреби використовувати інтервал дискретизації $\Delta\alpha_2 = 1^\circ$, а практично доцільним є інтервал $\Delta\alpha_2 = 10^\circ$.

Література

1. 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.
2. 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.
3. 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.
4. Чернець М.В., Жидик В.Б., Чернець Ю.М. Дослідження впливу параметрів інтервально-блочної схеми трибоконтактної взаємодії на довговічність підшипника ковзання з малою овальністю вала // Проблеми трибології. – 2013. - №3. – С. 23 – 27.

Поступила в редакцію 18.10.2013

Chernets M.V., Opeljak M. **Additive method of sliding bearing longevity estimation with technological ovality of shaft.**

The additive express-method of tribocontact problem solution for sliding bearing with small technological ovality of shaft for the scheme of mixed (single – double – single area) contact has been presented. It has been established that additive method allows simplifying the numerical solution of the problem. At the same time as the result of numerical solution it has been confirmed that under the additive method the accuracy of bearing longevity calculation is almost the same according to specified calculations. The results of comparative assessment investigation according to additive, basic and specified solutions are presented in the tables for different block sizes and contour discretization intervals.

Key words: sliding bearing, shaft with technological ovality, longevity, additive method of longevity estimation.

References

1. Czernec M.V., Zydyk V.B. Uzahalнена kumulacijna model kinetyky znoszuвання pidzypnyka kovzannya. Cz. 1. Linijna i kumulacijna model. Problemy trybologii, No 4, 2012. p.p. 11 – 17.
2. Czernec M.V., Zydyk V.B. Uzahalнена kumulacijna model kinetyky znoszyvannya pidzypnyka kovzannya. Cz. 2. Uzahalнена kumulacijna model. Problemy trybologii, No 1, 2013. p.p. 6 – 15.
3. Czernec M.V., Zydyk V.B. Ekspres-metod doslidzhennja kinetyky trybokontaktnoi vzajemodii u pidzypnyku kovzannya z tehnologicznoju nekruhlistju konturiv detalej. Problemy trybologii, No 2, 2013. p.p. 6 – 12.
4. Czernec M.V., Zydyk V.B., Czernec J.M. Doslidzhennja wplywu parametriv intervalno-blocznoi shemy trybokontaktnoi vzajemodii na dovhovicznist pidzypnyka kovzannya z maloju ovalnistju vala. Problemy trybologii, No 3, 2013. p.p. 23 – 27.