

УДК 621.891

DOI: 10.18372/0370-2197.3(92).15937

М. В. ЧЕРНЕЦЬ, А. О. КОРНІЄНКО, С. В. ФЕДОРЧУК

*Національний авіаційний університет, Київ***МЕТОД ОЦІНКИ КОНТАКТНОЇ МІЦНОСТІ І РЕСУРСУ ЦИЛІНДРИЧНИХ МЕТАЛОПОЛІМЕРНИХ НАПРЯМНИХ КОВЗАННЯ**

*Подано метод розрахунку контактної міцності і ресурсу циліндричних металополімерних напрямних ковзання, що базується на авторській методології дослідження кінетики зношування матеріалів при терті ковзання. Досліджено вплив навантаження, діаметрів та радіального зазору на максимальні контактні тиски у напрямній. Встановлено кількісні і якісні закономірності залежності їх зміни від вказаних чинників. При зростанні навантаження початкові максимальні контактні тиски зростають як корінь квадратний від його зміни. При збільшенні діаметра основи тиски прямо пропорційно знижуються. У напрямній з втулкою з Моглайс виникають більші на 30% тиски, ніж з втулкою з ДКБ. Внаслідок зношування полімерної композитної втулки з ДКБ та Моглайс початкові контактні тиски у цій трибосистемі ковзання будуть знижуватися. Згідно з поданою математичною моделлю зношування проведено оцінку впливу зношування втулки на їх зміну. Також проведено прогнозний розрахунок ресурсу (довговічності) напрямної у залежності від вищевказаних чинників. Встановлено кількісні і якісні закономірності залежності ресурсу від прийнятих чинників впливу. При збільшенні навантаження ресурс напрямної суттєво знижується, а його величина залежить також від радіального зазору у з'єднанні, діаметра основи та матеріалу втулки. При збільшенні радіального зазору ресурс напрямної знижується вдвічі менше, ніж при зростанні навантаження. Ресурс напрямної з втулкою з ДКБ є більшим у середньому вдвічі від напрямної з втулкою з Моглайс. Отримані результати досліджень подано у графічному вигляді та зведених таблицях.*

**Ключові слова:** *циліндричні металополімерні напрямні, метод розрахунку, полімерних епоксидних композитів ДКБ та Моглайс, максимальні контактні і трибоконттактні тиски, ресурс напрямної*

Напрямні широко застосовують для утримання у контакті рухомих частин різноманітного обладнання та механізмів при їх взаємопереміщенні. Поширеними є напрямні для забезпечення прямолінійного руху деталей. Циліндричні напрямні зворотньо – поступального руху поряд з плоскими напрямними знаходять достатньо широке застосування в багатьох сферах діяльності людини. Незважаючи на практичну необхідність проектного розрахунку їх довговічності або зношування на стадії проектування, для циліндричних напрямних ковзання не розроблені відповідні розрахункові методи. Відомі в літературі розрахункові методи [1-5 та ін.] підшипників ковзання з металевими елементами не були використовувані з метою прогнозування довговічності або зношування зазначеного типу напрямних з металевими елементами, а тим більше для металополімерних напрямних. Ці методи можливо б використати для визначення параметрів контакту, проте навіть у напрямних з металевими елементами таких досліджень не проводилось. Лише у [9-11] досліджувалась кінетика зношування циліндричних напрямних ковзання з металевими елементами. Також у [6] визначено зношування тонкого еластичного шару на твердій втулці підшипника ковзання під час зворотно-

поступального руху. У роботі [12] проведено розрахунок параметрів контакту і сил тертя в металевих циліндричних напрямних ковзання.

У статті подано розроблений на основі методології дослідження кінетики зношування матеріалів при терті ковзання [7, 8, 11] метод розрахунку металополімерних циліндричних напрямних ковзання з втулкою з полімерних епоксидних композитів Моґлайс і ДК6, та наведено результати розрахунку їх параметрів контакту і ресурсу.

**Постановка задачі дослідження.** Циліндрична напрямна прямолинійного зворотно – поступального руху представлено на рис. 1, 2.

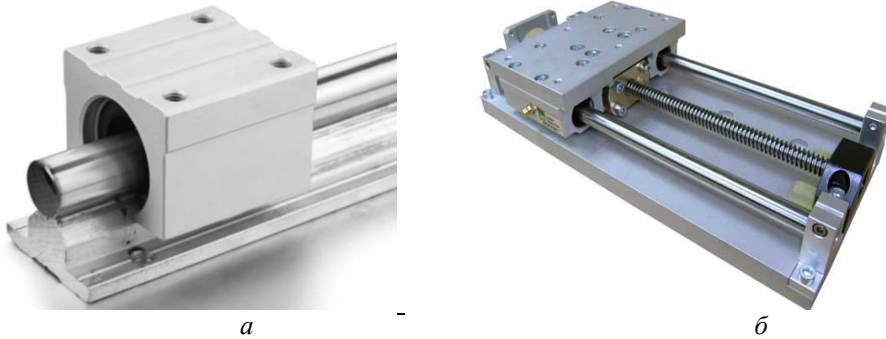
*a**б*

Рис. 1. Циліндричні напрямні ковзання:  
*a* – з однією основою; *б* – з двома основами



Рис. 2. Циліндрична напрямна з чотирма основами

По пружним металевим циліндричним основам 2 з постійною швидкістю  $v$  здійснює циклічні переміщення пружний повзун 3 з запресованою полімерною втулкою 1 (рис. 3).

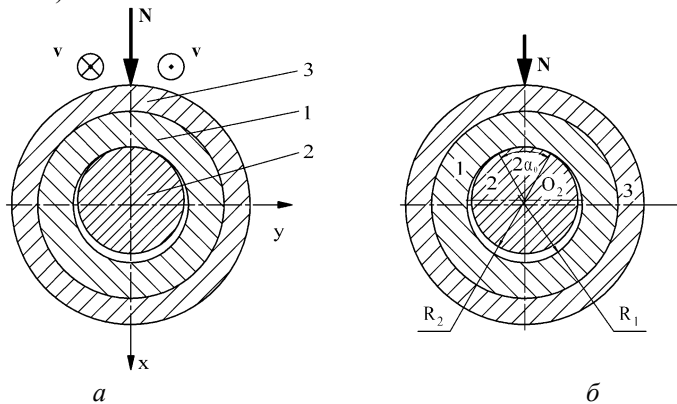
*a**б*

Рис. 3. Схеми циліндричних напрямних ковзання: *a* – загальна, *б* – розрахункова

У з'єднанні має місце радіальний зазор  $\varepsilon = R_1 - R_2$ . Матеріали направляючої мають різні характеристики пружності і різну зносостійкість. На повзун 3 діє робоче зусилля  $F$ , під впливом якого в області контакту  $2\alpha_0$  виникають контактні тиски  $p(\alpha)$ , величина і розподіл яких невідомі. Розв'язок задачі проводиться як плоскої задачі теорії пружності з навантаженням  $N = F/l_1$ .

**Визначення початкових контактних тисків.** Узагальнене рівняння розглянутої плоскої контактної задачі для визначення виникаючих контактних тисків в з'єднанні циліндричних тіл близьких радіусів при їх внутрішньому контакті представлено в [8, 11].

$$c_1 \int_{-\alpha_0}^{\alpha_0} \cot \frac{\alpha - \theta}{2} p'(\theta) d\theta = c_2 p(\alpha) + c_3 \int_{-\alpha_0}^{\alpha_0} p(\alpha) d\alpha + c_4 \cos \alpha \int_{-\alpha_0}^{\alpha_0} p(\alpha) \cos \alpha d\alpha + \frac{\varepsilon}{R^2}, \quad (1)$$

де  $p'(\theta) = dp/d\theta$ ;  $\alpha$  – полярний кут;  $-\alpha_0 \leq \alpha \leq \alpha_0$ ,  $0 \leq \alpha \leq \pm\theta$ ,  $0 \leq \theta \leq \pm\alpha_0$ ;

$$c_1 = \frac{1}{8\pi} \left( \frac{1 + \kappa_1}{G_1 R_1} + \frac{1 + \kappa_2}{G_2 R_2} \right); c_2 = \frac{1}{4} \left( \frac{1 - \kappa_1}{G_1 R_1} - \frac{1 - \kappa_2}{G_2 R_2} \right); c_3 = \frac{1 + \kappa_1}{8\pi G_1 R_1}; c_4 = \frac{1}{2\pi} \left( \frac{\kappa_1}{G_1 R_1} + \frac{1}{G_2 R_2} \right);$$

$G_1, G_2$  – модулі зсуву матеріалів з'єднання;  $\mu_1, \mu_2$  – їх коефіцієнти Пуассона;  $\kappa = 3 - 4\mu$  – стан плоскої деформації.

З метою наближеного рішення рівняння (1) використовується метод колокації [8]. Відповідно функція контактного тиску приймається для однієї точки колокації  $\alpha = \pm 0.5\alpha_0$  у вигляді

$$p(\alpha) \approx E_0 \varepsilon \sqrt{\tan^2 \frac{\alpha_0}{2} - \tan^2 \frac{\alpha}{2}}, \quad (2)$$

де  $E_0 = (e_4 / R) \cos^2(\alpha_0 / 4)$ ;  $e_4 = 4E_1 E_2 / Z$ ,  $Z = (1 + \kappa_1)(1 + \nu_1) E_2 + (1 + \kappa_2)(1 + \nu_2) E_1$ .

Максимальний початковий контактний тиск  $p(0)$

$$p(0) = E_0 \varepsilon \tan \left( \frac{\alpha_0}{2} \right). \quad (3)$$

Півкут початкового контакту  $\alpha_0$  знаходиться при заданому значенні  $N$  за таким рівнянням

$$N = 4\pi R E_0 \varepsilon \sin^2(\alpha_0 / 4), \quad 0 < \alpha_0 < 90^\circ. \quad (4)$$

**Математична модель дослідження зношування.** Тут для вирішення даної трибоконтактної задачі використовується раніше розроблена математична модель зношування матеріалів при терті ковзання [8-11]. Для опису кінетики зношування матеріалів в трибоспряженні використовується система звичайних диференціальних рівнянь

$$\frac{1}{v} \frac{dh_1}{dt} \Phi_1(\tau) = 1, \quad \frac{1}{v} \frac{dh_2}{dt} \Phi_2(\tau) = 1, \quad (5)$$

де  $h_1, h_2$  – лінійний знос елементів трибоспряжень;  $t$  – час зношування;  $\Phi(\tau)$  – базисний параметр моделі – характеристична функція зносостійкості матеріалу в прийнятій трибопарі для обраних умов трибопроцесу;  $\tau$  – питома сила тертя, що виникає на трибоконтакті, прийнята в якості параметра його навантаженості.

Визначення величини питомих сил тертя  $\tau$  проводиться за залежністю Кулона, яка широко застосовується в технічних додатках, що стосуються рішень

контактних задач з урахуванням тертя, а також в трибоконтактних задачах. Вона має вигляд

$$\tau = fp, \quad (6)$$

де  $f$  – коефіцієнт тертя ковзання;  $p$  – контактні тиску, що обчислюються методами теорії пружності.

Характеристична функція зносостійкості матеріалів  $\Phi(\tau)$  по їх експериментальним значенням  $\Phi_i(\tau_i)$  апроксимується наступним співвідношенням

$$\Phi_k(\tau) = B_k \frac{\tau_{0k}^{m_k}}{(\tau - \tau_{0k})^{m_k}}, \quad (7)$$

де  $B, m, \tau_0$  – характеристики зносостійкості кожного з матеріалів в трибопарі, що визначаються методом найменших квадратів на підставі ряду експериментальних значень цієї функції при різних рівнях питомих сил тертя  $\tau_i$ ;  $k = 1; 2$  – нумерація елементів трибоспряжень.

Експериментальні значення функції зносостійкості  $\Phi_i(\tau_i)$  визначаються так:

$$\Phi_i(\tau_i) = L_i / h_i, \quad (8)$$

де  $L_i = vt_i$  – шлях тертя зразків;  $i = 1, 2, 3$  – рівні питомої сили тертя  $\tau_i$ .

Лінійний знос  $h_i$  зразків при трибоекспериментальних дослідженнях матеріалів визначається відомими методами.

1) Максимальний контактний тиск  $p(0, t, h)$  у напрямній при зношуванні

$$p(0, t, h) = p(0) + p(0, h). \quad (9)$$

2) Зміна максимального початкового контактного тиску  $p(0, h)$  внаслідок зношування деталей розраховується за формулою

$$p(0, h) = E_0 C_h \varepsilon_h t g \left( \frac{\alpha_0 h}{2} \right). \quad (10)$$

де  $\varepsilon_h = -h_1(K_1 + h_1') = -h_2(K_2 + h_2')$ ;  $C_h = 0.05$ ;

$$h_1' = \frac{h_2}{h_1} = \frac{\Phi_1(\tau)}{\Phi_2(\tau)} = \frac{B_1 \tau_{01}^{m_1} (\tau - \tau_{02})^{m_2}}{B_2 \tau_{02}^{m_2} (\tau - \tau_{01})^{m_1}} K_2, \quad h_2' = \frac{\Phi_2(\tau)}{\Phi_1(\tau)} = \frac{B_2 \tau_{02}^{m_2} (\tau - \tau_{01})^{m_1}}{B_1 \tau_{01}^{m_1} (\tau - \tau_{02})^{m_2}} K_1;$$

$\tau = fp(0) = f E \varepsilon \tan(\alpha_0/2)$  – максимальна питома сила тертя, що діє на початку процесу зношування при  $t = 0$ .

Тоді максимальний трибоконтактний тиск  $p(0, t, h)$  буде

$$p(0, t, h) = E_0 \left[ \varepsilon \tan \left( \frac{\alpha_0}{2} \right) + C_h \varepsilon_h \tan \left( \frac{\alpha_0 h}{2} \right) \right]. \quad (11)$$

Півкут трибоконтакту  $\alpha_{0h}$  визначається за рівнянням (12)

$$N = 4\pi R_2 E_0 (\varepsilon + C_h \varepsilon_h) \sin^2 \frac{\alpha_{0h}}{4}, \quad (12)$$

У результаті інтегрування системи (5), враховуючи залежності (6), (7), (9), (11) ресурс  $t_*$  напрямної до досягнення допустимого зношування  $h_{k*}$  одним із її елементів обчислюється за формулою (13)

$$t_* = \frac{-B_k \tau_{0k}^{m_k}}{\nu C_h \tau_{0h} (1 + h_k') (1 - m_k) K_k} \left\{ (\tau_0 - \tau_{0k})^{1-m_k} - [(\tau_0 - \tau_{0k}) + \varepsilon_h C_h \tau_{0h}]^{1-m_k} \right\}, \quad (13)$$

де  $\tau_{0h} = f |p(0, h)|$ .

Для напрямних визначається граничний шлях тертя ковзання  $L_*$

$$L_* = \frac{-B_k \tau_{0k}^{m_k}}{C_h \tau_{0h} (1 + h'_k) (1 - m_k) K_k} \left\{ (\tau_0 - \tau_{0k})^{1-m_1} - [(\tau_0 - \tau_{0k}) + \varepsilon_h C_h \tau_{0h}]^{1-m_k} \right\}, \quad (14)$$

3) Зношування  $h_2$  основи 2 напрямної протягом шляху тертя  $L_*$  розраховується після перетворень залежності (2) таким чином:

$$h_2 = \left| \frac{1}{C_h \tau_{0h} (K_2 + h'_2)} \left[ \sqrt[1-m_2]{\frac{M_2 (\tau_0 - \tau_{02})^{1-m_2} - L_*}{M_2}} - (\tau_0 - \tau_{02}) \right] \right|, \quad (15)$$

$$\text{де } M_2 = \frac{B_2 \tau_{02}^{m_2}}{C_h \tau_{0h} (1 - m_2) (K_2 + h'_2) K_2}; \quad h'_2 = K_2 / K_1 h'_1.$$

Або ж теж згідно іншої залежності

$$h_2 = h_1 h'_1 / K_1, \quad (16)$$

**Числовий розв'язок.** Згідно [12] діаметри основи циліндричних напрямних можуть бути у діапазоні 30 ... 120 мм. Кількість напрямних – 1, 2, 4.

Дані для розрахунку:  $F = 500, 750, 1000, 2000$  Н;  $N = F/l_1 = 5, 7.5, 10, 20$  Н/мм,  $l_1 = 100$  мм – довжина втулки,  $l_2 = 500$  мм – довжина основи;  $K_2=0.2, K_1 = 1, \varepsilon = 0.05, 0.075, 0.1$  мм (посадка з зазором Н9/d9);  $D_2 = 40, 50$  мм;  $f = 0.09$  – граничне тертя;  $h_{1*} = 0.5$  мм. Досліджується напрямна з рис. 1, а.

Матеріали елементів трибосистеми:

– втулка повзуна: полімерні композити ДК6 та Моглайс; Моглайс –  $E_M = 11.2$  ГПа,  $\mu_M = 0.4$ , ДК6 –  $E_{ДК} = 6.5$  ГПа,  $\mu_{ДК} = 0.4$  – модулі Юнга і коефіцієнти Пуасона матеріалів втулки повзуна;  $B_1 = 1.12 \cdot 10^9$ ,  $m_1 = 1.9$ ,  $\tau_{01} = 0.05$  МПа – їх характеристики зносостійкості.

– основа: сталь 45 –  $E_2 = 210$  ГПа,  $\mu_2 = 0.3$ ;  $B_2 = 2.2 \cdot 10^{10}$ ,  $m_2 = 2.1$ ,  $\tau_{02} = 0.1$  МПа.

Результати обчислень максимальних контактних тисків  $p(0)$  та їх зниження  $p(0, t, h)$  у результаті зношування повзуна, довговічності циліндричної напрямної подано на рис. 4 – 9. Суцільними лініями зображено графіки для  $D_2 = 40$  мм, а штриховими – для  $D_2 = 50$  мм. Рисунки (а) відповідають композиту Моглайс, а рисунки (б) – ДК6.

На рис. 4 подано максимальні контактні тиски  $p(0)$  від навантаження  $N$  при різних радіальних зазорах  $\varepsilon$  у з'єднанні.

Спостерігається близька до лінійної залежність  $p(0)$  від  $N$  при різних радіальних зазорах та обох досліджуваних діаметрах.

Початкові контактні тиски знижуються при зношуванні  $h_{1*} = 0.5$  мм повзуна з втулкою з композитів. Кількісний і якісний характер цих змін подано на рис. 5.

Подібно, як і для тисків  $p(0)$ , тиски  $p(0, t, h)$  практично лінійно залежать від  $N$ . Однак суттєво більшою є їх зміна при менших значеннях радіального зазору  $\varepsilon$  у з'єднанні.

На рис. 6 показано залежність  $p(0)$  від  $\varepsilon$  при різних навантаженнях на напрямну.

При меншому діаметрі втулки при зростанні радіального зазору тиски  $p(0)$  зростають практично лінійно, а при більшому діаметрі ця залежність стає близькою до лінійної.

Рис. 7 зображає зміну  $p(0)$  при зношуванні втулки.

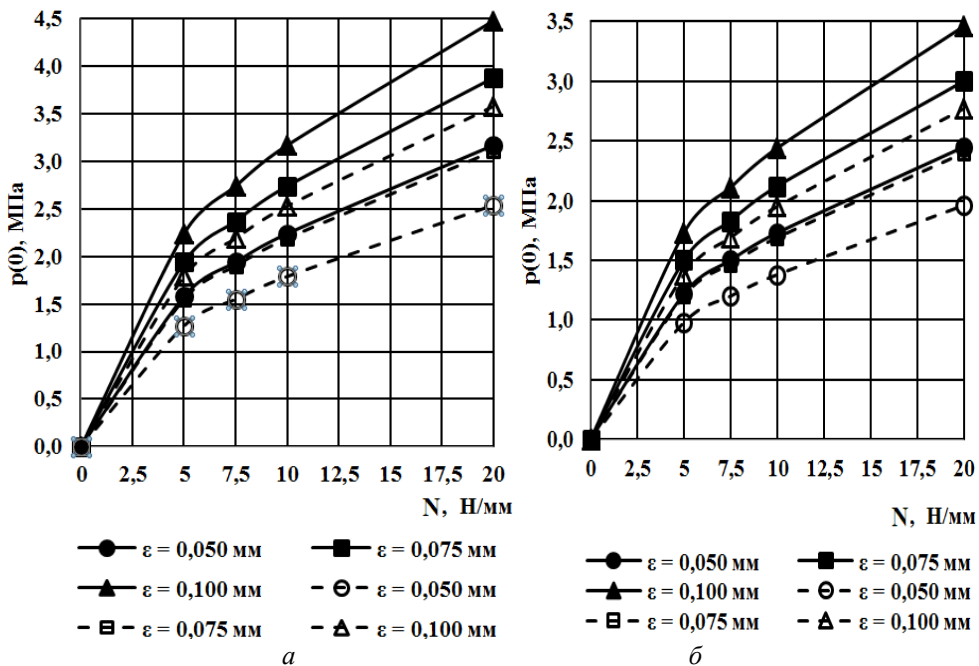


Рис. 4. Залежність  $p(0)$  від  $N$ : а – композит Моґлайс; б – ДК6

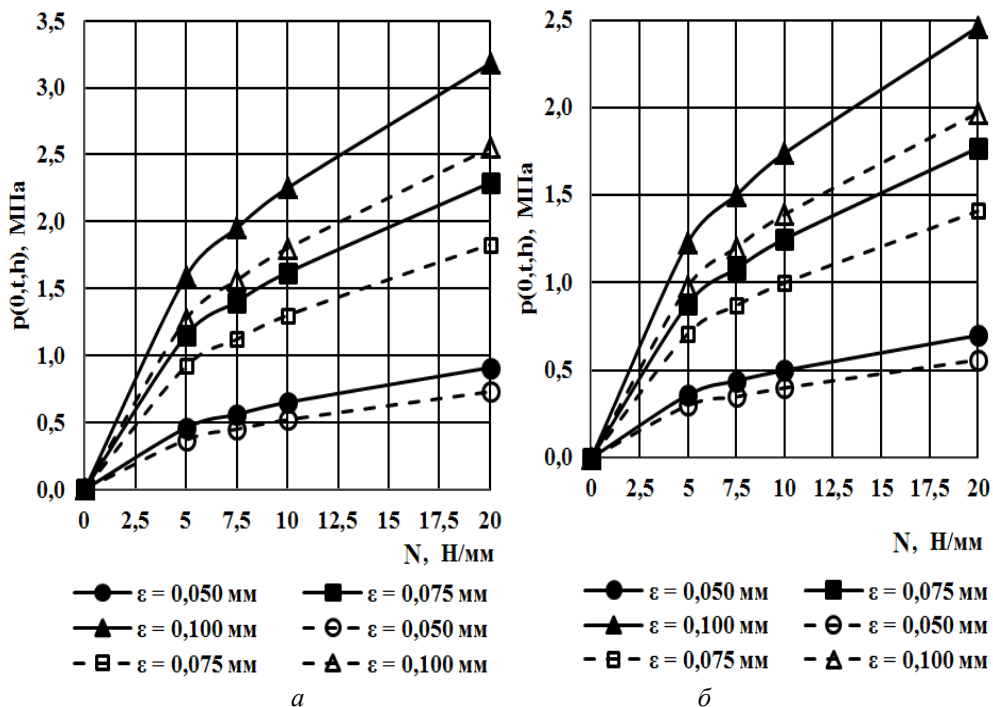


Рис. 5. Триболоконтатні тиски у напрямній при зміні навантаження та зношуванні втулки: а – композит Моґлайс; б – ДК6

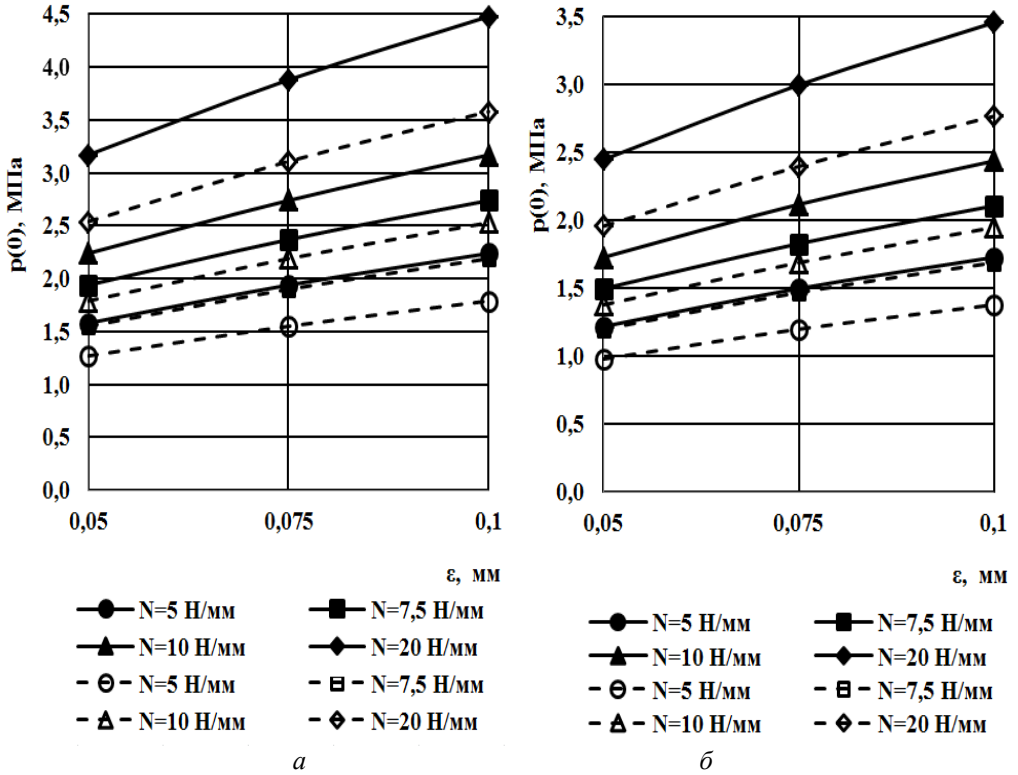


Рис. 6. Залежність  $p(0)$  від  $\varepsilon$ : *a* – композит Моглайс; *b* – ДК6

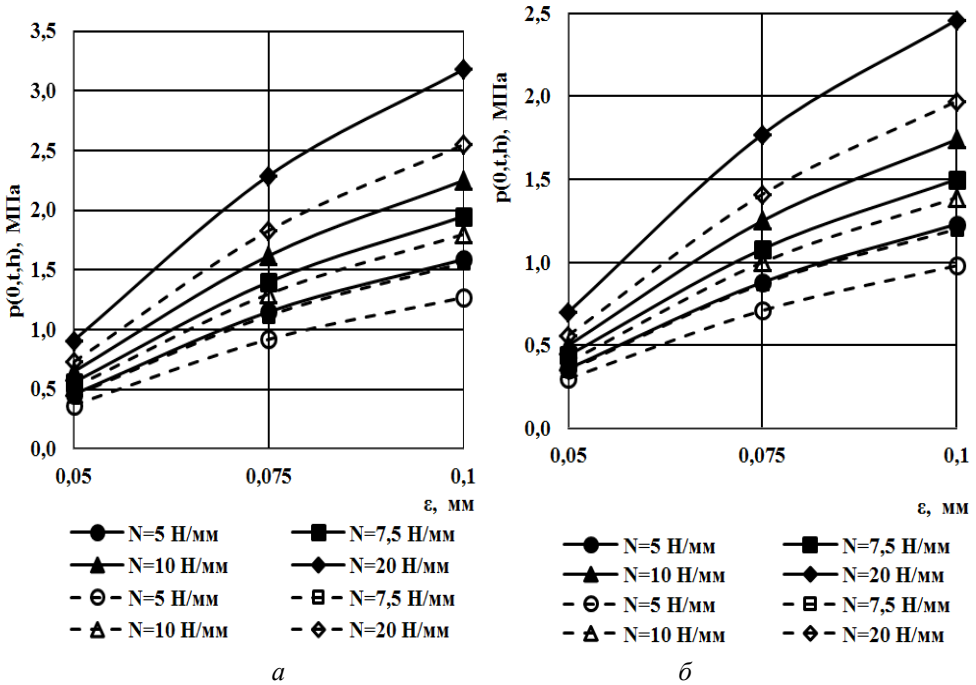


Рис. 7. Трибokonтактні тиски у напрямній при зміні зазору та зношуванні втулки: *a* – композит Моглайс; *b* – ДК6

Характер цієї зміни є нелінійним при зростанні радіального зазору. Кількісне зниження  $p(0)$  в різній мірі залежить від величини навантаження.

Вплив навантаження  $N$  на ресурс напрямної  $L_1$  до досягнення втулкою  $I$  допустимого зношування  $h_{1*} = 0,5$  мм показано на рис. 8.

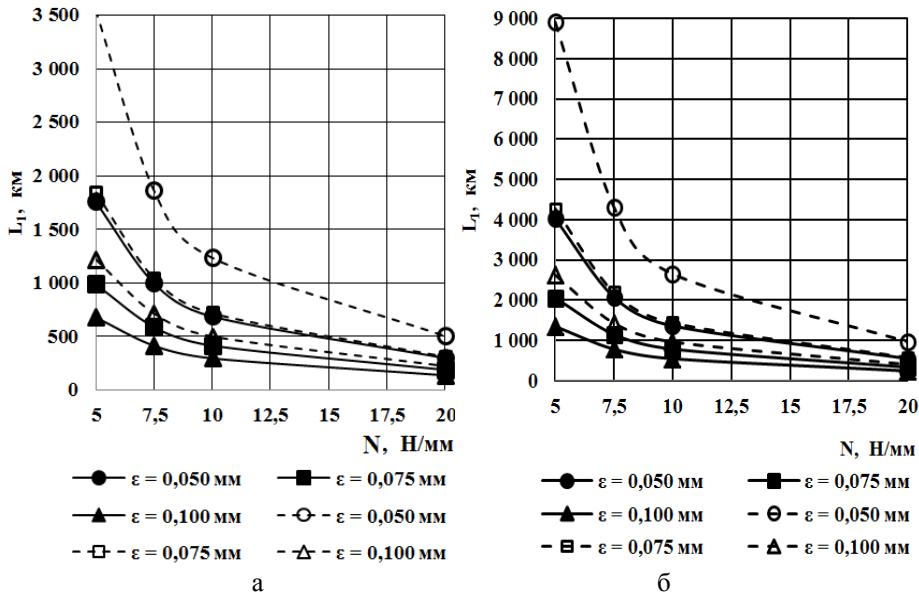


Рис. 8. Залежність ресурсу напрямної від навантаження:  
а – композит Моглайс; б – ДК6

Спостерігається яскраво виражений нелінійний характер зниження  $L_1$  при зростанні  $N$ , особливо при малому радіальному зазорі. Також ресурс суттєво залежить від діаметра втулки, тобто при збільшенні діаметра вона зростає.

На рис. 9 відображено вплив радіального зазору на ресурс напрямної.

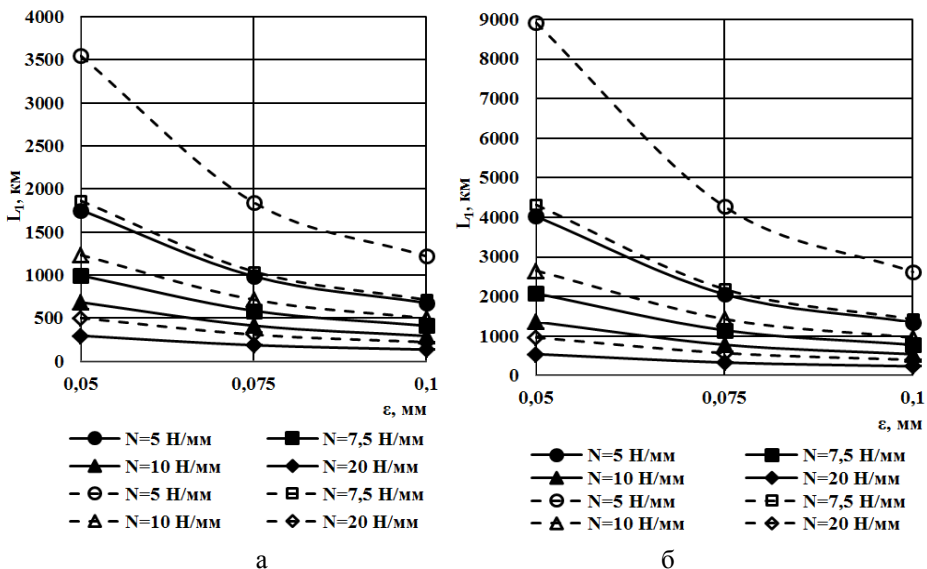


Рис. 9. Залежність ресурсу напрямної від радіального зазору:  
а – композит Моглайс; б – ДК6



Також зростання радіального зазору спричиняє суттєве зниження ресурсу. При збільшенні навантаження воно є більш значним. Зменшення діаметра суттєво впливає на зниження ресурсу.

### Висновки

1. При зростанні навантаження у 4 рази початкові максимальні контактні тиски  $p(0)$  зростають у  $\sqrt{4} = 2$  рази незалежно від величин радіального зазору, діаметра  $D_2$  основи та виду композиційного матеріалу (див. рис. 4).

2. У напрямній з втулкою з Моглайс виникають більші у 1,29 рази тиски, ніж з втулкою з ДК6.

3. При збільшенні діаметра  $D_2$  основи в 1,25 рази тиски  $p(0)$  знижуються на таку ж величину (див. рис. 4).

4. У результаті зношування втулки початкові тиски  $p(0)$  знижуються в різній мірі залежно від величини радіального зазору  $\varepsilon$ . При зростанні навантаження  $N$   $p(0, t, h)$  теж збільшуватимуться вдвічі, як і тиски  $p(0)$  (див. рис. 5).

5. Зростання радіального зазору  $\varepsilon$  вдвічі призводить до зростання у  $\sqrt{2}$  рази тисків  $p(0)$  незалежно від величини навантаження  $N$  і діаметра  $D_2$  основи (рис. 6).

6. При зношуванні втулки суттєво знижуються тиски  $p(0)$  – у 3,43...3,49 разів незалежно від навантаження, радіального зазору і діаметра (див. рис. 7).

7. При збільшенні навантаження шлях тертя суттєво знижується; його величина залежить також від радіального зазору у з'єднанні, діаметра основи та матеріалу втулки (табл. 1; 2, див. рис. 8).

Таблиця 1

Моглайс						
$N$ , Н/мм	Шлях тертя $L_1$ , км					
5	1 757	987	678	3 548	1 846	1 219
7,5	996	586	412	1 864	1 042	713
10	685	413	294	1 234	715	499
20	297	186	136	503	309	222
$\varepsilon$ , мм	0,05	0,075	0,1	0,05	0,075	0,1
Збільшення $N$ , рази	$D_2 = 40$ мм			$D_2 = 50$ мм		
	Зменшення $L_1$ , рази					
<b>4</b>	<b>5,92</b>	<b>5,30</b>	<b>4,99</b>	<b>7,06</b>	<b>5,98</b>	<b>5,49</b>

Таблиця 2

ДК6						
$N$ , Н/мм	Шлях тертя $L_1$ , км					
5	4 026	2 060	1 350	8918	4 275	2 624
7,5	2 079	1 151	783	4 320	2 190	1 429
10	1 365	785	545	2 656	1 433	963
20	548	336	241	969	573	404
$\varepsilon$ , мм	0,05	0,075	0,1	0,05	0,075	0,1
Збільшення $N$ , рази	$D_2 = 40$ мм			$D_2 = 50$ мм		
	Зменшення $L_1$ , рази					
<b>4</b>	<b>7,34</b>	<b>6,14</b>	<b>5,61</b>	<b>9,20</b>	<b>7,46</b>	<b>6,50</b>

8. При збільшенні радіального зазору шлях тертя знижується вдвічі менше, ніж при зростанні навантаження. На нього виявляє вплив навантаження, діаметр основи та матеріал втулки (табл. 3; 4, рис. 9).

9. Ресурс напрямної з втулкою з ДК6 є більшим у 2,29 ... 1,82 рази від напрямної з втулкою з Моглайс (табл. 5; 6).

Таблиця 3

## Моглайс

ε, мм	Шлях тертя $L_1$ , км							
	0,05	1756	996	685	296	3548	1863	1234
0,075	987	586	413	186	1845	1042	715	308
0,1	677	412	294	135	1219	713	498	221
$N$ , Н/мм	5	7,5	10	20	5	7,5	10	20
Збільш. ε, рази	$D_2 = 40$ мм				$D_2 = 50$ мм			
	Зменшення $L_1$ , рази							
<b>2</b>	<b>2,59</b>	<b>2,42</b>	<b>2,33</b>	<b>2,19</b>	<b>2,91</b>	<b>2,61</b>	<b>2,47</b>	<b>2,27</b>

Таблиця 4

## ДК6

ε, мм	Шлях тертя $L_1$ , км							
	0,05	4026	2078	1364	548	8918	4320	2655
0,075	2060	1150	785	335	4274	2190	1432	573
0,1	1350	783	545	240	2624	1429	963	403
$N$ , Н/мм	5	7,5	10	20	5	7,5	10	20
Збільш. ε, рази	$D_2 = 40$ мм				$D_2 = 50$ мм			
	Зменшення $L_1$ , рази							
<b>2</b>	<b>2,98</b>	<b>2,65</b>	<b>2,50</b>	<b>2,28</b>	<b>3,40</b>	<b>3,02</b>	<b>2,76</b>	<b>2,40</b>

Таблиця 5

Вплив навантаження на відносне зниження ресурсів  $L_{1(ДК)} / L_{1(М)}$ 

Назва композиту	$N$ , Н/мм	Шлях тертя $L_1$ , км					
		ДК6	5	4 026	2 060	1 350	8918
Моглайс	5	1 757	987	678	3 548	1 846	1 219
$L_{1(ДК)} / L_{1(М)}$ , рази		<b>2,29</b>	<b>2,09</b>	<b>1,99</b>	<b>2,51</b>	<b>2,32</b>	<b>2,15</b>
ДК6	7,5	2 079	1 151	783	4 320	2 190	1 429
Моглайс	7,5	996	586	412	1 864	1 042	713
$L_{1(ДК)} / L_{1(М)}$ , рази		<b>2,09</b>	<b>1,96</b>	<b>1,90</b>	<b>2,32</b>	<b>2,10</b>	<b>2,00</b>
ДК6	10	1 365	785	545	2 656	1 433	963
Моглайс	10	685	413	294	1 234	715	499
$L_{1(ДК)} / L_{1(М)}$ , рази		<b>1,99</b>	<b>1,90</b>	<b>1,85</b>	<b>2,15</b>	<b>2,00</b>	<b>1,93</b>
ДК6	20	548	336	241	969	573	404
Моглайс	20	297	186	136	503	309	222
$L_{1(ДК)} / L_{1(М)}$ , рази		<b>1,85</b>	<b>1,81</b>	<b>1,77</b>	<b>1,93</b>	<b>1,85</b>	<b>1,82</b>
Радіальний зазор ε, мм		0,05	0,075	0,1	0,05	0,075	0,1
Діаметр $D_2$ , мм		40			50		

Таблиця 6

Вплив радіального зазору на відносне зниження ресурсів  $L_{1(ДК)} / L_{1(М)}$ 

Назва композиту	ε, мм	Шлях тертя $L_1$ , км							
		ДК6	0,05	4026	2078	1364	548	8918	4320
Моглайс	0,05	1756	996	685	296	3548	1863	1234	502
$L_{1(ДК)} / L_{1(М)}$ , рази		<b>2,29</b>	<b>2,09</b>	<b>1,99</b>	<b>1,85</b>	<b>2,51</b>	<b>2,32</b>	<b>2,15</b>	<b>1,93</b>
ДК6	0,075	2060	1150	785	335	4274	2190	1432	573
Моглайс	0,075	987	586	413	186	1845	1042	715	308
$L_{1(ДК)} / L_{1(М)}$ , рази		<b>2,09</b>	<b>1,96</b>	<b>1,90</b>	<b>1,80</b>	<b>2,32</b>	<b>2,10</b>	<b>2,00</b>	<b>1,86</b>
ДК6	0,1	1350	783	545	240	2624	1429	963	403
Моглайс	0,1	677	412	294	135	1219	713	498	221
$L_{1(ДК)} / L_{1(М)}$ , рази		<b>1,99</b>	<b>1,90</b>	<b>1,85</b>	<b>1,78</b>	<b>2,15</b>	<b>2,00</b>	<b>1,93</b>	<b>1,82</b>
Навантаження $N$ , Н/мм		5	7,5	10	20	5	7,5	10	20
Діаметр $D_2$ , мм		40			50				

---

**Список літератури**

1. Горячева И.Г., Добычин Н.М. Контактные задачи в трибологии. – М.: Машиностроение, 1988.
2. Теплый М.И. Определение контактных параметров и износа в цилиндрических опорах скольжения // Трение и износ. – 1987. – № 6. – С. 895-902.
3. Кузьменко А.Г. Развитие методов контактной трибомеханики. – Хмельницкий: ХНУ, 2010.
4. Sorokatyi R.V., Pisarenko V.G., Dykha M.A. Analysis of Wear Surface Geometry Formation in Plain Bearings with Misaligned Shaft and Bush Axes, Journal of Friction and Wear. – 2013, 34 (4), pp. 274-280.
5. Sorokatyi R., Chernets M., Dykha A., Mikosyanchyk O. Phenomenological model of accumulation of fatigue tribological damage in the surface layer of materials. In: Uhl T. (eds) Advances in Mechanism and Machine Science. IFToMM WC 2019. In book: Mechanisms and Machine Science. Springer, Cham. - 2019. - Vol. 73. – P. 3761-3769.
6. Sorokatyi R.V. Evaluation of efficiency of sliding bearings during reciprocation, Journal of Friction and Wear. 2003, 24, 15-21.
7. Андрейкив А.Е., Панасюк В.В., Чернец М.В. К теории износа материалов при сухом трении // ФХММ. – 1981. – № 2. – с. 51-57.
8. Чернец М.В. К вопросу об оценке долговечности цилиндрических трибосистем скольжения с границами, близкими к круговым // Трение и износ. – 1996. -№ 3. – С. 340-344.
9. Чернец М.В., Лебедева Н.М. К вопросу о влиянии малой некруглости элементов цилиндрической направляющей на ее долговечность // Проблеми трибології. – 2005. – №3. – С. 100 – 106.
10. Чернец М.В., Лебедева Н.М. Дослідження впливу малої некруглості на ресурс циліндричної напрямної // Проблеми трибології. – 2006. –№4. – С. 52 – 55.
11. Чернец М.В. Трибоконтатні задачі для циліндричних з'єднань з технологічною некруглістю. – Люблін: Вид. Люблінської політехніки, 2013. – 274 с.
12. Вельбой В.П., Диха М.О. До розрахунку контактних параметрів і сил тертя в циліндричних напрямних ковзання // Проблеми трибології. –2016. – № 4. – С. 82 – 88.

Стаття надійшла до редакції 31.08.2021.

**Чернец Мирон Васильович** – д-р техн. наук, професор, головний науковий співробітник Національного авіаційного університету, [myron.czerniec@gmail.com](mailto:myron.czerniec@gmail.com).

**Корнієнко Анатолій Олександрович** – канд. техн. наук, старший науковий співробітник, доцент кафедри прикладної механіки та інженерії матеріалів Національного авіаційного університету.

**Федорчук Світлана Володимирівна** – старший викладач кафедри прикладної механіки та інженерії матеріалів, Національний авіаційний університет.

CHERNETS M. V., KORNIENKO A. O., FEDORCHUK S. V.

### METHOD FOR ESTIMATING CONTACT STRENGTH AND SERVICE LIFE OF CYLINDRICAL METAL-POLYMER SLIDING GUIDES

The method of calculation of contact strength and service life of cylindrical metal-polymer sliding guides is given, which is based on the author's methodology of research of wear kinetics at sliding friction. The influence of load, diameters and radial clearance on the maximum contact pressures in the guide is investigated. Quantitative and qualitative patterns of dependence of their change on the specified factors are established. As the load increases, the initial maximum contact pressures increase as the square root of its change. As the diameter of the base increases, the pressures decrease in direct proportion. In the guide with the bushing made of Moglice there are 30% more pressures, than with the bushing made of DK6. Due to the wear of the polymer composite bushing made of DK6 and Moglice, the initial contact pressures in this tribosystem will decrease. According to the given mathematical model of wear the estimation of influence of wear of the bushing on their change is carried out. The forecast calculation of the resource (durability) of the guide depending on the above factors is also carried out. Quantitative and qualitative regularities of resource dependence on the accepted factors of influence are established. As the load increases, the life of the guide decreases significantly, and its value also depends on the radial clearance in the join, the diameter of the base and the material of the bushing. With increasing radial clearance resource of the guide is reduced by half less than with increasing load. The resource of the guide with the bushing made of DK6 is on average twice as big as the guide with the bushing made of Moglice. The obtained research results are presented in graphical form and summary tables.

**Keywords:** cylindrical metal-polymer guides, calculation method, polymer epoxy composites DK6 and Moglice, maximum contact and tribocontact pressures, guide resource

#### Referenses

1. Gorjacheva I.G., Dobychin N.M. Kontaktnye zadachi v tribologii. – M.: Mashinostroenie, 1988. – 256 s.
- 2/ Teplyj M.I. Opredelenie kontaktnyh parametrov i iznosa v cilindricheskikh oporah skol'zhenija // Trenie i iznos. – 1987. -№ 6. – S. 895-902.
3. Kuz'menko A.G. Razvitie metodov kontaktnoj tribomehaniki. – Hmel'nickij: HNU, 2010.
5. Sorokatyi R.V., Pisarenko V.G., Dykha M.A. Analysis of Wear Surface Geometry Formation in Plain Bearings with Misaligned Shaft and Bush Axes, Journal of Friction and Wear. – 2013, 34 (4), pp. 274-280.
5. Sorokatyi R., Chernets M., Dykha A., Mikosyanchyk O. Phenomenological model of accumulation of fatigue tribological damage in the surface lauer of materials. In: Uhl T. (eds) Advances in Mechanism and Machine Science. IFToMM WC 2019. In book: Mechanisms and Machine Science. Springer, Cham. - 2019. - Vol. 73. – P. 3761-3769.
6. Sorokatyi R.V. Evaluation of efficiency of sliding bearings during reciprocation, Journal of Friction and Wear. 2003, 24, 15-21.
7. Andrejkiv A.E., Panasjuk V.V., Chernec M.V. K teorii iznosa materialov pri su-hom trenii // FHMM. – 1981. – № 2. – s. 51-57.
8. 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.
9. Chernets M.V., Lebedeva N.M. K voprosu o vliyanyy maloi nekrulosty elementov tsylindrycheskoj napravliaiushchei na ee dolhovechnost // Problemy trybolohii. – 2005. – №3. – S. 100–106.
10. Chernets M.V., Liebiedieva N.M. Doslidzhennia vplyvu maloi nekrulosty na resurs tsylindrychnoi napriamnoi // Problemy trybolohii. – 2006. -№4. – S. 52 – 55.
11. Chernets M.V. Trybokontaktnei zadachi dlia tsylindrychnykh ziednan z tekhnolohichnoiu nekrulistiui. – Liublin: Vyd. Liublińskiej politekhniki, 2013. – 274 s.
12. Velboi V.P., Dykha M.O. Do rozrakhunku kontaktnykh parametrov i syl tertia v tsylindrychnykh napriamnykh kovzannia // Problemy trybolohii. –2016. – № 4. – S. 82 – 88.