

Гайдамака А.В.Національний технічний університет
"Харківський політехнічний інститут",
м. Харків, Україна**ВИПРОБУВАННЯ НА ЗНОС ДЕТАЛЕЙ
РОЛИКОПІДШИПНИКІВ ВАЖКИХ
РЕЖИМІВ ЕКСПЛУАТАЦІЇ.
3. ПІДВИЩЕННЯ ЗНОСОСТІЙКОСТІ****Аналіз досліджень**

Найбільш масові циліндричні роликотідшипники, що є типовими для букс колісних пар вітчизняних вагонів, мають недостатню надійність за критерієм зносостійкості [1]. Дослідні дворядні конічні роликотідшипники, які встановлюють останнім часом у буксових вузлах колісних пар вантажних вагонів Укрзалізниці виявились також далекі від досконалих через підвищене нагрівання в експлуатації в порівнянні навіть з типовими однорядними циліндричними [2]. Зменшення тепловиділення та підвищення зносостійкості таких роликотідшипників можливе шляхом вдосконалення конструкції їх деталей на основі дослідження працездатності в умовах стендових випробувань [3]. Однак застарілі методи та обладнання для стендових випробувань буксових роликотідшипників [4] не дозволяють в повній мірі і достатньо оперативно покращити їх експлуатаційні властивості. В роботі [5] запропоновані способи та обладнання для випробування на знос у форсованому режимі за рахунок збільшення швидкості ковзання/кочення чи навантаження будь-яких робочих поверхонь кілець, роликів та сепаратора роликотідшипників важких режимів експлуатації. В роботі [6] проведено теоретичне обґрунтування розроблених критеріїв подоби модельних і натурних випробувань на знос поверхонь тертя ковзання деталей підшипників. Перевірку методики визначення зазначених критеріїв на адекватність опису явищ тертя в контактній деталі простіше отримати на прикладі застосування цієї методики до експериментального дослідження тепловиділення будь-яких трибоспряжень при моделюванні їх роботи.

Значна частка зношуваних деталей циліндричних роликотідшипників букс колісних пар вантажних та пасажирських вітчизняних вагонів припадає на сепаратор, борти кілець і торці роликів. Ефективним конструктивним засобом підвищення працездатності пар тертя вважається профілювання їх робочих поверхонь мастилоутримуючими канавками (МК) різної конфігурації і перерізу [7]. МК спрямовують потік мастильної рідини, покращують тепловий стан, облегшують проходження твердих часток забруднення і можуть бути застосовані до підвищення зносостійкості опорних поверхонь кілець сепаратора. На торцях роликів і спряжених їм поверхнях бортів кілець виконати МК потрібної макро- та мікрогеометрії технологічно складно, тому для підвищення зносостійкості цих деталей, робочі поверхні яких вдосконалені достатньо ґрунтовно [8 - 10], пропонується покращити експлуатаційні властивості мастила підшипника через застосування антифрикційних та протизносних добавок і присадок. В роботі [11] на чотириохвальної машині тертя попередньо вибрано антифрикційну добавку «КОМБАТ» [12] на основі геомодифікаторів тертя до мастила ЛЗ-ЦНІИ для циліндричних роликотідшипників колісних пар вагонів. Однак уточнення концентрації вибраної антифрикційної добавки можливе після проведення лабораторних досліджень зношування натурального спряження «торець ролика – борт кільця». Отже виникає необхідність застосування розроблених способів, обладнання, методу вибору режимів форсування випробувань на знос для підвищення зносостійкості сепаратора, бортів кілець і торців роликів циліндричних роликотідшипників, що встановлюють в букси колісних пар вітчизняних вагонів.

Мета публікації

Виконати експериментальну перевірку критеріїв подоби модельних і натурних випробувань на знос поверхонь тертя ковзання деталей підшипників і показати застосування розроблених способів, обладнання, методу вибору режимів форсування випробування на знос на прикладі підвищення зносостійкості сепаратора і торців роликів циліндричних роликотідшипників букс колісних пар вагонів.

Основний матеріал

Для натурального моделювання тепловиділення в спряженні "сепаратор – базуюче кільце" підшипників кочення в умовах змішаного тертя, коли деталі виготовлені з одного матеріала і за однієї технологією, але з конструктивними змінами лише опорних поверхонь тертя сепаратора, з однаковою мастилом і однаковою зовнішньою механічною дією при незмінних параметрах оточуючого середовища функціональна залежність між факторами впливу [6] для температури в контактній має вигляд:

$$t = \varphi_t(t_0, t_c, S, Q, c \cdot \gamma, a, n), \quad (1)$$

де t_0 – початкова температура; t_c – температура оточуючого середовища; c – коефіцієнт теплоємності мастила; a – коефіцієнт тепловіддачі мастила;

n – число мастилоутримуючих канавок;

γ – щільність мастила.

В подальшому доцільно залежність (1) уявляти у вигляді функції різниці температур:

$$t - t_c = \tilde{\Phi}_t(t_0 - t_c, S, Q, c \cdot \gamma, a, n). \quad (2)$$

Для базисних змінних $t - t_c$, a , Q , $c \cdot \gamma$ отримуємо безвимірні комплекси $\pi_t = \frac{t_0 - t_c}{t - t_c}$ і

$\pi_s = \frac{a \cdot S}{c \cdot \gamma \cdot Q}$. Об'єднання всіх комплексів дає безвимірну форму вихідного виразу:

$$\pi_t = \tilde{\Phi}_t(\pi_s, \pi_n), \quad (3)$$

або

$$\frac{t_0 - t_c}{t - t_c} = \tilde{\Phi}_t\left(\frac{a \cdot S}{c \cdot \gamma \cdot Q}, n\right). \quad (4)$$

Рівняння (4) включає тільки два аргументи замість шести в рівнянні (1).

В рівнянні (4) безвимірні змінні можна розглядати як узагальнені вихідні параметри: узагальнена

температура $\frac{t_0 - t_c}{t - t_c}$, узагальнена площина $\frac{a \cdot S}{c \cdot \gamma \cdot Q}$. При цьому кожному фіксованому числовому значенню безвимірних змінних відповідає не одна сукупність початкових параметрів, а множина таких сукупностей. Встановити кількісний зв'язок між змінними рівняння (4) допоможе експеримент, в якому

достатньо дослідити всього одну функцію $\pi_t = \tilde{\Phi}_t(\pi_s)$ при фіксованих значеннях n .

У випробуванні спряження “сепаратор – базуюче кільце” підшипника на стенді (рис. 15 [5]) зміна температури t досліджувалась залежно від зміни площини МК при фіксованих $n = 1; 5; 10$ ($F_c = 400$ Н; $n_c = 300$ хв⁻¹). Результати дослідження представлені діаграмою на рис. 1.

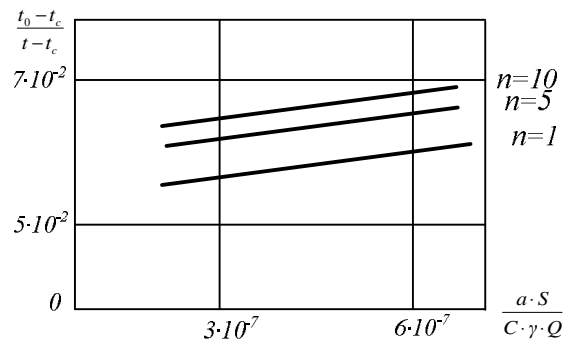


Рис. 1 – Експериментальні залежності узагальненої температури зони контакту сепаратора з базуючим кільцем від узагальненої площини мастилоутримуючих канавок та їх числа на поверхнях тертя сепаратора

Таким чином, методом аналізу розмірностей отримано фізичне рівняння для визначення узагальненої температури зони контакту трибоспряження “сепаратор – базуюче кільце” підшипника кочення, яке адекватно ілюструє (подає правдиву якісну оцінку) ефективність введення МК на поверхнях тертя сепаратора. Показано, що збільшення площини МК і їх числа на поверхнях тертя сепаратора з базуючим кільцем підшипника знижує температуру (підвищує критерій π_t , згідно до рис. 1) зони контакту.

Для натурного моделювання тепловиділення в спряженні “торець ролика – борт кільця” в умовах змішаного тертя, коли допускаються конструктивні зміни бортів кілець та зміни трибологічних властивостей мастила при однаковій зовнішній механічній дії і незмінних параметрах оточуючого середовища, функціональна залежність між факторами впливу [6] для температури в контакті має вигляд:

$$t = \Psi_t(t_0, t_c, A_y, Q, c \cdot \gamma, a, k), \quad (5)$$

де k – коефіцієнт динамічності торцевого контакту.

В подальшому доцільно залежність (5) уявляти у вигляді функції різниці температур:

$$t - t_c = \bar{\Psi}_t(t_0 - t_c, A_y, Q, c \cdot \gamma, a, k). \quad (6)$$

Для базисних змінних $t - t_c$, a , Q , $c \cdot \gamma$ базисний визначник та визначники для безвимірному комплексу π_t будуть такими ж, самими як і для трибоспряження «сепаратор – базуюче кільце». Отже

вид комплексу π_t не зміниться, а безвимірний комплекс π_A має вигляд $\pi_A = \frac{A_y}{c \cdot \gamma \cdot (t - t_c)}$.

Об'єднання всіх комплексів дає безвимірну форму вихідного виразу:

$$\pi_t = \Psi_t(\pi_A, \pi_k) \quad (7)$$

або
$$\frac{t_0 - t_c}{t - t_c} = \Psi_t\left(\frac{A_y}{c \cdot \gamma \cdot (t - t_c)}, k\right) \quad (8)$$

Рівняння (8) включає тільки два аргументи замість шести рівняння (6). У рівнянні (8) безвимірні змінні можна розглядати як узагальнені вихідні параметри: узагальнена температура $\frac{t_0 - t_c}{t - t_c}$, узагальнені

трибологічні властивості $\frac{A_y}{c \cdot \gamma \cdot (t - t_c)}$. При цьому кожному фіксованому числовому значенню безви-

мірних змінних відповідає не одна сукупність початкових параметрів, а множина таких сукупностей. Встановити кількісний зв'язок між змінними рівняння (8) допоможе експеримент, в якому достатньо до-слідити всього одну функцію $\pi_t = \Psi_t(\pi_A)$ при фіксованих значеннях k .

У випробуваннях спряження «торець ролика – борт кільця» підшипника на стенді (рис. 16 [5]) зміна узагальненої температури досліджувалась залежно від зміни величини критерія питомої роботи зношування A_y (трибологічної характеристики мастила) при фіксованих $k = 1,3$; $1,7$ ($P = 6,25$ МПа; $n_p = 1100$ хв⁻¹). Результати дослідження подано діаграмою на рис. 2.

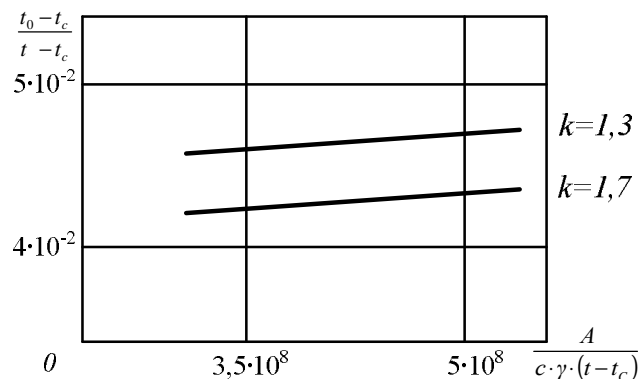


Рис. 2 – Експериментальна залежність узагальненої температури зони контакту торця ролика з бортом кільця від узагальненої трибологічної характеристики мастила та динамічного коефіцієнта

Таким чином, методом аналізу розмірностей отримано фізичне рівняння для визначення узагальненої температури зони контакту спряження «торець ролика – борт кільця» підшипника, яке адекватно ілюструє (подає правдиву якісну оцінку) ефективність введення в мастило антифрикційних та протизадирних добавок і зменшення коефіцієнту динамічності в контакт. Показано, що покращення мастила шляхом збільшення концентрації антифрикційних та протизадирних добавок (збільшення критерія питомої роботи зношування) і зменшення коефіцієнту динамічності в контакт знижує температуру (підвищує критерій π_t , згідно до рис. 2) зони контакту.

Для визначення параметрів МК на сепараторі та концентрації антифрикційних добавок в мастилї ЛЗ-ЦНИИ для циліндричних роликотідшипників букс колісних пар вагонів необхідно вирішити такі задачі:

- вибрати на поверхнях тертя склополіамідного сепаратора розміри мастилоутримуючих канавок та таку їх мінімальну кількість, щоб досягалось максимальне зменшення зносу;
- вибрати граничну величину концентрації добавки «КОМБАТ» у мастилї ЛЗ-ЦНИИ, яка ефективно зменшує знос спряження «торець ролика – борт кільця».

Недостатня вивченість процесів тертя деталей з регулярним мікрорельєфом поверхонь спонукала до вибору метода фізичного моделювання для рішення вказаних задач із застосуванням математичного планування і аналізу багатофакторного експерименту [13, 14]. Цей метод дозволяє дослідити вплив одночасно всіх факторів і отримати кількісні оцінки не тільки основних ефектів, але і ефектів взаємодії факторів у вигляді математичної залежності. Експеримент проводиться за певним планом дослідження у декілька етапів, після кожного з яких розглядається можливість про зміну його стратегії.

Для планування експериментів з вирішення поставлених задач необхідно вибрати: критерії оптимізації, фактори впливу та області їх зміни, математичні моделі процесів зношування; скласти плани експериментальних досліджень; виконати статистичний аналіз рівнянь регресії; здійснити пошук оптимальної кількості МК на опорних поверхнях тертя сепаратора і оптимальної концентрації антифрикційної добавки «КОМБАТ» у мастилі ЛЗ-ЦНИИ.

В умовах натурних випробувань трибоспряження “сепаратор – базуюче кільце” підшипника модуль пружності матеріалів деталей, твердості поверхонь деталей, триботехнічна характеристика мастила і його витрата, а також параметри оточуючого середовища (тиск, температура, вологість, і таке інше) припускаються незмінними. Враховуючи, що між сепаратором і робочими поверхнями базуючого кільця спостерігається тільки тертя ковзання, знос сепаратора I_c є функцією факторів

$$I_c = \varphi_c(F_c, n_c, S_c), \quad (9)$$

де F_c – навантаження в контакті сепаратора з базуючим кільцем;

n_c – частота обертання сепаратора;

S_c – відносна площа контакту сепаратора з базуючим кільцем.

Рівні фактору F_c та інтервал його зміни визначався за результатом дослідження [15], а рівні фактору n_c та інтервал його зміни – діапазоном швидкості руху поїздів [16]. Відносна площа контакту $S_c = S_H / S_n$, тут $S_H = S_n - S_k$, S_n – площа контакту кілець сепаратора без МК, S_k – площа МК на кільцях сепаратора. З технологічних міркувань приймається: глибина канавок $h = 0,2 \dots 0,4$ мм; ширина канавок $l = 2$ мм (рис. 3).

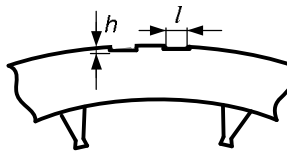


Рис. 3 – Фрагмент сепаратора з МК на поверхнях тертя кілець

В умовах натурних випробувань трибоспряження “торець ролика – борт кільця” підшипника з різним складом мастильних матеріалів припускаються незмінними модуль пружності матеріалів деталей, твердості поверхонь деталей, витрати мастила, а також параметри оточуючого середовища (тиск, температура, вологість, і таке інше). Враховуючи, що між торцем ролика і поверхнею борта кільця підшипника спостерігається тільки тертя ковзання, знос торця ролика I_p уявляється функція трьох факторів

$$I_p = \varphi_p(P, n_p, k), \quad (10)$$

де $P = F_p / S_p$ – тиск у контакті торця ролика з бортом кільця;

F_p – навантаження в контакті ролика з бортом кільця;

S_p – площа контакту торця ролика з бортом кільця;

n_p – частота обертання ролика;

k – безрозмірна величина концентрації добавки «КОМБАТ» у пластичному мастилі ЛЗ-ЦНИИ.

Рівні фактору P та інтервал його зміни визначався за результатом експериментального дослідження величин діючих осьових сил на роликотідшипники опорних вузлів колісних пар вагонів [17]. Рівні фактору n_p та інтервал його зміни визначався експлуатаційним діапазоном швидкостей руху поїздів [16]. Рівні фактору k та інтервал його зміни визначався попередніми дослідженнями мастильної композиції ЛЗ-ЦНИИ + «КОМБАТ» [11].

Для задачі опису процесу зношування сепаратора рівні варіювання дослідних факторів F_c , n_c , S_c , а також їх інтервали варіювання наведено в табл. 1; для задачі опису процесу зношування торця ролика рівні варіювання дослідних факторів P , n_p , k та їх інтервали варіювання наведено в табл. 2.

Таблиця 1

Вихідні дані для факторів зношування сепаратора

Рівні факторів та інтервал варіювання	Кодові значення факторів	Позначення факторів (натурні, кодові)		
		F_c, H	$n_c, \text{хв}^{-1}$	S_c
		X_1	X_2	X_3
Основний (нульовий) рівень	0	400	300	0,7
Інтервал варіювання	ΔX_i	100	200	0,25
Нижній рівень	-1	300	100	0,95
Верхній рівень	+1	500	500	0,45

Таблиця 2

Вихідні дані для факторів зношування торця ролика

Рівні факторів та інтервал варіювання	Кодові значення факторів	Позначення факторів (натурні, кодові)		
		$P, \text{МПа}$	$n_p, \text{хв}^{-1}$	$\kappa, \text{г/кг}$
		X_1	X_2	X_3
Основний (нульовий) рівень	0	6,25	1100	2,5
Інтервал варіювання	ΔX_i	3,75	300	2,5
Нижній рівень	-1	2,5	800	0
Верхній рівень	+1	10	1400	5

Моделювання зношування трибоспряжень “сепаратор - базуюче кільце” і “торець ролика - борт кільця” виконувалось для циліндричного роликотидшипника типу 2726 на стендах, описаних в роботі [5], а вимірювання зносів сепаратора і торця ролика здійснювалось методом штучних баз [19].

В роботі вибрано лінійні моделі зношування деталей буксових роликотидшипників, що базується, по-перше, на аналізі теплонапруженості трибоспряжень деталей і, по-друге, на попередніх дослідженнях зносу деталей від дії навантаження та швидкості ковзання в контакт. В буксових роликотидшипниках швидкості ковзання деталей трибоспряжень не перевищують 2 м/с і, згідно з [19], теплові процеси не є домінуючими, а фізико-механічні властивості залишаються незмінними. Отже, можна припустити гіпотезу про відсутність нелінійності залежності зносу від температури через зміну фізико-механічних властивостей матеріалів деталей. Попередні дослідження зносу деталей буксових роликотидшипників від навантаження та швидкості ковзання в межах дослідного діапазону їх зміни підтвердили лінійний характер їх залежності.

Вивчення процесів, які досліджуються в лінійній постановці потребують мінімальних витрат на проведення експериментальних робіт, а план повного факторного експерименту (ПФЕ) для обох дослідних спряжень може бути визнаний як 2^n .

Таблиця 3

Планування та результати вимірювання зносів сепаратора

№ випроб.	Планування				Розрахунок				Вихід $I_c (I_{c,сеп}), \text{мкм}$
	X_0	X_1	X_2	X_3	$X_1 \cdot X_2$	$X_1 \cdot X_3$	$X_2 \cdot X_3$	$X_1 \cdot X_2 \cdot X_3$	
1	+	-	-	-	+	+	+	-	35 ... 39 (37)
2	+	+	-	-	-	-	+	+	41 ... 47 (44)
3	+	-	+	-	-	+	-	+	45 ... 50 (47)
4	+	+	+	-	+	-	-	-	60 ... 65 (62)
5	+	-	-	+	+	-	-	+	27 ... 31 (29)
6	+	+	-	+	-	+	-	-	38 ... 40 (39)
7	+	-	+	+	-	-	+	-	38 ... 41 (40)
8	+	+	+	+	+	+	+	+	47 ... 51 (49)

Умови проведення експериментів в кодовій формі задач опису зношування сепаратора і торця ролика роликотидшипника типу 2726 та результати вимірювань зносів сепаратора і торців роликів наведено у табл. 3 і 4; середнє значення результатів паралельних експериментів подається в дужках і розраховано за формулою:

$$I_{\text{сеп}} = \frac{1}{m} \sum_{i=1}^m I_{ij},$$

де $i = 1, 2 \dots m$; $j = 1, 2 \dots N$, m – число паралельних експериментів ($m = 3$);

N – число випробувань ($N = 8$).

Таблиця 4

Планування та результати вимірювання зносів торця ролика

№ випроб.	Планування				Розрахунок				Вихід $I_p (I_{p,\text{сеп}})$, мкм
	X_0	X_1	X_2	X_3	$X_1 \cdot X_2$	$X_1 \cdot X_3$	$X_2 \cdot X_3$	$X_1 \cdot X_2 \cdot X_3$	
1	+	-	-	-	+	+	+	-	40 ... 45 (42)
2	+	+	-	-	-	-	+	+	57 ... 59 (58)
3	+	-	+	-	-	+	-	+	69 ... 74 (72)
4	+	+	+	-	+	-	-	-	97 ... 100 (99)
5	+	-	-	+	+	-	-	+	34 ... 37 (36)
6	+	+	-	+	-	+	-	-	48 ... 51 (49)
7	+	-	+	+	-	-	+	-	59 ... 62 (60)
8	+	+	+	+	+	+	+	+	70 ... 74 (72)

За результатами випробувань побудовані рівняння регресії зношування відповідно сепаратора і торця ролика циліндричного роликотідшипника типу 2726:

$$I_c = 43,3 + 5,1x_1 + 6,2x_2 - 3,9x_3 + 0,8x_1x_2 - 0,5x_1x_3 - 0,6x_2x_3, \quad (11)$$

$$I_p = 61 + 8,5\delta_1 + 14,75\delta_2 - 6,75\delta_3 + 1,25\delta_1\delta_2 - 2,25\delta_1\delta_3 - 3\delta_2\delta_3. \quad (12)$$

Регресійний аналіз отриманих результатів підтвердив відтворюваність експериментів за критерієм Кохрена (G – критерій), значимість коефіцієнтів регресії за критерієм Стьюдента (t – критерій), адекватність рівняння регресії за критерієм Фішера (F – критерій).

На основі аналізу рівнянь (11) та (12) встановлено, що для дослідного діапазону умов експлуатації:

- характер впливу навантаження і швидкості однаковий: їх збільшення приводить до підвищення зношування кілець сепаратора і торця ролика;

- збільшення МК на опорних поверхнях тертя кілець сепаратора зменшує їх знос;

- збільшення концентрації добавки «КОМБАТ» до мастила ЛЗ-ЦНИИ зменшує знос торця ролика.

Значна тривалість випробувань і складність вимірювань зносу спонукали в дослідженні області оптимуму числа МК на кільцях склополіамідних сепараторів вибрати шлях вимірювання температури контактної зони залежно від діапазону навантаження і частоти обертання сепаратора. Показано несуттєвість зміни температури контактної зони сепаратора з базуючим кільцем після досягнення діапазону 6 ... 8 МК на кільці сепаратора з боку кожного вікна (рис. 4).

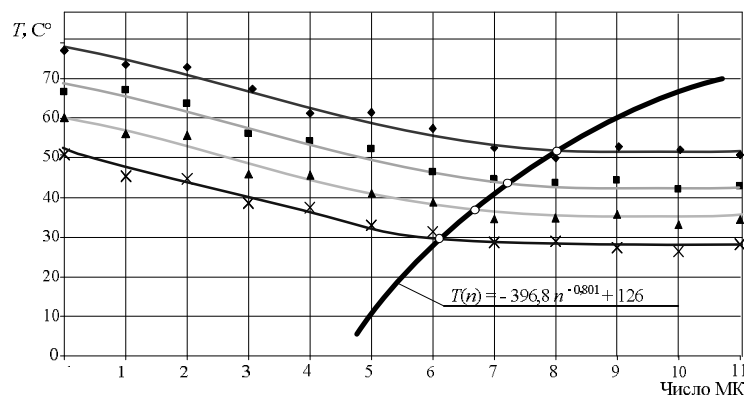


Рис. 4 – Залежність температури зони контакту спряження «сепаратор – базуюче кільце» підшипника при:
 —◆— $F_c = 500\text{Н}, n_c = 200\text{хв}^{-1}$; —■— $F_c = 300\text{Н}, n_c = 200\text{хв}^{-1}$;
 —▲— $F_c = 500\text{Н}, n_c = 100\text{хв}^{-1}$; —×— $F_c = 300\text{Н}, n_c = 100\text{хв}^{-1}$

Таким чином для роликотідшипників типу 2726 зі склополіамідним сепаратором, які використовують в опорних вузлах колісних пар вітчизняних вагонів з радіальним навантаженням до 50 кН і частотою обертання до 1000 хв^{-1} , можна рекомендувати вдосконалену конструкцію поверхонь тертя кілець з 6...8 МК на кільцях з боку кожного вікна. Зносостійкість вдосконаленої конструкції поверхонь тертя кілець сепаратора за результатами порівняльних випробувань підвищена на 20 ... 22 %.

Оптимальна концентрація антифрикційної добавки «КОМБАТ» в мастилі ЛЗ-ЦНИИ визначається за результатами випробувань спряження «торець ролика – борт кільця» на знос (табл. 5) методом однофакторного експерименту в межах дослідного діапазону зміни тиску в контакті та швидкості обертання ролика.

Таблиця 5

Результати випробувань зносу торця ролика

№	Концентрація k присадки «КОМБАТ», г/кг	Знос (мкм) торця ролика при режимах випробування		
		$P = 10 \text{ МПа}$, $n_p = 2000 \text{ хв}^{-1}$	$P = 6,25 \text{ МПа}$, $n_p = 1400 \text{ хв}^{-1}$	$P = 2,5 \text{ МПа}$, $n_p = 800 \text{ хв}^{-1}$
1	0	98...101(99)	66...70(68)	39...45(42)
2	1	92...96(94)	63...67(65)	38...43(40)
3	2	85...89(88)	59...63(62)	36...41(39)
4	3	80...84(82)	58...61(60)	35...40(38)
5	4	75...80(77)	55...59(57)	35...39(37)
6	5	69...73(72)	52...56(54)	33...38(36)
7	6	68...73(71)	51...55(53)	33...38(36)
8	7	67...72(70)	51...55(53)	33...38(36)

Аналіз результатів випробувань дослідного спряження з різними режимами показує, що гранична величина концентрації антифрикційної добавки «КОМБАТ», починаючи з якої зменшення зносу не спостерігається, залежить від навантаження та швидкості ковзання. Різниця зносу торців роликів, що менша 1 %, двох сусідніх випробувань спостерігається починаючи з випробування № 7 в режимі $P = 10 \text{ МПа}$, $n_p = 2000 \text{ хв}^{-1}$; з випробування № 6 – в режимі $P = 6,25 \text{ МПа}$, $n_p = 1400 \text{ хв}^{-1}$; з випробування № 4 – в режимі $P = 2,5 \text{ МПа}$, $n_p = 800 \text{ хв}^{-1}$. Отже, в межах дослідного діапазону навантажень та швидкостей ковзання спряження «торець ролика – борт кільця» гранична концентрація антифрикційної добавки «КОМБАТ» може бути визначена в межах 3 ... 5 г/кг, що встановлено за результатами обробки трьох режимів випробування (рис. 5).

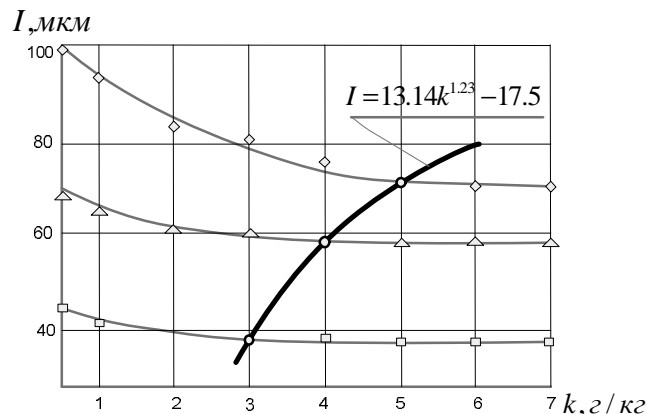


Рис. 5 – Залежність зносу торця ролика від концентрації антифрикційної добавки в мастилі ЛЗ-ЦНИИ при:

- ◇ $P = 10 \text{ МПа}$, $n_p = 2000 \text{ хв}^{-1}$;
- △ $P = 6,25 \text{ МПа}$, $n_p = 1400 \text{ хв}^{-1}$;
- $P = 2,5 \text{ МПа}$, $n_p = 800 \text{ хв}^{-1}$

Зносостійкість торця ролика в покращеній мастильній композиції за результатами порівняльних випробувань збільшується на 13 ... 15 %.

Висновки

1. Перевірена методика визначення критеріїв подоби модельних і натурних випробувань на знос деталей підшипників качення на прикладі її застосування в дослідженні тепловиділення трибоспряжень «сепаратор – базуюче кільце» та «торець ролика – борт кільця».
2. Вперше отримані регресійні моделі зносу полімерного сепаратора і торця ролика циліндричного підшипника, що має особливість сприймати осьові навантаження.
3. Встановлено, що на знос опорних поверхонь кілець сепаратора і торця ролика найбільший вплив чинить режим експлуатації, а підвищення числа мастилоутримуючих канавок та концентрації добавки «КОМБАТ» в мастилі ЗЛ-ЦНИИ зменшує знос відповідно кілець сепаратора і торця ролика.
4. Для дослідного діапазону зміни навантаження і швидкості обертання циліндричного роликотідшипника типу 2726, що характерний для підшипникових вузлів колісних пар вагонів, вибрана оптимальна за мастило-ємністю геометрія опорних поверхонь тертя кілець сепаратора з підвищеною на 21 % зносостійкістю, а також визначена гранична величина концентрації добавки «КОМБАТ» у мастилі ЛЗ-ЦНИИ, яка зменшує знос спряження «торець ролика – борт кільця» на 14 %.

Література

1. Мельничук В.А., Донченко А.В., Мартынов И.Э. К вопросу повышения надёжности буксовых узлов с подшипниками качения // *Залізнич. транспорт України*. – 2002. – №5. – С. 34–37.
2. Регада В.В. Проблемы теплового контроля букс в современных условиях // *Зб. наук. праць УкрДАЗТ*. – 2007. – Вип. 86. – С. 61-67.
3. Спришевский А.И. Подшипники качения. – М.: Машиностроение, 1969. – 285 с.
4. Волков Н.Н., Родзевич Н.В. Подшипники качения колесных пар вагонов и локомотивов. – М.: Машиностроение. – 1972. – 168 с.
5. Гайдамака А.В. Випробування на знос деталей роликотідшипників важких режимів експлуатації. 1. Способи та обладнання // *Проблеми трибології*. – 2011. – № 1. – С. 19-24.
6. Гайдамака А.В. Випробування на знос деталей роликотідшипників важких режимів експлуатації. 2. Теоретичне обґрунтування // *Проблеми трибології*. – 2011. – № 2. – С. 54-58.
7. Шнейдер Ю.Г. Образование регулярных микрорельефов на деталях и их эксплуатационные свойства. – Л.: Машиностроение. – 1972. – 210 с.
8. Цюренко В.Н., Шавшишвили А.Д. Определение оптимальной формы очертания торцов роликов цилиндрических подшипников // *Тр. ВНИИЖТ*. – 1978. – Вып.583. – С. 41-48.
9. Галахов М.А. Исследования контакта сферического торца ролика с наклонным бортом кольца и метод выбор радиуса кольца // *Труды ВНИПП*. – Вып. 5(81). – С. 81-86.
10. Жильника Е.П. Эластогидродинамический расчет контакта торца ролика с бортиком кольца роликотідшипника // *Трение и износ*. – 1990. – № 2. – С. 240-245.
11. Гайдамака А.В., Немчик В.В., Кравцов А.Г. Результати першого етапу вибору антифрикційних добавок до пластичного мастила циліндричних роликотідшипників важких режимів експлуатації. – *Вестник НТУ «ХПИ»*. – № 2. – 2009. – 50 с.
12. Войтов В.А. Реологічні дослідження мікроструктурних змін захисного покриття, яке утворене за допомогою трибологічної відновлювальної суміші «КОМБАТ» / В.А.Войтов, А.П.Білик, В.В. Стожук // *Проблеми трибології*. – 2008. – № 1. – С. 34-38.
13. Евдокимов Ю.А., Колесников В.И., Тетерин А.И. Планирование и анализ экспериментов при решении задач трения и износа. – М.: Наука. – 1980. – 228 с.
14. Справочник по триботехнике в 3 т. / Под общ. ред. М. Хебды, А.В. Чичинадзе. – М.: Машиностроение, Т.1. Теоретические основы. – 1989. – 400 с.
15. Лосев А.В. Изменение конструкции роликовых подшипников для скоростного движения // *Железнодорожный транспорт*. – 1974. – №12. – С. 47-79.
16. Правила технічної експлуатації залізниць України. Затверджено наказом Міністерства транспорту України від 20 грудня 1996р. №411.
17. Цюренко В.Н., Петров В.А. Надежность роликовых подшипников в буксах вагонов. – М.: Транспорт. – 1982. – 96 с.
18. Хрущов М.М. Определение износа деталей машин методом искусственных баз. – М.: Высш. шк. - 1959. – 284 с.
19. Дроздов Ю.Н., Павлов В.Г., Пучков В.Н. Трение и износ в экстремальных условиях: Справочник. – М.: Машиностроение, 1986. – 224 с.

Надійшла 27.05.2011