

УДК 621.822

Д-р техн. наук А.В. Гайдамака (НТУ «ХПІ»)

Doct. of techn. sciences A.V. Gaydamaka

НАДІЙНІСТЬ ЦИЛІНДРИЧНИХ РОЛИКОПІДШИПНИКІВ БУКС ВАГОНІВ І ЛОКОМОТИВІВ

RELIABILITY OF CYLINDRICAL ROLLER BEARINGS CARS AND LOCOMOTIVES

Аналіз публікацій. Циліндричні роликопідшипники букс вагонів і локомотивів відносять до важконавантажених нешвидкісних підшипників, які працюють з радіальним та осьовим навантаженням, більшим від десятої частини допустимої радіальної вантажності, і частотами

обертання, меншими від третини граничних. Найбільш масові циліндричні роликопідшипники букс колісних пар вагонів мають недостатню надійність [1]. Серед можливих відмов їх деталей шосту частину становлять контактно-втомні пошкодження (рис. 1).

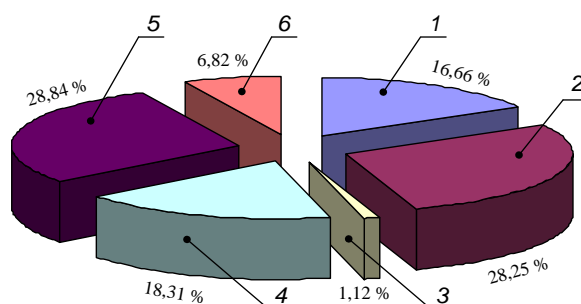


Рис. 1. Розподіл пошкоджень роликопідшипників букс вагонів:

- 1 – втомні пошкодження кілець та роликів; 2 – корозійні пошкодження кілець та роликів; 3 – тріщини кілець та роликів; 4 – знос та порушення розкарбування латунного сепаратора; 5 – знос торців роликів та бортів кілець; 6 – інші пошкодження

Одним з основних напрямів підвищення ресурсу підшипників кочення є зменшення контактних напружень згідно з виразом

$$\frac{L}{L^*} = \left(\frac{C}{C^*}\right)^{\frac{10}{3}} = \left(\frac{F_0}{F_0^*}\right)^{\frac{10}{3}} = \left(\frac{\sigma_{\max}}{\sigma_{\max}^*}\right)^{\frac{20}{3}}, \quad (1)$$

де L , L^* , C , C^* , F_0 , F_0^* , σ_{\max} , σ_{\max}^* – відповідно ресурс, динамічна вантажність,

навантаження центрального ролика, максимальне напруження типового і вдосконаленого підшипників.

Найбільш перспективним шляхом зменшення контактних напружень при зберіганні існуючих габаритів роликопідшипника вважається збільшення кількості роликів [2]. При цьому необхідно змінити конструкцію сепаратора, розрахувати його міцність, оцінити надійність підшипника за можливістю

втомного руйнування сепаратора. Однак вказаних розрахунків у вітчизняній і закордонній практиці проектування циліндричних роликотідшипників букс вагонів дотепер не існує, оскільки недостатньо теоретичних досліджень з кінематики та динаміки їх деталей [3, 4], а експериментальні дослідження [5-8] не повною мірою пояснюють особливості функціонування сепараторів. Отже, виникає необхідність розроблення моделей статички, кінематики, динаміки важконавантажених нешвидкісних циліндричних роликотідшипників для методів розрахунку сепараторів на втомну міцність при згині та розрахунку надійності підшипників з урахуванням витривалості сепаратора.

Метою дослідження є удосконалення і розроблення математичних моделей статички, кінематики, динаміки циліндричних роликотідшипників букс вагонів та локомотивів для методів розрахунку сепараторів на втомну міцність при згині та розрахунку надійності підшипників з урахуванням витривалості сепаратора.

Основний матеріал

Для досягнення поставленої мети необхідно розв'язати такі задачі:

- удосконалити моделі розподілу радіального навантаження;

- удосконалити моделі розподілу осьового навантаження;
- розробити модель кінематики підшипника в зоні навантаження;
- розробити модель динаміки підшипника в зоні навантаження;
- розробити метод розрахунку сепаратора на витривалість при згині;
- розробити методики розрахунку коефіцієнтів динамічності навантаження сепаратора роликками, концентрації навантаження сепаратора, концентрації напружень в сепараторі;
- розробити метод розрахунку ймовірності безвідмовної роботи підшипника з урахуванням витривалості сепаратора.

1. Удосконалення моделі розподілу радіального навантаження

Дано: радіальне навантаження; *необхідно:* уточнити розподіл радіального навантаження з урахуванням кутів контакту роликів з кільцями, радіального зазора, згину кілець. *Ідея розв'язання* – в геометричних рівняннях замість зв'язку вертикальних і радіальних переміщень контактних точок роликів з внутрішнім кільцем застосовано зв'язок центрів кілець і роликів; фізичні рівняння являють собою зв'язок зближень кілець і роликів з радіальною силою; у статичних рівняннях подано рівновагу внутрішнього кільця.

$$F_1 = F_0 \left(\cos \gamma'_1 + \frac{g}{\delta_0} (\cos \gamma'_1 - 1) - (u_n - u_e) \right),$$

.....

$$F_n = F_0 \left(\cos \gamma'_n + \frac{g}{\delta_0} (\cos \gamma'_n - 1) - (u_n - u_e) \right). \tag{2}$$

$$F_0 = F_r / \left(1 + 2 \sum_{i=1}^n \left(\cos i\gamma' \left(\cos i\gamma' + \frac{g}{\delta_0} (\cos i\gamma' - 1) - (u_n - u_e) \right) \right) \right). \tag{3}$$

$$F_i^* = F_i \sin \left\{ \arccos \frac{[0,5d_n - 0,5(d_T - \delta_{\gamma_i}) + u_n]^2 + [0,5d_e + 0,5(d_T - \delta_{\gamma_i}) + u_e]^2 - (g + \delta_0)^2}{2[0,5d_n - 0,5(d_T - d_{\gamma_i}) + u_n][0,5d_e + 0,5(d_T - d_{\gamma_i}) + u_e]} \right\}, \quad (4)$$

де δ_0 – радіальний зазор; u_n, u_e – деформації зовнішнього і внутрішнього кілець відповідно.

2. Удосконалення моделі розподілу осевого навантаження

Дано: осеве навантаження; *необхідно:* уточнити розподіл осевого навантаження з урахуванням ексцентриситетів радіальної та осевої сил, зазорів, згину бортів. *Ідея розв'язання* – в геометричних рівняннях введено кут

перекосу кілець залежно від ексцентриситету осевої (радіальної) сили; фізичні рівняння являють собою зв'язок зближень бортів кілець з осевою силою; у статичних рівняннях подано рівновагу роликів з урахуванням ексцентриситету осевої сили.

$$\theta_a = \frac{12\delta_{nr\Sigma} \cdot e_{re}}{l_p^2}, \quad \text{де} \quad \delta_{nr\Sigma} = 8,0 \cdot 10^{-5} \frac{F_{r\Sigma}^{0,9}}{l_r^{0,8}}, \quad (5)$$

$$F_0 = \kappa \cdot (\delta_0 + u_n + u_e), F_1 = \kappa \cdot (\delta_0 + u_n + u_e - l_1), \dots, F_n = \kappa \cdot (\delta_0 + u_n + u_e - l_n), \quad (6)$$

$$\kappa = \frac{F_0}{\delta_0} = \frac{F_1}{\delta_0 + u_n + u_e - l_1} = \dots = \frac{F_n}{\delta_0 + u_n + u_e - l_n}.$$

$$F_1 = F_0 \cdot \left(1 - \frac{l_1}{\delta_0 + u_n + u_e}\right), \dots, F_n = F_0 \cdot \left(1 - \frac{l_n}{\delta_0 + u_n + u_e}\right). \quad (7)$$

$$F_a = F_0 \cdot \left[1 + 2 \left(1 - \frac{l_1}{\delta_0 + u_e + u_n}\right) + \dots + 2 \left(1 - \frac{l_n}{\delta_0 + u_e + u_n}\right)\right], \quad (8)$$

$$F_0 = \frac{\kappa_a \cdot F_a}{z}, \quad \text{де} \quad \kappa_a = \frac{z}{\left[1 + 2 \sum_{i=1}^n \left(1 - \frac{l_i}{\delta_0 + u_n + u_n}\right)\right]}. \quad (9)$$

3. Розроблення моделей кінематики підшипника в зоні навантаження

Дано: обертання внутрішнього кільця підшипника при нерухомому зовнішньому; *необхідно:* уточнити кінематику підшипника з урахуванням конструктивних, технологічних та експлуатаційних

факторів. *Ідея розв'язання* – встановлюються причини нерівномірності руху роликів у зоні навантаження ідеального і реального підшипників; вводиться гіпотеза про рух сепаратора; визначається швидкість сепаратора з боковим зазором в ідеальному і реальному підшипниках.

$$\psi = \psi_k + \psi_c, \quad (10)$$

$$t_\psi = \frac{\psi_k + \psi_c}{\omega_{P\gamma}} = t_{\psi_k} + t_{\psi_c}, \quad (11)$$

$$S_P = \omega_P \cdot \frac{d_0}{2} \cdot (t_{\psi_k} + t_{\psi_c}), \quad S_C = \omega_C \cdot \frac{d_0}{2} \cdot t_{\psi_k} \quad (12)$$

$$\omega_C = \omega_{P\gamma} \left[\left(1 + \frac{\psi_c}{\psi_k} \right) - \frac{2S_0}{d_0 \cdot \psi_k} \right]. \quad (13)$$

4. Розроблення моделей динаміки підшипника в зоні навантаження

Дано: радіальне та осьове навантаження; *необхідно:* визначити сили взаємодії сепаратора з деталями підшипника. *Ідея розв'язання* – досліджується кочення ролика всередині і на виході із зони навантаження підшипника

при відсутності проковзування; вводиться гіпотеза про симетричність сил взаємодії сепаратора із роликками, що входять і виходять з зони радіального навантаження підшипника.

4.1. Кочення ролика всередині зони навантаження без проковзування

$$m \ddot{x}_c = F_{f_h}(\varphi) + F_{f_\sigma}(\varphi) - F_{\sigma_h}(\varphi) \cdot \cos \beta_h - F_{\sigma_\sigma}(\varphi) \cdot \cos \beta_\sigma; \quad (14)$$

$$m \ddot{y}_c = mg + F_{\sigma_h}(\varphi) \cdot \sin \beta_h - F_{\sigma_\sigma}(\varphi) \cdot \sin \beta_\sigma; \quad (15)$$

$$I \ddot{\varphi}_c = [F_{f_h}(\varphi) - F_{f_\sigma}(\varphi)] \cdot \frac{D_w}{2} - 2\kappa \cdot F_r(\varphi) - F_{\sigma_h}(\varphi) \cdot h_h - F_{\sigma_\sigma}(\varphi) \cdot h_\sigma; \quad (16)$$

$$\frac{3}{16} m \cdot D_w^2 (\omega_{p1}^2 - \omega_{p0}^2) = [F_{f_h}(\varphi) + F_{f_\sigma}(\varphi) - F_{\sigma_h}(\varphi) \cdot \cos \beta_h - F_{\sigma_\sigma}(\varphi) \cdot \cos \beta_\sigma] \cdot S; \quad (17)$$

$$F_{\sigma_h}(\varphi) + F_{\sigma_\sigma}(\varphi) = F_\sigma(\varphi). \quad (18)$$

Розв'язання системи (14) – (18):

$$F_{f_h}(\varphi) = \frac{3}{64} \cdot \frac{m \cdot D_w^2}{S} (\omega_{p1}^2 - \omega_{p0}^2) - \frac{2\kappa}{D_w} F_r(\varphi) + F_{\sigma_h}(\varphi) \cdot \left(0,5 \cos \beta_h - \frac{h_h}{D_w} \right) + F_{\sigma_\sigma}(\varphi) \cdot \left(0,5 \cos \beta_\sigma - \frac{h_\sigma}{D_w} \right). \quad (19)$$

$$F_{f_\sigma}(\varphi) = \frac{3}{64} \cdot \frac{m \cdot D_w^2}{S} (\omega_{p1}^2 - \omega_{p0}^2) + \frac{2\kappa}{D_w} F_r(\varphi) + F_{\sigma_h}(\varphi) \cdot \left(0,5 \cos \beta_h + \frac{h_h}{D_w} \right) + F_{\sigma_\sigma}(\varphi) \cdot \left(0,5 \cos \beta_\sigma + \frac{h_\sigma}{D_w} \right). \quad (20)$$

$$F_{\delta_n}(\varphi) = \frac{F_{\delta}(\varphi) \cdot \sin \beta_{\delta} + 0,5m \cdot \omega_{\delta}^2(D_0 - D_w) - mg}{\sin \beta_n + \sin \beta_{\delta}}; \quad F_{\delta_{\delta}}(\varphi) = \frac{F_{\delta}(\varphi) \cdot \sin \beta_{\delta} - 0,5m \cdot \omega_{\delta}^2(D_0 - D_w) + mg}{\sin \beta_n + \sin \beta_{\delta}}.$$

4.2. Кочення ролика на виході із зони навантаження до початку проковзування по внутрішньому кільці

$$m \ddot{x}_c = F_{f_n}(\varphi) + F_{f_{\delta}}(\varphi) + mg \cdot \sin \varphi - F_c(\varphi) - F_{\delta_n}(\varphi) \cdot \cos \beta_n - F_{\delta_{\delta}}(\varphi) \cdot \cos \beta_{\delta} + 2F_r(\varphi) \cdot \sin \alpha_i; \quad (21)$$

$$m \ddot{y}_c = mg \cdot \cos \varphi + F_{\delta_n}(\varphi) \cdot \sin \beta_n - F_{\delta_{\delta}}(\varphi) \cdot \sin \beta_{\delta} + f \cdot F_c(\varphi); \quad (22)$$

$$I \ddot{\varphi}_c = [F_{f_n}(\varphi) - F_{f_{\delta}}(\varphi)] \cdot \frac{D_w}{2} - 2\kappa \cdot F_r(\varphi) \cdot \cos \alpha_i - F_{\delta_n}(\varphi) \cdot h_n - F_{\delta_{\delta}}(\varphi) \cdot h_{\delta} - 0,5D_w \cdot f_c \cdot F_c; \quad (23)$$

$$\frac{3}{16} m \cdot D_w^2 (\omega_{p1}^2 - \omega_{p0}^2) = [F_{f_n}(\varphi) + F_{f_{\delta}}(\varphi) + mg \cdot \sin \varphi - F_{\delta_n}(\varphi) \cdot \cos \beta_n - F_{\delta_{\delta}}(\varphi) \cdot \cos \beta_{\delta} + 2F_r(\varphi) \sin \alpha_i] \cdot S; \quad (24)$$

$$F_{\delta_n}(\varphi) + F_{\delta_{\delta}}(\varphi) = F_{\delta}(\varphi). \quad (25)$$

$$F_{f_{\delta}}(\varphi), F_r(\varphi), F_{\delta_n}(\varphi), F_{\delta_{\delta}}(\varphi), F_c(\varphi) \leq f_c \cdot N(\varphi), \quad (26)$$

де $N(\varphi) = mg \cdot \cos \varphi + F_{\delta_n}(\varphi) \cdot \sin \beta_n - F_{\delta_{\delta}}(\varphi) \cdot \sin \beta_{\delta} + F_r(\varphi) \cdot \cos \alpha_i$.

Розв'язання системи (21) – (26):

$$F_c(\varphi) = \frac{mg(\cos \varphi + 0,5 \sin \varphi) - \frac{9}{64} \cdot \frac{m \cdot D_w^2}{S} (\omega_{p1}^2 - \omega_{p0}^2) - A \cdot C - D \cdot B + S - F_r(\varphi) \cdot \left(\frac{2\kappa}{D_w} \cos \alpha_i + \cos \alpha_i - \sin \alpha_i \right)}{f_c \cdot (D - C + 1,5) + 0,5}, \quad (27)$$

де $A = F_{\delta}(\varphi) \cdot \sin \beta_{\delta} - mg \cdot \cos \varphi + 0,5m \cdot \omega_{\delta}^2 \cdot (D_0 - D_w)$;

$B = F_{\delta}(\varphi) \cdot \sin \beta_{\delta} + mg \cdot \cos \varphi - 0,5m \cdot \omega_{\delta}^2 \cdot (D_0 - D_w)$;

$C = \frac{(h_n/D_w) + 0,5 \cos \beta_n}{\sin \beta_n + \sin \beta_{\delta}}; \quad D = \frac{(h_{\delta}/D_w) + 0,5 \cos \beta_{\delta}}{\sin \beta_n + \sin \beta_{\delta}}; \quad S = \frac{A \cdot \sin \beta_n - B \cdot \sin \beta_{\delta}}{\sin \beta_n + \sin \beta_{\delta}}.$

5. Розроблення методу розрахунку сепаратора на витривалість при згині

Дано: розрахункова модель сепаратора циліндричного роликотидшипника; необхідно: отримати аналітичні залежності для розрахунку сепаратора циліндричних роликотидшипників на витривалість при

згині. Ідея розв'язання – вводиться гіпотеза про плоску деформацію тонких кілець сепаратора; методом сил визначається момент згину в кільцях сепаратора, застосовується умова міцності у формі допустимих напружень, які визначаються через межу витривалості.

При $0 \leq \theta \leq \alpha$:

$$M(\theta) = -F_c \cdot R_c \cdot \sin \alpha \cdot \sin \theta - \frac{F_c \cdot R_c \cdot \cos \theta}{\pi} (\sin^3 \alpha + \pi \cdot \cos \alpha - \alpha \cdot \cos \alpha + \sin \alpha \cdot \cos^2 \alpha) + \frac{F_c \cdot R_c}{\pi} (\pi - \alpha + \sin \alpha), \quad (27)$$

при $\alpha \leq \theta \leq \pi$:

$$M(\theta) = -F_c \cdot R_c \cdot \{(\sin^2 \alpha - \cos \alpha \cdot \cos \theta + \cos^2 \alpha) + \frac{\cos \theta}{\pi} (\sin^3 \alpha + \pi \cdot \cos \alpha - \alpha \cdot \cos \alpha + \sin \alpha \cdot \cos^2 \alpha) - \frac{1}{\pi} (\pi - \alpha + \sin \alpha)\}. \quad (29)$$

$$\sigma_F = -\frac{M(\theta)}{W} \cdot K \leq [\sigma_F], \quad \text{де } K = K_F \cdot K_V \cdot K_\sigma; \quad (30)$$

$$[\sigma_F] = \sigma_{F_0} / S_F. \quad (31)$$

6. Розроблення методики розрахунку коефіцієнтів динамічності навантаження сепаратора роликми, концентрації навантаження сепаратора, концентрації напружень в сепараторі

Дано: умови експлуатації, особливості конструкції та кінематики підшипника; *необхідно:* розробити методики визначення складових коефіцієнта навантаження сепаратора для розрахунку напружень. *Ідея розв'язання* – визначається коефіцієнт

динамічності взаємодії сепаратора з роликми спрощеним розрахунком ударного навантаження; визначається коефіцієнт концентрації навантаження сепаратора при перекосі до опорного кільця за гіпотезою прямо пропорційної залежності між нормальним навантаженням і контактною деформацією; визначається концентрація напружень в конструкції сепаратора методом скінчених елементів.

6.1. Коефіцієнт динамічності навантаження сепаратора роликми

$$V_p \cdot m_p + V_c \cdot m_c = V_{pc} \cdot (m_p + m_c), \quad (32)$$

$$V_p = \frac{V \cdot d_B}{4R}; \quad V_c = \frac{V \cdot d_B}{4R} \left[\left(1 - \frac{2S_0}{d_0 \cdot \psi} \right) \left(\frac{m_p}{m_c} + 1 \right) - \frac{m_p}{m_c} \right]; \quad V_{pc} = V_p \cdot \left(1 + \frac{2S_0}{d_0 \cdot \psi} \right).$$

$$T = \Pi - \Pi^*, \quad (33)$$

$$T = 0,5(m_p + m_c)(V_p - V_c)^2; \quad \Pi = 0,5c \cdot f_{дин}^2; \quad \Pi^* = (m_p + m_c) \cdot g \cdot f_{дин}.$$

$$f_{дин}^2 - 2f_{cm} \cdot f_{дин} - \frac{f_{cm}}{g} (V_p - V_c)^2 = 0, \quad (34)$$

$$f_{\text{дин}} = f_{\text{см}} \cdot K_V, \quad (35)$$

$$K_V = 1 + \sqrt{1 + \frac{5,03E \cdot b \cdot h^3 \cdot (V_p - V_c)^2}{D_0^3 \cdot g^2 \cdot (m_p + m_c)}}. \quad (36)$$

6.2. Коефіцієнт концентрації навантаження сепаратора

$$K_F = \frac{q_{\text{max}}}{q_n} = 1 + \frac{3e}{l_k}. \quad (37)$$

7. Удосконалення методу розрахунку ймовірності безвідмовної роботи підшипника з урахуванням витривалості сепаратора

Дано: межа витривалості сепаратора і напруження згину в сепараторі; *необхідно:* удосконалити метод розрахунку ймовірності безвідмовної роботи підшипника кочення за контактнo-втомними пошкодженнями. *Ідея*

розв'язання – пропонується ймовірність безвідмовної роботи підшипника подавати як добуток відповідних ймовірностей за контактнo-втомним пошкодженням і втомним руйнуванням сепаратора; за експериментом визначається межа витривалості сепараторів, розраховуються коефіцієнти варіації межі витривалості і напружень згину сепаратора.

$$P = P_L \cdot P_F. \quad (38)$$

$$u_{pL} = -\frac{\bar{n}_L - 1}{\sqrt{\bar{n}_L^2 \cdot v_c^2 + v_p^2}}, \quad \bar{n}_L = \frac{\bar{c}}{p \cdot L^{1/p}}. \quad (39)$$

$$u_{pF} = -\frac{\bar{n}_F - 1}{\sqrt{\bar{n}_F^2 \cdot v_\sigma^2 + v_\Sigma^2}}, \quad \bar{n}_F = \frac{\bar{\sigma}_{F0}}{\sigma_F}, \quad \text{де} \quad (40)$$

$$\sigma_F = \frac{M}{W} \cdot K_F \cdot K_V \cdot K_\sigma, \quad \text{тут} \quad (41)$$

$$M = -\frac{F \cdot R}{\pi} (\sin^3 \alpha + \pi \cdot \cos \alpha - \alpha \cdot \cos \alpha + \sin \alpha \cdot \cos^2 \alpha - \sin \alpha - \pi + \alpha).$$

$$v_\Sigma = \sqrt{v_F^2 + v_V^2}, \quad (42)$$

де $v_F = S_F / \overline{K_F}$; $v_V = S_V / \overline{K_V}$; тут $S_F = (K_{F_{\max}} - K_{F_{\min}}) / 6$; $\overline{K_F} = 0,5(K_{F_{\min}} + K_{F_{\max}})$;

$$S_V = (K_{V_{\max}} - K_{V_{\min}}) / 6; \quad \overline{K_V} = 0,5(K_{V_{\min}} + K_{V_{\max}}).$$

$$v_\sigma = \frac{S_\sigma}{\sigma_{F0}}, \quad \text{де } S_\sigma = (\sigma_{F0_{\max}} - \sigma_{F0_{\min}}) / 6. \quad (43)$$

Висновки:

1. Виявлено дотичні сили на доріжках кочення кілець.

2. Визначено розподіл осьової сили при будь-яких ексцентриситетах осьового і радіального навантажень підшипника з розрахунковим кутом перекосу кілець.

3. Запропоновано механізм передачі руху від роликів до сепаратора та методику визначення середньої швидкості сепаратора.

4. Запропоновано розрахункову модель сепаратора.

5. Запропоновано метод розрахунку сепаратора роликотітшипника на витривалість при згині з урахуванням конструктивних і експлуатаційних факторів.

6. Запропоновано методику визначення коефіцієнтів динамічності навантаження сепаратора роликами, концентрації навантаження при перекосі, концентрації напружень.

7. Запропоновано метод розрахунку ймовірності безвідмовної роботи підшипника з урахуванням опору втомі сепаратора.

Список літератури

1. Мельничук, В.А. К вопросу повышения надёжности буксовых узлов с подшипниками качения [Текст] / В.А. Мельничук, А.В. Донченко, И.Э. Мартынов // Залізничний транспорт України. – 2002. – №5. – С. 34-37.

2. Волков, Н.Н. Подшипники качения колесных пар вагонов и локомотивов [Текст] / Н.Н. Волков, Н.В. Родзевич. – М.: Машиностроение, 1972. – 168 с.

3. Андриевский, В.Г. Влияние зазоров в гнездах сепараторов на работу деталей подшипника качения [Текст] / В.Г. Андриевский, А.В. Гайдамака, С.М. Шнырь // Подшипниковая промышленность. – 1983. – № 2. – С. 3-9.

4. Гайдамака, А.В. О причинах появления сил между телами качения и сепаратором в подшипниках [Текст] / А.В. Гайдамака // Зб. наук. праць. – Харків: УкрДАЗТ, 2003. – Вип. 54. – С. 111-116.

5. Аверин, Н.А. Исследование нагруженности буксовых подшипников локомотивов при эксплуатации с повышенными осевыми нагрузками [Текст]: автореф. дис... канд. техн. наук: 05.22.07 / Н.А. Аверин. – М., 1982. – 19 с.

6. Акбашев, Б.З. Некоторые итоги экспериментального исследования работы сепараторов цилиндрических роликотітшипников локомотивов [Текст] / Б.З. Акбашев, Р.М. Девин // Подшипниковая промышленность. – 1969. – № 3. – С. 10.

7. Лосев, А.В. Исследование работы сепараторов железнодорожных роликовых подшипников при высоких скоростях движения [Текст]: автореф. дис... канд. техн. наук: 05.22.07 / А.В. Лосев. – М., 1972. – 21 с.

8. Шавшишвили, А.Д. Исследование работоспособности подшипников качения букс вагонов, предназначенных для эксплуатации со скоростями движения до 200 км/ч [Текст]: автореф. дис... канд. техн. наук: 05.07.22 / А.Д. Шавшишвили. – М., 1981. – 23 с.

9. Цюренко, В.Н. Надежность роликовых подшипников в буксах вагонов [Текст] / В.Н. Цюренко, Петров В.А. – М.: Транспорт, 1982. – 96 с.

Ключові слова: підшипник, радіальне, осьове навантаження.

Анотації

Наведено результати удосконалення моделей розподілу радіального та осьового навантаження між тілами кочення підшипника, а також результати розроблення моделей кінематики та динаміки деталей в зоні навантаження підшипника для методів розрахунку сепаратора на витривалість при згині і розрахунку ймовірності безвідмовної роботи підшипника з урахуванням опору втомі сепаратора.

Представлены результаты усовершенствования моделей распределения радиальной и осевой нагрузок между телами качения подшипника, а также результаты разработки моделей кинематики и динамики деталей в зоне нагружения подшипника для методов расчёта сепараторов на выносливость при изгибе и расчёта вероятности безотказной работы подшипника с учётом сопротивления усталости сепаратора.

In article results of improvement of models of distribution of radial and axial loadings between bodies of swing of the bearing and development of models of kinematics and dynamics of details are given in a zone of loading of the bearing for methods of calculation of separators on endurance at a bend and calculation of probability of no-failure operation of the bearing taking into account resistance of fatigue of a separator.