

А.В. ГАЙДАМАКА, канд. техн. наук, проф. НТУ «ХПИ»

РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ОСЕВОЙ НАГРУЗКИ МЕЖДУ ЦИЛИНДРИЧЕСКИМИ РОЛИКАМИ РАДИАЛЬНОГО ПОДШИПНИКА

Усовершенствован метод расчёта осевой нагрузки между роликами цилиндрического подшипника путём построения моделей и аналитического определения угла перекоса колец при комбинированном (радиальном и осевом) нагружении подшипника и учёта деформации бортов колец. Приведены результаты расчёта распределения осевой нагрузки между цилиндрическими роликами радиального подшипника.

Ключевые слова: подшипник, ролики, нагрузка.

Введение. Радиальные подшипники с цилиндрическими роликами типов 12000, 42000, 52000, 62000, 92000 кроме значительных радиальных нагрузок могут воспринимать умеренные осевые силы [1]. Комбинированное (радиальное и осевое) нагружение подшипника существенно влияет на кинематику и динамику его деталей: вдоль линии контакта роликов с дорожками качения колец появляется концентрация радиальной нагрузки из-за несоосности колец, а по торцам роликов, контактирующих с бортами колец, возникают значительные осевые силы трения. Поэтому знание распределения осевой нагрузки между цилиндрическими роликами радиального подшипника необходимо не только для снижения момента трения подшипника, повышения износостойкости его торцевого контакта и осевой грузоподъёмности, но и для уточнения нагруженности дорожек качения колец, выбора и расчёта конструкции сепаратора.

Анализ известных исследований. В публикациях [2, 3], посвящённых изучению распределения осевой силы, действующей на тяжело нагруженный нескоростной цилиндрический роликоподшипник, *комбинированное* (радиальное и осевое) нагружение осуществляется в плоскости, проходящей через центр подшипника. Принято предположение о максимальном сближении колец в осевом направлении для зоны наиболее нагруженного радиальной силой центрального ролика δ_0 с постепенным уменьшением сближения колец для остальных роликов $\delta_1, \dots, \delta_n$ определены величины уменьшения l_1, \dots, l_n сближения колец:

$$l_i = 0,5(d_g + h_g)(1 - \cos i\gamma) \sin \theta, \quad (1)$$

где $i = 1, \dots, n$; d_g – диаметр дорожки качения внутреннего кольца; h_g – высота борта внутреннего кольца; γ – угол между соседними роликами; θ – угол перекоса колец, определяемый экспериментально.

С учётом допущения о линейной зависимости между упругим перемещением в плоском стыке контактирующих деталей и давлением получено

распределение осевой нагрузки между цилиндрическими роликами:

$$F_0 = \kappa \cdot \delta_0, F_1 = \kappa \cdot \delta_1 = (\delta_0 - l_1), \dots, F_n = \kappa \cdot \delta_n = \kappa \cdot (\delta_0 - l_n), \quad (2)$$

где κ – коэффициент пропорциональности между δ_i и F_i в контакте роликов с бортами;

$$F_0 = \frac{\lambda \cdot F_a}{z}; \quad \lambda = z / [1 + 2 \sum_{i=1}^n (1 - l_i / \delta_0)];$$

z – количество роликов в подшипнике.

Расчёты распределения осевой нагрузки между роликами цилиндрического подшипника в публикациях [2, 3] выполняют с учётом экспериментально определённого угла перекоса колец для заданной схемы комбинированного нагружения подшипникового узла, что ограничивает теоретические исследования. Не выясненным остаётся вопрос влияния жёсткости бортов колец на осевую нагрузку, воспринимаемую роликами. Поэтому дальнейшие исследования по усовершенствованию метода расчёта осевой нагрузки между роликами цилиндрического подшипника являются актуальными.

Постановка задачи. Задача по усовершенствованию метода расчёта распределения осевой нагрузки F_a между роликами цилиндрического подшипника состоит в построении моделей для аналитического определения угла перекоса колец θ с учётом любых эксцентриситетов e_r и e_a соответственно радиальной F_r и осевой F_a сил, действующих на подшипник или подшипниковый узел, а также в учёте деформации бортов колец.

Математическая модель. При решении задачи по усовершенствованию метода расчёта распределения осевой нагрузки между цилиндрическими роликами радиального подшипника приняты следующие допущения:

- перекося колец образуется за счёт поворота наружного кольца относительно неподвижного внутреннего;
- зазоры в подшипнике с идеальной геометрией деталей отсутствуют;
- упругие деформации деталей пропорциональны углу перекоса колец, а их распределение описывается линейным законом.

Для расчёта угла перекоса колец необходимо прежде представить механизм его образования. Пусть в исходном положении на подшипник действуют центральные радиальная F_r и осевая F_a силы (рис. 1 а). При отсутствии силы F_a распределение F_r вдоль образующей ролика будет равномерным. С появлением силы F_a распределение F_r вдоль образующей ролика станет неравномерным из-за стремления силы F_a повернуть наружное кольцо вокруг точки O как ближайшей точки контакта комплекта наружное кольцо – ролики от линии действия силы F_a (рис. 1 а). Сохранение полного контакта дорожек качения колец с роликом обеспечивается при условии

$$F_r \cdot b > F_a \cdot a. \quad (3)$$

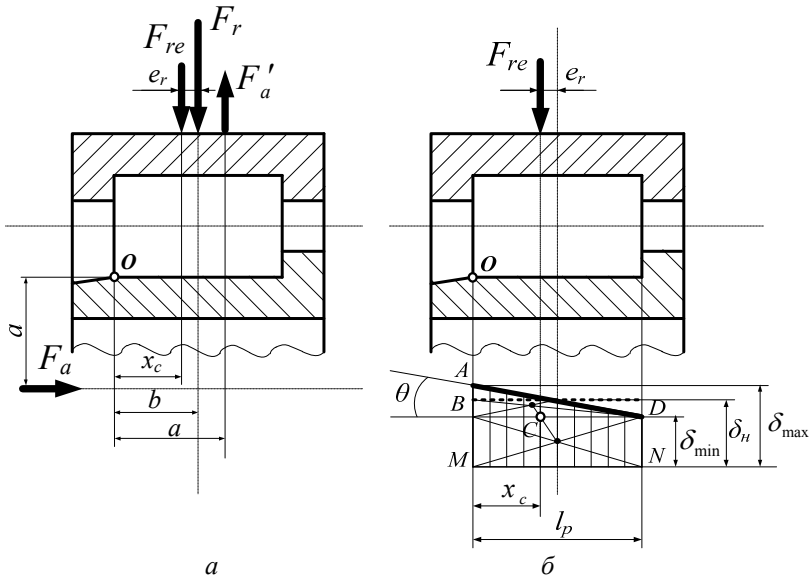


Рис. 1 – Расчётная модель внецентренного радиального нагружения радиального цилиндрического роликоподшипника: *а* – действующие силы; *б* – перекося кольца.

С учётом указанного механизма образования перекося колец предлагается следующий способ определения его угла: осуществляется перенос осевой силы из положения действия F_a вдоль оси подшипника в положение действия F'_a ($F_a = F'_a$) на радиальной поверхности наружного кольца с учётом плеча a относительно точки O , определяется равнодействующая F_{re} двух параллельных разнонаправленных сил F'_a и F_r и точка её приложения (расстояние e_r), рассчитывается угол перекося колец по формуле, полученной на основе анализа расчётной модели внецентренного радиального нагружения радиального цилиндрического роликоподшипника (рис. 1 б).

Установим, с учётом условия (3), вид эпюры сближения колец от контактных деформаций, вызванных силой F_{re} и, обозначив площадь прямоугольника $BDMN$ – символом S_1 , площадь треугольника ABD – символом S_2 , определим положение центра тяжести x_c трапеции $ADNM$:

$$x_c = (S_1 \cdot (1/2) \cdot l_p + S_2 \cdot (2/3) \cdot l_p) / (S_1 + S_2). \quad (4)$$

С учётом соотношений $S_1 = \delta_{min} \cdot l_p$ и $S_2 = \delta_{max} \cdot l_p$ выражение (4) примет вид

$$x_c = \frac{l_p \cdot (\delta_{min} + 2\delta_{max})}{3(\delta_{min} + \delta_{max})}. \quad (5)$$

Согласно рис. 1 б) имеем выражения для δ_{\min} и δ_{\max} :

$$\delta_{\min} = \delta_n - 0,5\theta \cdot l_p, \quad \delta_{\max} = \delta_n + 0,5\theta \cdot l_p, \quad (6)$$

где $\delta_n = 8,0 \cdot 10^{-5} \cdot F_{re}^{0,9} / l_p^{0,8}$ [1].

Окончательное выражение для x_c примет вид:

$$x_c = \frac{l_p}{6} \left(3 + \frac{\theta \cdot l_p}{2\delta_n} \right). \quad (7)$$

С учётом равенства $x_c = e_r + 0,5l_p$ (рис. 1 б) получаем выражение для угла θ перекося колец:

$$\theta = \frac{12\delta_n \cdot e_r}{l_p^2}. \quad (8)$$

Осевые силы, воспринимаемые роликами, с учётом деформации бортов наружного u_n и внутреннего u_e колец определяются выражениями:

$$F_0 = \kappa \cdot (\delta_0 + u_n + u_e), F_1 = \kappa \cdot (\delta_0 + u_n + u_e - l_1), \dots, F_n = \kappa \cdot (\delta_0 + u_n + u_e - l_n), \quad (9)$$

где u_n , u_e – деформации бортов наружного и внутреннего колец соответственно,

$$u_n = \kappa_{wn}^* \frac{F_a \cdot R_n^2}{E \cdot h_n^3}, \quad u_e = \kappa_{we}^* \frac{F_a \cdot R_e^2}{E \cdot h_e^3},$$

R_n, R_e – радиусы окружностей приложения осевой нагрузки на борта наружного и внутреннего колец; $\kappa_{wn}^*, \kappa_{we}^*$ – коэффициенты прогибов бортов наружного и внутреннего колец; h_n, h_e – толщины бортов наружного и внутреннего колец ($h_n = h_e$).

Из выражения (9) следует:

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

или

$$F_1 = F_0 \cdot \left(1 - \frac{l_1}{\delta_0 + u_n + u_e} \right), \dots, F_n = F_0 \cdot \left(1 - \frac{l_n}{\delta_0 + u_n + u_e} \right). \quad (10)$$

Условие равновесия для роликов, воспринимающих осевые силы, имеет вид

$$F_a = F_0 \cdot \left[1 + 2 \left(1 - \frac{l_1}{\delta_0 + u_e + u_n} \right) + \dots + 2 \left(1 - \frac{l_n}{\delta_0 + u_e + u_n} \right) \right], \quad (11)$$

откуда величина осевой силы на центральный ролик определяется так:

$$F_0 = \frac{\lambda^* \cdot F_a}{z}, \quad (12)$$

где $\lambda^* = z / [1 + 2 \sum_{i=1}^n (1 - l_i / (\delta_0 + u_n + u_g))]$.

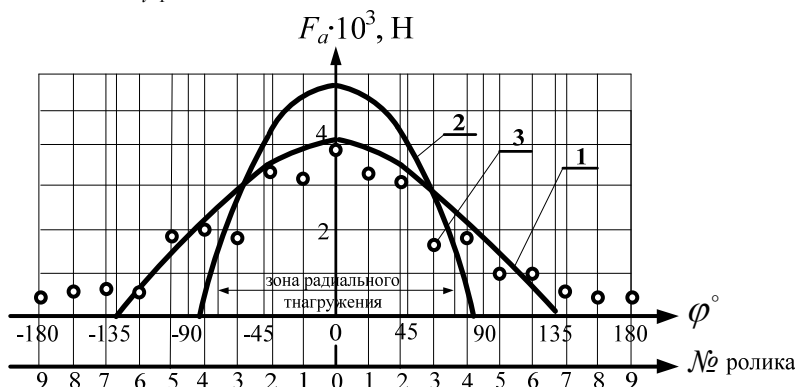


Рис. 2 – Распределения осевой нагрузки по роликам подшипника 42532:

- 1 – расчётные значения согласно методики [2];
- 2 – расчётные значения согласно методики автора;
- 3 – согласно экспериментальным данным [5].

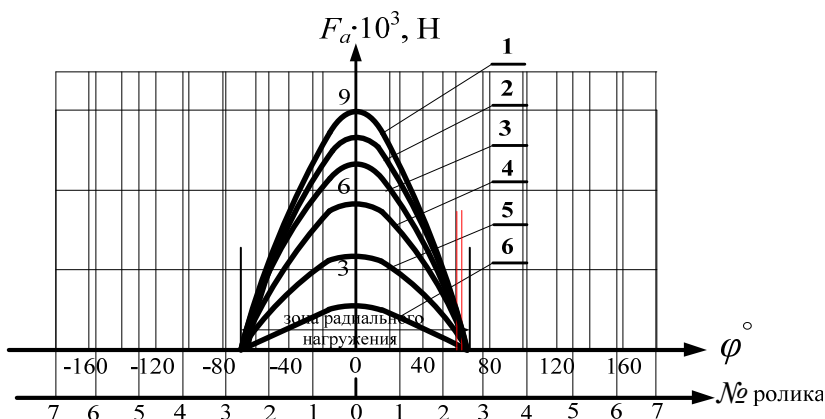


Рис. 3 – Расчётные осевые силы, действующие на ролики подшипника 42726:

- 1 – $F_a = 30 \text{ кН}$; 2 – $F_a = 25 \text{ кН}$; 3 – $F_a = 20 \text{ кН}$;
- 4 – $F_a = 15 \text{ кН}$; 5 – $F_a = 10 \text{ кН}$; 6 – $F_a = 5 \text{ кН}$.

Результаты моделирования. В качестве иллюстрации усовершенствованного метода ниже приведены результаты расчёта (в виде графиков на рис. 2 и рис. 3) распределения осевой нагрузки между цилиндрическими роликами радиального подшипника. Расчёты проводились при следующих параметрах:

- подшипник 42532 – $z = 18$; $R_g = 4,7 \cdot 10^{-3} \text{ м}$; $R_n = 6,0 \cdot 10^{-3} \text{ м}$; $E = 2,12 \times$

$\times 10^{11}$ Н/м²; $\mu = 0,3$; $d_g = 0,178$ м; $h_g = 6,5 \cdot 10^{-3}$ м; $F_a = 30$ кН; $F_r = 100$ кН;

- подшипник 42726 – $z = 14$; $R_g = 5,3 \cdot 10^{-3}$ м; $R_n = 5,6 \cdot 10^{-3}$ м; $E = 2,12 \times 10^{11}$ Н/м²; $\mu = 0,3$; $d_g = 0,158$ м; $h_g = 8,0 \cdot 10^{-3}$ м; $F_r = 100$ кН; значения F_a указаны в подрисуночной подписи.

Перспективы дальнейших исследований. Автор предполагает использовать усовершенствованный метод расчёта распределения осевой нагрузки между цилиндрическими роликами радиального подшипника для оценки сил, действующих на перемычки сепаратора.

Выводы. Предложены модели аналитического определения угла перекоса колец при комбинированном (радиальном и осевом) нагружении подшипника и деформации бортов колец для метода расчёта распределения осевой нагрузки между цилиндрическими роликами радиального подшипника.

Расчётные значения осевых сил, действующих на цилиндрические ролики подшипника 42532, при характерных радиальном и осевом эксплуатационном нагружении колёсных пар тепловозов показывают удовлетворительное приближение к экспериментально полученным (превышение расчётных значений в окрестности границ зоны радиального нагружения подшипника достигает 20%).

Расчёт осевых сил, действующих на цилиндрические ролики подшипника 42726, при характерных радиальном и осевом эксплуатационном нагружении колёсных пар вагонов показывает, что осевая нагрузка воспринимается крайне неравномерно преимущественно роликами зоны радиального нагружения подшипника.

Список литературы: 1. *Перель Л.Я.* Подшипники качения: расчет, проектирование и обслуживание опор: справочник. – М.: Машиностроение, 1983. – 543 с. 2. *Акбашев Б.З., Девин Р.В., Ершков А.Д.* Распределение осевой нагрузки между роликами цилиндрического роликоподшипника // Вестник ВНИИЖТ. – 1968. – №8. – с. 35 – 38. 3. *Новиков В.Ф.* Исследование распределения осевой нагрузки между телами качения цилиндрического роликоподшипника // Тр. РИИЖТ. – 1977. – Вып. 140. – С. 48 – 56. 4. *Биргер А.И., Шорр Б.Ф., Шнейдерович Р.М.* Расчёт на прочность деталей машин. – М.: Машиностроение, 1966. – 616 с. 5. *Ершков Н.Д.* Работоспособность на осевую нагрузку цилиндрических роликоподшипников и радиальных однорядных шарикоподшипников букс локомотивов: автореф. дис. канд. техн. наук: 05.22.07. – М., 1969. – 29 с.

Bibliography (transliterated): 1. *Perel', L. Ja.* *Podshipniki kachenija: raschet, proektirovanie i obsluzhivanie opor: spravochnik.* Moscow: Mashinostroenie, 1983. Print. 2. *Akbashev, B. Z., R. V. Devin and A. D. Ershkov* "Raspredelenie osevoj nagruzki mezhdurolikami cilindricheskogo rolikopodshipnika." *Vestnik VNIIZhT.* No. 8. 1968. 35–38. Print. 3. *Novikov, V. F.* "Issledovanie raspredelenija osevoj nagruzki mezhdurolikami kachenija cilindricheskogo roliko-podshipnika." *Trudy RIIZhT.* No. 140. 1977. 48–56. Print. 4. *Birger, A. I., B. F. Shorr and R. M. Shnejderovich.* *Raschjot na prochnost' detalej mashin.* Moscow: Mashinostroenie, 1966. Print. 5. *Ershkov, N. D.* *Rabotosposobnost' na osevuju nagruzku cilindricheskikh rolikopodshipnikov i radial'nyh odnorjadnyh sharikopodshipnikov buks lokomotivov.: Avtoref. dys. na zdobuttja nauk. stupenja kand. tehn. nauk.* Moscow, 1969. Print.

Поступила (received) 03.03.2014