

Міцність сепараторів підшипників кочення з урахуванням особливостей їх експлуатації, функціонування і конструкції пропонується оцінювати коефіцієнтом навантаження сепаратора, який включає коефіцієнт динамічності зовнішнього навантаження підшипника, коефіцієнт динамічності навантаження сепаратора роликками, коефіцієнт навантаження сепаратора при перекосі, коефіцієнт концентрації напружень в сепараторі. Дослідження коефіцієнту навантаження сепараторів підшипників кочення будуть використані для розробки аналітичного методу розрахунку сепаратора на міцність

Ключові слова: сепаратор, ролик, перекос кілець, підшипник, коефіцієнт динамічності, навантаження, напруження

Прочность сепараторов подшипников качения с учётом особенностей их эксплуатации, функционирования и конструкции предлагается оценивать коэффициентом нагружения сепаратора, включающим коэффициент динамичности внешнего нагружения подшипника, коэффициент динамичности нагружения сепаратора роликками, коэффициент нагружения сепаратора при перекосе, коэффициент концентрации напряжений в сепараторе. Исследования коэффициента нагружения сепараторов подшипников качения будут использованы для разработки аналитического метода расчёта сепаратора на прочность

Ключевые слова: сепаратор, ролик, перекос колец, подшипник, коэффициент динамичности, нагружение, напряжение

КОЭФФИЦИЕНТ НАГРУЗКИ В РАСЧЁТЕ СЕПАРАТОРА РОЛИКОПОДШИПНИКОВ НА ПРОЧНОСТЬ

А. В. Гайдамака

Кандидат технических наук, профессор
Кафедра деталей машин и
прикладной механики

Национальный технический университет
“Харьковский политехнический институт”
ул. Фрунзе, 21, г. Харьков, Украина, 61002
E-mail: gaydamaka_av@mail.ua

1. Введение

Проектирование конструкций сепараторов подшипников качения осуществляется до сих пор по эмпирическим формулам, таблицам и графикам. Проверочные расчёты прочности и жёсткости конструкций сепараторов выполняются численными методами с использованием экспериментально определённых величин нагрузок. Экспериментальные исследования сил взаимодействия деталей подшипников весьма трудоёмки и дороги. Для некоторых машин, например опорных узлов колёсных пар вагонов и локомотивов, такие исследования в условиях эксплуатации подвижного состава практически невозможны. Поэтому актуальным вопросом проектирования сепараторов подшипников качения является разработка аналитического метода их расчёта.

Известные аналитические методы расчёта (метод сил и метод перемещений) статически неопределимых стержневых конструкций, использованные для расчёта сепараторов, позволят учесть эксплуатационные и конструктивные факторы влияния с помощью расчётного коэффициента нагрузки. Расчётный коэффициент нагрузки должен включать, коэффициент динамичности внешнего нагружения подшипника, коэффициент динамичности нагружения сепаратора роликками, коэффициент нагружения сепаратора при перекосе, коэффициент концентрации напряжений.

Коефициентом динамичности внешнего нагружения подшипника будут учтены особенности эксплуатации подшипника (нагрузки, скорости, смазка), коэффициентом динамичности нагружения сепаратора роликками и коэффициентом нагружения сепаратора при перекосе – особенности функционирования деталей (кинематика и динамика), коэффициентом концентрации напряжений – особенности конструкции сепаратора (геометрия колец и перемычек).

2. Анализ литературных данных и постановка проблемы

Важнейшим фактором, влияющим на работоспособность роликоподшипников, является перекос колец. Роликоподшипники, ввиду их конструктивных особенностей, а именно меньшей возможности самоустанавливаться по сравнению с шариковыми радиальными подшипниками, особенно чувствительны к перекосу колец. При этом изменяется распределение радиальной нагрузки по роликкам, а также распределение радиальной нагрузки по длине роликов, увеличивается износ деталей, снижается ресурс подшипника. В подшипнике с перекосом колец ролики приобретают несососность по отношению к кольцам.

Наиболее полно вопрос о влиянии перекосов колец на силы, действующие на сепаратор, исследован для

шарикоподшипников [1, 2]. В результате перекосов колец, например роликподшипников опорных узлов колёсных пар вагонов, ролики поворачиваются в касательной и нормальной плоскостях к дорожке качения внутреннего кольца, что подтверждается эксплуатационными испытаниями [3].

В публикациях по динамике подшипников качения [4 – 8] исследования причин движения сепаратора и влияния боковых зазоров в окнах сепараторов отсутствуют. С кинематической точки зрения подшипник рассматривается как планетарный механизм, в котором водилом является сепаратор, функции центральных колёс выполняют внутреннее и наружное кольца, а тела качения заменяют сателлиты. Такой подход к подшипнику качения исключает рассмотрение каких-либо особенностей конструкции и функционирования сепаратора, а следовательно и его расчёт на прочность.

Напряжённно-деформированное состояние конструкций сепараторов роликподшипников исследовалось методами фотоупругости и конечных элементов [9, 10]. Однако, в указанных работах отсутствуют данные о величинах концентрации напряжений, необходимых для разработки аналитического метода расчёта сепаратора. Более того, во многих публикациях не сообщается, каким условиям внешнего нагружения подшипника соответствуют экспериментальные данные о величинах и зонах действия сил на сепаратор. Это не позволяет корректно оценить прочность конструкции сепаратора.

3. Цель и задачи исследования

Многообразие факторов влияния на нагруженность сепаратора подшипников качения и отсутствие критериев их оценки обусловило необходимость настоящего исследования.

Целью настоящей работы является разработка и исследование коэффициента нагружения сепаратора подшипника качения для расчёта сепаратора на прочность.

Для достижения поставленной цели необходимо исследовать составляющие коэффициента нагружения сепаратора: коэффициент динамичности внешнего нагружения подшипника, коэффициент динамичности нагружения сепаратора роликами, коэффициент нагружения сепаратора при перекосе, коэффициент концентрации напряжений.

4. Коэффициент динамичности внешнего нагружения подшипника

Под внешним нагружением подшипника понимается совокупность сил, действующих на подшипниковый узел машины во время эксплуатации. В большинстве случаев нагрузки в машинах имеют динамический характер. Влияние внешнего динамического нагружения подшипника учитывается коэффициентом динамичности (K_A), устанавливаемым службой надёжности отрасли промышленности. Коэффициент динамичности внешней нагрузки, например для пассажирских и грузовых вагонов железнодорожного транспорта, принимают в диапазоне 1,2...1,4 [11].

5. Коэффициент динамичности нагружения сепаратора роликами

Коэффициент динамичности нагружения сепаратора роликами (K_V) определён на основе расчёта ударной нагрузки с учётом модели, показанной на рис. 1 (V_p, m_p и V_c, m_c – скорость и масса соответственно ролика и сепаратора; $\bar{S}_0 = S_0/z_1$, S_0 (мм) – зазор в окне сепаратора, z_1 – количество роликов в зоне нагружения подшипника), и в соответствии с механизмом передачи движения от ролика к сепаратору.

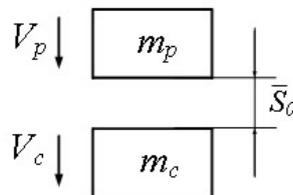


Рис. 1. Модель нагружения сепаратора роликом

Механизм передачи движения от роликов к сепаратору состоит в том, что боковой зазор в окне сепаратора по мере его перемещения в зоне радиального нагружения подшипника уменьшается постепенно – кратно количеству роликов зоны радиального нагружения. Механизм передачи движения от роликов к сепаратору иллюстрируется схемой на рис. 2.

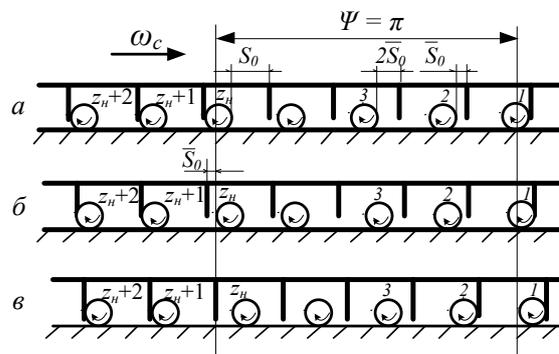


Рис. 2. Схематическое представление кинематики подшипника качения в зоне радиального нагружения: а – ролик 1, находясь в зоне нагружения, сохраняет тяговую способность и перемещает сепаратор; б – ролик 1, выйдя из зоны нагружения, теряет способность перемещать сепаратор и сепаратор на мгновение “останавливается”; в – ролик 2, преодолев зазор \bar{S}_0 , начинает перемещать сепаратор

В исходном положении ролик 1 находится у передней по ходу движения перемычки, ролик 2 – на расстоянии \bar{S}_0 ($\bar{S}_0 = S_0/(z_1 - 1)$) от передней перемычки, ролик 3 – на расстоянии $2\bar{S}_0$ от передней перемычки, и т. д., а последний ролик зоны радиального нагружения подшипника z_1 – у задней по ходу движения перемычки (рис. 2, позиция а). Находясь левее границы зоны радиального нагружения подшипника, определяемой углом $\psi = \pi$, ролик 1 сохраняет тяговую способность и перемещает сепаратор. Выйдя за предел зоны радиального нагружения подшипника,

ролик 1 теряет способность перемещать сепаратор, вследствие чего возникнет пауза в движении сепаратора до тех пор, пока к передней по ходу движения перемычке не подойдёт ролик 2, а ролик z_n при этом отойдёт от задней перемычки на расстояние S_0 (рис. 2, позиция б). Ролик 2 начнёт перемещать сепаратор с группой роликов z_{n+1} , z_{n+2} , и т. д., находящихся у задних по ходу движения перемычек вне зоны радиального нагружения подшипника (рис. 2, позиция в). Затем цикл нагружения и перемещения сепаратора повторится уже роликом 3, и т. д.

В работе [11] приведено экспериментальное подтверждение предложенного механизма передачи движения от роликов к сепаратору подшипника. Установлено, что на входе в зону нагружения подшипника ролик касается задней по ходу перемещения перемычки, в середине – ролик располагается между перемычками, на выходе – ролик находится у передней перемычки.

С учётом энергетического баланса системы сепаратор-ролик, где изменение кинетической энергии тратится на деформацию сепаратора, и закона сохранения количества движения системы сепаратор-ролик, получена сила удара ролика по сепаратору и коэффициент динамичности

$$F_V = (V_p - V_c) \cdot \sqrt{m_{пр} \cdot c_{экр}}, \tag{1}$$

$$K_V = 1 + \frac{F_V}{F_c}. \tag{2}$$

Результаты расчётов коэффициента динамичности нагружения различных конструкций сепаратора роликами на примере подшипника типа 2726 букс колёсных пар вагонов в зависимости от конструктивных и эксплуатационных факторов приведены на рис. 3.

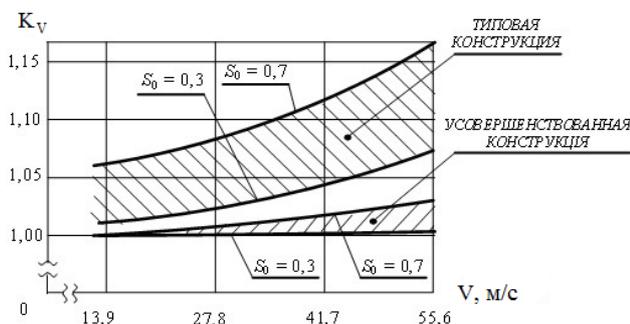


Рис. 3. Изменение коэффициента динамичности нагружения сепаратора роликами

Установлено, что для исследованного эксплуатационного диапазона изменения скорости вагона коэффициент динамичности взаимодействия роликов с типовым латунным сепаратором выше коэффициента взаимодействия роликов с усовершенствованным латунным сепаратором; коэффициент динамичности взаимодействия роликов с сепаратором растёт с увеличением скорости вагона и увеличением бокового зазора в окне сепаратора.

6. Коэффициент нагружения сепаратора при перекосе

Перекося сепаратора к базировочному кольцу подшипника моделируется контактом двух нецентралью нагруженных цилиндров (рис. 4).

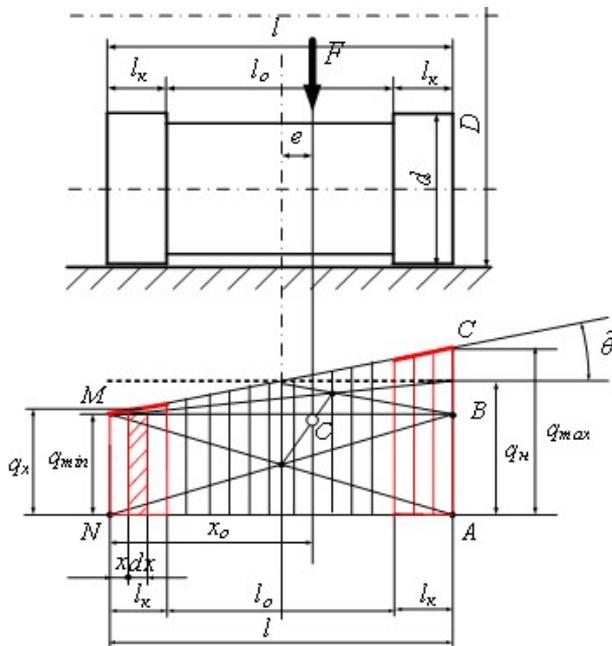


Рис. 4. Эпюра изменения давления сепаратора на базировочное кольцо

Малый угол перекося $\tilde{\theta}$ и коэффициент концентрации нагружения сепаратора определяются на основе допущения о линейном характере изменения эпюры давления цилиндров. Корректность указанной гипотезы подтверждается фактом прилегания цилиндров под нагрузкой по всей длине их образующих. Результаты расчётов коэффициента концентрации нагружения типового сепаратора подшипника типа 2726 в зависимости от эксцентриситета e и нагружения и ширины l_k колец сепаратора для различных значений $\xi = l_k/l_0$ (l_0 – ширина борта) приведены на рис. 5.

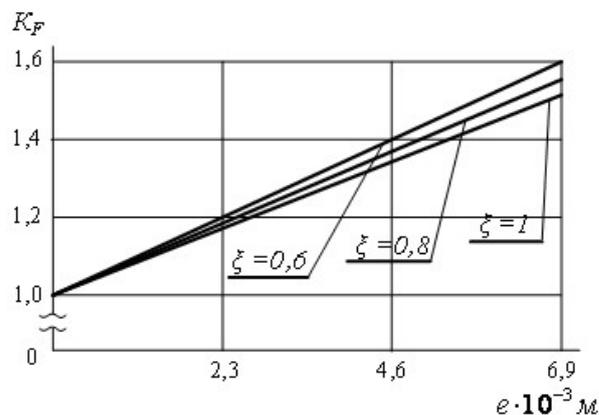


Рис. 5. Расчётные коэффициенты концентрации нагружения сепаратора

$$\tilde{\theta} = \frac{3e \cdot q_n}{c \cdot l_k^2}. \tag{3}$$

$$K_F = \frac{q_{\max}}{q_n} = 1 + \frac{3e}{l_k}, \quad (4)$$

где $q_{\max} = q_n + \tilde{\theta} \cdot c \cdot l_k$, c – жёсткость сепаратора.

Установлено, что коэффициент концентрации нагружения сепаратора не зависит от материалов контактирующих деталей, количества роликов, величины нагружения и скорости вращения; увеличение эксцентриситета сил взаимодействия роликов с сепаратором и уменьшение ширины колец повышает концентрацию нагружения.

7. Коэффициент концентрации напряжений

Определение коэффициента концентрации напряжений (K_σ) выполнено на примере конструкции сепаратора подшипников типа 2726 методом конечных элементов. Установлено, что увеличение количества окон в сепараторе при сохранении жесткости колец повышает концентрацию напряжений в опоре сепаратора, а уменьшение жесткости колец при сохранении количества окон снижает концентрацию напряжений.

8. Выводы

Впервые предложен расчётный коэффициент нагружки для аналитического метода оценки прочности сепараторов подшипников качения, позволяющий учесть эксплуатационные и конструктивные факторы. Расчётный коэффициент нагружки включает коэффициент динамичности внешнего нагружения подшипника; коэффициент динамичности нагружения сепаратора роликами; коэффициент нагружения сепаратора при перекосе; коэффициент концентрации напряжений конструкции сепаратора.

Коэффициент динамичности внешнего нагружения подшипника устанавливается службой надёжности эксплуатации машины.

Коэффициент динамичности нагружения сепаратора роликами определён с учётом предложенного механизма передачи движения от роликов к сепаратору расчётом силы удара ролика с перемычкой сепаратора.

Коэффициент нагружения сепаратора при перекосе рассчитан на основе предложенной модели контакта двух нецентрально нагруженных цилиндров.

Коэффициент концентрации напряжений конструкции сепаратора определяется методом конечных элементов.

Литература

1. Meeks C. The dynamics of ball separators in ball bearings. P. 1. Analysis [Text] / C. Meeks // ASLE Trans. – 1985. – №3. – P. 277–287.
2. Kakuta, K. Generating Mechanism of Forces Acting on Retainer of Ball Bearings Supporting Unbalanced Rotating Shaft [Text] / K. Kakuta, T. Kohno, H. Ohta, H. Ota // Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers. – 1996. – № 62-600. – P. 3210–3215.
3. Цюренко, В. Н. Надёжность роликовых подшипников в буксах вагонов [Текст] / В. Н. Цюренко, В. А. Петров. – М.: Транспорт, 1982. – 96 с.
4. Sakaguchi, T. 3D dynamic analysis of cage behavior on tapered roller bearings (2nd report, calculation results) [Text] : Proceedings of Conference / T. Sakaguchi, K. Harada // Japan Society of Tribologists Tribology, 2004. – 503 p.
5. Sakaguchi, T. Dynamic Analysis of Cage Stress in Tapered Roller Bearings [Text] : Proc. ASIATRIB / T. Sakaguchi, K. Harada. – Kanazawa, 2006. – 650 p.
6. Sakaguchi, T. Dynamic Analysis for Needle Roller Bearings Under Planetary Motion [Text] / T. Sakaguchi // NTN Technical Review. – 2007. – № 75. – P. 94-99.
7. Fujiwara, H. Dynamic Analysis of Needle Roller Bearings in Connecting Rod Big-End Applications [Text] / H. Fujiwara, T. Kobayashi // NTN Technical Review. – 2001. – № 69, P. 89–96.
8. Harris, T. Rolling bearing analysis [Text] / T. Harris. – New York, 2006. – 760 p.
9. Аверин, Н. А. Исследования нагруженности полиамидных сепараторов для буксовых подшипников методом конечных элементов [Текст] / Н. А. Аверин, О. А. Русанов, С. Г. Иванов // Вестник ВНИИЖТ. – 2007. – № 3. – С. 24–29.
10. Симсон, Э. А. Расчёт напряжённо-деформированного состояния сепаратора подшипника качения [Текст] / Э. А. Симсон, В. В. Овчаренко, Ю. А. Шевчук // Вестник НТУ «ХПИ». – 2010. – № 37. – С. 142–145.
11. Гайдамака А.В. Роликоподшипники букс вагонов и локомотивов: моделирование и усовершенствование [Текст] : Монография / А. В. Гайдамака. – Х.: Изд-во «Курсор», 2011. – 320 с.