

*Ю.П.АНАЦКИЙ*, наук.сотр., НТУ «ХПИ»;

*Ю.А.ЗЕНКЕВИЧ*, асп., НТУ «ХПИ»;

*В.В.ОВЧАРЕНКО*, канд.техн.наук, доц., НТУ «ХПИ»;

*Э.А.СИМСОН*, докт.техн.наук, проф., НТУ «ХПИ»;

*М.В.ТРОХМАН*, асп., НТУ «ХПИ»

## **ОПТИМИЗАЦИЯ БОРТОВ КОЛЕЦ И ТОРЦЕВОЙ ПОВЕРХНОСТИ РОЛИКА ПОДШИПНИКА КАЧЕНИЯ**

Розглянуто питання збіжності контактної задачі. Здійснена перевірка достовірності розрахункової моделі для різних значень величини скосу. Проведена оптимізація бічної поверхні тіл кочення та відповідних їм поверхонь внутрішнього й зовнішнього кілець роликового підшипника при варійованому параметрі – куті бічної поверхні ролика і кілець  $\alpha$ . Запропонована оптимальна модель із опуклою поверхню борта кільця й плоскою торцевою поверхнею ролика.

The question of contact task convergence is lighted up. Calculation model verification is carried out for the different values of scarf size. The end surface and surfaces of internal and external rings optimization is performed at the varied parameter – inclination of roller and rings lateral surface  $\alpha$ . An optimum model is offered.

**Введение.** Современные тенденции в транспортном машиностроении свидетельствуют о постоянном стремлении к росту долговечности узлов, в том числе подшипниковых узлов железнодорожного вагонного состава и локомотивов. Они сводятся к постоянному усовершенствованию традиционных буксовых подшипников качения и их комбинаций для увеличения срока службы и снижения материалоемкости. Проектирование таких узлов требует решения контактной задачи расчета механических напряжений.

**Вопрос сходимости.** Численное решение контактной задачи, как и для многих других нелинейных задач, выполняется итерационно. В итерационном процессе решения задачи важнейшим аспектом является сходимость. Расходящийся итерационный процесс решения означает, что задача не имеет решения, либо решение не может быть найдено при заданных параметрах итерационного процесса.

Корректная постановка задачи совсем не обязательно приводит к сходимости итерационного процесса решения. Так при решении контактной задачи о взаимодействии ролика и кольца подшипника под действием радиальной нагрузки сходимость достигается автоматически, без дополнительных методологических шагов по обеспечению сходимости, а при решении контактной задачи под воздействием осевой нагрузки итерационный процесс решения расходится.

Для обеспечения сходимости на первом этапе решается задача с незначительным осевым перемещением (сближением) контактирующих тел без

приложения осевой нагрузки, в полученном решении образуется некоторое исходное пятно контакта. Затем граничные условия осевого перемещения снимаются и прикладывается рабочая осевая нагрузка. Задача решается снова. Результат повторного решения – общее решение контактной задачи. Величина осевого перемещения задаваемого на первом шаге не влияет на результат решения, однако влияет на скорость и характер сходимости итерационного процесса повторного решения задачи.

**Проверка достоверности расчетной модели.** Перед исследованием влияния угла наклона боковой поверхности ролика и колец  $\alpha$ , для проверки достоверности расчетной модели были проведены расчеты НДС и интенсивности работы сил трения при  $\alpha = 0^\circ$  и для различных значений величины скоса. Из опыта эксплуатации данных подшипников на российских и украинских железных дорогах известно, что наибольшую долговечность имеют подшипники с величиной скоса 20 мкм, что соответствует ГОСТу. Расчеты показали, что данная величина скоса обеспечивает минимальное интегральное значение интенсивности работы сил трения.

**Поиск оптимальной модели.** В основной серии расчетов изучалось влияние угла наклона  $\alpha$  боковой поверхности ролика и ответной поверхности колец. Оптимальный угол наклона с точки зрения минимизации интенсивности работы сил трения оказался меньше гостированного. При дальнейшем росте этого угла наблюдался устойчивый рост максимальных напряжений.

С целью уточнения полученных данных были проведены дополнительные расчеты при различных углах наклона  $\alpha$ .

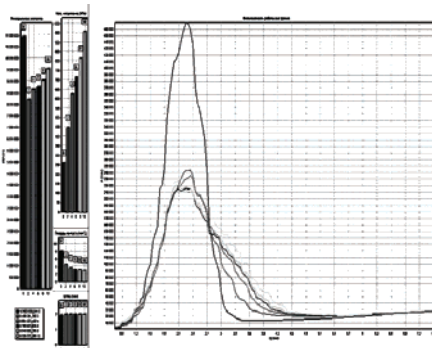


Рисунок 1 – Характеристики НДС и интенсивности работы сил трения при различных углах наклона

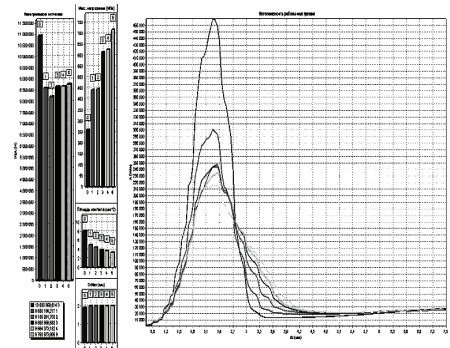


Рисунок 2 – Характеристики НДС и интенсивности работы сил трения при углах наклона  $\alpha$  от  $0^\circ$  до  $10^\circ$

Распределение интенсивности напряжений для оптимального угла наклона приведено на рис. 3.

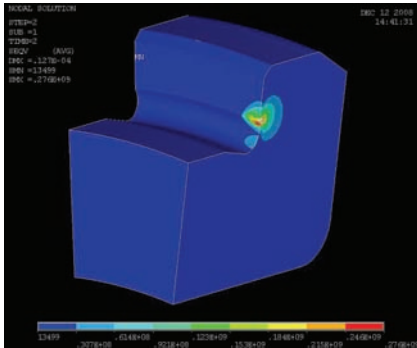


Рисунок 3 – Распределение интенсивности напряжений на боковой поверхности кольца

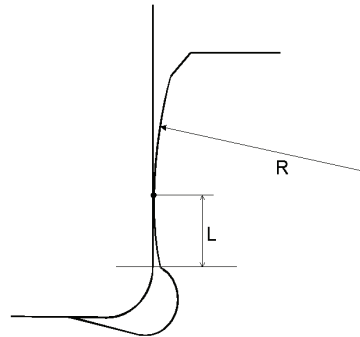


Рисунок 4 – Схема моделирования для выпуклого торца борта (плоский торчик)

Проведена серия вариантных расчетов с изменением радиуса кривизны образующей борта от 5 до 50 метров и высоты центра кривизны над верхней точкой выточки от -3 мм до +5 мм. По результатам вариантных расчетов оценены наиболее рациональные диапазоны исследования изменения радиуса кривизны образующей (2 – 20 м) и высоты центра кривизны (от +1 до +4 мм).

Выполнена задача оптимизации максимальных контактных напряжений при двух варьируемых параметрах, обеспечивающих кривизну борта внутреннего кольца:

- различной выпуклости (варьирование радиусом);
- различного направления входа в контакт (варьирование ординатой центра кривизны).

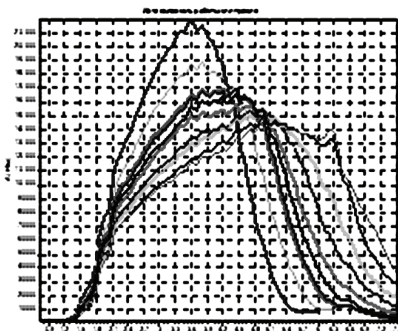


Рисунок 5 – Интенсивность работы сил трения для разных радиусов кривизны торца борта (плоский ролик)

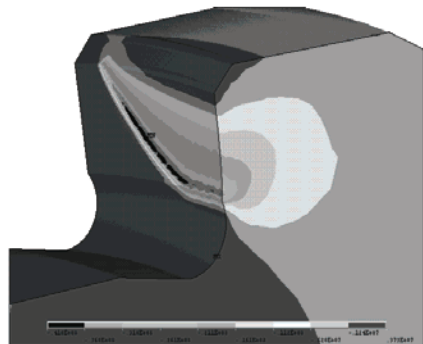


Рисунок 6 – Контактные напряжения

При сохранении существующей плоской поверхности ролика вместо скошенного (плоского) борта кольца предлагается выпуклая поверхность,

образованная вращением дуги окружности (рис. 4). Высота линии центра дуги образующей боковой поверхности кольца практически определяет высоту точки контакта двух поверхностей в данном случае.

Преимуществом рассматриваемого конструктивного варианта является тот факт, что лишь одна из контактирующих поверхностей (борт кольца) является относительно сложной; вторая поверхность (торчик) — плоская.

График интенсивности работы сил трения для найденного варианта и распределение контактных напряжений показаны на рис. 5 и 6.

**Выводы.** За счет перехода к более сложной поверхности борта кольца удается снизить максимальную интенсивность работы сил трения по сравнению с базовым вариантом (уклон борта) примерно в 3,2 раза и по сравнению с проектами без применения выпуклости — в 1,67 раза.

**Список литературы:** 1. ГОСТ 25.504-82. Расчет и испытание на прочность. Методы расчета характеристик сопротивления усталости. 2. *Перель Л.Я., Филатов А.А.* Подшипники качения. Расчет, проектирование и обслуживание опор: Справочник 2-е изд., перераб.и доп. – М.: Машиностроение, 1992. – 608 с. 3. *Леликов О.П.* Валы и опоры с подшипниками качения. Конструирование и расчет: Справочник. – М.: Машиностроение, 2006. – 640 с. 4. *Родзевич Н.Н., Волков Н.Н.* Подшипники качения колесных пар вагонов и локомотивов. – М.: Машиностроение, 1972. 5. *Родзевич Н.В.* Выбор и расчет оптимальной формы роликов для подшипников // Вестник машиностроения. – 1970. – № 7. 6. *Kotzalas M.* Power transmissions component failure and rolling contact fatigue progression. – Pennsylvania State Univ. 1999. 7. *Mitchel J.* Machinery analysis and monitoring. – Penn Well, Tulsa, 1981. 8. *Perely L.Y.* Handbook of Rolling Bearings. – Machinery, 1983. 9. *Tedric A. Harris, Michael N. Kotzalas* Essential Concepts of Bearing Technology. – Taylor & Francis Group, 2007. 10. *Avraham Harnoy* Bearing Design in Machinery. – Marcel Dekker Inc, 2003.

*Поступила в редакцию 11.10.2009*