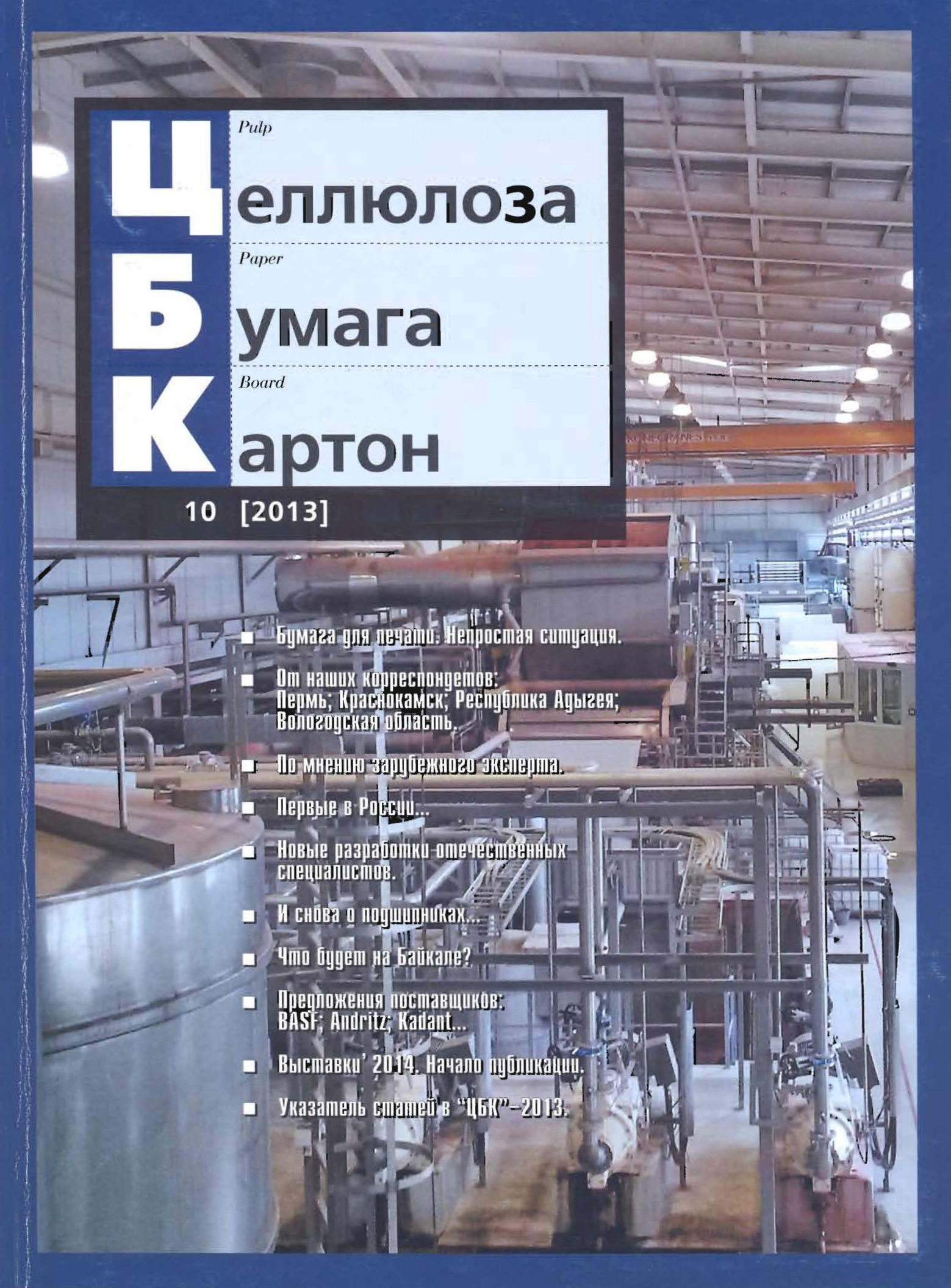




Ц

Pulp

еллюлоза

Б

Paper

умага

К

Board

артон

10 [2013]

- Бумага для печати: Непростая ситуация.
- От наших корреспондентов:
Пермь; Краснокамск; Республика Адыгея;
Вологодская область.
- По мнению зарубежного эксперта.
- Первые в России...
- Новые разработки отечественных
специалистов.
- И слова о подшипниках...
- Что будет на Байкале?
- Предложения поставщиков:
BASF; Andritz; Kadant...
- Выставки' 2014. Начало публикации.
- Указатель статей в "ЦБК"-2013.

УДК 676:621.822
ББК 35.77

Повышение долговечности подшипников качения

И. П. Лукин, Д. Э. Карапетян,
Э. В. Шемякин, СПб ГТУ РП

В настоящее время на всех предприятиях и производствах используется огромное количество различных установок, агрегатов, механизмов и машин, в которых применяются большое разнообразие видов подшипников качения, но все они выполняют одну и ту же функцию – обеспечение надежности и долговечности узлов машин и механизмов. В этом отношении целлюлозно-бумажная промышленность (ЦБП) не является исключением, в ней также находит применение очень большое количество типоразмеров подшипников качения, без которых невозможно себе представить слаженно работающее предприятие ЦБП сегодня. И не важно: будь то подшипники качения или скольжения, все они широко используются на всех стадиях производства целлюлозы, бумаги и картона, начиная с самой ранней стадии – заготовки древесины и заканчивая финальной стадией – резкой и упаковкой. Подшипники находят место во всей технологической цепочке, но огромное их количество применяется в так называемом «сердце» целлюлозно-бумажного производства – в бумагоделательной машине. Они выступают в качестве поддерживающих опор на сотнях валов БДМ.

Подавляющее большинство предприятий ведут непрерывное произ-

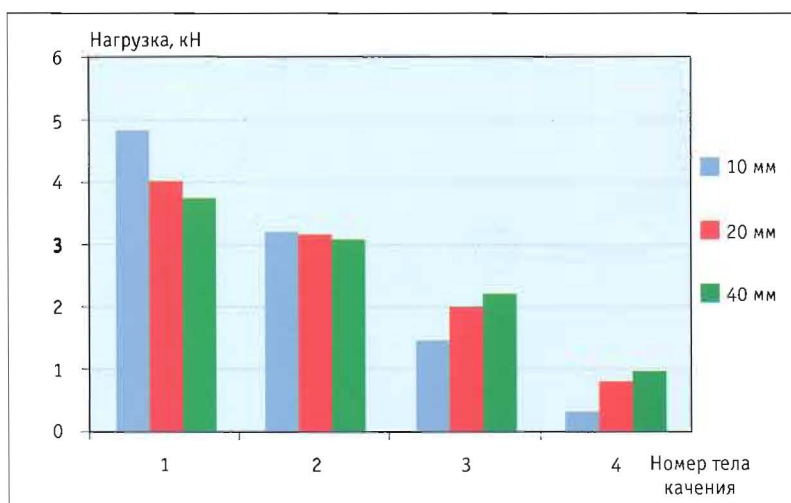


Рис. 1. Распределение нагрузки по телам качения в зависимости от толщины корпуса

водство, а вследствие этого, какими бы ни были простои технологической линии (планово-предупредительный ремонт, текущий ремонт, наладка, аварии и т. д.), возникшие из-за поломок и выхода из строя подшипниковых узлов, это никак не может положительно сказаться на работе предприятия и выпуске продукции. Как известно, основная причина потери работоспособности подшипников качения – усталостное разрушение его деталей [1, 2], а также проблемы смазки (36 % всех поломок подшипников по данным фирмы SKF) и других характерных причин [3].

Поэтому возникает задача минимизации времени и количества про-

стоков, связанных именно с выходом из строя подшипников. Этой проблемой повышения долговечности подшипников качения уже несколько лет занимаются на кафедре сопротивления материалов СПб ГТУ РП. Известно, что основная нагрузка в подшипнике приходится на тело качения, лежащее непосредственно на линии действия нагрузки, и лишь незначительная часть нагрузки перераспределяется на соседние тела качения (порядка 10-20 %) [2]. Основной упор разработчики делают на перераспределение нагрузки между телами качения, т. е. стремятся создать так называемое оптимальное распределение [4, 5].

Важнейшими факторами, влияющими на распределение нагрузки между телами качения, являются упругие деформации контактирующих тел, радиальные зазоры и натяги между ними, а также жесткость колец и корпуса подшипника.

Во всех существующих методиках расчета подшипников заложены существенные допущения, которые значительно упрощают расчет, но приводят к неправильным результатам. В данных методиках, как правило, не учитывается жесткость колец и корпуса подшипника, что очень сильно искажает реальное распределение нагрузки между телами качения.

Чтобы понять, существенно ли влияет изгиб колец на распределение нагрузки между телами качения, был проведен эксперимент, описание которого приведено ниже.

Была спроектирована объемная модель подшипника, включающая цапфу вала, кольца с 15 телами качения и корпус, и проведен ее расчет в объемном состоянии методом конечных элементов. Учитывались перемещения и деформации всех деталей подшипника. Внутреннее кольцо посажено на цапфу вала с натягом, а между телами качения и кольцами, наружным кольцом и корпусом задан зазор, как в реальном подшипнике. В силу симметрии рассматривалась одна половина подшипника.

На рис. 1 изображена гистограмма влияния толщины корпуса на распределение нагрузки между телами качения подшипника при внешней нагрузке, равной 12,6 кН. Тело качения, находящееся непосредственно на линии действия нагрузки, обозначено номером 1. Соседнее с ним тело качения – под номером 2 и т. д.

Из графиков видно, что при небольших толщинах корпуса подшипника распределение нагрузки по телам качения очень неравномерное. Более того, около половины от внешней нагрузки воспринимает тело качения, лежащее на линии действия вектора на-

грузки, что неблагоприятно сказывается на работе подшипника и его долговечности. При увеличении толщины корпуса распределение нагрузки становится более равномерным, что можно наблюдать при толщине корпуса 40 мм. Здесь уже некоторую часть нагрузки начинают воспринимать и соседние тела качения, тем самым происходит благоприятное перераспределение нагрузки. Но все же картина распределения нагрузки остается далекой от оптимальной. Даже восьмикратное увеличение толщины корпуса подшипника не дает требуемого распределения нагрузки [6].

Таким образом, данным примером показано, что жесткость подшипникового узла играет значительную роль в распределении нагрузки по телам качения, а, следовательно, и в долговечности всего подшипника.

Нагрузка на тела качения подшипника в активной зоне нагружения распределяется очень неравномерно, а это приводит к резкому (в несколько раз) снижению времени работы подшипника. Поэтому необходимо найти такое оптимальное распределение нагрузки между роликами, при котором долговечность резко увеличится.

Кривая выносливости материала деталей подшипника описывается следующим уравнением:

$$\sigma_i^m \cdot N_{il} = A, \quad (1)$$

где σ_i – контактные напряжения в точках внутреннего кольца при взаимодействии его с роликами в активной зоне нагружения;

N_{il} – долговечность подшипника (число циклов до появления усталостного разрушения) при уровне напряжения, равного σ_i ;

m – показатель степени усталостной кривой (для роликоподшипника $m = 10/3$); A – постоянная величина.

При работе подшипника под действием постоянной радиальной нагрузки F_r контактные напряжения σ_i в

деталях подшипника будут меняться в зависимости от положения точки контакта внутреннего кольца с телами качения. Каждому уровню напряжения σ_i соответствует свой уровень усталостного разрушения. Будем считать в первом приближении, что суммирование повреждений происходит по линейному закону, т. е.

$$\frac{N_1}{N_{1l}} + \frac{N_2}{N_{2l}} + \dots + \frac{N_i}{N_{il}} = 1, \quad (2)$$

где N_i – число циклов нагружения при напряжении, равном σ_i ;

N_{il} – число циклов до усталостного разрушения при напряжении σ_i .

Предположим, что за длительный период работы подшипника (миллионы циклов) одна и та же точка внутреннего кольца испытывает один раз напряжение σ_i .

$$\text{Тогда } N_1 = N_2 = \dots = N_i = 1. \quad (3)$$

Поэтому уравнение (2) преобразуется к виду:

$$\frac{1}{N_{1l}} + \frac{1}{N_{2l}} + \dots + \frac{1}{N_{il}} = 1. \quad (4)$$

Из (1) $N_{il} = \frac{A}{\sigma_i^m}$. Тогда

$$\frac{\sigma_1^m}{A} + \frac{\sigma_2^m}{A} + \dots + \frac{\sigma_i^m}{A} = 1. \quad (5)$$

Следовательно,

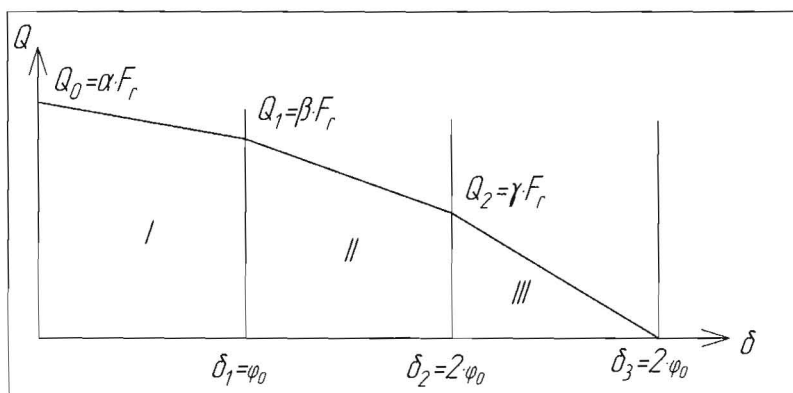
$$\sum_{i=1}^p \sigma_i^m = A, \quad (6)$$

где p – число циклов нагружения внутреннего кольца подшипника при контакте с телами качения.

Известно, что контактные напряжения σ_i связаны с соответствующими нормальными усилиями Q_i , действующими в зонах контактов внутреннего кольца с телами качения, следующими соотношениями:

$$\sigma_i^2 = k \cdot Q_i, \quad (7)$$

где k – коэффициент пропорциональности, который определяется из формулы Герца.

Рис. 2. Изменение нагрузки в активной зоне нагружения, α , δ и γ - коэффициенты

Поэтому выражение (6) можно заменить следующим:

$$\sum_{i=1}^p Q_i^n = A / k^n, \quad (8)$$

где $n = m / 2 = 3,333$.

Разобьем половину активной зоны нагружения $\varphi/2$ на три участка (I, II, III). Допустим, что в пределах каждой зоны Q_i меняется линейно (рис. 2), а при $\delta = 3 \cdot \varphi_0$ $Q = 0$.

Из условия равновесия:

$$F_r = Q_0 + 2 \sum_{i=1}^3 Q_i \cos(i\varphi_0). \quad (9)$$

Получим уравнения прямых линий нагружения на каждом из участков.

На I-ом участке при $0 \leq \delta \leq \delta_1$ уравнение прямой $Q_i = a_1 \cdot \delta + b_1$.

Граничные условия:

- 1) при $\delta = 0$; $Q_i = Q_0 = \alpha \cdot F_r = b_1$;
- 2) при $\delta = \delta_1$; $Q_i = Q_1 = \beta \cdot F_r$; $Q_i = a_1 \cdot \delta_1 + \alpha \cdot F_r = \beta \cdot F_r$.

Отсюда $a_1 = F_r \cdot (\beta - \alpha) / \delta_1$.

Тогда уравнение прямой нагружения на I-ом участке:

$$Q_i = \frac{F_r \cdot (\beta - \alpha)}{\delta_1} \delta + \alpha \cdot F_r = F_r \cdot \left(\alpha - \frac{\alpha - \beta}{\delta_1} \delta \right). \quad (10)$$

Аналогично получим уравнения прямых нагружения на II-ом и III-ем участках:

$$Q_j = F_r \cdot \left((2\beta - \gamma) - \frac{\beta - \gamma}{\delta_1} \delta \right), \quad (11)$$

$$Q_k = F_r \cdot \gamma \cdot \left(3 - \frac{\delta}{\delta_1} \right). \quad (12)$$

Используя выражение (8) с учетом трех участков получим формулу (13) для нахождения коэффициентов α , β и γ

$$\sum_{i=1}^{p_1} \left(\alpha - \frac{(\alpha - \beta)}{\delta_1} \delta \right)^n + \sum_{j=1}^{p_2} \left[(2\beta - \gamma) - \frac{(\beta - \gamma)}{\delta_1} \delta \right]^n + \sum_{k=1}^{p_3} \left[\gamma \left(3 - \frac{\delta}{\delta_1} \right) \right]^n = \frac{A}{(k \cdot F_r)^n} = D. \quad (13)$$

Из условия равновесия (9) получим

$$F_r = \alpha \cdot F_r + 2F_r \cdot \beta \cdot \cos \delta_1 + 2F_r \cdot \gamma \cdot \cos \delta_2, \quad (14)$$

откуда дополнительное уравнение для нахождения α через β и γ будет

$$\alpha = 1 - 2 \cdot (\beta \cdot \cos \delta_1 + \gamma \cdot \cos \delta_2). \quad (15)$$

Используя уравнения (13) и (15), при заданном большом D находим значения коэффициентов α , β и γ из условия максимума суммы $p_1 + p_2 + p_3$, где p_i – число циклов нагружения внутреннего кольца подшипника при контакте с телами качения в активной зоне нагружения.

Полученные значения коэффициентов α , β и γ обеспечивают такое распределение усилий Q_i , которое определяет максимальную долговечность подшипника.

Для решения данной задачи была составлена программа на языке TurboBasic.

Были получены олучены следующие значения коэффициентов:

$$\alpha = 0,2709; \beta = 0,2490; \gamma = 0,2455.$$

$$\text{Следовательно, } Q_0 = 0,271 \cdot F_r; Q_1 = 0,249 \cdot F_r; Q_2 = 0,246 \cdot F_r.$$

На рис. 3 показана диаграмма оптимального распределения нагрузки по телам качения подшипника.

В ходе дальнейших разработок по данной проблеме было создано и за-

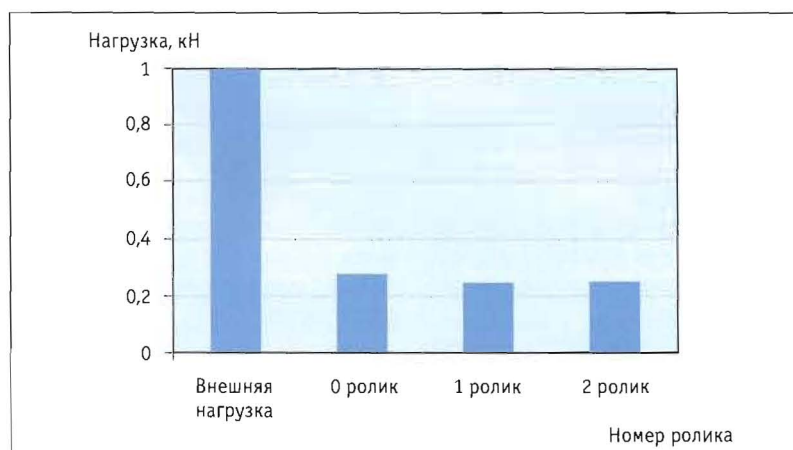


Рис. 3. Оптимальное распределение нагрузки по телам качения подшипника

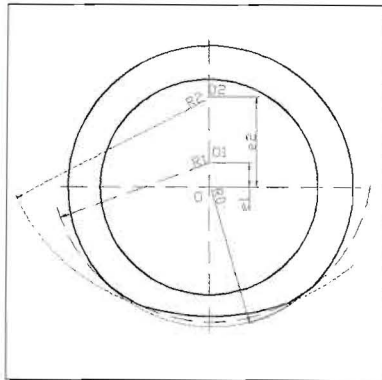


Рис. 4. Профилированное кольцо: R0 – наружный радиус кольца; R1, O1 – радиус и центр первой дуги, соответственно; R2, O2 – радиус и центр второй дуги, соответственно; e1 – смещение центра первой дуги; e2 – смещение центра второй дуги.

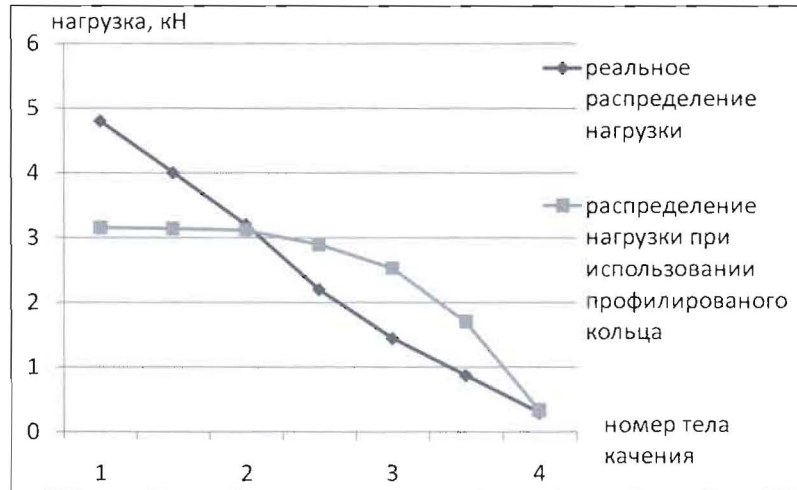


Рис. 5. Сравнительная диаграмма распределения нагрузки обычного подшипникового узла и узла с профилированным кольцом переменной жесткости (показана только правая половина подшипника)

патентовано изобретение, позволяющее создавать необходимые распределения нагрузки [7]. На рис. 4 показано кольцо, которое устанавливается в подшипниковом узле между корпусом и самим подшипником. Оно имеет переменную толщину, спрофилированную двумя дугами окружностей.

Таким образом при использовании кольца переменной жесткости, создается оптимальное распределение нагрузки между телами качения и тем самым повышается долговечность как самого подшипникового узла, так и оборудования.

Данное исследование проводилось также для радиального подшипника с 15-ю телами качения, при толщине корпуса 10 мм, внешней нагрузки, равной 12,6 кН. Результаты представлены на рис. 5.

Как видно из данной диаграммы, при использовании профилированного кольца возникает возможность перераспределения нагрузки между телами качения таким образом, чтобы замедлить действие усталостного разрушения – главного критерия долговечности подшипников.

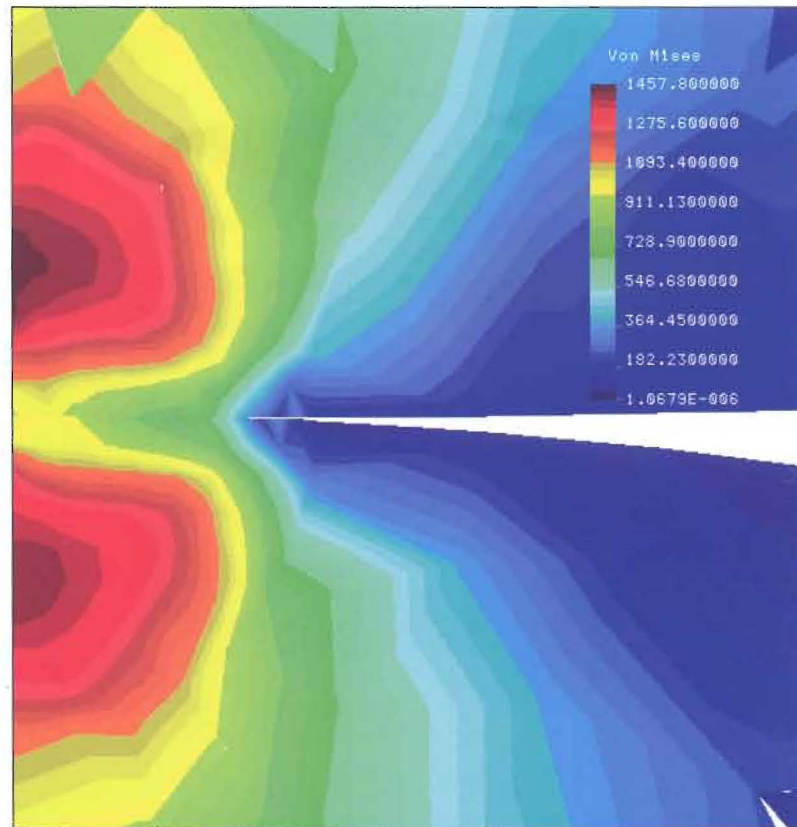


Рис. 6. Эпюра напряжений по Мизесу, увеличенная в зоне контакта тел качения с внутренним кольцом подшипника

Из вышесказанного следует, что для увеличения долговечности подшипника необходимо обеспечить оптимальное распределение нагрузки между телами качения.

Также в ходе исследований были получены эпюры напряжений, одна из которых представлена на рис. 6. Данная эпюра напряжений – эпюра напряжений по Мизесу (четвертой теории прочности) с увеличением в зонах контакта тела качения с внутренним кольцом подшипника.

Из рис. 6 видно, что напряжения по четвертой теории прочности возникают не на поверхности контакта ролика и кольца, а внутри их, что в свою

очередь лишний раз подтверждает состоятельность расчетов.

Список литературы

1. **Перель Л. Я.** Подшипники качения: Расчёт, проектирование и обслуживание опор; справочник. – М.: Машиностроение, 1983, – 543 е.
2. **Леликов О. П.** Валы и опоры с подшипниками качения. Конструирование и расчет: справочник. – М.: Машиностроение, 2006. – 640 с.
3. SKF Maintenance Products, Nieuwegein, The Netherlands. 2006. P 4.
4. **Чижик Н. А., Шемякин Э. В., Костина Ю. В.** Новая конструкция подшипникового узла качения // Машины

и аппараты ЦБП: межвуз. сб. науч. тр. / СПб ГТУРП. – СПб., 2008. С. 55 – 58.

5. **Лукин И. П., Шемякин Э. В., Костина Ю. В.** Расчет оптимального распределения нагрузки между телами качения подшипника // Машины и аппараты ЦБП: межвуз. сб. науч. тр. / СПб ГТУРП. – СПб., 2010. С. 35 – 38.

6. **Чижик Н. А., Шемякин Э. В., Костина Ю. В.** Оптимальное распределение нагрузки по телам качения подшипника // Машины и аппараты ЦБП: межвуз. сб. науч. тр. / СПб ГТУРП. – СПб., 2008. С. 48 – 54.

7. Пат. 2386870 РФ, МПК F16C033/58, F16C035/06. Устройство для повышения долговечности подшипникового узла.

Отбелка целлюлозы

Патентуется технология обработки и отбелки сульфатной целлюлозы озона, двуокиси хлора и щелочного раствора. В технологическую схему включена линия противоточной промывки целлюлозы с расходом промывного раствора 1,5-3,5 т/т.

Рекомендованы оптимальные параметры промывки и отбелки целлюлозы, которые обеспечивают высокую белизну волокнистого полуфабриката, сокращение расхода химикатов и загрязнения окружающей среды.

US Patent. № 8277608 B2. 02.10.12.

По мнению экспертов...

Компания Tetra Pak®, мировой лидер в области решений для переработки и упаковки пищевой продукции, завоевала премию WorldStar Award 2014 за создание картонной упаковки Tetra Brik® Aseptic 1000 ml Edge. Это инновационное решение, в основу которого лег известный формат Tetra Brik Aseptic, высоко оценили 25 ведущих отраслевых экспертов, отметив его эргономичность, легкость наливания, открывания и повторного закрывания. Кроме того, в числе его ключевых преимуществ представители судейской коллегии назвали экологичность, широкие возможности для нанесения графического дизайна и инновационную конструкцию.

Упаковку Tetra Brik® Aseptic 1000 ml Edge с винтовой крышкой LightCap™ 30 отличает скошенный верх, который не просто выделяет ее на полке, но и значительно улучшает потребительские характеристики с точки зрения наливания. Этот формат с его экономическими, логистическими и экологическими (поддается вторичной переработке) преимуществами подходит для упаковки молока, соков, нектаров и негазированных напитков, не требующих охлаждения. С момента пуска в 2011 году Tetra Brik Aseptic Edge выбрали свыше 50 молочных и соковых производителей из более чем 25-ти стран.

«Как и многие другие наши проекты в области развития продукта, инновационная упаковка Tetra Brik Aseptic Edge представляет решение, основанное на нашем глубоком понимании потребительских ожиданий и сути работы пищевой отрасли», – подчеркнул **Чарльз Бранд** (Charles Brand), вице-президент Tetra Pak по маркетингу.

В рамках подведения итогов конкурса WorldStar Awards 2014, которое состоялось 7 ноября, было рассмотрено 249 проектов от 24-х упаковочных ассоциаций, членов **Всемирной организации упаковщиков** (World Packaging Organisation), из 35-ти стран.

Пресс-релиз