

УДК 621.7/9.048.7

А. В. Шмелёв, С. Ю. Котов, Г. Я. Беляев

РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ЭЛЕМЕНТОВ КАЧЕНИЯ И КОЛЬЦА ШАРИКОВОГО ПОДШИПНИКА

UDC 621.7/9.048.7

A. V. Shmelev, S. Y. Kotov, G. Y. Belyayev

DEVELOPMENT OF THE MATHEMATICAL MODEL OF INTERACTION BETWEEN ROLLING ELEMENTS AND BALL RACE

Аннотация

Приведено описание компьютерной модели и результатов исследования взаимодействия элемента качения и внутреннего кольца радиально-упорного шарикового подшипника МПЗ 6305 при различных значениях радиальной нагрузки. Оценка достоверности расчетного определения показателей контактного взаимодействия выполнена с использованием аналитических зависимостей и результатов моделирования контактной пары. Получены зависимости изменения напряжений в зоне контакта от величины, действующей на подшипник нагрузки, которые позволили оценить общую работоспособность рассмотренного подшипника качения.

Ключевые слова:

подшипник качения, контактные напряжения, напряжения сдвига, контактное давление, сжимающее напряжение, эквивалентное напряжение, напряжения в контактной паре «шар–кольцо».

Abstract

The paper describes the computer model and the results of studying the interaction between the rolling element and the inner ring of 6305 MPZ angular-contact ball bearing for different values of the radial load. To estimate the reliability of calculated indicators of contact interaction, analytical dependencies and results of contact pair simulation have been used. Also, relationships have been obtained, expressing the dependence of stress changes in the contact area on the value of load acting on the bearing, which allowed us to estimate the overall performance of the rolling bearing under investigation.

Key words:

rolling bearing, contact stresses shear stress, contact pressure, compressive stress, the equivalent stress, tension in the ball-ring contact pair.

Введение

Одной из главных причин отказов и преждевременного выхода техники из строя являются износ и недостаточная усталостная прочность деталей узлов трения. Согласно статистике, в результате выхода из строя подшипников качения ежегодно простаивает до 30 % техники, что приводит к существенным экономическим потерям, снижению рентабельности и конкурентоспособности продукции. Уменьшение потерь,

связанных с преждевременным выходом из строя узлов трения, могло бы существенно улучшить экономическую ситуацию в различных отраслях народного хозяйства.

Отличительной особенностью работы подшипников качения является взаимное обкатывание деталей узла трения под нагрузкой, что обуславливает такой вид изнашивания поверхностей деталей подшипников качения, эксплуатирующихся в нормальных ус-

ловиях, как *усталостное выкрашивание*. Предположительно, усталостное разрушение взаимодействующих поверхностей подшипников качения возникает в результате циклически изменяющихся высоких контактных нагрузок, которые передаются через малые площадки контакта.

Компьютерное моделирование и исследование особенностей контактного взаимодействия наиболее ответственных деталей подшипника позволяют уточнить представление об особенностях механизма их взаимодействия, возникновения и распространения различного рода напряжений, а также об оценке эффективности применения методов

повышения долговечности подшипников [1–4].

Методика исследования

В качестве предмета изучения был выбран шариковый радиально-упорный подшипник МПЗ 6305, в частности, во взаимодействии элемента качения сферической формы и внутреннего кольца. В рассмотренном случае расчет максимальных контактных напряжений сводился к анализу взаимодействия элемента качения и внутреннего кольца или, в упрощенной форме, двух выпуклых тел (шара и цилиндра) под нагрузкой определенной величины (рис. 1, а).

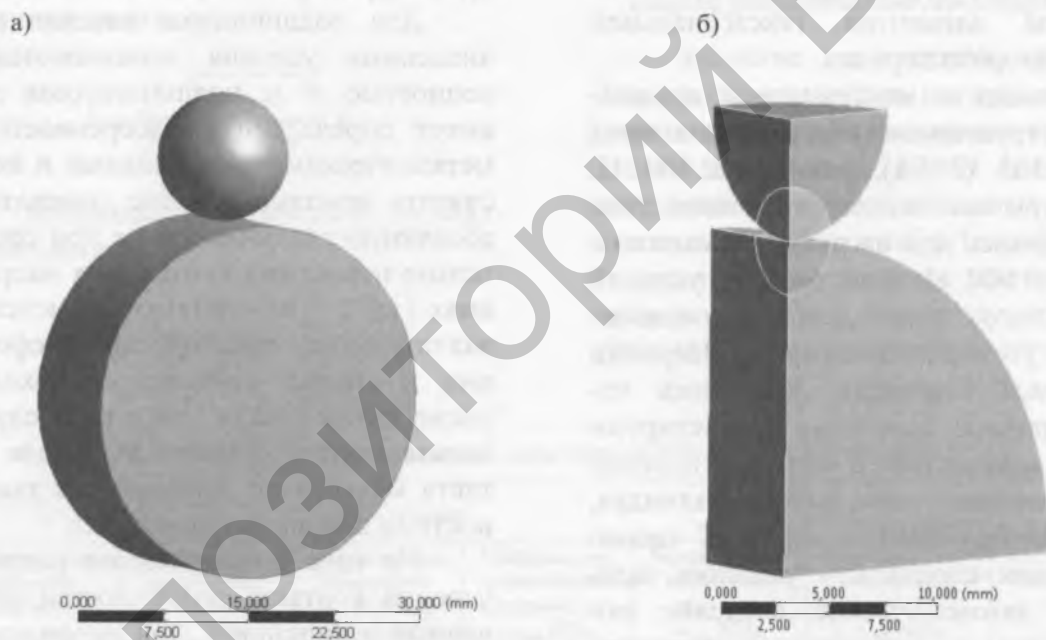


Рис. 1. Компьютерные геометрические модели объекта исследования

Задача математического моделирования решалась численным методом в программном комплексе конечно-элементного анализа ANSYS. С учетом наличия двух плоскостей симметрии при контакте элемента качения и кольца подшипника и прикладываемых нагрузок задача исследования показателей контактного взаимодействия была све-

дена к рассмотрению четверти модели.

С целью осуществления точного задания размера элементов в районе зоны контакта рассматриваемых тел в геометрической модели делалась вырезка сферической формы (рис. 1, б). При создании на основе геометрической модели конечно-элементной сетки для выделенных околоконтактных объемов

исследуемых тел задавались жесткие требования к размеру элементов. Одной из задач исследования являлась оценка влияния дискретизации модели на рассматриваемые нагрузочные показатели. Было создано шесть конечно-элементных моделей, отличающихся размерами элементов в контактной и околоконтактной зонах; дискретизация околоконтактных объемов тел выполнялась для граней конечных элементов с размерами 400, 200, 100, 80, 60 и 40 мкм. Размер граней элементов для остальных частей тел задавали исходя из условия не превышения 800 мкм с плавным переходом от границы околоконтактного объема. Для создания конечно-элементной модели применялся алгоритм с преобладающим использованием элементов гексагональной формы второго порядка.

Исходя из максимальной динамической грузоподъемности подшипника МПЗ 6305 (305А), равной 22 500 Н, параметры контактного взаимодействия определялись для нагрузок в диапазоне 1000...20 000 Н. Для расчета условий контактного взаимодействия использовался уточненный алгоритм Лагранжа (augmented Lagrange). Задавалось несимметричное поведение контактирующих поверхностей. В качестве целевой использовалась поверхность цилиндра, а контактирующей – шара. С целью улучшения сходимости решения задавалось автоматическое введение поверхностей в исходное соприкосновение. С учетом того, что первоначальной задачей являлось выполнение сравнительного анализа моделей, отличающихся только параметрами дискретизации, ко всем моделям прикладывались одинаковые граничные условия и нагрузки. Условия симметрии прикладывались ко всем поверхностям модели.

С целью проверки достоверности разработанной компьютерной модели и получения рекомендаций к ее дискретизации проводили вычисления контактных напряжений по эмпирическим за-

висимостям [5]. При сжатии упругих тел в пределах зоны упругих деформаций напряжения и деформации в местах контакта можно определить по формулам Герца. Расчеты производились исходя из следующих условий:

- площадки контакта весьма малы по сравнению с поверхностями соприкасающихся тел;
- материалы соприкасающихся тел однородны и изотропны, модули упругости и коэффициенты Пуассона одинаковы. В данном случае модуль Юнга – $2 \cdot 10^{11}$ Па, коэффициент Пуассона – 0,3;
- силы давления нормальны к поверхностям соприкасающихся тел;
- при контакте не превзойден предел пропорциональности.

Для подшипников качения перечисленные условия выполняются не полностью, т. к. подшипниковая сталь имеет определенную засоренность неметаллическими включениями и нельзя считать контактирующие поверхности абсолютно гладкими: даже при сравнительно невысоких контактных напряжениях (до $2 \cdot 10^3$ МПа) отмечаются незначительные пластические деформации в местах контакта. Необходимо также иметь в виду, что в ряде случаев нельзя считать размеры площадок контакта малыми по сравнению с поверхностями соприкасающихся тел.

На наш взгляд, можно разделить условия контакта поверхностей на точечный и линейный. При *точечном касании* тел с поверхностями шар-цилиндр контактная площадка представляет собой эллипс. Большая полуось эллиптической площадки контакта определяется по формуле

$$a = \mu \cdot \sqrt[3]{\frac{3(1 - m^{-2})}{E \sum p}} P,$$

где μ – коэффициент, характеризующий распределение давлений на контактных поверхностях, определяемый согласно эмпирической диаграмме [5, с. 276];

m – коэффициент Пуассона, МПа;
 E – модуль упругости материала взаимодействующих деталей подшипника, МПа; P – сила, с которой оба тела прижаты друг к другу;

$$\sum p = p'_1 + p''_1 + p'_2 + p''_2,$$

где p'_1, p''_1, p'_2, p''_2 – радиусы кривизны соприкасающихся тел (нижний индекс указывает, к какому телу относится данная кривизна, верхний – в какой плоскости она измеряется); кривизна p положительна при выпуклом профиле поверхности в сечении и отрицательна при вогнутом профиле. Следует отметить, что кривизну цилиндр имеет только в одном сечении.

Малая полуось эллиптической площадки контакта

$$b = v \cdot \sqrt[3]{\frac{3(1 - m^{-2})}{E \sum p} P}.$$

Площадь эллиптической площадки контакта

$$S = \pi \cdot a \cdot b =$$

$$= \pi \cdot \mu \cdot v \cdot \sqrt[3]{\left[\frac{3(1 - m^{-2})}{E \sum p} P \right]^2},$$

где v – коэффициент, характеризующий размеры площадки контакта, определяемый согласно эмпирической диаграмме [5, с. 276].

Наибольшее напряжение в центре площадки контакта

$$\sigma_{\max} = \frac{3P}{2\pi \cdot a \cdot b} =$$

$$= \frac{1,5}{\pi \cdot \mu} \cdot \sqrt[3]{P \cdot \left[\frac{E \sum p}{3(1 - m^{-2})} \right]^2}.$$

Анализ результатов моделирования

Значение показателей напряженно-деформированного состояния (НДС) двух взаимодействующих тел при радиальной нагрузке в 1000 Н для различных величин граней конечных элементов представлены в табл. 1, графическое представление градиента рассматриваемых показателей для нагрузок 1000 и 5000 Н – на рис. 2 и 3 соответственно.

Табл. 1. Показатели НДС для контактной пары шар–цилиндр при нагрузке 1000 Н

Численное решение					Аналитическое решение по эмпирическим формулам	
Размер грани элемента в зоне контакта Δ , мкм	Максимальное напряжение сдвига $\sigma_{\text{чнс}}$, МПа	Максимальное сжимающее напряжение $\sigma_{\text{чсн}}$, МПа	Максимальное эквивалентное напряжение $\sigma_{\text{чэп}}$, МПа	Максимальное контактное давление $\sigma_{\text{чкд}}$, МПа	Максимальное напряжение сдвига $\sigma_{\text{Анс}}$, МПа	Максимальное контактное давление $\sigma_{\text{Акд}}$, МПа
400	1888,8	6346	3659,1	4137,7	1448,2	4532,6
200	1594,2	4453,1	3106,2	4072,6		
100	1399,2	4493,4	2732,1	4331,7		
80	1434,7	4492,6	2799,9	4400,4		
60	1421,8	4506,2	2776,6	4447,7		
40	1429,5	4531,7	2791,5	4495,2		

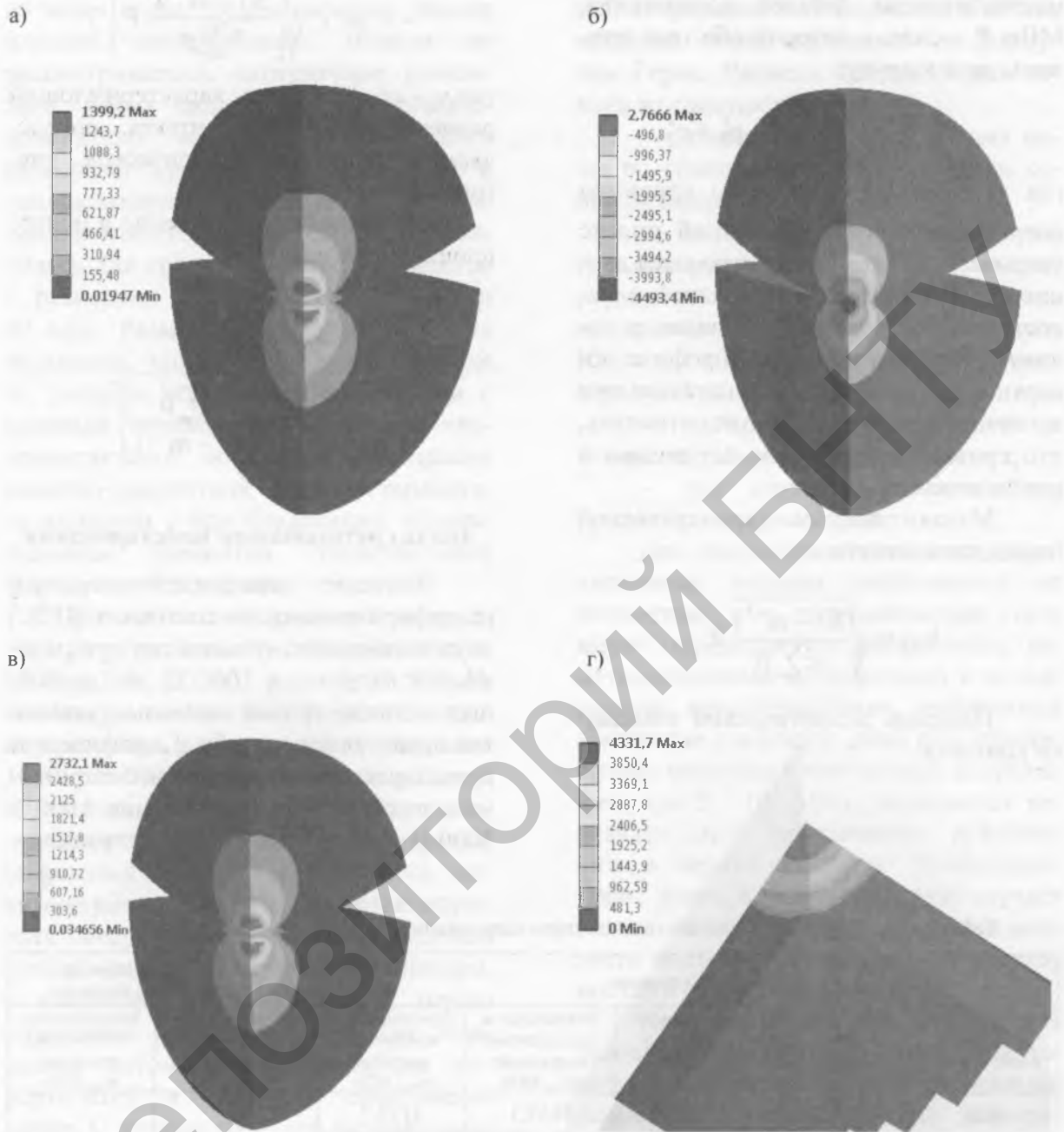


Рис. 2. Распределение напряжений сдвига (а), максимальных сжимающих (б), эквивалентных (в) напряжений и контактного давления (г) для радиальной нагрузки 1000 Н при размере грани элемента 100 мкм

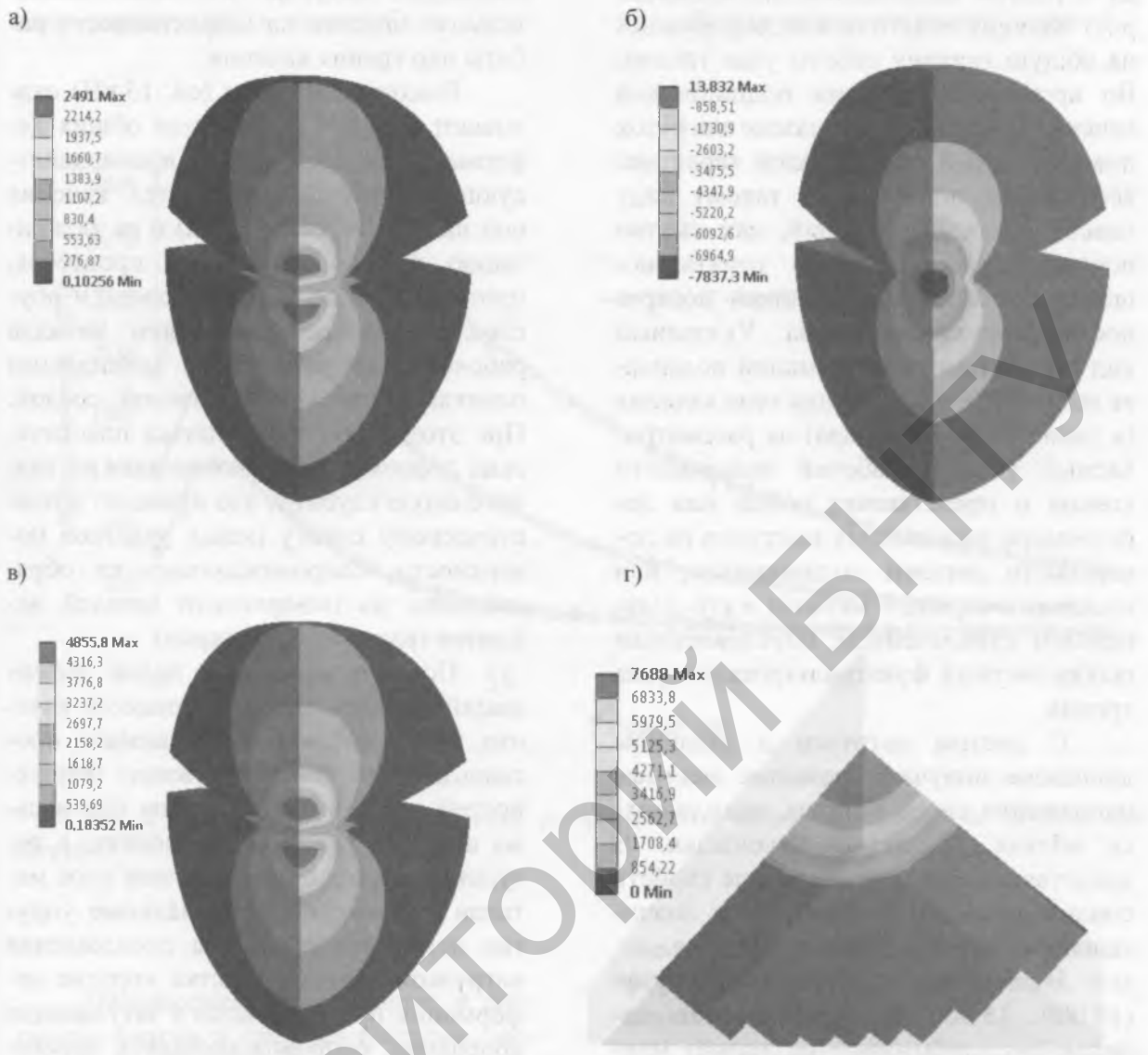


Рис. 3. Распределение напряжений сдвига (а), максимальных сжимающих (б), эквивалентных (в) напряжений и контактного давления (г) для радиальной нагрузки 5000 Н при размере грани элемента 100 мкм

Анализ полученных данных показал, что при взаимодействии тел под нагрузкой незначительной величины (около 1000 Н) имеет место напряженно-деформированное состояние, характеризующееся относительно высокими значениями напряжений сдвига и сжимающих, эквивалентных и контактных напряжений. Вероятно, это обусловлено небольшим диаметром контактирующих тел. При таком уровне нагрузки основным видом возникающих деформаций являются упругие, связан-

ные с наличием неровностей на рабочих поверхностях деталей подшипников. Как правило, указанный вид деформации проникает на глубину, примерно в 3...4 раза превышающую среднюю высоту неровностей поверхности. Следует подчеркнуть, что даже при столь невысоких нагрузках возможны незначительные пластические деформации металла взаимодействующих поверхностей.

В диапазоне умеренных нагрузок (5000...10 000 Н) в зоне контакта, наря-

ду с ростом напряжений, наблюдается рост влияния пластических деформаций на общую картину работы узла трения. Во время эксплуатации подшипников качения в заданном диапазоне нагрузок поверхностный слой деталей вероятнее всего будет подвергаться такому виду пластических деформаций, как смятие поверхностных выступов накатывающейся или проскальзывающей поверхности сопряженного тела. Указанный вид пластических деформаций возникает вследствие накатывания тела качения (в данном случае – шара) на рассматриваемый участок рабочей поверхности кольца и представляет собой или деформацию мельчайших выступов на поверхности деталей подшипников, или их сдвиг с отрывом металла и его дальнейшим измельчением, обусловленным особенностями функционирования узла трения.

С ростом нагрузки в заданном диапазоне получают развитие местные напряжения слоев металла, находящихся вблизи контактной площадки. В представленном случае влияние свойств смазывающего материала будет значительным для общей картины трения.

В диапазоне повышенных нагрузок (10 000...15 000 Н) пластические деформации затрагивают не только микронеровности, но и более глубокие объемы металла. В результате одновременного протекания двух видов пластических деформаций будет происходить изменение микрорельефа поверхности с одновременным образованием на ней пластически деформированного упрочненного металла с измененной шероховатостью [6–9]. С ростом нагрузки наблюдается и влияние местных напряжений вблизи зоны контакта, охватывающих зону от площадки контакта на расстоянии, равное трех–четырёхкратной величине меньшего линейного размера контактной площадки. При заданном уровне нагрузки взаимодействующих тел начинают проявляться общие напряжения и деформации. При этом сма-

зывающий материал оказывает значительное влияние на эффективность работы пар трения качения.

Высокие нагрузки (св. 15 кН) оказывают влияние на развитие общих деформаций во всем объеме взаимодействующих деталей (колец, тел качения под нагрузкой, сепаратора) и на активизацию физико-химических процессов, протекающих во внешних слоях и обусловленных взаимодействием металла рабочей поверхности с оксидными пленками, смазкой и газовой средой. При этом будут наблюдаться пластические деформации, проникающие на значительную глубину, что приведет к пластическому сдвигу целых участков поверхности, сопровождающемуся образованием на поверхности деталей дефектов (разрывов и надиров).

Помимо указанных видов деформаций и напряжений, в процессе качения будет наблюдаться взаимное проскальзывание контактирующих поверхностей деталей подшипников при весьма высоких удельных давлениях, в результате чего в поверхностном слое металла возникнут тангенциальные упругие перемещения. После прохождения нагрузкой данного участка упругие деформации преобразуются в затухающие колебания, сопровождающиеся переходом механической энергии в тепловую [10, 11]. В этом диапазоне нагрузок необходимо отметить определяющее влияние смазывающего материала на эффективность работы и долговечность узла трения качения.

Как следует из сопоставления значений контактных давлений, представленных в табл. 1, оптимальное соответствие численного и аналитического методов наблюдается при значениях граней зоны контакта 80...100 мкм.

Анализ полученных данных выявил экстремум функции распределения напряжений сдвига по толщине металла. Причем зона с максимальными напряжениями сдвига находится на некоторой глубине от поверхности. График

зависимости характера распространения напряжений сдвига по глубине мате-

риала для различного значения радиальной нагрузки представлен на рис. 4.

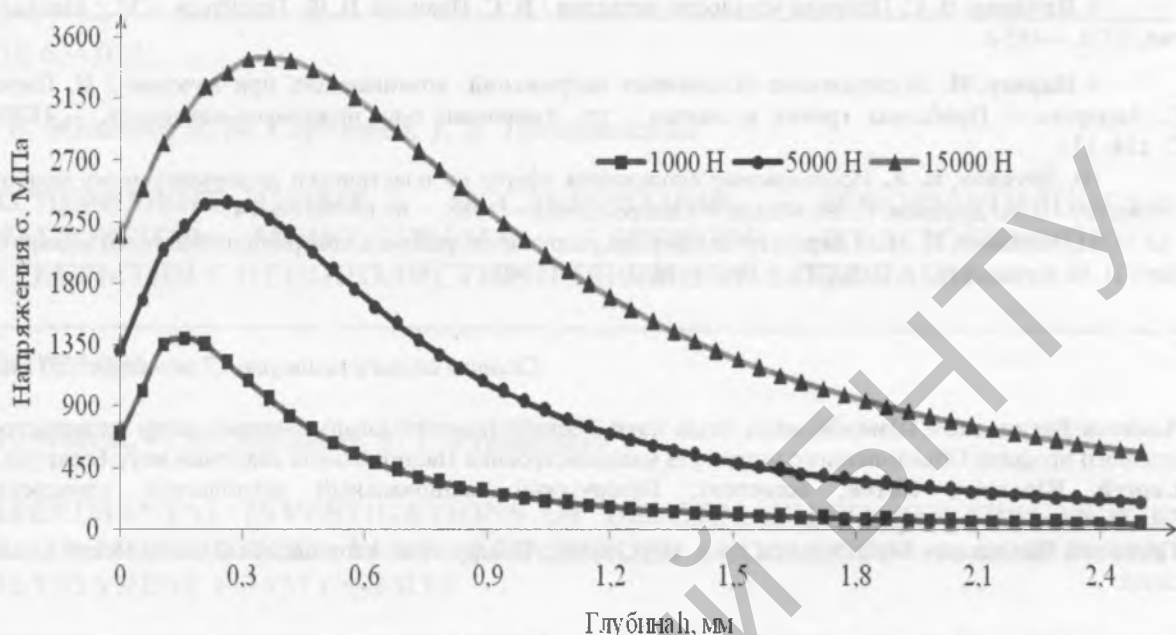


Рис. 4. График зависимости характера распространения напряжений сдвига по глубине при нагрузках 1000, 5000 и 15 000 Н

Выводы

Напряжения, возникающие в диапазоне низких и средних нагрузок, могут достигать предела прочности материалов контактирующих деталей.

Силовое взаимодействие тел сферической и цилиндрической форм оказывает определяющее влияние на разви-

тие определенных напряжений и деформаций (местных, контактных, пластических и т. д.).

Распределение напряжений сдвига по нормали имеет экстремум, глубина залегания которого зависит от величины нагрузки взаимодействия.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Котов, С. Ю. Влияние сквозной пористости PVD покрытия ZrN на коррозионную стойкость сферических подложек из стали ШХ15 / С. Ю. Котов, Г. Я. Беляев // Вестн. Витеб. гос. технол. ун-та . – 2013. – № 25. – С. 32–36.
2. Котов, С. Ю. Влияние вакуумно-плазменного упрочнения элементов качения PVD покрытием ZrN на температуру подшипникового узла / С. Ю. Котов, Г. Я. Беляев // Вестн. ГрГУ. – 2013. – № 4. – С. 102–105.
3. Котов, С. Ю. Влияние вакуумно-плазменного упрочнения тел качения покрытием ZrN на долговечность подшипника / С. Ю. Котов, Г. Я. Беляев // Вестн. ПГУ. Сер. В. Промышленность. Прикладные науки. – 2013. – № 11. – С. 38–43.
4. Котов, С. Ю. Влияние вакуумно-плазменного упрочнения элементов качения на долговечность подшипника / С. Ю. Котов, Г. Я. Беляев // Наука и техника. – 2014. – № 2. – С. 57–61.

5. Подшипники качения : справ. пособие / Н. А. Спицын [и др.] ; под общ. ред. Н. Ю. Благосклонова. – М. : Машгиз, 1961. – 828 с.
6. **Кильчевский, Н. А.** Динамическое контактное сжатие твердых тел. Удар / Н. А. Кильчевский. – Киев : Наукова думка, 1976. – 325 с.
7. **Екобори, Т. А.** Научные основы прочности и разрушения / Т. А. Екобори. – Киев : Наукова думка, 1978. – 352 с.
8. **Иванова, В. С.** Природа усталости металлов / В. С. Иванова, В. Ф. Терентьев. – М. : Metallurgia, 1975. – 455 с.
9. **Паркер, И.** Исследование остаточных напряжений, возникающих при качении / И. Паркер, Г. Андерсен // Проблемы трения и смазки : тр. Американ. о-ва инженеров-механиков. – 1970. – С. 124–131.
10. **Друянов, Б. А.** Исследование скольжения сферы по пластически деформируемому полупространству / Б. А. Друянов, Н. М. Михин // Склерометрия. – 1968. – № 1. – С. 68–74.
11. **Качанов, Н. И.** О характере и природе разрушения рабочих поверхностей деталей подшипников / Н. И. Качанов // Тр. ВНИПП. – 1963. – № 3. – С. 45–49.

Статья сдана в редакцию 17 сентября 2015 года

Алексей Васильевич Шмелёв, канд. техн. наук, Республиканский компьютерный центр машиностроительного профиля Объединенного института машиностроения Национальной академии наук Беларуси.
Сергей Юрьевич Котов, ассистент, Белорусский национальный технический университет.
E-mail: Kotov_Sergey09@mail.ru.
Геннадий Яковлевич Беляев, канд. техн. наук, проф., Белорусский национальный технический университет.

Aleksey Vasilyevich Shmelev, PhD (Engineering), Republican Machine Engineering Computer Center of the Joint Institute of Mechanical Engineering of the National Academy of Sciences of Belarus.
Sergey Yuryevich Kotov, assistant lecturer, Belarusian National Technical University.
E-mail: Kotov_Sergey09@mail.ru.
Gennady Yakovlevich Belyayev, PhD (Engineering), Prof., Belarusian National Technical University.