

ОДИН ИЗ МЕТОДОВ ПОВЫШЕНИЯ НАГРУЗОЧНОЙ СПОСОБНОСТИ РАДИАЛЬНОГО РОЛИКОВОГО ПОДШИПНИКА

Нахатакян Ф.Г., Пузакина А.К., Нахатакян Д.Ф., Зенкина Я.П.

*Институт машиноведения им. А.А. Благонравова Российской академии наук,
Москва*

Ключевые слова: роликовый подшипник, бочкообразная поверхность, нагрузочная способность, контактное напряжение, контактная деформация, краевой эффект.

Аннотация. Исследуется возможность повышения нагрузочной способности радиальных роликовых подшипников, работающих в условиях перекоса, с помощью использования бочкообразных роликов. Задача решена аналитически и получены формулы для определения радиусов бочкообразной поверхности роликов. Получены также формулы для определения контактных напряжений. Полученные результаты могут быть полезны для конструкторов и производителей роликовых подшипников.

ONE OF THE METHODS TO INCREASE THE LOAD CAPACITY OF A RADIAL ROLLER BEARING

Nakhatakyan F.G., Puzakina A.K., Nakhatakyan D.F., Zenkina Ya.P.

*Mechanical Engineering Research Institute of the Russian Academy of Sciences,
Moscow*

Keywords: roller bearing, barrel-shaped surface, load capacity, contact stress, contact deformation, edge effect.

Abstract. The possibility of increasing the load capacity of radial roller bearings operating under skew conditions by using barrel-shaped rollers is being investigated. The problem was solved analytically and formulas for determining the radii of the barrel-shaped surface of the rollers were obtained. Formulas for determining contact stresses are also obtained. The results obtained can be useful for designers and manufacturers of roller bearings

Для повышения нагрузочной способности роликовых подшипников, работающих в условиях перекоса, необходимо снизить концентрацию контактных напряжений. Известно [1-2], что максимальные контактные напряжения имеют место на концах роликов, из-за так называемого краевого эффекта (рис. 1). Для снижения влияния этого явления на краях роликов выполняют фаски или скругления кромок. Однако более эффективным методом является изменение геометрии роликов бомбинированием [3-4]. Это позволит еще и повысить ресурс узла, так как экспериментально установлено [1], что долговечность сопряжений, обусловленная усталостным выкрашиванием материалов при работе, обратно пропорциональна возникающим максимальным контактным напряжениям в степени m , где $m = 6,66$.

Для определения радиуса R «бочки» и оценки степени повышения нагрузочной способности подшипника, в работе использован предложенный в работах [5-6] метод определения параметров контакта при взаимодействии двух круговых цилиндров с углом γ перекоса.

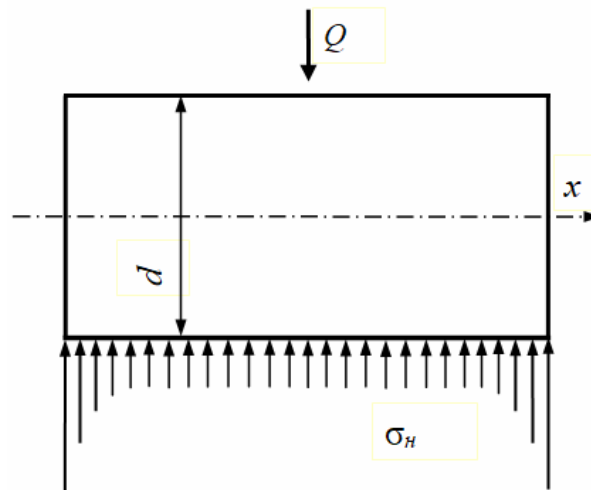


Рис. 1. Иллюстрация краевого эффекта

Согласно указанного метода, вместо ролика с цилиндрической поверхностью рассматривается ролик с бочкообразной поверхностью с радиусом R , который условно разбивается на n число цилиндрических элементов толщиной a_0 (рис. 2), в результате получаем ролик со ступенчатой поверхностью. При этом очевидно, что при увеличении числа цилиндрических элементов, их толщина a_0 будет стремиться к нулю, ступенчатая поверхность ролика будет сглаживаться, а каждый цилиндрический элемент при нагружении будет контактировать с кольцом подшипника как два цилиндра с параллельными осями.

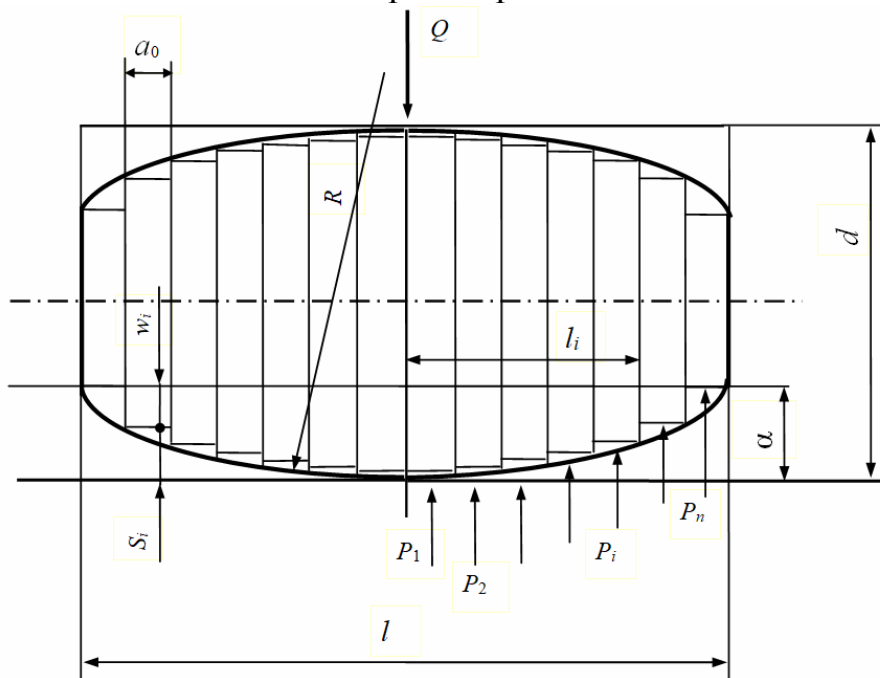


Рис. 2. Бочкообразный ролик подшипника

Под действием силы Q в результате деформации контактирующих элементов сопряжений, происходит сближение кольца подшипника и каждого цилиндрического элемента ролика на величину α . Для исключения краевого эффекта принимаем, что n -й элемент только входит в контакт с кольцом, но при этом нагрузку не передает, т. е. пятно контакта не выходит за торец ролика. Тогда решение задачи по определению радиуса «бочки» сводится к системе уравнений: совместности деформаций W_i ; перемещений α_i и зазоров S_i для i -го

цилиндрического элемента с одной стороны, т.е. $W_i = \alpha - S_i$, $i = 0, 1, 2, \dots, n$, и равновесия ролика, с другой, т.е. $2(P_1 + P_2 + \dots + P_n) = Q$.

В результате, (опуская подробности математических выкладок), окончательно получена формула для радиуса R бочкообразной поверхности ролика в виде $R = l^3 E / 12 K_\alpha Q$, где l – длина ролика; E – модуль упругости материала ролика; K_α – коэффициент, согласно [7] можно принять равным 5,5.

Анализ полученных результатов на конкретных примерах показал, что у бомбинированных роликов контактные напряжения в 1,63 раза меньше чем у цилиндрических.

Список литературы

1. Орлов А.В. Упругие деформации и напряжения на линейном контакте. // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2006. – № 6. – С. 31-36.
2. Попова Д.Д., Самойленко Н.А., Семенов С.В. и др. Анализ эффективности применения комбинированных роликов для снижения контактных напряжений в роликоподшипники // Вестник Пермского национального исследовательского политех. ун-та. Аэрокосмическая техника. – 2020. – № 60. – С. 96-104.
3. Орлов А.В. Влияние износа на работоспособность подшипников опор качения // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2007. – № 5. – С. 71-79.
4. Орлов А.В. Определение нагруженности рабочих поверхностей опор качения // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2008. – № 5. – С. 73-79.
5. Нахатакян Ф.Г. Контактные напряжения и деформации цилиндров при перекосе // Вестник машиностроения. – 2011. – № 10. – С. 45-48.
6. Нахатакян Ф.Г. Контактное взаимодействие цилиндров при наличии перекоса // Проблемы машиностроения и автоматизации. – 2012. – № 4. – С. 91-94.
7. Нахатакян Ф.Г. Сближение упругих тел конечных размеров при начальном касании по линии // Вестник машиностроения. – 2014. – № 2. – С. 24-27.

Сведения об авторах:

Нахатакян Филарет Гургенович – д.т.н., ведущий научный сотрудник;

Пузакина Алла Константиновна – научный сотрудник;

Нахатакян Давид Филаретович – младший научный сотрудник;

Зенкина Яна Павловна – аспирант.