

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ОЦЕНКИ РЕСУРСА ПОДШИПНИКА КАЧЕНИЯ ПО ПРЕДЕЛЬНОМУ ИЗНОСУ

Алисин В.В.

Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, г. Москва

Ключевые слова: математическая модель, подшипник качения, ресурс, износ.

Аннотация. Одной из причин выхода подшипников качения из строя является износ тел качения. Такой вид разрушения деталей подшипниковых узлов характерен при эксплуатации их в абразивной среде, в условиях граничного или смешанного режимов смазки, при работе в экстремальных условиях (высокие температуры, вакуум, радиация и т.д.). В статье предлагается расчетный метод прогнозирования ресурса работы подшипника качения по критерию износа.

MATHEMATICAL MODEL FOR ESTIMATING THE RESOURCE OF THE BEARINGS TO LIMIT WEAR

Alisin V.V.

Institute of mechanical engineering named after A.A. Blagonravov RAS, Moscow

Keywords: mathematical model, rolling bearing, resource, wear.

Abstract. One of the reasons for the failure of rolling bearings is the wear of rolling elements. This type of destruction of parts of bearing units is typical when operating them in an abrasive environment, in conditions of boundary or mixed lubrication modes, when working in extreme conditions (high temperatures, vacuum, radiation, etc.). The article proposes a computational method for predicting the service life of the rolling bearing by the wear criterion.

В практике эксплуатации подшипников качения много внимания уделяется разработке эффективного метода онлайн-мониторинга для анализа степени износа и механизмов износа подшипников [1]. Традиционный метод оценки износостойкости смазки основан на ASTM D2266, который оценивает производительность смазки при 75 °С, постоянной нагрузке и скорости [2]. Однако этот подход очень трудоемок и не может быть применен на этапе проектирования конструкции узла трения. В этой связи перспективны расчетные методы прогнозирования износа подшипников качения.

В работе [3] приводятся результаты экспериментальных исследований изменения во времени формы тел качения вследствие изнашивания. Как правило, катящееся сферическое тело (шарик) изнашивается очень мало и, практически, сохраняет первоначальную форму вследствие прецессии шарика при работе подшипника. На дорожках качения колец вдоль всей их длины выделяются два узких выступающих концентричных пояска. Они расположены симметрично относительно плоскости вращения подшипника, проходящей через его середину. Материал желоба между поясками и на участках, прилегающих к пояскам с внешней стороны, подвергается существенно большему изнашиванию. Ориентировочно можно принять, что положение поясков соответствует форме эпюры проскальзывания тел качения

в зоне контакта, вытекающей из гипотезы Г. Хиткоута [4]. В условиях гидродинамической смазки подшипника качения на этих выступающих поясах, где материал подвергается меньшему изнашиванию, со временем образуются ямки усталостного выкрашивания.

Общая схема создания расчетного метода по оценке ресурса работы шарикоподшипника включает:

1. Установление распределения нагрузки между шариками, расположенными в зоне их контакта с кольцами, с учетом начального зазора ε и суммарного износа колец $h_{c,i} - P_i = \varphi(\varepsilon, h_{c,i})$.
2. Определение числа контактов внутреннего и внешнего колец подшипника с перекатывающимися шариками за время его работы t с учетом режима нагружения подшипника (нагрузка P , частота вращения колец n_i).
3. Обоснование математической модели по расчету износа колец подшипника с учетом изменения их геометрии вследствие износа.
4. Оценка ресурса работы шарикоподшипника по условию предельно допустимого износа $h_c \leq [h]$, где h_c – суммарный износ колец подшипника в наиболее нагруженных точках контакта за N оборотов подшипника, $[h]$ – предельно допустимый износ.

Задача о распределении нагрузки между телами качения в радиальном шариковом подшипнике с нулевым боковым зазором ($e = 0$) решена Р.Штрибеком. Он рассмотрел случай симметричного расположения шариков в неподвижном подшипнике, при котором один из шариков находится на линии действия внешней радиальной силы. Распределение нагрузки в неподвижном шарикоподшипнике между телами качения при наличии начального радиального зазора ($e \neq 0$) приведено в [5]. В данной работе, используя методологию [5], анализируется характер распределения нагрузки между шариками в подшипниковом узле, когда в процессе его работы начальный радиальный зазор e между сопряженными шариками и кольцами увеличивается вследствие изнашивания внутреннего и внешнего колец шарикоподшипника. Увеличение радиального зазора должно приводить к изменению действующих на шарик нагрузки P_i , а также, при определенных условиях, и изменению числа контактирующих шариков.

Постановка задачи (рис. 1):

- внешняя радиальная нагрузка P_r приложена к внутреннему кольцу шарикоподшипника. Это кольцо вращается с относительно малой

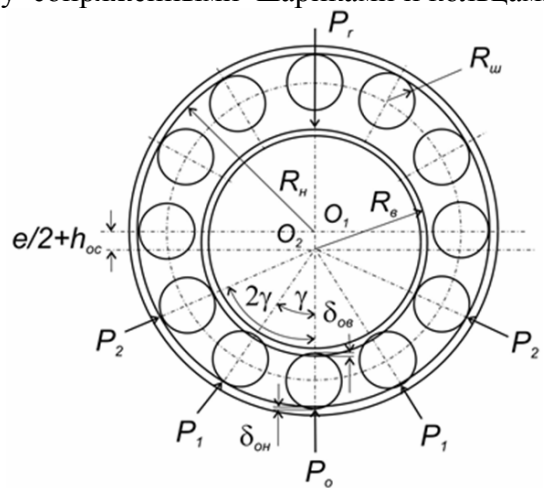


Рис. 1. Распределение нагрузки между телами качения в радиальном подшипнике

угловой скоростью ω , поэтому центробежными силами и гироскопическим моментом на нагруженность деталей подшипника можно пренебречь;

- распределение нагрузки между шариками рассматривается в условиях статики при симметричном их расположении относительно направления линии действия радиальной нагрузки. Один из шариков в нагруженной зоне находится на линии действия этой силы;

- в начальный момент работы трибосопряжения радиальный зазор в подшипнике равен e ;

- полагаем, в процессе работы подшипника изнашиваются только поверхности желобов колец, а шарик сохраняет свою начальную геометрию. Суммарный зазор для i -го шарика на n -ом контакте его с кольцами в ненагруженном состоянии подшипника равен $\Delta_{ic} = e/2 + h_{ic}$, $h_{ic} = h_{ie} + h_{in}$, где h_{ie} и h_{in} – величины износов внутреннего и внешнего колец шарикоподшипника в точках их сопряжения с i -ым шариком;

- под действием внешней нагрузки происходят упругие локальные перемещения шариков и колец на площадках их сопряжения. Изгибом колец подшипника под действием сосредоточенных сил P_i в точках контактов их с шариками пренебрегаем, т.е. считаем кольца абсолютно жесткими недеформируемыми телами.

В соответствии с решением Герца для сопряжения шара с желобом двойной кривизны суммарное сближение i -го шарика δ_{ic} с внутренним δ_{ie} и внешним δ_{in} кольцами подшипника под действием нагрузки P_i равно

$$\delta_{ic} = \delta_{ie} + \delta_{in} = 0,655 \left[n_{\delta e} (\eta^2 \Sigma \rho_e P_i^2)^{1/3} + n_{\delta n} (\eta^2 \Sigma \rho_n P_i^2)^{1/3} \right]^{3/2}, \quad (1)$$

где $n_{\delta e}$ и $n_{\delta n}$ – табличные коэффициенты [3]; $\eta = (1 - \mu_1^2)/E_1 + (1 - \mu_2^2)/E_2$, μ_i и E_i – коэффициенты Пуассона и модуль упругости сопрягаемых материалов ($i=1,2$), для шарикоподшипника, выполненного из материала сталь ШХ-15 $\eta = 0,87 \cdot 10^{-5}$ МПа; $\Sigma \rho_e$ и $\Sigma \rho_n$ – сумма главных кривизн соприкасающихся тел вращения для внутреннего и внешнего контактов шарика с кольцами.

Разрешив уравнение (1) относительно P_i , получаем выражение, связывающее нагрузку P_i , действующую на i -ый шарик, с суммарным сближением этого шарика с кольцами подшипника δ_{ic} :

$$P_i = C_{\delta} \cdot \delta_{ic}^{3/2}, \quad (2)$$

$$C_{\delta} = 1,887 / \left[n_{\delta e} (\eta^2 \Sigma \rho_e)^{1/3} + n_{\delta n} (\eta^2 \Sigma \rho_n)^{1/3} \right]^{3/2}.$$

Для центрального шарика

$$P_o = C_{\delta} \cdot \delta_{oc}^{3/2}, \quad (3)$$

где $\delta_o = \delta_{oe} + \delta_{on}$ – суммарное сближение центрального шарика в точках контакта с кольцами, δ_{oe} и δ_{on} – сближения центрального шарика с внутренним и внешними кольцами.

Величина δ_{ic} для i – го шарика, выраженная через начальный радиальный зазор e и суммарные величины износов колец в точках их контакта с центральным h_{oe} и i – ым h_{ic} шариками подшипника, равна (рис. 3б)

$$\delta_{ic} = (\delta_0 + e/2 + h_{oc}) \cos i\gamma - (e/2 + h_{ic}), \quad (4)$$

где $h_{oc} = h_{ov} + h_{on}$; $h_{ic} = h_{iv} + h_{in} - h_{ov}$ и h_{on} – износы внутреннего и внешнего колец подшипника в точках контакта их с центральным шариком; h_{iv} и h_{in} – износы внутреннего и внешнего колец подшипника в точках контакта их с i -ым шариком; $\gamma = 2\pi / z$ – угол между двумя соседними шариками, z – число шариков в шарикоподшипнике.

Для определения δ_{oc} составим уравнение равновесия внутреннего кольца подшипника, нагруженного радиальной нагрузкой P_r и реакциями P_i со стороны контактирующих шариков:

$$P_r = P_0 + 2 \sum_{i=1}^k P_i \cdot \cos i\gamma, \quad (5)$$

где k – число контактирующих парных шариков.

Подставив (2) – (4) в (5), получим уравнение для определения δ_{oc}

$$P_r = C_\delta \left\{ \delta_{oc}^{3/2} + 2[(\delta_{oc} + e/2 + h_{oc}) \cos \gamma - (e/2 + h_{1c})]^{3/2} \cos \gamma + \right. \\ \left. + 2[(\delta_{oc} + e/2 + h_{oc}) \cos 2\gamma - (e/2 + h_{2c})]^{3/2} \cos 2\gamma + \dots \right\} \quad (6)$$

Величина δ_{oc} входит в (6) в неявном виде и находится из него при решении этого уравнения численным методом.

Условие контакта i – го шарика с кольцами подшипника, а значит число контактирующих шариков и число членов в уравнениях (5) и (6), определяется неравенством:

$$\delta_{ic} = [(\delta_{oc} + e/2 + h_{oc}) \cos i\gamma - (e/2 + h_{ic})] > 0. \quad (7)$$

По величинам δ_{oc} и δ_{ic} в соответствии с уравнениями (2) и (3) рассчитываются нагрузки, действующие на нагруженные шарiki, расположенные в зоне контакта P_0 , P_1 , P_2 и т.д. Величина нагруженной зоны подшипника (угол контакта) $2\gamma_c = 2k$.

Список литературы

1. Yeping Peng, Junhao Cai, Tonghai Wu, et. Al. Online wear characterisation of rolling element bearing using wear particle morphological features. Wear, Volumes 430–431, 15 July 2019, Pages 369-375.
2. Gabi N. Nehme. Tribological behavior and wear prediction of molybdenum disulfide grease lubricated rolling bearings under variable loads and speeds via experimental and statistical approach. Wear, Volumes 376–377, Part A, 15 April 2017, Pages 876-884.
3. Орлов А.В. Оптимизация рабочих поверхностей опор качения. М.: Наука, 1983.
4. Heathcote H.L. The Ball Bearing in the making, under test and service // Proc. Inst. Auto-Engineers, 1921 (15), 569-622.
5. Ковалев М.П., Народецкий М.З. Расчет высокоточных шарикоподшипников. М.: Машиностроение, 1975. 278 с.

Сведения об авторе:

Алисин Валерий Васильевич – к.т.н., ведущий научный сотрудник, ИМАШ РАН, г.Москва.