

торов.

Таким образом с небольшими добавлениями существующая лабораторная установка ТММ-46 может быть использована для четырех новых лабораторных работ по колебаниям в механизмах и машинах. Это позволяет экономить материальные и методические ресурсы на общетехнических кафедрах ВТУЗов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Юденич В.В., Бушуев А.В., Бабий В.И. Технические средства обучения и типовое учебно-лабораторное оборудование для высших и средних специальных учебных заведений. - М.: Высшая школа, 1974 - 264 с. 2. Горов Э.А., Гайдай С.А., Лушников С.В. Типовой лабораторный практикум по теории механизмов и машин. - М: Машиностроение, 1990. - 160с. 3. Пановко Я.П. Основы прикладной теории колебаний и удара. - Л.: Машиностроение, 1976 - 320с. 4. Астахов Э.И., Кудин В.В., Луцко М.Н. Исследование эффективности динамического виброгашения на установке ТММ-46. // Машиностроение. -Мн., 2004. - Вып.2 - с.187.

УДК 621.88.084

Скойбеда А.Т., Кривко Г.П., Эльмессауди Д.

ВЛИЯНИЕ ХАРАКТЕРА НАГРУЖЕНИЯ ПРИ РАЗНОРАЗМЕРНОСТИ ШАРИКОВ НА СРОК СЛУЖБЫ ПОДШИПНИКА КАЧЕНИЯ

Белорусский национальный технический университет

Минск, Беларусь

Расчет долговечности подшипников по контактной усталости проводят на основе теории разрушения Вейбулла, согласно которой вероятность разрушения элемента сплошной среды пропорциональна объему этого элемента. Луденберг и Пальмгрен впервые приняли эту теорию к расчету подшипников качения [1].

В соответствии с теорией Луденберга и Пальмгрена, вероятность безотказной работы подшипника в сравнение с усталостным разрушением поверхности кольца после прохождения N циклов нагрузки качения, будет составлять:

$$\ln \frac{1}{s} = \frac{N^e \tau_0^c v}{z_0^h}, \quad (1)$$

где τ_0 – максимальное ортогональное касательное напряжение;

z_0 – глубина, в которой появляется максимальное напряжение;

V – объем, мм^3 , $v = a z_0 (2 \pi r)$ (рис.1.);

N – усталостный срок службы;

e – экспонент срока службы;

h – экспонент глубины, в которой появляется напряжение;

c – экспонент напряжения;

Отметим, что теория Луденбергам и Пальмгренам не учитывает влияние конструктивных факторов на долговечность подшипников, а именно: разноразмерность шариков, которая может появляться при комплектации шариков или в процессе эксплуатации, т.е. изменение диаметра шариков D_{wi} из-за износа, деформации и т.д.

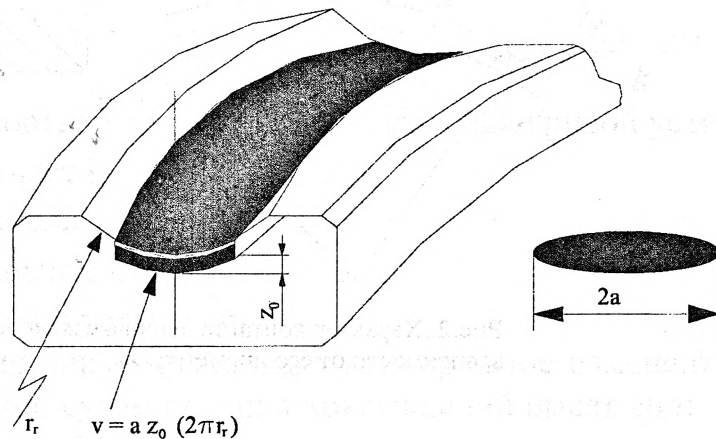


Рис.1. Нагружаемый до усталости объем материала
согл. (1)

При вращения подшипника, наиболее нагруженный микрообъем dv неподвижного внутреннего кольца испытывает различное нормальное (σ_i) и касательное напряжение (τ_i) в зависимости от диаметров шариков D_{wi} (рис.2.).

Как видно из графиков (рис.3, рис.4), элемент кольца dv испытывает в течение одного оборота нестационарное напряжение с различными амплитудами. Целесообразно для увеличения контактной прочности и долговечности подшипника учитывать влияние разноразмерности шариков.

Наиболее удобным видом испытания, позволяющим установить закономерности влияния чередования различных нагрузок на долговечность, является однократное одноступенчатое изменение величины переменных нагрузок. Известно что, линейный закон накопления усталостных повреждений, соответствует условию:

$$\sum \frac{n_i}{N_i} = a, \quad (2)$$

где. n_i – число циклов нагружения для данного уровня напряжений т.е. для данного D_{wi} ;

N_i - долговечность, соответствующая этому уровню при постоянной амплитуде;

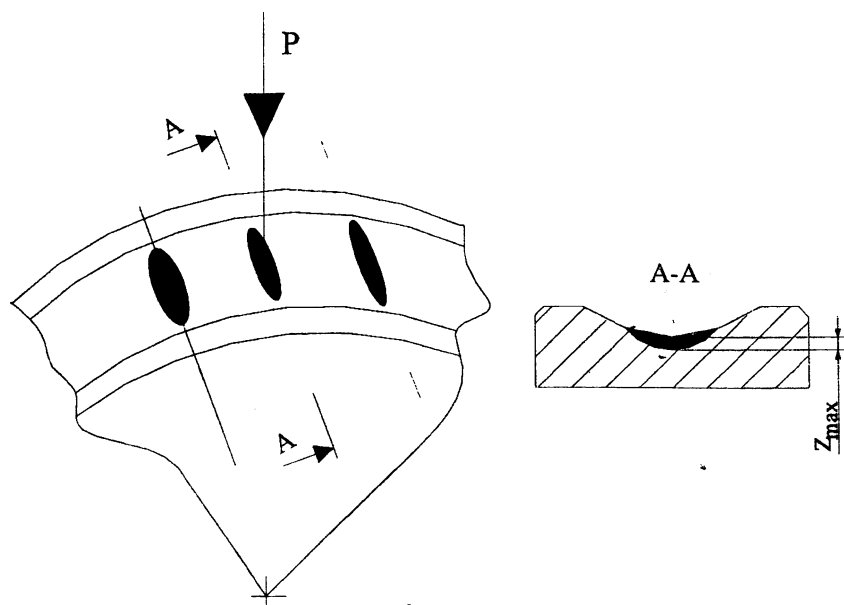


Рис.2 .Характер контакта шарика с желобом в зависимости от его диаметра D_{wi}



Рис. 3. Дискретный график нагружения микрообъема dv за 1 оборот подшипника в зависимости от D_{wi}

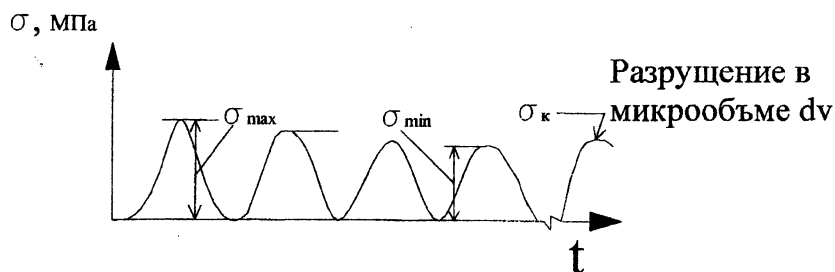


Рис.4. Характер изменения нормального напряжения σ от минимального σ_{\min} до максимального σ_{\max} в зависимости от положения шарика с D_{wi} за один оборот

В зависимости от D_{wi} , определим число циклов до разрушения N_i по кривой усталости, или по известными уравнениями:

$$N_i = N_0 10^{\frac{\sigma_{-1} - \sigma_i}{k}} \quad (3)$$

или
$$\lg N_i = \lg N_0 + \frac{\sigma_{-1} - \sigma_i}{k}; \quad (4)$$

N_0 – число циклов, соответствующее точке перегиба кривой усталости;

σ_{-1} – предел выносливости;

σ_i – действующие напряжения;

k – угловой коэффициент, $k = \operatorname{tg} \alpha$;

α – угол наклона кривой усталости;

За один оборот подшипника происходит непрерывное изменение амплитуд напряжений, тогда закон суммирования повреждений имеет вид:

$$\int_0^{N_n} \frac{dn}{N(\sigma)} = a. \quad (5)$$

Здесь N_n – предельное число циклов при действии напряжений в пределах от σ_{\min} до σ_{\max} ; $N(\sigma)$ – число циклов до разрушения, определяемое из уравнения кривой усталости.

Эквивалентное число циклов до разрушения будет определяется по уравнению [4, с.266]

$$N_s = \frac{aN_0 \cdot 10^{\sigma_{-1}/k}}{I}, \quad (6)$$

где $P(\sigma)$ – функция плотности распределения вероятности σ ;

$n_{\text{общ}}$ - общее число циклов нагружения dv ;

$$a = \frac{n_{\text{общ}}}{N_0} \int_{\sigma_{\text{min}}}^{\sigma_{\text{max}}} \frac{p(\sigma) d\sigma}{10^{\frac{\sigma-1-\sigma_i}{k}}}, \quad (7)$$

$$\int_{\sigma_{\text{min}}}^{\sigma_{\text{max}}} 10^{\sigma/k} p(\sigma) d\sigma = I. \quad (8)$$

Циклические упругопластические деформации в микрообъемах приводят к разрушению подшипника, поэтому разноразмерность шариков не должно превышать допустимого значения. При испытаниях подшипников на усталостную прочность также необходимо учитывать влияние разноразмерности шариков.

Литература

1. Lundberg, G. und Palmgren, A. Dynamic capacity of rolling bearings, Acta Polytechnica, mechanical engineering series, vol.1, Nr.3, 7 (1947)
2. Гребник В.М. Усталостная прочность и долговечность металлургического оборудования. М., Машиностроение 1969. 256 с. с ил.
3. Циклическая прочность металлов / Под ред. И.А.Одинга: М.: изд. АН СССР, 1962: 3340 с.
4. Надежность металлургического оборудования: справочник / Гребник В.М., Цапко В.К.: М.: Металлургия, 1980: 344 с.

УДК 621.88.084

Скойбеда А.Т., Кривко Г.П., Эльмессауди Д.

ВЛИЯНИЕ РАЗНОРАЗМЕРНОСТИ ШАРИКОВ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ НА КОНТАКТНУЮ УСТАЛОСТЬ

Белорусский национальный технический университет

Минск, Беларусь

Качение шариков по желобу шарикоподшипника вызывает деформацию, интенсивность которой зависит от уровня нормальных и касательных напряжений. На работоспособность деталей подшипников оказывает существенное влияние также характер нагружения. Особенно это относится к начальному периоду эксплуатации. Это объясняется тем, что скорость протекания различных стадий усталостного разрушения определяется не только свойствами металла, но и условиями нагружения, которые и определяют контактную долговечность. Так как шарики различаются по диаметру D_{wi} , то площадь контакта их с желобом различна и представляет некоторую криволинейную поверхность в виде