

Визначення впливу числа циклів навантажень на руйнування підшипників кочення

В статті аналізується вплив числа циклів навантажень на руйнування підшипників кочення. На думку авторів число циклів навантажень в значній мірі впливає на руйнування підшипника в залежності від того, яке із кілець обертається відносно вектора зовнішнього навантаження - внутрішнє чи зовнішнє. **навантаження, руйнування, підшипник, тіло кочення, кільце підшипника**

Багаторічною експлуатацією підшипників кочення було встановлено, що для більшості підшипників кочення, окрім кулькових сферичних, найбільш слабким елементом є доріжка внутрішнього кільця [1, 2, 3], саме в цьому місці виникають сліди втомного руйнування. Основний вид руйнування підшипників кочення - це поява втомного викришування на бігових доріжках кілець, або на тілах кочення, то, очевидно, вихід з ладу підшипників кочення буде визначатися не тільки величиною навантаження, діючою на саме навантажене тіло кочення, але і числом циклів навантажень.

Розглянемо число циклів навантажень тіл кочення і бігових доріжок кілець. Число циклів навантажень визначається, в першу чергу, числом обертів кільця n об/хв, яке обертається, і часом роботи підшипників h за годину.

Крім цього, число циклів навантажень залежить від того, яке кільце обертається відносно вектора зовнішнього навантаження - внутрішнє або зовнішнє. Розглянемо ці положення.

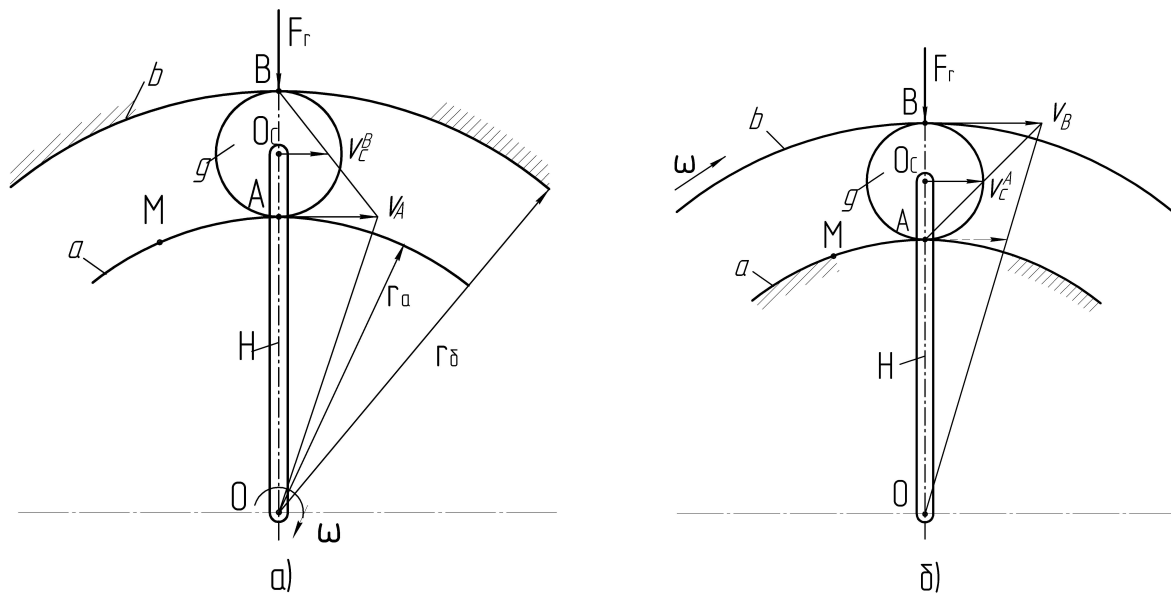
На рис.1а і б зображений один і той же підшипник, що знаходиться під дією радіального навантаження F_r , але в одному випадку (рис. 1 а) обертається відносно вектора навантажень внутрішнє кільце з кутовою швидкістю ω , а в другому (рис. 1 б), з тією ж кутовою швидкістю обертається зовнішнє кільце.

Підшипник кочення можна представити як фрикційний планетарний механізм, де роль центральних коліс грають зовнішнє і внутрішнє кільця підшипника, тіла кочення є сателітами, а сепаратор – водилом. На рис. 1б водило умовно зображено у вигляді ланки H . Побудуємо плани швидкостей для обох випадків.

При нерухомому відносно вектора навантажень зовнішнього кільця швидкість точки A контакту тіла кочення і внутрішнього кільця дорівнює $V_A = \omega \cdot r_a$. Пряма, що з'єднує кінець вектора V_A з точкою O , являє собою план швидкостей ланки a . Точка B в даному випадку є миттєвим центром обертання сателіта. Пряма, що з'єднує кінець вектора V_A з точкою B , являє собою план швидкостей сателіта g . Тоді швидкість центру O_C сателіта визначається вектором V_C^B .

Аналогічно будується план швидкостей для другого випадку. Швидкість точки B контакту тіла кочення із зовнішнім кільцем рівна $V_B = \omega \cdot r_o$. Пряма $V_B O$ являє собою планом швидкостей ланки b , пряма AV_B – план швидкостей сателіта g , а вектор V_C^A – швидкість центру сателіта в цьому випадку. Так як $V_C^A > V_C^B$, то, тіло кочення в другому випадку потрапляє частіше під дію навантаження, тобто випробовує більше

число циклів навантажень. Відомо, що для більшості підшипників кочення, найбільш слабким елементом є доріжка внутрішнього кільця, бо сліди втомного руйнування спочатку виникають саме в цьому місці підшипника. Це пояснюється тим, що в зоні контакту тіл кочення і внутрішнього кільця контактні напруження значно більші, ніж в зоні контакту тіл кочення із зовнішнім кільцем, оскільки тут має місце зовнішній дотик в одній з головних площин, тому зведений радіус кривини має значно меншу величину. Візьмемо в обох випадках довільну точку M на доріжці внутрішнього кільця підшипника. Знайдемо число контактів в секунду точки M кільця з тілами кочення, тобто тим самим визначимо число циклів навантажень за секунду довільної точки внутрішнього кільця підшипника. Позначимо через μ шукане число циклів, а через γ – кут між центрами сусідніх тіл кочення.



а) обертається внутрішнє кільце; б) обертається зовнішнє кільце

Рисунок 1 - Вплив на довговічність підшипника того, яке з його кілець обертається

При нерухомому відносно вектора зовнішнього навантаження в зовнішньому кільці число контактів

$$\mu_1 = \frac{\omega_a - \omega_H}{\gamma}, \quad (1)$$

де $\omega_a = \omega$ – кутова швидкість внутрішнього кільця;

ω_H – кутова швидкість водила - сепаратора.

Нам відома колова швидкість точки O_C водила, отже

$$\omega_H = \frac{v_C^B}{r_a + r_q}, \quad (2)$$

тут

$$v_C^B = \frac{V_A}{2} = \frac{\omega r_a}{2}, \quad (3)$$

Підставимо (3) в (2) отримаємо ω_H у такому вигляді

$$\omega_H = \frac{V_A}{2(r_a + r_q)} = \frac{\omega}{2} \cdot \frac{r_a}{r_a + r_q},$$

Тоді

$$\mu_I = \frac{\omega}{\gamma} \left[1 - \frac{1}{2} \cdot \frac{r_a}{r_a + r_q} \right] = \frac{\omega}{2\gamma} \left[\frac{2r_q + r_a}{r_a + r_q} \right],$$

При русі точка M половину часу знаходитиметься під навантаженням, а саме тоді, коли вона розташована в нижньому півколі підшипника, то число контактів під навантаженням в цьому випадку

$$\mu'_I = \frac{\mu_I}{2} = \frac{\omega}{4\gamma} \cdot \frac{2r_q + r_a}{r_a + r_q}$$

Розглянемо другий випадок. Досліджувана точка завжди знаходиться в навантаженій зоні. Тому

$$\mu'_{II} = \frac{\omega_H}{\gamma} = \frac{\omega}{2\gamma} \cdot \frac{r_a}{r_a + r_q}$$

Таким чином $\mu'_{II} = 2\mu'_I$, тобто в другому випадку будь-яка точка внутрішнього кільця підшипника випробовує більше число циклів навантажень. В обох випадках цикли зміни напруг нерівноцінні. Якщо в першому випадку в розглянутій точці напруження міняються по пульсуючому циклу, причому величина максимального напруження міняється і досягає найбільшої величини, коли точка M потрапляє на лінію дії сили F_r , то в другому випадку в точці M найбільші напруження завжди дорівнюють максимальним. Збільшення числа циклів навантажень при нерухомому відносно вектора зовнішнього навантаження внутрішнього кільця призводить до того, що втомне руйнування внутрішнього кільця настає раніше, ніж при нерухомому зовнішньому кільці.

Список літератури

1. Решетов Д.Н. Детали машин: Учебник для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов. – М.: Машиностроение, 1989. – 496 с.
2. Иванов М.Н. Детали машин: Учебник для вузов. – М.: "Высшая школа", 1984. – 335 с.
3. Павлице В.Т. Основи конструювання та розрахунків деталей машин: Підручник для студентів інженерно-технічних спеціальностей вузів. Київ. "Вища школа", 1993. – 356 с.

В статті проводячи аналіз причин руйнування підшипників кочення розглянуто два випадки обертання кілець. Встановлено, що найбільш слабким елементом є доріжка внутрішнього кільця і тіла кочення, у випадку коли внутрішнє кільце нерухоме, оскільки контактні напруження значно більші, ніж в зоні контакту тіл кочення із зовнішнім кільцем.

In the article conducting the analysis of reasons of destruction of bearing of rolling two cases of rotation of rings are considered. It is set, that the path of internal ring and body of rolling is the most weak element, in the case when an internal ring is immobile, as contact tensions are considerably more than in the area of contact of bodies of rolling with an external ring.

Одержано 10.11.06