

Бондаренко Л.Н., к.т.н., доцент, Колбун В.В., к.т.н., доцент ДНУЗТ
Жаковский А.Д., к.т.н., доцент ГП ДОСЖТ

Способ упрощения определения потерь на трение в ролико- и шарикоподшипниках

Постановка проблемы. Ввиду сложности объяснения причин сопротивления при качении величину сопротивления, как правило, определяют экспериментально.

При расчете сопротивления от трения, например, в ходовых частях кранов коэффициент трения качения стальных колес по рельсам приводится в справочниках [1] в зависимости от диаметра стандартных колес. Там же дается и коэффициент трения подшипников, приведенный к цапфе колеса в зависимости от типа подшипника (шариковые $\mu = 0,01 \dots 0,016$, роликовые $\mu = 0,015 \dots 0,02$). Как видим, вилка значений довольно широкая, и, естественно, необходимы более точные значения, что позволит, ввиду влияния на сопротивление качению колес по рельсам значительного количества факторов, определить их влияние вычтя из общей экспериментальной величину сопротивления подшипников.

Цель статьи. Найти аналитически сопротивление качению в шариковых и роликовых подшипниках, объединив нахождение сопротивления каждого шарика или ролика приведением к одному шарика или ролику.

Основной материал.

1. Рассмотрим роликоподшипник радиальный с короткими роликами (тип 2000) средняя узкая серия № 312. При $D = 180$ мм, $d = 60$ мм (рис.1) число роликов $z = 5 \cdot (D + d) / (D - d) = 10$, диаметр ролика $d = 0,25 \cdot (D - d) = 30$ мм; длина ролика $B = d = 30$ мм; статическая грузоподъемность $Q = 76$ кН.

Сила, действующая на наиболее загруженный ролик [2]

$$P_0 = \frac{4,6 \cdot Q}{z}. \quad (1)$$

Сила, воспринимаемая каждым из нагруженных роликов

$$P_i = \frac{4,6 \cdot Q}{z} \cdot \cos \gamma. \quad (2)$$

Таким образом, сила, воспринимаемая наиболее загруженным роликом составит $P_0 = 4,6 \cdot 76000 / 10 = 34960$ Н, первыми слева и справа от него $P_1 = 4,6 \cdot 76000 \cdot \cos 36^\circ / 10 = 28280$ Н, $P_2 = 4,6 \cdot 76000 \cdot \cos 72^\circ / 10 = 10800$ Н.

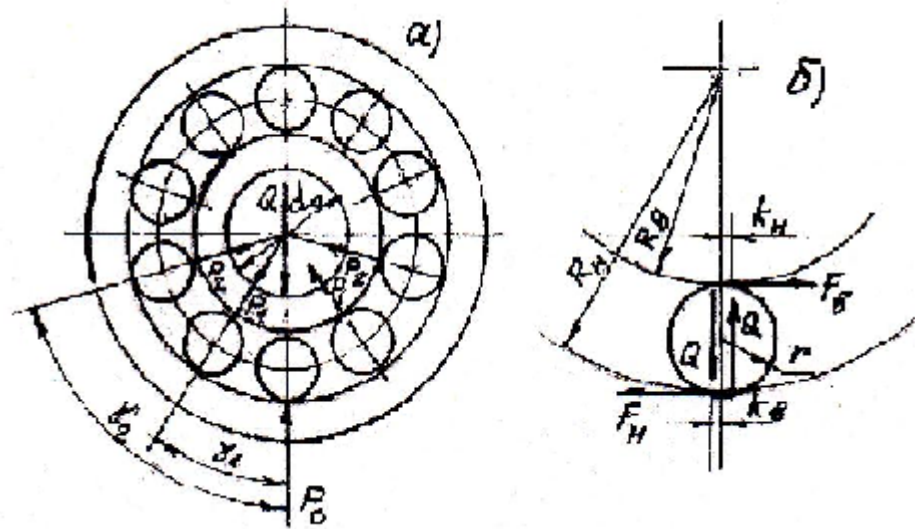


Рис. 1. Схема подшипника (а) и силы, действующие на условный шарик (б)

Найдем сопротивление качению пяти роликов расположенных ниже горизонтальной оси подшипника. Для этого воспользуемся аналитической зависимостью для определения коэффициента трения качения полученную Табором [3]. При линейном контакте

$$k = \frac{2 \cdot b}{3 \cdot \pi} \cdot \alpha, \quad (3)$$

где b – полуширина пятна контакта; α коэффициент гистерезисных потерь, который автор считает малым. Однако в [4] экспериментально – аналитическим путем доказано, что его можно считать величиной, мало отличающейся от единицы для радиусов $r \leq 50$ мм.

Полуширина пятна контакта наиболее загруженного ролика с внутренним кольцом [5]

$$b_{B0} = 1,522 \cdot \sqrt{\frac{P_0}{B \cdot E} \cdot \frac{r \cdot R_B}{r + R_B}}, \quad (4)$$

где $R_B = d_0/2 + r = 60/2 + 15 = 45$ мм – радиус беговой дорожки внутреннего кольца. Здесь принято, что модули упругости материала ролика и кольца одинаковые и равны $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа, а коэффициент Пуассона равен 0,3. При этих величинах $b_{B0} = 0,38$ мм; $b_{H0} = 0,54$ мм, а коэффициенты трения качения при $\alpha=1$ соответственно составляют $k_{B0} = 0,081$ мм; $k_{H0} = 0,114$ мм. Сопротивление качению ролика по внутреннему кольцу $F_{B0} = 188,1$ Н, по наружному $F_{H0} = 266,2$ Н.

Используя эти же формулы, получим сопротивление качению по внутреннему и наружному кольцам двух роликов 1 и двух роликов 2: $F_{B1} = 273,8$; $F_{H1} = 387,2$; $F_{B2} = 64,5$; $F_{H2} = 93,8$ Н.

Далее, не обращая внимания на величину контактных напряжений, найдем величины полуширин пятен контактов условного ролика, загруженного статической нагрузкой $Q=87$ кН. Коэффициенты трения

качения и сопротивление его качению по внутреннему и наружному кольцам будут $b_B = 0,56$; $b_H = 0,79$; $k_B = 0,1125$; $k_H = 0,168$ мм; $F_B = 570$; $F_H = 851$ Н.

Сопротивление качению пяти роликов составляют $F_{B5} = 526$; $F_{H5} = 747$ Н. Максимальное расхождение составляет около 13%, что для такого класса задач можно считать приемлемым.

Для преодоления момента силы F_B и реакции силы Q к внутренней обойме должен быть приложен момент (рис. 1б)

$$M_B = F_B \cdot R_B + Q \cdot k_B = Q \cdot k_B \cdot \left(1 + \frac{k_B}{r}\right); \quad (5)$$

Соответственно к наружной обойме

$$M_H = F_H \cdot (R_B + 2 \cdot r) + Q \cdot k_H = Q \cdot k_H \cdot \left(3 + \frac{R_B}{r}\right). \quad (6)$$

Через приведенный коэффициент трения k внутренней и наружной обойм эти формулы принимают вид

$$M_B = \mu_B \cdot Q \cdot R_B, \quad (7)$$

где $\mu_B = \left(1 + \frac{R_B}{r}\right) \cdot \frac{k_B}{R_B}$;

$$M_H = \mu_H \cdot Q \cdot R_H, \quad (8)$$

где $\mu_H = \left(3 + \frac{R_B}{r}\right) \cdot \frac{k_H}{R_B + r}$.

Для принятых и полученных величин $\mu_B = 0,00625$; $\mu_H = 0,0084$.

Отметим, что при расчете механизмов передвижения кранов обычно коэффициент μ_B приводится к цапфе колеса и в этом случае $\mu_B = 0,0094$ при рекомендуемой в [1] величине при роликовых подшипниках $\mu = 0,015 \dots 0,02$.

С учетом сопротивления качению каждого ролика

$$\mu_B = \frac{F_{B0} + F_{B1} + F_{B2}}{Q} = 0,0069;$$

$$\mu_H = \frac{F_{H0} + F_{H1} + F_{H2}}{Q} = 0,0098.$$

2. Шарикоподшипник. Для расчетов выберем шарикоподшипник примерно такой же статической грузоподъемности, что и роликовый. Это шарикоподшипник радиальный однорядный средней узкой серии № 316 с $d_0 = 80$ мм; $D = 170$ мм; диаметром шарика $d_{ш} = 0,3 \cdot (D - d_0) = 27$ мм; количеством шариков $z = 2,9 \cdot (D + d_0) / (D - d_0) = 8$; статической грузоподъемностью $Q = 80$ кН.

Аналогично формуле (1) для роликового подшипника имеется и формула, определяющая силу, действующую на наиболее загруженный и боковые шарики. Но эти формулы справедливы при количестве роликов или шариков от $z = 10$ до $z = 20$.

Поскольку количество шариков из условия монтажа подшипника практически не превышает $z > 8$, то из условий статики нагрузка на шарик расположенный на вертикальной оси равна

$$P_0 = \frac{Q}{3} = 26,7 \text{ кН}, \quad (9)$$

а на боковые

$$P_1 = \frac{Q}{3 \cdot \cos \gamma_1} = 37,7 \text{ кН}. \quad (10)$$

Полуширины пятен контактов шариков:

а) расположенного на вертикальной оси с внутренней обоймой

$$b_{0B} = 1,397 \cdot n_{0B} \cdot \sqrt[3]{\frac{P_0}{E} \cdot \frac{1}{2/r_{ш} - 1/r_{ж} + 1/r_B}},$$

где $r_{ж} = 0,515 \cdot d_{ш} = 13,9$ – радиус желоба; $r_B = d_0/2 + d_{ш}/2 = 53,5$ мм – радиус внутренней дорожки качения; n_{0B} – коэффициент, зависящий от отношения $(2/d_{ш} - 1/r_{ж})/(2/d_{ш} + 1/r_B)$ и равен $n_{0B} = 0,37$;

б) с внешней обоймой

$$b_{0H} = 1,397 \cdot n_{0H} \cdot \sqrt[3]{\frac{P_0}{E} \cdot \frac{1}{2/r_{ш} - 1/r_{ж} + 1/r_B}}, \quad (11)$$

здесь $n_{0H} = 0,425$.

Полуширина пятен контакта боковых шариков находится по такой же формуле при подстановке вместо P_0 значения P_1 .

Коэффициенты трения качения шариков по внутренней и наружной обоймам, при коэффициенте гистерезисных потерь $\alpha = 1$, определяются из формулы [3]

$$k = \frac{3}{16} \cdot b \cdot \alpha \quad (12)$$

и составляют $k_{0B} = 0,107$ мм; $k_{1B} = 0,127$ мм; $k_{0H} = 0,144$ мм; $k_{1H} = 0,171$ мм при $\alpha = 1$ (для радиусов до 50 мм).

Соответствующие им сопротивления качению, нижнего и бокового шариков, составят $F_{0B} = 212$; $F_{1B} = 1339$; $F_{0H} = 285$; $F_{1H} = 2513$ Н.

Общее сопротивление качению нижнего и двух боковых шариков равно $F_H = 5311$ Н; $F_B = 2889$ Н.

Приведенный коэффициент трения к внутренней и наружной обоймам $\mu_B = (F_{0B} + F_{1B})/Q = 0,036$; $\mu_H = (F_{0H} + F_{1H})/Q = 0,066$ против $\mu_B = 0,0069$ и $\mu_H = 0,0098$ в рассмотренном роликовом подшипнике.

Анализ проведенных расчетов позволяет сделать следующие выводы:

- при числе роликов в подшипнике $10 \leq z \leq 20$ приложенная к подшипнику сила при расчете сопротивления вращению внутренней или наружной обойм может быть приведена к одному ролику;

- при числе шариков или роликов $z < 10$ расчет сопротивлений необходимо вести для каждого шарика или ролика, приводя нагрузку согласно правил статики.

Литература

1. Справочник по кранам: В 2 т. Т. 2 / Александров М.П., Гохберг М.М., Ковин А.А. и др. – Л.: Машиностроение, 1988. – 559 с.

2. Кожевников С.Н. Теория механизмов и машин. – М.: Машиностроение, 1969. – 584 с.

3. Джонсон К. Механика контактного взаимодействия. – М.: Мир, 1989. – 510 с.

4. Бондаренко Л. М. Аналітично – експериментальне визначення коефіцієнта тертя кочення// Будівництво України, 2001, № 5. – С. 47 – 48.

5. Справочник по сопротивлению материалов / Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. – Киев: Наук. Думка, 1988. – 736 с.