

Бондаренко Л.Н., Колбун В.В.

Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта имени ак. В. Лазаряна

Жаковский А.Д.

Днепропетровский орган по сертификации железнодорожного транспорта

Аналитическое определение коэффициента трения подшипников, приведенное к валу

Постановка проблемы. Рассматриваемая задача вряд ли могла быть решена раньше, чем была получена Табором [1] аналитическая зависимость для определения коэффициента трения качения, при начальных линейном и точечном контактах. Отметим, что полученные зависимости содержат коэффициент гистерезисных потерь, определение которого сложно. Однако, в [2] доказано, что его можно принимать равным единице при радиусе тела качения $R < 50$ мм.

Цель статьи. Найти аналитически величину коэффициента трения роликовых и шариковых подшипников приведенных к валу через сопротивления качению по внутренней и наружной обоймам и их радиусов.

Основной материал исследований.

1. Шариковый подшипник.

Для расчетов примем шарикоподшипник радиальный с $d=50$ и $D=110$ мм, статической грузоподъемностью $Q=35,6$ кН, что соответствует шарикоподшипнику №310. Диаметр шариков $d_{ш}$, их число z и радиус желоба $r_{ж}$ для большей общности примем расчетными, не прибегая к выбранному подшипнику. Диаметр шариков $d_{ш}=2 \cdot r_{ш} \approx 0,3 \cdot (D-d)=18$ мм, число шариков $z=2,9(D+d)/(D-d)=8$, радиус желоба $r_{ж}=0,515 \cdot d_{ш}=9,27$ мм [3].

Нагрузку P_0 воспринимаемую наиболее загруженным шариком, расположенным на линии действия силы Q найдем из условия, что боковые шарики расположены под углом $\gamma=360/z=45^\circ$ относительно линии действия силы на наиболее загруженный шарик [4]

$$P_0 = \frac{Q}{1 + 2 \cdot \cos^2 \gamma} = 17,8 \text{ кН.} \quad (1)$$

Реакция между боковым шариком и беговой дорожкой составит

$$P_1 = \frac{P_0}{2 \cdot \cos^{3/2} \gamma} = 10,58 \text{ кН.} \quad (2)$$

Найдем величину контактных напряжений между наиболее загруженным шариком и беговой дорожкой в предположении, что модули упругости материалов шарика и беговой дорожки одинаковые, а коэффициент Пуассона равен 0,3 [2]

$$\sigma = 0,245 \cdot n_p \cdot \sqrt[3]{P_0 \cdot E^2 \cdot \left(\frac{2}{r_{ш}} - \frac{1}{r_{ж}} + \frac{1}{r_1} \right)^2}, \quad (3)$$

где n_p – коэффициент уравнения эллипса касания, определяемый как функция отношения $A/B = (1/r_{ш} - 1/r_{ж}) / (1/r_{ш} + 1/r_1)$; $r_1 = d/2 + r_{ш}$ – радиус беговой дорожки внутренней обоймы. При $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа и $n_p = 0,59$ $\sigma = 3450$ МПа.

При известной величине σ найдем полуширины пятен контакта в направлении качения шарика

$$b_{обн} = 1,397 \cdot n_B \cdot \sqrt[3]{\frac{P_0}{E} \cdot \left(\frac{1}{\frac{2}{r_{ш}} - \frac{1}{r_{ж}} + \frac{1}{r_1}} \right)} \quad (4)$$

где n_B – коэффициент, зависящий от тех же параметров, что и n_p , $n_B = 0,38$.

При величине $b_{обн} = 0,419$ мм и $b_{1бн} = 0,373$ коэффициент трения качения

$$k_{бн} = \frac{3}{16} \cdot b \quad (5)$$

составит $k_{обн} = 0,0758$ мм и $k_{1бн} = 0,07$ мм.

Сопротивление качению шариков по беговой дорожке внутренней обоймы

$$W_{обн} = \frac{k_{обн} \cdot P_0}{r_{ш}} = 150 \text{ Н}, \quad W_{1бн} = \frac{2 \cdot k_{1бн} \cdot P_1}{r_{ш}} = 165 \text{ Н}, \quad (6)$$

а сумма составит $W_{бн} = W_{обн} + W_{1бн} = 315$ Н.

Полуширина пятна контакта шариков с беговой дорожкой наружной обоймы

$$b_{обп} = 1,397 \cdot n_{бн} \cdot \sqrt[3]{\frac{P_0}{E} \cdot \left(\frac{1}{\frac{2}{r_{ш}} - \frac{1}{r_{ж}} + \frac{1}{r_{нр}}} \right)} \quad (7)$$

где $r_{нр} = r + 3 \cdot r_{ш}$ – радиус наружной беговой дорожки; $n_{бн}$ – коэффициент, зависящий от отношения $(1/r_{ш} - 1/r_{ж}) / (1/r_{ш} - 1/r_{нр})$, $n_{бн} = 0,64$ и $b_{нр} = 0,78$; а $k_{онр} = 0,146$ мм $b_{1нр} = 0,74$ $k_{1нр} = 0,139$ мм.

Сопротивление качению трех шариков по беговой дорожке наружной обоймы, согласно формулы (5), составит $W_{нр} = 767$ Н.

Общее сопротивление движению шариков по беговым дорожкам внутренней и наружной обойм составит $W_0 = W_{бн} + W_{нр} = 1038$ Н.

Коэффициент сопротивления движению расчетного шарикоподшипника составит $w = W_0 / Q = 0,029$.

Отметим, что величина коэффициента сопротивления движению w , во всяком случае, при расчете сопротивлений от трения в ходовых частях кранов, практически не применяется, а используется коэффициент трения подшипников, приведенный к цапфе и коэффициент трения качения колеса по рельсу.

Величина коэффициента μ может быть найдена из выражения

$$\mu = \frac{W_{бн} \cdot (1 + r_{ш} / r) + W_{нр} \cdot (1 + 3 \cdot r_{ш} / r)}{Q} \quad (8)$$

и составляет $\mu=0,015$, что соответствует рекомендуемой величине [5], $\mu=0,01\dots0,015$.

Приведение коэффициента μ к цапфе очевидно дань подшипникам скольжения. Если в подшипнике вращается внутренняя обойма, то корректнее приведение делать к диаметру дорожки качения этой обоймы и при этом $\mu=0,0146$, заменив в (8) r на $r+r_{ш}$.

2. Роликоподшипник

Для расчетов примем роликоподшипник радиальный с короткими цилиндрическими роликами № 2310 имеющего $d=50$ мм, $D=110$ мм и статическую грузоподъемность $Q=46,6$ кН. Диаметр ролика $d_p=0,25 \cdot (D-d)=15$ мм, количество роликов $z=5 \cdot (D+d)/(D-d)=13$, длину ролика примем равной его диаметру $B=15$ мм.

Сила, действующая на наиболее нагруженный ролик при их числе $10 \leq z \leq 20$ [4]

$$P_0 = \frac{Q}{1 + 2 \cdot \cos^2 \gamma + 2 \cdot \cos^2(2 \cdot \gamma)} = 14,5 \text{ кН}, \quad (9)$$

где $\gamma=360/z=27,7^\circ$ - угол между направлением действия силы Q и силой прижатия.

Силы, действующие на боковые ролики $P_1=P_0 \cdot \cos^{3/2} \gamma=12,075$ кН; $P_2=P_0 \cdot \cos^{3/2}(2\gamma)=6,2$ кН.

Контактные напряжения между роликом нагруженным силой $P_0=14,5$ кН и внутренней беговой дорожкой

$$\sigma = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{P_0 \cdot E}{B} \cdot \frac{r_p + r_{BH}}{r_p \cdot r_{BH}}}, \quad (10)$$

где $r_{BH}=d/2+r_p$ - радиус внутренней беговой дорожки. При $E=2,1 \cdot 10^6$ МПа $\sigma=2400$ МПа.

Полуширины пятен контакта роликов с беговой дорожкой внутренней обоймы

$$b_{BH} = 1,522 \cdot \sqrt{\frac{P}{B \cdot E} \cdot \frac{r_p \cdot r_{BH}}{r_p + r_{BH}}} \quad (11)$$

и составляет $b_{ОВН}=0,169$; $b_{1ВН}=0,155$ и $b_{2ВН}=0,110$ мм.

Коэффициент трения качения при линейном контакте и коэффициенте гистерезисных потерь равном единице [1]

$$k = \frac{2}{3 \cdot \pi} \cdot b \quad (12)$$

Величина k , соответствующая приведенным выше полуширинам пятен контакта $k_{ОВН}=0,054$; $k_{1ВН}=0,0495$; $k_{2ВН}=0,035$ мм.

Сопротивление качению роликов по дорожке внутренней обоймы

$$W_{BH} = \frac{P \cdot k_{BH}}{r_p} \quad (13)$$

и составит величины, с учетом, что по бокам по два ролика $W_{ОВН}=57,9$; $W_{1ВН}=140,0$; $W_{2ВН}=104,4$ Н, а суммарная величина сопротивления качению пяти роликов по внутренней беговой дорожке $W_{ВН}=302,3$ Н.

При определении полуширины пятна контакта ролика с беговой дорожкой наружной обоймы в формуле (11) перед r_P в знаменателе необходимо поменять знак на «минус».

Величины полуширин пятен контакта при этом $b_{ОНР}=0,322$; $b_{1НР}=0,294$; $b_{2НР}=0,211$ мм, а коэффициенты трения качения соответственно будут равны $k_{ОНР}=0,0684$; $k_{1НР}=0,0624$; $k_{2НР}=0,0448$ мм.

Сопротивления качению роликов $W_{ОНР}=113,1$; $W_{1НР}=200,9$; $W_{2НР}=86,6$ Н. общая величина сопротивления качению пяти роликов по беговой дорожке наружной обоймы $W_{НР}=400,6$ Н.

Поменяв в формуле (8) r_P на $r_{Ш}$ получим значение коэффициента трения роликового подшипника условно приведенного к валу $\mu=0,025$, что несколько выше рекомендуемой в [5] величины $\mu=0,015\dots 0,02$.

3. Приведение коэффициента трения подшипников к валу через работу сил трения.

В [4] приведенный коэффициент получен зависящим только от одного коэффициента трения качения принятого одинаковым как для внутренней, так и внешней беговых дорожек и диаметра только беговой дорожки внутренней обоймы $\mu=2 \cdot 2,8k(1+r_{ВН}/r)/d$. Явным недостатком этой формулы есть то, что величина k принята одинаковой.

Полученная формула (11) хотя и учитывает разность коэффициентов трения качения, но не учитывает условия работы подшипника, а именно, какая обойма вращается внутренняя или наружная.

Поэтому величину μ определим через работу сил трения качения и силу трения скольжения.

При вращении внутренней обоймы работа за один оборот: цапфы трения скольжения

$$A_{СК} = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot Q \cdot \mu; \quad (14)$$

сил трения качения шариков (роликов) по внутренней беговой дорожке

$$A_{ВН} = W_{ВН} \cdot 2 \cdot \pi \cdot (r + r_{Ш}); \quad (15)$$

по наружной беговой дорожке

$$A_{НР} = W_{НР} \cdot 2 \cdot \pi \cdot (r + r_{Ш}); \quad (16)$$

Приравняв $A_{СК}$ сумме $A_{ВН}+A_{НР}$, получим

$$\mu = \frac{(W_{ВН} + W_{НР}) \cdot (1 + r_{Ш} / r)}{Q} \quad (17)$$

и для шарикоподшипника $\mu=0,012$, что соответствует рекомендуемой в [5] величине $\mu=0,01\dots 0,015$.

При вращении наружной обоймы

$$\mu = \frac{(W_{ВН} + W_{НР}) \cdot (1 + 3 \cdot r_{Ш} / r)}{Q} \quad (18)$$

и для шарикоподшипника $\mu=0,018$.

При замене $r_{ш}$ на r_p для роликового подшипника получим соответственно $\mu=0,0196$ и $\mu=0,0287$ при рекомендуемой величине $\mu=0,015...0,02$.

Анализ полученных формул и проведенных расчетов позволяет сделать следующие выводы и предложения:

-предложенная формула по определению приведенного к валу коэффициента трения подшипников учитывает как сопротивление качению шариков (роликов) по беговым дорожкам внутренней так и наружной обоймы;

-предложенное приведение коэффициента трения подшипников к радиусу беговой дорожки внутренней обоймы при ее вращении является более корректным по сравнению с существующим приведением к радиусу вала;

-предложенный способ определения приведенного коэффициента трения через работу сил сопротивления качению шариков (роликов) позволяет учитывать вращение как внутренней, так и наружной обоймы;

-при вращении наружной обоймы величина приведенного к валу коэффициента трения примерно в полтора раза больше чем при вращении внутренней обоймы.

Литература

1. Джонсон К. Механика контактного взаимодействия. – М.: Мир, 1989. – 510 с.
2. Бондаренко Л.М., Довбня М.П., Ловейкин В.С.// Деформаційні опори в машинах. – Дніпропетровськ: Дніпро – VAL, 2002. – 200 с.
3. Иванов М.Н. Детали машин. – М.: Высш. школа, 1976. – 531 с.
4. Кожевников С.Н. Теория механизмов и машин. – М.: Машиностроение, 1969. – 584 с.
5. Справочник по кранам: в 2 т. Т. 2 / Александров М.П., Гохберг М.М., Ковин А.А. и др. – Л.: Машиностроение, 1988. – 559 с.