

**Довбня Н.П.,
Бондаренко Л.Н.,
Бобырь Д.В.,
Кислый Д.Н.**

Днепропетровский национальный
университет железнодорожного
транспорта им. акад. В. Лазаряна,
г. Днепропетровск, Украина
E-mail: dmitrob@ua.fm

УТОЧНЕНИЯ ВЕЛИЧИН ПРИВЕДЕННЫХ КОЭФФИЦИЕНТОВ ТРЕНИЯ В ЦАПФАХ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ И ЦИЛИНДРИЧЕСКОМ ЖЕЛОБЕ

УДК 621.01.(0.75)

Многие механические узлы и системы невозможно построить без использования подшипников скольжения. Надежность работы подшипниковых узлов, особенно тех, на которых используются подшипниковые материалы, обладающие высокой усталостной прочностью, определяется главным образом работой их без образования задира. Работоспособность подшипников скольжения нарушается вследствие износа деталей в зоне трения или из-за ослабления втулки (вкладышей) в посадке. По мере износа деталей увеличивается зазор между ними, что приводит в одних случаях к появлению ударных нагрузок, а в других – к разрегулировке соединительных цепей. В статье доказано, что рекомендуемая в существующей литературе величина приведенного коэффициента трения в цапфе подшипника и цилиндрическом желобе завышена в 2 раза.

Ключевые слова: подшипник скольжения, трение, коэффициент трения, изнашивание деталей, распределение нагрузок

Постановка проблемы



Рис. 1 – Принятая в [1] расчётная схема распределения давления

В подшипниках скольжения цапфа вала (оси) и подшипник находятся в условиях относительного скольжения. При этом возникает трение, которое приводит к изнашиванию пары вал (ось) – подшипник. Для уменьшения изнашивания необходимо рационально выбрать материалы трущихся пар, предложить оптимальные условия смазывания рабочих поверхностей.

Для этого необходимо знать закон распределения удельных давлений по поверхности соприкосновения цапфы и подшипника.

В существующей литературе [1] принято допущение, что давление по поверхности соприкосновения распределяется равномерно, т.е. удельное давление p постоянное (рис. 1).

При этом в [1] получено, что величина удельного давления:

$$p = \frac{Q}{2lR \sin(\beta/2)}, \quad (1)$$

где l – длина цапфы;

R – радиус цапфы;

β – угол обхвата подшипником цапфы.

Исходя из величины (1) получены момент элементарной силы трения относительно оси вращения цапфы:

$$dM = pflR^2 d\varphi \quad (2)$$

и работа элементарной силы трения:

$$dA = pflVRd\varphi. \quad (3)$$

Работа трения по всей поверхности соприкосновения цапфы и подшипника при этом:

$$A = QfV \frac{\beta}{2 \sin(\beta/2)}. \quad (4)$$

Когда $\beta/2 = \pi/2$, а $\sin(\beta/2) \approx 1$,

$$A = QV \left(f \frac{\pi}{2} \right) = QVf', \quad (5)$$

где $f' = (\pi/2)f$ – приведенный коэффициент трения цапфы.

Цель статьи уточнить формулы (1) - (5) с учётом реального распределения давлений по дуге обхвата цапфы подшипником.

Материал исследований

Из рис. 2 очевидно, что сила dQ будет нормальной к цапфе только при текущем углу φ равной нулю.

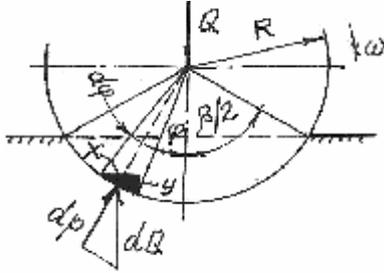


Рис. 2 – Схема к определению нормальных давлений по дуге обхвата

Нормальную к цапфе величину силы на углу φ найдём так.

Распределенное давление от силы Q на горизонтальную составляющую x элементарного сектора:

$$q = \frac{Q0}{2 \sin(\beta/2)}. \quad (6)$$

Поскольку горизонтальная составляющая элементарного сектора имеет длину:

$$x = R \cos(\varphi) d\varphi, \quad (7)$$

то давление на нее составит:

$$dQ = \frac{Q \cos^2 \varphi}{2 \sin(\beta/2)} d\varphi, \quad (8)$$

а нормальная сила, действующая на элементарную дугу $Rd\varphi$ определяется как:

$$dp = \frac{Q \cos^2 \varphi}{2 \sin(\beta/2)} d\varphi. \quad (9)$$

Величину равномерного давления с учётом закона распределения (9) найдем приравняв площади фигур ограниченной этой кривой и равновеликого прямоугольника:

$$p = \frac{Q}{4R \sin(\beta/2)} \cdot \frac{\beta + \sin \beta}{\beta}. \quad (10)$$

В [1] величина среднего давления определяется уравнением (1). Очевидна идентичность этих формул при $\beta \rightarrow 0$.

Величины средних давлений от угла поверхности соприкосновения, полученные по формулам (1) и (10) показаны на рис. 3 при $l = 60$ мм; $d = 50$ мм; $Q = 5$ кН.

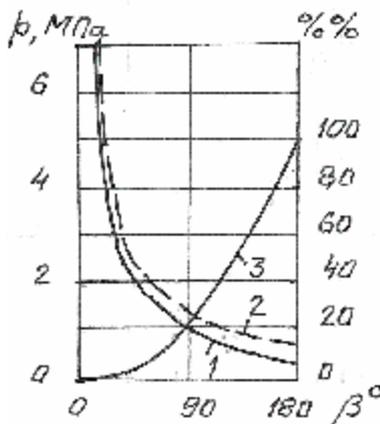


Рис. 3 – Величина равномерных давлений в зависимости от угла соприкосновения:
1 – по формуле (10); 2 – по формуле (1);
3 – расхождение в процентах между 1 и 2

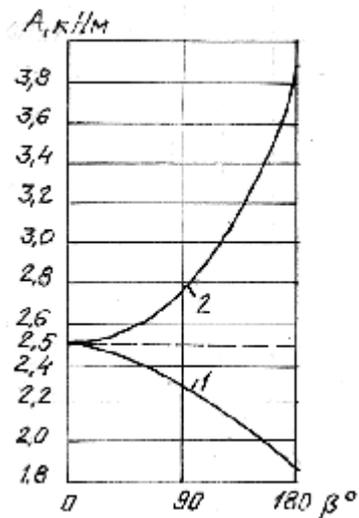


Рис. 4 – Зависимость работы трения от угла обхвата:
1 – по формуле (13);
2 – по [1]

Зависимости работы трения от угла обхвата показаны на рис. 4.

Исходя из величины dp (9) момент элементарной силы трения относительно оси вращения цапфы:

$$dM = \frac{QfR \cos^2 \varphi}{2 \sin(\beta/2)}. \quad (11)$$

Работа элементарной силы трения:

$$dA = \frac{QfV \cos^2 \varphi}{2 \sin(\beta/2)}. \quad (12)$$

Отметим, что в [2] формула (11) получена в виде:

$$M = \frac{4QRf \sin(\beta/2)}{\beta + \sin \beta}. \quad (12)$$

Величины M , полученные по формулам (2), (11), (13) существенно различные и составляют $M(2)1,57QfR$; $M(11) = 0,78QfR$; $M(13) = 1,27QfR$.

Работу трения по всей поверхности соприкосновения найдем, проинтегрировав выражение (12) в пределах от $+\beta/2$ до $-\beta/2$:

$$A = \frac{QfV}{4 \sin(\beta/2)} \beta + \sin \beta. \quad (13)$$

При $\beta = \pi$ и $\sin(\beta/2) = 1$:

$$A = QV \left(f \frac{\pi}{4} \right) = QVf', \quad (14)$$

где $f' = f(\pi/4)$ – приведенный коэффициент трения цапфы с учетом непостоянности давления по поверхности соприкосновения.

Для определения трения цилиндрического желоба найдем полную величину нормального давления между желобом и цилиндрическим ползуном. Для этого проинтегрируем выражение для dp (9) в пределах от $+\beta/2$ до $-\beta/2$:

$$P = \frac{Q(\beta + \sin \beta)}{4 \sin(\beta/2)}. \quad (15)$$

Уравнение движущей силы:

$$F = \frac{Qf(\beta + \sin \beta)}{4 \sin(\beta/2)}. \quad (16)$$

Очевидно, что при $\beta = \pi$ и $\sin(\beta/2)$ получим аналогично предыдущему:

$$F = Q \left(f \frac{\pi}{4} \right) Qf'. \quad (17)$$

Анализ полученных зависимостей и графиков на рис. 3 и рис. 4 позволяет сделать такие выводы:

- работа сил трения в цапфах подшипников скольжения зависит от угла обхвата подшипником цапфы уменьшаясь, в отличие от существующей теории, с увеличением угла обхвата;
- приведенный коэффициент трения цапфы с учётом реального распределения давлений между цапфой и подшипником в 2 раза меньше, чем по рекомендуемой в литературе зависимостям;
- при расчёте подшипников скольжения и при абсолютно жестком подшипнике необходимо использовать предложенную методику, что позволит более точно подобрать вязкость масла, рассчитать температурный режим подшипникового узла.

Литература

1. Колчин, Н. И. Теория механизмов и машин [Текст] / Н. И. Колчин, М. С. Мовнин. – Л. : Судпромгиз, 1962. – 616 с.
2. Теория механизмов и машин [Текст] / С. Н. Кожевников. – М. : Машиностроение. – 584 с.

Поступила в редакцію 07.12.2012

Dovbnia N.P., Bondarenko L.M., Bobir D.V, Kislyj D.N. **Refinements for values of the coefficients of friction in the bearings and cylindrical trunnions chute.**

Many mechanical components and systems can not be built without the use of sliding bearings. Often bearings limit the period of operation of machines because of the lack of reliability tribo unit axle and bearing. Terms of bearings is determined by many factors that are common to different vehicles. Some systems have a number of features that define the specifics of their bearings. All available features have a significant impact on the conditions of the bearings and their reliability. Reliability of the bearings, especially those that use bearing material with high fatigue resistance is mainly determined by the performance of their non-bully. The efficiency of bearings is broken due to wear of parts in the area due to the weakening of friction or bushings (bearings) in the landing. As the wear of parts increases the gap between them, which results in some cases led to shock, and others - to the misalignment of connecting circuits, and lubrication of the violation. It is shown that the recommended value in the existing literature of the reduced coefficient of friction in the bearing journals and cylindrical chute inflated by 2 times.

Keywords: sliding bearing, friction, friction coefficient, wear of details, distribution of loadings

References

1. Kolchin N.I., Movnin M.S. Teorija mehanizmov i mashin. L. : Sudpromgiz, 1962, 616 s.
2. Kozhevnikov S.N. Teorija mehanizmov i mashin. M. : Mashinostroenie, 584 s.