

УДК 62-233.2

## ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА КОНТАКТНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ В ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПАРАХ ТРЕНИЯ

Вирт А.Э., Отений Я.Н.

*Камышинский технологический институт (филиал) ВолгГТУ Камышин, Россия, г. Камышин  
e-mail: oteniy3@rambler.ru*

В современном машиностроении большую нишу продолжают занимать подшипники скольжения. Расчет их основных параметров оказывает большое влияние на эксплуатационные характеристики и ресурс. При инженерных расчетах подшипников скольжения для оценки их работоспособности и долговечности в качестве основных критериев используются среднее давление в контакте и произведение этого давления на скорость относительного перемещения контактирующих поверхностей. Например, снижение удельного давления и произведения давления на скорость при заданной радиальной силе возможно только за счет увеличения площади контакта, что влечет за собой увеличение диаметра цапфы и ее длины. Это приводит к изменению габаритов подшипника, во многих случаях недопустимым по различным накладываемым конструктивным и эксплуатационным ограничениям и соображениям. Поэтому необходимы другие пути реализации снижения удельного давления. В статье приводятся основные методы расчета контактных напряжений в цилиндрических парах трения.

**Ключевые слова:** трение, подшипники, подшипники скольжения, контактные напряжения

## FEATURES OF THE CALCULATION OF CONTACT STRESSES IN A CYLINDRICAL FRICTION PAIRS

Virt A.E., Oteny Y.N.

*The Kamyshin Technological Institute (branch) of the Volgograd State Technical University Kamyshin,  
Russia, Kamyshin, e-mail: oteniy3@rambler.ru*

In modern engineering continue to occupy a large niche bearings. Ras Thu its various parameters has a great influence on the performance and service life. When engineering calculations plain bearings to evaluate their performance and durability-sti as the main criteria used by the average contact pressure and the product of that pressure on the rate of relative movement of the contact surfaces. For example, reducing the share-ment and giving the product of pressure and speed at a given radial force is only possible, of accounts increased contact area, which entails an increase in the diameter of the journal and its length. This leads to a change in the size of the bearing, unacceptable in many cases imposed on various constructive and operational constraints and considerations. Therefore, other ways to implement necessary reduction of specific pressure. The article presents the basic methods of calculation of contact stresses in cylindrical friction pairs.

**Key words:** friction bearings, plain bearings, contact stresses

При инженерных расчетах подшипников скольжения для оценки их работоспособности и долговечности в качестве основных критериев используются среднее давление в контакте и произведение этого давления на скорость относительного перемещения контактирующих поверхностей:

$$\sigma_c = \frac{Q}{D \cdot L_c}; \quad (1)$$

$$C_{qv} = \sigma_c \cdot V \quad (2)$$

где  $Q$  – радиальное усилие, действующее на цапфу;  $D$  – диаметр отверстия втулки;  $L_c$  – длина цапфы, находящаяся в контакте с втулкой;  $\sigma_c$  – среднее напряжение в контакте;  $V$  – скорость перемещения поверхности цапфы относительно поверхности отверстия втулки.

Среднее давление, определяемое по формуле (1) не соответствует действительным значениям в силу двух причин: 1) фактическая площадь контакта цапфы с отверстием втулки не является прямоугольником со сторонами равными диаметру подшипника и длине цапфы (рис. 1 а), а представляет собой часть цилиндрической поверхности (рис. 1 б); 2) контакт цапфы с отверстием втулки осуществляется только на части полной поверхности цапфы с углом охвата  $2\phi_k$  в связи с тем, что она устанавливается в подшипнике с гарантированным зазором, предотвращающим заклинивание и обеспечивающим масляный клин в соединении.

Например характер посадки в в подшипниках скольжения зависит от многих причин. Валы устанавливаются в отверстиях подшипников по посадкам: Н8/ф7; Н7/е7; Н7/е8; Н7/д8; Н7/с8. В диапазоне  $d=20...250$  мм значения среднего и относительного зазоров аппроксимируются формулами

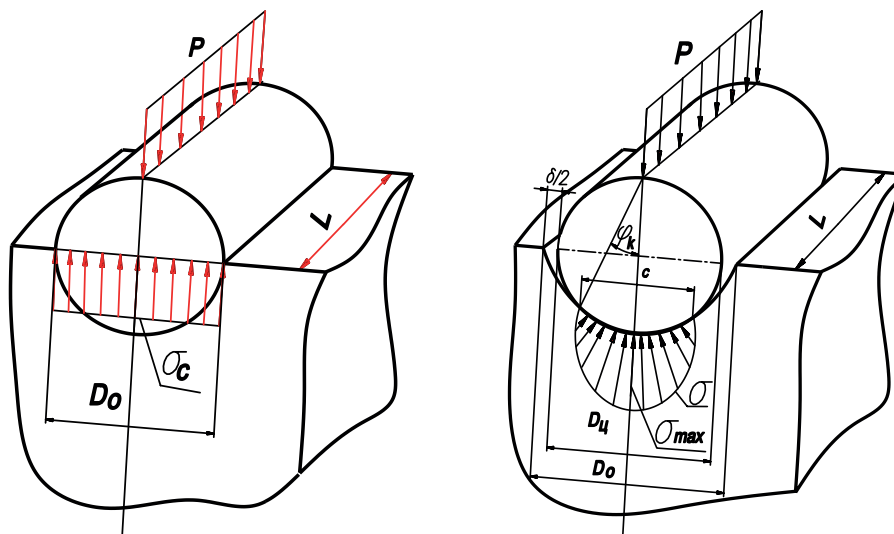


Рис. 1. Установка цапфы во втулке:

а – принимаемая для расчета среднего давления  $\sigma_c$ ; б – фактическая схема нагружения

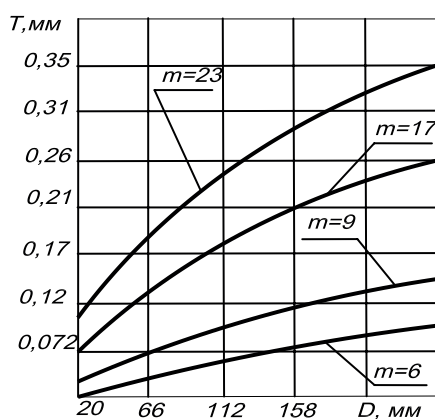
$$\Delta_{cp} = m\sqrt{d}; \psi_{cp} = 10^{-3} \frac{m}{\sqrt{d}} \quad (3)$$

где  $d$  – диаметр вала;  $m$  – постоянная величина, зависящая от посадки:

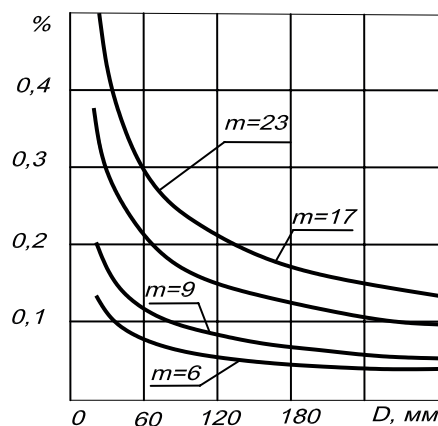
|         |    |      |    |    |    |    |     |    |
|---------|----|------|----|----|----|----|-----|----|
| Посадки | c8 | d9   | d8 | f9 | e8 | f8 | f7  | f6 |
| $m$     | 23 | 21,5 | 17 | 13 | 12 | 9  | 7,5 | 6  |

Для каждого конкретного случая существует свое значение оптимального ради-

ального зазора, определяемого расчетом. Основной вопрос сводится к установлению факта насколько формула (1) соответствует реально существующему значению напряжений. Как видно из рис. 2 величина зазора колеблется в довольно широких пределах. Для дальнейших исследований примем минимально возможный диаметральный зазор  $\delta = 0,0025$  мм.



а



б

Рис. 2. Величина зазора в подшипнике скольжения

а – и его процентное отношение; б – в зависимости от диаметра

Значения величин  $Q$  и  $V$  определяются служебным назначением подшипника и не могут быть изменены.

Из формул (1) и (2) следует, что снижение удельного давления и произведения давления на скорость при заданной радиальной силе возможно только за счет увеличения площади контакта, что влечет за собой увеличе-

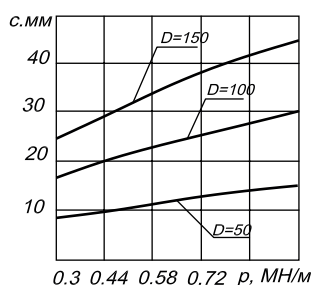
ние диаметра цапфы и ее длины. Это приводит к изменению габаритов подшипника, во многих случаях недопустимом по различным накладываемым конструктивным и эксплуатационным ограничениям и соображениям. Поэтому необходимы другие пути реализации снижения удельного давления. Целью дальнейших исследований является определение осо-

бенностей деформирования цапфы с опорной поверхностью втулки и установление фактических количественных соотношений контакта в зависимости от нагрузки на цапфу и величины зазора в соединении подшипника.

В теории упругости при решении контактных задач для вычисления фактической площади контакта существуют хорошо зарекомендовавшие себя на практике зависимости полученные Герцем [1]

Приняв к сведению, что между диаметром цапфы и опорной поверхностью отверстия существует зависимость  $D_e = D - \delta$ , где  $D_e$  и  $D$  – диаметр цапфы и диаметр опорной поверхности;  $\delta$  – диаметральный зазор между цапфой и отверстием втулки, получим на основе элементарных преобразований следующие формулы для определения полуширины контакта и максимальных напряжений в контакте в зависимости от величины диаметрального зазора и диаметров подшипников:

$$c = 1,08 \cdot \sqrt{p \frac{D^2 - D \cdot \delta}{E \cdot \delta}} \quad (4)$$



$$\sigma_m = 0.798 \cdot \sqrt{p \cdot E \cdot \frac{\delta}{D^2 - D \cdot \delta}} \quad (5)$$

Среднее давление, приходящееся на контакт

$$\sigma_c = \frac{\sigma_m \cdot \int_{-c}^c \sqrt{1 - \left(\frac{z}{c}\right)^2} dz}{c} \quad (6)$$

Усилие деформирования

$$P = Lc \cdot \sigma_m \cdot \int_{-c}^c \sqrt{1 - \left(\frac{z}{c}\right)^2} dz \quad (7)$$

Количество тепла выделяемого при трении в контакте

$$Q = V_e \cdot f \cdot Lc \cdot \sigma_m \cdot \int_{-c}^c \sqrt{1 - \left(\frac{z}{c}\right)^2} dz \quad (8)$$

или

$$Q_c = p \cdot Lc \cdot f \cdot V_e$$

Анализ зависимостей полученных расчетным путем с применением программного обеспечения MathCAD показывает следующее.

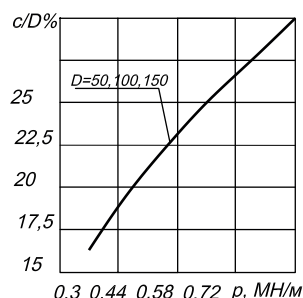


Рис. 3. Изменение ширины контакта между цапфой и отверстием втулки и процентного отношения ширины контакта к диаметру вала в зависимости от удельного усилия деформирования и различных диаметров соединений

Оказалось, что действительная ширина контакта между цапфой и опорным кольцом подшипника существенно меньше диаметра отверстия кольца, который принимают за ширину контакта при расчетах по приведенным в справочниках методиках и не превышает 35% (рис. 3,б). Ширина контакта увеличивается пропорционально уве-

личению диаметра цапфы (рис.3,а). В то же самое время максимальные напряжения в контакте уменьшаются (рис. 4). Сближение контактирующих поверхностей намного меньше по отношению к радиальному зазору и не превышает шести процентов (рис.4), что позволяет в первом приближении не учитывать его влияние на смещение цапфы.

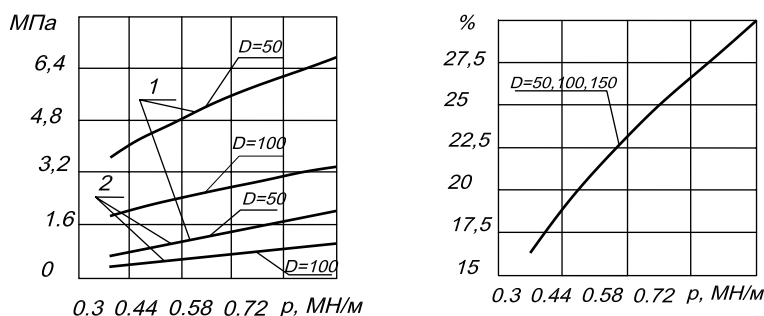


Рис. 4. Изменение максимальных напряжений от погонного давления действующего на вал и диаметров втулки подшипника 1-  $D=50$  мм; 2- $D= 100$ мм; 3- $D=150$  мм

**Список литературы**

1. Ватульян А.О. Обратные задачи в механике деформируемого тела . Москва, Физматлит, 2007. 224 с.
2. Айзикович С.М., Александров В.М., Белоконов А.В., Кременев Л.И., Трубочик И.С. Контактные задачи теории упругости для неоднородных сред. Москва: ФИЗМАТЛИТ, 2006. 240 с.
3. Александров В.М., Мхитаря С.М. Контактные задачи для тел с тонкими покрытиями и прослойками, М., 1983.
4. Теплый М.И., Контактные задачи для областей с круговыми границами, Львов, 1983.
5. Popov V.L. Method of reduction of dimensionality in contact and friction mechanics: A linkage between micro and macro scales. Friction, 2013, V. 1, № 1, p. 41-62.