

# 薄膜润滑径向轴承特性分析

曲庆文, 柴山, 姚福生

(山东理工大学精密模具重点实验室, 山东淄博 255012)

**[摘要]** 薄膜润滑轴承的特性远不同于常规轴承, 在考虑间隙对润滑剂产生的影响后, 润滑剂的特性将发生较大的变化。由于这种变化, 薄膜润滑的特性才被广泛地研究和重视。文章应用等效粘度修正模型对径向滑动轴承进行了性能分析, 对无限宽轴承可得出压力计算的解析表达式, 从而可精确地计算轴承的性能。

**[关键词]** 薄膜润滑; 等效粘度; 径向轴承

**[中图分类号]** TH117.2; TH133.3 **[文献标识码]** A **[文章编号]** 1009-1742(2003)06-0044-05

薄膜润滑现象在许多条件下都可能产生, 近年来, 对它的研究也日渐增加, 出现了多种计算模型。例如曲庆文等提出的等效粘度模型<sup>[1,2]</sup>, 把同一间隙截面内的粘度统计处理为平均粘度, 此种模型可以通过相对简单的间隙变化实验来测定平均粘度统计形成; Tichy 等提出的、由曲庆文等进一步推导的分层粘度模型<sup>[3,4]</sup>, 把流层分为三个固定层, 以层内等粘度处理, 其困难在于层的划分, 层是通过润滑剂与固体表面的特性进行统计计算得到的; 曲庆文等提出的指数型粘度模型<sup>[5,6]</sup>, 遵循吸附层内粘度是连续变化的规律, 并总结上述两种情形的粘度变化规律, 进行模拟统计的结果; 张朝辉等提出了三角函数模型<sup>[7]</sup>, 并进行了轴承的分析计算, 也得到较理想的结果。这些模型主要用于计算推力轴承的承载能力和摩擦阻力, 对于一般的工程计算, 几乎可以等同应用。笔者拓展到径向轴承的计算, 将以等效粘度修正模型为基础进行径向滑动轴承的性能分析, 以得到薄膜润滑条件下径向轴承性能计算的基本公式, 为薄膜润滑轴承的应用提供理论基础。

## 1 广义雷诺方程及无量纲化

在无限宽不可压缩的稳态条件下, 不考虑体积

力、惯性力的影响, 且为层流状态, 则广义雷诺方程可写为

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( J \frac{\partial p}{\partial x} \right) = U \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{J_1}{J_0} \right), \quad (1)$$

式中  $J_n = \int_0^h \frac{z^n}{\eta} dz$ ,  $n = 0, 1$ ,  $J = \int_0^h \frac{z}{\eta} \left( z - \frac{J_1}{J_0} \right) dz$ , 其中  $h$  为润滑油膜厚度,  $\eta$  为润滑剂粘度, 是油膜厚度和吸附层厚度的函数, 其关系为

$$\eta = \eta_0 \frac{h}{h - 2\delta}, \quad (2)$$

式中  $\eta_0$  为常规的润滑剂粘度,  $\delta$  为紧密吸附层厚度, 根据粘性吸附理论, 紧密吸附层厚度与相互作用表面的性质有关。

现在分析径向滑动轴承, 轴承结构参数如图 1, 采用极坐标, 则  $x = R\varphi$ ,  $dx = R d\varphi$ ,  $h = c(1 + \epsilon \cos \varphi)$ , 把式 (2) 和上述关系代入式 (1), 积分一次得

$$\frac{\partial p}{\partial \varphi} = \frac{6\eta_0\omega}{\psi^2} \frac{\epsilon \cos \varphi + C_1}{(1 + \epsilon \cos \varphi)^2 (1 + \epsilon \cos \varphi - 2\delta/c)}, \quad (3)$$

式中  $\psi = c/R$ ,  $\epsilon = e/c$ ,  $c = R - r$ ,  $\psi$  为相对间隙,  $\epsilon$  为偏心率,  $e$  为偏心距,  $C_1$  为常数。

由式 (3) 令  $p = \frac{6\eta_0\omega}{\psi^2} p^*$ ,  $\delta^* = \frac{\delta}{c}$ ,  $\delta^*$  称为

[收稿日期] 2002-12-23; 修回日期 2003-03-06

[基金项目] 山东省自然科学基金资助项目 (Y2002F02)

[作者简介] 曲庆文 (1959-), 男, 山东荣成人, 工学博士, 山东理工大学教授

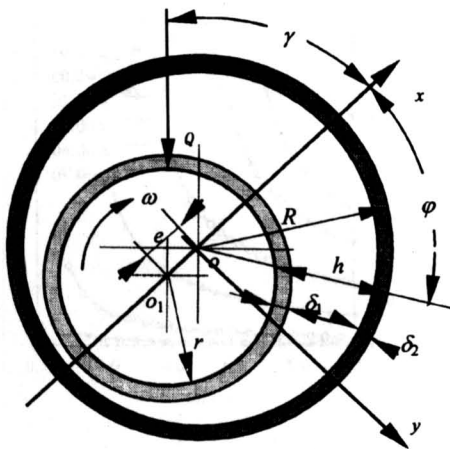


图 1 径向轴承结构

Fig.1 Structure sketch of journal bearing

无量纲紧密吸附层厚度，为计算方便起见，采用半 Sommerfeld 边界条件，即

$$\varphi = 0, p^* = 0; \varphi = \pi \sim 2\pi, p^* = 0, \quad (4)$$

$$p^* = \frac{1}{(1 - \epsilon^2 - \bar{h}_s) \sqrt{1 - \epsilon^2}} \left\{ \left[ \left( 1 + \frac{\epsilon}{A} \right) \frac{\beta}{\sqrt{1 - A^2}} - \frac{\epsilon\gamma}{A} \right] + \frac{C_1 - 1}{(1 - \epsilon^2 - \bar{h}_s)(1 - \epsilon^2)} \right. \\ \left. \left[ \left( 1 + \frac{\epsilon}{A} \right)^2 \frac{\beta}{\sqrt{1 - A^2}} - \left( \frac{2\epsilon}{A} + \frac{\epsilon^2}{A^2} \right) \gamma + \frac{\epsilon^2}{A} \sin \gamma \right] \right\}, \quad (5)$$

式中  $C_1 = 1 \frac{A(A + \epsilon - \epsilon \sqrt{1 - A^2})(1 - \epsilon^2)}{(A + \epsilon)^2 - \epsilon(2A + \epsilon)\sqrt{1 - A^2}}$ ,

$$A = \frac{\delta^* \epsilon}{1 - \epsilon^2 - \delta^*}, \quad \cos \gamma = \frac{\epsilon + \cos \varphi}{1 + \epsilon \cos \varphi},$$

$$\cos \beta = \frac{A + \cos \gamma}{1 + A \cos \gamma}.$$

由此式可知， $\cos \varphi$ 、 $\cos \gamma$ 、 $\cos \beta$  在  $0$ 、 $\pi$  和  $2\pi$  时有相同的值。根据式 (5) 可以得出无量纲压力  $p^*$  与无量纲吸附层厚度  $2\delta^*$  和偏心率  $\epsilon$  的关系。图 2 和图 3 分别为  $\epsilon = 0.2$  和  $\epsilon = 0.7$  时不同  $2\delta^*$  下无量纲压力  $p^*$  的变化曲线（图中角度  $\varphi$  以弧度表示，下同）。在计算中，要保证  $\epsilon + 2\delta^* < 1$ ，即在计算时始终要有流动的液体膜存在。在分子级润滑时，当无量纲液体膜厚度近于 1 时，润滑剂将会产生相变，形成液晶态结构，从而改变了润滑剂的特性。在薄膜润滑条件下，油膜压力随无量纲紧密吸附层厚度的增大而增大。

图 4 和图 5 分别为  $2\delta^* = 0.2$  和  $2\delta^* = 0.7$  时不同偏心率下的压力变化规律。每一条曲线都与不

考虑吸附时的变化规律基本一致。随着  $\epsilon$  的增大，最大压力点的位置逐渐靠近油膜出口，且急剧增大。

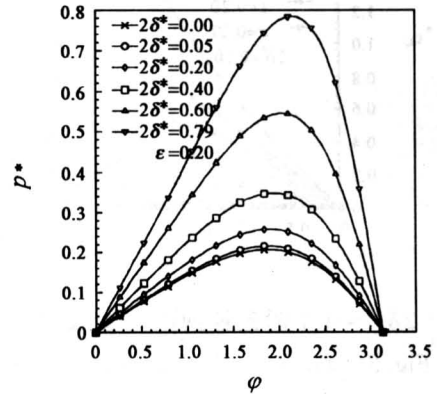


图 2  $\epsilon = 0.2$  时无量纲压力  $p^*$  的变化规律

Fig.2 The non-dimensional pressure  $p^*$  at  $\epsilon = 0.2$

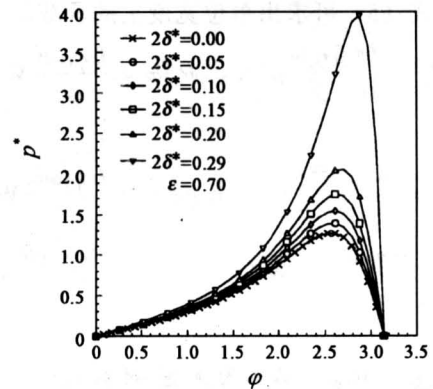


图 3  $\epsilon = 0.7$  时无量纲压力  $p^*$  的变化规律

Fig.3 The non-dimensional pressure  $p^*$  at  $\epsilon = 0.7$

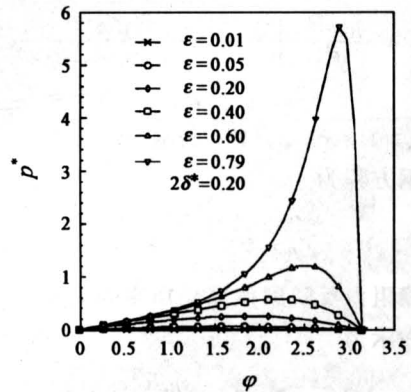


图 4  $2\delta^* = 0.2$  时无量纲压力  $p^*$  的变化规律

Fig.4 The non-dimensional pressure  $p^*$  at  $2\delta^* = 0.2$

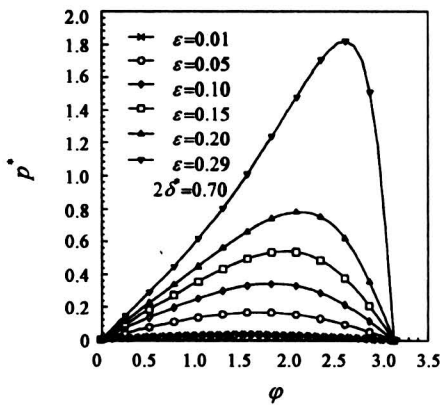


图5  $2\delta^* = 0.7$  时无量纲压力  $p^*$  的变化规律

Fig.5 The non-dimensional pressure  $p^*$  at  $2\delta^* = 0.7$

## 2 承载能力与摩擦特性

据式 (5) 可求出单位宽度上的承载能力, 即

$$W_x = \int_0^\pi \frac{6\eta_0\omega}{\psi^2} p^* \cos \varphi R d\varphi = \frac{6\eta_0\omega R}{\psi^2} W_x^*, \quad (6)$$

同理:

$$W_y = \frac{6\eta_0\omega R}{\psi^2} \int_0^\pi p^* \sin \varphi d\varphi = \frac{6\eta_0\omega R}{\psi^2} W_y^*, \quad (7)$$

$$W = \frac{6\eta_0\omega R}{\psi^2} \sqrt{W_x^{*2} + W_y^{*2}} = \frac{6\eta_0\omega R}{\psi^2} W^*, \quad (8)$$

式中  $W_x^*$ 、 $W_y^*$ 、 $W^*$  为无量纲承载能力, 由式 (8) 可计算出  $W^*$  与无量纲吸附层厚度  $2\delta^*$  和偏心率  $\epsilon$  的关系。从图 6 中可知, 当  $\epsilon + 2\delta^*$  近于 1 时, 承载能力急剧增加, 即达到了相变点。

根据流体润滑理论, 单位宽度上的摩擦阻力为

$$F_{h,0} = \frac{\eta_0\omega R}{\psi} \left[ \int_0^{2\pi} \frac{d\varphi}{1 + \epsilon \cos \varphi - 2\delta^*} \pm 3 \cdot \int_0^\pi \frac{\epsilon \cos \varphi + C_1}{(1 + \epsilon \cos \varphi)(1 + \epsilon \cos \varphi - 2\delta^*)} d\varphi \right], \quad (9)$$

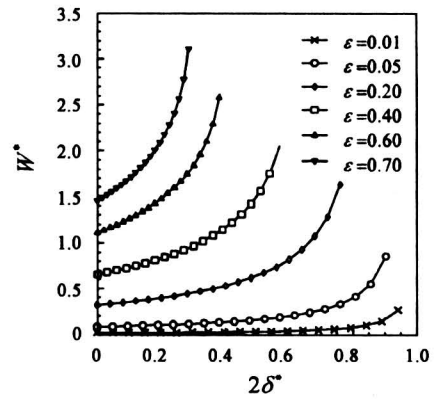
其无量纲方程为

$$F_{h,0} = \frac{\eta_0\omega R}{\psi} F_{h,0}^*. \quad (10)$$

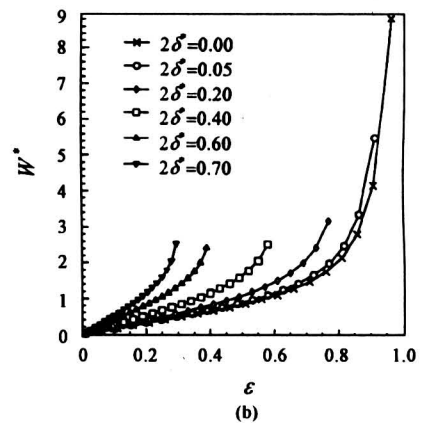
摩擦阻力反映摩擦损耗功率的大小, 摩擦损耗功率可表示为

$$N_f = R\omega F = \frac{\eta_0 R^2 \omega^2}{\psi} N_f^*. \quad (11)$$

由于在一般条件下, 运动表面的摩擦力大于静摩擦面的摩擦力, 所以, 以下的分析只以动表面的无量纲摩擦力为准。如图 7 所示,  $F^* = F_h^*$ 。



(a)



(b)

图6 无量纲承载能力  $W^*$  与  $2\delta^*$  和  $\epsilon$  的变化规律

Fig.6 The non-dimensional load capacity of the bearing as a function of (a) the adsorbed layer thickness and (b) the eccentricity

## 3 薄膜润滑与一般计算轴承特性比较

为了更明显地说明偏心率和无量纲吸附层厚度对轴承特性的影响, 特采用比值方式进行比较, 如图 8 至图 11 所示。

图 8 和图 9 分别为  $\epsilon = 0.2$  和  $\epsilon = 0.7$  时, 不同无量纲吸附层厚度下压力比  $p/p_0^*$  的变化规律,  $p_0^*$  为  $2\delta^* = 0$  时的无量纲压力, 即常规计算压力。

在图 10a 和图 11a 中的 “\*” 是在  $\epsilon = 0.01$  的值时随无量纲厚度  $2\delta^*$  而变化; 在图 10b 和图 11b 中的 “\*” 是在  $2\delta^* = 0$  的值时随偏心率  $\epsilon$  而变化。图 10 为承载能力比  $W^*/W_0^*$  的变化规律, 图 10a 是在不同的吸附层厚度  $2\delta^*$  下,  $W^*/W_0^*$  随偏心率  $\epsilon$  的变化; 图 10b 为不同偏心率  $\epsilon$  下,

$W^*/W_0^*$  随  $2\delta^*$  的变化规律。从图 10 中可以看出,  $W^*/W_0^*$  均随  $2\delta^*$  和  $\epsilon$  的增大而增大。

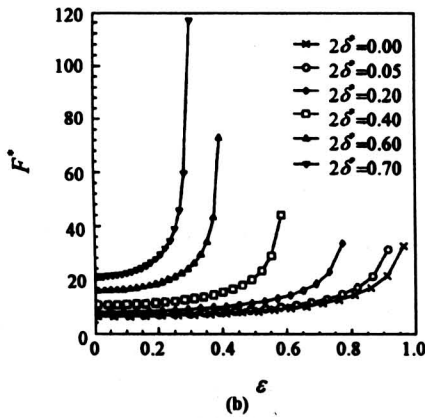
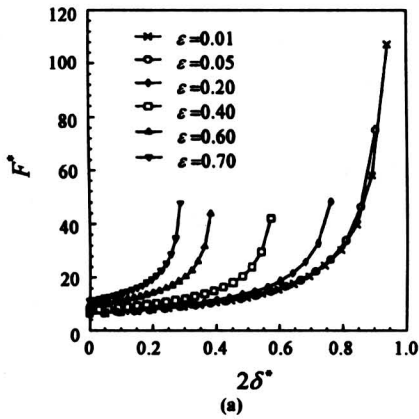


图 7 无量纲摩擦阻力  $F^*$  与  $2\delta^*$  和  $\epsilon$  的变化规律

Fig. 7 The non-dimensional friction of the bearing as a function of (a) the adsorbed layer thickness and (b) the eccentricity

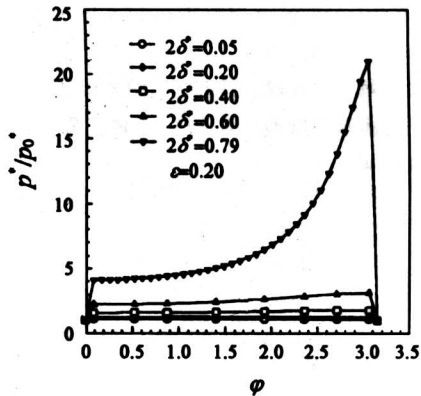


图 8  $\epsilon = 0.2$  时  $p/p_0^*$  的变化规律

Fig. 8 The pressure ratio  $p/p_0^*$  at  $\epsilon = 0.2$

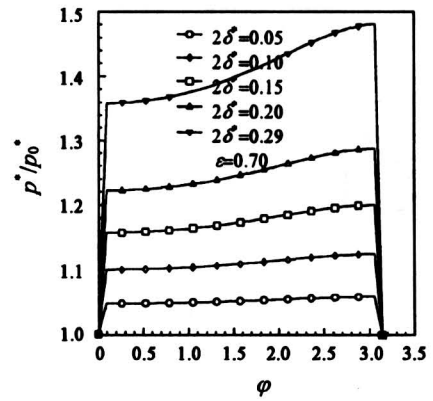


图 9  $\epsilon = 0.7$  时  $p/p_0^*$  的变化规律

Fig. 9 The pressure ratio  $p/p_0^*$  at  $\epsilon = 0.7$

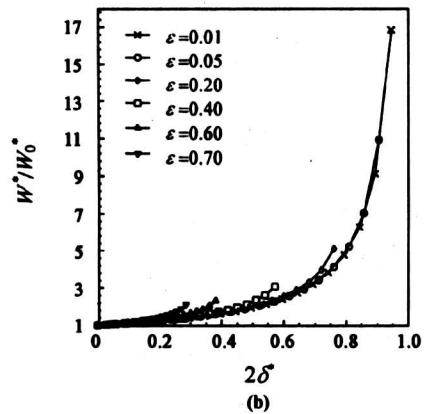
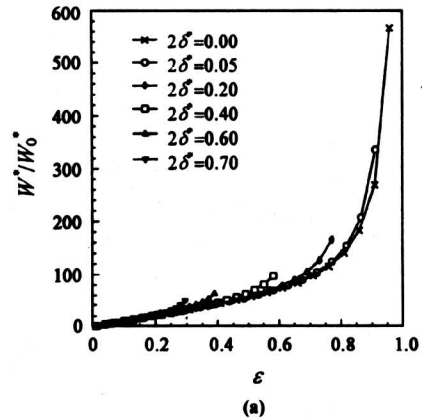


图 10 承载能力比  $W^*/W_0^*$  的变化规律

Fig. 10 The load capacity ratio  $W^*/W_0^*$  of the bearing as a function of (a) the eccentricity and (b) the adsorbed layer thickness

图 11 为摩擦阻力比  $F^*/F_0^*$  的变化曲线。摩擦阻力反映了摩擦损耗功率。

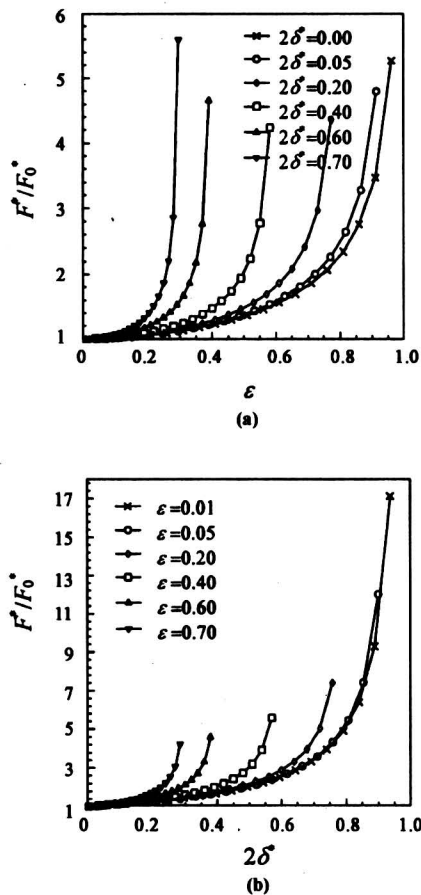


图 11 摩擦阻力比  $F^*/F_0^*$  的变化规律

Fig. 11 The friction ratio  $F^*/F_0^*$  of the bearing as a function of (a) the eccentricity and (b) the adsorbed layer thickness

#### 4 结论

采用等效粘度修正雷诺方程来求解分子级薄膜润滑径向轴承问题,可以得到精确解。从分析中可知,薄膜润滑壁面效应对径向滑动轴承特性的影响是十分显著的,正是这一影响,使薄膜润滑成为可

能,并可能得到新型的润滑剂,只要定时涂抹即可达到薄膜润滑,保证径向滑动轴承不产生磨损。

薄膜润滑由于承载能力提高,在低速下仍能保持油膜润滑,大大改善了轴承的工作性能。若考虑温度的影响,文中的计算值还要进一步修正。一般来说,油膜厚度的减小将使温度增加,从而可能导致润滑剂特性产生大的改变。所以,所提出的薄膜润滑理论计算公式主要适用于温度变化较小的场合。

从课题研究中得到的启示:如若存在超能吸附,表面将形成强的吸附膜,以保证不产生磨损问题。

#### 参考文献

- [1] 曲庆文,朱均. 粘度修正雷诺方程的全域解模拟计算[J]. 机械工程学报, 1997, 33(4): 26~30
- [2] Qu Qingwen, Meng Lixia, Chai Shan, et al. A new model for thin film lubrication engineering tribology [J]. Proc Instr Mech Engrs, 2001, 215, Part J: 103~107
- [3] Qu Qingwen, Hu Yahong, Zhu Jun. An adsorbent layer model for thin film lubrication [J]. Wear, 1998, 221: 9~14
- [4] Tichy J A. Modeling of thin film lubrication [J]. ASME J Tribol, 1995, 38: 108~111
- [5] 曲庆文,王梅,柴山,等. 指数型粘度修正模型及应用[J]. 中国工程科学, 2001, 3(10): 53~58
- [6] Qu Qingwen, Wang Mei, Wang Lihua, et al. A continuous viscosity model for thin film lubrication correction model of viscosity with exponential function and its application [J]. Tribology International, 2002, 35(7): 459~465
- [7] 张朝辉, 雒建斌, 温诗铸. 纳米级润滑膜的粘度修正与薄膜润滑的计算[J]. 机械工程学报, 2001, 37(1): 42~45

(下转第 83 页)

- 承台受冲切承载力研究[J]. 建筑结构学报, 1999, 20(1): 59~64
- [5] Mark E P, Whittaker W L. Effects of fiber content and damaging load on steel fiber reinforced concrete stiffness [J]. ACI Journal, 1983; January-February: 13~16
- [6] 谷 倩. 纤维混凝土桩基承台的试验研究和非线性分析[D]. 武汉: 武汉理工大学, 2001. 51~52
- [7] 邵卓民. 钢筋混凝土剪扭构件的软化桁架理论[J]. 建筑结构, 1987, (2):
- [8] 罗君东. 二桩承台试验研究[D]. 广州: 华南理工大学, 1993. 67~68

## The Experimental Research on Affecting Factors on Bearing Capacity of Steel Fiber Reinforced Concrete Thick Cap With Two Piles

Sun Chengfang<sup>1,2</sup>, Gu Qian<sup>2</sup>, Chen Xizi<sup>2</sup>, Peng Shaomin<sup>2</sup>

(1. Department of Civil Engineering, Guangxi Institute of Technology, Liuzhou, Guangxi 545006, China; 2. College of Civil Engineering and Architecture, Wuhan University of Science and Technology, Wuhan 430070, China)

[Abstract] An experimental research is carried out on thirty specimens of steel reinforced concrete and steel fiber reinforced concrete (SFRC) two-pile thick cap of 1:5 model ratio with different concrete strength, volume ratio of steel fiber, effective thickness of cap, reinforcement steel ratio and method. On the basis of experimental records, such parameters as the crack distribution and extending, the deformation at the mid-point on the bottom of specimens and the strain of concrete and tension bearing steel bar, the main factors which affect the ultimate bearing capacity of SFRC two-pile thick cap are analyzed systematically in this paper, which provide reliable data for further research on punch strength, shear strength and calculation on steel of SFRC cap with twopile. Meanwhile an available and reasonable reference is provided for revising the norm.

[Key words] steel fiber; fiber reinforced concrete; pile thick cap; bearing capacity; affecting factors

(cont. from p.48)

## Characteristic Analysis for Journal Bearing Under Thin Film Lubrication

Qu Qingwen, Chai Shan, Yao Fusheng

(The Provincial Key Laboratory of Precision Mould, Shandong University of Technology, Zibo, Shandong 255012, China)

[Abstract] The characteristic of the bearing under thin film lubrication is far different to that of conventional calculation bearing. After that the affection of the gap of bearing on lubricant is considered, the properties of lubricant will display great change. Because of this change, the characteristics of thin film lubrication are generally researched and recognized. An equivalent viscosity corrected model is applied to analyze characteristic of journal bearing in this paper. For infinite width bearing, an analysis equation on pressure distribution is gained. Then, the properties of journal bearing are calculated accurately.

[Key words] thin film lubrication; equivalent viscosity; journal bearing