

粘-温修正的等效粘度模型分析研究

曲庆文

(山东理工大学精密模具重点实验室, 山东淄博 255012)

[摘要] 在等效粘度模型的基础上, 考虑温度对润滑剂粘度的影响, 建立了粘-温修正的等效粘度分析计算模型, 并运用该模型进行薄膜润滑条件下的轴承性能分析计算, 得到了不同参数下轴承性能的变化规律。

[关键词] 薄膜润滑; 粘度; 温度

[中图分类号] TH117.2 **[文献标识码]** A **[文章编号]** 1009-1742(2005)05-0049-04

1 前言

薄膜润滑轴承特性的复杂性已经被认识, 其分析方法和解决问题的措施出现了多种不相同的结果, 原因在于润滑剂粘度的极端变化。常规计算有粘-压修正方法^[1,2]和粘-温修正方法^[3,4]。在薄膜润滑研究中出现了粘度随间隙变化的修正方程, 如等效粘度修正模型^[5], 指数型修正模型^[6], 分层粘度模型^[7], 三角函数模型^[8], 等等。为了解释和解决薄膜润滑的计算方法, 而运用了雷诺方程, 但对于实际问题的研究还存在很多缺陷。温度是影响润滑剂粘度的又一重要因素。在薄膜润滑中由于间隙极其微小, 间隙内润滑剂流量少, 带走的热量减少, 从而可能形成更高的温升, 影响吸附性能, 这对润滑剂性能的影响将更大, 对润滑效果的影响将超过常规的润滑状态。笔者在等效粘度修正的基础上进行温度修正, 形成了新的分析计算模型, 使得计算模型更接近于实际状态。

2 粘度修正模型

润滑油粘度与温度的关系比较复杂, 润滑油的粘-温性能与其成分有关, 因此粘度随着温度变化的规律出现了多种表达方式。其中有基于对液体流

动物理模型的分析得出的, 有经验数据的总结; 用于分析计算也存在一定的误差, 同时也规定了一定的使用条件。为了分析计算方便, 选用 Slotte 关系式

$$\eta = \eta_0 \frac{S}{(\alpha + t)^m} \quad (1)$$

式中 S 是常数; $\alpha = 20 \sim 30 \text{ }^\circ\text{C}$; t —温度 ($^\circ\text{C}$); m —常数, $m = 3 \sim 5$ 。参数的选择与润滑剂的种类或性能相关。

薄膜润滑中吸附层厚度对润滑剂的影响是不可忽视的, 吸附层厚度的影响选用等效粘度模型, 因此, 同时考虑这两个因素, 建立粘-温修正的等效粘度模型

$$\eta = \eta_0 \frac{hS}{(h - 2\delta)(\alpha + t)^m} \quad (2)$$

式中 h 为油膜厚度; δ 为吸附层厚度。

3 粘-温修正的 Reynolds 方程

对于薄膜润滑的计算处理, 采用了广义 Reynolds 方程:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[h^2 (h - 2\delta) (\alpha + t)^m \frac{\partial p}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[h^2 (h - 2\delta) (\alpha + t)^m \frac{\partial p}{\partial y} \right] = 6US \frac{\partial h}{\partial x} \quad (3)$$

式中 p 为压力; x 为轴承长度坐标; y 为轴承宽

度坐标; U 为相对速度。

无量纲化方程为

$$\begin{aligned} x^* &= x/L, y^* = 2y/B, h_a^* = h_a/h_b, \\ h^* &= h/h_b = h_a^* - (h_a^* - 1)x^*, \\ \epsilon &= B/2L, \eta^* = \eta/\eta_0, \delta^* = \delta/h_b, \\ u^* &= u/U, p^* = \rho h_b^2/6U\eta_0 \end{aligned} \quad (4)$$

式中 L 为轴承长度; B 为轴承宽度; h_a 为入口处油膜厚度; h_b 为出口处油膜厚度。

则方程式 (3) 变为

$$\begin{aligned} &\frac{\partial}{\partial x^*} \left[h^{*2}(h^* - 2\delta^*)(\alpha + t)^m \frac{\partial p^*}{\partial x^*} \right] + \\ &\frac{1}{\epsilon^2} \frac{\partial}{\partial y^*} \left[h^{*2}(h^* - 2\delta^*)(\alpha + t)^m \frac{\partial p^*}{\partial y^*} \right] = \frac{S}{\eta_0} \frac{\partial h^*}{\partial x^*} \end{aligned} \quad (5)$$

其边界条件为在 $x^* = 0, 1$ 时, $p^* = 0$; 在 $y^* = 0, 1$ 时, $p^* = 0$ 。

温度的计算必须根据能量的传递, 粘-温修正的等效粘度模型能量方程为

$$\begin{aligned} \rho C_v h \left[\left(1 - \frac{h^2}{6\eta U} \frac{\partial p}{\partial x} \right) \frac{\partial T}{\partial x} - \frac{h^2}{6\eta U} \frac{\partial p}{\partial y} \frac{\partial T}{\partial y} \right] = \\ \frac{2\eta U}{h} \left[1 + \frac{h^4}{12\eta^2 U^2} \left[\left(\frac{\partial p}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial p}{\partial y} \right)^2 \right] \right] \end{aligned} \quad (6)$$

引入无量纲方程

$$\begin{aligned} \rho &= \rho/\rho_0, C_v^* = C_v/C_{v0}, \\ T^* &= \rho_0 C_{v0} h_b^2 T / UL\eta_0 \end{aligned} \quad (7)$$

$$\begin{aligned} \rho^* C_v^* h^* \eta_0 \left\{ \left[1 - \frac{h^*(h^* - 2\delta^*)(\alpha + t)^m \eta_0}{S} \right. \right. \\ \left. \left. \frac{\partial p^*}{\partial x^*} \right] \frac{\partial T^*}{\partial x^*} - \frac{h^*(h^* - 2\delta^*)(\alpha + t)^m \eta_0}{\epsilon^2 S} \frac{\partial p^*}{\partial y^*} \right. \\ \left. \frac{\partial T^*}{\partial y^*} \right\} = \frac{2S}{(h^* - 2\delta^*)(\alpha + t)^m} \left\{ 1 + \right. \\ \left. \frac{3h^{*2}(h^* - 2\delta^*)^2(\alpha + t)^{2m} \eta_0^2}{S^2} \left[\left(\frac{\partial p^*}{\partial x^*} \right)^2 + \right. \right. \\ \left. \left. \frac{1}{\epsilon^2} \left(\frac{\partial p^*}{\partial y^*} \right)^2 \right] \right\} \end{aligned} \quad (8)$$

式中 ρ 为密度; C_v 为定容比热。

4 特性分析

4.1 计算参数和计算方法

工作条件假设 润滑剂参数: 入口温度 T_0

$= 45^\circ\text{C}$; 常规粘度 $\eta_0 = 0.03 \text{ N}\cdot\text{s}/\text{m}^2$; 密度 $\rho_0 = 900 \text{ kg}/\text{m}^3$; $C_{v0} = 1.9 \text{ kJ}/\text{kg}\cdot^\circ\text{C}$ 。实验轴承是平板滑动轴承, 参数为: $B \times L = 6 \text{ mm} \times 4 \text{ mm}$; 若滑动速度 $U = 2 \text{ m}/\text{s}$, 最小油膜厚度设为 $h_{\min} = 10 \text{ nm}$ 。为简化计算, 把轴承两表面的吸附性能看作相同, 即计算中取总吸附层厚度为 2δ , 并取粘-温修正模型中参数 $m = 3$, $\alpha = 20^\circ\text{C}$, 则 $S = \eta_0(\alpha + T_0)^m$, 采用数值解。

4.2 压力特性分析

图 1a 是在入出口油膜厚度之比 h_a^* 一定、无量纲紧密吸附层厚度不同情况下 x 方向的压力变化规律。可以看出, 无量纲压力 p^* 随吸附层厚度 δ^* 增大而增大。这是由于吸附层厚度增加, 润滑剂粘度随之升高; 又由于吸附层厚度增加使温度场上升, 使粘度有所下降。但总体润滑剂粘度还是随之升高, 从而使压力升高。图 1b 是在吸附层厚度 δ^* 一定、 h_a^* 不同情况下 x 方向的压力变化规律。可以看出, 无量纲压力 p^* 随 h_a^* 的增大而增大, 但 h_a^* 大于一定值后, 压力基本不随之变化。

4.3 温度特性分析

由能量方程得到温度 T 与各参数的关系, 如图 2 所示。

图 2a, 图 2b 是在 h_a^* 一定、无量纲紧密吸附层厚度不同情况下 x, y 方向的温度变化规律。可以看出, 出口温度明显大于入口温度, 且随 δ^* 的增大, 出口温度显著升高; 但温度沿 y 方向变化不大。由于吸附层厚度的增加, 使压力升高, 从而使温度场升高。图 2c, 图 2d 是在吸附层厚度 δ^* 一定、 h_a^* 不同情况下 x, y 方向的温度变化规律。温度 T 随 h_a^* 增大而减小。

由温度变化规律图可以看出, 该粘度模型可以忽略温度沿 y 方向变化, 此时能量方程可简化为

$$\begin{aligned} J\rho C_v h \left(1 - \frac{h^2}{6\eta U} \frac{\partial p}{\partial x} \right) \frac{\partial T}{\partial x} = \\ \frac{2\eta U}{h} \left\{ 1 + \frac{h^4}{12\eta^2 U^2} \left[\left(\frac{\partial p}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial p}{\partial y} \right)^2 \right] \right\} \end{aligned} \quad (9)$$

由式 (9) 重新计算温度场, 用刚得到的温度场修正粘度, 再对压力场等进行计算。结果表明, 压力场、温度场、载荷及摩擦阻力等随各参数的变化规律与该项不忽略时相差不大。

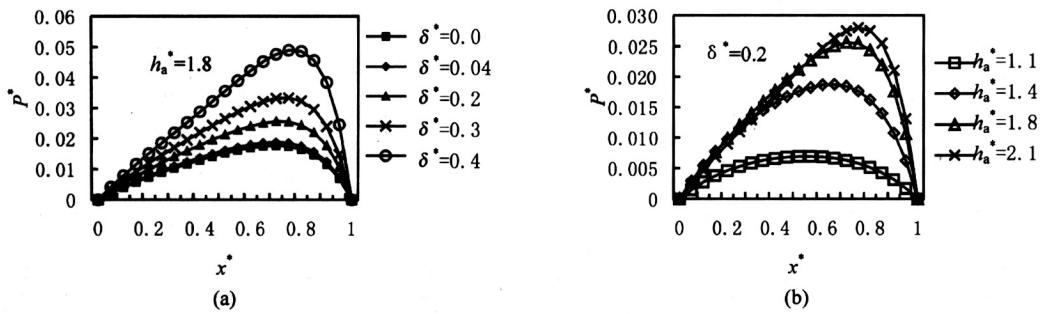


图 1 无量纲压力 p^* 的变化规律

Fig.1 Change law of dimensionless pressure p^*

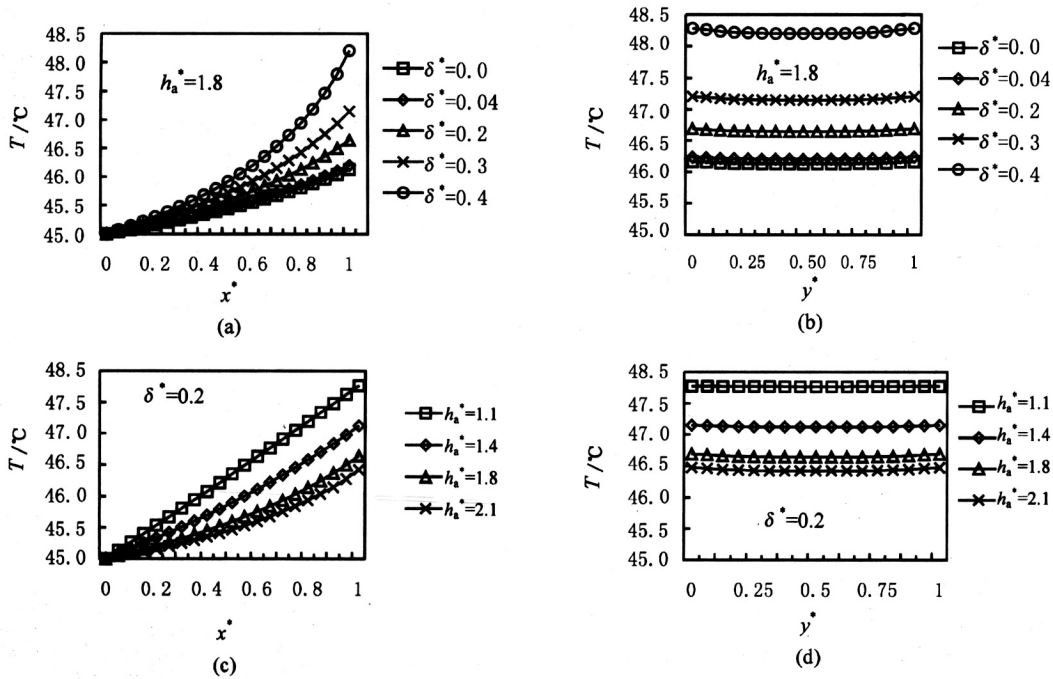


图 2 温度 T 的变化规律

Fig.2 Change law of temperature T

4.4 承载能力特性

无量纲承载量定义为

$$W = \frac{6\eta_0 UL^2 B}{h_b^2} W^* = \frac{6\eta_0 UL^2 B}{h_b^2} \int_0^1 \int_0^1 p^* dx^* dy^* \quad (10)$$

无量纲载荷 W^* 随各参数的变化规律如图 3 所示,承载能力随吸附层厚度 δ^* 的增加而增加,但当 δ^* 较小时,紧密吸附层厚度与油膜最小厚度相比可以忽略,承载能力与其关系不大;承载能力随 h_a^* 的增加而增大,当 h_a^* 大于一定值后,承载能力基本不再变化。

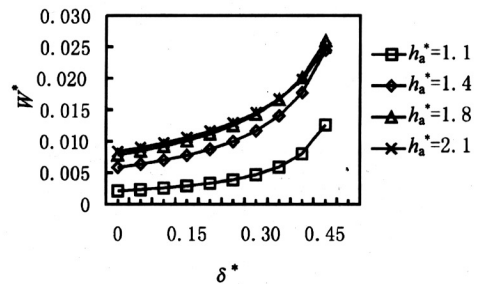


图 3 无量纲载荷 W^* 的变化规律

Fig.3 Change law of dimensionless load W^*

4.5 摩擦特性分析

无量纲摩擦阻力可定义如下:

$$F = \frac{3\eta_0 ULB}{h_b} F^* = \frac{3\eta_0 ULB}{h_b} \int_0^1 \int_0^1 \tau^* dx^* dy^* \quad (11)$$

$$\tau^* = h^* \frac{\partial p^*}{\partial x^*} + \frac{1}{3(h^* - 2\delta^*)} \left(\frac{65}{\alpha + t} \right)^m \quad (12)$$

无量纲摩擦阻力 F^* 随各参数的变化规律如图4所示,摩擦阻力随吸附层厚度 δ^* 增加而增加,但当 δ^* 较小时,摩擦阻力与吸附层粘度关系不大;这同无量纲承载能力的变化规律相同,但摩擦阻力随 h_a^* 的增大是减小的,并且由于 h_a^* 的增大使吸附层厚度 δ^* 对摩擦阻力的影响减弱。

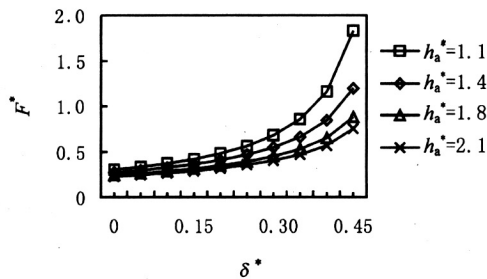


图4 无量纲阻力 F^* 的变化规律

Fig.4 Change law of dimensionless friction F^*

无量纲摩擦系数 f^* 定义为

$$f^* = \frac{F}{W} = \frac{h_b}{2L} \frac{F^*}{W^*} = \frac{h_b}{2L} f^* \quad (13)$$

f^* 值随各参数的变化规律如图5所示。可以看出, f^* 受 h_a^* 的影响很大,随 h_a^* 的增加急剧下降,但当 h_a^* 大于一定值后,摩擦系数基本不再变化。在 h_a^* 一定的情况下, f^* 基本上是一常数,随吸附层厚度 δ^* 的变化很小。

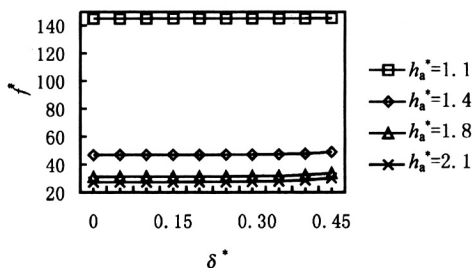


图5 无量纲摩擦系数 f^* 的变化规律

Fig.5 Change law of dimensionless friction coefficient f^*

5 结论

根据广义 Reynolds 方程及能量方程对等效粘度模型及粘-温修正的等效粘度模型进行了二维压力场、温度场及承载特性计算,得出如下结论:

1) 膜润滑中,壁面吸附层对轴承性能的影响逐渐增大,实际上在厚膜润滑条件下,吸附层也存在,只是吸附层厚度相对于整个油膜很小,在计算中其作用可以忽略。

2) 压力和承载能力都随吸附层厚度和入出口油膜厚度之比增大而增大;摩擦阻力随吸附层厚度增加而增大,随入出口油膜厚度之比的增大而减小;摩擦系数随吸附层厚度的变化很小,但受人出口油膜厚度之比的影响很大,随入出口油膜厚度之比的增加急剧下降,当入出口油膜厚度之比大于一定值后,摩擦系数的变化趋势减小。

3) 随吸附层厚度增大,出口温度显著升高;温度 T 随入出口油膜厚度之比增大而减小;温度 T 沿 y 方向的变化可以忽略,从而使计算得到简化。

4) 利用粘度修正的等效粘度模型计算的承载能力低于无粘-温修正的值。

参考文献

- [1] Hussain A. A new viscosity-temperature relationship for liquid lubricant [J]. Trib Trans, 1992, 35 (1): 1~18
- [2] Lin J F, Chen Y N. Thermohydrodynamic analysis of a journal bearing in a turbulent flow regime Part I: Theory [J]. Trib Trans, 1994, 37 (4): 727~734
- [3] Bair S, Winer W O. The high shear stress rheology of liquid lubricants at pressures of 2 to 200 MPa [J]. ASME J Trib, 1990, 112: 246~252
- [4] Streator J L. The low-pressure rheology of ultra-thin lubricant films and its influence on sliding contact [J]. ASME J Trib, 1994, 116: 119~126
- [5] Qu Qingwen, Hu Yahong, Zhu Jun. An adsorbent layer model for thin film lubrication [J]. Wear, 1998, 221: 9~14
- [6] 曲庆文, 朱均. 指数型粘度修正计算径向轴承特性 [J]. 润滑与密封, 1999, (1): 32~33
- [7] Tichy J A. Modeling of thin film lubrication [J]. Trib Trans, 1995, 38 (1): 108~111
- [8] 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65页)