

液体摩擦轴承的温升和精密机床 热平衡态的判别

翁荣周 杨翔翔

(化工与生化工程系)

摘 要

本文利用薄壁的概念,建立了具有内热源——润滑油摩擦发热情况下的轴承、润滑油和轴三容薄壁系统的热平衡方程,得到了精密机床轴承、润滑油和轴温升的解析解,继而讨论了轴承的最大温升和热平衡态的判别,最后对 JB-2278-78 提出一些修改意见。

一、 引 言

机床工作时,不论是动压轴承或是静压轴承,由于润滑油摩擦发热,引起机床温升,产生变形,影响机床加工精度,为了避免或减少热变形对加工精度的影响,希望机床特别是精密机床在热平衡态下工作,这样,如何确定热平衡问题,就具有重要的理论和实践意义。

平衡态是指机床温升到一定程度后温度不再改变的状态,一般要经历无限长的时间才能达到,所以在实践中通常认为温度达平衡温度的95%时的状态为平衡态。如何来判别机床是否进入平衡状态,JB-2278-78 规定:机床每小时温升不得超过 5°C [1]。对于各类大小不同的机床,实际上达到平衡态所需的时间不一样,达平衡态时,单位时间内的温度变化,即温升曲线在平衡态下的斜率,对不同的机床也不一样,因此,标准的这一规定显得太大,特别是对于精密机床,达平衡态时,单位时间内温度的变化率 m 值随不同的机床,不同的使用条件不一样,但在实践中不能对每一种情况规定一个 m 值,因为这样过于复杂,不便使用。同时 m 值定得太大,机床工作在不平衡状态, m 值定得太小,机床进入热平衡时间会太长。本文从理论上着手求得在一定条件下 m 值的可能变化范围,从而提出对标准的一点修改意见。

二、基本方程组

对于精密机床来说,其轴的直径,轴承的厚度都相对的较小,又由于导热系数又较大,

本文 1985 年 1 月 3 日收到。

因此,对于轴承和轴来说,沿着径向可以当作薄壁来处理。现在在轴承的中间部份(宽度方向)沿着轴向取出单位长度的单元体,由于轴承的宽度一般大于厚度,故在这单元体内忽略轴承的轴向传热。

但对轴来说,一般存在轴向传热,而且这个轴向传热,将随不同结构的机床和不同的运行条件而异,本文讨论两种极限情况,即轴向传热为零和轴向传热为无穷大的情况。从而可以发现在任意情况下温度场可能的变化范围。

1、轴向传热为零的情况

在单元体内润滑油传给轴的热量等于轴的热量增加,设润滑油单位时间内的发热量为 Q [J/S], 则轴承、润滑油和轴组成的三容薄壁系统(如图1)的热交换方程是:

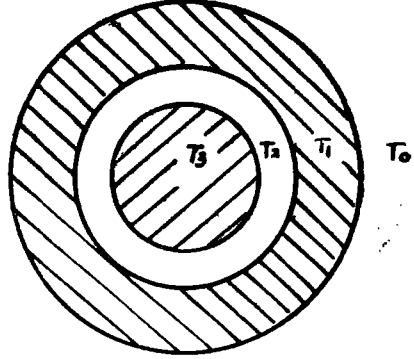


图 1

$$\rho_1 c_1 V_1 \frac{dT_1}{d\tau} + h_1 s_1 (T_1 - T_0) - h_2 s_2 (T_2 - T_1) = 0 \quad (1-a)$$

$$\rho_2 c_2 V_2 \frac{dT_2}{d\tau} + h_2 s_2 (T_2 - T_1) + h_3 s_3 (T_2 - T_3) = Q \quad (1-b)$$

$$\rho_3 c_3 V_3 \frac{dT_3}{d\tau} - h_3 s_3 (T_2 - T_3) = 0 \quad (1-c)$$

$$\text{式中} \quad \tau = 0, \quad T_1 = T_2 = T_3 = T_0 \quad (1-d)$$

ρ_1, ρ_2, ρ_3 ——分别表示轴承, 润滑油和轴的密度

c_1, c_2, c_3 ——分别表示轴承, 润滑油和轴的比热

V_1, V_2, V_3 ——分别表示轴承, 润滑油和轴的体积

h_1 ——轴承对周围环境的放热系数

h_2 ——润滑油对轴承的放热系数

h_3 ——润滑油对轴的放热系数

s_1 ——轴承的外表面

s_2 ——轴承的内表面, 近似等于轴承的外表面积

s_3 ——轴的外表面, 近似等于轴承内表面

T_0 ——环境温度

T_1, T_2, T_3 ——分别表示轴承, 润滑油和轴的温度

Q ——润滑油单位时间的发热量

如设 $\vartheta_1 = T_1 - T_0, \vartheta_2 = T_2 - T_0, \vartheta_3 = T_3 - T_0$

$\vartheta_1, \vartheta_2, \vartheta_3$ ——分别表示轴承, 润滑油和油的过剩温度

那么式(1)可以改写成:

$$\frac{d\vartheta_1}{d\tau} = - \left(\frac{h_1 s_1}{\rho_1 c_1 V_1} + \frac{h_2 s_2}{\rho_1 c_1 V_1} \right) \vartheta_1 + \frac{h_2 s_2}{\rho_1 c_1 V_1} \vartheta_2 \quad (2-a)$$

$$\frac{d\vartheta_2}{d\tau} = \frac{h_2 s_2}{\rho_2 c_2 V_2} \vartheta_1 - \left(\frac{h_2 s_2}{\rho_2 c_2 V_2} + \frac{h_3 s_3}{\rho_2 c_2 V_2} \right) \vartheta_2 + \frac{h_3 s_3}{\rho_2 c_2 V_2} \vartheta_3 + \frac{Q}{\rho_2 c_2 V_2} \quad (2-b)$$

$$\frac{d\vartheta_3}{d\tau} = \frac{h_3 s_3}{\rho_3 c_3 V_3} \vartheta_2 - \frac{h_3 s_3}{\rho_3 c_3 V_3} \vartheta_3 \quad (2-c)$$

$$\tau = 0 \quad \vartheta_1 = \vartheta_2 = \vartheta_3 = 0 \quad (2-d)$$

上式可写成如下矩阵形式:

$$\frac{d[\vartheta]}{d\tau} = [A][\vartheta] + [F] \quad (3-a)$$

$$\tau = 0, [\vartheta] = 0 \quad (3-b)$$

其中 $[\vartheta] = [\vartheta_1 \vartheta_2 \vartheta_3]^T$

$$[A] = \begin{bmatrix} -\left(\frac{h_1 s_1}{\rho_1 c_1 V_1} + \frac{h_2 s_2}{\rho_1 c_1 V_1} \right) & \frac{h_2 s_2}{\rho_1 c_1 V_1} & 0 \\ \frac{h_2 s_2}{\rho_2 c_2 V_2} & -\left(\frac{h_2 s_2}{\rho_2 c_2 V_2} + \frac{h_3 s_3}{\rho_2 c_2 V_2} \right) & \frac{h_3 s_3}{\rho_2 c_2 V_2} \\ 0 & + \frac{h_3 s_3}{\rho_3 c_3 V_3} & - \frac{h_3 s_3}{\rho_3 c_3 V_3} \end{bmatrix}$$

$$[F] = \begin{bmatrix} 0 & Q & 0 \end{bmatrix}^T$$

式(2)和式(3)为该三容薄壁系统的热平衡方程式*

令 $[\vartheta] = [R]e^{\lambda\tau}$ 代入(3)可以求得方程(3)所对应的齐次方程的通解:

$$[\vartheta] = c_1 [R^{(1)}] e^{\lambda_1 \tau} + c_2 [R^{(2)}] e^{\lambda_2 \tau} + c_3 [R^{(3)}] e^{\lambda_3 \tau} \quad (4)$$

其中 $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$ 是

$$\begin{vmatrix} \left(\lambda + \frac{h_1 s_1 + h_2 s_2}{\rho_1 c_1 V_1} \right) & - \frac{h_2 s_2}{\rho_1 c_1 V_1} & 0 \\ - \frac{h_2 s_2}{\rho_2 c_2 V_2} & \left(\lambda + \frac{h_2 s_2 + h_3 s_3}{\rho_2 c_2 V_2} \right) & - \frac{h_3 s_3}{\rho_2 c_2 V_2} \\ 0 & - \frac{h_3 s_3}{\rho_3 c_3 V_3} & \left(\lambda + \frac{h_3 s_3}{\rho_3 c_3 V_3} \right) \end{vmatrix} = 0$$

特征方程的根

而 $[R^i] = [r_1^i r_2^i r_3^i]^T$ 是:

$$\begin{aligned} r_2^i &= 1 \\ r_1^i &= \frac{h_2 s_2 / \rho_1 c_1 V_1}{\lambda_i + \frac{h_1 s_1 + h_2 s_2}{\rho_1 c_1 V_1}} \\ r_3^i &= \frac{h_3 s_3 / \rho_3 c_3 V_3}{\lambda_i + \frac{h_3 s_3}{\rho_3 c_3 V_3}} \end{aligned}$$

为求方程(3)的特解, 显然此时可以假设:

$$[\vartheta^*] = [\alpha \beta \gamma]^T$$

其中 α, β, γ 为常数, 将之代入式(2), 解之得:

$$\alpha = \frac{Q}{h_1 s_1}$$

$$\beta = \frac{Q}{h_1 s_1} + \frac{Q}{h_2 s_2}$$

$$\gamma = \frac{Q}{h_1 s_1} + \frac{Q}{h_2 s_2}$$

这样最后得到方程(3)的通解为:

$$\vartheta_1 = c_1 r_1^{(1)} e^{\lambda_1 \tau} + c_2 r_1^{(2)} e^{\lambda_2 \tau} + c_3 r_1^{(3)} e^{\lambda_3 \tau} + \frac{Q}{h_1 s_1} \quad (5-a)$$

$$\vartheta_2 = c_1 e^{\lambda_1 \tau} + c_2 e^{\lambda_2 \tau} + c_3 e^{\lambda_3 \tau} + \frac{Q}{h_1 s_1} + \frac{Q}{h_2 s_2} \quad (5-b)$$

$$\vartheta_3 = c_1 r_3^{(1)} e^{\lambda_1 \tau} + c_2 r_3^{(2)} e^{\lambda_2 \tau} + c_3 r_3^{(3)} e^{\lambda_3 \tau} + \frac{Q}{h_1 s_1} + \frac{Q}{h_2 s_2} \quad (5-c)$$

其中系数 c_1, c_2, c_3 由初始条件(3-b)确定, $\vartheta_1, \vartheta_2, \vartheta_3$ 分别表示轴承, 润滑油和轴的温度随时间的变化曲线, 它们都是指数曲线。

2、轴向传热为无穷大的情况

此时, 润滑油传给轴的热量迅速被传走, 因此, 轴的温度 T 保持恒定并等于初始温度 T_0 。这样三容系统变成了轴承和润滑油组成的双容系统, 其热交换方程是:

$$\rho_1 c_1 V_1 \frac{dT_1}{d\tau} + h_1 s_1 (T_1 - T_0) - h_2 s_2 (T_2 - T_0) = 0 \quad (6-a)$$

$$\rho_2 c_2 V_2 \frac{dT_2}{d\tau} + h_2 s_2 (T_2 - T_1) + h_3 s_3 (T_2 - T_0) = Q \quad (6-b)$$

$$\tau = 0, T_1 = T_2 = T_0 \quad (6-c)$$

式中符号意义与方程(1)相同。

现设 $\vartheta_1 = T_1 - T_0, \vartheta_2 = T_2 - T_0$

那么式(6)可改等成:

$$\tau_{\gamma_1} \frac{d\vartheta_1}{d\tau} + \vartheta_1 - \frac{h_2 s_2}{h_1 s_1} (\vartheta_2 - \vartheta_1) = 0 \quad (7-a)$$

$$\tau_{\gamma_2} \frac{d\vartheta_2}{d\tau} + \left(1 + \frac{h_3 s_3}{h_2 s_2}\right) \vartheta_2 - \vartheta_1 = \frac{Q}{h_2 s_2} \quad (7-b)$$

$$\tau = 0, \vartheta_1 = 0, \vartheta_2 = 0 \quad (7-c)$$

式中

$$\tau_{\gamma_1} = \frac{\rho_1 c_1 V_1}{h_1 s_1} \quad (8-a)$$

$$\tau_{\gamma_2} = \frac{\rho_2 c_2 V_2}{h_2 s_2} \quad (8-b)$$

由式(7-a)式得:

$$\vartheta_2 = \tau_{\gamma_1} \frac{h_1 s_1}{h_2 s_2} \frac{d\vartheta_1}{d\tau} + \left(1 + \frac{h_1 s_1}{h_2 s_2}\right) \vartheta_1 \quad (9-a)$$

$$\tau = 0, \vartheta_1 = \vartheta_2 = 0 \quad (9-b)$$

故

$$\frac{d\vartheta_1}{d\tau} = 0 \quad (10)$$

将式(9)代入式(7-b)得:

$$\tau_{\gamma_1} \tau_{\gamma_2} \frac{h_1 s_1}{h_2 s_2} \frac{d^2 \vartheta_1}{d\tau^2} + \left[\tau_{\gamma_2} \left(1 + \frac{h_1 s_1}{h_1 s_2} \right) + \tau_{\gamma_1} \frac{h_1 s_1}{h_2 s_2} \times \left(1 + \frac{h_3 s_3}{h_2 s_2} \right) \right] \frac{d\vartheta_1}{d\tau} + \left(\frac{h_1 s_1}{h_2 s_2} + \frac{h_3 s_3}{h_2 s_2} + \frac{h_1 s_1 h_3 s_3}{h_2^2 s_2^2} \right) \vartheta_1 = \frac{Q}{h_2 s_2} \quad (11)$$

式(11)是二阶解齐次常微分方程,其解是:

$$\vartheta_1 = c_1 e^{\lambda_1 \tau} + c_2 e^{\lambda_2 \tau} + \alpha \quad (12)$$

其中 λ_1, λ_2 为方程(11)所对应齐次方程的特征根, α 是方程(11)的特解。

$$\begin{aligned} \lambda_{1,2} = & -\frac{h_2 s_2}{2\tau_{\gamma_1} \tau_{\gamma_2} h_1 s_1} \left\{ -\left[\tau_{\gamma_2} \left(1 + \frac{h_1 s_1}{h_2 s_2} \right) + \tau_{\gamma_1} \left(1 + \frac{h_3 s_3}{h_2 s_2} \right) \frac{h_1 s_1}{h_2 s_2} \right] \right. \\ & \pm \left\{ \left[\tau_{\gamma_2} \left(1 + \frac{h_1 s_1}{h_2 s_2} \right) + \tau_{\gamma_1} \left(1 + \frac{h_3 s_3}{h_2 s_2} \right) \frac{h_1 s_1}{h_2 s_2} \right]^2 - 4\tau_{\gamma_1} \tau_{\gamma_2} \times \frac{h_1 s_1}{h_2 s_2} \left[\frac{h_3 s_3}{h_2 s_2} \right. \right. \\ & \left. \left. + \frac{h_1 s_1}{h_2 s_2} + \frac{h_1 s_1 h_3 s_3}{h_2^2 s_2^2} \right] \right\}^{\frac{1}{2}} \left. \right\} \end{aligned} \quad (13)$$

$$\alpha = \frac{Q}{h_1 s_1 \left(1 + \frac{h_3 s_3}{h_2 s_2} \right) h_3 s_3} \quad (14)$$

积分常数 c_1, c_2 由(7-c)和(10)两式确定后,代入式(12)最后得到:

$$\vartheta_1 = \alpha \left[1 + \frac{\lambda_2}{\lambda_1 - \lambda_2} e^{\lambda_1 \tau} - \frac{\lambda_1}{\lambda_1 - \lambda_2} e^{\lambda_2 \tau} \right] \quad (15)$$

将式(15)代入式(9)得:

$$\begin{aligned} \vartheta_2 = & \alpha \left\{ \tau_{\gamma_1} \frac{h_1 s_1}{h_2 s_2} \frac{\lambda_1 \lambda_2}{\lambda_1 - \lambda_2} (e^{\lambda_1 \tau} - e^{\lambda_2 \tau}) + \left(1 + \frac{h_1 s_1}{h_2 s_2} \right) \left(\frac{\lambda_2}{\lambda_1 - \lambda_2} e^{\lambda_1 \tau} \right. \right. \\ & \left. \left. - \frac{\lambda_1}{\lambda_1 - \lambda_2} e^{\lambda_2 \tau} + 1 \right) \right\} \end{aligned} \quad (16)$$

三、关于平衡态问题

以轴向传热为零的情况为例进行讨论。

1、最大温升

由于 $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$ 均为负数,故当 $\tau \rightarrow \infty$ 时,(5)式收敛于平衡温度 ϑ_∞ ,这样由式(5)便得到平衡温度:

$$\vartheta_{1,\infty} = \frac{Q}{h_1 s_1} \quad (17-a)$$

$$\vartheta_{2,\infty} = \frac{Q}{h_1 s_1} + \frac{Q}{h_2 s_2} \quad (17-b)$$

$$\vartheta_{3,\infty} = \frac{Q}{h_1 s_1} + \frac{Q}{h_2 s_2} \quad (17-c)$$

式(17)表示的也就是最大温升值。由此可知,最大温升除了与放热系数有关外,主要还与润滑油单位时间的发热量 Q 有关,但 Q 又是转速的函数,故轴承,润滑油和轴的最大温升与转速有密切关系,转速高,温升也高,使润滑油变稀,因此当转速改变时,要考虑这个最大温升问题。

2、平衡时间 τ_B

将式(17)代入式(5),因此式(5)又可以写为:

$$\vartheta_1 = c_1 r_1^{(1)} e^{\lambda_1 \tau} + c_2 r_1^{(2)} e^{\lambda_2 \tau} + c_3 r_1^{(3)} e^{\lambda_3 \tau} + \vartheta_{1,\infty} \quad (18-a)$$

$$\vartheta_2 = c_1 e^{\lambda_1 \tau} + c_2 e^{\lambda_2 \tau} + c_3 e^{\lambda_3 \tau} + \vartheta_{2,\infty} \quad (18-b)$$

$$\vartheta_3 = c_1 r_3^{(1)} e^{\lambda_1 \tau} + c_2 r_3^{(2)} e^{\lambda_2 \tau} + c_3 r_3^{(3)} e^{\lambda_3 \tau} + \vartheta_{3,\infty} \quad (18-c)$$

我们讨论轴承达平衡温度的时间 τ_B , 用 $\vartheta_{1,\infty}$ 除式(18-a), 并移项得:

$$1 - \frac{\vartheta_1}{\vartheta_{1,\infty}} = -\frac{1}{\vartheta_{1,\infty}} \left[c_1 r_1^{(1)} e^{\lambda_1 \tau} + c_2 r_1^{(2)} e^{\lambda_2 \tau} + c_3 r_1^{(3)} e^{\lambda_3 \tau} \right] \quad (19)$$

根据定义, 当 $\vartheta/\vartheta_{1,\infty} = 0.95$ 时, $\tau = \tau_B$, 这样便有:

$$-0.05\vartheta_{1,\infty} = c_1 r_1^{(1)} e^{\lambda_1 \tau} + c_2 r_1^{(2)} e^{\lambda_2 \tau} + c_3 r_1^{(3)} e^{\lambda_3 \tau}$$

这是关于 τ 的指数方程, 对于具体问题可以求得根的近似解。

3、平衡态时的温度随时间变化率 m

将(18-a)求导, 然后 $\tau = \tau_B$ 代入, 便得到平衡态时的温度时间变化率 m

$$m = \lambda_1 c_1 r_1^{(1)} e^{\lambda_1 \tau_B} + \lambda_2 c_2 r_1^{(2)} e^{\lambda_2 \tau_B} + \lambda_3 c_3 r_1^{(3)} e^{\lambda_3 \tau_B} \quad (20)$$

对于轴向传热为无穷大的情况, 也可以用同样的方法讨论平衡态问题。

四、数值例与结果分析

1、数值例

例1 取下列基本数据:

$$\rho_1 = 7800 \text{ kg/m}^3, \rho_2 = 800 \text{ kg/m}^3, \rho_3 = 7800 \text{ kg/m}^3$$

$$c_1 = 470 \text{ J/kg}^\circ\text{C}, c_2 = 2000 \text{ J/kg}^\circ\text{C}, c_3 = 470 \text{ J/kg}^\circ\text{C}$$

$$\delta_1 = 0.015 \text{ m}, \delta_2 = 0.00012 \text{ m}, \delta_3 = 0.04 \text{ m}$$

$$h_1 = 30 \text{ J/m}^2^\circ\text{C s}, h_2 = 1000 \text{ J/m}^2^\circ\text{C s}, h_3 = 1000 \text{ J/m}^2^\circ\text{C s}$$

$$q = 8.75 \times 10^6 \text{ J/m}^3 \text{ s}$$

例2 $q_2 = 4.75 \times 10^6 \text{ J/m}^3 \text{ s}$ 其余数据与例1相同

通过计算得到: 轴向传热等于零的情形

对于例1有

$$\lambda_1 = 0.000147$$

$$\lambda_2 = 0.00133$$

$$\lambda_3 = 10.4414$$

$$r_1^{(1)} = 0.97838$$

$$r_2^{(1)} = 1$$

$$r_3^{(1)} = 1.02155$$

$$r_1^{(2)} = 3.54688$$

$$r_2^{(2)} = 1$$

$$r_3^{(2)} = -1.00504$$

$$r_1^{(3)} = -0.00178$$

$$r_2^{(3)} = 1$$

$$r_3^{(3)} = -0.00066$$

$$c_1 = -34.858$$

$$c_2 = -0.1638$$

$$c_3 = -0.24$$

$$\vartheta_1 = -34.09e^{-0.000147\tau} - 0.581e^{-0.01389\tau} + 0.000429e^{-10.4414\tau} + 35$$

$$\vartheta_2 = -34.85e^{-0.000147\tau} - 0.164e^{-0.01389\tau} + 0.24e^{-10.4414\tau} + 35.35$$

$$\vartheta_3 = -35.601e^{-0.000147\tau} + 0.1648e^{-0.01389\tau} + 0.00016e^{-10.4410\tau} + 35.35$$

$$\tau_{B1} = 5.67 \text{ 小时}$$

$$m_1 = 0.9348^\circ\text{C}/\text{小时}$$

对于例 2

$$\tau_{B2} = 5.67 \text{ 小时},$$

$$m_2 = 0.4856^\circ\text{C}/\text{小时}$$

轴向传热为无穷大的情形

对于例 1

$$m_1 = 2.16^\circ\text{C}/\text{小时}.$$

2、结果分析

图 2 中的曲线 (1) 是 $q = 8.75 \times 10^6 \text{ J}/\text{m}^2\text{s}$ 按本文式 (5-a) 的计算曲线, 而虚线 (A) 是按文献 [2] $n = 3000$ 转/分的实验曲线, 曲线 (2) 是 $q = 1.5 \times 10^6 \text{ J}/\text{m}^2\text{s}$ 的本文理论值, 而曲线 (B) 是文献 [2] $n = 1500$ 转/分的实验值, 可见该实验结果与本文情况 1 十分接近, 图 3 是两种极限情况下轴承无因次温度 (即温升 ϑ 和平衡温度 $\vartheta_{1,\infty}$ 的比值) 与时间 τ 的关系曲线。

$\left(\frac{\vartheta_1}{\vartheta_{1,\infty}}\right) - \tau$: 表示轴向传热为零的情况无因次温度——时间关系曲线

$\left(\frac{\vartheta_1}{\vartheta_{1,\infty}}\right)_\infty - \tau$: 表示轴向传热为无穷大的情况, 无因次温度——时间关系曲线

$\left(\frac{\vartheta_1}{\vartheta_{1,\infty}}\right) - \tau$: 表示文献 [2] 的实验结果无因次温度——时间关系曲线

从这里可以看出, 实验结果落在这两种极限情形之中。

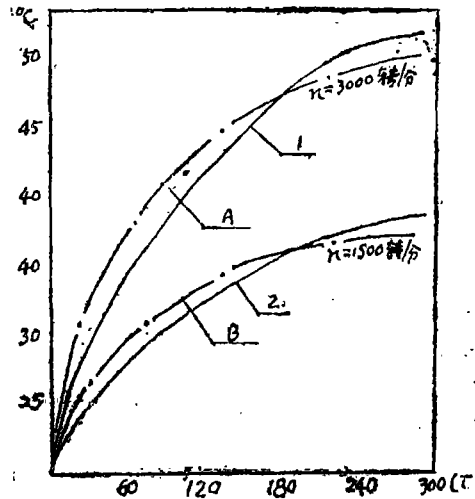


图 2 T-τ 关系曲线

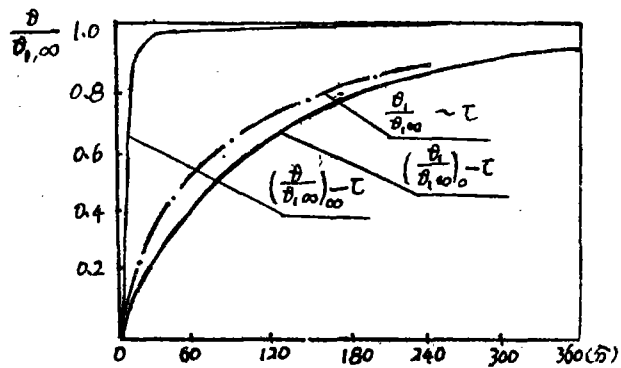


图 3 $\vartheta/\vartheta_{1,\infty} - \tau$ 关系曲线

五、对标准的修改意见

通过上述的理论计算可知,对于几何尺寸较小的机床,在平衡态时温度时间的变化率 m 值约在1—2范围内,达平衡态的时间 $\tau_s < 6$ 小时,而根据通常的经验和文献〔2〕的实验数据,对于小型机床,达平衡态的时间在2—6小时,相应的 m 值也在1—2左右,所以,理论和实践都说明标准规定 $m = 5^\circ\text{C}/\text{小时}$,对于几何尺寸较小的机床来说是偏大了,所以本文建议对于小型机床取1—2的平均值,即 $m = 1.5^\circ\text{C}/\text{小时}$,作为平衡态的判别原则。

参 考 文 献

- 〔1〕中华人民共和国第一机械工业部部标准,JB-2278-78,(1980)。
- 〔2〕张伯霖等,机床热变形的试验研究,华侨大学学报,1(1985)。

Temperature Increase of the Bearing of Liquid Lubricity and Criteria for Heat Balance of Precise Machine

Weng Rongzhou Yang Xiangxiang

Abstract

In this paper, the concept of heat transfer for thin-wall system using heat balance equations around bearing, lubricating oil and shaft with internal heat reserve was used to establish trial volume lumped heat capacity system. Analytical solution relating the temperature increase of the system was obtained. The criteria for steady-state heat balance condition can then be set and maximum temperature rise can be predicted. Finally, we put forward a bit of corrective opinion for JB-2278-78.