

XM-140/20型密炼机转子滑动轴承间隙分析

佟 鼎

(山东轮胎厂 264200)

摘要 在对 XM-140型密炼机转子滑动轴承的受力、几何关系及润滑油材质等进行分析后,确定其理论间隙值为 0.3928mm。考虑工艺条件、环境温度等因素的影响,确定转子轴承最佳间隙值为轴承理论间隙值+装配收缩量+轴瓦收缩量+转子轴的膨胀量= 0.3928+ 0.02+ 0.08+ 0.08= 0.5728 (mm)。

关键词 密炼机,滑动轴承,轴承间隙

密炼机是橡胶工业主要的加工设备之一。目前国内一些大企业已逐步以容量大、速度高的 GK270, F270, GK370和 PX420等型号的新型密炼机代替了老式的 XM-140型密炼机。但是,一些中小企业及少数大企业仍然在继续使用着 XM-140型密炼机。这种设备在生产能力、自动化水平方面比不上新型密炼机,但其混炼胶质量却不比新型密炼机的差。因此,搞好 XM-140型密炼机的维护、保养,提高运转率,减少维修成本,继续发挥其作用,仍然是很重要的。

在 XM-140型密炼机大、中修过程中,一个主要问题就是转子滑动轴承间隙最佳值的选取。合适的间隙有利于提高轴承承载能力和润滑效果,减轻轴承磨损,避免由于摩擦过大而引起轴瓦温升过高,严重时导致“烧瓦”、抱轴等不良后果。

1 转子滑动轴承配合间隙分析

转子轴承配合间隙的确定要依据有利于油膜形成和有利于提高滑动轴承承载能力的原则,同时要考虑加工工艺、安装工艺及温度

对轴承间隙的影响,最后求得实际加工间隙尺寸,满足润滑要求及承载能力要求。

1.1 轴承所受的径向力

滑动轴承所受外力主要有胶料的压力、速比齿轮的啮合力及转子和齿轮的重力。短转子轴承受力要比长转子受力大,因此短转子轴承事故率比长转子的高,所以我们重点分析短转子受力。

为计算讨论方便,把短转子简化为一简支梁,如图 1和 2所示。图中 a 和 b 两支承点为滑动轴承的中心支点, c 点为转子重心, o 点为胶料作用于转子轴的中心点, d 点为速比齿轮作用于转子轴的中心点; R_{ax} , R_{ay} , R_{bx} , R_{by} 分别为 a 和 b 两支点的 x 轴方向和 y 轴方向的支反力; P_x , P_y 为胶料对转子作用力在 x 和 y 轴上的两个分力; P_r 和 P_a 为速比齿轮的径向力和周向力, G_r 和 G_c 为转子和齿轮的自重。

经分析计算,靠近齿轮端轴负荷最大,在额定负荷下其所受径向力 R_b 为 184.33kN。

1.2 轴承所受平均压强

轴承所受平均压强可用下式表示:

$$P = F/dB \quad (1)$$

式中 F ——轴承径向载荷, N;

d ——轴颈直径, mm;

B ——轴颈有效宽度, mm

作者简介 佟鼎,男,1962年出生。高级工程师。1984年毕业于北京化工学院橡胶机械专业。主要从事轮胎机械的安装与维修工作。

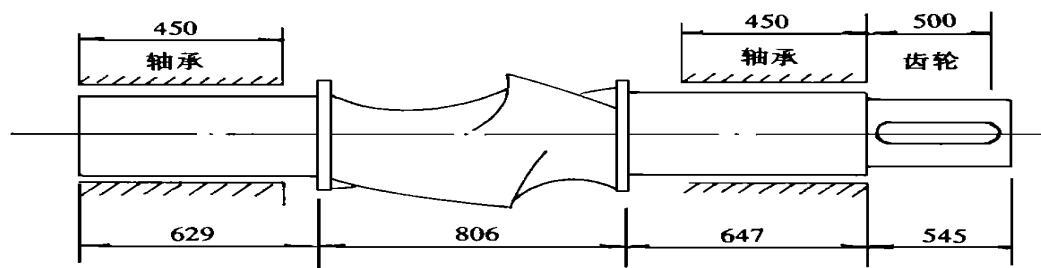


图 1 转子简图

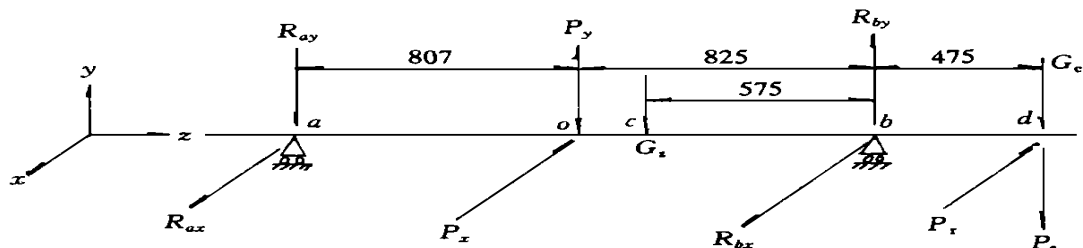


图 2 转子受力简图

在有关标准中规定: $d = 320\text{mm}$, $B = 450\text{mm}$, 有效宽度取 70% 计算, 由此可算得 $P = 1.8\text{MPa}$

摩擦面分开, 见图 3

压强 P ($P = 1.8\text{MPa}$) 为密炼机电机在额定功率 240kW 时短转子速比的齿轮端轴承所受的平均压强。在实际工作中, P 是时间的函数, 即 $P = f(t)$ 。在投料、加炭黑、压砣加压的瞬间, 电机电流增大, 功率增高超过额定负荷, 此时的压强最大, 且 $P_{\max} > 1.8\text{MPa}$, 但这只是瞬间, 大部分是在低于额定功率的范围内 (180kW 左右) 工作。

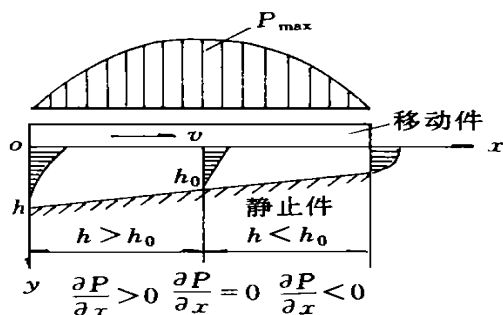


图 3 油楔承载机理

1.3.1 向心轴承的几何关系

向心轴承的几何关系如图 4 所示。

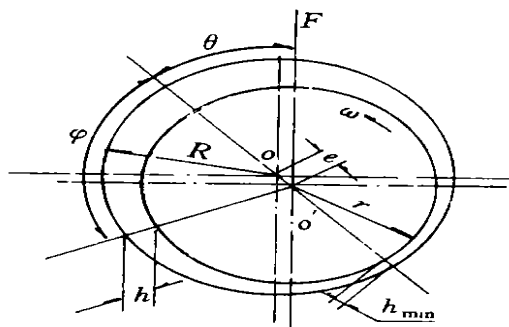


图 4 向心轴承几何关系

从图 4 中可以看出有下列关系存在:

$$W = R - r \quad (2)$$

轴承的轴瓦材质为锡青铜 ZQ Sn6-6-3, 其许用压强为 5.0MPa, 远大于 1.8MPa, 故轴瓦材质的抗压能力是足够的。但锡青铜的抗咬合性、顺应性和嵌藏性很差, 因而在轻微擦伤后, 如不及时排出轴瓦细粉末, 就会造成烧瓦、抱轴的严重后果。

1.3 轴承间隙值的理论计算

滑动轴承承载能力的大小除取决于自身的材质外, 还取决于润滑油边界膜强度的大小。由于导致边界膜破裂的因素十分复杂, 目前尚未有较好的理论解释。本文假定它为液体动压轴承, 即利用轴颈本身回转时的泵油作用, 把油带入摩擦面之间, 建立压力油膜将

式中 W —半径间隙;
 R —轴承孔半径;
 r —轴颈半径。

$$j = W/r \quad (3)$$

式中 j —相对间隙

$$X = e/W = e/(R - r) \quad (4)$$

式中 X —偏心率;

e —偏心率

$$e = W - h_{\min} \quad (5)$$

式中 $h_{\min}$ —最小油膜厚度。

轴承间隙量为 $2W$

1.3.2 油膜承载力的计算

对于一般承受径向载荷的向心轴承来说,承载油膜角度只是轴承包角的一部分,见图 5 假设轴承宽度为无限宽,不考虑润滑油沿轴承的轴向流动,可利用公式 (6) 计算轴承

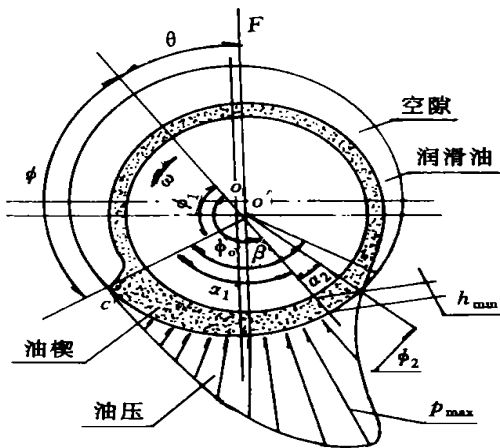


图 5 承载油膜

的油膜承载力。

$$dp = \frac{6Z_v}{rj^2} \cdot \frac{X \cos H - \cos H_0}{(1 + X \cos H)^3} dH \quad (6)$$

式中 p —油膜承载力, N;

Z —润滑油在轴承平均工作温度下的动力粘度, $\text{Pa} \cdot \text{s}$;

v —表面滑动速度, $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ 。

对式 (6) 积分, 即可得到沿外载荷方向单位轴承宽度的油膜承载力 p

$$p = - \int_{H_1}^{H_2} p^H \cdot \cos(H + \theta) r dH \quad (7)$$

用 p 乘以轴承宽度 B , 得到在无端面泄漏情况下的轴承油膜承载力, 但实际上存在端面泄漏, 见图 6 轴承两端的压力为零, 油膜压力沿轴承抛物线分布, 这就大大降低了轴承的承载力, 故需乘以系数 k_b , 得到距轴中心 z 处的油膜压力 p^H

$$p^H = p^H \cdot k_b [1 - (2z/B)^2] \quad (8)$$

将式 (7) 代入式 (8), 并对整个轴承宽度进行积分, 求得有限宽轴承的承载力 F 。

$$F = - \int_{-B/2}^{B/2} \int_{H_1}^{H_2} p^H \cos(H + \theta) r dH dz \quad (9)$$

整理式 (9), 得

$$F = \frac{2\eta v B}{j^2} \cdot \left\{ - \frac{1}{2} \int_{H_1}^{H_2} \left[\int_{H_1}^{H_2} \frac{X \cos H - \cos H_0}{H_1 (1 - X \cos H)^3} dH \right] k_b \cdot [\cos(H + \theta) dH] \right\}$$

(10)

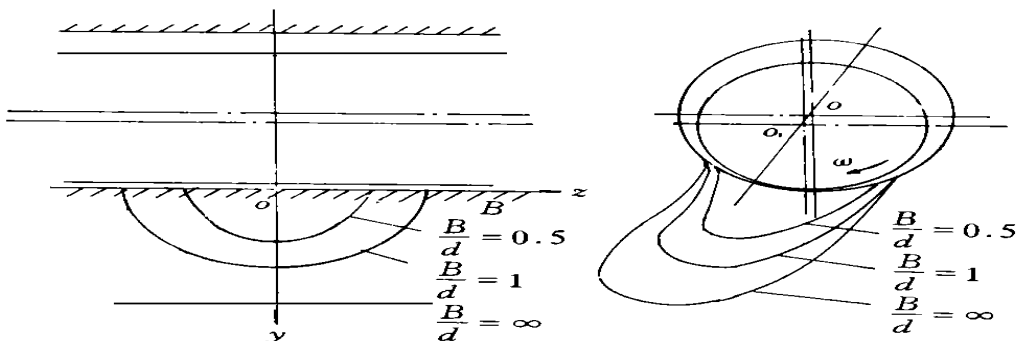


图 6 端泄漏对承载能力的影响

在式 (10) 中, 令 $C_p = \{\dots\}$, 且将 C_p 视为承载量系数, 则

$$F = \frac{2\eta v B}{j^2} \cdot C_p \tag{11}$$

为使油膜承载能力满足要求, 必须使油膜承载力大于轴承所受的力, 即 $F > R_b$ 。由于 R_b 为变量, 上述的 $R_b = 184.33 \text{ kN}$ 是在电机额定功率下的数值, 在炼胶过程中 R_b 有时瞬间会超过这个数值, 故取 $F = 130\%$, $R_b = 239.63 \text{ kN}$

1.3.3 润滑油粘度

密炼机转子轴承用润滑油为 1# 汽缸油, 代用油为 70# 机械油。润滑脂无法讨论, 故不进行分析。

1# 汽缸油运动粘度 V 在 100°C 时为 $9\sim 13 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$, 50°C 时为 $60\sim 81 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$; 70# 机械油的 V 在 100°C 时约为 $10 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$, 50°C 时为 $67\sim 73 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ 。二者的运动粘度非常接近。

密炼机满负荷工作时转子轴承工作温度为 45°C , 通过列表求得 45°C 时油的运动粘度为 $80 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ 。

由于动力粘度 $Z = V \cdot d$, 其中 d 为润滑油密度, 通常矿物油密度为 $850\sim 900 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$, 取 $d = 880 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$, 因此可求得其在 45°C 时的动力粘度 Z 为 $7.04 \times 10^{-2} \text{ Pa} \cdot \text{s}$

1.3.4 轴承间隙

依据轴承宽颈比 B/d 及偏心率 X 选择承载量系数 C_p

$$B/d = 450/320 = 1.41$$

$$X = e/lr = (W - h_{\min})/W = 1 - h_{\min}/W$$

由于 $h_{\min}$ 很小, 故 X 值很接近于 1, 取 $\epsilon = 0.95$, 查表得 $C_p = 19$

利用公式 (11) 即可求出 $\psi = 1.2276 \times 10^{-3}$ 。

由公式 (3) 可知, $W = j \cdot r = 0.1964 \text{ mm}$, 则滑动轴承的直径间隙 $2W$ 为 0.3928 mm 。此值处于化工部检验规程规定的间隙值 ($0.35\sim 0.45 \text{ mm}$) 范围中, 而且相当合适。从 $h_{\min}$ 的

数值结果看, 所选取的 C_p 值也是比较正确的。

2 轴承间隙的影响因素

2.1 加工工艺

我厂加工轴承轴瓦时, 轴瓦的外径尺寸和内径尺寸是在一个工位上加工完成的, 从而保证了同轴度, 但装配时会由于瓦座内孔而引起变形, 这个变形量通过刮研可以达到最小。同时, 轴瓦与瓦座是过盈配合, 过盈量一般为 $0.01\sim 0.03 \text{ mm}$, 装配后的轴承内径收缩约 0.02 mm 。

2.2 温度

以上对轴承间隙的计算, 前提是在密炼机工作情况下, 即温度为 45°C , 但是加工、安装通常是在 $10\sim 20^\circ\text{C}$ 条件下进行, 这样它的尺寸就会发生变化, 从而影响到轴承间隙。

根据传热学圆筒壁导热理论进行分析, 将轴瓦和轴承座部分视为双层圆筒壁管 (见图 7), 并假设热量沿径向传递, 忽略轴向传热。

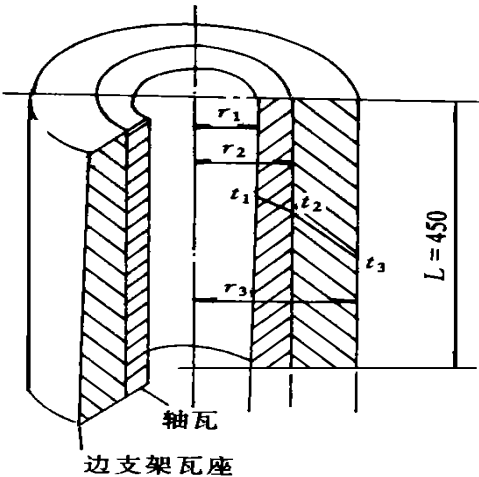


图 7 轴瓦与瓦座传热计算示意图

令轴瓦内径 $r_1 = 160 \text{ mm}$;
轴瓦外径 (即瓦座内径) $r_2 = 175 \text{ mm}$;
瓦座外径为边支架轴承座外壁, 视为圆筒形, 取半径 $r_3 = 265 \text{ mm}$;
轴承长度 $L = 450 \text{ mm}$;

轴承内侧温度 $t_1 = 45^\circ\text{C}$;

轴承外壁温度 $t_3 = 25^\circ\text{C}$;

轴瓦外壁与瓦座内壁相结合面的温度假定为 $t_2 = 41^\circ\text{C}$ 。

边支架轴承座平均温度 $t_n = (t_2 + t_3) / 2 = 33^\circ\text{C}$;

平均温度下的导热系数 λ_1 (轴瓦) = $25\text{W} \cdot (\text{m} \cdot ^\circ\text{C})^{-1}$, λ_2 (瓦座) = $38\text{W} \cdot (\text{m} \cdot ^\circ\text{C})^{-1}$ 。

根据傅立叶导热定律,可得出沿圆筒壁的径向导热率。

$$Q = \frac{2\pi L(t_1 - t_3)}{\ln(\frac{r_2}{r_1})\lambda_1 + \ln(\frac{r_3}{r_2})\lambda_2} = 3896.6\text{W}$$

根据导热理论

$$Q = \frac{2\pi L(t_1 - t_2)}{\ln(\frac{r_2}{r_1})}$$

$$\text{则 } t_2 = t_1 - \frac{Q \ln(\frac{r_2}{r_1})}{2\pi L} = 40.06^\circ\text{C}$$

计算可知, t_2 的计算值与假定值十分接近。得出界面温度后,即可求知轴瓦和瓦座的平均温度。

瓦座平均温度 $\bar{t}_1 = (t_3 + t_1) / 2 = 32.5^\circ\text{C}$;

轴瓦平均温度 $\bar{t}_2 = (t_1 + t_2) / 2 = 42.5^\circ\text{C}$ 。

设转子轴承处的外表面温度 $t_w = 45^\circ\text{C}$;
转子中心处的温度 $t_s = 35^\circ\text{C}$,则转子轴承的平均温度 $\bar{t}_2 = (t_w + t_s) / 2 = 40^\circ\text{C}$ 。

温度引起的膨胀可利用下面金属线膨胀公式进行计算:

$$\Delta \bar{L} = \bar{L} \cdot \bar{\alpha} \cdot \bar{t}$$

式中 $\Delta \bar{L}$ ——平均胀量;

$\bar{L}$ ——平均直径;

$\bar{\alpha}$ ——平均温度差;

$\bar{\alpha}$ ——线膨胀系数。

转子材质为钢时, $\alpha_s = 11.2 \times 10^{-6}$, 轴瓦 $\alpha_w = 17.6 \times 10^{-6}$; 瓦座材质为铸铁时, $\alpha_n = 10.2 \times 10^{-6}$ 。取厂房内温度 $t_4 = 17^\circ\text{C}$; 瓦座的

平均直径 $\bar{D}_1 = r_2 + r_3 = 440\text{mm}$; 轴瓦的平均直径 $\bar{D}_2 = r_1 + r_2 = 335\text{mm}$; 转子轴承平均直径 $\bar{D} = 320\text{mm}$; 瓦座的平均温差 $\Delta \bar{t}_1 = \bar{t}_1 - t_4 = 15.5^\circ\text{C}$; 轴瓦的平均温差 $\Delta \bar{t}_2 = \bar{t}_2 - t_4 = 25.5^\circ\text{C}$; 转子轴承平均温差 $\Delta \bar{t}_3 = \bar{t}_2 - t_4 = 23^\circ\text{C}$, 则可计算出: 瓦座的平均胀量 $\Delta \bar{L}_1 = 0.07\text{mm}$; 轴瓦平均胀量 $\Delta \bar{L}_2 = 0.15\text{mm}$; 转子轴承平均胀量 $\Delta \bar{L}_3 = 0.08\text{mm}$ 。

根据计算结果可知, $\Delta \bar{L}_2$ 与 $\Delta \bar{L}_1$ 之差为 0.08mm , 由于瓦座厚度较轴瓦厚度大得多, 且有加强筋, 因此瓦座的强度要比轴瓦的大得多, 轴瓦因温度引起的屏障量向外胀不出, 只能向内压缩。把轴瓦、瓦座看成是不可能压缩的, 那么轴瓦则向内收缩, 收缩量为 0.08mm 。

综合上述因素后, 要保证轴承在工作温度 (45°C) 时油膜承载能力满足工作需要时的合适间隙值 (0.3982mm), 就要在加工中放大由安装、装配和温度等因素引起的膨胀量。转子轴承的最佳间隙值应为以下 4 项之和, 即转子轴承最佳间隙值 = 轴承理论间隙值 + 装配收缩量 + 轴瓦收缩量 + 转子轴的膨胀量 = $0.3928 + 0.02 + 0.08 + 0.08 = 0.5728 (\text{mm})$ 。

3 结语

本文在理论上分析了转子滑动轴承间隙, 并得出了最大承载力时的最佳轴承间隙。但在实际工作中有些因素是变化的, 比如冬季与夏季室内温度就有一定的差别, 会对轴承间隙有一定的影响, 这就需要理论与实际相结合。

在多次密炼机大、中修中, 转子轴承间隙都确定在 $0.50 \sim 0.55$ 之间, 加工中取上偏差值 (即接近 0.55) 时, 效果良好。

收稿日期 1996-12-20