

文章编号: 1000-8055(2000)02-0179-04

失去润滑的高速滚动轴承工作游隙的分析

苏 华¹ 刘志全²

¹(西北工业大学 709 教研室, 陕西 西安 710072)

²(北京空间飞行器总体设计部, 北京 100086)

摘要: 分析了某武装直升机传动系统在失去润滑状态下其高速滚动轴承工作游隙的变化情况, 推导出考虑构件弹性时轴承游隙变化量的计算公式, 并以实例验算。为合理选择滚动轴承游隙值, 提高轴承系统寿命乃至整个传动系统生存力提供依据。

关 键 词: 滚动轴承; 侧滑; 弹性; 间隙

中图分类号: V 233. 1 文献标识码: A

1 引 言

武装直升机在作战中由于飞行速度及高度所限极易受到对方攻击, 因此直升机的生存力在国内外一直是倍受关注的问题。受到攻击的直升机其传动系统往往处于失去润滑的工作状态, 其滚动轴承的工作游隙将迅速减小, 最终导致“抱轴”现象, 使传动失效。因此分析滚动轴承在失去润滑状态下的工作游隙对于研究直升机传动系统的生存能力是十分重要的。现有的文献资料中, 滚动轴承的游隙往往按刚性构件的几何尺寸关系或由经验公式给出, 很少有准确的定量描述。本文以弹性理论为基础, 计算出滚动轴承在失去润滑状态下工作游隙的变化量, 具有一定实用性。

2 分析模型

如图 1 所示, 滚动轴承安装在空心轴上, 内圈随轴以角速度 ω 转动, 外圈安装在轴承座孔(未画出)上固定不动。考虑构件弹性时计算滚动轴承在失去润滑下工作游隙的变化主要包括以下内容: (1) 当轴承以过盈配合安装于轴和轴承座时, 轴承内圈膨胀, 外圈收缩, 使轴承游隙减小。(2) 当轴承内圈随轴一起作高速转动时, 在离心力作用

下内圈将产生径向位移, 使内圈与轴之间的过盈量减小, 轴承游隙发生变化。同时, 滚动体连同保持架一起旋转时产生的离心力作用于轴承外圈上, 使外圈亦产生径向位移, 导致游隙变大。(3) 轴承工作中各元件温度的变化将影响轴承套圈与轴或轴承座的配合过盈量。同时套圈内、外表面分别存在的温度差所引起的热变形, 都会使轴承游隙发生变化。(4) 轴承在外载荷作用下, 套圈及滚动体将发生弹性变形, 使轴承游隙增大, 并影响载荷的分布。

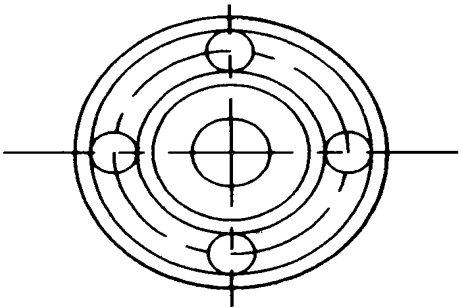


图 1 分析模型

轴及轴承有关数据如下: r_1 为空心轴内径, r_2 为内圈内半径, r_3 为内滚道半径, r_4 为外滚道半径, r_5 为外圈外半径, ρ_1 为轴材料密度, ρ_2 为内圈

收稿日期: 1999- 05- 24; 修订日期: 1999- 10- 19

基金项目: 国家自然科学基金资金资助项目(59705003); 航空基金科学基金资助项目(97C53029)

作者简介: 苏华(1968-), 女, 西北工业大学讲师, 硕士

材料密度, E_1 为轴材料弹性模量, E_2 为内圈材料弹性模量, E_3 为外圈材料弹性模量, μ_1 为轴材料泊松比, μ_2 为内圈材料泊松比, μ_3 为外圈材料泊松比, ω 为轴转速, F 为外载荷。

3 计算公式推导

按弹性理论^[4], 本文中所分析的滚动轴承套圈及空心轴的弹性变形均按厚壁筒轴对称平面应变问题处理。

3.1 装配引起的游隙变化

3.1.1 轴承内圈的扩张

如图 2 所示, 轴承内圈与轴过盈配合使配合面产生装配压力 p_c 。在内压力 p_c 作用下, 轴承内圈上任一点的径向位移为^[1]:

$$U_{\text{I}} = \frac{p_c r_2^2 (1 + \mu_2)}{E_2 (r_3^2 - r_2^2)} \left[(1 - 2\mu_2) r + \frac{r_3^2}{r} \right] \quad (1)$$

一般轴承的游隙是按直径间隙测量的, 而径向位移为套圈半径的变化量(下同), 设由于轴承

内圈扩张引起的轴承游隙的减小量为 δ_{pi} , 则:

$$\delta_{pi} = 2(U_{\text{I}})_{r=r_3} = \frac{4p_c r_2^2 r_3 (1 - \mu_2^2)}{E_2 (r_3^2 - r_2^2)} \quad (2)$$

式(2)表示在静止状态下装配压力 p_c 与游隙变化量的关系。但由于轴承工作时的高速转动及温度上升, 将使配合面间过盈量减小, 故接触面的压力及游隙也随之改变, 具体计算见 3.2 及 3.3 部分。

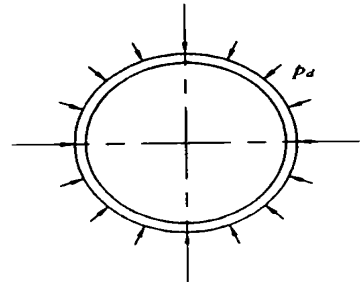


图 2 轴承内圈受力图

式(2)中压力 p_c 的大小可由轴与内圈的变形协调关系求得。设内圈与轴之间的装配过盈量为 δ , 则:

$$p_c = \frac{\delta}{2r_2 \left[\frac{(1 + \mu_1)(1 - 2\mu_1)r_2^2 + (1 + \mu_1)r_1^2}{E_1 (r_2^2 - r_1^2)} + \frac{(1 + \mu_2)(1 - 2\mu_2)r_2^2 + (1 + \mu_2)r_3^2}{E_2 (r_3^2 - r_2^2)} \right]} \quad (3)$$

3.1.2 轴承外圈的收缩

如图 3 所示, 轴承外圈与轴承座过盈配合后

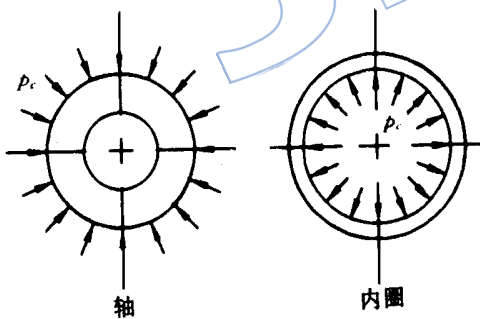


图 3 轴承外圈受力图

在接触面产生压力 p_d 。在 p_d 作用下, 轴承外圈上任一点的径向位移为:

$$U_{\text{II}} = - \frac{p_d r_5^2 (1 + \mu_3)}{E_3 (r_5^2 - r_4^2)} \left[(1 - 2\mu_3) r + \frac{r_4^2}{r} \right] \quad (4)$$

设外圈在装配压力 p_d 作用下引起的收缩变形使轴承游隙减小量为 δ_{po} , 则:

$$\delta_{po} = - 2(U_{\text{II}})_{r=r_4} = \frac{4p_d r_5^2 r_4 (1 - \mu_3^2)}{E_3 (r_5^2 - r_4^2)} \quad (5)$$

p_d 可按上述方法由装配过盈量求得。需要指出的是由于外圈温度变化会使装配过盈量及 p_d 有所

变化, 所以游隙也将改变(详见 3.3 部分)。

3.2 高速旋转引起的游隙变化

当一厚壁筒以角速度 ω 旋转时, 其壁上任一点的位移为^[1]:

$$U_{\text{III}} = \frac{\rho \omega^2 r (3 - 2\mu) (1 + \mu) (1 - 2\mu)}{8E (1 - \mu)} \times \left[a^2 + b^2 + \frac{a^2 b^2}{(1 - 2\mu) r^2} - \frac{r^2}{3 - 2\mu} \right] \quad (6)$$

其中 ρ 为材料密度, a 和 b 分别为内、外半径, μ 为泊松比, E 为弹性模量。轴承内圈和空心轴在高速旋转下的径向位移均可由式(6)求得。设轴承内圈在高速旋转时产生的径向位移对游隙的减小量为 δ_{oi} , 则:

$$\begin{aligned} \delta_{oi} &= 2(U_{\text{III}})_{(a=r_2, b=r_3, r=r_3)} \\ &= \frac{\rho \omega^2 r_3 (3 - 2\mu_2) (1 + \mu_2)}{2E_2} \\ &\quad \times \left[\frac{1 - 2\mu_2}{3 - 2\mu_2} r_3^2 + r_2^2 \right] \end{aligned} \quad (7)$$

在 3.1.1 部分已推出过盈量 δ 与压力 p_c 的关系式(3)。但由于离心力作用使轴承内圈与轴之间的过盈量由 δ 减小为 δ' , 相应的压力由 p_c 变为 p'_c , δ' 可由下式计算:

$$\begin{aligned} \delta' &= \delta_i - 2[(U_{III})_{(a=r_2, b=r_3, r=r_2)} - (U_{III})_{(a=r_1, b=r_2, r=r_2)}] \\ &= \delta_i - \left\{ \frac{\rho_2 \omega^2 (3 - 2\mu_2) (1 + \mu_2) r_2}{2E_2} \left[\frac{1 - 2\mu_2}{3 - 2\mu_2} r_2^2 + r_3^2 \right] - \frac{\rho_1 \omega^2 (3 - 2\mu_1) (1 + \mu_1) r_2}{2E_1} \left[\frac{1 - 2\mu_1}{3 - 2\mu_1} r_2^2 + r_1^2 \right] \right\} \end{aligned} \quad (8)$$

滚动体公转产生的离心力对轴承外圈产生径向压力, 使游隙变大了 δ_{ω} 。设离心力均匀作用在外圈内表面上, δ_{ω} 可近似按式(1)计算, 只是这里套圈为外圈, p_c 相当于离心力, 其大小为 $m D_m \omega^2 / 2^{[3]}$ (m_r 为滚动体质量, D_m 为滚动体的中心圆直径, ω 为公转速度), 则:

$$\begin{aligned} \delta_{\omega} &= \frac{m_r D_m \omega^2 r_4 (1 + \mu_3)}{E_3 (r_5^2 - r_4^2)} \\ &\times [(1 - 2\mu_3) r_4^2 + r_5^2] \end{aligned} \quad (9)$$

3.3 热变形

滚动轴承工作时其内部各元件表面温度一般是不同的。通过热分析可以得到在稳定及非稳定(如失去润滑后)状态下轴承系统温度场 T 的分布状况。一般情况下, T 是时间和位置的函数, 且为二维轴对称分布, 即 $T_{1,2,3} = T_{1,2,3}(r, t)$ (下标 1, 2, 3 分别表示轴承的内、外圈和空心轴)。由此可以计算出相应的热变形。套圈上任一点的径向位移为:

$$\begin{aligned} U_{IV} &= \frac{1 + \mu}{1 - \mu} \cdot \frac{\alpha}{r} \int T r dr \\ &+ \frac{\alpha(1 + \mu) [(1 - 2\mu) r^2 + a^2]}{r(1 - \mu)(b^2 - a^2)} \int T r dr \end{aligned} \quad (10)$$

其中: a 和 b 分别为内、外半径, α 为热膨胀系数, T 为温度函数。

滚动轴承各元件温度变化对游隙的影响主要有以下两方面:

(1) 轴承套圈温度上升会改变套圈与轴或轴承座的配合过盈量, 从而引起游隙变化。

以内圈为例, 设内圈与轴配合过盈量由 δ'_i 减小到 δ''_i , 相应的配合压力由 p'_c 减小到 p''_c , 在 p''_c 作用下游隙的减小量为 δ''_0 。则:

$$\begin{aligned} \delta''_i &= \delta'_i - 2[(U_{IV})_{(a=r_2, b=r_2, r=r_2, T=T_1)} \\ &- (U_{IV})_{(a=r_1, b=r_2, r=r_2, T=T_3)}] \end{aligned} \quad (11)$$

将式(11)代入式(3)可得新的压力 p''_c , 再代入式(2)可得:

$$\delta''_0 = \frac{4r_2^2 p''_c r_3 (1 - \mu_2)}{E_2 (r_3^2 - r_2^2)} \quad (12)$$

同样外圈因温升而使之与轴承座配合过盈量由装配过盈量 δ_0 增加到 δ''_0 , 压力由 p_d 增加到 p''_d , 在 p''_d 作用下轴承游隙减小量为 δ''_0 , 则由式(5)可

得:

$$\delta''_0 = \frac{4P_d r_5^2 r_4 (1 - \mu_3)}{E_3 (r_5^2 - r_4^2)} \quad (13)$$

δ''_0 及 p''_d 可按上述方法求出。

(2) 滚动体与套圈滚道表面接触为轴承工作的主要热源, 因此内圈外表面温度高于其内表面温度, 外圈内表面温度高于其外表面温度, 故内、外圈的热变形均会使轴承游隙减小。设内圈热变形使游隙的减小量为 δ_{0i} , 外圈热变形使游隙的减小量为 δ_{0o} , 则:

$$\begin{aligned} \delta_{0i} &= 2(U_{IV})_{(a=r_2, b=r_3, r=r_3)} \\ &= \frac{4(1 + \mu_2) \alpha_i r_3}{r_3^2 - r_2^2} \int_2 T_1 r dr \end{aligned} \quad (14)$$

$$\begin{aligned} \delta_{0o} &= 2(U_{IV})_{(a=r_4, b=r_5, r=r_4)} \\ &= \frac{4(1 + \mu_3) \alpha_o r_4}{r_5^2 - r_4^2} \int_4 T_2 r dr \end{aligned} \quad (15)$$

其中: α_i 和 α_o 分别为内、外圈材料热膨胀系数。

3.4 外载荷 F 作用下的弹性变形

滚动轴承的滚动体与套圈的接触为点或线接触, 在外载荷 F 作用下产生弹性变形, 使轴承游隙增大了 δ_e , 这对于支承刚度和精度要求较高的轴承系统是必需考虑的。当滚动体组件转动时, 弹性变形量也随之改变^[2], 但这些变化很小, 所以计算时可不考虑。按赫兹理论, 当滚动体与套圈为点接触时^[2]:

$$\delta_e = \left(\frac{F}{C_\delta} \right)^{\frac{2}{3}} \quad (\text{单位: mm}) \quad (16a)$$

其中 F 为外载荷(单位: N); $C_\delta = (C_{\delta i} + C_{\delta o})^{- (3/2)}$ $d_w^{1/2}$ (单位: N/mm^{3/2})。这里 d_w 为滚动体直径(单位: mm); $C_{\delta i}$ 和 $C_{\delta o}$ 分别为内、外圈的变形系数, 可由下式计算:

$$\begin{aligned} C_\delta &= \frac{2.79}{10^4} \cdot \frac{2k}{\pi \mu} \left(d_w \cdot \sum \rho \right)^{\frac{1}{3}} \\ &[\text{单位: (N/mm}^2)^{- (2/3)}] \end{aligned}$$

式中: $\frac{2k}{\mu}$ 为赫兹系数, 可查轴承手册; $\sum \rho$ 为接触处的综合曲率半径。

当滚动体与套圈为线接触时^[2]

$$\delta_e = \frac{8.10}{10^5} \frac{E^{0.925}}{L r^{0.85}} \quad (\text{单位: mm}) \quad (16b)$$

式中: L 为滚动体实际接触长度。

以上从 4 个方面分别讨论了在某种因素作用下轴承游隙大小的变化,按照迭加原理,高速滚动轴承在失去润滑条件下的工作游隙可用下式计算:

$$\Delta = \Delta_0 - (\delta_{pi}'' + \delta_{po}'' + \delta_i + \delta_o + \delta_{vi}) + \delta_{vo} + \delta_f \quad (17)$$

式中: Δ_0 为初始游隙,其余各量分别用式(7), (10)及(12)~(16)等计算。

需要指出,这里主要考虑的是滚动轴承的径向游隙,有些轴承还有轴向游隙,可通过公式换算得到^[2]。

4 算 例

以滚动轴承 D1842926S_{Q1} 在稳定运转情况下工作为例,轴承内、外圈及空心轴的温度场函数可近似表示为: $T_1 = 753.85r - 49$, $T_2 = -1292.31r + 116.31$, $T_3 = 178.95r - 4.83$ 。与文中相应有关数据如下: $\Delta_0 = 74 \mu\text{m}$, $\delta = 25.5 \mu\text{m}$, $\delta_o = 20 \mu\text{m}$, $r_1 = 27 \text{ mm}$, $r_2 = 65 \text{ mm}$, $r_3 = 71.5 \text{ mm}$, $r_4 = 83.5 \text{ mm}$, $r_5 = 90 \text{ mm}$, $D_m = 155 \text{ mm}$, $L_r = 8 \text{ mm}$, $\mu_1 = 0.26$, $\mu_2(\mu_3) = 0.3$, $E_1 = 204 \text{ GN/m}^2$, $E_2(E_3) = 207 \text{ GN/m}^2$, $\alpha(\alpha_c) = 10.08 \times 10^{-6}/^\circ\text{C}$, $F = 4903 \text{ N}$, $\omega = 1256.6 \text{ rad/s}$, $\omega_c = 579.6 \text{ rad/s}$, $m_r = 0.02067 \text{ kg}$ 。计算结果如下: $\delta_o'' = 3.43 \mu\text{m}$, $\delta_i'' = 2.82 \mu\text{m}$, $\delta_{wo} = 5.45 \times 10^{-3} \mu\text{m}$, $\delta_{wo} = 33.48 \mu\text{m}$, δ_i

$$= 4.66 \mu\text{m}, \delta_o = 9.07 \mu\text{m}, \delta_f = 35.8 \mu\text{m}, \Delta = 56.34 \mu\text{m}。$$

5 讨 论

(1) 本文推出了各方面因素影响下滚动轴承游隙变化的计算公式,对研究高速、高精度滚动轴承系统是十分实用的。若间隙 Δ 为零后,则滚动体与滚道的接触压力亦会影响游隙的大小,此时对内外圈而言,均为同时受内、外压模型。可依前述方式进行分析。

(2) 若能通过滚动轴承热分析求得瞬态温度场 $T(r, t)$, 则可得出游隙瞬时变化规律,进而作出轴承内部载荷分布、摩擦热与轴承材料硬度的变化规律。这样就可以选择较为合理的初始游隙以满足传动系统高生存力要求。

参 考 文 献

- 1 黄载生等 弹性力学与应用[M] 浙江大学出版社 1989
- 2 埃斯曼等 滚动轴承设计与应用手册[M] 武汉:华中理工大学出版社 1985
- 3 小野繁 滚动轴承的应用设计[M] 贵州人民出版社 1985
- 4 吴毓熙 应用弹性力学[M] 上海:同济大学出版社 1989
- 5 刘志全等 高速圆柱滚子轴承温度分布的计算与测试[J] 机械科学与技术, 1997

(责任编辑 王震华)

Analysis of Work Clearance for High-Speed Rolling Bearing in the Condition of Loss-of-Lubrication

Su Hua¹, Liu Zhiquan²

¹(2nd Dept North West Polytechnic University, Xi'an 710072, China)

²(Beijing Institute of Spacecraft System Engineering, CA ST, Beijing 100086, China)

Abstract The work clearance of the rolling bearing affects its lifetime and survivability of the transmission system greatly. In the condition of loss-of-lubrication, the variation of work clearance in the high-speed rolling bearing of helicopter transmission system is analyzed, and the factors such as the rolling bearing's installing, turning, difference in temperature and load are researched. The formulas for work clearance variation are derived with considering the elasticity, and the numerical example is presented. They provide the bases for choosing rolling bearing parameters reasonably, improving the lifetime of bearing system and the survivability of armed helicopter transmission system.

Key words rolling bearing; lubrication; clearance; elasticity