

文章编号: 1000-8055(2007)03-0439-05

# 航空发动机中介轴承的特性分析

胡 绚, 罗贵火, 高德平

(南京航空航天大学 能源与动力学院, 南京 210016)

**摘 要:** 针对内外圈同向旋转和内外圈反向旋转的两种航空发动机圆柱滚子中介轴承, 应用拟静力学法对其进行了分析, 讨论了它们的保持架转速与滚子自转转速随径向载荷变化的规律, 并且比较了二者在各自的工作方式下的工作特性. 由特性对比可知, 在内外圈反向旋转, 内圈转速大于外圈转速的工作方式下, 中介轴承具有较低的打滑率, 较高的疲劳寿命, 并且有利于密封和转子的振动稳定性; 在内外圈同向旋转, 内圈转速小于外圈转速的工作方式下, 中介轴承承载区滚子自转转速较低, 有利于提高滚子的使用寿命.

**关 键 词:** 航空、航天推进系统; 航空发动机; 中介轴承; 拟静力学法

中图分类号: V233.45

文献标识码: A

## Performance analysis of aero engine intershaft bearing

HU Xuan, LUO Guihuo, GAO Deping

(College of Energy and Power Engineering,

Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

**Abstract:** Two kinds of aero engine cylindrical intershaft bearings are analyzed with quasi-static method, in which one has co-rotating inner ring and outer ring, and the other is counter-rotating. Their cage's speeds and rollers' speeds under different radial loads are discussed, and then their operating performances are compared. It is concluded that, when the intershaft bearing is counter-rotating and its inner ring's speed is larger than its outer ring's, it has lower cage slip rate and longer fatigue life, and is helpful to wear and vibration stability of rotor system; when the bearing is co-rotating and its inner ring's speed is smaller, its speeds of rollers in the loaded zone are lower, and it benefits the life of rollers.

**Key words:** aerospace propulsion system; aero-engine; intershaft bearing; quasi-static method

目前, 大多数涡喷、涡扇发动机采用的是双转子结构. 为了缩短支点跨度, 减轻发动机重量, 双转子发动机往往在高压转子和低压转子之间采用中介轴承. 航空发动机采用的中介轴承有圆柱滚子轴承和角接触球轴承两种, 且以圆柱滚子轴承居多.

国内外现役双转子发动机大部分采用内外圈同向旋转的中介轴承, 并且通常是内圈联接在低

压转子上, 外圈联接在高压转子上, 其内圈转速小于外圈转速, 如 F110 等. 与外圈固定的轴承相比, 这类中介轴承保持架转速较高, 从而增大了滚子的公转转速, 而滚子的自转转速相对减小.

内外圈反向旋转的中介轴承也有航空发动机采用, 如 RB199, 且中介轴承外圈安装在中压转子上, 内圈安装在高压转子上. 这样, 该中介轴承不仅内外圈反转, 而且内圈的转速比外圈转速高,

收稿日期: 2006-03-17; 修订日期: 2006-07-12

作者简介: 胡绚 (1978), 男, 湖南株洲人, 南京航空航天大学博士研究生, 主要从事转子动力学的研究, E-mail: hu\_xuan163@163.com.

其工作特性也随之而不同。

本文针对上述两种不同工作条件下的圆柱滚子中介轴承,应用拟静力学法对它们的工作特性进行分析,并比较了它们的优缺点。

## 1 基本理论

### 1.1 滚子受力分析及平衡方程组的建立

设圆柱滚子中介轴承滚子数为  $z$ , 平均直径为  $D_m$ , 滚子直径为  $D_b$ , 内圈以角速度  $\omega_i$  旋转, 外圈以角速度  $\omega_o$  旋转, 滚子以角速度  $\omega_g$  自转, 保持架以角速  $\omega_m$  旋转。

考虑轴承的稳态运动, 忽略转子系统的不对中和滚子歪斜。如果内滚道对某滚子的径向作用力可以忽略不计, 则定义该滚子位于无载区; 反之则位于受载区。不考虑保持架兜孔与滚子间隙的影响, 假设滚子从受载区进入无载区是瞬时发生。滚子受力情况如图 1 所示, 并设定图中所示的方向为各个力和角速度的正方向。

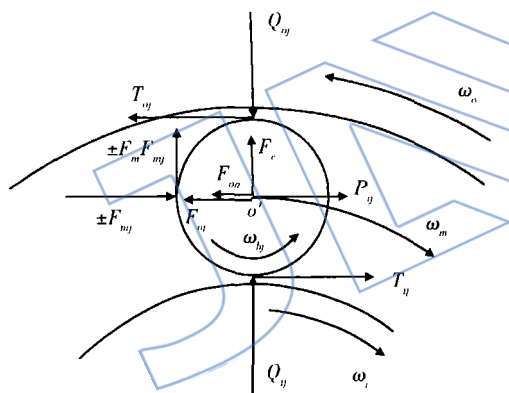


图 1 滚子受力分析

Fig. 1 The loads of rollers

分别建立滚子周向力、径向力和对滚子中心力矩的平衡方程, 可得平衡方程组如下:

$$\begin{cases} P_{ij} + T_{ij} - P_{oj} - T_{oj} \pm F_{mj} - F_{\alpha} = 0 \\ Q_{ij} + F_c - Q_{oj} \pm f_m F_{mj} = 0 \\ 0.5 D_b (T_{ij} + T_{oj} \pm f_j F_{mj}) = 0 \end{cases} \quad (1)$$

对保持架建立平衡方程, 则有:

$$\sum_{j=1}^z F_{mj} D_m / 2 = 0 \quad (2)$$

在式(1)和式(2)中, 各量的意义及其表达式如下:

(1) 内外圈对滚子的径向接触载荷  $Q_{ij}$  和  $Q_{oj}$ . 各个滚子的  $Q_{ij}$  可以用文献[1]的方法计算。  $Q_{oj}$  可以由式(1)中滚子径向平衡方程得到。

(2) 流体动压力  $P_{ij}$  和  $P_{oj}$ , 其无量纲表达式为<sup>[1]</sup>:

$$\bar{P}_{ij} = \frac{P_{ij}}{l_e E_0 R_i} = 18.4 (1 - \gamma) G^{-0.3} \bar{U}_{ij}^{0.7} \quad (3)$$

$$\bar{P}_{oj} = \frac{P_{oj}}{l_e E_0 R_o} = 18.4 (1 + \gamma) G^{-0.3} \bar{U}_{oj}^{0.7} \quad (4)$$

式中,  $\gamma = D_b / D_m$ ,  $G = \alpha E_0$ ,  $\alpha$  为润滑油的粘压指数,  $E_0$  为当量弹性模量,  $l_e$  为滚子有效长度,  $R_i$  为滚子与内圈接触处的当量曲率半径,  $R_o$  为滚子与外圈接触处的当量曲率半径。  $\bar{U}_{ij}$  与  $\bar{U}_{oj}$  为滚子与内外圈滚道的平均速度的无量纲形式。

(3) 油膜作用于滚子的切向摩擦力  $T_{ij}$  和  $T_{oj}$ , 其无量纲表达式为:

$$\bar{T}_{ij} = \frac{T_{ij}}{l_e E_0 R_i} = -9.2 G^{-0.3} \bar{U}_{ij}^{0.7} + \overline{F_{tr ij}} \quad (5)$$

$$\bar{T}_{oj} = \frac{T_{oj}}{l_e E_0 R_o} = -9.2 G^{-0.3} \bar{U}_{oj}^{0.7} + \overline{F_{tr oj}} \quad (6)$$

其中,  $\overline{F_{tr ij}}$  和  $\overline{F_{tr oj}}$  为滚道通过油膜作用在滚子上的滑动摩擦力, 其计算方法见文献[2]。

(4) 滚子离心力  $F_c$ :

$$F_c = 0.5 m D_b \omega_m^2 \quad (7)$$

式中  $m$  为滚子质量。

(5) 保持架对滚子的法向力  $F_{mj}$  和摩擦力  $f_m F_{mj}$  ( $f_m$  是摩擦系数)。

在受载区和无载区,  $F_{mj}$  的方向不同, 因此图 1 中  $F_{mj}$  有正负号。摩擦力  $f_m F_{mj}$  的方向与滚子的自转方向相反, 符号要根据具体情况来确定。

(6) 油气混合物阻力  $F_{\alpha}$ <sup>[3][4]</sup>:

$$F_{\alpha} = \frac{\omega_m}{|\omega_m|} \frac{1}{8} \rho_{\alpha} D_b l_e (D_m \omega_m)^2 \quad (8)$$

式中,  $\rho_{\alpha}$  为油气混合物的密度。

### 1.2 内外圈的径向变形

由于内圈和外圈同时旋转, 二者都会因离心力而发生径向变形, 从而改变轴承的径向间隙。将内外圈看作空心圆轴, 可用弹性力学的相关理论来分析<sup>[5]</sup>。

### 1.3 简化分析方法

为了简化计算, 本文假设在无载区内, 滚子的受力情况相同, 且内圈滚道通过油膜作用于滚子的切向摩擦力忽略不计。这样, 只要计算一个无载区滚子的受力和运动状况就能够确定所有无载区滚子的受力和运动状况, 从而大大减少计算量。

如果有  $n$  个滚子位于受载区, 则未知量是  $n$  个受载区滚子的自转角速度和 1 个无载区滚子的自转角速度以及保持架的角速度, 总计  $n+2$  个。

如果已知轴承的径向载荷  $F_r$ , 可以求出  $Q_{ij}$ . 在式 (1) 的第二式中,  $f_m F_{mj}$  相对  $Q_{ij}$  和  $Q_{ij}$  一般很小, 为了方便计算, 通常将它忽略. 这样, 从第二式中就可以解出  $Q_{ij}$ . 然后, 由式 (1) 的第一式可确定  $F_{mj}$ . 最后, 每个滚子只要考虑是否满足式 (1) 的第三式, 而所有滚子与保持架的载荷  $F_{mj}$  要满足式 (2). 因为要考虑  $n+1$  个滚子, 计算中共要满足  $n+2$  个平衡方程. 本文用 Newton-Raphson 法求解该方程组.

2 计算分析

2.1 方法验证

以某型发动机的 D1002928NQ1K 中介轴承为例进行计算, 并与文献 [6] 中该轴承滚子打滑率的试验数据进行对比. 试验中内外圈反转, 内圈转速为  $13\,280\text{ r/min}$ , 外圈转速为  $7\,220\text{ r/min}$ . 计算中, 采用 MIL-L-7808 润滑油的参数, 取油气比为 5%. 计算值与试验值的对比见图 2. 可以看到, 计算值与试验值在载荷较大时吻合较好, 在载荷较小时差异相对较大.

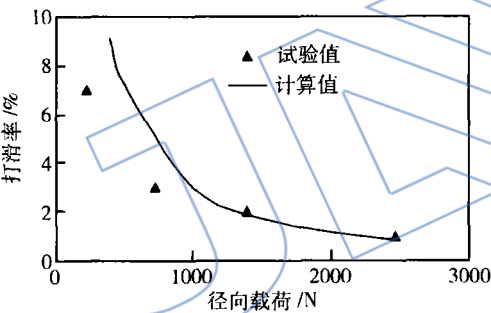


图 2 滚子打滑率与径向载荷的关系  
Fig. 2 The relation between roller slip ratio and radial force

2.2 反向旋转的情况

实际工作中, D1002928NQ1K 轴承内外圈反向旋转, 内圈与高压转子联接, 转速为  $14\,600\text{ r/min}$ , 外圈与低压转子联接, 转速为  $8\,880\text{ r/min}$ , 所受径向载荷为  $4\,000\text{ N}$ . 现以上述工作条件对轴承进行分析.

如果假设中介轴承的滚子与滚道不打滑, 则可以得到保持架的理想转速  $\omega_{mi}$  为:

$$\omega_{mi} = [\omega(D_m - D_b) - \omega_b(D_m + D_b)] / (2D_m)$$

(9)

图 3 为径向载荷在  $2\,000\sim 6\,000\text{ N}$  的范围内, 保持架转速的变化情况. 图中同时给出了保持架

转速的理想值. 由图可知, 随着轴承径向载荷的增加, 保持架的转速是升高的, 且逐渐接近其理想值.

图 4 表示了不同径向载荷作用下, 轴承中不同位置处滚子自转速度的分布情况. 本文定义位于轴承径向载荷作用线上的滚子的位置角为  $0^\circ$ , 其它滚子的位置角依次类推. 从图 4 可以得到如下结论:

- (1) 径向载荷越小, 轴承滚子的自转转速越小;

(2) 受载区滚子比无载区滚子的自转转速大.

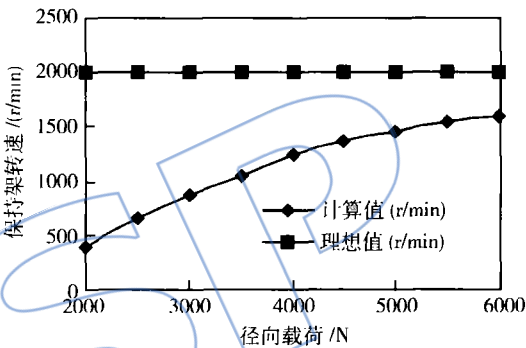


图 3 保持架转速与径向载荷的关系  
Fig. 3 The relation between cage speed and radial force

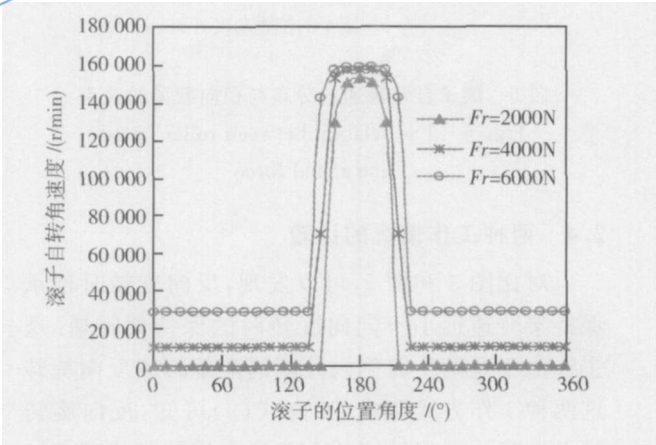


图 4 滚子自转速度的分布与径向载荷的关系  
Fig. 4 The relation between roller speed and radial force

2.3 同向旋转的情况

为了与算例 1 对比, 分析 D1002928NQ1K 轴承内外圈同向旋转, 且内圈转速低于外圈转速的情况. 假设内圈转速为  $8\,880\text{ r/min}$ , 外圈转速为  $14\,600\text{ r/min}$ .

图 5 为径向载荷在  $2\,000\sim 6\,000\text{ N}$  的范围内,

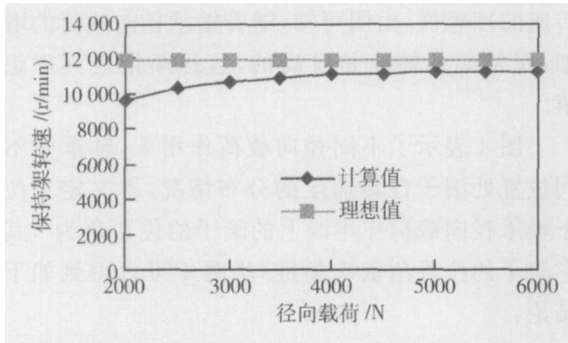


图 5 保持架转速与径向载荷的关系

Fig. 5 The relation between cage speed and radial force

保持架转速与径向载荷的关系, 图 6 为所有滚子自转速度的分布情况。

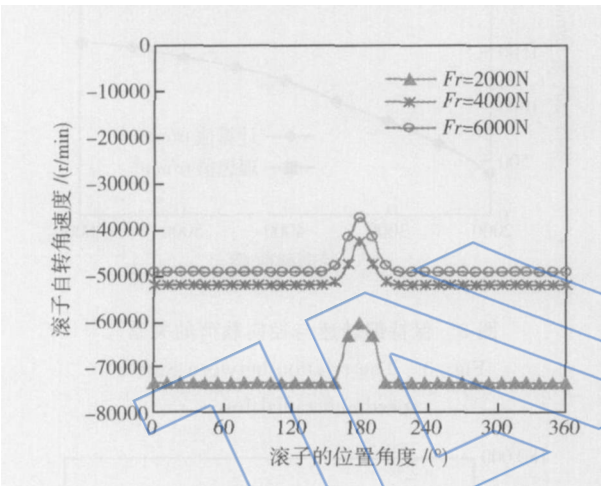


图 6 滚子自转速度的分布与径向载荷的关系

Fig. 6 The relation between roller speed and radial force

2.4 两种工作情况的比较

对比图 3 和图 5, 可以发现, 反向旋转时轴承保持架转速远小于同向旋转时的保持架转速. 这主要由于是两个算例内外圈同向旋转或反向旋转这两种工作方式造成的. 由式(9)可知, 反向旋转时保持架的理想转速就大于同向旋转时的理想转速.

对比图 4 和图 6 可知, 反向旋转时受载区滚子的数目较多, 且其自转转速较高. 同向旋转时受载区滚子的数目较少, 且自转转速数值为负值(与设定的正方向相反), 转速较低. 滚子自转转速较高, 使滚子端面与套圈挡边更易磨损, 缩短滚子的寿命.

中介轴承的内外圈转速、保持架转速、滚子转速分布情况以及滚子受载情况的差异会影响轴承

的性能.

从轴承滚子与内圈的打滑率来比较. 由于离心力的作用, 滚子与内圈径向接触力相对外圈较小, 所以滚子与内圈之间更易出现打滑的现象. 对于外圈固定的轴承, 一般用保持架的打滑率来反映滚子与内圈之间的打滑情况. 考虑中介轴承的运动特点, 本文定义滚子与内圈之间的打滑率如下:

$$S_{bi} = \left| \frac{\omega'_m - \omega_m}{\omega'_m + 2\omega_b D_o / D_m} \right| \times 100\% \quad (10)$$

式中,  $\omega'_m$  为保持架的理想转速,  $\omega_m$  为保持架的实际转速. 公式(10)实际表示了在与内圈接触处滚子线速度实际值与理论值的相对差值的百分率.

图 7 为两个算例的滚子与内圈之间的打滑率对比图. 可见, 在所讨论的径向载荷范围内, 反向旋转轴承滚子与内圈之间的打滑率小于同向旋转轴承的打滑率, 即不易打滑蹭伤.

滚子与内圈之间的打滑率出现差异的原因有两个: (1) 由于反向旋转轴承的保持架转速大大小于同向旋转轴承, 所以其滚子受到的油气阻力也小很多(见式 8), 从而减小了滚子计算值与理想值的差距, 降低了打滑率; (2) 反向旋转轴承受载的滚子数目相对较多, 有利于推动保持架运动, 减少打滑.

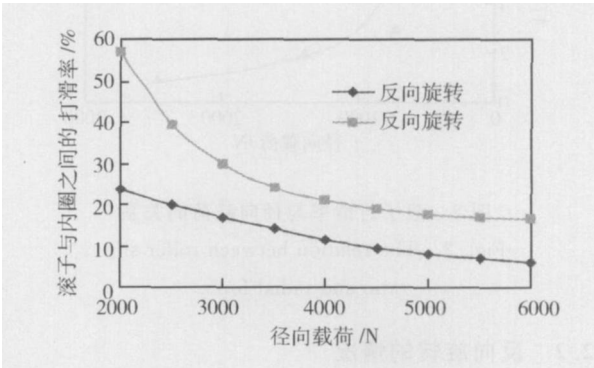


图 7 滚子与内圈之间的打滑率

Fig. 7 The slip ratio between the rollers and the inner ring

从轴承的疲劳寿命方面来比较. 本文以 Lundberg-Palmgren 的概率统计法为基础, 应用文献 [7] 给出的计算方法, 从负荷损伤角度计算两个算例中轴承的疲劳寿命.

图 8 比较了在不同径向载荷下两个算例中轴承的疲劳寿命. 可见, 在反向旋转的工作方式下, D1002928NQ1K 轴承的疲劳寿命相对较大. 由于反向旋转时轴承保持架转速较小, 则滚子的受到

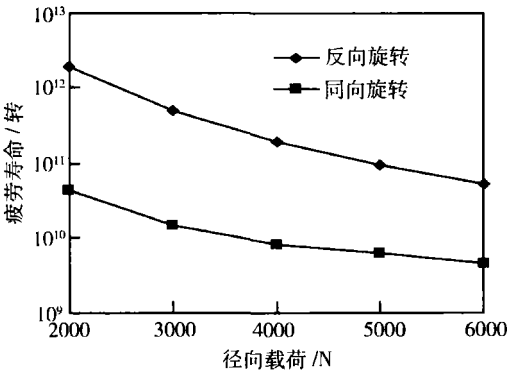


图 8 轴承疲劳寿命的比较

Fig. 8 The comparison of bearing's fatigue life

的离心力较小, 从而减小了滚子与外滚道的压力, 提高了疲劳寿命. 另外, 中介轴承运转后, 相对于初始径向间隙, 反向旋转轴承的内圈转速大于外圈转速, 内圈的径向变形大于外圈, 所以径向间隙会变小; 相反, 同向旋转轴承的径向间隙会变大. 径向间隙会直接影响到滚子所受径向载荷的分布. 在轴承所受径向载荷一定的条件下, 间隙越小, 受载滚子数越多, 且受载最大的滚子的径向载荷会减小, 这样也会提高轴承的疲劳寿命.

此外, 由于中介轴承在反向旋转的工作方式下具有较小的径向间隙, 这会有助于中介支承结构的密封, 也有助于保持转子系统运转的平稳.

3 结 论

本文基于拟静力学方法, 推导了中介轴承的受力与运动分析公式, 对 D1002928NQ1K 中介轴承在内外圈反向旋转, 外圈与低压转子联接, 内圈与高压转子联接, 以及内外圈同向旋转, 外圈与高压转子联接, 内圈与低压转子联接条件下, 进行了性能特点分析对比, 得到了如下结论:

- (1) 在反向旋转的工作方式下, 该轴承滚子与内圈的打滑率相对较低;
- (2) 在同向旋转的工作方式下, 该轴承受载区滚子的自转转速较低, 有利于提高滚子的寿命;
- (3) 在反向旋转的工作方式下, 该轴承的疲劳寿命相对较高;
- (4) 在反向旋转的工作方式下, 该轴承具有较小的径向间隙, 有利于中介支承结构的密封, 也有利于保持转子系统的平稳性.

在实际工程应用中, 外圈与高压转子联接, 内圈与低压转子联接的中介支承结构相对简单, 更易于实现. 所以中介轴承在两种不同工作条件下的应用中各有利弊, 因此在现役航空发动机中都有应用.

参考文献:

[1] Harris T A. An analytical method to predict skidding in high speed roller bearings[J]. ASLE Transactions, 1966, 9(3): 229-241.

[2] Kannel J W, Walowit J A. Simplified analysis for tractions between rolling-sliding elastohydrodynamic contacts [J]. Journal of Lubrication Technology, 1971: 39-46.

[3] Poplawski J V. Slip and cage forces in a high speed roller bearing[J]. Journal of Lubrication Technology, 1972: 143-152.

[4] Rumbarger J H. Gas turbine engine mainshaft roller bearing system analysis[J]. Journal of Lubrication Technology, 1973: 40-416.

[5] 徐秉业, 刘信声. 应用弹塑性力学[M]. 北京: 清华大学出版社, 1995.

[6] 林国昌, 徐从儒, 林基恕. 滚子轴承准静态计算分析[J]. 航空动力学报, 1992, 7(1): 17-21.

LIN Guochang, XU Congru, LIN Jishu. Quasi static analysis of roller bearing [J]. Journal of Aerospace Power, 1992, 7(1): 17-21.

[7] Harris T A. Rolling bearing analysis[M]. John Wiley & Sons, 1984.