

文章编号: 1000-8055(2009)06-1305-06

陶瓷轴承滚珠直径对转子临界转速的影响

陈 巍, 杜发荣, 李云清

(北京航空航天大学 交通科学与工程学院, 北京 100191)

摘 要: 基于赫兹(Hertz)接触理论分析了陶瓷轴承滚珠直径对轴承刚度的影响规律,并以此作为微型涡喷发动机设计中调整临界转速的依据进行了实验验证.实验使用某微型涡喷发动机,分别以两组滚珠直径不同的陶瓷轴承为支撑,测取临界转速.结果证明,该方法可以改变转子临界转速,为微型涡喷发动机设计中调整临界转速提供了经验依据.

关 键 词: 陶瓷轴承; 滚珠; 转子; 临界转速; 微型涡喷发动机; 刚度

中图分类号: V263.4; TH133.3

文献标识码: A

Effects of rolling-ball diameter of ceramic bearing on rotor critical speeds

CHEN Wei, DU Fa-rong, LI Yun-qing

(School of Transportation Science and Engineering,

Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China)

Abstract: Based on Hertz contact theory, the influence of rolling-ball diameter of ceramic bearing on bearing stiffness was analyzed. By these laws, it's possible to tune rotor critical speed in design of micro turbine jet engine and verify it experimentally. Two groups of hybrid ceramic bearings were taken as rotor supports to measure the critical speed. It is proved that we can change rotor critical speed effectively by this method. And it also provides experience for changing critical speed in micro turbine jet engine design.

Key words: ceramic bearing; rolling balls; rotor; critical speeds;
micro turbine jet engine; stiffness

微型涡喷发动机是近十年来国内重点发展的航空动力装置.限于设计经验和条件,尚未形成产业化发展.因此,相关设计经验的积累具有重要意义.

合理确定转子临界转速范围是航空发动机设计中的第一步,也是最重要的一步,关系到整机可靠性和使用寿命.通常依靠改变支撑刚度、转子刚度或转子结构调整临界转速^[1],扩大转速裕度.本文在对北航研制的某微型涡喷发动机地面试车过程中,发现外形尺寸相同滚珠直径不同的轴承可以改变转子临界转速.利用赫兹接触理论分析了

滚珠直径对轴承刚度及转子临界转速的影响规律,以此作为设计中调整转子临界转速的依据之一.

1 混合陶瓷轴承

混合式陶瓷轴承是目前微型涡喷发动机普遍采用的支撑类型.适合工作于高速、轻载、高温环境下.其滚动体使用 Si_3N_4 ,内外圈使用轴承钢. Si_3N_4 的高弹性模量使其接触应力高于钢制滚珠,从而混合陶瓷轴承刚度也高于钢制轴承. Si_3N_4 密度是轴承钢的 40%,使得离心力、陀螺力

收稿日期:2009-01-10; 修订日期:2009-03-26

基金项目:国家 985 项目

作者简介:陈巍(1980-),男,河北景市人,博士生,研究方向:转子动力学/振动与测试. E-mail: yiquncw@qq.com

矩降低,极限转速提高,由陀螺力矩引起的局部摩擦热影响也降至很小.低热膨胀系数使径向游隙减小,工作时冲击载荷降低,噪声小.耐温极限高,可在 800 °C下稳定工作^[2-3].

表 1 列出了实验中两组混合陶瓷轴承参数.两轴承内、外径,厚度等外形尺寸完全相同,使用时不需改变轴承座和转轴直径的结构尺寸,为临界转速的调整提供了便利.其中,大滚珠轴承为国内航天专用轴承(两种轴承为同一轴研所设计制造),两者内圈尺寸相同,大滚珠轴承中滚珠增大所带来的相关结构参数变化集中反应在外圈尺寸变化(厚度减薄近 0.5 mm).轴承内径为 10 mm,属于小型轴承.

表 1 实验用陶瓷轴承参数

Table 1 Parameters of hybrid ceramic bearings used in experiments

参数	大滚珠轴承	小滚珠轴承
滚珠直径 D_b /mm	4.8	3.8
滚珠数/个	9	9
内径 d /mm	10	10
外径 D /mm	26	26
厚度 B /mm	8	8

2 赫兹接触理论

赫兹理论描述了两个接触物体只存在弹性变形时接触应力和变形量的关系.理论基于以下假设条件:①接触物体只产生弹性变形,并服从胡克定律;②负荷垂直于接触面,不计摩擦力的影响;③接触面尺寸与接触物体表面曲率半径比是小量.虽然某些假设不符合滚动轴承的情况,但实践表明,采用这些假设得到的计算结果与实验值较一致,因此该理论仍是目前计算滚动轴承应力的主要方法之一.

滚珠轴承无负荷状态下为点接触类型.图 1 为两物体在载荷 Q 作用下,点接触区扩展成椭圆接触区(在垂直于接触面法线平面内的投影).接触应力按半椭球状分布,如图 2 所示. a 为接触椭圆长半轴, b 为短半轴, $\sigma_{\max}$ 为最大接触应力,表达式为

$$\sigma_{\max} = \frac{3Q}{2\pi ab} \tag{1}$$

$$a = m_a \sqrt[3]{\frac{3Q}{E' \sum \rho}} \tag{2}$$

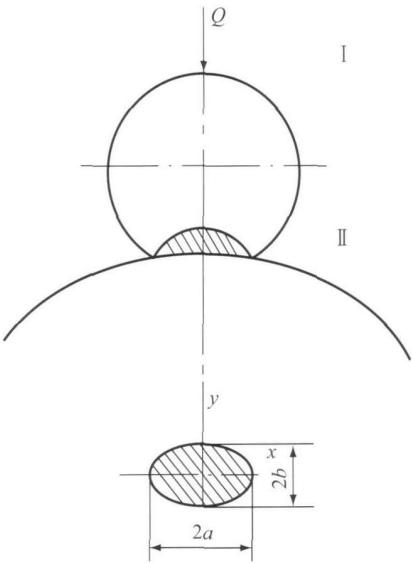


图 1 点接触面
Fig. 1 Point-contact area

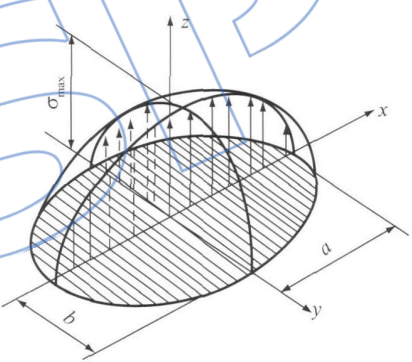


图 2 接触区应力分布
Fig. 2 Stress distribution in contact area

$$b = m_b \sqrt[3]{\frac{3Q}{E' \sum \rho}} \tag{3}$$

其中 Q 为滚动体与内、外圈间接触载荷, m_a, m_b 为长、短半轴系数, E' 为当量弹性模量

$$m_a = \sqrt[3]{\frac{2L(e)}{\pi k^2}}, m_b = \sqrt[3]{\frac{2L(e)k}{\pi}}$$
$$\frac{1}{E'} = \frac{1}{2} \left(\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \right).$$

式中 E_1, E_2, μ_1, μ_2 分别为两接触物体的弹性模量和泊松比; $k = b/a$ 为椭圆率; $e = \sqrt{1 - k^2}$ 为椭圆偏心率; $L(e) = \int_0^{\pi/2} \sqrt{1 - e^2 \sin^2 \phi} d\phi$ 为与椭圆偏心率有关的第二类完全椭圆积分. $\sum \rho$ 为两物体在接触点处主曲率之和,几何参数意义如图 3 所示. r 为接触曲面半径,其倒数 ρ 为曲率半径.对于

任意曲面,通过接触点处不同平面的曲率不同,其中最大曲率和最小曲率称为主曲率,主曲率所在平面为主平面。 $\sum \rho$ 表达式为

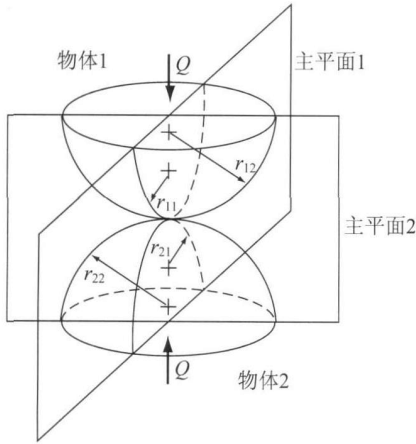


图 3 点接触物体几何参数

Fig. 3 Geometry parameters of point-contact objects

$$\sum \rho = \rho_{11} + \rho_{12} + \rho_{21} + \rho_{22} \quad (4)$$

主曲率函数可表示为

$$F(\rho) = \frac{[(\rho_{11} - \rho_{12}) + (\rho_{21} - \rho_{22})]}{\sum \rho} \quad (5)$$

接触点处弹性变形趋近量为

$$\delta = \frac{2K(e)}{\pi m_a} \sqrt[3]{\frac{1}{8} \left(\frac{3}{E} \right)^2 Q^2 \sum \rho} \quad (6)$$

$$K(e) = \int_0^{\pi/2} \frac{1}{\sqrt{1 - e^2 \sin^2 \phi}} d\phi \text{ 为与椭圆偏心率有关的第二类完全椭圆积分. 整理(6) 式可得}$$

率有关的第二类完全椭圆积分. 整理(6) 式可得^[46]

$$Q = k_p \delta^{3/2} \quad (7)$$

k_p 可看作等效刚度系数^[41],表达式为

$$k_p = \frac{E'}{3} \sqrt[3]{\frac{\pi^3 m_a^3}{K^3(e) \sum \rho}} \quad (8)$$

对于角接触球轴承,主曲率分别为钢球

$$\rho_{11} = \rho_{12} = \frac{2}{D_b} \quad (9)$$

内圈

$$\rho_{21} = \frac{2}{D_b} \left(\frac{\gamma}{1 - \gamma} \right), \rho_{22} = -\frac{1}{f_i D_b} \quad (10)$$

外圈

$$\rho_{21} = -\frac{2}{D_b} \left(\frac{\gamma}{1 - \gamma} \right), \rho_{22} = -\frac{1}{f_e D_b} \quad (11)$$

式中 D_b 为滚珠直径, $\gamma = \frac{D_b \cos \alpha}{d_m}$, $d_m = \frac{D + d}{2}$,

$f_i = r_i / D_b$, $f_e = r_e / D_b$, α 为接触角. d_m 为轴承节径, r_i, r_e 分别为内外环沟槽半径. 则主曲率之和为

钢球与内圈

$$\sum \rho_i = \frac{1}{D_b} \left(4 - \frac{1}{f_i} + \frac{2\gamma}{1 - \gamma} \right) \quad (12)$$

钢球与外圈

$$\sum \rho_e = \frac{1}{D_b} \left(4 - \frac{1}{f_e} - \frac{2\gamma}{1 - \gamma} \right) \quad (13)$$

3 球轴承刚度

滚动轴承刚度由接触刚度 k_c 和润滑油膜刚

度 k_f 串联而成,即 $\frac{1}{k} = \frac{1}{k_c} + \frac{1}{k_f}$. 这里油膜刚度视

作常数, k 与 k_c 成正比,因此推导 k_c 关于 D_b 的增减性就能推出 k 关于 D_b 的变化关系. 图 4 是滚动轴承运动示意图. 假设轴承顺时针转动,滚动体与内外圈只有纯滚动不存在滑动,利用圆周线速度法分析滚动体公转角速度. V_A, V_B, V_C 分别为内圈、外圈、滚动体质心线速度; $\omega_{in}, \omega_{out}$ 为内、外圈旋转角速度. 令 r 为内圈滚道半径, R 为外圈滚道半径,则有

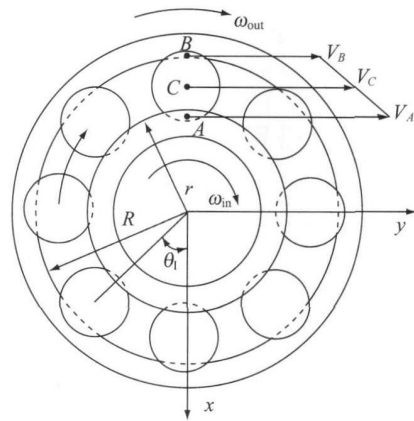


图 4 滚动轴承运动图

Fig. 4 Motion chart of rolling bearing

$$V_A = \omega_{in} r \quad (14)$$

$$V_B = \omega_{out} R \quad (15)$$

$$V_C = (V_A + V_B) / 2 \quad (16)$$

内圈与转轴为过盈配合,则 $\omega_{in} = \omega$; 外圈与轴承座过盈配合,则 $\omega_{out} = 0$,代入式(14) ~ (16) 得滚动体公转角速度为

$$\omega_c = \frac{V_C}{(r + R) / 2} = \frac{\omega r}{r + R} \quad (17)$$

根据图 4 所示运动关系,第 j 个滚动体在 t 时刻转过的角度为

$$\theta_j = \omega_c t + \frac{2\pi}{n}(j - 1) \tag{18}$$

$j = 0, 1, \cdots, n$; n 为滚动体个数. 由于陶瓷轴承径向游隙很小,这里忽略不计,则第 j 个滚动体弹性接触变形为

$$\delta_{\theta_j} = x \cos \theta_j + y \sin \theta_j \tag{19}$$

x, y 为轴承内圈中心在水平和垂直方向的位移. 实际中,轴承载荷分布取决于有多少个滚动体同时进入接触承载状态. 研究表明:当存在径向游隙时,载荷分布角小于 180° ; 游隙为零时,载荷分布角等于 180° ; 存在预紧时,分布角大于 180° 小于 360° ^[5-10]. 即只有部分滚动体同时进入接触条件. 令进入接触条件的滚动体个数为 n_c , 代 (19) 入 (7) 得第 j 个滚动体与内圈或外圈的接触力为

$$Q_{\theta_j} = k_p (\delta_{\theta_j})^{3/2}, j = 0, 1, \cdots, n_c \tag{20}$$

将其分解到 x, y 方向

$$\begin{bmatrix} Q_x \\ Q_y \end{bmatrix} = k_p \sum_j^{n_c} (\delta_{\theta_j})^{3/2} \begin{bmatrix} \cos \theta_j \\ \sin \theta_j \end{bmatrix} \tag{21}$$

忽略滚动轴承交叉刚度项,得轴承刚度为^[4]

$$\begin{bmatrix} k_x \\ k_y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\partial Q_x}{\partial x} \\ \frac{\partial Q_y}{\partial y} \end{bmatrix} = \frac{3}{2} k_p \sum_j^{n_c} (\delta_{\theta_j})^{1/2} \begin{bmatrix} \cos^2 \theta_j \\ \sin^2 \theta_j \end{bmatrix} \tag{22}$$

4 D_b 对轴承刚度的影响

由式 (22) 可知,轴承刚度和 k_p 成正比,其余项与 D_b 无关. 由式 (8) 知 k_p 表达式中和 D_b 相关的项只有 $\sum \rho$, 且 k_p 和 $\sum \rho$ 成反比. 将式 (12) 及 (13) 整理得

$$\sum \rho_i = \frac{1}{4D_b} - \frac{1}{r_i} + \frac{2}{\frac{d_m}{\cos \alpha} - D_b} \tag{23}$$

$$\sum \rho_e = \frac{1}{4D_b} - \frac{1}{r_e} - \frac{2}{\frac{d_m}{\cos \alpha} - D_b} \tag{24}$$

判断 $\sum \rho_i$ 和 $\sum \rho_e$ 随 D_b 变化的函数增减性质即可得知轴承刚度随 D_b 的变化规律. 取滚珠直径 $D_b \in [3, 6]$, $\frac{1}{r_i}$ 和 $\frac{1}{r_e}$ 为常数项不影响函数增减性质,不做考虑. 将轴承参数代入式 (23) 和式 (24) 并做出式 (25) 和式 (26) 相应的曲线:

$$\sum \rho_i = \frac{1}{4D_b} + \frac{2}{\frac{d_m}{\cos \alpha} - D_b} \tag{25}$$

$$\sum \rho_e = \frac{1}{4D_b} - \frac{2}{\frac{d_m}{\cos \alpha} - D_b} \tag{26}$$

由图 5 知,滚珠直径在 $[3, 6]$ 内变化时, $\sum \rho$ 是 D_b 的增函数,则 k_p 是 D_b 的减函数,即在轴承外形尺寸不变的情况下,轴承刚度随滚动体直径增大而减小. 此时,转子临界转速也随滚动体直径的增大而减小.

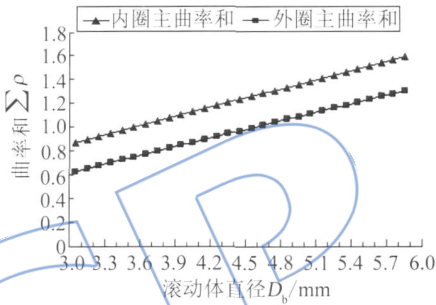


图 5 $\sum \rho$ 随 D_b 的变化
Fig 5 Change of $\sum \rho$ following D_b

5 转子临界转速有限元计算及实验

5.1 有限元计算

图 6 为带轴承座转子有限元模型,采用 8 节点六面体单元. 过盈装配边界条件采用固结联结模拟. 表 2 和表 3 分别列出了滚珠直径为 4.8 mm 和 3.8 mm 的陶瓷轴承支撑下,转子临界转速的计算结果. 第三阶临界值远超过工作转速,这里只列出前两阶值. 计算采用扫频法(或特征根搜索法)在 $0 \sim 3000$ Hz 范围内进行,表中所列同阶临界值中出现的近似值为增根(该算法的特点),但不影响临界转速范围的判断. 可以看出:大滚珠轴承由于外圈厚度减薄,使得临界转速比小滚珠直径时低,而这种差异在二阶临界转速表现的尤为明显.

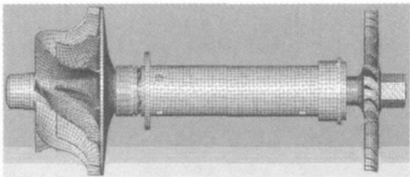


图 6 转子有限元模型
Fig 6 FEM model of rotor

表 2 4.8 mm 滚珠轴承下转子临界转速
Table 2 Rotor critical rotating-speed when the rolling balls' diameter is 4.8 mm

	序号	频率/ Hz	转速/ (r/ min)
一阶	1	0513.4	30 804
	2	514.1	30 846
二阶	3	1546.7	92 802
	4	1547.7	92 862
	5	1552.7	93 162

表 3 3.8 mm 滚珠轴承轴承下转子临界转速
Table 3 Rotor critical rotating-speed when the rolling balls' diameter is 3.8 mm

	序号	频率/ Hz	转速/ (r/ min)
一阶	1	0530.6	31 884
	2	531.4	31 836
二阶	3	1639.4	98 364
	4	1878.1	112 686
	5	1878.9	112 734

5.2 实 验

实验测量发动机在工况转速下的振动信号,通过分析频谱图和三维谱图找出临界转速值.发动机最高转速为 100 000 r/ min,远低于三临界转速,因此只需分析前两阶临界转速.发动机外壳布置 3 只加速度传感器,台架底座布置 2 只加速度传感器,如图 7 所示.振动测试仪器为 LMS830A 信号分析仪,采样频率为 4 096 Hz.

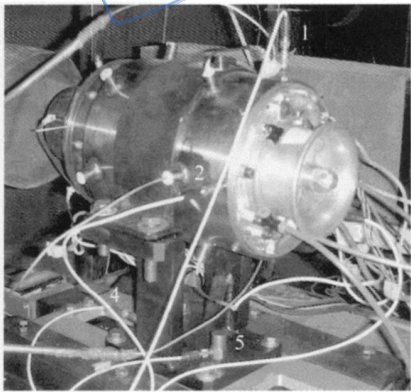


图 7 实验台

Fig.7 Test rig

测试结果如表 4 所示,所有实验值均小于计算值,原因包括:①由于用固结边界条件模拟过盈装配边界,导致有限元模型系统刚度变大,临界频率计算值也随之变大;②由于实测临界转速是在

工作状态下测取,发动机前支撑温度在 250~300 ℃,后支撑在 900~1000 ℃,使得轴承外圈,尤其是薄壁轴承座(1.5 mm 厚薄壁轴套)支撑刚度下降较大,导致实际临界转速比计算值低很多,而在计算值中并未考虑温度影响;③计算模型中未考虑润滑油膜造成的并联刚度值下降.用小滚珠轴承时前两阶临界值比用大滚珠时有所增大,但一阶临界值变化较小.总体变化趋势与理论分析结论相符,证明该方法可以起到调整转子临界转速的目的.

表 4 临界转速测试结果
Table 4 Measured results of rotor critical rotating-speed

轴承	一阶/ Hz	二阶/ Hz
大滚珠	385~440	1 370~1 480
小滚珠	370~470	1 534~1 670

6 结 论

通过理论分析及实验验证,总结了小型混合陶瓷轴承滚动体直径在 3~6 mm 内变化时对转子临界转速的影响规律,得出以下结论:随滚动体直径增大,转子临界转速降低;微型航空发动机设计中可通过使用外形尺寸相同,滚动体直径不同的轴承调整转子临界转速.

参考文献:

[1] 《航空发动机设计手册》总编委会. 航空发动机设计手册:第 19 册[M]. 北京:航空工业出版社,2000:22-25.
[2] 葛世东,张建伟,刘宏业. 陶瓷球和钢混合轴承的典型力学性能分析[J]. 轴承,2000,(5):4-7.
GE Shidong, ZHANG Jianwei, LIU Hongye. Typical mechanics analysis on hybrid bearing with ceramics balls and steel races [J]. Bearings,2000,(5):4-7. (in Chinese).
[3] 王国强,王玉金. 高速数控机床主轴用陶瓷轴承的研究进展[J]. 轴承,2003,(9):49-51.
WANG Guoqiang, WANG Yujin. Research developments of ceramic bearings for high-speed spindles[J]. Bearings, 2003,(9):49-51. (in Chinese).
[4] 唐云冰,高德平,罗贯火. 滚动轴承非线性轴承力及其对轴承系统振动特性的影响[J]. 航空动力学报,2006,21(2):366-373.
TANG Yunbing, GAO Deping, LUO Guanhuo. Non-linear bearing force of the rolling ball bearing and its influence on vibration of bearing system[J]. Journal of Aerospace Power,2006,21(2):366-373. (in Chinese).
[5] 唐云冰. 航空发动机高速滚动轴承力学特性研究[D]. 南京:南京航空航天大学,2006,41-42.
TANG Yunbing. Research on the characteristics of aero-

engine shaft high-speed ball bearings[D]. Nanjing: Nan-jing University of Aeronautics and Astronautics,2006:41-42. (in Chinese).

[6] 闻邦椿,顾家柳,夏松波,等. 高等转子动力学[M]. 北京:机械工业出版社,2000:113-123.

[7] 唐云冰,高德平,罗贯火. 航空发动机高速滚珠轴承力学特性分析与研究[J]. 航空动力学报,2006,21(2):354-360.

TANG Yunbing, GAO Deping, LUO Guanhua. Research of aero-engine high speed ball bearing[J]. Journal of Aero-space Power,2006,21(2):354-360. (in Chinese).

[8] 冈本纯三. 球轴承的设计计算[M]. 北京:机械工业出版社,2003.

[9] Gupta P K 滚动轴承动力学分析[M]. 臧新群,臧新村,张捷之,译. 武汉:湖北科学技术出版社,1990.

[10] Harris T A. Rolling bearing analysis[M]. 5th ed. New York:John Wiley and Sons, Inc., 2001.

