

文章编号:1000-8055(2013)02-0241-11

弹性支承下的双半内圈角接触球轴承振动分析

邓四二, 闫亚超, 王燕霜, 杨海生

(河南科技大学 机电工程学院, 河南 洛阳 471003)

摘 要: 针对弹性支承下的双半内圈角接触球轴承, 考虑弹性支承体与轴承外圈、轴承座之间的刚柔耦合特性, 建立了弹性支承下的双半内圈角接触球轴承非线性动力学微分方程. 采用精细积分法和预估-校正 Adams-Bashforth-Moulton 多步法相结合的算法, 对非线性动力学微分方程进行求解, 并对弹性体支承的双半内圈角接触球轴承振动特性进行了理论分析. 分析结果表明: ①通过增加支承体过渡沟槽个数可大幅度降低内圈振幅; 套筒环厚度对轴承振幅影响相对较小, 随着套筒环厚度的增加, 内圈振幅先减小后增大; ②轴向力较小时, 采用过渡沟槽个数多的支承体能够降低振动幅值; 轴向力较大时, 适当减少过渡沟槽个数, 有利于系统稳定; ③存在一个最佳的过渡沟槽个数和套筒环厚度, 使得轴承径向振动幅值达到最小.

关 键 词: 弹性支承; 振动分析; 刚柔耦合; 非线性动力学; 固有频率

中图分类号: V232

文献标志码: A

Vibration analysis of two-piece inner ring angular contact ball bearing with elastic support

DENG Si-er, YAN Ya-chao, WANG Yan-shuang, YANG Hai-sheng

(School of Mechatronics Engineering, Henan University of Science and Technology,
Luoyang Henan 471003, China)

Abstract: Taking the bearing with elastic support as the object of study, nonlinear dynamics differential equation for the two-piece inner ring of angular contact ball bearing with elastic support, which coupled the outer ring and housing, was established. Fine integral method and predict-correct Adams-Bashforth-Moulton multi-step method were used to solve the nonlinear dynamic equations, and the vibration characteristics of two-piece inner ring of angular contact ball bearing with elastic support were analyzed and discussed. The analysis results show: (1) Magnitude of inner vibration can be significantly decreased from increasing the number of the groove joint. The thickness of the sleeve has small effect on inner vibration, and with the increase of the thickness, the amplitude value of the inner decreases first and then increases. (2) When the axial load has a small value, it is more helpful for decreasing the magnitude of bearing vibration when increasing the number of the groove joint. On the contrary, under the heavy axial load, it is beneficial for the stabilization of bearing when reducing the number of the groove joint. (3) There is a reasonable number of groove joints and thickness of sleeve for elastic support to obtain the minimum radial vibration amplitude of the bearing.

Key words: elastic support; vibration analysis; rigid and flexible coupled;
nonlinear dynamics; natural frequency

收稿日期: 2012-02-07

网络出版地址: http://www.cnki.net/kcms/detail/11.2297.V.20130131.0829.201302.241_001.html

基金项目: 国家“十一五”科技攻关项目(JPPT-115-189); 国家“十二五”科技攻关项目(JPPT-ZCGX1-1);

河南科技大学博士基金(09001398)

作者简介: 邓四二(1963—), 男, 江苏丹阳人, 教授, 博士, 主要研究方向为滚动轴承设计及理论.

现代航空发动机轴承的工作转速一般均在 10 000 r/min 以上,一些小型发动机轴承的工作转速则高达 40 000~50 000 r/min,其转子支承系统工作在临界转速附近或通过临界转速时引起的结构振动^[1-3]和转静件碰摩问题^[4]成为我国航空发动机研制的技术关键之一,对航空发动机轴承转子支承系统的振动分析显得尤为重要.航空发动机轴承支承系统采用弹性联结结构可有效降低转子系统的固有频率谱,可使不平衡刚性转子自动定心并通过不稳定区,因此带弹性支承件的滚动轴承动力学分析就显得格外重要. Berman 等^[5-6]利用将支承轴承系统看作是线性和非线性弹簧阻尼系统串、并联的方法研究了弹性支承对转子不稳定区的影响,为支承系统避免临界不稳定区提供了理论依据. 陈果^[7]在轴承动力学的基础上,采用线性弹簧阻尼系统建立支承体与轴承外圈、支承体与机匣之间的联结模型,分析了转子系统的动态响应特性. 李贵林^[8]采用试验方法研究了组合支承结构下的轴承-转子系统幅频特性,验证了弹性支承具有良好的调频和减振作用. 到目前为止大多数关于弹性支承角接触球轴承的研究都采用阻尼-弹簧-质量模型建立支承体与轴承的耦合联结,忽略了支承体结构变形而引起的刚度和阻尼的变化等非线性因素. 鉴于此,本文在文献^[9]的基础上,考虑弹性支承结构与刚性的轴承外圈、轴承座之间的刚柔耦合特性,建立了弹性支承下的双半内圈角接触球轴承非线性动力学微分方程,采用精细积分法和预估-校正 Adams-Bashforth-Moulton 多步法相结合的算法^[10],对弹性体支承的双半内圈角接触球轴承非线性动力学方程进行求解,并对弹性体支承下的双半内圈角接触球轴承振动特性进行了理论分析.

1 动力学分析模型

图 1 为弹性支承下的双半内圈角接触球轴承系统示意图.

图 1 中 $\{Y, O, Z\}$ 为轴承径向平面,固定不动,轴承外圈与轴承座体之间由弹性支承体连接,轴承外圈与弹性支承体、弹性支承体与轴承座体之间均为过盈配合. 弹性支承体通过内部结构变形达到调节轴承径向振动的目的.

1.1 弹性支承下的双半内圈角接触球轴承模型

1.1.1 钢球与滚道的接触载荷

由经典赫兹弹性接触理论可知,钢球 j 与套

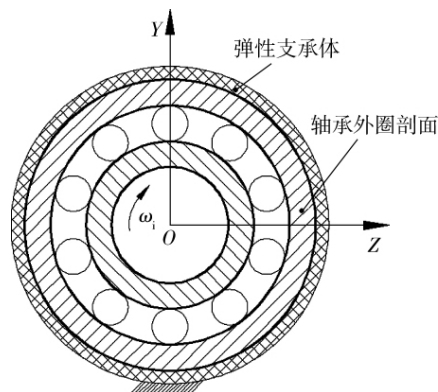


图 1 弹性支承下的双半内圈角接触球轴承系统示意图

Fig. 1 Schematic diagram of two-piece inner ring angular contact ball bearing with elastic support system

圈沟道的接触载荷为^[11]

$$Q_j^{i(e)} = \begin{cases} K_c^{i(e)} (\delta_{i(e)j})^{1.5} & \delta_{i(e)j} > 0 \\ 0 & \delta_{i(e)j} \leq 0 \end{cases} \quad (1)$$

式中 $K_c^{i(e)}$ 为钢球与滚道接触处的负荷-变形常量,可由文献^[12]中的导出式求得; i, e 分别表示内、外套圈(下同); $\delta_{i(e)j}$ 为钢球 j 与滚道间的弹性趋近量.

任一钢球与套圈滚道的弹性趋近量可以由钢球中心相对于滚道沟曲率中心的位置矢量 $g_{i(e)j}$ 来表示,图 2 所示为钢球与套圈滚道的接触示意图,图中省略了所指钢球对应的下标 j .

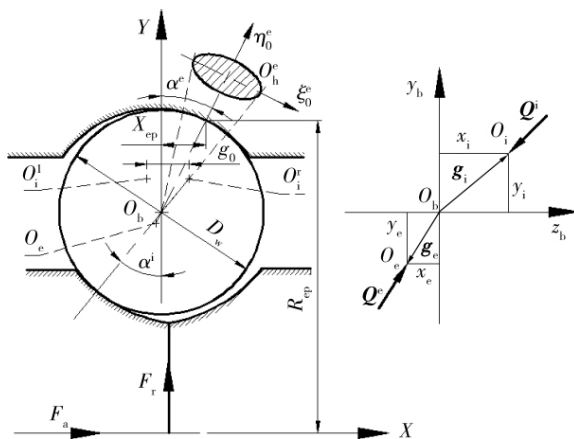


图 2 钢球与外圈沟道接触示意图

Fig. 2 Schematic diagram of the contact between the ball and outer groove

图 2 中 X 为轴承轴线方向; $\{y_b, O_b, z_b\}$ 为钢球坐标系所在的径向平面; $\{\xi_0^e, O_h^e, \eta_0^e\}$ 为钢球与外圈沟道椭圆接触面局部坐标. O_b 为位移后的钢球中心; O_i 为位移后内圈沟道曲率中心; O_e 为位移后外圈沟道曲率中心. 因此,钢球与滚道的弹性

趋近量 $\delta_{i(e)j}$ 及接触角 $\alpha^{i(e)}$ 表示为

$$\delta_{i(e)j} = |g_{i(e)j}| - (f_{i(e)} - 0.5)D_w \quad (2)$$

$$\alpha^{i(e)} = \arctan\left(\frac{x_{i(e)}}{y_{i(e)}}\right) \quad (3)$$

式中 $f_{i(e)} = r_{i(e)}/D_w$, 为轴承沟道曲率半径系数;
 $r_{i(e)}$ 为沟道曲率半径; D_w 为钢球直径。

1.1.2 钢球与滚道的拖动力

钢球与滚道处于完全弹流润滑状态下, 钢球与滚道接触点由于相对滑动而引起的摩擦力可以由润滑油的拖动力表示。结合图2所示钢球与外滚道椭圆接触面坐标, 钢球与内、外滚道接触面上拖动力矢量 $T_{i(e)j}$ 表示为

$$T_{i(e)j} = T_{\xi i(e)j}i + T_{\eta i(e)j}k \quad (4)$$

式中 i, e 分别表示内、外套圈(下同); i, k 为沿接触面坐标轴 ξ_0, η_0 的单位矢量; 分量 $T_{\xi i(e)j}, T_{\eta i(e)j}$ 为沿接触面长轴方向分割成若干切片(本文共分21个)的单元拖动力 $T_{m\xi i(e)j}$ 和 $T_{m\eta i(e)j}$ 的总和。

$$T_{\xi i(e)j} = \sum_{m=1}^{21} T_{m\xi i(e)j} \quad (5)$$

$$T_{\eta i(e)j} = \sum_{m=1}^{21} T_{m\eta i(e)j} \quad (6)$$

切片上单元拖动力可表示为

$$T_{m\xi(\eta) i(e)j} = (u_{ehdm} Q_m)_{\xi(\eta) i(e)j} \quad (7)$$

式中 Q_m 为第 m 个切片上的法向接触力; u_{ehdm} 为第 m 个切片上弹流油膜拖动力系数^[13]。

1.1.3 保持架与套圈的引导作用力

本文轴承保持架采用外引导方式, 如图3所示。外圈引导表面与保持架定心表面可以看成有限短厚膜的作用轴径轴承的一个特例, 外圈引

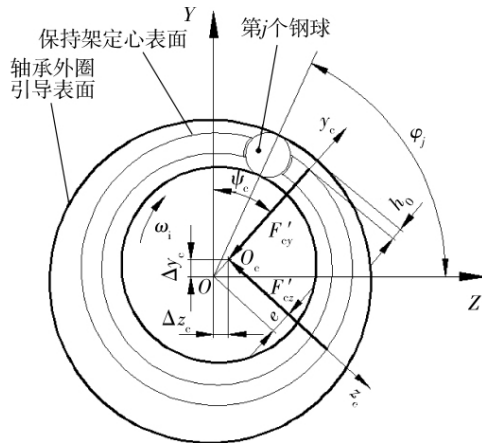


图3 外圈与保持架作用力示意图

Fig. 3 Schematic diagram of the force between outer ring and cage

导表面与保持架定心表面的作用力 F_c 可以由作用于保持架的流体动压油膜的分布压力 F'_{cy} 和 F'_{cz} 来描述。

$$F'_{cy} = -\eta_0 u_1 L^3 \epsilon^2 / [C_1^2 (1 - \epsilon^2)^2] \quad (8)$$

$$F'_{cz} = \pi \eta_0 u_1 L^3 \epsilon / [4 C_1^2 (1 - \epsilon^2)^{3/2}] \quad (9)$$

保持架表面产生的摩擦力矩 M'_{cx} 表示为

$$M'_{cx} = 2\pi \eta_0 V_1 R_1^2 L / (C_1 \sqrt{1 - \epsilon^2}) \quad (10)$$

式中 η_0 为大气压和环境温度下润滑剂动力黏度; $u_1 = R_1(\omega_e + \omega_c)$, 为润滑剂牵连速度; $\omega_e = 0$, 为外圈转速; ω_c 为保持架转速; R_1 为保持架定心表面半径; L 为保持架定心表面宽度; C_1 为保持架引导间隙; $V_1 = R_1(\omega_e - \omega_c)$ 为引导表面与定心表面相对滑动速度; $\epsilon = e/C_1$, 为保持架中心偏心率; e 为保持架中心偏心率。

将作用力变换到轴承的固定坐标系中

$$\begin{Bmatrix} M_{cx} \\ F_{cy} \\ F_{cz} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \psi_c & -\sin \psi_c \\ 0 & \sin \psi_c & \cos \psi_c \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} M'_{cx} \\ F'_{cy} \\ F'_{cz} \end{Bmatrix} \quad (11)$$

式中 $\psi_c = \arctan(\Delta z_c / \Delta y_c)$ 。

1.2 弹性支承耦合模型

图4所示为轴承未受力时, 弹性支承体与刚性轴承外圈以及轴承座之间的耦合模型示意图, 为便于表达耦合处一维刚性束条的联结模型, 图中在耦合连接处做了相应的放大处理。

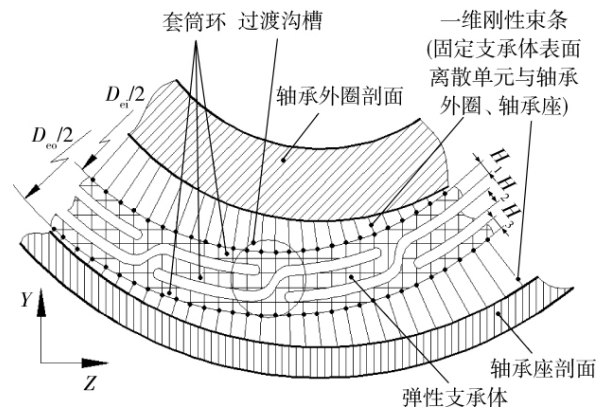


图4 弹性支承体与轴承耦合模型示意图

Fig. 4 Schematic diagram of coupling between elastic support and bearing

弹性支承体为等厚的三环套筒结构, 相邻套筒间由周向分布均匀的过渡沟槽联结, 可以通过改变过渡沟槽的个数和套筒环厚度来调节支承刚度。在机械系统动力学自动分析软件 ADAMS/Flex 模块下对支承件进行离散化, 通过修正的 Craig-Bampton 模态综合法, 固定界面凝聚主自

由度^[14],弹性支承体内外表面节点通过一维刚性单元分别与轴承外圈、轴承座相关联。

由拉格朗日方程,可以得到弹性支承体的动力学微分方程为

$$M_{\text{flex}} \ddot{\zeta} + M_{\text{flex}} \dot{\zeta} - \frac{1}{2} \left[\frac{\partial M_{\text{flex}}}{\partial \dot{\zeta}} \right]^T \dot{\zeta} + K \dot{\zeta} + f_g + D \dot{\zeta} + \left[\frac{\partial C}{\partial \dot{\zeta}} \right]^T \lambda = Q_{\text{flex}} \quad (12)$$

式中 M_{flex} 为弹性支承体的广义质量矩阵。

$$M_{\text{flex}} = \begin{bmatrix} M_{\text{tt}} & M_{\text{tr}} & M_{\text{tm}} \\ M_{\text{tr}}^T & M_{\text{rr}} & M_{\text{rm}} \\ M_{\text{tm}}^T & M_{\text{rm}}^T & M_{\text{mm}} \end{bmatrix}$$

式中下标 t, r, m 分别表示弹性支承件的平动、转动和模态自由度。 ζ 为柔性支承体的广义坐标, $\zeta = [X \ \psi \ q]^T$ 。其中 $X = (x \ y \ z)$ 为弹性支承体在惯性坐标系中的笛卡儿坐标; $\psi = (\varphi \ \theta \ \phi)$ 为反映其方位的欧拉角; $q = \{q_1, q_2, \dots, q_m\}^T$ 为模态坐标。 K 为弹性支承体的广义刚度矩阵; D 为弹性支承体的阻尼矩阵; $D = \beta \sqrt{KM}$, β 为阻尼常数, 参见文献[15]。 f_g 为弹性支承体重力。 $C(\dot{\zeta}, \zeta, t) = 0$, 为约束方程。 Q_{flex} 为弹性支承体所承受的广义力, Q_{flex} 由广义平动力、广义扭矩(以欧拉角表示的广义力)和广义模态力组成, 可表示为 $Q_{\text{flex}} = [Q_{\text{gt}} \ Q_{\text{gr}} \ Q_{\text{gm}}]^T$ 。

轴承外圈与弹性体内表面固定后, Q_{flex} 可以由作用于外圈的轴承平动力 F_k 和力矩 T_k 经过坐标转换后得到。

$$Q_{\text{gt}} = A F_k \quad (13)$$

$$Q_{\text{gr}} = [AB]^T [T_k + F_k] \quad (14)$$

$$Q_{\text{gm}} = \Phi^T F_k + \Phi^{*T} T_k \quad (15)$$

$$F_k = [f_x \ f_y \ f_z]^T \quad (16)$$

$$T_k = [t_x \ t_y \ t_z]^T \quad (17)$$

$$f_x = \sum_{j=1}^{Z_1} (Q_j^e \sin \alpha_j^e + T_{\xi ej}) \quad (18)$$

$$f_y = \sum_{j=1}^{Z_1} (Q_j^e \cos \alpha_j^e \cos \phi_j + T_{\xi ej} \sin \phi_j) + F'_{cy} \cos \phi_c - F'_{cz} \sin \phi_c \quad (19)$$

$$f_z = \sum_{j=1}^{Z_1} (Q_j^e \cos \alpha_j^e \sin \phi_j - T_{\xi ej} \cos \phi_j) + F'_{cy} \sin \phi_c + F'_{cz} \cos \phi_c \quad (20)$$

$$t_x = \sum_{j=1}^{Z_1} (T_{\eta ej} R_{epj}) + M_{cx} \quad (21)$$

$$t_y = \sum_{j=1}^{Z_1} \left\{ \left[(Q_j^e \cos \alpha_j^e - T_{\xi ej} \sin \alpha_j^e) X_{epj} \right] \sin \phi_j \right\} \quad (22)$$

$$t_z = \sum_{j=1}^{Z_1} \left\{ \left[(Q_j^e \cos \alpha_j^e - T_{\xi ej} \sin \alpha_j^e) X_{epj} \right] \cos \phi_j \right\} \quad (23)$$

式中 Z_1 为钢球个数, 式(13)、式(14)中 A, B 分别为作用力和力矩所在轴承坐标系相对于全局坐标系的欧拉变换矩阵; 式(15)中 Φ, Φ^* 分别为作用于节点的平动和转动自由度的模态斜方阵。

2 求解过程

在 ADAMS 开发平台建立弹性支承角接触球轴承动力学模型, 采用精细积分法和预估-校正 Adams-Bashforth-Moulton 多步法相结合的算法建立积分程序进行求解, 求解过程如下:

- 1) 将系统的约束方程进行矩阵的满秩分解。
- 2) 用 Adams-Bashforth 显式公式预估 t_{n+1} 时刻的独立坐标值 $\{q^i\}^p$, p 表示预估值。
- 3) 用 Adams-Moulton 隐式公式对预估值进行校正, 得到独立坐标的校正值 $\{q^i\}^c$, c 表示校正值, 与收敛误差精度有关。
- 4) 确定独立坐标的校正值之后, 计算出非独立坐标和其他系统状态变量值。
- 5) 如果预估值与校正值的差值小于给定的收敛误差精度, 接受该解, 进行下一时刻的求解, 否则减小积分步长, 重复 2) 直到满足精度要求。

3 结果分析

本文以图 1 所示的某弹性支承下双半内圈角接触球轴承为例(轴承具体参数见表 1), 对不同弹性支承件结构参数、不同工况条件下的双半内圈角接触球轴承振动特性进行了分析。

表 1 轴承参数

Table 1 Parameters of bearing

参数	数值
轴承内径/mm	130
轴承外径/mm	200
轴承宽度/mm	33
滚动体个数	17
滚动体直径/mm	24.606

3.1 支承体结构参数对轴承振动特性影响

通过改变支承体中过渡沟槽的个数和套简环厚度来分析双半内圈角接触球轴承在特定工况下的振动特性。结合图 4 所示, 支承体的基本结构参

数为内径 $D_{ei}=200\text{ mm}$, 外径 $D_{eo}=215.6\text{ mm}$. 沿周向分布过渡槽的个数为 M , 分别取 5, 7, 10; 每个套筒环的厚度相同, 即 $H_1=H_2=H_3=H$, H 分别取 1.6, 1.7, 1.8, 2.0 mm. r 表示轴承外圈与轴承座体刚性固连的情况, 图 5 中 f 表示弹性支承系统临界频率下轴承内圈的振动幅值, 下标 1 和 2 分别对应 1 阶、2 阶固有频率.

3.1.1 过渡沟槽个数对轴承振动影响

轴承内圈转速 $n_i=6\,000\text{ r/min}$, 轴向载荷 $F_a=6\,000\text{ N}$, 径向载荷 $F_r=0\text{ N}$, 弹性支承体的套筒环厚度为 $H=1.8\text{ mm}$. 图 5、图 6 为改变支承体过渡沟槽个数 M 以及采用刚性支承时, 内圈质心在径向平面内的幅频特性及内圈质心轨迹.

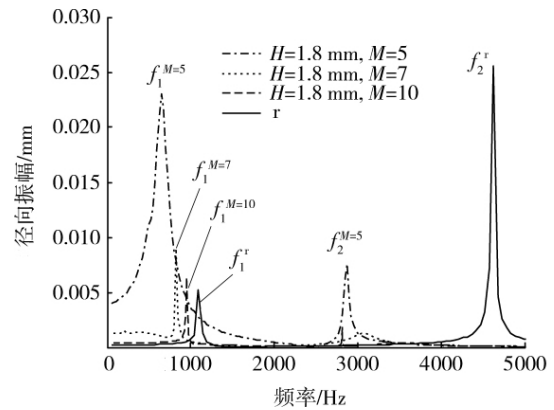


图 5 $F_a=6\,000\text{ N}$, $F_r=0\text{ N}$, $n_i=6\,000\text{ r/min}$ 时内圈质心频谱

Fig. 5 Spectrum of inner mass center ($F_a=6\,000\text{ N}$, $F_r=0\text{ N}$, $n_i=6\,000\text{ r/min}$)

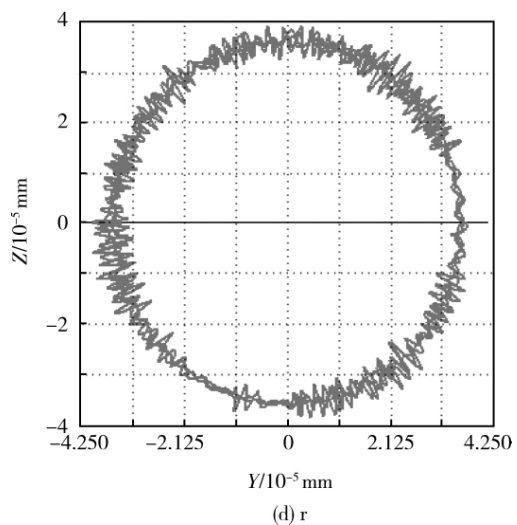
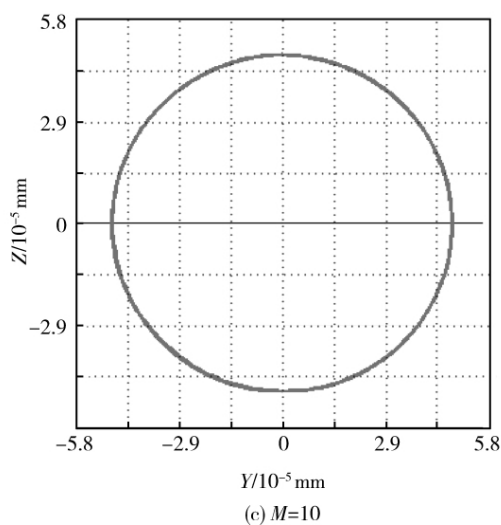
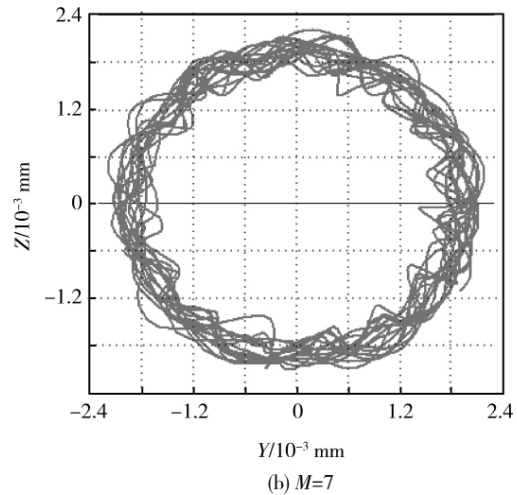
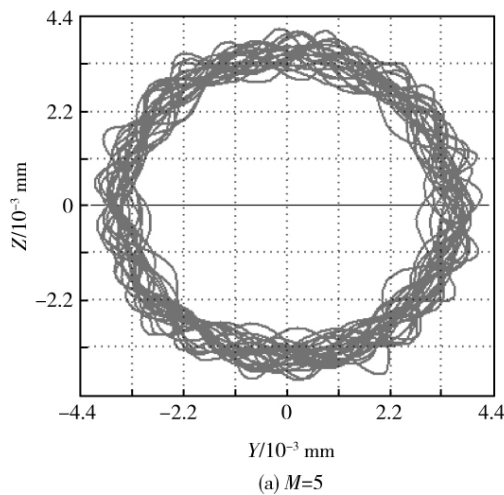


图 6 $F_a=6\,000\text{ N}$, $F_r=0\text{ N}$, $n_i=6\,000\text{ r/min}$ 时内圈质心轨迹

Fig. 6 Orbits of inner mass center ($F_a=6\,000\text{ N}$, $F_r=0\text{ N}$, $n_i=6\,000\text{ r/min}$)

由图 6 可以看出, 改变支承体过渡沟槽个数对系统的 1 阶和 2 阶固有频率振动特性影响很

大. 随着弹性支承体过渡沟槽个数的增加, 系统的支承刚度的增加, 系统的 1 阶固有频率也随之增

大,并接近刚性支承下系统的固有频率.当过渡沟槽个数为5时,弹性支承体在圆环平面内的弯曲刚度较小、阻尼效应低,使得在较低频率下便引起弹性支承体产生圆环平面内的弯曲振动,因此系统1阶固有频率引起的振动幅值较大,振动频率范围大;系统在2阶固有频率下,弹性支承体的振动为面外扭曲振动,其扭转刚度较大,且有着较好的阻尼效应,因此其2阶固有频率下对应的振动幅值较小.当过渡沟槽个数为7和10时,轴承系统1阶固有频率下的振动幅值较小,引起系统振动的频率范围较刚性支承的小.

对比4种不同支承条件下轴承内圈质心轨迹,可以看出:增加支承件过渡沟槽个数,内圈质心轨迹半径减小,内圈运动趋于平稳,过渡沟槽个数为10时,内圈质心呈圆形周期运动,容易产生自定心效应.轴承采用刚性支承时,内圈质心在径向方向波动剧烈,不利于轴承系统稳定.

轴承内圈转速 $n_i = 6000 \text{ r/min}$, $F_a = 0 \text{ N}$, $F_r = 1800 \text{ N}$, 轴承轴向采用定位预紧,弹性支承体的套筒环厚度 $H = 1.8 \text{ mm}$. 图7、图8为改变支承体

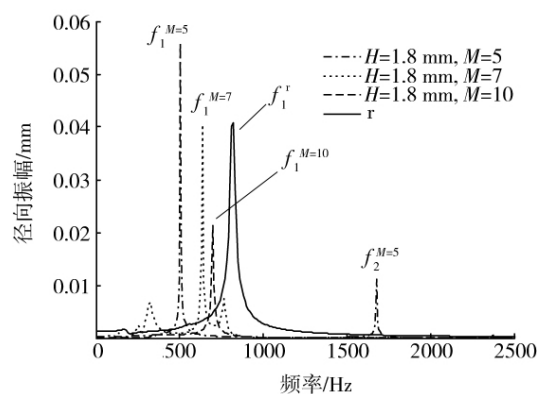


图7 $F_a = 0 \text{ N}$, $F_r = 1800 \text{ N}$, $n_i = 6000 \text{ r/min}$ 时
内圈质心频谱

Fig. 7 Spectrum of inner mass center
($F_a = 0 \text{ N}$, $F_r = 1800 \text{ N}$, $n_i = 6000 \text{ r/min}$)

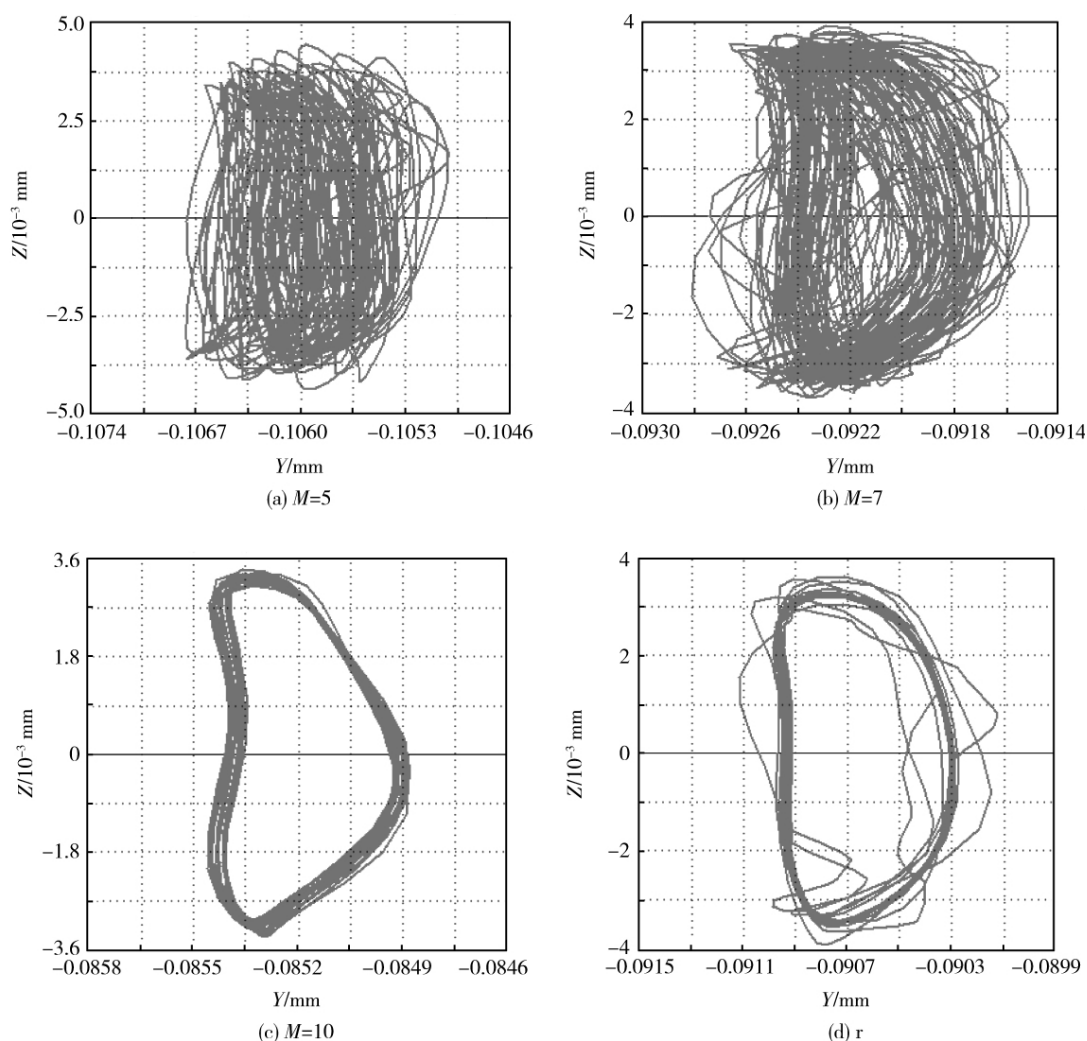


图8 $F_a = 0 \text{ N}$, $F_r = 1800 \text{ N}$, $n_i = 6000 \text{ r/min}$ 时内圈质心轨迹

Fig. 8 Orbits of inner mass center ($F_a = 0 \text{ N}$, $F_r = 1800 \text{ N}$, $n_i = 6000 \text{ r/min}$)

过渡沟槽个数 M 以及采用刚性支承时,内圈质心在径向平面内的幅频特性及内圈质心轨迹。

在径向载荷作用下,滚动体与套圈的非线性接触以及滚动体和内滚道接触位置的变化使得轴承径向方向刚度周期性变化是影响轴承径向振动的主要因素。随着过渡沟槽个数的增加,径向振动幅值减小。对比 4 种不同支承条件下轴承内圈质心轨迹,增加支承体过渡沟槽提高了支承系统的刚度,使轴承内圈质心呈周期性运动的规律更明显,在刚性支承条件下运动轨迹为非周期运动。支承体过渡沟槽个数由 5 到 10 的过程中,内圈质心运动最大半径在减小。

轴承在单一轴向或径向载荷作用下,增加弹性支承体过渡沟槽个数更大程度上是改变了弹性支承体的刚度矩阵和阻尼矩阵,过渡沟槽个数越多,弹性支承体对轴承的支承特性越接近刚性支承的情况,存在一个过渡沟槽个数 M 使得轴承内圈的振幅最小,内圈运动轨迹半径最小。

3.1.2 套筒环厚度对轴承振动的影响

采用支承体过渡沟槽个数为 10,通过改变环与环之间间隙来改变套筒环厚度,分析不同套筒环厚度 H 对轴承内圈振动特性的影响。图 9、图 10 分别为 $n_i = 6000 \text{ r/min}$, $F_a = 6000 \text{ N}$, $F_r = 0 \text{ N}$ 时内圈质心在径向平面的频谱图和运动轨迹。

增加支承体的套筒环厚度,内圈径向 1 阶振动幅值先减小后增大,引起振动的频率范围变窄。图 9 与图 5 相比,改变套筒环厚度对系统的 1 阶共振频率范围影响小,内圈振动幅度的改变量减小。

这是因为改变支承体套筒环厚度更大程度上是改变了支承体的刚度系数,而增加过渡沟槽个

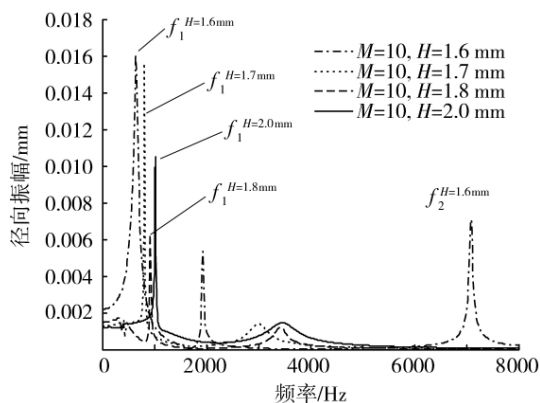


图 9 $F_a = 6000 \text{ N}$, $F_r = 0 \text{ N}$, $n_i = 6000 \text{ r/min}$ 时内圈质心频谱

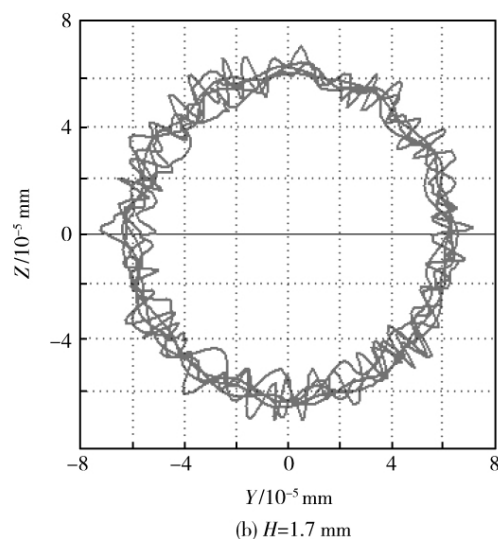
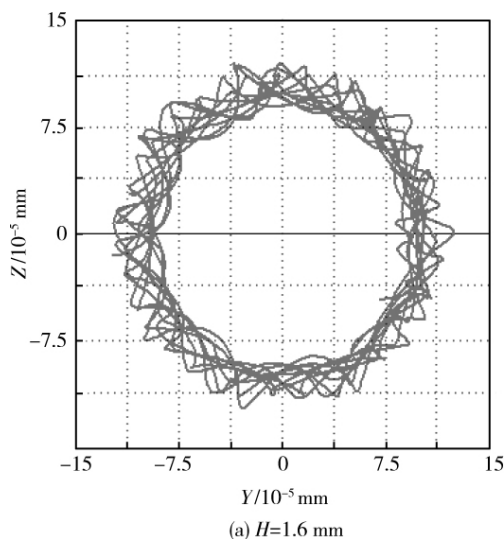
Fig. 9 Spectrum of inner mass center

($F_a = 6000 \text{ N}$, $F_r = 0 \text{ N}$, $n_i = 6000 \text{ r/min}$)

数既调节了支承体刚度,同时又改变了支承体的刚度矩阵,对轴承的振动特性影响更大。从内圈质心轨迹的变化可以看到,改变套筒环厚度对轴承内圈质心运动半径影响较小,套筒环厚度为 1.8 mm 时内圈质心呈圆形周期运动,径向振动最小。

图 11、图 12 为内圈转速 $n_i = 6000 \text{ r/min}$, $F_a = 0 \text{ N}$, $F_r = 1800 \text{ N}$, 轴承轴向采用定位预紧,支承体过渡沟槽个数为 10 时,改变套筒环厚度 H 对轴承内圈振动特性的影响。

从图 11 中可以看出,改变支承体套筒环厚度,内圈径向振动幅值先减小后增大,引起内圈径向振动的频率范围变化不明显。套筒环厚度为 1.8 mm 时,内圈径向方向振幅最小,当轴承采用套筒环厚度为 2.0 mm 的支承体时,内圈径向振幅增加,振动频率也变得更为复杂。



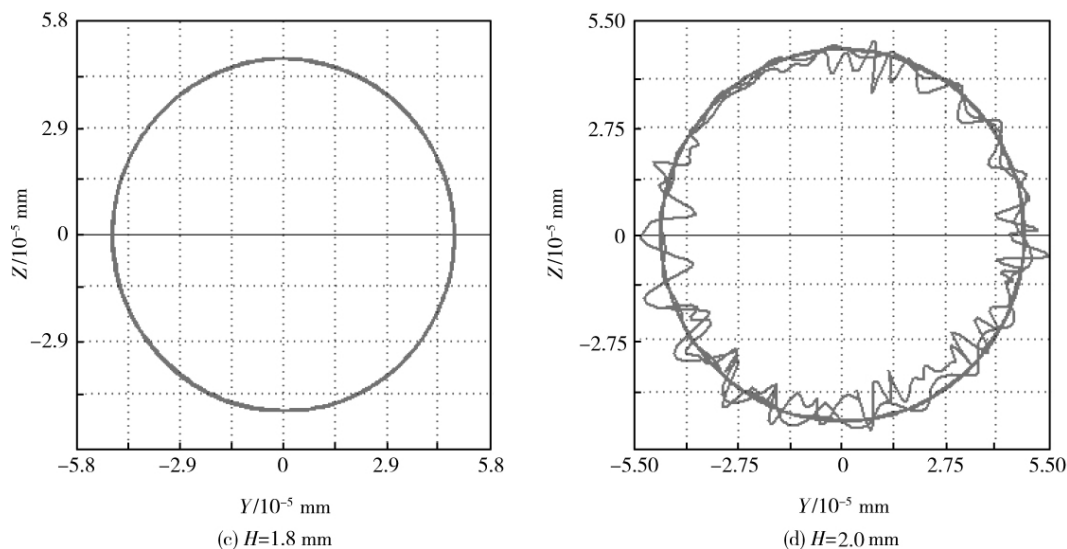


图 10 $F_a = 6000 \text{ N}, F_r = 0 \text{ N}, n_i = 6000 \text{ r/min}$ 时内圈质心轨迹

Fig. 10 Orbits of inner mass center ($F_a = 6000 \text{ N}, F_r = 0 \text{ N}, n_i = 6000 \text{ r/min}$)

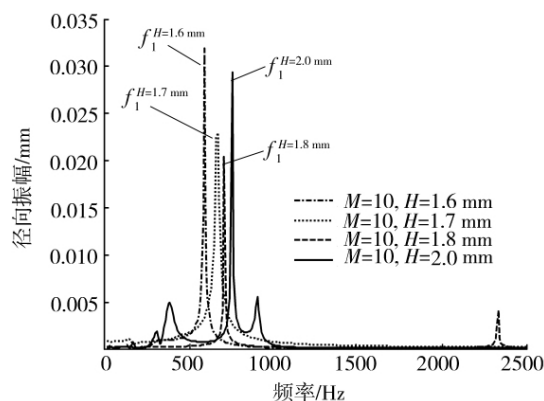


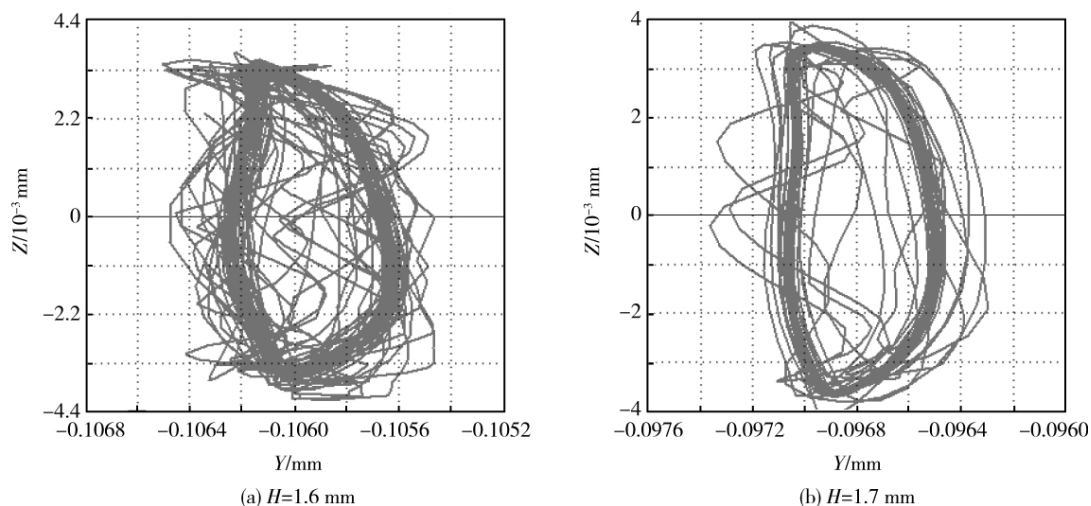
图 11 $F_a = 0 \text{ N}, F_r = 1800 \text{ N}, n_i = 6000 \text{ r/min}$ 时内圈质心频谱

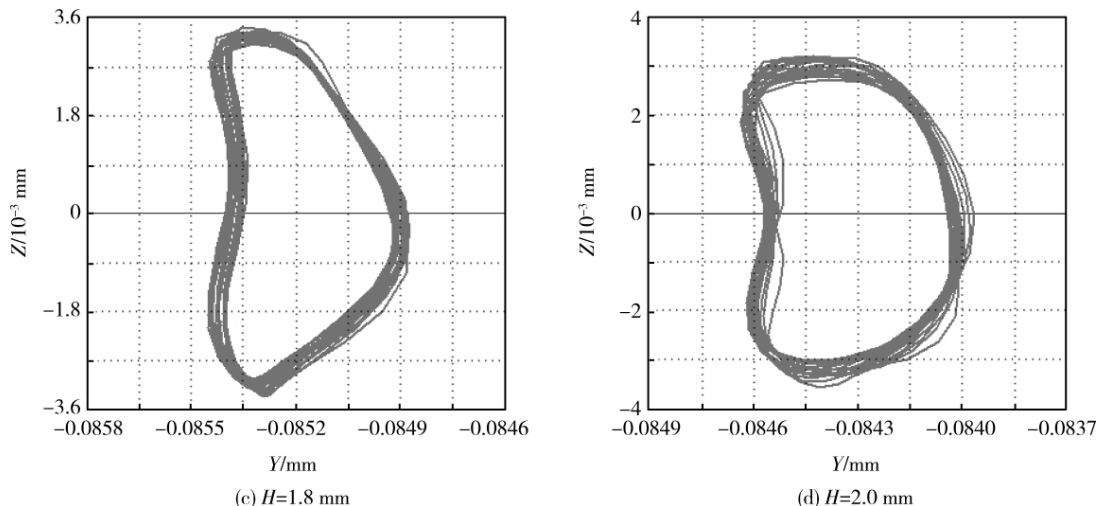
Fig. 11 Spectrum of inner mass center ($F_a = 0 \text{ N}, F_r = 1800 \text{ N}, n_i = 6000 \text{ r/min}$)

图 12 中随着套筒环厚度的增加,内圈质心轨迹由不规则运动到周期运动,轨迹曲线也变得更加平滑.当套筒环厚度为 1.8 mm 时,内圈质心轨迹半径最小,更加趋于稳定.

这是因为套筒环厚度较小时,弹性支承体的径向刚度较小,阻尼效应差,造成内圈在径向平面内的回转半径大.当采用较厚的套筒环时,弹性支承体的阻尼效应过大,又造成内圈在径向平面内的波动幅度变大.

固定弹性支承体内、外径和过渡沟槽个数后,随着套筒环厚度的增加,弹性支承体的刚度和阻尼系数变大,当套筒环厚度达到最大厚度(即套筒环之间没有沟槽间隙)时,轴承系统的振动特性与刚性支承下的轴承特性无限接近,因此,在过渡沟



图12 $F_a=0\text{ N}$, $F_r=1800\text{ N}$, $n_i=6000\text{ r/min}$ 时内圈质心轨迹Fig. 12 Orbits of inner mass center ($F_a=0\text{ N}$, $F_r=1800\text{ N}$, $n_i=6000\text{ r/min}$)

槽确定以后,随着套筒环厚度的增加,存在一个合理的套筒环厚度 H 使得轴承内圈振动幅值最小。

3.2 不同工况下支承体对轴承振动的影响规律

采用弹性支承体的基本尺寸为:内径 $D_{ei}=200\text{ mm}$;外径 $D_{eo}=215.6\text{ mm}$;套筒环厚度 $H=1.8\text{ mm}$ 。改变轴承工况,分析支承体过渡沟槽个数以及采用弹性支承时轴承内圈的径向振幅的变化规律。

3.2.1 轴向力

图13为轴承内圈转速 $n_i=6000\text{ r/min}$,径向作用力 $F_r=0\text{ N}$,轴向作用力 F_a 为 $500\sim 12000\text{ N}$ 时,内圈质心的幅值变化。

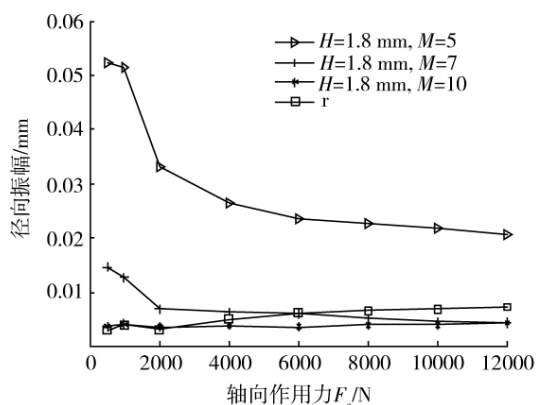


图13 不同轴向力作用下轴承内圈中心的振动幅值

Fig. 13 Vibration amplitude of inner center for different axial loads

由图13可以看出,当轴向载荷 $F_a < 6000\text{ N}$ 时,弹性支承体的过渡沟槽数越少,轴承内圈径向

振动幅值变化越明显;随着轴向力的增大,内圈振幅变化率变小。当轴向载荷 $F_a > 6000\text{ N}$ 时,刚性支承条件下内圈径向振动幅值大于过渡沟槽个数取7和10时的内圈振动幅值。这说明对于弹性支承的轴承系统,当轴向力在较小范围内(本文中 $F_a < 6000\text{ N}$)时,增加弹性支承体过渡沟槽个数提高了支承体的径向刚度,内圈振动幅值减小,有利于轴承系统的稳定;当轴向力在较大范围内(本文中 $F_a > 6000\text{ N}$)时,适当减小弹性支承体过渡沟槽个数,可以降低内圈的径向振动幅值。

3.2.2 径向力

图14为内圈转速 $n_i=6000\text{ r/min}$,轴向方向采用定位预紧,径向作用力 F_r 为 $500\sim 3500\text{ N}$ 时,内圈质心的振动幅值变化。

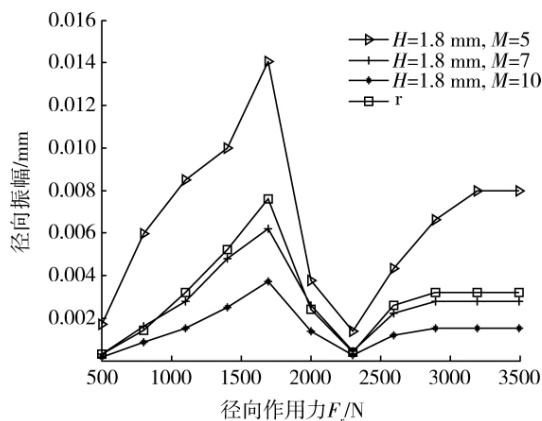


图14 不同径向力作用下轴承内圈中心的振动幅值

Fig. 14 Vibration amplitude of inner center for different radial loads

由图 14 可以看出,增大轴承径向力,轴承径向方向振动呈先增大后减小再增大的态势。这是由于轴承内圈为桃形沟的双半内圈,滚动体在离心力和内圈径向力的共同作用下,由 2 点接触过渡为 3 点接触而引起的。在径向力作用下,过渡沟槽数为 10 的支承体,其振动幅值始终小于过渡沟槽数为 7 和刚性支承下的振动幅值,这说明在径向力作用下,存在一个最佳的过渡沟槽个数和套筒环厚度使得轴承的径向振幅取得最小值。

3.2.3 内圈转速

轴承轴向力 $F_a = 0 \text{ N}$, 径向力 $F_r = 1800 \text{ N}$, 轴向方向采用定位预紧。图 15 为轴承内圈转速 n_i 为 $500 \sim 8000 \text{ r/min}$ 时,轴承内圈径向的振幅变化。当增大内圈转速,轴承内圈的径向振动幅值总体呈增加态势。由于桃形沟双半内圈轴承在径向力作用下随着内圈转速的提高,滚动体由 2 点接触过渡为 3 点接触,因此转速 n_i 在 $3000 \sim 6000 \text{ r/min}$ 范围内,振动幅值呈先增大后减小再增大趋势。与轴承采用刚性支承相比,支承体过渡沟槽个数为 7 和 10 时,可以获得相对较小的振动幅值。

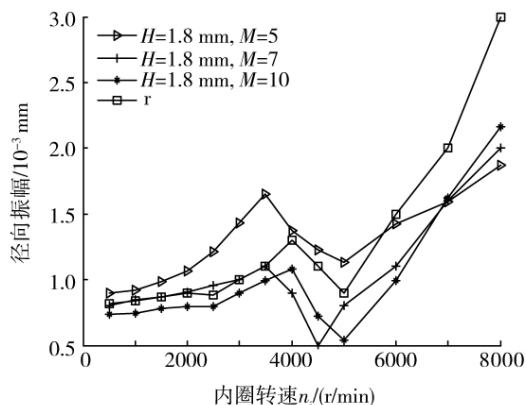


图 15 不同内圈转速下轴承内圈中心振动幅值

Fig. 15 Vibration amplitude of the inner center for different inner speeds

4 结 论

在轴承动力学分析和有限元分析基础上,考虑了弹性支承结构与刚性的轴承外圈、轴承座之间的刚柔耦合特性,建立了弹性支承下的双半内圈角接触球轴承非线性动力学微分方程,采用精细积分法和预估-校正 Adams-Bashforth-Moulton 多步法相结合的算法,对弹性体支承的双半内圈角接触球轴承非线性动力学微分方程进行求解,并对不同弹性支承件结构参数、不同工况条件下

的弹性支承体双半内圈角接触球轴承振动特性进行了理论分析,得出如下结论:

1) 弹性支承体对轴承系统的径向 1 阶和 2 阶频率振动特性影响很大。增加支承体过渡沟槽个数能够快速降低轴承内圈径向振动幅值,提高系统固有频率,减小引起系统振动的频率范围;当支承体过渡沟槽个数确定后,套筒环厚度的变化对轴承内圈径向振动幅值的影响较小,随着套筒环厚度的增加,内圈径向振幅先减小后增大。

2) 对于承受轴向力作用的轴承,当轴向力较小时,采用过渡沟槽个数多的支承体有利于减小轴承内圈的径向振幅;随着径向力的增大,减小支承体过渡沟槽个数,能获得与刚性支承相比更小的径向振幅。

3) 弹性支承能够减小因滚动体与滚道接触位置的变化引起轴承径向方向刚度周期性变化而导致的参数激振。对于双半内圈轴承,在径向力作用下,存在一个最佳的过渡沟槽个数和套筒环厚度,使得轴承内圈径向振动幅值取得最小。

参考文献:

- [1] Tiwari M, Gupta K, Prakash O. Dynamic response of an unbalanced rotor supported on ball bearings[J]. Journal of Sound and Vibration, 2000, 238(5): 757-779.
- [2] Harsha S P. Nonlinear dynamic analysis of rolling element bearings due to cage run-out and number of balls[J]. Journal of Sound and Vibration, 2006, 289(1/2/3): 360-381.
- [3] Harsha S P. Nonlinear dynamic response of a balanced rotor supported by rolling element bearings due to radial internal clearance effect[J]. Mechanism and Machine Theory, 2006, 41(6): 688-706.
- [4] 陈果, 李成刚, 王德友. 航空发动机转子-滚动轴承-支承-机匣耦合系统的碰摩故障分析与验证[J]. 航空动力学报, 2008, 23(7): 1304-1311.
CHEN Guo, LI Chenggang, WANG Deyou. Nonlinear dynamic analysis and experiment verification of rubbing faults of rotor-ball bearing-support-stator coupling system for aero-engine[J]. Journal of Aerospace Power, 2008, 23(7): 1304-1311. (in Chinese)
- [5] Berman A, Flannelly W G. Theory of incomplete model of dynamic structures[J]. AIAA Journal, 1971, 9(8): 1481-1487.
- [6] Ecsedi I. Bounds for the torsional rigidity of elastic ring[J]. Mechanics Research Communications, 1999, 26(4): 445-450.
- [7] 陈果. 滚动轴承支承下的不平衡转子系统非线性动力响应分析[J]. 中国机械工程, 2007, 23(18): 2773-2778.
CHEN Guo. Nonlinear dynamic response analysis of an unbalanced rotor supported on ball bearing[J]. China Mechanical Engineering, 2007, 23(18): 2773-2778. (in Chinese)

- nese)
- [8] 李贵林. 组合弹性支承结构的设计与试验研究[J]. 燃气涡轮试验与研究, 2006, 19(3): 53-57.
- LI Guilin. Study on the design and experiment of combined elastic support[J]. Gas Turbine Experiment and Research, 2006, 19(3): 53-57. (in Chinese)
- [9] 邓四二, 郝建军, 滕弘飞. 角接触球轴承保持架动力学分析[J]. 轴承, 2007(10): 1-5.
- DENG Sier, HAO Jianjun, TENG Hongfei. Dynamics analysis on cage of angular contact ball bearings[J]. Bearing, 2007(10): 1-5. (in Chinese)
- [10] 陈立平, 张云清, 任卫群. 机械系统动力学分析及 ADAMS 应用[M]. 北京: 清华大学出版社, 2005: 259-272.
- [11] Harris T A, Kotzalas M N. Advanced concepts of bearing technology: rolling bearing analysis[M]. 5th ed. Boca Raton: CRC Press, 2006.
- [12] Kärkkäinen A, Helfert M, Aeschlimann B, et al. Dynamic analysis of rotor system with misaligned retainer bearings[J]. Journal of Tribology, 2008, 130(2): 021102. 1-021102. 10.
- [13] 王燕霜, 邓四二, 杨伯原. 润滑油五参数流变模型的研究[J]. 摩擦学报, 2007, 127(5): 461-465.
- WANG Yanshuang, DENG Sier, YANG Boyuan. Investigation on a new five-parameter rheological model of lubricating oil[J]. Journal of Tribology, 2007, 127(5): 461-465. (in Chinese)
- [14] Zakhariev E. Dynamics of rigid multibody systems with clearances in the joints[J]. Mechanics of Structure & Machines, 1999, 27(1): 63-87.
- [15] Raje N, Sadeghi F, Rateick R G, et al. A numerical model for life scatter in rolling element bearings[J]. Journal of Tribology, 2008, 130(1): 011011. 1-011011. 10.