

文章编号:1000-582X(2012)03-026-07

偏心电主轴动力学分析

陈小安¹, 陈文曲¹, 康辉民², 合 焯¹

(1. 重庆大学 机械传动国家重点实验室, 重庆 400044;

2. 湖南科技大学 机电工程学院, 湖南 湘潭 411201)

摘 要:为了揭示偏心状态下高速电主轴的动力学行为,从高速电主轴的结构特征出发,应用有限元法对其进行动力学分析,建立了高速电主轴动力学分析模型;基于电磁学和机械系统动力学基本理论,建立了各种偏心状态下高速电主轴的广义不平衡力表达式,根据所建动力学模型可以获得高速电主轴在不同预加载荷、轴承配置下的固有频率和不平衡响应等动态特性。将 120MD60Y6 型电主轴的机电结构参数代入模型,并利用 Matlab/Simulink 软件进行仿真分析,计算所得的数据与实验所测数据相符,从而证明所建模型是正确的。

关键词:电主轴;偏心;有限元法;动力学分析;固有频率;不平衡响应

中图分类号:TH133

文献标志码:A

Dynamic analysis of high speed motorized spindles with eccentrics

CHEN Xiao-an¹, CHEN Wen-qu¹, KANG Hui-min², HE Ye¹

(1. The State Key Laboratory of Mechanical Engineering, Chongqing University,
Chongqing 400044, P. R. China;

2. Mechanical and Electronic Engineering, Hunan University of Science and Technology,
Xiangtan, Hunan 411201, P. R. China)

Abstract: In order to study dynamic behaviors of high speed motorized spindles under different eccentric conditions, the dynamics of high speed motorized spindles is analyzed by using finite element method on the basis of its structure, and an analytical dynamic model of high speed motorized spindles is established. Based on electromagnetism and mechanical system dynamics, expressions of general unbalanced force of high speed motorized spindles are established. Thus, dynamic characteristics of spindles, such as natural frequencies and unbalance response, can be obtained from the proposed model while spindles have different preloads and bearing configurations. The parameters of a 120MD60Y6 motorized spindle are substituted into the model and a simulation is carried out by Matlab/Simulink. The result shows good agreement with the data obtained from experimental modal analysis, which proves that the proposed model is correct.

Key words: high speed motorized spindle; eccentricity; finite element method; dynamic analysis; natural frequency; unbalance response

收稿日期:2011-10-20

基金项目:国家自然科学基金资助项目(50675233, 51005259);重庆市重大科技攻关资助项目(2006AA3010)

作者简介:陈小安(1956-),男,重庆大学教授,博士生导师,主要从事机电传动及智能化控制系统、电子机械运动与控制等研究,(E-mail)xachen@cqu.edu.cn。

高速电主轴是将机床主轴功能和电动机功能从结构上融为一体的新型机床主轴功能部件,综合了高速轴承技术、高速电动机技术、变频调速技术及冷却润滑技术等关键技术,作为高速精密机床的核心部件,其性能优劣状态直接决定了高速精密机床的整体发展水平,因此对高速电主轴转子系统进行动态特性分析,了解轴系的工作性能,以满足高速精密机床的加工质量、精度等要求有重要意义。

为了改善高速时电主轴的动态性能,国内外的学者围绕高速电主轴的结构设计、振动监测、热性能等不同方面进行了详细深入的研究。国际上, Lin 等^[1]在主轴设计阶段考虑了高速旋转效应,确定了8个重要的设计参数,并在有限元整体模型中对其进行了敏感度分析,研究它们对主轴固有频率的影响,优化主轴结构。Vafaei 等^[2-3]利用频谱分析技术对高速主轴进行振动监测,量化了在给定频率下各因数的影响程度。Lynagh 等^[4]提出了一个轴承振动模型,该模型考虑了球与滚道之间的非线性弹性接触和滚动体波纹度等对轴承径向间隙的影响,利用该模型可以预测主要的轴承激发振动。Gagnol 等^[5]在转子动力学预测的基础上建立了高速主轴-轴承系统的动力学模型,研究了不同速度范围内的动态性能变化,提出了新的稳定性叶图。Chang 等^[6]对高速电主轴的温升控制技术进行了详细的研究。国内对高速电主轴的研究主要从热特性、机电耦合等角度进行。蒋书运等^[7-9]建立了电主轴的热模型,并利用 ANSYS 对电主轴的温度场及其主轴的热变形进行了仿真。孟杰等^[10-12]从机电耦合的角度出发,分析了高速电主轴转子动力学耦合性能。蒋书运等^[13-15]利用传递矩阵法对电主轴进行动力学分析,探讨转子各阶固有频率和振型函数的相互关系。传递矩阵法在求解高速大型转子的动力学问题时,有可能出现数值不稳定,计算精度下降的现象。与传递矩阵法相比,利用有限元法分析主轴系统动态特性,其结果更稳定,不会出现“失根”现象。李松生等^[16]利用有限元法研究了主轴系统结构参数、外部工况条件等对电主轴系统动力学行为的影响。然而,现有研究中关于偏心状态对电主轴动态性能影响的研究较少。鉴于此,笔者基于有限元理论建立了高速电主轴的动力学分析模型,利用该模型可以研究主轴、轴承位置、轴承类型、预加载荷等对电主轴固有频率的影响,以及主轴不同偏心状态下的不平衡响应量。

1 电主轴球轴承-转子系统动力学模型

一个典型的电主轴单元通常是由主轴、过盈热装在主轴上的电机转子、轴承等部件组成,本质上它是一个质量连续分布的弹性阶梯轴,有无限多个固有频率和振型。进行动力学分析时,沿轴线将其划分为具有 N 个结点的 $N-1$ 个轴段单元,通过单元分析建立起各单元结点力、结点位移间的关系,综合各单元的运动方程组建以结点位移为广义坐标的电主轴运动微分方程,从而将电主轴振动问题转化成了有限个自由度系统的振动问题,通过求解一组线性代数方程即可求得电主轴的临界转速和不平衡响应。

1.1 有限单元的划分

根据电主轴的结构特点,将轴上零件按附加质量处理。因为附加零件的转动惯量较小,所以电主轴的横向振动和变形是影响轴系稳定工作的主要因素,由于支承是轴对称的,故可只考虑一个方向的振动。沿轴线将其划分为具有 N 个结点的 $N-1$ 个轴段单元,结点通常选在截面变化处、集中力作用点、支承点等特殊部位,并按顺序编号,各单元彼此在结点处联结,单元的广义坐标为结点位移,即

$$\{\mathbf{u}_{1e}\} = [x_A, \theta_{yA}, x_B, \theta_{yB}]^T,$$

$$\{\mathbf{u}_{2e}\} = [y_A, -\theta_{xA}, y_B, -\theta_{xB}]^T.$$

1.2 单元运动方程的建立

高速电主轴系统的阻尼主要源于轴承内部的弹流润滑油膜,由于球与套圈滚道之间的润滑油膜厚度非常小,故可忽略阻尼作用,应用 Lagrange 方程可得轴段单元的运动方程

$$\left. \begin{aligned} (\mathbf{M}_{eT} + \mathbf{M}_{eR}) \dot{\mathbf{u}}_{1e} + \Omega \mathbf{J}_e \dot{\mathbf{u}}_{2e} + \mathbf{K}_e \mathbf{u}_{1e} &= \mathbf{Q}_{1e}, \\ (\mathbf{M}_{eT} + \mathbf{M}_{eR}) \dot{\mathbf{u}}_{2e} - \Omega \mathbf{J}_e \dot{\mathbf{u}}_{1e} + \mathbf{K}_e \mathbf{u}_{2e} &= \mathbf{Q}_{2e}, \end{aligned} \right\} (1)$$

式中单元的移动惯性矩阵 \mathbf{M}_{eT} 、转动惯性矩阵 \mathbf{M}_{eR} 、回转矩阵 $\Omega \mathbf{J}_e$ 、刚度矩阵 \mathbf{K}_e 分别为

$$\mathbf{M}_{eT} = \int_0^l \mu \mathbf{N}^T \mathbf{N} ds = \frac{\mu l}{420} \begin{bmatrix} 156 & 22l & 54 & -13l \\ 22l & 4l^2 & 13l & -3l^2 \\ 54 & 13l & 156 & -22l \\ -13l & -3l^2 & -22l & 4l^2 \end{bmatrix}, (2)$$

$$\mathbf{M}_{eR} = \int_0^l J_d \mathbf{N}'^T \mathbf{N}' ds = \frac{\mu r^2}{120l} \begin{bmatrix} 36 & 3l & -36 & 3l \\ 3l & 4l^2 & -3l & -l^2 \\ -36 & -3l & 36 & -3l \\ 3l & -l^2 & -3l & 4l^2 \end{bmatrix}, (3)$$

$$J_e = \int_0^l j_p N'^T N' ds = \frac{\mu r^2}{60l} \begin{bmatrix} 36 & 3l & -36 & 3l \\ 3l & 4l^2 & -3l & -l^2 \\ -36 & -3l & 36 & -3l \\ 3l & -l^2 & -3l & 4l^2 \end{bmatrix} = 2M_{sR}, \quad (4)$$

$$K_e = \int_0^l EIN''^T N'' ds = \frac{EI}{l^3} \begin{bmatrix} 12 & 6l & -12 & 6l \\ 6l & 4l^2 & -6l & 2l^2 \\ -12 & -6l & 12 & -6l \\ 6l & 2l^2 & -6l & 4l^2 \end{bmatrix}. \quad (5)$$

1.2.1 单元质量矩阵的修改

电机转子等轴上附加零件,由于它们的横向位移很小,高速时在离心力和温升的共同作用下,不考虑它们对转子系统的横向弯曲刚度的影响,因此只需将其等效质量叠加到相应的单元质量矩阵。

1.2.2 单元刚度矩阵的修改

轴承支承处结点的位移与轴承内圈的位移相同,轴承对主轴的支反力 F_b 应包含在 $\{Q_{1e}\}$ 和 $\{Q_{2e}\}$ 中,轴承对主轴的支承刚度需要并入相应单元的刚度矩阵中。高速工况下,其支承方式应作为弹性支承进行分析,因此进行动力学分析时,将角接触球轴承简化为具有径向刚度 K_r 和角刚度 K_θ 的弹簧,计算公式如下^[17]。

径向刚度

$$K_r = 1.772 \ 36 \times 10^7 \times (z^2 \times D_b)^{\frac{1}{3}} \times \frac{\cos^2(\alpha)}{\sin^{\frac{1}{3}}(\alpha)} \times F_a^{\frac{1}{3}}, \quad (6)$$

角刚度

$$K_\theta = \frac{1}{4} K_r \times l^2, \quad (7)$$

式中: z 为单个轴承的滚动体数目; D_b 为滚动体直径; F_a 为轴承轴向预紧力; α 为接触角; l 为两个串联轴承的中心距。

1.2.3 单元广义力矩阵的修改

1) 轴段质量偏心。

坐标系 $o-\xi\eta s$ 为固结于轴段的动坐标系, s 为轴向, ξ 轴与 x 轴的夹角为 Ωt , 当轴段单元本身有分布的偏心距 $e_\xi(s)$, $e_\eta(s)$ 时, 则如 $\{Q_{1e}\}$ 和 $\{Q_{2e}\}$ 还包括不平衡广义力。微元不平衡力在定坐标 X, Y 轴上的投影可表示为

$$\begin{Bmatrix} dF_x \\ dF_y \end{Bmatrix} = \mu \Omega^2 \left\{ \begin{Bmatrix} e_\xi(s) \\ e_\eta(s) \end{Bmatrix} \cos \Omega t + \begin{Bmatrix} -e_\eta(s) \\ e_\xi(s) \end{Bmatrix} \sin \Omega t \right\} ds, \quad (8)$$

不平衡广义力 Q_{1e}^u 在虚位移 $\delta_{ul e}$ 上的元功为

$$\begin{aligned} \delta_{ul e}^T Q_{1e}^u &= \int_0^l \mu \Omega^2 \delta_x^T [e_\xi(s) \cos \Omega t - \\ &e_\eta(s) \sin \Omega t] ds = \\ &\delta_{ul e}^T \int_0^l \mu \Omega^2 N^T [e_\xi(s) \cos \Omega t - \\ &e_\eta(s) \sin \Omega t] ds, \end{aligned} \quad (9)$$

由此得偏心状态时不平衡广义力的表达式为

$$Q_{1e}^u = \int_0^l \mu \Omega^2 N^T [e_\xi(s) \cos \Omega t - e_\eta(s) \sin \Omega t] ds. \quad (10)$$

同理得

$$Q_{2e}^u = \int_0^l \mu \Omega^2 N^T [e_\eta(s) \cos \Omega t + e_\xi(s) \sin \Omega t] ds. \quad (11)$$

2) 定转子气隙偏心。

气隙偏心是指由于电机转子相对于定子的微小偏心而导致定转子之间的气隙不均匀。电机转子外圆相对于定子内圆的偏心可能是由振动形成的偏心,也可能是机械加工、安装造成的静偏心,还可能是二者之和。当主轴系统存在气隙偏心时,主轴受到的电磁拉力和转矩将发生变化,此时不平衡广义力 Q_{1e} 和 Q_{2e} 还包括偏心引起的广义电磁力。

设转子外圆相对于定子内圆的偏心如图 1 所示, O 为定子几何中心(坐标原点), $O_1(x_0, y_0)$ 为转子轴颈外圆中心; $O_2(x_0 + x, y_0 + y)$ 为轴或轴承有变形后的轴颈外圆中心, $O_3(x_3, y_3)$ 为转子外圆几何中心, $C(x_1, y_1)$ 为转子质量中心; $e_0 = OO_1$ 为静偏心, $e_1 = O_1O_2$ 为转子振动形成的偏心, $e_2 = O_2O_3$ 为转动偏心(由于转子轴颈外圆中心与转子外圆几何中心不同心形成的偏心,以转子角速度转动)。

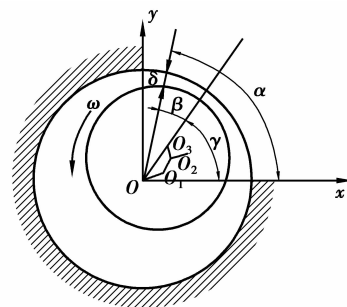


图 1 电主轴气隙偏心

根据电机定、转子间的气隙磁场能量法可求得偏心状态下气隙空间的磁场能,从而可得偏心状态下的电磁拉力 Q_{1e}^e 、 Q_{2e}^e 和电磁转矩 M^e 表达式为^[18]

$$Q_{1e}^e = \frac{\lambda_1}{\sigma}x + \frac{3\lambda_1}{2\sigma^3}(x^3 + xy^2) + \frac{x}{2\sigma}(\lambda_2 \cos 2\omega t + \lambda_3 \sin 2\omega t) + \frac{y}{2\sigma}(\lambda_2 \sin 2\omega t - \lambda_3 \cos 2\omega t) + \frac{x^3}{\sigma^3}(\lambda_2 \cos 2\omega t + \lambda_3 \sin 2\omega t) - \frac{y^3}{\sigma^3}(\lambda_2 \sin 2\omega t - \lambda_3 \cos 2\omega t) + \frac{3}{2\sigma^3}(x^2y + y^3) \cdot (\lambda_2 \sin 2\omega t - \lambda_3 \cos 2\omega t) = Q_{1e}^{e0} + Q_{1e}^{e1}, \quad (12)$$

$$Q_{2e}^e = \frac{\lambda_1}{\sigma}y + \frac{3\lambda_1}{2\sigma^3}(x^2y + y^3) + \frac{x}{2\sigma}(\lambda_2 \sin 2\omega t - \lambda_3 \cos 2\omega t) - \frac{y}{2\sigma}(\lambda_2 \cos 2\omega t + \lambda_3 \sin 2\omega t) - \frac{x^3}{\sigma^3}(\lambda_2 \sin 2\omega t - \lambda_3 \cos 2\omega t) - \frac{y^3}{\sigma^3}(\lambda_2 \cos 2\omega t + \lambda_3 \sin 2\omega t) + \frac{3}{2\sigma^3}(x^3 + xy^2) \cdot (\lambda_2 \sin 2\omega t - \lambda_3 \cos 2\omega t) = Q_{2e}^{e0} + Q_{2e}^{e1}, \quad (13)$$

$$M^e = \left[1 + \frac{x^2 + y^2}{2\sigma^2} + \frac{3}{8\sigma^4}(x^2 + y^2)^2 \right] N_1 - \left[\frac{1}{4\sigma^2}(x^2 - y^2)N_2 - \frac{1}{2\sigma^2} \cdot x \cdot y \cdot N_3 \right] \cdot \sin 2\omega t + \left[\frac{1}{4\sigma^2}(x^2 - y^2)N_3 - \frac{1}{2\sigma^2} \cdot x \cdot y \cdot N_2 \right] \cos 2\omega t - \left[\frac{1}{4\sigma^4}(x^4 - y^4)N_2 - \frac{1}{2\sigma^4}(x^3y + xy^3)N_3 \right] \cdot \sin 2\omega t + \left[\frac{1}{4\sigma^4}(x^4 - y^4)N_3 - \frac{1}{2\sigma^4}(x^3y + xy^3)N_2 \right] \cdot \cos 2\omega t = M^{e0} + M^{e1}, \quad (14)$$

式中:

$$\sigma = K_\mu \delta_0;$$

$$\lambda_1 = \frac{\pi RL\Lambda_0 K}{2\sigma} [F_{sm}^2 + F_{im}^2 - 2F_{sm}F_{im} \cdot \sin(\theta + \varphi)];$$

$$\lambda_2 = \frac{\pi RL\Lambda_0 K}{2\sigma} [F_{sm}^2 - F_{im}^2 \cdot \cos(2\theta + 2\varphi) - 2F_{sm}F_{im} \cdot \sin(\theta + \varphi)];$$

$$\lambda_3 = \frac{\pi RL\Lambda_0 K}{2\sigma} [F_{im}^2 \cdot \sin(2\theta + 2\varphi) - 2F_{sm}F_{im} \cdot \cos(\theta + \varphi)];$$

$$N_1 = \pi RL\Lambda_0 F_{im}F_{sm} \cdot \cos(\theta + \varphi);$$

$$N_2 = \pi RL\Lambda_0 [F_{im}^2 \cdot \cos(2\theta + 2\varphi) + F_{im}F_{sm} \cdot \sin(\theta + \varphi)];$$

$$N_3 = \pi RL\Lambda_0 [F_{im}F_{sm} \cdot \cos(\theta + \varphi) - F_{im}^2 \cdot \sin(2\theta + 2\varphi)];$$

其中 R 为转子半径; L 为铁芯长度; Λ_0 为均匀气隙磁导; K 为电机系数; F_{im} 为转子励磁电流; F_{sm} 为定子励磁电流; θ 为内攻角; φ 为功率因数角; K_μ 为气隙系数; δ_0 为均匀气隙大小。

对公式(12)–(14)分析可得,不平衡磁拉力和电磁转矩包含两部分:磁拉力的前两项、电磁转矩的第一项是与时间无关的常数部分,为磁拉力和电磁转矩的平均值部分,是气隙偏心的非线性函数,不平衡磁拉力方向(γ 角)指向间隙最小的方向;后面其余项是与时间相关的周期部分,其波动频率为两倍工频,而磁拉力的周期部分要激发主轴定子、转子的参数振动。由于 λ_1 、 λ_2 、 λ_3 、 N_1 、 N_2 、 N_3 是转子励磁电流、定子励磁电流、内攻角、功率因素角的函数,因此一旦这些电磁参数改变,不平衡磁拉力和电磁转矩将随之变化。

3) 剩余不平衡量。

由于实际中没有理想的绝对平衡的转子,所以在动平衡中只要达到并保持技术上允许的、经济上合理的许用平衡状态即可。因此, Q_{1e} 、 Q_{2e} 中还包括许用剩余不平衡量对应的不平衡惯性离心力。又因高速电主轴的动平衡精度要求较高,一般达到 G1~G0.4 级,所以根据 ISO 1940/1 标准,许用剩余不平衡量为

$$U_B = 0.009549 \times G \times M_s / N_{\max}, \quad (15)$$

式中: G 为平衡精度; M_s 为转子质量; N_{\max} 为转子最高转速。因此,许用剩余不平衡量对应的不平衡惯性离心力 Q_{per}^u 为

$$Q_{per}^u = U_B \times \omega^2. \quad (16)$$

2.3 系统运动方程的组建

综合各轴段单元的运动方程,即得高速电主轴角接触球轴承——转子系统的运动微分方程为

$$\left. \begin{aligned} M_1 \dot{u}_1 + \Omega J_1 \dot{u}_2 + K_1 u_1 &= Q_1, \\ M_1 \dot{u}_2 - \Omega J_1 \dot{u}_1 + K_2 u_2 &= Q_2. \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

式中整体质量矩阵 M_1 , 整体回转矩阵 ΩJ_1 及整体刚度矩阵 K_1 都是 $2N \times 2N$ 阶、半带宽为 4 的对称稀疏

带状矩阵;广义力向量中通常只包含各种不平衡激励的广义力,因为各单元之间互相作用的内力在组建系统整体方程的过程中已经消去,而对应于各支承的支反力的作用已等效到了刚度矩阵的相应元素内。

当 $\Omega = \omega$ 时通过求解微分方程(17)的齐次式即得电主轴的涡动频率 ω 及其模态振型,又因 $f = \omega/2\pi$ 从而得到高速电主轴的固有频率 f ;求解运动微分方程(17)可以求得不同偏心状态下电主轴的不平衡响应量。

2 实例验证

以最高转速为 60 000 r/min 的 120MD60Y6 型高速电主轴为例,建立轴承-主轴有限元动力学模型,如图 2 所示。该电主轴以四联 QBC 组配形式的角接触球轴承为支承,前端为 2 套 B7004C 轴承串联,后端为 2 套 B7003C 轴承串联。在利用 Matlab/Simulink 软件进行计算和仿真时,由于滚动轴承支承的轴系的阻尼作用较弱,所以计算中忽略阻尼作用,其计算过程如图 3 所示,计算结果见表 1。

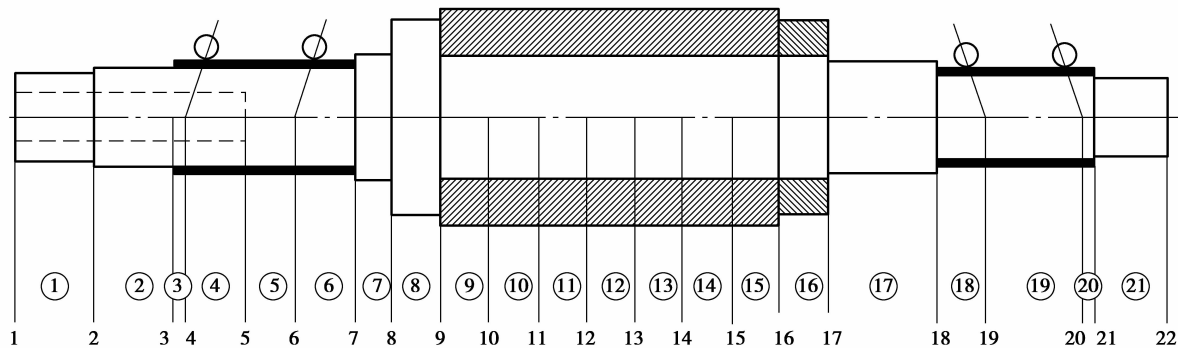


图 2 动力学模型

表 1 固有频率计算结果与实验模态结果对比 Hz

阶数	计算结果	实验数据	误差/%
1	1 388.13	1 482.50	6.37
2	1 773.85	1 943.75	8.74
3	3 096.81	3 342.12	7.34

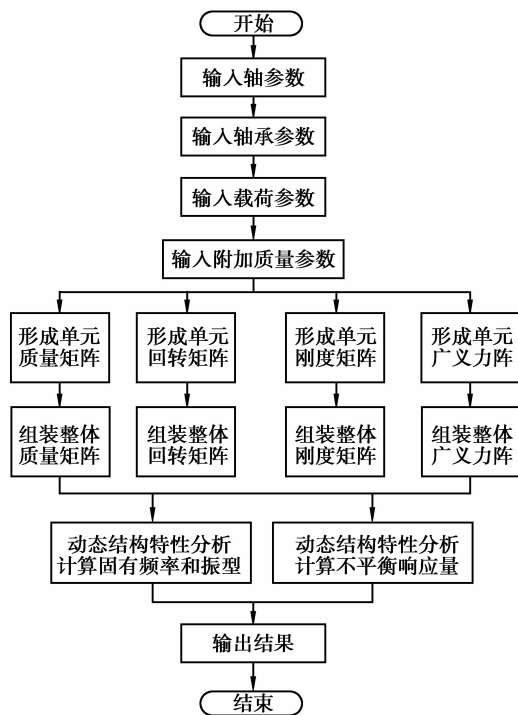


图 3 计算流程图

模态分析是指通过研究无阻尼系统的自由振动,得到系统的自然属性,即固有频率和振型,为进行瞬态动力学分析、谐响应分析、谱分析提供基础。为了验证模型的可靠性,利用传统模态分析方法对该型电主轴进行实验模态分析。

实验模态分析是通过实验得到结构的频响函数,获得结构的非参数模型,通过参数识别提取出模态参数,建立动态模型的实验建模方法。实验系统包括被测对象、激励系统、数据采集分析系统等。激励有固定式和非固定式两种形式,在实验过程中,考虑到电主轴的质量、尺寸较小,因此采用力锤产生激励信号。用力锤锤击电主轴,产生脉冲信号,由力锤上的力传感器传到多通道 LMS 多通道数据采集系统,同时,加速度传感器将采集到的主轴响应信号,

经过电荷放大器传递给数据采集系统,并传输到PC机上,通过模态分析软件进行数据分析处理,得到电主轴的模态参数。

在模态实验中,因激振点和响应点的布置、支承方式的选择是实验能否正确反映被测对象结构特性的关键,所以为了获得电主轴真实的结构特性,在实测过程中,为了让电主轴处于近似自由条件的状态,采用了弹性橡胶管悬吊电主轴的自由支承方式,并根据电主轴的外形特点,将测点按如图4所示的形式布置。

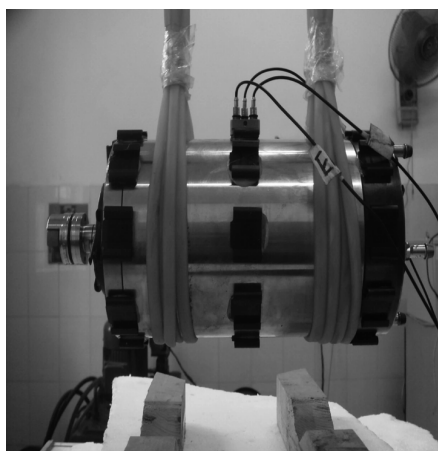


图4 模态实验示意图

通过实验可得各测点对激振点的频响函数,将全部频响函数求和得到综合频响函数,对其进行进一步分析处理,得到低阶的几个物理模态处的频率,如表1所示。电主轴是一个质量连续分布的阶梯轴,有无限多个固有频率,但是因为实际可能出现的激励力频率一般只可能和低阶固有频率接近,实际应用中只关心其最低几阶固有频率,这里取前3阶固有频率。由表1知,仿真计算所得结果与模态实验实测所得数据能较好地吻合,结果基本一致,说明所建模型是正确可靠的。

在模态分析的基础上,通过计算出不同偏心情况下的各单元不平衡广义力,组集得到系统的整体广义力阵,求解运动微分方程(17)即可得到相应的不平衡响应量。当电主轴存在气隙偏心时,由于不平衡磁拉力 Q_{1e}^* 、 Q_{2e}^* 和电磁转矩 M^e 是包含周期系数的非线性函数,所以电主轴的运动微分方程为周期系数的非线性微分方程,其解析解难以获得,应根据具体要求运用数值方法来求解电主轴的不平衡响应。通过求出任意时刻 t 下的不平衡磁拉力和电磁

转矩,以获得主轴对应于该时刻的不平衡响应量;或者通过一个时间周期 T 内的不平衡磁拉力和电磁转矩的平均值来求解该时间周期内电主轴的不平衡响应量。

3 结 论

1)基于有限元法对高速高性能电主轴进行动力学分析,建立了电主轴的动力学性能分析模型,利用该模型可以研究轴承位置、轴承结构尺寸、预加载荷、外载荷等对电主轴临界转速、不平衡响应等动态特性的影响。

2)高速电主轴对不平衡质量非常敏感,高速旋转时微小的不平衡量也可能引起较大的振动,因此对高速电主轴的各种偏心状态下的不平衡激励力进行了研究,从而可以研究不同偏心情况下的不平衡响应。

3)重点研究了电主轴气隙偏心引起的不平衡磁拉力 Q_{1e}^* 、 Q_{2e}^* 和电磁转矩 M^e ,它们与高速电主轴的转子励磁电流、定子励磁电流、内攻角、功率因素角密切相关;根据所建模型可以研究这些电磁参数对高速电主轴动态输出性能的影响。

4)根据建立的电主轴动力学分析模型,利用Matlab/Simulink软件最高转速为60 000 r/min的120MD60Y6型高速电主轴进行了计算仿真,得到前3阶固有频率,与实验模态分析所得数据比较发现二者结果基本一致,从而验证了所建模型的合理性。

参考文献:

- [1] LIN C W, TU J F. Model-based design of motorized spindle systems to improve dynamic performance at high speeds[J]. Journal of Manufacturing Processes, 2007,9(2):94-108.
- [2] VAF AEI S, RAHNEJAT H, AINI R. Vibration monitoring of high speed spindles using spectral analysis techniques [J]. International Journal of Machine Tools & Manufacture, 2002, 42 (11): 1223-1234.
- [3] CHANG C F, CHEN J J. Vibration monitoring of motorized spindles using spectral analysis techniques[J]. Mechatronics, 2009,19(5):726-734.
- [4] LYNAGH N, RAHNEJAT H, EBRAHIMI M, et al. Bearing induced vibration in precision high speed routing spindles[J]. International Journal of Machine

- Tools & Manufacture, 2000, 40(4): 561-577.
- [5] GAGNOL V, BOUZGARROU B C, RAY P, et al. Model-based chatter stability prediction for high-speed spindles[J]. International Journal of Machine Tools & Manufacture, 2007, 47(7-8): 1176-1186.
- [6] CHANG C F, CHEN J J. Thermal growth control techniques for motorized spindles [J]. Mechatronics, 2009, 19(8): 1313-1320.
- [7] JIANG S Y, MAO H B. Investigation of variable optimum preload for a machine tool spindle [J]. International Journal of Machine Tools & Manufacture, 2010, 50(1): 19-28.
- [8] XU M, JIANG S Y, CAI Y. An improved thermal model for machine tool bearings [J]. International Journal of Machine Tools & Manufacture, 2007, 47(1): 53-62.
- [9] 肖署红, 郭军, 张伯霖. 高速电主轴热结构耦合特性的有限元分析[J]. 机械设计与制造, 2008, 9(9): 96-98.
- XIAO SHU-HONG, GUO JUN, ZHANG BO-LIN. Finite element analysis on the thermo-mechanical coupling properties of motorized spindle [J]. Mechanical Design & Manufacture, 2008, 9(9): 96-98.
- [10] 孟杰, 陈小安, 合焯. 高速电主轴电动机-主轴系统的机电耦合动力学建模[J]. 机械工程学报, 2007, 43(12): 160-165.
- MENG JIE, CHEN XIAO-AN, HE YE. Electromechanical coupling dynamical modeling of high speed motorized spindle's motor-spindle subsystem[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2007, 43(12): 160-165.
- [11] LU L, XIONG W L, GAO H. Mechanical-electric coupling dynamical characteristics of an ultra-high speed grinding motorized spindle system[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2008, 21(5): 34-40.
- [12] 康辉民, 陈小安, 周明红, 等. 高速电主轴的电压解耦与负载特性[J]. 重庆大学学报, 2011, 34(3): 7-12.
- KANG HUI-MIN, CHEN XIAO-AN, ZHOU MING-HONG, et al. Voltage decoupling and load characteristics of high-speed motorized spindle[J]. Journal of Chongqing University, 2011, 34(3): 7-12.
- [13] JIANG S Y, ZHENG S F. A modeling approach for analysis and improvement of spindle-drawbar-bearing assembly dynamics [J]. International Journal of Machine Tools & Manufacture, 2010, 50(1): 131-142.
- [14] 朱金虎, 翁世修, 蒋书运. 高频电主轴临界转速计算及其影响参数分析[J]. 机械设计与研究, 2005, 21(1): 28-30.
- ZHU JIN-HU, WENG SHI-XIU, JIANG SHU-YUN. Calculation and analysis of critical speed characteristics of high frequency motorized spindle [J]. Mechanical Design and Research, 2005, 21(1): 28-30.
- [15] 孟杰, 陈小安. 电主轴动力学分析的传递矩阵法[J]. 机械设计, 2008, 25(7): 37-40.
- MENG JIE, CHEN XIAO-AN. Transference matrix method for dynamics analysis of motorized spindle [J]. Journal of Mechanical Design, 2008, 25(7): 37-40.
- [16] 李松生, 张钢, 陈晓阳, 等. 高速电主轴球轴承: 转子系统动力学性能分析[J]. 机械科学与技术, 2006, 25(12): 1147-1150.
- LI SONG-SHENG, ZHANG GANG, CHEN XIAO-YANG, et al. Analysis of the dynamic characteristics of the ball bearing-rotor system in high-speed electric spindles [J]. Mechanical Science and Technology, 2006, 25(12): 1147-1150.
- [17] 戴曙. 机床滚动轴承应用手册[M]. 北京: 机械工业出版社, 1993.
- [18] 邱家俊. 机电分析动力学[M]. 北京: 科学出版社, 1992.

(编辑 张 革)