

DOI: 10.7652/xjtuxb201808003

转子自适应主动平衡算法及 电磁平衡头单盘平衡试验

樊红卫^{1,2}, 智静娟³, 史必佳³, 景敏卿^{3,4}, 刘恒^{2,3,4}, 张旭辉¹

(1. 西安科技大学机械工程学院, 710054, 西安; 2. 西安交通大学现代设计及转子轴承系统教育部重点实验室, 710049, 西安; 3. 西安交通大学机械工程学院, 710049, 西安; 4. 西安交通大学机械结构强度与振动国家重点实验室, 710049, 西安)

摘要: 为了实现转子不停机平衡,研究了一种自适应主动平衡算法。基于单平面影响系数平衡方程,通过引入增益因子提高平衡迭代过程稳定性,并引入遗忘因子实现影响系数在线估计,构建了单平面在线自适应平衡算法的数学模型。为验证所提出的平衡算法的有效性,设计了一种含有永磁体的电磁圆环形主动平衡头,通过线圈电磁场与永磁体间的磁力作用驱动配重盘步进转动,依靠磁阻最小原理自锁。针对所设计的电磁平衡头,提出了一种单盘转动平衡策略,对平衡补偿量相位进行了校正。开展了不同不平衡量和转速下电主轴主动平衡试验,获得了平衡过程的时域波形、振幅下降率、平衡步数和配重盘终位置。试验结果表明:不平衡量为 $24.59\text{ g}\cdot\text{cm}/180^\circ$ 时振幅降低 42.65%,不平衡量为 $24.59\text{ g}\cdot\text{cm}/285^\circ$ 时振幅降低 37.8%;转速为 $2\,400\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ 时振幅降低 40%,转速为 $3\,000\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ 时振幅降低 60%。研究结果证明了所提出的平衡算法和装置是可行、有效的。

关键词: 转子;自适应平衡;电磁平衡头;平衡试验;电主轴

中图分类号: TH113.2 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2018)08-0015-07

Adaptive Rotor Balancing Algorithm and Single-Disk Rotation Test for Electromagnetic Balancer

FAN Hongwei^{1,2}, ZHI Jingjuan³, SHI Bijia³, JING Mingqing^{3,4}, LIU Heng^{2,3,4}, ZHANG Xuhui¹

(1. School of Mechanical Engineering, Xi'an University of Science and Technology, Xi'an 710054, China;
2. Key Laboratory of Education Ministry for Modern Design & Rotor-Bearing System, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China; 3. School of Mechanical Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;
4. State Key Laboratory for Strength and Vibration of Mechanical Structures, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: An adaptive active balancing algorithm is developed to realize rotor unstop balance. Based on a single-plane influence coefficient balancing equation, the mathematical model of a single-plane online adaptive balancing is established by introducing a gain factor to improve the stability of balancing iteration process and introducing a forgetting factor to realize the online estimation of influence coefficient. To verify effectiveness of this proposed balancing method, an electromagnetic ring active balancer with permanent magnet is designed, where the interaction of magnetic field between coil and permanent magnet drives the counterweight disk step by step, its self-locking is realized following minimum magnetic resistance principle. For the designed

electromagnetic balancer, a single-disk rotation balancing strategy is proposed, and the phase of balancing compensation is calibrated. The active balancing test of a motorized spindle under different unbalance and speed is carried out, and the time-domain waveform, amplitude reduction rate, balancing step number and the final position of counterweight disk are obtained. Test results show reduction of amplitude by 42.65% for the imbalance of $24.59 \text{ g} \cdot \text{cm} \angle 180^\circ$, and by 37.8% for $24.59 \text{ g} \cdot \text{cm} \angle 285^\circ$; also, test results show reduction of amplitude by 40% at $2\,400 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$, and by 60% at $3\,000 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$.

Keywords: rotor; adaptive balancing; electromagnetic balancer; balancing test; motorized spindle

现代旋转机械正向高速化、精密化方向发展,高速化提升了旋转机械的工作效率,精密化提高了工作质量。对数控机床而言,主轴转速提高加大了材料去除率,但高转速也使主轴系统抵抗外界干扰和系统误差的能力减弱。例如,刀具不均匀磨损及破损、刀具-主轴装配误差等一系列导致转子质量不平衡的问题,均在极高的主轴转速下被放大,由此导致的巨大离心力对轴系工作质量、可靠性和安全性产生了极大危害,且这一危害的影响是瞬间的^[1-2]。因此,需要在不停机状态下快速检测并可靠地消除质量不平衡,进而提高旋转系统的可靠性和安全性。

国内外学者针对旋转机械的不停机平衡技术已开展了大量研究工作,提出了一系列基于影响系数^[3]的在线主动平衡算法。1998年,Dyer等提出了自适应影响系数法,并于2000年对Jeffcott转子自适应主动平衡进行了深入研究^[4]。2001年,Shi研究了变速工况下转子自适应主动平衡模型^[5],提出了鲁棒最优影响系数控制^[6]。2002年,Zhou等就刚性转子加速过程中单平面主动平衡最优控制进行了研究,提出了影响系数表法^[7]。2003年,Kim等对基于影响系数的增益调度控制进行研究,通过试验验证了其稳定性^[8]。

除平衡方法的研究外,同行学者也开发了主动平衡装置,如机械式^[9]、喷液式^[10-11]、磁流变式^[12]和电磁式^[13]平衡头。其中,电磁式平衡头具有非接触、响应快、无污染等优势,受到同行学者的广泛关注。因此,将自适应影响系数法和电磁平衡头联合用于转子在线主动平衡是当前转子动平衡领域的热点话题。然而,目前国内自适应平衡算法及电磁平衡研究主要面向化工机械等非精密转子^[14-16],而国外在精密转子自适应电磁平衡研究中尚未对单盘转动平衡策略进行深入研究。

本文自主开发了一种电磁圆环形主动平衡头,从经典影响系数法入手,构造了一种自适应平衡算法,以砂轮-电主轴为对象进行主动平衡试验验证。

本研究以单平面自适应平衡算法和电磁平衡头单盘转动平衡策略为主线,是对本领域已有研究的发展,对机床主轴、风机、直升机等装备的在线主动平衡具有重要参考价值。

1 转子平衡影响系数法

1.1 转子平衡影响系数的定义

影响系数法是利用不平衡矢量与转子振动之间的线性关系而使转子系统达到平衡状态的方法,其中影响系数是指单位不平衡矢量所产生的振动。获得转子系统影响系数的方式有两种:一是通过转子动力学计算得到理论的影响系数,二是通过现场试验和振动测试得到实际的影响系数。对于在线主动平衡,影响系数只能通过在线测试方式获得。

设转子以角速度 ω 运行,当具有不平衡量 u_i 时,测得振动为 v_i ,改变不平衡量为 u_{i+1} ,得到振动为 v_{i+1} ,则转子系统的影响系数为

$$c = \frac{\Delta v}{\Delta u} = \frac{v_{i+1} - v_i}{u_{i+1} - u_i} \quad (1)$$

更普遍地,在角速度 ω 下定义 $c_{ij}(\omega)$ 为在第 i 个平面测量在第 j 个平面上不平衡的影响系数, $u_j(\omega)$ 为第 j 个平面上的不平衡量, $d_i(\omega)$ 为在第 i 个平面测量时由干扰引入的振动, $v_i(\omega)$ 为在第 i 个平面测得的振动,则

$$\begin{bmatrix} v_1 \\ v_2 \\ v_3 \\ \vdots \\ v_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} c_{11} & c_{12} & c_{13} & \cdots & c_{1m} \\ c_{21} & c_{22} & c_{23} & \cdots & c_{2m} \\ c_{31} & c_{32} & c_{33} & \cdots & c_{3m} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ c_{n1} & c_{n2} & c_{n3} & \cdots & c_{nm} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \\ \vdots \\ u_n \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} d_1 \\ d_2 \\ d_3 \\ \vdots \\ d_n \end{bmatrix} \quad (2)$$

将式(2)改写为矩阵形式,有

$$\mathbf{V} = \mathbf{C}\mathbf{U} + \mathbf{D} \quad (3)$$

式中: $\mathbf{C}$ 为影响系数矩阵; $\mathbf{U}$ 为不平衡矢量; $\mathbf{D}$ 为干扰矢量; $\mathbf{V}$ 为振动矢量。其中,第 j 个平面上的不平衡在第 i 个测量平面引起的振动影响系数定义为

$$c_{ij} = \frac{v_{i,\text{final}} - v_{i,\text{initial}}}{u_{j,\text{final}} - u_{j,\text{initial}}} = \frac{\delta v_i}{\delta u_j} \quad (4)$$

1.2 基于影响系数法的转子平衡原理

当转子达到稳定转速后,第 k 次平衡迭代时振动可由如下方程得到

$$\mathbf{V}_k = \mathbf{C}\mathbf{U}_k + \mathbf{D} \quad (5)$$

对测量平面数目等于平衡平面数目的情况,影响系数矩阵为非奇异方阵。此时,第 $k+1$ 次迭代能够实现平衡目标,即转频振动趋近于 0,此时平衡方程为

$$\mathbf{V}_{k+1} = \mathbf{C}\mathbf{U}_{k+1} + \mathbf{D} \approx \mathbf{0} \quad (6)$$

根据式(6)可知,当转子系统处于平衡状态时,有如下关系

$$\mathbf{C}\mathbf{U}_{k+1} = -\mathbf{D} \quad (7)$$

进一步,得到平衡校正矢量公式

$$\mathbf{U}_{k+1} = -\mathbf{C}^{-1}\mathbf{D} \quad (8)$$

对于在线主动平衡,每次迭代时平衡校正矢量不为 $\mathbf{0}$ 且干扰无法直接测得。为计算所需的平衡校正矢量,假设干扰是恒定的,通过下式得到

$$\mathbf{D} = \mathbf{V}_k - \mathbf{C}\mathbf{U}_k \quad (9)$$

将式(9)代入式(6),可得

$$\mathbf{C}\mathbf{U}_{k+1} = \mathbf{C}\mathbf{U}_k - \mathbf{V}_k \quad (10)$$

进而得到平衡校正矢量为

$$\mathbf{U}_{k+1} = \mathbf{U}_k - \mathbf{C}^{-1}\mathbf{V}_k \quad (11)$$

针对影响系数矩阵为方阵的情况,影响系数矩阵可认为在控制过程中是不变的,此时影响系数矩阵求逆可先于平衡过程进行,如此以来在实际在线平衡的每一步迭代过程中仅需执行一次矩阵乘法。平衡时,需用试验估计所得到的影响系数矩阵 $\mathbf{C}_{\text{new}}$ 替代式(11)中的 $\mathbf{C}$ 。如此处理得到的平衡控制律的稳定性完全取决于影响系数的估计精度。

2 单平面自适应影响系数法平衡理论

2.1 非自适应单平面平衡控制律

在稳定工作转速下,第 k 次迭代时转子系统同步振动可表示为平衡输入和转子同步干扰累积效应的线性函数,如下

$$v_k = cu_k + d \quad (12)$$

式中: u_k 为第 k 次迭代平衡校正量; d 为传感器所测振动信号中的干扰量。

进一步,可得平衡校正量计算公式

$$u_{k+1} = u_k - \frac{v_k}{c} \quad (13)$$

式中: u_k 和 v_k 由测量得到,影响系数 c 由试验得到。单平面主动平衡的目标是求取合适的 u_{k+1} 使第 $k+1$ 次迭代的振动输出为 0。

2.2 引入增益因子

针对式(13),引入增益因子 α ,可得

$$u_{k+1} = u_k - \alpha \frac{v_k}{c_{\text{new}}} \quad (14)$$

假设干扰用假想不平衡量 u_{im} 采用某累积影响系数 c_u 表示如下

$$d = cc_u u_{\text{im}} \quad (15)$$

进而,推导可以得到

$$v_k = c(u_k + c_u u_{\text{im}}) \quad (16)$$

在此,定义累积作用项 t_k 为

$$t_k = u_k + c_u u_{\text{im}} \quad (17)$$

将式(17)代入式(16),可得

$$v_k = ct_k \quad (18)$$

假设干扰不平衡量 u_{im} 、影响系数 c 和 c_u 在一次迭代过程中不变,可用式(18)、式(17)和式(13)得到第 k 次和第 $k+1$ 次迭代之间的关系

$$t_{k+1} = t_k - \alpha \frac{c}{c_{\text{new}}} t_k = \left(1 - \alpha \frac{c}{c_{\text{new}}}\right) t_k \quad (19)$$

联合式(19)和式(18),可得振动历程关系

$$v_{k+1} = \left(1 - \alpha \frac{c}{c_{\text{new}}}\right)^{k+1} v_0 \quad (20)$$

当且仅当满足如下关系时

$$R = \left|1 - \alpha \frac{c}{c_{\text{new}}}\right| < 1 \quad (21)$$

针对固定影响系数 c ,单平面主动平衡控制律式(20)才是稳定的。该稳定准则在复平面内如图 1 所示^[17]。

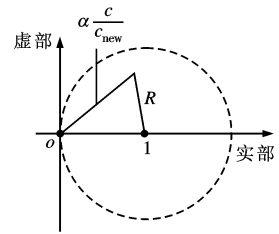


图 1 单平面平衡稳定域

由图 1 可知,落入右半复平面单位圆内所有 $\alpha c / c_{\text{new}}$ 取值均可以保证单平面平衡是稳定的。进一步,假设影响系数在控制过程中不变,当且仅当增益因子满足下式时,非自适应控制律式(14)总是稳定的

$$\alpha < 2 \frac{|c_{\text{new}}|}{|c|} \cos(\theta_c - \theta_{c_{\text{new}}}) \quad (22)$$

式中: $|c|$ 、 $|c_{\text{new}}|$ 为实际和估计影响系数幅值; θ_c 、 $\theta_{c_{\text{new}}}$ 为影响系数相位角。因增益因子 α 大于 0 ($0 < \alpha < 1$),故当估计影响系数相位角和实际影响系数相位角之差为 $\pm 90^\circ$ 时(如 c/c_{new} 实部大于 0),总能找到一个使控制过程稳定的增益因子 α 。

基于以上推导,从初始振动到振动趋近于 0 的整个过程都受控于式(20);小的增益因子有利于提高控制稳定性,但会降低收敛速度且会增加对影响

场和磁力而定。线圈通电时,该齿盘被磁化形成有效磁极,该磁极和永磁体间相互作用形成驱动力,推动配重盘转动,如图3b所示。沿同一方向连续转动时,需向平衡头线圈施加极性交变的方波驱动电压。

3.2 电磁平衡头单盘转动的平衡试重策略

图4为电磁平衡头的试重方案示意图。假定转子角速度为 ω 时初始不平衡引起的惯性离心力为 F_{in} ,由“大小相同、相位不同”的平衡头试重引起的离心力分别为 F_1 、 F_2 、 F_3 ,它们和 F_{in} 的合力依次为 $F_{\Sigma 1}$ 、 $F_{\Sigma 2}$ 、 $F_{\Sigma 3}$ 。图4中, $F_{\Sigma 2}$ 与 F_{in} 大小相等、位于同一圆周上,此时试重力和初始不平衡力之间角度为 θ_2 ; $F_{\Sigma 1}$ 位于 $F_{\Sigma 2}$ 内侧, $F_{\Sigma 1} < F_{in}$; $F_{\Sigma 3}$ 位于 $F_{\Sigma 2}$ 外侧, $F_{\Sigma 3} > F_{in}$ 。因此,当试重离心力相位落于图4所示 θ_0 范围内时,试重时振动不会增大、只会减小。 F_{in} 可由转子振动和实测的影响系数得到。

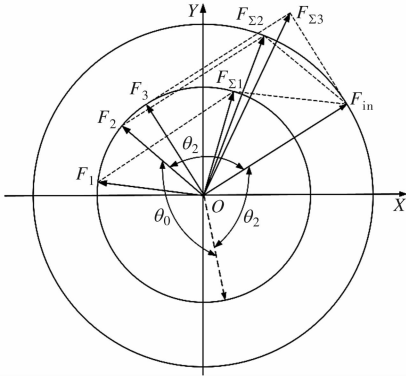


图4 试重方案示意图

由于所设计的电磁圆环形主动平衡头补偿量是离散、有限的,平衡时不能将不平衡量完全抵消,因此需对控制算法计算得到的平衡补偿量进行校正,使实际值最大程度接近计算值。单配重盘转动时,配重盘解算相对简单,故本文采用单盘转动平衡策略。设控制算法所得配重量的幅值为 $|u|$ 、相位为 θ_u ,配重盘初始位置相对键相点的角度为 θ_A 和 θ_B ,单配重盘转动时平衡头校正方案如图5所示。

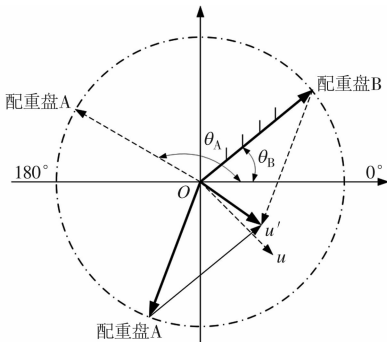


图5 单盘转动补偿矢量校正及配重盘定位示意图

在图5中,配重盘A转动、B固定,平衡补偿量相位 θ_u 与固定盘B的夹角为 θ_{uB} 。当 $\theta_{uB} > 90^\circ$ 时,表示超出单盘转动的平衡范围;当 $\theta_{uB} < 90^\circ$ 时,表示单盘转动可以有效控制不平衡。平衡补偿量的校正过程分为两步:相位校正和幅值校正。经过校正后,平衡补偿量的相位为 θ'_u ,值为

$$\left. \begin{aligned} \theta'_u &= \theta_B + (\theta_{uB}/9 + 1) \times 9, \\ \theta_{uB} \% 9 &\geq 4.5, 0^\circ \leq \theta_u - \theta_B < 180^\circ \\ \theta'_u &= \theta_B + (\theta_{uB}/9) \times 9, \\ \theta_{uB} \% 9 &< 4.5, 0^\circ \leq \theta_u - \theta_B < 180^\circ \\ \theta'_u &= \theta_B - (\theta_{uB}/9 + 1) \times 9 + 360, \\ \theta_{uB} \% 9 &\geq 4.5, \theta_u - \theta_B \geq 180^\circ \\ \theta'_u &= \theta_B + (\theta_{uB}/9) \times 9 + 360, \\ \theta_{uB} \% 9 &< 4.5, \theta_u - \theta_B \geq 180^\circ \\ \theta'_u &= \theta_B - (\theta_{uB}/9 + 1) \times 9, \\ \theta_{uB} \% 9 &\geq 4.5, -180^\circ < \theta_u - \theta_B \leq 0^\circ \\ \theta'_u &= \theta_B - (\theta_{uB}/9) \times 9, \\ \theta_{uB} \% 9 &< 4.5, -180^\circ < \theta_u - \theta_B \leq 0^\circ \\ \theta'_u &= \theta_B + (\theta_{uB}/9 + 1) \times 9 - 360, \\ \theta_{uB} \% 9 &\geq 4.5, -360^\circ < \theta_u - \theta_B \leq -180^\circ \\ \theta'_u &= \theta_B + (\theta_{uB}/9) \times 9 - 360, \\ \theta_{uB} \% 9 &< 4.5, -360^\circ < \theta_u - \theta_B \leq -180^\circ \end{aligned} \right\} \quad (26)$$

式中:“/”表示取商;“%”表示取余数。

配重盘A的相位角 θ'_A 为

$$\left. \begin{aligned} \theta'_A &= \theta_B - 2(360 - \theta'_u + \theta_B) + 360, \theta_u - \theta_B \geq 180^\circ \\ \theta'_A &= \theta_B + 2(\theta'_u - \theta_B), 0^\circ \leq \theta_u - \theta_B < 180^\circ \\ \theta'_A &= \theta_B - 2(\theta_B - \theta'_u), -180^\circ < \theta_u - \theta_B \leq 0^\circ \\ \theta'_A &= \theta_B + 2(360 - \theta_B + \theta'_u) - 360, \\ &-360^\circ < \theta_u - \theta_B \leq -180^\circ \end{aligned} \right\} \quad (27)$$

校正后的平衡补偿量幅值 $|u|$ 可通过计算A、B两盘之间的夹角得到。

3.3 砂轮电主轴单平面自适应平衡试验

砂轮-电主轴单元是典型的单平面平衡转子系统,工作过程中,实际不平衡主要表现在砂轮端,其单平面自适应电磁平衡系统如图6所示。

根据振动理论可知,不平衡力作为强迫激励作用于电主轴系统后引发振动,在竖直方向上的振动微分方程可表示为

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = U\omega^2 \sin\omega t \quad (28)$$

式中: M 为转子质量; C 为阻尼; K 为刚度; x 为竖直方向振动位移。由式(28)可知,不平衡量 U 和转速 ω 是不平衡振动的主要影响因素。因此,以下针对

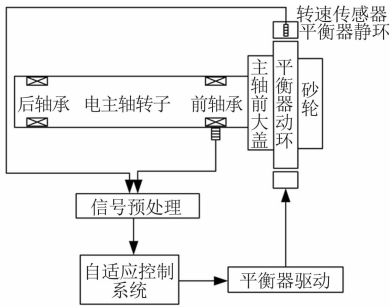
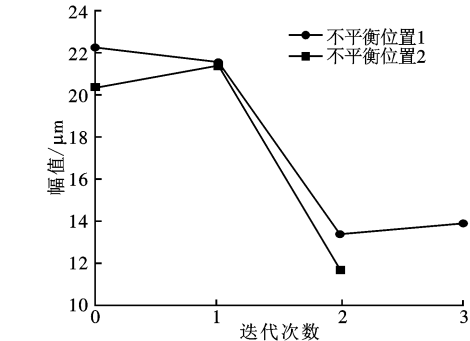


图 6 砂轮-电主轴单平面自适应电磁平衡系统

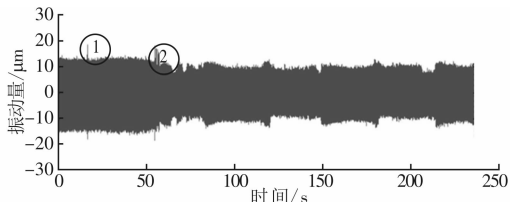
不平衡量和转速变化开展电主轴在线主动平衡试验。

3.3.1 施加不同的外部不平衡量 在模拟砂轮盘的 180° 和 285° 位置各添加 $24.59\text{ g}\cdot\text{cm}$ 的不平衡量,设电主轴以 $3\,000\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ 正转,初始影响系数为 $0.2+i0.1$,遗忘因子为 0.8 ,增益因子为 0.5 ,平衡前配重盘补偿量为 $0\text{ g}\cdot\text{cm}\angle 171^{\circ}$ 。

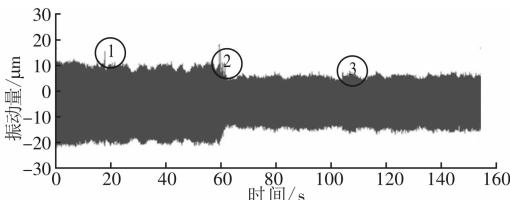
通过试验,得到平衡过程中主轴基频振幅变化、时域波形变化及平衡量变化如图 7 所示。当不平衡量为 $24.59\text{ g}\cdot\text{cm}\angle 180^{\circ}$ 时,经 2 次迭代,主轴基频振动位移峰-峰值由 $20.35\text{ }\mu\text{m}$ 降至 $11.67\text{ }\mu\text{m}$,降低率为 42.65% ,配重量变为 $27.26\text{ g}\cdot\text{cm}\angle 36^{\circ}$ 。当



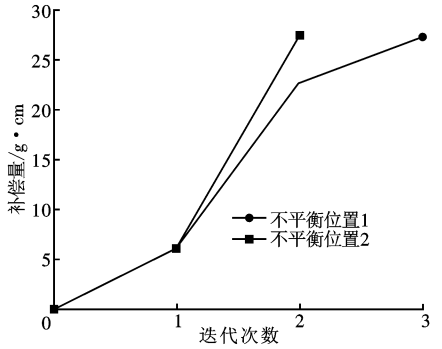
(a)基频振动幅值变化



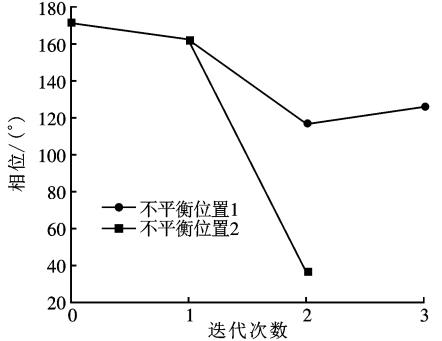
(b)不平衡位置 1 振动信号时域波形



(c)不平衡位置 2 振动信号时域波形



(d)平衡补偿量



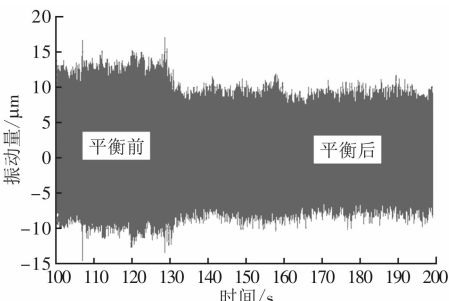
(e)平衡补偿量相位

图 7 不同外加不平衡量下主动平衡过程中振动变化和补偿量变化

不平衡量为 $24.59\text{ g}\cdot\text{cm}\angle 285^{\circ}$ 时,经 3 次迭代,主轴振动幅值由 $22.35\text{ }\mu\text{m}$ 降至 $13.89\text{ }\mu\text{m}$,降低率为 37.8% ,配重量变为 $27.26\text{ g}\cdot\text{cm}\angle 126^{\circ}$ 。

3.3.2 电主轴具有不同的转速 设初始影响系数为 $0.2+i0.1$,遗忘因子为 0.8 ,增益因子为 0.5 ,初始外加不平衡为 $16.06\text{ g}\cdot\text{cm}\angle 60^{\circ}$,电主轴的工作转速分别为 $2\,400\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ 和 $3\,000\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ 。

经过试验,得到平衡过程中时域波形变化和频谱变化如图 8 所示。根据图 8 可知,两种转速下单平面自适应主动平衡方法均得到了良好的平衡结果,转速为 $2\,400\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ 时,主轴基频振幅降低 40% ,转速为 $3\,000\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ 时,降低 60% ,表明转



(a)2 400 r·min⁻¹ 时域波形

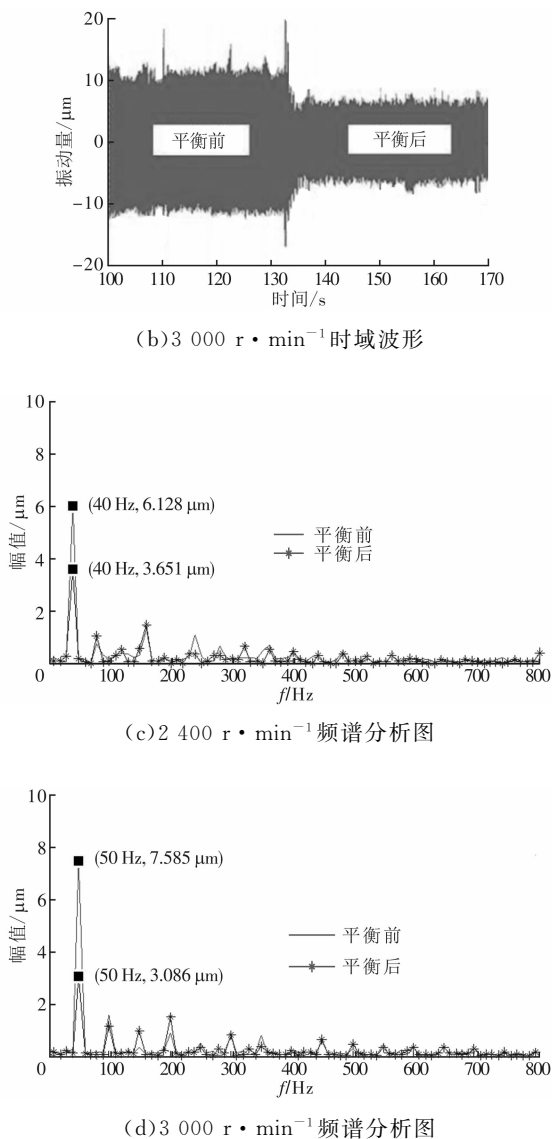


图 8 两种转速下平衡效果对比试验结果

速越高平衡效果越好。原因在于,转速高时振动对不平衡更加敏感,试重估计所得到的影响系数更加准确,平衡过程更加顺畅。

4 结 论

(1)从转子动平衡的影响系数定义入手,给出了影响系数法的转子平衡方程。在此基础上,通过引入增益因子和遗忘因子,构建了转子单平面在线自适应平衡方程,探讨了其收敛性和稳定性问题。

(2)设计了一种含永磁体的电磁圆环形主动平衡头,分析了作动原理;提出一种单配重盘转动的平衡策略,确定了在线平衡具体试重方案,并对方案合理性进行了分析。

(3)开发了砂轮-电主轴在线自适应电磁平衡系统,开展了不同不平衡量和不同转速下转子主动平

衡试验,获得了平衡过程的时域波形、振幅下降率、平衡步数和平衡盘最终位置等数据。本文两种不同的初始不平衡量和转速下自适应电磁平衡方法均使电主轴振动下降了 40% 左右,表明电磁平衡头单盘转动联合单平面自适应平衡算法可以有效控制机床主轴类转子的不平衡。

参考文献:

- [1] ABELE E, ALTINTAS Y, BRECHER C. Machine tool spindle units [J]. CIRP Annals-Manufacturing Technology, 2010(59): 781-802.
- [2] 梅雪松, 章云, 杜喆, 等. 机床主轴高精度动平衡技术 [M]. 北京: 科学出版社, 2015: 1-29.
- [3] 徐宾刚, 屈梁生, 孙瑞祥. 基于影响系数法的柔性转子无试重平衡法研究 [J]. 西安交通大学学报, 2000, 34(7): 63-67.
- XU Bingang, QU Liangsheng, SUN Ruixiang. Balancing of flexible rotors without test weights [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2000, 34(7): 63-67.
- [4] DYER S W, NI J, SHI J J, et al. Auto-tuning adaptive supervisory control of single-plane active balancing systems [J]. Society of Manufacturing Engineers, 2000(5): 1-6.
- [5] SHI J J. Imbalance estimation for speed-varying rigid rotors using time-varying observer [J]. Journal of Dynamic Systems Measurement & Control, 2001, 123(4): 637-644.
- [6] DYER S W, NI J, SHI J J, et al. Robust optimal influence coefficient control of multiple-plane active rotor balancing systems [J]. Journal of Dynamic Systems Measurement & Control, 2001, 124(1): 41-46.
- [7] ZHOU S Y, SHIN K K, DYER S W, et al. Extended influence coefficient method for rotor active balancing during acceleration [J]. Journal of Dynamic Systems Measurement & Control, 2004, 126(1): 219-223.
- [8] KIM J S, LEE S H. The stability of active balancing control using influence coefficients for a variable rotor system [J]. International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2003, 22(7): 562-567.
- [9] 顾超华, 曾胜, 罗迪威, 等. 一种机械式在线平衡头的设计与实验研究 [J]. 振动与冲击, 2014, 33(12): 151-155.
- GU Chaohua, ZENG Sheng, LUO Diwei, et al. Design and tests for a mechanical type of online balancing actuator [J]. Journal of Vibration and Shock, 2014, 33(12): 151-155.

(下转第 29 页)