

新型转子振动主动控制执行器的研究*

哈尔滨工业大学 孙宝东** 张嘉钟 须根法 黄文虎

【摘要】 研制了一种新型执行器, 测试了其动、静态性能, 并利用它对转子振动进行主动控制实验。实验结果表明, 该执行器能显著地降低转子的同步振动, 控制过程中仅需测量转子的轴或轴承振动, 且不改变转子的结构参数。

主题词: 转子 振动 控制 执行器

分类号: TB 114 2

1 平衡头

在前人研究的基础上^[1-4], 研制了一种新型执行器—平衡头, 如图 1 所示, 平衡头采用中空的环形结构, 其上带两个可控制移动的质量块—小车; 每个小车单独由一个步进电机驱动, 控制质量块在圆周上的不同分布, 使与转子一起转动的平衡头产生方向、大小可控的控制力, 从而抵消转子的不平衡激振力。平衡头上的部件呈对称布置, 其结构由内环 1、外环 2、大齿盘 3、步进电机 4、减速器 5、红外接收和电机驱动电路 6、可充电电池组 7、小车 8 等组成。小车的移动角度采用时间控制, 平衡头产生的控制力的计算机算法如下。

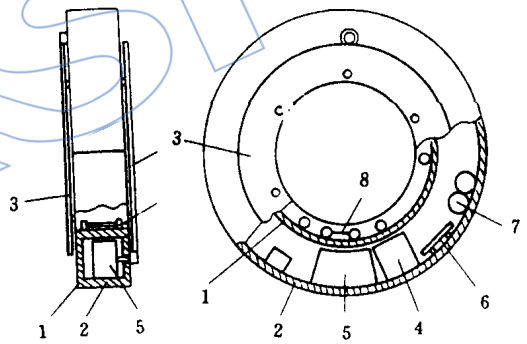


图 1 平衡头基本结构

假定转子逆时针方向旋转, 平衡头上两个小车在圆周上的位置为 $\varphi_1(n)$ 、 $\varphi_2(n)$, 单位为度 (相对相位零点标志, 顺时针方向为正), 计算机控制两个小车移动, 则它们在圆周上的位置变为

$$\begin{cases} \varphi_1(n+1) = \varphi_1(n) + K_1 d_1(n+1) \Delta T_1(n+1) \\ \varphi_2(n+1) = \varphi_2(n) + K_1 d_2(n+1) \Delta T_2(n+1) \end{cases} \quad (1)$$

其中 K_1 为小车每秒钟移动的角度 $K_1 = 1/2.75833$ (度/秒); $\Delta T_1(n+1)$ 、 $\Delta T_2(n+1)$ 分别为 1 号和 2 号小车移动的时间, 单位为秒; $d_1(n+1)$ 、 $d_2(n+1)$ 为移动方向控制量

$$d_1(n+1) = \begin{cases} 1 & \text{顺时针方向移动} \\ -1 & \text{逆时针方向移动} \end{cases}, \quad d_2(n+1) = \begin{cases} 1 & \text{顺时针方向移动} \\ -1 & \text{逆时针方向移动} \end{cases} \quad (2)$$

平衡头产生的控制力

$$U(n+1) = 2m r \omega^2 \cos\{[\varphi_2(n+1) - \varphi_1(n+1)]/2\} e^{i(\omega + [\varphi_1(n+1) + \varphi_2(n+1)]/2)} \quad (3)$$

其中 m 为小车质量, r 为小车所在位置的半径, ω 为转子角速度。

2 平衡头性能测试

静态性能: 将平衡头安装在转子上 (如图 2), 在转子静止状态下, 控制两小车同方向移动 360° , 两小车准确地回到原位; 控制两小车顺时针方向移动 90° , 然后逆时针方向称动 90° , 共循环 10 次, 两小车准确地回到原位, 以上实验说明平衡头在静态具有很高的控制到位精度。

动态测试: 将转子升到 1200 r/min , 控制两小车同方向移动 360° , 将转子停下来观察, 两小车准确到位; 再将转子升到 1200 r/min , 控制两小车同时顺时针方向走 90° , 共循环 10 次, 将转子停下后观察两车位置, 到位误差 $< 1^\circ$ 。这种执行器控制简单且控制到位精度高。

3 转子振动控制系统和控制策略

控制系统: 转子振动控制系统由平衡头、测量装置、控制器组成, 其系统框图如图 2 所示。测量装置由传感器和采集器组成, 采用 4 个涡流探头分别测量两个位置轴的垂直和水平方向振动。控制器由计算机和红外发射装置组成。

控制策略: 利用平衡头实现转子振动主动控制的控制策略主要基于著名的影响系数法和路径优化算法的综合, 该控制策略不需要知道转子系统的参数, 具体步骤如下。

首先测量平衡头上两上小车处于相对位置即两小车产生的控制力合力为零情况下转子的原始同步振动 Y_0 。根据转子振动的幅相特性, 预估转子不平衡所在位置, 控制两小车移动产生一定的控制力 U_0 , 测得转子同步振动 Y_1 , 计算出控制力对转子同步振动的影响系数矩阵 A 。

$$A U_0 = Y_1 - Y_0 \quad (4)$$

其次引入代价函数为转子残余振动中同步振动分量的幅值平方和为最小, 求得转子系统所需施加的控制 U

$$U = -(A^* A)^{-1} A^* Y_0 \quad (5)$$

上式符号 $*$ 为共轭复数, T 为矩阵的转置。

最后根据方程 (5) 和 (3) 算得两小车在圆周上所在的目标位置, 依据动态规划原理选择将两小车从初始位置移到目标位置行走的路径和控制序列, 控制两小车移动, 小车移动过程中利用测得振动和控制力变化值来修正影响系数矩阵 A 和两个小车的目标位置。

4 实验结果和讨论

利用研制的平衡头在单盘单跨转子上进行振动主动控制实验, 平衡头从侧面固定在圆盘上。实验时采用的转子模型的主要参数: 转子跨距为 1 m ; 轴直径为 0.04 m ; 圆盘厚度为 0.052 m ; 圆盘直径为 0.4 m 。转子采用滑动轴承支承, 转子由交流电机驱动, 电机功率为 3 kW 。两小车相对相位零点标志的原始位置为 1 号小车 80° 、2 号小车 260° , 控制目标函数 $J = \max(y_1, y_2, y_3, y_4) \leq 6 \mu\text{m}$, y_1, y_2, y_3, y_4 为 4 个测点同步振动的幅值, 工作转速为 1200 r/

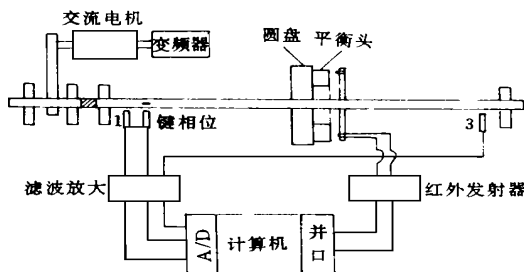


图2 转子振动主动控制系统框图

m in。

转子振动主动控制工作流程为测量装置将转子的振动信号送到计算机内, 计算机首先判断转子的振动值是否超过预设阈值, 如果未超, 则继续监测; 如果超过则进行诊断。转子振动大的原因是否是转子不平衡故障引起的, 如果不是, 则给出诊断结果; 如果是, 计算机根据预设的控制策略发出信号, 信号经编码、调制放大后由红外发光管发射出去, 经解调放大, 控制两个步进电机正转、反转、停止, 以实现将两个小车移动到最佳位置, 从而实现转子振动的修正质量控制。图 3 给出 4 个测点同步振动幅值在控制过程中的变化趋势, 图 4 给出测点 3 在控制前和控制后的时域波形。

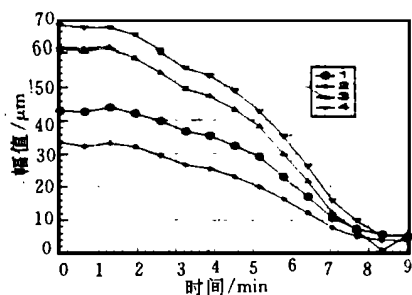


图 3 振动变化趋势

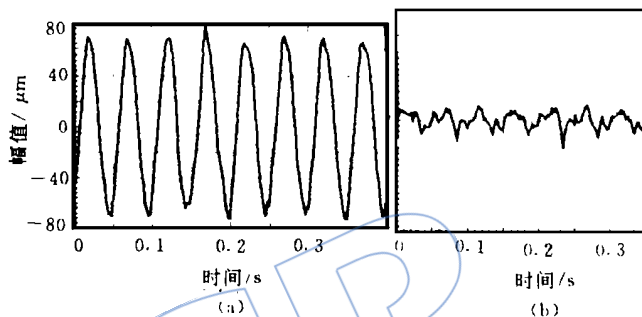


图 4 时域波形 (a) 控制前 (b) 控制后

实验结果表明, 利用这种执行器进行转子振动主动控制具有以下优点。(1) 不需测定和计算转子—轴承系统的结构参数; (2) 控制规律简单, 测量量少; (3) 控制过程中不改变转子系统结构参数; (4) 能量消耗少, 控制系统一旦将两小车控制移动到最佳位置后, 整个控制系统变为监测系统; 而如果采用电磁轴承或压电晶体对工作转速上转子振动进行主动控制, 则控制系统需时时控制电磁轴承或压电晶体产生的控制力变化, 来控制旋转过程中的转子不平衡力, 转速越高, 控制难度越大, 且需要不断输入能源。(5) 控制过程中, 采用同步振动作为输入反馈量, 可以在转子振动信号存在着不同频谱谐波分量的情况下, 将转子信号中的同步振动降得很低。

转子的振动大多是由其不平衡激振力引起的, 利用本文研制的执行器可以有效地控制由转子不平衡量造成的转子振动, 实现对转子振动的修正质量控制。

参 考 文 献

- 1 Gosiewski Z Automatic Balancing of Flexible Rotors, Part I: Theoretical Background. Journal of Sound and Vibration, 1985, 100 (4): 551- 567
- 2 Gosiewski Z Automatic Balancing of Flexible Rotors, Part II: Synthesis of System. Journal of Sound and Vibration, 1987, 114 (1): 103- 119
- 3 W Zhu, Castelazo. An Active Optimal Control Strategy of Rotor Vibrations Using External Forces. The 1989 ASME Design Technical Conferences- 12th Biennial Conference on Mechanical Vibration and Noise
- 4 Burdett J S, Mectcalfe. Active Control of Forced Harmonic Vibration in Finite Degree of Freedom Structures with Negligible Natural Damping. Journal of Sound and Vibration, 1983, 91 (3): 447- 459