

主轴电磁滑环式平衡头单平面动平衡调整方法

邓华波,郭建成,王玮琪,吴玉厚

(沈阳建筑大学机械工程学院,辽宁 沈阳 110168)

摘 要 目的 解决主轴在高速旋转过程中的不平衡力造成回转精度降低问题. 方法 笔者通过建立单平面动平衡调整算法模型,提出一种新型单平面主轴在线动平衡调整方法. 基于 Labview 平台,开发在线动平衡调整仿真软件. 结合试验实测数据与传统单平面调整方法进行对比分析,验证其合理性. 结果 该方法能够实现主轴在线动平衡状态、质量块精确定位,与传统方法相比,振幅降低程度达 10% 以上. 结论 新型单平面动平衡调整方法能够精确定位主轴质量块校正位置,大幅度提高主轴回转精度,为高速主轴的平稳运行和工艺优化提供基础科学依据.

关键词 在线平衡;负向不平衡力;校正位置;新单面平衡法

中图分类号 TH113.1

文献标志码 A

Research on Single-plane Dynamic Balance Adjustment Method of Spindle Electromagnetic Slip Ring Balance Head

DENG Huabo, GUO Jiancheng, WANG Weiqi, WU Yuhou

(School of Mechanical Engineering, Shenyang Jianzhu University, Shenyang, China, 110168)

Abstract: In order to solve the problem that the unbalanced force of spindle causes the reduction of rotation accuracy in high-speed rotating process. Methods proposed a new method of on-line dynamic balance adjustment of single-plane spindle by establishing the algorithm model of single-plane dynamic balance adjustment. Based on Labview platform, the simulation software of on-line dynamic balance adjustment was developed. Combining the experimental data with the traditional single-plane adjustment method. The reasonableness of the method is verified. Results The method can realize on-line dynamic balance of spindle and precise positioning of mass block. Compared with the traditional method, the amplitude of the spindle can be reduced by more than 10%. Conclusion The new single-plane dynamic balance adjustment method can accurately locate the corrected position of the spindle mass block, greatly improve the spindle rotation accuracy, and provide for the smooth operation and process optimization of the high-speed spindle. Basic scientific basis.

Key words: online balance; negative imbalance force; correction position; new one-side equilibrium method

收稿日期:2018-04-26

基金项目:国家自然科学基金项目(51675353);沈阳市科技局项目(F16-096-1-00)

作者简介:邓华波(1974—),男,副教授,博士,主要从事智能主轴及其特性方面研究.

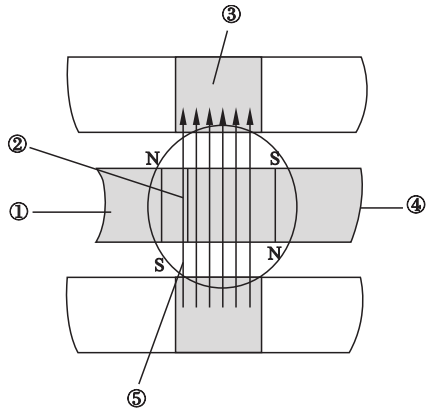
主轴是组成所有高速旋转数控加工机床最核心部件,其性能好坏直接影响整台数控机床加工精度和使用寿命^[1-2]. 统计资料表明,旋转机械的故障有 60% 是由不平衡量引起的振动造成,随着转速增加,转子的不平衡问题尤为突出^[3-4]. 因此,对主轴在线动平衡技术的研究具有广泛的应用价值和重要的战略意义. 随着对动平衡研究的深入,国内外学者在动平衡方面取得一定进展. 其中基于影响系数法的在线动平衡装置尤为显著,美国洛德公司发明在线动平衡的产品通过电磁驱动质量块实现动平衡. 但因其结构复杂,在离心力很大的情况下很难快速实现在线动平衡^[5]. 美国肯纳金属公司研制一种整体自动平衡系统,该平衡系统结构简单,控制方便,平衡时间短,但最大的缺点是平衡头结构空间狭小导致刀具装入困难^[6].

以上在线动平衡装置没有考虑质量块在平衡过程会产生负向离心力影响主轴调整动平衡精度. 鉴于质量补偿式在线动平衡方法存在缺陷,有必要对质量补偿的平衡方法进行改进. 因此,笔者以电磁滑环式动平衡头为工程应用对象,提出一种基于主轴电磁滑环式平衡头单平面动平衡调整方法. 开发基于该方法的单平面动平衡调整仿真软件,并通过试验验证笔者提出方法实现校正位置的最佳定位、提高主轴回转精度.

1 动平衡调整原理

1.1 电磁滑环式动平衡头

电磁滑环式动平衡调整装置主要由动环和静环两部分构成^[7-10](见图 1). 静环是利用电磁原理实现驱动配重盘启动的关键部件,而动环是通过接受静环的电压脉冲信号控制轴承支承的配重盘形成动平衡补偿质量的元件. 通过调整配重盘的质量分布合成与不平衡力大小相等方向相反实现动平衡,从而抑制机床主轴的不平衡振动.



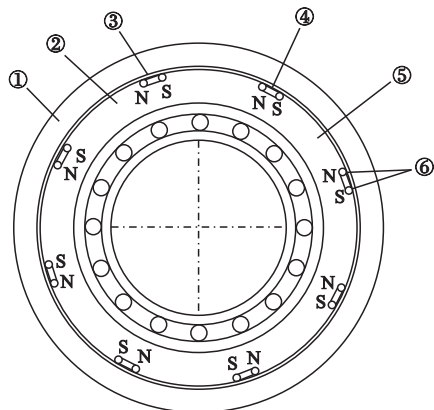
1. 驱动力;2. 永磁体;3. 永磁铁磁力线;4. 动环(配重盘);5. 静环的磁力线。

图 1 电磁环原理图

Fig. 1 Schematic diagram electromagnetic ring

当线圈激励时,磁铁与配重盘上的永磁体利用异性相吸、同性相斥原理实现彼此间相互作用^[11-12],实现步进,当线圈激励结束后,配重盘稳定在下一个位置不动.

在稳定位置,永磁体和磁性板内缘的对应关系如图 2 所示,永磁体和磁性板分别对应设置 36 块,以平衡盘回转中心为圆心均匀布置.



1.磁性板;2.配重盘;3.凸台;4.磁力线;5.凹槽;6.永磁体。

图 2 电磁滑环式平衡头结构图

Fig. 2 Electromagnetic balance head structure diagram

电磁式平衡头为单平面动平衡头,内嵌两个配重盘,每个配重盘存在质量偏心,相当于在配重盘质心处添加质量块,即每个配重盘视为一个调整质量块. 两个配重盘同心且平行放置,彼此相离很近,可视为在同一个校

正面内.两个配重盘各自独立运动,通过合理调整两配重盘质心(即质量块)位置,实现动平衡头质量及其质心的调整并实现主轴的动平衡操作,即两个质量块在同一校正面内合成的矢量为校正质量.电磁式平衡头内嵌在主轴的工件端内部,跟随主轴一起转动.

1.2 动平衡调整方法的机理

主轴电磁滑环式动平衡头单平面动平衡调整机理如图3所示,动平衡头内平衡盘所代表A、B两个质量块初始A₀、B₀位置上时,它们所产生的合力矢量无平衡作用;如果主轴产生的振幅大于设定阈值时,控制器就会利用电磁原理驱动A、B两个质量块移动产生与转子不平衡力大小相等方向相反的合力实现主轴的动平衡;当主轴转速增大时,此时主轴不平衡力的方向和大小发生变化,A、B质量块开始移动到新平衡位置时,会在原来位置上产生负向离心力*f*′,因此,两个质量块在新平衡位置所提供的平衡力*f*₃与负向离心力*f*′和不平衡力*F*₁三者矢量合力为零才能实现主轴动平衡.当A、B两个质量块重合放置时,其所产生的平衡力最大,也是系统能够提供的最大平衡力.

所代表的A、B两个质量块在校正面移动并产生与转子不平衡力大小相等、方向相反的合力来实现主轴在线平衡.A、B两个质量块在移动后会在原来位置上产生负向离心力,该负向离心力与移动后平衡位置提供平衡力、主轴不平衡力相叠加为零时,如图4所示,主轴将保持动平衡状态.即有下列关系式:

$$\sum F_{\text{合}} = f'_1 + f_3 + F_1 = 0.$$

(1)

式中:*F*₁为转速改变时主轴不平衡力;*f*₃为A、B两个质量块提供合力;*f*′为A、B两个质量块在移动后产生的负向离心力.

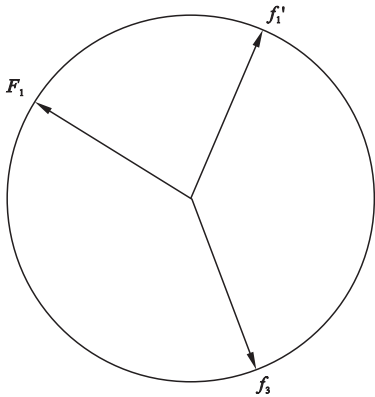


图4 质量块平衡位置

Fig.4 Mass balanceposition

2.2 质量块初始位置平衡

质量块初始位置如图5所示,A、B两个质量块在半径为*r*的校正面绕轴线旋转,初始时两个质量块成180°放置,此时质量块A、B的合力为零,不提供平衡力.

则可得到下列关系式:

$$\begin{cases} f_A = m_A \times r \times \omega^2, \\ f_B = m_B \times r \times \omega^2, \\ \sum f = f_A + f_B = 0. \end{cases}$$

(2)

式中:*m*_A为A质量块的质量;*m*_B为B质量块的质量; ω 为主轴的转速;*r*为校正面的半径;*f*_A为A质量块所产生的离心力;*f*_B为B质量块所产生的离心力;*f*为A、B两个质量块提供合力.

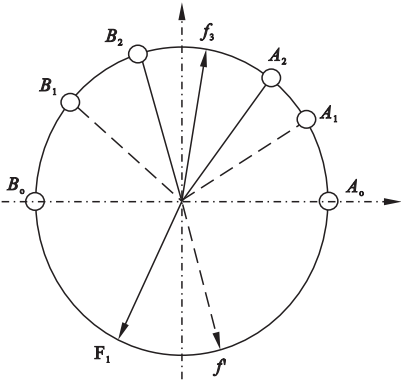


图3 平衡机理图

Fig.3 Balance mechanism diagram

2 单平面动平衡的调整方法

2.1 调整方法计算模型建立

根据力学原理可知,动平衡头内平衡盘

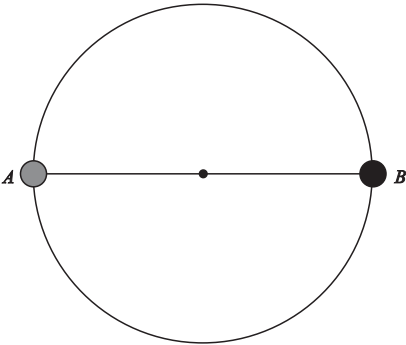


图5 质量块初始位置

Fig. 5 Initial position of mass block

质量块平衡位置如图6所示,当主轴幅值大于阈值,此时需要在线平衡,则可得到下列关系式:

$$\sum F_{\text{合}} = f_A + f_B + F = 0. \tag{3}$$

式中: F 为转速一定时主轴不平衡力.

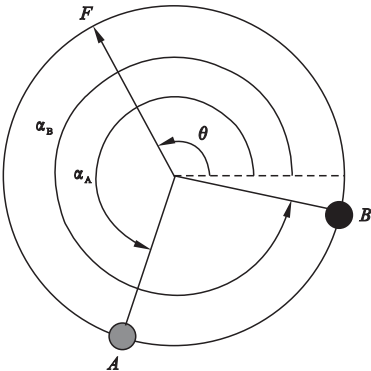


图6 质量块平衡位置

Fig. 6 Mass balance position

2.3 负向离心力模型

当主轴不平衡力方向和大小发生变化,需要再次进行平衡,A、B两个质量块会在原来位置上产生负向离心力(见图7).则可得到下列关系式:

$$\begin{cases} f'_1 = -\sqrt{f_A^2 + f_B^2 + 2f_A f_B \cos \alpha}, \\ \alpha = \frac{\alpha_A - \alpha_B}{2}, \\ \alpha_1 = \alpha + 180^\circ. \end{cases} \tag{4}$$

式中: α_A 为质量块A在A位置的相位角; α_B 为质量块B在B位置的相位角; α 为A、B两个质量块之间的夹角; α_1 为负向离心力的相位角.

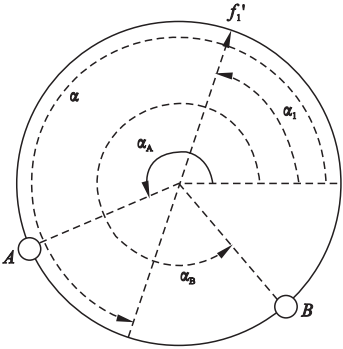


图7 质量块调整后形成负向离心图

Fig. 7 A negative centrifugal diagram is formed after the mass block is adjusted

2.4 平衡头目标位置平衡模型

根据1.2节动平衡调整方法的机理,可知A、B两个质量块调整后再次达到平衡状态(见图8),根据在线动平衡原理,则

$$\begin{cases} f_2 = \sqrt{F_1^2 + f_1'^2 + 2F_1 f_1' \cos(\theta_1 - \alpha_1)}, \\ \alpha_0 = \arccos\left(\frac{f_2^2 + F_1^2 - f_1'^2}{2|f_2||F_1|}\right), \\ \alpha_2 = \theta_1 - \alpha_0. \end{cases} \tag{5}$$

式中: θ_1 为不平衡力 F 的相位角; f_2 为 f_1' 和 F_1 的合力; α_0 为 f_2 和 F_1 之间的夹角; α_2 为 f_2 的相位角.

$$\begin{cases} \alpha_3 = \alpha_2 + 180^\circ, \\ f_3 = -f_2. \end{cases} \tag{6}$$

式中: f_3 为新平衡位置时A、B两个质量块所提供合力; α_3 为合力 f_3 的相位角.

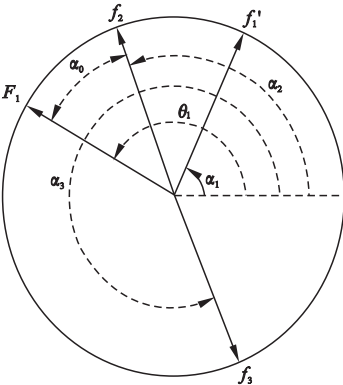


图8 质量块平衡位置模型

Fig. 8 Mass block equilibrium position model

2.5 质量块相位角计算

A、B 两个质量块在新平衡 A_1 和 B_1 位置的相位角如图 9 所示,则得到以下关系式:

$$\begin{cases} \alpha_4 = \arccos\left(\frac{f_{A1}^2 + f_3^2 - f_{B1}^2}{2|f_{A1}| |f_3|}\right), \\ \alpha_{A1} = \alpha_3 - \alpha_4, \\ \alpha_{B1} = \alpha_3 + \alpha_4. \end{cases} \quad (7)$$

式中: α_4 为 f_{A1} 和 f_3 之间的夹角; α_{A1} 为 A 在新平衡 A_1 位置的相位角; α_{B1} 为质量块 B 在新平衡 B_1 位置的相位角。

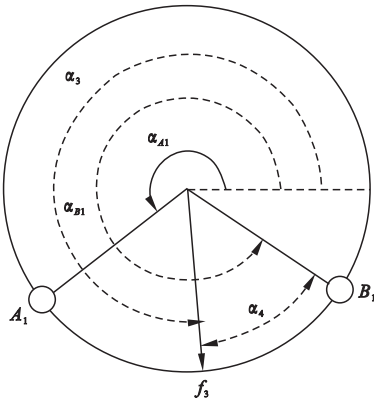


图 9 质量块重新平衡

Fig. 9 Mass rebalance

2.6 质量块实际位置确定

由于电磁滑环式平衡头步进为 10° , 而计算出理论位置一般不是 10 的整数倍. 因此, A、B 质量块在实际位置的合力与理论位置的合力 f_3 误差值较小, 使振幅降到主轴公差允许范围内, 从而实现主轴动平衡. 校正面分 36 等份, 假设质量块 A 在 1 位置上固定, 质量块 B 可以在 36 个位置上固定 (见图 10). 则得到以下关系式:

$$\begin{cases} S = \min |f_{ij} - f_3|, \\ \text{st } f_{ij} = \sqrt{f_{A_j}^2 + f_{B_i}^2 + 2f_{A_j}f_{B_i}\cos\theta_3}, \\ \theta_2 = 2\alpha_4, \\ i, j = 1, 2, \dots, 36. \end{cases} \quad (8)$$

式中: f_{A_j} 为 A 质量块在位置上的离心力; f_{B_j} 为 B 质量块在 i 位置上的离心力; f_{ij} 为 A、B 质量块之间合力; θ_2 为 A、B 质量块在实际位置

之间夹角; θ_3 为 A、B 质量块在理论位置之间夹角; S 为 f_1 和 f_3 之间误差值。

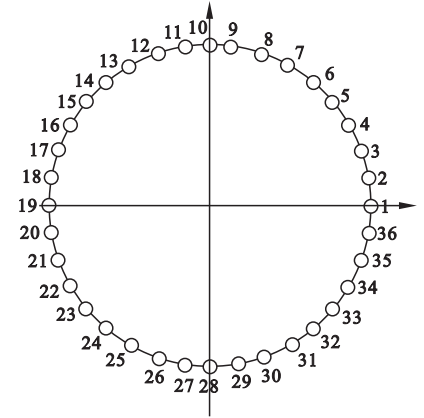


图 10 质量块校正位置

Fig. 10 Mass correction position

当 A、B 质量块之间的夹角 θ_2 等于 θ_3 时, 误差值最小等于 0, 当 A、B 质量块在离理论位置最近两个位置固定且 θ_2 小于 θ_3 时, 此时误差值最大. 当 A、B 质量块之间的夹角 θ_2 与 θ_3 的差值越小, 则平衡效果越明显, 主轴运行越平衡. 因此, A、B 质量块在校正面上固定使误差值较小, 则实现 A、B 质量块实际位置确定。

3 动平衡调整仿真

3.1 单平面动平衡的系统结构

内置新型单平面动平衡系统目的是为了实现在转子系统平稳运行, 通过改变平衡头配重盘位置关系消除转子引起不平衡偏心, 实现转子振动幅值降到主轴公差允许范围以内^[13-16], 从而实现主轴系统动平衡。

新型动平衡调整流程如图 11 所示. 随着主轴转速的增大, 校正质量和相位发生变化. 需要 A、B 质量块调整, 此时就会在原来平衡位置产生质量缺失, 形成负向离心力, 从而需要重新在线动平衡来降低离心力对主轴运行的影响, 所以, 在进行动平衡时考虑负向离心力, 即质量块 A、B 在新平衡位置提供新平衡力和负向离心力、主轴不平衡力三者合力为零, 进而实现主轴动平衡。

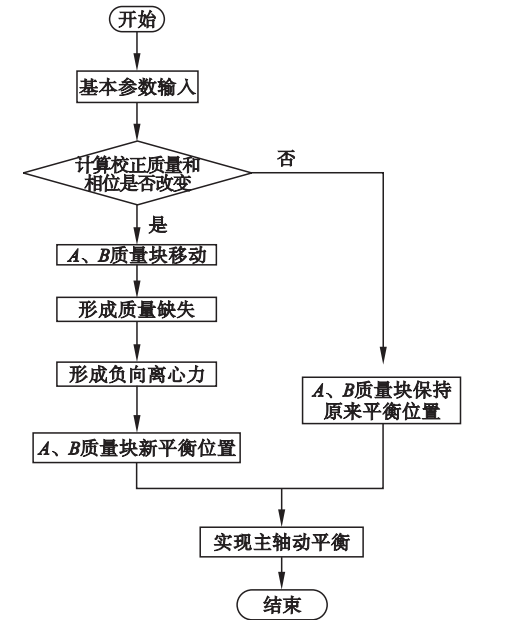


图 11 新型动平衡调整流程图

Fig. 11 Missing mass flow chart

开发新型单平面动平衡仿真系统如图 12 所示. 仿真系统软件包含以下 6 个模块: 用户登录模块、信号相关参数获取模块、控制模块、校正模块、基本参数输入模块、数据存储模块, 从而实现参数配置、不平衡测量表示与计算、质量缺失计算和校正仿真等功能.

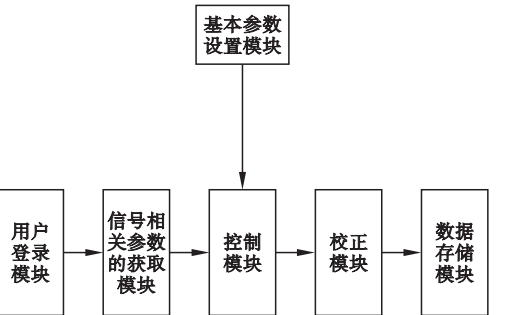


图 12 系统组成模块

Fig. 12 System component module

3.2 基本参数输入

单平面调整方法的参数配置界面设计如图 13 所示, 主要包含以下几个主要参数: 初始振幅和初始相位, 以及加试重后主轴振动的幅值和相位, 还有试重的大小和试重的位置、试重的半径. 通过计算即可得到影响系数和校正质量、校正相位.

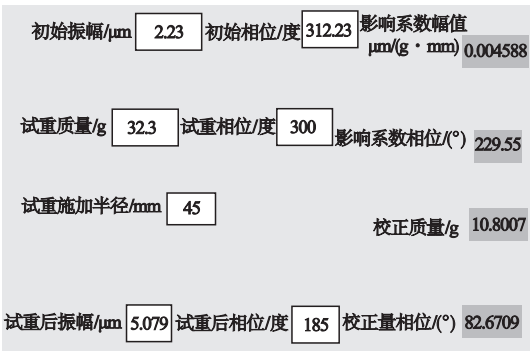


图 13 影响系数与不平衡量结果

Fig. 13 Impact coefficient and imbalance results show

3.3 校正位置定位

当质量块在新平衡位置提供和负向离心力与主轴不平衡力的合力大小相等、方向相反的新平衡力时, 大多数情况下使得 A、B 质量块的位置分布不是 10 的整倍数, A、B 质量块离理论位置比较近位置固定. 因此, A、B 质量块通过最小二乘法原理实现质量块校正位置精确定位. 校正仿真如图 14 所示.



图 14 校正位置定位图

Fig. 14 Position correction chart

3.4 动平衡调整仿真与局限

由于电磁滑环式平衡头步进为 10 度, 两个质量块在线平衡校正量 U_Q . 计算公式如式 (9) 所示:

$$U_Q = r \sqrt{m_A^2 + m_B^2 + 2m_A m_A \cos\theta_2} \quad (9)$$

式中: θ_2 为两个质量块的夹角, (°); U_Q 为校正量, $\text{g} \cdot \text{mm}$.

通过两个质量已知质量块模拟平衡头的A、B质量块,试重盘的半径为45 mm,等分成36份,每份10°,输入A、B质量块之间夹角的大小,即可获得质量块的校正量,质量块间夹角与校正量之间的关系如图15所示。

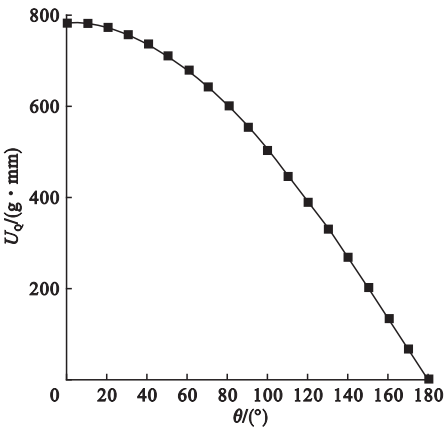


图15 质量块校正量

Fig. 15 Mass balance ability

因为电磁滑环式平衡头存在步进,导致质量块不能在最佳位置固定,所以必然存在误差。当校正位置正好为10的整数倍时,A、B质量块的误差为零;当校正位置不是10的整数倍时,A、B质量块在最佳平衡附近稳定,因此就会产生误差。通过计算得出当两个质量块理想位置之间夹角大于两个质量块实际位置,此时误差值最大。当两个质量块理想位置与实际位置相接近时,此时误差值较小。误差曲线如图16所示。

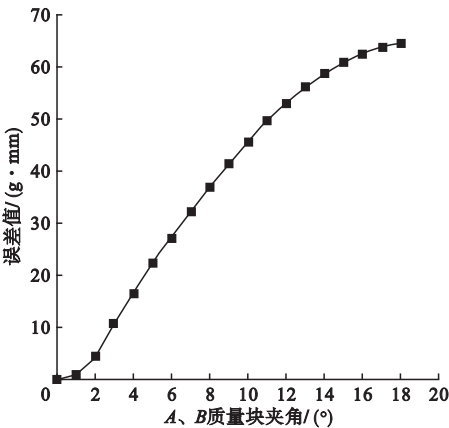


图16 理论与实际间误差曲线

Fig. 16 Error between theory and practice

3.5 主界面设计

基于上述方法开发内置新型单平面动平衡系统软件界面^[18-20]如图17所示,主要包含振动信息的显示、配重相位的显示、不平衡量相位的显示等部分。

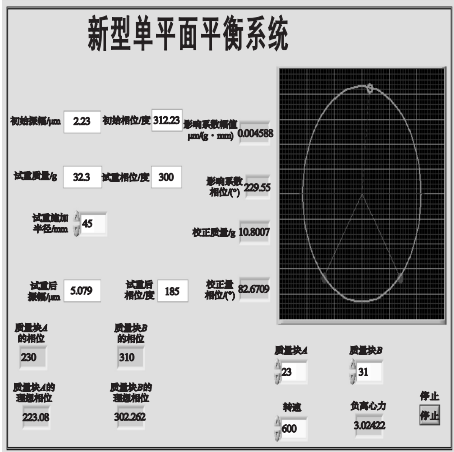


图17 新型单平面平衡系统

Fig. 17 A new single plane balance system

4 试验验证

4.1 试验装置

主轴模拟试验台如图18所示,试验台主要包括5部分:计算机、数据采集器、平衡系统控制器、平衡系统执行器、电磁滑环式平衡头。通过电涡流传感器实时测量主轴的振动信号经过计算机labview程序进行实时处理后

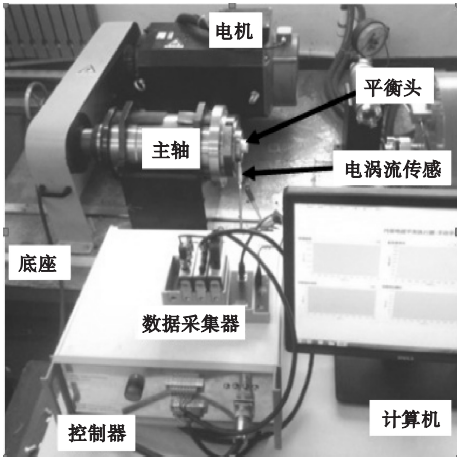


图18 试验平台

Fig. 18 Experimental Platform

提取不平衡振动幅值大于设定值时,依据之前设定主轴参数,再通过本文中的调整仿真软件算出质量块的最佳位置,通过控制器实现对主轴在线动平衡.

4.2 试验过程与结果

为了验证该方法的可行性和实用性,做了如下试验:先打开试验器材,让机器运行一段时间.由于主轴在安装和长期磨损可能导致主轴出现质量偏心,做试验之前先进行偏摆补偿.这样做的目的是保证接下来测得数据的真实性和可靠性.具体试验步骤如下:

- (1)当主轴转速 600 ~ 1 500 r/min 时,测出主轴初始振动幅值.
- (2)初始振动测试结束后,对试验台进行标定,在电主轴试重盘上加试重 32.3 g,沿标定处逆时针方向为正方向成 300°,重新启动测试,测得主轴振动幅值如图 19 所示,通过影响系数法算出主轴的校正质量 10.80 g、相位角 82.67°.

地解决这种现象.质量块实际位置与理论位置之间误差见表 1.

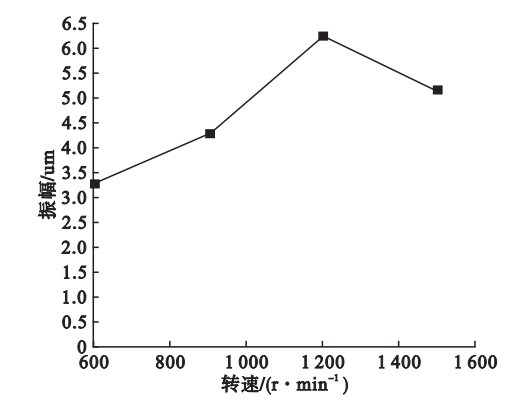


图 20 传统平衡方法平衡后振幅

Fig. 20 The amplitude diagram of the equilibrium after the traditional equilibrium method

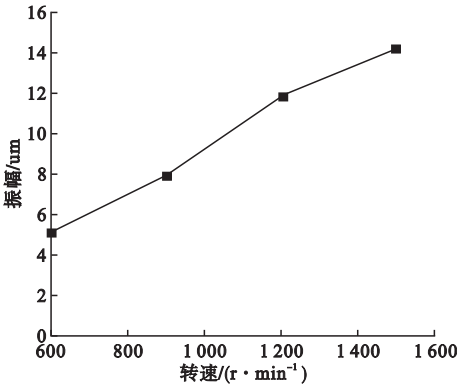


图 19 试重后振幅

Fig. 19 Amplitude after weight test

- (3)通过传统单平面动平衡方法对主轴进行动平衡后,得到主轴振幅如图 20 所示.
- (4)采用笔者方法对主轴实现在线动平衡后,得到主轴振幅如图 21 所示.
- (5)通过仿真系统在理想状态下反求主轴的振幅,结果如图 22 所示.

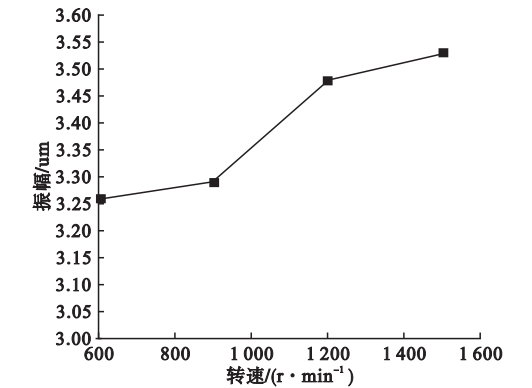


图 21 新型单平面方法平衡后振幅

Fig. 21 The post equilibrium amplitude diagram of a new single plane method

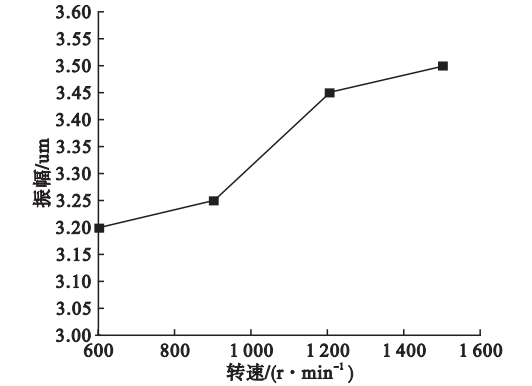


图 22 反求主轴振幅

Fig. 22 Reverse spindle amplitude diagram

通过试验验证和 labview 仿真,由于平衡头步长的局限性,导致实际平衡位置不是质量块的最佳位置,采用笔者方法能够很好

表1 质量块理论位置与实际位置比较

Table 1 Comparison of theoretical and actual positions of mass blocks

转速/ ($r \cdot \min^{-1}$)	相位角/($^{\circ}$)				误差 值/%
	理想 A	理想 B	实际 A	实际 B	
600	223.03	302.23	230	310	3.35
900	183.73	321.14	190	330	16.56
1200	286.00	53.401	290	60	16.01
1500	257.32	16.718	260	20	3.55

4.3 结果分析

(1)由图 20 和图 21 对比可知,随着转速的增大,曲线呈凹形右端曲线增长.这是因为在同样条件下,转速的增加实际上增加了主轴不平衡量的大小,也改变了原有状态下动平衡头平衡位置的动平衡调整能力及位置间调整能力差值,同样增加了不平衡调整误差范围.传统平衡法和新型单平面动平衡法都能起平衡作用.

(2)由图 20 可知,未计算质量缺失时,调整状态振幅偏大,而由图 21 可知计算质量缺失振幅偏小,两者都实现了动平衡的调整,且调整都未实现振幅消失,是因为动平衡头结构所致.同时,曲线有个下折点,说明质量块的影响不是无限增大的,而是有峰值,当振幅调整要求不大时可以满足要求,而且由于峰值的出现,主轴转速越大调整结果越明显.

(3)由图 21 可知,考虑到质量块缺失后,调整后的振幅变动范围比较小,说明调整效果好,且大幅度提升调整效果,比不考虑质量缺失好.考虑质量缺失仍有部分振幅没有被调整,这是由于平衡头结构造成的,质量块无法达到任意位置,但由于质量块可以达到位置的定位在圆周上的分辨较高,所以相应影响的振幅偏小.考虑质量缺失引发振幅调整,当转速为时,与传统单平面动平衡调整方法相比,该方法能明显降低主轴的幅值.

(4)由图 21 和图 22 对比发现,二者主轴振幅趋势基本一致,进而说明了该方法能够实现校正位置的最佳定位.

(5)表 1 结果表明平衡头最大限制导致质量块未固定在最佳位置,笔者提出的方法能够合理规避该局限,并快速准确地确定校正位置,提高平衡效率缩短平衡时间.

5 结 论

(1)笔者提出一种主轴电磁滑环式平衡头单平面动平衡调整方法,并建立单平面动平衡调整数学模型.为了验证该模型的正确性,基于该方法开发 labview 仿真系统进行仿真,最终以电磁滑环式平衡头为工程应用对象进行试验验证.

(2)从仿真和试验可以得出,笔者方法能准确计算校正位置,实现校正位置最佳定位,缩短平衡时间,提高平衡效率和主轴的回转精度,从而减少主轴的振动.

(3)从试验可以得出笔者方法与传统平衡法相比,可以更加准确实现校正位置最佳定位,为高速主轴平稳运行和提高工件的加工精度提供科学依据.

参考文献

[1] 白彩波,孙长敬. 高速主轴在线动平衡技术综述[J]. 现代制造工程,2011(12):112-117.
(BAI Caibo,SUN Changjing. High speed balancing techniques [J]. Modern manufacturing engineering,2011(12):112-117.)

[2] TIWARI R,CHOUGALE A. Identification of bearing dynamic parameters and unbalance states in a flexible rotor system fully levitate donactive magnetic bearings [J]. Mechatronics,2014,24(3):274-286.

[3] ZHANG S H,WU L S,TENG X B. Research on Double-Face online dynamic balance technology of machine tool spindle [J]. Applied mechanics & materials, 2011, 44/47: 112-116.

[4] 张珂,李桐,邓华波,等. 一种电主轴在线动平衡测试算法[J]. 沈阳建筑大学学报(自然科学版),2016,32(1):148-155.
(ZHANG Ke,LI Tong,DENG Huabo,et al. An on-line dynamic balancing testing algorithm for electric spindle [J]. Journal of Shenyang jianzhu university (natural science), 2016, 32 (1):148-155.)

[5] 章云,梅雪松. 高速主轴动平衡及其在线控制技术[J]. 中国工程科学,2013,15(1):87-92.
(ZHANG Yun,MEI Xuesong. High speed

- spindle dynamic balance and its on-line control technology [J]. China engineering science, 2013, 15(1): 87-92.)
- [6] 张珂, 张驰宇, 张丽秀, 等. 电磁滑环式在线动平衡系统特性分析与实验[J]. 振动·测试与诊断, 2018(1): 35-38
(ZHANG Ke, ZHANG Chiyu, ZHANG Lixiu, et al. Characteristic analysis and experiment of on-line dynamic balance system with electromagnetic sliding ring [J]. Journal of vibration, test and diagnosis, 2018(1): 35-38.)
- [7] 曹晰, 陈立芳, 高金吉. 用于转子自动平衡的双盘电磁型平衡头移动控制方法研究[J]. 北京化工大学学报(自然科学版), 2010, 37(4): 121-125.
(CAO Xi, CHEN Lifang, GAO Jinji. Study of bi-dis celectromagnetic balancer movement control for rotor auto-balancing[J]. Journal of Beijing university of chemical technology(natural science edition), 2010, 37(4): 121-125.)
- [8] 章云, 梅雪松. 高速主轴动平衡及其在线控制技术[J]. 机械工程学报, 2014(11): 79.
(ZHANG Yun, MEI Xuesong. Research on dynamic balance and online control technology of high speed spindle[J]. Journal of mechanical engineering, 2014(11): 79.)
- [9] 付玉红, 韦忠朝, 高信迈. 基于 Labview 的刚性转子动平衡测试系统研究[J]. 湖北工业大学学报, 2012, 27(1): 89-91.
(FU Yuhong, WEI Zhongchao, GAO Xinmai. Labview based dynamaic balanic mesurment sytem of rigid rotator [J]. Journal of Hubei university of technology, 2012, 27(1): 89-91.)
- [10] 吴玉厚, 田峰, 邵萌, 等. 基于 LabVIEW 的全陶瓷电主轴振动信号预处理模块的研究[J]. 沈阳建筑大学学报(自然科学版), 2011, 27(6): 1177-1182.
(WU Yuhou, TIAN Feng, SHAO Meng, et al. Study on vibration signal preprocessing module of all-ceramic electric spindle based on LabVIEW[J]. Journal of Shenyang jianzhu university(natural science), 2011, 27(6): 1177-1182.)
- [11] 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.)
- [12] 郭帆, 马训鸣, 许华杰. 基于 LabVIEW 的在线动平衡测量系统设计[J]. 机械制造与自动化, 2015, 44(6): 138-140.
(GUO Fan, MA Xunming, XU Huajie. Online motion based on LabVIEW balanced measurement system design [J]. Machinery manufacturing and automation, 2015, 44(6): 138-140.)
- [13] 樊红卫, 景敏卿, 王仁超, 等. 一种电磁式自动平衡头设计计算与响应试验[J]. 振动·测试与诊断, 2014, 34(5): 807-811.
(FAN Hongwei, JING Mingqing, WANG Renchao, et al. Design calculation and response experiment of an automatic electromagnetic balancer [J]. Journal of vibration, measurement & diagnosis, 2014, 34(5): 807-811.)
- [14] 王星星, 吴贞焕, 杨国安. 基于改进粒子群算法的最小二乘影响系数法的理论及实验研究[J]. 振动与冲击, 2013, 32(8): 100-104.
(WANG Xingxing, WU Zhenhuan, YANG Guoan. Theoretical and experimental study of least square influence coefficient method based on improve dparticle swarm optimization [J]. Vibration and shock, 2013, 32(8): 100-104.)
- [15] 尹明泉, 景敏卿, 刘恒, 等. 高速磨削过程在线自动动平衡控制方法及仿真研究[J]. 组合机床与自动化加工技术, 2011(12): 44-48.
(YIN Mingquan, JING Mingqing, LIU Heng, et al. Simulation and research of automatic balance control for high speed grinding process [J]. Modular machine tool & automatic manufacturing technique, 2011(12): 44-48.)
- [16] ZACHWIEJA J. The effectiveness of modal balancing of flexible rotors [J]. Diagnostyka, 2015, 16(3): 79-87.
- [17] MAJEWSKI T, SZWEDOWICZ D, MELO M A M. Self-balancing system of the disk on an elastic shaft [J]. Journal of sound & vibration, 2015, 359(2): 2-20.
- [18] VIKHANSKY A, KRAFT M, SIMON M, et al. Droplets population balance in a rotating disc contactor: an inverse problem approach [J]. Aiche journal, 2010, 52(4): 1441-1450.
- [19] 汪顺利, 丁毓峰, 王琳, 等. 基于 LabVIEW 的机床主轴振动测量与分析[J]. 组合机床与自动化加工技术, 2014(2): 32-35.
(WANG Shunli, DING Yufeng, WANG Lin, et al. Measurement and analysis of the spindle vibration of machine tools based on Lab VIEW [J]. Combined machine tool and automatic machining technology, 2014(2): 32-35.)
- [20] BIN G, LI X, WU J, et al. Virtual dynamic balancing method without trial weights for multi-rotor series shafting based on finite element model analysis [J]. Journal of renewable & sustainable energy, 2014, 6(4): 130-136.
- [21] ZHANG S H, WU Liangsheng, ZHOU D S, et al. Embedded double-face online dynamic balance device and system of a machine tool spindle [J]. Journal of Beijing university of technology, 2012, 38(6): 823-134.