

基于 LabVIEW 的高速机床主轴 振动信号提取方法

邓华波¹,李婷婷¹,王国新²,郭建成¹,于长洋¹,吴玉厚¹,张珂¹

(1. 沈阳建筑大学机械工程学院,辽宁 沈阳 110168;2. 沈阳兴华航空电器有限责任公司,辽宁 沈阳 110020)

摘要 为了提高高速机床主轴振动信号的测试精度,开发基于虚拟仪器的振动测试系统. **方法** 笔者提出一种基于时域平均和 FIR 滤波的自动跟踪相关滤波振幅提取算法,并基于 LabVIEW 虚拟仪器编写了算法程序,为了验证算法的正确性,进行了仿真和实验分析;并将笔者算法与常规的自动跟踪相关滤波提取算法进行对比. **结果** 仿真和试验表明笔者算法测得的幅值精度控制在 97% 以上,且较之常规自动跟踪相关滤波法,振幅提取精度提高 27% 以上. **结论** 与常规自动跟踪相关滤波法相比,笔者算法具有更高的幅值提取精度,且在不同主轴转速下提取振动幅值精度稳定,能够满足不同转速下的幅值提取要求.

关键词 高速机床主轴;振动信号;提取算法;虚拟仪器

中图分类号 TH113.1 文献标志码 A

Vibration Signal Processing Method of High Speed Machine Tool Spindle Based on LabVIEW

DENG Huabo¹, LI Tingting¹, WANG Guoxin², GUO Jiancheng¹, YU Changyang¹, WU Yuhou¹, ZHANG Ke¹

(1. School of Mechanical Engineering, Shenyang Jianzhu University, Shenyang, China, 110168; 2. Aviation Appliance Limited Liability Company of Shenyang Xinghua, Shenyang, China, 110020)

Abstract: In order to improve the vibration signal testing accuracy of the high-speed machine tool spindle, a vibration measurement system which based on virtual instrument was developed. According to the principle of relevant filter with automatic following, a vibration signal extraction arithmetic which based on time domain averaging and FIR filtering was proposed in this paper. The algorithm program was written on the LabVIEW virtual instrument. The correctness of the arithmetic was verified by simulation test and experiment. The writer algorithm was compared with the conventional relevant filter with automatic following extraction algorithm. The result of simulation test and experiment shows that the amplitude extraction precision of the writer algorithm is over 97%

收稿日期:2017-09-05

基金项目:国家自然科学基金项目(51675353);沈阳市科技计划项目重点实验室专项(F16-096-1-00);沈阳建筑大学一般项目(2015043)

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.

and compared with the conventional relevant filter with automatic following algorithm, the amplitude extraction accuracy improves by over 27%. Compared with the conventional relevant filter with automatic following algorithm, the writer algorithm has higher amplitude extraction accuracy and the measurement accuracy of amplitude is stable at different rotational speeds. It can satisfy the request of amplitude extraction at different speeds.

Key words: high speed machine tool spindle; vibration signal; extraction algorithm; virtual instrument

当今社会,高档数控机床迅速发展,并被广泛应用,在生产实践中,而主轴作为机床的核心部件,其技术也得到迅速提高.随着机床主轴向高速高精高效率方向发展,现代机床主轴转子的转速从几十转提高到了几千转甚至几万转.在机床主轴高速旋转情况下,由于主轴的偏心质量会产生巨大的离心力^[1],离心力引起的主轴振动会对主轴转子的回转精度造成一定的影响,甚至会引起机床故障,如加剧主轴轴承的磨损,严重时会造成主轴转子的断裂,这些都将造成较大的经济损失^[2].为及时消除高速主轴振动引起的故障,需要实时对高速机床主轴的振动及其振幅进行测量^[3].因此针对高速主轴振幅的测试技术研究在现代工程领域具有重要意义.

在主轴振幅测试的实际工程环境中,传感器所采集的振动信号不仅含有大量的噪声,还包括直流分量和各种异频成分,因此如何从混合信号中准确提取基频振动信号的幅值一直成为该领域的研究热点^[4].目前提取不平衡信号幅值的方法有传统FFT法、互相关法和各种滤波法^[5].但FFT法由于加各种窗函数后会存在频谱泄漏、幅值变小、精度变低,且FFT法的抗干扰能力差^[6];互相关法在计算相位时易受同频转速信号的干扰^[7];而滤波法会使提取的不平衡信号的相位存在偏差^[8].为了解决振动信号幅值测量的准确性问题,笔者在自动跟踪相关滤波原理基础上提出了一种基于时域平均和FIR滤波的自动跟踪相关滤波提取算法,并对该算法进行仿真分析和试验验证,结果表明,笔者提出的

算法有效提高了基频振动幅值的提取精度,解决了振动信号幅值测量的准确性问题.

1 现场动平衡测试原理

1.1 振动信号测试算法的测试流程

自动跟踪相关滤波法是一种常用的提取基频振动信号的方法,其原理为利用信号的相关性原理提取出和主轴转速同频的不平衡基频振动信号^[9].但是,自动跟踪相关滤波法的提取过程易受到量化误差和同频参考信号的干扰^[10].实际测试中,主轴转速的波动对基频信号影响很大,转速的波动会降低振动信号的提取精度.另外,在低通滤波过程中,截止频率设置的不合理将导致高频噪声和其他异频成分滤除不彻底,势必会造成主轴振动信号幅值提取的误差.

基于以上分析,笔者提出了一种基于时域平均和FIR滤波的自动跟踪相关滤波振动信号提取算法,流程见图1.该方法首先对信号进行重采样插值预处理,其目的是为了避开频谱泄露以及栅栏效应,保证后续信号处理的精度;接着对所获得的振动信号进行三次样条曲线拟合,高阶数值逼近拟合可以有效提高幅值提取精度;然后针对受噪声干扰的振动信号采取时域平均的方法消除高频噪声信号,提高信号的信噪比,该步骤可以确保自动跟踪滤波处理在微弱噪声下进行^[11];通过设计的FIR滤波器滤除掉其他异频信号,过滤后的信号频率分布在主轴转频附近;最终,通过自动跟踪相关滤波处理提取基频振动信号的幅值.

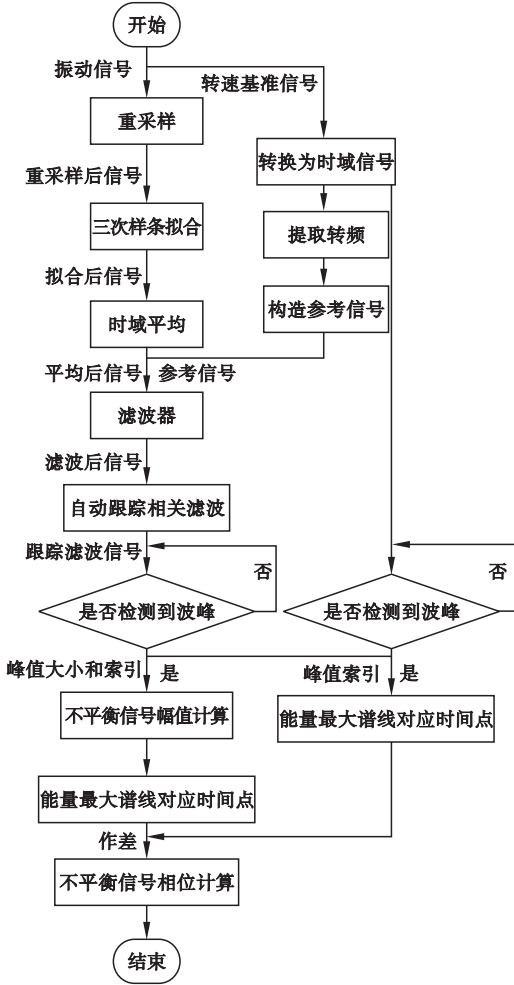


图1 振动信号测试算法流程图

Fig. 1 Flow diagram of vibration signal testing algorithm

1.2 主轴振动信号数据处理算法

常见的数值逼近拟合方式有线性插值、埃尔米特插值、最小二乘插值、样条插值等^[12]。笔者选用三次样条插值对数据进行拟合,三次样条插值函数根据采集的离散数据点拟合成分段的三次多项式曲线,并能求出没有采集到的数据点,有效地减小了采样误差,在一定程度上提高了振动幅值的提取精度。三次样条插值具有较好的稳定性和光滑性,而且拟合后的信号与实际的振动信号相接近,实用价值较好。

现有一组试验过程中采集到的 n 个观测值 (x_i, p_i) , $i=0, 1, \dots, n$ 。其中 x 为采样时间,

p 为振动值。当 x 和 p 变量存在三次曲线函数关系时,可以假设函数二阶导数 $y''(x_i) = M_i$ ($i=0, 1, \dots, n$), 由于 $y(x)$ 在区间 $[x_i, x_{i+1}]$ 上为三次曲线函数,故求导两次后 $y''(x_i)$ 可设为线性函数:

$$y''(x) = M_i \frac{x_{i+1} - x}{\alpha_i} + M_{i+1} \frac{x - x_i}{\alpha_i}. \quad (1)$$

式中: $\alpha_i = x_{i+1} - x_i$ 为插值基函数。

对 $y''(x)$ 积分两次,并利用 $y(x_i) = p_i$, $y(x_{i+1}) = p_{i+1}$, 得:

$$y(x) = M_i \frac{(x_{i+1} - x)^3}{6\alpha_i} + M_{i+1} \frac{(x - x_i)^3}{6\alpha_i} + (p_i - \frac{M_i \alpha_i^2}{6}) \frac{x_{i+1} - x}{\alpha_i} + (p_{i+1} - \frac{M_{i+1} \alpha_i^2}{6}) \frac{x - x_i}{\alpha_i}, \quad i=0, 1, \dots, n-1. \quad (2)$$

为了求 M_i ($i=0, 1, \dots, n$), 对 $y(x)$ 求导得:

$$y'(x) = -M_i \frac{(x_{i+1} - x)^2}{2\alpha_i} + M_{i+1} \frac{(x - x_i)^2}{2\alpha_i} + \frac{p_{i+1} - p_i}{\alpha_i} - \frac{M_{i+1} - M_i}{6} \alpha_i, \quad (3)$$

$$y'(x_i + 0) = -\frac{\alpha_i}{3} M_i - \frac{\alpha_i}{6} M_{i+1} + \frac{p_{i+1} - p_i}{\alpha_i}, \quad (4)$$

同理可得:

$$y'(x_i - 0) = \frac{\alpha_{i-1}}{6} M_{i-1} + \frac{\alpha_{i-1}}{3} M_i + \frac{p_i - p_{i-1}}{\alpha_{i-1}}, \quad (5)$$

根据 $y'(x_i + 0) = y'(x_i - 0)$ 得:

$$\mu_i M_{i-1} + 2M_i + \lambda_i M_{i+1} = d_i, \quad i=1, 2, \dots, n-1. \quad (6)$$

$$\text{式中: } \mu_i = \frac{\alpha_{i-1}}{\alpha_{i-1} + \alpha_i}, \lambda_i = \frac{\alpha_i}{\alpha_{i-1} + \alpha_i}, d_i = \frac{6[p(x_i, x_{i+1}) - p(x_{i-1}, x_i)]}{\alpha_{i-1} + \alpha_i}.$$

根据边界条件 $f'(x_0) = p'_0, f'(x_n) = p'_n$ 可得:

$$2M_0 + M_1 = \frac{6}{\alpha_0} [p(x_0, x_1) - p'_0], \quad (7)$$

$$M_{n-1} + 2M_n = \frac{6}{\alpha_{n-1}}(p'_n - p[x_{n-1}, x_n]). \tag{8}$$

由此求得 M_i , 从而求出三次样条拟合函数.

1.3 主轴振动信号的预处理

现场采集的振动信号含有大量高频噪声信号, 由于高频噪声是随机的信号, 可以通过时域平均来抑制高频噪声信号, 时域平均算法的步骤为先截取处理后曲线的 N 个周期, 然后叠加 N 个周期信号, 求出其所对应的幅值最大值和时间, 时域平均后的信号能够有效降低信号噪声, 提高信号的信噪比, 具体的时域平均过程如下.

采样信号的表达式为

$$S(t) = Y(t) + n(t). \tag{9}$$

式中: $Y(t)$ 为采样信号中的周期信号成分, $n(t)$ 为采样信号中的噪声.

以周期信号的周期来截取 N 段 $S(t)$, 然后将 N 段信号进行叠加可得

$$S(t_i) = N_Y(t_i) + \sqrt{N_n(t_i)}. \tag{10}$$

对 N 段求和之后的信号除以 N 求得平均信号为

$$\bar{S}(t_i) = Y(t_i) + n(t_i)/\sqrt{N}. \tag{11}$$

由式(11)可以看出时域平均之后的噪声信号幅值减小到了原来的 $1/\sqrt{N}$ 倍, 由此得出叠加的信号周期越多时, 抑制高频噪声的效果越好.

抑制信号的高频信号后, 设置滤波器, 使信号通过滤波器后只截取频率在转频附近的窄带信号, 在设计滤波器时, 选用了稳定的有限冲击响应滤波器, FIR 滤波器的离散系统函数如式(12)所示, 信号通过 FIR 滤波器后

相位产生严格的线性偏移^[13].

$$H(z) = \sum_{n=0}^M h(n)z^{-n}. \tag{12}$$

FIR 滤波器有不同的设计方法, 常见的有频率采样法、窗函数法和等波纹逼近法等, 其中等波纹逼近滤波器在通带和阻带的波纹度稳定, 产生的误差均匀, 并且阻带衰减特性和边缘频率较好. 波纹和衰减特性受滤波器长度和权值影响, 长度越长, 加权越大, 通带和阻带越平稳、阻带衰减更陡峭以及过渡更快. 笔者在 LabVIEW 中的波形调理, 数字 FIR 滤波器模块中进行滤波器的设计. 滤波器的阶次估计算法如式(13)所示, 设计滤波器的通带边界频率时要根据实际的工况, 采样率, 滤波器的阶数, 通带特性, 阻带衰减特性来确定.

$$N = \frac{2}{3} \lg\left(\frac{1}{10\beta_1\beta_2}\right) \frac{1}{h}. \tag{13}$$

式中: β_1 为通带波纹; β_2 为阻带波纹; h 为归一化过度带宽.

1.4 提取振动信号

设采取的振动信号的一般形式为

$$s(t) = a_0 + a_1 \sin(\omega_1 t + \varphi_1) + \sum_{i=2}^n a_i \sin(\omega_i t + \varphi_i) + n(t). \tag{14}$$

式中: a_0 为直流分流; a_1 为基频信号幅值; φ_1 为基频信号相位; a_i 为异频信号幅值; ω_i 为各信号频率; φ_i 异频信号相位; $n(t)$ 为各种干扰信号.

设振动信号的基频为 ω_1 , 则参考信号为

$$y(t) = \sin\omega_1 t, \tag{15}$$

$$z(t) = \cos\omega_1 t. \tag{16}$$

自动跟踪相关滤波原理为首先将 $s(t)$ 分别与 $y(t)$, $z(t)$ 进行相乘得:

$$s(t)y(t) = \frac{a_1}{2} \cos\varphi_1 + a_0 \sin\omega_1 t + n(t) \sin\omega_1 t - \frac{a_1}{2} \cos(2\omega_1 t + \varphi_1) - \frac{1}{2} \sum_{i=2}^n a_i \{ \cos[(\omega_1 + \omega_i)t + \varphi_i] - \cos[(\omega_1 - \omega_i)t - \varphi_i] \}. \tag{17}$$

$$s(t)z(t) = \frac{a_1}{2} \sin\varphi_1 + a_0 \cos\omega_1 t + n(t) \cos\omega_1 t + \frac{a_1}{2} \sin(2\omega_1 t + \varphi_1) + \frac{1}{2} \sum_{i=2}^n a_i \{ \sin[(\omega_1 + \omega_i)t + \varphi_i] - \sin[(\omega_1 - \omega_i)t - \varphi_i] \}. \tag{18}$$

从式中可以得出原始振动信号和参考信号相乘之后,振动信号的有效信息集中在直流分量中,将相乘后的信号进行低通滤波,若低通滤波器的频率设的足够低,则可以滤掉异频成分只保留直流分量,然后将滤波后的直流分量分别和参考信号再次进行相乘,最后信号进入加法器,最终可以求得基频不平衡信号,即为

$$s(t) = 2\left(\frac{1}{2}a_1\sin\omega_1t\cos\varphi_1 + \frac{1}{2}a_1\cos\omega_1t\sin\varphi_1\right) = a_1\sin(\omega_1t + \varphi_1). \quad (19)$$

最终对提取出的基频振动信号进行快速 FFT 变换,便可实现基频振动信号幅值的提取.

2 振动测试系统设计

2.1 测试系统的组成

根据振动测试系统的原理,笔者在现有的数字信号技术、虚拟仪器技术、计算机技术的基础上构建了高速机床主轴的振动测试系统. 硬件设备主要包括电涡流传感器、霍尔传感器、NI 数据采集卡和 PC 机^[14-15], 主轴振动测试系统软件的实现在 LabVIEW 虚拟仪器中进行. LabVIEW 软件在处理信号时很大程度上用信号处理功能强大的数字模块代替了硬件^[16], LabVIEW 软件模块现场实现起来更灵活方便,很好地解决了硬件存在的不足. 设计的振动测试系统的总体框架见图 2.

2.2 测试软件设计

该系统的程序是基于 LabVIEW. 14 平台开发的,主要编写了信号采集程序和信号的分析处理程序,该 LabVIEW 程序能够同时采集多路信号,很好地实现振动信号的实时采集,并能准确地提取出基频振动信号的幅值. 数据采集模块,信号处理分析模块,信号实时显示模块为主轴测试系统设计的主要软件模块.

(1) 数据采集模块. 数据采集模块主要实现对振动信号的实时采集. 笔者使用

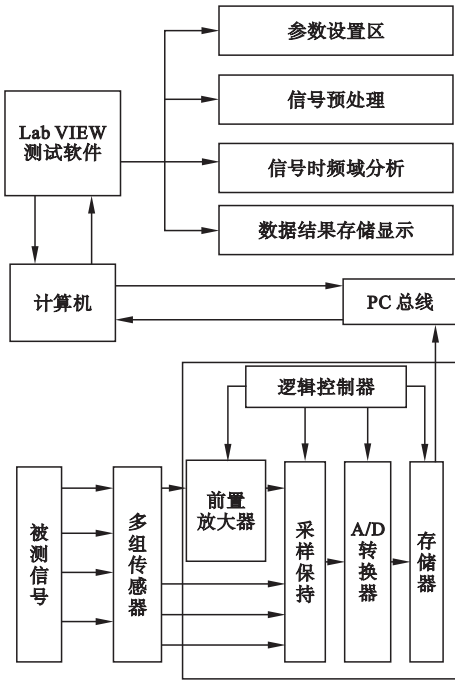


图 2 振动测试系统整体框图

Fig. 2 Overall block diagram of vibration test system LabVIEW Express 模块下的 DAQ 助手快速 VI 对振动数据进行采集. 首先进行采集卡的参数配置,主要对通道选取、接线端配置、输入电压范围、采样模式、采样频率等进行配置,配置完相应的参数后便可进行振动数据的采集,通过改变配置参数可以改变采集信号的密度和采集信号的误差. 笔者根据振动信号的特点,选取了连续采样模式,实现振动信号的连续采集.

(2) 信号处理分析模块. 首先编写了基准转速脉冲测量程序,该程序用 LabVIEW 中的单频测量 VI 实现了转速频率的测量,进而求出转速的大小;然后编写了提取基频振动信号的程序,该程序包括时域分析和频域分析,时域分析主要包括曲线拟合分析、时域平均分析、滤波分析和互相关分析,频域分析主要对信号进行傅里叶变换,用幅频图实现了信号频率信息的显示,以便更直观地观察振动信号包含的频率成分,以及各频率对应的幅值大小. 提取基频振动信号幅值的关键是构造和转速同频的标准正弦和余弦信号.

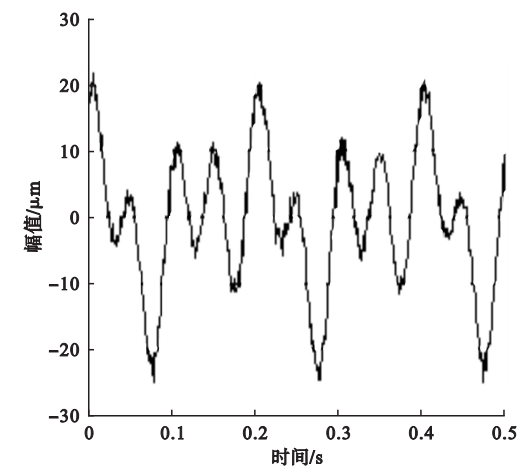


图5 振动信号波形图

Fig. 5 Oscillogram of vibration signal

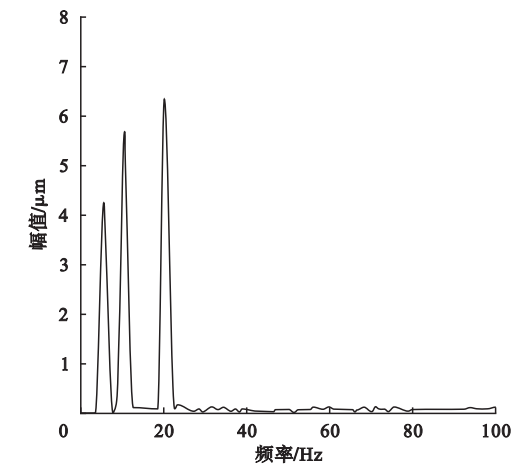


图6 振动信号频谱图

Fig. 6 Spectrum of vibration signal

从图5和图6可以看出,原始振动信号波形成分复杂,没有规律可循,进行傅里叶变换后的频谱含有多个频率成分,无法直接求出基频振动信号的幅值和相位.从图7和图8可以

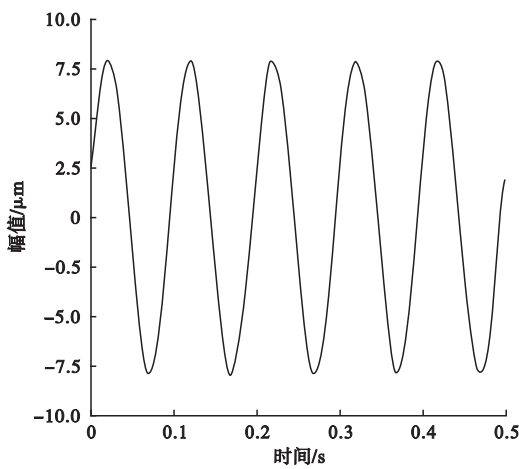


图7 处理信号波形图

Fig. 7 Oscillogram after processing

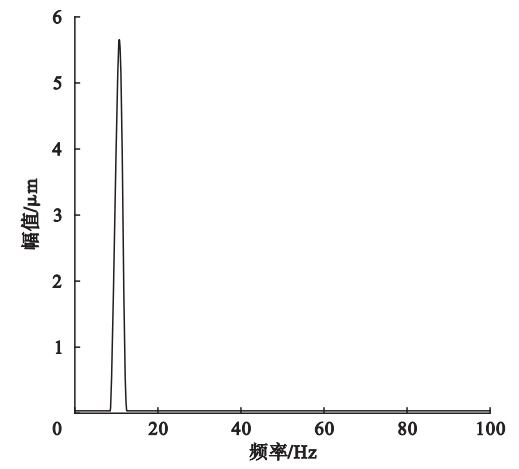


图8 处理信号频谱图

Fig. 8 Spectrum after processing

看出,对原始振动信号进行分析处理后,时域信号变为有规律的正弦信号,频率上只含有单一频率成分,且频率为基频转速频率,符合基频振动信号的特征.仿真结果见表2.

表2 仿真结果对比

Table 2 Simulation results comparison of two methods				
转速/($\text{r}\cdot\text{min}^{-1}$)	笔者算法提取	幅值提取误差/%	跟踪相关滤波法提取	幅值提取误差/%
	幅值/ μm		幅值/ μm	
600	7.981 8	0.227 5	7.974 8	0.315
1 800	6.988 0	0.171 5	6.967 8	0.450
2 400	4.987 9	0.242 0	4.983 3	0.335

从仿真结果可以看出,笔者算法提取振动信号幅值精度比常规自动跟踪相关滤波算法明显提高,提取主轴振动信号幅值精度的

要求问题得到有效解决.仿真分别在600 r/min、1 800 r/min、2 400 r/min下通过改变输入信号的幅值,采样点数和采样频率

不变的情况下进行,仿真结果表明笔者算法在不同的转速下幅值测试精度都很稳定,满足不同转速下提取幅值精度的要求.

4 试验分析

笔者在车削用电磁滑环自动平衡实验台上进行试验,试验对象为卧式主轴,主轴型号为 SYL04H-1. 试验分别采用笔者算法及常规自动跟踪相关滤波法提取振动信号的幅值,对比两种方法的测量精度. 试验用到的硬件设备主要包括非接触式电涡流位移传感器、霍尔传感器、美国 NI 公司的数据采集卡,分别实现了振动信号、基准转速信号的采集,数据采集卡实现信号的 A/D 转换功能,设置采样频率为 2 048 Hz,采样点数为 2 048,之后对数据进行连续采集. 试验平台见图 9.

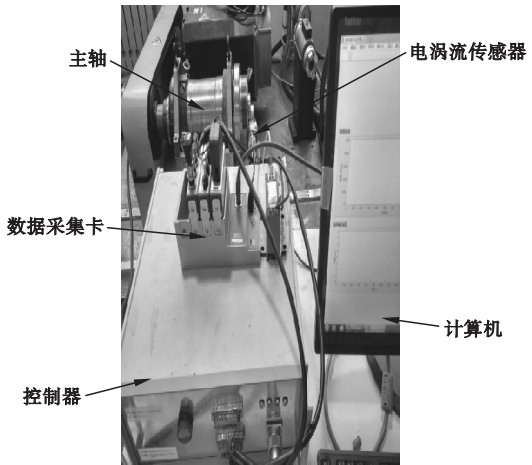


图9 试验平台

Fig. 9 Experimental platform

方案 1: 在已经平衡好的转轴上分别加 8.1 g、11.2 g 的质量块,通过参考文献[19]获得该主轴平衡效果较良好且可靠的影响系数,然后根据影响系数得到相应试重下产生的标准振幅分别为 1.77 μm 、2.45 μm . 用自动跟踪相关滤波和笔者算法分别测量主轴振动幅值大小. 试验测得的基准信号时域图、振动信号时域图、频谱图、自动跟踪相关滤波后时域图见图 10~图 13.

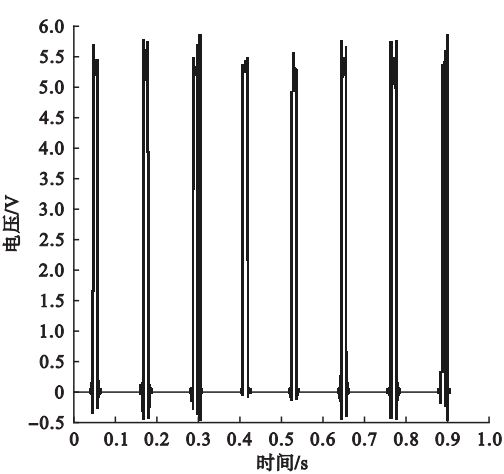


图10 转速信号时域波形图

Fig. 10 Time domain oscillogram of speed signal

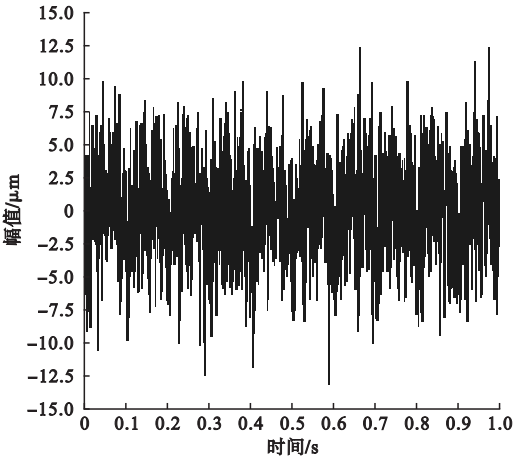


图11 振动信号波形图

Fig. 11 Oscillogram of vibration signal

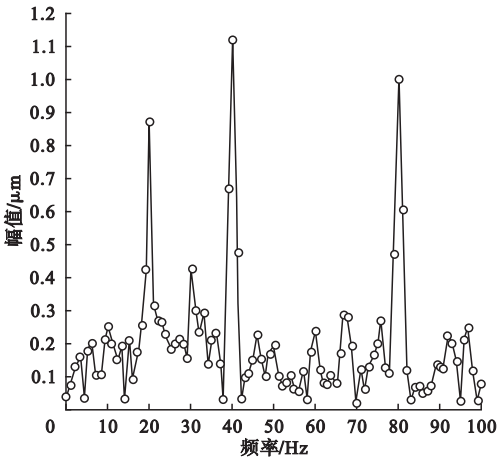


图12 振动信号频谱图

Fig. 12 Spectrum of vibration signal

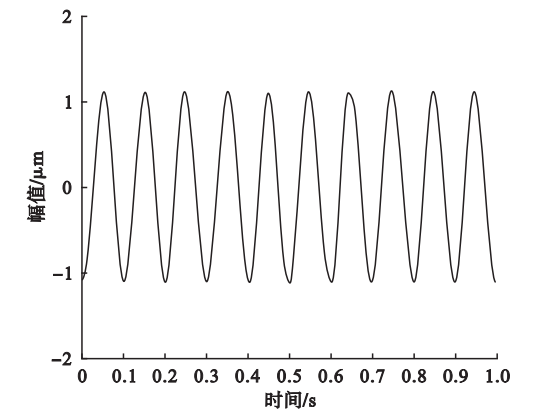


图 13 自动跟踪相关滤波时域波形图

Fig. 13 Relevant filter with automatic following time domain oscillogram

在不同的试重下,笔者算法和常规自动跟踪相关滤波法测得的振动幅值见表 3.

方案 2:为了验证改进的自动跟踪相关滤波算法提取振动信号的稳定性,在主轴的不同转速下,在 x 方向、 y 方向、 z 方向进行多次测量,对每次测量的数据求均值,在 x 、 y 、 z 方向随机抽取其中三次测量数据绘制表格. x 方向第一次抽取的测量值设为 x_1 , x 方向第二次抽取的测量值为 x_2 , x 方向第三次抽取的测量值为 x_3 ,以此类推设出 y_1 、 y_2 、 y_3 、 z_1 、 z_2 、 z_3 . 测得的数据见表 4.

表 3 两种方法测量振幅对比				
Table 3 Measurement of amplitude contrast by two methods				
不同试重对应标准 幅值/ μm	跟踪滤波法		笔者算法	
	幅值/ μm	提取幅值精度/%	幅值/ μm	提取幅值精度/%
1.77	1.89	93.65	1.72	97.17
2.45	2.63	93.15	2.52	97.22

表 4 在不同方向不同转速的测量结果			
Table 4 Measurements in different directions and at different speeds			
不同测量方向测量值	振幅/ μm		
	转速 = $600(\text{r}\cdot\text{min}^{-1})$	转速 = $1\,800(\text{r}\cdot\text{min}^{-1})$	转速 = $2\,400(\text{r}\cdot\text{min}^{-1})$
x_1	1.719	10.736	2.048
x_2	1.728	10.752	2.135
x_3	1.746	10.546	2.514
y_1	7.043	7.319	5.258
y_2	7.066	7.251	5.365
y_3	7.049	7.385	5.525
z_1	2.355	7.003	4.078
z_2	2.408	7.187	4.156
z_3	2.471	7.162	4.317

5 结 论

(1)从仿真和试验可以看出,笔者算法提取振动信号幅值精度比常规自动跟踪滤波法明显提高,且算法提取精度控制在 97% 以上,解决了高速机床主轴提取振动信号幅值精度的要求问题.

(2)从试验可以看出测得的主轴振动幅

值在 x 、 y 、 z 三个不同方向变化波动都不大,测取幅值稳定,且随着转速的变化测得的振动信号幅值也很稳定. 笔者算法能够满足不同转速不同方向振动信号幅值提取精度的要求,在振动测试系统中具有较好的应用价值.

参考文献

[1] 刘辉. 基于虚拟仪器的车轮动平衡测试技术

- 研究[D]. 长春:吉林大学,2016.
(LIU Hui. Research on balancing test of wheel based on virtual instrument[D]. Changchun: Jilin University, 2016.)
- [2] CHEN H X, JIANG L I, ZHANG Z Q, et al. The measuring technology of rotating machinery vibration signal based on piezoelectric sensor[J]. Manufacturing automation, 2012, 7(7):1-10.
- [3] 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 balancing test algorithm of electric spindle[J]. Journal of Shenyang jianzhu university (natural science), 2016, 32(1):148-155.)
- [4] 赵磊. 挠性转子动平衡测试系统研究[D]. 重庆:重庆大学,2014.
(ZHAO Lei. Research on balancing test system of flexible rotor[D]. Chongqing: Chongqing University, 2014.)
- [5] 郭俊华,伍星,柳小勤,等. 转子动平衡中振动信号幅值相位的提取方法研究[J]. 机械与电子,2011(10):6-10.
(GUO Junhua, WU Xing, LIU Xiaoqin, et al. Study on the amplitude and phase extraction method of vibration signal in rotor dynamic balance[J]. Machinery and electronics, 2011(10):6-10.)
- [6] 臧军. 数控立车工件在线动平衡测量系统[D]. 济南:山东大学,2010.
(ZANG Jun. On-line dynamic balancing measurement system of CNC vertical car work pieces[D]. Ji'nan: Shandong University, 2010.)
- [7] 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):1177-1283.
(WU Yuhou, TIAN Feng, SHAO Meng, et al. Research on the vibration signal preprocessing module of full ceramic motorized spindle based on LabVIEW[J]. Journal of Shenyang jianzhu university (natural science), 2011, 27(6):1177-1283.)
- [8] 胡爱军,孙敬敬,向玲. 振动信号处理中数学形态滤波器频率响应特性研究[J]. 机械工程学报,2012,48(1):98-103.
(HU Aijun, SUN Jingjing, XIANG Ling. Study on frequency response characteristics of mathematical morphological filters in vibration signal processing[J]. Journal of mechanical engineering, 2012, 48(1):98-103.)
- [9] PAN X, WU H Q, GAO J J, et al. Study on on-line active balancing system of rotating machinery and target control method[J]. Wseas transactions on systems, 2014, 13(29):302-311.
- [10] 徐娟. 在线动平衡测试的相关信号处理与标定算法研究[D]. 合肥:合肥工业大学,2012.
(XU Juan. Research on related signal processing and calibration algorithm of on-line balancing test[D]. Hefei: Hefei Polytechnic University, 2012.)
- [11] 陈彦龙,张培林,王怀光. 基于量子叠加态参数估计的机械振动信号降噪方法[J]. 振动与冲击,2014,33(10):143-147.
(CHEN Yanlong, ZHANG Peilin, WANG Huaiguang. Mechanical vibration signal noise reduction method based on quantum superposition state parameter estimation[J]. Vibration and shock, 2014, 33(10):143-147.)
- [12] PRABHU B, PETRE S. Spectral analysis of nonuniformly sampled data-a review[J]. Digital signal processing, 2010, 20(2):359-378.
- [13] ZHANG W W, LI N, MA Y F. Fault diagnosis based on vibration signal of rotating machinery[J]. Applied mechanics and materials, 2014, 716/717:949-953.
- [14] LI H, HE Q, ZHANG Z. Overview of time-frequency analysis techniques in vibration signals of rotating machinery[J]. Applied mechanics and materials, 2014, 684:124-130.
- [15] ZHAO X. A new method for instantaneous frequency estimation of run-up or run-down vibration signal for rotating machinery[J]. Journal of mechanical engineering, 2011, 47(7):103-108.
- [16] 吴玉厚,刘小文,张珂,等. 170SD30 全陶瓷电主轴有限元分析及其振动性能测试[J]. 沈阳建筑大学学报(自然科学版),2010,26(4):767-771.
(WU Yuhou, LIU Xiaowen, ZHANG Ke, et al. Finite element analysis and vibration performance test of 170SD30 full ceramic motorized spindle[J]. Journal of Shenyang jianzhu university (natural science), 2010, 26(4):767-771.)
- [17] CAO C. Vibration mode extraction method based on the characteristics of white noise[J]. Journal of mechanical engineering, 2010, 46(3):65-70.
- [18] AL-BADOUR F, SUNAR M, CHEDED L. Vibration analysis of rotating machinery using time-frequency analysis and wavelet techniques[J]. Mechanical systems and signal processing, 2011, 25(6):2083-2101.
- [19] 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):34-38,203.
(ZHANG Ke, ZHANG Chiyu, ZHANG Lixiu, et al. Characteristics analysis and experiment of the electromagnetic sliding ring on-line dynamic balance system[J]. Vibration, test and diagnosis, 2018(1):34-38,203.)