

齿轮测量仪器的动态设计方法及其应用*

舒赞辉¹, 石照耀¹, 王笑一^{1,2}

(1. 北京工业大学 北京市精密测控技术与仪器工程技术研究中心 北京 100124;

2. 河南科技大学机电工程学院 洛阳 471003)

摘要:为了解决目前齿轮量仪中由于动态性能不足而严重影响测量结果的稳定性、可靠性和精确性的问题,对齿轮测量仪器的动态设计方法展开研究,提出利用有限元分析与实验模态分析技术相结合的动态设计方法。首先,研究了动态分析的理论基础、有限元分析的基本步骤和实验模态分析的基本原理;接着,以某齿轮快速检测仪为例,对其进行了有限元分析与实验模态分析;然后,在该齿轮快速检测仪上进行测量实验,即采用不同精度的齿轮,在不同的速度下进行测试;最后,分析了测量实验中存在振动扰动以及测量过程中振动的变化情况。实验结果表明,有限元分析法可以在设计阶段有效的提高仪器的动态性能,从根本上提高仪器的动态性能指标。实验模态分析方法可以在仪器制造以后准确的获得仪器的实际动态性能指标,可以有效地进行最佳工作转速选择,进一步提升仪器的使用性能。通过测量实验,验证了有限元分析和实验模态分析的正确,为齿轮提高齿轮量仪的动态精度提供了一种方法,为量仪的合理使用提供了一条确实可行的途径。

关键词: 齿轮; 动态特性; 模态分析; 齿轮快检测仪; 齿轮测量

中图分类号: TH71 **文献标识码:** A **国家标准学科分类代码:** 460.40

Dynamic design method of gear measuring instrument and its application

Shu Zanhui¹, Shi Zhaoyao¹, Wang Xiaoyi^{1,2}

(1. Beijing Engineering Research Center of Precision Measurement Technology & Instruments, Beijing University of Technology, Beijing 100124, China; 2. School of Mechatronics Engineering, Henan University of Science and Technology, Luoyang 471003, China)

Abstract: In order to solve the problem that poor dynamic performance of current gear measuring instruments seriously affects the stability, reliability and accuracy of measurement results, the researches on the dynamic design methods of gear measuring instruments were conducted and a dynamic design method combining finite element analysis and experiment modal analysis is put forward. First of all, the theoretical basis of dynamic analysis, the basic steps of finite element analysis and the basic principle of the experiment modal analysis are studied. Then, taking a certain gear fast measuring instrument as example, the finite element analysis and experiment modal analysis were carried out for the gear fast measuring instrument. Third, the measuring experiment was carried out on the gear fast measuring instrument, in which the gears with different precision were adopted, and the tests were carried out at different speeds. Finally, the vibration disturbance in the measurement experiments and the change of the vibration during the measurement process were analyzed. The experiment results show that the finite element analysis method can effectively improve the dynamic performance of the instrument in the design stage and can improve the dynamic performance index of the instrument fundamentally. The experiment modal analysis method can accurately obtain the actual dynamic performance index of the instrument after the instrument is manufactured, can effectively carry out the best working speed selection and further enhance the usage performance of the instrument. With the experiments, the correctness of finite element analysis and experimental modal analysis is verified, which provides a method for improving the dynamic precision of the gear measuring instrument and provide a viable way for reasonably using the measuring instrument.

Keywords: gear; dynamic characteristic; modal analysis; gear fast test instrument; gear measurement

1 引言

伴随着科技的进步、经济的飞速发展,齿轮测量仪器的发展也不断发生变化。从过去的依据齿轮误差几何学理论到现今的依据齿轮动力学理论设计、开发仪器,对测量仪器的动态性能的关注越来越多。齿轮测量仪器从早期的比较式检测量具,发展至今的全自动的计算机数字控制的测量仪器,检测速度越来越高^[1-3]。尤其是车辆齿轮,为确保其质量,逐渐开始对成品齿轮进行100%的测量而不是抽检,检测节拍高达20 s左右,检测元件主轴转速高达几百转每分钟^[4-7]。随着检测速度的提升,由于仪器的刚度激励和被检测齿轮的误差激励,齿轮检测的结果中不可避免地存在由于振动带来的干扰。即使利用广泛应用于齿轮测量数据处理的数字滤波技术进行处理后^[8-11],检测结果中还是存在非常大的振动扰动,甚至有掩盖真实误差值的趋势,严重影响了检测结果的可信度。因此齿轮测量仪器的动态性能是不可忽视的问题,其直接影响测量仪器的动态精度。只分析测量仪器的静态特性是远远不够的,必须要研究测量仪器的动态特性^[12]。

长期以来,国内齿轮量仪的设计多为经验模拟设计,结构设计计算沿用传统的计算方法,如材料力学、结构力学以及弹性力学的一些公式进行计算。这些公式的推导多以强度方面的理论为主,辅以实验和测试方法得出,具有一定的可靠性。但由于量仪结构的复杂,计算过程中的数学模型对结构进行了许多简化,导致了计算的精度差异较大。同时凭借简单的计算工具,计算繁冗,时间很长,有些项目无法计算^[13]。

在齿轮量仪结构件性能优化的研究中,当前多数学者只停留在对结构的单件进行优化,且优化结构大多是通过结构类比、经验设计等手段得到,缺乏详细的结构设计流程及理论依据,更缺乏对整机动态性能的分析与优化^[14-15]。

齿轮测量仪器动态设计的目标是保证测量仪器满足其功能要求的前提条件下具有较高的动刚度,使其经济合理、运转平稳、可靠。从总体上把握仪器的固有频率、振型和阻尼比,避开共振,降低仪器运行过程中的振动幅度。

本文提出一种利用有限元分析与实验模态分析相结合的齿轮量仪动态设计方法,研究齿轮测量仪器在设计阶段及制造以后的动态性能。在设计阶段利用有限元的

方法分析测量仪器的整机动态性能,分析仪器的薄弱区域并有针对性的改进。利用实验模态分析技术,分析加工完成以后的齿轮测量仪器的整机动态性能,分析齿轮量仪在使用过程中可能出现共振影响的转速,寻找最优的工作转速,提升仪器的使用性能。以研制的某齿轮在线快速测量仪为例,研究齿轮量仪动态设计的基本流程,并对本文提出的方法进行验证。为齿轮量仪的动态设计提供了理论依据,为提高齿轮量仪的动态精度提供了一种新方法,为齿轮量仪的合理使用提供一条确实可行的途径。

2 齿轮量仪动态设计的理论基础

2.1 动态分析的基本原理

根据机械动力学及机械振动理论,对一般的多自由度系统,可建立振动微分方程:

$$M\ddot{X} + C\dot{X} + KX = F \quad (1)$$

式中: M 、 C 、 K 分别为质量、阻尼和刚度矩阵, X 、 F 分别为物理坐标下的位移向量和外部激励力向量。在动力学分析中,结构的特征值与特征向量就是结构的固有频率与固有振型。实际经验表明,阻尼对结构的自振频率和振型的影响不大,因此可以略去阻尼不计。再令外部激励力为0,可以得到系统振动方程为:

$$M\ddot{X} + KX = 0 \quad (2)$$

自由振动时各节点作简谐运动,其位移可以表示成:

$$X = X_0 \cos(\omega t + \varphi) \quad (3)$$

式中: X_0 某点的振幅向量,即振型; ω 与该振型对应的固有频率; φ 为相位角。将式(3)代入式(2)得:

$$(K - \omega^2 M)X_0 = 0 \quad (4)$$

由于各节点的振幅 X_0 不能全为零,因此式(4)中括号内的行列式必须为0,由此得到解结构自振频率的方程为:

$$|K - \omega^2 M| = 0 \quad (5)$$

利用瑞利法、雅克比法、兰索斯法和子空间法等,通过式(5)可解出结构的 n 个自振频率 $\omega_1, \omega_2, \dots, \omega_n$ 及相应的 n 个自振振型 $X_{01}, X_{02}, \dots, X_{0n}$ 。

2.2 有限元分析的基本步骤

一般来说,前处理、求解和后处理是有限元分析的3个主要步骤。其分析流程如图1所示。

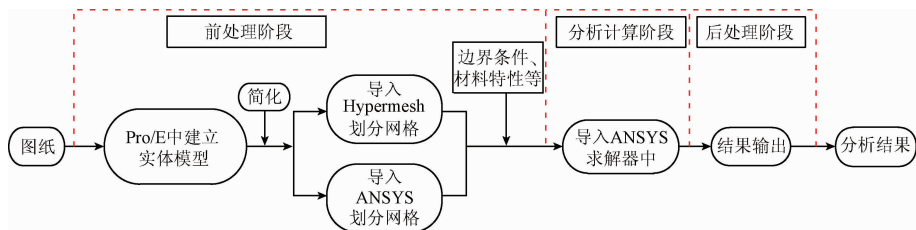


图1 有限元分析法基本流程

Fig. 1 Basic flow chart of finite element analysis method

前处理包括创建实体模型、定义单元属性、划分网格和模型修正等几项内容。求解过程包括施加载荷、选择求解器及求解。为了顺利求解,往往在求解进行之前应对相关的分析数据进行检查,包括统一单位、单元类型和选项、材料性质参数(考虑惯性时应输入材料密度)、实常数、单元实常数和材料类型的设置、实体模型的质量特性、模型中不存在的缝隙等。后处理是指通过后处理器查看整个模型在某一时刻的结果或模型在不同时间段的结果。

2.3 实验模态分析基本原理

实验模态分析就是利用振动传感器获得测量仪器各点的响应,利用传递函数分析的方法,最终计算出测量仪器的固有频率。结构的微分方程式(1)中, $\{X\}$ 是固有振型的叠加,也可以表示成如式(6)所示。

$$X = \sum_{r=1}^n q_r \Phi_r \quad (6)$$

式中: Φ_r 是由式(2)确定的第 r 阶模态振型。

利用式(6)对振动微分方程的坐标系进行变换,运用质量矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵的正交特性,可以得到:

$$m_i \ddot{q}_i + c_i \dot{q}_i + k_i q_i = \varphi_i^T F_i, \quad i = 1, 2, 3, \dots, n \quad (7)$$

令 $F_i = F_i e^{j\omega t}$, $q_i = Q e^{j\omega t}$, 代入式(7)可得:

$$(-\omega^2 m_i + j\omega c_i + k_i) Q e^{j\omega t} = \varphi_i^T F e^{j\omega t} \quad (8)$$

式中: $Q_i = \frac{\varphi_i^T F}{-\omega^2 m_i + j\omega c_i}$, $i = 1, 2, 3, \dots, n$ 。

可以看出 Q_i 相当于一个质量、刚度和阻尼分别为 m_i 、 k_i 和 c_i 的单自由度系统在模态力 $P_i = \varphi_i^T F$ 作用下的响应,同时 X 、 H 分别如式(9)和(10)所示。

$$X = \begin{bmatrix} X_1 \\ X_2 \\ \vdots \\ X_n \end{bmatrix} = \sum_{r=1}^n Q_r \{\varphi_r\} = \sum_{r=1}^n \frac{\varphi_r^T F \varphi_r}{-\omega^2 m_r + j\omega c_r + k_r} \quad (9)$$

$$\begin{bmatrix} H_{1j} \\ H_{2j} \\ \vdots \\ H_{nj} \end{bmatrix} = \sum_{r=1}^n \frac{\varphi_{jr}}{-\omega^2 m_r + j\omega c_r + k_r} \begin{bmatrix} \varphi_{1r} \\ \varphi_{2r} \\ \vdots \\ \varphi_{nr} \end{bmatrix} \quad (10)$$

由此可知, H 的任何一列都包含全部模态参数,因此在某点 j 出激振,而在其他点拾振,便能得到频响函数的一列。

3 动态设计的理论的应用

3.1 某齿轮快速检测仪的结构

针对目前汽车齿轮加工行业批量生产的现状,通过综合调研确定了仪器的主要技术指标,如表1所示。

表1 快速检测机主要技术指标
Table 1 Main specifications of the fast measurement machine

项目	指标
检测对象	直齿/斜齿圆柱齿轮
模数	1~5
精度等级	5~6级
检测节拍	22s/件
示值误差	<0.005 mm
检测项目	单啮综合偏差、齿廓偏差、齿距偏差、偏心、工作齿厚等
工作温度	20±5℃

测量机的机械系统主要由底座,左侧固定立柱,顶尖滑座,齿轮主轴、右侧可动立柱、蜗杆座和蜗杆主轴组成,其结构组成如图2所示。其中齿轮主轴和蜗杆主轴是测量运动的主要部件,其上均装有高精度的圆光栅。通过圆光栅测得的角位置数据,可计算出齿轮的整体误差。左侧立柱和顶尖滑座的是实现齿轮主轴顶尖上下移动的,方便装卸工件。右侧可动立柱可在水平面内左右移动,调整齿轮主轴和蜗杆主轴的中心距,实现对不同大小的齿轮的测量。蜗杆座可绕其轴线旋转,实现齿轮主轴和蜗杆主轴直接的角度调节功能,为实现对齿轮的多个截面的测量,即获取全齿宽的整体误差曲线,蜗杆座可在丝杠的带动下上下移动。在测量时,蜗杆是主动轮,被测工件时被动轮。

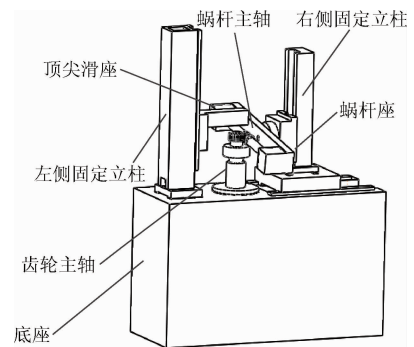


图2 检测机的结构

Fig. 2 The structure of the testing machine

3.2 测量仪的有限元分析

3.2.1 分析模型的建立

在综合考虑后,首先采用在 Pro/E 中建立了齿轮快速检测机的三维模型,然后利用 Pro/E 与 ANSYS Workbench 的无缝对接的标准接口将模型导入了 ANSYS 中。通过对齿轮快速检测机进行全面研究与分析后,根据弹性力学的圣维南原理,忽略了一些对分析结果影响

不大的小的倒角、小孔及凹凸台等细小结构。综合考虑网格划分的疏密对有限元计算结果的精度和计算机的速度的影响,采用均匀的网格密度。利用 ANSYS 中自动网格划分功能,除底座的网格精度等级选 10 以外,其余部分的网格精度等级选 6 级,对齿轮快速检测机进行一次性网格自动划分,无人工干预。网格划分完以后的齿轮快速检测机的网格模型如图 3 所示。

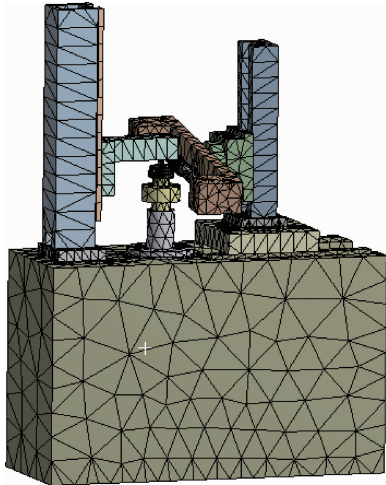


图3 检测机的有限元网格模型

Fig.3 The finite element mesh model of the testing machine

3.2.2 有限元模型的求解

在模态分析的过程中,在快速检测机底座底部 4 个地脚螺钉的位置处施加了约束。根据快速检测机底座材料为铸铁,设定其相关的材料参数:杨氏模量为 200 GPa;泊松比为 0.3;材料密度为 7 850 kg/m³;压缩屈服强度为 250 MPa。采用 Block Lanczos 法求得了快速检测机的前 6 阶固有频率如表 2 所示。

表 2 有限元法获得的检测机前 6 阶固有频率

Table 2 The first 6 order natural frequencies obtained with finite element analysis

模态阶数	频率/Hz
1	31.43
2	125.75
3	156.69
4	193.56
5	269.93
6	310.52

相对于上 100 Hz 的齿轮啮合频率及其谐波频率来说,快速测量仪的第一阶模态频率 31.43 Hz 是比较低的了。从快速测量仪的刚度及抗振性能来说,也是比较弱的,而这种频率的齿轮测量仪器用于坐标测量却是完全满足要求的。因此,采用以往的经验设计方法,在提升测量仪器的动态性能方面是不满足要求的。

3.3 实验模态分析

3.3.1 实验模态方案

合理布置传感器测量点,准确获得响应信号,是进行实验模态分析的关键步骤。在检测机的底座、立柱等位置分别布置测点,测点布置如图 4 所示,总测点数为 110 点。

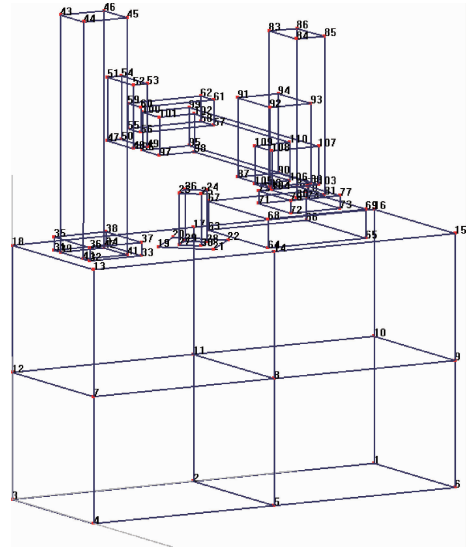


图4 模态测试传感器分布

Fig.4 Layout of the modal test sensors

由于模态分析遵循时不变性和可观性假设^[11],在实验过程中,采用相同的测量工况,依据图 4 的传感器分布图,依次移动加速度传感器的安装位置,依次获得 110 个点的响应信号,信号采集装置如图 5 所示。

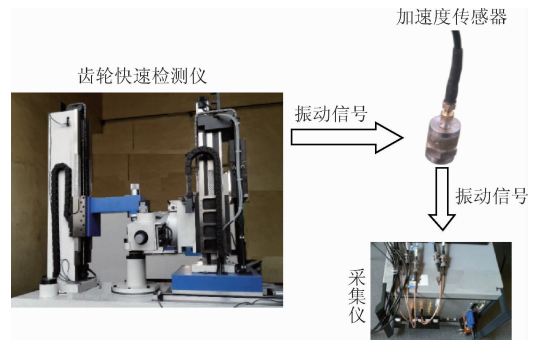


图5 振动信号采集装置

Fig.5 Vibration signal acquisition device

3.3.2 实验模态结果

振动信号的获取装置选用压电加速度传感器,加速度传感器用磁性底座固定,通过采集仪就可以获得加速度信号。根据110点的加速度信号,通过模态分析专用软件,获得了齿轮快速检测机的前6阶固有频率,结果如表3所示。

表3 实验法获得的检测机的前6阶固有频率

Table 3 The first 6 order natural frequencies obtained with experiment method

模态阶数	频率/Hz
1	30.259
2	114.316
3	150.632
4	193.592
5	269.927
6	344.61

对比用有限元分析得到的测量仪的固有频率与用实验模态分析法得到的测量仪器的固有频率,对应的每一阶固有频率的误差均不超过10%,因此用这两种方法求得的分析结果具有一致性。可以通过有限元分析方法可以在仪器设计阶段就能预测仪器的动态性能并进行相应的优化设计。也可以利用实验模态分析技术分析用于现场的测量仪器,判断仪器的动态性能是否满足要求,进一步的修正测量结果。

4 测量仪器的测量实验

实验过程采用了一系列精度等级一样,但齿廓偏差不一样的齿轮,齿轮基本参数如表4所示。不同齿轮的齿廓偏差,如表5所示。

表4 齿轮基本参数

Table 4 The gear basic parameters

项目	参数
齿数 z	28
模数 m	3
螺旋角	0
压力角	27.5°
齿宽 b	39.35
变位系数 x	0

表5 齿轮齿廓偏差值

Table 5 Gear tooth profile deviation

编号	$f_{fa}/\mu\text{m}$	$f_{H\alpha}/\mu\text{m}$	$F\alpha/\mu\text{m}$	Q
1	8.3	1.1	9.2	6
2	9.1	1.9	10.3	6
3	8.6	1.7	9.9	6
4	8.6	1.7	9.9	6
5	10.3	3.6	11	6

其中的一个加速度响应的部分信号显示如图6所示。在图6中可以明显的看出时域信号有明显的周期特性,而时域波形的周期时间与整体误差测量时每齿测量所需的时间相等。

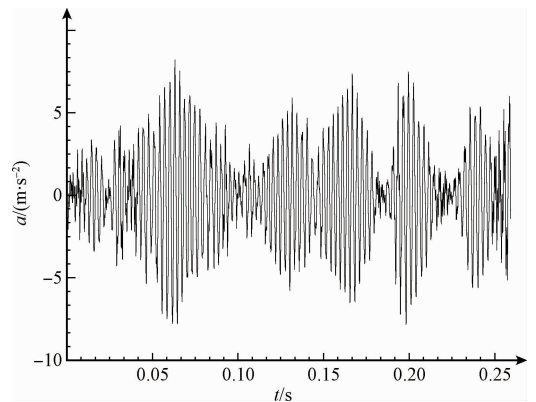


图6 齿轮快速检测仪加速度信号

Fig. 6 Gear fast test instrument acceleration signal

5 结果分析

5.1 测量结果频谱分析

在对齿轮快速检测机进行实验模态测试时采用编号为1的标准齿轮,测量时主动蜗杆的转速为200 r/min。对比有限元固有频率结果(见表2)和实验模态分析结果(见表3)可以知,有限元分析的结果总体值较实验结果偏大,这主要是由于实际结构的不一样造成的,理论设计的结构整体刚性要强一些。仪器的第一固有频率是影响测量结果的主要成分,因此取理论模态分析和实验模态分析的第一固有频率的平均值30.84 Hz作为仪器的第一固有频率。对加速度信号做频谱分析,可以看出其30 Hz附近的幅值最大,加速的频谱分析结果如图7所示。

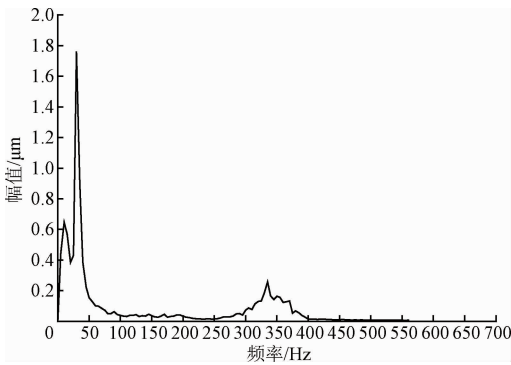


图7 加速度信号频谱分析结果

Fig.7 Acceleration signal spectrum analysis result

5.2 振动对整体误差测量的影响

为了研究振动对整体误差的影响,用表4中的编号1~5的所有5个齿轮进行了实验,测量转速为200 r/min。在测量过程中,加速度传感组件始终安装在平行于蜗杆轴系的方向和垂直于齿轮轴系方向,如图8所示。

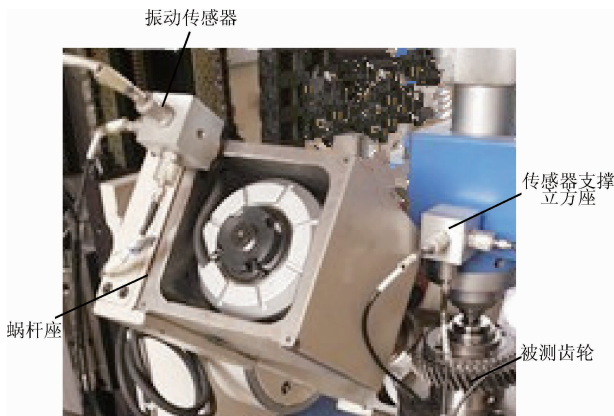
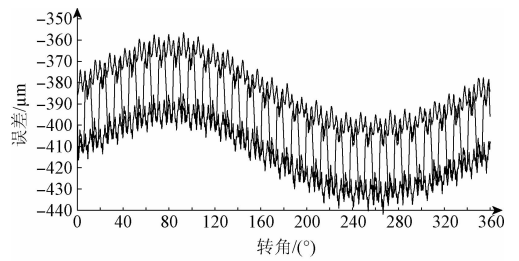


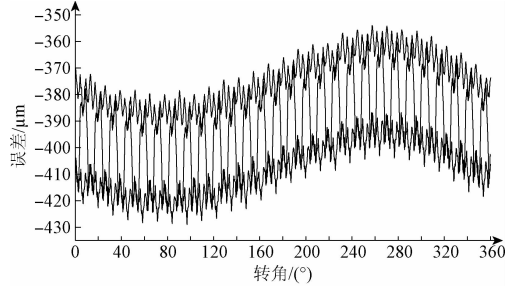
图8 加速传感器安装位置

Fig.8 Acceleration sensor installation location

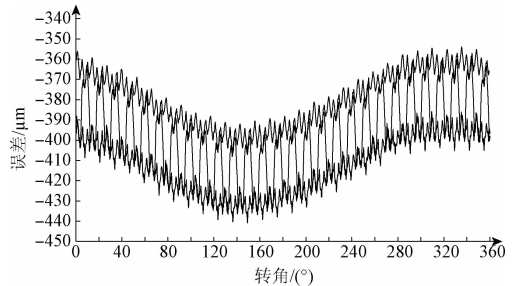
图9所示为编号为1~5的齿轮在200 r/min时的一组整体误差测量结果曲线。从图9中可以明显的看到所有的整体误差曲线有明显的峰值波动,齿廓偏差值的大小对波动的改变,影响非常小。从图中可以获得振动的最大幅值约为1.8 μm,与齿廓倾斜偏差的量值相比几乎相等,约为齿廓总偏差的20%~30%,严重干扰了检测结果的评定。在每个整体误差曲线的单元波动形状类似“五指山”,即使使用滤波算法也达不到理想的结果。这种现象的主要是由测量时的转速为200 r/min时,其对应的轴转频约为3.3 Hz,轴转频的10倍频与测量机的一阶固有频率31.43 Hz非常接近,极易引起共振造成的。另一方面,从表4可知测量中采用的齿轮齿数为28,齿轮的啮合频率也极其引起共振,也是形成“五指山”的一个重要原因。



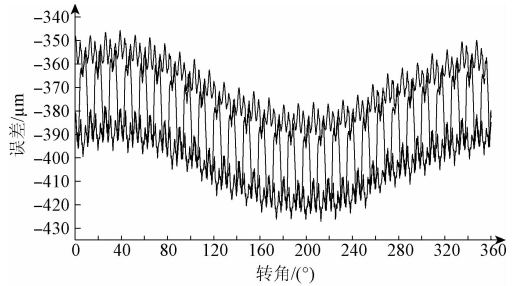
(a) 1号齿轮200 r/min时的整体误差曲线
(a) The integrated error curve of gear No. 1 at 200 r/min



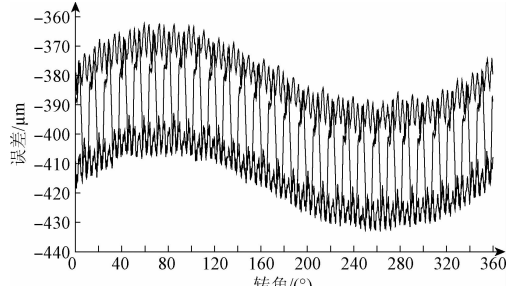
(b) 2号齿轮200 r/min时的整体误差曲线
(b) The integrated error curve of gear No. 2 at 200 r/min



(c) 3号齿轮200 r/min时的整体误差曲线
(c) The integrated error curve of gear No. 3 at 200 r/min



(d) 4号齿轮200 r/min时的整体误差曲线
(d) The integrated error curve of gear No. 4 at 200 r/min

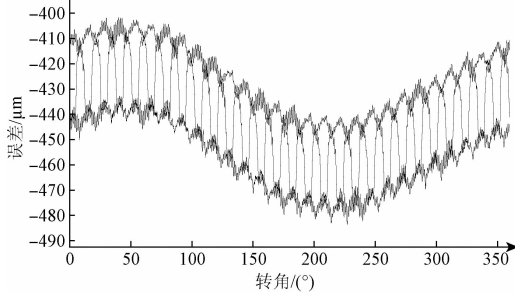


(e) 5号齿轮200 r/min时的整体误差曲线
(e) The integrated error curve of gear No. 5 at 200 r/min

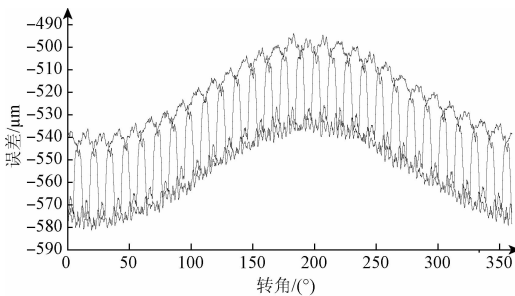
图9 1~5号齿轮在200 r/min时的整体误差曲线
Fig.9 The integrated error curves of gear No. 1~5 at 200 r/min

5.3 转速的影响

在分析转速对测量结果的影响时,采用了编号为1的齿轮,测量转速为60、170和200 r/min。测试中所用的齿轮基本参数一致,精度等级一样,只是齿轮的齿廓偏差不一样,齿轮整体误差的测量结果如图10所示。



(a) 1号的齿轮在60 r/min下的整体误差曲线
(a) Integrated error curve of gear No. 1 at 60 r/min



(b) 1号的齿轮在170 r/min下的整体误差曲线
(b) Integrated error curve of gear No. 1 at 170 r/min

图10 1号齿轮在不同转速下的整体误差曲线
Fig. 10 Integrated error curves of gear No. 1 at different speeds

从图10中可以明显看出测量在170 r/min时,齿轮整体误差曲线的误差值波动量最小,变化趋势最平滑,可以满足检测结果的评定要求。为进一步分析不同转速下的频率变化情况,对齿轮整体误差最FFT变化,可以获得整体误差的幅频曲线,如图11所示。

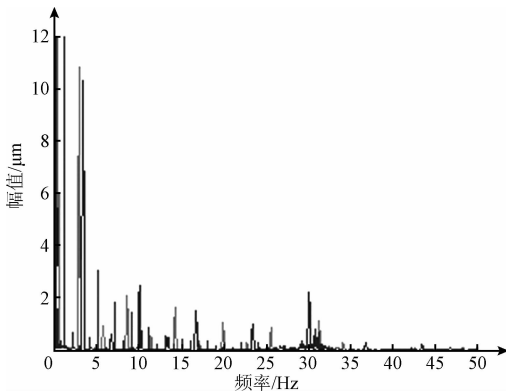


图11 1号齿轮整体误差的幅频曲线
Fig. 11 The amplitude-frequency curve of the integrated error of gear No. 1

根据振动学理论,可以获得在整体误差测量过程中可能的频率成分的计算公式,如式(3)所示。其中, z_1 、 z_2 分别表示蜗杆的头数和齿轮的转速; n 表示蜗杆的转速; f_1 、 f_2 表示蜗杆主轴的转频和齿轮主轴的转频; f_z 表示啮频; $k=2,3,\dots,N$ 表示第次高阶谐波频率。

$$\begin{cases} f_1 = \frac{n}{60} \\ f_2 = \frac{n}{60} \frac{z_1}{z_2} \\ f_z = f_{1z} = f_{2z} = z_2 f_2 \\ f_{kz} = k f_z \\ f_{1k} = k f_1 \\ f_{2k} = k f_2 \end{cases} \quad (3)$$

由式(3)可以求得整体误差中可能出现的频率成分,如表6所示。

表6 整体误差频率成分表

Table 6 Frequency components of gear integrated error

编号	测量转速 为60 r/min	测量转速 为175 r/min	测量转速 为200 r/min
f_1	1	2.91	3.3
f_2	0.11	0.31	0.35
f_z	3	8.75	10
f_{kz}	6,9,12	17.5,26.25,35	20,30
f_{1k}	2,3,4	5.82,8.75,11.64	6.6,10,13.2
f_{2k}	0.22,0.33	0.62,0.93	0.7,1.05

表6中的各个频率成分均可以在图11所示的整体误差幅频曲线上可以找到对应的值。整体误差测量系统,齿轮啮合是主要的外界振动的激励源,转速在60和200 r/min时,其啮频的高次谐波频率均有30 Hz的成分,正好与快速检测仪的一阶固有频率基本吻合,此时整个检测系统就将发生共振。从图9可以看在200 r/min时,可以看到检测结果中有明显的波动峰值成分,通过频谱分析可以基本确定其主要受检测系统的共振影响。对于检测合格的成品齿轮,啮频是影响振动的主要成份,而啮频的各次谐波的影响是次之,且各次谐波频率对应的幅值是减小的。从图11可以看到,在200 r/min时,30 Hz处的幅值明显的大于20 Hz处的副值,其原因在于在该频率点受到了啮频的3次谐波和固有频率的双重影响。从图11中可以明显的看到,随着转速的改变,在30 Hz处的激励频率也随着变化,效果相对最好的是转速在175 r/min时。

6 结 论

快速检测时合理避开检测机的共振区域可以提高检测结果的动态精度,为检测机的动态设计提供了一种理论依据。

采用有限元模态分析技术与实验模态分析技术相结合的手段,获得了某齿轮快速检测仪的固有频率,全面了解了某齿轮快速检测仪的动态特性,为齿轮量仪的动态特性设计与分析提供一种切实可行的方法。

通过对比分析不同误差的齿轮的检测结果,发现在不合适的转速测量时,影响检测结果的不是误差成分,而是检测系统的共振带来的干扰,因此在齿轮量仪的设计过程中必须考虑检测机的动态特性,提高其动态精度。

利用频谱分析的方法,获得某齿轮快速检测仪在175 r/min检测时其性能最佳,检测结果受振动的干扰最小,为某齿轮快速检测仪的合理使用提供了一条切实可行的途径。

参考文献

- [1] 石照耀,于渤,叶勇,等. 环面蜗轮滚刀测量机[J]. 光学精密工程,2015,23(10):2827-2834.
SHI ZH Y, YU B, YE Y, et al. Development of hourglass hob measuring machine [J]. Optics Precision Engineering, 2015, 23(10): 2827-2834.
- [2] 石照耀,鹿晓宁,陈昌鹤,等. 面齿轮单面啮合测量仪的研制[J]. 仪器仪表学报,2013,34(12):2715-2721.
SHI ZH Y, LU X N, CHEN CH H, et al. Development of single-flank rolling tester for face gears [J]. Chinese Journal of Scientific Instrument, 2013, 34(12): 2715-2721.
- [3] 石照耀,曲宏芬,张万年. 小模数齿轮单面啮合测量仪的设计[J]. 北京工业大学学报,2011,37(4):481-486.
SHI ZH Y, QU H F, ZHANG W N. Design of single-flank rolling tester for fine-pitch gears [J]. Journal of Beijing University of Technology, 2011, 37(4): 481-486.
- [4] 石照耀,汤洁,魏华亮,等. 基于双面啮合多维测量原理的齿轮在线测量机[J]. 仪器仪表学报,2009,30(2):303-307.
SHI ZH Y, TANG J, WEI H L, et al. Gear in-line measuring machine based on double-flank gear rolling test with multi-degrees of freedom [J]. Chinese Journal of Scientific Instrument, 2009, 30(2):303-307.
- [5] 石照耀,赵仕祯,汤洁. 车辆齿轮在线快速检测新原理[J]. 现代零部件,2005(10):88-89.
SHI ZH Y, ZHAO SH ZH, TANG J. New vehicle gear in-line fast detection principle [J]. Modern Components, 2005(10):88-89.
- [6] TANG J, SHI Z Y, FANG Z. Novel measurement principle of profile deviations evaluated through double-flank rolling test with rack probe [C]. Proceedings of SPIE, 2013:8759.
- [7] WANG K, LIU B, GUAN X, et al. Design of a gear double-flank rolling measure system [J]. Manufacturing Technology & Machine Tool, 2011, 12(6):96-98.
- [8] 黄潼年. 齿轮动态整体误差测量新技术[J]. 四川机械,1979(1):4-29.
HUANG T N. New technology of gear integrated error dynamic measurement [J]. Machinery SiChuan, 1979(1): 4-29.
- [9] 石照耀,费业泰,谢华镔. 齿轮测量技术100年—回顾与展望[J]. 中国工程科学,2003,5(9):13-17.
SHI ZH Y, FEI Y T, XIE H K. Gear measurement technology in 100 year-retrospect and prospect [J]. Engineering Sciences, 2003, 5(9): 13-17.
- [10] 石照耀,张万年,林家春. 小模数齿轮测量:现状与趋势[J]. 北京工业大学学报,2008,34(2):113-119.
SHI ZH Y, ZHANG W N, LIN J CH. Present status and trends of measurement technology of fine-pitch gears [J]. Journal of Beijing University of Technology, 2008, 34(2):113-119.
- [11] 汤洁,石照耀. 齿轮双面啮合多维测量系统的动态特性[J]. 北京工业大学学报,2012,38(11):1633-1637.
TANG J, SHI ZH Y. Dynamic characteristics of double-flank gear rolling test with many degrees of freedom [J]. Journal of Beijing University of Technology, 2012, 38(11):1633-1637.
- [12] 郎建平,张望先. 数字式齿轮双面啮合仪的动态性能分析[J]. 测绘信息与工程,2000(3):25-28.
YUN J P, ZHANG W X. Dynamic performance analysis of digital gear double meshing apparatus [J]. Journal of Geomatics, 2000(3):25-28.
- [13] 丁飞,张农,韩旭. 安装液压互联悬架货车的机械液压多体系统建模及模态分析[J]. 机械工程学报,2012,48(6):116-123.
DING F, ZHANG N, HAN X. Modeling and modal

analysis of multi-body truck system fitted with hydraulically interconnected suspension [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2012, 48(6): 116-123.

[14] SLOCUM A H. Precision machine design [M]. United States, Society of Manufacturing Engineers, 1992.

[15] 埃文斯. 精密工程发展论 [M]. 北京: 高等教育出版社, 2009.

CHIRS E. Precision engineering: An evolutionary view [M]. Beijing: Higher Education Press, 2009.

作者简介



舒赞辉, 2009 年于长沙学院获得学士学位, 2012 年于北京信息科技大学获得硕士学位, 现为北京工业大学博士研究生, 主要研究方向为精密测试技术及仪器。

E-mail: shuzanhui2006@163.com

Shu Zanhui received his B. Sc. degree in 2009 from Changsha University, and received his M. Sc. degree in 2012 from Beijing Information Science and Technology University. Now, he is a doctoral student in Beijing University of Technology. His main research direction is precision measurement technology and instrument.



石照耀, 1984 年于合肥工业大学获得学士学位, 1988 年于陕西机械学院获得硕士学位, 2001 年于合肥工业大学获得博士学位, 现为北京工业大学博士生导师、教育部长江学者特聘教授, 主要研究方向为精密测试技术及仪器。

E-mail: shizhaoyao@bjut.edu.cn

Shi Zhaoyao received his B. Sc. degree from Hefei University of Technology in 1984, M. Sc. degree from Shanxi Institute of Mechanical Engineering in 1988, and Ph. D. degree from Hefei University of Technology in 2001. Now, he is a professor and Ph. D. supervisor in Beijing University of Technology, and a “Yangtze River Scholar” special professor awarded by the Ministry of Education; and his main research direction is precision measurement technology and instrument.



王笑一, 1999 年于洛阳工学院获得学士学位, 2005 年于河南科技大学获得硕士学位, 现为河南科技大学讲师、北京工业大学博士研究生, 主要研究方向为精密测试技术及仪器。

E-mail: wxy2.0@163.com

Wang Xiaoyi received his B. Sc. degree from Luoyang Institute of Technology in 1999, and M. Sc. degree from Henan University of Science and Technology in 2005. Now, he is a lecturer in Henan University of Science and Technology and a doctoral student in Beijing University of Technology. His main research direction is precision measurement technology and instrument.