

润滑气体、弹性箔片特性对动压气体轴承静特性影响分析

Analysis of Gas Lubrication and Elastic Foil for Gas Foil Bearing Static Characteristics

南京机电液压工程研究中心航空机电系统综合航空科技重点实验室 王峰

南京航空航天大学 张镜洋 方华

[摘要] 为研究润滑气体物性和波箔材料特性对气体动压轴承的影响规律,以 Hydresil 型波箔径向轴承为对象,在综合考虑气体可压缩性和箔片变形等因素的基础上,运用有限差分法及 Newton-Raphson 迭代法耦合求解 Reynolds 方程和气膜厚度方程。分析了不同润滑介质物性参数和不同弹性箔片材料参数下的轴承气膜厚度分布、压力分布以及承载能力。结果表明:粘度从 $4.21 \times 10^{-6} \text{Pa} \cdot \text{s}$ 升高到 $4.6 \times 10^{-5} \text{Pa} \cdot \text{s}$, 轴承承载能力提高 50%~75%, 气膜分布与压力分布也更加均匀;在弹性模量 70GPa~340GPa、泊松比 0.15~0.45 范围内,随二者增大轴承的承载能力分别提高 5%~10%、30%~40%。

关键词: Hydresil 型波箔轴承 箔片变形 物性参数 材料参数

[ABSTRACT] The influence of lubrication gas property and bump foil material properties on the static characteristics of bump foil journal bearings is analyzed in this paper. Accounting for air compressibility and foil deformation, film thickness analytical model is developed. Newton-Raphson method and finite difference method are applied to solve coupled Reynolds equation and air film thickness equation. Furthermore, the influences of lubricational gas property and bump foil material properties on the film thickness, pressure and load carrying capacity are compared and analyzed. In the elastic modulus of 70GPa to 340GPa and the parameters of the poisson's ratio of 0.15 to 0.45 range, the increase of elastic modulus and poisson's ratio helps to improve the bearing capacity of the bearing.

Keywords: Hydresil bump foil bearing Foil deformation Physical property parameter Material property parameter

涡轮透平机是航空器和航天器上制冷、制氧的关键器件^[1-2]。随着对涡轮效率要求的提高,提升转动机械

极限转速成为必然趋势。然而更高转速下的可靠轴承系统成为掣肘转子效率提高的技术瓶颈。当前诸多学者将动压气体轴承视作解决该问题的有效途径。NASA 在火星探测器的推进系统和制冷透平中率先使用了动压气体轴承^[3],国内李建春、冯浩等人对机械转子陀螺的动压气体轴承开展了设计、研制和测试,这些应用和研究均表明其作为航天器高速转动部件的支撑系统性能优异^[4]。国内外学者也针对其性能和设计机制进行了广泛研究。Luis San Andres、徐润等人以波箔型气体动压轴承为研究对象,建立简化的雷诺应力方程和弹性边界变形力学描述模型,研究了轴承间隙、长径比以及运转参数等设计参数对轴承静态性能影响规律^[5-6]。Peng、耿海鹏等人则对设计参数变化下轴承的动态特性变化规律进行了探讨,为该型轴承工程应用提供了有效的设计依据^[7-8]。但目前航天器上真空无重力环境下,其密封润滑气体的工质合理选择和波箔的适应性设计是关键技术,工程上也亟待掌握这些参数的设计准则。

本文以 Hydresil 型波箔气体动压径向轴承为研究对象,综合考虑气体压膜效应与箔片变形效应之间的耦合,基于板壳理论对波箔和平箔进行有限元建模。采用有限差分法及 Newton-Raphson 迭代法耦合求解 Reynolds 方程和气膜厚度方程,研究气体物性参数及箔片材料参数对 Hydresil 型波箔气体动压轴承承载力、偏心率、偏位角等静态性能的影响,以期波箔型气体动压轴承在航天器上的应用设计提供理论参考。

1 理论建模

Hydresil 型波箔气体径向轴承结构如图 1 所示。由轴承壳体、波纹箔片及平箔片组成。波纹箔片和平箔片的前缘点焊在轴承壳体上,后缘为自由端,波纹箔片为单一平箔片提供支承。

1.1 控制方程

波箔型径向气体动压轴承可压缩气体润滑 Reynolds 方程的一般无量纲形式^[9]为:

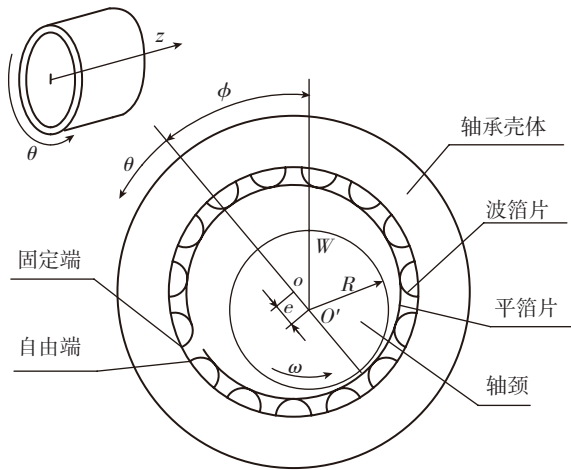


图1 Hydresil型气体动压径向轴承结构示意图
Fig.1 Hydresil gas journal bearing structure

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(PH^3 \frac{\partial P}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(PH^3 \frac{\partial P}{\partial z} \right) = \Lambda \frac{\partial}{\partial \theta} (PH), \quad (1)$$

$$\Lambda = \frac{6\omega\mu \left(\frac{R}{C} \right)^2}{P_0}, \quad (2)$$

式中： H 和 P 分别为无量纲气膜厚度和气膜压力； θ 和 z 分别为无量纲周向坐标和轴向坐标； Λ 为轴承系数； P_0 为环境压力/ Pa； μ 为气体动力黏度， $\text{Pa} \cdot \text{s}$ ； ω 为轴颈转动频率， rad/s ； R 为轴颈半径， m ； C 为名义半径间隙， m 。

1.2 轴承气膜厚度模型

如图1所示，当转轴以逆时针方向开始旋转时，润滑气体由于粘性及其与轴颈表面的摩擦作用不断地向右侧收敛楔集聚并压缩，箔片产生相应的变形。随着转速的增加，收敛楔里的气体压力不断提高，当转轴转速达到某一值时，位于平箔片和轴颈表面之间的润滑气膜产生，并将轴颈与平箔片分离开来。假设波箔片的变形是线性的且变形由箔片所受的局部压力和箔片几何参数所决定，由文献[10]给出波箔片的线性变形系数如下：

$$\alpha = \frac{2P_0 \cdot s}{CE} \left(\frac{l}{t_b} \right)^3 (1 - \nu^2), \quad (3)$$

其中： α 为波箔片的变形系数； E 为波箔片弹性模量（Pa）； ν 为波箔片泊松比； s 为波箔片单位长度， m ； $2l$ 为波箔片波纹长度， m ； C 为半径间隙， m ； t_b 为波箔片厚度， m 。

考虑箔片线性变形的无量纲气膜厚度方程为：

$$H = 1 + e(\theta - \phi) + \alpha(P - 1), \quad (4)$$

其中： e 为偏心率； α 为变形系数； θ 为周向角度， rad ； ϕ 为偏位角， rad 。

2 数值分析

本文应用中心差分法 Newton-Raphson 迭代法耦合

迭代求解雷诺方程和气膜厚度方程。

2.1 轴承结构模型参数

轴承结构模型参数如表1所示。

2.2 网格划分

轴承内表面的网格划分如图2所示，对 z 方向的轴承长度进行 nz 等分，对 x 方向的圆周长度进行 nx 等分。

表1 轴承结构模型参数

参数	数值	参数	数值
轴承半径 r	50mm	波箔波纹长度 $2l$	3.434mm
轴承长度 L	75mm	波箔单位长度 s	4.064mm
平箔厚度 t_p	76.2 μm	半径间隙 C	100 μm
波箔厚度 t_b	76.2 μm	环境大气压力 P_0	101325Pa

因此， z 方向轴承长度有 $nz+1$ 个节点， x 方向圆周长度有 $nx+1$ 个节点。定义求解域为 $(0; nx, 0; nz)$ 。

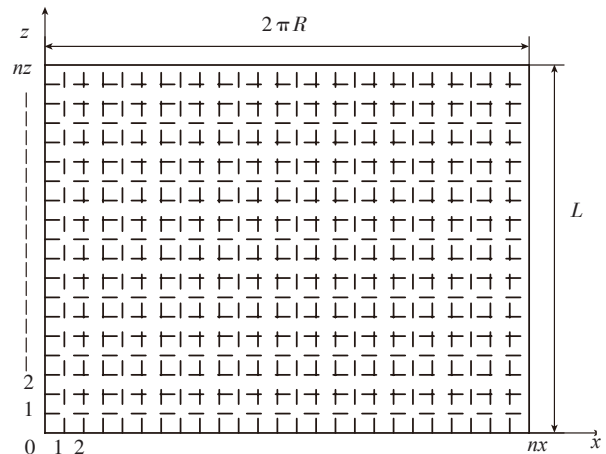


图2 轴颈表面网格划分示意图
Fig.2 Journal surface meshing diagram

2.3 边界条件

由于轴承两侧直接与大气压接触，所以轴承两侧气膜压力均与大气压相等，即环境边界条件：

$$P(0; nx, 0) = 1;$$

$$P(0; nx, nz) = 1.$$

在圆周方向， $x=0$ 和 $x=nx$ 是重合的，即循环边界条件： $P(0, 0; nz) = P(nx, 0; nz)$ 。

2.4 载荷、偏位角的求解

迭代计算结果收敛后，获得稳定状态下在求解域内所有节点的气膜压力分布和气膜厚度分布值。将气膜压力分别按偏心方向以及与其成直角的方向进行积分，得到力 F 和与之相对应的分力 F_x, F_y 。计算式如下：

$$F_x = \int_0^{2\pi} \int_0^{2l} (P - P_0) \sin \theta d\theta dz, \quad (5)$$

$$F_y = - \int_0^{2\pi} \int_0^{2l} (P - P_0) \cos \theta d\theta dz, \quad (6)$$

$$F = \sqrt{F_x^2 + F_y^2}, \quad (7)$$

$$\text{偏位角: } \phi = \arctan(F_x/F_y). \quad (8)$$

2.5 耦合求解程序流程图

主程序流程和压力计算子程序流程分别见图3和图4。

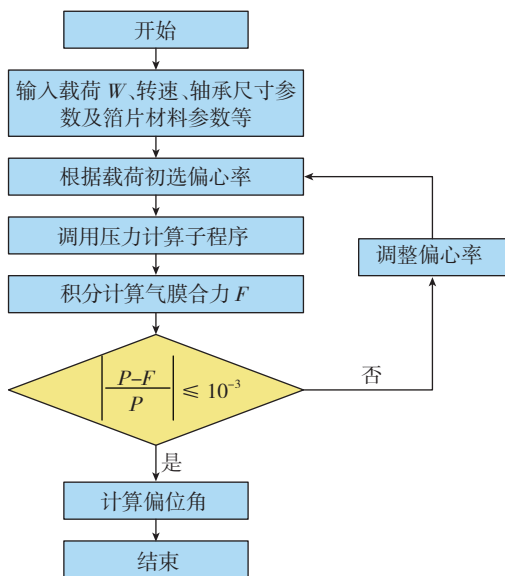


图3 主程序流程图

Fig.3 Main program flow chart

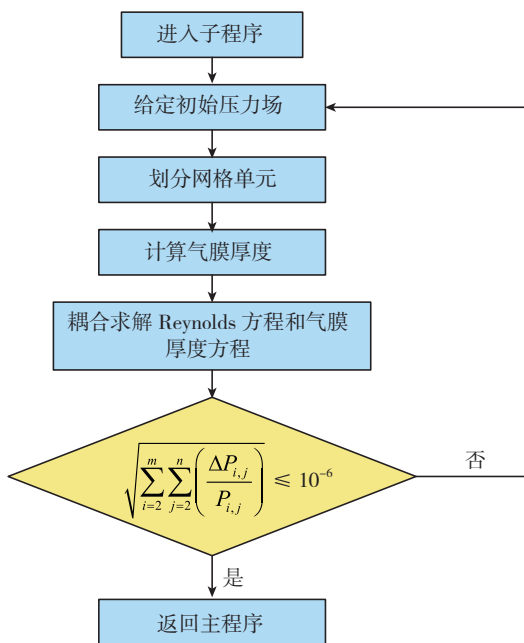


图4 压力计算子程序流程图

Fig.4 Stress calculation subroutine flow chart

3 结果分析

3.1 粘度对轴承静态特性的影响

图5所示的是常用气体在常压下的气体动力粘度,从图上可以看到,不同气体在温度变化下动力粘度变化较大,如式(2)所示,其变化与轴承系数成正比关系。因而研究其对轴承静态性能的影响,对该型轴承在多变温度环境的航天器上应用十分具有意义。

图6和图7分别表示的是在定载荷100N,转速

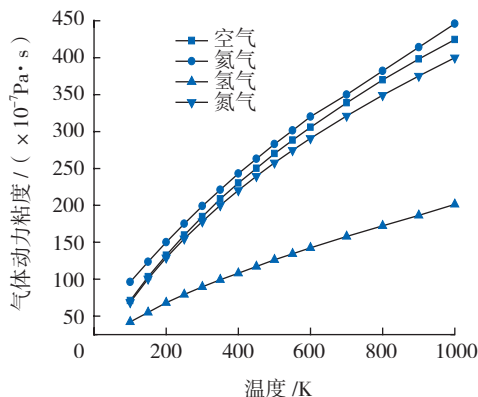


图5 常用气体动力粘度

Fig.5 Commonly used gas dynamic viscosity

40000r/min时轴承轴向中截面处不同粘度下的气膜厚度分布和压力分布。由图可知,在载荷一定时,润滑气体粘度越大,最小气膜厚度越大,气膜厚度分布也越平缓;润滑气体粘度越小,最小气膜厚度越小,箔片变形越大,压力变化也越突兀。气体由于粘性作用,随着轴颈的转动而由间隙大端向间隙小端运动,粘度增加,有利于动压的形成,从而迫使轴颈向上抬起,最小间隙增大。从压力图上还可以看出存在负压区,这是因为流体沿周向流动时,经过最小气膜厚度处之后,间隙越来越大,是一个渐扩区,有压力损失;同时负压的形成有利于外部气体进入填充。

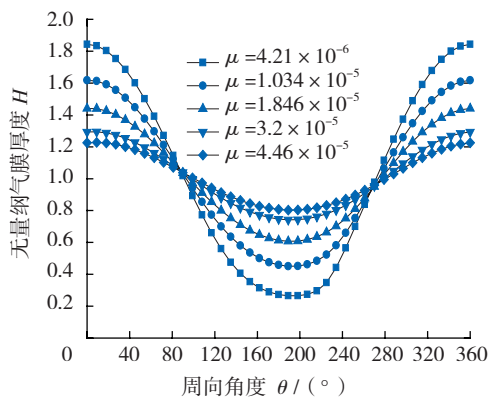


图6 气膜厚度分布

Fig.6 Distribution of gas film thickness

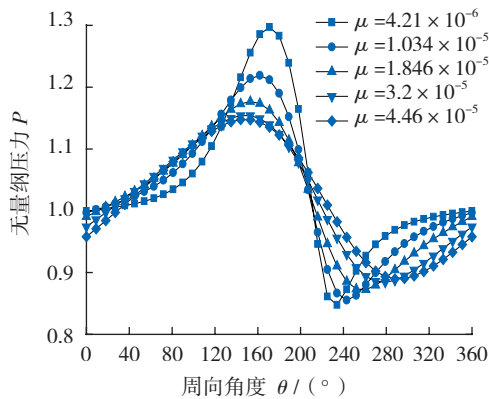


图7 压力分布
Fig.7 Distribution of pressure

图 8 给出了在定载荷 100N 时,不同转速下偏心率与动力粘度的关系。由公式(2)可知,轴颈转速与气体粘度的变化对轴承系数具有重要影响,粘度增加或者轴颈转速提高,轴承系数都会增加。从图上可以看出,在相同转速下,随着润滑气体粘度的增加,偏心率减小;在相同粘度下,转速越高,偏心率越小。这说明在定载荷下,轴承系数增加,偏心率减小。这也间接反映了轴承系数增加会提高轴承的承载能力。

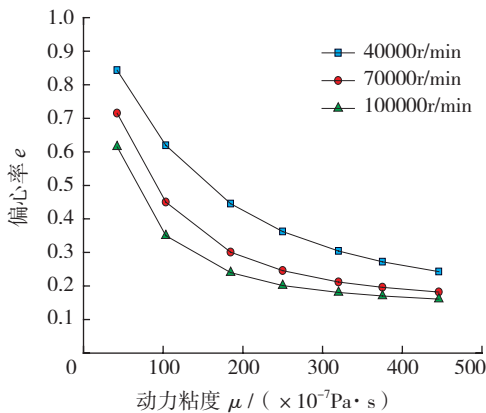


图8 偏心率随动力粘度的变化规律
Fig.8 Eccentricity ratio's changing rule with viscosity changing

图 9 给出了 $e = 0.8, \nu = 0.3, E = 207\text{GPa}, \omega = 40000\text{r/min}$ 时气体动力粘度对轴承承载力及偏位角的影响。在弹性箔片材料特性不变的情况下,随着气体动力粘度从 $4.21 \times 10^{-6}\text{Pa}\cdot\text{s}$ 升高到 $4.6 \times 10^{-5}\text{Pa}\cdot\text{s}$,轴承的承载力从 70N 提高到 300N 左右,提高了 50%~75%,而偏位角不断减小,减小约 25° 。这是由于气体粘度增大,随轴颈转动的气体动压效果增强,在相同偏心率下,产生的气膜压力更大,与图 6,图 7,图 8 所得结论一致。

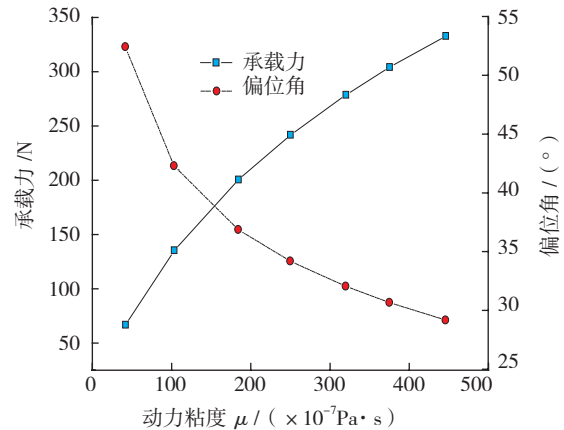


图9 黏度与承载力、偏位角的对应关系
Fig.9 Corresponding relationship of viscosity and bearing capacity, deviation angle

3.2 箔片材料参数对轴承静态性能的影响

图 10 和 图 11 为 $e = 0.8, \omega = 30000\text{r/min}$,

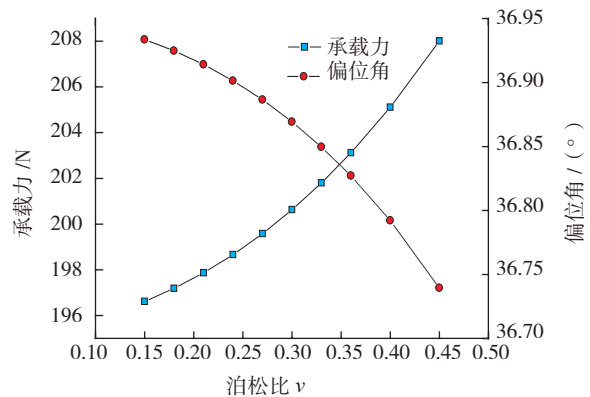


图10 泊松比与承载力、偏位角的对应关系
Fig.10 Corresponding relationship of poisson's ratio and bearing capacity, deviation angle

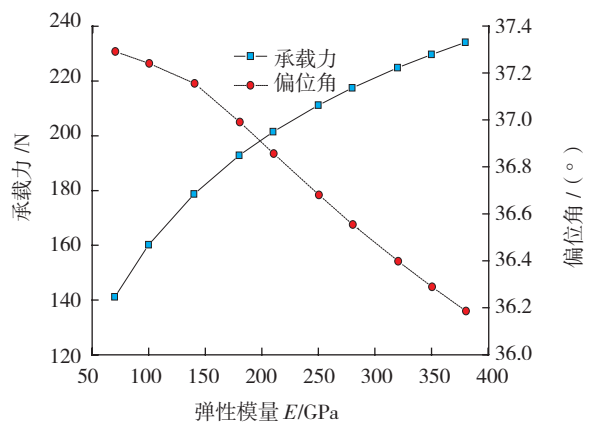


图11 弹性模量与承载力、偏位角的对应关系
Fig.11 Corresponding relationship of modulus of elasticity and bearing capacity, deviation angle

$\mu = 1.846 \times 10^{-5} \text{Pa} \cdot \text{s}$ 时,箔片材料在不同泊松比和不同弹性模量下承载力与偏位角的变化。可见,箔片泊松比从 0.15 增加到 0.45 时,偏位角不断减小,而承载力从 196.5N 提高到 208.4N,增加了 5%~10%。箔片弹性模量从 70GPa 增加到 340GPa 时,偏位角不断减小,而承载力从 140.3N 提高到 236.7N,增加了 30%~40%。由式(3)可知,随着泊松比和弹性模量的增加,箔片材料的变形系数越小则箔片材料产生变形时所需要的气膜压力更大,因而承载力更高。

4 结论

本文在综合考虑气体可压缩性和箔片变形等因素的基础上,采用牛顿迭代法和有限差分方法耦合求解 Reynolds 方程和气膜厚度方程,对 Hydresil 型波箔轴承进行数值分析,得出润滑气体物性参数和弹性箔片材料参数对轴承静态性能的影响。

(1) 气体粘度从 $4.2 \times 10^{-6} \text{Pa} \cdot \text{s}$ 升高到 $4.6 \times 10^{-5} \text{Pa} \cdot \text{s}$,轴承承载能力提高 50%~75%,偏位角减小。气膜分布与压力分布也更加均匀。因此,在实际工程运用中同等情况下应选用粘度较大的气体。

(2) 弹性箔片材料的泊松比从 0.15 增加到 0.45 时,轴承的承载力提高 5%~10%;弹性模量从 70GPa 升高到 340GPa,轴承的承载力提高 30%~40%。可见弹性模量的增加比泊松比更易于提高轴承的承载能力。

参考文献

- [1] 王淑一,张笃周,王勇,等. 偏置动量小卫星抗干扰能力分析. 航天器工程,2010,19(1):24-29.
- [2] 寿荣中,何慧娜. 飞行器空气调节. 北京:北京航空航天大学出版社,1989.
- [3] Fuller D D. Hydrodynamic and hydrostatic fluid-film bearings. Achievements in tribology, ASME, 1990:15-30.
- [4] 李建春,冯浩,王晓瑜,等. 气体动压轴承技术在陀螺电机中的应用. 微电机,2012,45(6): 80-82.
- [5] Andres L S, Kim T H. Analysis of gas foil bearings integrating FE top foil models. Tribology International. 2009,42:111-120.
- [6] 徐润,马希直. 基于弹性壳体模型的波箔型气体动压径向轴承静特性分析. 润滑与密封, 2010,35(1):17-21.
- [7] Peng Z C, Khonsari M M. Hydrodynamic analysis of compliant foil bearings with compressible air flow. ASME, Tribol, 2004,126:542-546.
- [8] 虞烈,戚社苗,耿海鹏. 可压缩气体润滑与弹性箔片气体轴承技术. 北京:科学出版社,2011:2.
- [9] O·平克斯, B·斯德因李希特. 流体动力润滑理论. 北京:机械工业出版社,1980.
- [10] Peng Z C, Khonsari M M. A thermo hydrodynamic analysis of foil journal bearings. ASME, Tribol, 2006, 128: 534-541.

(责编 日午)

(上接第 90 页)

床加工中心为样机,该设备长期使用后,主轴运行的过程中速度不稳,出现振动,在停止位置出现振荡。经过分析,从振荡现象来看,故障现象可能与闭环系统参数设定有关,但是在优化电气参数后振动依然存在,为此我们考虑振动是机械故障造成的。

4.2 采集点得布置

选择了信号反应比较敏感的部位做测点,将数据采集设备的传感器分别吸在主轴、电机座、轴承座、滚珠丝杠的近轴端。一般都要选定垂直、轴向、水平 3 个方向来评定振动,特别对低频振动,更要强调其方向性(高频振动对方向不敏感),所以每个方向都要进行一次信号采集,信号不理想时进行多次。

4.3 系统运用

数据传输到 LabVIEW 振动信号系统,并在系统里设置好各采集点的固有频率参数以及采集参数等,通过软件可以计算出特征频率,包括转频、倍频,以及发生故障时的特征频率、叶频、齿轮啮合频率、滚动轴承固有频率等。本课题其采样频率为 600Hz,在转速为 1200r/min 的情况下进行测量。软件会根据分析模块自动分析各采集点的时频,经检测,测点在轴承处出现异常,为了查明原因,对测点进行频谱分析,经计算滚动轴承特征频率,发现冲击出现的频率为 119Hz 以及 238.5Hz,与轴承内圈通过频率 118.1Hz 及其二次谐波 236.2Hz 非常接近。由于实际工况的影响,实测故障频率与理论计算值有微小误差是可接受的。因此,判断滚动轴承内圈存在故障。停机检查发现轴承内圈有磨损,与诊断结论一致。更换轴承后机床主轴运行平稳。

5 结论

本系统实现了基于 Ni USB6009 数据采集设备和虚拟仪器设计方法实现了信号采集、时域分析、频谱分析以及机床故障分析等功能。实践表明,采用虚拟仪器技术开发平台的仪器,具有开发周期短、升级方便、适应性强、性价比高等优点,而且界面友好、操作简单,是仪器开发在数控机床检测和测试领域的一个新的发展方向。

参考文献

- [1] 郑利峰,杨小雪,张汉全. 基于 LabVIEW 的虚拟频谱分析仪设计. 自动化与仪器仪表, 2002(5): 4-71
- [2] 应怀樵. 波形和频谱分析与随机数据处理. 北京:中国铁道出版社,1983.
- [3] 王靖,李学军,罗善明. 基于 LabVIEW 的机床监测诊断软件研究. 北京:中国铁道出版社,2002.

(责编 亿霖)