

叶片裂纹故障的多普勒在线监测 技术仿真研究*

西北工业大学 杨海燕* 刘启洲

【摘要】 本文研究了文献[1]介绍的叶片裂纹故障声学多普勒在线监测技术的监测原理;提出了一种新的基于裂纹叶片振动响应波形不对称性的监测方法;编制了这两种方法的计算及信号处理程序。仿真计算证明这些程序是可行的,同时表明,本文建立的新的监测方法在监测有效性、可靠性方面具有优势。

主题词: 叶片 裂纹 故障 声学测量 监测 仿真

分类号: V232.4

1 引言

为避免叶轮机叶片振动折断重大事故的发生,国外已研制出应用声学多普勒信号监测叶片裂纹故障的监测系统^[1-3]。

裂纹叶片振动特性理论研究及实验分析的结果都表明,固有频率下降和振动响应波形的不对称性(前、后半周的峰值及周期的不对称)是疲劳裂纹叶片的振动特征^[4]。文献[1]介绍的监测系统,其监测依据是疲劳裂纹使叶片固有频率下降所引起的共振现象。共振状态下的大幅振动使叶片的疲劳进程加剧,疲劳裂纹继续扩展,叶片固有频率进一步降低,共振现象消失。所以,这种技术在监测可靠性和实施简便性等方面存在一定的不足。

本文研究了该系统的监测机理及实现方法,并提出了一种基于裂纹叶片振动响应不对称的新监测方法。

2 叶片裂纹故障声学多普勒监测原理

2.1 声学多普勒信号的形成过程

叶轮机工作时,每一个旋转振动叶片都会发出声压信号。如用安装在机匣上的微音计来接收,则叶片振动产生的声压信号就转变成声学多普勒信号。

设叶片振动信号 $P(t) = \sin\omega t$, 则微音计测得的声学多普勒信号为:

$$\bar{P}(t) = \frac{1}{L(t)} P[t + T(t)] = \frac{1}{L(t)} \sin\omega[t + T(t)]。 \quad (1)$$

1998 年 1 月收稿, 1998 年 9 月收到修改稿。

* 本文系国家自然科学基金(编号: 59475024)、航空科学基金(编号: 94153021)

和陕西省科学基金(编号: 94C23)资助项目

* * 女 33 岁 博士 讲师 西安市西北工业大学 702 教研室 710072

其中: $L(t)$ 为叶片与微音计之间的距离, $T(t) = L(t) / V$, V 为音速。当旋转叶片经过微音计时, $L(t)$ 最小, 多普勒信号幅值最大。若已知叶片的起始位置, 则可以根据信号幅值的最大点所对应的时刻, 推断此时经过微音计的叶片。

叶片旋转引起声音到微音计的传播时间发生变化, 所以用上式计算出的信号波形属非等间隔采样。而所有的真实信号都需经 A/D 转化器以一个固定频率等间隔采样。为使模拟信号接近真实情况, 需将 (1) 式的计算结果进行插值处理, 转化成等间隔点。

2.2 基于裂纹叶片共振的监测原理

对测得的多普勒信号进行希尔伯特滤波, 可以求出多普勒信号的包络线及瞬时频率^[5]。叶片的振幅越大, 声学多普勒信号越强。同排无裂纹叶片的多普勒信号峰值基本一致, 它们各自包络线的最大值也大体相等。一旦其中某个叶片因裂纹出现使固有频率下降, 引起共振时, 共振叶片所产生的多普勒信号包络峰值较同排其它叶片的要大得多, 据此可以诊断裂纹的出现。另外, 若已知叶片的起始位置, 则可根据包络线最大值所对应的时间, 识别此时经过微音计的裂纹叶片(即识别出裂纹叶片的位置)。

2.3 基于裂纹叶片响应不对称性的监测原理

作者通过裂纹叶片振动特性研究, 发现了疲劳裂纹叶片振动响应的非线性特征, 即响应时域波形前、后半周的峰值及周期的不对称^[4]。裂纹叶片(声源)一周内振动峰值的不对称, 势必引起多普勒信号不对称。

叶片旋转运动引起叶片与微音计的距离(公式(1)中的 $L(t)$)发生变化, 并且多普勒效应使声压信号的频率也随时间而变, 所以, 无裂纹叶片产生的多普勒波形本身也存在不对称性。因此, 仅从多普勒波形的不对称性出发, 尚无法区分裂纹叶片与无裂纹叶片。

若能由采集得到的多普勒信号, 求出叶片强迫振动响应波形, 就能根据叶片振动历程的不对称性来识别裂纹叶片。如果称由叶片振动响应信号求出多普勒信号的过程为正变换, 那么, 根据多普勒信号反推叶片振动信号就是一个逆变换过程。此逆变换是利用叶片旋转速度、几何尺寸及微音计的安装位置, 根据公式(1), 由微音计测得的多普勒信号计算出叶片振动响应时域波形。当求出的响应波形中, 存在峰值不对称时, 就可以断定叶片出现了裂纹。

2.4 监测过程中的噪声抑制原理

叶轮机结构及工作的特点使微音计测得的信号信噪比很低。噪声主要为随机噪声和旋转叶片的通过频率噪声。叶片通过频率噪声与转速阶次相关。

为提高信噪比, 文献[1]采用常规的时域同步平均法消除随机噪声; 利用差分多普勒方法消除阶次相关噪声。差分多普勒的实现途径为: 在距离动叶下游相同距离、沿机匣周向不同角度处, 安装两个性能相同的微音计, 两个微音计测出的叶片通过信号, 除存在时间延迟(叶片自第一个微音计到第二个微音计)之外, 完全一致。但两个微音计测出多普勒信号除时间延迟之外, 还存在有相位不同引起的差异^[3]。所以, 将第二个微音计测得的信号提前一个时间差, 并与第一个相减, 就可以消除叶片通过信号引起的阶次相关噪声, 而保留住具有原始多普勒特征的信号。

3 仿真计算实例

根据上述多普勒信号的产生及监测原理, 编制了各环节的计算及信号处理程序。其中, 希

尔伯特滤波器的设计采用等波动逼近法^[6]。

3.1 多普勒信号仿真计算

由文献[2]假设:某级压气机具有 64 个静叶,转速 $n=3000$ r/min,旋转叶片等效半径 $R=0.762$ m,振动频率 $f_0=64 \times 3000/60=3200$ Hz,气流中的音速 $V=381$ m/s。微音计安装在动叶的下游,微音计径向位置 $R_1=0.838$ m。旋转叶片及微音计的周向位置见图 1。开始时刻,叶片位于图 1 的 A 点。叶片从 A 点旋转经过微音计(C 点)需 5 ms,声音从 C 点到微音计(S 点)需 0.2 ms,所以,微音计感受到的叶片通过时刻应是 5.2 ms。

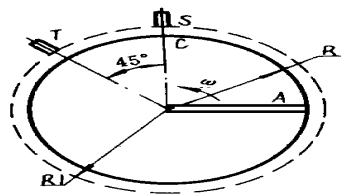


图 1 叶片及微音计的周向位置

利用公式(1)计算的声学多普勒信号,经等间隔插值后示于

图 2 中。对多普勒信号进行频谱分析,结果示于图 3。本文计算得到的图 2 和图 3 分别与文

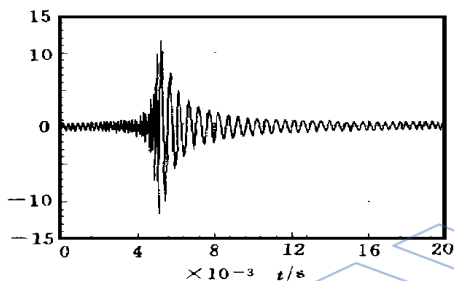


图 2 计算的多普勒信号

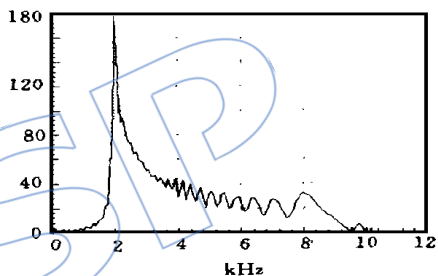


图 3 多普勒信号的频谱图

献[2]的图 5 和图 6 一致。

3.2 基于裂纹叶片共振监测技术的仿真计算

为使图形显示清楚,将叶片振动频率改为 1000 Hz,其余参数不变。计算得出的多普勒信号如图 4 所示,图中峰值点对应的时刻为 5.459 ms。信号经希尔伯特滤波后,包络线如图 5 所示。图中指示,幅值点所对应的时刻为 5.176 ms。因此,信号经希尔伯特滤波后,其包络的最大值能够准确地指明振动叶片通过微音计的时刻,即识别出大振幅(裂纹)叶片的位置。

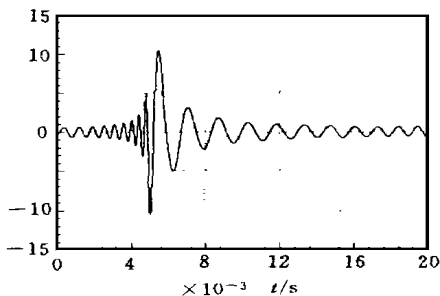


图 4 S 点微音计的多普勒信号

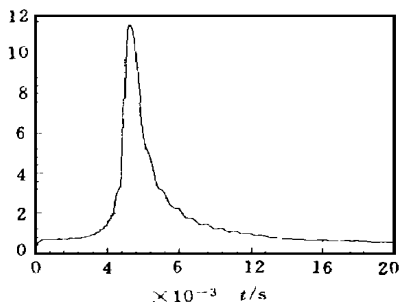


图 5 S 点微音计信号的希尔伯特包络

图 6 表示位于图 1 中 T 点的微音计接收到的多普勒信号。将图 6 的信号提前 45 并与图 4 相减, 得到差分多普勒波形如图 7 所示。

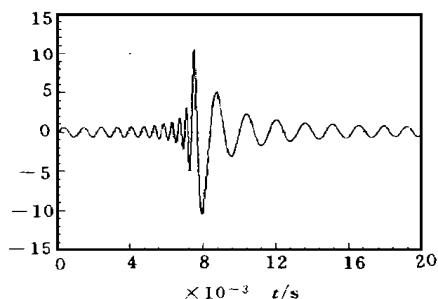


图 6 T 点微音计的多普勒信号

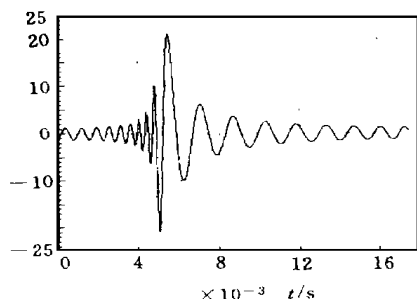


图 7 差分多普勒信号

图 4~7 与文献[3]的计算结果相似。以上仿真计算结果表明, 应用本文编制的信号处理程序能够实现文献[1]的监测技术。

3.3 基于裂纹叶片不对称响应监测技术的仿真计算

在正弦型激振力的作用下, 裂纹叶片的振动响应计算按照文献[4]提供的方法。图 8 表示微音计位于 S 点时, 裂纹叶片(裂纹相对深度为 0.2)的多普勒波形。对比图 4 与图 8, 发现疲劳裂纹的出现使多普勒波形发生变化。裂纹越深, 叶片振动响应波形峰值不对称性越突出^[4], 裂纹叶片与无裂纹叶片多普勒信号的差异越来越明显。

因尚未进行监测技术的实验验证, 缺乏实测的裂纹叶片多普勒信号, 本文只能以计算得到的多普勒信号为对象, 验证逆变换过程的可行性。对图 4 和图 8 的多普勒信号进行逆变换, 求出叶片振动波形如图 9 和 10 所示。图 9 波形

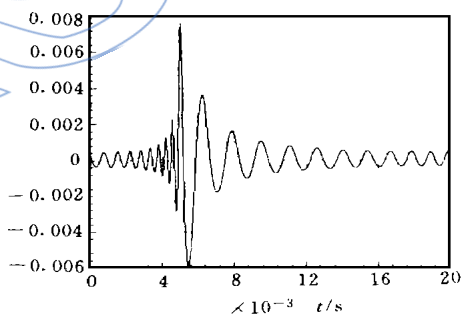


图 8 裂纹相对深度 $r = 0.2$ 的多普勒波形

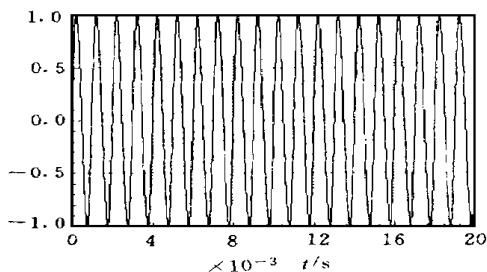


图 9 逆变换计算的时域波形(无裂纹)

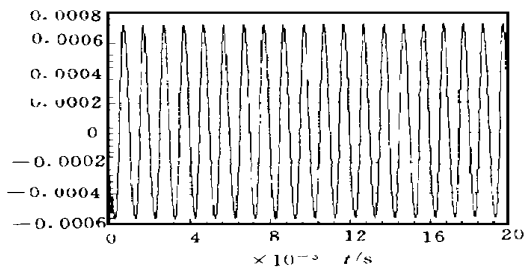


图 10 逆变换计算的时域波形(有裂纹)

峰值完全对称,而图 10 的峰值不对称系数等于 1.214。可见,本文提出的逆变换方法完全可将多普勒信号转换成叶片强迫振动波形,以识别叶片裂纹故障。

4 结 论

(1) 本文研究了文献[1]介绍的叶片裂纹故障声学多普勒在线监测技术;编制了计算和信号处理程序;并进行了仿真计算。仿真计算结果与参考文献的算例结果一致。这说明,应用本文编制的信号处理程序,能够实现文献[1]中关于叶片裂纹故障的监测技术。

(2) 提出了一种根据响应波形的峰值不对称系数识别叶片裂纹的新方法,并编制了相应的计算程序。仿真计算结果表明,该方法更能有效地监测叶片裂纹故障。

本项目已完成了叶片裂纹故障声学多普勒在线监测技术的实验研究,研究结果将另行发表。

参 考 文 献

- 1 Robert L L and Keith T. Monitoring Systems for Steam Turbine Blade Faults. Sound and Vibration/ February, 1990
- 2 Leon R L. A Doppler Technique for Detecting and Locating Excessively Vibrating Blades in a Running Turbine. 32nd Mechanical Failures Prevention Group Meeting, NBS Special Publication 622 Santa Monica, CA September 7- 9, 1980
- 3 Andrew G D. Equiripple and Minimax (Chebyshev) Approximations for Recursive Digital Filters. IEEE Trans. on Acoustics, Speech, and Signal Processing, 1974, ASSP- 22(2): 98- 111
- 4 杨海燕, 杨秉玉, 刘启洲. 疲劳裂纹叶片振动的非线性特性研究. 西北工业大学学报, 1998
- 5 程乾生. 信号数字处理的数学原理. 石油工业出版社, 1977

(责任编辑 王震华)

tion describing relations between the displacements in the centers and torsional angular displacements of the mating gears is derived. The coupled lateral and torsional vibration model of a rotor system with a gear coupling is developed with Lagrange's Equation and the constraint equation in rotating reference frames. The system of two Jeffcott rotors connected by a gear coupling has been analyzed numerically and the results show that the transient response frequency of aligned rotors approximately equals to the uncoupled model in lateral vibration, but the even- integer multiples of lateral vibration and the odd- integer multiples of torsional vibration are found out by the coupled model for the misaligned rotors.

Key Words Rotors Gears Couplings Vibrations

STABILITY OF RUBBING MOTIONS OF SYMMETRIC RIGID ROTOR IN HIGH SPEED ROTATING MACHINERY

Ji Jinchun and Yu Lie

(Theory of Lubrication and Bearing Institute, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049)

ABSTRACT

The cylindrical and conical rubbing motions of a symmetric rigid rotor in high speed rotating machinery are investigated. When both journal bearings of the rotor are simultaneously under starvation lubrication condition, both ends of the rotor contact locally with the bearings so that the cylindrical rubbing motions occur. The stability margin of the cylindrical rubbing motions is determined, and the relationships of instability with the radial clearance, the bearing/rotor friction coefficients, and the angle of incidence during successive rubs are obtained. When one of the journal bearings is under starvation lubrication condition, the conical rubbing motion of the rotor occurs. The analysis shows that in this case the stability of rotor depends on its physical parameters, the transcritical bifurcation is analyzed. Then the first-order approximation formula of whirling angular speed is given, which provides theoretical analysis for diagnosis of rotor systems.

Key Words Rotors Friction Stability Analysis

SIMULATION OF DOPPLER ON- LINE MONITORING TECHNIQUE FOR BLADE CRACK FAULT

Yang Hangyan and Liu Zhouqi

(7th Dept. Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072)

ABSTRACT

An on- line monitoring technique for blade crack fault is set up according to the mechanism of an acoustic doppler on- line monitoring technique, which is based on cracked blade's resonant phenomenon in turbine machinery. But the resonant phenomenon can not be captured easily, because the fatigue crack expands very quickly due to the high frequency vibration of turbine blade. So that a new monitoring method based on the unsymmetry in vibration response of the cracked blade is developed, which utilizes the achievements in analyzing the vibration of the cracked blade. The program for calculating vibration response wave form of the rotating blade from acoustic doppler signals is worked out. Simula-