



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 102072139 B

(45) 授权公告日 2013. 10. 23

(21) 申请号 201010610748. 5

W0 2009105642 A2, 2009. 08. 27, 全文 .

(22) 申请日 2010. 12. 29

JP 2009243347 A, 2009. 10. 22, 全文 .

(73) 专利权人 西安陕鼓动力股份有限公司

CN 201666248 U, 2010. 12. 08, 全文 .

地址 710075 陕西省西安市高新开发区沣惠南路 8 号

JP 2006097654 A, 2006. 04. 13, 全文 .

审查员 初晓一

(72) 发明人 温广瑞 金颖 王斗 印建安

陈党民 马德洁 陈余平 刘振扬

杜建会 郎博 袁风华 鹿守航

(74) 专利代理机构 西安恒泰知识产权代理事务

所 61216

代理人 李郑建

(51) Int. Cl.

F04B 49/00 (2006. 01)

(56) 对比文件

CN 101680693 A, 2010. 03. 24, 全文 .

CN 101430239 A, 2009. 05. 13, 全文 .

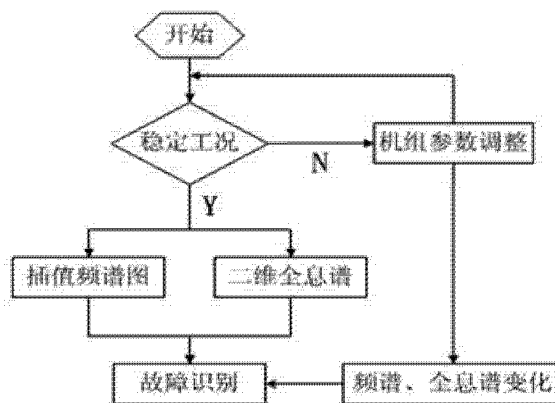
权利要求书1页 说明书4页 附图5页

(54) 发明名称

一种压缩机低频振动故障快速判别方法

(57) 摘要

本发明公开了一种压缩机低频振动故障快速判别方法,首先对压缩机的历史数据进行分析得到机组的性能曲线,采集获得机组的振动信号,结合机组的运行参数,判断机组是否处于稳定工况区:若机组处于稳定工况区,做出频谱和二维全息谱,根据油膜涡动和气流激振在二维全息谱上不同的表现特征,识别机组当前故障;若机组处于非稳定工作区,调节改变机组的运行参数,根据机组参数改变前后频谱和低频二维全息谱的变化特征,判别机组故障。能够快速准确识别气流激振和油膜涡动两种故障,缩短机组故障排查时间,避免工程人员盲目进行机组检修维修,提高故障识别精度和故障处理效率。



1. 一种压缩机低频振动故障快速判别方法,其特征在于,该方法首先对压缩机的历史数据进行分析得到机组的当前运行性能曲线,采集获得机组的振动信号,结合机组的运行参数,判断机组是否处于稳定工况区;若机组处于稳定工况区,做出频谱和低频二维全息谱,根据油膜涡动和气流激振在低频二维全息谱上不同的表现特征,识别机组当前故障;若机组处于非稳定工作区,调节改变机组的运行参数,根据油膜涡动和气流激振低频二维全息谱椭圆不同偏心率,判别机组故障;

具体按下列步骤进行:

1) 查询压缩机机组的资料及历史运行数据,获得机组当前运行性能曲线;

2) 采集获得机组当前的振动信号,结合当前的运行工况和参数,判断机组是否处于稳定工况区;

3) 如果机组处于稳定工况区,通过内插技术,求出准确的幅值、频率和相位,做出精确的频谱;设原始数据 $x(t_k)$ 的采样点数 N ,对应的傅立叶变换为 $y_1, y_2, y_3, \dots, y_{N/2}$, y_k 为计算谱峰主瓣内的最高谱峰值, w_w 为窗函数的频谱函数, Δk 为计算得到的修正量,则插值后的精确频率为:

$$w_0 = k \Delta_w + \Delta k \quad (1)$$

插值后的精确幅值和相位分别为:

$$A = \frac{y_k}{w(\Delta k)} \quad (2)$$

$$\varphi_0 = \varphi_k - \Delta k \pi / \Delta w \quad (3)$$

式中, φ_k 为 FFT 变换后得到的最高谱峰值, y_k 为对应频率 $k \square w$ 处的相位;

4) 利用步骤 (3) 插值得到的各个频率分量精确的幅值、频率、相位构造低频二维全息谱;设机组某一截面两个方向振动信号的第 i 个主要频率分量的参数方程为:

$$\begin{cases} x_i(t) = A_i \sin(2\pi f_i t + \alpha_i) \\ y_i(t) = B_i \sin(2\pi f_i t + \beta_i) \end{cases} \quad (4)$$

则第 i 个主要频率分量的低频二维全息谱 $\Phi_i(t)$ 表示为:

$$\Phi_i(t) = F(x_i(t), y_i(t)) \quad (5)$$

5) 根据油膜涡动和气流激振低频二维全息谱椭圆不同偏心率,判别机组故障类型:

a、如果压缩机机组在非稳定工况区运行,调节改变机组的运行参数,使机组处于稳定工况区;

b、重复步骤 (3)、(4) 得到机组参数改变后的频谱和低频二维全息谱;

c、根据机组参数改变前后频谱和低频二维全息谱的变化特征,判别机组故障。

一种压缩机低频振动故障快速判别方法

技术领域

[0001] 本发明属于设备状态监测诊断领域,涉及压缩机运行状态实时监测及故障诊断,具体涉及一种压缩机低频振动故障快速判别方法。

背景技术

[0002] 在压缩机运行中,除转频类故障外,低频故障发生频次也很高,低频故障最常见的故障类型包括:喘振、旋转失速、气流激振、油膜涡动等;其中,喘振和旋转失速从运行工况及振动图谱上均较易判断,而气流激振和油膜涡动这两种故障无论在振动波形、频谱及轴心轨迹上都有很多共性的特征,因此精确识别这两种故障即成为后续如何进行故障快速处理的关键。

[0003] 首先,为能让获得的振动信号更加清晰的表现压缩机低频故障,对于这类故障的特征谱线,不论是采用什么方法采样,都必须通过内插技术,求出准确的幅值、频率和相位,做出精确的频谱及低频二维全息谱,以更好突现其实际振动特征;其次查看机组当前的运行工况,根据该机组提供的性能曲线,查看其所处的运行区域;最后通过适当的工况调节改变机组的运行状态,观察低频处振动频率成分及图谱的变化,结合性能曲线准确识别该类故障。

[0004] 准确识别气流激振和油膜涡动两种故障对后续的故障快速处理有非常重要的指导意义,避免工程人员盲目进行机组检修维修,可缩短排查故障时间,提高故障识别精度和故障处理效率。

发明内容

[0005] 本发明的目的在于提供一种直观、快速、准确、有效的基于振动频谱及性能曲线融合的压缩机低频故障判别方法。该方法提出以压缩机机组振动信号和性能曲线为研究对象,采用插值技术获得准确的幅值、频率、相位,从而做出精确的频谱和低频二维全息谱。利用油膜涡动和气流激振在低频二维全息谱图上不同的特征及对机组自身工况变化的敏感程度不同,可以快速判别油膜涡动和气流激振。

[0006] 为了实现上述任务,本发明采取如下的技术解决方案:

[0007] 一种压缩机低频振动故障快速判别方法,其特征在于,该方法首先对压缩机的历史数据进行分析得到机组的性能曲线,采集获得机组的振动信号,结合机组的运行参数,判断机组是否处于稳定工况区;若机组处于稳定工况区,做出频谱和低频二维全息谱,根据油膜涡动和气流激振在低频二维全息谱上不同的表现特征,识别机组当前故障;若机组处于非稳定工作区,调节改变机组的运行参数,根据机组参数改变前后频谱和低频二维全息谱的变化特征,判别机组故障。

[0008] 本发明的压缩机低频振动故障快速判别方法,融合了机组运行时监测系统提供的振动频谱信息和压缩机运行性能曲线信息,并同时将这两个重要信息集成分析,利用油膜涡动和气流激振在低频二维全息谱图上不同的特征及对机组自身工况变化的敏感程度不

同,能够快速准确识别气流激振和油膜涡动两种故障,缩短机组故障排查时间,避免工程人员盲目进行机组检修维修,提高故障识别精度和故障处理效率。为实现压缩机低频故障识别开辟了新的思路,显示了如下优越性:

[0009] 1) 通过内插技术,获得准确的幅值、频率、相位,做出精确的频谱和低频二维全息谱,使振动信号能够更加清晰的表现出机组故障;

[0010] 2) 传统的振动信号分析方法将幅值和相位信息分离,忽略了相位信息,而本发明中使用的全息谱理论和分析方法,综合考虑了振动信号的幅值、频率、相位信息,更加真实、准确、全面的反映了机组的振动状态。

附图说明

[0011] 图1为本发明的实施步骤流程图;

[0012] 图2为机组的性能曲线;

[0013] 图3为第一次启机当转速为4802r/min时轴流排气侧Y的波形、频谱图;其中,(a)是波形图,(b)是频谱图;

[0014] 图4为第一次启机当转速为6582r/min时轴流排气侧Y的波形、频谱图;其中,(a)是波形图,(b)是频谱图;

[0015] 图5为第二次启机当转速为6282r/min时轴流排气侧Y的波形、频谱、低频二维全息谱图;其中,(a)是波形图,(b)是频谱图,(c)是低频图;

[0016] 图6为第二次启机当转速为7653r/min时轴流排气侧Y的波形、频谱、低频二维全息谱图;其中,(a)是波形图,(b)是频谱图,(c)是低频图;

[0017] 以下结合附图和实施例对本发明作进一步的详细说明。

具体实施方式

[0018] 参见图1,依照本发明的技术方案,本发明的具体实施步骤如下:

[0019] 1) 根据压缩机机组的历史数据,分析得到机组的当前运行性能曲线;

[0020] 2) 采集获得机组的当前振动信号,结合当前的运行参数,判断机组是否处于稳定工况区;

[0021] 3) 如果压缩机机组处于稳定工况区,通过内插技术,求出准确的幅值、频率和相位,做出精确的频谱:设原始数据 $x(t_k)$ 的采样点数 N ,对应的傅立叶变换为 $y_1, y_2, y_3, \dots, y_{N/2}$, y_k 为计算谱峰主瓣内的最高谱峰值, w_w 为窗函数的频谱函数, Δk 为计算得到的修正量,则插值后的精确频率为:

$$[0022] \quad w_0 = k\Delta_w + \Delta k \quad (1)$$

[0023] 插值后的精确幅值和相位分别为:

$$[0024] \quad A = \frac{y_k}{w(\Delta k)} \quad (2)$$

[0025]

$$\varphi_0 = \varphi_k - \Delta k \pi / \Delta w \quad (3)$$

[0026] 式中, φ_k 为 FFT 变换后得到的最高谱峰值, y_k 为对应频率 $k \square w$ 处的相位。

[0027] 4) 利用步骤 (3) 插值得到的各个频率分量精确的幅值、频率、相位构造低频二维全息谱: 设机组某一截面两个方向振动信号的第 i 个主要频率分量的参数方程为:

$$\begin{cases} x_i(t) = A_i \sin(2\pi f_i t + \alpha_i) \\ y_i(t) = B_i \sin(2\pi f_i t + \beta_i) \end{cases} \quad (4)$$

[0029] 则第 i 个主要频率分量的低频二维全息谱 $\Phi_i(t)$ 表示为:

$$\Phi_i(t) = F(x_i(t), y_i(t)) \quad (5)$$

[0031] 5) 根据油膜涡动和气流激振低频二维全息谱椭圆不同偏心率, 判别机组故障类型:

[0032] a、如果压缩机机组在非稳定工况区运行, 调节改变机组的运行参数, 使机组处于稳定工况区;

[0033] b、重复步骤 (3)、(4) 得到机组参数改变后的频谱和低频二维全息谱;

[0034] c、根据机组参数改变前后频谱和低频二维全息谱的变化特征, 判别机组故障。

[0035] 以下是发明人给出的实施例:

[0036] 本发明的压缩机低频振动故障快速判别方法, 通过在工业现场的多次应用, 均取得了明显的效果。在此, 将发明人为某公司轴流压缩机排除故障的过程为实例对象, 分析发明中所述的过程, 本实例中所述的轴流压缩机为该公司硝酸四合一机组的组成部分, 2008 年 8 月公司对整个硝酸生产线进行了检修, 轴流机组反厂检修, 在整个机组安装完成后发现四合一机组中轴流压缩机排气侧振动达到高报 $80 \mu m$ 以上而连锁停机, 致使整个硝酸生产线难以投入生产, 现将整个故障处理过程简述如下:

[0037] 1)、根据压缩机机组的历史数据, 分析得到机组的当前运行性能曲线, 如图 2 所示;

[0038] 2)、判断机组当前工况, 获得振动图谱。在机组第一次启机中, 如图 3 所示: 静叶角度为 22° , 出口压力为 0.001MPa , 轴流压缩机转速在 5685r/min 以下时, 轴流机组的运行都较为平稳, 各轴的振幅都不大于 $30 \mu m$, 频谱以 $1X$ 为主。如图 4 所示: 当轴流转速从 5685r/min 升高到 6582r/min (过二阶临界转速 6451r/min) 的过程中, 轴流排气 Y 振动值大幅增加, 只稍有回落, 当转速到达 6672r/min 时, 振动值剧增达到 $94.4 \mu m$, 连锁停机, 此时振动主要以 $0.38X$ (约 $0.4X$) 为主。根据上述第一次启机过程中振动频带的变化, 初步判断故障类型为油膜涡动或气流激振。调整汽轮机的控制系统, 将原来升速过程中汽轮机从 7860r/min (经齿轮箱降速到轴流压缩机轴系转速为 5725r/min) 直接上升到 9100r/min (经齿轮箱降速到轴流压缩机轴系转速为 6628r/min) 后给防喘阀上电, 改为汽轮机从 7860r/min (经齿轮箱降速到轴流压缩机轴系转速为 5725r/min) 上升到 8700r/min (经齿轮箱降速到轴流压缩机轴系转速为 6336r/min) 就可以给防喘阀上电, 也就是防喘阀可以在 8700r/min (经齿轮箱降速到轴流压缩机轴系转速为 6336r/min) 时动作调压。当汽轮机

转速到达 8700 r/min (经齿轮箱降速到轴流压缩机轴系转速为 6336 r/min) 时,先适当使轴流压缩机憋压,避开阻塞区,再考虑升速,再顺利通过二阶临界。

[0039] 3)、改变机组的运行参数,使之处于稳定工况。按照以上的改进方案实施后,机组进行第二次开机试车。如图 5 所示:当轴流压缩机静叶角度为 22° ,出口压力为 0.001MPa,轴流转速达到 6202r/min 时,轴流排气侧 Y 方向的最大振动值为 $57\ \mu\text{m}$ (高报为 $71\ \mu\text{m}$),主要由 0.393X (约 0.4X) 构成。这时将静叶角度从 22° 释放到 30° ,调节防喘振阀,使轴流压缩机的出口压力从 0.001MPa 升高到 0.03MPa,喉部压差为 2.15kPa。

[0040] 4)、获得改变工况后的振动图谱。在步骤 3) 的条件下升速,轴流排气侧 Y 振动值逐步减小,其中的 0.4X 也逐渐减小,频谱以接近 1X 为主,如图 6 所示,整套机组顺利达到工作转速。轴流压缩机在到达工作转速 7652 r/min 时,它振动的最大值为 $50\ \mu\text{m}$,小于高报值 $71\ \mu\text{m}$,机组可以连续安全运行。以上启机过程经过三次试验均可使机组达到工作转速并正常运行,机组各轴的振动值都在允许范围内,机组的机械性能达到标准的要求,能够满足客户长周期的平稳运行。

[0041] 5) 判断故障类型。机组参数改变前后,振动信号的频谱图和低频二维全息谱都发生了明显的变化,说明该机组的故障类型为气流激振。

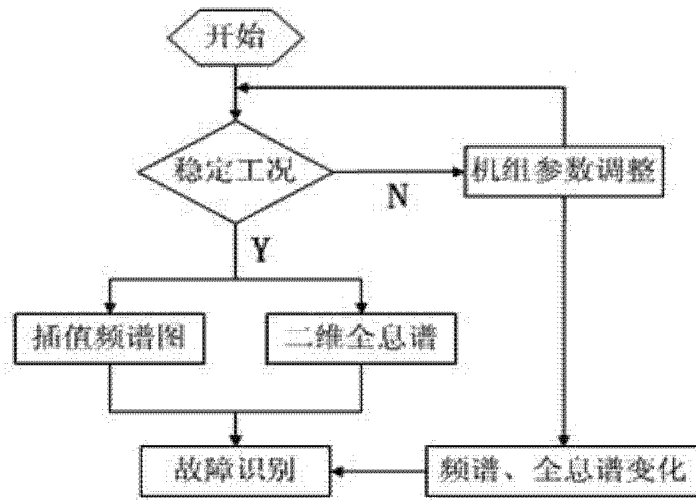


图 1

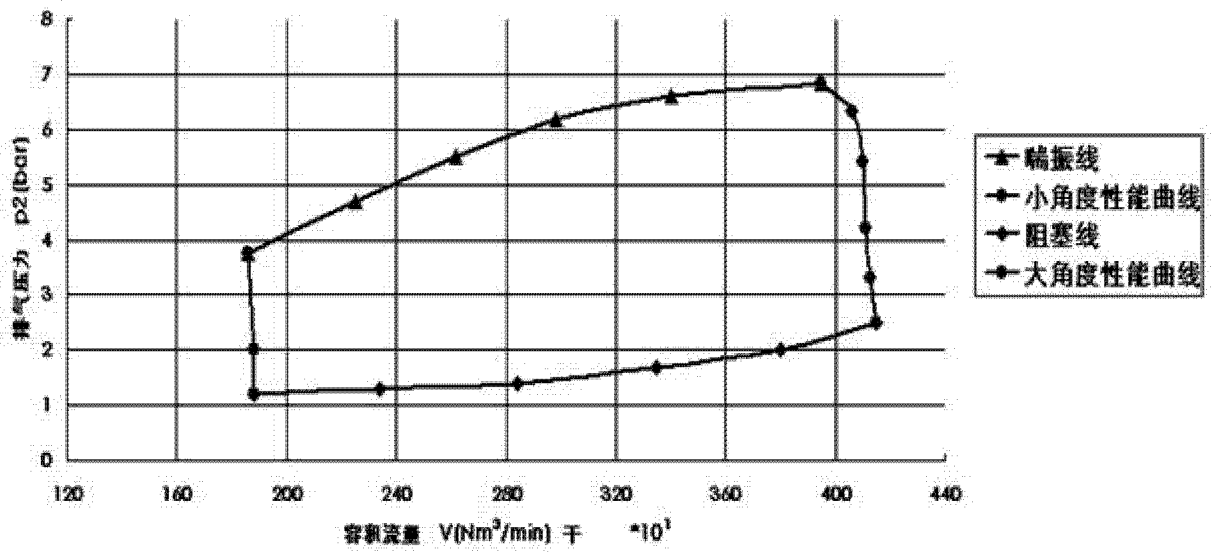


图 2

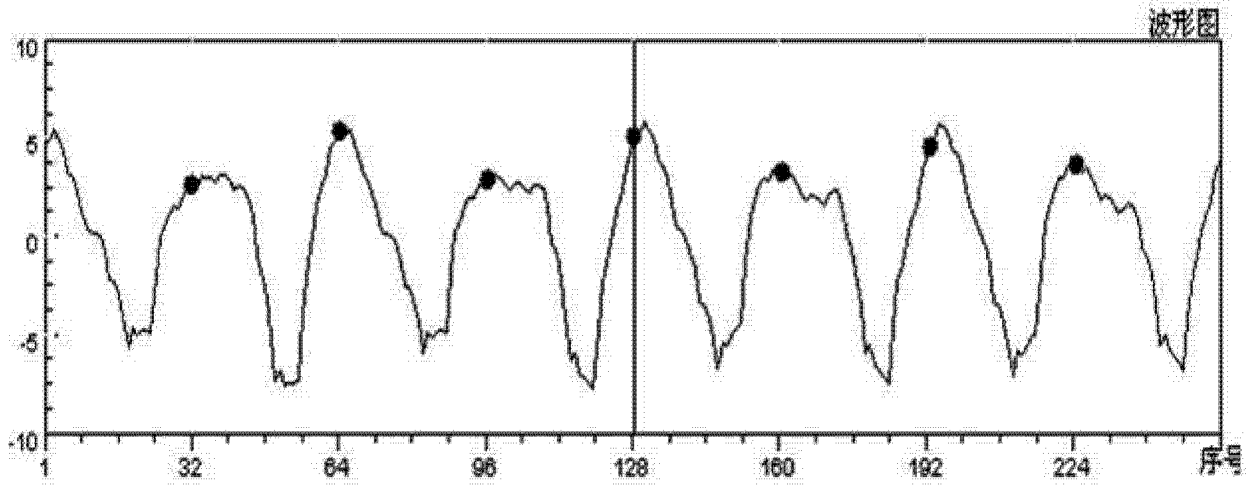


图 3(a)

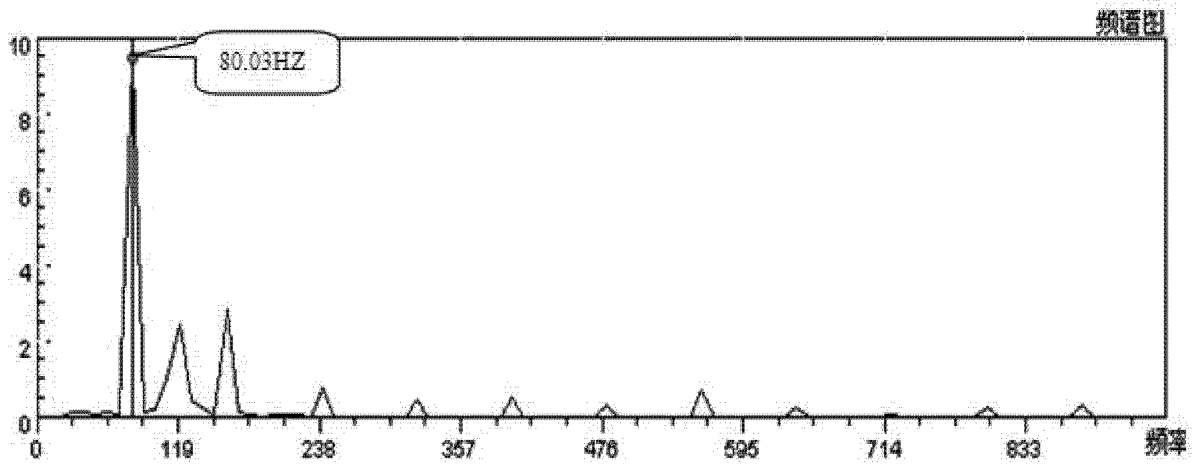


图 3(b)

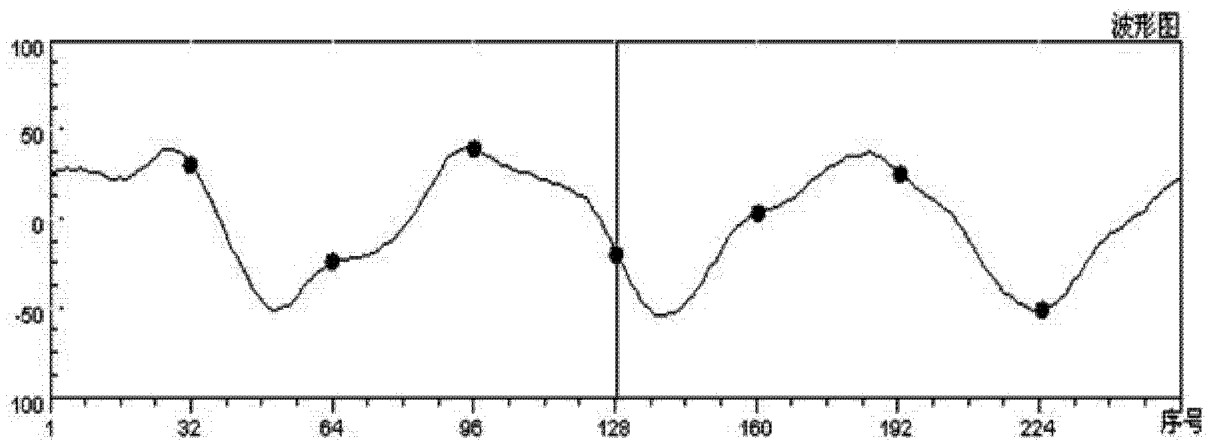


图 4(a)

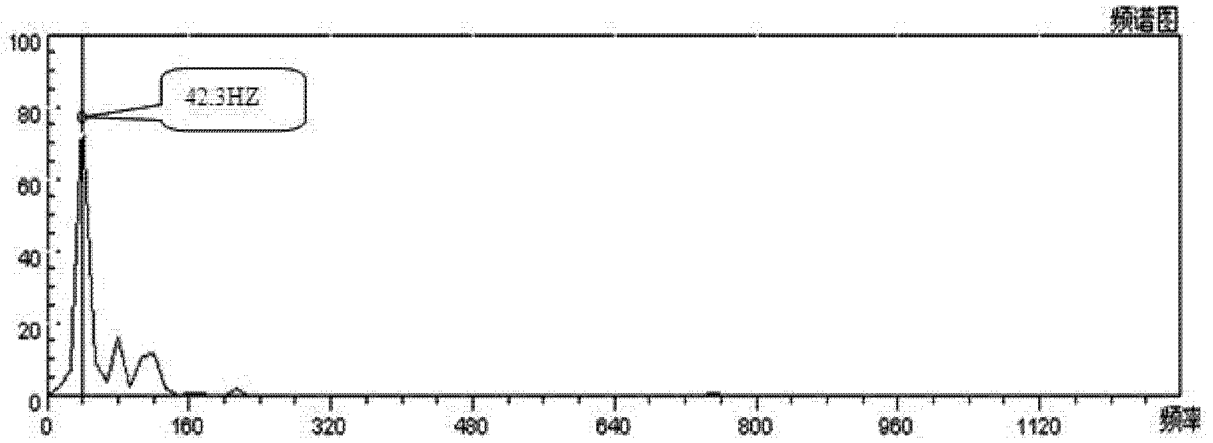


图 4(b)

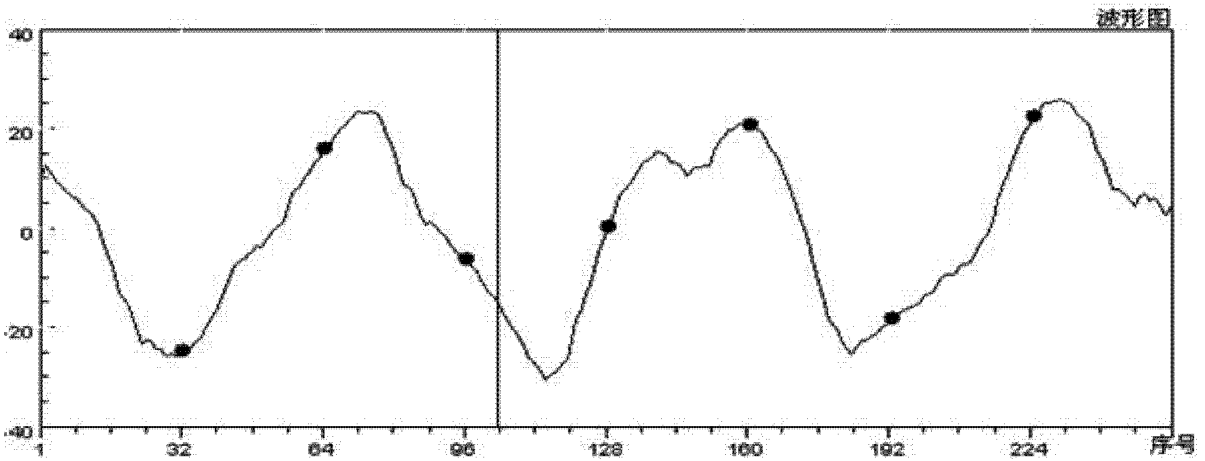


图 5(a)

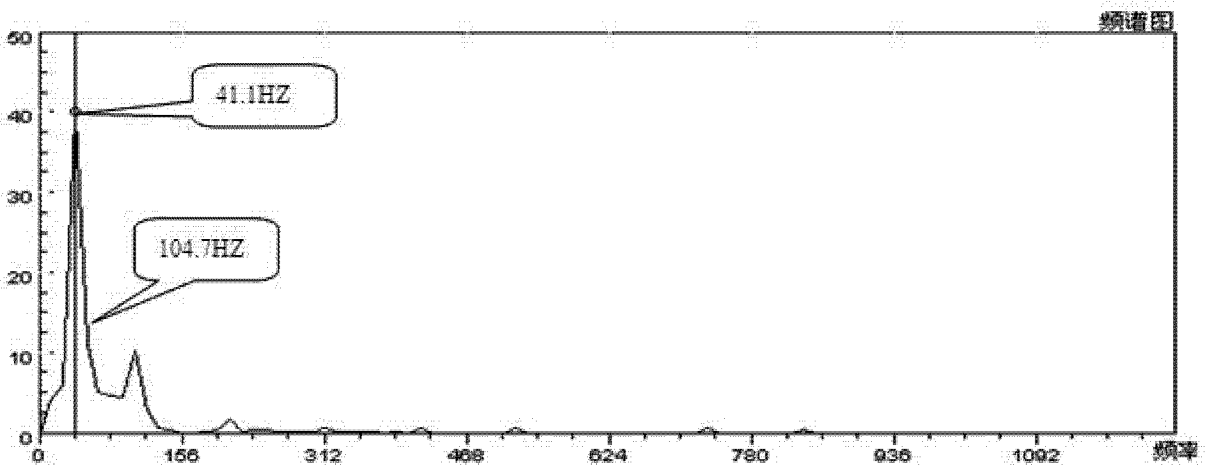


图 5(b)

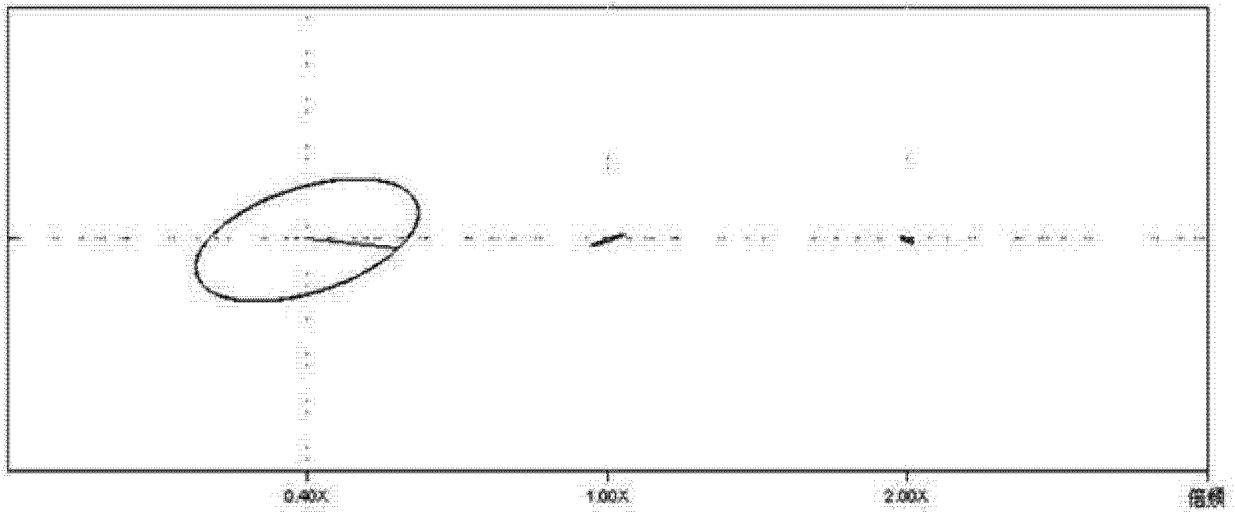


图 5(c)

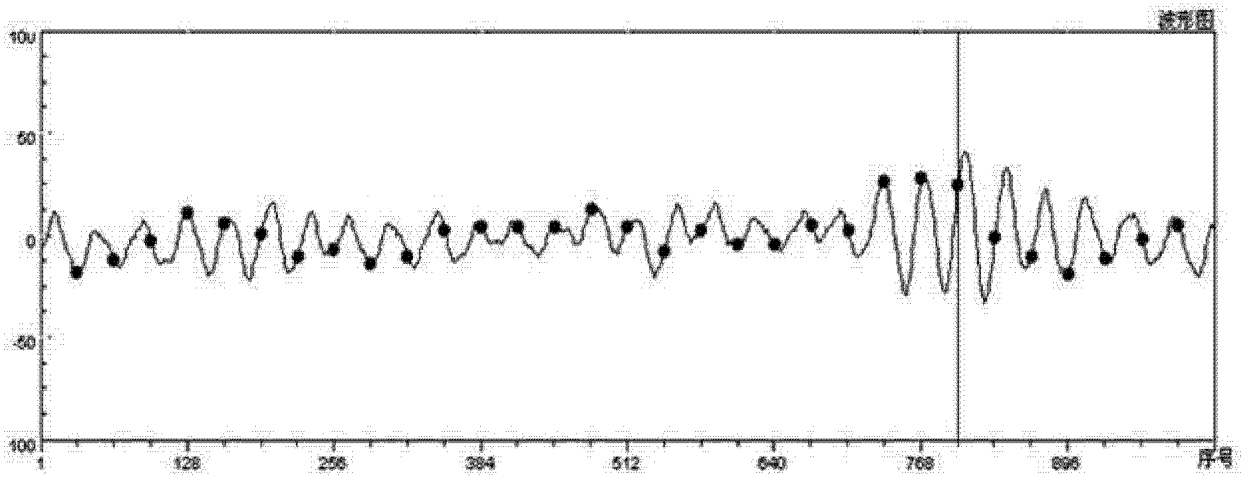


图 6(a)

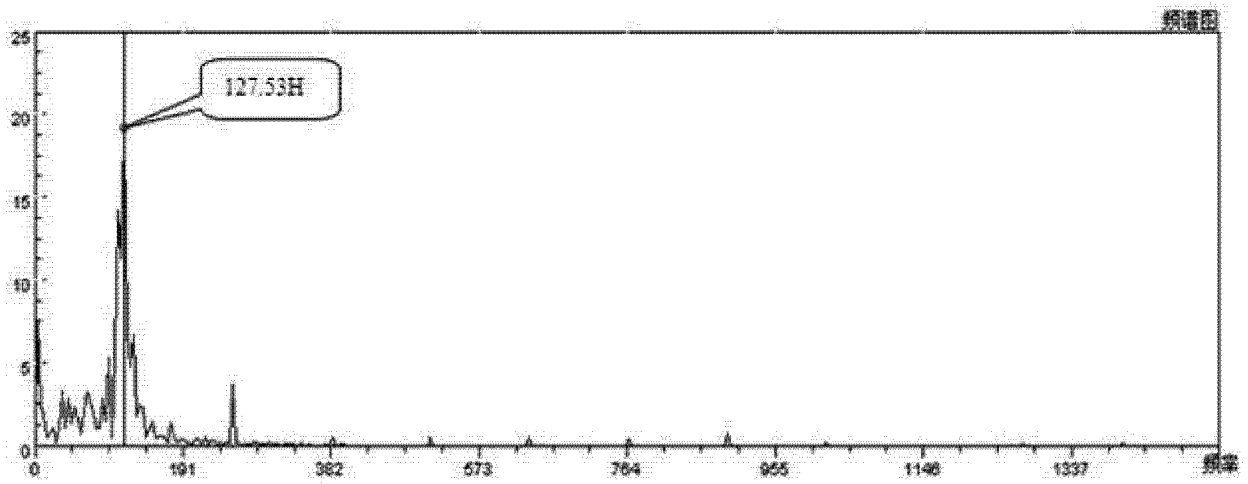


图 6(b)

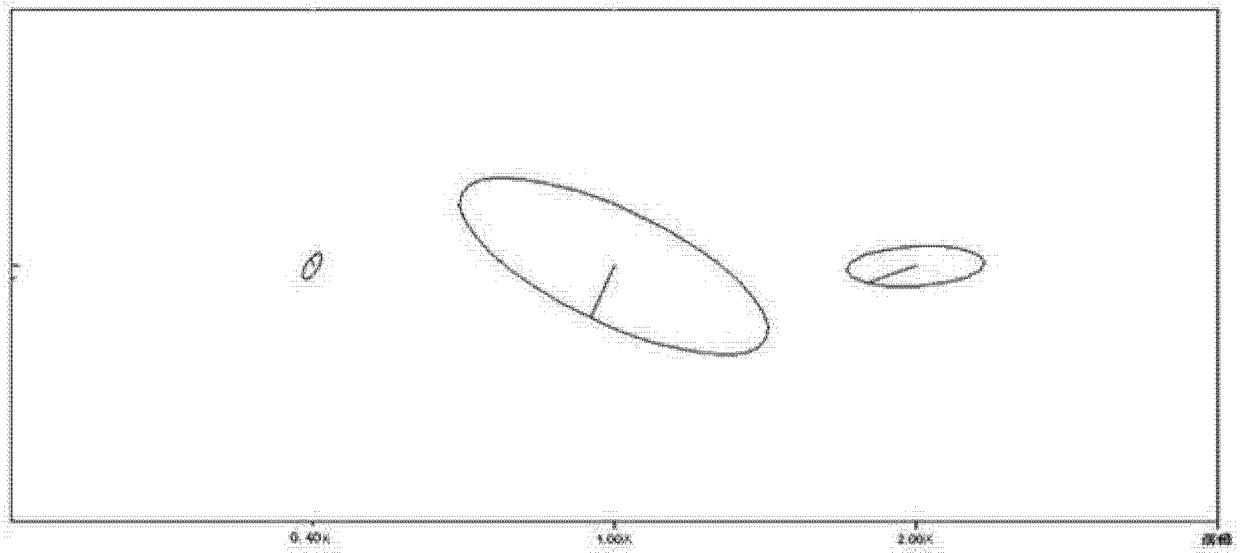


图 6(c)