

[19] 中华人民共和国国家知识产权局

[51] Int. Cl.

F03D 11/00 (2006.01)

F03D 7/00 (2006.01)



# [12] 发明专利申请公布说明书

[21] 申请号 200910139823.1

[43] 公开日 2009年12月2日

[11] 公开号 CN 101592132A

[22] 申请日 2005.7.30

[21] 申请号 200910139823.1

分案原申请号 200510098114.5

[30] 优先权

[32] 2004.9.30 [33] US [31] 10/955732

[71] 申请人 通用电气公司

地址 美国纽约州

[72] 发明人 S·苏尔亚纳拉亚南

A·阿瓦利亚诺 C·巴布

[74] 专利代理机构 中国专利代理(香港)有限公司  
代理人 刘华联

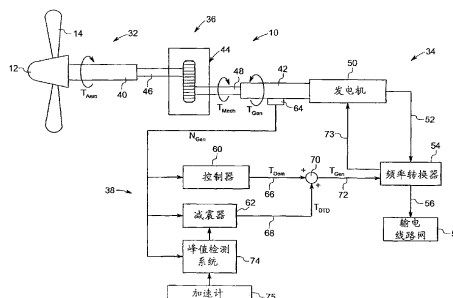
权利要求书2页 说明书12页 附图5页

## [54] 发明名称

用于变速风力涡轮机的减震方法

## [57] 摘要

描述了一种用于具有涡轮机转子的风力涡轮机的减震方法，其中涡轮机转子安装在支柱上并通过传动系统连接到发电机转子上，减震方法包括：根据所传感到发电机的旋转速度来测定发电机所需力矩；通过根据发电机转子速度的变化提供信号来调节发电机所需力矩，其中，信号具有基于支柱侧向共振频率的第一峰值和基于传动系统共振频率的第二峰值。



1、一种用于具有涡轮机转子的风力涡轮机的减震方法，其中所述涡轮机转子安装在支柱上并通过传动系统连接到发电机转子上，所述减震方法包括：

根据所传感到的发电机的旋转速度来测定发电机所需力矩；

通过根据发电机转子速度的变化提供信号来调节发电机所需力矩，其中，信号具有基于支柱侧向共振频率的第一峰值和基于传动系统共振频率的第二峰值。

2、根据权利要求1的所述方法，其特征在于：信号在发电机转子频率下具有相对于第一峰值的低值，所述发电机转子频率对应于叶片穿过频率，其中叶片穿过频率是涡轮机转子频率与涡轮机转子上的叶片数之积。

3、根据权利要求1的所述系统，其特征在于：所述信号具有基本上保持常量的发电机转子频率，其大于预定发电机转子频率。

4、根据权利要求1的所述方法，其特征在于，进一步包括，通过即时峰值检测运算法则来计算传动系统共振频率和支柱侧向共振频率。

5、根据权利要求1的所述方法，其特征在于，进一步包括，根据力矩要求和信号来控制发电机力矩。

6、根据权利要求1的所述方法，其特征在于，包括通过提供可变量矩控制信号的减震器来减震。

7、一种用于具有涡轮机转子的风力涡轮机的减震方法，其中所述涡轮机转子安装在支柱上并通过传动系统连接到发电机转子上，所述减震方法包括：

根据所传感到的发电机的旋转速度来测定发电机所需力矩；

通过根据发电机转子速度的变化提供信号来调节发电机所需力矩，其中，信号具有基于支柱侧向共振频率的峰值。

8、根据权利要求7的所述方法，其特征在于：信号在发电机转子频率下具有相对于峰值的低值，所述发电机转子频率对应于叶片穿过频率，其中叶片穿过频率是涡轮机转子频率与涡轮机转子上的叶片数之积。

9、根据权利要求7的所述系统，其特征在于：所述信号具有基本上保持常量的发电机转子频率，其大于预定发电机转子频率。

10、根据权利要求7的所述方法，其特征在于，进一步包括，通过即时峰

值检测运算法则来计算传动系统共振频率和支柱侧向共振频率。

11、根据权利要求7的所述方法，其特征在于，进一步包括，根据力矩要求和信号来控制发电机力矩。

12、根据权利要求7的所述方法，其特征在于，包括通过提供可变量矩控制信号的减震器来减震。

13、一种用于具有涡轮机转子的风力涡轮机的减震方法，其中所述涡轮机转子安装在支柱上并通过传动系统连接到发电机转子上，所述减震方法包括：

通过根据发电机转子速度的变化提供信号来调节发电机所需力矩，其中，信号具有基于支柱侧向共振频率的第一峰值和基于传动系统共振频率的第二峰值。

14、根据权利要求13的所述方法，其特征在于：信号在发电机转子频率下具有相对于第一峰值的低值，所述发电机转子频率对应于叶片穿过频率，其中叶片穿过频率是涡轮机转子频率与涡轮机转子上的叶片数之积。

15、根据权利要求13的所述系统，其特征在于：所述信号具有基本上保持常量的发电机转子频率，其大于预定发电机转子频率。

16、根据权利要求13的所述方法，其特征在于，进一步包括，通过即时峰值检测运算法则来计算传动系统共振频率和支柱侧向共振频率。

17、根据权利要求13的所述方法，其特征在于，进一步包括，根据力矩要求和信号来控制发电机力矩。

18、根据权利要求13的所述方法，其特征在于，包括通过提供可变量矩控制信号的减震器来减震。

19、一种用于具有涡轮机转子的风力涡轮机的减震方法，其中所述涡轮机转子安装在支柱上并通过传动系统连接到发电机转子上，所述减震方法包括：

通过根据发电机转子速度的变化提供信号来调节发电机所需力矩，其中，信号具有基于支柱侧向共振频率的第一峰值。

20、根据权利要求19的所述方法，其特征在于，所述信号具有基于传动系统共振频率的第二峰值。

## 用于变速风力涡轮机的减震方法

本申请是申请日为2005年7月30日,同名的中国专利申请200510098114.5的分案申请。

### 技术领域

本发明主要涉及风力涡轮机领域,尤其涉及一种用于变速风力涡轮机的主动减震方法。

### 背景技术

风力涡轮机被认为是一种环保安全且相对便宜的能源替代物。风力涡轮机包括具有多个叶片的转子,所述叶片将风能转换成驱动轴的旋转运动。使用驱动轴来旋转电力发电机的转子。涡轮机转子通过包括传动箱的传动系统旋转地连接到发电机上。传动箱逐步使涡轮机转子相对低的旋转速度提高到一个更合适的速度来使发动机有效地将旋转运动转变成电能。电能然后被输送到公用输电线路路上。通常,传动系统和发电机装在发动机舱中,所述发动机舱安装在支柱的顶部上。

旋转叶片上的风剪切力引起转子的周期性角加速度和减速度,这引起传动系统的转矩波动。通常,传动系统主要包括钢元件,从而呈现出弱的被动阻尼特性。弱的阻尼特性引起过度震动,过度震动不利地影响涡轮元件的寿命。这种情形使得主动的减震手段成为必须,所述手段能减小传动系统上的动态载荷和/或涡轮结构震动。

当前的减震方法通常使用发电机需求转矩作为主动的阻尼输入。定速风力涡轮机使用感应发电机,所述感应发电机在所关心的操作区域具有线性的力矩减小曲线。由这种机器产生的发电机所需转矩直接与发电机速度成比例。感应发电机的操作特性本质上有助于减小传动系统的震动。但是,主动的减震器设计在变速风力涡轮机的情况下是必须的,该风力涡轮机使用双反馈感应驱动(doubly-fed induction drive)。在这种机器中,所需的转矩不再被限制为成比例

减小，从而降低了减震性能。在过去，用于变速风力涡轮机的传动系统减震方法是建立在对传动系统动态特性的两或三个集总参数描述的基础上。这些设计使用发电机速度反馈作为阻尼输入，以通过假定传动系统的共振频率来减小由传动系统共振引起的震动。

但是，这些设计通常由于下列原因中的一个或多个而变得不适当。首先，因为经常使用不同卖方的元件来配置涡轮机，因而难以精确估计传动系统的共振频率。这导致了在不同涡轮机结构中的非最佳操作。第二，当前的传动系统减震方法并没有减小支柱的侧向震动，这会引发传动系统的转矩波动。

因而，需要一种用于变速风力涡轮机的主动减震方法来减小传动系统和支柱上的动态载荷，并提供适应不同涡轮结构的能力。

### 发明内容

本技术提供了一种新颖的方法，其被设计成满足上述需求。在本技术的一方面中，提供了一种用于风力涡轮机的减震系统。该风力涡轮机系统包括减震器，减震器提供了一种可变信号来控制由风力涡轮机系统的发电机产生的力矩。该可变信号以发电机速度为基础并具有基于支柱侧向振动的共振频率的第一局部峰值。

在另一方面，提供了一种风力涡轮机的减震方法。根据该方法，发电机所需力矩基于发电机的被传感速度来测定。通过提供信号来调节发电机所需力矩，所述信号是以发电机转子速度的改变为基础的。所述信号具有基于支柱侧向共振频率的第一峰值和基于传动系统共振频率的第二峰值。

但是，在另一方面，提供了一种计算机程序。所述计算机程序包括代码，所述代码适于接收代表发电机速度的输入，并根据代表发电机速度的输入来计算用于控制由发电机产生的力矩的响应。所述响应具有基于支柱侧向共振频率的第一峰值、在发电机转子频率下相对于第一峰值的低值和基于传动系统共振频率的第二峰值，其中所述发电机转子频率对应于叶片的穿过频率。

### 附图说明

当参见附图阅读了下面的详细描述时，将能更透彻理解本发明的这些和其它特征、方面和有益效果，其中类似标记表示附图中的类似部件，附图如下：

图 1 是风力涡轮机系统的示意图，本技术的实施例可适用于该系统；

图 2 是根据本技术目的的减震机构的示意图；

图 3 是根据本技术的闭环衰减系统的图示；

图 4 是根据本技术的减震器的频率特性的曲线图；

图 5 是表示共振峰值检测运算法则的典型程序框图；

图 6 是在减震和非减震风力涡轮机系统的发电机频率下传动系统扭矩力矩变化的曲线图；

图 7 是在减震和非减震风力涡轮机系统的发电机频率下支柱侧向力矩变化的曲线图。

#### 零件目录表

10	风力涡轮机系统
12	叶片
14	叶片
16	发动机舱
18	支柱
20	旋转轴
22	瞬时风侧面
24	表示风速随高度变化的表面
26	平均风速
28	风速干扰分量
30	支柱侧向振动
32	涡轮机部分
34	发电机部分
36	传动系统
38	减震系统
40	涡轮机转子轴
42	低速轴
44	传动箱
46	高速轴

- 
- 48 发电机轴
  - 50 发电机
  - 52 发电机的可变频率输出
  - 54 频率变换器
  - 56 频率变换器的固定频率输出
  - 58 能量格栅
  - 60 控制器
  - 62 减震器
  - 64 轴速传感器
  - 66 力矩要求信号
  - 68 衰减信号
  - 70 合成结点
  - 72 表示发电机力矩 ( $T_{Gen}$ ) 的电信号
  - 74 峰值检测系统
  - 75 加速计
  - 76 闭环模型
  - 77 机械力矩输出
  - 78 发电机力矩输出
  - 80 合成结点
  - 81 传动系统产生的反作用力矩
  - 82 发电机轴 ( $T_{shaft}$ ) 上的净力矩
  - 84 用于积分发电机轴力矩来得出发电机角速度的方框图
  - 86 发电机角速度
  - 88 表示积分角速度来得出角位移的方框图
  - 90 表示将角位移变换为反作用力矩的方框图
  - 96 本减震器的频率特性
  - 98 在支柱共振频率下的峰值
  - 100 在传动系统共振频率下的峰值
  - 102 在叶片穿过频率下的标记
  - 104 现有所使用的减震器的频率特性

- 108 用于即时计算共振频率的方法
- 110 将频率范围分成格栅
- 112 计算傅立叶变换系数
- 114 通过检测傅立叶变换系数图来检测共振频率
- 116 表示在非减震系统频率下传动系统力矩变化的曲线
- 118 表示在由现有使用的减震器来减震的系统频率下传动系统力矩变化的曲线
- 120 表示在由本减震器来减震的系统的频率下传动系统力矩变化的曲线
- 122 表示在非减震系统频率下支柱力矩变化的曲线
- 124 表示在由现有使用的减震器来减震的系统频率下传动系统力矩变化的曲线
- 126 表示在由本减震器来减震的系统的频率下传动系统力矩变化的曲线

### 具体实施方式

本发明技术提供了一种用于变速风力涡轮机的最佳减震方法。如下文详细描述，本发明技术不仅能有助于减小由于风速变化引起的传动系统震动，而且能减小由于支柱的侧向震动引起的支柱负载。另外，该技术有利地减小了连接到风力涡轮机转子上的发电机的电能波动。

参见图 1，提供了一种能产生电能的风力涡轮机系统 10。风力涡轮机系统 10 包括具有多个叶片 14 的转子 12。风力涡轮机系统 10 也包括安装在支柱 18 顶部上的发动机机舱 16。转子 12 可驱动地连接到风力涡轮系统 10 的元件上，所述元件装在发动机机舱 16 中。支柱 18 使叶片 14 暴露于风中，这引起叶片 14 绕轴 20 旋转。叶片 14 将风的机械能转变成旋转力矩，旋转力矩通过风力涡轮机系统 10 进一步被转变成电能。

叶片 16 和支柱 18 上的风速在空间和时间上变化。风的瞬间流速分布图的一个示例通常用标记 22 表示。在预定时间，风速随高度变化。这用表面 24 表示，表面 24 在任何高度处的宽度与此高度处的平均风速成比例。从所示的剖面能清楚看出：风速通常随高度增加。因此，当叶片 14 绕轴 20 旋转时，与叶片 14 从转子 12 垂直向下延伸时的情况相比，叶片 14 垂直向上延伸会遭受更大的风速。风速差异将导致在旋转叶片 14 上形成力，所述力被称之为风剪切力。另



外，在预定高度处，风速被分成两个分量。第一分量 26 是此高度处的平均风速，第二分量 28 表示由随机扰动引起的风速干扰。风剪切力引起涡轮转子的周期性的角加速度和减速度，引起传动系统力矩波动。传动系统中的波动引起支柱 18 上的周期性弯曲负载，这在结构上与悬臂相当。这引起了支柱 18 的侧向振动，用箭头 30 表示。

参见图 2，风力涡轮机系统 10 包括涡轮机部分 12 和发电机部分 34，涡轮机部分 12 可将风的机械能转变成旋转力矩( $T_{Aero}$ )，发电机部分 34 可将由涡轮机部分 32 产生的旋转力矩转变成电能。传动系统 36 被设置成将涡轮机部分 32 连接到发电机部分 34 上。

风力涡轮机系统 10 也包括减震系统 38 来减小传动系统 36 和支柱 18（如图 1 所示）上的震动，减震系统 38 可控制由发电机部分 34 产生的力矩。涡轮机部分 32 包括转子 12 和连接到转子 12 上的涡轮机转子轴 40。旋转力矩通过传动系统 36 从转子轴 40 传递到发电机轴 42 上。在某些实施例中，例如图 2 所示的实施例，传动系统 36 包括传动箱 44，其将力矩从连接到转子轴 40 上的低速轴 46 传递到连接到发电机轴 42 上的高速轴 48 上。涡轮机转子轴 40 旋转地连接到传动箱 44 的低速轴 42 上，所述传动箱 44 被设置成将旋转力矩从低速轴 42 传递到高速轴 46 上。高速轴 46 依次连接到发电机轴 48 上。发电机轴 48 连接到电力发电机 50 的转子（未示出）上。当涡轮机转子 40 的速度波动时，发电机 50 的输出 52 的频率也变化。发电机部分 34 也包括频率变换器 54，其用来将发电机 50 的可变频率输出 52 转变成固定频率输出 56，用于输送到输电线路网 58 上。

发电机 50 产生气隙力矩，也称之为发电力矩( $T_{Gen}$ )，其与涡轮转子 12 的气动力矩( $T_{Aero}$ )相反。本实施例的发电机 50 包括双反馈感应驱动，其能不依赖于由涡轮转子 12 所产生的力矩而使气隙力矩受到控制。在所示的实施例中，发电机 50 的气隙力矩( $T_{Gen}$ )由频率转换器 54 控制。

减震系统 38 包括控制器 60、减震器 62 和传感器 64，传感器 64 可提供代表发电机轴 46 的速度( $N_{Gen}$ )的信号。控制器 60 接收由速度传感器 64 提供的代表发电机轴速度( $N_{Gen}$ )的信号并提供信号 66 来引导发电机来产生相应于发电机要求的发电力矩 ( $T_{Dem}$ )，其中所述力矩是基于速度信号的。预定发电机速度下的发电机所需力矩 ( $T_{Dem}$ ) 是在所述预定发电机速度下获得发电机 50 的最

大电效率所必须的发电机力矩。控制器 60 建立信号 66 来产生发电机所需力矩 ( $T_{Dem}$ )，其建立在发电机速度和发电机力矩之间的关系的基础上。所述关系包括发电机速度和发电机力矩之间的运算函数来最优化发电机电能输出。在该实施例中，函数被如此定义：当发电机速度低于额定速度时，发电机力矩与发电机速度的平方成比例；当发电机速度大于额定速度时，发电机力矩是恒定并等于最大额定转矩。在不同实施例中，所述关系可包括查寻表，其含有对应于产生最大电能的发电机速度值的发电机力矩。

如下面更详细所述，减震系统 38 的减震器 62 被设置成来控制发电机力矩 ( $T_{Gen}$ ) 以减小系统 10 中的震动。减震器 62 也接收代表发电机轴速度 ( $N_{GEN}$ ) 的信号，所述信号通过速度传感器 64 提供，减震器 62 根据由于震动而产生发电机轴速度 ( $N_{GEN}$ ) 上的变化来识别震动频率。由减震系统 38 的控制器 60 产生的信号 66 通过来自减震器 62 的信号 68 来调节，其用结点 70 表示。被调节的信号 72 连接到频率转换器 54 中来产生发电机力矩 ( $T_{Gen}$ )。频率转换器 54 接收所述被调节的信号 72 并可向发电机 50 的线圈 (未示出) 提供励磁信号 73，从而控制了发电机 50 的气隙力矩 ( $T_{Gen}$ )。控制器 60 可包括信号处理器，其被构造成根据储存在硬件或软件中的限定的速度-力矩关系来计算被传感的发电机速度所对应的发电机所需力矩。在一实施例中，控制器 60 包括比例积分 (PI) 控制器。频率转换器 54 例如可包括循环换流器，或通过直流 (DC) 总线连接的整流换流器对。

如上所述，转子 12 的角加速度和角减速度形成了传动系统 36 的力矩波动，这进一步引起支柱侧向振动。通过产生与振动相反的发电机力矩可减小传动系统的力矩波动。减震器 60 被构造成调节发电机所需力矩 ( $T_{Dem}$ )，从而以如此方式控制了发电机力矩：在对应于传动系统 36 和支柱 18 的正常频率的频率下减小传动系统 36 和支柱 18 的振幅。减震器 60 产生调节信号 68，调节信号 68 在结点 70 处与控制器 60 的信号 66 合成以向频率转换器 54 提供一种表示发电机所需力矩的合成信号 72。衰减信号 68 建立在发电机转子频率 ( $\omega$ ) 基础上的，其直接与传感的发电机转子速度 ( $N_{Gen}$ ) 成比例。信号 68 的特征是随传动系统 36 和支柱 18 的正常频率或共振频率而定的。在所示出的实施例中，传动系统 36 和支柱 18 的共振频率通过峰值检测系统 74 即时计算，峰值检测系统 74 向减震器 62 提供了所计算的共振频率。峰值检测系统 74 周期性地对发电机转

子速度 ( $N_{Gen}$ ) 抽样。震动将引起发电机转子速度 ( $N_{Gen}$ ) 变化。峰值检测系统 74 将发电机转子速度 ( $N_{Gen}$ ) 的改变从时域转变成频域。在一个实施例中, 峰值检测系统 74 包括具有数据处理软件的计算机, 所述软件适于通过傅立叶转换运算法则来计算传动系统和支柱的共振频率。在不同实施例中, 峰值检测系统 74 适于通过取样支柱加速度来测定支柱侧向共振频率, 所述加速度由设置在支柱 18 上的加速计 75 来传感。加速计 75 适于对支柱 18 在转子 12 的旋转轴 20 的方向上的加速度作出响应。

参见图 3, 提供了一种系统 10 的闭环模型 75。闭环模型 76 表示了影响发电机速度的不同力矩。请注意: 图 3 中所示的方框图代表它们各自的拉普拉斯转换函数。闭环模型 76 由风力涡轮机系统 10 (图 1 所示) 的动态特性计算演变而来。例如, 图 1 中的传动系统 36 可被认为是一种弹性质量 (spring-mass) 系统, 其具有下列关系:

$$T_{Mech} - T_{Gen} - K\theta_G = J\ddot{\theta}_G \quad (1)$$

其中:  $T_{Mech}$  是通过涡轮机转子 12 传递给发电机轴 46 的机械力矩;

$T_{Gen}$  是由发电机产生的气隙力矩;

K 是传动系统 36 的刚性常数;

$\theta_G$  表示角位移; 和

$\ddot{\theta}_G$  表示发电机轴的角加速度。

闭环模型 76 接收代表转子力矩 ( $T_{Mech}$ ) 的输入 77 和代表发电机力矩 ( $T_{Gen}$ ) 的输入 72。输入 77 和 72 在结点 80 处合成, 其中代表转子力矩 ( $T_{Mech}$ ) 的输入 77 是正值, 代表发电机力矩 ( $T_{Gen}$ ) 的输入 78 是负值。结点 80 也接收代表反作用力矩 ( $K\theta_G$ ) 的输入 81, 所述力矩由传动系统 36 的刚性引起。反作用力矩输入 81 也具有负值。结点 82 的结点 80 的输出 82 表示驱动发电机轴 46 的净机械力矩 ( $T_{Shaft}$ )。该净机械力矩 ( $T_{Shaft}$ ) 响应于发电机轴的角加速度 ( $\ddot{\theta}_G$ ), 该力矩在方框 84 处积分之后产生发电机的角频率 ( $\omega$ ), 用标记 86 表示。发电机的角频率 ( $\omega$ ) 通过图 2 中的速度传感器 64 获得。减震器 62 接收代表发电机频率 ( $\omega$ ) 的信号作为输入并放大所述信号来产生响应信号。通过转换函数 B (s) 来控制减震作用的放大或增加。下面将更详细地讨论转换函数 B (s)。

模型 75 的电输入是由图 2 中的控制器 60 提供的力矩要求 ( $T_{Dem}$ ) 和减震器提供的衰减力矩 ( $T_{DTD}$ ) 68。电输入 66 和 68 在结点 70 处合成来产生发电机

力矩 ( $T_{Gen}$ ) 72。

涡轮机转子 12 传递的力矩 ( $T_{Mech}$ ) 能分解成常量 ( $T_{Const}$ ) 和由风干扰引起的变量 ( $T_{Dist}$ )。所述变量 ( $T_{Dist}$ ) 进一步可分解成周期分量 ( $T_{Per}$ ) 和涡轮分量 ( $T_{Turb}$ )，周期分量 ( $T_{Per}$ ) 是前述作用在旋转叶片上的周期性风剪切力引起的，涡轮分量 ( $T_{Turb}$ ) 是由风速的随机扰动引起的。上述分量可用下面的关系表示：

$$T_{Mech} = T_{Const} + T_{Dist} \quad (2)$$

$$T_{Dist} = T_{Per} + T_{Turb} \quad (3)$$

在高风速条件下，由控制器 60 测定的要求力矩是常量，其基本上等于常量 ( $T_{Const}$ )。因此，在高风速下，减震器 62 以如此方式操作以至于减小由变量 ( $T_{Dist}$ ) 所引起的传动系统中的力矩波动。

参见图 4，提供了一种典型的衰减频率特性曲线 96。衰减频率特性曲线 96 提供了衰减增益 (dB)，其是发电机转子频率 ( $\omega$ ) 的函数。在衰减频率响应 96 中，所述增益是用于 ( $\omega$ ) 的低值的小值来减小在低发电机频率下的发电机电能波动，例如在启动期间。所述特性曲线具有第一峰值和第二峰值，所述第一峰值对应于在支柱 18 共振频率  $\omega_T$  (也被称之为基频)附近的发电机转子频率，第二峰值 100 对应于在传动系统 36 的共振频率  $\omega_{DT}$  的附近的发电机转子频率。在一实施例中， $\omega_T$  和  $\omega_{DT}$  分别对应于支柱和传动系统的第一基频。衰减响应在对应于支柱 18 和传动系统 36 的共振频率的发电机频率下是高的，并向处于这些发电机转子频率下的频率转换器 54 提供了增加的发电机所需力矩。这引起了发电机 50 在这些频率下产生增加的气隙力矩，从而在这样的共振频率下减小了传动系统 36 和支柱 18 的振幅。减震器 62 也被设计为高通滤波器，提供了基本保持恒定高比率的频率，高于  $\omega_{DT}$ 。这有助于减小传动系统和支柱在它们更高的基频下的震动。

减震器也可被构造成在风力涡轮机的叶片穿过频率  $\omega_p$  范围内提供发电机频率的相对低的增益。在所示的实施例中，特性曲线 96 包括发电机转子频率下的低谷或局部最小值 102，所述频率对应于叶片的穿过频率 ( $\omega_p$ )。叶片穿过频率 ( $\omega_p$ ) 是风力涡轮机的一个叶片的经过频率。其值等于涡轮机转子 12 上的叶片数乘以涡轮机转子的角频率。从而对于具有三个叶片和涡轮机转子频率为  $\omega_R$  的风力涡轮机来说，叶片的经过频率 ( $\omega_p$ ) 等于  $3\omega_R$ 。

在叶片经过频率范围内的发电机频率低衰减增益在几个方面是有益的。如前所述，风剪切力效果激发传动系统在频率等于叶片穿过频率的情况下产生周期性力矩( $T_{per}$ )。在接近叶片经过频率的发电机频率下的低发电力矩减小了传动系统在叶片经过频率下的激发。另外，也可观察到：当发电机频率对应于叶片经过频率时，发电机的电能波动最大。本技术通过在叶片经过频率下产生低发电力矩来有利地减小了电能波动。

转换函数  $B(s)$  提供了发电机转子频率和衰减响应之间的关系，其由储存在减震器 62 中的软件编码。这种关系通常由普通的微分方程描述，所述微分方程被离散成能在软件中执行的差分方程。转换函数  $B(s)$  适于提供对应于传动系统和支柱共振频率的发电机频率的高增益，和对应于叶片经过频率的发电机频率低增益。因而减震转换函数  $B(s)$  用下面的拉普拉斯方程表示：

$$B(s) = \left( \frac{K_T s(1 + \tau_T s)}{s^2 + 2\zeta_T \omega_T s + \omega_T^2} + \frac{K_{DT} s(1 + \tau_{DT} s)}{s^2 + 2\zeta_{DT} \omega_{DT} s + \omega_{DT}^2} \right) \times \left( \frac{1}{\omega_P^2} \right) \frac{s^2 + 2\zeta_P \omega_P s + \omega_P^2}{(1 + \tau_P s)^2} \quad (4)$$

其中  $K_T$ ,  $\zeta_T$ ,  $\tau_T$ ,  $K_{DT}$ ,  $\zeta_{DT}$ ,  $\tau_{DT}$ ,  $K_P$ ,  $\zeta_P$  和  $\tau_P$  是不同的衰减参数，一旦  $\omega_T$ ,  $\omega_{DT}$  和  $\omega_P$  已知就能调节这些衰减参数。在方程式中， $K$  表示增益， $\zeta$  表示衰减率， $\tau$  表示延迟。下标 T, DT 和 P 用来分别表示支柱侧向振动、传动系统震动和多叶片经过频率下的激励。

公式 (4) 中的表达式

$$\frac{K_T s(1 + \tau_T s)}{s^2 + 2\zeta_T \omega_T s + \omega_T^2}$$

表示在 ( $\omega_T$ ) 下的峰值增益，被

认为是变换函数的支柱补偿部分。

公式 (4) 中的表达式  $\frac{K_{DT} s(1 + \tau_{DT} s)}{s^2 + 2\zeta_{DT} \omega_{DT} s + \omega_{DT}^2}$  表示在 ( $\omega_{DT}$ ) 下的峰值增益，被认为是变换函数的传动系统补偿部分。

公式 (4) 中的表达式  $\left( \frac{1}{\omega_P^2} \right) \frac{s^2 + 2\zeta_P \omega_P s + \omega_P^2}{(1 + \tau_P s)^2}$  表示在叶片穿过频率 ( $\omega_P$ ) 下

的增益低谷或局部最小值。

在当前所使用的减震器中，变换函数  $B(s)$  仅包括传动系统补偿元素。这种减震器的典型频率特性用图 4 中的标记 104 表示。响应 104 在传动系统共振

频率周围具有峰值并在更高的发电机频率下具有高通特性。

如先前所述，在知道传动系统和支柱共振频率（分别是 $\omega_{DT}$ 和 $\omega_T$ ）之后能调节衰减参数。本技术的目的提供了一种根据在时间范围内所抽样的发电机频率 $\omega$ 来即时计算共振频率（ $\omega_{DT}$ 和 $\omega_T$ ）的方法。在本实施例中，通过基于峰值检测运算法则的傅立叶转换函数来计算共振频率。上述是建立在任何一种信号的频谱能由傅立叶转换函数推论出来的原则上的。因为从传动系统动态特性得出发电机频率（ $\omega$ ），因此发电机频率（ $\omega$ ）的频谱在传动系统的基频下具有峰值。因此，测定传动系统基频能归纳为在 $\omega$ 和傅立叶变换  $X(\omega)$  图中测定峰值的问题。

参见图 5，基于傅立叶变换来计算传动系统和支柱频率的方法通常用程序框图 108 表示。根据可能存在有共振峰值的频率范围的已有知识（方框 110），发电机落入预定频率范围格栅内。这种现有知识是以风力涡轮机系统的动态特性为基础的。然后在时间范围内对发电机频率 $\omega$ 进行抽样，给在时间范围内抽样的发电机频率计算傅立叶转换系数  $A_i$ （方框图 112）。在方框 114 中，如果被计算的傅立叶转换系数  $A_i$  大于其临近的傅立叶转换系数  $A_{i-1}$  和  $A_{i+1}$ ，并且  $A_i > \gamma(A_{i+1} + A_{i-1})/2$ ，那么出现峰值，其中， $\gamma$  是适于产生更尖峰值的系数， $\gamma$  的选择根据系统的动态特性而定。频率对应于共振频率，在所述频率下存在被测定的峰值。这种方法通过在频率网格中抽样发电机频率来计算传动系统共振频率，其中( $\omega_{DT}$ )位于该频率格栅中。

支柱振动与传动系统震动相联系。因此，上述方法对于检测支柱共振频率（ $\omega_T$ ）也是有用的。但是，与所获得的传动系统峰值相比，所获得的支柱峰值不是尖的。在这种情况下，从多个频率格栅中对发电机频率抽样并计算每一频率格栅的傅立叶变换系数，其中支柱共振频率被期待位于所述频率格栅之内。假定支柱共振频率（ $\omega_T$ ）是不变量，上述步骤被重复，在变化频率周围选择更精确的频率格栅，以获得更尖的顶峰。所述峰值对应于支柱共振频率（ $\omega_T$ ）。再次参见图 2，共振频率（ $\omega_{DT}$ 和 $\omega_T$ ）被周期性地检测并通过峰值检测系统 73 提供给减震器 62。然后使用传动系统和、或支柱的运动方程式计算其他衰减参数。

参见图 6，显示了能谱密度图，其显示了传动系统扭力力矩作为减震和非减震系统的发电机频率 $\omega$ 的函数的变化图解比较。曲线 116 主要表示非减震系

统的扭力负载变化，即是材料阻尼来减震的系统，所述材料阻尼是该系统的特性。曲线 118 表示由本技术来减震的系统的扭力负载变化，曲线 120 表示仅通过提供传动系统补偿来减震的系统的扭力负载变化。可看出：本技术在第一传动系统基频（ $\omega_{DT}$ ）和在叶片经过频率（ $\omega_P$ ）下提供了充分的减震。

图 7 表示支柱侧向力矩的类似能谱密度图。在此，曲线 122、124 和 126 分别对应于非减震系统、由本技术减震的系统和通过仅提供传动系统补偿来减震的系统。能看出：本技术基本上在支柱共振频率 $\omega_T$ 下减小支柱侧向力矩。

上述技术从而提供了一种主动减震方法，用于减小传动系统和支柱震动，并减小发电机的电能波动。本技术有利地使用了计算方便的运算法则来相当准确地估计传动系统和支柱共振频率。本技术的另一优点是：其仅使用了发电机速度信息，从而不需任何附加的硬件就能被实施。

尽管在此已经显示和描述了本发明的某些特征，但是对于本领域的技术人员来说将能存在许多改变和变化。因此可理解为：附属的权利要求书覆盖了完全落入本发明的实质范围内的所有变化和改变。

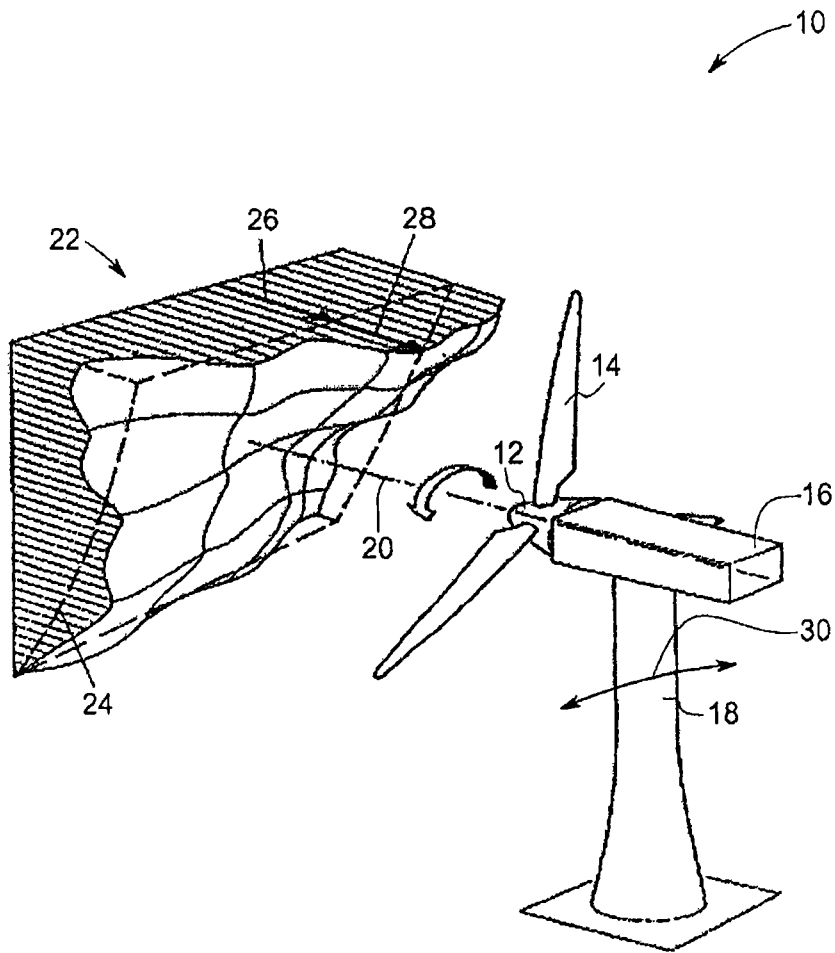


图 1



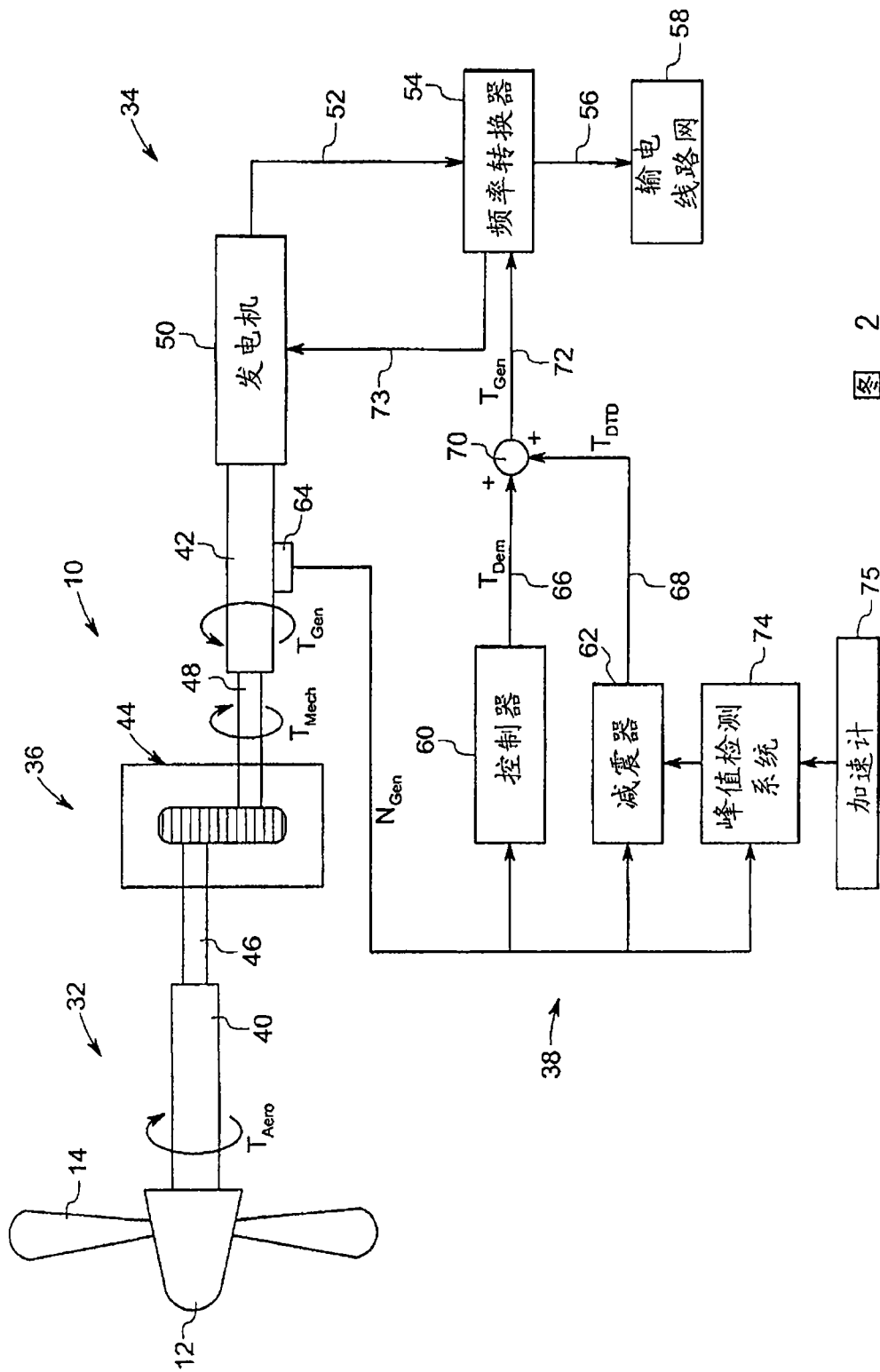


图 2

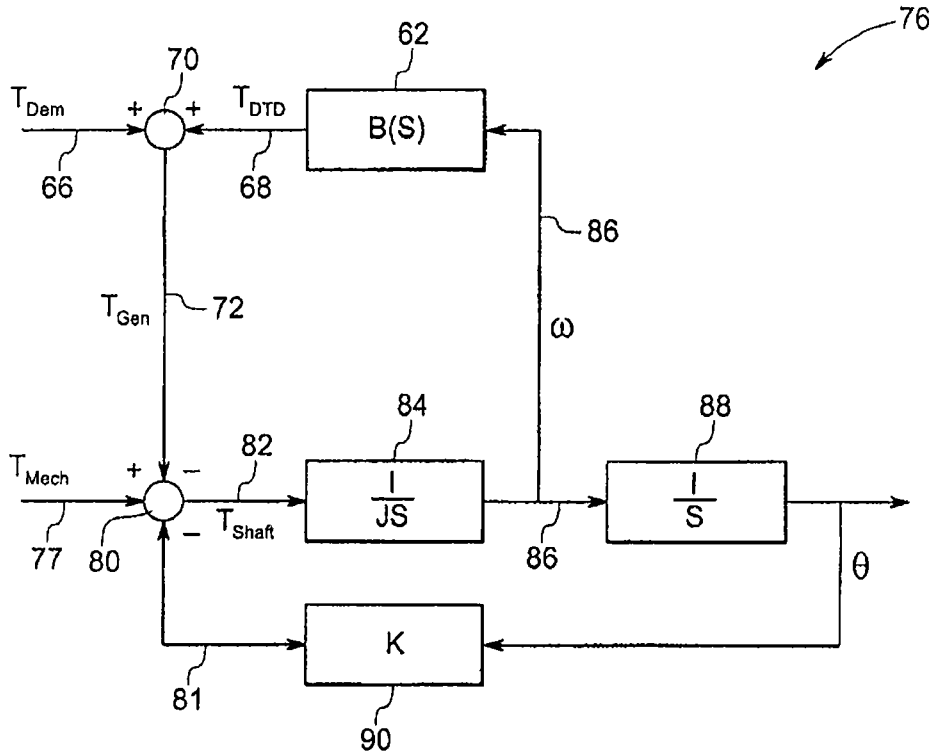


图 3

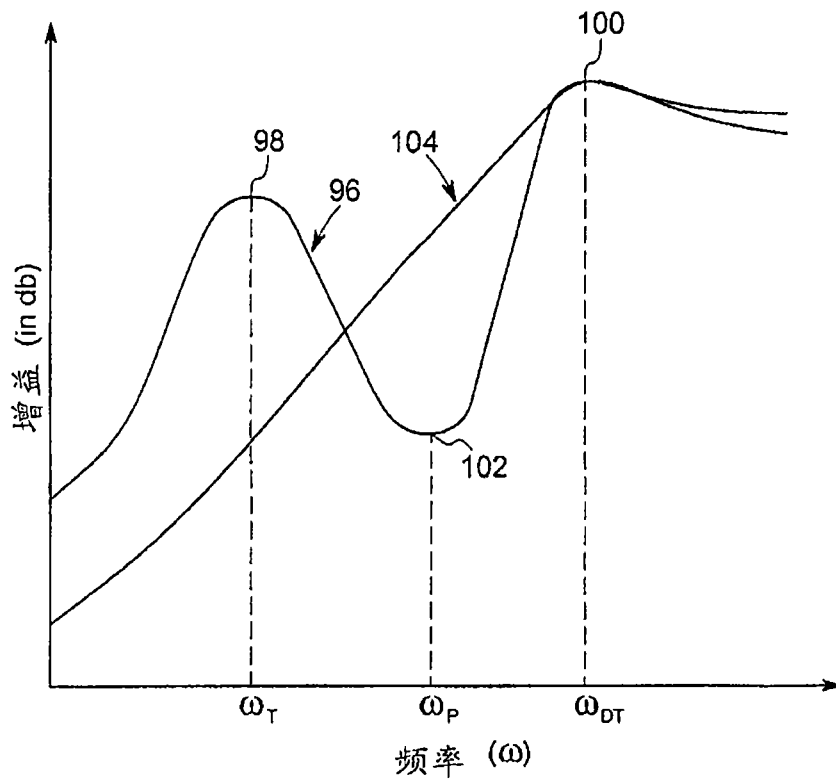


图 4

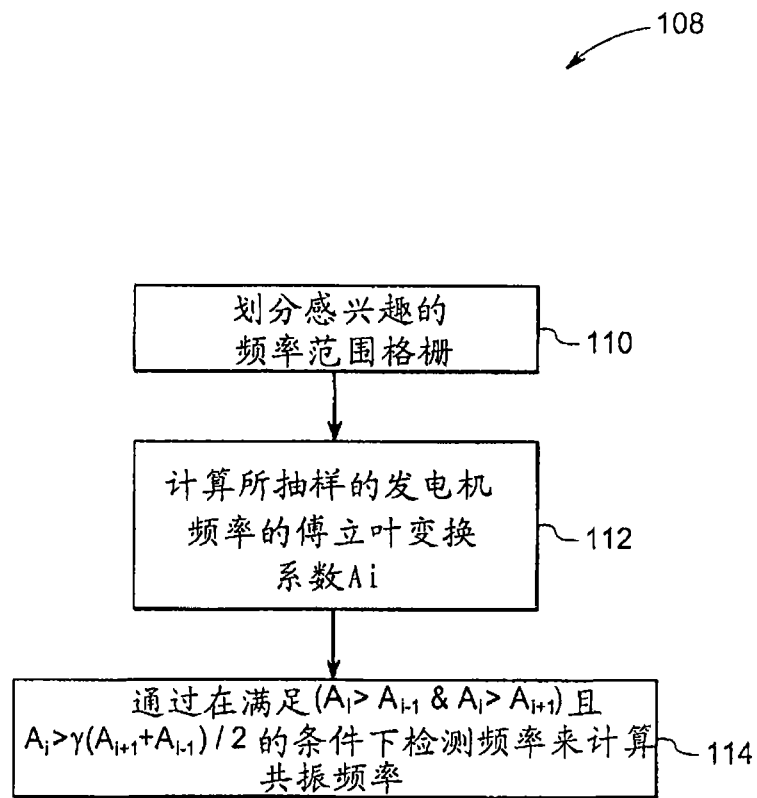


图 5

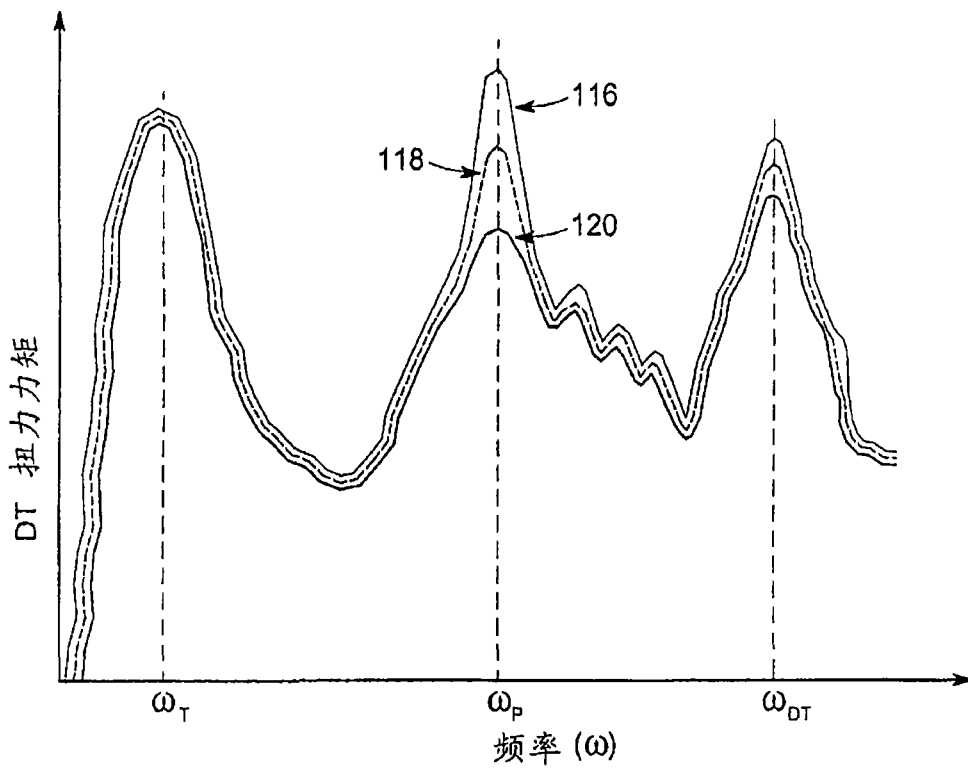


图 6

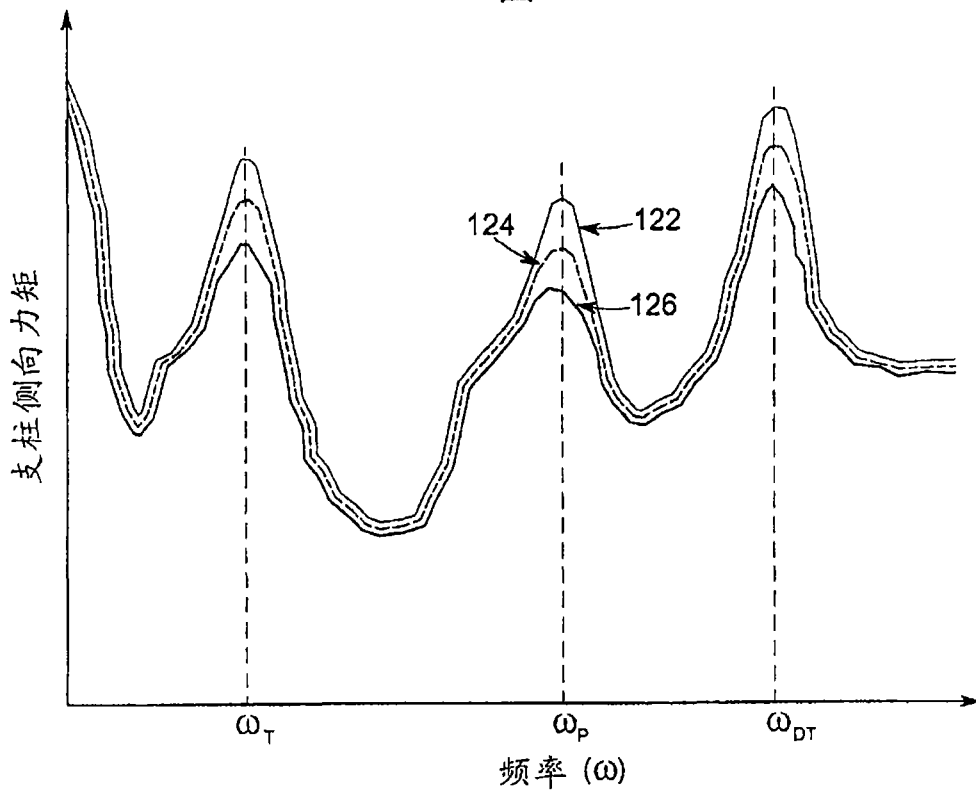


图 7