

# 重型燃气轮机空心轴转子呼吸裂纹故障特征研究

赵御勃

中国科学院长春光学精密机械与物理研究所

摘要 | 重型燃气轮机空心轴转子的呼吸裂纹严重威胁设备的作业安全,为找到有效的裂纹诊断方法,利用 Newmark- $\beta$  方法求解空心轴裂纹转子轴承系统方程,并结合余弦模型、转子动力学理论和有限元方法得到振动响应。当空心轴呼吸裂纹转子的裂纹深度、裂纹位置、不平衡量大小及相位发生变化时,分析频谱图、时域特征和轴心轨迹图的变化规律,确定空心轴呼吸裂纹转子故障特征参数为亚临界转速下的  $3\times$  频率成分。

关键词:重型燃气轮机;空心轴裂纹转子;呼吸效应;特征故障频率

## 1 引言

空心轴转子是重型燃气轮机的重要组成部分,其日常工作在复杂环境下,随之产生一系列复杂的动力学故障。例如,在叶片根部容易发生应力集中等问题导致裂纹产生,随着微小裂纹的扩展最终造成叶片断裂,财产损失。在空心轴转子旋转一个周期的过程中,由于受到重力的影响,裂纹会呈现出一张一合的变化规律,人们形象地将这种裂纹称之为呼吸裂纹。

自 20 世纪开始,重工业迅速发展,重型燃气轮机的安全运行受到严峻挑战,由于转子出现裂纹故障导致大型事故的案例屡见不鲜,国内外越来越多的相关专家和

工程师都开始对转子裂纹故障进行研究<sup>[1-9]</sup>。郭超众<sup>[10]</sup>将呼吸裂纹转子模态分解,求解转子动力学方程,通过成熟的中性轴法建模,对其振动响应特性进行分析,最终提出了新的裂纹诊断法则。李豫<sup>[11]</sup>利用应力强度因子为零的方法,对比横向裂纹、抛物线裂纹和倾斜裂纹的动力学特性差异,对燃气轮机转子进行有限元建模,得到不同倾斜角度的裂纹对转子动力学特性的影响。Prabhakar S<sup>[12]</sup>通过有限单元法的思想,结合余弦模型,发现频率响应中存在着次谐波和超次谐波频率成分,作为一个重要成果,为今后开展裂纹断裂力学的研究打下了坚实基础。Sinou J<sup>[13]</sup>等用傅里叶级数展开,导出裂纹转子旋转一个周期内的刚度变化,描述裂纹深度、裂纹位置的变化规律,通过谐

作者简介:赵御勃(1997—),男,吉林长春人,硕士研究生,研究方向:转子动力学故障诊断。

波平衡法,发现在裂纹转子旋转周期内出现亚临界共振现象,并伴有超谐波成分  $2\times$  和  $3\times$ ,随着表面裂纹的扩展, $2\times$ 成分对裂纹深度的变化更为敏感, $2\times$ 成分幅值将明显增大。Jean- Jacques Sinou<sup>[14]</sup>在前人的基础上,利用转子出现裂纹故障时的超谐波成分诊断裂纹故障,为后续的裂纹故障诊断提供思路。Gó mez M<sup>[15]</sup>利用小波变换的方法开拓新思路,分析空心轴裂纹转子动力学响应,指出在不同裂纹深度下所观测到的  $3\times$  能量发生很大的变化。

本文将利用余弦模型模拟重型燃气轮机空心轴裂纹转子转动周期的刚度矩阵呼吸效应,建立时变刚度矩阵,将转子动力学方程组装并求解,得到转子动力学响应。同时,控制转子的裂纹深度、裂纹位置、不平衡量大小和相位变化,分析几个因变量对转子动力学特性的影响规律,确定用于诊断重型燃气轮机转子的特征故障频率。

## 2 建立数学模型

### 2.1 余弦模型

在重型燃气轮机转子旋转一个周期的过程中,由于重力的影响,裂纹出现一开一合的变化规律。空心轴裂纹转子在张开和闭合的过程中,时变刚度的变化规律非常符合具有良好连续性的余弦函数,其具体表达式为:

$$f(\theta) = \frac{1 + \cos \theta}{2} \quad (1)$$

式中: $\theta$ 为转子旋转角度。

本文选用成熟的余弦模型对裂纹单元呼吸效应进行模拟,余弦模型如图1所示。

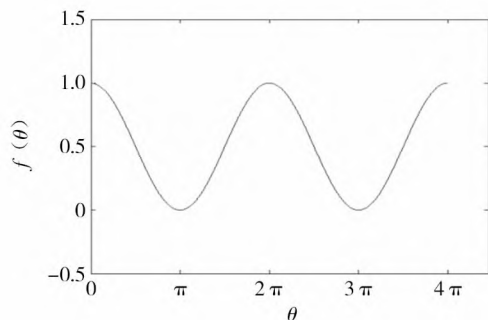


图1 余弦模型

### 2.2 裂纹单元刚度

图2表示了裂纹未贯穿转子内壁面和裂纹贯穿转子内壁面,即裂纹相对深度较浅和裂纹相对深度较深两种情况。转子外半径、内半径、产生裂纹故障后转子的偏心距、转角、裂纹开合角及裂纹深度分别用符号  $R$ 、 $r$ 、 $e$ 、 $\Omega t$ 、 $\alpha$  及  $h$  表示。

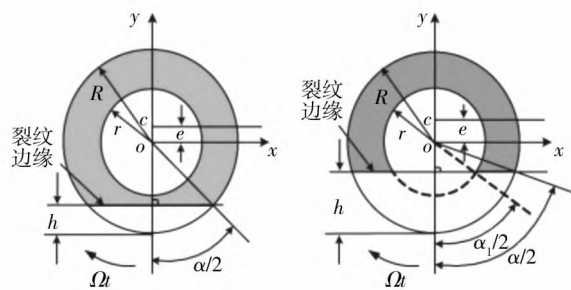


图2 裂纹转子断面图

裂纹单元对坐标轴惯性矩、剩余面积  $A_{ce}$ 、形心距离  $e$  及裂纹开合角  $\alpha$ ,分以下两种情况。

#### 2.2.1 裂纹相对深度较浅的情况

$$I_x^o = \frac{\pi R^4}{8} + \frac{R^4}{4} [(1-\mu)(2\mu^2 - 4\mu + 1)\gamma + \sin^{-1}(1-\mu)] \quad (2)$$

$$I_y^o = \frac{R^4}{12} [(1-\mu)(2\mu^2 - 4\mu - 3)\gamma + 3\sin^{-1}(\gamma)] \quad (3)$$

$$A_{ce} = R^2 [\pi - \cos^{-1}(1-\mu) + (1-\mu)\gamma] - \pi r^2 \quad (4)$$

$$e = \frac{2R^3}{3A_{ce}} \gamma^3 \quad (5)$$

$$\alpha = 2\arccos(1-\mu) \quad (6)$$

其中, $\mu$ 为裂纹无量纲深度, $\gamma = \sqrt{\mu(2-\mu)}$ 。

发生裂纹故障,转子的形心轴、转子对形心轴的惯性矩为:

$$\begin{cases} I_x^{ce} = I - (I_y^o + A_{ce}e^2) \\ I_y^{ce} = I - I_x^o \\ I = \pi (R^4/4 - r^4/4) \\ I_1 = I_x^o + A_{ce}e^2 \\ I_2 = I_y^o \end{cases} \quad (7)$$

$$\alpha = 2\arccos(1 - \mu) \quad (8)$$

2.2.2 裂纹相对深度较深的情况

$$I_x^o = \frac{\pi R^4}{8} + \frac{R^4}{4} [(1 - \mu)(2\mu^2 - 4\mu + 1)]\gamma + \sin^{-1}(1 - \mu) - \int_{-r}^{-(R-h)} 2x^2 \sqrt{r^2 - x^2} dx \quad (9)$$

$$I_y^o = \frac{R^4}{12} [(1 - \mu)(2\mu^2 - 4\mu - 3)\gamma + 3\sin^{-1}(\gamma)] - \int_{-\sqrt{r^2 - (R-h)^2}}^0 2x^2 [\sqrt{r^2 - x^2} - (R-h)] dx \quad (10)$$

$$A_{ce} = R^2 (\pi - \cos^{-1}(1 - \mu) + (1 - \mu)\gamma) - (\pi r^2 - \alpha r^2 / 2 + (R-h)\sqrt{r^2 - (R-h)^2})^2 \quad (11)$$

$$e = \frac{2R^3}{3A_{ce}} \gamma^3 - \frac{1}{A_{ce}} \int_{-(R-h)}^0 2x^2 \sqrt{r^2 - x^2} dx \quad (12)$$

$$\alpha_1 = 2\arccos[(R-h)/r] \quad (13)$$

综上,对于重型燃气轮机空心轴转子,出现裂纹故障时,裂纹单元刚度矩阵可以写成:

$$K = \frac{E}{l^3} \begin{bmatrix} 12I_1 \frac{1}{1+\varphi_1} & 0 & 0 & 6I_1 \frac{1}{1+\varphi_1} & -12I_1 \frac{1}{1+\varphi_1} & 0 & 0 & 6I_1 \frac{1}{1+\varphi_1} \\ 0 & 12I_2 \frac{1}{1+\varphi_2} & -6I_2 \frac{1}{1+\varphi_2} & 0 & 0 & -12I_2 \frac{1}{1+\varphi_2} & -6I_2 \frac{1}{1+\varphi_2} & 0 \\ 0 & -6I_2 \frac{1}{1+\varphi_2} & I_2^2 \frac{4+\varphi_2}{1+\varphi_2} & 0 & 0 & 6I_2 \frac{1}{1+\varphi_2} & I_2^2 \frac{2-\varphi_2}{1+\varphi_2} & 0 \\ 6I_1 \frac{1}{1+\varphi_1} & 0 & 0 & I_1^2 \frac{4+\varphi_1}{1+\varphi_1} & -6I_1 \frac{1}{1+\varphi_1} & 0 & 0 & I_1^2 \frac{2-\varphi_1}{1+\varphi_1} \\ -12I_1 \frac{1}{1+\varphi_1} & 0 & 0 & -6I_1 \frac{1}{1+\varphi_1} & 12I_1 \frac{1}{1+\varphi_1} & 0 & 0 & -6I_1 \frac{1}{1+\varphi_1} \\ 0 & -12I_2 \frac{1}{1+\varphi_2} & 6I_2 \frac{1}{1+\varphi_2} & 0 & 0 & 12I_2 \frac{1}{1+\varphi_2} & 6I_2 \frac{1}{1+\varphi_2} & 0 \\ 0 & -6I_2 \frac{1}{1+\varphi_2} & I_2^2 \frac{2-\varphi_2}{1+\varphi_2} & 0 & 0 & 6I_1 \frac{1}{1+\varphi_2} & I_2^2 \frac{4+\varphi_2}{1+\varphi_2} & 0 \\ 6I_1 \frac{1}{1+\varphi_1} & 0 & 0 & I_1^2 \frac{2-\varphi_1}{1+\varphi_1} & -6I_1 \frac{1}{1+\varphi_1} & 0 & 0 & I_1^2 \frac{4+\varphi_1}{1+\varphi_1} \end{bmatrix}$$

式中:  $\varphi_1 = \frac{12EI_1}{\mu_1 A_{ce} G l^2}$ ;  $\varphi_2 = \frac{12EI_2}{\mu_2 A_{ce} G l^2}$ 。

### 2.3 轴承 - 转子系统的建模

重型燃气轮机空心轴转子模型如图3所示,转子采用滑动轴承,利用有限单元法的思想,将转子细化为16个单元,支撑位置为2号节点和16号节点。重型燃气轮机空心轴转子左右两侧分别模拟压气机和涡轮状态,在7号节点和11号节点附加集中质量模拟叶片。转子系统运动方程式可以写为:

$$M\ddot{U} + (C + \omega G)\dot{U} + (K + K^s)U = F_g + F_e \quad (14)$$

式中:  $M$  为转子质量矩阵;  $C$  为转子刚度矩阵;  $G$  为转子陀螺力矩矩阵;  $K$  为转子无裂纹刚度矩阵;  $K^s$  为转子出现裂纹是的附件刚度矩阵;  $F_g$  和  $F_e$  分别为转子所受重力和不

平衡激励力。

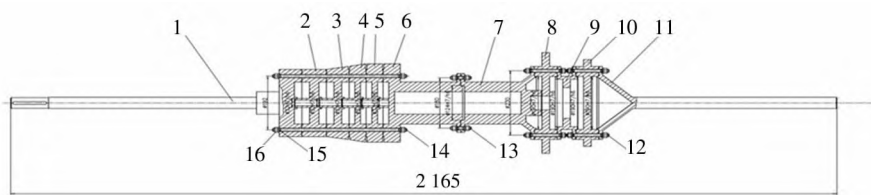
转子的阻尼:

$$C = \alpha K + \beta M \quad (15)$$

式中:  $\alpha$  为刚度阻尼系数;  $\beta$  为质量阻尼系数。

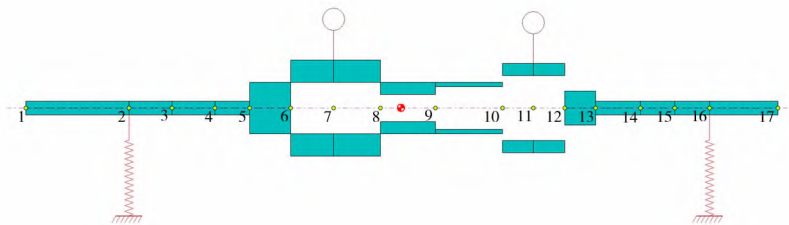
### 3 求解裂纹转子动力学响应

重型燃气轮机转子无裂纹时的动力学响应采用求解过程稳定的 Newmark- $\beta$  方法求解,然后,将裂纹转子系统动力学矩阵按照前文建模部分导出的裂纹转子刚度削弱大小进行重新组装,得到下一刻转子系统的运动方程式,继续求解。



1. 轴头 I 2~10. 接盘 11. 轴头 II 12~14. 双头螺柱 15. 外锯齿锁紧垫圈 16. M10 螺母

(a) 重型燃气轮机转子装配图



(b) 重型燃气轮机转子有限元图

图 3 转子模型及单元划分

#### 4 动力学特性及故障特征分析

##### 4.1 裂纹转子动力学响应

本文将空心轴转子第 7 单元设置为裂纹单元,裂纹相对深度(裂纹深度与转子外半径的比值)设定为 0.7,采用数值分析方法,计算裂纹转子在各个转速下的稳态动力学响应,转速范围从零到一阶临界转速后截止。此外,增加一组无裂纹转子算例进行比较,以比较呼吸裂纹对转子动力学特性的影响。除设置呼吸裂纹单元外,两组计算的其他参数均一样,仿真计算的基本参数如表 1 所示,动力学仿真结果如图 4 所示。

如图 4 所示,无裂纹重型燃气轮机转子在 950 r/min 时发生共振,达到一阶临界转速后,即振动幅值在转子转速超过 950 r/min 后迅速降低。整个过程中,仅有一阶临界转速附近有共振现象,其余转速处的振动都是在稳定的状态下进行的。对于空心轴裂纹转子来说,在 940 r/min 时,转子会发生共振。与无裂纹转子不同的是,除了一阶临界处外,还有额外的共振现象,一共出现了 3 次额外共振频率。

表 1 仿真计算基本参数

参数	参数值
计算转速间隔/(r/min)	5~50
采样间隔/s	$1.58 \times 10^{-4}$
轴承类型	滑动轴承
轴承刚度系数/(N/m)	$5.2 \times 10^7$
轴承阻尼系数/(N·s/m)	$8.3 \times 10^4$
转子材料密度/(kg/m <sup>3</sup> )	7 850
转子材料弹性模/GPa	211

比较重型燃气轮机转子无裂纹和出现裂纹时可以发现,裂纹转子的第一阶段临界转速为 940 r/min,而无裂纹转子的第一阶段临界转速为 950 r/min,裂纹转子的一阶临界转速更小。无裂纹转子在整个过程中只出现一个共振峰,而裂纹转子在 232 r/min、310 r/min 和 465 r/min 处出现 3 次共振峰。将裂纹转子的这种现象统称为亚临界共振,分别对应 1/2 临界转速、1/3 临界转速和 1/4 临界

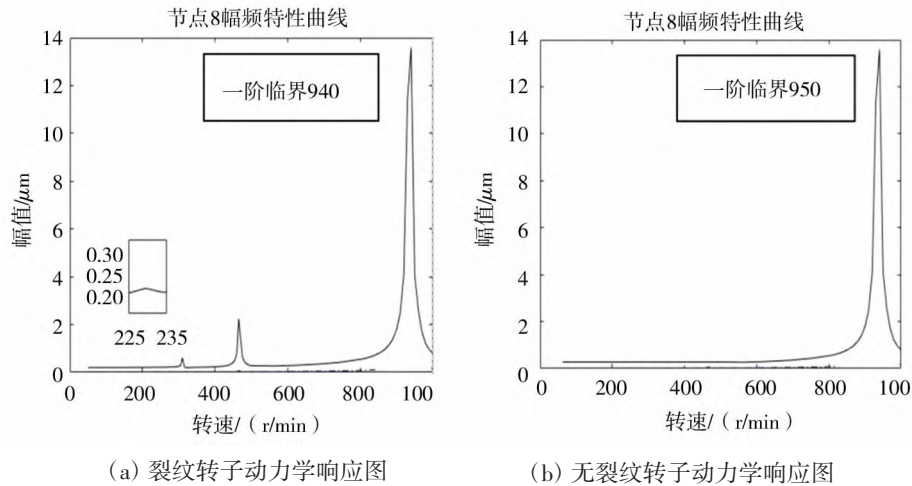


图4 裂纹转子与无裂纹转子动力学响应对比

转速。亚临界共振现象是当重型燃气轮机出现裂纹故障时出现的振动特征,从另一方面也可以看出,当重型燃气轮机中心轴转子出现裂纹故障时,转子刚度相对于无裂纹转子有所下降。

#### 4.2 裂纹转子的亚临界共振

图5为频谱图、时域波形图以及重型燃气轮机空心轴裂纹转子在 $1/2$ 临界转速处的轴心轨迹图。当转子无

裂纹时,频谱图应该只包含由外部激励力所引起的基频成分,时域波形图为简谐振动运动,轴心轨迹图为圆或者椭圆。当转子出现裂纹时,从图中可以看出,频谱图出现幅值很高的 $2\times$ 成分,这个频率成分是由于裂纹故障所引起的,时域波形图中竖直方向不为简谐运动状态而是一种类简谐运动状态,轴心轨迹图并非圆形或椭圆形涌动,而是呈现出“8”字形两侧嵌套结构。对比重型燃气轮机空

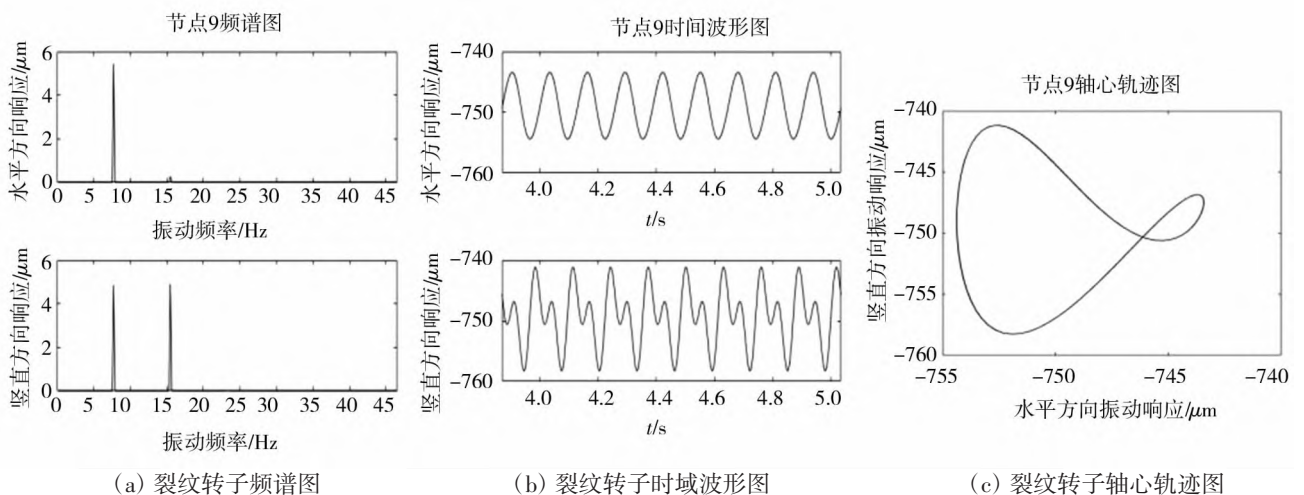


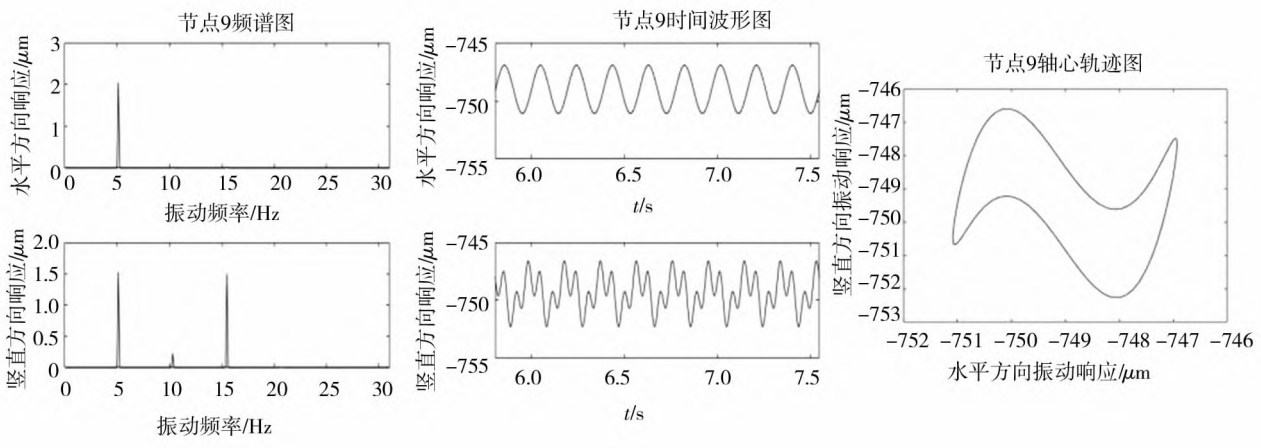
图5  $1/2$ 一阶临界处裂纹转子振动响应



心轴转子的水平方向和竖直方向，裂纹对两个方向刚度削弱不同。受重力影响，在竖直方向裂纹张开的程度最大，对转子刚度削弱的程度更大。在频谱图上表现为竖向  $2\times$  组分比横向  $2\times$  组分要大得多。

重型燃气轮机空心轴裂纹转子  $1/3$  临界转速处的频谱图、时域波形图及轴心轨迹图如图 6 所示。当转子出现裂纹时，频谱图除了基频之外还出现  $2\times$  和  $3\times$  成分，两种频率成分都是由于裂纹故障引起的，时域波形图中竖

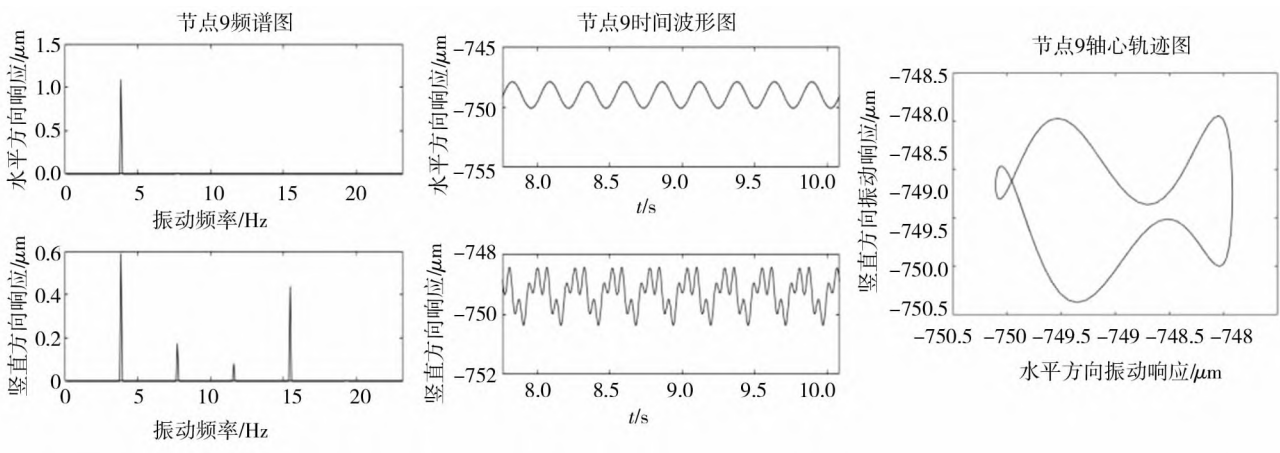
直方向不为简谐运动状态而是一种类简谐运动状态，轴心轨迹图并非圆形或椭圆形涡动，而是呈现出“内 8 字”结构。对比重型燃气轮机空心轴转子的水平方向和竖直方向，裂纹对两个方向刚度削弱不同。受重力影响，在竖直方向裂纹张开的程度最大，对转子刚度削弱的程度更大。在频谱图图上表现为，竖直方向的  $2\times$  和  $3\times$  成分大于水平方向  $2\times$  和  $3\times$  成分。



(a) 裂纹转子频谱图 (b) 裂纹转子时域波形图 (c) 裂纹转子轴心轨迹图

图 6  $1/3$  一阶临界处裂纹转子振动响应

如图 7 所示，在  $1/4$  临界转速处。当转子出现裂纹时，频谱图除了基频之外还出现  $2\times$ 、 $3\times$  和  $4\times$  成分，时



(a) 裂纹转子频谱图 (b) 裂纹转子时域波形图 (c) 裂纹转子轴心轨迹图

图 7  $1/4$  一阶临界处裂纹转子振动响应

域波形图中垂直方向为类简谐运动状态,轴心轨迹图由于裂纹故障导致左侧出现一个“小圆圈”右侧呈现出上下凹陷的结构。对比重型燃气轮机空心轴转子的水平方向和垂直方向,裂纹对两个方向刚度削弱不同。受重力影响,在垂直方向对转子刚度削弱程度更大。垂直方向的 $2\times$ 、 $3\times$ 和 $4\times$ 成分大于水平方向 $2\times$ 、 $3\times$ 和 $4\times$ 成分。

由上述分析可以看出,当重型燃气轮机空心轴转子出现裂纹时,在其亚临界转速处会出现共振现象。主要表现为各个亚临界转速处的 $2\times$ 、 $3\times$ 和 $4\times$ 成分。

#### 4.3 裂纹转子动力学特性受裂纹深度的影响

转子裂纹故障通常以表面裂纹开始,随着裂纹深度

加大,呼吸效应随着转子刚度减弱而加剧,因此空心轴转子的动力学特性会随着裂纹深度的变化而变化,选择哪一种频率成分最能代表裂纹深度对转子动力学特性的影响是当前需要解决的问题。

选择裂纹发生在空心轴转子的第7单元,设定裂纹相对深度( $D/R$ )分别为0.3、0.4、0.5、0.55、0.60、0.65、0.70,分析空心轴转子振动响应随裂纹相对深度变化的规律。如图8所示,随着裂纹相对深度的增加,各种频率成分在不同亚临界转速处的幅值都会上升。比较各频率成分的差异性, $3\times$ 成分在 $1/3$ 临界转速处, $4\times$ 成分在 $1/4$ 临界转速处,两种频率成分随裂纹相对深度的变化更为明显,

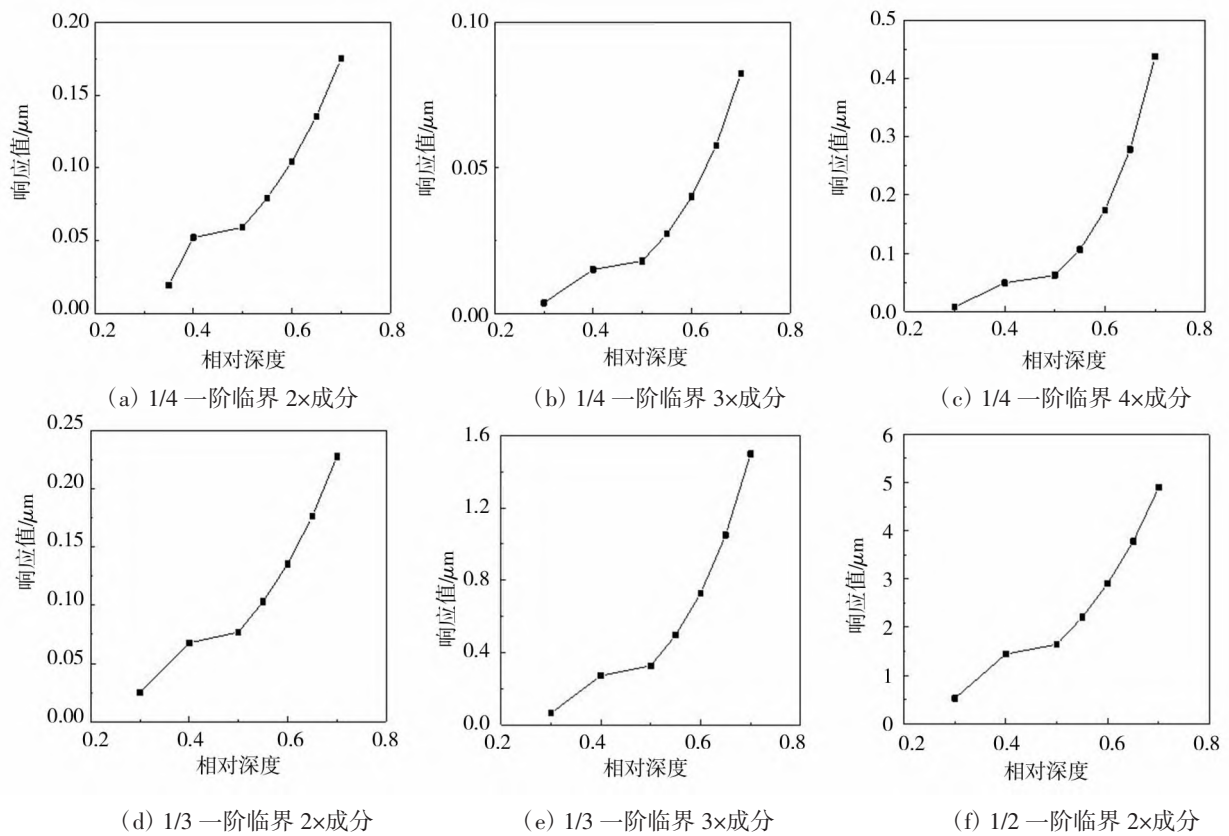


图8 振动响应随裂纹深度变化规律

对于裂纹相对深度的变化,两种频率成分的敏感性更强。

#### 4.4 裂纹转子动力学特性受裂纹位置的影响

空心轴转子结构并不是一致的,参照转子模型,左侧和右侧分别模拟压气机和涡轮状态。由于空心轴转子的不对称特性,不同单元发生裂纹对转子动力学特性影响不同,当裂纹发生在空心轴转子中间部分时,此处重力作用效果最大且转子壁薄,所以呼吸效应最明显,危险程度最高。同样的裂纹深度但发生位置不同时,对空心轴转子的作用效果也大大不同。因此,找到最能代表由于裂纹发生位置改变导致空心轴转子动力学特性发生变化的特征

频率是当前急需解决的问题。

分析当裂纹分别处于空心轴转子第 6、7、8、9、10、11 单元时,转子振动响应与不同裂纹位置的关系。如图 9 所示,转子振动响应幅值随发生裂纹单元位置增加先增大后减小。当 9 号单元发生裂纹时,转子振动响应达到峰值,由于 9 号单元处于转子的中心,重力作用效果最大,转子刚度削弱最大,裂纹转子呼吸效应最明显。对于亚临界转速处的 4x 成分而言,并没有明显规律,不适合作为重型燃气轮机空心轴裂纹转子特征频率。

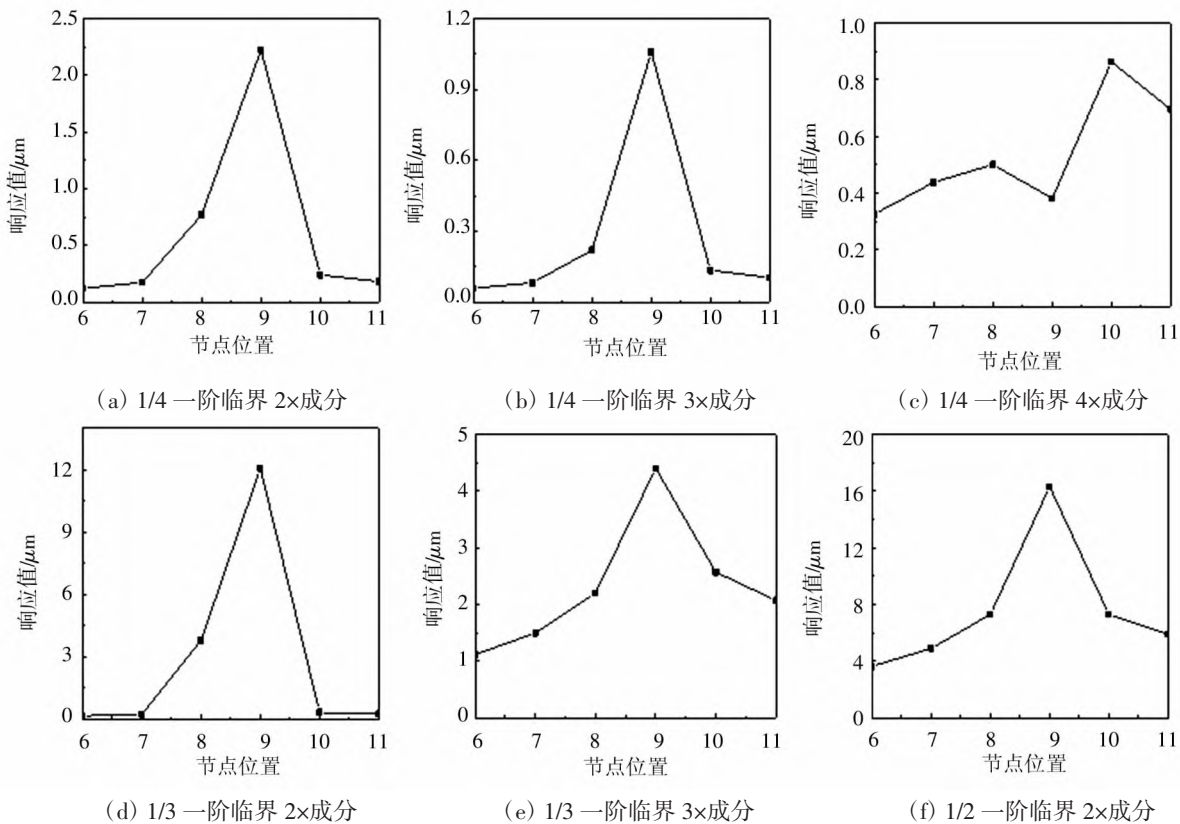


图 9 转子振动响应与不同裂纹位置关系

#### 4.5 裂纹转子动力学特性受不平衡量大小影响

静不平衡量和动不平衡量在加工、安装转子的过程中,不会因转子高精度加工工艺和安装方法的不同而消

除。在工作过程中,对振动幅值影响很大,而且不平衡程度越大,振动幅值就会越大。对于裂纹转子的诊断,如何选择不受外界加工因素影响的特征诊断频率,也是目前



急需解决的问题。

选定转子自身结构的不平衡量分别为  $50\ \mu\text{m}$ 、 $60\ \mu\text{m}$  和  $80\ \mu\text{m}$ ，分析转子振动响应随不平衡量大小变化规

律。高倍频频率成分在亚临界转速处大多不随不平衡量变化。如图 10 所示，所有亚临界转速处的基频成分随不平衡量值的升高而升高， $1/2$  一阶临界转速处的  $2\times$  成分

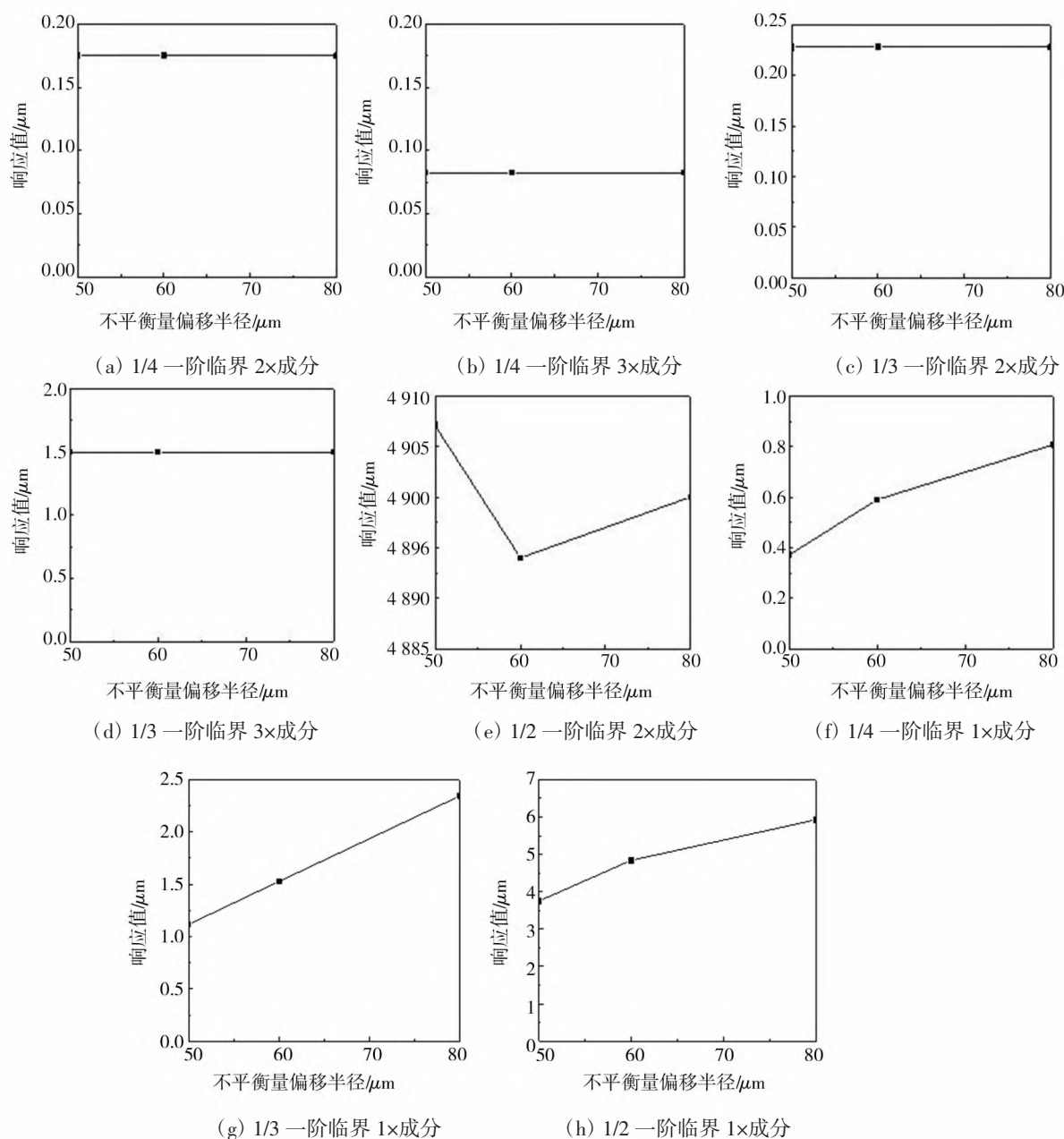


图 10 振动响应随不平衡量大小变化规律

随不平衡量值的升高而呈现出先升高后减小的变化规律，以上频率成分均不能作为诊断重型燃气轮机空心轴转子裂纹故障的特征频率。

#### 4.6 裂纹转子动力学特性受不平衡量与裂纹之间夹角大小的影响

不平衡量相角对空心轴裂纹转子的振动特性影响很大。作为实际操作中不可避免的影响因素，失衡故障会对裂纹故障信号产生一定干扰。当不平衡量相角不同时，裂

纹转子的特征信号可能会受到影响，从而对裂纹的位置和深度无法进行识别。

选择  $0^\circ$ 、 $45^\circ$ 、 $90^\circ$ 、 $180^\circ$  的不平衡量相角，分析裂纹转子动力学特性受不平衡量相角的影响。如图 11 所示，亚临界转速处  $2\times$  幅值随着不平衡量与裂纹之间的夹角增加而减小，不适合作为重型燃气轮机空心轴裂纹转子特征频率， $3\times$  保持不变。

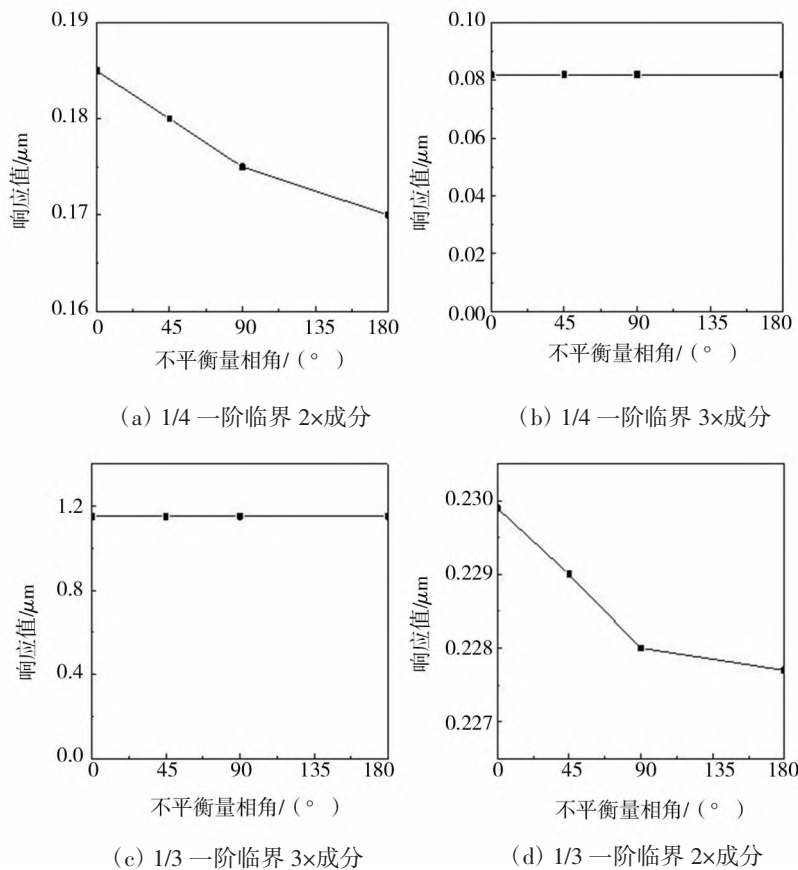


图 11 不平衡量相角与响应值的关系

## 5 结论

(1) 根据 Newmark- $\beta$  法求解动力学方程，当重型燃

气轮机空心轴转子发生裂纹故障时，出现更低的一阶临界转速和亚临界转速处的额外共振现象，具体表现为在  $1/4$  一阶临界转速处、 $1/3$  一阶临界转速处和  $1/2$  一阶临

界转速处出现共振峰值。通过频谱图发现 $2\times$ 、 $3\times$ 和 $4\times$ 超谐成分。

(2) 设定不同裂纹相对深度、裂纹位置,分析裂纹深度和裂纹位置对于转子动力学特性的影响。所有亚临界转速下的超谐成分,其幅值随裂纹深度的增加而增大,但其敏感程度因裂纹深度的变化而有所差异。除 $1/4$ 一阶临界转速的 $4\times$ 成分之外,其余超谐成分幅值随着发生裂纹位置的增加都表现为先增大后减小的趋势。

(3) 不平衡量的大小和相角对于裂纹转子基频振动有很大影响,但是对裂纹亚临界共振的超谐波成分幅值几乎没有影响。

(4) 亚临界共振下的 $3\times$ 成分的对裂纹参数更加敏感,因此,将其作为裂纹参数识别的故障特征。

#### 参考文献

- [1] A S Sekhar, P Balaji Prasad. Dynamic analysis of a rotor system considering a slant crack in the shaft[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 1997, 208(3): 457- 474.
- [2] Prabhakar S, Sekhar A S, Mohanty A R. Transient lateral analysis of a slant- cracked rotor passing through its flexural critical speed[J]. *Mechanism & Machine Theory*, 2002, 37(9): 1 007- 1 020.
- [3] Darpe A K, Chawla A, Gupta K. Analysis of the response of a cracked Jeffcott rotor to axial excitation[J]. *Journal of Sound & Vibration*, 2002, 249(3): 429- 445.
- [4] Darpe A K, Gupta K, Chawla A. Coupled bending, longitudinal and torsional vibrations of a cracked rotor[J]. *Journal of Sound & Vibration*, 2004, 269(1): 33- 60.
- [5] Darpe A K. Coupled vibrations of a rotor with slant crack[J]. *Journal of Sound & Vibration*, 2007, 305(1): 172- 193.
- [6] Hui Ma, Jin Zeng, Ziqiang Lang, Long Zhang. Analysis of the dynamic characteristics of a slant- crack cantilever beam [J]. *Mechanical System and Signal Processing*, 2016, 75: 261- 279.
- [7] Qinkai Han, Jingshan Zhao, Fulei Chu. Dynamic analysis of a geared rotor system considering a slant crack on the shaft [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2012, 331: 5 803- 5 823.
- [8] Jie Gao, Lasheng Zhao, Qiang Zhang, et al. Stiffness characteristics of a rotor shaft with slant crack including elliptical front edge[J]. *Advanced Materials Research Vols*, 2013, 706- 708: 1 566- 1 569.
- [9] Hengheng Xia. Time- varying Stiffness Characteristics of shaft with slant crack [C]. *International Conference on Modeling, Simulation and Applied Mathematics*, 2015.
- [10] 郭超众. 具有呼吸裂纹的转子动力学特征提取及预诊方法研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2014.
- [11] 李豫. 弹性支承- 裂纹转子动力学特性及故障特征提取方法研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2018.
- [12] Prabhakar S, Sekhar A S, Mohanty A R. Transient lateral analysis of a slant- cracked rotor passing through its flexural critical speed[J]. *Mechanism & Machine Theory*, 2002, 37(9): 1 007- 1 020.
- [13] Sinou J J, Lees A W. A non- linear study of a cracked rotor[J]. *European Journal of Mechanics*, 2007, 26(1): 152- 170.
- [14] Sinou J J. Detection of cracks in rotor based on the  $2X$  and  $3X$  super- harmonic frequency components and the crack- unbalance interactions[J]. *Communications in Nonlinear Science & Numerical Simulation*, 2008, 13(9): 2 024- 2 040.
- [15] M J Gó mez, C Castejón, Corral E, et al. Analysis of the influence of crack location for diagnosis in rotating shafts based on  $3x$  energy[J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2016.

通信地址: 吉林省长春市东南湖大路3888号 中国科学院  
长春光学精密机械与物理研究所(130033)

(收稿日期: 2022- 12- 12)

*sis; Molding construction*

**Finite Element Analysis and Structural Optimization of Direct-drive Fan of Cleaning Sweeper Truck**

For a direct-drive special fan of a cleaning sweeper truck, based on a mathematical theoretical model, the finite element analysis software is used to analyze the force and modality of its structure. According to the research results, the fan structure is optimized to meet the requirements of structural strength and stiffness, so as to avoid failure of the fan during use. In order to verify whether the structurally optimized fan meets the requirements of the cleaning sweeper truck, its full pressure and efficiency are analyzed. It is known from the analysis results that the pressure flow curve of the fan is smooth, the highest full pressure efficiency reaches 78.5%, and the high-efficiency flow working area is wide, which meets the requirements of the cleaning sweeper truck.

*Keywords: Finite element; Direct-drive fan; Structural optimization; Efficiency*

**Finite Element Analysis and Structural Optimization of Centrifugal Fan Impeller Based on ANSYS**

Centrifugal fans are a kind of widely used ventilation equipment, and the

impeller, as the main component, often fails to fracture. In order to optimize the impeller structure, SolidWorks is used to build a three-dimensional model of the impeller, and then ANSYS is used to analysis the force and modality of the impeller model. Based on the analysis results, it is proposed that the blade stiffness can be enhanced by welding small wheel discs at the connection between the blade and the front and rear covers. Simulation analysis is carried out on the optimized structure. The simulation results show that this method can effectively enhance the blade stiffness and extend the blade service life.

*Keywords: Centrifugal fan; Impeller; ANSYS finite element analysis; Structural optimization*

**Research on Fault Characteristics of Breathing Cracks in Hollow Shaft Rotor of Heavy-duty Gas Turbine**

Breathing cracks in hollow shaft rotors of heavy-duty gas turbines pose a serious threat to the operational safety of the equipment. In order to find an effective crack diagnosis method, Newmark-method is used to solve the equation of the bearing system of the cracked rotor of the hollow shaft, and in conjunction of the cosine model, rotor dynamics theory and finite element method, the vibration

response is obtained. When the crack depth, crack location, unbalance and phase of the breathing-cracked rotor of the hollow shaft change, the change patterns of the spectrogram, time-domain characteristics and axis trajectory diagram are analyzed to determine that the fault characteristic parameter of the breathing-cracked rotor of the hollow shaft is 3 frequency components at sub-critical rotational speed.

*Keywords: Heavy-duty gas turbine; Cracked rotor of hollow shaft; Breathing effect; Characteristic fault frequency*

**Comparative Test on Anti-loosening Properties of Different Types of Washers**

In order to study the anti-loosening properties of different types of washers, the domestic anti-loosening property test standards are introduced in general, and the anti-loosening properties of plain washers, spring washers, internal tooth-lock washers and Nord-Lock washers are tested and compared based on accelerated vibration tests. The conclusion drawn from the tests is that, plain washers do not have anti-loosening properties; spring washers have anti-loosening properties, which are from the elastic deformation after flattening, the inclined tip structure