

转子裂纹对叶尖间隙动态变化规律的影响^{*}

贾丙辉^{1,2}, 冯 勇¹, 闫国栋¹, 张 杰¹

(1. 南京工程学院机械工程学院 南京, 211167) (2. 长安大学道路施工技术装备教育部重点实验室 西安, 710064)

摘要 为指导叶尖间隙的动态测量和主动控制,建立了航空发动起涡轮转子缩减模型,在考虑转子部件所受热应力、离心力基础上,重点考虑了不同深度的裂纹发生在叶片和转子盘不同位置时对叶尖间隙的影响。结果表明:叶尖间隙变化范围随裂纹深度变大而变大;保持裂纹深度与叶片宽度比为 0.5,分别取裂纹距离叶尖 0.005,0.025 和 0.04 m 时,叶尖间隙变化范围较正常工况下最大偏移量分别为 0.11,0.38 和 0.9 mm;裂纹位于叶根时叶尖间隙的变化范围较均匀应力作用下叶尖间隙变化范围明显增大,且在发动机加、减速过程中的叶尖轨迹呈现明显不对称现象。

关键词 叶尖间隙; 航空发动机; 转子裂纹; 动态模型
中图分类号 TH17; V233.7

引 言

叶尖间隙的动态变化反映了转子部件在不同负载下产生的位移或变形,是影响涡轮效率衰减的主要因素^[1]。叶尖间隙微小的变化对整机性能有着至关重要的影响,为此,国内外学者对叶尖间隙的设计及对发动机性能影响展开了广泛的研究^[2]。文献^[3]研究了叶顶吹气对叶尖间隙密封性能的影响。Jonathan^[4]研究了基于 LPV 的预测控制理论的主动间隙控制方法。杨晓光等^[5]改进了一种预测涡轮叶尖间隙的缩减模型,用以模拟发动机各工况下温度、转速和压差对间隙的影响。费成巍等^[6]从概率的角度对叶尖径向运行间隙可靠性进行了分析。贾丙辉等^[7-8]以某航空燃气轮机为对象研究建立了其涡轮部件缩减模型,并仿真分析了涡轮叶尖间隙在不同工况下的变化规律。这些研究从试验或数值分析的角度分析了叶尖间隙对燃气轮机性能的影响或温度、转速等均匀载荷作用下叶尖间隙的变化规律。然而,长期运行的转子,由于热应力、疲劳应力及残余应力的作用,特别是在起停车或加载过程中,往往导致转子裂纹的产生^[9]。当前,对转子裂纹故障的诊断多采用传统轴系振动监测的方法来实现^[10],这种方法在一定程度上解决了裂纹故障诊断的部分问

题,但其所得早期裂纹信息常常湮没在噪声中,无法得到充分利用。叶尖间隙的变化能直接反映转子振动的实际大小变化^[11],同时,避免了因转子柔性而导致的非线性时变特征湮没裂纹故障的本质特征,通过检测叶尖间隙的动态变化是实现涡轮健康监测有效的方法之一。

笔者在前期均匀载荷对叶尖间隙瞬态变化影响规律研究基础上,重点研究发动机起、停过程中不同位置、不同深度的裂纹对叶尖间隙变化的影响,建立了叶尖间隙变化的动态模型,并从叶尖间隙动态检测及早期裂纹故障诊断角度展开讨论。

1 叶尖间隙模型总体结构

1.1 变化机理

发动机工作时,均匀变化的载荷(离心力、热应力及内压力等)引起的固定或旋转结构均匀的径向位移(应变)导致叶尖间隙轴对称性变化,不均匀载荷(如惯性、不平衡振动等)往往引起非轴对称性叶尖间隙变化。当转子裂纹故障发生时,在热应力、离心力等载荷作用下,裂纹的开合现象导致转子产生与正常工作或其他不平衡振动不同的振动特性。

^{*} 国家自然科学基金资助项目(51405222);江苏省自然科学基金资助项目(BK20131341);道路施工技术装备教育部重点实验室(长安大学)开放基金资助项目(2014G1502045)
收稿日期:2015-11-25;修回日期:2016-03-21

1.2 模型总体结构

图 1 所示叶尖间隙动态变化综合分析模型主要包括机匣、叶片及涡轮转子三部分。主要考虑温度对机匣内径、温度变化和离心力作用对转子盘及叶片的形变的影响。在此基础上,重点研究不同大小裂纹发生在叶片及转子盘不同位置时转子的振动及其对间隙变化的影响。综合以上因素,得到叶尖间隙动态模型表达

$$d(t) = r_{\text{shroud}}(t) - r_{\text{rotor}}(t) - l_{\text{blade}}(t) - v_{\text{vibration}}(t) \quad (1)$$

其中: $d(t)$, $r_{\text{shroud}}(t)$, $r_{\text{rotor}}(t)$, $l_{\text{blade}}(t)$, $v_{\text{vibration}}(t)$ 分别为叶尖间隙、机匣内径、转子盘外径、叶片长度和转子振动幅值随时间的动态变化量。

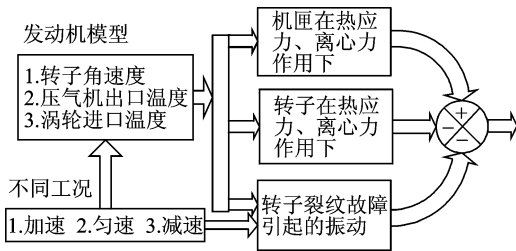


图 1 叶尖间隙的动态变化综合分析模型
Fig.1 Dynamic model of tip clearance

2 叶尖间隙动态变化模型

2.1 均匀载荷作用下间隙模型

根据均匀载荷作用下所产生的间隙变化现象建立如图 2 所示的简化机匣和转子盘模型^[1,8]。机匣的内层为起隔热作用的耐温易磨材料(石墨),外层为结构强度支撑材料。内径与接近涡轮进口温度涡轮燃气相接触,机匣的外表面与压气机排放气体相接触。叶片暴露于高温燃气中同时受离心力和热膨胀作用。将转子模型中转子盘和叶根作为一个整体分析,并将两部分模型化为一个均匀厚度的圆盘,且只考虑离心力和温度引起的形变。叶根只有上部暴露在高温核心流,假定热膨胀由压气机排气与转子盘之间产生的热交换决定,转子盘的边缘认为是绝热的且不与叶片热交换,得到仅考虑热应力、离心力均匀载荷作用下的间隙变化模型

$$d_0(t) = r_{\text{shroud}}(t) - r_{\text{rotor}}(t) - l_{\text{blade}}(t) = (r_a + u_{s1}) - (r_0 + u_{r1} + u_{r2}) - (L + u_{b1} + u_{b2}) \quad (2)$$

其中: r_a 为机匣初始内径; u_{s1} 为机匣在热应力作用下的形变; r_0 为转子初始半径; u_{r1} 为转子盘在热应

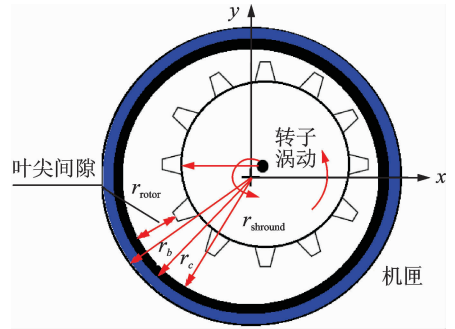


图 2 简化后的机匣及涡轮转子盘模型

Fig.2 Simplified model of casing and turbine rotor

力下的形变; u_{r2} 为转子盘在离心作用力下的形变; L 为叶片的初始长度; u_{b1} 为叶片在热应力作用下的形变; u_{b2} 为叶片在离心力作用下的形变。

2.2 裂纹转子动力学模型

航空发动机涡轮支承多为深沟球或双排滚棒轴承,具有较好的刚性。为此,笔者将转子支承简化为刚性支承,建立如图 3 所示 Jeffcott 转子系统的数学模型。此外,考虑到轴承故障的时域波形往往表现为以轴承通过频率为载波的周期性冲击脉冲调制信号和大量背景噪声的叠加,同时,特征信息常常被强大的背景信号所淹没^[12-13],故研究中不考虑转子轴承故障,只考虑不同大小裂纹位于叶片及转子盘的不同位置时转子振动特性及其对间隙变化的影响。

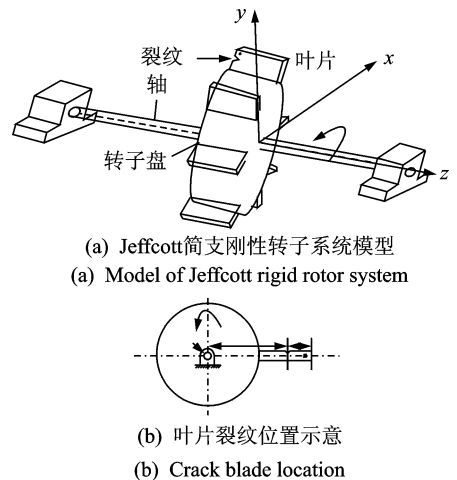


图 3 Jeffcott 转子模型及其裂纹在叶片的位置

Fig.3 Model of Jeffcott rotor and the location of crack on blade

图 3 所示的 Jeffcott 简支刚性转子系统模型运动微分方程为

$$M\ddot{\mathbf{r}} + D\dot{\mathbf{r}} + \mathbf{K}\mathbf{r} = \mathbf{F}_c(t) + \mathbf{F}_m(t) \quad (3)$$

其中: $\mathbf{r} = [x, y]^T$; x, y 为转盘在 x, y 方向的挠度;

\mathbf{M} 为广义质量矩阵,包括转盘质量和转子对 x 和 y 轴的转动惯量 J_d ; \mathbf{D} 为广义阻尼矩阵; \mathbf{K} 为广义刚度矩阵; $F_c(t)$ 为裂纹发生时对转子系统所产生作用力; $F_m(t)$ 为转子所受重力。

对于裂纹发生在叶片上,如图 3(b)所示,笔者将发动机叶片简化为带裂纹和规则平板^[14],如图 4 所示具有单边裂纹的平板示意图。

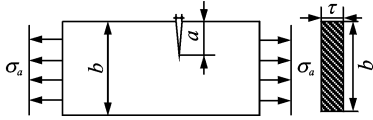


图 4 具有单边裂纹的平板

Fig. 4 Plate containing edge crack

根据文献[15],叶片上裂纹开口 δ_b 为

$$\delta_b = \frac{4\sigma(a)a}{E}V\left(\frac{a}{b}\right) \quad (4)$$

其中: a 为裂纹深度; b 为叶片宽度; $\sigma(a)$ 为平面在裂纹面位置处的正应力; E 为叶片的弹性模量。

根据经验公式^[16], $V(a/b)$ 为

$$V\left(\frac{a}{b}\right) = \frac{1.46 + 4.32[1 - \cos\left(\frac{\pi}{2} \frac{a}{b}\right)]}{\cos^2\left(\frac{\pi}{2} \frac{a}{b}\right)} \quad (5)$$

根据文献[14],平板在裂纹面位置处的正应力 $\sigma(a)$ 为

$$\sigma(a) = C_1 + C_2 a \quad (6)$$

$$C_1 = \frac{\varphi^2 \rho}{2}(L_2(t)^2 + 2L_1(t)L_2(t)) + \frac{\beta \rho(3L_1(t)L_2(t)^2 + 2L_2(t)^3)}{b} \quad (7)$$

$$C_2 = -\frac{\beta \rho(6L_1(t)^2 L_2(t)^2 + 4L_2(t)^3)}{b^2} \quad (8)$$

其中: φ 为转子角速度; β 为角加速度; ρ 为叶片密度; $L_1(t)$ 为转子几何中心到叶片裂纹中心的直线距离随时间变化的函数; $L_2(t)$ 为裂纹中心到叶尖的距离随时间变化的函数。

$$L_1(t) = r_{\text{rotor}}(t) + l_{\text{blade}}(t) - L_2 = (r_0 + u_{r1} + u_{r2}) + (L + u_{b1} + u_{b2}) - L_2 \quad (9)$$

叶片长度 L 较短,故在计算中忽略裂纹到叶尖端叶片在热应力和离心力作用下的应变为

$$L_2(t) = L_2 \quad (10)$$

由式(4)所得应力作用下裂纹开度,结合裂纹深度 a 及叶片厚度 τ (见图 4),可得裂纹在应力作用下产生的近似质量变化量为

$$m_{c1} = \delta_b a \tau \rho / 2g \quad (11)$$

其中: g 为重力加速度; τ 为叶片厚度。

叶片裂纹发生时对转子系统 x 和 y 轴方向的作

用力分别为

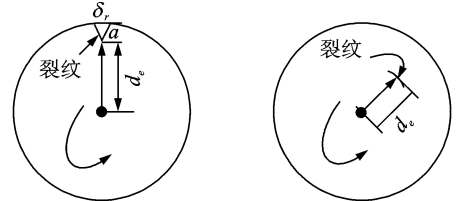
$$F_{cx1}(t) = m_c L_1(t) \cos(\varphi t) \quad (12)$$

$$F_{cy1}(t) = m_c L_1(t) \sin(\varphi t) \quad (13)$$

对于裂纹发生在叶片根部、轮盘和轮轴时,将图 3(a)所示 Jeffcott 简支刚性转子系统简化为厚度均匀的圆盘,如图 5 所示。位于叶根或转子盘边缘的裂纹(图 5(a))主要由发动机工作时转子环向应力决定

$$\delta_r = \frac{4\sigma_H a}{E}V\left(\frac{a}{r_{\text{rotor}}(t)}\right) \quad (14)$$

其中: $r_{\text{rotor}}(t)$ 为转子盘外径随时间变化的函数; σ_H 为等厚盘裂纹所受环向作用力^[16]。



(a) 裂纹位于叶根或转子盘边缘 (b) 裂纹位于转子盘或转轴上
(a) Crack of blade root or disk (b) Crack of disk or shaft location

图 5 裂纹在转子盘上的示意图

Fig. 5 The location of crack on disk and shaft of the rotor

$$\sigma_H = \frac{\rho \varphi^2}{8} \left[(3 + \nu)(r^2 + R^2) + \frac{r^2 R^2}{(R - a)^2} - (1 + 3\nu)(R - r)^2 \right] \quad (15)$$

其中: $r = r_{\text{rotor}}(t)$; $R = r_{\text{rotor}}(t) + l_{\text{blade}}(t)$; ν 为转子盘材料泊松比; φ 为转子角速度; ρ 为转子材料密度。

$$V\left(\frac{a}{r_{\text{rotor}}(t)}\right) = V\left(\frac{a}{b}\right) \quad (16)$$

由式(14)所得应力作用下裂纹开度,结合裂纹深度 a 及转子盘厚度 τ ,得裂纹在应力作用下产生的近似质量变化为

$$m_{c2} = \delta_r a \tau \rho / 2g \quad (17)$$

裂纹位于叶片根部时对转子系统 x 和 y 轴方向作用力分别为

$$F_{cx2}(t) = m_c r_{\text{rotor}}(t) \cos(\varphi t) \quad (18)$$

$$F_{cy2}(t) = m_{c2} r_{\text{rotor}}(t) \sin(\varphi t) \quad (19)$$

记图 3(a)所示 Jeffcott 简支刚性转子系统中转子横向运动阻尼系数为 c_1 ; 转子偏心为 e ; 转子自转角速度为 φ ; m 为转子质量; k 为弯曲刚度,得到带裂纹叶片转子系统等转速振动微分方程为

$$\begin{cases} m\ddot{x} + c_1(\dot{x} - e\dot{\varphi}\sin\varphi) + kx = \\ m e \dot{\varphi}^2 \cos\varphi + m e \ddot{\varphi} \sin\varphi + m_{c1} L_1(t) \cos(\varphi t) \\ m\ddot{y} + c_1(\dot{y} - e\dot{\varphi}\cos\varphi) + ky = \\ m e \dot{\varphi}^2 \sin\varphi + m e \ddot{\varphi} \cos\varphi - m_{c1} L_1(t) \cos(\varphi t) - mg \end{cases} \quad (20)$$

带裂纹位于叶片根部时等转速振动微分方程为

$$\begin{cases} m\ddot{x} + c_1(\dot{x} - e\dot{\varphi}\sin\varphi) + kx = \\ me\dot{\varphi}^2\cos\varphi + me\ddot{\varphi}\sin\varphi + m_{e2}r_{\text{rotor}}(t)\cos(\varphi t) \\ m\ddot{y} + c_1(\dot{y} - e\dot{\varphi}\cos\varphi) + ky = \\ me\dot{\varphi}^2\sin\varphi + me\ddot{\varphi}\cos\varphi - m_{e2}r_{\text{rotor}}(t) \cdot \\ \cos(\varphi t) - mg \end{cases} \quad (21)$$

对于裂纹位于转子盘内或转轴上时,如图5(b)所示,考虑到发动机涡轮转子系统的叶盘结构大多属于盘片弱耦合设计,因此,可忽略叶片刚度变化对轮盘刚度的影响,通过分析转子盘裂纹时转子系统的动力学行为研究其对叶尖间隙的影响^[17]。

2.3 考虑转子裂纹的间隙变化动态方程

综合以上分析,发动机起动、均速及停止过程中,热应力和离心力作用下的间隙变化为

$$\begin{aligned} d_1(t) = & r_{\text{shroud}}(t) - r_{\text{rotor}}(t) - l_{\text{blade}}(t) = \\ & (r_a + u_{s1}) - (r_0 + u_{r1} + u_{r2}) - \\ & (L + u_{b1} + u_{b2}) \end{aligned} \quad (22)$$

发动机起动、均速及停止过程中裂纹分别处于叶片、叶根或转子盘时,引入热应力和离心力作用因素,并考虑裂纹转子在 x 和 y 方向的振动的 v_x, v_y 引起的间隙变化分别记为

$$\begin{aligned} d_x(t) = & r_{\text{shroud}}(t) - r_{\text{rotor}}(t) - l_{\text{blade}}(t) - v_x = \\ & (r_a + u_{s1}) - (r_0 + u_{r1} + u_{r2}) - \\ & (L + u_{b1} + u_{b2}) - v_x \end{aligned} \quad (23)$$

$$\begin{aligned} d_y(t) = & r_{\text{shroud}}(t) - r_{\text{rotor}}(t) - l_{\text{blade}}(t) - v_y = \\ & (r_a + u_{s1}) - (r_0 + u_{r1} + u_{r2}) - \\ & (L + u_{b1} + u_{b2}) - v_y \end{aligned} \quad (24)$$

3 系统仿真分析

笔者描述的间隙模型在 Matlab/Simulink 环境下实现。仿真分析中所采用叶尖间隙在温度、转速等因素作用下的变化所需的输入由某型低涵道比混合排气加力涡扇军用航空发动机非线性模型给出。用数值分析的方法求解不同裂纹转子振动微分方程,得到转子振动幅值。

本研究主要对发动机起、停过程中均匀应力作用下叶尖间隙变化规律和3种裂纹发生情况下的叶尖间隙动态变化进行仿真。

1) 均匀应力作用下叶尖间隙变化仅考虑转子盘、叶片在发动机起动、匀速、减速过程中受的热应力和离心力,以及机匣所受的热应力。

2) 不同深度裂纹位于叶片相同位置时以裂纹

深度与叶片宽度的比值 a/b 为分析量,分别取 a/b 为 0, 0.25, 0.5 和 0.75 时,裂纹位于叶片径向方向 1/2 处,即 L_2 为 0.025 m 时,发动机起、停过程中转子分别在 x 和 y 方向振动位移变化及其叶尖间隙变化规律。

3) 同一深度裂纹在叶片径向不同位置时以裂纹深度与叶片宽度的比值 a/b 为分析量,取 a/b 为 0.25,裂纹离叶尖距离分别为叶片径向长度方向的 1/10 处、1/2 处和 4/5 处,即 L_2 的长度分别为 0.005, 0.025 和 0.04 m 时,发动机起、停过程中转子分别在 x 和 y 方向振动位移变化及其叶尖间隙变化规律。

4) 转子盘取 a/b 为 0.25 时,分别分析裂纹位于叶根(转子盘边缘)及裂纹离转子盘中心距离分别为转子盘半径的 1/4 处、1/2 处时,发动机起、停过程中转子分别在 x 和 y 方向振动位移变化及其叶尖间隙变化规律。

3.1 均匀应力作用下间隙变化规律

发动机起、停过程转速随时间变化关系曲线如图6所示。根据式(2),图7给出仅考虑热应力、离心力作用下发动机叶尖间隙在该过程的变化范围大约为 0.8~1.38 mm。在起动阶段,由于温度和转速提高,在离心力和热应力作用下转子盘、叶片径向应变迅速增大,叶尖间隙达到最小值 0.8 mm。由于材料特性不同,机匣内径的应变速度较慢,随机匣

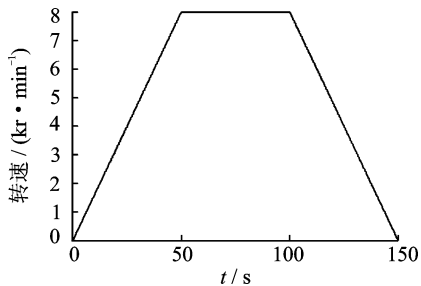


图6 发动机起、停过程转速变化范围示意图

Fig. 6 Schematic of simplified engine mission spectrum

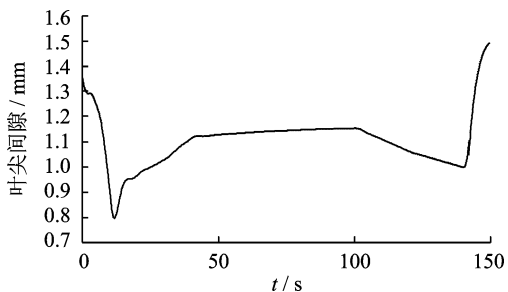


图7 起、停过程中在均匀应力作用下的间隙变化

Fig. 7 Changes of tip clearance under uniform stresses in engine starting and stopping mission

热增长间隙大小恢复到约 1.1 mm,并在发动机匀速运行阶段保持叶尖间隙值。在减速阶段,叶尖间隙值逐步恢复到初始状态。

3.2 不同深度裂纹位于叶片相同位置时叶尖间隙变化规律

如图 8 所示,当 a/b 为 0,即叶片无裂纹产生时,叶尖间隙受转子加减速引起的振动发生微小的变化。在裂纹产生及裂纹深度不断加大过程中,由图 8 中 a/b 分别为 0.25,0.5 和 0.75 时可见,叶尖

间隙在 x 和 y 方向的变化不断加大。随裂纹深度到一定程度时,如当 a/b 为 0.5 时,因转子振动而引起的间隙变化超过发动机起、停过程中因热应力、离心力等均匀应力作用下的间隙变化。当 a/b 为 0.75 时,叶尖间隙值出现负值,此时叶尖将会在机匣内层隔热材料上画出一定深度的痕迹。图 9 对比了 a/b 为 0 和 0.75 时,发动机起、停周期内随时间变化的叶尖扫过轨迹曲线。由图 9 可见,较深裂纹产生时叶尖扫过的轨迹变化范围扩大,且呈现明显的非线性。

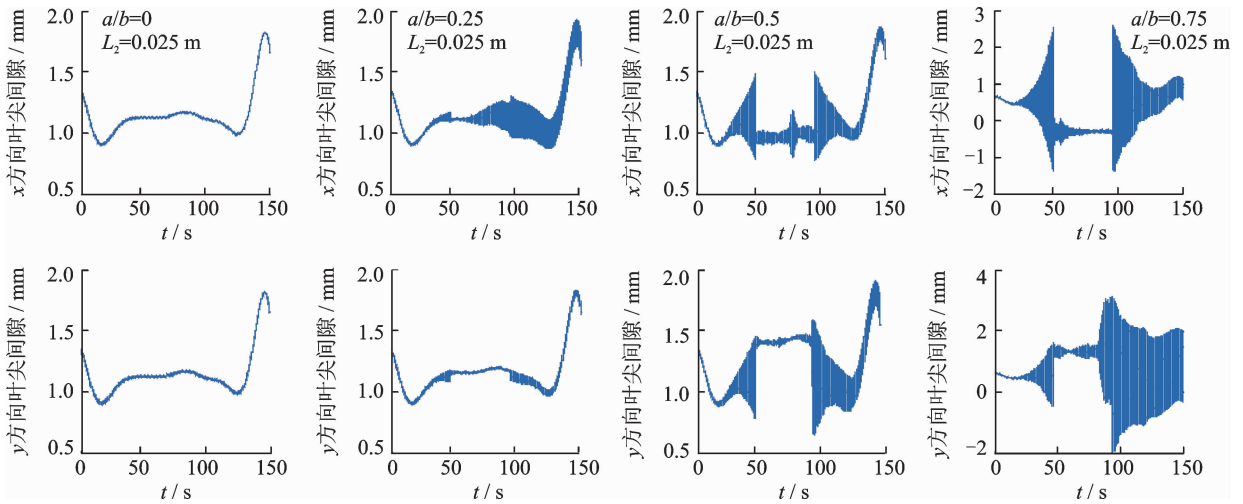


图 8 不同深度裂纹在叶片同一位置叶尖间隙的变化

Fig. 8 Tip clearance changes of different depth crack in the same location of blade

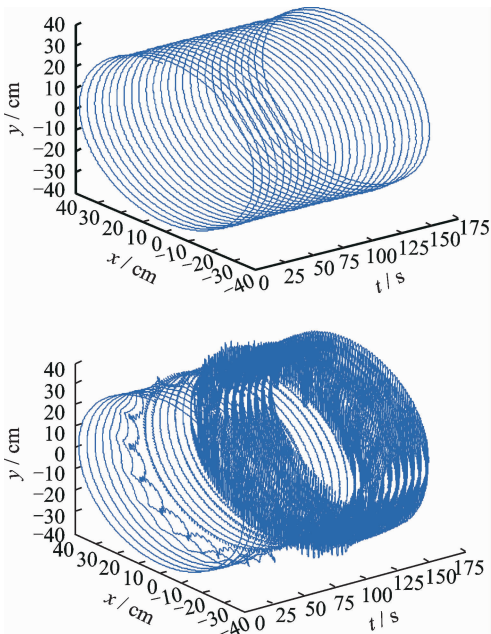


图 9 不同裂纹深度时转子叶尖在发动机起、停周期内所扫过轨迹

Fig. 9 Locus of blade tip in engine starting and stopping mission with different depth crack

3.3 同一深度裂纹位于叶片不同位置时叶尖间隙动态变化

图 10 所示为取裂纹深度与叶片宽度比 a/b 为 0.5,裂纹距离叶尖分别为 0.005,0.025 和 0.04 m (即 L_2 取 0.005,0.025 和 0.04 m)时 x 方向和 y 方向叶尖间隙在发动机起、停一周内随时间的动态变化。裂纹距离叶尖的位置越大,在相同裂纹深度下的叶尖间隙变化范围越大,叶片引起的转子不平衡振动加剧。在 L_2 分别取 0.005,0.025 和 0.04 m 时,因裂纹引起的间隙变化量与只考虑均匀应力作用下的间隙值(见式(2))相比,最大偏移量分别约为 0.11,0.38 和 0.9 mm。

3.4 裂纹位于叶根及转子盘情况下叶尖间隙动态变化

图 11 为 a/b 取 0.5 时裂纹位于叶根处(即 $L_2 = 0.05$ m)情况下叶尖间隙在 x 方向和 y 方向随时间的动态变化曲线。由图 11 可知,发动机匀速工

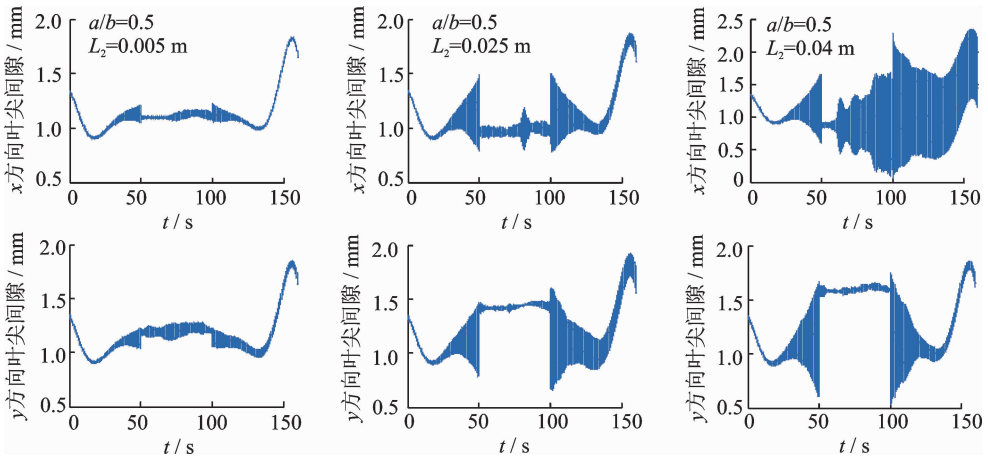


图 10 同一深度裂纹在叶片不同位置时叶尖间隙的变化

Fig. 10 Tip clearance changes of same depth crack in the difference location of blade

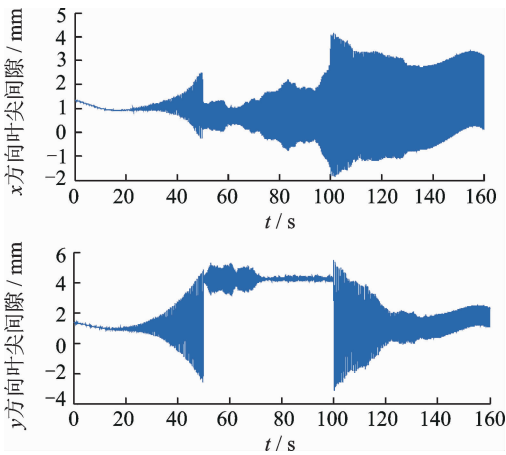


图 11 裂纹位于叶根位置时叶尖间隙动态变化曲线

Fig. 11 Tip clearance change curve of crack locate at blade root

况下的叶尖间隙 x 方向变化较 y 方向变化量大;但在整个循环周期内,叶尖间隙在变化范围约为只考虑均匀应力作用下叶尖间隙变化范围的 14.1 倍和 10 倍。图 12 所示为叶尖扫过轨迹随时间的变化关

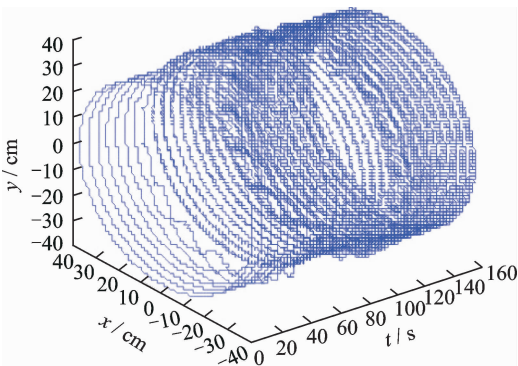


图 12 裂纹位于叶根位置时叶尖扫过轨迹

Fig. 12 Locus of blade tip in engine starting and stopping mission with crack in blade root

系曲线。由图 12 可知,在发动机加、减速过程中的叶尖间隙明显不对称。

图 13 为 a/b 取 0.5 时裂纹分别位于距离转子盘 0.19 和 0.098 m (即 $L_1=0.19$ 和 0.098 m) 情况下叶尖间隙在 x 方向和 y 方向随时间的动态变化曲线。由图 13 可知,叶尖间隙在 x 方向的变化范围分别为 0~2.7 mm 和 0.2~2.65 mm, y 方向变化范围约为 0.6~2.9 mm 和 0.9~2.9 mm,表明裂纹在转子盘的位置对叶尖间隙整体变化影响不明显。对比裂纹发生在不同位置处时叶尖扫过轨迹,不对称现象均较明显,在匀加速变匀减速瞬态和由匀加速进入匀减速瞬态,裂纹在 $L_1=0.19$ m 时较 $L_1=0.098$ m 时叶尖扫过轨迹表现出更强的非线性。

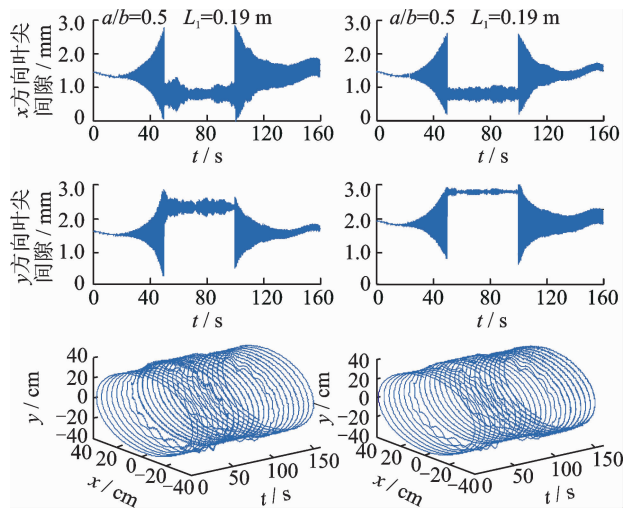


图 13 裂纹位于转子盘时叶尖间隙动态的变化及叶尖扫过轨迹

Fig. 13 Tip clearance changes of same depth crack in the difference location of disk

4 讨论

图14和图15分别为美国NASA所开展的模拟裂纹转子及其转速由6 500~10 000 r/min加速过程所得转子振动幅值试验数据^[18]。该试验中裂纹长度为50.8 mm,位于转子盘中部(见图14)。图15所得模拟转子裂纹下的转子振动变化趋势,与图11和图12所得仿真结果(0~50 s叶尖间隙变化过程)趋势一致:a.随转速增加,叶尖间隙变化范围增大;b.间隙的变化非线性特征明显,证明了裂纹转子对间隙变化的影响不可忽略。由于NASA模拟裂纹转子试验未引入温度、压力等因素的影响,所得具体结果与本研究仿真有所偏差。

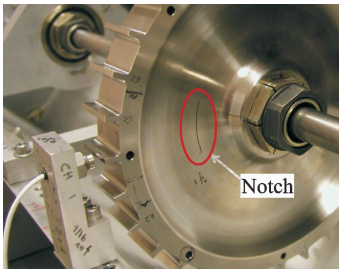


图14 模拟裂纹转子

Fig. 14 Simulated engine disk with notch

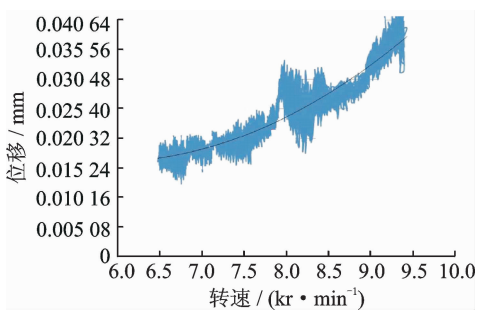


图15 NASA模拟裂纹转子振动测量试验数据

Fig. 15 Disk crack detection for fault engine test of NASA

5 结论

1) 当叶片无裂纹产生时,叶尖间隙受转子加速引起的振动发生微小的变化。在裂纹产生及裂纹深度不断加大过程中,叶尖间隙在 x 和 y 方向的变化不断加大,且随裂纹深度到一定程度时,转子振动引起的间隙变化超过发动机起、停过程中因热应力、离心力等均匀应用作用下的间隙变化。

2) 同一裂纹深度位于叶片不同位置时,裂纹距

离叶尖的位置越远,叶尖间隙变化范围越大,叶片引起的转子不平衡振动加剧。在 L_2 分别取0.005, 0.025和0.04 m时,因裂纹引起的间隙变化量与只考虑均匀应力作用下的间隙值相比,最大偏移量分别约为0.11,0.38和0.9 mm。

3) 裂纹位于叶根处情况下叶尖间隙的变化范围约为只考虑均匀应力作用下叶尖间隙变化范围的14.1倍和10倍,且在发动机加、减速过程中的叶尖间隙分布出现明显不对称现象。

参 考 文 献

- [1] Scott B L, Bruce M S. High-pressure-turbine clearance control systems: current practices and future directions[J]. Journal of Propulsion and Power, 2004, 20(2):302-311.
- [2] 张小栋, 谢思莹, 牛杭, 等. 光纤动态检测技术的研究与进展[J]. 振动、测试与诊断, 2015, 35(3): 409-416.
Zhang Xiaodong, Xie Siying, Niu Hang, et al. Research on dynamic measurement technology of fiber optic sensors and their development[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2015, 35(3): 409-416. (in Chinese)
- [3] Metodi B Z, Choon S T, Matthew M, et al. Turbine hub and shroud sealing flow loss mechanisms [J]. Journal of Turbomachinery, 2012, 134(6): 1021-1027.
- [4] Jonathan A D. Rate-based model predictive control of turbofan engine clearance [J]. Journal of Propulsion and Power, 2007, 23(4): 804-813.
- [5] 杨晓光, 黄佳. 采用改进减缩模型的涡轮叶尖间隙快速分析方法[J]. 航空动力学报, 2012, 27(9): 2048-2055.
Yang Xiaoguang, Huang Jia. Modified reduced model for rapid analysis of tip clearance of high pressure turbine[J]. Journal of Aerospace Power, 2012, 27(9): 2048-2055. (in Chinese)
- [6] 费成巍, 白广忱. 基于DCRSM的HPT叶尖径向运行间隙可靠性分析[J]. 航空学报, 2013, 34(9): 2141-2149.
Fei Chengwei, Bai Guangchen. Reliability analysis for HPT blade-tip radial running clearance based on DCRSM [J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2013, 34(9): 2141-2149. (in Chinese)
- [7] 贾丙辉, 张小栋, 任新宇. 转子对高压涡轮叶尖间隙变

- 化规律的影响[J]. 振动、测试与诊断, 2012, 32(3): 488-492.
- Jia Binghui, Zhang Xiaodong, Ren Xinyu. Effect of rotor on turbine tip clearance changes phenomena[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2012, 32(3):488-492. (in Chinese)
- [8] 贾丙辉, 张小栋, 彭凯. 机动飞行下的涡轮叶尖间隙动态变化规律[J]. 航空动力学报, 2011, 26(12): 2757-2764.
- Jia Binghui, Zhang Xiaodong, Peng Kai. Dynamic changes rule of aero-engine turbine tip clearance in maneuver flight [J]. Journal of Aerospace Power, 2011, 26(12): 2757-2764. (in Chinese)
- [9] 张欢, 朱靖, 梁恩波, 等. 含裂纹叶片的失谐叶盘对航空发动机振动特性的影响[J]. 航空动力学报, 2013, 28(9): 2076-2083.
- Zhang Huan, Zhu Jing, Liang Enbo, et al. Effect of mistuned bladed-disk induced by cracked blades on vibration characteristics of aero-engine [J]. Journal of Aerospace Power, 2013, 28(9): 2076-2083 (in Chinese)
- [10] Chulwoo J, Akira S, Bogdan I. Epureanu detection of cracks in mistuned bladed disks using reduced-order models and vibration data[J]. Journal of Vibration and Acoustics, 2012, 134(11): 1-10.
- [11] Jia Binghui, Zhang Xiaodong. An optical fiber blade tip clearance sensor for propulsion health monitoring[C] // 4th International Symposium on Jet Propulsion and Power Engineering. Xi'an: Northwestern Polytechnic University Press, 2012: 559-563.
- [12] 石瑞敏, 杨兆建. 基于 LMD 能量特征的滚动轴承故障诊断方法[J]. 振动、测试与诊断, 2015, 35(5): 832-836.
- Shi Ruimin, Yang Zhaojian. Fault diagnosis of rolling bearing based on energy feature of local mean decomposition[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2015, 35(5): 832-836. (in Chinese)
- [13] 曹宏瑞, 李亚敏, 成玮, 等. 局部损伤滚动轴承建模与转子系统振动仿真[J]. 振动、测试与诊断, 2014, 34(3): 549-552.
- Cao Hongrui, Li Yamin, Cheng Wei, et al. Rolling bearing modeling with localized defects and vibration response simulation of rotor-bearing system[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2014, 34(3): 549-552. (in Chinese)
- [14] 陈爱军, 陈钺, 章定国, 等. 高速旋转发动机叶片模型的断裂力学分析[J]. 航空动力学报, 2011, 26(9): 2044-2049.
- Chen Aijun, Chen Cheng, Zhang Dingguo, et al. Fracture mechanics analysis for rotating blade model of aero-engine[J]. Journal of Aerospace Power, 2011, 26(9): 2044-2049. (in Chinese)
- [15] Luo Huageng, Hector R, Darren H. Disk crack detection for seeded fault engine Test [R] // NASA-CR-213069. New York: National Aeronautics and Space Administration, 2014.
- [16] Wang W, Muschlitz G. Disk crack detection in spin testing using tip timing data [C] // IEEE Aerospace Conference. Piscataway, NJ: [s. n.], 2010: 1-14.
- [17] 郭超众. 具有呼吸裂纹的转子动力学特征提取及预诊断方法研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2014.
- [18] Woike M R, Abdul-Aziz A. Crack-detection experiments on simulated turbine engine disks in NASA Glenn Research Center's Rotordynamics Laboratory [R] // NASA-CR-216239, New York: [s. n.], 2010.



第一作者简介: 贾丙辉, 男, 1983年1月生, 博士、讲师。主要研究方向为传感器及测控技术。曾发表《转子对高压涡轮叶尖间隙变化规律的影响》(《振动、测试与诊断》2012年第32卷第3期)等论文。
E-mail: bhjia@njit.edu.cn