

复合材料风扇叶片-机匣碰摩振动的数值模拟

肖贾光毅¹, 陈 勇^{1,2}, 欧阳华^{1,2}, 王安正^{1,2}
(1. 上海交通大学 机械与动力工程学院, 上海 200040;
2. 先进航空发动机协同创新中心, 北京 100191)

摘 要: 基于全三维模型的复合材料风扇叶片-机匣碰摩动力学特性的数值研究。建立了复合材料三维风扇叶片-机匣实体有限元模型,考虑叶片离心刚度的影响,机匣由贝塞尔曲面拟合,风扇叶片采用 3 种不同铺层形式。基于该模型,在机匣二节径变形的情况下,计算了不同铺层叶片在不同转速下与机匣碰摩后的动力学响应。计算结果表明,铺层形式对叶片中、低转速下的碰摩振动形式影响较大,带有 90°铺层的叶片的最高振幅及不稳定振动所在区域的转速相对较低,改变铺层形式可以对复合材料风扇叶片-机匣的碰摩动力学特性加以控制。当转速靠近由 3 倍频与叶片 1 阶模态造成的共振点附近,或由 6 倍频与叶片 2 阶模态造成的共振转速附近时,叶片与机匣的碰摩会导致非稳定振动的产生。该方法与结果对复合材料风扇叶片的碰摩动力学特性研究具有一定指导意义。

关 键 词: 叶片-机匣碰摩; 复合材料叶片; 振动特性; 有限元; 非稳定振动

中图分类号: V231.3 **文献标志码:** A

Numerical investigation of composite fan blade vibration characteristics due to blade-casing rub

XIAO Jianguangyi¹, CHEN Yong^{1,2}, OUYANG Hua^{1,2}, WANG Anzheng^{1,2}
(1. School of Mechanical Engineering,
Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200040, China;
2. Collaborative Innovation Center for Advanced Aero-Engine, Beijing 100191, China)

Abstract: A full three-dimensional composite fan blade rubbing vibration calculating model was established. A complete composite fan blade modeling method was used to establish composite fan blade and casing solid element models. The influence of the blades' centrifugal stiffness was taken into consideration, Bezier surface was used to fit casing nodes. Rubbing phenomena of three blades with difference stacking sequences were studied under the assumption of a two-nodal diameter casing distortion. Results indicated that the stacking sequence pattern had a great impact on the blade rub-impact vibration characteristic at low rotational speeds. The rotating speeds of maximum amplitude and unstable vibration regions of blade with 90° layers were relatively low. The rubbing dynamic characteristics of the composite fan blade can be controlled by the stacking sequence, and when the rotating speed was close to the first-order mode resonance point of the blade caused by the third engine order, or

收稿日期: 2018-08-09

作者简介: 肖贾光毅(1993—),男,博士生,主要从事航空发动机叶片结构强度、振动等研究。E-mail:xjgy280317578@sjtu.edu.cn

通讯作者: 欧阳华(1973—),男,教授,博士,主要从事叶轮机机械不稳定流动、气动噪声、高涵道比涡扇发动机风扇噪声、弯掠叶片气动设计、叶轮机机械内部流场数值模拟和航空发动机结构振动等领域的研究。E-mail:oyh@sjtu.edu.cn

引用格式: 肖贾光毅,陈勇,欧阳华,等. 复合材料风扇叶片-机匣碰摩振动的数值模拟[J]. 航空动力学报,2019,34(5):997-1009.
XIAO Jianguangyi, CHEN Yong, OUYANG Hua, et al. Numerical investigation of composite fan blade vibration characteristics due to blade-casing rub[J]. Journal of Aerospace Power, 2019, 34(5): 997-1009.

close to the second-order mode resonance position of the blade caused by the sixth engine order, non-steady blade rubbing vibrations were generated. The method and results have certain guiding significance to the study of the rubbing dynamic characteristics of composite fan blades.

Key words: blade-casing rub; composite blade; vibration characteristic; finite element; unsteady vibration

现代先进航空发动机设计致力于最大限度地降低叶顶间隙,以提高发动机气动效率,降低碳排放。随着叶顶间隙的减小,叶片与机匣产生碰摩的可能性随之增加。在某些情况下,由碰摩引起的叶片振动可能会导致叶片或轴系的断裂,严重时还会引发一系列灾难性后果^[1]。

国内外学者针对航空发动机金属叶片与机匣的碰摩现象已经做了许多研究。Turner 等^[2-3]使用脉冲力模型对碰摩力进行了简化,研究了叶片在受到碰摩力后的刚度特性。Jiang 等^[4]基于 Padovan 等^[5]的模型给出了考虑离心力的叶片/固定机匣碰摩法向力模型。Ma 等^[6]基于 Jiang 的模型提出了基于弹性机匣的碰摩法向力模型。为更准确地描述叶片与机匣碰摩动力学特性,刘书国等^[7]基于隐式-显式相结合的积分方法,对航空发动机涡轮叶片-机匣碰摩过程进行了数值模拟,分析了叶片在受到碰摩载荷后产生的应力波与振动特性。Legrand 等^[8]使用接触动力学的方法建立了一套研究三维叶片-机匣碰摩响应的数值方法,并使用该方法研究了由于机匣变形引起的叶片碰摩振动。

针对叶片与机匣碰摩的振动特性,太兴宇等^[9]采用 Timoshenko 梁单元建立了旋转叶片在脉冲碰摩力作用下的动力学方程,研究了叶片在不同激励频率下的振动特性。马辉等^[10]采用变厚度壳单元建立了旋转叶片有限元模型,研究了叶盘静态不对中及离心力作用下叶尖与机匣发生碰摩后的振动响应。Batailly 等^[11]使用全三维数值模型,使用经验模态分解的方法研究了叶片在发生碰摩后可能产生的分叉现象。Dina^[12]使用 LS-DYNA 软件研究了叶片与机匣发生碰摩后出现的非线性振动特性。Legrand 等^[13]利用二维的叶盘-机匣模型研究了叶盘与机匣在 k 节径振型下的叶片碰摩响应问题,并分析了转速对叶片碰摩稳定性的影响。

在实验研究方面,陈果等^[14]利用带机匣的航空发动机转子实验器,进行了叶片-机匣和机匣单点-转子全周的碰摩实验,发现了机匣振动加速度信号的碰摩特性具有明显的周期冲击特征。

Mandard 等^[15]建立了一个基于静止叶片和运动机匣的碰摩实验台,研究了叶片-机匣的碰摩力在碰摩过程中的变化。Padova 等在俄亥俄州立大学的旋转实验台上进行了压气机叶片^[16]和金属风扇叶片^[17]的碰摩动力学测试,对不同进给速度、嵌入深度下的叶片碰摩动力学响应进行了实验研究。由叶顶间隙设计太小、耐磨涂层的轴向覆盖长度不足和风扇转动加速度过大,Wei 等^[18]进行风扇测试时意外地出现了叶片-机匣碰摩现象,叶尖前缘发生了部分变形与断裂。

国内外学者针对叶片-机匣碰摩问题的研究大多基于金属叶片之上,针对复合材料风扇叶片(CFB)动力学特性的研究相对较少。目前,复合材料风扇叶片主要包括两种形式:在 GE90、GENx 上使用的复合材料铺层叶片和在 CFM LEAP 上使用的复合材料三维编织叶片。本文选择复合材料铺层叶片作为研究对象,研究其碰摩动力学特性。Coroneos 等^[19]以某钛合金风扇叶片模型为基准,设计了一种“夹心”复合材料风扇叶片,并对叶片的结构特性进行了设计与优化。Siddens 等^[20]忽略了风扇叶片的分层失效机理,以壳单元为基础建立了复合材料风扇叶片的模型,提出了一套鸟撞分析的数值计算方法。Hong 等^[21]建立了一个复合材料螺旋桨叶片模型并研究了其振动及阻尼特性。美国通用(GE)公司针对复合材料风扇叶片的动力学特性进行了比较完整的研究,但尚鲜有公开发表的论文。国内针对复合材料风扇叶片的研究也处于起步阶段^[22],缺少针对复合材料风扇叶片的建模及动力学分析方法。

基于以上背景,本文针对复合材料风扇叶片的碰摩动力学特性进行了研究。首先建立动力学计算模型,模型中考虑了叶片离心刚化作用,并使用贝塞尔曲面对机匣内表面进行拟合,降低了有限元离散误差与计算时间,然后生成复合材料风扇叶片有限元模型,并针对 3 种不同铺层形式的复合材料风扇叶片,计算了它们在不同转速下的碰摩动力学响应。

1 叶片碰摩动力学计算模型

动力学计算模型如图1所示,其建立步骤主要包括:首先,建立有限元模型的动力学方程,并对模型自由度进行缩减,然后将叶片离心刚度纳入到动力学方程之中,之后使用贝塞尔曲面对机匣内表面进行光顺化处理,最后通过确定叶片与机匣的接触点和接触力,对叶片的碰摩动力学响应进行计算。

1.1 动力学方程

由于复合材料叶片结构和叶片-机匣的碰摩问题较为复杂,需要对问题进行相应简化。本文所作的假设^[8]如下:

- 1) 机匣变形后被视为刚体。
- 2) 忽略了叶片几何非线性、旋转软化及科氏力的作用。
- 3) 为了研究转速对碰摩振动响应的影响,需要将各个转速下叶片的嵌入深度控制在相同的级别,忽略了叶片的冷热态转换。
- 4) 不考虑温度梯度及气动载荷影响^[7]。

根据上述假设,机匣不直接参与动力学的计算。因此,模型的动力学方程为

$$\mathbf{M}_b \ddot{\mathbf{x}}_b + \mathbf{C}_b \dot{\mathbf{x}}_b + \mathbf{K}_b(\Omega) \mathbf{x}_b = \mathbf{F}_{\text{cont}} \quad (1)$$

式中下标 b 代表叶片,为叙述简单起见,下文中忽略该下标; $\mathbf{x}_b$ 为位移向量; $\mathbf{F}_{\text{cont}}$ 为接触力向量; $\mathbf{M}_b$ 为叶片质量矩阵; $\mathbf{K}_b(\Omega)$ 为叶片在转速为 Ω 时的刚度矩阵; $\mathbf{C}_b$ 为瑞利阻尼矩阵

$$\mathbf{C}_b = \alpha \mathbf{M}_b + \beta \mathbf{K}_b(\Omega) \quad (2)$$

式中 $\alpha = 4\pi \frac{\xi \omega_1 \omega_5}{\omega_1 + \omega_5}$, $\beta = \frac{\xi}{\pi(\omega_1 + \omega_5)}$, 设叶片低阶模态阻尼比 ξ 均为 0.02^[21], ω_1 和 ω_5 分别为叶片 1 阶和 5 阶固有频率,这种选取方式能使叶片的低阶模态振动阻尼相对较小^[23]。

采用 1 阶中心差分法,对式(1)在时域内直接进行求解,下一时间步的节点位移预测值 $\mathbf{x}_{t+\Delta t}$ 由式(3)计算得出

$$\mathbf{x}_{t+\Delta t} = \left(\frac{1}{\Delta t^2} \mathbf{M} + \frac{1}{2\Delta t} \mathbf{C} \right)^{-1} \cdot$$

$$\left[\mathbf{F}_{\text{cont}} - \left(\mathbf{K}(\Omega) - \frac{2}{\Delta t^2} \mathbf{M} \right) \mathbf{x}_t - \left(\frac{1}{\Delta t^2} \mathbf{M} - \frac{1}{2\Delta t} \mathbf{C} \right) \mathbf{x}_{t-\Delta t} \right] \quad (3)$$

式中 $\Delta t = 5 \times 10^{-7}$ s 为计算步长, $\mathbf{x}_t$ 与 $\mathbf{x}_{t-\Delta t}$ 分别为当前时间步和前一时间步的节点位移向量。

1.2 叶片自由度缩减

式(1)的自由度较高,为了在不牺牲计算精度的情况下降低模型自由度,缩短计算时间,使用固定界面模态综合法对计算模型进行简化。选取风扇叶片叶顶部分节点自由度作为固定界面,其他自由度设置为内部自由度。缩减后的位移向量可以由下式表示:

$$\mathbf{x} = \begin{bmatrix} \mathbf{x}_i \\ \mathbf{x}_{bc} \end{bmatrix} \approx \begin{bmatrix} \Phi_i & \Phi_b \\ \mathbf{0} & \mathbf{I}_b \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \boldsymbol{\varphi}_i \\ \mathbf{x}_{bc} \end{bmatrix} = \Phi \begin{bmatrix} \boldsymbol{\varphi}_i \\ \mathbf{x}_{bc} \end{bmatrix} \quad (4)$$

式中 Φ_i 为固定界面子结构前 n_i 个低阶主模态, $\boldsymbol{\varphi}_i$ 为与之对应的 n_i 阶模态坐标向量, Φ_b 为约束模态, $\mathbf{I}_b$ 为单位矩阵, $\mathbf{x}_{bc}$ 为固定界面自由度向量。

1.3 叶片离心刚度

当叶片旋转时会因离心力作用产生刚度硬化,由于复合材料风扇叶片刚度较大,在忽略几何非线性的情况下,可以在计算的转速范围 $[0, \Omega_{\text{max}}]$ 内使用由多项式拟合的离心刚度矩阵^[24]

$$\mathbf{K}(\Omega) = \mathbf{K}^0 + \Omega^2 \mathbf{K}^1 + \Omega^4 \mathbf{K}^2 \quad (5)$$

式中

$$\mathbf{K}^0 = \mathbf{K}(0)$$

$$\mathbf{K}^1 = \frac{1}{3\Omega_{\text{max}}^2} \left[16\mathbf{K}\left(\frac{\Omega_{\text{max}}}{2}\right) - \mathbf{K}(\Omega_{\text{max}}) - 15\mathbf{K}(0) \right]$$

$$\mathbf{K}^2 = \frac{4}{3\Omega_{\text{max}}^4} \left[\mathbf{K}(\Omega_{\text{max}}) - 4\mathbf{K}\left(\frac{\Omega_{\text{max}}}{2}\right) + 3\mathbf{K}(0) \right]$$

然后分别在 $\Omega = 0, \Omega_{\text{max}}/2, \Omega_{\text{max}}$ 时进行固定界面模态缩减,并组成如下 Craig-Bampton 转换矩阵^[8]

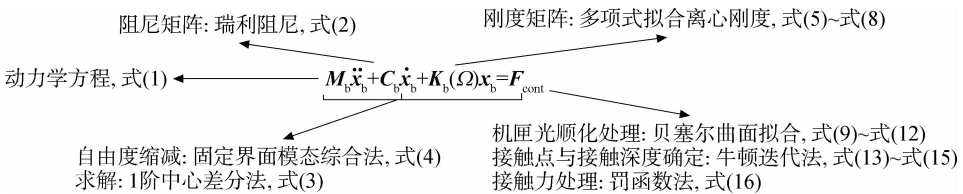


图1 动力学计算模型

Fig. 1 Dynamic calculation model

$$\Phi = \begin{bmatrix} \Phi_i(\Omega_{\max}) & \Phi_i\left(\frac{\Omega_{\max}}{2}\right) & \Phi_i(0) & \Phi_b(\Omega_{\max}) & \Phi_b\left(\frac{\Omega_{\max}}{2}\right) & \Phi_b(0) \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{I}_b & \mathbf{I}_b & \mathbf{I}_b \end{bmatrix} \quad (6)$$

式中 Φ_i 与 Φ_b 含义与式(4)相同。对式(6)的前五列进行施密特正交化,形成一个新的约束模态矩阵 Ψ 。Craig-Bampton 转换矩阵变换为

$$\Phi = \begin{bmatrix} \Psi & \Phi_b(0) \\ \mathbf{0} & \mathbf{I}_b \end{bmatrix} \quad (7)$$

利用式(7)对式(5)进行模态自由度缩减,得到

$$\mathbf{K}_r(\Omega) = \mathbf{K}_r^0 + \Omega^2 \mathbf{K}_r^1 + \Omega^4 \mathbf{K}_r^2 \quad (8)$$

式中 $\mathbf{K}_r^0 = \Phi^T \mathbf{K}^0 \Phi$, $\mathbf{K}_r^1 = \Phi^T \mathbf{K}^1 \Phi$, $\mathbf{K}_r^2 = \Phi^T \mathbf{K}^2 \Phi$, 上标 T 表示矩阵转置。缩减后的质量矩阵为 $\mathbf{M}_r = \Phi^T \mathbf{M} \Phi$ 。

1.4 叶片碰摩接触力

叶片碰摩接触力(图 1 中 $\mathbf{F}_{\text{cont}}$)的确定主要包括:对机匣进行光顺化处理,降低有限元离散后的机匣内表面外型误差;在光顺化后的机匣内表面上确定接触点位置;根据罚函数法确定接触力。

1.4.1 机匣有限元模型光顺化处理

由于机匣半径较大,加上轴向上机匣半径的变化,直接使用直单元进行碰摩计算需要较高的单元密度,会极大地增加计算时间。为了保证节点处的曲率不连续对计算结果的影响较小,利用贝塞尔曲面拟合机匣节点,使用较少的单元数量建立了表面光滑的机匣^[25]。

机匣由两簇 3 阶贝塞尔曲线所张成的贝塞尔曲面形成,可以保证各节点处的曲率连续。两簇贝塞尔曲线分别控制机匣周向与轴向外型。3 阶贝塞尔曲面可由下式计算得到:

$$S_{pq}(s, t) = \mathbf{S} \mathbf{N} \mathbf{Q}_{pq} \mathbf{N}^T \mathbf{T}^T \quad (9)$$

式中 $\mathbf{T} = (t^3, t^2, t, 1)$, $\mathbf{S} = (s^3, s^2, s, 1)$, $t, s \in [0, 1]$ 分别为贝塞尔曲面上一点在周向与轴向上的局部坐标。 $\mathbf{N}$ 与 $\mathbf{Q}_{pq}$ 分别为 3 阶贝塞尔曲线参数和控制点

$$\mathbf{N} = \frac{1}{6} \begin{bmatrix} -1 & 3 & -3 & 1 \\ 3 & -6 & 3 & 0 \\ -3 & 0 & 3 & 0 \\ 1 & 4 & 1 & 0 \end{bmatrix}$$
$$\mathbf{Q}_{pq} = \begin{bmatrix} Q_{p-1,q-1} & Q_{p-1,q} & Q_{p-1,q+1} & Q_{p-1,q+2} \\ Q_{p,q-1} & Q_{p,q} & Q_{p,q+1} & Q_{p,q+2} \\ Q_{p+1,q-1} & Q_{p+1,q} & Q_{p+1,q+1} & Q_{p+1,q+2} \\ Q_{p+2,q-1} & Q_{p+2,q} & Q_{p+2,q+1} & Q_{p+2,q+2} \end{bmatrix} \quad (10)$$

式中下标 p、q 分别为周向和轴向贝塞尔曲面控制点编号。由式(10)可知,某一点的位置需要由其在所在单元周围的 16 个贝塞尔控制点确定。接下来,需要通过贝塞尔曲面拟合机匣内表面的所有节点,为了将整个机匣内表面的节点组合形成一个完整的贝塞尔曲面,需要将机匣节点 $\mathbf{P}$ 与贝塞尔曲面控制节点 $\mathbf{Q}$ 位置转换为列向量

$$\mathbf{Q}^T = (Q_{-1-1}, Q_{0-1}, \dots, Q_{c-1}, Q_{-10}, Q_{00}, \dots, Q_{ca})$$
$$\mathbf{P}^T = (P_{-1-1}, P_{0-1}, \dots, P_{c-1}, P_{-10}, P_{00}, \dots, P_{ca}) \quad (11)$$

下标 c 与 a 分别为周向和轴向贝塞尔曲面控制点个数。然后由下式计算出贝塞尔曲面控制点 $\mathbf{Q}$

$$\mathbf{P} = \mathbf{A}_t \otimes \mathbf{A}_s \cdot \mathbf{Q} \quad (12)$$

式中

$$\mathbf{A}_t = \frac{1}{6} \begin{bmatrix} 1 & -1 & 0 & \cdots & 0 \\ 1 & 4 & 1 & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & 1 & 4 & 1 & 0 & \cdots & 0 \\ \vdots & & & \ddots & & \vdots \\ 0 & \cdots & 0 & 1 & 4 & 1 & 0 \\ 0 & \cdots & 0 & 1 & 4 & 1 \\ 0 & \cdots & 0 & -1 & 1 \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{A}_s = \frac{1}{6} \cdot$$

$$\begin{bmatrix} -1 & 0 & 1 & 0 & \cdots & 0 & 1 & 0 & -1 \\ 1 & 4 & 1 & 0 & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & 1 & 4 & 1 & 0 & 0 & \cdots & 0 \\ \vdots & & & \ddots & & \vdots \\ 0 & \cdots & 0 & 0 & 1 & 4 & 1 & 0 \\ 0 & \cdots & 0 & 0 & 1 & 4 & 1 \\ 1 & -2 & 1 & 0 & \cdots & 0 & -1 & 2 & -1 \end{bmatrix}$$

式中 $\mathbf{A}_t$ 为周向贝塞尔曲线控制矩阵,可以保证周向上贝塞尔曲线曲率连续, $\mathbf{A}_s$ 为轴向贝塞尔曲线控制矩阵。

1.4.2 接触点确定

为了确定式(1)右端项中的接触力,需要先检查叶片与机匣是否发生接触,确定可能的接触点位置。接触点位置由以下函数的最小值确定^[26]:

$$F(\xi^1, \xi^2) = \|\mathbf{r}_s - \mathbf{p}_m(\xi^1, \xi^2)\| \rightarrow \min \quad (13)$$

式中 $F(\xi^1, \xi^2)$ 为叶片顶部节点与机匣的最小距离, ξ^1 与 ξ^2 为形函数坐标, $\mathbf{r}_s$ 为叶片顶部固定节点的位置向量, $\mathbf{p}_m(\xi^1, \xi^2)$ 为机匣内表面坐标为 (ξ^1, ξ^2) 的点的位置向量。使用牛顿迭代法求其

极值即可找到机匣上距离叶顶节点最近的位置

$$\xi_{n+1} = \xi_n + \Delta \xi_n \quad \xi_0 = \begin{bmatrix} 0.5 \\ 0.5 \end{bmatrix}$$
$$\Delta \xi_n = - (F'')^{-1}_n F'_n \quad n = 1, 2, 3, \dots \quad (14)$$

式中

$$F' = - \begin{bmatrix} \rho_1 \cdot (r_s - \rho_m) \\ \rho_2 \cdot (r_s - \rho_m) \end{bmatrix}$$
$$\rho_i = \frac{\partial \rho}{\partial \xi^i} \quad i = 1, 2$$
$$F'' =$$

$$- \begin{bmatrix} \rho_1 \cdot \rho_1 - \rho_{11} \cdot (r_s - \rho_m) & \rho_1 \cdot \rho_2 - \rho_{12} \cdot (r_s - \rho_m) \\ \rho_2 \cdot \rho_1 - \rho_{21} \cdot (r_s - \rho_m) & \rho_2 \cdot \rho_2 - \rho_{22} \cdot (r_s - \rho_m) \end{bmatrix}$$

得到机匣内表面距离叶片顶端最近的位置 $\rho_m^*(\xi^1, \xi^2)$ 后, 利用式(15)检查叶片是否与机匣发生接触, 并确定相应接触深度 δ 。

$$\delta = -n(\xi^1, \xi^2) \cdot [r_s - \rho_m^*(\xi^1, \xi^2)] \quad (15)$$

式中 $n(\xi^1, \xi^2)$ 为机匣上距离叶片顶点最近位置的内法向单位向量。

1.4.3 接触力处理

接触力的处理方法主要有两种: 拉格朗日乘子法和罚函数法。拉格朗日乘子法可以保证非嵌入条件严格满足, 但是会导致不连续的速度, 可能会造成数值震荡, 另外, 如果不经迭代直接使用拉格朗日法, 可能会导致实际接触点存在偏差^[27]。罚函数法消除了接触面的速度不连续, 但允许存在部分嵌入^[28], 容易产生较大的嵌入深度。因此, 本文采用黄金分割法对嵌入力进行迭代, 虽然增加了部分计算时间, 但能够保证接触位置的准确性, 又能使嵌入深度 δ_i 小于临界值 δ_c ^[29], 设定 $\delta_c = 0.1 \mu\text{m}$ 。针对每个叶片固定界面顶点定义罚函数

$$F_{\text{cont}, i, n} = \alpha_{i, n} \cdot \delta_{\text{imax}} \cdot F_{\text{cont}, \text{set}}$$
$$i = 1, 2, \dots, n_{\text{fixed}}$$
$$\alpha_{i, n} = k^n \quad n = 0, 1, 2, \dots \quad (16)$$

式中 α_i 为惩罚因子, k 为增长因子, 在本计算中 $k=2, n_{\text{fixed}}$ 为固定界面节点数。 $F_{\text{cont}, \text{set}}$ 为单位深度的碰摩估计力^[30]。

通过计算找到一个 $\alpha_{i, n}, F_{\text{cont}, i, n}$ 使得 $\delta_i < \delta_c$, 若

- 1) $0 < \delta_i < \delta_c$, 则计算值为真实值。
- 2) $\delta_i < 0$, 则在 $\alpha_{i, n} \in [k^{n-1}, k^n]$ 区间内使用黄金分割法迭代得到 α_i 使得 $0 < \delta_i < \delta_c$ 。

1.5 计算流程

上述计算流程如图 2 所示。



图 2 计算流程图

Fig. 2 Calculation process

2 叶片、机匣模型及计算工况设置

2.1 复合材料风扇叶片模型

复合材料风扇叶片由数百层形状各不相同的碳纤维预浸料层叠铺放后加压固化形成, 铺层的设计不仅是实现叶片精确成型的关键, 更是叶片内部结构强度分布合理的关键, 但铺层设计技术被国外航空发动机公司视为商业机密, 仅有 GE 公司 1994 年申请的专利^[31]中提及了复合材料风扇叶片的铺层结构设计, 并将其分为以下几个过程: 叶片气动外形设计、叶片体积填充铺层、铺层分组、铺层排序、确定铺层纤维方向、铺层结构检查和评估等。

本文根据国内外学者的理论与实验验证, 结合工业界的复合材料结构设计经验和设计准则^[32-35], 完成了复合材料风扇叶片的铺层结构设计。其中, 铺层分组、铺层排序和确定铺层纤维方向是复合材料风扇叶片初始设计最关键的几个步骤。首先, 根据叶片气动外形和碳纤维预浸料参数, 对叶片吸力面和压力面之间的体积进行填充, 得到两曲面之间的铺层数和每一铺层的三维形状; 然后根据文献^[32-35]中提及的设计准则, 对铺层进行分组和排序; 最后, 确定铺层纤维方向, 并对铺层的可制造型进行分析。叶片模型的具体建立方法参见文献^[36]。选取风扇叶片在流道中的部分作为研究对象, 在商业软件 ANSYS 中完成风扇叶片的有限元建模, 其有限元实体模型如图 3 中所示。单元形式为六面体八节点实体单元, 厚度方向上的单元形式为 Monolithic^[36-37], 叶

片根部节点完全固定。碳纤维预浸料为东丽 T700 级碳纤维丝束与中温环氧树脂制成的单向带。

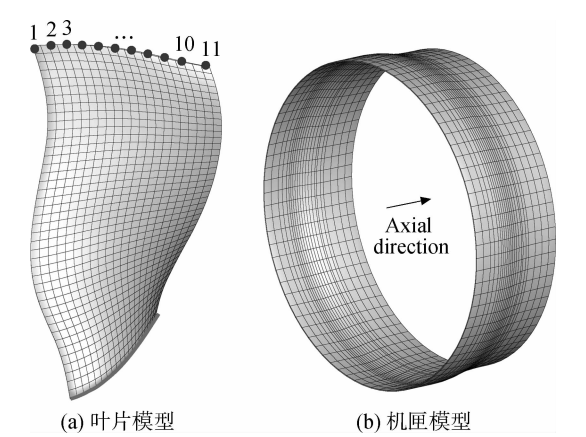


图 3 叶片与机匣有限元模型
Fig. 3 Finite element models of the fan blade and casing

叶片模型固定界面点位于叶尖处,如图 3(a)中点 1~点 11 所示。叶片缩减模型的固定界面模态数为 33,约束模态数为 96,能够保证缩减后模型的前 50 阶频率与原模型频率的误差在 1% 以内,如图 4 所示。缩减模型与原模型前 5 阶模态频率 f 在各个转速 n 下的相对误差均小于 0.01%,可用于后续的碰摩动力学计算。

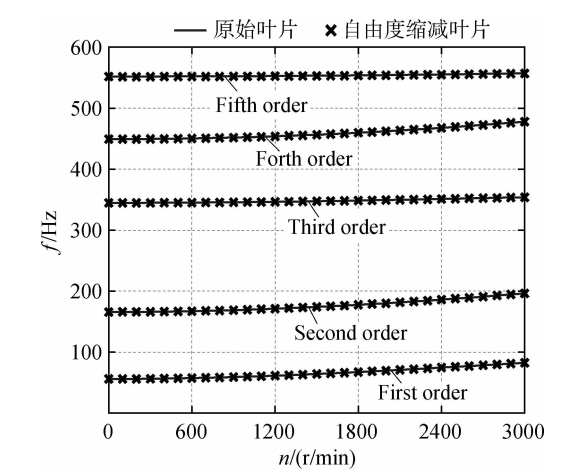


图 4 原始叶片与自由度缩减叶片在不同转速下模态分析计算结果
Fig. 4 Modal analysis results of original blade and reduced order blade model calculated at different rotating speeds

本文使用 3 种典型铺层形式,对复合材料风扇叶片的碰摩振动响应进行研究,分别是: $[-45^\circ/0^\circ/45^\circ/0^\circ]_s$ (记为 CFB1),为复合材料风

扇叶片典型的铺层形式; $[-45^\circ/0^\circ/-45^\circ/0^\circ/45^\circ/0^\circ]_s$ (记为 CFB2),该铺层形式能够增加叶片的抗弯能力; $[-45^\circ/0^\circ/45^\circ/90^\circ]_s$ (记为 CFB3),能增加叶片的抗扭转能力^[25]。下标 s 代表铺层形式以叶片厚度中面(neutral plane)为对称面对称形式。CFB3 的铺层形式示意图如图 5 所示,图中形象地展示了各铺层角度的方向。

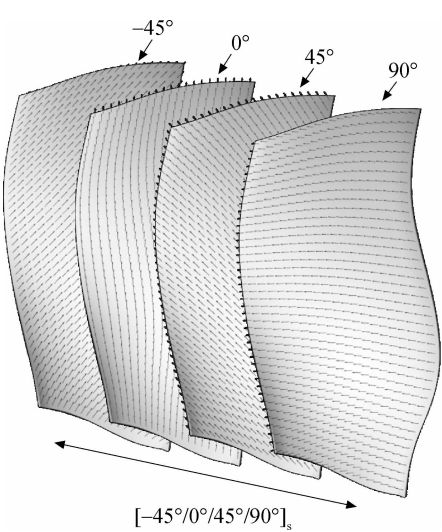


图 5 CFB3 铺层形式示意图
Fig. 5 Ply stacking sequence schematic diagram of CFB3

2.2 叶顶间隙分布

参考文献[17]的实验结果进行叶顶间隙分布的设计:风扇叶片叶顶间隙由前缘至尾缘逐渐增大,叶片前缘至 20%弦长处间隙增幅为前后缘叶顶间隙差 $\Delta\delta$ 的一半,叶顶 20%~50%弦长区间内的间隙增幅为 $1/4\Delta\delta$,叶顶后半弦长的间隙增幅为 $1/4\Delta\delta$ 。前缘与后缘叶顶间隙 δ_1 、 δ_2 分别为叶尖前缘半径的 0.1% 和 0.3%。模型如图 3(b)所示,模型中机匣轴向后端面上的节点全部固定,机匣最大内径为 1846 mm,摩擦因数为 0.3。

针对该机匣模型,使用 80 个周向贝塞尔曲面节点控制其周向外形,在一个机匣周向位置使用 23 个轴向贝塞尔曲面节点控制其轴向外形,共有 1840 个节点控制机匣内表面形状。使用贝塞尔曲面拟合机匣内表面后,叶片与机匣间隙的数值计算结果与实际值之差小于 $0.1\mu\text{m}$,对结果的影响可以忽略不计。

2.3 计算工况

在飞机起降和高负荷飞行时,风扇/涡轮机匣可能会因为温度梯度、惯性力等的作用发生二节

径或三节径变形^[38-39],导致叶顶间隙减少。本文根据建立的动力学模型,研究了复合材料风扇叶片在机匣产生二节径变形时的碰摩动力学响应。从文献[39]的结果可以看出,在整个飞行包线中,风扇叶片叶顶间隙会在一个较宽的转速范围内减小,尤其是在发动机转速变化剧烈的起飞和硬着陆过程中,其间隙分布情况类似于由机匣二节径变形产生的间隙分布。因此,本文的计算转速范围设置为 1000~3000 r/min,计算转速间隔为 50 r/min。由于本文中没有考虑机匣内表面耐磨材料的作用,所以将叶片与机匣的碰摩强度设置为轻度碰摩,突出叶片在各转速下与机匣碰摩引起的振动响应:将机匣最大径向变形为叶尖轴向位置处的 102% δ_1 ,其变形在一个旋转周期内逐渐施加。这样,叶片在开始时的碰摩强度较小,如果没有产生由碰摩引起的共振,叶片振幅会以很快的速度衰减,有利于危险转速的提取与分析。

3 计算结果及分析

3.1 叶片振幅分布形式与铺层形式的关系

不同铺层叶片的坎贝尔图如图 6 所示,EO(engine order,量符号记为 O_e)为转速的倍频。图中所示,由于 CFB3 存在 90°铺层,其动频相对较低;CFB2 中-45°铺层所占比例较 CFB1 更高,其叶片动频较 CFB1 有略微的提升。

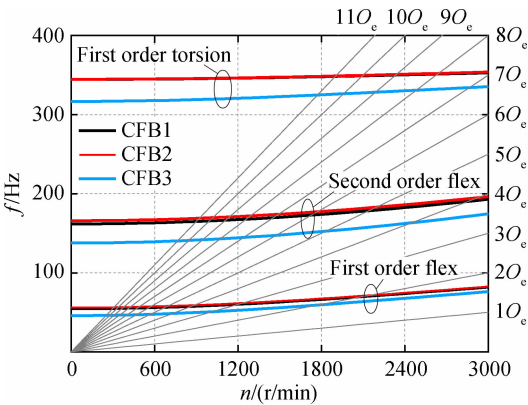


图 6 坎贝尔图
Fig. 6 Campbell diagram

由于在各个转速下,叶片最大振幅均出现在叶尖前缘位置,所以下文均以叶尖前缘点为对象进行分析。图 7 为各叶片叶尖前缘最大振幅随转速的变化图,横坐标为转速,纵坐标为叶尖前缘在该转速下的最大振幅。图中所示,在转速高于 2300 r/min(77%最高计算转速)的转速区间内,

各叶片最大振幅大致相同,而在低于 2300 r/min 的转速区间内,各叶片最大振幅沿转速的分布存在差异,具体表现在计算发散转速区间的不同与计算收敛时叶片最大振幅所在转速的差异。当叶片为非稳定振动时,会出现计算发散的情况。为了清楚地显示非稳定振动转速区间,将叶片非稳定振动时的叶片振幅设置为一个相对较大的值,如图 7 所示,当非稳定振动的叶尖振幅大于 0.1 m。非稳定振动转速区间包括 $D_{11}=[1\ 100, 1\ 150]$, $D_{21}=[1\ 150, 1\ 200]$, $D_{12}=[1\ 600, 2\ 000]$, $D_{22}=[1\ 700, 2\ 050]$ 和 $D_{32}=[1\ 100, 1\ 700]$ 。

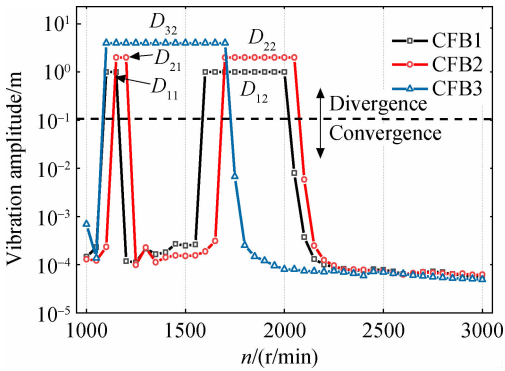


图 7 叶片最大振幅与转速关系图

Fig. 7 Blades' maximum amplitudes vs. rotating speed

当转速在 D_{11} 与 D_{12} 内,CFB1 为非稳定振动。叶片振幅在略高于 D_{12} 的转速区间内相对较大,但随着转速的升高迅速降低:从 2050 r/min 时的 8 mm 下降到 2100 r/min 时的 0.4 mm。在其他的转速区间内,叶片最大振幅均保持在 0.3 mm 以下。CFB2 存在两个非稳定振动转速区间 D_{21} 与 D_{22} ,当转速从 2100 r/min 升到 2150 r/min 时,叶片最大振幅从 6 mm 下降到 0.25 mm。CFB3 仅存在一个相对较宽的非稳定振动转速区间 D_{32} 。当转速从 1750 r/min 上升到 1800 r/min 时,叶片最大振幅从接近 7 mm 下降到 0.25 mm 左右。铺层形式对叶片非稳定转速区间与最高振幅转速影响较大。带有 90°铺层的 CFB3 非稳定转速区间较宽,其最大振幅所在转速低于其他两叶片。而-45°铺层所占比重相对较大的 CFB2 非稳定转速区间与最高振幅所在转速略高于 CFB1。

图 8 为各叶片在振幅最高的转速下叶尖前缘周向位移的频域响应。CFB1 与 CFB2 的位移响应频率特征比较清晰,包括叶片 1 阶动频($2O_e$,1 阶弯曲)、 $4O_e$ 与 3 阶动频($10O_e$,1 阶扭转)。叶片[-45°/0°/45°/90°]的振动响应仅由叶片 1 阶

动频($2O_e$, 1 阶弯曲)与 $4O_e$ 组成。由于 CFB3 振幅极值所在转速靠近 3 阶动频线(1 阶扭转)与奇数倍频 $11O_e$ 的交点,在机匣变形为二节径的情况下,叶片高阶动频与奇数倍频不会产生明显的共振。综上所述,当机匣发生二节径变形时,叶片 1 阶动频与 $2O_e$ 产生的共振造成了叶片振幅的增大,该共振转速略高于非稳定振动转速区间 D_{12} 、 D_{22} 和 D_{32} 。

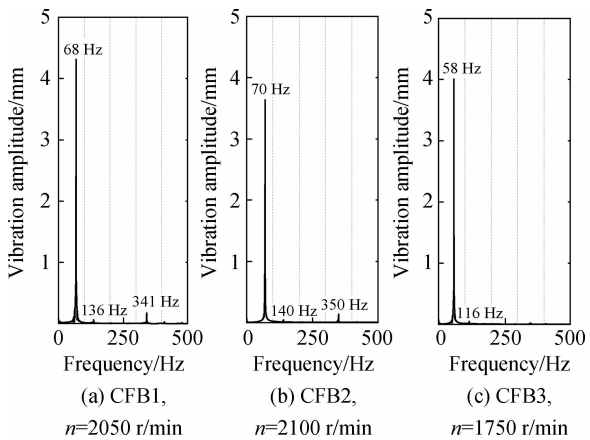


图 8 各振幅最高转速下叶片碰摩振动频域响应
Fig. 8 Frequency response of blade vibrations at maximum amplitude rotating speeds

3.2 叶片非稳定振动及叶片铺层形式的影响分析

由图 7 可知,可以将非稳定振动区间分为两类:转速范围相对较大的 D_{12} 、 D_{22} 、 D_{32} 与转速范围相对较小的 D_{11} 、 D_{21} 。下面将分别对这两类非稳定振动区间及铺层形式对其的影响进行分析。

3.2.1 D_{12} 、 D_{22} 、 D_{32} 内的叶片非稳定振动

在计算发散前,各叶片在 D_{12} 、 D_{22} 和 D_{32} 内的转动圈数如图 9 所示。图中所示, D_{12} 、 D_{22} 和 D_{32} 内叶片转动圈数最少的转速分别为: $D_{12,min}=1750\text{ r/min}$, $D_{22,min}=1800\text{ r/min}$ 和 $D_{32,min}=1400\text{ r/min}$ 。由于叶片在这些转速下叶片转动圈数相对较少, $D_{12,min}$ 、 $D_{22,min}$ 和 $D_{32,min}$ 更靠近叶片非稳定振动的中心转速。由图 6 可知,CFB1 的 2 阶动频与 $6O_e$ 的交点以及 3 阶动频与 $12O_e$ 的交点靠近转速 $D_{12,min}$ 。CFB2 的 2 阶动频与 $6O_e$ 的交点以及 3 阶动频与 $12O_e$ 的交点靠近转速 $D_{22,min}$ 。CFB3 的 2 阶动频与 $6O_e$ 的交点靠近转速 $D_{32,min}$ 。

叶尖前缘在 $D_{12,min}$ 、 $D_{22,min}$ 、 $D_{32,min}$ 时的振动位移时域结果如图 10 所示。可以看出,在计算发散前,叶片振幅成倍增长。CFB1 与 CFB2 的计算发散中心转速与振动位移响应大致相同,CFB3 的

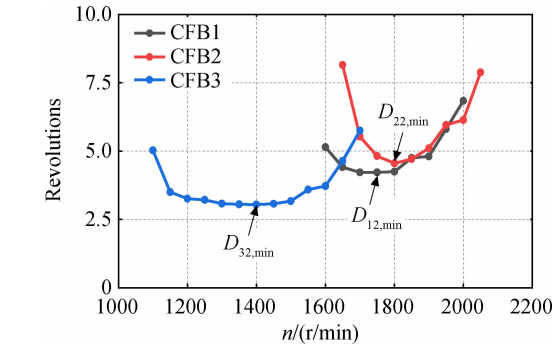


图 9 计算发散前叶片转动圈数
Fig. 9 Blade revolutions before calculation divergence

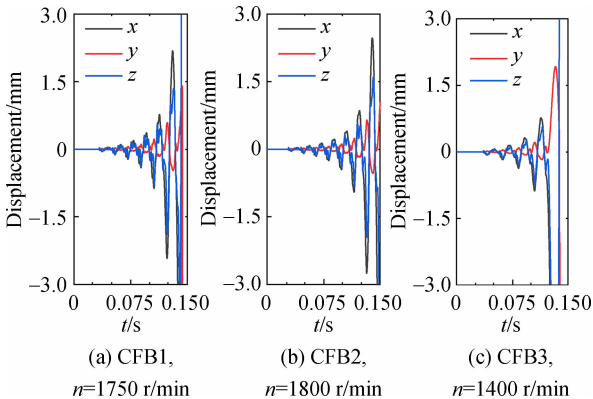


图 10 叶尖前缘振动时域图
Fig. 10 Vibration time-domain diagram of blade tip leading edge

前 3 阶动频较其余两叶片低 $10\% \sim 20\%$,其振动周期较长,但振幅增长速度与其余两叶片大致相同。

为了分析叶片在非稳定振动区间内的振动频域特性,需要对叶尖前缘在各转速下的 x (周向)、 y (径向)、 z (轴向)3 个方向的位移响应进行频谱分析。在周向与径向上, D_{12} 、 D_{22} 和 D_{32} 的频谱结果与其他转速区分度相对较低,而在轴方向上的频谱结果区分度较高。图 11 为叶尖前缘节点轴向位移频谱瀑布图,频谱分析关注的重点放在各频率成分所占比重,各转速下的频谱幅值均以各转速最高频响幅值作归一化处理,图中 1F、2F 和 1T 分别代表叶片 1 阶弯曲、2 阶弯曲和 1 阶扭频率。 D_{12} 、 D_{22} 和 D_{32} 的计算时间较短,使得这些转速区间内频谱的频率分辨率较低,最低为 6 Hz。因为所关注的频率范围较宽,加上各个频率间隔较大,该频率分辨率对频谱结果的分析影响不大。

如图 11 所示,CFB1 和 CFB2 的频谱结果大致相同:在转速低于 D_{12} 、 D_{22} 时(忽略 D_{11} 、 D_{21}),

$2O_e$ 、 $4O_e$ 、 $6O_e$ 与 $8O_e$ 所占比重较大,在靠近叶片 3 阶动频的位置存在 $12O_e$ 以上的高阶倍频成分。在 D_{12} 、 D_{22} 内,叶片频率响应主要集中在 $2O_e$ 、 $4O_e$ 、 $6O_e$ 等相对较低的倍频附近。当转速高于 D_{12} 、 D_{22} 时,叶片频率响应主要集中在 $2O_e$ 、 $4O_e$ 、 $8O_e$ 、 $10O_e$ 上,高频成分所占比重明显增加, $6O_e$ 在高于 D_{12} 、 D_{22} 的转速下所占比重很小。CFB3 的频谱瀑布图显示, D_{32} 内 $2O_e$ 、 $4O_e$ 、 $6O_e$ 的频率特征较明显,叶片 3 阶动频处存在一些幅值较低的高频成分。与 CFB1、CFB2 类似,在高于 D_{32} 的转速下,CFB3 的频率响应集中在 $2O_e$ 、 $4O_e$ 、 $8O_e$ 、

$10O_e$ 上, $6O_e$ 所占比重很小。结合图 6 与图 11 可知, D_{12} 、 D_{22} 和 D_{32} 内的 $6O_e$ 成分靠近叶片 2 阶动频。

由上述分析可知, D_{12} 、 D_{22} 、 D_{32} 内叶片的碰摩振动的频率成分主要由叶片 $2O_e$ 、 $4O_e$ 、 $6O_e$ 构成,其中 $2O_e$ 靠近叶片 1 阶动频, $6O_e$ 靠近叶片 2 阶动频,两者共同作用导致叶片发生了 1、2 阶模态共振,诱发了非稳定振动。叶片的非稳定振动会引起计算的发散,其原因将在后文中进行讨论。

3.2.2 D_{11} 、 D_{21} 内的叶片非稳定振动

叶片在 D_{11} 和 D_{21} 内的振动响应随时间 t 的变化如图 12 所示,两叶片的碰摩振动形式类似:在发生碰摩后,叶片振幅呈周期性增长,增长周期约为 0.05 s,靠近转动周期 0.052 s。叶片振幅逐渐增大,在不到 0.3 s 的时间内计算发散。

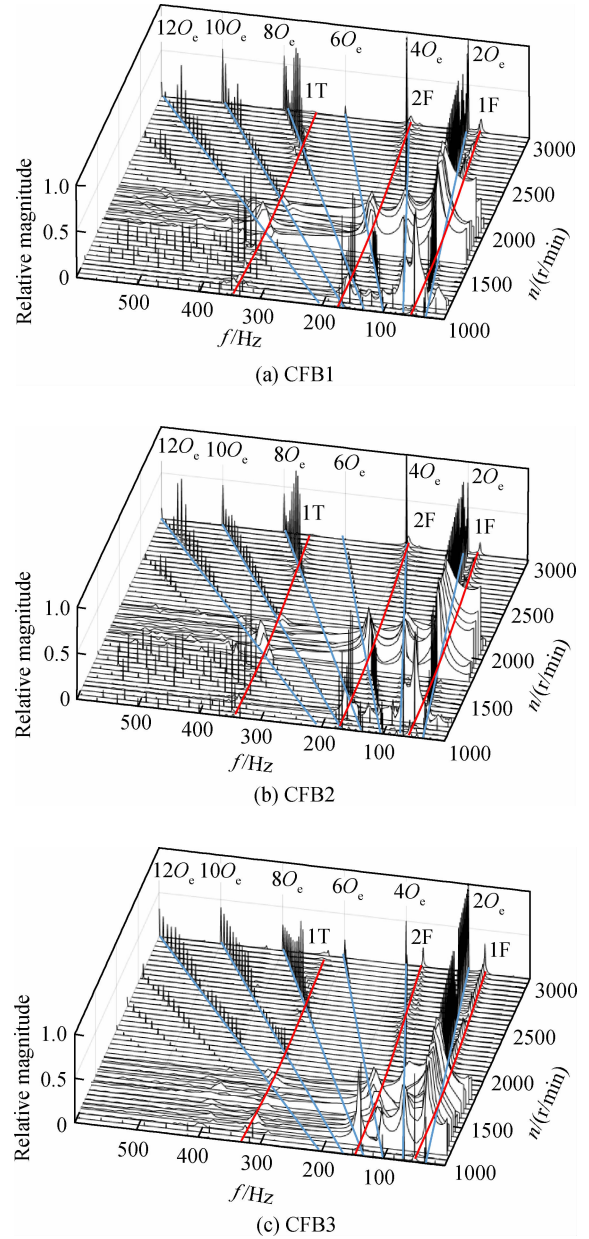


图 11 叶尖前缘节点轴向振动频谱图
Fig. 11 Axial vibration spectrum of blade tip leading edge

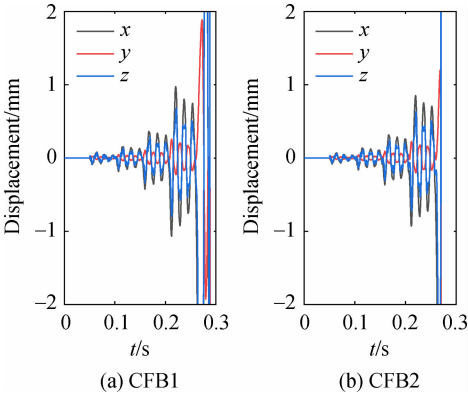


图 12 叶尖前缘振动位移响应($n=1150\text{ r/min}$)
Fig. 12 Displacement response of blade tip leading edge ($n=1150\text{ r/min}$)

由于 CFB1 与 CFB2 在 1150 r/min 下的碰摩振动位移响应较接近,仅选取 CFB1 作为叶片振动频率特性的研究对象,并截取前 0.25 s 的振动进行分析,其振动频响特性见图 13。可以看出,叶片在各振动方向上均存在 20 Hz ($1O_e$)、56 Hz ($3O_e$) 和 96 Hz ($5O_e$) 的奇数倍频响应, $3O_e$ 靠近叶片 1 阶动频 59 Hz;叶片周向(x 方向)振动包含 3 阶动频成分;轴向(z 方向)振动包含叶片 2 阶与 3 阶动频。对比图 11 与图 13 可知, D_{11} 、 D_{21} 内叶片振动位移响应的频率特征主要表现在低阶奇数倍频的频响幅值,尤其是 $3O_e$ 处的幅值放大现象;而在振动稳定转速区间内,叶片振动位移响应的频率特性主要表现为偶数倍频处的频响幅值及叶片低阶动频处的幅值放大现象。因此,在 D_{11} 、 D_{21} 内, $3O_e$ 靠近叶片 1 阶固有频率,加上 $1O_e$ 、 $5O_e$ 等

低阶奇数倍频的作用,使叶片形成非稳定振动,最终导致计算发散。

由上述分析可知,铺层形式对复合材料叶片的碰摩振幅分布及非稳定振动转速区域影响较大。因此,可以通过叶片铺层形式进行设计,达到控制复合材料叶片碰摩动力学特性的目的。

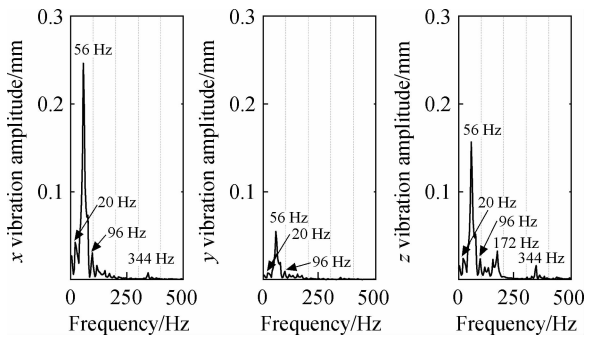


图 13 叶尖前缘各方向振动频谱图
(CFB1, $n=1150\text{ r/min}$)

Fig. 13 Vibration spectrum of blade tip leading edge
(CFB1, $n=1150\text{ r/min}$)

3. 2. 3 计算发散原因分析

前文分析了不同铺层形式的叶片在各个转速下的碰摩振动响应特性,发现了几个非稳定振动的转速区间,分析了这些区间内叶片的振动特性及叶片振幅增加的原因。从计算结果可知,叶片的非稳定振动会造成计算的发散,本节将以 CFB1 为研究对象,选取靠近其计算发散边界的 1560 r/min 为转速,对计算发散的原因进行讨论。

叶尖前缘的位移响应如图 14 所示。在 $0\sim 0.2\text{ s}$ 时,叶片振幅增长速度较慢; 0.2 s 以后,叶片振幅增长速度加快; 0.25 s 后振幅增长形式与图 10 类似,并在 0.29 s 左右出现了计算发散。

图 15 为叶尖前缘点的叶顶间隙时域变化图。图中所示,叶片与机匣的单次碰摩时间随叶片振幅增大逐渐增加:从 $t=0.222\text{ s}$ 时的 0.003 s 到 $t=0.262\text{ s}$ 时的 0.0045 s 。叶片在 0.2805 s 时发生了最后一次碰摩,叶片 1 号节点始终与机匣保持接触,2 号节点在 0.2855 s 时与机匣发生接触,随后 3、4 号节点也分别与机匣发生了接触。最终,计算在 $t=0.29\text{ s}$ 时发散。

为了确定叶片在受到碰摩力后的变形,在叶尖前缘处施加一个大小为 $10\,000\text{ N}$ 的径向力 F_n 和一个大小为 $3\,000\text{ N}$ 的周向力 F_t ,以模拟叶尖在受到较大碰摩力后的变形情况。图 16 为叶片径向变形结果,叶片沿 $-z$ 方向转动。节点 1 由

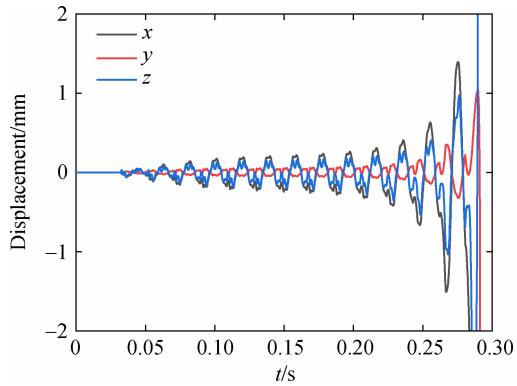


图 14 叶尖前缘振动时域图(CFB1, $n=1560\text{ r/min}$)
Fig. 14 Vibration time-domain diagram of blade tip leading edge (CFB1, $n=1560\text{ r/min}$)

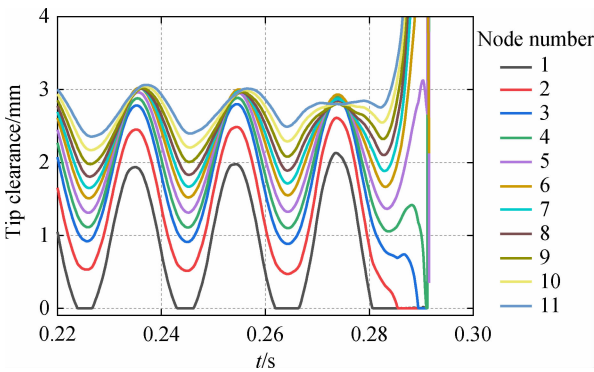


图 15 叶顶间隙图(CFB1, $n=1560\text{ r/min}$)
Fig. 15 Blade tip clearance diagram
(CFB1, $n=1560\text{ r/min}$)

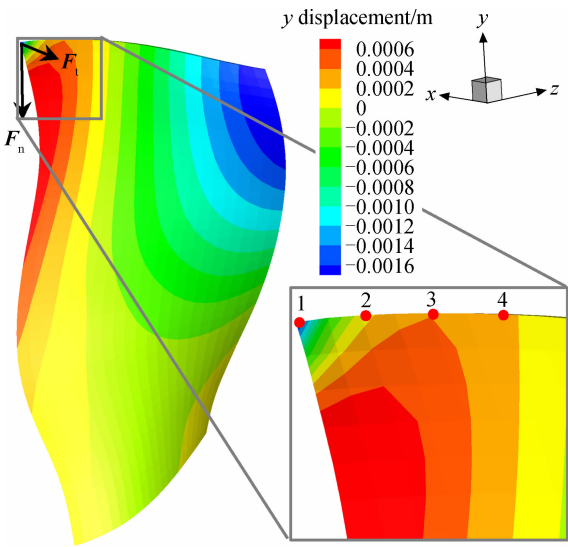


图 16 叶尖前缘施加模拟碰摩力后叶片径向变形(CFB1)
Fig. 16 Blade radial deformation after imposing simulated rubbing force on the tip leading edge (CFB1)

于受到碰摩力的作用向轴心方向运动,与机匣之间的间隙增大;节点 2、3、4 则向远离轴心的方向运动,与机匣之间的间隙减小,叶顶处形成了类似“跷跷板”的径向变形形式,这种变形由风扇叶片的气动外形设计导致。叶片的径向变形解释了图 15 中节点 2、3、4 在 0.285 s 附近出现的间隙减小现象。当这种现象产生时,为了满足非嵌入条件,碰摩力会越来越大,最终导致计算发散。这是叶片静态变形情况,而在实际的碰摩过程中,叶片发生的是动态变形,需要对叶片碰摩后的动态变形进行分析,确定其变形形式是否与该静态变形类似。

叶片碰摩后的动态径向变形如图 17 所示:叶片在 0.2805 s 与机匣发生碰摩,叶尖后缘向轴心方向运动,叶尖前缘节点向轴心方向运动,在 0.2845 s 时形成了与图 16 类似的径向变形,之后叶尖前缘向远离轴心的方向运动,最终计算发散。因此,当叶片转速进入非稳定振动转速区间时,叶片振幅逐渐增大,使叶片碰摩强度相应增加,最终导致叶尖局部变形过大,使得计算发散。

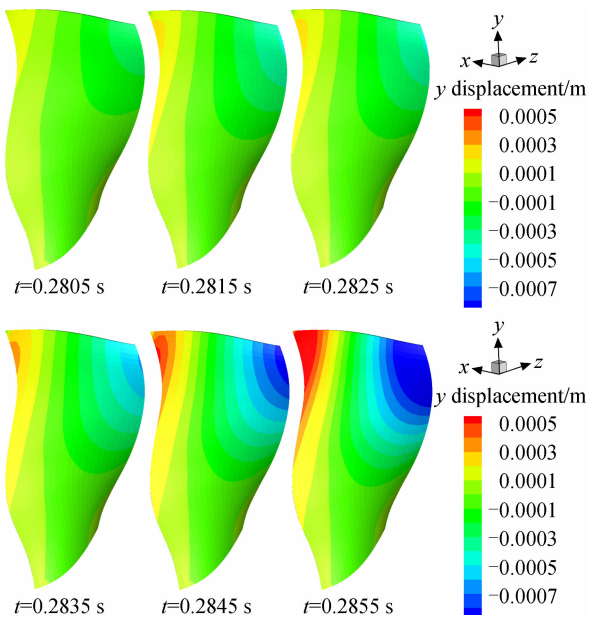


图 17 叶片碰摩振动径向变形图(CFB1, $n=1560\text{ r/min}$)
Fig. 17 Radial deformation diagram of blade rubbing vibration (CFB1, $n=1560\text{ r/min}$)

应当注意,在实际过程中,当碰摩力很大时机匣会因碰摩力的作用产生较大变形,不能再将机匣视为刚体;叶片在受到较大碰摩力后已产生了结构破坏,本文没有将叶片的结构失效考虑到模型之中;本文未考虑机匣内表面的耐磨材料,而耐磨材料会消耗部分碰摩能量,同时允许叶片部分

嵌入到其中;模型中没有考虑的风扇叶片金属包边,金属包边可能会增加部分叶尖前缘刚度。这些因素的影响将留作后续研究。

4 结 论

考虑了叶片旋转刚度硬化的作用,建立了一套三维复合材料风扇叶片碰摩动力学响应的计算方法。在不同转速下,对铺层形式为 $[-45^\circ/0^\circ/45^\circ/0^\circ]$ 、 $[-45^\circ/0^\circ/-45^\circ/0^\circ/45^\circ/0^\circ]$ 和 $[-45^\circ/0^\circ/45^\circ/90^\circ]$ 的复合材料风扇叶片的碰摩振动响应进行了数值计算。在本文的计算设置及假设下,得到以下结论:

1) 不同铺层形式叶片的碰摩振幅差异主要体现在低转速区域:带有 90° 铺层的 CFB3 的最高振幅及非稳定振动所在区域的转速相对较低;当转速大于 77% 最高计算转速时,叶片铺层形式对碰摩振动最大幅值影响较小。铺层形式会导致叶片各转速下的动频发生改变,而叶片动频对碰摩振幅随转速的分布影响较大,非稳定振动转速与叶片低阶动频频率成正相关关系。

2) 非稳定转速区可以通过使用不同的叶片铺层形式加以控制。在机匣二节径变形的情况下,当转速靠近叶片 1 阶动频与 $2O_c$ 的共振点时,叶片振幅急剧增大;叶片 1 阶动频与 $3O_c$ 造成的共振使叶片出现非稳定振动,叶片振幅在短时间急剧增加;由 $6O_c$ 与 2 阶动频造成的 2 阶共振,加上 $2O_c$ 与 1 阶动频造成的 1 阶共振的共同作用,导致叶片在一个较大转速范围内均为非稳定振动。改变叶片铺层形式能叶片动频进行设计,进而能够对碰摩振动随转速的分布加以控制。

3) 由于叶片的气动外型设计,使得叶片在叶尖前缘受到较大的碰摩力时,叶尖前缘的局部变形会使本不与机匣发生碰摩的位置与机匣接触,这种变形导致了叶片非稳定振动时的计算发散,在实际过程中可能会导致叶片变形或断裂。

在不改变叶片气动外型的情况下,可以通过修改铺层形式,对复合材料叶片与机匣的碰摩动力学特性进行控制,这一点是金属叶片所不能达到的。本文建立的方法可以为复合材料叶片动力学特性的设计与分析提供参考。

参考文献:

[1] National Transportation Safety Board. Aircraft accident report DC-1010, N60NA, near Albuquerque, New Mexico, November 3, 1973 [R]. National Transportation Safety

- Board, NTSB-AAR-75-2, 1975.
- [2] TURNER K E, ADAMS M, DUNN M. Simulation of engine blade tip-rub induced vibration [R]. ASME Paper GT2005-68217, 2005.
 - [3] TURNER K E, DUNN M, PADOVA C. Airfoil deflection characteristics during rub events[J]. Journal of Turbomachinery, 2012, 134(1): 112-121.
 - [4] JIANG J, AHRENS J, ULBRICH H, et al. A contact model of a rotating, rubbing blade[R]. Riga, Latvia; the 5th International Conference on Rotor Dynamics of the International Federation for the Promotion of Mechanism and Machine Science (IFTOMM), 1998.
 - [5] PADOVAN J, CHOY F K. Nonlinear dynamics of rotor/blade/casing rub interactions[J]. Journal of Turbomachinery, 1987, 109(4): 527-534.
 - [6] MA H, TAI X Y, HAN Q K, et al. A revised model for rubbing between rotating blade and elastic casing[J]. Journal of Sound and Vibration, 2015, 337: 301-320.
 - [7] 刘书国, 洪杰, 陈萌. 航空发动机叶片-机匣碰摩过程的数值模拟[J]. 航空动力学报, 2011, 26(6): 1282-1288.
LIU Shuguo, HONG Jie, CHEN Meng. Numerical simulation of the dynamic process of aero-engine blade-to-case rub-impact[J]. Journal of Aerospace Power, 2011, 26(6): 1282-1288. (in Chinese)
 - [8] LEGRAND M, BATAILLY A, MAGNAIN B, et al. Full three-dimensional investigation of structural contact interactions in turbomachines[J]. Journal of Sound and Vibration, 2012, 331(11): 2578-2601.
 - [9] 太兴宇, 马辉, 谭祺, 等. 脉冲力加载下的叶片-机匣动力学特性研究[J]. 东北大学学报(自然科学版) 2012, 33(12): 1759-1799.
TAI Xingyu, MA Hui, TAN Zhen, et al. Research on dynamic characteristics of blade-casing with impulse loading [J]. Journal of Northeastern University (Natural Science), 2012, 33(12): 1758-1761. (in Chinese)
 - [10] 马辉, 孙祺, 太兴宇, 等. 旋转叶片-机匣碰摩振动响应分析[J]. 振动与冲击, 2017, 36(14): 27-32.
MA Hui, SUN Qi, TAI Xingyu, et al. Vibration response analysis on the rotating blade-casing rubbing[J]. Journal of Vibration and Shock, 2017, 36(14): 27-32. (in Chinese)
 - [11] BATAILLY A, LEGRAND M. Conjectural bifurcation analysis of an aircraft engine blade undergoing 3D unilateral contact constraints[R]. Düsseldorf, Germany; ASME Turbine Technical Conference and Exposition, 2014.
 - [12] DINA A. Vibration analysis of compressor blade tip-rubbing[D]. Cranfield; Cranfield University, 2012.
 - [13] LEGRAND M, PIERRE C, CARTRAUD P, et al. Two-dimensional modeling of an aircraft engine structural blade-disk-casing modal interaction[J]. Journal of Sound and Vibration, 2009, 319(1): 366-391.
 - [14] 陈果, 王海飞, 刘永泉, 等. 新型叶片-机匣碰摩模型及其验证[J]. 航空动力学报, 2015, 30(4): 952-965.
CHEN Guo, WANG Haifei, LIU Yongquan, et al. A new blade-casing rubbing model and its verification[J]. Journal of Aerospace Power, 2015, 30(4): 952-965. (in Chinese)
 - [15] MANDARD R, WITZ J F, BOLDIN X, et al. Interacting force estimation during blade/seal rubs[J]. Tribology International, 2015, 82: 504-513.
 - [16] PADOVA C, BARTON J, DUNN M G, et al. Experimental results from controlled blade tip/shroud rubs at engine speed[J]. Journal of Turbomachinery, 2007, 129(4): 1165-1177.
 - [17] PADOVA C, DUNN M, BARTON J, et al. Controlled fan blade tip/shroud rubs at engine conditions [R]. Vancouver, Canada; ASME Turbine Technical Conference and Exposition, 2011.
 - [18] WEI F, CHEN Y, WU Z, et al. Failure analysis of rubbing of the fan tip and case of an engine[J]. Procedia Engineering, 2015, 99: 1289-1296.
 - [19] CORONEOS R M, GORLA R S R. Structural analysis and optimization of a composite fan blade for future aircraft engine[J]. International Journal of Turbo Jet-Engines, 2012, 29(3): 131-164.
 - [20] SIDDENS A, BAYANDOR J. Multidisciplinary impact damage prognosis methodology for hybrid structural propulsion systems[J]. Computers and Structures, 2013, 122(2): 178-191.
 - [21] HONG Y, HE X D, WANG R G. Vibration and damping analysis of a composite blade[J]. Materials and Design, 2012, 34: 98-105.
 - [22] 刘强, 赵龙, 黄峰. 商用大涵道比发动机复合材料风扇叶片应用现状与展望[J]. 航空制造技术, 2014, 459(15): 58-62.
LIU Qiang, ZHAO Long, HUANG Feng. Present conditions and development of composite fan blades of high bypass ratio commercial jet engines[J]. Aeronautical Manufacturing Technology, 2014, 459(15): 58-62. (in Chinese)
 - [23] 刘晶波, 杜修力. 结构动力学[M]. 北京: 机械工业出版社, 2005.
 - [24] STERNCHUSS A, BALMES E. On the reduction of quasi-cyclic disks with variable rotation speeds [R]. Paris, France; International Conference on Advanced Acoustics and Vibration Engineering (ISMA), 2006.
 - [25] BATAILLY A, MAGNAIN B, CHEVAUGEON N. A comparative study between two smoothing strategies for the simulation of contact with large sliding[J]. Computational Mechanics, 2013, 51(5): 581-601.
 - [26] KONYUKHOV A, SCHWEIZERHOF K. Computational contact mechanics: geometrically exact theory for arbitrary shaped bodies[M]. New York: Springer, 2013.
 - [27] CARPENTER N J, TAYLOR R L, KATONA M G. Lagrange constraints for transient finite element surface contact[J]. International Journal for Numerical Methods in Engineering, 1991, 32(1): 103-128.
 - [28] 张雄, 王天舒, 刘岩. 计算动力学[M]. 北京: 清华大学出版社, 2015.

[29] XIAO J G Y, CHEN Y, OUYANG H, et al. Investigation of fan blades vibration due to blade/casing rubbing interactions using in-plane two-dimensional model[R]. Oslo, Norway: ASME Turbomachinery Technical Conference and Exposition, 2018.

[30] HALLQUIST J O. LS-DYNA3D theoretical manual[R]. Livermore, USA: Livermore Software Technology Corporation, 1994.

[31] EVANS C R, FUHRMAN B J, JONES J D, et al. Foreign object damage resistant composite blade and manufacture; US5375978[P]. 1994-12-27.

[32] LAKSHMI K, RAO A R M. Hybrid shuffled frog leaping optimisation algorithm for multi-objective optimal design of laminate composites [J]. Computers and Structures, 2013, 125: 200-216.

[33] YANG J, SONG B, ZHONG X, et al. Optimal design of blended composite laminate structures using ply drop sequence[J]. Composite Structures, 2016, 135: 30-37.

[34] ABDALLA M, GURDAL Z, KASSAPOGLU C. Formulation of composite laminate robustness constraint in lamination parameters space[R]. Palm Springs, California, USA: AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC Structures, Structural Dynamics and Materials Conference, 2013.

[35] IRISARRIF X, LASSEIGNE A, LEROY F H, et al. Optimal design of laminated composite structures with ply drops using stacking sequence tables[J]. Composite Structures, 2014, 107: 559-569.

[36] XIAO J G Y, CHEN Y, ZHU Q, et al. A general ply design for aero engine composite fan blade[R]. Charlotte, USA: ASME Turbomachinery Technical Conference and Exposition, 2017.

[37] ANSYS Corporation. ANSYS 17. 0 documentation [R]. Pittsburgh, USA: ANSYS Corporation, 2016.

[38] BATAILLY A, MEINGAST M, LEGRAND M. Unilateral contact induced blade/casing vibratory interactions in impellers; analysis for rigid casings[J]. Journal of Sound and Vibration, 2015, 337: 244-262.

[39] OLSSON W J, MARTIN R L. B747/JT9D Flight loads and their effect on engine running clearances and performance deterioration; nacelle aerodynamic and inertial loads (NAIL)/JT9D jet engine diagnostics programs[R]. NASA CR-165573, 1982.

(编辑:王碧琚)