

钛合金宽弦风扇叶片的振动特性

王仲林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 200240;

2. 先进航空发动机协同创新中心, 北京 100191)

摘 要: 通过模态仿真和模态试验技术分别对某型号 TC4 钛合金宽弦风扇叶片的振动特性进行研究。采用 ANSYS-APDL 软件对风扇叶片模型进行模态仿真分析。根据风扇叶片的坎贝尔图以及不同模态的振型分布, 识别风扇叶片的弯扭振型。风扇叶片不同转速不同模态下的转速裕度和频率裕度分析显示: 第 1 阶弯曲模态在红线转速下的转速裕度和频率裕度超过 20%, 表明风扇叶片满足共振裕度要求。在三轴向振动台上利用扫描式激光测振仪, 采用敲击法和随机带宽激励的方法测量叶片的响应, 分析了风扇叶片不同模态的冲击响应特性和多轴响应特性, 发现风扇叶片在周向和轴向激励下的响应以低阶弯曲模态为主, 而在径向激励下的响应以扭转和复合模态为主, 不同激励位置不同模态的响应特性与风扇叶片的振型息息相关。

关 键 词: 宽弦风扇叶片; 模态分析; 三轴振动台; 振动特性; 共振裕度

中图分类号: V231.3

文献标志码: A

Vibration characteristics of titanium wide-chord fan blade

WANG Zhonglin¹, CHEN Yong^{1,2}, OUYANG Hua^{1,2}, WANG Anzheng^{1,2}

(1. School of Mechanical Engineering,

Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240, China;

2. Collaborative Innovation Center for Advanced Aero-Engine, Beijing 100191, China)

Abstract: An analysis of vibration characteristics of a TC4 titanium alloy wide-chord fan blade was conducted with both modal simulation and modal test methods. Modal analysis of a fan blade model was conducted by ANSYS-APDL software. Based on the Campbell diagram and mode shapes of the blade, the bending and torsional modes were identified. Analysis of rotating velocity margin and frequency margin of various speed illustrated that both margins of the first order bending mode were over 20%, satisfying the requirement of resonance margin. Pulse impact method and random excitation method were utilized on the three-axis shake table with scanning vibrometer to analyze the response characteristics of impact and multi-axial excitations. Results showed that low-order bending mode response was high due to circumferential and axial excitations, while high-order torsional and combined mode responses were high due to radial excitations. Blade responses of different excitation points and modes were related to the mode shapes.

收稿日期: 2017-07-20

作者简介: 王仲林(1989—), 男, 博士生, 主要从事航空发动机风扇振动强度研究。

通讯作者: 陈勇(1975—), 男, 讲师, 博士, 主要从事航空发动机结构、强度、振动、寿命, 高温涂层的强度、寿命、可靠性, 航空发动机结冰过程的断裂力学问题等的研究。E-mail: yongchen@sjtu.edu.cn

引用格式: 王仲林, 陈勇, 欧阳华, 等. 钛合金宽弦风扇叶片的振动特性[J]. 航空动力学报, 2018, 33(11): 2593-2601. WANG Zhonglin, CHEN Yong, OUYANG Hua, et al. Vibration characteristics of titanium wide-chord fan blade[J]. Journal of Aerospace Power, 2018, 33(11): 2593-2601.

Key words: wide-chord fan blade; modal analysis; three-axis shake table; vibration characteristics; resonance margin

宽弦风扇叶片广泛应用于大涵道比商用航空发动机,由于其尺寸和扭转角度均较大,振动特性也较复杂。风扇叶片的振动特性对发动机的稳定性和可靠性有很大影响。我国航空发动机适航规定(China Civil Aviation Regulations,CCAR)中的CCAR33.83明确要求,“每型发动机必须进行振动测试,以确定可能受机械或空气动力导致激励的部件的振动特性在整个声明的飞行包线范围内是可接受的。”在从最小转速到最大物理或换算转速的103%的转速范围内,通过试验或分析的方法来评估进气道流场畸变、颤振敏感工况、失效工况以及不同安装构型对风扇叶片的振动特性的影响,保证其振动不超过材料的耐久极限并具有足够的裕度^[1]。风扇叶片振动特性需要通过固有频率、模态振型、模态质量、模态刚度、模态应力、颤振和共振裕度和薄弱点等参数进行多工况的综合测试分析评估。针对适航规定关于振动的要求,在风扇叶片的设计中,模态仿真分析需要利用试验方法作为验证。对于加工成型的风扇叶片,需要利用试验方法来检验其振动特性是否符合设计指标。风扇叶片的疲劳寿命也可以通过振动参数来检查和预测^[2-3]。这表明,准确地评估和分析风扇叶片的振动特性,是满足发动机适航规定中关于振动要求的前提。

Heylen等^[4]介绍了解析模态分析和试验模态分析的研究方法。梁君等^[5]对比分析了解析模态分析和试验模态分析的优点和局限性,介绍了工作模态分析的研究进展和存在的问题。Peeters等^[6]、刘宇飞等^[7]和Farooq等^[8]总结了频域频谱法、时域协方差法、时域数据法等多种模态识别方法的优缺点。杨雯等^[9]利用数值仿真方法,通过模态分析和脉冲激励下的响应分析宽弦空心风扇叶片的动态响应特性。张强等^[10]和陈璐璐等^[11]研究了凸肩对风扇叶片振动特性的影响。Backhaus等^[12]建立了一种分析整体叶盘设计参数和模态参数关系的数值方法。寇海军等^[13]和王营等^[14]考虑气动载荷对叶片静频、动频和振动响应的影响,分析了风扇叶片在共振下的应力分布。Teter等^[15]和YANG Shifei等^[16]利用试验模态分析法,通过扫描式激光测振仪分别对复合材料叶片和旋转风力机叶片进行了模态测试。以上研究利用模态分析讨论了叶片的模态参

数和动态响应性能,但对转速裕度和频率裕度及其影响因素分析不足。另外,发动机在实际运行中同时受到多种激励,呈现不同的响应特性,振动特性的研究需要综合分析包括三轴向等多种激励下的振动响应。

本文通过模态仿真和模态试验技术分别对钛合金宽弦风扇叶片的振动特性进行研究。采用ANSYS-APDL(ANSYS parametric design language)软件对风扇叶片模型进行模态仿真分析。根据风扇叶片的坎贝尔图,分析叶片对不同转速的响应和振动裕度,得到风扇叶片的振动特性。在三轴向振动台上,利用扫描式激光测振仪^[17-18],采用敲击法和随机带宽激励的方法测量叶片的响应,分析了风扇叶片在不同激励方式和测量点的不同模态响应特性。

1 研究方法

振动结构的动态特性分析通常利用理论和试验两种模态分析方法,前者建立系统的数学模型,通过引入模态参数建立和求解模态方程;后者根据结构的输入激励和输出响应规律,通过参数识别找出振动系统的模态参数。

1.1 仿真分析

本文研究对象为某型号大涵道比涡扇发动机的TC4钛合金宽弦风扇叶片,叶片与风扇盘通过弧形的燕尾槽连接,其主要参数如表1所示。

表 1 风扇叶片设计参数
Table 1 Design parameters of fan blade

设计参数	数值
展弦比	1.79
轮毂比	0.32
叶尖转速/(m/s)	406
设计流量/(kg/s)	353.7
叶片数	24

在ANSYS-APDL中采用六面体单元Solid 45(8节点)划分结构化网格,共33709个节点,28835个单元,如图1所示。叶片的材料为TC4钛合金,材料密度为4453 kg/m³,弹性模量为112 GPa,泊松比为0.32。在叶片榫头的上表面施加

周向和径向约束,在榫头端部施加轴向约束作为边界条件。模态分析计算采用 Block Lanczos 方法,求解叶片在不同转速下的前六阶固有频率和振型时,转动产生的离心力通过预应力的方式加入计算中。

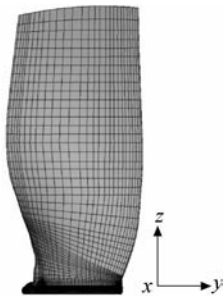
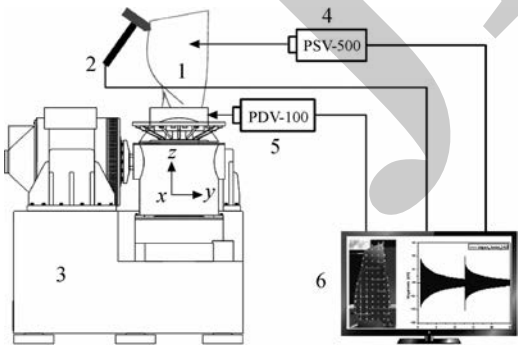


图 1 风扇叶片有限元模型

Fig. 1 Finite element model of the fan blade

1.2 模态试验技术

风扇叶片的模态试验在上海交通大学民用航空发动机测试验证中心完成,试验装置如图 2 所示。风扇叶片通过夹具固定在三轴向电动振动测试系统。系统工作频率范围为 5~2 800 Hz,额定正弦激振力为 40 kN,最大负载为 500 kg,最大速度为 1.6 m/s,最大峰峰值位移为 51 mm,可同时对 x 、 y 、 z 三个轴向进行正弦、随机和冲击激振。试验中,通过冲击脉冲激励和随机带宽激振作为激振力,测量风扇叶片的响应特性。



1 风扇叶片;2 冲击力锤;3 三轴向振动台;
4 扫描式激光测振仪(PSV-500);
5 单点式激光测振仪(PDV-100); 6 数据采集仪。

图 2 测试装置

Fig. 2 Testing setup

冲击脉冲激励是通过美国 PCB(printed circuit board) Piezotronics 公司的 ICP-086D05 型冲击力锤来施加。力锤配有 3 种硬度的锤头,本试验中选用金属硬锤头,其力谱在 1 000 Hz 内没有衰减。

振动测量采用德国 Polytech 公司的多点扫描测振仪 PSV-500-H。根据叶片几何尺寸,布置 82 节点的四边形扫描网格,每一个网格节点的振动速度可单独测量。逐点扫描方式可以得到各点频域响应的幅值和相位,绘制出振型图。信号同步采用单点激光测振仪 PDV-100 测量风扇叶片夹具的振动速度,作为 PSV-500-H 多点扫描测振仪的触发信号。

2 振动特性分析

2.1 模型验证

对比风扇叶片固有频率仿真计算值和敲击法与随机激励法的测量值,如表 2。可见仿真计算的固有频率比测试得到的固有频率略低,最大偏差为 4%。通过对比,验证了仿真模型可以准确地计算得到风扇叶片的固有频率,模态分析结果与实际相符,可信度高。

表 2 仿真和测试的风扇叶片前 5 阶固有频率
Table 2 Simulation and test results of the first 5th natural frequencies

叶片 模态	频率仿真 计算值/ Hz	敲击法测试		随机法测试	
		频率/Hz	偏差/%	频率/Hz	偏差/%
Mode 1	56.72	58.97	3.98	58.75	3.59
Mode 2	153.91	155.91	1.30	160.07	4.00
Mode 3	340.38	345.12	1.39	348.98	2.53
Mode 4	398.51	394.53	-1.00	413.51	3.76
Mode 5	626.66	641.72	2.40	642.58	2.54

图 3 给出了 1~5 阶的模态振型图,图 3(a)和图 3(b)分别为仿真和试验结果,可见各阶次仿真和测试的振型相符合,准确地捕捉到所有的弯扭振动特征,最大响应点位置也相同。

2.2 模态振型分析

由图 3 可知,由于叶片前尾缘的刚度分布不同,横向节线向前缘倾斜。第一扭转模态(记为 Mode 3)的节线为竖直方向,沿着叶高方向呈 S 型分布,在其叶顶尾缘有局部弦向弯曲振动特征。Mode 4 和 Mode 5 的振型除部分边缘以外的大部分区域位移较小,说明这两阶模态不容易被激励,响应测量时需要选取边缘区域响应较大处。

为了准确地判断叶片的弯曲和扭转振动特征,分别绘制了沿着前缘从叶根到叶顶和沿着叶

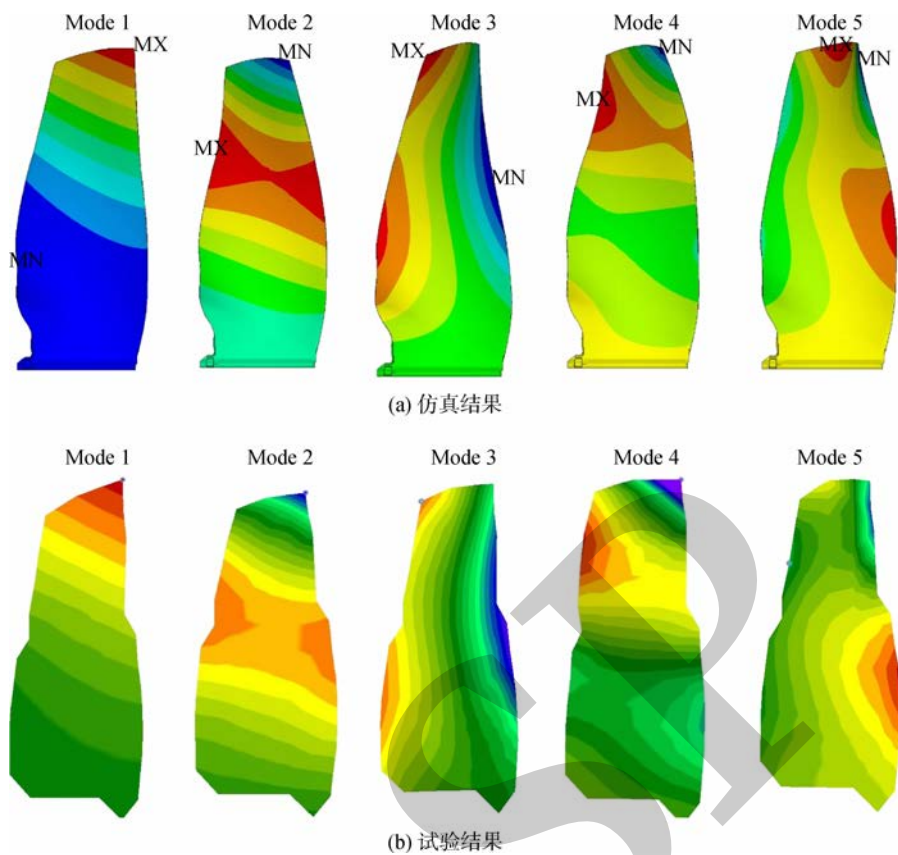


图 3 风扇叶片前五阶仿真振型和测量振型

Fig.3 Simulation and test results of the first 5th mode shapes

顶从前缘 (leading edge, LE) 到尾缘 (trailing edge, TE) 的节点位移,如图 4 和图 5 所示。图 4 中曲线与零线相交处位移为零,即节线位置。不考虑根部约束的节线在内,前缘处 Mode 1、Mode 2 和 Mode 4 的节线数依次为 0、1 和 2,由此判断 Mode 1、Mode 2 和 Mode 4 是前 3 阶弯曲模态。Mode 3 为扭转模态,节线不与前缘相交。

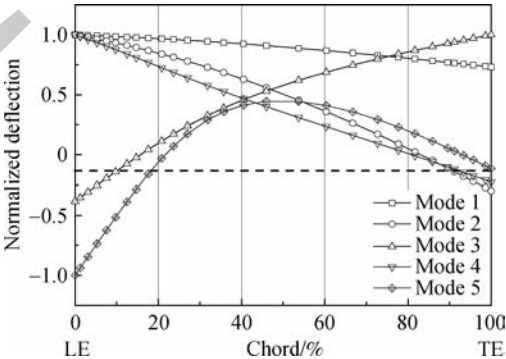


图 5 叶顶节点的位移

Fig.5 Deflection of the nodes on blade tip

和 Mode 4 的零线交点在 80%~90%弦长处,这是因为叶片前缘和尾缘的形状差异,导致节线呈现尾缘高前缘低的形状,最高一条线会与叶顶尾缘相交。Mode 5 是典型的 2 阶条线模态,其叶顶的前缘和尾缘有明显的弦向弯曲振动,叶顶处有两条竖向节线。

2.3 坎贝尔图

叶片固有频率和发动机阶次 (engine order, EO, 量符号记为 K , 即发动机转速的 K 倍频) 绘制在同一个频率-无量纲转速 N_1 图中,得到风扇

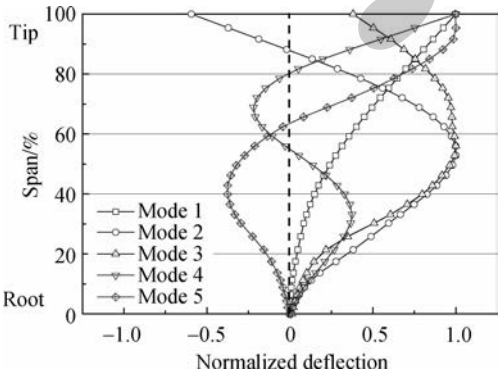


图 4 前缘节点的位移

Fig.4 Deflection of the nodes on leading edge

图 5 中,除了 Mode 1 不与零线相交外,其余 4 阶都有交点。值得注意的是,弯曲模态 Mode 2

叶片的坎贝尔图(Campbell diagram),如图 6 所示,图中 K_j 表示发动机第 j 阶的阶次。图中 $O_{e,j}$ 表示发动机第 j 阶的阶次。随着转速的增加,模态 Mode 1、Mode 2 和 Mode 4 的固有频率有明显的增加。在离心力的作用下,叶片的径向刚度会随着转速的增大而增强,固有频率与刚度的平方根成正比。径向刚度主要影响弯曲模态,由此判断模态 Mode 1、Mode 2 和 Mode 4 依次为第 1~3 阶弯曲模态。模态 Mode 3 和 Mode 5 的固有频率没有随转速增加而增大,说明其受径向刚度影响较小,是扭转模态。由此判断模态 Mode 3 为 1 阶扭转模态,具有一条竖直节线;Mode 5 为 2 阶条带模态,具有两条竖直节线。Mode 6 的固有频率随转速的增大略有增加,但对比弯曲模态 (Mode 1、Mode 2 和 Mode 4) 的增幅较小,表明是弯曲和扭转的叠加振型。

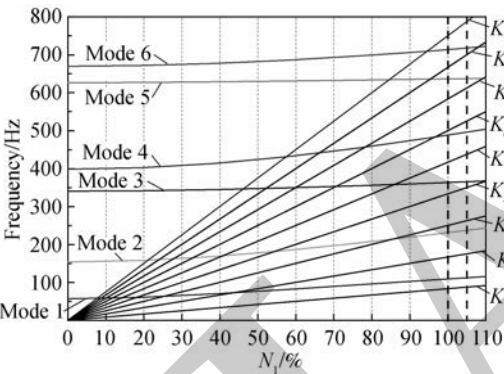


图 6 风扇叶片坎贝尔图
Fig. 6 Campbell diagram of fan blade

2.4 共振裕度分析

当固有频率线与发动机阶次线相交时,代表着转速的激振频率与叶片的固有频率相等,即为共振点。共振会导致振动和应力增大,对发动机的稳定性和可靠性危害极大。

发动机的起飞、爬升和巡航工况是发动机工作时间占比较长的工况,这些工况下的高应力水平会极大消耗风扇叶片的高周疲劳寿命。因此这些工况对应的转速应与风扇叶片的共振转速保持一定裕度,即转速裕度,以降低应力水平。频率裕度主要考虑 3 个因素:①由于风扇叶片的加工误差而造成的固有频率误差;②风扇叶片安装在风扇盘上,由于风扇盘具有弹性,叶片实际的固有频率偏小;③在近共振频率下,受到阻尼影响,为了保证叶片应力不超过屈服极限,需要与共振频率留有足够的裕度。

共振裕度包括转速裕度(rotating speed margin) Ψ_n 和频率裕度(frequency margin) Ψ_f 。发动机工作转速与共振转速的相对差值称为转速裕度。叶片的模态固有频率与发动机阶次频率的相对差值称为频率裕度。第 m 阶模态的转速裕度和频率裕度的定义式为

$$\Psi_n^m = \frac{\min(|N_d - N_j^m|)}{N_d} \times 100\% \quad j = 1, 2, \dots, n \tag{1}$$

$$\Psi_f^m = \frac{\min(|f_d^m - f_j^m|)}{f_d^m} \times 100\% \quad j = 1, 2, \dots, n \tag{2}$$

式中 N_d 为风扇工作转速, f_d^m 为第 m 阶模态在工作转速下的固有频率。 N_j^m 和 N_{j+1}^m 分别为第 m 阶模态与 K_j 和 K_{j+1} 交点对应的转速, f_j^m 和 f_{j+1}^m 分别为 N_d 转速下 K_j 和 K_{j+1} 对应的频率。

图 7 给出了 60%到红线转速(105%转速)下叶片前 5 阶模态的转速裕度和频率裕度。图 7 (a)所示,风扇叶片 Mode 1 模态在不同转速下的转速裕度均超过 15%,在红线转速时,转速裕度超过 25%。图 7(b)所示,不同转速下一弯的频率

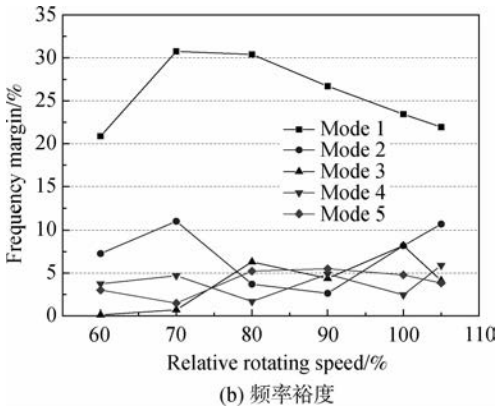
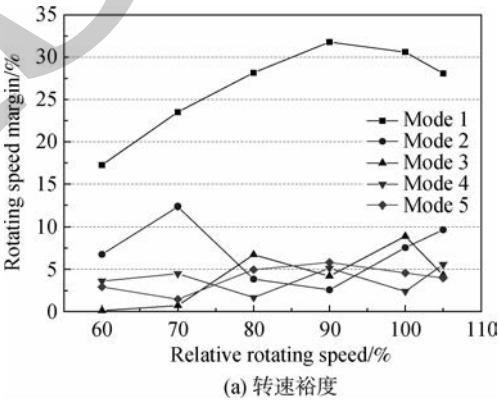


图 7 前 5 阶模态不同转速下的转速裕度和频率裕度
Fig. 7 Rotating speed margin and frequency margin of the first 5th modes

裕度均超过了 20%。对于高阶模态,由于其阻尼较低,所以高阶次的转速裕度和频率裕度较小。60%~70%转速下,Mode 3 的裕度接近零,说明与共振点很近。发动机在加速过程中不可避免地会经过共振点,不能长时间停留在共振转速。工程上关注最大转速(红线转速)下的 Mode 1 的频率裕度,由于 Mode 1 的振动能量最大,产生的共振最危险,一般要求共振裕度大于 15%。由图 7 分析可见,该风扇叶片具备较好的共振裕度。

3 响应特性分析

3.1 冲击脉冲激励法

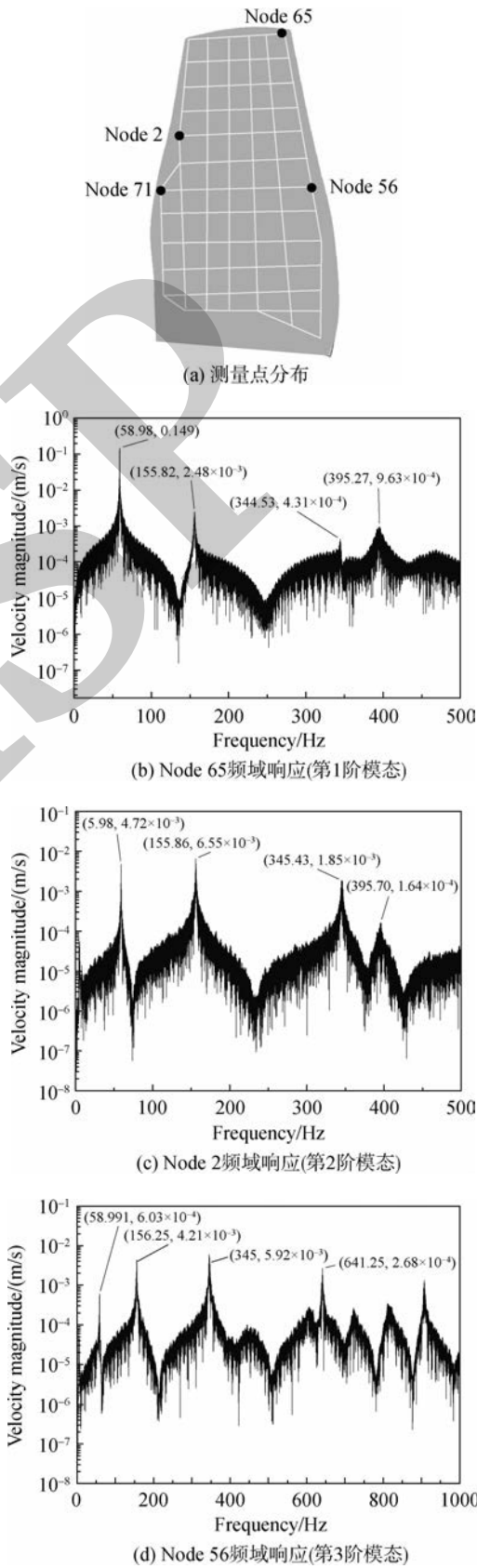
由于宽弦风扇叶片尺寸大,且沿叶高方向有扭转,叶片对敲击的响应较复杂。敲击点的不同会导致激励出的阶次不同,不同测量点的响应也有很大差异。为了研究响应特性,本文对叶片的多点进行了敲击,同时测量了每一个网格节点的响应。图 8(a)给出了测量节点在叶片上的位置。

当敲击点位于叶尖时叶片以弯曲振动为主,接近 Mode 1 振型,其最大响应点位于叶尖,高阶振型的响应较小。因此 Mode 1 测量中敲击点和测量点都选取在叶尖处 Node 65。Mode 2 振型同为弯曲振动,最大响应点与 Mode 1 相同。为了与 Mode 1 响应区分开,Mode 2 测量中敲击点和测量点选取在第 1 条节线以下,即叶片尾缘 70%叶高处 Node 2。Mode 3 振型为扭转振动,最大响应点在叶顶尾缘。但考虑到叶顶处 Mode 1 的响应较大,测量点应选取在叶中的前缘(或尾缘)处 Node 56,在避开低阶响应的同时,获得较高的 Mode 3 响应。Mode 4 振型为 3 阶弯曲振动,最大响应点位于尾缘 80%叶高,与 Mode 2 和 Mode 3 模态最大响应点较近。当敲击点在 50%叶高以下时,Mode 1 响应有明显下降,高阶响应明显增强。因此 Mode 4 测量时敲击点选择在第 2 条节线以下以避开 Mode 1 响应,测量点选择叶尖 Node 65。Mode 5 振型测试中尝试多个敲击和测量点后选择叶中尾缘处 Node 71。

根据不同敲击和测量点结果,选取前五阶响应最显著的结果,如图 8(b)~图 8(f)。可知不同测量点对不同阶次的响应有很大差异:Node 56 和 Node 71 位于前尾缘,所以扭转模态的 Mode 3 响应明显,但靠近 Mode 4 的节线,而 Mode 4 响应很低。Node 65 位于叶尖所以 Mode 1 响应较高。测量点越靠近叶根,其 Mode 1 响应越低。对比图 8(b)和图 8(e),同样的测量点 Node 65,

前者敲击叶顶,Mode 1 和 Mode 2 的低阶弯曲响应占据主导;后者敲击叶根,Mode 4 响应虽小于 Mode 1,但相比敲击叶顶有明显提高。

通过敲击法对风扇叶片响应特性的分析,可



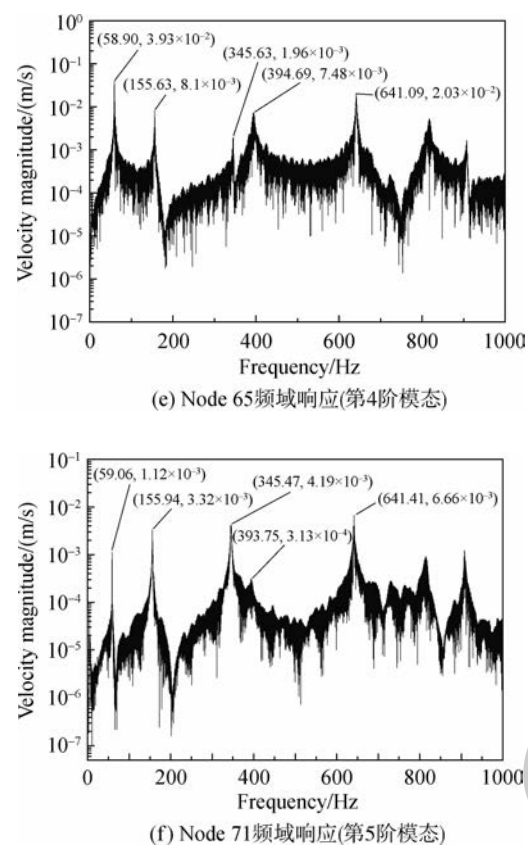


图 8 敲击法频域响应特性

Fig. 8 Response characteristic of frequency domain of impact excitation

知激励点靠近叶顶时叶片响应以弯曲模式为主,叶尖的测量点可以得到最大的响应值;激励点靠近半叶高前尾缘时,扭转模式的响应较大;激励点靠近叶根时,低阶弯曲模式响应很小,高阶弯扭组合模式响应较大。

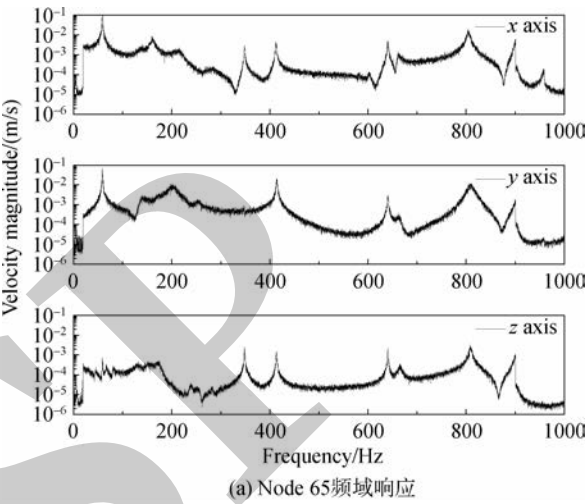
3.2 随机带宽激励法

为了弥补敲击法中敲击方向和位置偏差的不足,本文同时采用了基于振动台的带宽随机激励法测量宽弦风扇叶片的响应。通过三轴振动台的 x 轴、 y 轴和 z 轴分别输入随机功率谱密度为 $0.01(\text{m/s}^2)^2/\text{Hz}$,带宽范围为 $20\sim900\text{ Hz}$ 的随机带宽激励。激光测振仪的采样频率为 2.5 kHz ,采样时间为 12.8 s ,频率分辨率为 0.078 Hz 。图 9 分别给出了 Node 65、Node 2、Node 56 和 Node 71 的 x 轴、 y 轴和 z 轴随机激振下的频域响应,图中每个峰值都代表叶片固有频率的共振点。

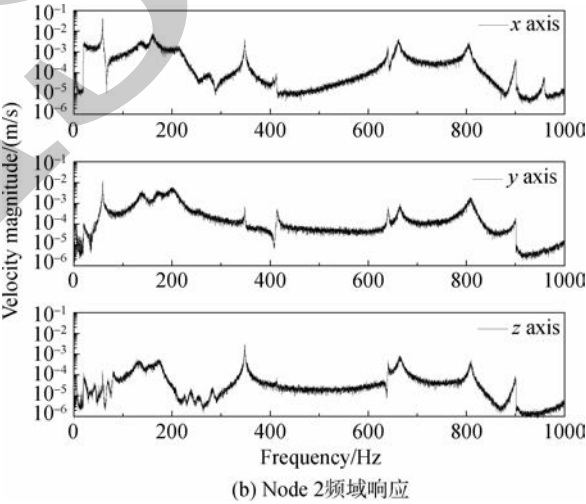
从图 9 中可知, x 轴和 y 轴的 Mode 1、Mode 2 和 Mode 4 响应比 z 轴强,而 Mode 3 的 z 轴响应明显大于 x 轴和 y 轴,由此表明 x 轴(叶片周向)激励下的响应以低阶弯曲振型为主,而 z 轴

(叶片径向)激励下的响应以扭转振型为主,低阶弯曲响应较小。

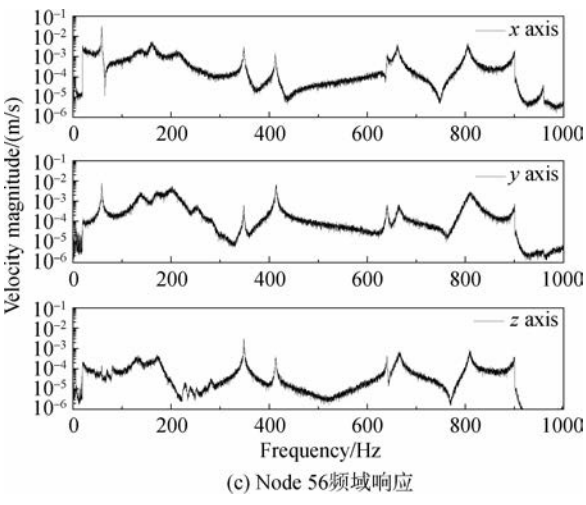
由图 9(a)可知,测量点从高到低依次为 Node 65、Node 2、Node 56(Node 71 同高),图 9 中对应 Mode 1 的响应逐渐减小,这与 Mode 1 的 1 阶弯曲振型相符合。同为弯曲振型的 Mode 4,图 9(b)中 Node 2 的响应明显小于其他测量点,



(a) Node 65 频域响应



(b) Node 2 频域响应



(c) Node 56 频域响应

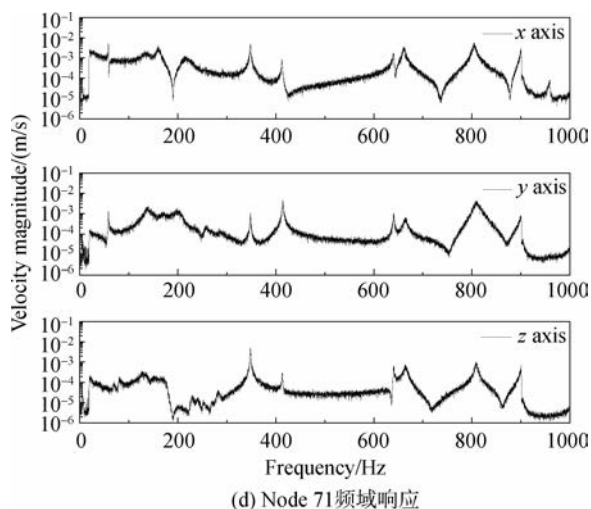


图9 随机激励法 x 、 y 、 z 方向振动频域响应

Fig. 9 Frequency response of random excitation method of x , y and z axis

说明 Node 2 位于 Mode 4 的节线上。Node 65 由于位于叶尖,所以对弯曲模态的响应都大于其他测点。Node 56 与 Node 71 位于同叶高的前缘和尾缘,前者的弯曲模态响应都大于后者。这是因为弯曲振型的节线都向前缘倾斜,同叶高的前缘响应大于尾缘。以上分析表明,同样的随机激励下,叶片不同点的响应主要受模态振型的影响,叶尖的弯曲模态较强,1 阶弯曲模态响应随叶高增加而增强。

根据叶片对不同种激励的响应特性,可以在叶片设计中,针对激励的类型和分布进行有针对性的设计。例如从机匣脱落的冰通常作用在叶尖部位,属于与叶尖敲击类似的冲击激励,叶片的低阶弯曲模态响应幅度较高;叶片根部产生的角涡主要作用在叶片根部,属于随机带宽激励,叶片的扭转模态的响应较大。当激励的频率特征已知时,可以通过改变叶片固有频率的分布以避免响应大的模态。

4 结 论

风扇叶片的振动特性对发动机的稳定性和可靠性有很大影响,要确保风扇叶片的振动不会因恶劣外界因素的影响而产生有害的情况,并具有足够的稳定裕度。本文通过模态仿真和模态试验分析法,分别利用仿真计算、敲击试验和振动台激励试验对某航空发动机钛合金宽弦风扇叶片的振动特性进行了分析,得到了以下结论:

1) 仿真分析和试验测量分别得到风扇叶片的固有频率和模态振型,前五阶固有频率和对应

振型对比结果吻合得很好,表明本文采用的仿真和测量分析方法具有较高的准确度。通过对风扇叶片坎贝尔图的分析,识别出叶片前六阶模态振型的弯扭振动特征,其中 1 阶、2 阶和 4 阶模态为风扇叶片的第 1~3 阶弯曲模态,3 阶和 5 阶模态为扭转模态,6 阶模态为弯曲和扭转的叠加模态。模态振型分布及前缘点和叶顶点不同模态的位移分布结果,进一步说明了风扇叶片的弯扭振型特征。

2) 从 60% 转速到红线转速下的风扇不同模态的共振裕度分析表明,第 1 阶弯曲模态的转速裕度和频率裕度在不同转速下均超过了 15%,红线转速下超过了 20%,说明该风扇叶片具有较好的共振裕度。

3) 风扇叶片不同位置的冲击脉冲激励和响应特性显示,风扇叶片在不同位置的激励下,各阶模态响应有较大差异。激励点越靠近根部,高阶模态响应越高;越靠近叶顶,低阶弯曲模态响应越高。由此可知,不同激励位置不同模态的响应特性与风扇叶片的振型相关联。

4) 风扇叶片在多轴随机激励下的不同测点位置的模态响应特性显示,风扇叶片在周向和轴向激励下的响应以低阶弯曲模态为主,而在径向激励下的响应以高阶扭转和复合模态为主。实际运行工况下,风扇叶片受到多轴耦合激励,多轴耦合激励下的风扇叶片振动特性研究将在后续的研究成果中介绍。

参考文献:

- [1] 中国民用航空局. 航空发动机适航规定: CCAR-33-R2[S]. 北京: 中国民用航空局, 2016: 37.
- [2] 徐向泽. 结构疲劳试验中频率跟踪方法研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2011.
XU Xiangze. Research on the method of frequency tracking during the structural fatigue test[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2011. (in Chinese)
- [3] 赵兵兵, 程礼, 高潮. 基于 BP 神经网络的叶片共振频率与疲劳寿命研究[J]. 汽轮机技术, 2010, 52(6): 440-442.
ZHAO Bingbing, CHENG Li, GAO Chao. Study of resonant frequency and fatigue life of blade based on BP neural network[J]. Turbine Technology, 2010, 52(6): 440-442. (in Chinese)
- [4] HEYLEN W, SAS P. Modal analysis theory and testing [M]. Leuven Belgium: Katholieke Universiteit Leuven Press, 2006.
- [5] 梁君, 赵登峰. 模态分析方法综述[J]. 现代制造工程, 2006 (8): 139-141.

- LIANG Jun, ZHAO Dengfeng. A review of the modal analysis method[J]. Modern Manufacturing Engineering, 2006 (8): 139-141. (in Chinese)
- [6] PEETERS B, ROECK G D. Stochastic system identification for operational modal analysis: a review[J]. Journal of Dynamic Systems Measurement and Control, 2001, 123 (4): 659-667.
- [7] 刘宇飞, 辛克贵, 樊健生, 等. 环境激励下结构模态参数识别方法综述[J]. 工程力学, 2014, 31(4): 46-53.
- LIU Yufei, XIN Kegui, FAN Jiansheng. A review of structure modal identification methods through ambient excitation[J]. Engineering Mechanics, 2014, 31(4): 46-53. (in Chinese)
- [8] FAROOQ U, FEENY B F. An experimental investigation of state-variable modal decomposition method for modal analysis[R]. San Diego, California, USA: ASME International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference, 2009.
- [9] 杨雯, 杜发荣, 郝勇, 等. 宽弦空心风扇叶片动力响应特性研究[J]. 航空动力学报, 2007, 22(3): 444-449.
- YANG Wen, DU Farong, HAO Yong. Investigation of dynamic response property of wide-chord hollow fan blade[J]. Journal of Aerospace Power, 2007, 22(3): 444-449. (in Chinese)
- [10] 张强, 张永峰, 马双元. 大涵道比涡扇发动机风扇叶片振动模态分析[J]. 沈阳航空航天大学学报, 2011, 28(3): 14-17.
- ZHANG Qiang, ZHANG Yongfeng, MA Shuangyuan. Modal analysis of high bypass turboengine fan blade[J]. Journal of Shenyang Aerospace University, 2011, 28(3): 14-17. (in Chinese)
- [11] 陈璐璐, 张大义, 文敏, 等. 带凸肩风扇叶片振动特性及设计方法研究[J]. 推进技术, 2015, 36(9): 1389-1394.
- CHEN Lulu, ZHANG Dayi, WEN Min. Dynamical effects of shrouds on fan blade vibration and its corresponding design method[J]. Journal of Propulsion Technology, 2015, 36(9): 1389-1394. (in Chinese)
- [12] BACKHAUS T, MAYWALD T, SCHRAPE S, et al. A parametrization describing blisk airfoil variations referring to modal analysis[R]. Charlotte, North California, USA: ASME Turbo Expo: Turbo Machinery Technical Conference and Exposition, 2017.
- [13] 寇海军, 张俊红, 林杰威. 航空发动机风扇叶片振动特性分析[J]. 西安交通大学学报, 2014, 48(11): 109-114.
- KOU Haijun, ZHANG Junhong, LIN Jiwei. Aero-engine fan blade vibration characteristic analysis[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2014, 48(11): 109-114. (in Chinese)
- [14] 王营, 陶智, 杜发荣, 等. 宽弦空心风扇叶片流固耦合作用下的叶片响应分析[J]. 航空动力学报, 2008, 23(12): 2177-2183.
- WANG Ying, TAO Zhi, DU Farong. Response analysis of fluid and solid coupling characteristics for a wide-chord hollow fan blade[J]. Journal of Aerospace Power, 2008, 23(12): 2177-2183. (in Chinese)
- [15] TETER A, GAWRYLUK J. Experimental modal analysis of a rotor with active composite blades[J]. Composite Structures, 2016, 153: 451-467.
- [16] YANG Shifei, ALLEN M S. Output-only modal analysis using continuous-scan laser doppler vibrometry and application to a 20 kW wind turbine[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2012, 31(8): 228-245.
- [17] KIM D, SONG H, KHALIL H, et al. 3-D vibration measurement using a single laser scanning vibrometer by moving to three different locations[J]. IEEE Transactions on Instrumentation and Measurement, 2014, 63(8): 2028-2033.
- [18] STANBRIDGE B, EWINS J. Modal testing using a scanning laser Doppler vibrometer[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 1999, 13(2): 255-270.

(编辑:王碧琚)