

DOI:10.7652/xjtuxb201411019

航空发动机风扇叶片振动特性分析

寇海军, 张俊红, 林杰威

(天津大学内燃机燃烧学国家重点实验室, 300072, 天津)

摘要: 针对叶片的振动失效关系到整台发动机的工作可靠性的问题,基于振动分析理论,在风扇叶片模态试验的基础上,结合有限元方法建立了叶片振动分析模型;考虑气体与叶片的耦合作用,建立了旋转叶片流道模型;利用计算流体动力学计算了额定工况下的叶片表面气动载荷,并将其引入旋转叶片有限元振动分析中进行了叶片静频、动频和振动响应分析,从而得到叶片在不同转速下的动态响应。分析发现,叶片转速在 2 000~3 600 r/min 范围内的 10 个转速点存在谐共振。通过进一步分析 10 个转速下的叶片振型与动态应力得出:临界转速工况下的振动应力明显高于相邻转速,但共振应力峰值与临界转速并无正相关性;共振应力集中位置受叶片模态振型影响较大,始终出现于叶片前缘并沿叶高方向变化,表明叶片前缘最易发生振动疲劳。研究结果对叶片振动疲劳设计和维护维、修均有一定的指导意义。

关键词: 航空发动机;风扇叶片;计算流体动力学;有限元方法;振动特性

中图分类号: V232.4 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2014)11-0109-06

Aero-Engine Fan Blade Vibration Characteristic Analysis

KOU Haijun, ZHANG Junhong, LIN Jiewei

(State Key Laboratory of Engines, Tianjin University, Tianjin 300072, China)

Abstract: Vibration failure of blade affects the reliability of aero-engine. According to vibration analysis and modal test, a vibration calculation model of blade was established with the finite element method. Considering the fluid-solid interaction, a flow channel model of the rotating blade was constructed, and computational fluid dynamics was employed to compute the aerodynamic load on the blade surface under some rated conditions then was imported to the vibration model to calculate the static frequency, dynamic frequency and vibration responses of the blade at different rotational speeds. It is found that the resonance appears for several times between 2 000 and 3 600 r/min. And the further analyses for the blade vibration mode as well as dynamic stress at these speeds show that the vibration stress at critical speed is obviously higher than those at the adjacent speeds when the blade resonates, but there is no positive correlation between the peak vibration stress and critical speed. The peak vibration stress distribution is closely related to the modal shape of the blade, however, it always appears at the leading edge and changes along the blade height, and the leading edge of the blade is most prone to vibration fatigue.

Keywords: aero-engine; fan blade; computational fluid dynamics; finite element method; vibration characteristic

航空发动机风扇叶片的展弦比大、应力水平高、工作条件恶劣,以及高速旋转产生的离心力和气流冲击引起的气动力易使叶片发生振动。发动机由振动引起的故障占总故障的60%以上,其中叶片振动故障占总振动故障的70%以上^[1]。叶片振动尤其是共振将产生较大的振动应力,易导致叶片疲劳失效。因此,振动特性分析是研究发动机叶片减振、抗疲劳问题的关键^[2]。

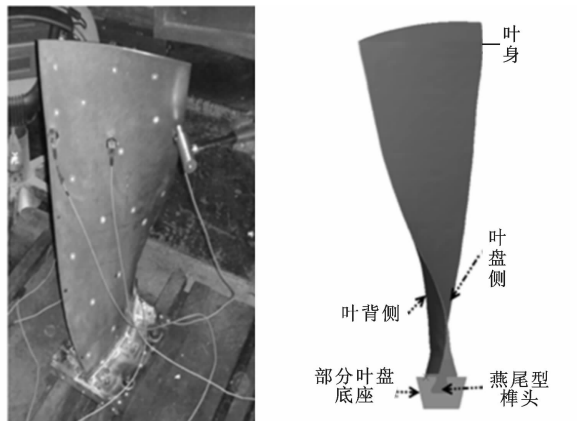
Srinivasan 根据多年的研究成果和工作经验总结了严重影响燃气轮机结构发展的叶片振动问题^[3]。Poursaeidi 分析了固有频率对压气机 R1 级叶片失效的影响^[4],同时考虑了离心载荷和气动载荷,但对气动载荷进行了简化。Cheng 等通过有限元分析和试验测量的方法对轴流式风机叶片由离心和气动载荷引起的振动和应力进行了分析研究^[5]。

本文考虑了离心载荷和稳态气动载荷共同作用的影响,通过数值模拟方法研究了某航空发动机风扇叶片的振动特性。通过叶片动频计算结果来确定载荷对叶片振动频率和模态振型的影响,通过绘制叶片坎贝尔图来确定临界转速,通过分析叶片各临界的振动特性来研究叶片振动应力分布及应力峰值的影响因素,为进一步研究叶片振动疲劳问题奠定了基础,对叶片振动故障分析具有一定的参考价值。

1 计算模型

1.1 叶片模型

叶片为某型航空发动机风扇叶片,通过燕尾榫连接,叶身高度为 603.2 mm,初始扭转角度为 61.3° ,见图 1a。利用三坐标测量仪采集叶片点云数据,通过 CAD/CAM 绘图软件重构曲面得到叶片的三维仿真模型,见图 1b。



(a) 叶片实体模型

(b) 叶片三维仿真模型

图1 叶片模型示意图

1.2 有限元网格模型

对图 1b 进行有限元网格划分,并采用 10 节点四面体单元(solid187)对叶片和轮毂进行网格划分(见图 2),其中叶片包含 304 629 个实体单元,轮毂包含 213 338 个实体单元。叶片及轮毂的材料均为 TC4,弹性模量为 107 GPa,泊松比为 0.3,密度为 $4\ 200\text{ kg/m}^3$ 。

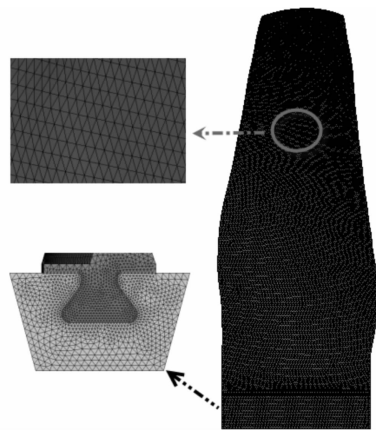
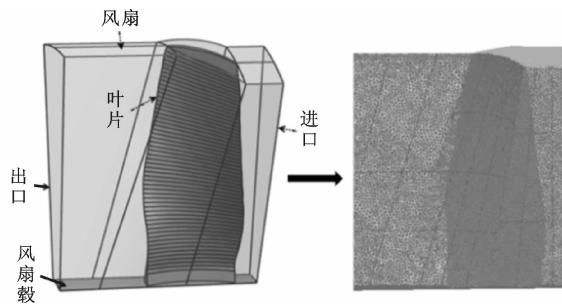


图2 叶片有限元网格模型

1.3 叶片流场模型

叶片流场物理模型见图 3a,利用 ICEM 前置处理软件对叶片流场模型进行网格划分,模型整体采用四面体单元进行网格划分(见图 3b)。为提高计算结果的精度,对叶片流场物理模型和内部流体接触边界进行网格局部加密及混合网格(Hybrid Grids)处理^[6]。利用 FLUENT 软件对 6 种典型工况下的叶片表面压力进行数值模拟。模型采用压力进口和压力出口边界,选择标准 $k-\epsilon$ 模型和标准壁面函数,求解时选用 SIMPLE 算法和 2 阶迎风格式。为了验证网格无关性,在 294 万网格的基础上增加 50%(441 万网格)计算给定工况的叶片表面压力,结果相差在 2% 以内,因此认为 294 万网格满足本研究中的叶片表面压力计算要求。



(a) 叶片流场模型

(b) 叶片流场网格模型

图3 叶片流场模型及流场网格模型

2 模型验证及载荷分析

2.1 叶片有限元模型验证

由于测量手段的限制,在叶身的实际测量中进行了一定的曲面简化,为了保证利用该模型进行后续计算分析的可信性,本文通过实际叶身固有频率的试验值与模拟值的比对进行三维模型与实际叶片拟真度的校核^[7]。

在室温条件下,以试验间地台作为叶片的安装基础,模态测试时将叶片与盘的连接简化为叶片与地台静态夹紧的形式(见图 4)。沿叶高方向将叶身划分为 5 个区域,每个区域沿叶宽的左、中、右共设计 15 个测点。测试中,一次布置 3 个 PCB-356A26 三向加速度传感器同时测量同一区域的振动情况,利用 LMS-SCM 振动噪声测试分析系统进行数据的采集与处理。因为叶片自身质量相对较轻,为减小传感器附加质量对模态试验的影响,在安装时去掉磁铁且直接粘附于叶片表面。最后,运用修正频率的方法^[8]来消除传感器附加质量对模态试验的影响。

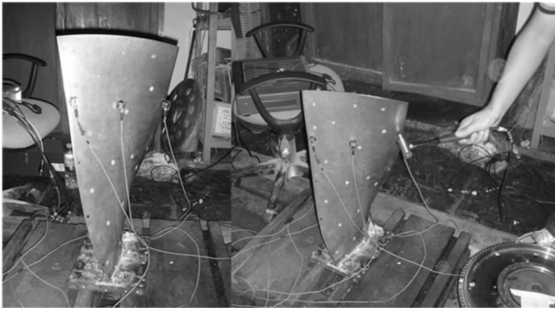


图 4 叶片模态测试试验图

试验结果与有限元模拟结果对比见表 1。由表 1 显示,叶片前 5 阶固有频率试验值和计算值的相对

误差均在 15% 以内,表明本文的有限元模型满足后续计算需要。该误差可能由两种因素引起:测量绘制的叶片模型和实际模型存在一定误差;边界条件有所不同,即计算模型采用榫头固支的边界约束条件,测试模型采用静态夹紧。相对误差=(计算值-试验值)/试验值。

表 1 叶片固有频率的试验值与计算值比较

模态阶次	固有频率/Hz		相对误差 /%
	试验值	计算值	
1	62.42	63.69	2.03
2	261.39	224.71	14.03
3	492.12	544.14	10.57
4	705.93	653.36	7.45
5	1 046.66	1 135.20	8.46

2.2 叶片载荷分析

航空发动机一个完整的飞行循环主要包括 6 种典型工况:最大、最大连续、90%最大连续、70%最大连续、飞行慢车和地面慢车,见表 2。无论何种工况,叶片在工作时一般受到以下 3 类载荷^[4,9]:自身运转过程中产生的离心载荷;稳态和非稳态气流作用下的气动载荷;机械结构的自激及外部吸入物的激励等。如果外部作用力和机械振动之间是相互削弱的,则叶片稳定,否则会发生振动,由此引起的振动应力可能导致叶片疲劳。由于非稳态气动载荷及机械结构激励的复杂性,本文在进行叶片振动分析时仅考虑叶片所受的离心和稳态气动载荷的影响。在有限元分析中,叶片的离心载荷通过对叶片施加绕旋转轴的额定转速来实现,气动载荷通过 FLU-ENT 软件计算得到。

表 2 发动机工况

工况	最大	最大连续	90%最大连续	70%最大连续	飞行慢车	地面慢车	静止状态
转速/ $r \cdot \min^{-1}$	3 600	3 240	2 916	2 268	1 080	900	0

3 结果与讨论

3.1 叶片动态模态分析

叶片的频率计算包括不加载时固有频率和受载变形后的固有频率,为了绘制分析叶片共振特性的坎贝尔图,选取包括发动机未启动在内的 7 种工况进行叶片固有频率计算,结果见表 3。

由表 3 显示,随着转速的升高,叶片的固有频率增大,这是受载后叶片整体刚度增大所致。从表中

还可发现,低转速工况下,叶片前 3 阶固有频率在只考虑离心载荷作用时的变化幅度要大于同时考虑离心和气动载荷的作用,而后 3 阶固有频率的变化情况相反。高转速工况下,叶片前 6 阶固有频率在离心和气动载荷共同作用下的变化幅度要大于单独的离心载荷作用情况。可以说,加载情况不同,叶片固有特性的计算结果不同。因此,考虑气动载荷和离心载荷的共同作用能够有效提高计算结果的准确性,计算结果也更接近工程实际。文章后续计算部

表 3 不同工况下单叶片的前 6 阶固有频率计算结果

阶次	载荷	固有频率/Hz						
		0	900	1 080	2 268	2 916	3 240	3 600
		r/min	r/min	r/min	r/min	r/min	r/min	r/min
1	离心	62.02	65.01	66.28	78.61	87.24	91.83	97.08
	离心+气动		64.66	65.95	79.24	88.05	92.63	97.87
2	离心	206.27	209.09	210.32	223.59	234.18	240.23	247.46
	离心+气动		208.94	210.20	224.80	235.69	241.73	248.95
3	离心	537.69	537.99	538.13	539.54	540.65	541.28	542.03
	离心+气动		537.72	537.91	541.56	543.29	543.98	544.79
4	离心	608.19	611.23	612.67	627.23	639.29	646.30	654.81
	离心+气动		611.28	612.69	630.48	643.39	650.47	659.05
5	离心	1 106.90	1 108.10	1 108.60	1 113.90	1 117.90	1 120.10	1 122.60
	离心+气动		1 108.40	1 109.00	1 119.50	1 124.90	1 127.10	1 129.70
6	离心	1 246.00	1 247.40	1 248.10	1 254.50	1 259.40	1 262.00	1 265.00
	离心+气动		1 247.60	1 248.30	1 257.60	1 263.10	1 265.80	1 268.80

分均考虑离心及气动载荷的共同作用。

3.2 叶片振动分析

3.2.1 坎贝尔图 发动机工作期间要完全避免叶片的共振是不可能的。根据坎贝尔图,发动机的工作转速应尽可能地远离叶片振动频率和激振频率的交点,这样可以有效避免破坏性的振动^[10-11]。为了研究该叶片的共振特性,根据表 3 绘制了坎贝尔图,见图 5。

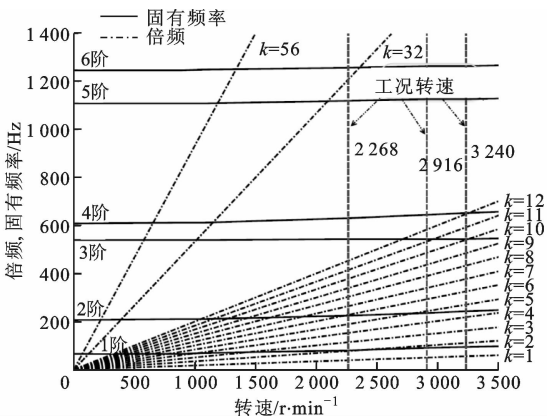


图 5 单叶片的坎贝尔图

对于风扇叶片,当激振力频率与固有频率成如下关系时发生共振或谐共振^[9,12]

$$F_i = kF_e \tag{1}$$

式中: F_i 为叶片振动频率; F_e 为激振力频率; k 为结构谐波系数。当 $k=1$ 时称为共振, $k \neq 1$ 称为谐共振。

激振频率与自振频率的交点为共振点,对应的转速为共振转速。设计时,叶片转速不能与发动机转速重合,发动机工作转速要远离共振转速的 10% 以上^[13]。本文以共振裕度来描述这一容限

$$\text{共振裕度} = \frac{\text{共振转速} - \text{工作转速}}{\text{工作转速}} \times 100\%$$

坎贝尔图中的倍频线与风扇出口气流导向叶片数有关,包括进气场气流分布不均等引起的低倍频^[14]。本文中形成激振的结构参数有:出口导叶形成的基振倍频 $k=56$,导向叶片数和动叶数之差形成的基振倍频 $k=32$,以及单动叶前 12 阶倍频线。

图 5 显示,叶片的 1、2、5、6 阶固有频率与 $k=2, 6, 32$ 倍频的交点距 2 268 r/min 工况点比较接近,相应转速分别为 2 449、2 244、2 096、2 359 r/min ,共振裕度为 7.9%、1.1%、7.6%、3.9%。2、3 阶固有频率与 $k=5, 11, 12$ 倍频交点距 2 916 r/min 工况点比较接近,相应转速分别为 2 804、2 964、2 714 r/min ,共振裕度为 3.8%、1.6%、6.9%。3、4 阶固有频率与 $k=10, 11$ 倍频交点距 3 240 r/min 工况点比较接近,相应转速分别为 3 264、3 254 r/min ,共振裕度为 0.7%、0.4%。4 阶固有频率与 $k=11$ 倍频交点距 3 600 r/min 工况点比较接近,相应转速为 3 594 r/min ,共振裕度为 0.2%。 $k=56$ 对应的激振倍频与叶片前 6 阶固有频率相交的共振点转速均处于低转速区,且在工作叶片后端,远离工作转速,振动分析时可不予考虑。 $k=32$ 对应的激

振倍频是风扇动叶和风扇出口导向叶片相互作用的激振频率,对应的激振频率阶次很高,在工作转速附近发生高频共振,振幅小,危险性不大,但会造成累计损伤,振动分析中应予以考虑。根据坎贝尔图可知,在这些交点转速下,叶片均会发生不同程度的谐共振。这些转速均为较危险的工作转速,应在振动分析和结构设计中加以考虑。

3.2.2 振动应力比较 在同样的激振力作用下,由于谐共振的存在,使得叶片出现危险共振的机率有所增加。图 5 中, $k=2$ 的倍频是激励源,危险共振为 1 阶模态,相应转速为 2 449 r/min,与典型工况中的 2 268 r/min 比较接近。二倍频谐振仅次于共振,也可使叶片出现较大的共振应力,并且由于 1 阶模态振幅大、频率低,容易使结构产生应变疲劳,因此 1 阶模态是较危险的共振点。作为对比,分别计算了 2 449、2 268 r/min 转速下 1 阶模态的等效应力分布,见图 6。图 6 显示,两个转速下,叶片 1 阶模态的应力最大区域均位于距叶根 74 mm 的叶片前缘,共振转速下叶片的最大应力要比非共振转速下最大应力高出一个数量级,易使叶片发生断裂,因此发动机应避免在此共振转速附近工作。

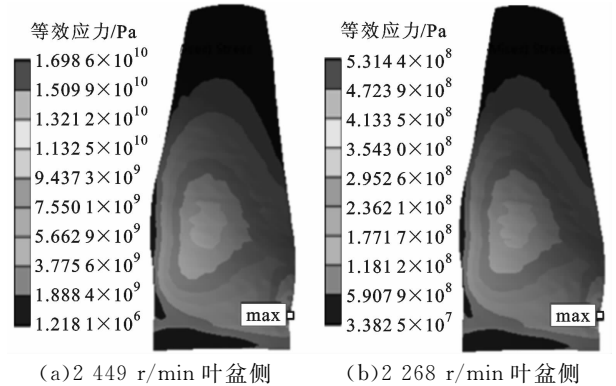


图 6 1 阶模态下叶片的等效应力分布

3.2.3 共振分析 航空发动机在启停过程中,如果越过临界转速时共振能量很强,叶片也极易出现断裂失效。本部分列出了不同临界转速共振工况点、叶片的最大应力及最大应力分布区域,并分析了最大应力分布规律及最大应力的影响因素,见图 7、8 和表 4。

图 7 和表 4 显示,共振发生时,不同的模式会对应不同的振动形式,而叶片的主要振型为弯曲、扭转及弯扭组合。在不同临界工况点,叶片的最大应力出现的位置具有一定的规律性,与模式振型密切相关。叶片的弯曲振动易使叶片在靠近叶根前缘处出现应力集中,而叶片的扭转振动易使叶片在中部前

缘处出现应力集中。叶片的弯扭振动属于复合振动,此种振动形式下叶片的最大应力位置随转速变化没有规律可循。

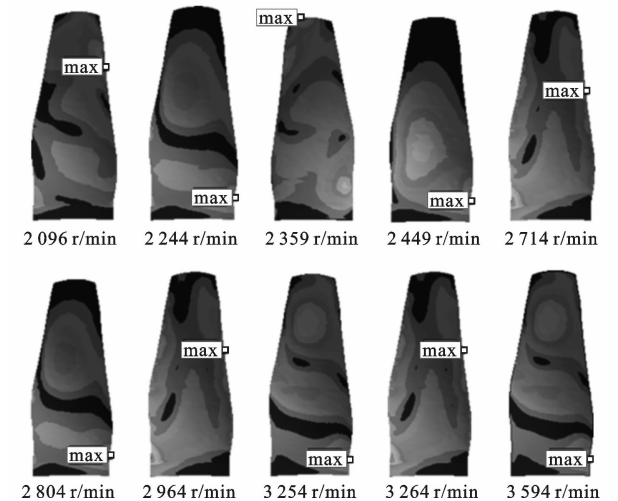


图 7 不同临界转速下叶片最大应力及其分布

表 4 不同临界转速工况下叶片最大应力分布规律

模式 振型	临界转速 / $\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$	模式 阶数	最大应力 位置
1 阶弯曲	2 449	1	叶盆侧,
2 阶弯曲	2 244, 2 804	2	叶片前缘
3 阶弯曲	3 254, 3 594	4	距叶根约 70 mm 处
1 阶扭转	2 714	3	叶盆侧,
	2 964		叶片前缘
	3 264		距叶根约 350 mm 处
弯扭组合	2 096	5	位置变化
	2 359	6	

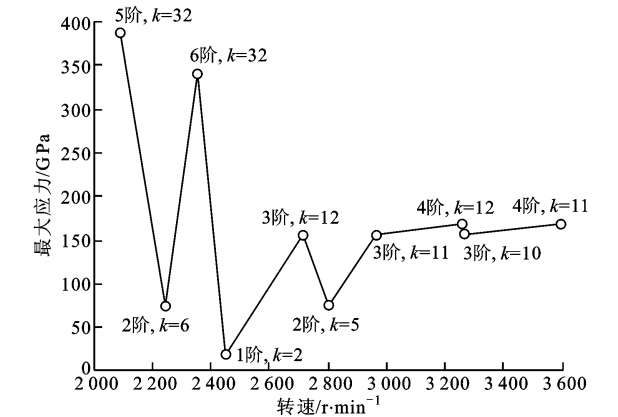


图 8 不同临界转速下叶片最大应力

图8显示,不同临界转速下叶片的最大应力在低转速下变化幅度较大,随着转速的升高变化幅度逐渐减小。比较临界转速 2 964、3 264 r/min,当共振模态阶数相同,模态振型相同时,2 964 r/min 的激振倍频为 $k=11$,3 264 r/min 的激振倍频为 $k=10$,但低转速的最大应力较大。综合图8中最大应力可以发现,叶片共振时最大应力不随共振转速的升高而简单地增大,而与临界转速、共振模态及激振倍频有关。考虑叶片共振时最大应力对叶片疲劳寿命的影响要综合考虑这些振动因素的影响。

4 结 论

本文在建立了风扇叶片流场模型和有限元模型的基础上,同时考虑离心和稳态气动载荷,通过数值模拟方法对叶片振动特性进行了分析研究,得到如下结论。

(1)在不同载荷的作用下,叶片的固有特性会发生变化,考虑叶片固有特性对叶片振动特性影响时,应充分考虑载荷的影响。

(2)在相邻转速下,叶片共振转速的振动应力要远比叶片非共振时大,因此应避免叶片长时间在共振转速附近工作。

(3)在不同临界转速下,叶片最大振动应力位置与叶片的模态振型密切相关。叶片共振时的最大应力不随共振转速的升高而简单增大,而与叶片产生共振的各种振动因素有关,因此在叶片设计阶段应充分考虑这些振动因素的影响。

参考文献:

- [1] 蔡肇云,金六周. 航空发动机强度设计、试验手册: 叶片强度与振动计算 [M]. 北京: 第三机械工业部第六研究院, 1980: 34-50.
- [2] SUBRAHMANYAM K B, KULKARNI S V, RAO J S. Coupled bending-bending vibrations of pre-twisted cantilever blading allowing for shear deflection and rotary inertia by the Reissner method [J]. International Journal of Mechanical Sciences, 1981, 23(9): 517-530.
- [3] SRINIVASIN A V. Flutter and resonant vibration characteristics of engine blades [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1997, 119(4): 742-775.
- [4] POURSAEIDI E, BABAEI A. Effects of natural frequencies on the failure of R1 compressor blades [J].

Engineering Failure Analysis, 2012, 25: 304-315.

- [5] XU C, AMANO R S, LEE E K. Investigation of an axial fan-blade stress and vibration due to aerodynamic pressure field and centrifugal effects [J]. JSME International Journal Series: B, 2004, 47(1): 75-90.
- [6] 郭强, 竺晓程. 高速离心压缩机旋转失速的全流场数值模拟 [J]. 机械工程学报, 2009, 45(6): 284-289.
GUO Qiang, ZHU Xiaocheng. Numerical simulation of rotating stall inside high speed centrifugal compressor using entire geometry mesh [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2009, 45(6): 284-289.
- [7] HOU J, WICKS B J. An investigation of fatigue failures of turbine blades in a gas turbine engine by mechanical analysis [J]. Engineering Failure Analysis, 2002, 9(2): 201-211.
- [8] 曾庆华. 模态试验中跑点测量时传感器附加质量影响的消除 [J]. 南京航空航天大学学报, 1994, 26(5): 692-695.
ZENG Qinghua. Elimination of effects of transducer mass on modal parameters in moving-point measurements [J]. Journal of Nanjing University of Aeronautics & Astronautics, 1994, 26(5): 692-695.
- [9] POURSAEIDI E, AIENERAVAIE M. Failure analysis of a second stage blade in a gas turbine engine [J]. Engineering Failure Analysis, 2008, 15(8): 1111-1129.
- [10] KIM K K, LEE Y S. Modal characteristics according to the tip shape and assembly condition of the turbine blade [J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2013, 27(11): 3409-3417.
- [11] KOSMATKA J B, FRIEDMANN P. Vibration analysis of composite turbo propellers using a nonlinear beam-type finite-element approach [J]. AIAA Journal, 1989, 27(11): 1606-1614.
- [12] 杨雯, 杜发荣. 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. Investigation of dynamic response property of wide-chord hollow fan blade [J]. Journal of Aerospace Power, 2007, 22(3): 444-449.
- [13] 徐鹤山. 发动机叶片工程应用分析 [M]. 北京: 航空工业出版社, 2011: 154-177.
- [14] 航空发动机设计手册总编委会. 航空发动机设计手册: 18册 [M]. 北京: 北京航空工业出版社, 2000: 568-570.

(编辑 苗凌)