

文章编号:1000-8055(2011)07-1557-06

叶轮机械叶片颤振的影响参数

张小伟, 王延荣, 徐可宁

(北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100191)

摘 要: 采用基于能量法的流固耦合数值预测方法对比研究了几个主要参数对叶轮机械叶片气动弹性稳定性的影响规律, 并较深入地阐述了叶片颤振发作机理. 以某型发动机第一级压气机叶片为例, 在叶片的不同模态下, 通过给定不同的进出口边界条件分别研究了叶片模态和叶间相位角对叶轮机械气动弹性稳定性的影响, 并从叶片吸力面激波以及波后分离区共同作用的角度解释了叶轮机械叶片的颤振发作机理. 计算结果表明: 叶片模态和叶间相位角对叶轮机械叶片的颤振有关键性的影响, 而吸力面激波以及波后分离区是导致叶片颤振发作的重要因素.

关 键 词: 叶轮机械; 叶片颤振; 能量法; 颤振机理; 影响参数

中图分类号: V215.3

文献标志码: A

Effects of parameters on blade flutter in turbomachinery

ZHANG Xiao-wei, WANG Yan-rong, XU Ke-ning

(School of Jet Propulsion,

Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China)

Abstract: An aeroelastic stability prediction approach derived from energy method was used to investigate the effects of several parameters on the aeroelastic stability of rotor blades in turbomachinery, and the mechanism of flutter was determined in some details. Taking the first stage compressor rotor of an engine as an example, the aeroelastic analysis was computed under different working conditions for the oscillating cascades with different blade modes. Some parameters, such as mode shape and interblade phase angle, were included to investigate their effects on the flutter in turbomachinery. And the flutter mechanisms were also concluded from the interaction of shock wave on the suction surface and separation area behind shock. The result shows that mode shape and interblade phase angle are key parameters affecting the flutter characteristics, while the shock wave on the suction surface and the separation area behind the shock wave are important factors to induce the blade flutter.

Key words: turbomachinery; blade flutter; energy method; flutter mechanism; influence parameter

随着对飞机性能要求的提高, 航空发动机面临着越来越严峻的工作条件, 叶轮机械叶片的颤振问题也日益突出, 国内外许多发动机在研制、实验和使用过程中均发生过风扇或压气机的颤振故

障. 但是由于颤振问题中流体与固体之间的相互作用十分复杂, 因此目前对叶轮机械叶片的颤振机理尚有待深入研究.

早期, 叶轮机械气动弹性稳定性分析主要使

收稿日期: 2010-06-29; 修订日期: 2010-09-21

基金项目: 国家重点基础研究发展计划(2007CB210103); 北京航空航天大学博士研究生创新基金

作者简介: 张小伟(1984—), 男, 湖北广水人, 博士生, 主要从事航空发动机结构强度振动及气动弹性稳定性研究.

用建立在片条理论基础上的二维方法,且依赖于实验结果,其中,叶片颤振边界仅采用特征截面的折合频率、相对马赫数、攻角等少量的参数来表征。然而,随着计算流体力学以及计算机技术的发展,预测叶轮机机械叶片颤振的计算流体力学方法日益受到重视,其中研究最多的是能量法^[1-2]和特征值法。由于叶轮机机械内部的流场呈现着复杂的三维非定常特性,而且分离流动、旋转失速、激波、激波与附面层的相互干扰、激波与激波间的相互干扰等非线性因素的影响使得气动载荷很难用准确的函数来表达,通过特征值法来定量地准确描述气动弹性稳定性几乎不可能实现,因此,当前对于叶轮机机械颤振数值预测方法以及颤振机理方面的研究多是基于能量法。

20世纪80年代以来,国内外对振荡叶栅非定常流场的计算流体力学方法进行了很多研究,但是由于这些方法在使用中均采用了不同的基本假设,所获得结果之间的对比很困难。早期对叶轮机机械气动弹性稳定性的研究大多假设叶栅的所有叶片均以相同的振幅振荡,并且不计及叶间相位角的影响,但是实际叶片并不遵循这两个假设。众所周知,振动叶片之间的非定常流动相互作用是很密切的,对叶轮机机械叶片的颤振(稳定性)有很大影响。叶间相位角是影响叶片气动弹性的一个相当关键的参数,它对叶片气动弹性稳定性起着重要的作用^[3],各个叶片的振幅不同以及叶间相位角的存在对叶栅非定常流动的气动弹性稳定性均有影响^[4],Cinnella等^[5]以及Sadeghi和Liu^[6]研究了叶间相位角对叶片气动弹性稳定性的影响。张小伟和王延荣等^[7-8]采用基于能量法的流固耦合方法在不同叶片模态下分析了叶轮机机械叶片的气动阻尼随叶间相位角的变化规律,张扬军等^[4]研究了叶轮机机械各叶片的振幅和叶间相位角对叶栅气动弹性稳定性的影响。Carta和St Hilaire^[9-10]通过实验方法分别研究了折合频率、攻角、叶间相位角等几个重要参数对压气机叶栅气动弹性稳定性的影响。另一方面,颤振边界受叶片振动模态的影响很大,折合频率对颤振边界也有一定的作用,Panovski和Kielb^[11]在实验工作^[12]的基础上,数值研究了叶片模态和折合频率这两个因素对低压涡轮叶片气动弹性稳定性的影响。

本文采用文献^[7]发展的基于能量法的数值预测方法,对比研究了叶片模态和叶间相位角这两个重要参数对气动弹性稳定性的影响规律,并基于不同工况的叶背激波及其波后分离区与叶片

吸力面的气动功分布规律,初步分析了叶轮机机械叶片颤振的机理。

1 数值方法

在跨声叶栅中,由于激波和附面层的重叠,流场计算会产生强非线性效应,因此,选取非定常三维雷诺平均 Navier-Stokes(RANS)方程来模拟流场,并采用 $k-\epsilon$ 湍流模型对雷诺应力项进行封闭。在计算流体力学分析中,采用时间线化的方法进行非定常分析,叶片的振荡作用通过多层动网格技术^[7]来实现,其中,将振荡叶栅通道分为如图1所示的网格区域,叶片表面附近为O型可动域,其他区域为H型固定域。

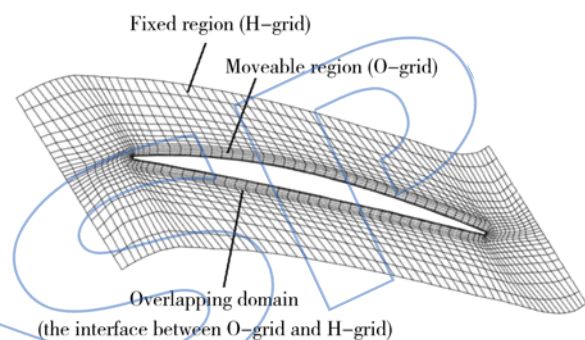


图1 叶栅的可动域和固定域

Fig. 1 Fixed and moveable region of the cascade

另一方面,在小幅振动下,与叶片振动相关的气动阻尼具有线性性质。因此,为了便于研究,工程上通常采用某些近似的处理方法使系统的阻尼矩阵实现对角化,并将气动阻尼简化为等效黏性阻尼。气动阻尼在一个周期内消耗的能量为

$$W_{\text{aero}} = \oint c_{\text{aero}} \dot{q} dq = 2\pi \zeta_{\text{aero}} \omega^2 (q^{\text{cfd}})^2 \quad (1)$$

式中 c_{aero} 为近似处理后的某一阶气动阻尼; ω 为某转速下的叶片振动频率; q^{cfd} 为正则坐标系下的模态振幅, $q^{\text{cfd}} = \frac{x^{\text{cfd}}}{\phi}$, 其中 x^{cfd} 为给定的叶片振幅, ϕ 为计算结构动力学分析得到的某一阶振型。

由等效黏性阻尼的定义,模态气动阻尼比 ζ_{aero} 可表示为

$$\zeta_{\text{aero}} = \frac{-\sum W}{2\pi \omega^2 (q^{\text{cfd}})^2} \quad (2)$$

式中 $\sum W$ 为非定常气动力在一个周期内对叶片所做的功,从非定常压力在一个周期内的积分可以得到,即

$$\sum W = \int_{A,0}^T \mathbf{V} \cdot \mathbf{n} p dt dA \quad (3)$$

其中 $\mathbf{V}$ 为速度矢量, $\mathbf{n}$ 为压力正方向, p 为表面压力大小.

由于流体域和固体域的网格疏密不同,因此,流固耦合分析过程中采用基于有限元形函数的概念实现耦合界面的数据传递. 由于流体网格和固体网格对原始几何构型的精度不同,采用 Sadeghi 等^[13]提出的恒定位置矢量差法,使流体节点的位移始终等于其投影点的位移. 虽然这会在流体网格的横向造成一定的剪切变形,但是该方法的计算效率较高.

2 颤振的影响参数分析

本文选取某型发动机第一级压气机转子叶片,采用基于能量法的数值预测方法分别计算了不同叶片模态、不同工况、不同叶间相位角下的模态气动阻尼比,探究了不同参数对叶片气动弹性稳定性的影响规律. 另外,在叶片的一阶弯曲模态下,基于不同工况下叶片表面的气动功分布,从叶背激波与波后分离区共同作用的角度初步探讨了叶片颤振发作的机理,能够较好地用于指导叶片设计.

2.1 叶片模态的影响

在通用有限元软件 ANSYS 中建立了某型发动机第一级压气机转子叶片的有限元模型,并在 100% 转速下进行含预应力的模态分析,这里仅考虑与一阶弯曲(1st bending, 简称 1B)和一阶扭转(1st torsion, 简称 1T)模态对应的模态气动阻尼比. 图 2 所示为叶片的 1B 和 1T 模态.

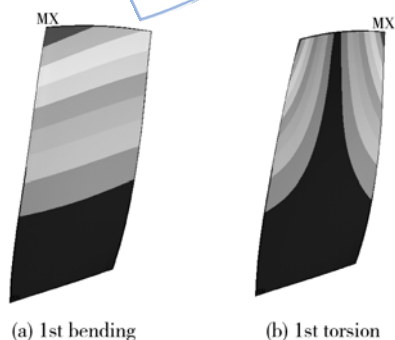


图 2 叶片的模态

Fig. 2 Modes of blade

全域按叶片模态引起的流场振荡,分别对压气机在近设计点和近失速点两个工况进行了动网格作用下的非定常流场分析. 当流场参数达到稳定振荡后,通过一个周期内各时间步的非定常气动力及其对应的振动位移积分得到一个周期内的

非定常气动功,进而得到相应的模态气动阻尼比. 表 1 所示为两个工况下,不同叶片模态对应的气动阻尼比. 从表中可以看出,近设计点工况下,叶片 1B 和 1T 模态的气动功均为负,模态气动阻尼比均为正,而在近失速点工况下,叶片仅在 1B 模态下的气动功为正,模态气动阻尼比为负. 能量法中,正气动功和负模态气动阻尼比表明叶片在振荡过程中不断从气流中吸收能量,叶片发生气动弹性失稳(颤振). 因此,可以认为,该第一级压气机转子叶片在近失速点附近会发生叶片的一阶弯曲颤振,这与实验测量得到的结果是吻合的^[14]. 以下所有的分析均是在叶片的 1B 模态下进行的.

表 1 模态气动阻尼比

Table 1 Aerodynamic modal damping ratio

工况	模态	气动功/ 10^{-3} J	模态气动 阻尼比/%
近设计点	1B	-4.362	0.296
	1T	-1.780	0.415
近失速点	1B	1.523	-0.103
	1T	-2.133	0.497

对于选取 100% 转速下的近失速点工况, 30% 和 90% 叶高处的马赫数等值线分布如图 3 所示. 图中可以看出,在 30% 叶高处,叶片扇区的马赫数均相对较小,槽道内几乎没有激波,由于气流攻角相对较大,在吸力面沿气流方向附面层一直增厚,近尾缘处出现了一定的分离;在 90% 叶高处,激波位于叶栅前缘,成为脱体激波,波前马赫数较大,至波后,马赫数有一定的突降,激波强度相对较大,在波后吸力面上也存在一定的气流分离现象.

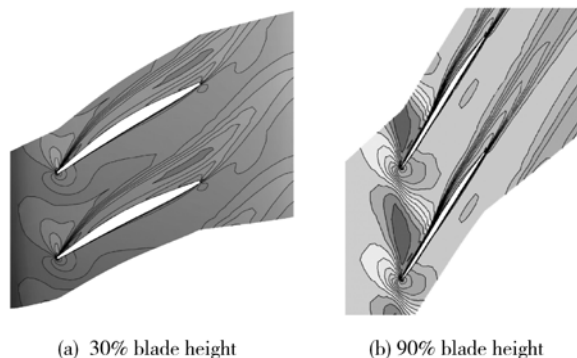


图 3 马赫数等值线图

Fig. 3 Contours of Mach number

分别在叶片的 1B 模态和 1T 模态下,对近失速点工况进行了非定常分析.通过一个稳定振荡周期内的非定常气动力和振动位移给出了叶片表面的气动功分布,如图 4 和图 5 所示分别为叶片在 1B 模态和 1T 模态下吸力面和压力面气动功分布.从图中可以看出,在相同的工况下,不同叶片模态对应的叶片表面气动功分布有很大的差别.1B 模态下,吸力面的波后区域存在一个高梯度的正功区,而波前存在一个较高梯度的负功区;1T 模态下,吸力面和压力面的节线位置附近的气动功为 0,在节线前后均存在梯度较大的气动功集中区域,其正负则取决于激波位置.

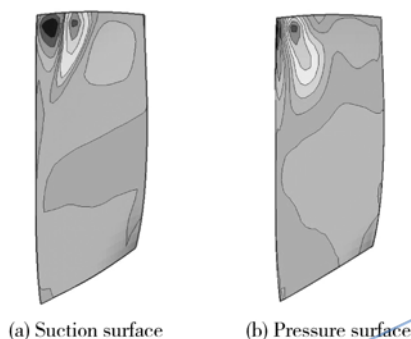


图 4 1B 模态的气动功分布
Fig. 4 Aerodynamic work distribution for the 1B mode

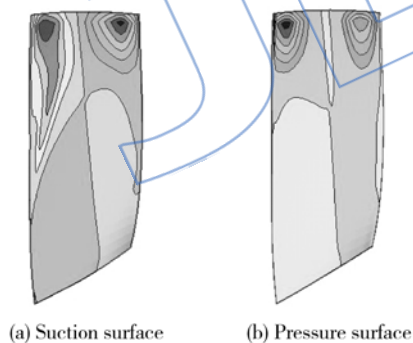


图 5 1T 模态的气动功分布
Fig. 5 Aerodynamic work distribution for the 1T mode

2.2 激波与波后分离区的影响

在进口总温、总压一定的情况下,随着叶栅出口平均反压的变化,叶片吸力面的激波位置和激波强度也会随之改变.图 6 所示为叶片吸力面的静压分布及其对应的流线图.如图 6(a),当出口平均反压相对较低时,叶片吸力面的激波强度较弱,波后气流有较小的潜流,但是并未出现气流分离的区域;随着出口平均反压的增加,如图 6(b),

激波位置几乎不变,但是激波强度明显增大,波后气流出现了较大的潜流,吸力面在叶尖附近出现了较小的逆流区,即吸力面在叶尖附近的波后区域出现了分离区;当出口平均反压进一步增大,如图 6(c),激波被推到了叶片前缘成为脱体激波,激波强度进一步增大,波后气流有较大的潜流,吸力面上出现了明显的逆流区,即吸力面波后出现较大的分离区.

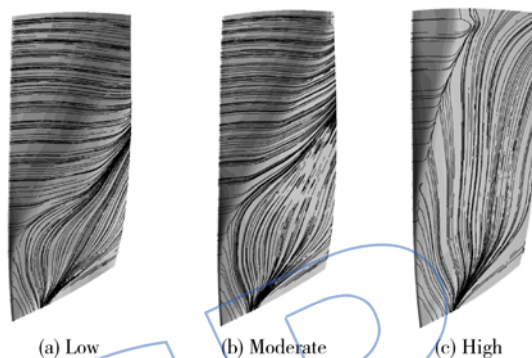


图 6 吸力面静压分布及其流线图
Fig. 6 Static pressure distribution and stream line of suction surface

在图 6 所示的三种不同工况下,分别进行了非定常分析,得到一个稳定振荡周期内叶片吸力面的气动功分布,如图 7 所示.图中可以看出,当出口平均反压较低时,如图 7(a)所示,叶片吸力面没有明显的正功集中区,而且正功区域相对靠后;随着出口平均反压的增加,如图 7(b)所示,吸力面叶片尾缘附近正功区逐渐增加,且沿吸力面逐渐前移;当出口平均反压进一步增加时,如图 7(c)所示,正功区沿吸力面已经前移至弦中位置,且吸力面出现了一个较大的正功区,该正功区前后均为负功区.对比图 6 所示的吸力面静压分布

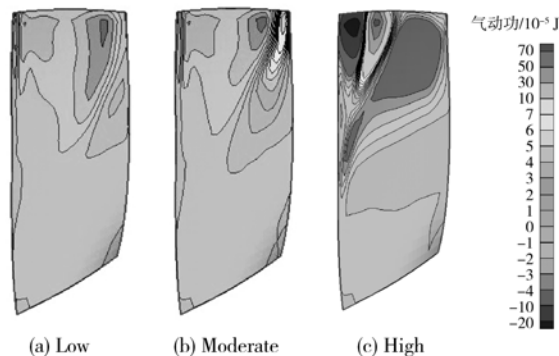


图 7 吸力面气动功分布
Fig. 7 Aerodynamic work distribution on suction surface

与图 7 所示的吸力面气动功分布,可以发现,无激波的跨度区域,气动功均为负,含激波的跨度区域,正负气动功分界处对应激波位置,波前始终为负功区,且吸力面的正功区始终位于波后分离区域内,而正功区为引起叶片发生气动弹性失稳的重要因素.因此,激波和波后分离区是引起叶片气动弹性失稳的重要原因之一.

2.3 叶间相位角的影响

考虑到振荡叶栅之间的相互作用,叶轮机械叶片的气动弹性稳定性需要计入叶间相位角的影响,因此,建立了全环叶栅模型用于非定常流场的分析.

给定全环叶栅各振荡叶片的频率和振幅相同,而叶间相位角则通过全环叶栅的节径数和对应的行波形式来确定,这里假设各个叶片之间均超前或滞后相同的相位角,且不同的节径数对应不同的叶间相位角,即给定节径数为 n ,全环叶片个数为 N ,则各相邻叶片之间的相位角为 $\frac{2\pi n}{N}$,

在生成网格文件时需要每一个叶片表面附近的可动域分别考虑,通过多层动网格技术得到一个振荡周期内各可动域在不同叶间相位角情况下的网格文件,并进一步得到计及叶间相位角的全环流体域网格文件.

某型发动机第一级压气机转子叶片全环叶栅流体域模型如图 8 所示,其中每一个叶片扇区的固定域和可动域的网格为如图 1 所示的叶片表面附近的 O 型可动域以及其他区域的 H 型固定域.选取近失速点工况,对全环流体域进行定常分析,图 9 所示为定常分析得到的叶片表面静压分布.

由于给定各叶片的振幅均相同,且假设叶间相位角均为常数,因此,全环叶栅振荡运动的非定

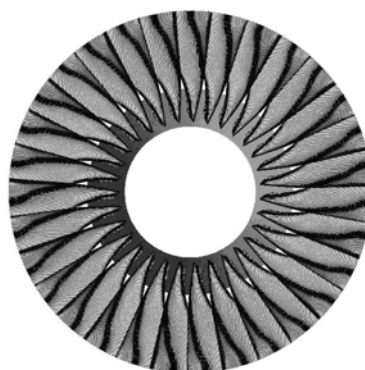


图 9 叶片表面静压分布
Fig. 9 Static pressure distribution of blade surface

常流场分析中,各叶片对应位置的振幅均相等,而振动相位滞后角则相应为常数.在不同叶间相位角情况下分别进行了叶片振荡作用下的流场分析,并得到各不同叶间相位角的气动功,基于能量法计算了稳态振荡的模态气动阻尼比,图 10 给出了模态气动阻尼比随叶间相位角的变化规律.

由图 10 可以看出,模态气动阻尼比随叶间相位角近似为简谐规律变化.近失速点工况下,一个振荡周期内气动力对叶片所做的气动功在大多数节径数对应的叶间相位角下均为负,振荡叶栅的能量不断向气流耗散,模态气动阻尼比始终为正,而在叶间相位角为 $-104.5^\circ \sim 0^\circ$ 的范围内(前行波),气动功为正,此时振荡叶栅不断从流场中吸收能量,模态气动阻尼比为负,气动弹性失稳.当叶间相位角近似为零时,气动弹性临界稳定.因此,在近失速点工况下,该发动机第一级压气机转子叶片在 1B 模态下会发生气动弹性失稳.

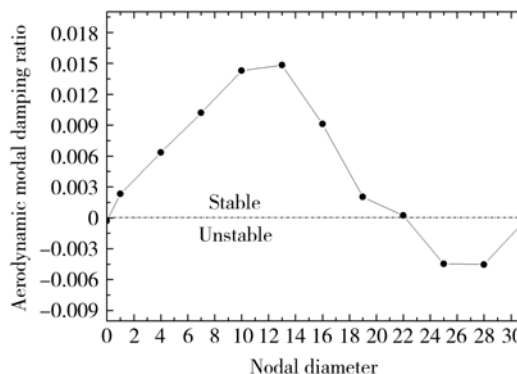


图 10 模态气动阻尼比随叶间相位角的变化规律

Fig. 10 Effects of interblade phase angle on aerodynamic modal damping ratio

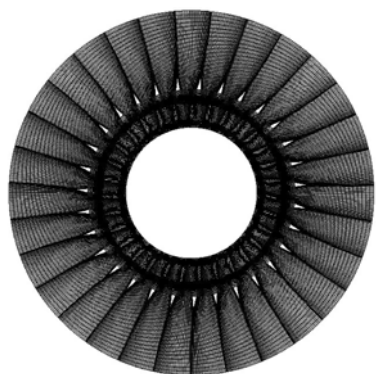


图 8 全环叶栅模型
Fig. 8 Model of the whole annular cascades

3 结 论

采用基于能量法的数值预测方法对比分析了不同叶片模态、不同工况、不同叶间相位角下的模态气动阻尼比,并以某型发动机第一级压气机转子叶片为例考虑了叶片模态、激波与波后分离区以及叶间相位角等对叶轮机叶片气动弹性稳定性的影响,分析结果表明:

1) 叶片模态的不同会引起叶轮机叶片表面的非定常气动力产生较大的差异,对气动弹性稳定性起着关键的影响作用;

2) 叶片吸力面激波及波后分离区与吸力面正气动功区域基本吻合,可以很好地用于解释叶片的颤振发作现象,是导致叶轮机叶片发生气动弹性失稳的重要因素;

3) 叶间相位角反映振荡叶片之间的相互作用,即叶片间气动耦合作用,它对叶轮机的气动弹性稳定性有着显著的影响。

参考文献:

- [1] Carta F O. Coupled blade-disk-shroud flutter instabilities in turbojet engine rotors[J]. *Journal of Engineering for Power*, 1967, 89(3): 419-426.
- [2] Bendiksen O O. A new approach to computational aeroelasticity[R]. AIAA Paper 1991-0939, 1991.
- [3] Srinivasan 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] 张扬军,陈乃祥,诸葛伟林. 振荡叶栅非定常流动的相互作用对叶片颤振的影响[J]. *清华大学学报(自然科学版)*, 1997, 37(11): 5-8.
ZHANG Yangjun, CHEN Naixiang, ZHUGE Weilin. Effect of blade vibration interaction on aeroelastic stability[J]. *Journal of Tsinghua University(Sci. & Tech.)*, 1997, 37(11): 5-8. (in Chinese)
- [5] Cinnella P, Palma P D, Pascazio G, et al. A numerical method for turbomachinery aeroelasticity[J]. *ASME Journal of Turbomachinery*, 2004, 126(2): 310-316.
- [6] Sadeghi M, Liu F. Computation of mistuning effects on cascade flutter[R]. AIAA 2000-0230, 2000.
- [7] 张小伟,王延荣,张潇,等. 涡轮机械叶片的流固耦合数值计算方法[J]. *航空动力学报*, 2009, 24(7): 1622-1626.
ZHANG Xiaowei, WANG Yanrong, ZHANG Xiao, et al. Numerical method for fluid-structure interaction in turbomachinery bladings[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2009, 24(7): 1622-1626. (in Chinese)
- [8] 张小伟,王延荣. 叶间相位角对叶片颤振的影响[J]. *航空动力学报*, 2010, 25(2): 412-416.
ZHANG Xiaowei, WANG Yanrong. Influence of interblade phase angle on the flutter of rotor blades[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2010, 25(2): 412-416. (in Chinese)
- [9] Carta F O, St Hilaire A O. Experimentally determined stability parameters of a subsonic cascade oscillating near stall[J]. *Journal of Engineering for Power*, 1978, 100(1): 111-120.
- [10] Carta F O, St Hilaire A O. Effect of interblade phase angle and incidence angle on cascade pitching stability[J]. *Journal of Engineering for Power*, 1980, 102(2): 391-396.
- [11] Panovski J, Kielb R E. A design method to prevent low pressure turbine blade flutter[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2000, 122(1): 89-98.
- [12] Nowinski M, Panovsky J. Flutter mechanisms in low pressure turbine blades[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2000, 122(1): 82-88.
- [13] Sadeghi M, Liu F, Lai K L, et al. Application of three-dimensional interfaces for data transfer in aeroelastic computations[R]. AIAA Paper 2004-5376, 2004.
- [14] 宋兆泓. 航空发动机典型故障分析[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 1993.
SONG Zhaohong. Typical fault analysis of aero-engine[M]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics Press, 1993. (in Chinese)