

小展弦比压气机转子叶片颤振研究

吴长波^{1,2}, 周拜豪², 陆庆飞², 崔海涛¹

- (1. 南京航空航天大学 能源与动力学院, 南京 210016;
2. 中国航空工业集团公司 中国燃气涡轮研究院, 成都 610500)

摘 要: 针对小展弦比压气机转子叶片特点,在能量法计算基础上提出了两种颤振评判方法,即首先利用结构动力学分析结果对叶片频率分离度、振型和共振进行分析,判断某压气机小展弦比转子叶片存在高阶耦合颤振的可能;然后将结构动力学得到的振动位移插值到气动网格上,进行三维非定常黏性流场计算,得到非定常气动功,判断叶片是否存在失速颤振的可能.最后综合利用两部分分析结果和试验及断口分析情况,综合给出该小展弦比压气机叶片因失速颤振和耦合颤振共同作用,导致叶片在短时间内出现了裂纹.

关 键 词: 小展弦比; 能量法; 耦合颤振; 失速颤振; 裂纹

中图分类号: V231.3 **文献标志码:** A

Flutter investigation of small aspect ratio compressor rotor blade

WU Chang-bo^{1,2}, ZHOU Bai-hao², LU Qing-fei², CUI Hai-tao¹

- (1. College of Energy and Power Engineering,
Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China;
2. China Gas Turbine Establishment,
Aviation Industry Corporation of China, Chengdu 610500, China)

Abstract: For the characteristics of small aspect ratio compressor rotor blade, two judgement methods on the basis of energy method were presented. The analysis results of structure dynamics were employed to analyze the rotor frequency dispersion, vibration mode and resonance vibration, while the possibility of high mode coupled flutter was estimated. Then the vibration displacements from structure dynamics into aerodynamic mesh were applied to calculate three dimensional nonsteady viscous filed to get unsteady aerodynamic work, estimating the possibility of stall flutter. Finally, considering two analysis results as well as the test results and fracture analysis, cracks appeared in small aspect ratio compressor rotor blade within a short time due to the combined effects of stall flutter and coupled flutter.

Key words: small aspect ratio; energy method; coupled flutter; stall flutter; cracks

增加弦长,降低转子叶片的展弦比,可抑制叶片颤振^[1-2].为提高转子叶片刚性,提高失速裕度,设计出无颤叶片,越来越多的发动机采用了小展弦比转子叶片^[3-5].国内外学者对带掠小展弦比转子叶片开展了气动研究,表明带掠叶片的效率、失速裕度和压比皆有所增加^[6-7].然而带掠或不带掠小展弦比转子叶片在提高气动效率的同时,也使得因流体诱发振动而造成叶片疲劳断裂的危险性增大^[8];文献[9]介绍了小展弦比转子叶片刚性的变化,在提高弯曲刚度的同时导致了扭转刚度下

降,引起了弯扭耦合颤振;文献[10]介绍了带掠转子叶片导致局部刚性减弱,出现局部振动模态因离心力发生改变,从而引发颤振.可见小展弦比转子叶片的颤振问题依然存在,其发作机理和类型有待深入研究.

本文针对某压气机第1级小展弦比转子叶片的结构特点,在能量法预测基础上提出了两种评判方法.首先利用结构动力学分析结果对叶片频率分离度、振型和共振情况进行分析,对小展弦比转子叶片的耦合颤振进行了判别;之后把结构动力学计算得到的叶片振动位移插值到气动计算网格上,利用三维非定常黏性流场计算,得到非定常气动力功,对叶片的失速颤振进行了判别.最终结合压气机试验中叶片出现的裂纹情况和断口分析结果,明确了该叶片发生的颤振类型,为小展弦比转子叶片颤振研究及改进提供了很好的技术基础.

1 小展弦比转子叶片颤振评判方法

压气机转子叶片是具有一定展弦比的弹性结构,在复杂内流场及离心力场中,构成了气动弹性结构系统,叶片的颤振属于气动弹性失稳^[11].国内外针对叶片的气弹稳定性问题开展了大量的计算方法研究,Moffatt等^[12]从能量法出发,结合气动阻尼分析了进口畸变条件下NSNA67转子叶片在一阶扭转模态的气动弹性稳定性;肖军等^[13]针对NACA0012和Prof两种叶型叶栅,对不同折合频率下的流场计算结果用能量法进行颤振发作与否的判断;张小伟等^[14]采用多层动网格技术分析了NASA67转子在前4阶振动模态下的气动响应,通过能量法来判断叶片的气弹稳定性.

小展弦比转子叶片从结构上来讲,增加了叶片的弦长,缩短了叶身高度,也意味着叶片的弯曲刚度提高,扭转刚度下降;叶片带掠后叶尖部位的局部刚性减弱,在离心力作用下振型易发生改变.考虑到小展弦比转子叶片刚性的变化,本文在能量法预测叶片颤振分析方法基础上,利用中间结果增加了叶片振型、共振转速和频率分离度分析.主要方法为:在用结构动力学方法确定叶片振型,自振频率和振幅分布后,首先判断叶片在离心力作用下叶片振型是否发生改变,通过叶片的共振转速和相邻阶次频率分离度分析,具体见1.1节,判断叶片是否存在耦合颤振的可能;其次假设叶片作简谐振动而得出叶片结构运动方程(体现在网格的运动规律上).将这种位移规律纳入振动叶片的非定常流场数值模拟中,计算叶片上的非定

常气动力及气动力做功的大小,最后由能量法^[15-16]来评估颤振发作的几率,具体见1.2节.

1.1 耦合颤振评判方法

在风扇和压气机叶片中,当弯曲和扭转模态频率接近时就可能发生失稳,从而使其中一个模态产生很大的振幅,这是两种机理复合引起的.当叶片的两个振型大致有相同的固有频率时,也可能出现危险的相互影响^[2].因此计算工作转速下叶片振型的变化,结合共振转速分析,判断叶片在工作转速范围内是否存在两种振型相互影响的振动;利用式(1)判断叶片相邻阶次的频率分离度是否小于10%,若小于10%则可能发生叶片的耦合颤振.

工程上对叶片耦合颤振常采用式(1)进行分析^[17]

$$\delta = \frac{f_h - f_l}{f_h} \times 100\% \quad (1)$$

式中 δ 为相邻阶次的频率分离度; f_h 为相邻阶次的较高频率(Hz); f_l 为相邻阶次的较低频率(Hz).

1.2 失速颤振评判方法

能量法用能量的观点建立气动弹性稳定性判别原则,基于Carta^[18]提出的方法,其依据是叶片产生振动时会与周围的气体之间发生能量交换,如果叶片向气流传递能量,即非定常气动力对叶片作负功,则叶片本身的振动将会衰减;反之,如果叶片从气流中吸收能量,非定常气动力对叶片作正功,而当吸收的能量大于叶片振动的阻尼功时,叶片的振动会加剧.在忽略机械阻尼时,以一个振动周期内,叶片与周围气体吸收能量的正负关系来判断叶片颤振是否发作,即能量法判定准则.

在分析中采用一个振动周期内非定常气动力平均积累功作为分析量.非定常气动力平均积累功的定义为^[19]

$$P(\mathbf{x}) = \frac{1}{T} \int_{t_0}^{t_0+T} p(\mathbf{x}, t) \mathbf{V}(\mathbf{x}, t) \cdot \mathbf{n}(\mathbf{x}, t) dt \quad \forall \mathbf{x} \rightarrow \in \partial B \quad (2)$$

式中 T 为叶片的振动周期; t_0 为非定常流场完全建立后的任意时刻; $p(\mathbf{x}, t)$ 为静压; $\mathbf{V}(\mathbf{x}, t)$ 为速度矢量; $\mathbf{n}(\mathbf{x}, t)$ 为叶片表面在 $\mathbf{x}$ 处的内法线方向单位向量; ∂B 表示叶片表面.

一个周期内流体对叶片所做非定常力总功 P 可由非定常积累功沿叶片表面积分得到

$$P = \iint_{\partial B} P(\mathbf{x}) dS \tag{3}$$

按照上面的能量法准则,当非定常力总功率为正,则认为颤振会发作. 非定常积累功 $P(\mathbf{x})$ 是点函数,计算可以给出其沿三维叶片的表面分布,通过它能够从气弹稳定性的观点分析叶片表面上的“危险区域”.

2 压气机试验及断口分析

2.1 试验情况简介

压气机试验件在试验台上进行第一次机械运转,当转速达到 30 000 r/min 左右时,振动出现波动情形,在稳定运行一段时间并录取了部分性能特性点后,振动无改善. 停车并分解试验件后发现第一级转子所有叶片在尖部前缘均有裂纹,见图 1.

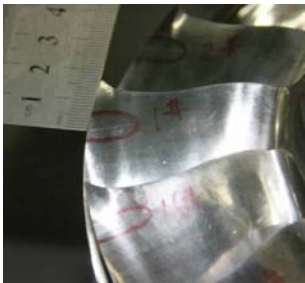


图 1 叶片裂纹情况
Fig. 1 Cracks of the blade

2.2 叶片断口分析

将含裂纹的转子叶片从整体叶盘上截取下来,沿叶片裂纹纵向打开,微观检查后发现疲劳弧线由叶片外圆边向内扩展,疲劳源共有两处,分别位于叶片叶盆以及叶背侧,两条疲劳裂纹在扩展过程中交汇,在断口中部形成一条台阶,其形貌如图 2 所示,叶片裂纹扩展区有较为明显的疲劳条带,见图 3. 沿疲劳裂纹扩展主方向,测量扩展区从初始端(约距离源区 0.8 mm)到末端(约距离源

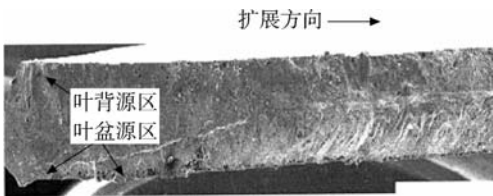


图 2 叶片裂纹断口形貌
Fig. 2 Fracture appearance of blade cracks

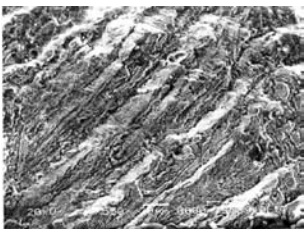


图 3 扩展区疲劳条带
Fig. 3 Fatigue crack in extent area

区 13.2 mm)各点处的平均疲劳条带间距,推算出从裂纹源至扩展区末端的扩展周次约为 4 658 个循环. 疲劳裂纹的产生与加工缺陷、腐蚀等因素无关.

3 小展弦比压气机转子叶片颤振分析

根据该小展弦比转子叶片试验和断口分析情况,分析了叶片在转速为 30 000 r/min 附近时的应力水平,发现叶片顶部应力水平不高,出现裂纹的主要原因应与气动负荷和振动有关. 因此采用第 1 节介绍的颤振预测方法,对该压气机的第 1 级小展弦比转子叶片的颤振情况进行了分析.

3.1 耦合颤振分析

3.1.1 叶片振动分析结果

表 1 给出了压气机第 1 级小展弦比转子叶片振动频率分析结果,图 4~图 8 给出了叶片振型及振动应力分布图. 由振型图可以看出,叶片在离心力作用下刚度发生了改变,主要体现在动频振型的变化上,3 阶动频的振型与 4 阶静频的振型相近,4 阶动频的振型与 3 阶静频的振型相近. 从图 8 可以看出,叶片在工作转速下,第 3 阶振型的最大振动应力发生在叶尖顶部,与叶片裂纹位置相符. 根据计算的频率值并结合振型相近绘制的共振转速图见图 9,由图 9 可以看出在转速为 30 000 r/min 附近,3 阶与 4 阶的频率线存在交叉,该处存在两种振型的振动.

表 1 叶片振动频率分析结果

Table 1 Analysis results of blade vibration frequency						
转速/ (r/min)	频率 f /Hz					
	1 阶	2 阶	3 阶	4 阶	5 阶	6 阶
0	1 699	3 145	4 929	5 412	7 368	7 852
40 000	2 240	3 197	5 076	5 391	6 833	7 912

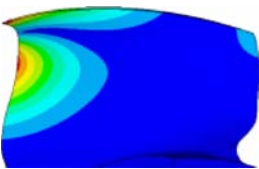


图 4 第 3 阶振型图(静频)
Fig. 4 Third order vibration mode shape
(static frequency)

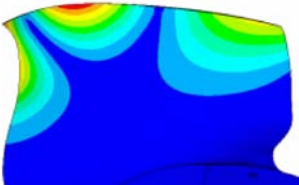


图 5 第 3 阶振型图(动频)
Fig. 5 Third order vibration mode shape
(dynamic frequency)

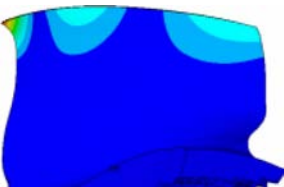


图 6 第 4 阶振型图(静频)
Fig. 6 Fourth order vibration mode
(static frequency)



图 7 第 4 阶振型图(动频)
Fig. 7 Fourth order vibration mode
(dynamic frequency)

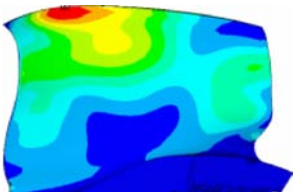


图 8 第 3 阶振动应力图(动频)
Fig. 8 Third mode stress diagram
(dynamic frequency)

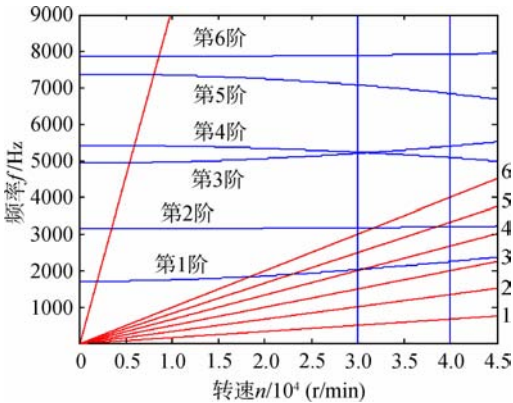


图 9 共振转速图
Fig. 9 Campbell diagram

3. 1. 2 叶片耦合颤振分析结果

采用式(1)计算了不考虑振型相近的叶片相邻阶次的频率分离度,见表 2. 从表 2 可以看出,2 阶弯曲(3 阶)与 1 阶弦向(4 阶)的频率分离度小于 10%. 若考虑离心力带来的叶片刚度改变,则在转速为 30 000 r/min 附近出现了频率分离度为 0 的情况.

表 2 叶片相邻阶次的频率分离度
Table 2 Frequency separation degrees of blade
adjacent orders

转速/ (r/min)	$\delta/\%$		
	1 阶与 2 阶	2 阶与 3 阶	3 阶与 4 阶
0	85.1	56.7	9.8
40 000	42.7	58.8	6.2

综合图 9 和表 2 的分析结果,可以看出压气机第 1 级小展弦比转子叶片在离心力作用下振型发生了改变,在转速为 30 000 r/min 附近存在耦合颤振.

3. 2 失速颤振分析

根据结构动力学特性分析得到的叶片自振频率和位移量分布,进行振动叶片三维非定常绕流计算,获得叶片上非定常平均积累总功 P . 表 3 列出了不同转速下沿特性线计算得到的最后一个周期内叶片非定常平均积累总功 P 及对应的压比值. 图 10~图 13 给出了该小展弦比转子叶片的积累功分布图.

从表 3 中可以看出,当叶片工作转速为 30 000 r/min 和压比为 1.5 时,叶片非定常平均积累总功 P 为正,根据评判准则表明叶片此时发生了失速颤振. 从 4 张叶片积累功分布图可以看出,

表 3 不同转速及压比下的非定常平均积累总功 P
Table 3 Blade unsteady average accumulating work P
under different rotating speeds and
pressure ratios

参数	数值			
转速/(r/min)	30 000		40 000	
压比	1.45	1.5	1.8	1.88
总功 P	-0.0896	0.4219	-0.1286	-0.4727

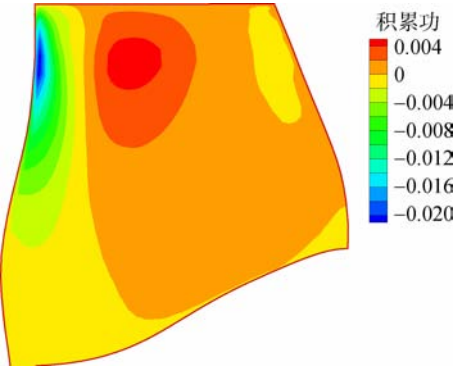


图 10 压比为 1.448 和转速为 30 000 r/min 时积累功分布
Fig. 10 Accumulating work distribution at 30 000 r/min
and pressure ratio 1.448

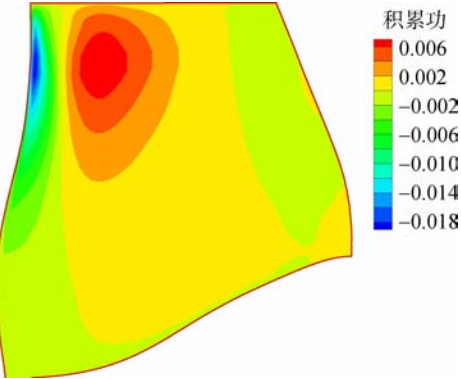


图 11 压比为 1.5 和转速为 30 000 r/min 时积累功分布
Fig. 11 Accumulating work distribution at 30 000 r/min
and pressure ratio 1.5

在叶片积累功为正的区域表示气流对叶片做功，部位也刚好是叶片出现裂纹的位置。

综合 3.1 节和 3.2 节分析结果，可以得出压气机第 1 级小展弦比转子叶片在转速为 30 000 r/min 附近发生失速颤振的同时还存在耦合颤振，叶片振动应力最大部位和正的积累功率分布区域与出现裂纹的部位十分吻合。

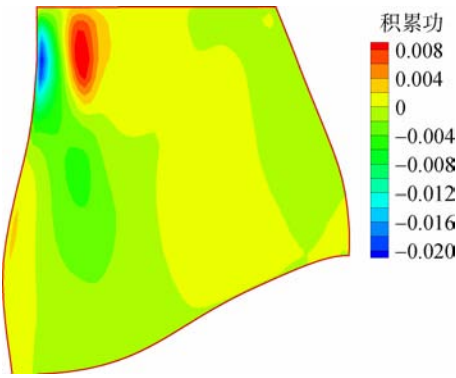


图 12 压比为 1.8 和转速为 40 000 r/min 时积累功分布
Fig. 12 Accumulating work distribution at 40 000 r/min
and pressure ratio 1.8

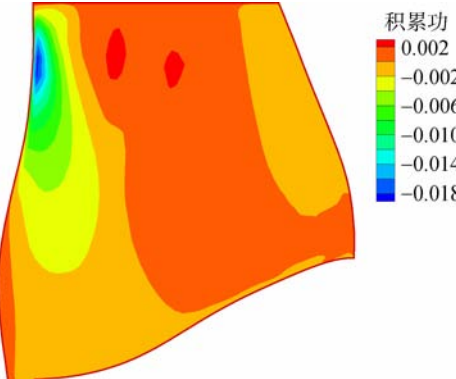


图 13 压比为 1.88 和转速为 40 000 r/min 时积累功分布
Fig. 13 Accumulating work distribution at
40 000 r/min and pressure ratio 1.88

4 改进措施及分析

根据前面分析结果，对第 1 级小展弦比转子叶片结构进行了修改。修改时保持流道及叶片后缘子午投影不变，调整了前缘子午投影，叶尖向后移了 1 mm，同时增加了叶型最大相对厚度，加大了叶身与盘之间的倒圆半径。

对叶型修改后的叶片进行了颤振预估。因叶片的刚性得到提高，叶片振型没有因离心力影响而发生改变，叶片相邻阶次的频差均满足了分离度大于 10% 的要求。叶片的非定常平均积累总功全部为负，不会出现失速颤振的情况。

结构修改后的叶片设计完成后，重新加工并在压气机试验台上进行了试验。按要求完成了相关性能试验，试验过程中振动监测信号平稳，未发现任何异常现象。试验后对压气机第一级整体叶盘进行了无损探伤，未发现任何损伤。由此可见，针对叶片出现故障裂纹，原因分析准确，采取的改进措施有效。

5 结 论

本文针对小展弦比转子叶片结构特点,开展了其颤振分析方法研究,并应用于某压气机第 1 级小展弦比转子叶片,对出现的裂纹问题进行了分析和阐述,改进后的叶片重新试车未出现裂纹. 本文获得的主要结论如下:

1) 小展弦比转子叶片在提高气动效率的同时,应注意叶片结构上刚度的变化,压气机一级转子叶片因带掠后使叶尖部位的局部刚性减弱,在离心力作用下振型发生了改变.

2) 该压气机一级小展弦比转子叶片在发生失速颤振的同时还存在耦合颤振,导致所有的叶片在很短的时间内就出现了裂纹.

3) 针对故障原因并修改叶型后的叶盘重新试车,未出现原来故障,再次证明了压气机一级小展弦比转子叶片出现的颤振分析原因是准确的.

参考文献:

[1] 《航空发动机设计手册》总编委会. 航空发动机设计手册: 第 18 册 叶片轮盘及主轴强度分析[M]. 北京: 航空工业出版社, 2001.

[2] 饶寿期. 航空涡喷涡扇发动机结构设计准则研究报告: 第 3 册 叶片[M]. 北京: 中国航空工业总公司发动机系统工程局, 1997.

[3] Steffens K. Advanced compressor technology-key success factor for competitiveness in modern aero engines[R]. IS-ABE-2001-1009, 2001.

[4] Wadia A R, Hah C, Rabe D. The impact of forward sweep on tip clearance flows in transonic compressors[R]. ICAS 2004-6. 2. 1, 2004.

[5] Thomson D, Watson K, Gorrell S. Assessment of organic matrix composites for a forward swept fan stage[R]. AIAA-94-1353-CP, 1994.

[6] Wadia A R, Szucs P N, Crall D W. Inner workings of aerodynamic sweep[J]. Journal of Turbomachinery, 1998, 120 (4): 671-682.

[7] 桂幸民, 周拜豪. 压缩系统跨声进口级弯掠叶片空气动力学概述[J]. 航空动力学报, 1995, 10(4): 407-411.

GUI Xingmin, ZHOU Baihao. A summary of lean-sweep aerodynamics in transonic inlet stages for compression system[J]. Journal of Aerospace Power, 1995, 10 (4): 407-411. (in Chinese)

[8] 张明明. 轴流压气机气动弹性失稳机理研究[D]. 北京: 北京航空航天大学, 2013: 5-6.

ZHANG Mingming. Investigation on the mechanism of

aeroelasticity instability in axial compressor[J]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2013: 5-6. (in Chinese)

[9] 吴长波, 崔海涛, 徐拓, 等. 某风机叶片的弯扭耦合颤振问题分析与验证[J]. 航空动力学报, 2012, 27(3): 623-627.

WU Changbo, CUI Haitao, XU Tuo, et al. Analysis and experiment on coupled flutter of a wide-chord blade, [J]. Journal of Aerospace Power, 2012, 27 (3): 623-627. (in Chinese)

[10] 徐峰, 李春松, 罗秋生, 等. 轴流压气机整体叶盘叶片裂纹故障研究[J]. 燃气涡轮试验与研究, 2012, 25(4): 25-29.

XU Feng, LI Chunsong, LUO Qiusheng, et al. Study on the blade crack of an axial flow compressor disk[J]. Gas Turbine Experiment and Research, 2012, 25(4): 25-29. (in Chinese)

[11] 周盛. 叶轮机气动弹性力学引论[M]. 北京: 国防工业出版社, 1986.

[12] Moffatt S, He Li. Blade force resonance prediction for industrial gas turbines; Part I methodologies[R]. ASME Paper GT2003-38640, 2003.

[13] 肖军, 周新海, 谷传纲, 等. 二维叶栅气固耦合颤振分析[J]. 航空动力学报, 2006, 21(1): 106-111.

XIAO Jun, ZHOU Xinhai, GU Chuangang, et al. Flutter analysis of 2-D cascades under gas-solid coupled conditions [J]. Journal of Aerospace Power, 2006, 21 (1): 106-111. (in Chinese)

[14] 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)

[15] Yang J Y. Third-order nonoscillatory schemes for the Euler equations[J]. AIAA Journal, 1991, 29(10): 161-168.

[16] Bendiksen O. Aeroelastic problems in turbomachines[R]. AIAA-90-115, 1990.

[17] 吴长波, 周拜豪, 崔海涛, 等. 小展弦比带掠风扇转子叶片的耦合颤振[J]. 航空动力学报, 2014, 29(12): 2885-2889.

WU Changbo, ZHOU Baihao, CUI Haitao, et al. Coupling flutter characteristic analysis of swept rotor blade with small aspect ratio[J]. Journal of Aerospace Power, 2014, 29(12): 2885-2889. (in Chinese)

[18] Carta F O. Coupled blade-disk-shroud flutter instabilities in turbojet engine rotors[J]. Journal of Engineering for Power, 1967, 89(3): 419-427.

[19] Gerolymos G A. Advances in the numerical integration of the three-dimensional Euler equations in vibrating cascades [R]. ASME Paper 92-GT-170, 1992.

(编辑: 秦理曼)