

压气机风扇叶片颤振预测和抑制的工程研究

孙海, 李坚, 杨琳, 陈葆实, 刘一雄

(中国航空工业集团公司 沈阳发动机设计研究所, 沈阳 110015)

摘 要: 通过能量法对某压气机风扇试验件叶片原型方案进行气弹稳定性预测, 计算出该方案的颤振边界点. 对其中气弹不稳定叶片的几何造型进行修改以提高气弹稳定性. 通过原型和改型方案的叶片几何造型、气动性能、振动特性以及气弹稳定性的对比, 从气动角度分析了压气机风扇叶片颤振的机理. 获得了工程上抑制压气机风扇叶片颤振的有效手段, 如增大叶片弦长、降低展弦比, 增大叶片厚度、增强叶片刚性, 减小攻角、改善流动状况.

关 键 词: 压气机; 气弹稳定性; 叶片颤振; 能量法; 预测和抑制

中图分类号: V215.3

文献标志码: A

Engineering research on prediction and suppression of blade flutter in compressor fan

SUN Hai, LI Jian, YANG Lin, CHEN Bao-shi, LIU Yi-xiong

(Shenyang Engine Design and Research Institute,

Aviation Industry Corporation of China, Shenyang 110015, China)

Abstract: The aeroelastic stability prediction and the flutter margin point were achieved by energy method in original scheme of prototype compressor fan blade. The geometric modeling of aeroelastic unstable blade was modified to improve the aeroelastic stability. By comparison of blade geometric modeling, aerodynamic performance, vibration characteristic and aeroelastic stability in original and modified schemes, the blade flutter mechanism of compressor fan was analyzed on aerodynamic aspect. The effective engineering flutter suppression means for the compressor fan blade are achieved, such as increasing the chord length of blade and decreasing the aspect ratio, increasing the blade thickness and stiffness, decreasing the angle of incidence and improving the flow.

Key words: compressor; aeroelastic stability; blade flutter; energy method; prediction and suppression

随着发动机性能要求的提高, 压气机的压比、效率、质量、尺寸等指标要求越来越高, 叶尖切线速度越来越大, 刚度越来越低, 叶片颤振的可能性大大增加. 压气机风扇叶片颤振已成为压气机设计所面临的重要难点之一.

早期, 叶片颤振预测依赖于特征截面的折合

频率、攻角、相对马赫数等参数. 随着计算机硬件的提高以及计算流体力学的发展, 能量法^[1-2]、特征值、时域法等以计算流体力学为基础的叶片颤振预测方法日益受到重视. Moffatt 和 He^[3]采用能量法, 以振荡叶栅为对象, 计算了一个振动周期的气动功和气动阻尼, 并将其作为系统颤振分析

定量的描述参数. 张扬军等^[4]采用可考虑变叶片间相位角的变形激盘法对某压气机风扇叶片的颤振性能进行研究. 胡运聪等^[5]、肖军等^[6]研究了气固耦合条件下叶栅内的二维非定常黏性流动,更多地以流体的角度对叶栅进行了初步的颤振分析. Johann 等^[7]针对4级高压压气机1级转子进行有关颤振的试验研究和数值模拟,数值模拟与试验结果符合较好,发现低转速下可调导叶的不正确调节会导致叶片颤振的发生. 张小伟等^[8-9]发展了一种流固耦合数值方法来判断涡轮机械叶片的气弹稳定性,更多地以固体的角度对颤振进行分析. ZHENG 等^[10]发展了时间推进的叶片颤振数值方法,采用时间推进求解流体和固体相互作用的过程,属强耦合范畴. 黄秀全等^[11]基于叶片振荡诱导的非定常流具有的时间周期性的特点,利用傅里叶方法求解叶片颤振诱导的非定常流响应,区别于时间线化推进方法. 杨青真等^[12]以全三维、非线性、非定常欧拉方程计算作用于振荡叶栅的非定常气动载荷,为三维振荡叶栅振动稳定性和颤振提供了一种有效手段.

随着叶片颤振预测方法的逐渐发展,叶片颤振的机理研究和影响参数研究也逐步开展起来. 张小伟等^[13]采用能量法研究叶片模态和叶间相位角对叶片颤振的影响,确定吸力面激波以及波后分离区是导致颤振的重要因素. Carta 和 St Hilaire^[14-15]通过试验手段,对折合频率、攻角、叶间相位角对压气机叶栅气弹稳定性的影响进行研究. May^[16]对跨声轴流压气机风扇的1级转子进行颤振计算分析,提出了量纲一颤振敏感参数及其对气弹稳定性的影响. 本文采用文献^[7]发展的基于能量法的叶片颤振预测方法,对某压气机风扇原型方案气弹稳定性进行评估. 对其中气弹不稳定叶片的几何造型进行修改,改善了其气弹特性,有效地抑制颤振的发生. 通过叶片几何造型修改以及叶片颤振计算分析,初步分析了压气机风扇叶片颤振的机理,积累了工程上抑制压气机风扇叶片颤振的手段.

本文对某压气机风扇试验件原型方案进行气弹稳定性评估,结果显示,2级转子叶片在75%转速喘点附近气弹失稳,1阶弯曲振动发散;其他转速下气弹稳定. 于是对2级转子叶片进行造型修改,形成改型方案. 计算表明,改型方案在75%转速以及其他工作范围内不发生颤振. 下面对2级转子叶片原型和改型方案的叶片造型、气动性能、振动特性以及气弹稳定性进行对比分析.

1 几何对比

如上所述,对2级转子叶片造型进行修改,在不降低气动性能的前提下,增强其气弹稳定性. 相应的2级静子也随之改动,如图1.

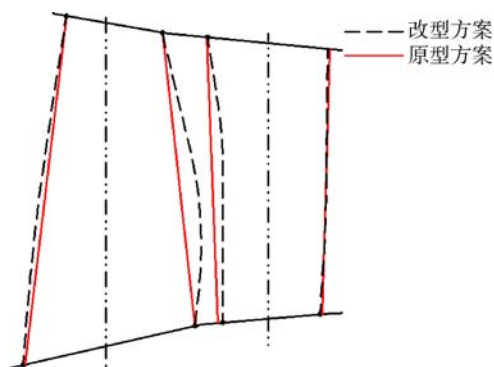


图1 2级转子及静子子午面投影对比

Fig. 1 Comparison of second rotor and stator in meridian plane

改型方案旨在解决原型方案气弹不稳定的问题,遵循气动性能损失最小的原则,以满足发动机匹配的要求,在此基础上,对于结构设计做到尽量小的改动量. 在原型方案的基础上主要做了如下改动:①在子午向上增加转子叶片弦长,以减少转子叶片展弦比;②增加转子叶片相对厚度;③改变叶型的几何进口角,实现转子攻角的变化,主要减小尖部区域的攻角,适当调整转子的落后角.

改型方案减小2级转子叶片展弦比,增加叶片相对厚度,这种“大肚子”型叶片,可以提高叶片频率,增强叶片刚性,对防颤有利.

改型方案转子攻角减少,有利于抑制颤振发生,可用下面原理^[17]解释.

如图2(i 为攻角, C_y 为升力系数),假设叶片发生小弯曲振动,沿弦长的法向向上振动速度是 Δw . 由于叶片向上振动,气流相对速度由 w_1 变为 w'_1 ,攻角减少. 如果此时位于升力曲线的A点,则攻角减少将导致升力减小,这相当于作用在叶片沿振动方向的作用力减小,阻止了叶片向上振动,使得振动衰减. 相反,如果位于B点,则攻角减少将导致升力增大,这相当于作用在叶片沿振动方向的作用力增大,促进了叶片向上振动,使得振动加剧,导致叶片颤振.

因此,在叶片造型时,相比于原型方案,减小给定的攻角,可以使其工作于A点,有利于抑制颤振的发生.

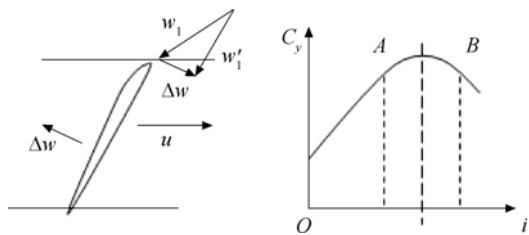


图2 一种叶片颤振机理示意图

Fig. 2 Diagram of a type of blade flutter mechanism

2 性能计算

首先,对原型方案和改型方案进行 S_2 流场通流计算,按周向平均的无黏理想气体流动来研究,给定风扇流道、流量和转速,叶片排内给定几何输入参数,在子午平面内的计算网格上采用流线曲率法求解.2级转子气动参数沿径向分布如图3.

从图3中可以看出,与原型方案相比,改型方案的2级转子叶中区域扩散因子有所减小,叶尖略有增加.子午速度以及子午速度比沿叶高也有一定变化.

以该整级风扇的原型方案和改型方案为对象进行三维定常有黏计算,流场进口给定总温为

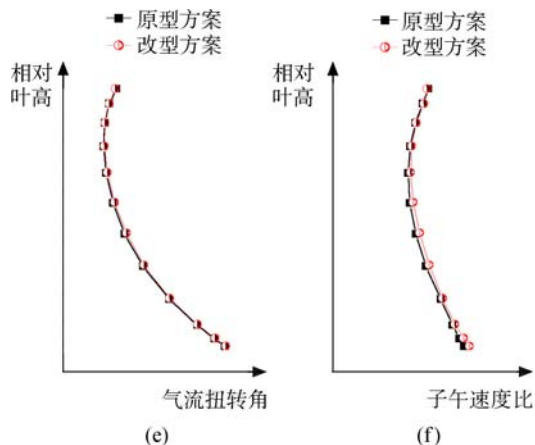


图3 2级转子气动参数沿径向分布

Fig. 3 Second rotor's aerodynamic parameters distribution along radial direction

288.15 K,总压为101325 Pa,机匣、轮毂和叶片为绝热、无滑移壁面,通道两侧为周期对称边界面,采用 $k-\epsilon$ 湍流模型,忽略叶尖间隙.计算的性能曲线如图4.

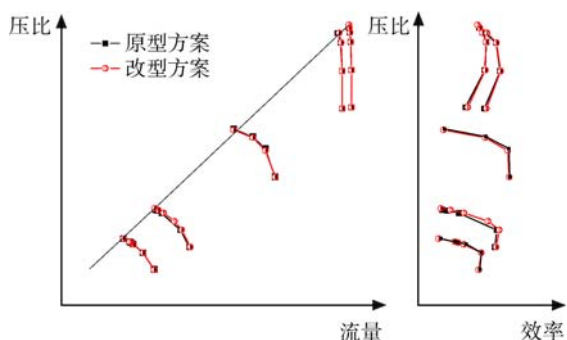


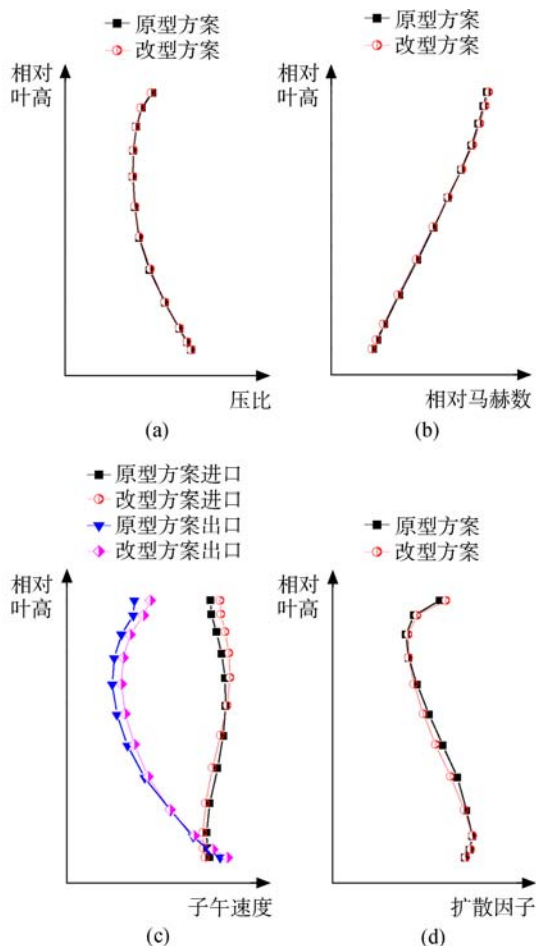
图4 风扇原型方案与改型方案性能对比

Fig. 4 Comparison of original and modified schemes for fan performance

从计算性能的对比中可以看出,与原型方案性能相比,改型方案性能没有实质性变化,同条件下修改前后的性能基本重合,改型方案的80%和100%转速工作点附近的效率还略有提高.因此,防颤改型方案保持了原型方案的较好性能.

3 振动特性计算

2级转子叶片原型方案与改型方案有限元模型采用六面体结构化网格,网格数量量级相同.首先对其进行静应力计算,采用 solid185 单元,给定材料属性、转速,根部截面节点固支.激活预应力效应,进行模态分析.75%转速前3阶振型及频率的提高如图5和表1.频率的提高有利于抑制低频颤振的发生.



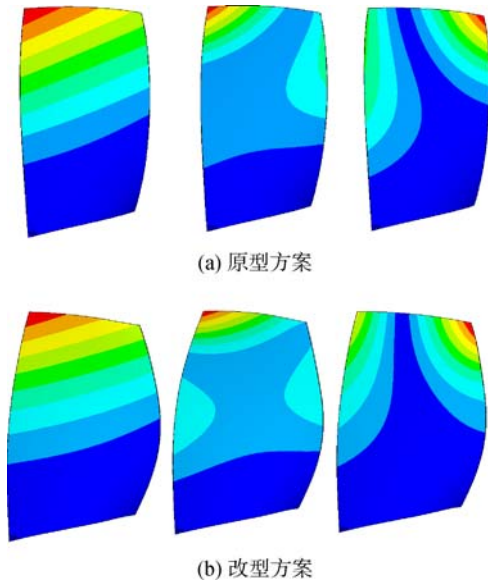


图 5 2 级转子叶片 75% 转速前 3 阶振型
Fig. 5 First three vibration modes of second rotor blade at 75% speed

表 1 改型方案 75% 转速前 3 阶频率提高量
Table 1 Increasement of first three frequencies of modified scheme at 75% speed

阶次	频率提高量/%
1 阶	23.10
2 阶	14.60
3 阶	27.60

4 三维非定常计算

以 2 级转子叶片为对象,对 75% 转速喘点进行单排三维非定常计算分析。

本文通过有限体积法计算了叶片振荡作用下时间线化的三维雷诺平均 Navier-Stokes(RANS)方程,采用 $k-\epsilon$ 湍流模型封闭 Reynolds 应力项,忽略叶尖间隙,物理时间步为叶片一弯振动周期的 1/60,进出口条件取自该状态下整级风扇定常计算的周向平均结果。叶片的振荡形式为一弯振型,最大变形给定为 1 mm,通过设计的多层动网格技术^[18]来实现,如图 6。

根据模态分析结果,通过假设振幅,可以得到固体表面单元节点的位移。将该位移插值到流体网格节点上,即可动域的最里层网格节点,指定可动域和固定域交界面上的网格点振幅为零,通过线性插值,得到可动域各层网格节点的位移。假设叶片振动为正弦简谐振动,振动频率为叶片某一阶固有频率,设定振动一个周期的时间步数,由上

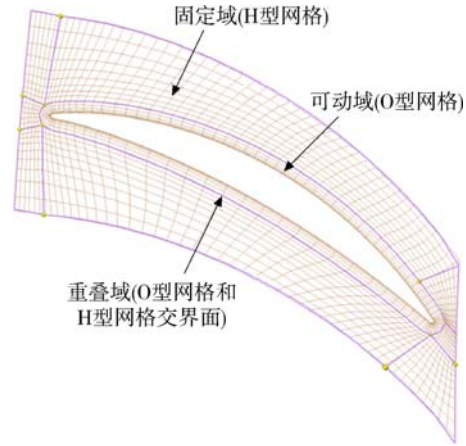


图 6 网格的可动域和固定域

Fig. 6 Movable and fixed domains of mesh

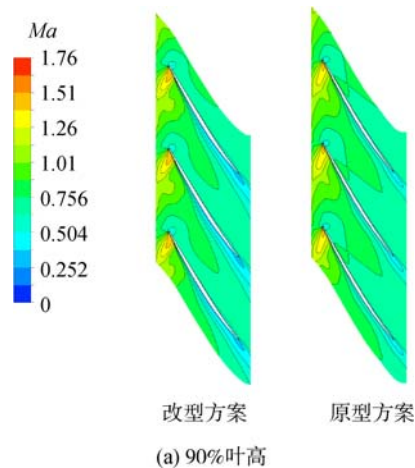
述各网格节点的位移,可得到不同时间步可动域中各网格节点的坐标值,流场非定常计算的网格因而会随时间步的变化而更新。

同一时间步下非定常分析结果见图 7~图 9。

由图 7 可以看出,原型方案转子叶片在叶中附近分离严重,叶尖和叶根附近流动状况较好。图 3 中原型方案扩散因子在叶中区域较大,是导致分离较大的原因;改型方案叶中和叶根附近流动较好,叶尖附近只是有分离趋势,但未形成较大面积分离。图 3 中改型方案扩散因子在叶尖区域较原型方案稍大,是叶尖附面层较厚的原因。

结合图 7~图 9,由于处于低转速,未形成贯穿槽道的激波,只是由于正攻角导致前缘绕流加速形成小的激波泡,该现象主要出现在 50% 叶高以上前缘附近的区域。图 8 的 75% 叶高截面静压分布表明,改型方案在整个弦长部分保持了较好的增压趋势,尾缘处达到较高的静压,流动损失较小。

由图 9,改型方案与原型方案叶片吸力面静



改型方案 原型方案
(a) 90% 叶高

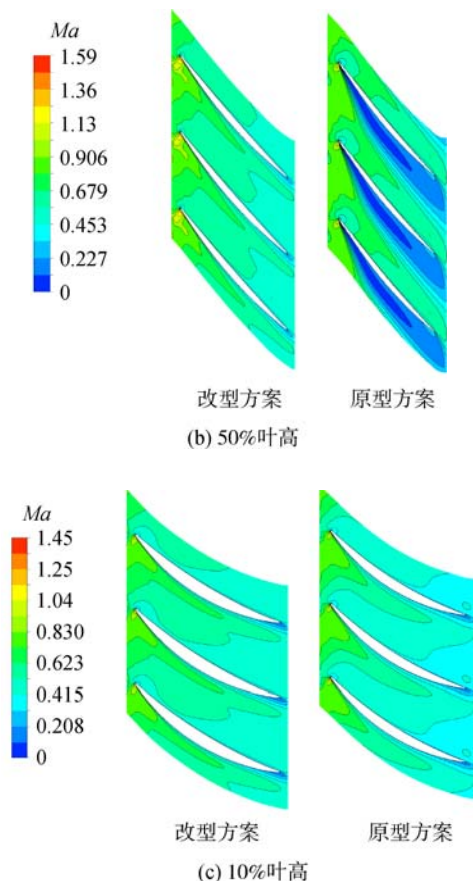


图7 非定常计算不同叶高处马赫数云图
Fig. 7 Mach number contours at different blade heights from unsteady calculation

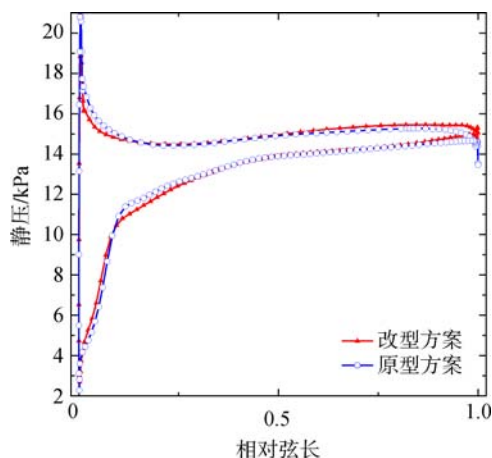


图8 75%叶高截面静压分布
Fig. 8 Static pressure distribution at 75% blade height

压大小相差不大,静压梯度有所差别.可以推断,叶片吸力面静压的绝对大小与气弹稳定性关系不大.但是,随着叶片的振动,其吸力面静压的变化趋势将会影响气弹稳定性.

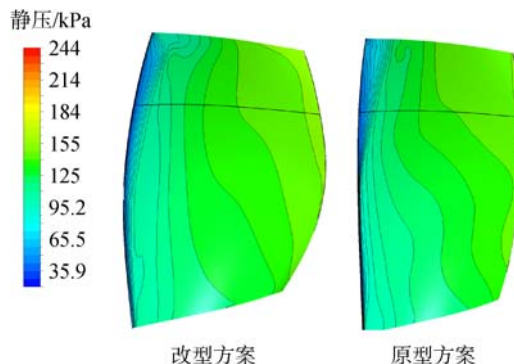


图9 2级转子叶片吸力面静压分布

Fig. 9 Static pressure distribution of second rotor blade's suction surface

5 气弹稳定性分析

采用文献[7]中发展的能量法进行气弹稳定性分析,在75%转速端点附近,对原型方案和改型方案进行气弹稳定性对比.

表2中模态气动阻尼比定义为

$$\xi_{\text{aero}} = \frac{-\sum W}{2\pi\omega^2(q^{\text{cfd}})^2} \quad (1)$$

其中 $\sum W$ 为非定常气动力在一个周期内对流体所做的功(简称气动功), ω 为某转速下叶片振动频率, q^{cfd} 为正侧坐标系下的模态振幅.

表2 原型和改型方案气动功和模态气动阻尼比

Table 2 Aerodynamic work and modal aerodynamic damping ratio of original and modified schemes

参数	原型方案	改型方案
气动功/ 10^{-5} J	9.13	-10.10
模态气动阻尼比/ 10^{-4}	-9.17	1.14

以图10的气动功分布看,原型方案吸力面70%面积处于负功区,30%处于正功区,但值较大;压力面90%以上处于正功区.原型方案气动功分布不规则,推测是其叶中流动分离较大(如图7),导致吸力面叶片流动状况较差所致.改型方案吸力面80%处于正功区,但值较小;压力面95%以上处于负功区,且部分区域负功值较大.

两方案在50%叶高以上,前缘附近,均存在气动功正负的分界线,参照图7和图9,该分界线与激波泡的位置基本重合,可以推断,激波泡的存在会影响气动功在波前正负分布.对比来看,改型方案吸力面正功区值较小,压力面几乎都处于负功区,且值较大,是改型方案气弹稳定的直接原因.

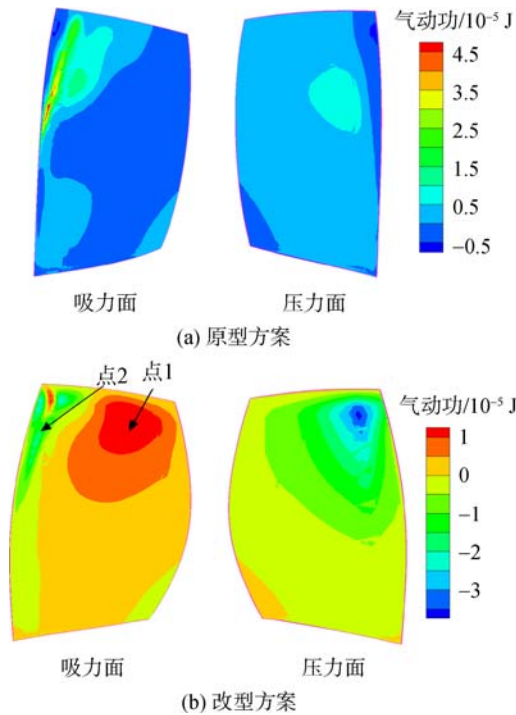


图10 气动功分布

Fig. 10 Aerodynamic work distribution

图11中上方红色曲线为点1脉动压力,下方绿色曲线为点2脉动压力,中间曲线为两点位移。点1和点2为叶片吸力面两点,在图10中标注。

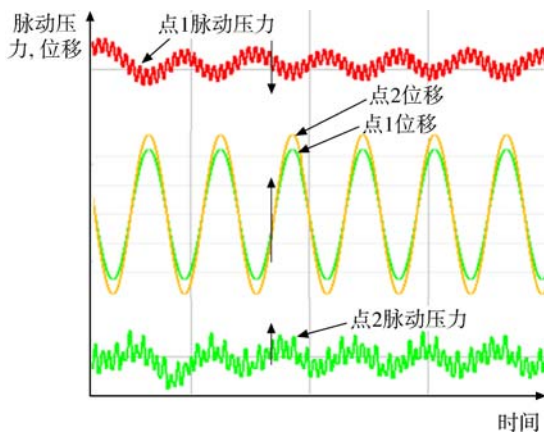


图11 监测点脉动压力随振动位移变化曲线

Fig. 11 Curves of fluctuation pressure varying with vibration displacement at monitor points

图11中当处在位移增加时(为压力面指向吸力面方向),点1脉动压力减小(如图中箭头所示),而点1脉动压力的方向与运动方向相反,按照图2的理论,这相当于促进叶片的运动,气动功为正;同理,点2脉动压力增大,点2脉动压力的方向也与运动方向相反,相当于阻碍叶片的运动,气动功为负。与图10中两点的气动功正负吻合得很好。这是

导致能量法计算中气动功正负的直接原因。

图12为沿75%转速等转速线,逐渐增大风扇背压,从状态1至状态6逐步靠近喘点的6个状态吸力面和压力面气动功分布。其各状态下气动功和模态气动阻尼比具体数值如表3和图13。图13中气动功或者模态气动阻尼比正负的边界点即为原型方案75%转速的颤振边界点。

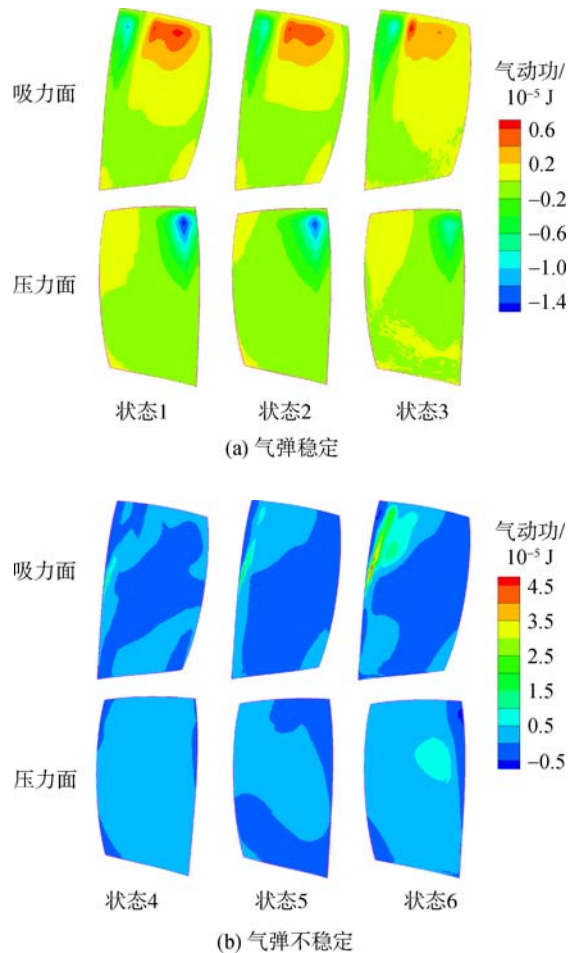


图12 原型方案逐渐靠近喘点6个状态的气动功分布
Fig. 12 Aerodynamic work distribution of six states gradually close to surge point for original scheme

表3 各状态下气动功和模态气动阻尼比

Table 3 Aerodynamic work and modal aerodynamic damping ratio at different states

状态	气动功/ 10^{-5} J	模态气动阻尼比/ 10^{-4}
1	-3.78	3.80
2	-4.80	4.82
3	-2.66	2.67
4	3.47	-3.48
5	0.79	-0.79
6	9.13	-9.17

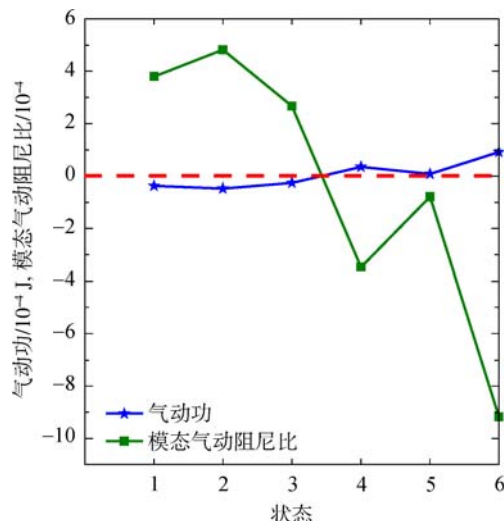


图13 各状态下气动功和模态气动阻尼比曲线

Fig. 13 Curves of aerodynamic work and modal aerodynamic damping ratio at different states

由气弹稳定到不稳定,气动功分布图发生剧烈变化,正气动功区面积逐渐扩大,总气动功呈下降趋势。图10改型方案的气动功分布图与原型方案图12(a)相似,可以推断,改型方案较好地将叶片控制在气弹稳定区,抑制颤振的发生。

6 结论与展望

由于原型方案2级转子叶片在颤振评估时气弹不稳定,于是针对原型方案的防颤设计进行尝试,对该级转子叶片进行造型修改,形成改型方案。能量法预估颤振的结果表明,改型方案较大幅度提高了气弹稳定性,较好地抑制了颤振的发生,积累了工程上抑制压气机风扇叶片颤振的手段经验,为防颤设计提供借鉴。

文中对两方案的叶片几何造型、二维和三维气动特性、振动特性以及气弹做了对比,从气动角度对颤振发生的原因做出一些解释,加深了对压气机风扇叶片颤振机理的理解。

增大叶片弦长,降低了叶片展弦比;增大叶片厚度,可以增强叶片刚性,提高振动频率;减小攻角,可以改善流动状况,增强气动稳定性。以上方法是工程上压气机风扇防颤设计的重要手段。进而在压气机风扇气动设计时,在实现气动性能指标的同时,考虑弦长、厚度以及攻角的选取,实现主动防颤。

文中采用能量法对叶片气弹进行评估,并计算出原型方案的颤振边界点。该方法能够从一定程度上评估颤振的发生,但仍然需要工程校验和完善。

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 91-0939, 1991.
- [3] Moffatt S, He L. Blade forced response prediction for industrial gas turbines: Part I methodologies [R]. ASME Paper GT2003-38640, 2003.
- [4] 张扬军,陶德平,周盛. 某型风扇叶片颤振研究[J]. 燃气涡轮试验与研究, 1996(2): 5-8.
- [5] 胡运聪,周新海. 二维振荡叶栅非定常粘性流动数值模拟[J]. 应用力学学报, 2003, 20(3): 79-81.
HU Yuncong, ZHOU Xinhai. Numerical simulations of two dimensional unsteady viscous flow around oscillating cascades[J]. Chinese Journal of Applied Mechanics, 2003, 20(3): 79-81. (in Chinese)
- [6] 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)
- [7] Johann E, Muck B, Nipkau J. Experimental and numerical flutter investigation of the 1st stage rotor in 4-stage high speed compressor[R]. ASME Paper GT2008-50698, 2008.
- [8] 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)
- [9] ZHANG Xiaowei, WANG Yanrong. Prediction of transonic flutter in oscillating cascades[R]. Nanjing: The 3rd International Symposium on Jet Propulsion and Power Engineering, 2010.
- [10] ZHENG Yun, YANG Hui. Coupled fluid-structure flutter analysis of a transonic fan[J]. Chinese Journal of Aeronautics, 2011, 24: 258-264.
- [11] 黄秀全,周新海. 利用傅里叶方法求解振荡叶栅非定常流[J]. 西北工业大学学报, 2008, 26(3): 357-361.
HUANG Xiuquan, ZHOU Xinhai. Unsteady flow analysis in oscillating cascade using Fourier-transform based method[J]. Journal of Northwestern Polytechnical University, 2008, 26(3): 357-361. (in Chinese)
- [12] 杨青真,施永强,黄秀全,等. 振荡叶栅三维非定常流动数值分析[J]. 空气动力学学报, 2006, 24(1): 62-66.
YANG Qingzhen, SHI Yongqiang, HUANG Xiuquan, et al. Numerical analysis of three-dimensional unsteady flow around oscillating cascades[J]. Acta Aerodynamica Sinica, 2006, 24(1): 62-66. (in Chinese)
- [13] 张小伟,王延荣,徐可宁. 叶轮机叶片颤振的影响参数

- [J]. 航空动力学报, 2011, 26(7): 1557-1562.
- ZHANG Xiaowei, WANG Yanrong, XU Kening. Effects of parameters on blade flutter in turbomachinery[J]. Journal of Aerospace Power, 2011, 26(7): 1557-1562. (in Chinese)
- [14] 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.
- [15] 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.
- [16] May M. Sensitivity analysis with respect to flutter-free design of compressor blades[R]. ASME Paper GT2010-23557, 2010.
- [17] 楚武利, 刘前智. 航空叶片机原理[M]. 西安: 西北工业大学出版社, 2009.
- [18] 张小伟, 王延荣. 压气机转子叶片颤振边界的预测方法[J]. 航空动力学报, 2011, 26(2): 392-396.
- ZHANG Xiaowei, WANG Yanrong. Prediction method of blade flutter boundary in a compressor stage[J]. Journal of Aerospace Power, 2011, 26(2): 392-396. (in Chinese)