

## 转、静子轴向间距对转子叶片振动应力的影响

王翔鹏<sup>1,2</sup>, 王延荣<sup>1,2</sup>, 田爱梅<sup>3</sup>

(1. 北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100191;

2. 先进航空发动机协同创新中心, 北京 100191;

3. 北京航空航天大学 宇航学院, 北京 100191)

**摘 要:** 采用数值模拟方法, 分析了转、静子轴向间距对转子叶片振动应力的影响. 利用 CFD 程序对进口静叶尾迹作用下的压气机转子叶片排非定常流动进行了数值模拟, 并采用所编写的程序将气动载荷转化为有限元模型上的动态压力载荷, 进行了结构瞬态响应分析. 结果表明: 在所考查的轴向间距下, 随轴向间距的增大, 转子叶片振动应力呈减小趋势, 这主要是由于造成压力载荷波动的尾迹强度沿流向是减弱的.

**关 键 词:** 轴向间距; 尾迹; 非定常流动; 动态响应; 振动应力

中图分类号: V232.4

文献标志码: A

## Effect of axial spacing between rotor-stator on vibration stress of blade

WANG Xiang-peng<sup>1,2</sup>, WANG Yan-rong<sup>1,2</sup>, TIAN Ai-mei<sup>3</sup>

(1. School of Energy and Power Engineering,

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

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

3. School of Astronautics,

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

**Abstract:** The effects of stator-rotor axial spacing on the vibration stress of rotor blade were investigated by numerical simulation method. With use of the CFD program, the unsteady flow of compressor rotor blade row under the action of the wake of the front stator vanes was simulated, then structural dynamic response analysis under loading with the dynamic pressure of finite element model, which was got by interpolation procedures, was presented. Results indicate that under the examined range of axial spacing, the rotor blade vibration stress decreases with the increase of axial spacing because the wake intensity is weakening along the direction of flow, which has a great contribution to the fluctuations of pressure of blade surface.

**Key words:** axial spacing; wake; unsteady flow; dynamic response; vibration stress

叶轮机械叶片损坏的绝大部分因疲劳所致, 而产生疲劳损坏的主要原因是叶片动应力较大, 动强度设计不足. 影响叶片动应力大小的主要因

素是叶片振动特性和非定常气流激振力. 因此, 保证叶片有良好的振动特性和减小气流激振力是降低叶片动应力的主要途径. 叶轮机械叶片振动

收稿日期: 2014-09-15

基金项目: 国家自然科学基金(51475022)

作者简介: 王翔鹏(1988—), 男, 山东菏泽人, 硕士生, 主要研究方向为叶片尾迹结构参数的影响分析.

故障的不断出现使人们越来越重视对叶片所受到的非定常气动激励及其对叶片振动影响的研究。

减小转、静子的轴向间距将使发动机的整机轴向尺寸缩短,对流场也会产生影响,引起叶排间相互作用、势干扰以及激波强度的变化,使转子叶片表面负荷以及气动激励发生变化,从而影响结构的振动应力。所以,掌握气动激励,并对轴向间距如何影响转子叶片表面动态压力载荷的规律进行深入分析,有助于叶片强迫振动响应的深入分析,可为发动机叶片气动和结构设计提供基础。

在转、静子干涉方面,研究者们通过实验和数值模拟等手段取得了一些研究进展<sup>[1-3]</sup>。Albert 等对高速风扇级进行了实验研究,表明多级交互作用显著影响尾迹特征<sup>[4]</sup>。王英峰等实验得到了转子叶片表面非定常压力主要受上游叶片尾迹影响,其主导频率为上游叶片通过频率及其倍频,压力波动幅度随上游叶片尾迹的衰减而沿流向减弱<sup>[5]</sup>。Dring 等采用一些经典简化假设,研究表明两排叶片在实际很近的轴向间距下,转子叶片所受非定常力幅值大概是定常力的 18%。研究认为转、静子间一定存在最佳轴向间距,但却难以对其一般化<sup>[6]</sup>。对发动机而言,轴向间距的变化对涡轮或压气机效率的影响在 2% 左右。文献[7-8]就叶排轴向间距对时序效应的影响进行了非定常数值模拟。结果发现,叶排轴向间距对时序效应影响显著,不同工况条件下轴向间距的影响有差别<sup>[9-10]</sup>。国内外一些研究人员采用成熟商用软件或自编程序模拟或实验得到了尾流激励引起的叶轮机叶片的强迫振动响应<sup>[12-16]</sup>。

本文采用流体分析软件 NUMECA 求解三维非定常雷诺平均 Navier-Stokes 方程,数值模拟了压气机转、静子三维流场,分析了尾迹、势干扰和激波作用下,轴向间距对压气机级性能和转子叶片表面气动载荷的影响。通过叶片表面压力分布的频谱分析,明确了激励与叶片通过频率的关系;然后,对不同叶排轴向间距进行了非定常气动分析,得到了气动激励,即转子叶片表面随时间变化的压力分布,将其作为叶片结构瞬态分析的输入,求解叶片振动响应,分析了不同轴向间距对转子叶片振动应力的影响。

## 1 分析模型

本文的分析针对一台压气机的进口静叶排和第 1 级转子叶片排进行,其中,前排进口静叶有 42 片,转子叶片有 39 片。

### 1.1 控制方程

流场方面,本文采用 NUMECA 软件求解三维可压缩非定常雷诺平均 Navier-Stokes 方程,湍流模型采用 Spalart-Allmaras 模型,动、静叶界面采用 Phase Lagged 模型,考虑了因为转动而产生的位移效应,结果是转子依次转过一个通道所有转角位置的稳定瞬态解。

结构方面,利用有限元分析软件 ANSYS 求解三维结构动力学方程,即

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{a}}(t) + \mathbf{C}\dot{\mathbf{a}}(t) + \mathbf{K}\mathbf{a}(t) = \mathbf{W}(t)$$

式中  $\mathbf{M}$ 、 $\mathbf{C}$ 、 $\mathbf{K}$  分别为结构质量矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵,这里采用 Rayleigh 阻尼,即为质量矩阵  $\mathbf{M}$  和刚度矩阵  $\mathbf{K}$  的线性组合。

### 1.2 计算模型和网格划分

流场分析网格采用 Auto-Grid 模块自动生成,如图 1 所示,静子叶排单通道的网格总数约为 132 万,转子叶排单通道的网格总数约为 123 万,整个计算域网格约为 255 万。叶尖径向间隙与叶尖所处半径的比值为 0.25%。



图 1 流场分析的网格示意图

Fig. 1 Sketch of flow field analysis meshes

有限元模型通过提取流体模型中转子叶片表面的节点坐标建立 UG(unigraphics)模型,利用 Hypermesh 剖分得到,采用 8 节点六面体单元,如图 2 所示,节点数为 2501,单元数为 1558,材料为 TC4。

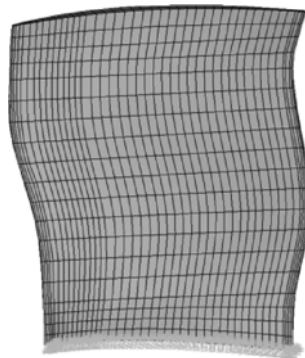


图 2 转子叶片网格示意图

Fig. 2 Sketch of rotor blade meshes

### 1.3 边界条件

流体域边界条件:进口总压为 101.3 kPa, 总温为 288.15 K, 出口背压由特性线计算得到为 106 kPa, 取 100% 设计转速; 固体域边界条件: 叶片根部全约束。

### 1.4 轴向间距的设置

轴向间距的变化是将转、静叶交界面后的转子通道整体平移, 在进行网格划分时, 使网格数量与原网格基本相同。有限元网格是对由 Hypermesh 导出的 cdb 文件进行处理, 将坐标移动流体网格相应的距离, 生成网格数完全相同的有限元模型。对轴向间距变化进行归一化处理, 取  $Z$  为转、静子轴向间距与转子叶片根部轴向长度的比值, 这里取  $Z$  分别为 0.50, 0.45, 0.40, 0.35, 0.30 等 5 种情况作为算例进行分析。

## 2 数值模拟与结果分析

对该压气机进行了数值模拟, 首先得到工作特性线, 同时为非定常计算提供了初始流场, 以加快收敛。将流场计算结果得到的转子叶片表面压力作为强迫振动响应分析的输入载荷, 进行不同轴向间距下的振动响应分析。

### 2.1 轴向间距对压气机特性的影响

如图 3 所示, 压气机级效率随着轴向间距的减小而降低; 当轴向间距减小时, 该压气机增压比先增大, 后减小, 存在一个增压比最大值。同时, 还得到了该级转子所受到的轴向力随轴向间距的变化趋势, 在轴向间距减小的过程中, 转子所受轴向力先减小后增大。

可以初步认为, 很可能有一个轴向间距, 既满

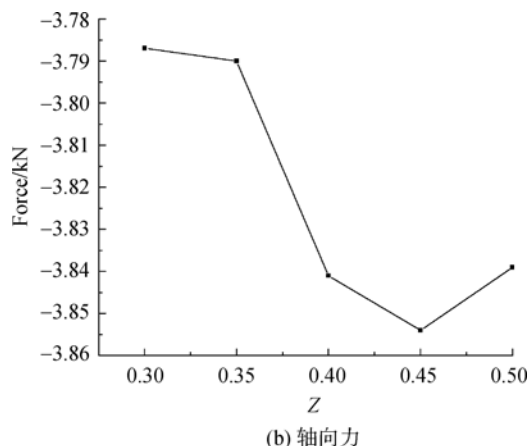
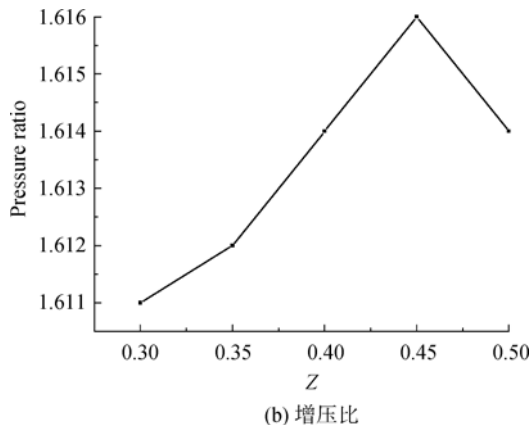
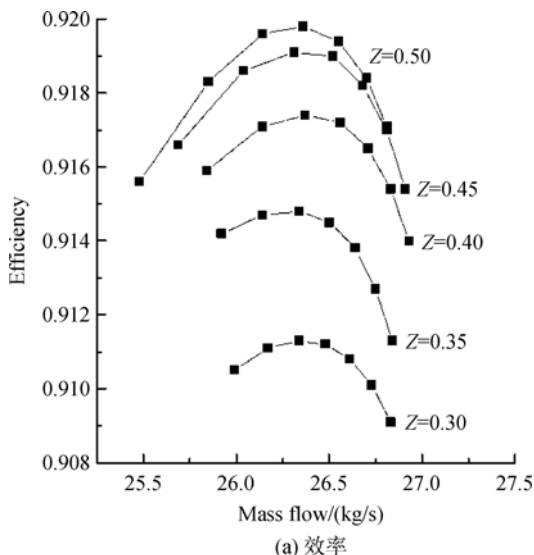


图 3 轴向间距对压气机级特性和转子轴向力的影响  
Fig. 3 Effect of axial spacing on characteristics of compressor stage and axial force of rotor

足压气机级效率处于较高水平, 且使转子叶片所受的气动力相对较小。

### 2.2 转子叶片表面压力载荷的频谱分析

图 4 给出了轴向间距为 0.5 时, 给定时刻  $T_1$  转子叶片吸力面和压力面的压力分布, 可以明显看出在转子通道内的升压过程。

为了探究轴向间距对转子叶片表面压力载荷的影响, 提取转子叶片监测点 (见图 4) 的压力变

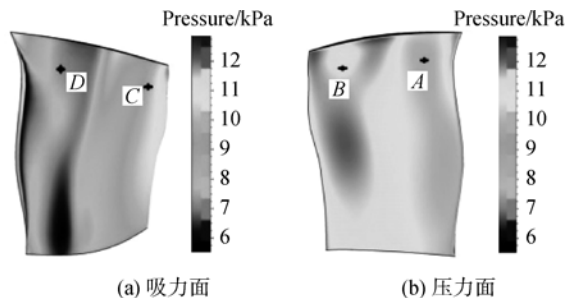


图 4 转子叶片表面压力分布

Fig. 4 Pressure distribution on rotor blade surfaces

化情况. 监测点位于 90% 叶高, 距叶片前缘分别为 20% 和 80% 弧长位置. 运用 Matlab 软件编程, 对按时间变化的压力值进行傅里叶变换并进行频谱分析. 图 5 给出了监测点 A 的频谱分析结果和其包含的倍频峰值随轴向间距的变化情况, 其中峰值频率为叶片的通过频率及其倍频, 即尾迹产生的压力扰动是转子叶片的主要激励源, 且包含的倍频压力载荷峰值随着轴向间距的增大而减小. 图中  $1\times$ ,  $2\times$  分别表示 1 倍频、2 倍频幅值.

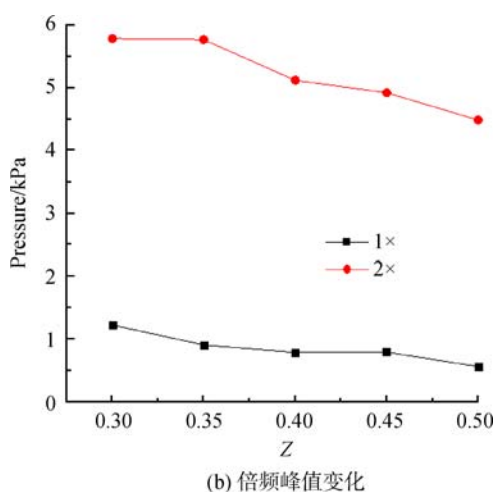
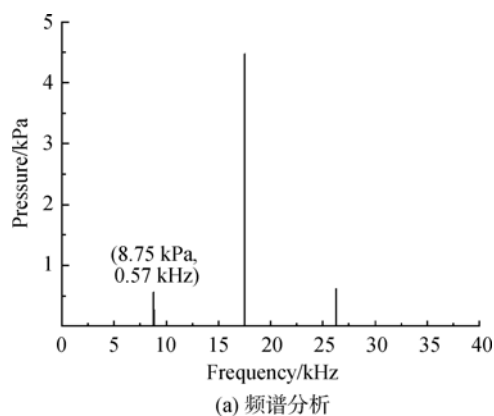


图 5 监测点 A 处的压力频谱分析

Fig. 5 Frequency spectrum analysis of the pressure at point A

通过观察激波面在一个周期内的移动可知, 压力扰动 2 倍频峰值高的原因是激波面在转子转过静叶对应的一个通道的过程中前后移动两次, 造成了转子通道内压力波动在一个周期内产生两个峰值, 所以导致叶片表面压力波动傅里叶分析的 2 倍频峰值较高. 作为验证, 将工况条件调整约为 60% 设计转速, 取相同位置监测点的压力进行频谱分析, 如图 6 所示, 不存在激波干扰的情况下, 转子叶片表面压力波动主要包含的是 1 倍频成分.

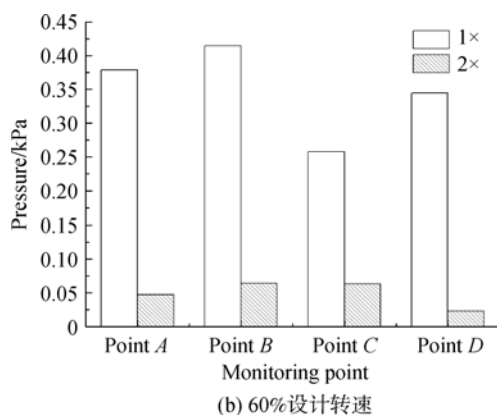
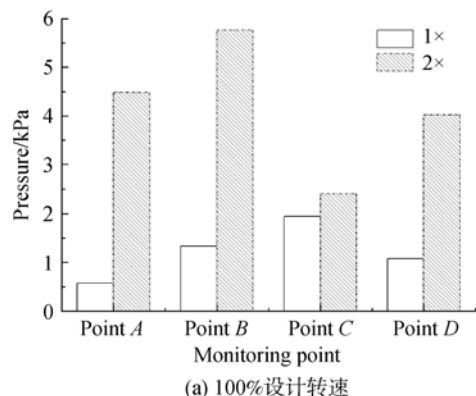


图 6 不同设计转速下监测点压力频谱

Fig. 6 Frequency spectrum analysis of pressures at monitoring points for different design speeds

### 2.3 轴向间距对转子叶片振动应力的影响

首先计算给出该级转子叶片的 Campbell 图以确定共振点, 如图 7 所示. 图中横坐标为转速与 100% 设计转速归一化的比值, 纵坐标为频率. 在 Campbell 图中求出 60%~100% 设计转速范围内前 12 阶动频线与  $K=42$  的激振频率射线的交点, 作为以后计算的转速点, 其中  $K$  为该级转子前排静子叶片的数目. 在 Campbell 图中找到 3 个共振点  $a$ ,  $b$  和  $c$ , 各交点对应的转速和动频列于表 1.

分别对共振点  $a$ ,  $b$ ,  $c$  所对应的转速进行叶片瞬态响应分析. 在此之前需确定叶片在各转速下应力较大的部位, 将其作为监测点, 并记录这些监测点动应力响应随时间的变化. 寻找监测点的方法如下: 假设某交点对应转速为  $n$ , 对应第  $s$  阶动频, 其频率为  $f$ , 求出此时叶片的应力 (相对值), 找出应力较大点为以后计算的监测点. 用上述方法对各共振点进行计算如图 8 所示.

在分布图中选取应力较大点, 所选的监测点在叶片上的位置见图 9 所示.

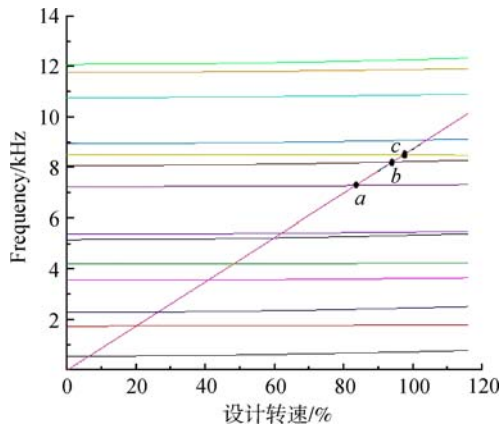


图 7 转子叶片 Campbell 图

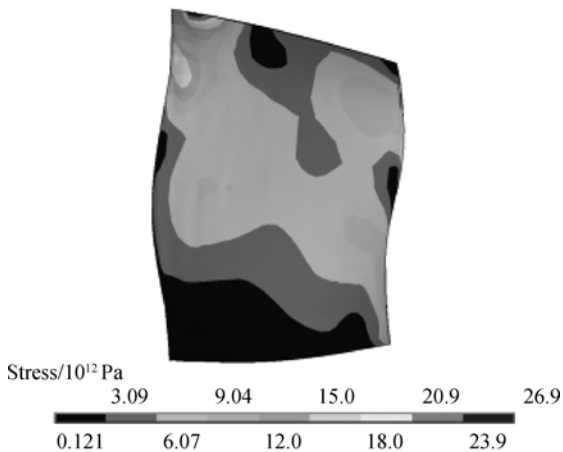
Fig. 7 Campbell diagram for rotor blade

表 1 Campbell 图上各共振点的转速和频率

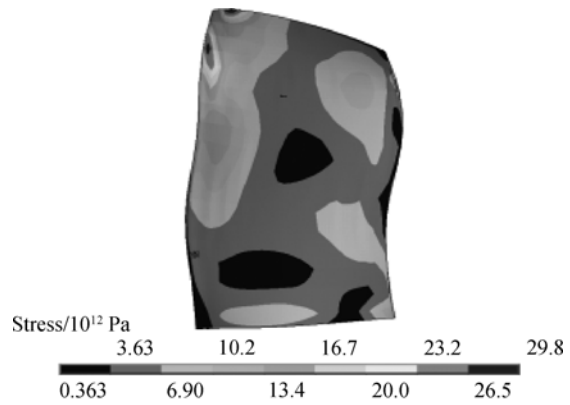
Table 1 Speed and frequency of resonance points in Campbell diagram

| 共振点 | 动频线阶次 | 设计转速/% | 频率/Hz |
|-----|-------|--------|-------|
| a   | 8     | 83.38  | 7296  |
| b   | 9     | 94.18  | 8241  |
| c   | 10    | 97.53  | 8533  |

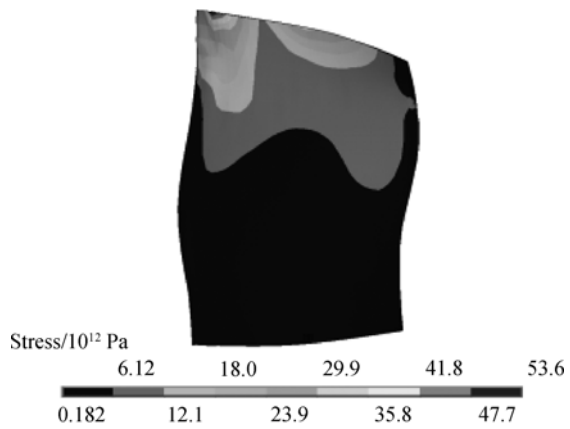
分别计算各共振点对应转速下叶片的瞬态响应,得到各转速下监测点动应力随时间的变化,并对其进行频谱分析以确定其频率成分.需要说明的是,为了获得贴应变片方向的动应力,所给出的动应力皆为各监测点振动应力最大方向的响应.最大方向确定方法为,通过比较模态分析中的等效应力、第一、第三主应力得到振动应力最大的方向向量  $n(n_1, n_2, n_3)$ .则在瞬态响应的时间历程分析中可以得到振动应力最大方向的应力



(a) 共振点a的第8阶振型的等效应力分布



(b) 共振点b的第9阶振型的等效应力分布



(c) 共振点c的第10阶振型的等效应力分布

图 8 各共振转速相应振型下的等效应力分布  
Fig. 8 Distribution of equivalent stress for the relevant mode at resonance speed

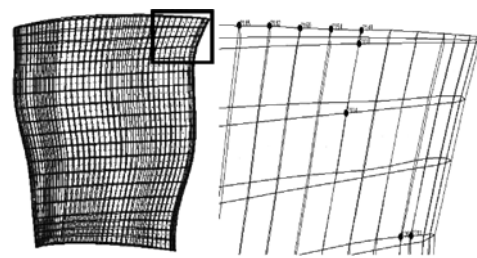


图 9 叶片表面监测点

Fig. 9 Monitoring points on blade surface

$$\sigma_n = n_1^2 \sigma_x + n_2^2 \sigma_y + n_3^2 \sigma_z + 2n_2 n_3 \tau_{yz} + 2n_1 n_3 \tau_{zx} + 2n_1 n_2 \tau_{xy}$$

式中  $n_1, n_2, n_3$  分别为该方向向量与  $x, y, z$  轴的方向夹角的余弦.

现给出  $Z=0.3$  时,各共振转速下振动应力幅值最大节点的响应及对应的频谱分析,如图 10 所示,可以看出叶片振动响应的频率主要为转子通过频率.

改变轴向间距,对转子叶片进行瞬态响应分析,并进行对比.振动应力随轴向间距的变化如图11所示,即随轴向间距的增大呈减小趋势,这是由于强迫振动时,在一定的轴向间距范围内,转子叶片振动应力主要源于上游尾迹所引起的叶片表面的压力波动.

实验结果表明,随着轴向间距的增加,尾迹强度逐渐变小,尾迹宽度逐渐变大,即压力波动幅度

沿流向是减弱的<sup>[17]</sup>.这可以解释一定范围内,振动应力随轴向间距的增大呈减小趋势,然后随着轴向间距的进一步增大,尾迹对压力波动的影响减弱.作为印证,提取转子叶片表面A点(见图4)的压力波动幅值也可以看到,随着轴向间距的增加,压力波动幅值是减小的,如图12所示.因此,适当增加轴向间距可以保持较高效率并减小叶片的振动应力.

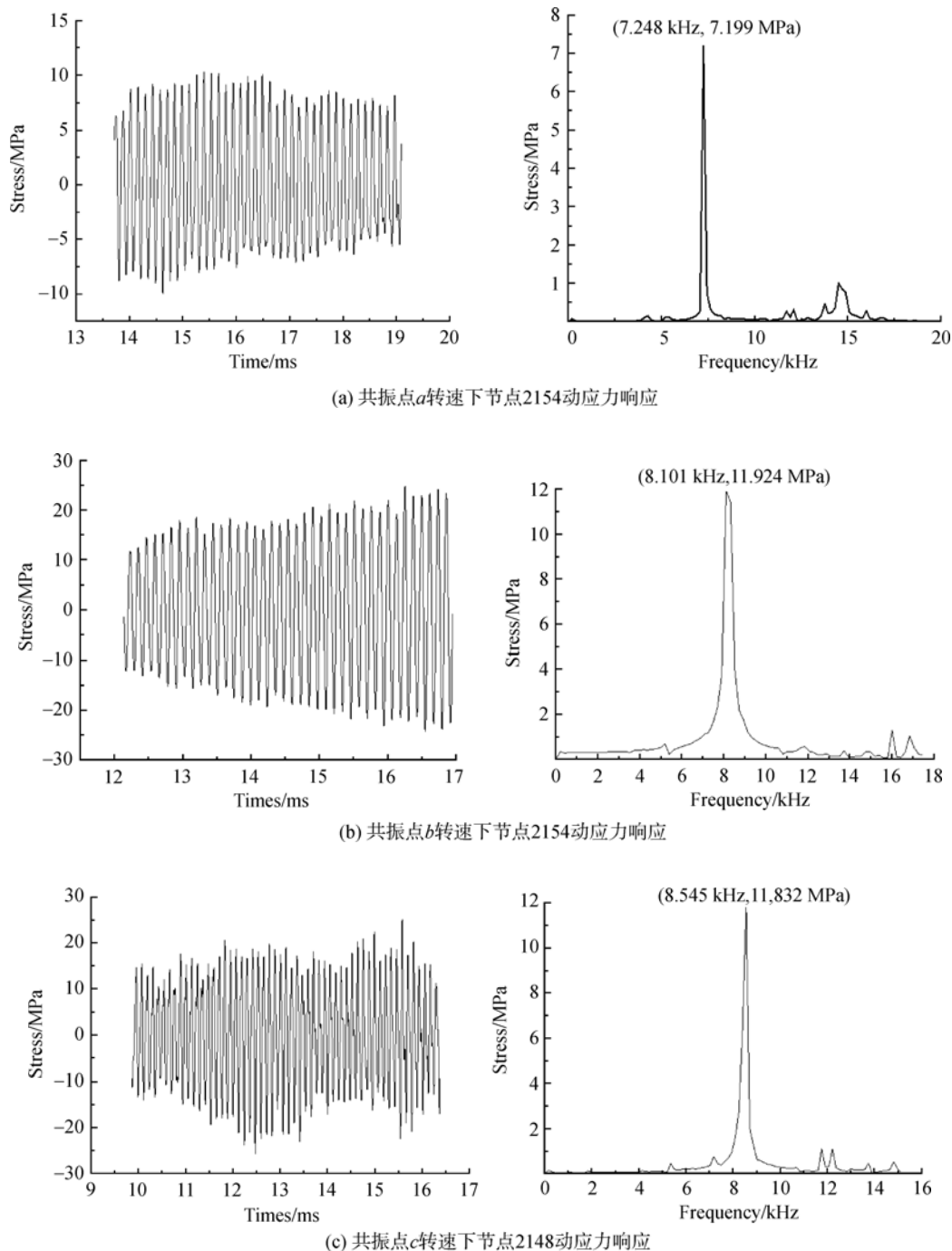


图10 各共振转速下最大振动应力节点的响应

Fig. 10 Response of node with maximum vibration stress at resonance speed

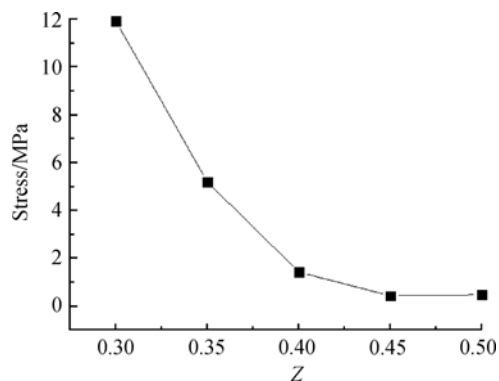


图11 最大振动应力随轴向间距变化

Fig. 11 Variation of maximum vibration stress with axial spacing

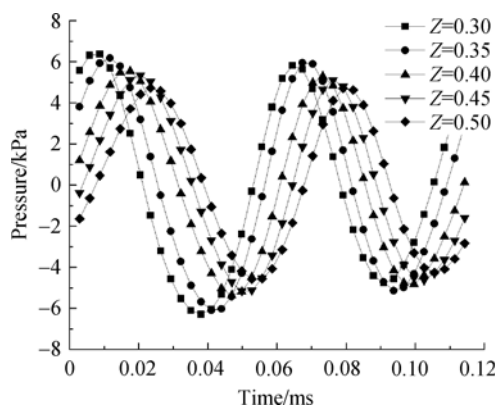


图12 不同轴向间距时叶片表面A点的压力波动

Fig. 12 Fluctuations of pressure at point A on blade surface for different axial spacings

### 3 结论

本文分析了轴向间距对压气机叶片表面非定常气动力的影响,考查了不同轴向间距下,前排静子叶片尾迹引起的转子叶片表面气动载荷及转子叶片振动应力变化情况,可得结论如下:

1) 转子叶片表面的压力波动频率为叶片的通过频率及其倍频,即前排静子叶片尾迹是转子叶片的主要激励源,且随轴向间距的增加,尾迹引起的扰动减弱。

2) 叶片振动响应的频率主要为转子叶片的通过频率;一定范围内,增加轴向间距有助于降低因尾迹引起的叶片振动应力。

### 参考文献:

[1] Ronald M, Konrad V. Aerodynamic blade row interactions in an axial compressor: Part II unsteady profile pressure distribution and blade forces[J]. Journal of Turbomachinery, 2004, 126(1): 45-51.

[2] Francesco S, Chow Y C, Oguz U, et al. The effect of inlet guide vanes wake impingement on the flow structure and turbulence around a rotor blade[J]. Journal of Turbomachinery, 2006, 128(1): 82-95.

[3] Funazaki K I, Shiba T, Tanimitsu H. Effects of blade loading distribution on aerodynamic performance of ultra-high lift LP turbine airfoils under the influences of wake passing and freestream turbulence [R]. ASME Paper GT2010-22134, 2010.

[4] Albert J S, Sanford F. Rotor blade-to-blade wake variability and effect on downstream vane response[J]. Journal of Propulsion and Power, 2002, 18(2): 456-464.

[5] 王英锋, 胡骏, 罗标能, 等. 上游叶片尾迹对转子叶片非定常表面压力频谱特性影响的研究[J]. 航空动力学报, 2006, 21(4): 693-699.

WANG Yingfeng, HU Jun, LUO Biao-neng, et al. Effects of the upstream blade wakes on the spectrum of rotor blade unsteady surface pressure[J]. Journal of Aerospace Power, 2006, 21(4): 693-699. (in Chinese)

[6] Dring R P, Joslyn H D, Hardin L W. Turbine rotor-stator interaction[J]. Journal of Engineering for Power, 1982, 104(4): 729-742.

[7] 闫朝, 季路成, 陈江. 叶排间轴向间距对时序效应影响的数值研究[J]. 推进技术, 2004, 25(5): 416-420.

YAN Chao, JI Lucheng, CHEN Jiang. Numerical investigations for the influence of the axial gap on the use of clocking effect[J]. Journal of Propulsion Technology, 2004, 25(5): 416-420. (in Chinese)

[8] 陆华伟, 王仲奇. 轴向间隙对直、弯静叶轴流压气机时序效应影响的研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2008.

LU Huawei, WANG Zhongqi. Investigation of the influence of axial gap on the clocking effect in multi-stage axial compressor with straight/bowed stator blades[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2008. (in Chinese)

[9] Andreas Z, Dirk N. A numerical study on the influence of vane-blade spacing on a compressor stage at sub- and transonic operation conditions [R]. ASME Paper GT2003-38020, 2003.

[10] Durali M, Kerrebrock J L. Stator performance and unsteady loading in transonic compressor stages[J]. Journal of Turbomachinery, 1998, 120(2): 224-232.

[11] 王梅, 江和甫, 吕文林. 在尾流激振情况下叶片振动应力预估技术[J]. 航空动力学报, 2006, 21(4): 608-613.

WANG Mei, JIANG Hefu, LÜ Wenlin. Method to predict the blade vibration stress induced by wake flow[J]. Journal of Aerospace Power, 2006, 21(4): 608-613. (in Chinese)

[12] 孟越, 李琳, 李其汉. 气动非谐对叶片非定常气动激振力影响[J]. 航空动力学报, 2007, 22(7): 1060-1064.

MENG Yue, LI Lin, LI Qihan. Study on the influence of aerodynamic mistuned on unsteady aerodynamic force of blade[J]. Journal of Aerospace Power, 2007, 22(7): 1060-1064. (in Chinese)

[13] 向宏辉, 任铭林, 杜文军. 尾流激振对转子叶片振动应力影

- 响试验研究[J]. 燃气轮机技术, 2010, 23(1): 25-29.
- XIANG Honghui, REN Minglin, DU Wenjun. Experimental study about the influence of wake on rotor vibration stress[J]. Gas Turbine Technology, 2010, 23(1): 25-29. (in Chinese)
- [14] 徐可宁. 叶轮机叶盘结构气动弹性算法研究及程序实现[D]. 北京: 北京航空航天大学, 2011.
- XU Kening. On the algorithm of aeroelasticity and program implementation of bladed disk assemblies in turbomachines[D]. Beijing: Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2011. (in Chinese)
- [15] 李录平, 吕振梅, 黄文俊, 等. 静叶尾迹流引起的气流激振力计算方法与激振力特性研究[J]. 汽轮机技术, 2007, 49(5): 326-329.
- LI Luping, LÜ Zhenmei, HUANG Wenjun, et al. Research on calculation methods and features of steam exciting force caused by static blade trailing wake[J]. Turbine Technology, 2007, 49(5): 326-329. (in Chinese)
- [16] Fulayter R D, Lawless P B, Fleeter S. Rotor generated vane row off-design unsteady aerodynamics including dynamic stall: Part II 3-D rotor wake forcing function & stator unsteady aerodynamic response[J]. Journal of Propulsion and Power, 2004, 20(5): 842-848.
- [17] Korakianitis T. Influence of stator-rotor gap on axial-turbine unsteady forcing functions[J]. AIAA Journal, 1993, 31(7): 1256-1263.

(编辑: 王碧珺)