

文章编号: 1000-8055(2022)11-2617-10

doi: 10.13224/j.cnki.jasp.20220293

支板尾流引起轴流压气机叶片失效的数值分析

罗楚威¹, 陈江¹, 徐宁², 王琦²

(1. 北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100191;

2. 中国船舶集团有限公司 第七〇三研究所, 哈尔滨 150078)

摘 要: 为探究某燃气轮机压气机过渡段支板后方导叶发生疲劳失效的原因, 以带支板过渡段及高压压气机前 1.5 级为研究对象, 利用非定常数值模拟及单向流固耦合方法, 分析支板对压气机非定常流场的影响及导叶的强迫响应特征, 并通过疲劳强度实验对分析结果进行了校核。结果表明: 支板的存在使压气机设计点等熵效率下降 3.6 个百分点; 支板尾缘交替脱落的涡使导叶进口攻角偏离设计值, 造成气动性能下降, 叶表压力脉动大幅增加; 随着导叶与支板周向距离增大, 支板对导叶的影响先增大后迅速减小; 支板脱落涡引起的扰动频率比较分散, 其低频分量引起的低阶共振是造成导叶疲劳失效的根本原因, 其振动应力可达 400 MPa; 数值计算与实验结果吻合, 证明了计算的可靠性。

关 键 词: 支板; 非定常; 轴流压气机; 强迫响应; 流固耦合; 频谱

中图分类号: V231.3

文献标志码: A

Numerical analysis on blade failure induced by strut wake in axial compressor

LUO Chuwei¹, CHEN Jiang¹, XU Ning², WANG Qi²

(1. School of Energy and Power Engineering, Beihang University, Beijing 100191, China;

2. The 703 Research Institute, China State Shipbuilding Corporation Limited, Harbin 150078, China)

Abstract: To explore the reasons for fatigue failure of inlet guide vane (IGV) downstream the strut in the transition section of a gas turbine compressor, unsteady numerical simulation and one-way fluid-structure coupling methods were used to analyze the effects of strut on unsteady flow in 1.5 stages high-pressure compressor and forced response characteristics of the IGV. Furthermore, the analysis results were checked by fatigue strength experiments. The results showed that the isentropic efficiency in the design point of compressor was reduced by 3.6 percent points compared with the model without strut. Vortex shedding alternately at the trailing edge of the strut caused the inlet attack angle of the IGV to deviate from the design value, resulting in a decrease in aerodynamic performance and a significant increase in the unsteady pressure pulsation on the IGV surface. With the increase of circumferential distance between IGV and strut, the influence of strut on IGV first increased and then decreased rapidly. The perturbation frequency resulted from the shedding vortex was relatively disperse, and the low-order resonance of IGV induced by the low frequency component was the fundamental reason of the fatigue failure of IGV; the maximum vibration stress can reach 400 MPa. The numerical simulation results were consistent with the experiment, proving the reliability of the simulation.

收稿日期: 2022-04-30

基金项目: 国家科技重大专项(J2019-II-0005-0025)

作者简介: 罗楚威(1989—), 男, 工程师, 博士生, 主要从事叶轮机械非定常气动力学及气动弹性问题研究。

引用格式: 罗楚威, 陈江, 徐宁, 等. 支板尾流引起轴流压气机叶片失效的数值分析[J]. 航空动力学报, 2022, 37(11): 2617-2626. LUO Chuwei, CHEN Jiang, XU Ning, et al. Numerical analysis on blade failure induced by strut wake in axial compressor[J]. Journal of Aerospace Power, 2022, 37(11): 2617-2626.

Keywords: strut; unsteady; axial compressor; forced response; fluid-structure coupling; spectrum

支板是燃气涡轮发动机中重要的承力构件,一般安装在发动机进口或者压气机、涡轮的过渡段中,用于增强结构强度。除此之外,支板也常用作润滑油管、冷却气体及电机轴等的通道,因此,支板的厚度通常较大。大厚度支板的存在会减小流通面积,并对过渡段及其上下游流场产生影响。

当前国内外关于支板对流场影响的研究较多。Norris 等^[1]通过低速风洞实验研究了有无支板对涡轮过渡段局部流动及整体性能的影响。实验结果表明,支板造成了流动堵塞,增大了过渡段扩压负荷,同时使过渡段内流动分离进一步增大,导致总压损失系数翻倍,静压升系数下降 28.5%。Bailey 等^[2]通过实验研究了压气机 S 型过渡段的气动性能,发现支板造成的堵塞效应影响了过渡段进口流场,使支板上游壁面边界层增厚,主流区减小;支板表面压力由支板型面及过渡段本身的压力分布决定。Feldcamp 等^[3]针对支板数量和截面形状对环形扩压器气动性能的影响开展了实验研究,同时考察了支板降低流场旋流强度的能力。结果发现,当攻角较大时,更大的厚度弦长比能够减缓支板表面的边界层分离;随着来流旋流强度增大,支板型面对扩压器性能的影响也变大。Senoo 等^[4]在 3 个环形扩压器的进口处安装了不同类型的支板,研究了有旋和无旋来流下支板几何形状和安装角对扩压器压力恢复系数的影响。结果表明,在实验范围内,带支板的环形扩压器压力恢复系数对支板的安装角和来流雷诺数非常敏感;对于无旋来流,支板引起的弱旋流提高了扩压器的性能。卜焕先等^[5]通过实验和仿真,获取了轴对称弯管道在有无支板情况下的流场特性。支板对弯管内的流场结构影响显著,在支板尾缘产生的尾迹和旋涡导致弯管气动性能下降。综合来看,大厚度支板的存在极易给流场带来负面影响。为进一步提升叶轮机气动性能,有学者结合计算流体力学和先进智能优化算法,开展了带支板过渡段优化设计研究,并取得了良好的效果^[6-9]。另一个方向是将支板与上/下游静叶集成设计,以一排叶片取代原本的两排,从而缩短过渡段长度,减轻发动机质量。文献^[10-12]在此新

理念的指导下进行了尝试,证明了其可行性及潜在收益。

相较于气动方面,关于支板结构层面的研究目前较少,类似研究主要集中在叶片排转静干涉引起的叶片振动问题^[13-16],文献^[17]则对探针支杆尾迹引起的压气机转子叶片动应变超限问题进行了分析。由于支板厚度较大,容易带来更宽的尾迹以及更强的势流干涉,一旦设计不当,可能引起上下游叶片的振动问题。Ng 等^[18]利用高频压力传感器研究了下游支板对上游转子叶片表面瞬时脉动压力分布的影响。Chiang 等^[19]对下游静叶和支板引起的动叶强迫响应进行了数值模拟,结果发现动叶与支板之间的静子叶片对支板的势流扰动有显著的放大效应。随着压气机负荷越来越高以及结构紧凑化,其内部流动的非定常效应愈发显著;另外,弯、掠等造型的广泛应用使得压气机叶片的三维形状更加复杂,叶片厚度变薄,刚度和结构阻尼下降,因此,叶片因流体诱导振动而导致高循环疲劳失效的概率大大增加。

在某次燃气轮机性能实验过程中就发生了高压压气机进口导叶断裂故障,并有多片导叶不同程度受损,断裂叶片位于过渡段支板正后方。经断口失效分析,确认断裂叶片失效模式为疲劳断裂。为探究进口导叶疲劳失效的原因,避免再次出现类似故障,本文以带支板的过渡段及高压压气机前 1.5 级为研究对象,利用非定常数值模拟及单向流固耦合方法,分析了支板对压气机非定常流场的影响及进口导叶的振动响应特性,确定了故障发生的原因,并通过疲劳强度实验对分析结果进行了复核,为后续改进设计提供了指导。

1 计算模型与数值方法

1.1 计算模型

计算模型流道及各排叶片数如图 1(a)所示。压气机过渡段内沿周向均布 7 块支板,其最大厚度与弦长之比为 0.507,截面形状如图 1(b)所示。进口导叶 S0 采用单叶片外环固定悬臂结构,轴向装配,叶根间隙为 0.5 mm;一级转子 R1 叶尖间隙为 0.5 mm;S1 为一级静子。高压压气机设计转速为 9 344 r/min。

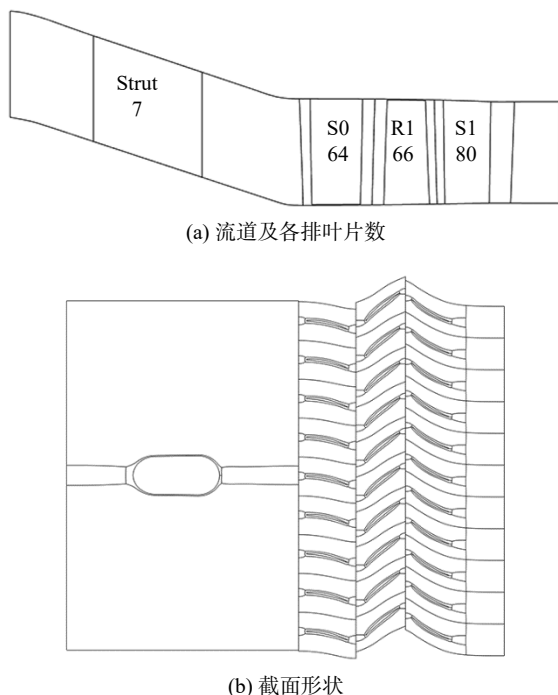


图 1 计算模型示意图

Fig. 1 Diagram of computational model

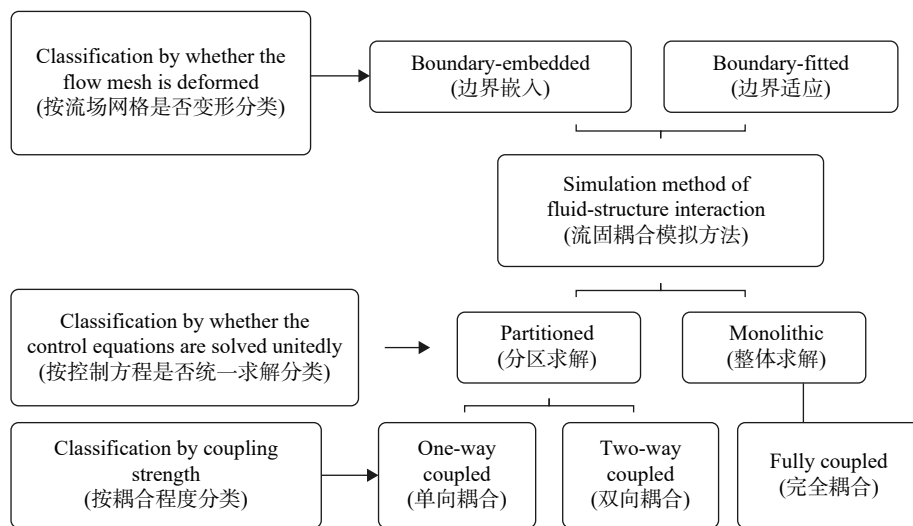
1.2 数值方法

压气机叶片强迫响应属于典型的流固耦合问题。图 2 给出了当前流固耦合模拟方法的基本分

类^[20], 其中, 单向耦合方法由于实施简便、计算速度快、收敛性好以及良好的工程精度, 得到了广泛应用^[21]。单向流固耦合方法的分析流程如下: 首先对流场进行非定常模拟, 获取叶片表面的非定常气动载荷; 然后建立叶片的有限元模型, 通过插值算法将非定常气动载荷加以处理, 并作为边界条件加载到有限元模型上; 最后利用结构分析程序求解叶片的振动响应。

相对精确非定常数值模拟的计算域往往包含压气机全周叶片, 这使得非定常计算的计算量超出了工程可接受范围。考虑计算资源限制, 本文的流场非定常模拟采用叶片约化方法, 将各排叶片数调整为 7 : 63 : 70 : 77, 计算域缩减为 1/7 周, 如图 1(b) 所示, 总网格数为 1 651 万。下文以 Strut 代表带支板算例, 为研究支板对压气机非定常流场的影响, 对不带支板的 1.5 级压气机也进行了非定常计算, 其后 3 排计算域与 Strut 相同, 总网格数为 1 571 万, 以 No strut 代表该算例。

在完成流场非定常计算后, 提取 Strut 算例中 S0 叶片表面气动载荷并插值到有限元网格, 再利用商业软件 Ansys APDL 模块的瞬态动力学分析方法对叶片进行动力学分析。

图 2 流固耦合模拟方法分类^[20]Fig. 2 Classification of fluid-structure coupling simulation methods^[20]

1.3 网格生成

流体域网格由商业软件 Numeca 的 Autogrid5 模块生成, 单个支板、S0、R1、S1 通道网格数分别为 185.3 万、54.6 万、47.4 万、45.4 万。叶片通道采用 O4H 型网格结构。S0 叶根及 R1 叶尖间隙内沿径向布置 17 个网格节点, 网格结构为

HO 型。为更好地捕捉支板尾缘的尾迹特征, 对支板尾迹通过区域的网格进行了适当加密, 而支板周向的无叶片区域采用了相对稀疏的网格。近壁面网格高度为 0.001 mm, 确保第 1 层网格 $y^+ < 5$ 。经验证, 该网格满足网格无关性要求。

S0 叶片的有限元网格由商业软件 Hypermesh

生成, 网格单元为 SOLID185, 节点数为 20 977, 单元数为 16 110, 网格模型见图 3。对榫头两侧楔形工作面施加固定约束, 榫头顶部平面约束法向位移。叶片材料密度为 $7\,930\text{ kg/m}^3$, 弹性模量为 186 GPa , 泊松比为 0.315。

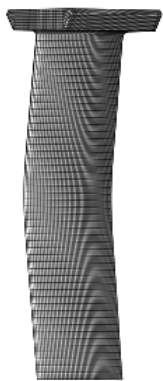


图 3 S0 叶片有限元模型

Fig. 3 Finite element model of S0

1.4 计算设置

为确定非定常计算时的工况点, 对 S0 叶片进行了模态分析, 结果见表 1。图 4 给出了 S0 叶片的坎贝尔图。对本文的 S0 叶片, 其所受激振力主要来源于上游支板及下游转子 R1。支板与 S0 叶片相邻且相对静止, 因此对 S0 叶片, 来自支板的激振力频率与转速不直接相关; 再者, 获取数值模拟结果之前, 本文无法准确预知支板对 S0 叶片的激振力频率, 因此在图 4 中未画出支板激振频率线, 仅给出转子 R1 的 1 阶激振频率线, 即 66EO。可以看到在中高转速, 转子 R1 叶片通过频率与 S0 的 5~9 阶模态存在共振激励, 其中 9 阶共振接近设计转速。由于实验过程中实验件长时间工作于设计转速, 因此首选压气机设计转速进行非

表 1 模态分析结果

Table 1 Results of mode analysis

阶次	固有频率/Hz	振型
1	554.0	一弯
2	1 622.0	一扭
3	2 581.7	二弯
4	3 608.2	
5	5 920.0	
6	6 237.9	
7	7 571.5	
8	8 281.4	
9	10 684.0	
10	11 548.0	

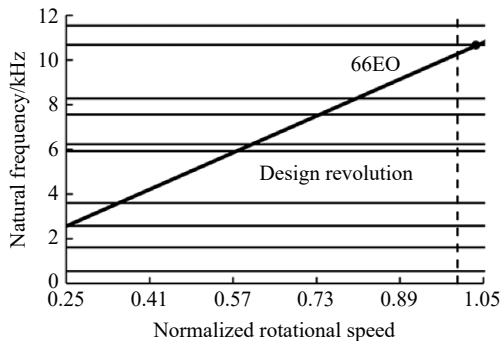


图 4 S0 叶片坎贝尔图

Fig. 4 Campbell diagram for S0

定常计算, 工况为介于堵塞点与失速点的中间状态。

按表 2 实验数据给定进口总温及总压, 轴向进气, 出口以径向平衡方式给定静压, 选取 S-A (Spalart-Allmaras) 湍流模型。非定常计算采用双时间步法求解, 其内层迭代次数为 40, 时间步长为 $3.276 \times 10^{-6}\text{ s}$, 转静交界面选取默认的 Domain Scaling, 固体壁面给定无滑移以及绝热边界。为获取足够长时间历程的数据, 共计算 42 个周期, 即压气机转过 6 圈, 此时流场质量流量及监测点压力存在明显周期性脉动, 认为非定常计算已经收敛。选取后 28 个周期的数据进行分析。

表 2 压气机进口参数

Table 2 Compressor inlet parameters

归一化叶高/%	总压/kPa	总温/K
10	531.65	454.575
30	551.65	446.150
50	556.75	446.775
70	560.00	451.675
90	559.05	458.500

叶片瞬态动力学分析使用 Newmark 直接积分法。文献 [22] 指出, 若不存在结构阻尼器, 则叶片一弯、一扭时的气动阻尼占优势, 此时对于准确计算振动响应, 气动阻尼比结构阻尼更重要。因此本文在动力学分析时忽略了结构阻尼。对于气动阻尼, 采用文献 [23] 的单向弱耦合能量法进行计算。给定 S0 叶片按照 1 阶模态即一弯振动, 最大振动位移为 0.5 mm (满足小扰动条件), 此时可以仅考虑单排 S0 叶片。进口边界条件与前文相同, 出口以径向平衡方式给定静压, 保证质量流量与前文相同。计算得到气动阻尼比为 0.012, 折合瑞利阻尼系数 $\alpha=79.7$, $\beta=3.156 \times 10^{-7}$ 。文献 [22] 中给出的一弯振型气动阻尼比经验数据为 0.01, 与本文计算结果相差不大。

2 结果分析

2.1 支板对流场的影响

图 5 给出了压气机特性曲线, 图中质量流量进行了归一化处理。可以看到, 支板的存在使压气机性能大幅下降, 设计点等熵效率下降 3.6 个百分点, 其堵塞效应使压气机质量流量也明显变小。这主要是因为支板尺寸过大, 且其形状设计不合理, 如图 1 所示, 这种构型产生了过大的流动损失。

图 6 给出了 5% 叶高截面不同时刻瞬时涡量云图, 从中可以清晰地观察到支板尾缘的涡脱落过程。在 t_0 时刻, 支板右侧脱落涡运动到导叶前缘附近的 A 点, 此时左侧尾缘的大尺度涡系即将破裂; $t_0+0.1t$ 时刻 (t 表示转子转过 $1/7$ 周的时间), 左侧涡系破裂, 脱离尾缘的小涡继续向下游输运, 并在与主流的相互作用中不断耗散; 在 $t_0+0.84t$ 时刻, 左侧脱落涡运动到导叶前缘附近 B 点, 其涡量相比刚脱落时大幅减小, 此时右侧涡系已脱离尾缘, 并随主流向下游移动。可以发现, 支板尾缘两侧的涡系是交替脱落的, 其运动轨迹相对固定且向支板两侧小幅偏移, 当脱落涡到达下游导叶区域时, 正好撞击 -1 号及 1 号导叶前缘, 并经由与 0 号叶片之间的通道通过, 给叶片表面负荷带来强烈扰动。

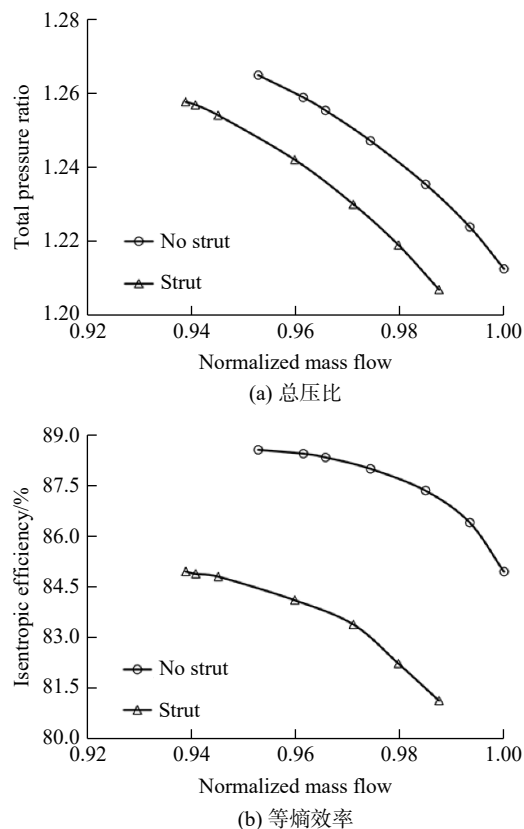


图 5 压气机特性线

Fig. 5 Performance map of the compressor

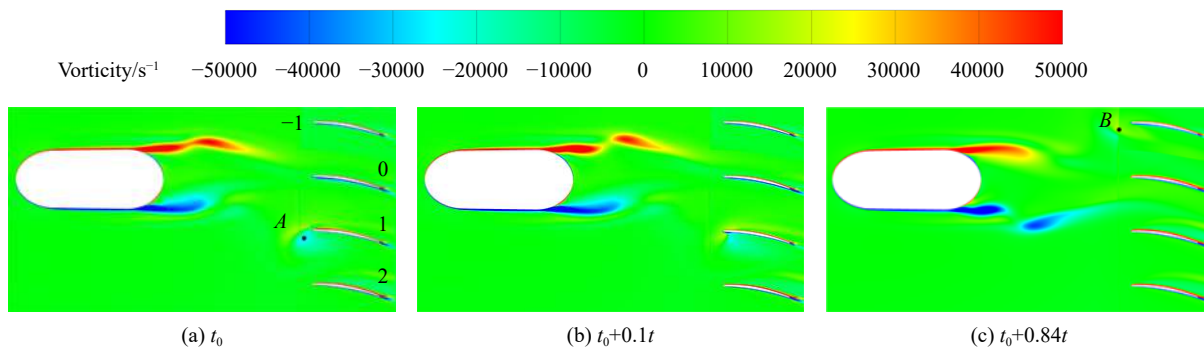
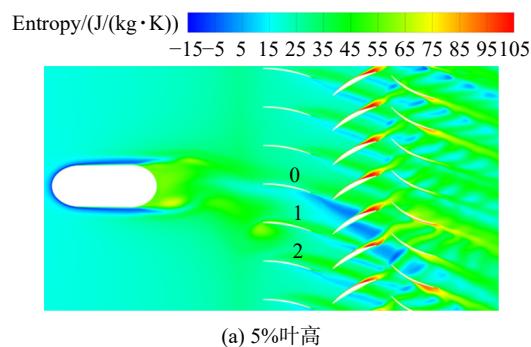


图 6 5% 叶高截面瞬时涡量云图

Fig. 6 Instantaneous vorticity distribution at 5% span

图 7 给出了 t_0 时刻不同叶高截面瞬时熵云图。由于支板尾缘直径过大, 产生了很宽的尾迹区, 其中, 5% 叶高尾迹区周向范围最大, 50% 叶高最小; 尾迹的轴向影响范围一直延伸至 S1 叶排。50% 叶高处的尾迹强度及流动损失明显小于 5% 叶高及 95% 叶高, 在该处, 支板尾迹经过 S0 叶排后基本消失, 表明支板尾迹在叶中区域有着比叶根及叶尖更快的衰减速度。下面选取 0~2 号叶片为对象, 以分析相对支板不同周向位置对导叶



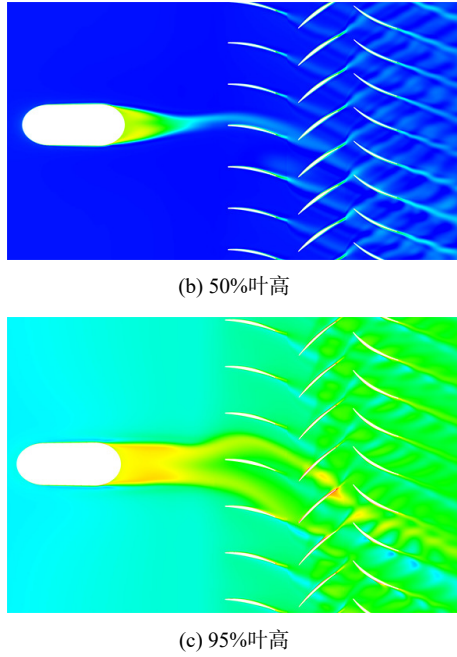


图 7 不同叶高截面瞬时熵云图

Fig. 7 Instantaneous entropy distribution at different spans

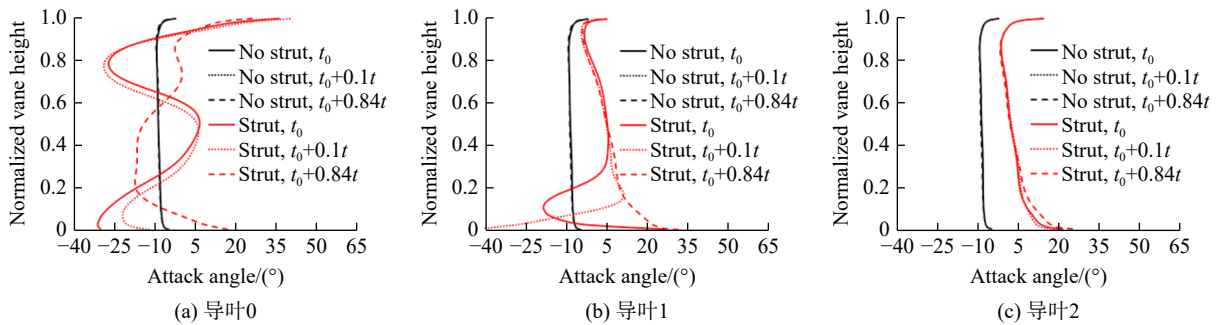


图 8 不同时刻 S0 进口气流攻角展向分布

Fig. 8 Distribution of attack angle along vane height in the S0 inlet at different moments

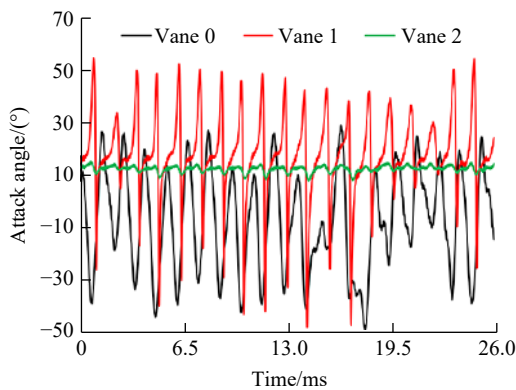


图 9 5% 叶高 S0 进口气流攻角随时间变化

Fig. 9 Time-varying curve of attack angle in the S0 inlet at 5% span

图 10 给出了导叶 0~2 在 5% 叶高叶片表面静压脉动方均根(root mean square, RMS)轴向分

表面气动载荷的影响。

图 8 为不同时刻 S0 进口导叶 0~2 进口气流攻角展向分布。图 9 给出了 S0 进口 5% 叶高导叶 0~2 进口气流攻角随时间变化。对于无支板的情形,攻角随导叶周向位置及时间均无明显变化。加入支板后,其正后方导叶 0 叶片直接受到支板尾迹的作用,如图 7 所示,导致整个展向范围内进口气流攻角随时间大幅波动;在导叶 1 叶片 40% 叶高以下区域,也存在同样的现象,而在 40% 叶高以上区域,攻角的时间变化较小。出现该现象的原因主要有两点,一是压气机的进口流道存在一个大的内凹折角,这使得导叶下部相比上部更易受上游来流影响,二是轮毂端壁及叶根间隙的存在让支板根部的脱流涡向两侧偏移,造成导叶 1 根部攻角比导叶 0 变化更为剧烈,如图 9 所示。导叶 2 与支板的周向距离较远,受支板脱流涡的影响更小,所以攻角随时间变化较小。进口气流攻角直接影响叶片表面压力分布,攻角的大幅波动必然引起叶片表面非定常气动载荷显著增大。

布,其中静压脉动方均根 R_{ms} 定义如下:

$$R_{ms} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T (p - \bar{p})^2 dt}$$

式中 $\bar{p}$ 代表静压时均值, p 代表静压瞬时值, T 为周期,对 RMS 的值进行了无量纲化处理。图中 PS 表示压力面, SS 表示吸力面。相比无支板情形,支板的存在使叶片表面压力脉动大幅增长,其增长幅度与进口气流角的脉动幅值呈正相关性。最大脉动量均出现在叶片前缘,并在 0~10% 弦长区间沿轴向迅速衰减,在 10% 弦长之后,压力脉动缓慢减小。在叶片尾缘区域,由于下游转子 R1 的势流干涉,脉动量逐渐增大,但该趋势在 Strut 算例中并不明显,这主要是因为支板影响减弱与 R1 影响增强同时存在,两者相互抵消。比

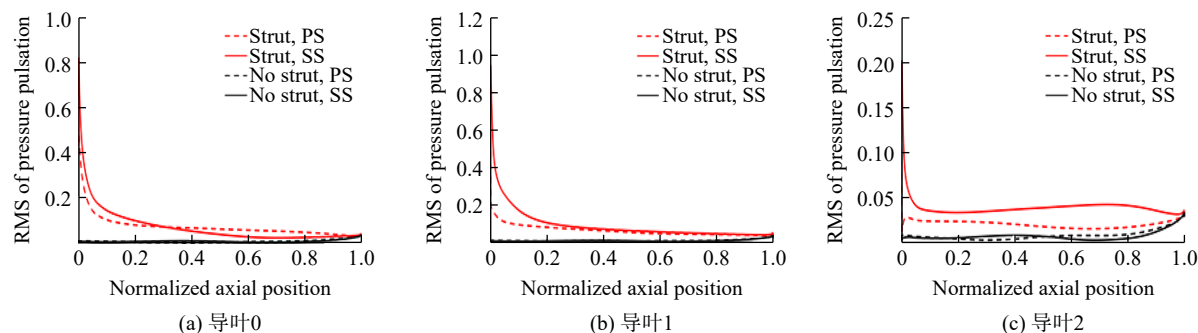


图 10 5% 叶高 S0 表面静压脉动方均根轴向分布

Fig. 10 Axial distribution of RMS of static pressure pulsation in S0 surface at 5% span

较不同周向位置叶片 RMS 发现,随着导叶与支板周向距离的增大,静压脉动呈现先增大后迅速减小的趋势。综合来看,支板的存在一方面使导叶进口气流攻角偏移了最佳设计值,造成气动性能下降,另一方面,增大了攻角的时间脉动,引起叶片表面非定常气动载荷的大幅增加,不利于叶片的结构安全。

为更好地理解叶片表面非定常压力脉动规律,并与支板带来的扰动相关联,本节选取了导叶 0 吸力面前缘及尾缘两个典型位置,并针对 5%、50%、95% 展向高度共 6 个点进行分析,考察了其压力脉动的频谱特征。图 11 为各点的位置示意图,图中 LE 代表叶片前缘,TE 代表叶片尾缘。图 12 为各点频谱分析结果。为突出易引起叶片低阶共振的低频分量,在点 P_1 仅给出了 0~3 500 Hz 的频谱结果,其高频特征与点 P_3 、 P_5 类似。从图中可以看出,支板尾缘脱落涡的主频为 778 Hz,在主频附近还存在许多其他低频分量。以叶根前缘点 P_1 为例,脱落涡引起的扰动频率分散在 0~3 kHz 的低频带上,其中 545 Hz 的分量与 S0 的 1 阶固有频率 554 Hz 十分接近,容易激起叶片一弯共振。在高频段中,占据主导的是 R1 叶片通过频率(10 901 Hz),在尾缘的点 P_2 、 P_4 、

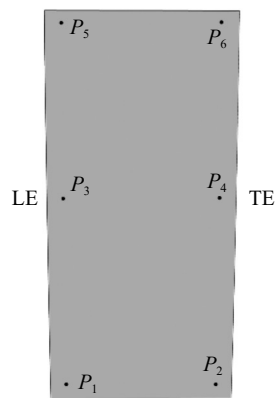
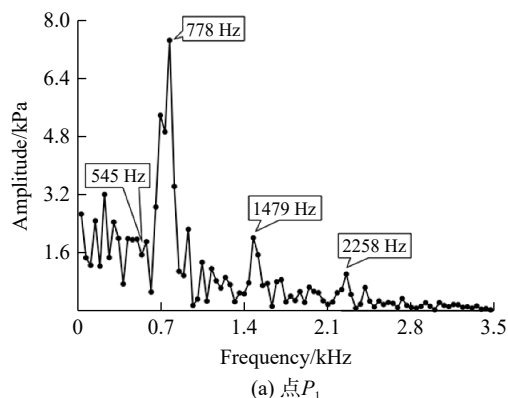
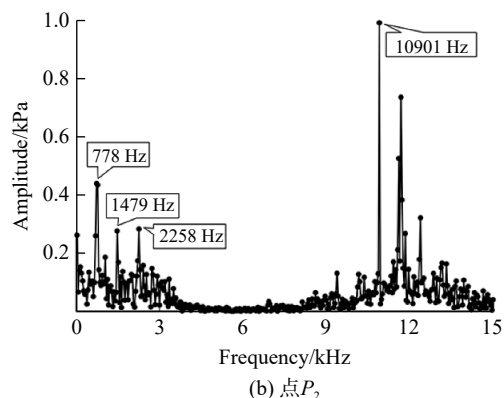


图 11 频谱分析考察点位置示意图

Fig. 11 Position of points for spectrum analysis

P_6 , 还存在丰富的与支板脱落涡频率相互作用形成的组合频率成分。虽然 10 901 Hz 与 S0 的 9 阶固有频率接近,但高频振动的能量相对低频更容易被阻尼耗散,因此其危险性通常不高。

在叶片前缘,静压脉动的支配频率来源于支板脱落涡;在叶片尾缘,得益于支板尾迹沿流向的衰减,脱落涡的影响大幅减弱,对应频率的幅值减小,而下游转子 R1 的势流干涉显著增强。观察不同叶高考察点的频谱特征可以发现,R1 叶片通过频率的幅值随叶片高度增加而增大,显示转子叶尖的势流扰动更强;脱落涡的影响在叶片

(a) 点 P_1 (b) 点 P_2

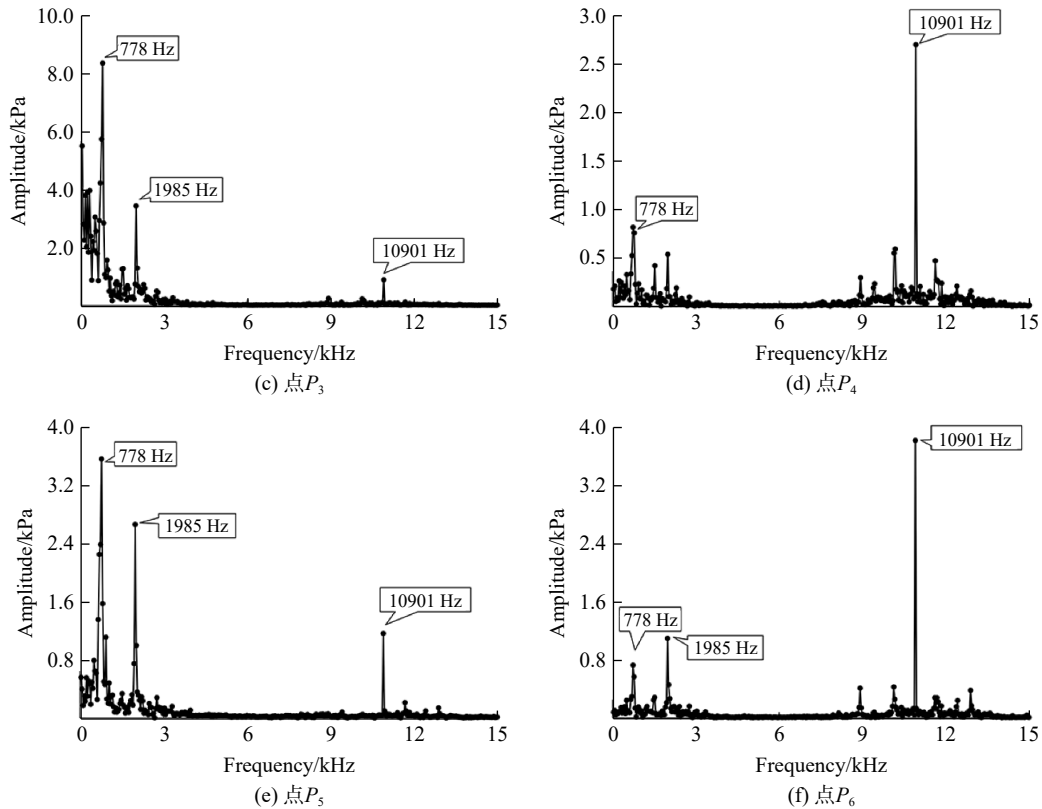


图 12 静压脉动频谱分析结果

Fig. 12 Spectrum of static pressure perturbation

中下部位更大,而在上部较小,在上文中已经指出这与流道形式及叶根间隙相关,这样的分布特征结合导叶悬臂的结构形式,不利于平衡导叶承受的周向弯矩,进而对降低导叶与榫头连接部位承载的应力带来负面影响。

2.2 叶片振动分析

图 13 给出了导叶 0~2 叶片叶尖前缘最大应力节点的当量应力随时间变化曲线。可以看出,随时间推移,3 个叶片的应力逐渐趋于较为稳定

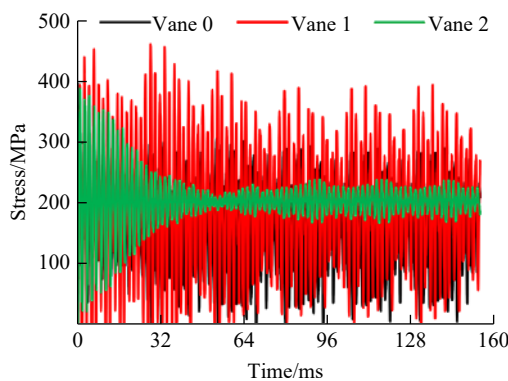


图 13 瞬态响应监测点应力收敛曲线

Fig. 13 Stress convergence curve of transient response monitoring points

的周期振动,其中导叶 2 叶片的应力振幅相比初始响应大幅减小,其应力平均值约为 200 MPa;而导叶 1 的应力振幅相比初始响应下降约为 10%,其应力峰值约为 400 MPa(材料的屈服强度为 834 MPa);支板正后方的失效叶片导叶 0 的应力振幅相比初始响应略有增加,其峰值应力约为 300 MPa,这与前文的流场分析结果是吻合的。

图 14 给出了应力响应的频谱分析结果。可以发现,叶片的响应频率主要集中在 545 Hz,即 1 阶固有频率附近,对应的导叶 0 和导叶 1 叶片的

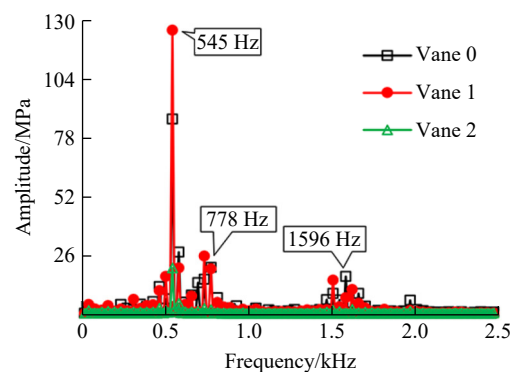


图 14 监测点应力频谱分析

Fig. 14 Spectrum of stress in monitoring points

应力幅值分别为 86 MPa 和 125 MPa, 这说明此时叶片发生了 1 阶共振。在 2 阶固有频率 1 622 Hz 附近, 导叶 0 和导叶 1 叶片的应力幅值依然比较明显。相比之下, 导叶 2 叶片的应力明显较小, 如前文所述, 这主要是由于其距支板的周向距离较远, 受到的非定常激励更小的缘故。

从导叶 0~2 叶片的振动响应特征来看, 在支板尾缘脱落涡带来的扰动作用下, 导叶出现了明显的 1 阶共振, 导致其叶尖与榫头的连接位置承受了过大的应力, 这是最终导致导叶 0 叶片疲劳断裂的根本原因。

2.3 叶片疲劳强度实验

为进一步验证数值计算的结果, 本文取故障叶片同批次的 3 片进行疲劳强度摸底实验, 依据条件疲劳极限的寿命要求, 目标循环次数应取为 2×10^7 , 在前缘叶根 250~350 MPa 对称应力(应力比为-1)条件下进行了疲劳强度实验。表 3 为疲劳强度实验结果, 最终叶片均提前断裂, 这说明叶片疲劳强度实验、叶片振动应力预测与实际故障现象三者的结果是吻合的, 也验证了单向流固耦合方法的工程适用性。

表 3 疲劳强度实验结果

Table 3 Results of fatigue strength test

叶片序号	频率/Hz	应力/MPa	寿命/ 10^6	实验时间/h
1	511.3	350	4.69	2.5
2	494.3	300	9.57	5.4
3	512.4	250	14.00	7.6

3 结 论

针对燃气轮机性能实验过程中出现的高压压气机进口导流叶片疲劳断裂故障, 采用叶片约化方法, 对带支板的过渡段及高压压气机前 1.5 级进行了非定常数值模拟, 研究了支板对高压压气机非定常流场的影响及导叶表面压力脉动的频谱特征。然后利用单向流固耦合方法对导叶的强迫振动响应特征进行了分析, 并通过叶片疲劳强度实验对分析结果进行了校核, 得到以下结论:

1) 支板根部尾缘存在交替脱落的涡, 脱落涡向下游运动的同时沿周向向支板两侧小幅偏移; 支板对下游导叶的影响随着导叶与支板周向距离的增大先增大后迅速减小。

2) 支板的存在使压气机设计点等熵效率下

降 3.6 个百分点; 支板尾迹使导叶进口气流角偏离最佳设计攻角, 造成气动性能下降, 同时大幅增加叶片表面非定常压力脉动, 影响叶片结构安全。

3) 支板脱落涡存在一个主频率; 脱落涡引起的扰动频率比较分散, 其中低频分量引起的导叶 1 阶共振是造成叶片疲劳失效的根本原因, 其振动应力可达 400 MPa。

4) 叶片疲劳强度实验、故障现象及数值模拟三者的结果是吻合的, 证明了单向流固耦合方法的工程适用性。

参考文献:

- [1] NORRIS G, DOMINY R G, SMITH A D. Strut influences within a diffusing annular S-shaped duct[R]. ASME 98-GT-425, 1998.
- [2] BAILEY D W, BRITCHFORD K M, CARROTTE J F, et al. Performance assessment of an annular S-shaped duct[J]. *Journal of Turbomachinery*, 1997, 119(1): 149-156.
- [3] FELDCAMP G K, BIRK A M. Strut losses in a diverging annular diffuser with swirling flow[R]. ASME GT2006-90566, 2006.
- [4] SENOO Y, KAWAGUCHI N, KOJIMA T, et al. Optimum strut-configuration for downstream annular diffusers with variable swirling inlet flow[J]. *Journal of Fluids Engineering*, 1981, 103(2): 294-298.
- [5] 卜焕先, 谭慧俊, 何小明, 等. 带支板轴对称弯曲管道的流动特性[J]. *航空动力学报*, 2016, 31(5): 1252-1259.
BU Huanxian, TAN Huijun, HE Xiaoming, et al. Flow field characteristics in an axisymmetric bend duct with struts[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2016, 31(5): 1252-1259. (in Chinese)
- [6] NAYLOR E M J, DUEÑAS C O, MILLER R J, et al. Optimization of nonaxisymmetric endwalls in compressor S-shaped ducts[J]. *Journal of Turbomachinery*, 2010, 132(1): 011011.1-011011.10.
- [7] GRÄSEL J, PIERRÉ M, DEMOLIS J. Parametric inter-turbine duct design and optimisation[R]. Hamburg, Germany: 25th International Congress of the Aeronautical Sciences, 2006.
- [8] CHEN Y, HU W. Optimized aerodynamic design of aggressive intermediate turbine duct with strut fairings using genetic algorithms [R]. ASME GT2016-56639, 2016.
- [9] 吴思宇, 朱品武, 汪作心, 等. 过渡段部分对某高压压气机性能影响研究[J]. *热能动力工程*, 2021, 36(9): 42-50.
WU Siyu, ZHU Pinwu, WANG Zuoxin, et al. Research on the effect of transition section on performance of high pressure compressor[J]. *Journal of Engineering for Thermal Energy and Power*, 2021, 36(9): 42-50. (in Chinese)
- [10] HUBINKA J, SANTNER C, PARADISO B, et al. Design and construction of a two shaft test turbine for investigation of mid turbine frame flows[R]. ISABE-2009-1293, 2009.
- [11] WALKER A D, BARKER A G, CARROTTE J F, et al. Integrated outlet guide vane design for an aggressive S-shaped compressor transition duct[J]. *Journal of Turbomachinery*, 2013, 135(1): 011035.1-011035.11.
- [12] WALKER A D, MARIAH I, HALL C. An experimental aerodynamic evaluation of design choices for a low-pressure compressor transition duct[J]. *Journal of Turbomachinery*, 2021, 143(9): 091004.1-091004.12.
- [13] ZHOU X D, WOLFF J M. Transonic compressor IGV/rotor inter-

- action analysis including fluid structure interaction[R]. AIAA-2004-5292, 2004.
- [14] MONK D, MURRAY W, KEY N L, et al. Experimental and computational study of forced response in a multistage axial compressor[R]. AIAA-2015-1342, 2015.
- [15] MIURA T, SAKAI N, KANAZAWA N, et al. Forced response excitation due to the stator vanes of two and three compressor stages away[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2021, 143(11): 111018.1-111018.9.
- [16] 田少杰, 漆文凯, 许正华. 气流激励下叶片振动响应分析方法[J]. *航空动力学报*, 2021, 36(4): 826-838.
TIAN Shaojie, QI Wenkai, XU Zhenghua. Method of blade vibration response analysis under airflow excitation[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2021, 36(4): 826-838. (in Chinese)
- [17] 杨荣菲, 刘氩旭, 向宏辉, 等. 进口探针支杆尾迹诱发压气机转子叶片共振的数值研究[J]. *推进技术*, 2021, 42(5): 1002-1012.
YANG Rongfei, LIU Haixu, XIANG Honghui, et al. Numerical study of compressor rotor blade resonance induced by wake of inlet probe support[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2021, 42(5): 1002-1012. (in Chinese)
- [18] NG W F, O'BRIEN W F, OLSEN T L. Experimental investigation of unsteady fan flow interaction with downstream struts[J]. *Journal of Propulsion and Power*, 1987, 3(2): 157-163.
- [19] CHIANG H-W D, TURNER M G. Compressor blade forced response due to downstream vane-strut potential interaction[J]. *Journal of Turbomachinery*, 1996, 118(1): 134-142.
- [20] 王豪. 叶片流固耦合模拟方法研究[D]. 北京: 北京航空航天大学, 2020.
WANG Hao. Investigation on fluid-structure interaction simulation of blades[D]. Beijing: Beihang University, 2020. (in Chinese)
- [21] BENRA F K, DOHMEN H J, PEI J, et al. A comparison of one-way and two-way coupling methods for numerical analysis of fluid-structure interactions[J]. *Journal of Applied Mathematics*, 2011, 2011: 1-16.
- [22] KIELB R, CHIANG H W. Recent advancements in turbo-machinery forced response analyses[R]. Reno, US: 30th Aerospace Sciences Meeting and Exhibit, 1992.
- [23] MOFFATT S, HE L. Blade forced response prediction for industrial gas turbines: Part I methodologies[R]. ASME GT2003-38640, 2003.

(编辑: 秦理曼)