

考虑气膜冷却脉动特性的涡轮动叶凹槽状叶顶气动和冷却性能研究

许承天, 李志刚, 李军
(西安交通大学叶轮机械研究所, 710049, 西安)

摘要: 为了深入研究压气机抽取的脉动冷气影响燃气涡轮动叶凹槽状叶顶的流动与冷却特性,采用数值求解三维非稳态雷诺时均 N-S 方程和标准 $k-\omega$ 湍流模型的方法,研究了考虑气膜冷却脉动特性的涡轮动叶凹槽状叶顶的气动和冷却性能。采用正弦函数描述动叶凹槽状叶顶中弧线等间距布置气膜冷却孔的冷气脉动特性,对比研究了 3 种脉动振幅和 5 种脉动频率的动叶凹槽状叶顶气膜冷却有效度和总压损失系数。研究表明:在一个脉动周期内,不同瞬时冷气的穿透能力和附着能力差异显著。气膜冷却冷气吹风比小幅值脉动时,脉动频率的提高改变了叶顶气膜冷却有效度变化曲线的相位,但对整体的冷却效果基本没有影响;冷气吹风比大幅值脉动时,脉动频率的增大略微提高了叶顶冷却性能,并且当脉动频率增大至最大值 2 000 Hz 时,受到延迟反馈效应的影响,脉动周期内气膜冷却有效度的最低值相比 250 Hz 时提高约 50%。高温主流在冷气吹风比大幅值脉动时周期性入侵冷气管路,对叶顶中间弦长和尾缘处的气膜孔结构造成破坏。气膜冷却冷气吹风比低频脉动时,动叶平均总压损失系数以正弦函数规律变化,不同瞬时的总压损失系数差异随冷气吹风比脉动幅值的增大而扩大,同时当脉动频率增加时,不同瞬时之间的总压损失系数差异逐渐缩小。研究工作可为考虑气膜冷却脉动特性影响下动叶叶顶的气热性能分析提供参考。

关键词: 涡轮动叶; 凹槽状叶顶; 气膜冷却; 脉动特性; 冷却性能

中图分类号: V231.1 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtub202205013 **文章编号:** 0253-987X(2022)05-0127-14



OSID 码

Study on Aerodynamic and Cooling Performance of Turbine Blade Squealer Tip with Film Cooling Pulsation Characteristics Considered

XU Chengtian, LI Zhigang, LI Jun
(Institute of Turbomachinery, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: To study how the pulsating coolant extracted from the compressor affect the flow and cooling characteristics of the squealer tip of a gas turbine blade, the aerodynamic and cooling performance of the turbine blade squealer tip with film cooling pulsation characteristics is studied by numerically solving three-dimensional unsteady Reynolds-averaged Navier-Stokes (URANS) equations and using the standard $k-\omega$ turbulence model. Nine film holes are arranged along the middle camber line of the squealer tip at equal intervals, and sinusoidal function is used to describe the discipline of the coolant pulsation. The tip film cooling effectiveness and total pressure loss coefficient are compared and studied at three pulsating amplitudes and five pulsating frequencies. The results show that there are obvious differences in the coolant penetration and

adhesion at different instants in a pulsating cycle. When the coolant blowing ratio fluctuates slightly, the increase of the pulsating frequency changes the phase of the tip film cooling effectiveness curve, but has no effect on the overall cooling performance. However, when the coolant blowing ratio fluctuates greatly, the increase of the pulsating frequency will slightly improve the tip cooling efficiency, and affected by the delayed feedback effect, as the pulsating frequency increases to the maximum value of 2 000 Hz, the lowest value of film cooling effectiveness is increased by about 50% compared to 250 Hz during the pulsation period. The high-temperature mainstream periodically invades the coolant pipeline with the large amplitude pulsation, causing damage to the original structure of the film holes at the tip middle chord and trailing edge. The averaged total pressure loss coefficient follows the law of sinusoidal function when the coolant blowing ratio pulsates with a low frequency, the total pressure loss difference increases at varied instants with the pulsating amplitude enlargement. Meantime, the difference gradually decreases when the pulsating frequency increases. This study can provide the reference for the aerothermal performance analysis of the turbine blade squealer tip with consideration of the film cooling pulsation characteristics.

Keywords: turbine blade; squealer tip; film cooling; pulsation characteristics; cooling performance

目前,随着燃气轮机功率和效率朝着更高更大的方向发展,燃气温度不断提高,燃烧室中心区域产生的热力型 NO_x 增加。为了控制污染物的排放,采用的贫预混燃烧技术令燃烧室出口剖面的径向温度分布变得更加均匀,导致叶顶承受了更高的热负荷,这对流动换热复杂的涡轮动叶叶顶的冷却工作带来巨大的挑战^[1-2]。

目前,气膜冷却是降低叶顶热负荷的主要手段,研究人员对此开展了诸多相关工作。文献[3-4]采用数值方法计算了冷气入射角与吹风比、气膜冷却布局、气膜孔孔径与间距比等参数对动叶叶顶冷却性能的影响。郭嘉杰等数值对比了叶顶不同形状气膜孔的气热性能,指出椭圆气膜孔相比圆形气膜孔具有更加优异的冷却性能^[5]。文献[6-7]发现压力面近叶顶气膜孔的冷气强化了凹槽底部近压力侧的冷却效果,并且在小射流角条件下,采用扩张孔能够提高叶顶肩壁和压力面近顶部的冷却效率。Jiang 等对比 3 种叶顶气膜冷却布局的传热特性,指出沿中弧线布置气膜孔能最大程度得降低叶顶传热系数,而冷气量的提高扩大了高传热区的面积^[8]。文献[9-10]的动叶凹槽状叶顶气热性能的不确定性量化分析显示进口总温、吹风比、叶顶间隙和凹槽深度对叶顶气膜冷却有效度不确定性的贡献均不可忽略。Andreoli 等对凹槽状叶顶的肩壁型线和气膜冷却布局联合进行多目标优化,优化后叶顶热通量降低 65%,气动效率提高 0.65%^[11]。同时研究者也

采用了实验手段对叶顶的冷却性能进行分析。Ul-lah 等利用压敏漆技术研究了冷气密度比对叶顶气膜冷却有效度的影响,结果显示密度比的增大令叶顶的冷气覆盖范围更广^[12]。Vieira 等研究了叶顶实际加工过程中形成的焊缝对于叶顶冷却效率的影响,发现焊缝的存在降低了凹槽深度,凹槽底部气膜冷却有效度因吹风比增大而提高^[13]。

尽管科研人员进行了关于涡轮动叶叶顶几何结构参数、气膜冷却布局、冷气进口参数等相关影响因素的诸多研究工作,但绝大部分工作是基于恒定冷气吹风比的。然而,在燃气轮机实际运行过程中,气膜冷却的冷气来源于压气机的多级抽气,而压气机动静叶之间的干涉作用造成抽取的冷气处于脉动流动状态,气膜冷却的脉动特性令其表现出与恒定冷气流量时截然不同的冷却效果。Ou 等通过叶片前缘冷却的实验研究指出,除气膜孔附近区域外,采用脉动气膜冷却的叶片展向绝热气膜冷却有效度高于采用传统气膜冷却^[14]。这说明在叶片的部分区域引入脉动气膜冷却,可以在冷却性能不被削弱的前提下减小从压气机抽取的冷气流量,进而提高燃机的整机效率,证明了脉动气膜冷却的可操作性。同时在压气机领域,蔡乐提出了利用压气机附面层的非定常震荡抽吸来控制叶栅的气动损失,吸除附面层的低能流体的同时提升了机组变工况适应能力,为脉动气膜冷却的冷气来源提供了一种全新的思路^[15]。陈佳伟等数值研究了不同激励方式下平板

射流的气膜冷却脉动特性,方波激励下的冷气穿透能力更强,而正弦激励下的冷气附着能力更强,并且方波激励和高频正弦激励容易造成燃气入侵气膜孔^[16]。Coulthard 等实验测量了平板上冷气脉动变化对于单排圆形气膜孔下游气膜冷却有效度的影响,发现脉动频率的增大造成起始段在脉冲周期内所占据的时间更长,气膜冷却有效度因冷气的抬升而降低,但当脉动频率增大至测量最大值时,低动量流的出现抑制了冷气的脱落,反而提高了下游的冷却效率^[17-18]。Ke 等利用数值方法发现高吹风比下的冷气流量脉动增大了静叶吸力面的传热系数,减小了压力面的传热系数,而前缘的传热系数对于脉动频率的变化十分敏感,并且流量以正弦波规律变化的冷气相比以方波规律变化的冷气能更好得冷却叶片和抑制高温主流入侵气膜孔^[19-20]。Saracoglu 等指出冷气的脉动变化在高吹风比条件下能更好地减小叶片尾缘损失^[21]。Zheng 等采用数值方法分析了脉动进口流加肋通道的流动换热特性,结果表明整体换热性能随脉动振幅和脉动频率的增大而提高^[22]。Baek 等研究了主流脉动和冷却流脉动的耦合作用对冷却效果的影响,阐释了不同吹风比下主流与冷气脉动频率在相同或不同时,气膜冷却有效度与换热系数随时间的变化规律^[23-24]。尽管科研人员对平板、静叶栅、内部带肋通道等开展了脉动气膜冷却的机理与实际冷却性能的研究,但是目前燃气涡轮第一级动叶叶顶考虑气膜冷却的脉动特性的气动和冷却性能研究仍然较为匮乏,相关的机理研究仍不完善。

气膜冷却的脉动特性对涡轮动叶凹槽状叶顶的气热性能影响显著,尤其是叶顶气膜冷却有效度分布随时间呈现出不同形态。本文基于 GE-E³ 高压涡轮级动叶凹槽状叶顶,采用商用软件 ANSYS CFX 18.0,针对沿凹槽底部中弧线布置的气膜冷却布局开展非定常数值计算,研究了冷气吹风比的脉动振幅和脉动频率对动叶的总压损失系数、叶顶气膜冷却有效度以及高温燃气入侵气膜孔的影响,以期涡轮动叶凹槽状叶顶的脉动气膜冷却相关机理研究与应用提供部分参考。

1 数值方法和计算模型

1.1 数值方法

采用 GE-E³ 高压涡轮级动叶叶顶型线模化的平叶顶叶片进行湍流模型验证,叶片轴向长度为 86 mm,叶高为 122 mm,节距为 91 mm,叶顶间隙为

1.5%叶高,计算边界条件参照 Kwak 的实验,具体数值如表 1^[25]所示。

表 1 平叶顶叶片计算边界条件
Table 1 Calculation boundary conditions for the flat tip blade

位置	边界条件	数值
进口	总温 T_0/K	297
	总压 p_0/kPa	126.9
	湍流强度/%	9.7
	气流角/ $^\circ$	32
出口	静压 p_1/kPa	102.7
壁面	温度 T_w/K	340

传热系数定义为

$$h = \frac{q}{T_w - T_\infty}$$
 (1)

式中: q 为热流量; T_∞ 为主流温度。

图 1 对比了 4 种湍流模型计算得到的叶顶传热系数分布与实验测量值,其中标准 $k-\omega$ 湍流模型和 SST $k-\omega$ 湍流模型的壁面 $Y^+ < 1$,标准 $k-\epsilon$ 湍流模型和 RNG $k-\epsilon$ 湍流模型的壁面 $Y^+ \in (30, 40)$,保证了计算结果的可靠性。标准 $k-\omega$ 湍流模型的叶顶传热系数分布与实验值最接近, $k-\epsilon$ 湍流模型预测的叶顶传热系数相比实验值偏大,而 SST $k-\omega$ 和 RNG $k-\epsilon$ 湍流模型的叶顶高传热系数区与实验值相比明显不同,预测叶顶传热需要对边界层流动进行精确计算。

标准 $k-\epsilon$ 湍流模型边界层的求解应用了壁面函

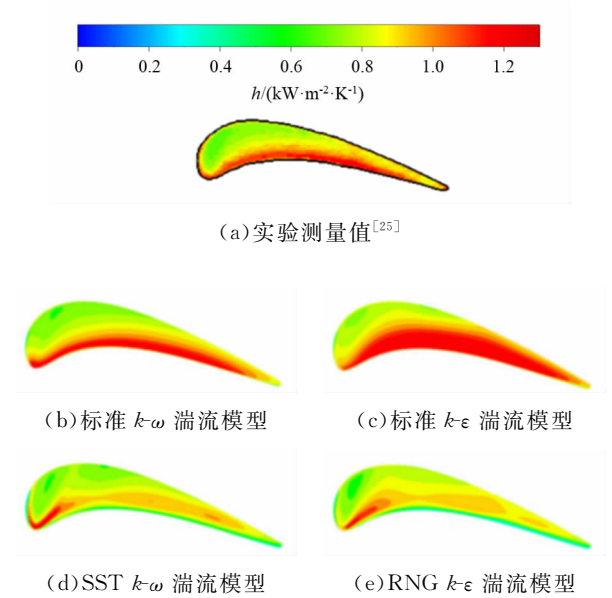


图 1 4 种湍流模型的叶顶传热系数分布和实验值的对比
Fig.1 Comparison of tip heat transfer coefficient contours among four turbulence models and experimental data

数,导致计算结果的湍流强度过高,高传热区面积远大于实验值。综合对比发现,标准 $k-\omega$ 湍流模型能最为准确地对涡轮动叶叶顶传热进行预测,因此采用标准 $k-\omega$ 湍流模型进行脉动气膜冷却的数值研究。

1.2 计算模型

GE-E³ 高压涡轮级由 46 个静叶和 76 个动叶组成,表 2 给出了动叶和静叶的几何结构参数。基于 1%叶高叶顶间隙和 2%叶高凹槽深度的动叶,沿凹槽底部中弧线等间距布置 9 个孔径 D 为 0.5 mm 的气膜孔,气膜孔倾角为 0°保证冷气垂直出流。图 2 给出了 ICEM 生成的动叶叶顶结构化网格,O-Block 提高了气膜孔和叶片壁面附近的网格质量,同时壁面附近的第一层网格厚度设置为 0.001 mm,以保证壁面 $Y^+ < 1$ 。

表 2 GE-E³ 涡轮级几何结构参数^[25]

Table 2 Geometrical parameters of GE-E ³ turbine stage		
叶片	几何参数	数值
静叶	数目	46
	轴向弦长 $C_{ax,1}/\text{mm}$	33.8
	叶高 H_1/mm	42.704
动叶	数目	76
	轴向弦长 $C_{ax,2}/\text{mm}$	28
	叶高 H_2/mm	42.28
	叶顶间隙 S/mm	0.424
	凹槽深度 h_s/mm	0.8

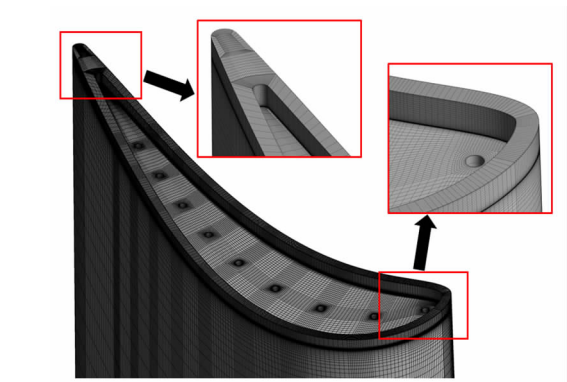


图 2 动叶凹槽状叶顶结构化网格

Fig. 2 Structural grid of the squealer tip blade

表 3 给出了 GE-E³ 涡轮级的计算边界条件,为了减小计算量,选取一只动叶和静叶采用单通道模型进行数值计算,通道两侧设置为旋转周期性边界,动静交界面采用 CFX 的混合平面法。

表 3 GE-E³ 涡轮级计算边界条件^[25]

Table 3 Calculation boundary conditions for GE-E³ turbine stage

位置	边界条件	数值
进口	总压 p_0/kPa	344.74
	总温 T_0/K	712.08
	气流角/ $^\circ$	0
	湍流强度/%	10
出口	静压 p_1/kPa	141.44
壁面	热流条件	绝热
	动叶转速/ $(\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$	8 450
冷气	进口温度 T_c/K	295
	单个气膜孔的恒定流量 $m_c/(\text{kg} \cdot \text{s}^{-1})$	3.75×10^{-5}

冷气吹风比定义为

$$M = \frac{\rho_c v_c}{\rho_m v_m} \tag{2}$$

式中: ρ_c 和 v_c 为冷气进口的密度和速度; ρ_m 和 v_m 为主流的密度和速度,采用动叶进口的面平均密度和速度替代。

稳态工况下,冷气流量保持 $3.75 \times 10^{-5} \text{ kg/s}$ 不变,对应的吹风比为 0.965。为了探究冷气的脉动特性对叶顶气动和冷却性能的影响,参考了相关脉动气膜冷却的研究^[14,17,22],选用正弦函数描述冷气脉动流量 $m_{c,\text{uns}}$,其表达式为

$$m_{c,\text{uns}} = m_c(1 + A\sin(2\pi ft)) \tag{3}$$

式中: A 为冷气脉动振幅; f 为冷气脉动频率。

冷气流量的脉动振幅 A 和频率 f 的数值选取参考了陈伟佳的平板脉动冷却^[16]、Ke 的静叶栅脉动冷却^[19-20] 以及蔡乐的压气机附面层非定常抽吸^[15] 等研究内容。表 4 给出了所选取典型的 3 种脉动振幅和 5 种脉动频率,其中 5 种脉动频率由低到高所对应的无量纲斯特劳哈尔数 $St = fD/U_\infty$ 为 7.1×10^{-4} 、 1.42×10^{-3} 、 2.84×10^{-3} 、 4.25×10^{-3} 、 5.67×10^{-3} ,3 种脉动振幅由低到高所对应的冷气吹风比的变化范围分别为 0.77~1.16、0.48~1.45 和 0.19~1.74。由于冷气吹风比与冷气流量的表达式均包含 $\rho_c v_c$ 项,同样采用正弦函数描述冷气脉动吹风比 $M_{\text{uns}} = M(1 + A\sin(2\pi ft))$,其中脉动振幅 A 仍为 0.2、0.5 和 0.8,因此可以认为 A 既是冷气流量的脉动振幅,也是冷气吹风比的脉动振幅。图 3 给出了 $A=0.2$ 时单个气膜孔的冷气进口流量随时间的变化曲线。

表 4 脉动气膜冷却计算工况

Table 4 Pulsating film cooling calculation conditions	
f/Hz	A
250	0.2, 0.5, 0.8
500	0.2, 0.5, 0.8
1 000	0.2, 0.5, 0.8
1 500	0.2, 0.5, 0.8
2 000	0.2, 0.5, 0.8

通过求解三维非稳态雷诺时均纳维-斯托克斯方程以获取流场的压力温度等参数。对流项和湍流项采用高精度格式离散,每个脉动周期内设置 60 个时间步,每个时间步内迭代 10 次,保证残差为 10^{-5} 数量级。同时,在动叶叶顶附近设置了 6 个监测点,发现在 3 个脉动周期后,监测点的温度和压力呈现周期性变化,认为计算达到稳定状态。在一个脉动周期内等间隔选取 12 个时刻进行重点分析,见图 3。

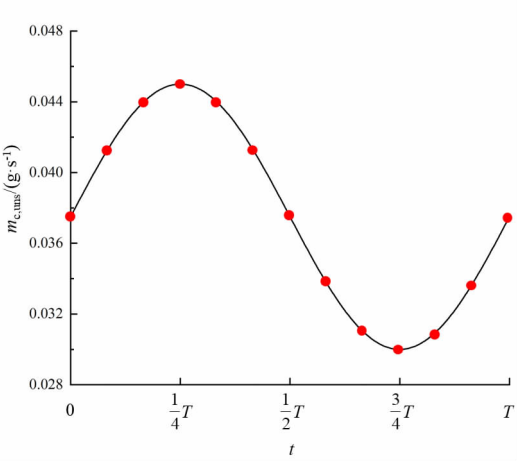


图 3 $A=0.2$ 时 $m_{c,uns}$ 的变化规律
Fig. 3 Law of $m_{c,uns}$ for $A=0.2$

在恒定冷气吹风比的条件下开展网格无关性分析,定义气膜冷却有效度为

$$\eta = \frac{T_{aw} - T_{\infty}}{T_c - T_{\infty}} \tag{4}$$

式中 T_{aw} 为绝热壁面温度。

表 5 给出了冷气吹风比不变时 4 套不同网格的叶顶平均气膜冷却有效度,随着网格数的增加,平均气膜冷却有效度逐渐减小,并且减小程度放缓,640 万网格数与 480 万网格数的计算结果相对误差为 0.86%,认为当网格数为 640 万时可以达到网格无关性,后续均采用 640 万的网格开展数值计算。

表 5 4 套不同网格的叶顶平均气膜冷却有效度

Table 5 Averaged tip film cooling effectiveness of four different grids	
网格数/万	$\bar{\eta}$
320	0.137 091
480	0.132 050
640	0.131 009
800	0.130 224

2 结果分析与讨论

2.1 流场型态

图 4 给出了冷气吹风比保持 0.965 不变时叶顶的流场结构以及 4 个典型截面的涡系结构示意图。

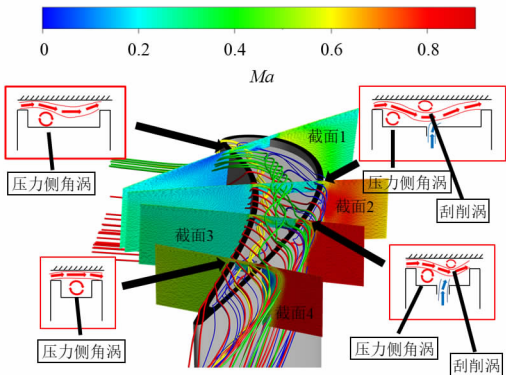


图 4 恒定吹风比时叶顶的流场结构
Fig. 4 Tip flow field structure at constant blowing ratio

由图 4 可知,从叶顶前缘进入凹槽内部的泄漏流发展形成压力侧角涡。同时,在机匣与叶顶的相对运动和两侧压差的作用下,从压力侧前缘处进入间隙的泄漏流在 20% 轴向弦长处形成刮削涡,刮削涡和压力侧角涡两者控制了凹槽内部流动结构;当刮削涡在 70% 轴向弦长处从吸力侧离开叶顶后,凹槽内部流动由压力侧角涡主导。叶顶泄漏流的流动形态以 70% 轴向弦长为分界线,20%~70% 轴向弦长间压力侧的泄漏流以“S”形经过凹槽内部的压力侧角涡和刮削涡,如图 4 的截面 2、3 所示;70% 轴向弦长后泄漏流被压力侧角涡推出凹槽,如图 4 的截面 4 所示。叶顶冷气根据其流向可大致分为 3 类:第 1 个气膜孔的冷气受到前缘泄漏流的冲击,向压力侧和吸力侧扩散;第 2~5 个气膜孔的冷气跟随泄漏流向吸力侧流动;最后 3 个气膜孔的冷气在压力侧角涡的压制下,紧贴凹槽底部向下游流动。

当冷气吹风比脉动变化时,由于冷气流与叶顶泄漏量差距较大,冷气吹风比的改变无法对叶顶涡

系结构产生显著影响,但是不同时刻的叶顶冷气流线分布存在差异。以 $f=250\text{ Hz}$ 、 $A=0.8$ 的工况为例,图 5 给出了该工况下不同瞬时的叶顶冷气流线分布。

由图 5 可知: $\frac{1}{2}T$ 和 T 时的冷气吹风比与稳态工况一致,叶顶冷气流线分布相似; $\frac{1}{4}T$ 时冷气吹风比增大,穿透能力增强,冷气抬升离开叶顶表面后冲击至机匣顶部并附着于机匣表面流动,导致部分冷气被刮削涡所卷吸; $\frac{3}{4}T$ 时冷气吹风比减小,附着能力增强,第 1 个气膜孔的冷气没有向吸力侧扩散,几乎全被压力侧角涡卷吸,第 2~5 个气膜孔的冷气附着于凹槽底部流动;相比另外 3 个瞬时, $\frac{3}{4}T$ 时的冷气向下游发展时更加集中,从吸力侧离开叶顶的位置更靠近尾缘。

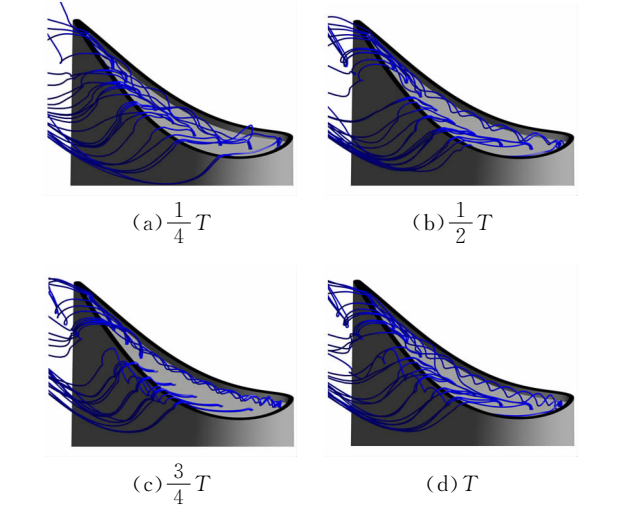


图 5 4 个瞬时的叶顶冷气流线分布
Fig. 5 Tip coolant streamline distribution at four instants

2.2 冷却性能

2.2.1 脉动频率对冷却性能的影响

冷气流动特征决定了叶顶气膜冷却有效度分布,根据叶顶气膜冷却有效度变化规律的不同,将 250 Hz 和 500 Hz 归为低频脉动,而将 1 000 Hz、1 500 Hz 和 2 000 Hz 归为高频脉动。

图 6 给出了冷气吹风比低频脉动条件下 3 种脉动振幅的叶顶平均气膜冷却有效度随时间的变化曲线。表 6 给出了冷气吹风比低频脉动工况的叶顶平均气膜冷却有效度时均值。在前半个周期内,0.2 脉动振幅的气膜冷却有效度基本保持不变,在后半周期内略有降低,整个周期内呈现类似正弦函数的

变化趋势,时均值与定常值仅相差 1%;0.5 和 0.8 脉动振幅在前半周期内气膜冷却有效度先增后减再增, $\frac{1}{4}T$ 时达到最小值,而在后半周期内先减后增, $\frac{3}{4}T$ 附近达到最小值,整体上叶顶平均气膜冷却有效度变化曲线呈“W”形状,随脉动振幅增大,叶顶冷却有效度的时均值有明显下降。

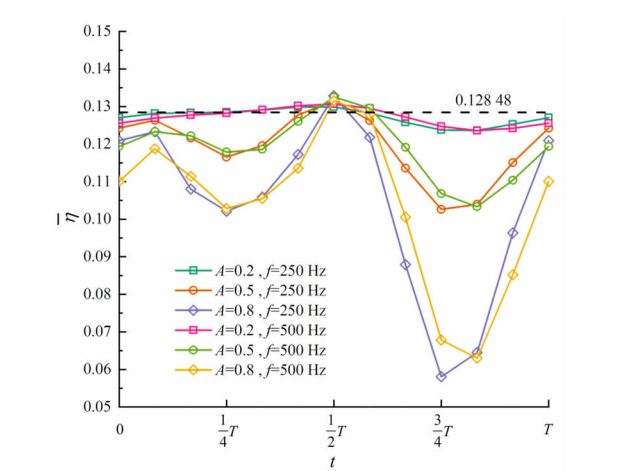


图 6 低频脉动的叶顶平均气膜冷却有效度变化曲线
Fig. 6 Curve of the averaged tip film cooling effectiveness for low-frequency pulsation

表 6 低频脉动的叶顶气膜冷却有效度时均值
Table 6 Time-averaged tip film cooling effectiveness value for low-frequency pulsation

f/Hz	A	$\bar{\eta}_t$
250	0.2	0.127 13
	0.5	0.118 93
	0.8	0.102 97
500	0.2	0.127 15
	0.5	0.118 10
	0.8	0.103 11

由于 $\frac{1}{4}T$ 和 $\frac{3}{4}T$ 时不同脉动振幅的气膜冷却有效度差距较大,选取上述两个冷气吹风比变化的拐点时刻进行分析,图 7 给出了 3 种脉动振幅在 $f=250\text{ Hz}$ 条件下, $\frac{1}{4}T$ 、 $\frac{3}{4}T$ 以及恒定冷气吹风比时的叶顶气膜冷却有效度分布。

由图 7 可知,冷气吹风比恒定时前 2 个气膜孔的冷气在凹槽内部向下游扩散,有效冷却了叶顶前缘,而第 3~6 个气膜孔的冷气跟随泄漏流向吸力侧流动,未能覆盖近压力侧的中间弦长区域,最后 3 个

气膜孔的冷气受到压力侧角涡的压制,叶顶尾缘得到了良好冷却。

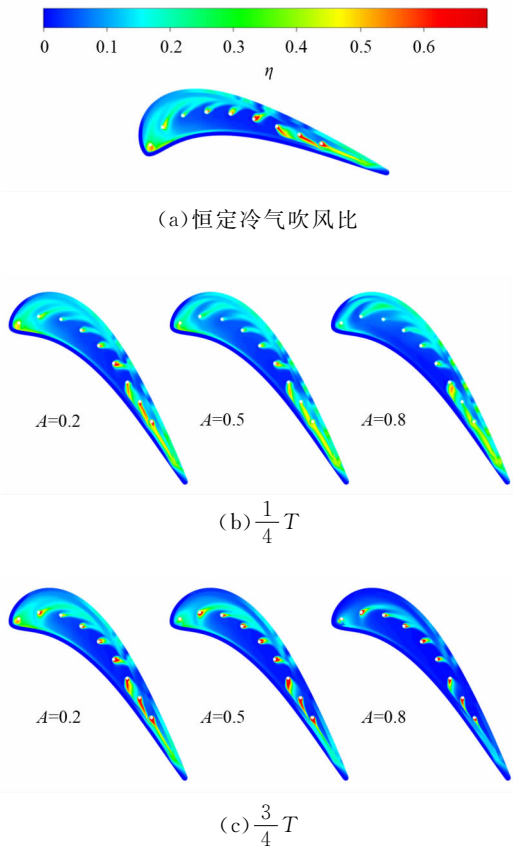


图 7 稳态以及 2 个瞬时叶顶气膜冷却有效度分布
Fig. 7 Steady-state and two instantaneous tip film cooling effectiveness distributions

在冷气吹风比低频脉动的情况下, $\frac{1}{4}T$ 时冷气动量的增大令其脱离叶顶表面流动, 特别是当 $A=0.5, 0.8$ 时, 叶顶前缘气膜孔的冷气远离叶顶表面且提前偏向吸力侧间壁, 未能在凹槽内部向下游充分扩散, 导致前缘的气膜冷却有效度随脉动振幅的增大而降低, 如图 7(b) 所示, 然而前缘吸力侧间壁顶部的气膜冷却有效度却因冷气的提前覆盖而增大。0.2 脉动振幅 $\frac{3}{4}T$ 时的气膜冷却有效度相比 $\frac{1}{4}T$ 时变化不大, 然而随着脉动振幅增大, 冷气吹风比下降, 动量降低令冷气的附着能力增强, 气膜孔周围的冷却效率较高, 受制于冷气流量过小, 冷气无法向距离气膜孔较远的下游区域扩散并冷却, 叶顶气膜冷却有效度随脉动振幅的增大急剧下降, 如图 7(c) 所示。0.8 脉动振幅 $\frac{3}{4}T$ 时气膜冷却有效度仅为定常值的 45%, 冷气无法对叶顶有效冷却。综合

分析显示, 冷气吹风比小幅值低频脉动对于动叶叶顶冷却的影响不大, 但脉动振幅增大后, $\frac{1}{4}T$ 和 $\frac{3}{4}T$ 时冷气吹风比过大和过小, 叶顶冷却效率大幅度下降。

虽然 $\frac{1}{2}T$ 和 T 时的冷气吹风比相同, 但实际叶顶流场的响应速度有限, 叶顶气膜冷却有效度对冷气吹风比的脉动变化具有延迟反馈的特点。 $\frac{1}{2}T$ 时的叶顶气膜冷却有效度事实上并非由该瞬时刚从气膜孔喷出的冷气所形成, 而应该对应着 $\frac{1}{2}T$ 之前一段时间内的冷气吹风比。由于冷气量遵循正弦函数规律变化, $\frac{1}{2}T$ 时实际对应的冷气吹风比大于 T 时, 导致两个瞬时的气膜冷却有效度的差异; 同时, 延迟反馈效应也造成了 T 时即便 3 种脉动振幅的冷气吹风比相同, 但叶顶气膜冷却有效度仍依次降低。在冷气脉动变化时, 叶顶气膜冷却有效度并不简单取决于冷气吹风比变化, 同时还需关注脉动频率高低带来的不同强度的延迟反馈效应。

图 8 给出了冷气吹风比高频脉动条件下不同脉动振幅的叶顶平均气膜冷却有效度随时间的变化曲线, 而表 7 给出了冷气吹风比高频脉动的叶顶平均气膜冷却有效度时均值。 $0 \sim \frac{1}{4}T$ 和 $\frac{3}{4}T \sim T$ 两个时间段内的气膜冷却有效度变化趋势与低频脉动不同, 特别当冷气吹风比大幅值脉动时, 叶顶冷却效率的整体变化趋势逐渐从低频的“W”形状转变为高频的倒“V”形状; 然而, 叶顶平均气膜冷却有效度时均

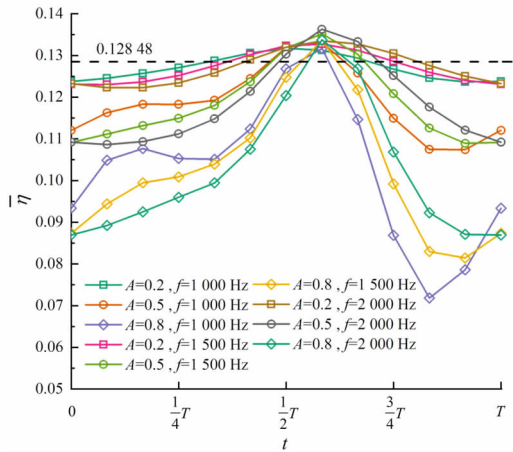


图 8 高频脉动的叶顶平均气膜冷却有效度变化曲线
Fig. 8 Curve of the averaged tip film cooling effectiveness for high-frequency pulsation

值随脉动振幅增大而降低的规律并没有因频率增大而改变。

表 7 高频脉动的叶顶平均气膜冷却有效度时均值
Table 7 Time-averaged tip film cooling effectiveness value for high-frequency pulsation

f/Hz	A	$\bar{\eta}_t$
1 000	0.2	0.127 18
	0.5	0.119 14
	0.8	0.103 45
1 500	0.2	0.127 18
	0.5	0.119 23
	0.8	0.103 63
2 000	0.2	0.127 17
	0.5	0.119 21
	0.8	0.103 55

冷气从气膜孔中喷出后需要一定时间扩散至叶顶表面,时间的长短取决于冷气流速的高低,冷气吹风比的变化并不能立刻对叶顶冷却效率造成影响,这是叶顶脉动气膜冷却具有延迟反馈特点的根本原因。随着脉动频率提高,冷气吹风比变化加快,然而冷气离开叶顶需要的时间不变,导致同一时刻叶顶气膜冷却有效度对冷气吹风比变化的延迟反馈更加明显,因而 3 种脉动振幅 T 瞬时的气膜冷却有效度差异随脉动频率增大而扩大。

同样选取不同脉动振幅的叶顶冷却效率差异较大的时刻进行分析,图 9 给出了 $f=2\,000\text{ Hz}$ 时不同脉动振幅在不同瞬时叶顶气膜冷却有效度分布。

由图 9 可知, $t=0$ 时冷气初速度不高,较强的延迟反馈效应使 $0\sim\frac{1}{4}T$ 时间段内的叶顶气膜冷却有效度受到 $\frac{3}{4}T\sim T$ 内冷气吹风比增大的影响,因此当冷气吹风比大幅值高频脉动时, $0\sim\frac{1}{4}T$ 时间段内没有出现低频脉动时叶顶气膜冷却有效度随时间下降的情况。根据延迟反馈效应的特点, T 时脉动振幅越大,该时刻所对应的实际吹风比越低,冷气量的不足令 T 时 $A=0.8$ 的叶顶前缘以及凹槽尾部的冷却效果明显降低,如图 9(c) 所示。 $\frac{1}{4}T$ 时冷气初速度的提高使延迟反馈效应减弱,但该瞬时 0.8 脉动振幅的冷气附着能力较弱, $0\sim 70\%$ 轴向弦长间的叶顶气膜冷却有效度低于 0.2 脉动振幅,而叶顶尾缘的气膜冷却有效度因最后 3 个气膜孔的冷气受到

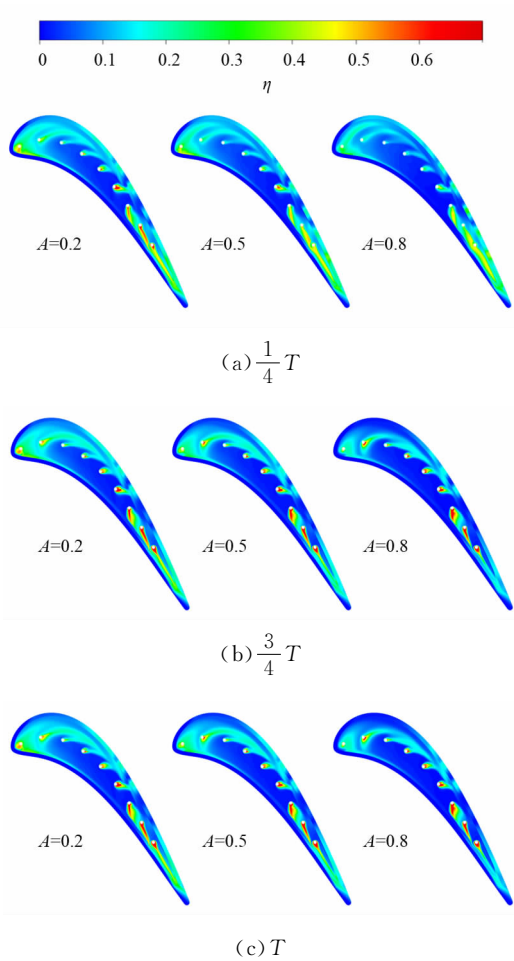


图 9 3 个瞬时的叶顶气膜冷却有效度分布
Fig. 9 Three instantaneous tip film cooling effectiveness distributions

压力侧角涡的压制堆积于凹槽内部,3 种脉动振幅叶顶尾缘的冷却效率相差不大,如图 9(a) 所示。对于 $\frac{3}{4}T\sim T$ 时间段,由于后半周期冷气初速较低,延迟反馈效应增强,气膜冷却有效度受到 $\frac{1}{2}T\sim\frac{3}{4}T$ 内冷气吹风比减小的影响,因此当脉动频率为 $2\,000\text{ Hz}$ 时,叶顶气膜冷却有效度随时间仍然保持逐渐减小的趋势。脉动频率的提升令延迟反馈增强,在 $\frac{3}{4}T$ 前一段时间内的冷气尚未离开叶顶,凹槽内部吸力侧冷气的堆积弥补了低冷气量所带来的气膜冷却有效度的下降。当 $f=2\,000\text{ Hz}$ 时, $\frac{3}{4}T$ 时 $A=0.8$ 的气膜冷却有效度与 $A=0.2, 0.5$ 的差距相比 $f=250\text{ Hz}$ 时缩小。冷气吹风比小幅值高频脉动对于叶顶气膜冷却有效度的提升没有帮助,同时脉动振幅的增加,叶顶整体冷却效率呈减小趋势,但是部

分时间段内叶顶气膜冷却有效度的变化规律因脉动频率的变化而改变。

2.2.2 脉动频率对冷却性能的影响

图 10 给出了冷气吹风比小幅值($A=0.2$)脉动时 5 种脉动频率的叶顶平均气膜冷却有效度变化曲线,表 8 给出了上述脉动工况的叶顶平均气膜冷却有效度时均值。

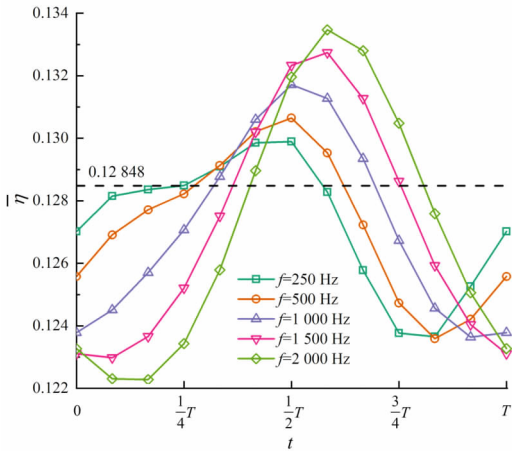


图 10 小幅值脉动时叶顶平均气膜冷却有效度变化曲线
Fig. 10 Curve of the averaged tip film cooling effectiveness for small-amplitude pulsation

表 8 小幅值脉动时叶顶平均气膜冷却有效度时均值
Table 8 Time-averaged tip film cooling effectiveness value for small-amplitude pulsation

f/Hz	$\bar{\eta}_t$
250	0.127 13
500	0.127 15
1 000	0.127 18
1 500	0.127 18
2 000	0.127 18

在冷气小幅值脉动下,叶顶气膜冷却有效度呈现出类正弦函数的变化趋势;不同脉动频率的时均值基本相同,与定常值相差微小。这表明脉动振幅较小时,叶顶冷却效率对冷气流量的输入波形具有较高的保真性,叶顶整体冷却性能受脉动频率的影响甚微,但不同脉动频率的曲线具有相位差,脉动频率提高引起延迟反馈效应增强,气膜冷却由有效度曲线向右偏移。同时,冷气高频脉动时,由于 $\frac{1}{4}T$ 时气膜孔喷出大量冷气, $\frac{1}{2}T$ 时这部分冷气受到延迟反馈的影响尚未完全离开叶顶,相比低频脉动时冷

气能更好地覆盖叶顶,曲线的峰值略有增加。

图 11 给出了冷气吹风比大幅值($A=0.8$)脉动时 5 种脉动频率的叶顶平均气膜冷却有效度变化曲线,与小幅值脉动不同的是,叶顶冷却效率曲线随脉动频率增大并不简单是各条曲线间存在不同的相位差。 $0\sim\frac{1}{4}T$ 和 $\frac{3}{4}T\sim T$ 两个时间段内不同脉动频率的气膜冷却有效度变化规律截然不同,前者虽然因延迟反馈效应由随时间减小变为随时间增大,然而 $\frac{3}{4}T\sim T$ 时间段内较低的冷气吹风比造成高频脉动下 $0\sim\frac{1}{4}T$ 内叶顶冷却效率相比低频脉动时更低,后者受到 $\frac{1}{2}T\sim\frac{3}{4}T$ 时间段内的冷气吹风比下降的影响, $\frac{3}{4}T\sim T$ 时间段内的叶顶冷却效率并没有因冷气量的增大而迅速提高。 $\frac{1}{4}T\sim\frac{3}{4}T$ 时间段内的气膜冷却有效度曲线因延迟反馈效应向右偏移,但后半段内冷气初速更低,因而向右偏移的幅度更大。值得注意的是,由于脉动振幅的增大,冷气脱离壁面流动导致即便 $\frac{1}{2}T$ 时叶顶存在前一段时间内的冷气残留,叶顶平均气膜冷却有效度的峰值也基本不变。

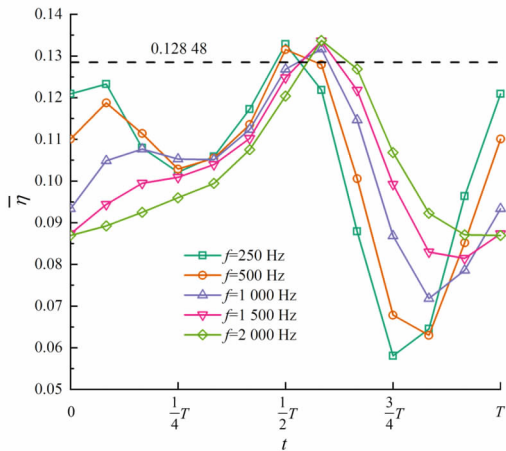


图 11 大幅值脉动时叶顶平均气膜冷却有效度变化曲线
Fig. 11 Curves of the averaged tip film cooling effectiveness for large-amplitude pulsation

表 9 给出了冷气吹风比大幅值脉动工况下不同脉动频率的叶顶气膜冷却有效度时均值。虽然脉动频率的提高对于整体冷却性能的提升不大,2 000 Hz 的叶顶气膜冷却有效度时均值相比 250 Hz 仅提高 0.6%,但是在整个脉动周期内,叶顶气膜冷却

表 9 大幅值脉动时叶顶平均气膜冷却有效度
时均值

Table 9 Time-averaged tip film cooling effectiveness value
for large-amplitude pulsation

f/Hz	$\bar{\eta}_t$
250	0.102 97
500	0.103 11
1 000	0.103 45
1 500	0.103 63
2 000	0.103 56

有效度的最小值从 $f=250\text{ Hz}$ 的 0.058 07 提高至 $f=2\,000\text{ Hz}$ 的 0.086 94, 这对于冷气脉动工况下提高极端情况下叶顶的冷却性能有着积极的意义。本文计算模型的冷气出口与凹槽底部距离较小, 延迟反馈效应已有所弱化, 实际运行机组从压气机抽取的冷气需要经过较长的管路输送至涡轮叶片的冷气腔中, 叶顶气膜冷却有效度对冷气吹风比变化的延迟反馈将更加明显。

2.2.3 燃气对气膜孔的入侵

根据冷气吹风比周期性变化的特点, 脉动气膜冷却还需要特别关注高温主流对气膜孔的入侵, 特别当冷气吹风比减小时, 高温燃气如果入侵气膜孔, 将损坏气膜孔的结构, 影响叶顶的整体冷却效果。选取 $f=250\text{ Hz}$ 条件下 3 种脉动振幅的工况作为研究对象, 以第 1、5 和 8 个气膜孔分别代表叶顶前缘、中间弦长和凹槽尾部区域的气膜孔。图 12 给出 $\frac{3}{4}T$ 时上述工况的 3 个气膜孔截面的温度和速度矢

量分布, 其中截面的法向与主流方向一致。

由图 12 可知, 当 $A=0.2$ 时, 叶顶不同区域气膜孔的冷气穿透高温泄漏流的能力存在巨大差异: 叶顶前缘的泄漏流流速相对较低, 凹槽内部的压力侧角涡尚未完全形成, 冷气能穿透压力侧角涡到达间壁顶部的高度, 有效降低了前缘凹槽内部的温度; 叶顶中间弦长区域气膜孔的冷气受到以“S”形经过刮削涡和压力侧角涡的泄漏流冲击, 冷气偏向吸力侧流动; 凹槽尾部气膜孔的冷气受到完全占据凹槽内部的压力侧角涡压制, 冷气穿透能力较低, 并且偏向压力侧流动。随着脉动振幅的增大, 3 个区域的冷气穿透泄漏流的能力均有减弱, 特别当 $A=0.8$ 时, $\frac{3}{4}T$ 时冷气吹风比最小; 截面 2 的高温泄漏流对冷气的冲击更强, 在气膜孔管路靠近压力侧区域, 高温主流部分入侵冷气管路; 截面 3 的高温主流在压力侧角涡的带动下, 从吸力侧侵入冷气管路, 如图 12 中黑色虚线所圈区域所示; 截面 1 则未发生类似的入侵现象, 说明在冷气吹风比以大幅值脉动时, 叶顶中间弦长及尾缘区域的气膜孔在冷气吹风比波动时会出现燃气周期性入侵冷气管路, 破坏气膜孔原有结构, 在设计时需要重点关注。

为了进一步探究冷气脉动频率的高低对燃气入侵的影响, 图 13 给出了 $f=2\,000\text{ Hz}$ 时上述 3 个截面的温度及速度矢量分布。与图 12 对比发现, 在脉动振幅均为 0.8 时, 高温泄漏流对冷气管路的入侵情况基本相似, 截面 2 和 3 均出现了主流入侵的现象, 但脉动频率更高时凹槽内部温度更低, 原因是之前所提到的延迟反馈效应。

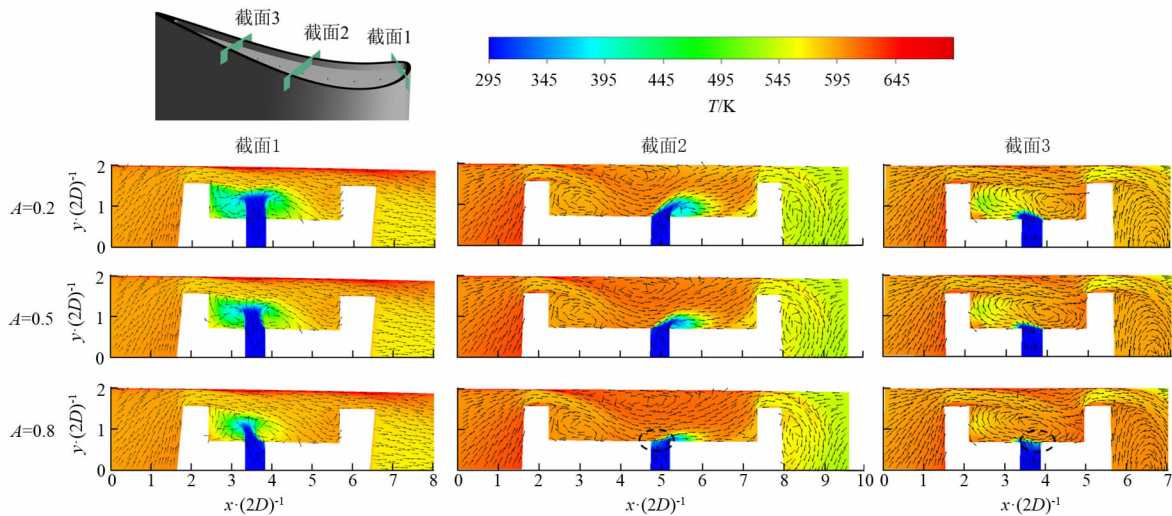


图 12 不同脉动振幅时 3 个截面温度及速度矢量分布

Fig. 12 Temperature and velocity vector distribution of three cross-sections with different pulsating amplitudes

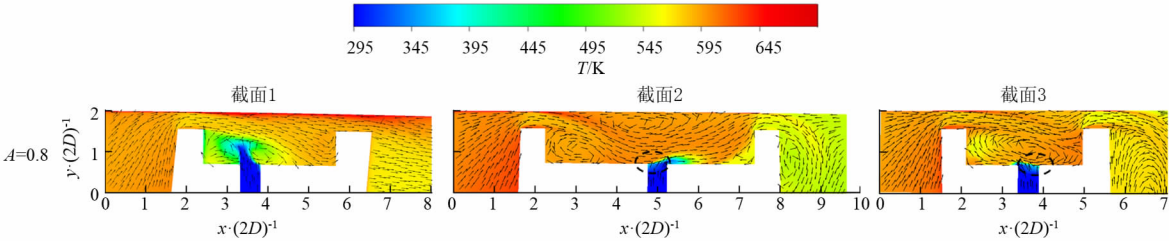


图 13 $f=2\,000\text{ Hz}$ 时 3 个截面的温度及速度矢量分布

Fig. 13 Temperature and velocity vector distribution of three cross-sections when $f=2\,000\text{ Hz}$

2.3 气动性能

为了研究冷气的脉动参数对涡轮动叶气动性能的影响,定义总压损失系数为

$$C_{pt} = \frac{p_{\text{ref}} - p_{\text{total}}}{p_{\text{ref}} - p} \tag{5}$$

$$p_{\text{ref}} = \frac{m_{\text{main}} p_{\text{total},1} + \sum_{i=1}^9 m_{ci} p_{\text{total},ci}}{m_{\text{main}} + \sum_{i=1}^9 m_{ci}} \tag{6}$$

式中: p_{total} 为动叶尾缘 8 mm 处截面的总压; p 为动叶尾缘 8 mm 处截面的静压; m_{main} 为动叶通道的进口流量; $p_{\text{total},1}$ 为动叶通道的进口平均总压; m_{ci} 为第 i 个气膜孔的冷气流量; $p_{\text{total},ci}$ 为第 i 个气膜孔冷气的进口平均总压。

图 14 给出了 $f=250\text{ Hz}$ 条件下 3 种脉动振幅在 4 个瞬时的平均总压损失系数。为了更清晰地展现叶顶泄漏涡造成的总压损失,图 15 给出了上述工况的 80%~100% 相对叶高内 4 个瞬时的总压损失系数沿叶高的分布曲线。脉动气膜冷却的存在令叶顶泄漏量随时间变化,脉动振幅增大, $\frac{1}{4}T$ 时冷气吹

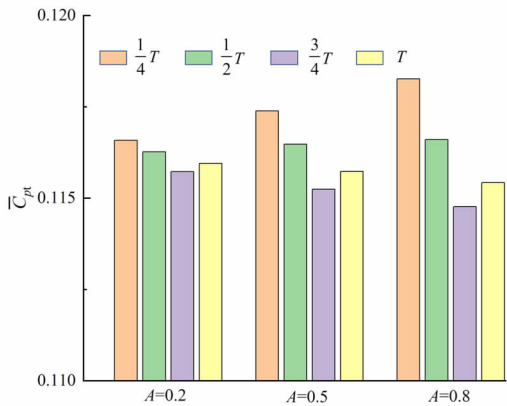
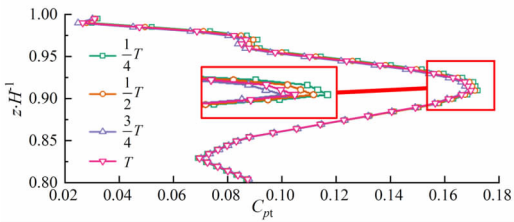
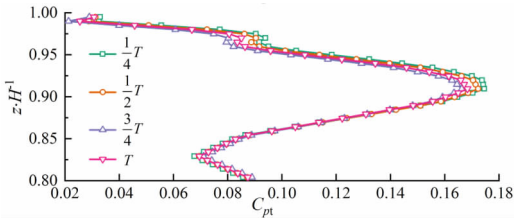


图 14 $f=250\text{ Hz}$ 时 4 个瞬时的平均总压损失系数

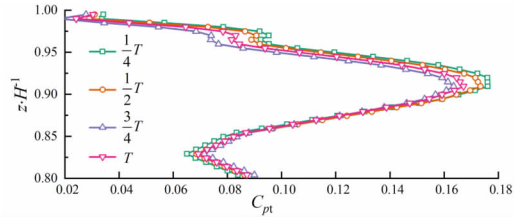
Fig. 14 Four instantaneous averaged total pressure loss coefficients as $f=250\text{ Hz}$



(a) $A=0.2$



(b) $A=0.5$



(c) $A=0.8$

图 15 $f=250\text{ Hz}$ 时 4 个瞬时的总压损失系数沿叶高分布曲线

Fig. 15 Four instantaneous total pressure loss coefficient span-wise distribution as $f=250\text{ Hz}$

风比增加,泄漏涡得到强化,而 $\frac{3}{4}T$ 时则相反,泄漏涡得到削弱,因此 4 个瞬时的平均总压损失系数的差异随冷气吹风比脉动振幅的增大而扩大。在一个完整脉动周期内,总压损失系数的变化规律与冷气吹风比变化相对应,呈现类正弦函数的脉动变化趋势,不过 T 时的总压损失略低于 $\frac{1}{2}T$ 时,表明泄漏涡造成的总压损失对于冷气吹风比的脉动变化同样存在延迟反馈的特点。3 种冷气吹风比脉动振幅在

4个瞬时的平均总压损失系数的最大值与最小值之间的相对偏差为0.74%、1.86%和3.04%，可以认为脉动振幅达到0.5时，冷气脉动才会对气动性能产生较为显著的影响，过低的脉动振幅对动叶总压损失的影响有限。

由于 $A=0.8$ 时不同瞬时的平均总压损失系数差异最明显，因此图16对比了 $A=0.8$ 条件下3种脉动频率在4个瞬时的平均总压损失系数，而图17给出对应工况的80%~100%相对叶高范围内4个瞬时的总压损失系数沿叶高的分布曲线。脉动频率增大， $\frac{1}{4}T$ 时的平均总压损失系数减小，而 $\frac{3}{4}T$ 时的平均总压损失系数增大，4个瞬时间总压损失系数的差距逐渐被抹平，因为冷气吹风比脉动频率的提高同样使总压损失对冷气流变化产生了延迟反馈。当脉动频率为1 000 Hz和2 000 Hz时，图17(b)和(c)中 $\frac{1}{4}T$ 时总压损失系数最大， $\frac{3}{4}T$ 时则最小，与图16中显示的平均总压损失系数最大和最小值对应的时刻不同。这可能是因为冷气脉动幅值较大时，通道涡所造成的总压损失也随时间发生改变，影响了总压损失系数的面平均值，但是图16和17中脉动频率改变带来的总压损失的变化趋势是一致的。

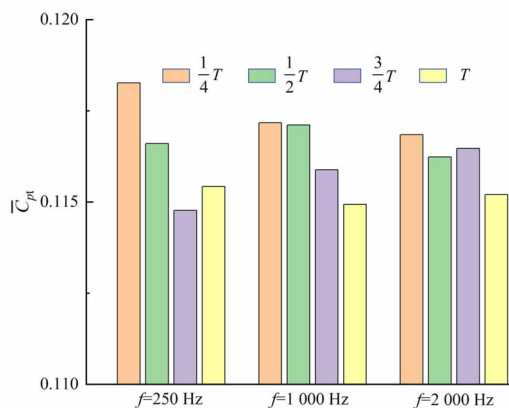
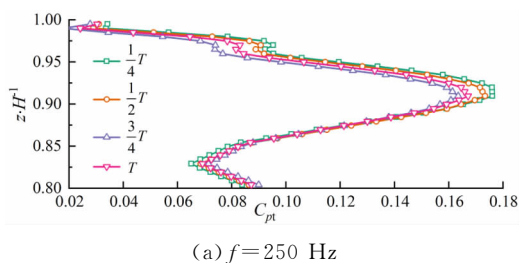
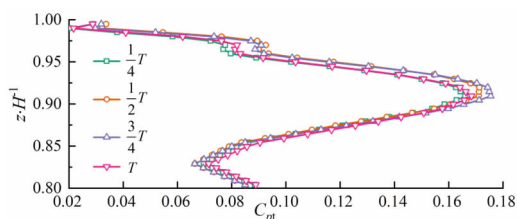


图16 $A=0.8$ 时4个瞬时的平均总压损失系数

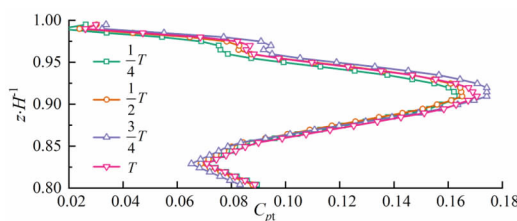
Fig. 16 Four instantaneous averaged total pressure loss coefficients as $A=0.8$



(a) $f=250$ Hz



(b) $f=1\ 000$ Hz



(c) $f=2\ 000$ Hz

图17 $A=0.8$ 时4个瞬时的总压损失系数沿叶高分布曲线

Fig. 17 Four instantaneous total pressure loss coefficient span-wise distribution as $A=0.8$

3 结论

本文采用数值方法研究了考虑气膜冷却脉动特性的涡轮动叶凹槽状叶顶的气动和冷却性能，对比分析了气膜冷却的冷气吹风比不同脉动振幅和频率下的动叶叶顶的气膜冷却有效度和总压损失系数，并关注了高温主流对叶顶气膜孔的入侵情况，得到以下结论。

(1)动叶叶顶的流场结构基本不受气膜冷却的冷气吹风比脉动特性的影响，但不同瞬时的冷气因吹风比的改变，冷气穿透能力和附着能力存在明显差异。

(2)冷气吹风比的脉动振幅与频率对叶顶气膜冷却有效度的影响极为显著，脉动振幅主要通过冷气吹风比的改变，而脉动频率则通过高频脉动引起的延迟反馈作用。在冷气吹风比小幅值脉动下，无论脉动频率的高低，叶顶平均气膜冷却有效度时均值相比定常值下降约1.1%，但当冷气吹风比大幅值脉动时，叶顶的冷却性能急剧下降，同时脉动频率的增大提高了叶顶整体冷却性能。当脉动频率增大至2 000 Hz后，冷气脉动周期内气膜冷却有效度最低值相比250 Hz时有50%的提升。

(3)高温主流在冷气吹风比大幅值脉动时将周期性入侵中间弦长及尾缘的冷气管路，对原气膜孔结构造成破坏，而冷气吹风比的脉动频率对于主流入侵的影响不大。

(4)冷气吹风比的周期性脉动造成了动叶泄漏涡强度的改变。当冷气吹风比低频脉动时,动叶平均总压损失系数呈类正弦函数的变化规律,不同瞬时的平均总压损失系数差距随冷气吹风比的脉动振幅增大而扩大,然而冷气脉动频率的提高引起不同瞬时的平均总压损失系数趋于一致。

参考文献:

- [1] 李苏辉,张归华,吴玉新. 面向未来燃气轮机的先进燃烧技术综述 [J]. 清华大学学报(自然科学版), 2021, 61(12): 1423-1437.
- LI Suhui, ZHANG Guihua, WU Yuxin. Advanced combustion technologies for future gas turbines [J]. Journal of Tsinghua University (Science and Technology), 2021, 61(12): 1423-1437.
- [2] HAN J C, DUTTA S, EKKAD S. Gas turbine heat transfer and cooling technology [M]. New York, USA: Taylor & Francis, 2000: 1-5.
- [3] 周治华,陈绍文,李伟航,等. 叶顶凹槽间隙气膜冷却的传热数值研究 [J]. 推进技术, 2018, 39(3): 575-582.
- ZHOU Zhihua, CHEN Shaowen, LI Weihang, et al. Heat transfer numerical research on film cooling of tip groove clearance [J]. Journal of Propulsion Technology, 2018, 39(3): 575-582.
- [4] 杜昆,晏鑫,李军. 燃气透平凹槽状叶顶气膜冷却特性研究 [J]. 燃气轮机技术, 2014, 27(1): 27-31.
- DU Kun, YAN Xin, LI Jun. Investigations on the film cooling characteristics of the gas turbine blade with squealer tip [J]. Gas Turbine Technology, 2014, 27(1): 27-31.
- [5] 郭嘉杰,王新军,鲍宇航. 椭圆孔及偏转角对凹槽叶顶气膜冷却流动换热特性的影响 [J]. 西安交通大学学报, 2021, 55(1): 153-161.
- GUO Jiajie, WANG Xinjun, BAO Yuhang. Effects of oval-hole and inclination angle on the flow and heat transfer performance of the turbine blade with squealer tip [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2021, 55(1): 153-161.
- [6] 黄琰,晏鑫,何坤,等. 气膜孔分布对凹槽叶顶传热和冷却性能的影响 [J]. 西安交通大学学报, 2016, 50(5): 101-107.
- HUANG Yan, YAN Xin, HE Kun, et al. Effect of cooling-hole distributions on heat transfer and cooling effectiveness on turbine blade tip [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2016, 50(5): 101-107.
- [7] 于金杏,叶明亮,何坤,等. 压力侧冷却流对凹槽叶顶冷却传热性能的影响 [J]. 西安交通大学学报, 2022, 56(3): 1-12.
- YU Jinxing, YE Mingliang, HE Kun, et al. Effect of pressure-side cooling flow on film cooling and heat transfer performance at squealer tip [J]. Journal of Xi'an Jiaotong university, 2022, 56(3): 1-12.
- [8] JIANG Shijie, LI Zhigang, LI Jun, et al. Numerical investigations on the heat transfer performance of transonic squealer tip with different film cooling layouts [C] // ASME Turbo Expo 2020: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. New York, NY, USA: ASME, 2020: V07BT12A065.
- [9] 黄明,李军,李志刚,等. 动叶凹槽状叶顶气膜冷却有效度和气动性能不确定性量化研究 [J]. 西安交通大学学报, 2021, 55(5): 181-192.
- HUANG Ming, LI Jun, LI Zhigang, et al. Investigations on uncertainty quantification of film cooling effectiveness and aerodynamic performance of turbine blade squealer tip [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2021, 55(5): 181-192.
- [10] 肖东,李琛玺,宋立明,等. 凹槽深度及吹风比的不确定性对动叶叶顶冷却特性影响研究 [J]. 工程热物理学报, 2020, 41(7): 1627-1634.
- XIAO Dong, LI Chenxi, SONG Liming, et al. Influence of uncertainties arising from squealer depth and blowing ratio on cooling characteristics of rotor tips [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2020, 41(7): 1627-1634.
- [11] ANDREOLI V, BRAUN J, PANIAGUA G, et al. Aerothermal optimization of fully cooled turbine blade tips [J]. Journal of Turbomachinery, 2019, 141(6): 061007.
- [12] ULLAH I, ALSALEEM S M, WRIGHT L M, et al. Influence of coolant density on turbine blade film cooling at transonic cascade flow conditions using the pressure sensitive paint technique [C] // ASME Turbo Expo 2021: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. New York, NY, USA: ASME, 2021: V05AT12A015.
- [13] VIEIRA J, COULL J, IRELAND P, et al. Aerothermal effect of cavity welding beads on a transonic squealer tip [J]. Journal of Turbomachinery, 2021, 143(11): 111009.
- [14] OU S, RIVIR R B. Shaped-hole film cooling with pulsed secondary flow [C] // ASME Turbo Expo 2006: Power for Land, Sea, and Air. New York, NY, USA: ASME, 2006: 259-269.
- [15] 蔡乐. 超高负荷扩压叶栅分离结构及其定常与非定常

- 控制研究 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2015: 191-217.
- [16] 陈伟佳. 涡轮冷气非定常脉动喷射的流动与冷却机理 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2019: 29-46.
- [17] COULTHARD S M, VOLINO R J, FLACK K A. Effect of jet pulsing on film cooling: part I effectiveness and flow-field temperature results [J]. *Journal of Turbomachinery*, 2007, 129(2): 232-246.
- [18] COULTHARD S M, VOLINO R J, FLACK K A. Effect of jet pulsing on film cooling: part II heat transfer results [J]. *Journal of Turbomachinery*, 2007, 129(2): 247-257.
- [19] KE Zhaoqing, WANG Jianhua. Conjugate heat transfer simulations of pulsed film cooling on an entire turbine vane [J]. *Applied Thermal Engineering: part A*, 2016, 109: 600-609.
- [20] KE Zhaoqing, WANG Jianhua. Numerical investigations of pulsed film cooling on an entire turbine vane [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2015, 87: 117-126.
- [21] SARACOGLU B H, PANIAGUA G, SALVADORI S. Energy analysis of pulsating coolant ejection [C]// ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition. New York, NY, USA: ASME, 2014: V02DT44A016.
- [22] ZHENG Daren, WANG Xinjun, YUAN Qi. The effect of pulsating parameters on the spatiotemporal variation of flow and heat transfer characteristics in a ribbed channel of a gas turbine blade with the pulsating inlet flow [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2020, 153: 119609.
- [23] BAEK S I, YAVUZKURT S. Effects of oscillations in the main flow due to thermo acoustic fields in a gas turbine combustor on film cooling [C]// ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. New York, NY, USA: ASME, 2016: V05CT12A005.
- [24] BAEK S I, YAVUZKURT S. Effects of oscillations in the mainstream on film cooling at various blowing ratios [C]// ASME Turbo Expo 2017: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. New York, NY, USA: ASME, 2017: V05AT12A007.
- [25] KWAK J S, HAN J C. Heat-transfer coefficients of a turbine blade-tip and near-tip regions [J]. *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, 2003, 17(3): 297-303.

(编辑 荆树蓉 杜秀杰)