发散冷却与槽缝射流对涡轮静叶端壁气热性能影响的研究 *

孙添一，李志刚，李　军

（西安交通大学 能源与动力工程学院，陕西 西安 710049）

摘　要：燃烧室壁面发散冷却气流影响下游涡轮静叶端壁的气热性能。采用数值求解三维RANS（Reynolds-Averaged Navier-Stokes）方程和SST湍流模型的方法研究了燃烧室壁面发散冷却和前缘槽缝射流作用下的涡轮静叶端壁流动结构和传热冷却特性。分析了3种发散冷却流量质量比和3种前缘槽缝射流质量流量比下的涡轮静叶端壁绝热冷却有效度、静叶叶片泛冷却特性和叶栅流动结构。研究表明：在3种发散冷却气质量比工况下，槽缝射流质量流量比由1.0%增加至1.5%时，整体绝热冷却有效度可至少提升60%，且叶片前缘与压力面角区也得到充分冷却；发散冷却质量流量比增加会改善叶栅出口下游部分端壁冷却效果。上游发散孔流量大于下游孔且槽缝吸力面侧局部吹风比高于滞止点附近位置，发散冷却与槽缝射流流量增加能够减小冷却气流量局部差异。发散冷却与槽缝射流流量增加会削弱马蹄涡，增强空腔涡，并对二次涡产生影响，从而改变冷却气流覆盖特性；提高冷却气流量会使总压损失增加。静叶端壁气热性能的研究需要考虑上游燃烧室壁面发散冷却的影响。

关键词：涡轮静叶；端壁；发散冷却；槽缝射流；气热性能

中图分类号：TK474.7　　**文献标识码**：A　　**文章编号**：1001-4055（2022）08-210165-10

DOI：10.13675/j.cnki. tjjs. 210165

Effects of Effusion Cooling and Slot Jet Flow on Aerothermal Performance of Turbine Vane Endwall

SUN Tian-yi，LI Zhi-gang，LI Jun

（School of Energy and Power Engineering，Xi'an Jiaotong University，Xi'an 710049，China）

Abstract：Effusion cooling of combustor wall impacts on the aerothermal performance of the downstream turbine vane endwall. The flow structures and heat transfer cooling characteristics of turbine vane endwall under the influence of combustor wall effusion cooling and leading edge slot jet were numerically investigated using three-dimensional Reynolds-Averaged Navier-Stokes（RANS）and SST turbulence model. The adiabatic cooling effectiveness of endwall，vane phantom cooling performance and flow structures of turbine vane cascade are compared and analyzed at three kinds of effusion cooling mass flow rate（MFR_E）and three kinds of slot jet mass flow rate（MFR_S）. The obtained results show that the overall adiabatic cooling effectiveness of turbine vane endwall increases up to more than 60% when the MFR_S increases from 1.0% to 1.5% at three kinds of MFR_E. In addition，the regions near vane leading-edge and corner zone of the pressure surface can be covered by coolant. The in-

* **收稿日期**：2021-03-18；**修订日期**：2021-08-13。

基金项目：国家自然科学基金（51936008；51776151）。

作者简介：孙添一，硕士生，研究领域为气动热力学和传热冷却。

通讯作者：李　军，博士，教授，博士生导师，研究领域为气动热力学和传热冷却。

引用格式：孙添一，李志刚，李　军. 发散冷却与槽缝射流对涡轮静叶端壁气热性能影响的研究[J]. 推进技术，2022，43（8）：210165.（SUN Tian-yi，LI Zhi-gang，LI Jun. Effects of Effusion Cooling and Slot Jet Flow on Aerothermal Performance of Turbine Vane Endwall[J]. *Journal of Propulsion Technology*，2022，43(8)：210165.）

crease of MFR_E can improve the cooling performance of the endwall downstream of the turbine vane outlet. The coolant flow rate of the upstream effusion holes usually is larger than that of the downstream holes. The local blowing ratio of the slot jet near the suction side is larger than that of stagnation region near the leading edge. These local mass flow rate difference decreases with the MFR_E and MFR_S increase. The increase of the MFR_E and MFR_S can weaken the horse-shoe vortex strength and enhance the cavity vortex strength, as well as influence the secondary vortex. The total pressure loss increases with the coolant mass flow increases. These flow structures would have impacts on the coolant coverage characteristics. Investigation on the aerothermal performance of turbine vane endwall should consider the influence of the upstream effusion cooling of combustor.

Key words: Turbine vane; Endwall; Effusion cooling; Slot jet; Aerothermal performance

1 引 言

燃气轮机广泛应用于发电、航海航空推进等领域。目前地面燃机涡轮进口温度已经达到1600℃,航空发动机甚至更高,已经远超燃气涡轮热端部件合金材料的耐温极限。同时,为了降低污染排放而在燃气轮机中广泛采用的高效预混干低NO_x燃烧室设计使得燃烧室出口截面上的温度分布更加均匀,进一步增加了端壁处的热负荷[1]。为保证燃气涡轮的寿命与可靠性,对涡轮静叶叶栅端壁气热性能开展研究显得尤为重要[2]。

燃气涡轮第一级静叶端壁受到高湍流度燃气与各种复杂二次流结构的影响,热负荷高,需要对其进行有效冷却。燃烧室壁面冷却气流量大,影响燃烧室出口温度、速度分布,并进一步影响下游静叶叶栅和端壁流动与气膜冷却覆盖特性[3-4],因此开展燃烧室冷却结构对涡轮静叶叶栅流动和端壁气热特性的研究具有重要意义。

针对燃烧室-涡轮交界处及其上游的冷却结构对涡轮静叶气热特性的影响,研究人员重点关注了槽缝泄漏流与燃烧室稀释流的作用。张垲垣等[5]数值研究了槽缝射流旋流比与密度比对涡轮静叶冷却特性的影响。结果表明:密度比较小时,旋流比降低会恶化端壁冷却效果;而密度比较大时端壁冷却有效度随旋流比减小先降低后增高,同时旋流比与密度比变化会影响叶片泛冷却效果。祝培源等[6]实验测量了槽缝射流对环形叶栅气膜冷却特性的影响。研究表明:收缩槽缝相比于均匀槽缝提高了射流动量,增加冷却气覆盖面积;而90°射流角会增强前缘涡系,恶化冷却效果。Shiau等[7]实验测量了叶栅通道气膜孔布置方式及叶片前缘气膜孔射流角改变时叶栅端壁处的气膜冷却有效度。研究指出叶片前缘气膜孔射流角增大时,冷却效果变差;且叶栅通道内气膜孔的冷却效果主要取决于叶片前缘冷却气能否有效抑制马蹄涡等二次流结构。Muller等[8]实验研究了槽缝射流吹风比、射流角、槽缝宽度等参数对叶栅端壁冷却有效度的影响。结果表明:冷却气流量不变时,槽缝越窄吹风比越高,冷却气覆盖面积越大;而槽缝射流角由90°减少至45°明显改善冷却效果。祝培源等[9]研究了间隙射流对叶片端壁冷却与传热特性的影响。研究发现间隙射流角度增加会使端壁前部的传热增强,气膜有效度降低,端壁整体热负荷增加。Leonetti等[10]研究了两种稀释流冷却孔布置方式对涡轮叶栅流场的影响。研究表明高动量的稀释流冷却气使得下游静叶叶栅进口速度、温度分布极不均匀。Muirhead等[11]对比了不同数值方法对燃烧室稀释流冷却结果的影响。研究表明:DDES模型计算得到的燃烧室出口截面温度分布比RANS模型更加均匀,因为其预测了更强烈的稀释流间的掺混作用,从而显著影响了叶栅通道内流场的预测结果。Holgate等[12]对燃烧室稀释流冷却与叶片前缘气膜冷却共同作用下的端壁冷却特性进行了实验测量。研究发现,滞止区气膜冷却气与稀释流间的干涉作用越强,冷却效果越好。

发散冷却应用于燃烧室壁面冷却[13]。Jiang等[14]数值和实验研究了平板模型的发散冷却特性。吹风比较低时,发散冷却气会使主流流速降低并在气膜孔上游形成分离泡;而吹风比较高时,冷却气射流会加速边界层流速。Lenzi等[15]研究了有旋主流对平板模型发散冷却效果的影响。结果表明:来自第一排发散气膜孔的冷却气会与旋流发生相互作用,无法产生持续稳定的气膜覆盖,会出现冷却有效度瞬时值很低的现象。田美等[16]实验研究了平板模型上的气膜-发散组合冷却结构的冷却特征,发现主流雷诺数与冷却气吹风比对绝热冷却效率影响很小但显著改变对流换热系数。渠立红等[17]研究了发散孔及其上游狭缝喷注的综合冷却效果,发现狭缝喷注使发散孔上游区域冷却效果提升12%~16%,但使相同冷

却气流量下发散孔吹风比减小，恶化低吹风比下发散孔下游区域冷却效果。Sacchi 等[18]与 Facchini 等[19]实验研究了发散冷却对高压涡轮叶栅端壁气热性能的影响。研究表明：发散冷却气对端壁边界层的能量补充削弱了通道涡与马蹄涡压力面侧分支的强度，叶片前缘上游区域的冷却效果几乎不受吹风比影响；而叶栅喉部的绝热冷却有效度则对冷却气流量极为敏感。

燃烧室壁面发散冷却对下游涡轮静叶端壁气热性能的影响研究需要深化。本文开展了考虑燃烧室壁面发散冷却和槽缝射流综合作用下涡轮静叶端壁的流动结构和传热冷却特性，为涡轮静叶端壁气热性能分析和气膜冷却布局设计提供参考。

2　计算模型和数值方法

2.1　计算模型

图 1 给出了包括燃烧室壁面发散冷却和前缘槽缝射流的涡轮静叶叶栅和端壁结构图。涡轮静叶叶栅是具有下端壁造型的直列叶栅。模拟燃烧室壁面的发散冷却结构包含 6 排交错排列的 144 个圆柱形发散孔。槽缝出口中心线位于叶片前缘上游 0.2 倍轴向弦长处。表 1 列出了几何结构参数。

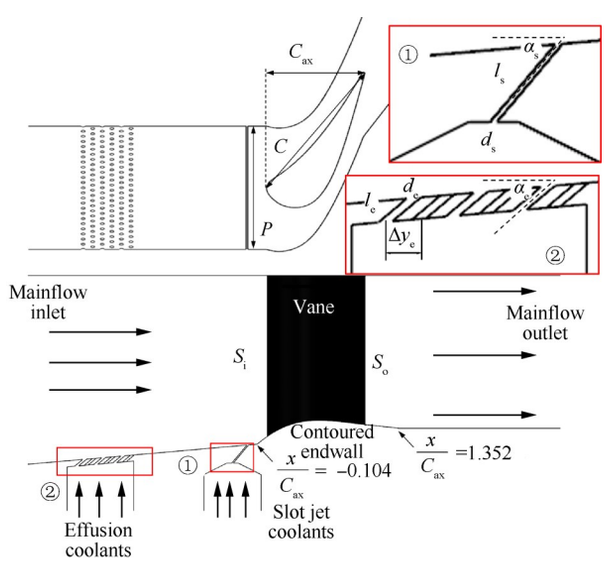


Fig. 1　Computational domain with linear vane, contoured endwall, effusion cooling and slot jet

2.2　数值方法

采用 ICEM CFD 对包括发散冷却和前缘槽缝射流的涡轮静叶生成结构化计算网格。为保证网格质量，在叶片附近区域与气膜孔、槽缝内均生成 O 型网格并对近壁面区域网格进行加密，得到的网格壁面

Table 1　Main geometrical parameters of computational model

Parameter	Value
Pitch P/mm	322.50
Chord C/mm	363.01
Axial chord C_{ax}/mm	205.34
Inlet span S_i/mm	337.67
Outlet span S_o/mm	312.90
Effusion hole inclination α_c/(°)	40.00
Effusion row axial spacing Δy_c/mm	20.00
Effusion hole length l_c/mm	22.14
Effusion hole diameter d_c/mm	4.826
Slot inclination α_s/(°)	50.00
Slot length l_s/mm	49.55
Slot width d_s/mm	2.500

$y^+ < 1$，满足所有 RANS 模型计算要求。图 2 给出了计算模型的网格图。

采用 ANSYS CFX 数值求解三维 RANS（Reynolds-Averaged Navier-Stokes），采用 SST k-ω 湍流模型。壁面采用绝热无滑移壁面边界条件，详见表 2。求解过程中，当控制方程均方根残差小于 10^{-5} 时，认为数值求解已经收敛。

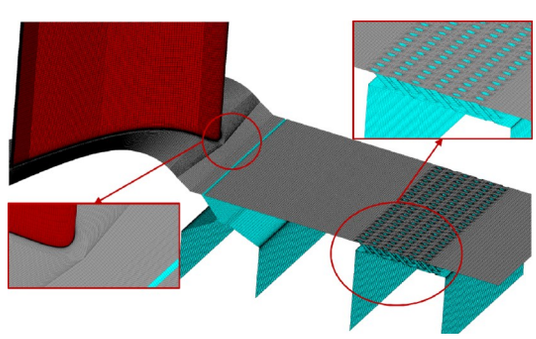


Fig. 2　Computational mesh

Table 2　Computational boundary conditions

Parameter	Value
Mainflow inlet total pressure/kPa	4.3
Outlet static pressure/kPa	0
Mainflow inlet temperature/K	295.0
Coolants temperature/K	315.0

冷却气流质量流量比 MFR 为

$$MFR = Q_c/Q_m \tag{1}$$

式中 Q_c 为冷却气质量流量，Q_m 为主流质量流量。

绝热冷却有效度 η 为

$$\eta = \left(T_w - T_r\right)/\left(T_c - T_r\right) \tag{2}$$

式中 T_w 为壁面局部绝热温度，T_r 为主流恢复温度，T_c

为冷却气温度。

无量纲温度 θ 为

$$\theta = \left(T_{\mathrm{f}} - T_{\mathrm{m}}\right) \Big/ \left(T_{\mathrm{c}} - T_{\mathrm{m}}\right) \tag{3}$$

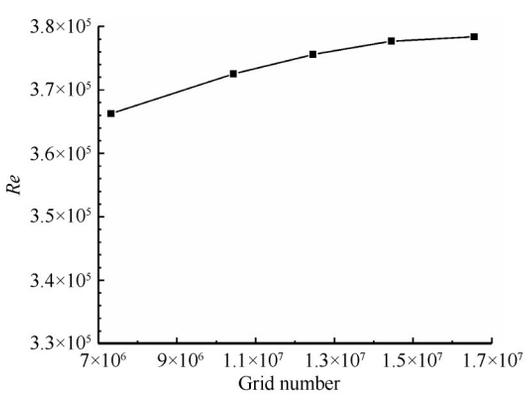
式中 T_{f} 为流体温度，T_{m} 为主流温度。

采用总压损失系数 C_{ploss} 分析叶栅气动性能，计算公式为

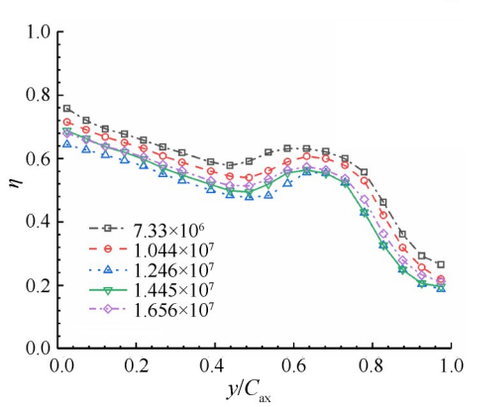
$$C_{\mathrm{ploss}} = 1 - \left(\bar{p}_{\mathrm{tout}} \cdot Q_{\mathrm{out}}\right) \Big/ \left(\bar{p}_{\mathrm{tm}} \cdot Q_{\mathrm{m}} + \bar{p}_{\mathrm{tc}} \cdot Q_{\mathrm{c}}\right) \tag{4}$$

式中 $\bar{p}_{\mathrm{tout}}$ 为出口截面总压质量流量平均值，$\bar{p}_{\mathrm{tm}}$ 为主流进口总压质量流量平均值，$\bar{p}_{\mathrm{tc}}$ 为冷气进口总压质量流量平均值。

图 3 给出了特征位置（位于叶片前缘上游 1 倍轴向弦长处）雷诺数和平均绝热冷却有效度的网格无关性验证。采用 733 万、1044 万、1246 万、1445 万与 1656 万 5 套不同数目的计算网格进行网格无关性验证，其中发散冷却 MFR_{E} 和槽缝射流 MFR_{S} 质量流量比分别为 1.5% 与 1.0%，选取特征截面雷诺数与横向平均绝热冷却有效度为评价指标。由图 3(a)可知，网格数为 1445 万与 1656 万的两套网格，特征截面处雷诺数相差不到 0.2%。由图 3(b)可知，在叶栅通道中上游位置，1445 万与 1656 万网格的计算结果几乎相同，下游处 1445 万节点数网格计算所得冷却有效度稍低但绝对偏差小于 0.02。综合考虑计算精度与所占用计算资源，本文采用 1445 万节点数网格进行数值计算。



(a) Reynold number at specified location(y=−C_{ax})



(b) Axial distribution of laterally averaged adiabatic cooling effectiveness on the hub endwall

Fig. 3　Numerical results with different grid numbers

图 4 给出了明尼苏达大学的发散冷却直列叶栅实验模型[3]。图 5 给出了数值计算和实验数据的比较。数值计算采用的湍流模型分别是 SST k-ω 模型与 k-ε 模型。如图 5(a)所示，SST 模型预测的绝热冷却有效度分布与实验数据吻合良好，捕捉到压力面侧上游与尾缘处以及喉部吸力面侧的低冷却区域，而 k-ε 模型预测结果中喉部下游冷却有效度明显偏低。由如图 5(b)可知，两种湍流模型对叶型静压系数分布预测结果均与实验数据吻合良好，而 SST 模型对吸力面静压系数分布预测偏差较小。因此，本文采用 SST 模型。

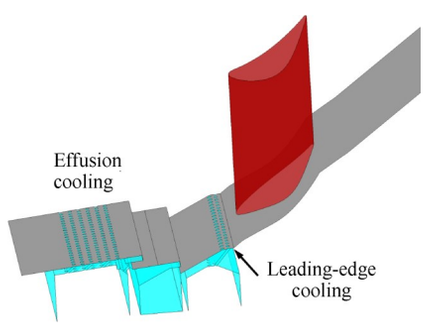


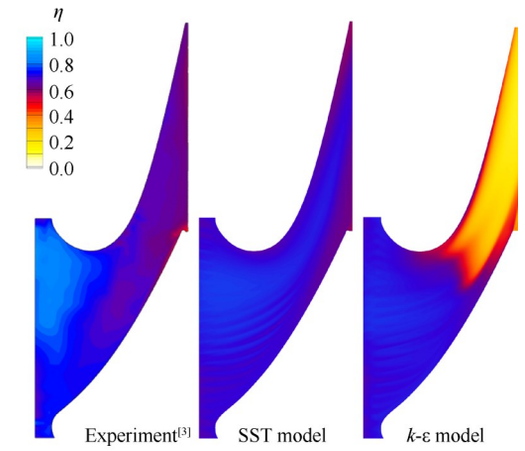
Fig. 4　Computational domain for CFD validation[3]

3　结果分析与讨论

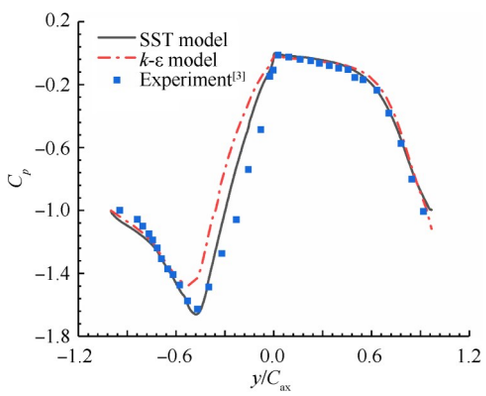
表 3 列出了三种发散冷却质量流量比（MFR_{E}=1.5%，2.0%，3.0%）和 3 种前缘槽缝射流流量比（MFR_{S}=0.5%，1.0%，1.5%）下的采用正交试验设计方法的 9 种计算工况。通过对比分析不同 MFR_{E} 和 MFR_{S} 下涡轮静叶端壁流动情况和传热冷却特性，分析发散冷却和前缘槽缝射流作用下的涡轮静叶端壁气热性能变化特性。

3.1　绝热冷却有效度

图 6 给出了 9 种工况下的涡轮静叶端壁绝热冷却有效度云图。由图 6 可知，槽缝射流 MFR_{S} 越大，叶栅端壁绝热冷却有效度越高，且对叶片前缘与压力面侧端壁两个难冷却区域的改善效果越显著。这是因为较高的槽缝射流动量使冷却气能够克服前缘滞止区与叶栅通道内部横流的影响，有效覆盖端壁表面。发散冷却 MFR_{E} 较低时，槽缝出口上游处叶片前缘对应位置出现了低冷却有效度区域，如图 6(a)，(b)，(c)所示。而 MFR_{E} 增加时，叶栅通道出口及其下



(a) Adiabatic cooling effectiveness on the hub endwall



(b) Vane mid-span static pressure coefficient

Fig. 5　Comparison of experiments data with numerical results for two different turbulence models[3]

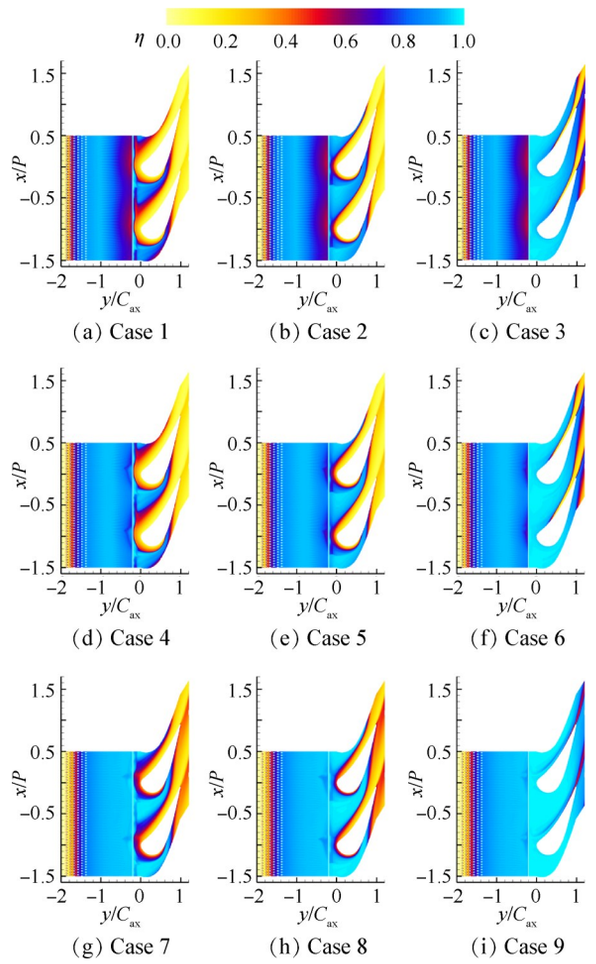


Fig. 6　Adiabatic cooling effectiveness contours distribution on the hub endwall

Table 3　Computational cases with different coolant flow rates for effusion cooling and slot jet

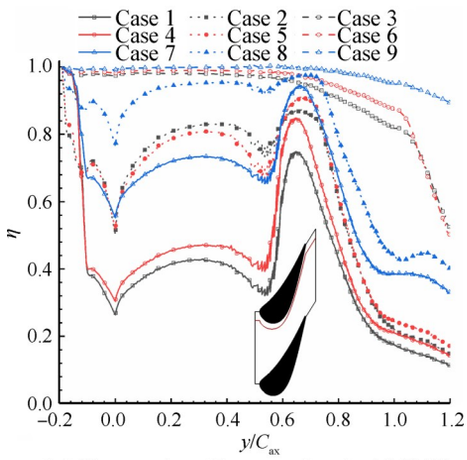
Case	Effusion cooling MFR_E/%	Slot jet MFR_S/%
1	1.5	0.5
2	1.5	1.0
3	1.5	1.5
4	2.0	0.5
5	2.0	1.0
6	2.0	1.5
7	3.0	0.5
8	3.0	1.0
9	3.0	1.5

游位置端壁冷却效果有所改善。MFR_S=1.5% 时，除压力面角区外的大部分端壁得到了较为完整的冷气覆盖，而此时增加 MFR_E 可以逐渐缩小低冷却有效度区域面积。MFR_S=0.5% 时，端壁造型开始位置出现由压力面侧向叶栅中央延伸的狭长低冷却有效度区域，如图 6(a)，(d)，(g)所示。

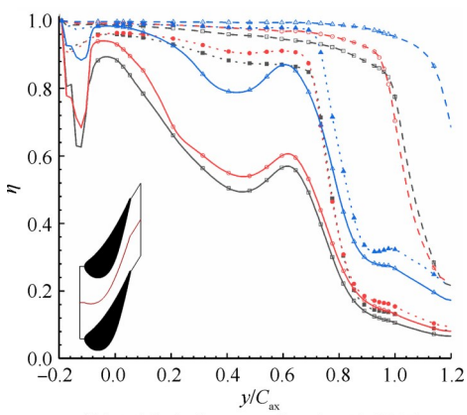
图 7 给出了叶栅端壁沿流动方向三个典型位置的绝热冷却有效度分布。由图 7 可知，MFR_S=1.5% 时，叶栅通道内部(除压力面侧靠下游位置部分区域外)端壁绝热冷却有效度维持在 0.8 以上；而其他工况吸力面侧绝热冷却有效度会在 0.7 倍轴向弦长处达到峰值且压力面侧绝热冷却有效度持续下降，该现象与通道涡携带冷却气向吸力面侧迁移有关。从图 7(a)可以看到，低槽缝射流流量下槽缝出口至端壁造型开始位置吸力面侧流线绝热冷却有效度降低，这是叶片前缘滞止区影响产生的结果。如图 7(c)所示，在压力面侧，即使冷却气流量很高(Case 9)，在叶片尾缘位置附近也会出现绝热冷却有效度的显著降低。而由图 6(i)可见，Case 9 工况下尾缘下游会出现狭长的无冷却区域，在进行冷却设计时需对此加以考虑。

图 8 对比了叶栅端壁整体平均绝热冷却有效度。MFR_E 与 MFR_S 的增加均会使 $\bar{\eta}$ 有所升高，而 MFR_S 由 1.0% 提升至 1.5% 时，可以使整体平均绝热冷却有效度增加 60% 以上，且 MFR_E 越低该改善效果越显著。

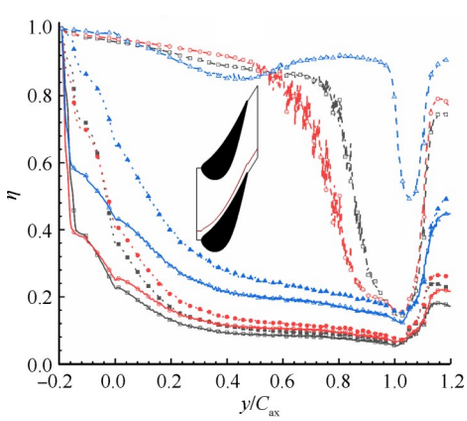
图 9 给出了发散冷却和前缘槽缝射流在叶片表



(a) Near suction side streamline (x=12.5%P)



(b) Mid-pitch streamline (x=50.0%P)



(c) Near pressure side streamline(x=87.5%P)

Fig. 7　Adiabatic cooling effectiveness distribution along three typical streamlines on the hub endwall

面的泛冷却作用下的绝热冷却有效度云图。槽缝射流 MFR_S 较小时，叶片表面仅有吸力面下游位置（从0.6倍轴向弦长处开始）有较明显的泛冷却效果，并随流动逐渐向中间叶展位置发展，尾缘处0.25倍进口叶展位置以下均得到冷却气覆盖，这是因为通道涡开始形成于压力面，并在叶栅通道横向压力梯度的作用下，于0.6倍轴向弦长处抵达叶片吸力面，随后沿叶表继续向下游发展且尺寸不断扩大。在 MFR_S 低

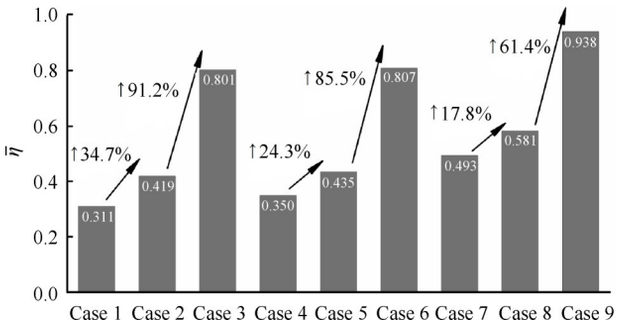


Fig. 8　Comparison of averaged adiabatic cooling effectiveness on the hub endwall

于1.5%时，发散冷却和槽缝射流质量流量比升高均不会对冷却气在叶片上的覆盖范围产生显著影响，但覆盖区域内的绝热冷却有效度会有所升高。当 MFR_S=1.5%时，叶片前缘得到冷却气覆盖，并向两侧（吸力面与压力面）延伸。该部分泛冷却效果是由冷却气膜在端壁，尤其是角区位置的充分覆盖产生的，因此向下游发展的过程中，随着端壁冷却气膜的耗散和与主流的不断掺混，其在叶片上覆盖的展向距离也逐渐缩短；而吸力面下游位置的泛冷却区域是由二次流引起的，越靠近尾缘其覆盖高度反而越大。

3.2　流场特性

发散冷却和槽缝射流与叶栅主流相互作用不仅改变了叶栅主流流场，也会影响冷却气流的覆盖特性。因此需要对近叶栅端壁区域的流场形态开展研究，阐明冷却气的覆盖和变化特性。

图10给出了发散冷却各孔排局部质量流量比。孔排编号越大越靠近下游，即Row 6为最靠近叶片前缘的孔排。由于槽缝射流对上游发散冷却气流动影响很小，因此只选取 MFR_E 分别为1.5%，2.0%与3.0%的Case 1，4，7三种工况进行研究。Row 1~6流量逐渐增大，这是因为前排孔冷却气为边界层充能，边界层内流动逐渐加速，使发散冷却气射流阻力降低，下游孔排流量增加。随发散冷却 MFR_E 增加，各孔排间流量差异减小，即随着冷却气腔室内供气压力提高，主流流域压力对发散冷却局部流量产生的影响减小。

图11给出了3种工况下的发散孔区域的绝热冷却有效度分布云图。由图11可见，MFR_E 较小时，第4排发散孔下游 η 达到0.8，而 MFR_E=3.0%时，第5排孔下游才获得相近的冷却效果。随着 MFR_E 增加，孔下游区域冷却效果恶化，这是因为随着冷却气的注入，气膜厚度不断增加，其被冷却气射流展向动量抬升吹离的难度增加，使得上游发散孔冷却气射流比下

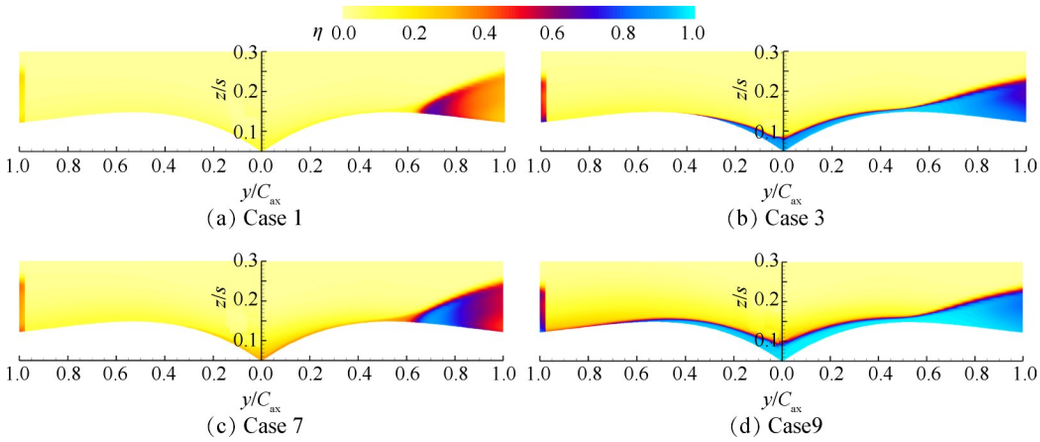


Fig. 9　Adiabatic cooling effectiveness contours distribution on the vanes (left: pressure-side, right: suction-side)

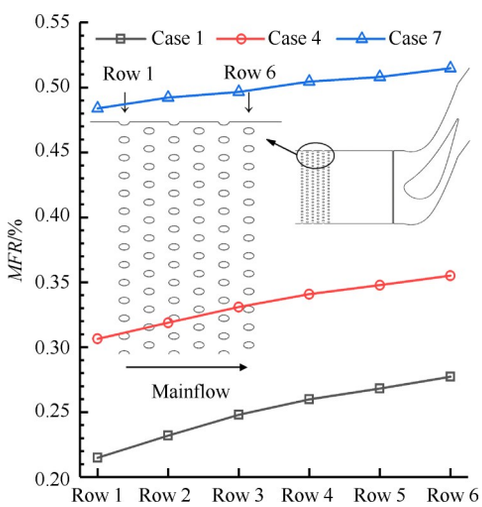


Fig. 10　Local *MFR* of the effusion rows

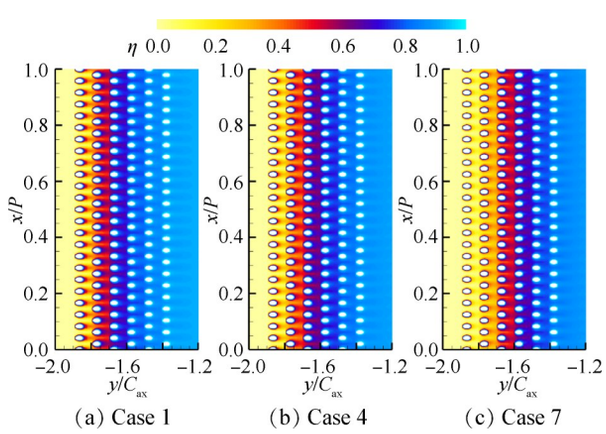


Fig. 11　Adiabatic cooling effectiveness contours distribution near the effusion holes

游更易发生吹离。

冷却气吹风比 BR：

$$BR = \rho_c u_c / (\rho_m u_m) \tag{5}$$

式中 ρ_c，u_c 为槽缝冷却气密度、流速，ρ_m，u_m 为主流密度、流速。

叶栅通道内横向压力梯度影响槽缝射流，图 12 给出了槽缝出口处的冷却气局部吹风比横向分布。在周向上，槽缝局部 BR_S 分布呈先上升后下降趋势，这是因为槽缝射流受叶栅内部压力分布影响，在吸力面侧，主流流速高，静压低，槽缝局部 BR_S 较高，而靠近压力面侧局部吹风比逐渐降低且在滞止点达到最低值。随槽缝射流整体流量增加，局部 BR_S 周向差异减小，因为随着流量提高，冷却气射流动量增加，抵抗叶栅内部压力分布影响能力增强。发散冷却 MFR_E 对槽缝局部 BR_S 影响很小；但在 MFR_S=1.5% 时，滞止点对应位置槽缝冷却气局部吹风比出现波动，MFR_E 增加该现象消失，这是较高的发散冷却气流量削弱了滞止点对流动产生的影响，使该位置的局部 BR_S 周向变化减小。

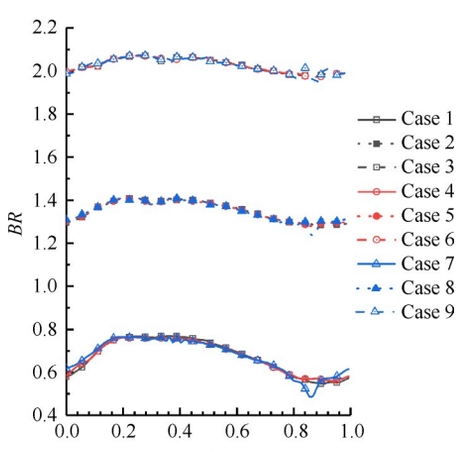


Fig. 12　Local blowing ratio of the slot jet for different computational cases

图 13 给出了叶栅端壁绝热冷却有效度分布云图与壁面极限流线。由图 13 可见，叶栅通道内部压力梯度对端壁附近流动影响明显，同时低冷却气流量

时前缘位置出现无冷却区域;增加冷却气流量,气膜在吸力面侧的覆盖范围逐渐向下游延伸且前缘也得到较好覆盖。滞止点位于槽缝上游,叶片前缘偏压力面侧位置,如图 13(a)所示。MFR_E=1.5% 时,由图 13(a),(c)可见,滞止点对冷却气流动影响明显,其附近出现明显低绝热冷却有效度区域;MFR_E增加时,滞止点流动结构被削弱,绝热冷却有效度在槽缝上游的横向分布趋于均匀。槽缝出口与端壁造型开始位置中间区域出现横向流动结构,边界层在此处向叶栅通道中部靠吸力面侧聚集,该位置与图 12 中槽缝局部 BR_S 峰值区吻合,此处流体流速快,静压低,引起流体聚集。

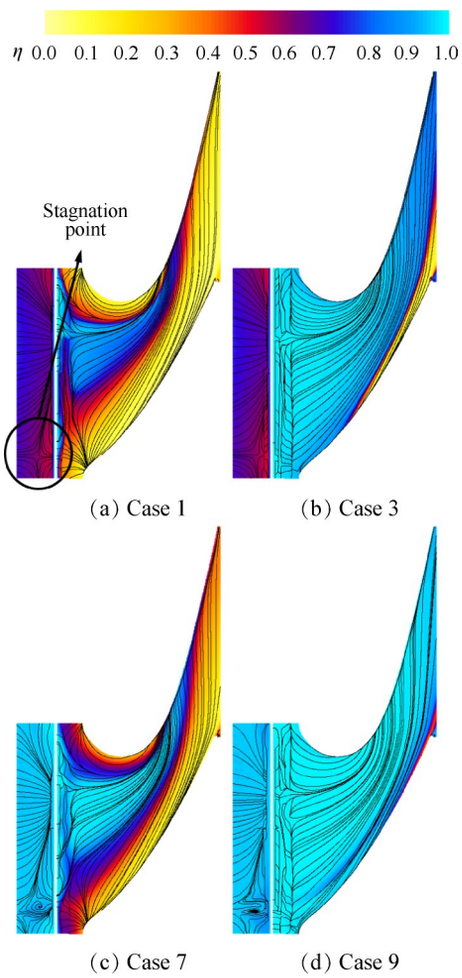


Fig. 13　Adiabatic cooling effectiveness contours distribution and limiting streamlines on the hub endwall

图 14 给出了叶栅进口处端壁附近位置无量纲温度分布云图与流线图,图中所示三个截面分别位于 x = 0(叶片前缘)、x = 0.3P(偏吸力面侧)、x = 0.6P(偏压力面侧)。叶片前缘位置出现马蹄涡,如图 14(a)中黑色圈内所示,抬升冷却气,恶化冷却效果,MFR_E与MFR_S增加均会削弱马蹄涡强度,其中槽缝射流流量变化影响更为显著,这是因为更大的冷却气流量使端壁附近流速提高,抑制了马蹄涡的形成与发展。受到造型端壁的影响,马蹄涡形成位置提前。如图 14(b),(d)所示,对槽缝射流流量较大的工况,马蹄涡甚至不会接触叶片前缘,有利于对前缘与端壁结合位置的冷却。槽缝出口上游位置,发散冷却气与槽缝射流相互作用产生二次涡,如图 14(a)中紫色圈内所示,且 MFR_E 越大,MFR_S 越小,该涡结构越强。该二次涡的旋向会使冷却气贴近壁面,不被抬升吹离,因此,MFR_E 较小,MFR_S 较大时出现槽缝出口上游低冷却区正是由该二次涡被削弱,发散冷却气膜附壁性变弱所导致的。在偏压力面侧位置,受叶栅内压力梯度影响,在端壁造型开始位置出现空腔涡结构,如图 14(a)中绿色圈内所示,冷却气被卷吸脱离端壁,造成该位置的狭长低冷却有效度区域,且与叶片前缘马蹄涡不同,该涡结构空间尺度随 MFR_S 增加而变强,是因为更高动量的冷却气射流吹离端壁现象越明显,而该涡形成位置便处于冷却气射流流线与端壁围成的三角形区域内。偏吸力面侧位置,上述涡结构消失,是因为此处受叶栅通道加速作用的影响,流速较高,冷却气紧贴壁面流动,不发生分离。

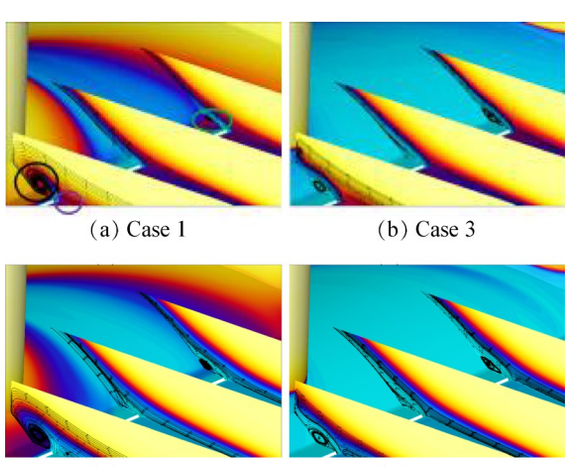


Fig. 14　Dimensionless temperature contours distribution and streamlines near the hub endwall

图 15 对比了各工况出口截面总压损失系数。如图可见,MFR_S 增加时,总压损失也随之增加。这是因为虽然槽缝射流流量增加会削弱通道涡强度,但总压损失系数考虑了冷却气的供气压力,即二次流被削弱引起的总压损失降低并不能补偿维持较高冷却气流量所需的冷却气腔室压力增加。如图 15 所示,

当 MFR_E=1.5% 时，MFR_S 由 0.5% 增加至 1.5%，总压损失系数增加 7.04%；而 MFR_E=3.0% 时，该变化减小至 5.91%。槽缝射流流量不变时，MFR_E 增加同样会使总压损失增加。

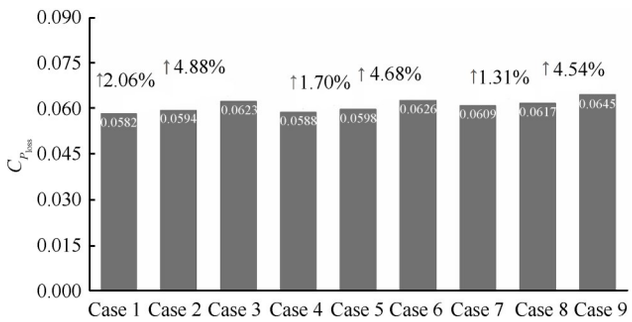


Fig. 15　Total pressure loss coefficient for different computational cases

4　结　论

本文数值研究了燃烧室壁面发散冷却与槽缝射流共同作用下，涡轮静叶造型端壁的绝热冷却有效度和流动结构，得到如下结论：

（1）冷却气流量较低时，叶片前缘与压力面附近端壁无法得到冷却气覆盖。在 3 种发散冷却气质量比工况下，MFR_S 由 1.0% 增加至 1.5% 时端壁整体绝热冷却有效度提升至少 60% 且端壁绝大部分位置可得到充分冷却，而 MFR_E 增加会改善出口及下游部分冷却效果；MFR_S 较低时，仅有吸力面下游位置得到泛冷却而 MFR_S 达到 1.5% 时叶片前缘也可得到一定的冷却气覆盖。

（2）发散冷却上游孔局部质量流量较下游孔更低，MFR_E 增加会使该差异减小，但也使上游孔冷却气射流吹离现象更明显；周向上，槽缝射流局部吹风比在吸力面侧较高，在滞止点对应位置最低，MFR_S 增加会削弱滞止点对冷却气流动产生的影响。

（3）冷却气流量增加会削弱马蹄涡，但会使压力面侧的空腔涡尺寸变大，MFR_E 的增加与 MFR_S 的减小均会导致二次涡增强，并使发散气膜不易脱离端壁。提高冷却气流量会使总压损失增加。

致　谢：感谢国家自然科学基金的资助。

参考文献

[1] 李雪英，任　静，蒋洪德. 燃烧室温度剖面对静叶端壁冷却的影响[J]. 工程热物理学报，2015，36(4)：752-755.

[2] Simon T W，Piggush J D. Turbine Endwall Aerodynamics and Heat Transfer[J]. *Journal of Propulsion and Power*，2006，22(2)：301-312.

[3] Alqefl M H. Aero-Thermal Aspects of Endwall Cooling Flows in a Gas Turbine Nozzle Guide Vane[D]. *Minnesota*：*University of Minnesota*，2019.

[4] 陈娉婷，李雪英，任　静，等. 燃烧室温度剖面对非轴对称端壁冷却的影响[J]. 工程热物理学报，2019，40(1)：191-197.

[5] 张垲垣，李志刚，宋立明，等. 槽缝射流旋流比和密度比对涡轮端壁冷却和吸力面泛冷却性能的影响[J]. 西安交通大学学报，2018，52(9)：95-101.

[6] 祝培源，陶　志，姚韵嘉，等. 槽缝射流对环形叶栅端壁气膜冷却性能影响的实验研究[J]. 西安交通大学学报，2019，53(11)：63-70.

[7] Shiau C C，Sahin L，Wang N，et al. Turbine Vane Endwall Film Cooling Comparison from Five Film-Hole Design Patterns and Three Upstream Injection Angles[J]. *ASME Journal of Thermal Science and Engineering Applications*，2019，11(6).

[8] Muller G，Landfester C，Bohle M，et al. Turbine Vane Endwall Film Cooling Effectiveness of Different Purge Slot Configurations in a Linear Cascade[J]. *ASME Journal of Turbomachinery*，2020，142(3).

[9] 祝培源，陶　志，宋立明，等. 间隙射流对端壁冷却和传热特性影响的研究[J]. 推进技术，2017，38(9)：2029-2037.（ZHU Pei-yuan，TAO Zhi，SONG Li-ming，et al. Effects of Slot Purge Flow on Cooling and Heat Transfer Characteristics of End-Wall[J]. *Journal of Propulsion Technology*，2017，38(9)：2029-2037.）

[10] Leonetti M，Lynch S，O'Connor J，et al. Combustor Dilution Hole Placement and Its Effect on the Turbine Inlet Flowfield[J]. *Journal of Propulsion and Power*，2017，33(3)：750-763.

[11] Muirhead K，Lynch S. A Computational Study of Combustor Dilution Flow Interaction with Turbine Vanes[J]. *Journal of Propulsion and Power*，2019，35(1)：54-71.

[12] Holgate N E，Ireland P T，Romero E. The Effects of Combustor Cooling Features on Nozzle Guide Vane Film Cooling Experiments[J]. *ASME Journal of Turbomachinery*，2019，141(1).

[13] Krewinkel R. A Review of Gas Turbine Effusion Cooling Studies [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*，2013，66：706-722.

[14] Jiang Y，Murray A V，Ireland P T，et al. Coolant Jets Interaction in Effusion Cooling System：Experimental and Numerical Study[J]. *ASME Journal of Turbomachinery*，

2020, 142(9).

[15] Lenzi T, Palanti L, Picchi A, et al. Time-Resolved Flow Field Analysis of Effusion Cooling System with Representative Swirling Main Flow[J]. *ASME Journal of Turbomachinery*, 2020, 142(6).

[16] 田 美, 冯晓星, 石 蕊, 等. 狭缝喷注-发散冷却的综合冷却效果数值研究[J]. 推进技术, 2018, 39(8): 1771-1779. (TIAN Mei, FENG Xiao-xing, SHI Rui, et al. Experimental Investigation on Heat Transfer Characteristics of Film-Effusion Combined Cooling[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2018, 39(8): 1771-1779.)

[17] 渠立红, 张靖周, 谭晓茗. 气膜-发散组合冷却结构换热特性的实验研究[J]. 推进技术, 2018, 39(4): 849-856. (QU Li-hong, ZHANG Jing-zhou, TAN Xiao-ming. Numerical Investigation on Overall Cooling Effectiveness for a Combined Scheme of Slot Injection and Effusion Cooling[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2018, 39(4): 849-856.)

[18] Sacchi M, Simoni D, Ubaldi M, et al. Endwall Effusion Cooling System Behaviour Within a High-Pressure Turbine Cascade. Part 1: Aerodynamic Measurements[R]. *ASME GT* 2010-22931.

[19] Facchini B, Tarchi L, Toni L, et al. Endwall Effusion Cooling System Behaviour Within a High-Pressure Turbine Cascade. Part 2: Heat Transfer and Effectiveness Measurements[R]. *ASME GT* 2010-22932.

(编辑:朱立影)