

DOI: 10.7652/xjtuxb201805016

一种新型组合内部冷却的流动和换热特性研究

王杰枫^{1,2}, 栾宇轩^{1,2}, 杜长河^{1,2}, 范小军^{1,2}, 李亮^{1,2}

(1. 西安交通大学叶轮机机械研究所, 710049, 西安; 2. 陕西省叶轮机机械及动力装备工程实验室, 710049, 西安)

摘要: 为了研究不同冷却结构对叶片前缘冷却性能的影响,探究综合性能更为优越的冷却结构,建立了旋流冷却、冲击冷却和旋流与冲击冷却相结合的新型冷却模型,在相同的进气腔、喷嘴数及位置、旋流腔和气动条件下进行了数值研究,对旋流冷却、冲击冷却和新型冷却模型的综合换热性能进行了对比分析,并探究了不同雷诺数下组合冷却的换热性能、冷气分配和压降的变化规律。研究表明:旋流与冲击冷却相结合的冷却方式综合换热性能最佳,其综合换热系数相较于旋流冷却提高了 0.2%,相较于冲击冷却提高了 12.5%,其压力损失低于纯旋流冷却和纯冲击冷却;在旋流与冲击冷却相结合的冷却中,随着雷诺数的增加,努塞尔数得到显著提升。由于上游冲击冷却气与主流的相互碰撞,削弱了主流流速,加之上游顺时针涡旋向下游的发展,使得冷却腔室末端位置的换热性能得到增强。在旋流与冲击冷却相结合的冷却中,旋流冷却部分产生的涡旋对下游的影响较强,抵抗上游的横流能力较高,旋流冷却与冲击冷却的相互作用能够产生一个大尺度对涡和单涡旋;冷气分配不随雷诺数变化,流经冲击喷嘴的冷气较少。

关键词: 旋流冷却;冲击冷却;综合换热系数;流动结构

中图分类号: TK263.3 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2018)05-0108-08

Investigation on the Flow and Heat Transfer Behavior of a New Composite Internal Cooling Model

WANG Jiefeng^{1,2}, LUAN Yuxuan^{1,2}, DU Changhe^{1,2}, FAN Xiaojun^{1,2}, LI Liang^{1,2}

(1. Institute of Turbomachinery, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;

2. Shaanxi Engineering Laboratory of Turbomachinery and Power Equipment, Xi'an 710049, China)

Abstract: Influences of different cooling models on blade cooling were investigated, including swirl cooling, impingement cooling and composite cooling, in order to seek for more superior cooling models. The thermal performance of these cooling models was numerically compared under the conditions of same inlet chamber, same number and location of jet nozzles, same swirl chamber and aerodynamic parameters. Moreover, for the new type of composite cooling model, the effects of Reynolds number on the heat transfer performance, the cooling air allocation and the pressure drop were studied. Results indicate that this composite cooling has the highest thermal performance coefficient, i. e., 0.2% and 12.5% higher than that of swirling cooling and impingement cooling, respectively. Its heat transfer performance is slightly lower than swirl cooling and its pressure drop is the lowest among the three cooling models. As the Reynolds number increases, the Nusselt number will significantly rise. At the swirl chamber tip, the heat transfer performance is enhanced because the upstream impingement cooling air impacts the

收稿日期: 2017-09-19。 作者简介: 王杰枫(1994—),男,硕士生;李亮(通信作者),男,副教授。

网络出版时间: 2018-03-01

网络出版地址: <http://kns.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20180301.1007.008.html>

mainstream and decreases the velocity of mainstream. In addition, the upstream clockwise vortex develops along the downstream direction and enhances the heat transfer performance at the swirling chamber tip. The vortices produced by swirl cooling have dramatic effects on the downstream flow structure and have strong resistance against upstream flow. The interaction between swirl cooling and impingement cooling can produce a large-scale vortex pair and single vortex. The cooling air allocation remains stable under different Reynolds numbers. The proportion of cooling air flowing through the impingement jet nozzle is the lowest among all jet nozzles.

Keywords: swirl cooling; impingement cooling; thermal performance coefficient; flow structure

现代航空发动机涡轮进口温度的不断提高要求叶片耐温能力更强,随着耐温材料的研发速度逐渐低于涡轮进口温度的提升速度,叶片冷却技术的地位日益突出,叶片冷却技术向着更高的换热能力、更低的压力损失的方向发展,并追求实现对不同叶片温度场的高效冷却。在叶片前缘冷却中,冲击冷却与旋流冷却具有不同的流动与换热性能,并得到了最为广泛的应用。

Kreith 等首次提出了旋流具备优良的换热效果^[1],随后通过实验探究了旋流的衰减和速度分布情况,结果表明旋流的衰减程度在低雷诺数下更大^[2]。Kitoh 等研究了速度分布规律和湍动度,提出进口条件对下游核心区域的流动有很大的影响^[3]。Ligrani 等探究了旋流腔内的流动现象,观测到了剪切层涡和大量的 Görtler 涡,涡对的不稳定性随着雷诺数的增加而增加^[4]。Liu 等研究了喷嘴角度、喷嘴沿旋流腔的间距和旋流腔半径与喷嘴高度之比对换热的影响^[5-7]。Miao 等研究了不同雷诺数下冲击冷却的换热性能及流动情况,发现冲击冷却的抗横流能力较差^[8]。Lee 等研究了气膜冷却与冲击冷却结合中气膜孔间距、靶面与冲击孔距离和雷诺数对性能的影响^[9]。Fan 等探究了气膜孔对旋流腔内的换热影响^[10]。Du 等比较了抽吸孔对旋流和冲击冷却流动传热特性影响的差异,结果表明旋流冷却的传热分布更加均匀,抗横流冲击作用更强,抽吸孔的存在提高了旋流冷却的换热强度^[11]。Fan 等分析对比了冲击冷却、简单旋流冷却、中间双旋流冷却和切向双旋流冷却的流动换热特性,结果表明,相较于其他冷却结构,冲击冷却的局部换热强度最大^[12]。

目前,有关叶片前缘冷却的研究主要是针对旋流冷却和冲击冷却在不同结构和条件下的换热特性和气动参数,而对这两种冷却方式的比较与组合的研究甚少。从前人的研究中可以发现,旋流冷却具

有换热分布均匀、抗横流能力强的优点,但其局部换热强度较低,应对叶片前缘局部高温的能力差;冲击冷却具有局部换热强度高的优点,但抗横流能力差。另外,在传统的旋流冷却中,旋流喷嘴布置在冷却腔的同一侧,结构强度弱于冲击冷却。为了充分利用旋流冷却抗横流能力强、冲击冷却局部换热强度高的优点,规避冲击冷却抗横流能力差的缺点,本文提出了旋流与冲击组合的新型冷却结构。该结构中,旋流冷却与冲击冷却相互作用,使得组合冷却具有了与冲击冷却和旋流冷却不同的流动结构和换热特性;同时,通过合理布置两种冷却结构,使整体具有较高的结构强度。另外,在新型结构的基础上加入了进气腔室,使得进入各喷嘴的冷气量更接近实际情况。在相同的进气腔、喷嘴数及位置、旋流腔和气动条件下,采用数值计算方法,对比分析了传统冷却结构与新型冷却结构的换热性能和流动特性,并研究了雷诺数对新型冷却结构换热特性的影响,以期优化叶片前缘冷却提供新的思路。

1 计算模型建立

图1给出了旋流与冲击相结合的结构模型,整个模型由一个旋流腔、一个进气腔和6个喷嘴组成,其中有两组旋流喷嘴进气方向相反,中间两个为冲击喷嘴。为了探究旋流冷却和冲击冷却在结合处的流动结构和换热特性,在冲击冷却区域的上游和下游位置都布置了与旋流冷却相结合的部分。同时,采用了旋流喷嘴与冲击喷嘴对称布置的方案,整体

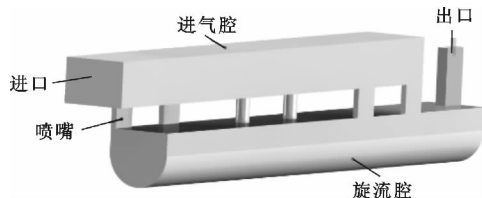


图1 旋流与冲击相结合的冷却模型结构

结构强度较高。图 2 给出组合型冷却模型的几何参数,纯旋流冷却和纯冲击冷却模型中,仅喷嘴类型改变,其位置与结构不变,旋流喷嘴与冲击喷嘴的截面积相同。表 1 给出了冷却结构模型的具体尺寸。本文选取的冷却腔直径 D_c 为 11.652 mm。

利用 ICEM 软件进行六面体网格划分,图 3 给出了旋流冷却与冲击冷却相结合的进气腔和冷却腔

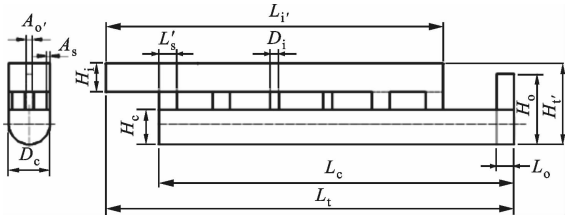


图 2 冷却结构模型的几何尺寸示意图

表 1 3 种旋流腔的结构尺寸

$A_{o'} \cdot D_c^{-1}$	$A_s \cdot D_c^{-1}$	$D_i \cdot D_c^{-1}$	$H_c \cdot D_c^{-1}$	$H_i \cdot D_c^{-1}$	$H_o \cdot D_c^{-1}$
0.171 6	0.085 8	0.214 6	0.843 3	0.686 6	1.701 5
$H_t' \cdot D_c^{-1}$	$L_c \cdot D_c^{-1}$	$L_i' \cdot D_c^{-1}$	$L_o \cdot D_c^{-1}$	$L_s' \cdot D_c^{-1}$	$L_t \cdot D_c^{-1}$
1.959 0	8.582 2	8.153 1	0.429 1	0.429 1	9.869 6

的网格划分细节。如图 3 所示,进气腔和喷嘴区域采用 H 型网格划分,冷却腔和冲击冷却喷嘴的联结处采用 O 型网格划分,冷却腔则采用 O 型网格划分,对近壁面处网格进行加密,保证 $y^+ < 1$ 。采用 ANSYS CFX 12.1 软件求解三维稳态 RANS 方程和标准 $k-\omega$ 湍流模型,设置二阶求解精度。采用多重网格收敛技术和时间推进法加快计算收敛速度。在全部工况下,冷却工质均为理想空气。当雷诺数改变时,进口的速度相应进行调整,进口处的湍动度设置为 5%,进口冷却气温度设置为 350 K。出口的平均静压设置为 0.1 MPa。除了旋流腔壁面(靶面)是导热面且壁面温度为 500 K 外,其他壁面均为绝热壁面,所有壁面均保持速度无滑移。

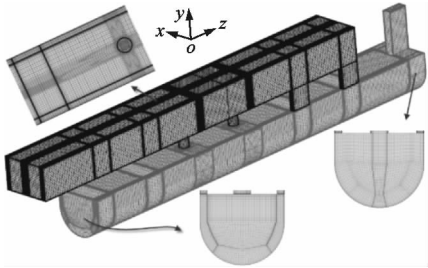


图 3 旋流冷却与冲击冷却相结合的进气腔和冷却腔

定义冷气的努塞尔数

$$Nu = \frac{q_w D_c}{\lambda (T - T_w)} \tag{1}$$

式中: q_w 为热流密度; λ 为导热系数; T 为冷却气温度; T_w 为靶面温度。

对旋流与冲击冷却相结合的模型在 $Re = 30\,000$ 的条件下进行网格无关性验证。选取的网格数分别为 308 万、461 万、700 万和 961 万,用来检验网格无关性的参数是周向平均努塞尔数

$$Nu_{ac} = \frac{\sum_{i=1}^n (Nu_i l_i)}{l} \tag{2}$$

式中: l 为垂直于冷却腔轴向的截面与冷却腔的交线长度; n 为交线 l 上的网格节点数; l_i 为第 1 个至第 i 个网格节点间的交线长度; Nu_i 为第 i 个节点处的努塞尔数。

图 4 给出了 Nu_{ac} 的计算结果沿归一化长度 Z/D_c 的变化。如图所示,当网格数达到 700 万后,数值计算结果基本稳定,对网格数不敏感,因此本文最终确定计算网格数为 700 万。

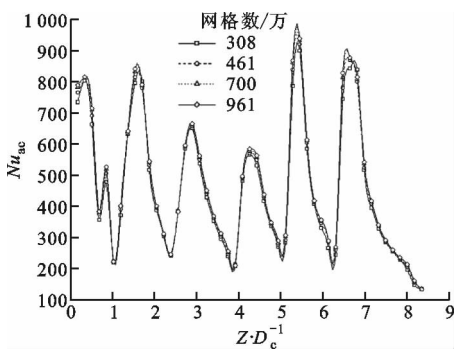


图 4 Nu_{ac} 的计算结果沿 Z/D_c 的变化

采用 Du 的数值验证结果^[13]对本文方法的合理性做了验证,结果如图 5 所示。从图中可以看出,标准 $k-\omega$ 湍流模型的计算结果与实验数据最为贴近,因此本文采用经过验证后的标准 $k-\omega$ 湍流模型进行数值计算。

2 结果分析

2.1 组合冷却、纯旋流冷却和纯冲击冷却性能对比

2.1.1 换热特性对比 图 6 给出了 3 种冷却方式

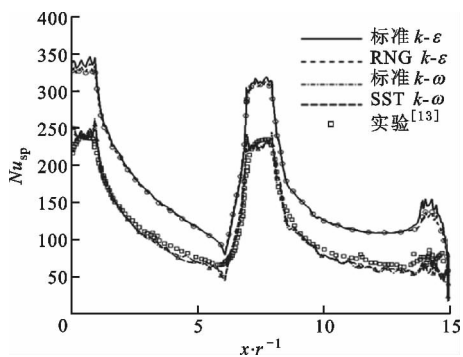


图 5 各湍流模型计算结果与实验结果对比

下周向平均努塞尔数沿 Z/D_c 的变化。从图中可以看出:在旋流冲击冷却组合的冷却方式中,冲击冷却与旋流冷却相交接的区域换热性能发生了较大的变化,旋流冷却处的换热强度更高,增幅最高的位置在第 2 个旋流喷嘴处,组合冷却的周向平均努塞尔数高出纯旋流冷却 19% 左右;冲击冷却的换热强度变低,在第 1 个冲击喷嘴处,相较纯冲击冷却的下降幅度为 20% 左右。究其原因,主要是冷气分配的差异和上游涡向下游发展产生的叠加效应,冲击冷却的周向平均换热强度受制于冷气量的缩减,而旋流冷却的增强则受益于通过喷嘴的冷气量增加和涡系叠加所引起的强烈扰动混合和壁面冲刷。从图中还能看到,冲击冷却的抗横流能力较差,冲击冷却尖峰沿轴向向主流运动方向偏移,而在旋流冲击冷却组合中,末端的旋流冷却可以有效的遏制横流。

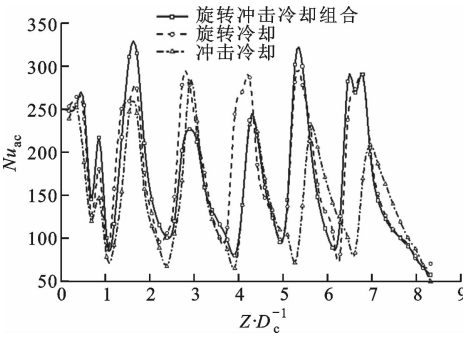


图 6 不同冷却方式下周向平均努塞尔数沿 Z/D_c 的变化

虽然旋流冲击冷却组合在冲击冷却喷嘴附近周向平均换热强度低于纯旋流冷却,但是通过冲击冷却喷嘴的冷气量很少,且局部位置换热强度高于纯旋流冷却,也不影响下游旋流冷却的换热性能,甚至可以提高前后位置的旋流冷却效果。可以看出,旋流与冲击冷却的组合结合了旋流冷却和冲击冷却各自的优点,同时在针对叶片局部高温区域的冷却方面具有显著的优点。

图 7 给出了 3 种冷却方式的 Nu 轴向分布云图

图。从图中可以更清晰地看到:冲击冷却的换热梯度很高,在冲击滞止点处有着极高的换热能力,但随后沿径向迅速衰减,造成冷却腔大部分边缘区域的冷却效果较差;旋流冷却的换热梯度很低,但局部换热能力并没有冲击冷却抑或旋流冲击冷却组合时高;旋流与冲击冷却组合的换热效果综合了旋流冷却与冲击冷却的优点,大部分区域保持较高的换热能力且平缓的温度梯度,同时也存在高换热能力的区域。值得一提的是,这种局部高换热区域仅需要少量冷气,且布置自由度很高,便于叶片冷却的设计和叶片针对局部高温(如热斑)的优化冷却。

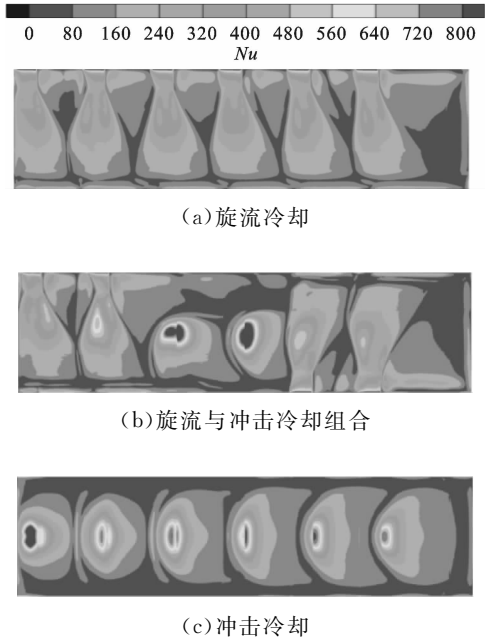


图 7 3 种冷却方式的 Nu 轴向分布云图

2.1.2 综合换热系数评价 在叶片冷却中,越高的压降会带来更大的泵功,从而影响整个燃气轮机的出力 and 效率,最理想的冷却方式应该具备相同质量流量下更高的换热性能和更低的压力损失的特点。定义综合换热系数

$$\eta = (\overline{Nu}/Nu_0)/(f/f_0)^{1/3} \tag{3}$$

式中: $\overline{Nu}$ 为全场平均努塞尔数; $Nu_0 = 0.023Re^{0.8} \cdot Pr^{0.4}$ 为 Dittus-Boelter 努塞尔数; $f = \frac{(p_{in} - p_{out})D_c}{2\rho L_t V_{in}^2}$ 为摩擦系数; $f_0 = 0.079 \cdot 1Re^{-0.25}$ 为布拉修斯摩擦因数。

表 2 给出了 3 种冷却方式的压力损失情况。从表中可以看出:旋流与冲击冷却组合后的全场平均努塞尔数相较于旋流冷却降低了 0.6%,但相较于冲击冷却提高了 12.2%;摩擦因数为 9.23,相较于旋流冷却降低了 2.2%,相较于冲击冷却降低了

0.65%；综合换热系数为 0.495，相较于旋流冷却提高了 0.2%，相较于冲击冷却提高了 12.5%。因此，旋流与冲击冷却的组合可以保持旋流冷却高换热性能，有着比冲击冷却还低的压力损失，综合换热性能更佳。两种冷却方式结合后，其良好的换热性能和较低的压力损失，以及不同喷嘴的相互影响，使得叶片冷却的自由度提高，能够更灵活地应对不同的叶片温度分布。冲击冷却可以提高上下游旋流冷却的换热性能，也可凭借较小的冷气量产生局部高换热区域，更好地对叶片温度不均匀区域进行冷却；旋流冷却可以应用于叶片温度分布较为均匀的区域，末端的布置可以更好地抵抗横流作用，压力损失的减少使得耗功减少，减小了整个燃气轮机的功率和效率损失。

表 2 3 种冷却方式的压力损失

参数	数值		
	旋流冷却	冲击冷却	旋流冲击冷却组合
$\overline{Nu}$	165.02	144.06	164.04
Nu_0	31.69	31.69	31.69
$\Delta p/\text{Pa}$	34 380	34 076	33 756
f	9.44	9.29	9.23
f_0	0.008	0.008	0.008
η	0.494	0.433	0.495

2.2 旋流与冲击组合冷却性能

2.2.1 换热性能 图 8 给出了不同雷诺数下周向平均努塞尔数沿 Z/D_c 的变化。可以看到，随着雷诺数的增加，周向平均努塞尔数整体升高，最大升幅在 $Z/D_c=4$ 的位置，该位置位于第 4 个喷嘴处，周向平均努塞尔数从 $Re=10\ 000$ 时的 300 左右上升至 $Re=50\ 000$ 时的 1 600 左右，升高了 5.3 倍。旋流冷却喷嘴位置处的周向平均努塞尔数比冲击冷却喷嘴位置处的大很多，差距最大的是 $Re=50\ 000$ 的情形，旋流喷嘴附近比冲击喷嘴附近的周向平均努塞尔数高出约 482，占到了冲击喷嘴处 $\overline{Nu}$ 的 48% 左右；末端两旋流冷却喷嘴相较前端两旋流冷却喷嘴位置处的周向平均努塞尔数更高，在 $Re=50\ 000$ 时高出了前端旋流喷嘴 $\overline{Nu}$ 的 12% 左右。产生这一现象的原因主要是由于冲击冷却处的换热均匀程度较差，以冲击滞止点为圆心，沿径向向外迅速衰减，造成周向平均努塞尔数较小，而旋流冷却的换热均匀程度较高，虽然旋流冷却没有比冲击冷却滞止点附近的换热强度高的换热区域，但整体换热能力较好且均匀，因此旋流冷却的周向平均努塞尔数较大。

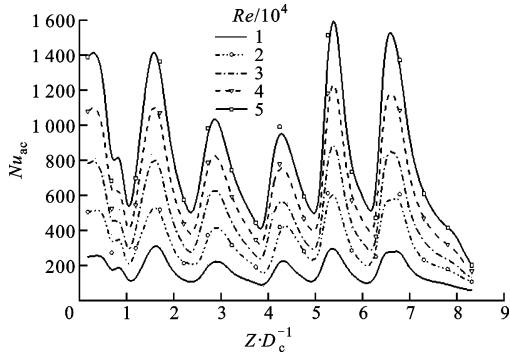


图 8 不同雷诺数下周向平均努塞尔数沿 Z/D_c 的变化

此外，在 $Re=20\ 000$ 时，第 1 个冲击喷嘴的 $\overline{Nu}$ 与第 2 个冲击喷嘴的 $\overline{Nu}$ 几乎相等， Re 大于 20 000 后，第 1 个冲击喷嘴的 $\overline{Nu}$ 逐渐高于第 2 个冲击喷嘴，在 $Re=50\ 000$ 时二者的差距达到了第 2 个喷嘴 $\overline{Nu}$ 的 21% 左右，而末端两个旋流冷却喷嘴的周向平均努塞尔数则显著增加，最大增幅出现在第 5 个喷嘴位置，达到了 5.3 倍。产生这一现象的原因是冲击冷却的抗横流能力弱于旋流冷却，随着雷诺数的增加，上游气体对从冲击喷嘴射入的气体的冲击作用变大，冲击冷却气束不再垂直射向壁面，而是向下游大幅偏折，使得冲击冷却效果减弱，而旋流冷却的抗横流能力较强，加之上游的冲击冷却大幅削弱了主流的速度，增加了下游的湍动，使得从末端两旋流喷嘴射入的冷却气受上游气体冲击较小，可在保持较高刚度的同时，与轴向速度衰减且湍动度较大的主流气体剧烈扰动，从而使末端两喷嘴处的周向平均努塞尔数大幅增加。

图 9 给出了不同雷诺数下冷却腔内努塞尔数的轴向分布云图。可以看出，冲击冷却会产生局部高换热区域，从而产生极大的换热梯度，而旋流冷却的换热梯度则很小，努塞尔数分布均匀。第 5 个喷嘴的旋流冷却气受横流作用明显减小，形成的高努塞尔数条形区域向周向延伸更长，充分说明了上游冲击冷却对主流横流效应的削弱。同时，全场努塞尔数的均匀程度得到改善，相较单侧的旋流冷却，避免了没有喷嘴侧的壁面整体处于较低努塞尔数下，与冲击冷却相比，避免了下游因横流作用冷却效果较差的情况。因此，旋流冷却与冲击冷却的结合使得换热的自由度更高，均匀性更好，对于第 1 级静叶，通过合理的旋流冲击组合，可将冲击冷却部位对准热斑部位，实现更优良的叶片前缘冷却。

2.2.2 流动特性 图 10 给出了不同雷诺数下周向平均静压压力系数沿 Z/D_c 的变化。可以看出，随着雷诺数的增加，冷气从各喷嘴射入时产生的局部

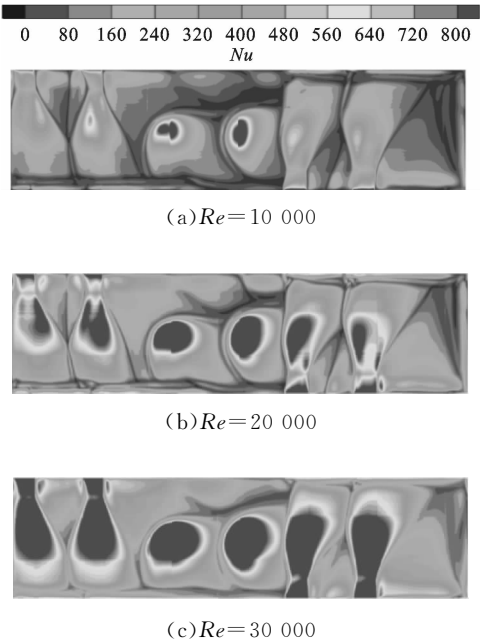


图 9 不同雷诺数下冷却腔内努塞尔数的轴向分布云图

阻力损失与腔室内主流的沿程阻力损失均随雷诺数的增加而减小,冷却腔内的总压力损失逐渐减小。值得注意的是,由图中可以看到从最后一个喷嘴到出口喷嘴之间的压损是最大的。因为此处为出口段,存在极强的节流效应。

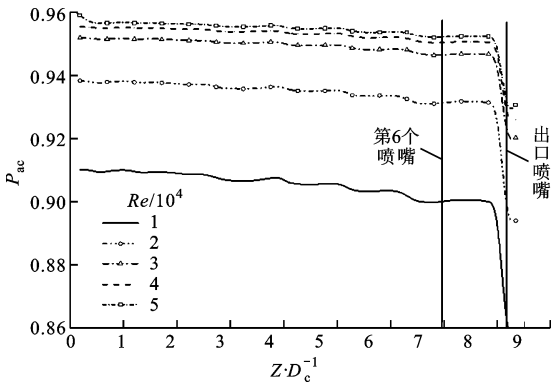


图 10 不同雷诺数下周向平均静压压力系数沿 Z/D_c 的变化

图 11 给出了冷却腔内 6 个喷嘴的流线图。可以看出:前端旋流气自喷嘴射入后在冷却腔内旋转并逐渐衰减,冷却腔内冲击冷却部位流速较慢,这是由于冲击冷却与上游高速主流碰撞,使得流速下降;来自末端的旋流冷却部位流速没有明显减弱,甚至反而提高,这是由于与冲击冷却气混合的主流流速较低,且旋流气是贴壁面射入,碰撞作用不明显,两股气流混合以后,形成的合速度变大。此外,流线在前端和末端是近似呈有规律的螺旋型,而中间部位

较为混乱,这是因为旋流和冲击交接处流动复杂,气流冲击混合较为剧烈。

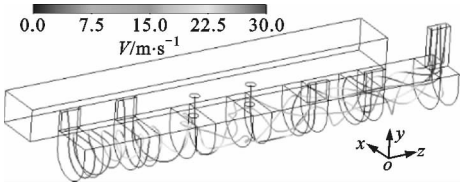


图 11 冷却腔内流线图

图 12 给出了 6 个喷嘴中心 XY 截面上的流线和涡量云图。可以看出,上游流动结构对下游的流动结构有很大影响。1 号喷嘴的涡核偏向右侧,当涡旋向下游流动时,会将 2 号喷嘴的涡核挤向左侧。当来自上游的旋流向下游冲击射流发展时,会对冲击冷却的对涡产生巨大影响,3 号冲击喷嘴的对涡已变得不再对称。这是由于上游逆时针涡旋削弱了冲击冷却对涡中的顺时针涡旋,加强了对涡中的逆时针涡旋。甚至可以看到,由于上游的逆时针涡旋涡量较大,使得本来应产生顺时针涡旋的一侧,即 4 号冲击喷嘴的左侧出现了逆时针涡旋。5 号旋流喷嘴位置出现了一个大尺度对涡和顺时针涡旋,这是上游冲击冷却的对涡向下游发展与旋流冷却相结合形成的,势必有很强烈的湍动和混合,因此在该喷嘴处努塞尔数很大,换热强度很高。6 号喷嘴仅剩下一个顺时针涡旋,这是由于对涡向下游发展的同时逐渐衰减所致。随着旋流的不断介入,在 6 号喷嘴位置涡旋已经消散,说明旋流冷却抗横流能力较强,对上游的抵抗能力较强,对下游的影响力较大。

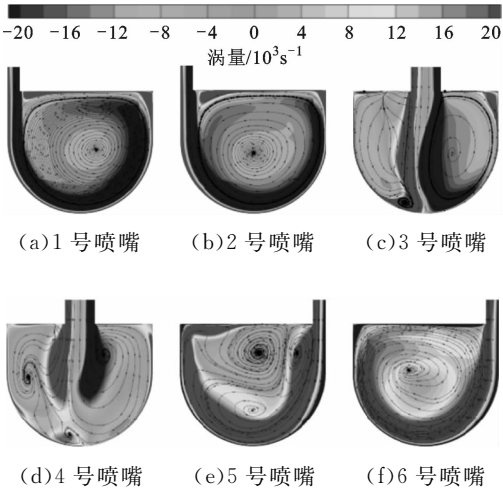


图 12 各喷嘴 XY 截面流线和涡量云图

2.2.3 冷气分配 图 13 给出了各喷嘴的冷气分配图。计算发现,不同雷诺数下的冷气分配占比最多不超过 0.01。可以看到,冷气分配不随雷诺数的改

变而改变,与整个冷却结构相关,进入冲击冷却的冷气量远低于进入旋流冷却的冷气量。考虑到冲击冷却在局部区域拥有极高的换热系数,通过分析热斑在叶片前缘上产生的高温区位置,在相应位置处安置冲击冷却喷嘴,可以实现用少量气体对局部高温区进行高效冷却,冲击与旋流组合冷却所带来的高自由度能够使叶片前缘冷却更加高效和经济。

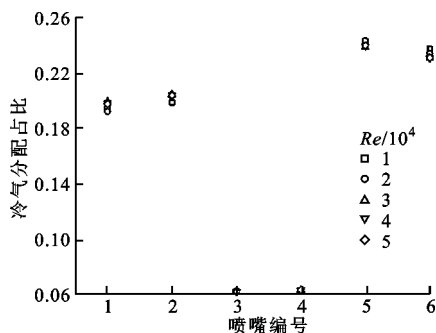


图 13 各喷嘴的冷气分配情况

3 结 论

本文建立了旋流与冲击相结合的新型冷却模型,采用数值计算方法在相同几何参数和气动条件下对比分析了传统冷却模型和新型冷却模型的综合换热性能,并对旋流与冲击相结合的冷却模型进行了更细致的流动结构和换热性能研究分析,得到的主要结论如下。

(1)旋流和冲击冷却相结合的冷却模型具有最优的综合换热性能,综合换热系数相较于旋流冷却提高了 0.2%,相较于冲击冷却提高了 12.5%;其全场平均努塞尔数相较于旋流冷却降低了 0.6%,但相较于冲击冷却提高了 12.2%;其压力损失相对于旋流冷却模型和冲击冷却模型是最低的,压力损失对应的摩擦因数相较于旋流冷却降低了 2.2%,相较于冲击冷却降低了 0.65%。

(2)旋流冷却抗横流能力较强,而冲击冷却抗横流能力较差,在冲击冷却中,下游换热尖峰向主流方向发生了较大的偏移。旋流与冲击冷却结合的冷却中,末端旋流冷却可以抑制上游冲击冷却因横流发生偏移对下游带来的影响。

(3)旋流与冲击冷却结合的冷却中,冲击冷却可以增强上下游旋流冷却的换热强度。流经冲击冷却的冷气量很少,使得进入旋流冷却的冷气增加,增强了换热性能。上游冲击冷却产生的对涡向下游旋流冷却位置发展,与旋流冷却产生的涡旋叠加,增强了扰动和混合,从而使冷气更剧烈地冲刷壁面,强化了

换热。

(4)旋流与冲击冷却结合的冷却自由度更高,通过喷嘴类型的灵活搭配,便于对各种不同的叶片温度场实现冷却。冲击冷却的局部换热性能远高于旋流冷却,且二者的搭配使得流经冲击冷却喷嘴的冷气量较少,由此可实现全场高换热和低压损下,用较少的冷气去冷却局部高温区域的高效换热。

(5)在旋流与冲击冷却结合的冷却模型中,雷诺数的增加能够显著提高换热性能。复杂涡系的叠加和高雷诺数下引起的强湍动,使邻近冲击冷却的旋流冷却位置上的换热能力得到明显增强。冷气在各喷嘴的分配不随雷诺数变化,进入冲击冷却喷嘴的流量少于进入旋流冷却喷嘴的流量。

(6)冷气从喷嘴进入到冷却腔中,一方面剧烈冲刷壁面形成了壁面上的高换热区;另一方面与轴向主流强烈混合,随着横流沿着轴向向下游迁移。这个过程中冷却腔内会形成径向对流以及 Görtler 涡系^[14-16]等复杂的流动结构,引起壁面高换热区域 Nu 的剧烈变化。因此,本文所提出的这种带横流的冲击结构可能存在较强的非定常性,有必要开展非定常数值模拟研究工作,更全面地揭示该结构和其他类似结构的冷却机理。

参考文献:

- [1] KREITH F, MARGOLIS D. Heat transfer and friction in turbulent vortex flow [J]. Applied Scientific Research, 1959, 8(1): 457-473.
- [2] KREITH F, SONJU O K. The decay of a turbulent swirl in a pipe [J]. Journal of Fluid Mechanics, 1965, 22(2): 257-271.
- [3] KITOH O. Experimental study of turbulent swirling flow in a straight pipe [J]. Journal of Fluid Mechanics, 1991, 225: 445-479.
- [4] LIGRANI P M, HEDLUND C R, BABINCHAK B T, et al. Flow phenomena in swirl chambers [J]. Experiments in Fluids, 1998, 24(3): 254-264.
- [5] LIU Zhao, LI Jun, FENG Zhenping, et al. Numerical study on the effect of jet nozzle aspect ratio and jet angle on swirl cooling in a model of a turbine blade leading edge cooling passage [J]. International Journal of Heat and Transfer, 2015, 90: 986-1000.
- [6] LIU Zhao, LI Jun, FENG Zhenping. Numerical study on the effect of jet spacing on the swirl flow and heat transfer in the turbine airfoil leading edge region [J]. Numerical Heat Transfer: Part A Applications, 2016, 70(9): 980-984.

- [7] LIU Zhao, LI Jun, FENG Zhenping. Numerical study on the effect of jet slot height on flow and heat transfer of swirl cooling in leading edge model for gas turbine blade [C]// ASME Turbo Expo 2013: Turbine Technical Conference and Exposition. New York, USA: ASME, 2013: V03AT12A029.
- [8] MIAO Jr-ming, WU Chen-yuan, CHEN Ping-hei, et al. Numerical investigation of confined multiple-jet impingement cooling over a flat plate at different cross-flow orientations [J]. Numerical Heat Transfer: Part A, 2009, 55: 1019-1050.
- [9] LEE J, REN Z, LIGRANI P, et al. Crossflows from jet array impingement cooling: hole spacing, target plate distance, Reynolds number effects [J]. International Journal of Thermal Sciences, 2015, 88: 7-18.
- [10] FAN Xiaojun, DU Changhe, LI Liang, et al. Numerical simulation on effects of film hole geometry and mass flow on vortex cooling behavior for gas turbine blade leading edge [J]. Applied Thermal Engineering, 2017, 112: 472-483.
- [11] 杜长河, 范小军, 李亮, 等. 抽吸孔对旋流和冲击冷却流动换热特性的影响 [J]. 西安交通大学学报, 2017, 51(1): 19-24.
- DU Changhe, FAN Xiaojun, LI Liang, et al. Comparative analysis for bleed hole influences on flow and heat transfer behaviors of vortex and impingement cooling [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2017, 51(1): 19-24.
- [12] 范小军, 杜长河, 李亮, 等. 4种冷却结构对叶片前缘流动换热影响的比较研究 [J]. 西安交通大学学报, 2017, 51(7): 37-43.
- FAN Xiaojun, DU Changhe, LI Liang, et al. Comparative analysis for flow and heat transfer behavior of blade leading edge among four cooling structures [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2017, 51(7): 37-43.
- [13] DU Changhe, LI Liang, LI Sen, et al. Effects of aerodynamic parameters on steam vortex cooling behavior for gas turbine blade leading edge [J]. Journal of Power and Energy, 2016, 230(4): 354-365.
- [14] HEDLUND C R, LIGRANI P M, GLEZER B, et al. Heat transfer in a swirl chamber at different temperature ratios and Reynolds numbers [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1999, 42(22): 4081-4091.
- [15] HEDLUND C R, LIGRANI P M, MOON H K, et al. Heat transfer and flow phenomena in a swirl chamber simulating turbine blade internal cooling [J]. Journal of Turbomachinery, 1999, 121(4): 804-813.
- [16] HEDLUND C R, LIGRANI P M. Local swirl chamber heat transfer and flow structure at different Reynolds numbers [J]. Journal of Turbomachinery, 2000, 122(2): 375-385.

(编辑 荆树蓉 苗凌)

(上接第20页)

- [14] BEARD P F, GAO F, CHANA K S, et al. Unsteady flow phenomena in turbine rim seals [J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2017, 139: 032501.
- [15] PATINIOS M, SCOBIE J A, SANGAN C M, et al. Measurements and modeling of ingress in a new 1.5-stage turbine research facility [J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2017, 139: 012603.
- [16] RAI M M. Three-dimensional Navier-Stokes simulations of turbine rotor-stator interaction: part 1 Methodology [J]. AIAA J Propulsion and Power, 1989, 5(3): 305-311.
- [17] SCOBIE J A, HUALCA P F, SANGAN C M, et al. Egress interaction through turbine rim seals: ASME Paper GT2017-64632 [R]. New York, USA: ASME, 2017.
- [18] SCOBIE J A, SANGAN C M, OWEN J M, et al. Experimental measurements of hot gas ingestion through turbine rim seals at off-design conditions [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part A Journal of Power and Energy, 2014, 228(5): 491-507.

(编辑 葛赵青 苗凌)