

进口雷诺数和湿空气含湿量对冲击冷却流动和传热特性的影响

李健武, 符阳春, 张志伟, 廖贵鄂, 李亮

(西安交通大学叶轮机械研究所, 710049, 西安)

摘要: 为进一步探索湿化燃气轮机透平循环的叶片前缘冷却情况, 分析了进口雷诺数和湿空气含湿量对冲击冷却流动和传热特性的影响。建立了带有进气室、单排圆形冲击孔和冲击冷却腔的冲击冷却模型, 利用 ANSYS CFX 软件数值研究了进口雷诺数和湿空气含湿量对冲击冷却流动和传热特性的影响, 总结了湿空气冲击冷却的流动和传热规律。在此基础上, 对努塞尔数与冲击孔雷诺数和湿空气普朗特数进行关联式拟合, 得到了湿空气冲击冷却的传热关联式。研究表明: 冲击冷却的冷却性能随着进口雷诺数和含湿量的增大而提高; 冲击射流冲击至靶面后沿着壁面向四周流动, 并在冲击腔内形成复杂的流动涡结构; 增大进口雷诺数能够显著增大冷气的涡量, 提高换热靶面的换热强度; 相同进口雷诺数下, 干空气冷却和湿空气冷却换热靶面努塞尔数分布规律一致, 但数值上湿空气冷却的略高于干空气冷却的, 并且二者差异随着进口雷诺数的增大而增大; 冷却工质的质量流量随着含湿量的增大而减小, 换热靶面努塞尔数随着含湿量的增大而增大; 拟合的传热关联式与数值计算的结果吻合较好, 能够较好地预测湿空气冲击冷却的换热系数。

关键词: 燃气轮机; 冲击冷却; 湿空气; 雷诺数; 含湿量

中图分类号: TK474.7 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202005022 **文章编号:** 0253-987X(2020)05-0170-09



OSID 码

Influences of Inlet Reynolds Number and Humidity Ratio of Moist Air on Flow and Heat Transfer Characteristics of Impingement Cooling

LI Jianwu, FU Yangchun, ZHANG Zhiwei, LIAO Gui'e, LI Liang

(Institute of Turbomachinery, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: To investigate the cooling of the blade leading edge of a humidified gas turbine, the effects of inlet Reynolds number and humidity ratio of moist air on the impingement cooling of flow and heat transfer are analyzed. An impingement cooling model with an inlet chamber, a row of circular impingement holes and an impingement cooling chamber is established. The ANSYS CFX software is used to numerically investigate the influences of inlet Reynolds number and humidity ratio of moist air on flow and heat transfer characteristics of impingement cooling, and the properties of the flow and heat transfer are summarized. Following the numerical results, the Nusselt number is correlated with the Reynolds number of impingement holes and the Prandtl number to obtain the heat transfer correlation of the moist air impingement cooling. The results show that the cooling performance of impingement cooling improves with the increasing Reynolds number and humidity ratio. After the impingement jet impacts the target surface, the coolant

flows along the wall surface and forms a complex vortex structure in the impingement cooling chamber. When the inlet Reynolds number increases, the heat transfer of the target surface is enhanced due to an increasing coolant vorticity. The Nu distributions of the target surface for dry air cooling and moist air cooling have little differences with the same inlet Reynolds number, but the value of Nu for moist air cooling is slightly higher than that for dry air cooling and the difference increase with the increasing inlet Reynolds number. The coolant mass flow decreases with the increasing humidity ratio, while the Nu of the target surface increases with the increasing humidity ratio. The heat transfer correlation coincides well with the numerical results and can be used to predict the heat transfer coefficient of moist air impingement cooling.

Keywords: gas turbine; impingement cooling; moist air; Reynolds number; humidity ratio

燃气轮机作为重要的动力装备,广泛应用于航天、电力、船舶等工业领域中^[1]。近些年来,环境污染问题的日益突出和经济快速发展对能源需求的日益增大,促使燃气轮机朝着高效率、高功率和低污染的方向发展。湿化燃气轮机循环区别于传统燃气轮机循环,采用湿空气作为工质,具有高效率、低污染的特点^[2-3]。由于冷却工质从压气机各级抽出,所以湿化燃机透平循环的特点在于其冷却系统的冷却工质为湿空气。相比于干空气,湿空气的比热容和导热率大、密度低、黏性系数低,具有更优异的气动和传热特性^[4]。为防止杂质对内部冷却通道的腐蚀和堵塞,湿空气冷却要求喷入的水具有相当高的纯净度。目前,湿空气透平冷却技术仍处在探索和发展阶段,湿空气透平叶片冷却也日益受到研究者的关注。

1969年,Chupp等第一次实验研究了在空气射流冲击下半圆形靶面的换热情况,并给出了实验条件下的关联式^[5]。Bunker等实验研究了靶面曲率半径、冲击孔、靶面距离、冲击孔间距对冲击冷却性能的影响,结果表明靶面曲率半径越大,冲击孔与靶面距离越小,冲击靶面的换热系数就越大^[6]。Choi等解释了冲击冷却靶面努塞尔数二次峰值产生的机理^[7]。Taslim等针对横流对冲击冷却的影响进行了实验研究,结果表明横流会降低冲击冷却换热系数^[8]。Kumar等数值研究了单排冲击孔对半圆形靶面的冲击换热,并将模拟结果与Bunker等的实验结果^[6]进行对比,结果表明采用SST $k-\omega$ 湍流模型的计算结果与实验结果吻合较好^[9]。Zuckerman等总结了冲击冷却的流动与换热机理,并比较了不同湍流模型的准确性^[10]。对于采用不同工质的冲击冷却,国内外学者也做了大量研究。Guo等实验研究了圆管内含湿蒸汽的流动与换热^[11-12]。Li等实验研究了蒸汽中添加水雾对冲击冷却性能的影响,发现在水蒸气中仅注入质量分数为1.5%的5 μm 水

雾,滞止点附近区域换热强度就提高了200%^[13-15]。Wang等研究了在水蒸气中注入水雾对三排冲击孔冷却模型冷却性能的影响,结果表明水雾的注入会使壁面温度产生明显的下降^[16]。Pakhomov等数值研究了在空气中添加小液滴对冲击冷却性能的影响,结果表明液滴的添加可以显著提高冲击射流滞止点附近的传热强度^[17]。谭晓茗等对饱和湿空气内夹带液滴的单缝射流冲击冷却进行了数值研究,结果表明冲击靶面的换热强度随着液滴载量比的增大而提高^[18]。姜玉廷等研究了水滴加湿量、水滴直径等因素对叶片前缘两相冲击冷却的影响^[19]。

但是,上述研究大多对采用空气或蒸汽作为冷却工质的冲击冷却进行研究,而以单相的湿空气为冷却工质的研究还比较少。随着燃气轮机透平进口温度的提高,采用空气冷却需要更多的冷却工质,导致输出功率降低。采用蒸汽冷却可显著提高冷却效率,但却需要单独的蒸汽发生器和蒸汽循环回路,大大增加了冷却系统的复杂程度。湿空气冷却结合了空气和蒸汽冷却的优点,在不增加复杂冷却系统结构的基础上能够实现冷却效率的提高,具有重大的工程前景和研究价值。本文以湿化燃气轮机透平循环的运行工况为参考,采用湿空气作为冷却工质,计算了不同含湿量的湿空气作为冷却工质的冲击冷却流动换热情况,对比分析了干空气和湿空气冲击冷却流动结构的差异,探究了进口雷诺数和湿空气含湿量对湿空气冲击冷却流动换热的影响。在此基础上得到湿空气冲击冷却的换热关联式,可为湿化燃气轮机循环的透平叶片冷却设计提供参考。

1 计算模型和数值方法

1.1 几何模型

以Chupp等^[5]和Bunker等^[6]的冲击冷却实验模型为参考,建立了带有进气室、单排圆形冲击孔和

冲击腔室的冲击冷却模型。将叶片前缘简化为半圆形做近似处理,得到冲击冷却模型,如图1所示。图2给出了冲击冷却模型的几何尺寸。冷却工质首先从叶根进入进气室,然后通过9个等距分布的圆形冲击孔垂直流入冲击腔来对靶面进行冲击冷却,最后从位于叶顶的出口排气。为了方便分析,将冲击孔沿叶高方向(Z轴)依次编号1~9。

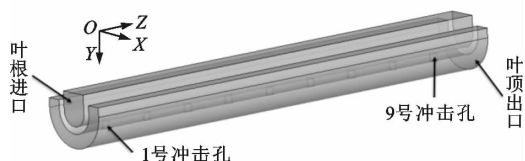


图1 冲击冷却结构的三维模型

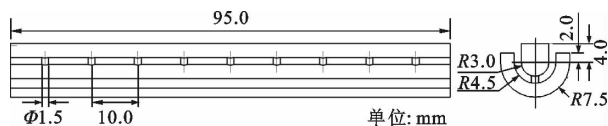


图2 冲击冷却模型的尺寸

1.2 边界条件以及求解设置

利用 ANSYS CFD 软件对冲击冷却模型进行结构化网格划分,模型主体网格采用 H 型网格划分,冲击孔附近区域进行 O 型网格划分。

在 CFX 中设置冷却工质为干空气和不同含湿量的湿空气。干空气设置为氮气、氧气、二氧化碳和氩气的混合气体,其中氮气、氧气、二氧化碳和氩气均设置为实际气体。实际气体状态模型选择 the Aunigiter Redilich Kwong model,此模型对理想气体状态方程进行了修正,适用于常见实际气体状态方程的描述。干空气的状态参数和定压比热容根据基于各组分质量分数的理想混合模型计算得到,导热系数和动力黏度由萨瑟兰公式确定。萨瑟兰公式为

$$\frac{\mu}{\mu_{\text{ref}}} = \frac{T_{\text{ref}} + S}{T + S} \left(\frac{T}{T_{\text{ref}}} \right)^{1.5} \quad (1)$$

$$\frac{\lambda}{\lambda_{\text{ref}}} = \frac{T_{\text{ref}} + S}{T + S} \left(\frac{T}{T_{\text{ref}}} \right)^{1.5} \quad (2)$$

式中: T_{ref} 为参考温度; λ 为冷却工质的导热系数; μ_{ref} 和 λ_{ref} 分别为参考温度下的动力黏度和导热系数; S 为萨瑟兰常数(K),气体沸点越高, S 越大。参考文献[20]确定萨瑟兰常数的方法,确定了适用于本文研究的温度范围内用于计算空气导热系数和动力黏度的萨瑟兰常数。最终,本文设置参考温度为 900 °C,计算动力黏度的萨瑟兰常数为 190 K,计算导热系数的萨瑟兰常数为 340 K。经计算发现,在参考

温度附近,萨瑟兰公式对动力黏度和导热系数的预测有很高的精确度。偏离参考温度越远,计算误差越大。在本文研究的温度和压力范围内,干空气的物性计算值与美国国家标准技术研究所公布的物性数据误差不超过 1.5%。湿空气设置为干空气和水蒸气的混合物。水蒸气的热力性质通过 IAPWS IF97 公式计算。通过设置水蒸气的含量可得到不同含湿量的湿空气。

在 CFX 中设置边界条件:对于不同冷却工质,分别给定冷气进口雷诺数 Re_{in} 为 10 000、20 000、30 000、40 000 和 50 000;冷气进口总温为 873 K;湍流度设置为 5%;靶面温度设置为 1 253 K;出口平均静压为 1.5 MPa;其他壁面均为速度无滑移绝热壁面。

湿空气含湿量为每千克的干空气中所混合的水蒸气的质量,公式为

$$d = \frac{m_g}{m_a} \quad (3)$$

式中: m_g 为水蒸气质量(g); m_a 为干空气质量(kg); d 为湿空气含湿量(g/kg)。

进口雷诺数 Re_{in} 的定义为

$$Re_{\text{in}} = \frac{\rho U D_{\text{in}}}{\mu} \quad (4)$$

式中: ρ 为冷却工质密度; U 为冷却工质进口速度; μ 为冷却工质动力黏度; D_{in} 为进气腔的水力直径。

冲击孔雷诺数 Re_j 定义为

$$Re_j = \frac{\rho U d'}{\mu} \quad (5)$$

式中 d' 为冲击孔直径。

基于冲击孔直径的表征对流换热强度的 Nu 定义为

$$Nu = q_w d' / (T_w - T_j) \lambda \quad (6)$$

式中: q_w 为壁面热流密度; T_w 为靶面温度; T_j 为进口总温。

采用涡量表征流体涡旋的强度和方向,定义沿 Z 轴方向的涡量为

$$\omega_z = \frac{\partial v}{\partial x} - \frac{\partial u}{\partial y} \quad (7)$$

1.3 网格无关性验证

为了保证计算的准确性,采用网格数分别为 88 万、142 万、262 万、360 万、443 万和 521 万的 6 种不同网格进行工况计算。图 3 给出了进口雷诺数为 10 000 和 20 000,冷却工质为干空气时,整个冲击冷却靶面的平均努塞尔数 Nu_{ave} 随网格数变化的分布曲线。可以看出:当网格数较小时, Nu_{ave} 随着网格

数的增大而增大;当网格数超过 360 万时, Nu_{ave} 几乎不随网格数的变化而变化。由此,本文确定计算冲击冷却模型的网格数为 360 万。

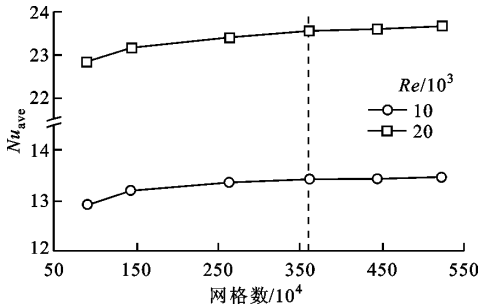


图 3 网格无关性验证

1.4 湍流模型选择

为了验证数值方法的准确性,本文对文献[6]的冲击孔雷诺数为 6 750 的实验工况进行了数值计算。计算边界条件与 Bunker 等的实验条件保持一致,冷却工质为干空气。图 4 为数值计算和实验测量两种方法得到的叶高方向平均努塞尔数沿弧长的变化曲线, S_1 为沿靶面的圆弧长度, B 为等效槽缝宽度。可以看出,SST $k-\omega$ 湍流模型对冲击冷却问题的预测结果最准确。因此,本文采用 SST $k-\omega$ 湍流模型对冲击冷却进行数值计算。

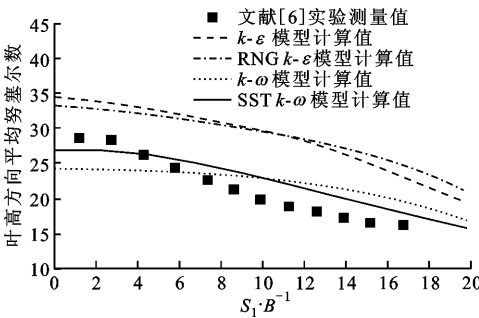


图 4 数值计算与实验测量结果对比

2 结果分析

2.1 冷气在冲击模型内的流动结构

图 5 为进口雷诺数为 20 000、干空气和含湿量 100 g/kg 的湿空气分别作为冷却工质时,位于冲击腔中心的 YZ 截面的速度云图和流线图。可以看出:冷却工质进入进气室后沿着流动方向速度逐渐减小;当冷却工质通过冲击孔时,速度迅速增大,随后冷却工质冲击至换热靶面;冲击后的工质沿着壁面向四周流动,并在冲击腔内形成复杂的涡系结构。在靠近叶根进口的 1 号冲击孔附近:冷气冲击至靶面后向上游流动的气流冲击至冲击腔壁面,形成一个流动涡;向下游流动的气流与 2 号冲击孔向上游

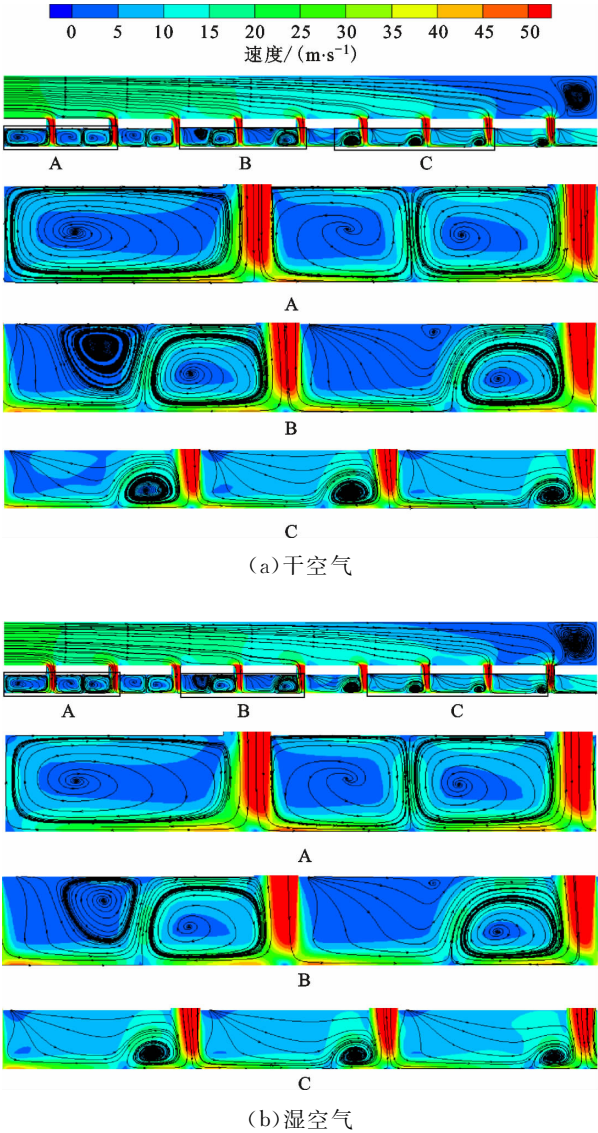


图 5 YZ 截面不同冷却工质的速度云图及流线图

流动的气流发生对冲,在两个冲击孔间形成一对旋转方向相反的流动涡。在叶根附近,冲击作用形成的流动涡几乎充满整个冲击腔。沿着叶高方向,冷却工质不断从冲击孔流入冲击腔,冷却腔内的冷却工质质量流量逐渐增大,冲击腔内的横流作用逐渐增强,相邻冲击孔间对冲形成的流动涡逐渐变小。沿着横流方向:在相邻冲击孔间位于上游的流动涡不断向冲击腔内壁面移动并不断减小,最终消失;位于下游的流动涡被横流向换热靶面挤压,使得流动涡不断向冲击孔和换热靶面靠近。当湿空气作为冷却工质时,冷却模型内的速度略高于干空气冷却的,而冲击腔内的涡系结构差异不大。

图 6 为进口雷诺数为 20 000、干空气和含湿量 100 g/kg 的湿空气分别作为冷却工质时,位于不同位置的冲击孔中心的 XY 截面的涡量云图及流线

图。可以看出:沿着叶高方向,进气室内涡量 ω_z 逐渐减小而冲击腔内涡量逐渐增加;冲击射流形成的流动涡在XY平面内呈对称分布,但不同位置冲击孔附近的流动结构存在差异;冲击射流冲击至靶面后沿着靶面流动,速度迅速衰减,压力增加,随后向冲击腔中心流动。在靠近叶根的1号冲击孔处,冲击射流形成一对旋转方向相反的流动涡,冲击腔内涡量分布比较均匀。在位于叶片中部的5号冲击孔处,由于横流的作用,流动涡中心逐渐向靶面和冲击孔移动,并分裂成两个旋转方向相同的流动涡,而在靶面末端的流动涡逐渐消失。在换热靶面附近,由于速度衰减,涡量沿着流动方向逐渐减小;在冲击腔内壁面,涡量沿着流动方向逐渐增大。由于冲击腔内壁面和换热靶面曲率半径不同,流体在内壁面附近的速度高于换热靶面的,使得冲击腔内壁面附近的涡量高于换热靶面的。在靠近叶顶的9号冲击孔处,靶面末端的流动涡已经完全消失,两个流动涡的旋转中心在横流作用下逐渐靠近,最终融合成一个流动涡。随着流动涡向冲击孔靠近,冲击孔附近区域涡量也迅速增加。在内壁面弧形末端,壁面由直变曲,曲率的减小引起局部流速的增大,使得在弧形壁面末端附近涡量增大。湿空气作为冷却工质时,由于湿空气密度小流速大,弧形壁面末端的高涡量区域也比干空气冷却时更大。进气室和冲击腔内干空气冷却和湿空气冷却的涡系结构和涡量分布规律基本一致,但湿空气冷却时,模型内速度略高于干空气冷却的,冲击模型内的涡量也略高于干空气冷却的。

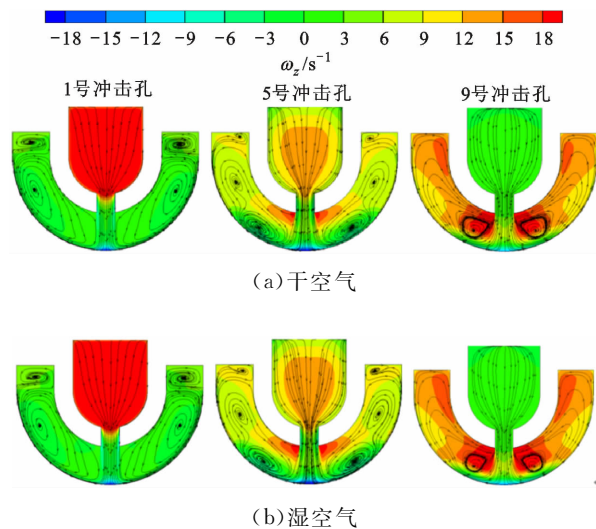


图6 冲击孔XY截面不同冷却工质的涡量云图及流线图

100 g/kg 的湿空气分别作为冷却工质时,进气室和冲击腔内的压力沿叶高方向的变化曲线。分析可知:由于进气腔室内冷却工质不断流入冲击孔,流速减慢,冷气室内压力沿叶高方向波动式增大,在冲击孔处出现波谷;在冲击腔内,由于流动损失,压力沿叶高方向逐渐减小。由于冲击腔内的涡系结构复杂,所以相比于进气室,冲击腔内压力的波动更加不规则。在相同的出口压力条件下,湿空气冷却时进气室的压力高于干空气冷却的,而冲击腔内压力几乎没有差别。

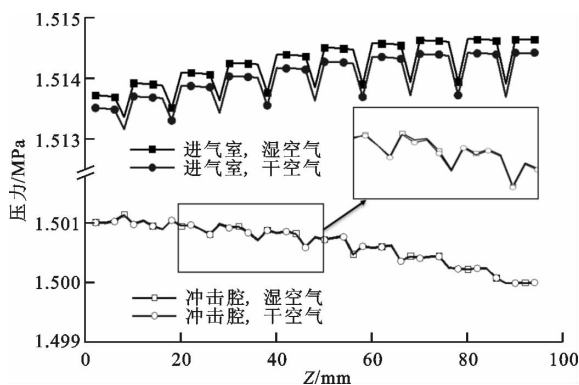


图7 进气室和冲击腔内的压力变化曲线

图8给出了进口雷诺数为20 000、干空气和含湿量100 g/kg 的湿空气分别作为冷却工质时,各个冲击孔出口处的质量流量和冲击孔雷诺数的分布规律。可以看出,在相同的进口雷诺数下,湿空气冷却和干空气冷却的各个冲击孔出口的雷诺数差异很小,湿空气冷却时各个冲击孔出口处的质量流量均小于干空气冷却的。这是因为湿空气具有比干空气更低的密度和动力黏度,所以在近似相等的冲击孔雷诺数下,湿空气的密度和速度的乘积小于干空气的。由于进气室腔和冲击腔内压差沿着叶高方向逐渐增大,所以冲击孔出口处质量流量和雷诺数沿叶高方向逐渐增大。

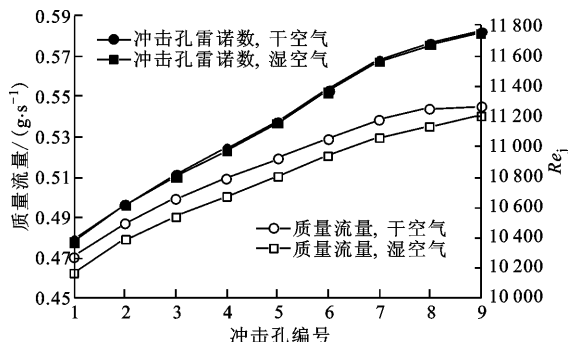


图8 各个冲击孔的质量流量和雷诺数

图7 为进口雷诺数为20 000、干空气和含湿量

2.2 进口雷诺数对冷却性能的影响

图 9 为含湿量为 100 g/kg 的湿空气作为冷却工质时,不同位置的冲击孔中心的 XY 截面的涡量云图及流线图。可以看出,冲击模型内涡量随着进口雷诺数的增大而显著增大。这是因为冷却工质的速度随着雷诺数的增大而增大,更大的速度意味着更大的湍动能,流动涡的涡量也更大。不同进口雷诺数下,冲击射流形成的涡系结构也存在差异。在靠近叶根的 1 号冲击孔处,进口雷诺数越大,冷却工质的动能就越大,冲击射流因此能够沿着靶面流动更远,从而造成冲击腔内的流动涡中心更加靠近靶面弧形末端。在叶片中部的 5 号冲击孔处,靶面末端的流动涡随着进口雷诺数的增大而逐渐减弱。当进口雷诺数为 50 000 时,靶面末端的流动涡几乎已经消失。

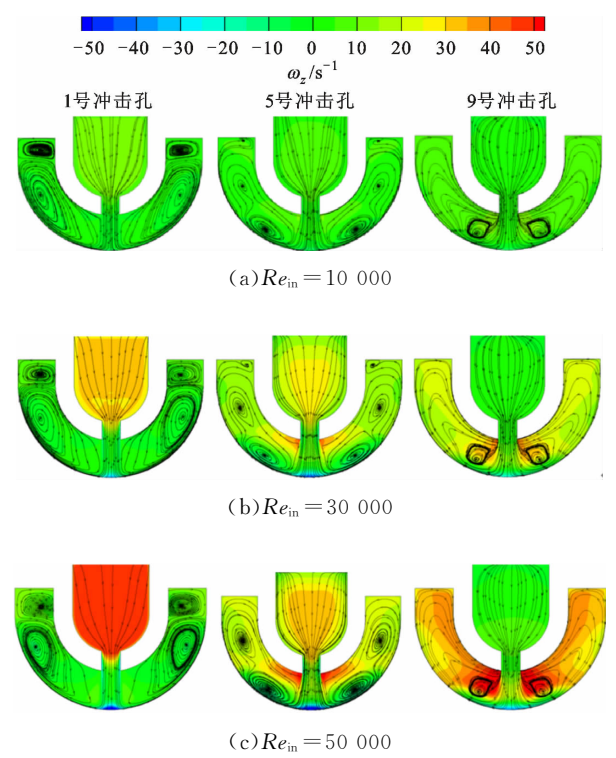


图 9 不同进口雷诺数下冲击孔 XY 截面涡量云图及流线图

图 10 给出了不同进口雷诺数、干空气和含湿量为 100 g/kg 的湿空气分别作为冷却工质时,换热靶面的 Nu 分布云图。可以看出,冲击射流在冲击孔下方形成高换热区域,随着进口雷诺数的增大,高换热区域面积也不断增大。一方面这是因为在相同的结构下,进口雷诺数越大意味着更大的质量流量,更多的冷却工质能带走更多的热量,提高换热性能。另一方面进口雷诺数越大,冷却工质的流速越大。更高的流速对应着更大的湍流动能,使得冷却工质

的湍流程度增加,从而增强冷却工质的换热强度。湿空气冷却时 Nu_{ave} 略高于干空气冷却的,并且二者差异随着进口雷诺数的增大而增大。

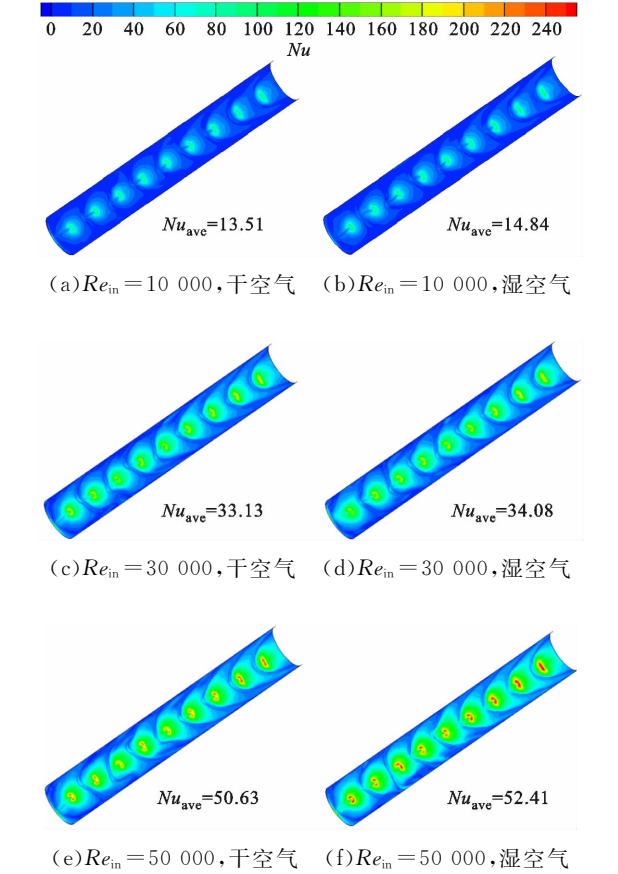


图 10 不同雷诺数下换热靶面的 Nu 分布云图

不同进口雷诺数下,弧长方向平均努塞尔数沿叶高方向的分布曲线如图 11 所示,叶高方向平均努塞尔数沿弧长方向的分布曲线如图 12 所示。图 12 中 S_2 表示靶面上的点到滞止线的圆弧长度。从图 11 可以看出:弧长方向平均努塞尔数沿叶高方向波动,在冲击孔正下方出现波峰,在相邻冲击孔之间出现波谷;随着进口雷诺数的增大,弧长方向平均努塞尔数不断增加,在低进口雷诺数下,弧长方向平均努塞尔数分布更均匀;随着进口雷诺数的增大,弧长方向平均努塞尔数的波动幅度增大。从图 12 可以看出:叶高方向平均努塞尔数沿弧长方向先增大后减小,约在 $S_2=1$ mm 处达到最大值;随着进口雷诺数的增大,叶高方向平均努塞尔数的变化曲线上扬段的上升幅度略微有所增大。这是因为冷却工质冲击至靶面后在靶面形成滞止区。在滞止区内部,沿着壁面流动的气流与冲击射流发生掺混,湍动度迅速增大,换热增强;在滞止区外部,冷却工质沿着壁面流动,速度迅速衰减,换热强度逐渐减弱。综合图

11和图12可以看出:干空气冷却和湿空气冷却的弧长方向平均努塞尔数和叶高方向平均努塞尔数的变化规律基本一致,但相同进口雷诺数下,湿空气冷却的弧长方向平均努塞尔数和叶高方向平均努塞尔数略高于干空气冷却的,而且进口雷诺数越大,二者差异就越大。

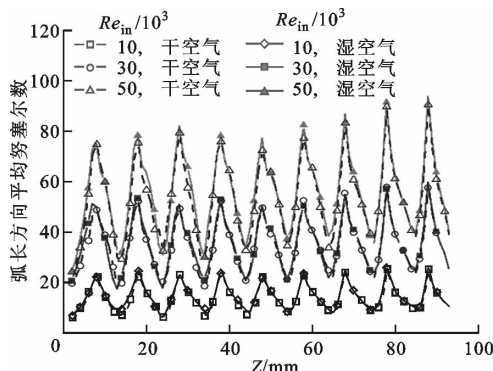


图11 弧长方向平均努塞尔数沿叶高方向的分布曲线

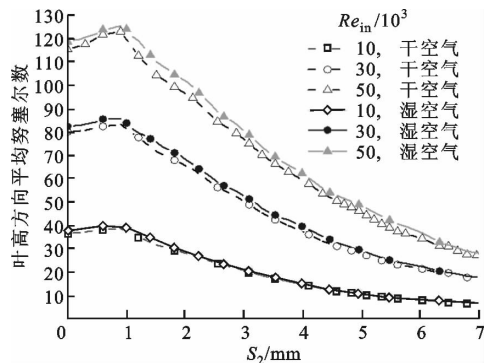


图12 叶高方向平均努塞尔数沿弧长方向的分布曲线

2.3 含湿量对冷却性能的影响

本文计算了干空气和含湿量分别为50、100、150、200 g/kg的湿空气共5种冷却工质的冲击冷却换热情况,结果表明换热靶面努塞尔数随着含湿量的增加而增加。图13和图14分别为不同进口雷诺数下 Nu_{ave} 和前缘滞止线上平均努塞尔数 Nu_{stag} 关于含湿量的变化曲线,图15为冷却工质质量流量 q 关于含湿量的变化曲线。分析图13~15可知: Nu_{ave} 和 Nu_{stag} 均随着含湿量的增大而增大,而 q 随着含湿量的增大而减小;由于叶片前缘直接接受冲击射流的冲击,湿空气含湿量对 Nu_{stag} 的影响要高于对 Nu_{ave} 的,当进口雷诺数 $Re_{in} = 20\,000$ 时,相比于干空气冷却,含湿量分别为50、100、150、200 g/kg的湿空气作为冷却工质时,冷却工质质量流量分别减小了0.84%、1.59%、2.30%、2.93%, Nu_{ave} 分别增大了1.23%、2.63%、3.95%、5.65%, Nu_{stag} 分别增大了2.10%、4.41%、5.84%、6.71%。

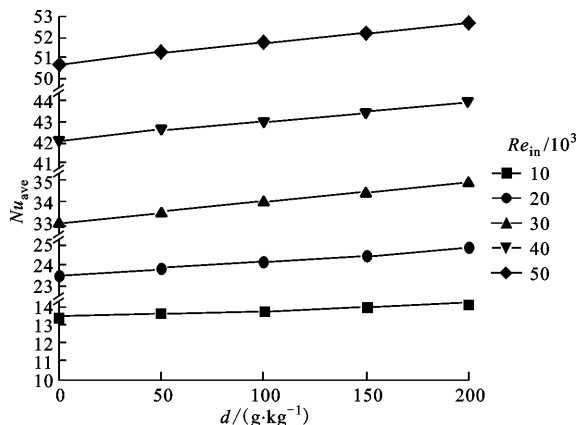


图13 Nu_{ave} 关于 d 的变化曲线

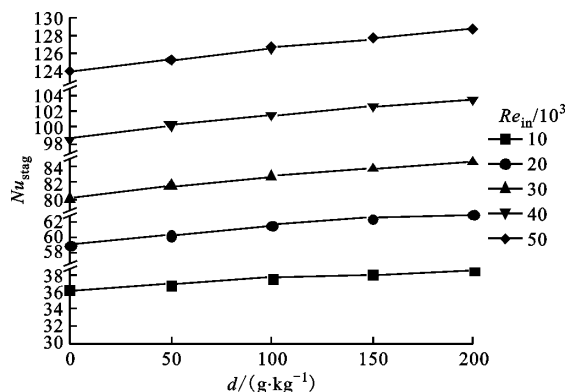


图14 Nu_{stag} 关于 d 的变化曲线

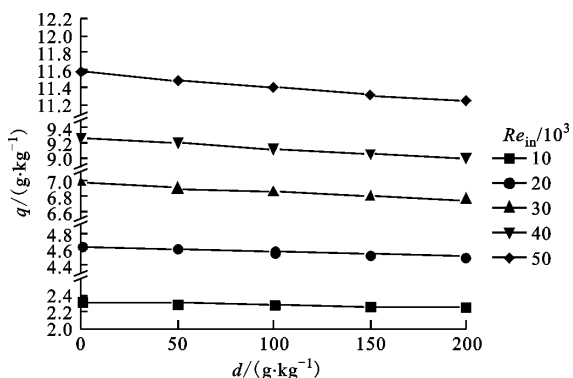


图15 q 关于 d 的变化曲线

2.4 传热关联式拟合

冲击冷却传热关联式对于透平叶片冷却结构的设计和 optimization 具有重要意义。根据2.2节的分析可知,换热靶面的努塞尔数与雷诺数和湿空气含湿量相关。由于现有的实验关联式中的雷诺数均采用冲击孔处的雷诺数,本文将进口雷诺数 Re_{in} 换算成各个冲击孔处雷诺数的平均值 $\overline{Re}_i$ 进行关联式拟合,并用普朗特数 Pr 的变化表征湿空气含湿量的变化。经计算,当进口雷诺数从10 000增加至50 000时,冲击孔雷诺数的平均值 $\overline{Re}_i$ 从5 690增加至28 675。

由于 Nu 与 $\overline{Re}_j$ 和 Pr 不是单调变化,根据经验假设

$$Nu = a \overline{Re}_j^b Pr^c \tag{8}$$

采用最小二乘法分别对 Nu_{ave} 和 Nu_{stag} 进行拟合,确定的关联式为

$$Nu_{ave} = 0.014\,7\,\overline{Re}_j^{0.815} Pr^{0.761} \tag{9}$$

$$Nu_{stag} = 0.075\,3\,\overline{Re}_j^{0.742} Pr^{0.859} \tag{10}$$

式中: $5\,690 \leq \overline{Re}_j \leq 28\,675$; $0.742 \leq Pr \leq 0.794$ 。

图 16 是 Nu_{ave} 的关联式计算值 $Nu_{ave,e}$ 与数值计算值 $Nu_{ave,n}$ 的相关性分布,图 17 是 Nu_{stag} 的关联式计算值 $Nu_{stag,e}$ 与数值计算值 $Nu_{stag,n}$ 的相关性分布。分析可知,数据点均在斜率为 0.95 和 1.05 的两条直线范围内,关联式计算值与数值计算值的误差在 $\pm 5\%$ 以内,二者吻合良好。

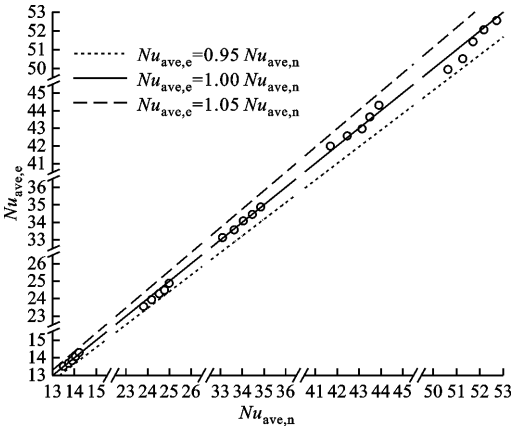


图 16 $Nu_{ave,e}$ 与 $Nu_{ave,n}$ 的相关性

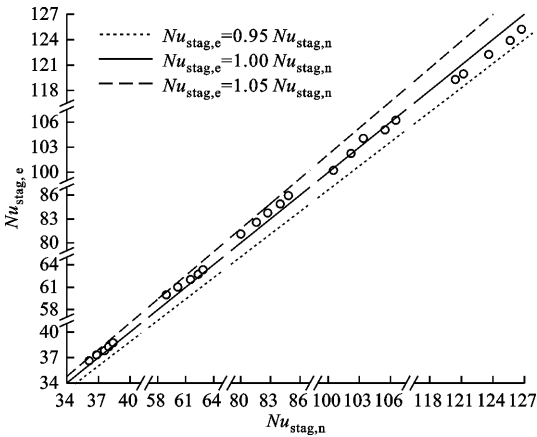


图 17 $Nu_{stag,e}$ 与 $Nu_{stag,n}$ 的相关性

3 结 论

本文建立了合理的叶片前缘冲击冷却模型,以湿化燃气轮机透平循环运行工况为参考,数值研究了进口雷诺数和湿空气含湿量对冲击冷却流动和传热的影响,得到了以下主要结论。

(1)冲击射流冲击至靶面后沿着壁面向四周流

动,并在冲击腔内形成复杂的流动涡系结构。由于横流的作用,位于相邻冲击孔间上游的流动涡逐渐消失,而位于相邻冲击孔间下游的流动涡逐渐向换热靶面和冲击孔靠近。

(2)进气室内压力沿着叶高方向逐渐升高,而冲击腔内压力沿着叶高方向逐渐降低。湿空气冷却时进气室的压力高于干空气冷却的,而冲击腔内压力几乎没有差别。

(3)由于进气室与冲击腔内的压差沿着叶高方向逐渐增大,所以冲击孔内的质量流量和冲击孔雷诺数沿着叶高方向也逐渐增大。湿空气冷却和干空气冷却时各个冲击孔出口处的雷诺数几乎没有差异,而湿空气冷却时冲击孔内的质量流量低于干空气冷却的。

(4)进口雷诺数增大,冲击模型内涡量会显著增大,冲击腔内的流动涡中心会越靠近靶面弧形末端,而靶面末端的流动涡会消失越快。

(5)进口雷诺数增大,靶面高换热区域面积会增大,冲击靶面的换热强度会增强。干空气和湿空气冷却靶面努塞尔数分布规律一致,但湿空气冷却时 Nu_{ave} 略高于干空气冷却的,且进口雷诺数越大,二者差异就越大。

(6)弧长方向平均努塞尔数沿叶高方向波动,叶高方向平均努塞尔数沿弧长方向先增大后减小。进口雷诺数增大,弧长方向平均努塞尔数的波动幅度逐渐增大,叶高方向平均努塞尔数沿弧长方向的分布曲线上升段的上升幅度略微增大。

(7)冷却工质的质量流量随着湿空气含湿量的增大而减小,换热靶面的努塞尔数随着湿空气含湿量的增大而增大。

(8)针对湿空气冲击冷却进行了传热关联式拟合,结果表明数值计算结果与传热关联式计算结果吻合良好,利用传热关联式可以可靠地预测湿空气冲击冷却的换热系数。

参考文献:

[1] 翁史烈,王永泓,宋华芬,等. 现代燃气轮机装置 [M]. 上海:上海交通大学出版社,2015: 1-10.

[2] RYDSTRAND M C, WESTERMARK M O, BARTLETT M A. An analysis of the efficiency and economy of humidified gas turbines in district heating applications [J]. Energy, 2004, 29 (12/13/14/15): 1945-1961.

[3] JONSSON M, YAN J. Humidified gas turbines-a review of proposed and implemented cycles [J]. Energy,

- 2005, 30(7): 1013-1078.
- [4] HERRMANN S, KRETZSCHMAR H J, GATLEY D. Thermodynamic properties of real moist air, dry air, steam, water, and ice [J]. HVAC & R Research, 15(5): 961-986.
- [5] CHUPP R E, HELMS H E, MCFADDEN P W. Evaluation of internal heat transfer coefficients for impingement-cooled turbine airfoils [J]. Journal of Aircraft, 1969, 6(3): 203-208.
- [6] BUNKER R S, METZGER D E. Local heat transfer in internally cooled turbine airfoil leading edge regions; part I Impingement cooling without film coolant extraction [J]. Journal of Turbomachinery, 1990, 112(3): 451-458.
- [7] CHOI M, HAN S Y, YANG G, et al. Measurements of impinging jet flow and heat transfer on a semi-circular concave surface [J]. International Journal of Heat & Mass Transfer, 2000, 43(10): 1811-1822.
- [8] TASLIM M E, BAKHTARI K, LIU H. Experimental and numerical investigation of impingement on a rib-roughened leading-edge wall [J]. Journal of Turbomachinery, 2003, 125(4): 682-691.
- [9] KUMAR B V N R, PRASAD B V S S S. Computational flow and heat transfer of a row of circular jets impinging on a concave surface [J]. Heat & Mass Transfer, 2008, 44(6): 667-678.
- [10] ZUCKERMAN N, LIOR N. Impingement heat transfer: correlations and numerical modeling [J]. Heat Transfer, 2005, 127(5): 544-552.
- [11] GUO T, WANG T, GADDIS J L. Mist/steam cooling in a heated horizontal tube; part 1 Experimental system [J]. Journal of Turbomachinery, 2000, 122(2): 366-374.
- [12] GUO T, WANG T, GADDIS J L. Mist/steam cooling in a heated horizontal tube; part 2 Results and modeling [J]. Journal of Turbomachinery, 2000, 122(2): 366-374.
- [13] LI X, GADDIS J, WANG T. Mist/steam heat transfer in confined slot jet impingement [J]. Journal of Turbomachinery, 2001, 123(1): 161-167.
- [14] LI X, GADDIS J L, WANG T. Modeling of heat transfer in a mist/steam impinging jet [J]. Journal of Heat Transfer, 2001, 123(6): 1086-1092.
- [15] LI X, GADDIS J L, WANG T. Mist/steam cooling by a row of impinging jets [J]. International Journal of Heat & Mass Transfer, 2003, 46(12): 2279-2290.
- [16] WANG T, GADDIS J L, LI X. Mist/steam heat transfer of multiple rows of impinging jets [J]. International Journal of Heat & Mass Transfer, 2005, 48(25): 5179-5191.
- [17] PAKHOMOV M A, TEREKHOV V I. Enhancement of an impingement heat transfer between turbulent mist jet and flat surface [J]. International Journal of Heat & Mass Transfer, 2010, 53(15/16): 3156-3165.
- [18] 谭晓茗, 李业芳, 张靖周. 含湿气流单缝冲击冷却数值模拟 [J]. 航空动力学报, 2013, 28(1): 129-135.
TAN Xiaoming, LI Yefang, ZHANG Jingzhou. Numerical simulation of mist/air cooling in a single slot jet impingement [J]. Journal of Aerospace Power, 2013, 28(1): 129-135.
- [19] 姜玉廷, 郑群, 罗铭聪, 等. 叶片前缘两相流冲击冷却的耦合数值模拟 [J]. 推进技术, 2015, 36(3): 443-449.
JIANG Yuting, ZHENG Qun, LUO Mingcong, et al. Conjugate simulation of two phase flow impingement cooling on blade leading edge [J]. Journal of Propulsion Technology, 2015, 36(3): 443-449.
- [20] SUTHERLAND W. The viscosity of gases and molecular force [J]. Philosophical Magazine: Series 5, 2009, 36: 507-531.

(编辑 陶晴)