

吹风比和湿空气含湿量对平板气膜冷却流动与传热特性的影响

朱华, 严彪, 刘雨松, 李荣, 李亮
(西安交通大学叶轮机械研究所, 710049, 西安)

摘要: 为进一步分析出湿空气作为冷却工质时气膜冷却相对于干空气气膜冷却的差异, 分别通过实验与数值方法, 探究了吹风比和湿空气含湿量对平板气膜冷却的影响。在实验研究中, 采用红外热像仪测量靶面温度, 对比分析了不同含湿量与吹风比下平板气膜冷却性能变化规律, 从而得到气膜冷却效率关于吹风比与含湿量的变化关系。在数值研究中, 建立了具有单个气膜孔、周期性边界条件的气膜冷却模型, 利用 ANSYS CFX 软件数值分析了高温高压条件下的不同吹风比, 不同湿空气含湿量条件下的流动与传热特性。结果表明: 在实验条件下, 当吹风比为 0.7 时, 靶面冷却效率随含湿量的增加而增加; 当含湿量为 188.9 g/kg 时, 湿空气相对于干空气的靶面平均冷却效率增加量最高, 约为 4.8%。数值分析结果和实验吻合较好。进一步的数值分析表明, 当吹风比为 0.7 时, 气膜冷却效果最好, 且吹风比处于 0.3~0.7 之间时, 靶面的气膜冷却效果均随着含湿量的增加而增加, 当吹风比大于 0.7 时的规律则相反。基于实验结果与数值结果拟合出靶面平均气膜冷却效率关于吹风比和含湿量的关联式, 实验值和数值结果与关联式的相对误差均小于±2%。

关键词: 气膜冷却; 湿空气; 吹风比; 含湿量

中图分类号: TK474.7 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202206018 **文章编号:** 0253-987X(2022)06-0151-13



OSID 码

Influences of Blowing Ratio and Humidity Ratio of Moist Air on Flow and Heat Transfer Characteristics of Film Cooling of a Flat Plate

ZHU Hua, YAN Biao, LIU Yusong, LI Rong, LI Liang
(Institute of Turbomachinery, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: To investigate the difference of the cooling characteristics of film cooling when moist air and dry air are used as cooling medium respectively, the experimental and numerical studies are carried and the effects of blowing ratio and humidity ratio of moist air on the film cooling performance of a flat plate are analyzed in detail. In the experimental test, the infrared camera was used to measure the temperature of the target surface. The effects of different blowing ratios and humidity ratios on the film-cooling performance were taken into consideration and the variation of film cooling efficiency with respect to blowing ratio and humidity ratio was obtained. In the numerical analysis, a film cooling model with a single film-cooling hole with periodical boundary conditions was established, and the commercial software ANSYS CFX is used to investigate the influences of the blowing ratio and the humidity ratio on film cooling performance under high temperature and high pressure condition. The experimental results show that when the blowing

ratio is 0.7, the cooling performance of film cooling of the target surface improves with the increasing humidity ratio, and when the humidity is 188.9 g/kg, the average cooling efficiency of the whole target surface improves 4.8% compared to dry air cooling. The numerical study results are consistent with the experimental results. The results also show that when the blowing ratio is 0.7, the cooling performance of film cooling is optimal, and the cooling performance of film cooling of the target surface improves with the increasing humidity ratio when the blowing ratio is between 0.3 and 0.7, while the film-cooling efficiency shows a reverse trend when blowing ratio is higher than 0.7. Based on the experimental and numerical results, a correlation of film-cooling performance of the target surface in terms of the blowing ratio and the humidity ratio was proposed. The correlation has a relative error within $\pm 2\%$.

Keywords: film cooling; moist air; blowing ratio; humidity ratio

燃气轮机作为重要动力设备广泛运用于航天、电力、船舶等工业领域^[1]。为更好地达到高效、低排放、低成本、高灵活性等目标,同时满足多样化需求,学者不断提出和开发各种基于燃气轮机的新型动力循环。湿化燃气轮机循环就是其中最具代表性的一种^[2]。研究湿化燃气轮机性能,涉及压气机进口空气的高效冷却、湿压缩、空气湿化、湿空气回热、湿燃烧等多个方面。其中,湿空气透平冷却性能预测研究是一个重要方面^[3]。湿化燃气轮机燃烧室出口的燃气中最高可含40%(体积分数)以上水蒸气^[1,4]。相对于干空气,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^[5]。因此,湿化燃气轮机循环中透平的冷却介质可以采用湿空气,其冷却效果优于干空气。湿化燃气轮机透平湿空气冷却的设计、分析和评估都离不开对湿空气流动和传热特性的深刻理解。目前,国内外对湿化燃气轮机的研究还比较少,国内湿空气透平冷却技术成熟度不超过3级。因此,建立精确定量地描述混合工质中含湿量对湿空气透平冷却性能的影响是难点。

气膜冷却是湿化燃气轮机冷却的关键部分。目前,对气膜冷却的研究主要集中在气膜孔结构的几何特性方面,通过研究气膜孔的入射角^[6-7]、长径比^[8-9]、复合角^[10-11]以及不同孔型^[12]等几何因素寻找气膜冷却最优的几何结构,此外还通过密度比^[13]、吹风比^[14]、湍流度^[15]等主流流动参数来研究气膜冷却效率的影响因素。使用湿空气作为湿化燃气轮机冷却系统冷却工质的实验研究报告较少。李健武等^[16]使用湿空气作为冷却工质,对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进行分析,结果发现冲击冷却换热靶面 Nu 随着含湿量的增大而增大,并拟合出湿空气冲击冷却的传

热关联式。符阳春等^[17]研究了湿燃气对透平叶片燃气侧换热特性和湿空气对透平叶片冷却效果的影响,得出与干空气相比,湿空气作为冷却工质时叶片表面温度更低,冷却效率更高,且冷却效率随着湿空气含湿量的增大而增大的结论。刘锐宝^[18]将 mark-II 型叶片改型为气膜和对流复合型冷却叶片,通过对进口冷却空气加湿来研究加湿前后冷却强化效果,并在 C3X 型多排气膜冷却叶片的前缘、压力面与吸力面 3 个气腔进口冷却空气加入水滴喷雾,以研究气液两相流对气膜冷却的强化效应。Guo 等^[19-20]进行水平加热直管水滴喷雾/蒸汽冷却实验研究,通过实验研究高温高压下雾/蒸汽的传热机制,在雷诺数为 10 000~35 000、壁温为 300℃、液滴质量比为 1%~6% 时,测量了雾/蒸汽的输运和液滴动力学特性。Dhanasekaran 等^[21]对高温、高压、高热通量和高雷诺数实际燃机工况下的液滴/蒸汽冷却性能进行研究,得出液滴/蒸汽在实际燃机工况下冷却效率平均提高 200% 的结论。杜长河等^[22]以 Mark II 叶片为对象,采用热流固耦合的数值计算方法,对比分析了空气、过热蒸汽和湿蒸汽冷却效果的差异,并分析了冷却蒸汽质量流量、进口湍动度和叶片表面粗糙度对蒸汽冷却效率的影响。Liu 等^[23-24]采用蒸汽代替空气,通过实验研究得到叶片内冷通道的传热数据,得到 Nu 随 Re 的变化关系,指出冷却蒸汽过热度、壁面热流量和进口压力对换热系数影响较小。Bohn 等^[25]对蒸汽冷却实验叶片的热负荷进行详细的实验与数值分析,并对蒸汽进行了参数化研究,建立了蒸汽冷却叶片的数据库。在实验中发现,实验叶片前缘和中弦区冷却效果很好,但是尾缘区却出现了较高的热负荷。

上述的研究中,多采用空气或水蒸气作为单一的冷却工质,或使用空气与液态水雾混合作为冷却

工质,而采用空气中加入适量水蒸气进行叶片冷却的研究较少。采用单一的空气冷却需要从压缩机中抽出冷却气体,随着燃气轮机进口温度的升高,势必需要抽出更多的气体,从而导致循环效率的降低,循环系统更加复杂;采用液态水雾和空气混合冷却高温涡轮叶片时,液态水相变吸热量过高会导致叶片温度快速降低,产生较高的热应力,从而导致叶片寿命缩短。因此,使用湿空气作为冷却气体,可以在不增加冷却系统复杂度的情况下,相对于干空气提高冷却效率,并且不会降低叶片的使用寿命。湿空气工质是湿化燃气轮机研发和应用的关键,具有重大研究价值与工程运用前景。当湿空气作为气膜冷却的工质时,会同时影响到叶片与外部主流以及叶片与内部冷气的换热,需要进行系统的研究。上述研究中,对于湿空气气膜冷却的实验研究较少,而相关的系统性数值模拟研究在技术封锁下也缺乏足够的实验数据支持。

本文在常压和主流温度为 400℃ 条件下,采用温度为 150℃、不同含湿量的湿空气作为冷却工质进行了平板气膜冷却性能的实验研究。在依据实验验证数值方法的前提下,将研究工况用数值方法推广到了更高温(主流温度为 1 200℃,冷却气体温度为 610℃)、不同吹风比以及不同湿空气含湿量的情况,对平板气膜冷却性能进行了更系统的计算与分析,以得出湿空气气膜冷却的流动与传热特性,并在此基础上得到湿空气气膜冷却的换热关联式,为今后湿化燃气透平的气膜冷却设计和研究提供参考。

1 平板气膜实验

实验装置由主加热系统和辅加热系统供气,另外采用了蒸汽发生器产生水蒸气,与主流空气混合,组成实验所需的湿空气工质。实验系统结构、主加热系统、蒸汽发生系统、实验段与测试系统的详细介绍参见文献[26]。

1.1 气膜冷却实验件

气膜冷却实验件的设计思路如图 1 所示。气膜冷却实验段由主流腔室和冷气腔室组成。主流腔室由主风机供气,经主加热器加热后进入主流腔室以模拟燃气主流环境,主流气流为干空气。辅风机、辅加热器提供的热空气与来自蒸汽发生器的水蒸气混合形成次流冷却气流,即为不同含湿量的湿空气,进入冷气腔室以模拟叶片中的冷气腔室,并经过气膜孔射入主流,形成湿空气气膜。

冷气腔室和主流腔室通过一排与主流流向成

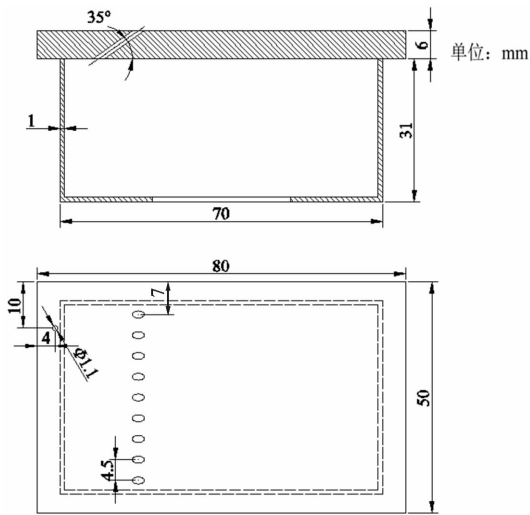


图 1 实验件气膜孔布置示意
Fig. 1 Diagram of film holes layout on test table

35°角、等间距 4.5 mm 布置、直径 1.5 mm 的 9 个气膜孔相连。在主流腔室顶部设置有红外窗口,供红外热像仪测量用。为了使红外热像仪能准确捕捉到气膜冷却靶面的温度分布,在传热靶面上均匀喷涂了耐热哑光漆以消除反光对红外热像仪的影响。实验过程中,红外热像仪对图 2 所示的靶面进行拍摄,并通过焊接于传热靶面上的热电偶进行标定,从而精确测量传热靶面的温度分布。气膜冷却实验件实物如图 2 所示。

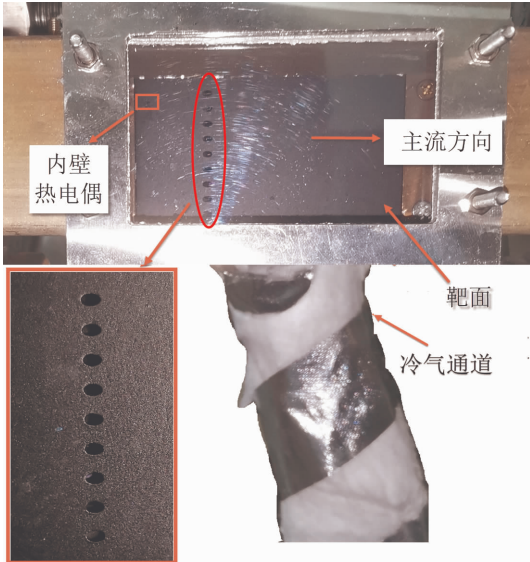


图 2 气膜冷却实验件实物
Fig. 2 Real image of test table of film cooling

1.2 实验温度测量

实验中温度的测量采用两种方式。对于实验段进出口温度的测量,采用 K 型铠装热电偶,其测量

误差小于 $\pm 0.4\%$ 。

对于传热靶面温度的测量,则采用红外热像仪进行。采用红外热像仪,在合适的测量条件下可测得整个传热靶面的温度分布。

1.3 实验参数定义

气膜冷却实验中重要的无量纲参数包括吹风比 M 、湿空气的含湿量 d 、气膜冷却靶面的冷却效率 η 。定义气膜冷却吹风比 M 为

$$M = \frac{\rho_i u_i}{\rho_\infty u_\infty} \quad (1)$$

式中: ρ_i 为冷却工质密度; u_i 为气膜孔内冷却工质的速度; ρ_∞ 为主流工质的密度; u_∞ 为主流工质的速度。

湿空气的含湿量 d 定义为每千克干空气中所包含的水蒸气的质量,单位为 g/kg ,表达式为

$$d = \frac{m_g}{m_a} \quad (2)$$

式中: M_g 为水蒸气的质量(g); M_a 为干空气的质量(kg)。

定义气膜冷却靶面冷却效率 η 为

$$\eta = \frac{T_\infty - T_w}{T_\infty - T_c} \quad (3)$$

式中: T_∞ 为主流空气的温度; T_w 为靶面温度; T_c 为冷却工质的温度。

1.4 实验工况

气膜冷却实验过程中,主流采用干空气并保持主流进口温度为 400°C ,冷却工质采用不同含湿量的湿空气并控制冷却工质温度为 150°C 。分别在吹风比为 0.7、1.0 和 1.6 这 3 种条件下采用 4 种含湿量的湿空气作为冷却工质进行实验。湿空气含湿量分别为 16.4、88.2、129.8 和 188.9 g/kg ,共计 12 个实验工况。其中,含湿量为 16.4 g/kg 的工况下的主流和冷气来流即为实验时的大气平均含湿量。

1.5 稳定换热条件与测试数据不确定度分析

实验过程中待各流量计与热电偶示数稳定后,使用红外热像仪拍摄多张靶面的温度分布,通过仔细比对,选取靶面温度几乎不变的连续几张中的其中一张作为最终的靶面温度分布。

在保证操作正确的前提下,测量仪仍会不可避免地产生测量误差。按照误差分析理论,当变量 V 为若干个独立变量($a, b, \dots$)的函数,即 $V=V(a, b, \dots)$ 时,变量 V 的误差可写为

$$e_v = \left[\left(\frac{a}{V} \frac{\partial V}{\partial a} e_a \right)^2 + \left(\frac{b}{V} \frac{\partial V}{\partial b} e_b \right)^2 + \dots \right]^{1/2} \quad (4)$$

式中: e_v 为待确定变量 V 的误差; e_a 及 e_b 等为各个独立变量的测量误差; $\partial V/\partial a$ 等为误差传递系数。

(1) 吹风比 M 的测量误差。根据气膜冷却吹风比 M 的定义式(1),将其变换为

$$M = \frac{\rho_i u_i A_j}{\rho_\infty u_\infty A_\infty} = \frac{G_j A_\infty}{G_\infty A_j} = \frac{G_{j,a} + G_{j,g} A_\infty}{G_\infty A_j} \quad (5)$$

式中: A_j 为气膜孔横截面积; A_∞ 为主流通道横截面积,可认为不引起测量误差; G_∞ 为主流的质量流量; G_j 为冷却工质的质量流量; $G_{j,a}$ 为冷却工质中干空气质量流量; $G_{j,g}$ 为冷却工质中水蒸气质量流量。可以看出,吹风比的测量误差取决于主流和冷却次流的流量测量误差,其中冷却次流流量测量误差又包括干空气流量测量误差和蒸汽测量误差两部分。根据误差传递表达式(4),可得气膜冷却吹风比的测量误差为

$$e_M = \left(\frac{G_{j,a}^2 e_{G_{j,a}}^2 + G_{j,g}^2 e_{G_{j,g}}^2}{(G_{j,a} + G_{j,g})^2} + e_{G_\infty}^2 \right)^{1/2} \quad (6)$$

式中: $e_{G_{j,a}}$ 和 $e_{G_{j,g}}$ 分别为次流回路干空气流量计和水蒸气流量计的测量误差; e_{G_∞} 为主流回路空气流量计的测量误差。干空气流量计和水蒸气流量计的最大测量误差均小于 0.006。为了方便计算,取 $e_{G_{j,a}} = e_{G_{j,g}} = e_{G_\infty} = 0.006$ 。根据式(6)可知,吹风比 M 的最大测量误差小于 1.20%。

(2) 湿空气含湿量 d 的测量误差。根据湿空气含湿量的定义式(2)可以看出,含湿量的测量误差取决于干空气和水蒸气流量的测量误差。根据误差传递表达式(3)(4),湿空气含湿量 d 的测量误差为

$$e_d = (e_{m_a}^2 + e_{m_g}^2)^{1/2} \quad (7)$$

式中: $e_{m_a} = e_{G_a} < 0.006$; $e_{m_g} = e_{G_g} < 0.006$ 。根据式(7)可知,湿空气含湿量的最大测量误差小于 0.85%。

(3) 气膜冷却效率的测量误差。根据气膜冷却效率的定义式(3)可以看出,影响气膜冷却效率测量精度的因素是主流温度 T_∞ 、冷却工质温度 T_c 和壁面温度 T_w 。壁面温度采用红外热像仪测量,测量误差小于 0.01,来流温度采用热电偶测量,测量误差小于 0.004。为了方便分析,取温度的测量误差均为 0.01。根据误差传递表达式(4),湿空气气膜冷却效率的测量误差为

$$e_\eta = e_T \cdot \left[\frac{T_\infty^2 (T_w - T_c)^2 + T_w^2 (T_\infty - T_c)^2 + T_c^2 (T_\infty - T_w)^2}{(T_\infty - T_w)^2 (T_\infty - T_c)^2} \right]^{1/2} \quad (8)$$

式中 $e_T < 0.01$ 。由于不容易直接从式(8)看出气膜冷却效率的测量误差,将实验中主流温度 $T_\infty = 673 \text{ K}$ 、冷却工质温度 $T_c = 423 \text{ K}$ 和平均壁面温度 $T_w = 533 \text{ K}$ 代入式(8),得到 $e_\eta < 4.67 e_T = 0.0467$,即湿

空气气膜冷却效率的测量误差小于 4.67%。

1.6 实验结果分析

本文实验研究不同吹风比条件下湿空气含湿量对冲击冷却性能的影响。分别在吹风比为 0.7、1.0 和 1.6 的条件下,用不同含湿量的湿空气作为冷却工质进行实验。

图 3 给出了 4 种不同吹风比和不同湿空气含湿量条件下气膜冷却靶面上的气膜冷却效率云图。总体来看,不同吹风比下,湿空气含湿量对气膜冷却效率的影响表现出不同的规律。从图 3(a)~3(d)可以看出,当吹风比为 0.7 时,靶面平均冷却效率 η_{avg} 随着含湿量的增大而增大。随着吹风比的增大,相同含湿量下的靶面平均气膜冷却效率逐渐降低,尤其是远离气膜孔的下游区域冷却效率下降得最为明显。当吹风比为 1.0 或 1.6 时,靶面冷却效率随着含湿量的增加略微有所降低,与吹风比为 0.7 时的

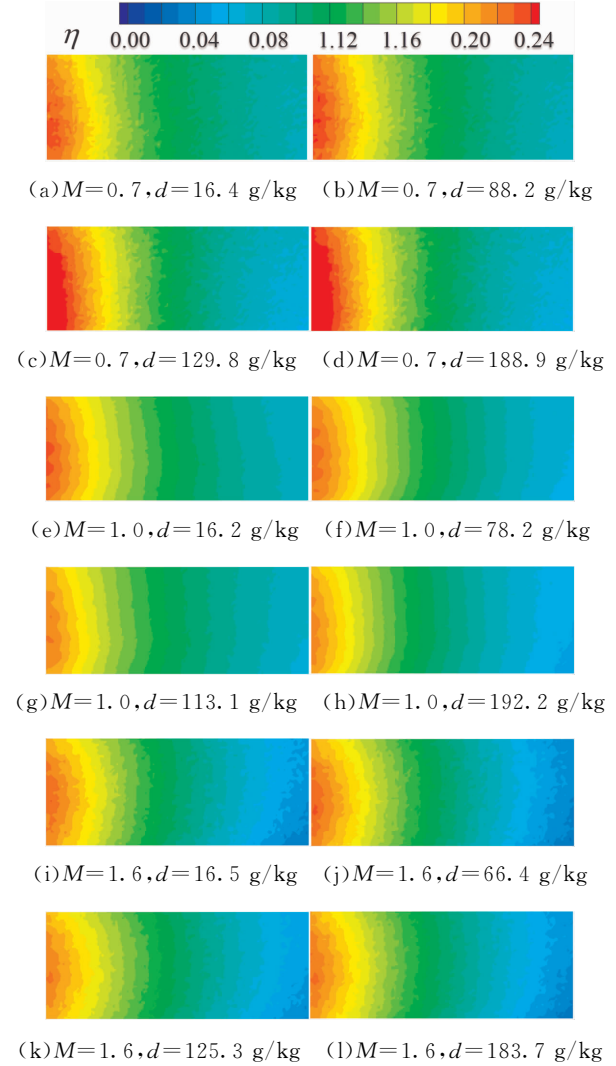
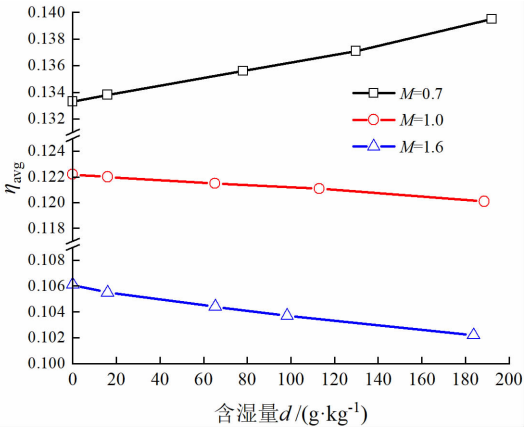


图 3 气膜冷却效率 η 的分布云图

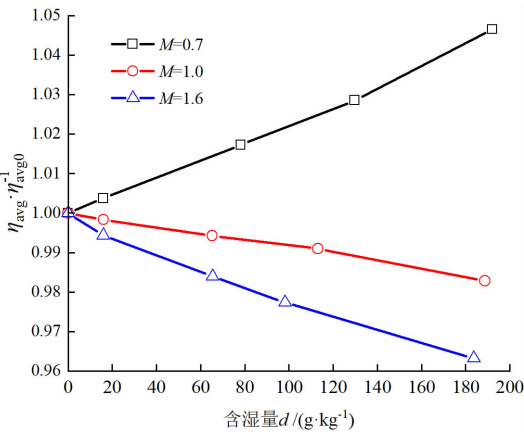
Fig. 3 Contour of film cooling effectiveness η

规律相反。

为了更直观地表达不同吹风比条件下含湿量对气膜冷却效率的影响,图 4 给出了不同吹风比下靶面平均气膜冷却效率 η_{avg} 随含湿量的变化曲线,其中图 4(b)给出的是不同含湿量湿空气冷却条件下靶面平均冷却效率的相对值,比较基准为以干空气为冷却工质时靶面平均的气膜冷却效率 η_{avg0} 。由于实验中的干空气实际上还包含大气中的水蒸气,并非真正意义上的干空气,因此图 4(b)中干空气的靶面平均气膜冷却效率 η_{avg0} 由实验测量值外推得到。从图 4(a)可以看出,气膜冷却效率随含湿量的变化趋势局部接近线性规律,因此这种外推不会引起显著的误差。当吹风比为 0.7 时,靶面平均气膜冷却效率随着含湿量的增加而增加。相比于干空气为冷却工质的工况,当含湿量为 188.9 g/kg 的湿空气作为冷却工质时,气膜冷却效率增加了约 4.8%。当吹风比为 1.0 和 1.6 时,靶面平均冷却效率随着湿空气含湿量的增加而降低。当吹风比为 1.0 时,相



(a) 以 η_{avg} 绝对值表示



(b) 以 η_{avg} 相对值表示

图 4 靶面平均冷却效率 η_{avg} 随含湿量的变化曲线

Fig. 4 Curve of average film cooling effectiveness η_{avg} of target surface

比于干空气工况,含湿量为 192.2 g/kg 的湿空气作为冷却工质时,靶面平均气膜冷却效率降低了约 1%。当吹风比为 1.6 时,含湿量为 192.2 g/kg 的湿空气作为冷却工质时,靶面平均气膜冷却效率比干空气冷却下降了 3.8%。

2 湿空气气膜冷却特性数值研究

2.1 几何模型和边界条件

为了提高计算效率,将数值计算几何模型简化为单个气膜孔,并设置气膜孔两侧为周期性边界条件以模拟实验情形,几何模型结构如图 5 所示。对几何模型采用建模软件进行三维建模,利用 ANSYS ICEM 软件对气膜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,并对边界层处的网格进行加密,气膜孔附近区域采用 O 型网格进行划分。网格结构如图 6 所示。

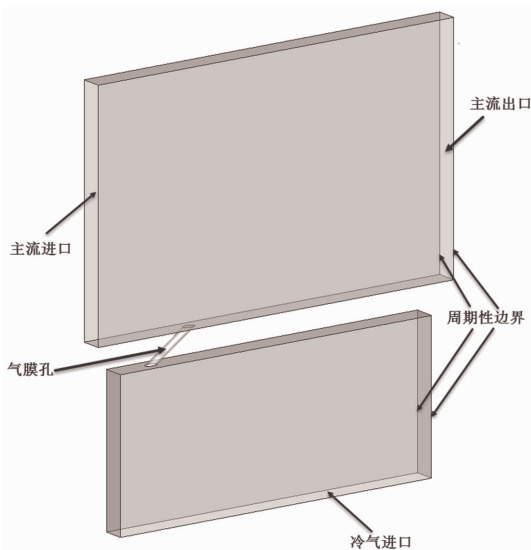


图 5 气膜冷却几何模型

Fig. 5 Geometry of film cooling model

为了探究中、高温条件下湿空气气膜冷却的性能,分别计算了当吹风比为 0.3、0.5、0.7、1.0 和 1.5 时不同含湿量的冷却湿空气以及不同含湿量的主流流动条件下的气膜冷却效率。主流和冷气进口边界条件给定静温和流量,出口边界条件给定压力 1.5 MPa,以模拟燃机涡轮的高压主流。为研究绝热气膜冷却效率,靶面设为绝热边界条件。另外,保持冷气进口温度与主流进口温度之比 0.63 不变,主流进口湍动度设置为高湍动度 10%,冷气进口湍动度设置为中湍动度 5%。气膜孔出口为流-流交界面,主流腔和冷气腔两侧为周期性边界条件,其余壁面均设置为绝热无滑移壁面。

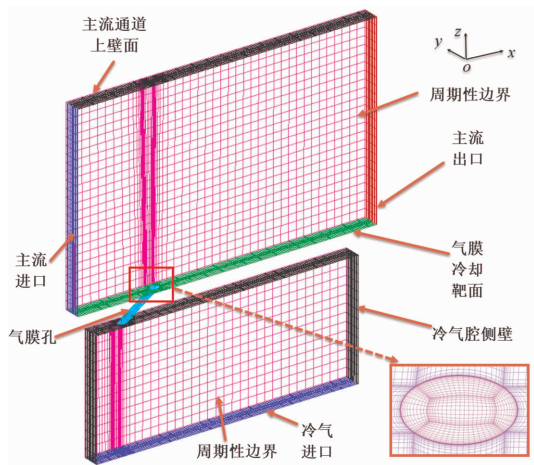


图 6 网格划分示意

Fig. 6 Mesh of film cooling model

2.2 网格无关性验证

为了保证数值计算的准确性,对所采用的数值计算网格进行了网格无关性分析。主流进口温度 T_{in} 为 400 °C、吹风比 M 为 0.7、冷却气体含湿量 d 为 16.4 g/kg 时,靶面平均气膜冷却效率 η_{avg} 随网格数的变化曲线如图 7 所示。可以看到:当网格数小于 450 万时,靶面平均气膜冷却效率 η_{avg} 随着网格数的增大而增大;当网格数超过 490 万时,靶面平均气膜冷却效率 η_{avg} 几乎不再随网格数的变化而变化。因此,本文后续选用 490 万的网格进行计算。

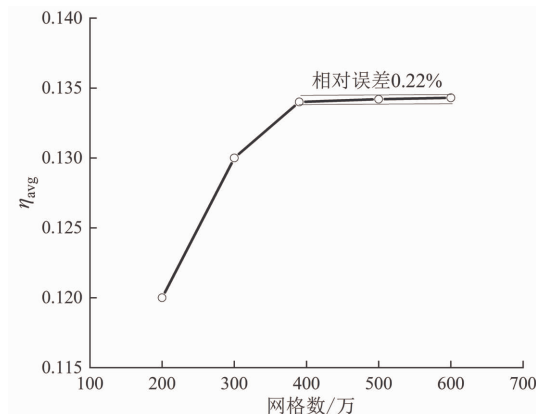


图 7 网格无关性验证

Fig. 7 Grid independence validation

2.3 湍流模型选择

为了验证数值方法的准确性,针对吹风比 M 为 0.7 和 1.6 的实验工况进行了数值计算。在 CFX 中采用了 $k-\epsilon$ 模型、 $k-\omega$ 模型、RNG $k-\epsilon$ 模型和 SST $k-\omega$ 共 4 种两方程湍流模型分别进行求解。采用不同湍流模型计算得到的靶面平均气膜冷却效率 η_{avg} 的相对值如图 8 所示。吹风比为 0.7、含湿量为 100

g/kg 时,靶面沿流向中线上气膜冷却效率分布如图 9 所示,可以看出,数值计算结果选用 SST $k-\omega$ 模型与实验结果吻合较好。图 8 与图 9 均表明,4 种湍流模型中 SST $k-\omega$ 模型对湿空气气膜冷却的预测结果最为准确。因此,后续湿空气气膜冷却工况的计算均采用 SST $k-\omega$ 湍流模型。

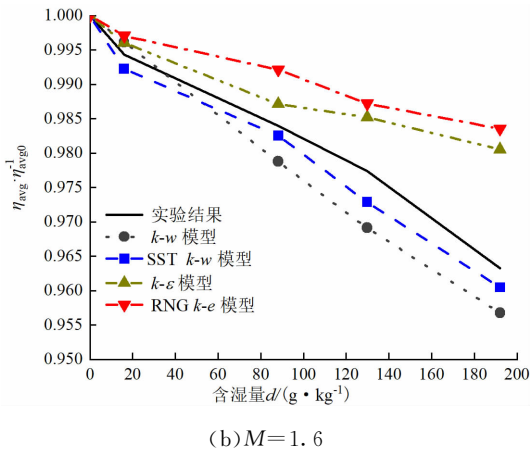
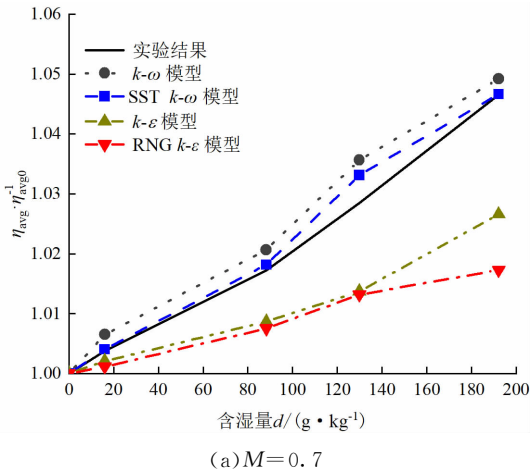


图 8 不同湍流模型得到的冷却效率随含湿量变化曲线
Fig. 8 Variation of film cooling effectiveness against humidity ratio with different turbulence models

2.4 数值结果分析

2.4.1 湿空气流动特性的影响

图 10 为冷却工质含湿量从 0 g/kg 增加到 150 g/kg 时,不同吹风比下气膜孔中线所在截面沿流向的速度分布云图。可以看出,气膜孔内的冷却气体射入主流流场区域后,在带有一定速度的高温主流的压迫下,射流弯曲并覆盖于靶面上,形成低温气膜,从而达到冷却壁面的效果。

由吹风比的定义可知,吹风比越小,冷却气体的速度和流量越小。当冷气吹风比从 0.3 增加到 1.5 时,冷气的速度和流量不断增大。从图中可以明显

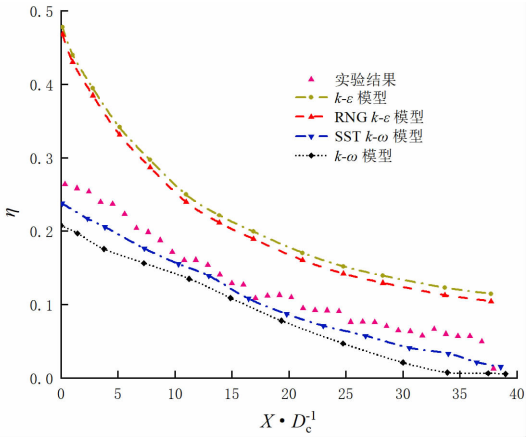


图 9 不同湍流模型得到的靶面中心线上冷却效率变化曲线
Fig. 9 Variation of film cooling effectiveness of the center line of target along the X axis with different turbulence models

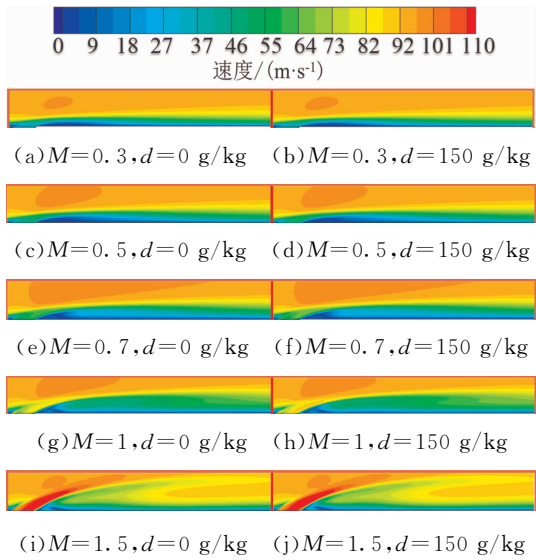


图 10 气膜孔中心线所在截面沿流向的速度云图
Fig. 10 Velocity contour of the center cross-section of the film cooling hole

看出:当吹风比从 0.3 增加到 0.5 时,冷气速度和流量增大,冷却气体覆盖靶面的效果提高,冷却效果达到了所有吹风比下最佳;当吹风比从 0.5 增加到 1.0 时,冷却气体速度和流量继续增大,使得冷气射流不再被压制,而是与主流掺混,脱离靶面,覆盖在靶面上的冷却气体减少,导致冷却效果反而降低;当吹风比增加到 1.5 时,冷却气体速度过大,甚至对气膜孔上游区域的主流形成壅塞作用,使得气膜孔下游的主流热气被卷吸到靶面上,导致靶面区域被主流的热流体所覆盖。总体上看,冷却气体含湿量的不同对气膜冷却的速度场基本没有影响。

为了方便起见,图 11 给出了后续分析中 4 个垂

直于流向的截面位置示意,图中的截面沿主流流动方向依次编号为截面1~4。

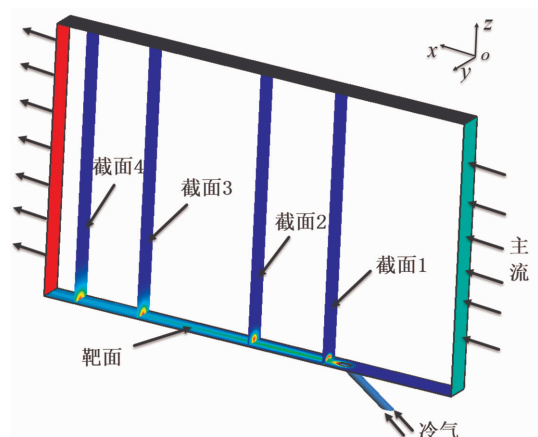


图 11 气膜孔中线所在截面示意

Fig. 11 Diagram of the locations of several sections of the film cooling model

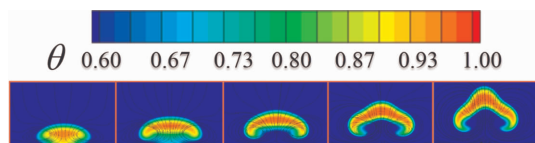
图 12~15 分别给出了冷气含湿量分别从 0 增加到 150 g/kg 时,不同吹风比下气膜孔下游截面 1~4 上的流线和无量纲温度 θ 的分布云图。图中无量纲温度 θ 定义为

$$\theta = \frac{T_{\infty} - T}{T_{\infty} - T_c} \quad (9)$$

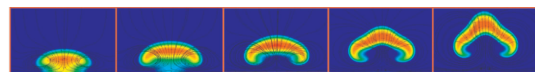
式中 T 为空间点的温度。由上式可知: θ 越接近 1,则表示该点温度和冷气进口温度越接近,冷却效果越好; θ 越接近 0,则表示该点温度和主流进口温度越接近,冷却效果越差。当 T 取靶面温度 T_w 时,无量纲温度 θ 就等于冷却效率,即式(3)。

从图 12~15 可以看出,冷气射入主流后,由于其引发的卷吸作用,在气膜孔后形成了一对旋转方向相反的肾形涡。随着吹风比的增加,肾形涡强度增大并逐渐抬离壁面,导致高温主流被卷吸到肾形涡下面的靶面处,使得冷气气膜覆盖效果减弱,从而使得气膜冷却效果变差。在吹风比相同的情况下,随着冷气与主流不断掺混,沿着主流方向肾形涡对的尺度逐渐增大,而相应的强度逐渐减小,当吹风比 M 处于 0.3~1 时,下游截面 4 处的肾形涡对已经消失。从图 12 可以看出,在气膜孔后靶面上游(截面 1),当冷气射入主流后,不同吹风比条件下,含湿量为 150 g/kg 的冷气所产生的肾形涡和温度场分布都与干空气作为冷气时的情形几乎相同。

从图 13 和图 14 可以看出,在气膜孔后的靶面中游(截面 2 和 3 处),随着冷气含湿量的增加,在低吹风比($M < 1.0$)条件下,冷气核心区即靶面高 θ 区域分布的范围随着冷气含湿量的增大而增大。当吹



(a) $M=0.3$ (b) $M=0.5$ (c) $M=0.7$ (d) $M=1.0$ (e) $M=1.5$
 $d=0$ g/kg $d=0$ g/kg $d=0$ g/kg $d=0$ g/kg $d=0$ g/kg

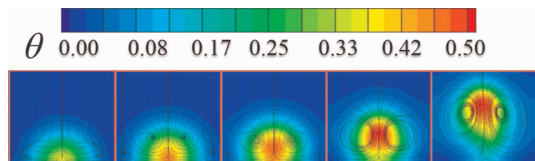


(f) $M=0.3$ (g) $M=0.5$ (h) $M=0.7$ (i) $M=1.0$ (j) $M=1.5$
 $d=150$ g/kg $d=150$ g/kg $d=150$ g/kg $d=150$ g/kg $d=150$ g/kg

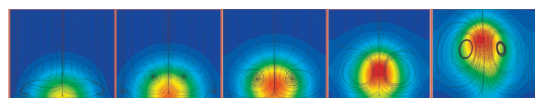
图 12 截面 1 的流线和无量纲温度云图

Fig. 12 Contour of dimensionless temperature and the streamline on section 1

风比大于 1.0 后,随着冷气含湿量的增加,冷气核心高 θ 区域的面积依然增大,但此时的肾形涡已脱离靶面,因而冷气加湿产生的效果不明显。对比图 13 和图 14 可以发现,在图 13 中,当低吹风比 $M=0.3$ 时,肾形涡由于强度不足而消散。此后随着吹风比的增加,冷气动量比增加,肾形涡强度较高因而在气膜孔后中游处维持涡的形态。未消散的肾形涡将主流向肾形涡底部卷吸,导致图 13(c)~13(e)和图 13(i)~13(h)中高 θ 区域靠近靶面的部分出现内缩现象,这将导致气膜冷却效率降低。



(a) $M=0.3$ (b) $M=0.5$ (c) $M=0.7$ (d) $M=1.0$ (e) $M=1.5$
 $d=0$ g/kg $d=0$ g/kg $d=0$ g/kg $d=0$ g/kg $d=0$ g/kg



(f) $M=0.3$ (g) $M=0.5$ (h) $M=0.7$ (i) $M=1.0$ (j) $M=1.5$
 $d=150$ g/kg $d=150$ g/kg $d=150$ g/kg $d=150$ g/kg $d=150$ g/kg

图 13 截面 2 的流线和无量纲温度云图

Fig. 13 Contour of dimensionless temperature and the streamline on section 2

在图 14 中(截面 3 处),在吹风比 $M=0.3$ 、0.5 和 0.7 时,肾形涡均已消散,表明随着主流向下游流动,肾形涡的强度逐渐降低。从图 15 可以看出,在低吹风比($M \leq 1.0$)下随着冷气不断向下游流动,冷

气最终在截面 4 处实现了再附,在肾形涡消散后重新受到主流的压制作用而贴回到靶面上。在吹风比 $M=1.5$ 时,下游位置截面 4 处的肾形涡依然保持着一定的强度而未能消散,从而持续将冷气抬升远离壁面,并将主流热气卷吸至靶面处,导致冷气在截面 4 处仍未能实现再附,使得截面 4 处的气膜冷却效率低于低吹风比的工况。随着冷气含湿量的增加:在低吹风比($M<1.0$)下,气膜孔下游处靶面高 θ 区域分布的范围明显增大;在高吹风比($M>1.0$)下,靶面高 θ 区域分布的范围有一定的减小。

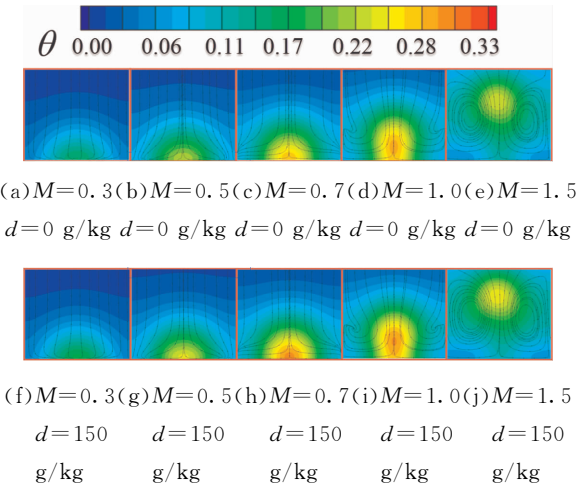


图 14 截面 3 的流线和无量纲温度云图

Fig. 14 Contour of dimensionless temperature and the streamline on section 3

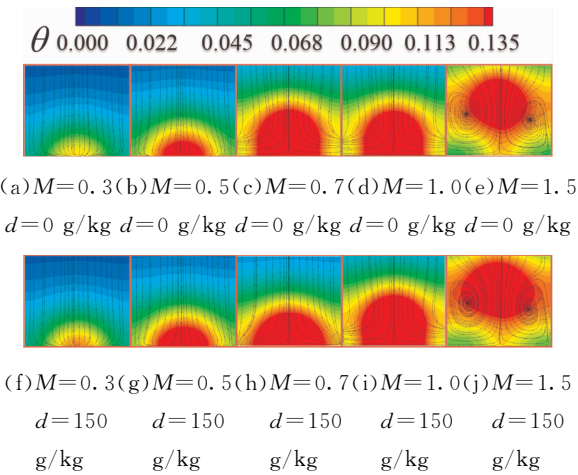


图 15 截面 4 的流线和无量纲温度云图

Fig. 15 Contour of dimensionless temperature and the streamline on section 4

总体上看,冷气含湿量增加时,气膜孔后的上游位置处的流场和温度分布受影响不大。在气膜孔后的中、下游位置,冷气含湿量增加时:在低吹风比($M<1.0$)下,靶面高 θ 区域分布的范围增加,气膜冷却

效率随含湿量增加而增加;在高吹风比($M>1.0$)下,靶面高 θ 区域分布的范围减小,气膜冷却效率随含湿量增加而减小。

2.4.2 湿空气对传热特性的影响

图 16~图 18 给出了吹风比 M 分别为 0.3、1.0 和 1.5 时,不同含湿量的冷气相对于干空气冷气的冷却效率相对值云图。从图 16 可以看出,当吹风比 $M=0.3$ 时,随着冷气含湿量的增加,气膜冷却效率总体有所增加。在靠近气膜孔的上游区域存在一个带状区域,该区域内的气膜冷却效率相对于干空气冷气时几乎不变或者有一定的降低。在气膜孔后的下游区域,气膜冷却效率随着含湿量的增加显著增加。

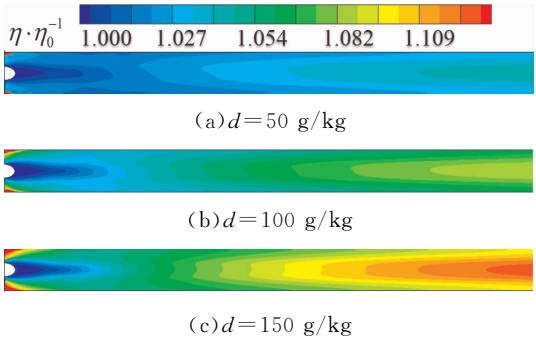


图 16 $M=0.3$ 时的气膜冷却效率相对值云图

Fig. 16 Contour of relative value of film cooling effectiveness with M is 0.3

从图 16(c)可以明显看出,在气膜孔下游处,相比于冷气为干空气时,冷气含湿量为 150 g/kg 时气膜冷却效率提高了约 12%,且靶面中间处冷却效率的提升比两侧明显,这表明 $M=0.3$ 时冷气加湿可以使得气膜在下游的“再附”效果提高。

从图 17 可以看出,在吹风比 $M=1.0$ 时,随着冷气含湿量的增加,气膜孔后的上游和中游位置处的气膜冷却效率不变或者有一定程度增加,下游位置的气膜冷却效率增加明显,在冷气含湿量为 150 g/kg 时达到了最高,约为 4.5%。相较于 $M=0.3$ 时的工况, $M=1$ 时上游和中游出现了更大面积的气膜冷却效率未增加的区域,而下游气膜冷却效率增加区域的面积和冷却效率的增加值也明显减小。表明在吹风比 $M=1$ 时,增加冷气含湿量可以提高气膜在下游的“再附”效果,但效果没有吹风比 $M=0.3$ 时显著。

从图 18 可以看出,在吹风比 $M=1.5$ 时,随着冷气含湿量的增加,靶面中间处冷却效率提升不大,靶面两侧处冷却效率明显增加。这是因为在吹风比

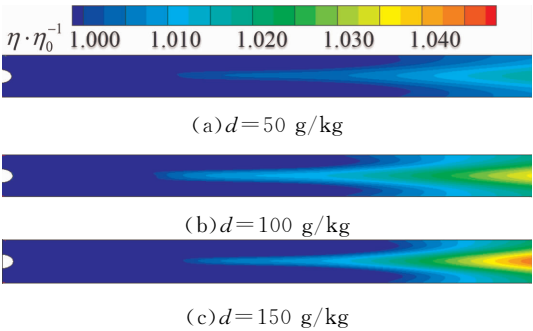


图 17 $M=1.0$ 时的气膜冷却效率相对值云图
Fig. 17 Contour of relative value of film cooling effectiveness with M is 1.0

$M=1.5$ 时,肾形涡强度高,从而抬升并彻底脱离靶面,且未能在下游实现“再附”,肾形涡将主流卷吸到靶面中间处,并且使一部分冷气回流至靶面两侧位置,导致此时靶面中间冷却效率低,而两侧冷却效率高,这与图 15 中得出的结论是一致的。

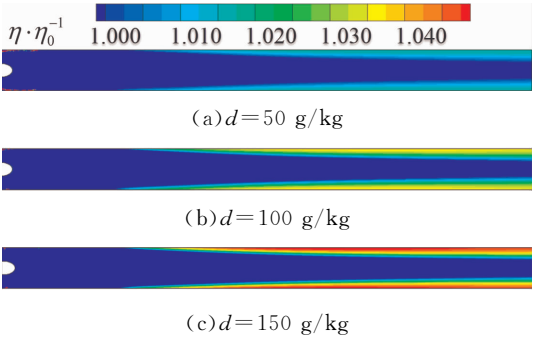


图 18 $M=1.5$ 时的湿空气气膜冷却效率相对值云图
Fig. 18 Contour of relative value of film cooling effectiveness with M is 1.5

图 19~图 21 分别给出了主流含湿量 d_{ma} 为 666 g/kg、吹风比分别为 0.3、1.0 和 1.5 时,不同含湿量的冷气相对于干空气冷气的冷却效率云图。对比图 16 和图 19、图 17 和图 20、图 18 和图 21 可以发现,在气膜冷却中,当主流加湿、采用湿空气进行冷却时,在低吹风比和高吹风比下,都可以获得更佳的气膜冷却效率提升。因此,在湿化透平气膜冷却中更推荐冷气采用湿空气作为工质。

表 1 给出了不同吹风比和不同冷气含湿量对应的靶面平均气膜冷却效率、速度比、密度比和动量比的数据。由表可知,在相同吹风比下,密度比随着冷气含湿量的增大而减小,速度比和动量比随着冷气含湿量的增大而增大,速度比和动量比则随吹风比呈现单调递增的规律。当动量比小于 0.5 (M 处于 0.3~0.7 范围内)时,随着含湿量的增加,动量比增

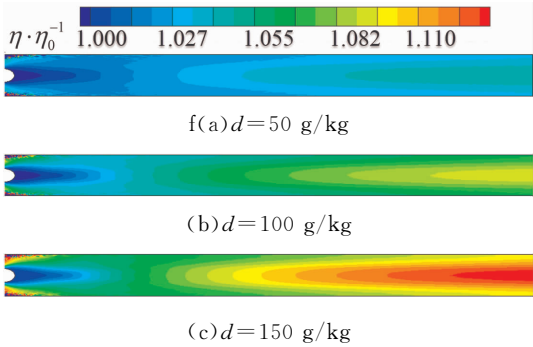


图 19 $d_{ma}=666$ g/kg、 $M=0.3$ 时的气膜冷却效率相对值云图
Fig. 19 Contour of relative value of film cooling effectiveness with M is 0.3 and d_{ma} is 666 g/kg

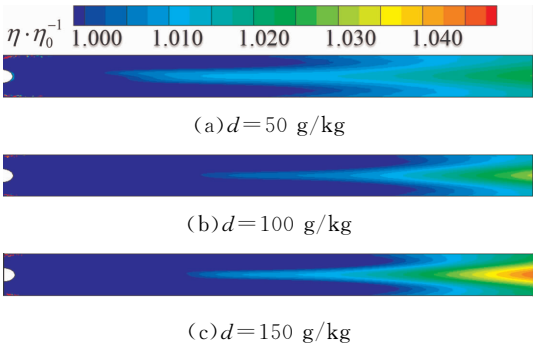


图 20 $d_{ma}=666$ g/kg、 $M=1.0$ 时的气膜冷却效率相对值云图
Fig. 20 Contour of relative value of film cooling effectiveness with M is 1.0 and d_{ma} is 666 g/kg

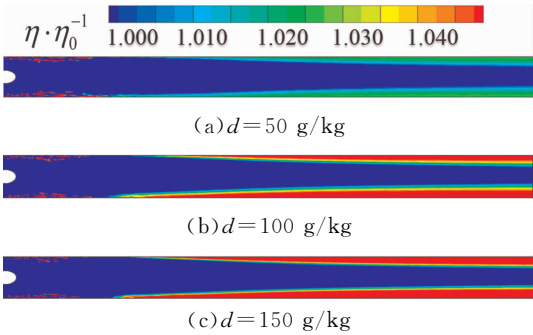


图 21 $d_{ma}=666$ g/kg、 $M=1.5$ 时的湿空气气膜冷却效率相对值云图
Fig. 21 Contour of relative value of film cooling effectiveness with M is 1.5 and d_{ma} is 666 g/kg

加,靶面平均冷却效率增加;当动量比在 0.5~0.75 之间 ($M=1$) 时,动量比的增加对靶面平均冷却效率影响不大;当动量比大于 0.75 ($M=1.5$) 时,动量比增加,靶面平均冷却效率降低。

可以认为,改变冷气含湿量本质上是改变了冷气和主流间的动量交换效果,从而影响了冷却气膜在靶面的覆盖效果。当动量比小于 0.5 时,冷气射

流被主流压制在靶面上,随着含湿量增大,动量比增大,冷气膜覆盖效果提高;当动量比在 0.5~0.75 之间时,主流和冷气射流的掺混效果达到临界值,随着含湿量增大,动量比增大,冷气膜覆盖效果几乎不变;当动量比大于 0.75 时,冷气射流几乎完全射入主流离开靶面,随着含湿量增大,动量比增大,再附效果变差,靶面气膜冷却效率降低。也就是说,当冷气加湿后,冷气中水蒸气的含量使得冷气与主流的动量比为 0.5 左右时,靶面的平均冷却效率最大。

表 1 气膜冷却特性参数

Table 1 Characteristic parameters of film cooling					
吹风比 M	含湿量 $d/(\text{g} \cdot \text{kg}^{-1})$	靶面平均冷却效率 η	密度比 $\rho_c \cdot \rho_\infty^{-1}$	速度比 $v_c \cdot v_\infty^{-1}$	动量比 $P_c \cdot P_\infty^{-1}$
0.3	0	0.111 7	1.662	0.251	0.105
	50	0.114 0	1.615	0.257	0.107
	100	0.116 4	1.575	0.263	0.109
	150	0.118 6	1.541	0.270	0.112
0.5	0	0.136 0	1.663	0.385	0.246
	50	0.138 3	1.615	0.397	0.255
	100	0.140 0	1.575	0.406	0.260
	150	0.142 4	1.544	0.414	0.265
0.7	0	0.138 1	1.678	0.513	0.442
	50	0.140 5	1.630	0.527	0.453
	100	0.142 7	1.590	0.540	0.464
	150	0.144 7	1.556	0.555	0.479
1.0	0	0.108 9	1.662	0.724	0.871
	50	0.108 6	1.613	0.742	0.888
	100	0.108 8	1.575	0.759	0.907
	150	0.108 1	1.575	0.759	0.907
1.5	0	0.048 2	1.659	1.061	1.868
	50	0.047 7	1.612	1.090	1.915
	100	0.047 4	1.572	1.115	1.954
	150	0.046 7	1.536	1.140	1.996

3 湿空气气膜冷却效率关联式

气膜冷却关联式对于透平叶片冷却结构的设计和优化具有重要意义。根据上文的分析可以看到,湿空气平板气膜冷却的冷却效率与冷气的流量、速度以及含湿量密切相关。其中,冷气的流量、速度可用无量纲参数吹风比 M 描述,含湿量是影响湿空气物性的关键参数,因而可用含湿量 d 来描述。本节将湿空气平板气膜冷却靶面的平均冷却效率 η_{avg} 和

湿空气的含湿量 d 以及吹风比 M 进行关联式拟合,从而得到湿空气平板气膜冷却效率与吹风比 M 和含湿量 d 之间的一般规律,为湿空气平板气膜冷却系统的设计和优化提供参考。

本文中的湿空气平板气膜冷却结构是基于干空气平板气膜冷却实验的经典几何结构建立的。对于湿空气平板气膜冷却性能的研究,目的在于获得湿空气平板气膜冷却性能相对于干空气平板气膜冷却性能的额外影响。因此,采用如下方法获得湿空气平板气膜冷却的传热关联式。

(1)根据干空气平板气膜冷却的数值计算结果推导气膜冷却靶面平均冷却效率 $\eta_{\text{avg}0}$ 的计算关联式。

(2)根据 $\eta_{\text{avg}0}$ 以及湿空气平板气膜冷却的数值计算结果推导气膜冷却靶面平均冷却效率 η_{avg} 和 $\eta_{\text{avg}0}$ 之间的关系。

(3)根据数值计算中获得的关联式与实验结果的 $\eta_{\text{avg}}/\eta_{\text{avg}0}$ 进行对比验证,以确定关联式的准确性和适用性。

对于干空气平板气膜冷却,在确定的几何条件下,靶面平均冷却效率 $\eta_{\text{avg}0}$ 定义为吹风比 M 的函数,吹风比 M 是表征冷却工质和主流工质动量和速度比的重要参数,得到干空气平板气膜冷却效率的计算关联式为

$$\eta_{\text{avg}0} = 0.045\,28 + 0.146\,2\text{e}^{-(\frac{M-0.634\,9}{0.614\,9})^2} \quad (10)$$

式中 $0.3 \leq M \leq 1.5$ 。

定义湿空气平板气膜冷却靶面的平均冷却效率 η_{avg} 为 $\eta_{\text{avg}0}$ 、冷气含湿量 d 和平板气膜吹风比 M 的函数,得到湿空气平板气膜冷却效率的计算关联式

$$\eta_{\text{avg}}/\eta_{\text{avg}0} = 0.995 + d(0.000\,192\,24M^2 - 0.000\,878M + 0.000\,79) \quad (11)$$

式中 $0 \leq d \leq 150\text{ g/kg}$; $0.3 \leq M \leq 1.5$ 。

为了考察上述冷却效率计算关联式的有效性,图 22 给出了采用湿空气平板气膜冷却效率计算关联式(式(11))的计算值 $(\eta_{\text{avg}}/\eta_{\text{avg}0})_{\text{e}}$ 与数值计算结果 $(\eta_{\text{avg}}/\eta_{\text{avg}0})_{\text{n}}$ 的相关性分布。可以看出,数值计算结果和式(11)的数据点均分布在斜率为 0.98 和 1.02 的两条直线范围内,表明式(11)的计算值和数值计算值的误差在 $\pm 2\%$ 以内。

此外,将实验工况参数和测量结果代入式(10)(11)中获得关联式的计算值,并在图 22 中给出关联式计算值与实验测量值的相关性分布。可以看出,将式(10)(11)推广到包含实验工况在内的 $0 \leq d \leq 188.9\text{ g/kg}$; $0.3 \leq M \leq 1.6$ 范围时,实验值和关联

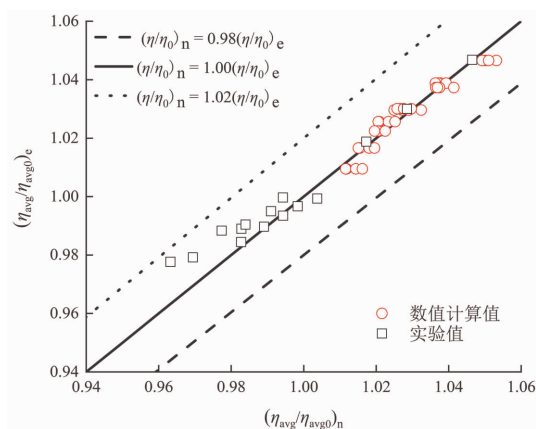


图22 气膜冷却靶面 $\eta_{\text{avg}}/\eta_{\text{avg0}}$ 关联式计算值相关性分布

Fig. 22 Correlation distribution of $\eta_{\text{avg}}/\eta_{\text{avg0}}$ form empirical formula of film cooling target surface

式的数据点均分布在斜率为 0.98 和 1.02 的两条直线范围内,表明该关联式相对于实验结果的误差也在 $\pm 2\%$ 以内。

4 结 论

本文对不同吹风比和不同含湿量冷却空气平板气膜的冷却性能进行了实验与数值分析,可得到如下结论。

(1)在实验条件下,当吹风比为 0.7 时,靶面冷却效率随含湿量的增加而增加,含湿量为 188.9 g/kg 的湿空气相对于干空气的气膜冷却效率增加了约 4.8%。当吹风比大于 1.0 时,靶面平均气膜冷却效率随着吹风比的增大而降低,远离气膜孔的区域冷却效率下降得最明显,含湿量为 192.2 g/kg 时,靶面平均气膜冷却效率降低了约 1%。

(2)数值分析结果表明,不同吹风比下气膜射流沿流向的速度分布不同。当 $M < 0.5$ 时,随着吹风比的增大,冷气覆盖靶面效果较好,而当 $M > 0.5$ 时,随着吹风比的增大,冷气与主流的掺混增强,导致冷却效果减弱。

(3)数值分析结果表明,不同吹风比下,随着含湿量的增大,靶面冷却效率增大的区域有所不同。相对于干空气的情况, M 为 0.3 与 1、含湿量由 0 g/kg 增加到 150 g/kg 时,靶面气膜冷却效率在靶面上游中游均有小幅度增加。特别地,当含湿量为 150 g/kg 时, $M=0.3$ 下游处靶面均气膜冷却效率提高了 12%, $M=1.0$ 下游处靶面均气膜冷却效率提高了 4.5%。当 $M=1.5$ 时,随着冷气含湿量的增加,靶面中间处冷却效率提升不大,靶面两侧处冷却效率明显增加。

(4)含湿量的改变本质上是改变了冷气与主流之间的动量交换效果,从而影响了冷却气膜在靶面上的覆盖效果。动量比小于 0.5 时,含湿量增大,冷却气膜被主流压制在靶面上,冷却效果提高;动量比在 0.5~0.75 之间时,随着含湿量增大,动量比增大,冷气膜覆盖效果几乎不变;动量比大于 0.75 时,冷气射流几乎完全射入主流离开靶面,再附效果变差,靶面气膜冷却效率降低。

(5)主流加湿会使得靶面气膜冷却效率增大。

(6)针对湿空气气膜冷却进行了传热关联式的拟合,结果表明实验值和计算值均分布在斜率为 0.98 和 1.02 的两条直线范围内,表明该关联式相对于实验结果的误差在 $\pm 2\%$ 以内。

参考文献:

- [1] 翁史烈,陈汉平. 湿空气透平循环的基础研究 [M]. 上海: 上海交通大学出版社, 2008: 1-10.
- [2] JONSSON M, YAN Jinyue. Humidified gas turbines: a review of proposed and implemented cycles [J]. Energy, 2005, 30(7): 1013-1078.
- [3] 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.
- [4] HERRMANN S, KRETZSCHMAR H J, GATLEY D P. Thermodynamic properties of real moist air, dry air, steam, water, and ice (RP-1485) [J]. HVAC&R Research, 2009, 15(5): 961-986.
- [5] HATAMIYA S, ARAKI H, KATAGIRI Y, et al. An experimental and analytical study on the advanced humid air turbine system [C]// Proceedings of the International Conference on Power Engineering 2017. Hangzhou, China: Zhejiang University, 2007: 290-296.
- [6] LAKEHAL D, THEODORIDIS G S, RODI W. Computation of film cooling of a flat plate by lateral injection from a row of holes [J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 1998, 19(5): 418-430.
- [7] 张志欣,李冯,刘钊,等. 气膜孔角度对动叶前缘冲击/气膜复合冷却的影响 [J]. 工程热物理学报, 2021, 42(1): 130-135.
ZHANG Zhixin, LI Feng, LIU Zhao, et al. Effect of film hole angle on combined impingement and film cooling on a blade leading edge model [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2021, 42(1): 130-135.
- [8] COLBAN W, GRATTON A, THOLE K A, et al.

- Heat transfer and film-cooling measurements on a stator vane with fan-shaped cooling holes [J]. *Journal of Turbomachinery*, 2006, 128(1): 53-61.
- [9] HALE C A, PLESNIAK M W, RAMADHYANI S. Film cooling effectiveness for short film cooling holes fed by a narrow plenum [J]. *Journal of Turbomachinery*, 2000, 122(3): 553-557.
- [10] LIGRANI P M, WIGLE J M, JACKSON S W. Film-cooling from holes with compound angle orientations; part 2 results downstream of a single row of holes with 6d spanwise spacing [J]. *Journal of Heat Transfer*, 1994, 116(2): 353-362.
- [11] THOLE K, GRITSCH M, SCHULZ A, et al. Flow-field measurements for film-cooling holes with expanded exits [J]. *Journal of Turbomachinery*, 1998, 120(2): 327-336.
- [12] BUNKER R S. Film cooling effectiveness due to discrete holes within a transverse surface slot [C] // ASME Turbo Expo 2002: Power for Land, Sea, and Air. New York, NY, USA: ASME, 2002: 129-138.
- [13] SINHA A K, BOGARD D G, CRAWFORD M E. Film-cooling effectiveness downstream of a single row of holes with variable density ratio [J]. *Journal of Turbomachinery*, 1991, 113(3): 442-449.
- [14] PABBISSETTY M R, PRASAD B V S S S. Effect of blowing ratio on mist-assisted air film cooling of a flat plate: an experimental study [J]. *Journal of Thermal Science and Engineering Applications*, 2021, 13(3): 031016.
- [15] 翟颖妮, 刘存良. 高主流湍流度下大倾角异型气膜孔冷却特性实验研究 [J]. *西安交通大学学报*, 2017, 51(7): 16-23.
- ZHAI Yingni, LIU Cunliang. Experimental study on the film cooling performance of odd-shaped film holes with large inclination angle under high turbulence intensity [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2017, 51(7): 16-23.
- [16] 李健武, 符阳春, 张志伟, 等. 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 [J]. *西安交通大学学报*, 2020, 54(5): 170-178.
- LI Jianwu, FU Yangchun, ZHANG Zhiwei, et al. Influences of inlet Reynolds number and humidity ratio of moist air on flow and heat transfer characteristics of impingement cooling [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2020, 54(5): 170-178.
- [17] 符阳春, 李健武, 廖贵鄂, 等. 湿燃气透平叶片热流固耦合换热特性的数值研究 [J]. *动力工程学报*, 2021, 41(10): 849-858.
- FU Yangchun, LI Jianwu, LIAO Guie, et al. Numerical study on thermo-fluid-solid coupling heat transfer performance of moist gas turbine blades [J]. *Journal of Chinese Society of Power Engineering*, 2021, 41(10): 849-858.
- [18] 刘锐宝. 气冷涡轮叶片两相流冷却性能研究 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2012.
- [19] GUO Tao, WANG Ting, GADDIS J L. Mist/steam cooling in a 180-degree tube bend [J]. *Journal of Heat Transfer*, 2000, 122(4): 749-756.
- [20] GUO T, WANG T, GADDIS J L. Mist/steam cooling in a heated horizontal tube; part 1 experimental system [C] // ASME 1999 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition. New York, NY, USA: ASME, 1999: V003T01A035.
- [21] DHANASEKARAN T S, WANG Ting. Numerical model validation and prediction of mist/steam cooling in a 180-degree bend tube [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2012, 55(13/14): 3818-3828.
- [22] 杜长河, 李亮, 丰镇平. 叶片蒸汽冷却耦合换热特性的数值研究 [J]. *动力工程学报*, 2015, 35(2): 113-118, 133.
- DU Changhe, LI Liang, FENG Zhenping. Numerical study on conjugate heat transfer performance of steam-cooled blades [J]. *Journal of Chinese Society of Power Engineering*, 2015, 35(2): 113-118, 133.
- [23] LIU Jiazeng, GAO Jianmin, GAO Tieyu. An experimental investigation of heat transfer characteristics in a steam-cooled square channel with rib turbulators [C] // ASME 2011 Turbo Expo: Turbine Technical Conference and Exposition. New York, NY, USA: ASME, 2011: 1529-1534.
- [24] LIU Jiazeng, GAO Jianmin, GAO Tieyu, et al. Heat transfer characteristics in steam-cooled rectangular channels with two opposite rib-roughened walls [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2013, 50(1): 104-111.
- [25] BOHN D, WOLFF A, WOLFF M, et al. Experimental and numerical investigation of a steam-cooled vane [C] // ASME Turbo Expo 2002: Power for Land, Sea, and Air. New York, NY, USA: ASME, 2002: 477-484.
- [26] 朱华, 严彪, 刘雨松, 等. 湿空气透平冷却技术研究 [J]. *发电技术*, 2021, 42(4): 412-421.
- ZHU Hua, YAN Biao, LIU Yusong, et al. Study on humid air turbine cooling technique [J]. *Power Generation Technology*, 2021, 42(4): 412-421.

(编辑 陶晴 杜秀杰)