

周向角和直径比对切向双旋流冷却 流动与传热特性的作用机理

何娟^{1,2}, 邓清华^{1,2}, 高铁瑜^{1,2}, 丰镇平^{1,2}

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

摘要: 考虑到当前对透平叶片前缘双旋流冷却结构的流动与传热机理认识不足, 建立了合理的切向双旋流冷却结构模型, 采用雷诺时均 Navier-Stokes 方程求解 SST $k-\omega$ 湍流模型, 数值分析了周向角为 $60^\circ \sim 120^\circ$ 、直径比为 0.435~1.2 时双旋流腔内的流动和传热特性。计算结果表明: 与单旋流冷却相比, 冷气在双旋流腔内形成相反涡对, 在融合区出现冲击和再附现象, 使综合换热性能更好。随着周向角增大, 旋流腔壁面的努塞尔数先增大后减小, 而摩擦系数呈现相反的变化趋势, 评估得到周向角为 90° 时的综合换热因子最高, 可以达到 1.49; 当直径比为 0.6 时, 综合换热因子可达到 1.52, 当直径比小于 0.6 时, 综合换热性能几乎不受直径比影响, 而直径比大于 0.6 时, 综合换热性能随直径比增大而减小, 尤其在直径比大于 1 时急剧下降。

关键词: 双旋流冷却; 周向角; 直径比; 努塞尔数; 摩擦系数

中图分类号: TK261 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202009010 **文章编号:** 0253-987X(2020)09-0089-11



OSID 码

Effects of Circumferential Angle and Diameter Ratio on the Flow and Heat Transfer Characteristics of Double Swirl Cooling

HE Juan^{1,2}, DENG Qinghua^{1,2}, GAO Tiewu^{1,2}, FENG Zhenping^{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: Considering the lack of understanding of the flow and heat transfer mechanism of the double swirl cooling structure at the leading edge of turbine blades, a reasonable tangential double swirl cooling structure model was established. The SST $k-\omega$ turbulence model was solved by using the Reynolds averaged Navier-Stokes (RANS) equation. The flow and heat transfer characteristics of the double swirl chamber were analyzed when the circumferential angle is $60^\circ \sim 120^\circ$ and the diameter ratio is 0.435-1.2. The results show that, compared with the single swirl cooling, the opposite vortex pair is formed in the double swirl chamber, and the phenomenon of impingement and reattachment appears in the fusion zone, which makes the comprehensive heat transfer performance better. With the increase of the circumferential angle, the Nusselt number of the swirl chamber wall increases first and then decreases, while the friction coefficient shows an opposite trend. It is estimated that the comprehensive heat transfer factor reaches its highest value 1.94 when the circumferential angle is 90° . When the diameter ratio is 0.6, the comprehensive heat transfer factor can reach 1.52; when the diameter ratio is less than 0.6, the comprehensive heat transfer performance is almost unaffected; and when is

greater than 0.6, the comprehensive heat transfer performance decreases with the diameter ratio, especially when the diameter ratio is greater than 1, the performance drops dramatically.

Keywords: double swirl cooling; circumferential angle; diameter ratio; Nusselt number; friction coefficient

提高燃气轮机输出功率和循环效率的重要手段之一是提高透平进口温度。目前,透平进口温度已经达到 2 kK 左右,远远超过材料的耐温极限^[1],透平叶片冷却技术的应用就显得尤为重要。

Colladay 于 1972 年最早提出双层壁冷却结构,以实现冷却空气的有效利用^[2]。Ashmole 等指出在相同的工作条件下,燃烧室采用双层壁冷却结构可以节约 67% 的冷气量^[3]。目前,双层壁结构已经成功应用于透平叶片冷却。Zhou 等研究发现,双层壁冷却能显著提高冷却性能^[4-6]。罗磊等研究表明,在双层壁冷却结构中加入扰流结构会进一步强化换热^[7-9]。Song 等进一步发现,双层壁结构的流阻系数对孔型、孔径、孔倾角等结构参数比较敏感^[10]。

目前,冲击冷却和旋流冷却是双层壁冷却的两种主要内部冷却形式。Fan 等比较研究了双层壁冲击冷却和双层壁旋流冷却的流动换热特性,结果表明后者的综合冷却性能更好^[11]。透平叶片前缘承受着最高的热负荷,通常采用冲击冷却,而旋流冷却作为一种新兴的冷却技术,相对于冲击冷却,具有换热更加均匀、受横流影响更小的优点,目前已经成为叶片前缘冷却研究的前沿方向。

Hay 等在 1975 年首次提出将旋流腔用于透平叶片内部冷却,实验发现壁面某些位置的换热能力可以增强到完全发展的非旋转湍流时的 8 倍^[12]。Glezer 等比较了 3 种不同内部冷却结构的换热能力,发现实验条件下旋流冷却的换热能力最高^[13]。Ligrani 等实验发现,旋流冷却在高冷气质量流量时具有更高、更均匀的换热系数分布^[14]。Liu 等数值研究了雷诺数和温比对真实透平叶片前缘旋流冷却的影响,结果表明换热系数随雷诺数增加而增加,随温比降低而增加^[15]。杜长河等数值分析了喷嘴几何参数(喷嘴长宽比、面积、数目和射流角)和冷气气动参数(雷诺数、密度比等)对旋流冷却流动和换热的影响,发现喷嘴长宽比为 1 时表现出最佳的冷却效果;喷射角偏离 90° 时的传热强度减弱;高传热区换热强度随喷嘴数增多而减小,但分布更为均匀;努塞尔数随喷射角和喷嘴数的增大而先增大后减小^[16-20]。Lerch 等实验发现,旋流可以明显改善气膜冷却性能^[21]。Wang 等发现旋流冷却的努塞尔数 Nu 和压

力损失系数随雷诺数增加而增加,同时旋流强度对努塞尔数峰值出现的区域也有一定的影响^[22]。

旋流冷却通过高速旋转时产生的较大径向压力梯度和较薄热边界层来提高换热强度。为充分利用其换热机理,Kusterer 等在 2013 年首次提出了双旋流冷却(DSC)的概念,结果表明 DSC 结构能够极大提升换热效果^[23]。Lin 等和 Kusterer 等随后研究了双旋流腔的融合比和截面形状对流动换热的影响,发现 Nu 和压降随融合比增加而减小,融合比在 20%~23% 时有最好的综合换热性能,并在实际叶片前缘进行耦合计算,发现 DSC 机制使固体材料的温度更低、更均匀^[24-26]。Zhou 等数值分析了冲击孔结构和双旋流腔截面型线对流动换热的影响,发现冲击孔为圆形时有最好的换热性能和最小的流动损失,旋流通道截面的垂直半轴和水平半轴的长度比最大时产生最低的流动损失、最大的平均努塞尔数和最佳的综合换热性能,DSC 中平均努塞尔数和综合换热能力的增幅最大可分别达到 30% 和 33%^[27-28]。

另外,对比文献[23-24]的研究结果,发现喷嘴位置对双旋流冷却的综合换热性能有一定的影响。文献[24]的数据表明,在基于旋流腔水力直径的雷诺数为 10 000、融合比为 0.2 时,喷嘴布置在双旋流腔中部(正向双旋流)的综合换热能力大约是单旋流冷却的 1.097 倍。文献[23]给出的数据则表明雷诺数为 10 500 时,喷嘴布置在双旋流腔一侧(切向双旋流)的综合换热能力大约是单旋流冷却的 1.157 倍。综合两文献数据可以看出,融合比小时切向双旋流冷却比正向双旋流冷却的综合换热性能好。

目前,对于双旋流冷却的研究主要集中在旋流腔截面型线和融合比等结构参数以及冷气的气动参数上,关于周向角和两圆柱形通道直径比的研究还未见有公开文献。在以往的研究中,双旋流的两圆柱形通道完全相同且中心连线垂直于喷嘴进气方向,但考虑到实际透平叶片前缘滞止线附近吸力面和压力面的曲率差异很大,前缘结构有很强的非对称性,必定会对双旋流腔室的布置有一定的空间限制。针对以上不足,本文研究周向角和两圆柱形通道直径比对双旋流冷却性能的影响,旨在加强对透平叶片前缘切向双旋流冷却机理的认识。

1 几何模型和数值方法

1.1 几何模型

本文研究的双旋流冷却几何模型如图 1a 所示,由一个双旋流腔和 5 个喷嘴构成,旋流腔由两圆柱形通道融合而成,旋流腔长度为 L ,圆柱体直径分别为 D_1 和 D_2 ,喷嘴进口长为 H 、宽为 b 、高为 d ,相邻喷嘴间距为 e ,喷嘴轴线与两圆柱中心连线的夹角为 α 。根据文献[24]中冷却性能较好的情况确定融合处开口长度 m ,且在保证 m 不变、第 1 个圆柱通道直径 D_1 和位置不变的情况下,通过改变第 2 个圆柱通道的中心位置来改变 α ,并通过改变直径 D_2 来改变两圆柱通道直径比 D_2/D_1 (令 $\kappa = D_2/D_1$)。需要指出的是, D_2 的最小值为 m ,此时 $\kappa = 0.435$,具体参数见表 1。本文研究以相同水力直径的单旋流冷却作为参考,其几何模型如图 1b 所示。

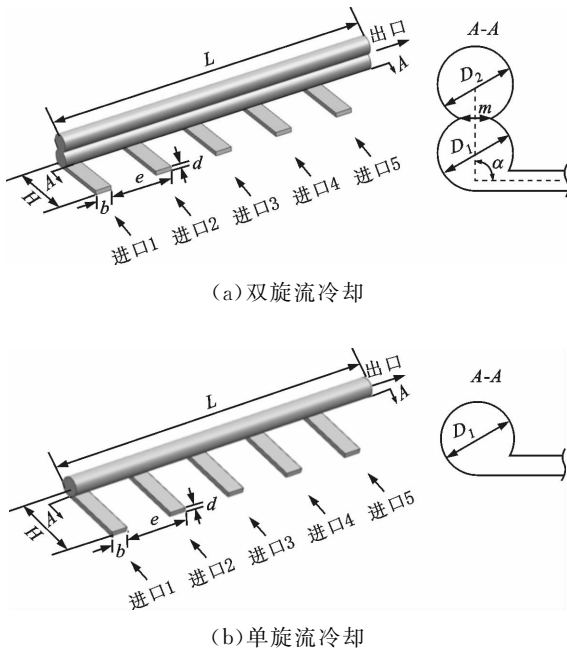


图 1 旋流冷却几何模型

1.2 边界条件和数值方法

计算边界条件和流动边界条件如表 2 和表 3 所示,边界条件设置以文献[23]为参考,5 个喷嘴进口边界条件相同,给定温度为 348.15 K,通道内流体雷诺数为 52 500,进口湍流度为 5%,出口平均静压为 101.325 kPa,传热壁面(两个圆柱通道融合形成的双旋流腔壁面)的恒定温度为 419.15 K,其余壁面(喷嘴壁面和左侧封闭双旋流腔的壁面)均为绝热壁面,且所有壁面保持速度无滑移。

本文采用 ANSYS CFX 求解雷诺时均 Navier-Stokes 方程,冷却工质选用理想空气。选用 $k-\epsilon$ 、

RNG $k-\epsilon$ 、 $k-\omega$ 和 SST $k-\omega$ 4 种湍流模型对旋流冷却的换热情况进行湍流模型验证。图 2 给出了不同湍流模型下的旋流腔壁面的周向平均努塞尔数 Nu_{cir} 分布与实验数据的对比,可以看出 SST $k-\omega$ 湍流模型对旋流冷却的预测结果与实验结果的吻合性最好,因此本文最终选择 SST $k-\omega$ 湍流模型进行数值计算。

表 1 双旋流冷却模型几何参数

参数	数值
L/mm	914
H/mm	175
e/mm	180
m/mm	22.14
b/mm	45.7
d/mm	12.15
D_1/mm	50.8
κ	0.435,0.5,0.6,0.7,0.8,0.9,1.0,1.1,1.2
$\alpha/(^\circ)$	60,75,90,105,120

表 2 计算边界条件

参数	数值
进口总温 T_j/K	348.15
壁面温度 T_w/K	419.15
进口湍流度/%	5
出口静压 p_{10}/kPa	101.325

表 3 不同结构参数下的流动边界条件

几何模型	进口质量流量 $/(\text{g} \cdot \text{s}^{-1})$	平均轴向速度 $/(\text{m} \cdot \text{s}^{-1})$	水力直径 $/\text{mm}$
单旋流	12.74	20.74	50.80
α (所有)	14.60	18.10	58.21
$\kappa=0.435$	12.72	20.71	50.89
$\kappa=0.5$	12.66	20.86	50.50
$\kappa=0.6$	12.78	20.68	50.96
$\kappa=0.7$	13.06	20.23	52.09
$\kappa=0.8$	13.48	19.60	53.74
$\kappa=0.9$	13.60	18.90	55.80
$\kappa=1.0$	14.60	18.10	58.21
$\kappa=1.1$	15.30	17.30	60.90
$\kappa=1.2$	16.10	16.50	63.84

计算网格采用四面体非结构化网格,由于计算模型尺寸比较大,所以第 1 层边界层网格距离壁面 0.03 mm,增长率为 1.1,共布置 20 层,以满足 SST

$k-\omega$ 湍流模型对壁面最大 $y^+ < 1$ 的要求。为了得到与网格数无关的解,选取 $\alpha = 90^\circ$ 、 $\kappa = 1$ 的模型进行网格无关性验证,选取网格数分别为 200 万、350 万、450 万和 550 万的 4 套网格进行计算,以旋流腔壁面 Nu_{cir} 作为无关性验证的评价指标。网格无关性结果见图 3,综合考虑计算精度和经济性,最终选择 450 万作为本文计算的网格数,计算网格如图 4 所示。需要指出,旋流腔壁面和喷嘴壁面均存在边界层,而边界层网格是三棱柱网格,造成边界层相互遮挡,使得无法从外侧看见边界层网格,因此图 4 中特别展示出了进、出口的网格。

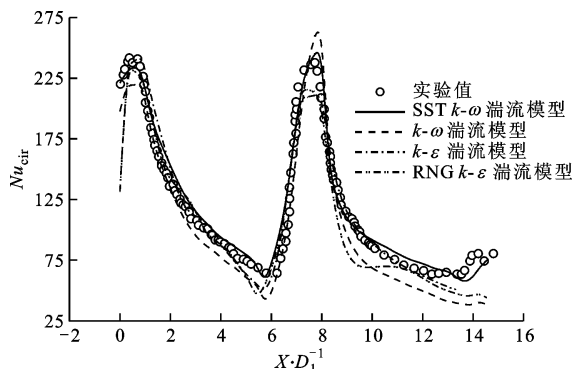


图 2 湍流模型验证结果

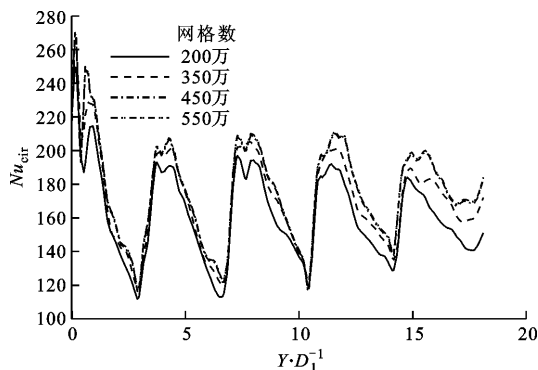


图 3 网格无关性验证结果

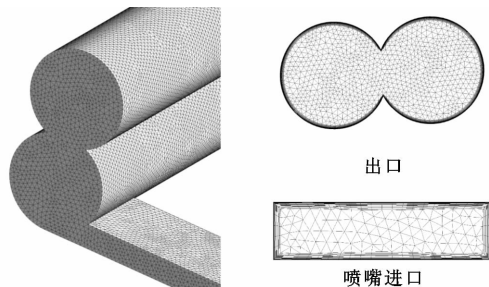


图 4 数值计算网格

在喷嘴进口,冷气的雷诺数定义如下

$$Re = \frac{uD_h}{\nu} \quad (1)$$

式中: D_h 为双旋流腔室的水力直径; u 为轴向平均速度; ν 为动力黏性系数。本文所有计算工况保持雷诺数为 52 500。

D_h 采用文献[29]的计算方法,提出双旋流冷却概念的 Kusterer 等认为这样是合理的^[23],其定义式为

$$D_h = \frac{4S}{C} \quad (2)$$

式中 S 和 C 分别为双旋流腔横截面的面积和周长。

局部努塞尔数定义如下

$$Nu = \frac{q_w D_h}{(T_w - T_i)\lambda} \quad (3)$$

式中: q_w 为壁面热流密度; λ 为流体导热系数。

表征流动损失变化的摩擦系数定义如下

$$f = \frac{2\Delta p D_h}{\rho u^2 L} = \frac{2(p_{ij} - p_{io}) D_h}{\rho u^2 L} \quad (4)$$

式中: p_{ij} 为喷嘴进口总压; p_{io} 为旋流腔出口总压; ρ 为进口射流密度。

表征综合换热能力的综合换热因子定义如下

$$\eta = \frac{Nu/Nu_0}{(f/f_0)^{1/3}} \quad (5)$$

式中: Nu_0 为单旋流冷却的壁面平均努塞尔数; f_0 为单旋流冷却的摩擦系数。

2 计算结果与分析

2.1 周向角的影响

本节选取 $\kappa = 1$ 时, $\alpha = 60^\circ, 75^\circ, 90^\circ, 105^\circ, 120^\circ$ 共 5 种工况进行双旋流冷却的流动和换热分析。

图 5 给出了 $\alpha = 60^\circ, 90^\circ, 120^\circ$ 时旋流腔内的流动示意图,可以看到,尽管在周向角不同时双旋流腔内冷气的流动结构相似,但也存在一定区别。一是冷气在第 1 个圆柱通道内流动路径的长度随周向角增大而减小;二是冷气从融合区射出的切向角随周向角增大而增大。上述两方面分别影响双旋流腔两个通道内的流动换热特性,从而影响总体冷却性能。

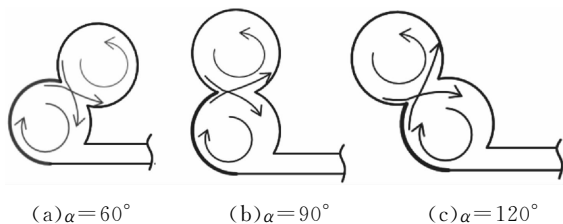


图 5 不同周向角时旋流腔内流动示意图

图 6 给出了不同周向角下第 1 个喷嘴出流的三维流线图,可以看出,冷气从喷嘴高速射入旋流腔

后,沿着第 1 个圆柱通道冲刷腔体壁面,在通道内形成大尺度涡旋运动。当冷气到达融合区时,由于高速流动的惯性作用和融合后形成的相对窄的出口区,冷气在融合处有加速效应,然后切向冲击射入第 2 个圆柱通道,并出现流动再附现象。从三维流线图可以发现,在上游尤其是第 2 个喷嘴附近存在流线沿旋流腔轴线向中心汇聚的收缩现象,如图 6 中实线框所示。这是因为流动过程中产生摩擦损失,造成冷气的周向速度下降,离心力减小。后来由于下游喷嘴处新的冷气加入,周向速度增加,流线收缩趋势得到抑制。流动继续向下游发展,横流作用加强以及后续喷嘴冷气的加入,向中心汇聚的流线收缩现象几乎消失。

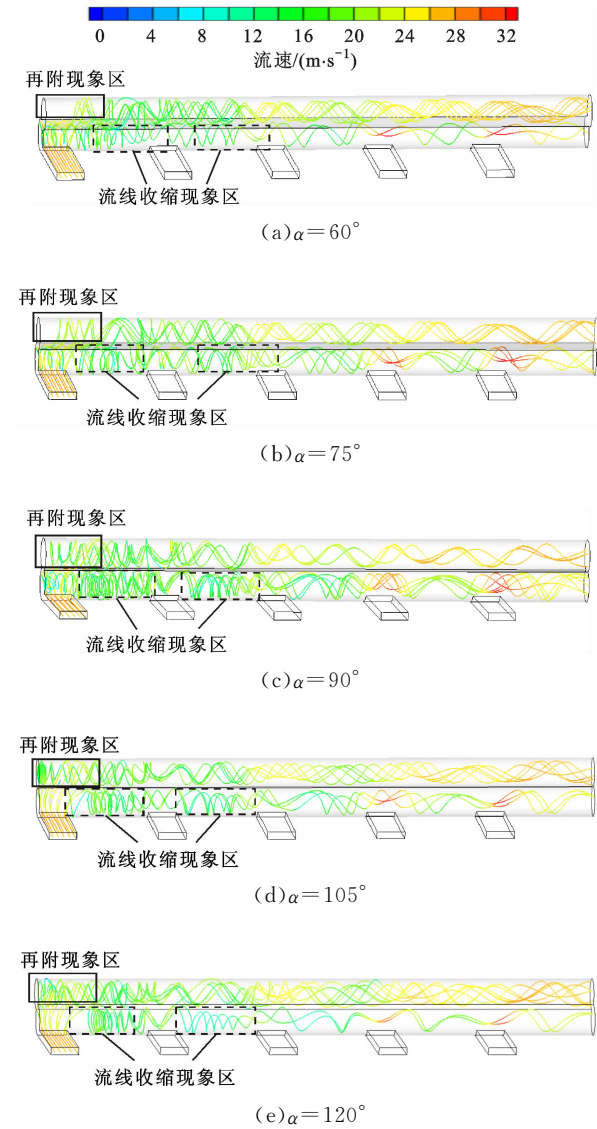


图 6 不同周向角时旋流腔内三维流线图

周向角改变时,冷气在旋流腔内的流动结构会发生改变,尤其是在第 1 个喷嘴附近。从图 5 的流

动示意图可以看出,周向角不同时,从融合区射出的冷气在第 2 个圆柱通道的冲击再附位置有所不同,具体如图 6 中虚线框所示。这是因为 α 的增大导致冷气出射的角度增加,冲击再附位置向 Z 轴正上方靠近。

周向角改变时,双旋流腔内流动结构发生变化,流动损失也会发生相应的变化。一方面,周向角增大时,冷气在第 1 个圆柱通道内的流动路径变短,使通道内的旋流运动减弱,摩擦损失相对减小,速度损失减小,导致冷气从融合区切向射出的速度相对增加;另一方面,周向角增加时,冷气从融合区出射的角度增大,即进入第 2 个圆柱通道的射流角增大,使射流方向与射流再附点处壁面切向形成的锐角增大,从而第 2 通道内旋流的形成变难,摩擦损失相对增加。上述分析意味着周向角增大时,第 1 个圆柱通道内的损失相对减小,第 2 个通道内的损失相对增大,两者可以在一定程度上相互弥补,所以整个流动的总摩擦损失取决于两者的相对大小。

沿图 1 中 A-A 位置向上展开双旋流腔壁面,图 7 给出了不同周向角下壁面的 Nu 分布云图,可以看出,不同周向角时双旋流冷却的总体换热情况相似。在 5 个喷嘴对应的进口附近区域,流速较高,边界层较薄,均出现了高换热区域。随着流动向下游发展,由于摩擦损失,两个喷嘴之间的区域冷气流动速度逐渐降低,边界层逐渐加厚,对流换热效果逐渐减弱,旋流腔壁面的 Nu 逐渐减小,但周向角改变时壁面努塞尔数分布也有一定的差异,主要是第 1 个喷嘴附近。随着周向角的增加,第 1 个喷嘴附近区域的 Nu 有所增加:一是因为第 1 个圆柱通道内的速度损失减小;二是因为冲击射入第 2 个通道的出射角增大,冲击再附区点的距离改变,冲击作用加强。图 8 给出了 5 种周向角下的双旋流腔壁面和单旋流腔壁面 Nu_{cir} 的定量分布情况,可以看出,双旋流冷却的努塞尔数大于单旋流冷却,这与 Kusterer 等的结论^[23]一致。周向角改变时第 1 个喷嘴附近的壁面努塞尔数分布会受到一定程度的影响,而下游几乎不受影响,并且可以发现,第 1 个喷嘴附近的努塞尔数分布不仅数值上有差异,峰值点的位置也有一定的区别。

对双旋流冷却来说,增大换热强度的同时,还必须考虑摩擦损失的变化。图 9 给出了周向角改变时壁面平均努塞尔数 Nu_{ave} 和摩擦系数 f 分别与单旋流冷却时的壁面平均努塞尔数 Nu_0 和摩擦系数 f_0 之比的变化曲线,可以看出, Nu_{ave}/Nu_0 始终大于 1,

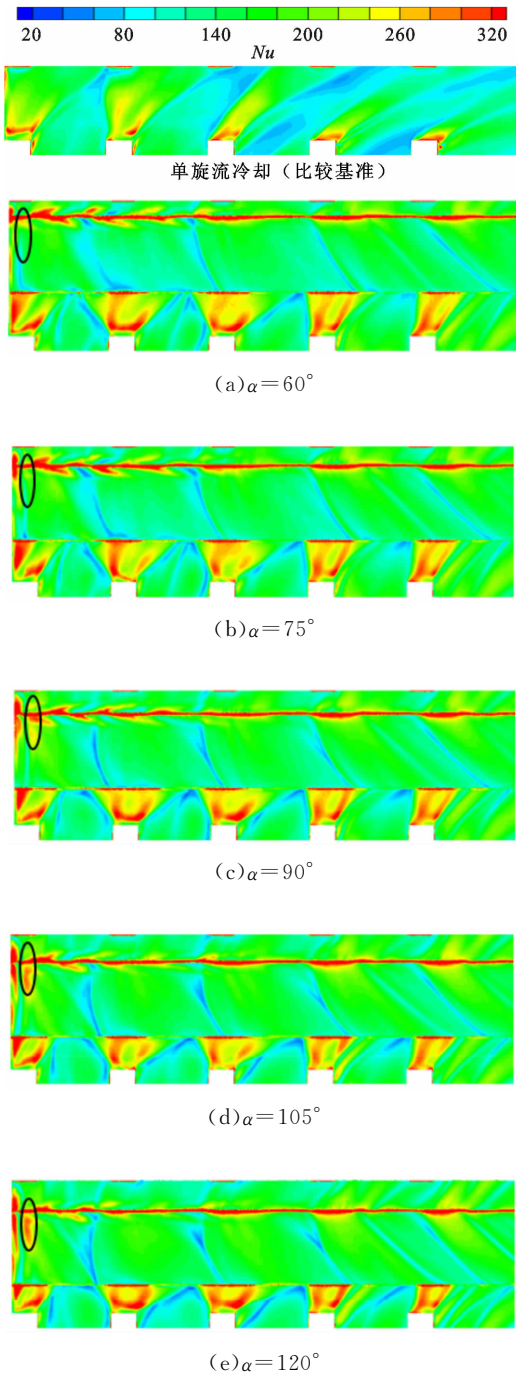


图7 不同周向角时壁面努塞尔数的分布云图

这说明双旋流冷却的旋流腔壁面换热强度始终优于单旋流冷却。随着周向角增加, Nu_{ave}/Nu_0 呈现先增加后降低的趋势。摩擦损失先增加后减小, 先增加是因为第1个通道相对减小的损失小于第2个通道相对增加的损失, 后减小是因为第1个通道相对减小的损失大于第2个通道相对增加的损失。综合评估得到综合换热因子 η 随周向角增加而先增加后减小, 在 $\alpha=90^\circ$ 时 η 有最大值 1.49, 如图 10 所示。也就是说, α 越远离 90° , 整个双旋流冷却的综合换

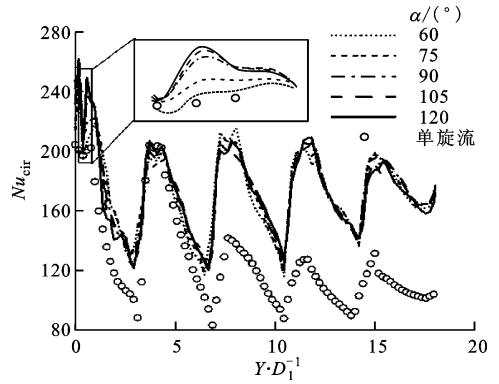


图8 不同周向角时壁面 Nu_{cir} 的分布曲线

热性能越差, 那么在进行实际透平叶片的双旋流冷却设计时, 应在可能实现的范围内, 尽量使喷嘴轴线与两圆柱的中心连线垂直。

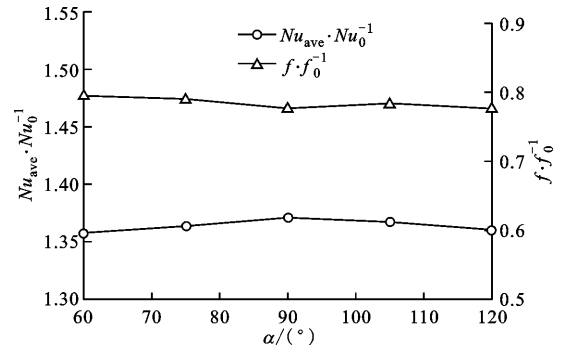


图9 周向角对 Nu_{ave}/Nu_0 和 f/f_0 的影响

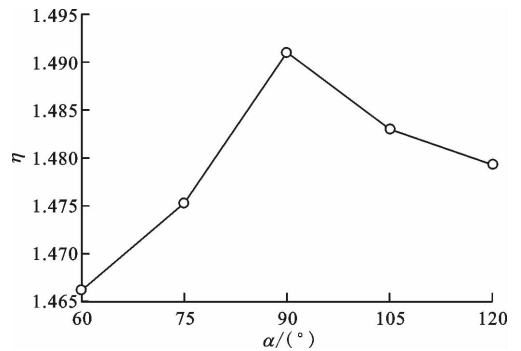
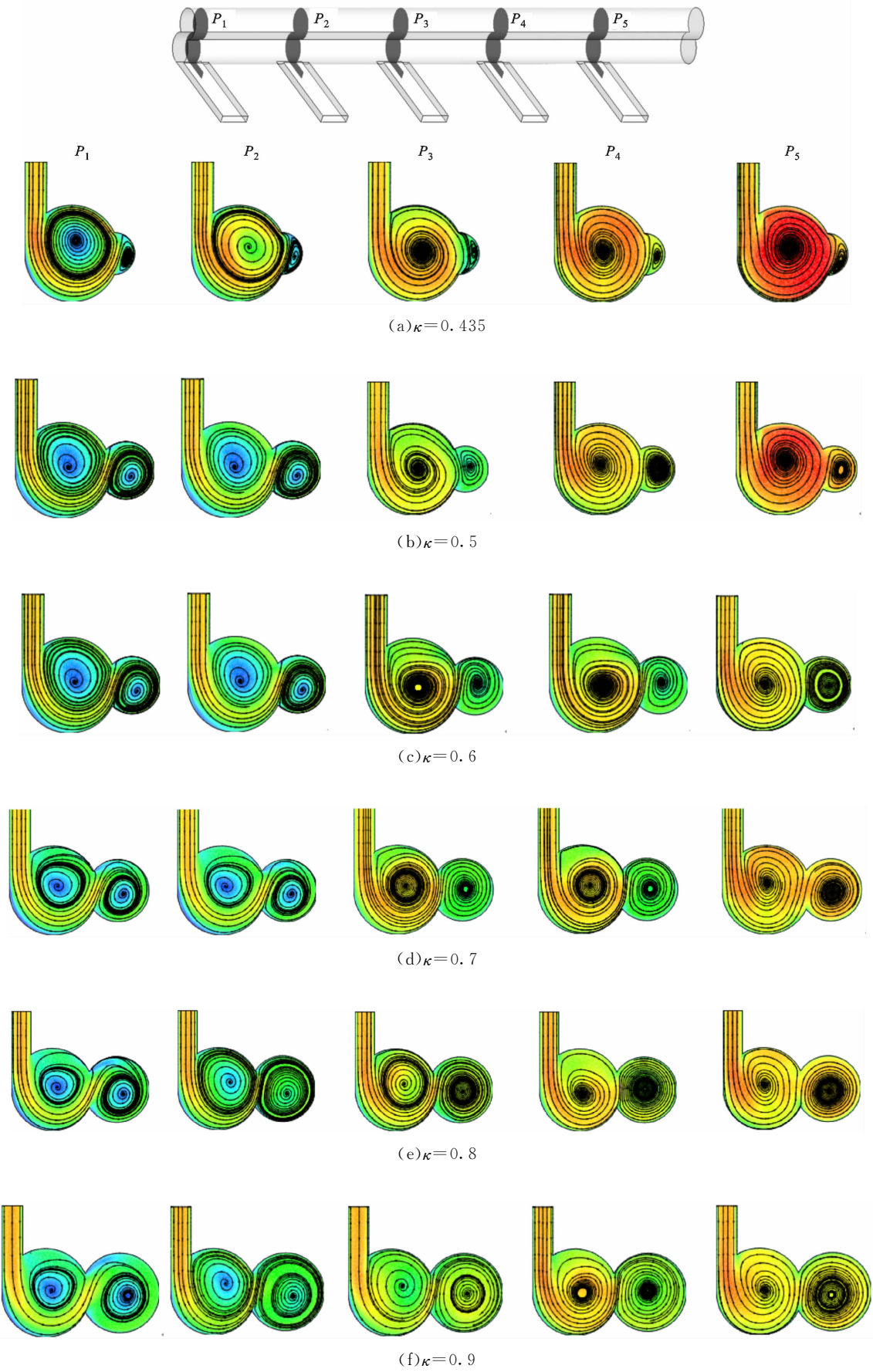


图10 周向角对综合换热因子的影响

2.2 直径比的影响

本节分析了双旋流腔室两圆柱形通道直径比 $\kappa = 0.435 \sim 1.2$ 时的流动和换热特性。图 11 给出了双旋流腔轴向 5 个横截面 ($P_1 \sim P_5$) 处的流场细节图, 5 个横截面分别对应 5 个喷嘴沿 Y 方向的中截面位置 (流动方向为 Y 方向)。从图中可以看出, 在所研究的范围内, 在双旋流通道内均能形成“ ∞ ”型旋流, 促进热交换。同时, 从上游到下游, 双旋流腔内的流动速度逐渐增加, 这是因为下游每个喷嘴处均有冷气加入。当 $0.435 < \kappa < 0.5$ 时, 第 2 个圆柱



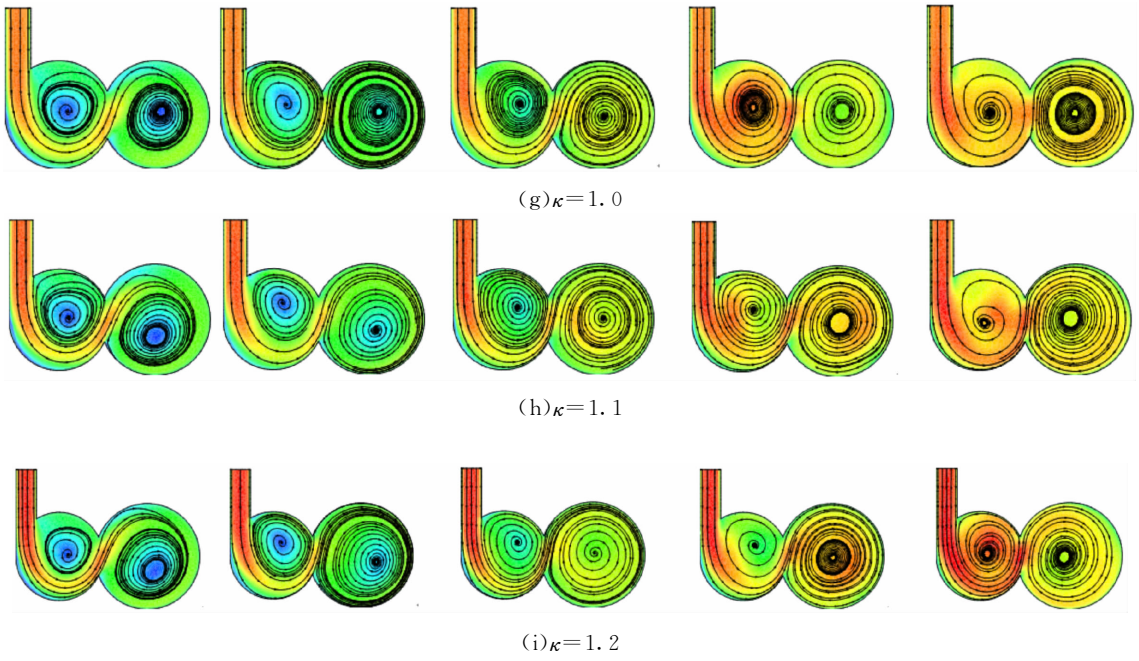
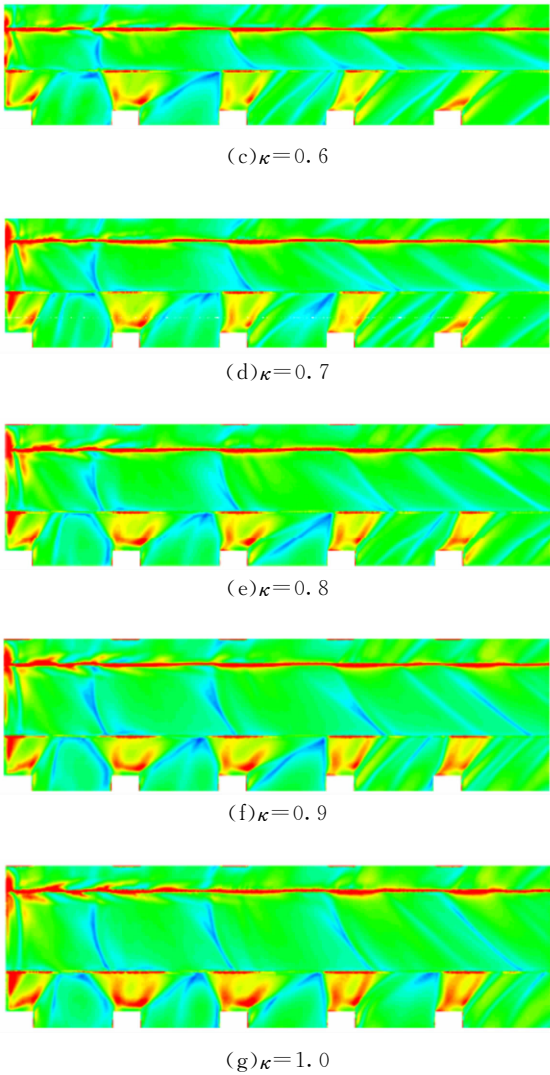
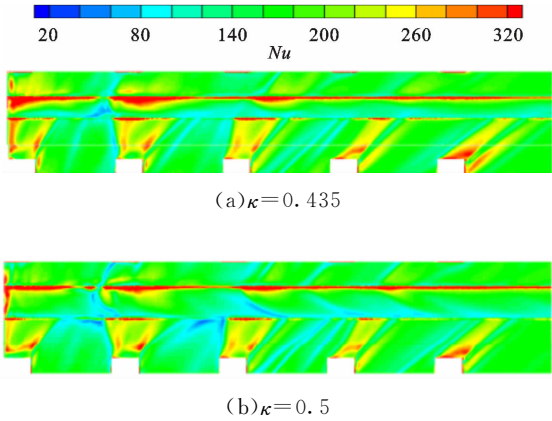


图 11 不同直径比的 XZ 截面流线图

通道内存在流动滞止区,导致有效流通面积减小,在下游出现了非常高流速的区域。当 $\kappa > 0.5$ 时,双旋流腔的水力直径随直径比增加而增加,为保持通道雷诺数一致,轴向平均速度减小。对喷嘴进气量进行相应调整,需要考虑旋流腔截面积的增加和轴向平均速度减小的综合影响。此时,通道截面积增加带来的影响大于轴向平均速度减小带来的影响,因此直径比增加需要相应地增加喷嘴进口冷气量,从而出现喷嘴处冷气的速度随直径比增加而增加的情况。

换热性能直接取决于流动特性,将不同直径比的旋流腔沿图 1 中 A-A 位置向上展开,图 12 给出了展开旋流腔壁面的 Nu 分布云图。从图中可以看出,当直径比较小时,壁面 Nu 随直径比增加的变化较小,进一步增加直径比,发现壁面 Nu 随直径比增加而明显增加。一是因为冷气进口速度的增加,导



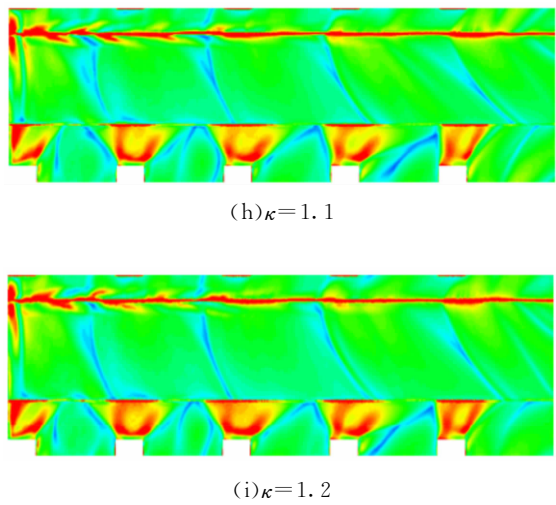


图 12 不同直径比的展开壁面 Nu 分布云图

致冷气对壁面的冲刷作用加强,边界层变薄,换热得到强化;二是由于融合区切向速度的提高,使得第 2 个圆柱通道内的冲击和旋流作用增强,冷热流体混合更加充分。图 13 给出的双旋流腔室壁面的 Nu_{cir} 沿轴向的变化曲线,详细地刻画了换热系数随直径比增加的变化趋势。

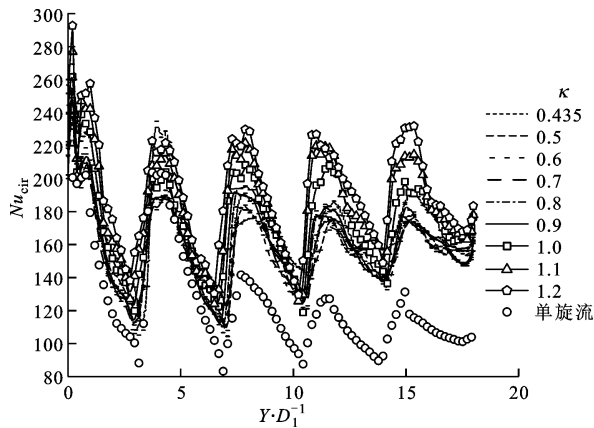


图 13 直径比对壁面 Nu_{cir} 的影响

图 14 给出了直径比改变时双旋流腔的壁面 Nu_{ave} 和 f 分别与单旋流冷却时的壁面 Nu_0 和 f_0 之比的变化曲线。从图中可以看出,努塞尔数之比始终大于 1,进一步证明双旋流换热能力强于单旋流。当 $\kappa < 0.9$ 时,旋流腔壁面的平均努塞尔数之比随直径比增加先稍有降低,后几乎不变。此时的摩擦系数有不同的变化趋势,随直径比增加先减小后增加。先减小是因为双旋流运动越来越充分,减小了流动死区,后增加是因为直径比增加使得腔室截面积增加。当 $\kappa > 0.9$ 时,壁面努塞尔数之比随直径比增加而逐渐增加,但增幅逐渐减小;摩擦系数之比也随直径比增加而增加,但增幅越来越大。这是由于为了

保持通道雷诺数一定,在直径比增加时,尽管旋流腔内的轴向平均速度逐渐减小,但是旋流腔的截面面积逐渐增加,并且随直径比增加得越来越快,截面面积增加造成的影响大于平均速度减小的影响,导致流动的沿程阻力急剧增加。

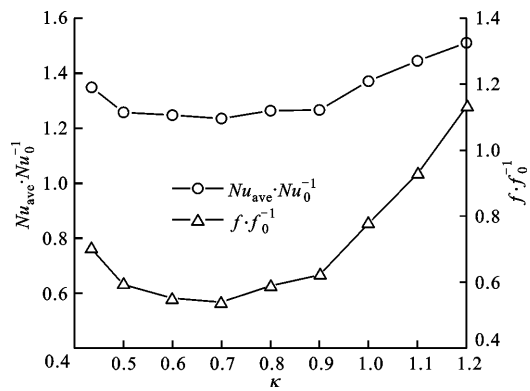


图 14 直径比对 Nu_{ave}/Nu_0 和 f/f_0 的影响

对于双旋流冷却,必须综合考虑换热能力和摩擦损失的影响。图 15 给出了综合换热因子随直径比的变化趋势,可以看出,相对于单旋流冷却这种基本情况,研究范围内的双旋流冷却的综合换热因子均大于 1,即此时双旋流的换热能力显著强于单旋流。当 $\kappa < 0.6$ 时,综合换热性能几乎不受直径比影响;当 $\kappa > 0.6$ 时,换热面积增加对摩擦损失增加的影响大于对换热量增加的影响,所以综合换热因子随直径比增加而减小。这意味着进行透平叶片前缘双旋流冷却设计时,应在结构允许范围内,尽可能减小第 2 个圆柱通道的直径。

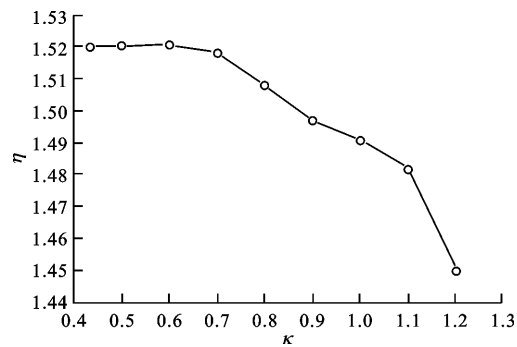


图 15 直径比对综合换热因子的影响

考虑到当直径比改变时,整个旋流通道的换热面积有所改变,仅仅考虑换热系数无法全面衡量换热性能,因此加入靶面换热量 Q 来表征通过靶面的总体换热情况。表 4 给出了不同直径比下的靶面换热量。从表中可以看出,随着直径比增加,靶面的总体换热量逐渐增加。

表 4 不同直径比的靶面换热量

κ	Q/W
0.435	939.6
0.5	980.1
0.6	1 058
0.7	1 110
0.8	1 184
0.9	1 221
1.0	1 350
1.1	1 442
1.2	1 520

3 结 论

本文建立了合理的切向双旋流冷却模型,数值研究了其几何参数周向角和直径比对双旋流冷却结构传热和流动特性的影响规律,获得主要结论如下。

(1)冷气从喷嘴高速喷射进入双旋流腔,形成大尺度涡流强化换热,在喷嘴附近区域形成高换热区,由于边界层发展,两喷嘴之间的换热恶化。第 2 个喷嘴附近流线有沿旋流腔轴线向中心汇聚的现象,随着下游冷气加入,横流加剧,该现象会逐渐消失。

(2)在 $\kappa=1$ 的条件下,周向角增加时,壁面努塞尔数先增加后减小,摩擦系数先减小后增加,综合考虑换热与摩擦损失,周向角为 90° 时的综合换热因子最高,可以达到 1.49;周向角越远离 90° ,双旋流冷却的综合换热性能越差。因此,在进行透平叶片的旋流冷却设计时,应尽量使喷嘴轴线与两圆柱的中心连线垂直。

(3)在 $\alpha=90^\circ$ 的条件下,当 $\kappa=0.6$ 时,综合换热因子可以达到 1.52;当 $\kappa<0.6$ 时,第 2 个圆柱通道难以形成流动再附,出现了流动滞止区,导致综合换热性能几乎不受直径比影响;当 $\kappa>0.6$ 时,随直径比增加,换热面积增加,但摩擦损失增加更剧烈,导致综合换热因子随直径比增加而减小,尤其是 $\kappa>1$ 时剧烈下降。因此,在进行冷却设计时,应在结构允许范围内,尽可能减小第 2 个圆柱通道的直径。

参考文献:

[1] 韩介勤,杜达,艾卡. 燃气轮机传热和冷却技术 [M]. 西安:西安交通大学出版社,2005.

[2] COLLADAY R S. Analysis and comparison of wall cooling schemes for advanced gas turbine applications: NASA TN D-6633 [R]. Cleveland, OH, USA:

NASA, 1972: 1-41.

[3] ASHMOLE P J, ROLLS-ROYCE L, EAST K. Introduction the rolls-royce tay [C] // AIAA/SAE/ASME 19th Joint Propulsion Conference. Reston, VA, USA: AIAA, 1983: 1-12.

[4] ZHOU Weilun, DENG Qinghua, FENG Zhenping. Conjugate heat transfer analysis for laminated cooling effectiveness: part A Effects of surface curvature [C] // Proceedings of the 2016 ASME Turbo Expo. New York, USA: ASME, 2016: GT2016-57243.

[5] DENG Qinghua, ZHOU Weilun, FENG Zhengping. Conjugate heat transfer analysis for laminated cooling effectiveness: part B Effects of film hole incline angle [C] // Proceedings of the 2016 ASME Turbo Expo. New York, USA: ASME, 2016: GT2016-57256.

[6] ZHOU Weilun, DENG Qinghua, HE Wei, et al. Effects of hole pitch to diameter ratio P/D of impingement and film hole on laminated cooling effectiveness [C] // Proceedings of the 2017 ASME Turbo Expo. New York, USA: ASME, 2017: GT2017-64566.

[7] 罗磊. 涡轮高效设计方法及换热方法研究 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2016: 100-110.

[8] LUO Lei, WANG Chenglong, WANG Lei, et al. Computational investigation of dimple effects on heat transfer and friction factor in a lamilloy cooling structure [J]. Journal of Enhanced Heat Transfer, 2016, 22(29): 147-175.

[9] LUO Lei, WANG Chenglong, WANG Lei, et al. A numerical investigation of dimple effects on internal heat transfer enhancement of a double wall cooling structure with jet impingement [J]. International Journal of Numerical Methods for Heat and Fluid Flow, 2015, 26(7): 2175-2197.

[10] SONG Wei, XU Huazhao, CHENG Xiaofang, et al. Numerical investigation on cooling air flow and resistance characteristics inner laminated cooling structures [C] // Proceedings of the 2019 ASME Turbo Expo. New York, USA: ASME, 2019: GT2019-92025.

[11] FAN Xiaojun, LI Liang, WANG Jiefeng, et al. Heat transfer enhancement for gas turbine blade leading edge cooling using curved double-wall/vortex cooling with various disturbing objects [C] // Proceedings of the 2019 ASME Turbo Expo. New York, USA: ASME, 2019: GT2019-90211.

[12] HAY N, WEST P D. Heat transfer in free swirling flow in a pipe [J]. Journal of Heat Transfer, 1975, 97 (3): 411-416.

[13] GLEZER B, MOON H K, O'CONNELL T. A novel

- technique for the internal blade cooling [C]//Proceedings of the 1996 ASME Turbo Expo. New York, USA: ASME, 1996: 96-GT-181.
- [14] LIGRANI P M, HEDLUND C R, THAMBU R, et al. Flow phenomena in swirl chambers [J]. Experiments in Fluids, 1997, 24(3): 254-264.
- [15] LIU Zhao, FENG Zhenping, SONG Liming. Numerical study on flow and heat transfer characteristics of swirl cooling on leading edge model of gas turbine blade [C]//Proceedings of the 2011 ASME Turbo Expo. New York, USA: ASME, 2011: GT2011-46125.
- [16] 杜长河, 范小军, 李亮, 等. 喷射角度和喷嘴数对旋流冷却流动与传热特性的影响 [J]. 西安交通大学学报, 2016, 50(4): 76-80.
- DU Changhe, FAN Xiaojun, LI Liang, et al. Effects of injection angle and number of nozzles on swirl cooling flow and heat transfer characteristics [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2016, 50(4): 76-80.
- [17] 杜长河, 范小军, 李亮, 等. 喷嘴长宽比和雷诺数对旋流冷却流动与传热特性的影响 [J]. 西安交通大学学报, 2015, 49(12): 124-129.
- DU Changhe, FAN Xiaojun, LI Liang, et al. Effects of nozzle length-width ratio and Reynolds number on swirl cooling flow and heat transfer characteristics [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2015, 49(12): 124-129.
- [18] 杜长河, 李森, 李亮, 等. 叶片前缘旋流蒸汽冷却流动和传热的数值研究 [J]. 西安交通大学学报, 2015, 49(10): 72-78.
- DU Changhe, LI Sen, LI Liang, et al. Numerical study on steam cooling flow and heat transfer at blade leading edge [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2015, 49(10): 72-78.
- [19] 吴凡, 杜长河, 王杰枫, 等. 周向喷嘴数对旋流冷却流动传热特性的影响 [J]. 西安交通大学学报, 2018, 52(7): 94-100.
- WU Fan, DU Changhe, WANG Jiefeng, et al. Influence of the number of circumferential nozzles on the heat transfer characteristics of swirling cooling flow [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2018, 52(7): 94-100.
- [20] WU Fan, LI Liang, DU Changhe, et al. Effects of circumferential nozzle number and temperature ratio on swirl cooling characteristics [J]. Applied Thermal Engineering, 2019, 154: 332-342.
- [21] LERCH A, SCHIFFER H P, KLAUBERT D. Impact on adiabatic film cooling effectiveness using internal cyclone cooling [C]//Proceedings of the 2011 ASME Turbo Expo. New York, USA: ASME, 2011: GT2011-45120.
- [22] WANG Nian, HAN Je-Chin. Swirl impinging cooling on an airfoil leading edge model at large Reynolds number [J]. Journal of Thermal Science and Engineering Applications, 2019, 11(3): 031006.
- [23] KUSTERER K, LIN Gang, BOHN D, et al. Heat transfer enhancement for gas turbine internal cooling by application of double swirl cooling chambers [C]//Proceedings of the 2013 ASME Turbo Expo. New York, USA: ASME, 2013: GT2013-94774.
- [24] LIN Gang, KUSTERER K, BOHN D, et al. Investigation on heat transfer enhancement and pressure loss of double swirl chambers cooling [J]. Propulsion and Power Research, 2013, 2(3): 177-187.
- [25] LIN Gang, KUSTERER K, BOHN D, et al. Leading edge cooling of a gas turbine blade with double swirl chambers [C]//Proceedings of the 2014 ASME Turbo Expo. New York, USA: ASME, 2014: GT2014-25851.
- [26] KUSTERER K, BUEHLER P, LIN Gang. Conjugate heat transfer analysis of a blade leading edge cooling configuration using double swirl chambers [C]//Proceedings of the 2016 ASME Turbo Expo. New York, USA: ASME, 2016: GT2016-56937.
- [27] ZHOU Junfei, WANG Xinjun, LI Jun, et al. Effects of target channel shapes on double swirl cooling performance at gas turbine blade leading edge [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2019, 141(7): 1-15.
- [28] ZHOU Junfei, WANG Xinjun, LI Jun, et al. Effects of impingement hole shapes on double swirl cooling performance at gas turbine blade leading edge [C]//Proceedings of the 2018 ASME Turbo Expo. New York, USA: ASME, 2018: GT2018-75445.
- [29] 景思睿, 张鸣远. 流体力学 [M]. 西安: 西安交通大学出版社, 2001: 189.

(编辑 荆树蓉)