

# 条缝喷嘴几何结构对旋流冷却特性的影响

马永乐<sup>1, 2, 4</sup>, 成克用<sup>1, 2, 3</sup>, 淮秀兰<sup>1, 2, 4</sup>

- (1. 中国科学院 工程热物理研究所, 北京 100190;
2. 中科南京未来能源系统研究院, 南京 211135;
3. 中国科学院大学 南京学院, 南京 211135;
4. 中国科学院大学 工程科学学院, 北京 100049)

**摘要:** 为了寻求更优的透平叶片前缘冷却结构, 建立了条缝喷嘴旋流冷却结构, 并选用标准  $k-\varepsilon$  湍流模型进行数值计算, 探究了条缝喷嘴几何结构对旋流冷却流动与换热特性的影响。在所研究雷诺数范围内, 条缝喷嘴旋流冷却靶面换热流向不均匀度比离散结构小 67.8%~71.9%; 条缝喷嘴旋流冷却靶面换热强度在喷嘴范围内沿流向呈上升趋势; 通过改变条缝喷嘴截面斜度角可以有效影响靶面换热分布, 当斜度角为 0.24 rad 时, 换热强度沿流向基本呈均匀分布, 超过此值, 则呈下降趋势; 条缝喷嘴高度对旋流冷却换热均匀性影响较为明显, 当喷嘴高度是水力直径 3.41 倍时, 综合性能最好; 此外, 还探究了条缝喷嘴宽度对旋流冷却的影响。

**关键词:** 燃气轮机; 叶片前缘; 条缝喷嘴; 旋流冷却; 流动传热

中图分类号: V231.1

文献标志码: A

## Effects of slot nozzle geometry on the cooling characteristics of swirl flow

MA Yongle<sup>1, 2, 4</sup>, CHENG Keyong<sup>1, 2, 3</sup>, HUAI Xiulan<sup>1, 2, 4</sup>

- (1. Institute of Engineering Thermophysics, Chinese Academy of sciences, Beijing 100190, China;
2. Nanjing Institute of Future Energy System,  
Chinese Academy of Sciences, Nanjing 211135, China;
3. University of Chinese Academy of Sciences, Nanjing 211135, China;
4. School of Engineering Science,  
University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100049, China)

**Abstract:** To find the optimized cooling structure of turbine blade leading edge, the swirl cooling structure with slot nozzle was established and numerical simulations with the standard  $k-\varepsilon$  turbulence model were adopted to survey the influence of slot nozzle on the flow and heat transfer characteristics of swirl cooling. Within the studied range of Reynolds number, the non-uniformity of heat transfer for the slot nozzle swirl cooling was 67.8%—71.9% lower than that of the disperse jet swirl cooling along the axial direction. Within the range of the nozzle, the heat transfer intensity of the slot nozzle swirl cooling showed an upward trend along the flow direction. The heat transfer of the bottom surface could be effectively influenced by the inclination angle of the cross-section trapezoid of slot nozzle. When the inclination angle of the cross-section trapezoid was 0.24 rad, the heat transfer intensity was uniformly distributed, and showed a downward trend when the inclination angle of the cross-section trapezoid exceeded 0.24 rad.

收稿日期: 2021-07-21

基金项目: 工信部国家科技重大专项 (2017-III-0003-0027)

作者简介: 马永乐(1993—), 男, 硕士生, 主要从事燃气轮机透平叶片流动传热研究。

通信作者: 成克用(1984—), 男, 高级工程师, 博士, 主要从事高效紧凑型换热器及燃机部件高温冷却研究。E-mail: chengkeyong@iet.cn

引用格式: 马永乐, 成克用, 淮秀兰. 条缝喷嘴几何结构对旋流冷却特性的影响[J]. 航空动力学报, 2024, 39(1): 20210385. MA Yongle, CHENG Keyong, HUAI Xiulan. Effects of slot nozzle geometry on the cooling characteristics of swirl flow[J]. Journal of Aerospace Power, 2024, 39(1): 20210385.

Once the angle was larger than 0.24 rad, the heat transfer intensity decreased. The slot nozzle height had important effect on the uniformity of heat transfer of swirl cooling and the comprehensive performance was obtained when the height was 3.41 times of the diameter. In addition, the influence of width of the slot nozzle on the swirl cooling was explored.

**Keywords:** gas turbine; leading edge of blade; slot nozzle; swirl cooling; flow and heat transfer

燃气轮机透平一级静叶前缘受到燃烧室高温烟气的直接冲刷,热负荷较高,必须采取有效冷却措施以保证燃气轮机的正常运行<sup>[1-2]</sup>。旋流冷却具有换热能力强、受横流影响小、换热均匀等特点,已经成为叶片前缘冷却研究的热点之一。

针对旋流冷却,前人已经做了大量探究。Kreith 和 Hay 等人<sup>[3-4]</sup>实验证明,管内旋流换热系数至少是相同质量流量下无旋流换热的 4 倍,在部分位置可以达 8 倍,由此开启了旋流冷却在透平叶片前缘冷却方面的探究历程。Glezer 等人<sup>[5]</sup>实验结果表明,旋流冷却相比于冲击冷却和气膜冷却具有更高的传热系数;刘高文等人<sup>[6]</sup>数值计算结果表明,旋流冷却相比于冲击冷却综合换热性能提高了 20% 左右,热均匀性提高 60% 左右;范小军等人<sup>[7]</sup>证明复合旋流冷却  $Nu$  比复合冲击高 13%,并对比了圆形喷嘴冲击冷却、矩形喷嘴冲击冷却、旋流冷却、中间双旋流冷却和切向双旋流等五种旋流冷却结构;Ling 等人<sup>[8]</sup>指出,低质量流量下,冲击冷却效果更好,但随着质量流量增加,旋流冷却的冷却性能与冲击冷却相近,并且在流向上更为均匀;Jiang 等人<sup>[9]</sup>在不同雾比和雷诺数下,对比了冲击冷却和旋流冷却流动换热特性,并在 CX3 叶片前缘详细分析了雾比、雾直径、入口温度和射流速度对旋流冷却的影响。

科研工作者在证明旋流冷却优势的基础上,对旋流冷却结构进行了进一步优化。Fawzy 等人<sup>[10]</sup>探究了喷嘴面积比和喷嘴角度对旋流冷却的影响,并给出了最佳喷嘴面积比和设置角度,其还进一步设计了锥形喷嘴旋流冲击复合冷却<sup>[11]</sup>,研究结果表明相对于冲击冷却和旋流冷却换热强度有较大提升;Wang 等人<sup>[12]</sup>建立切向出口旋流冷却结构,探究了喷嘴孔径和间距对旋流冷却的影响,给出了最佳尺寸比和间距比;针对双旋流冷却,何娟等人<sup>[13]</sup>详细分析了周向角和直径比的影响,Lin 等人<sup>[14]</sup>探究了合并比和喷嘴长宽比的影响。Mousavi 等人<sup>[15]</sup>探究了不同进口方式对旋流冷却和双旋流冷却的影响,表明采用较好的进口结构可以使换热效率提高 27%;Yao 等人<sup>[16]</sup>提出

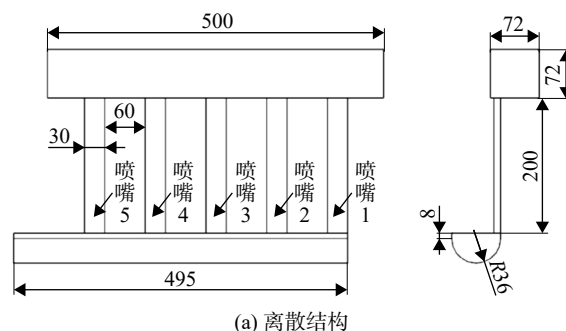
了多级旋流冷却的概念,并证明三级旋流冷却平均努塞尔数比单级旋流冷却高 75%。此外,研究人员进一步探究了旋流室拔模斜度<sup>[17]</sup>、内壁面结构<sup>[18]</sup>、截面形状<sup>[19]</sup>等对旋流冷却流动换热特性的影响。

总结前人所做探究,对于旋流冷却的研究目前多采用离散喷嘴,其最大的缺点是在喷嘴出口处换热效率高,喷嘴间换热效率较低,从而在流向上形成了换热严重不均匀。因此,本文在前人研究的基础上,建立了条缝喷嘴旋流冷却结构,利用数值计算方法,对条缝喷嘴宽度、横截面形状及喷嘴高度对旋流冷却流动和换热进行了探究,为燃气轮机透平叶片前缘旋流冷却设计提供指导。

## 1 几何模型和数值方法

### 1.1 几何模型

本文建立的离散喷嘴旋流模型如图 1(a)所示,条缝喷嘴旋流冷却模型如图 1(b)所示,主要由冷气室、条缝喷嘴、旋流室三部分组成。图 1(c)为条缝喷嘴横截面  $F-F$  示意图,图中  $a$  为条缝喷嘴上游宽度,  $b$  为条缝喷嘴下游宽度,  $c$  为条缝喷嘴长度。  $\alpha$  为梯形截面斜度角 ( $\alpha = \arctan[(a-b)/c] \times \pi/180$ ),  $h$  为条缝喷嘴高度。具体研究方案如表 1 所示,方案 1~方案 4 条缝横截面为矩形,此时  $\alpha=0$  (即  $a=b$ ),探究了条缝喷嘴宽度对旋流冷却的影响;方案 2 和方案 5~方案 8 在保持条缝横截面积不变的前提下,探究了梯形截面对旋流冷却的影响;方案 2 和方案 9~方案 13 探究了条缝喷嘴高度对旋流冷却的影响。



(a) 离散结构

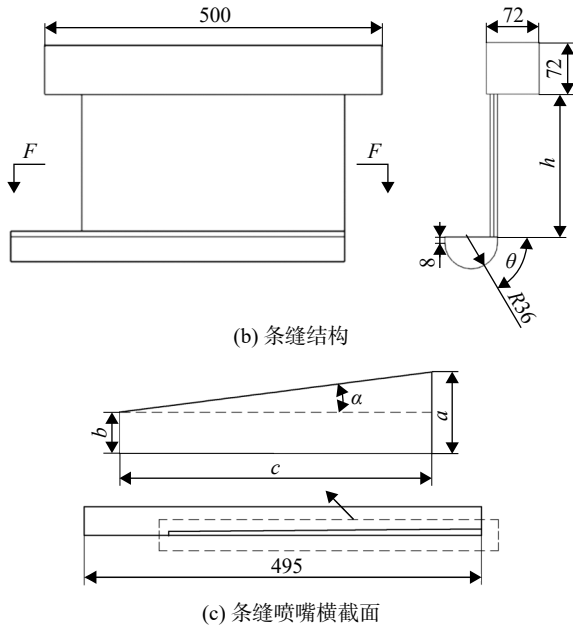


图 1 旋流几何结构模型(单位: mm)

Fig. 1 Geometrical model of swirl structure (unit: mm)

表 1 不同方案条缝喷嘴几何参数

Table 1 Geometric parameters of slot nozzles for different cases

| 方案 | a     | b     | c   | h   |
|----|-------|-------|-----|-----|
| 1  | 1.93  | 1.93  | 390 | 200 |
| 2  | 3.85  | 3.85  | 390 | 200 |
| 3  | 5.78  | 5.78  | 390 | 200 |
| 4  | 7.7   | 7.7   | 390 | 200 |
| 5  | 4.4   | 3.3   | 390 | 200 |
| 6  | 4.675 | 3.025 | 390 | 200 |
| 7  | 4.95  | 2.75  | 390 | 200 |
| 8  | 5.5   | 2.2   | 390 | 200 |
| 9  | 3.85  | 3.85  | 390 | 5   |
| 10 | 3.85  | 3.85  | 390 | 15  |
| 11 | 3.85  | 3.85  | 390 | 26  |
| 12 | 3.85  | 3.85  | 390 | 52  |
| 13 | 3.85  | 3.85  | 390 | 104 |

## 1.2 数值计算方法

本文使用 ICEM 19.2 进行结构化网格划分, 如图 2 所示, 旋流室采用 C 型网格, 条缝喷嘴和冷气室均使用 H 型网格进行边界层加密处理, 确保  $Y^+ < 15$ , 网格增长率小于 2; 使用商业软件 Fluent 19.2 求解三维黏性雷诺时均纳维-斯托克斯方程及 Standard  $k-\varepsilon$  两方程湍流模型。动量方程和能量方程均选用高精度二阶迎风格式, 当连续性方程和动量方程残差均小于  $10^{-3}$ , 能量方程残差

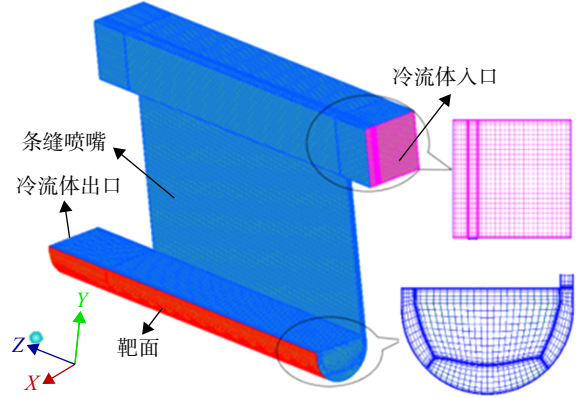


图 2 条缝旋流冷却模型网格

Fig. 2 Mesh of slot swirl cooling model

小于  $10^{-6}$  时认为收敛。

冷却流体采用理想气体, 入口采用质量流量边界条件, 入口总温  $T_i = 288$  K, 湍流强度为 5%; 出口采用压力边界, 静压为 97 170 Pa; 靶面给定温度为 327.27 K, 其余壁面均为绝热壁面, 所有壁面均为速度无滑移壁面,  $T_w$  为壁面温度。

努塞尔数  $Nu$  为:

$$Nu = \frac{qD_s}{(T_w - T_i)\lambda} \quad (1)$$

式中  $q$  为靶面热流密度, 单位:  $J/m^2 \cdot s$ ;  $D_s$  为旋流室水力直径, 单位: m;  $\lambda$  为导热系数, 单位:  $W/(m \cdot K)$ 。

达西摩擦因子  $f$ :

$$f = \frac{2\Delta p D_s}{\rho U^2 L} \quad (2)$$

式中  $\Delta p$  为压差, 单位: Pa;  $\rho$  为流体密度, 单位:  $kg/m^3$ ;  $U$  为轴向速度, 单位: m/s;  $L$  为轴向长度, 单位: m。

综合换热系数  $j$ :

$$j = \frac{Nu_a / Nu_\infty}{(f / f_\infty)^{\frac{1}{3}}} \quad (3)$$

式中  $f_\infty$ 、 $Nu_\infty$  分别为无旋流圆管光滑表面摩擦因子和努塞尔数, 本文选用 Petukhov 和 Gnielinski 公式进行计算:

$$f_\infty = (0.790 \ln Re_D - 1.64)^{-2} \quad (4)$$

$$3\,000 \leq Re_D \leq 5 \times 10^6$$

$$Nu_\infty = \frac{\frac{f}{8} (Re_D - 1\,000) Pr}{1 + 12.7 \left( \frac{f}{8} \right)^{\frac{1}{2}} (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \quad (5)$$

$$0.5 \leq Pr \leq 2000$$

$$3000 \leq Re_D \leq 5 \times 10^6$$

其中下标  $D$  为圆管水力直径。

文中所涉及的  $Re$  均基于旋流室水力直径：

$$Re = \frac{\rho U D}{\mu} = \frac{q_m D}{\mu A} \quad (6)$$

式中  $\mu$  为动力黏度, 单位:  $\text{Pa} \cdot \text{s}$ ;  $q_m$  为质量流量, 单位:  $\text{kg/s}$ ;  $A$  为旋流室横截面积, 单位:  $\text{m}^2$ 。

利用周向平均努塞尔数标准差表征靶面换热沿轴向的不均匀度, 定义  $\sigma$ :

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (Nu_{ci} - Nu_a)^2}{N}} \quad (7)$$

式中  $N$  为靶面沿轴向切分段数;  $Nu_{ci}$  为第  $i$  段周向平均努塞尔数。

本文选用 Fan 等人<sup>[7]</sup>的实验对数值模拟结果进行验证, 分别对比了 Standard  $k-\varepsilon$ 、renormalization group (RNG)  $k-\varepsilon$ 、 $k-\omega$ 、shear stress transport (SST) 四种湍流模型计算结果。四种湍流模型和实验结果趋势基本相似, 在五个喷嘴出口处均形成了五个波峰, 但是  $k-\omega$  和 SST 预测结果均低于实验值较远。而 Standard  $k-\varepsilon$  和 RNG  $k-\varepsilon$  模型虽然在局部位置与实验值相差较大, 但靶面  $Nu$  平均值与实验相差在 5% 以内。其中 Standard  $k-\varepsilon$  湍流模型在第五个喷嘴处形成的波峰更为明显, 与实验趋势更为相似, 本文选用 Standard  $k-\varepsilon$  湍流模型进行数值计算。

在  $Re=28510$  条件下, 选择方案 2 对条缝喷嘴旋流冷却进行了网格无关性验证。当网格数由 195 万增加到 230 万时, 周向平均努塞尔数  $Nu_c$  基本保持不变, 靶面平均努塞尔数变化在 1% 以内, 考虑到计算资源的充分利用, 采用 195 万网格进行计算。

## 2 结果分析

### 2.1 与离散喷嘴结构对比

由于方案 2 条缝喷嘴横截面积和离散喷嘴总横截面积相同, 本节选取方案 2 与离散喷嘴旋流冷却流动和换热特性进行对比。

图 3 是旋流室 XY 截面流线和速度云图, 两种结构相比较, 冷气由喷嘴进入旋流室时速度均较大, 随后沿周向迅速衰减。离散结构更为明显,

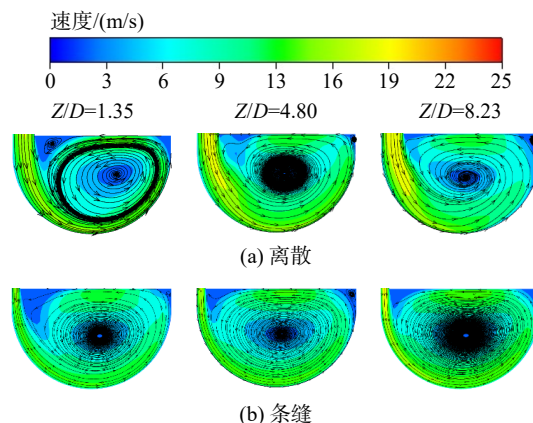


图 3 旋流室 XY 截面流线图 ( $Re=28510$ )

Fig. 3 Streamline contour at XY section of swirling chamber ( $Re=28510$ )

这是因为在横流的影响下, 从离散喷嘴进入旋流室的冷气迅速沿流向偏转, 截面上远离喷嘴出口区域被上游流向速度较大、周向速度较小的气体占据, 从而在截面上表现出冷气速度衰减迅速。通过对比同种结构三个截面可以发现, 喷嘴出口处冷气速度沿流向增大, 这是由于靠近出口处压力较小, 与喷嘴入口压差较大, 从而使喷嘴出口处流量沿流向增大, 与 Fan 等人<sup>[7]</sup>得到的结果一致。

图 4 是旋流室中心处 YZ 截面上的流线和速度云图, 离散结构在喷嘴 1 和喷嘴 2 之间形成了较大的漩涡, 喷嘴 2 进入旋流室的冷气抑制了上游气体沿径向的收缩和沿流向的伸长, 具有较大冲击作用, 从而形成了较大漩涡。而在其他喷嘴出口底部均形成了小漩涡, 漩涡尺寸沿流向逐渐减小。这是由于上游冷气流速度较小, 当切向冷气高速射入时, 两种速度的气体掺混, 冲击较大; 随着冷气不断射入, 横流速度逐渐增加, 与喷嘴射入冷气速度差逐渐减小, 漩涡不断变小。而条缝喷嘴结构在  $Z/D$  较小处形成一个很小的角

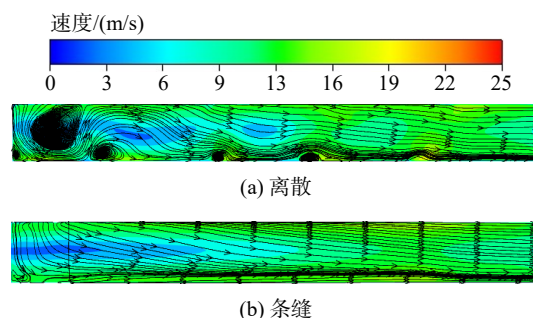


图 4 旋流室 YZ 截面流线和速度云图 ( $Re=28510$ )

Fig. 4 Streamline and velocity contours at YZ section of swirling chamber ( $Re=28510$ )

涡, 其他位置流线较为平整。这是由于条缝喷嘴结构冷气沿流向持续射入, 对旋流室内流体的冲击作用沿轴向是持续性的,  $YZ$  平面上的流线相对比较平整。

图 5 是旋流室  $XY$  截面上的温度云图。可以看出, 离散喷嘴宽度较大, 且质量流量较为集中, 在进入旋流室时形成了较宽的冷流体流域。并且在截面  $Z/D=1.35$  处, 冷流体紧贴旋流室内壁, 周向温度变化较小; 随着  $Z/D$  逐渐增大, 截面上冷流体温度沿周向变化明显。当  $Z/D=8.23$  时, 冷流体在喷嘴出口处形成较小区域的低温区, 随即温度迅速升高, 这是由于越靠近旋流室出口, 受横流影响越大, 冷流体进入旋流室之后沿流向迅速偏离, 截面上远离喷嘴出口区域被上游温度较高气体占据而形成的。而条缝喷嘴宽度较小, 在截面上形成较窄的冷流体域, 具有较强的抗横流能力, 且由于在流向上持续射入, 三个截面具有相似的温度场。其中  $Z/D=1.35$  处冷流体能更好的紧贴靶面, 这是由于此截面距离旋流室端壁较近, 横流影响相对更小, 而随着  $Z/D$  增大, 温度场逐渐稳定,  $Z/D=4.80, 8.23$  处截面上温度场高度相似。

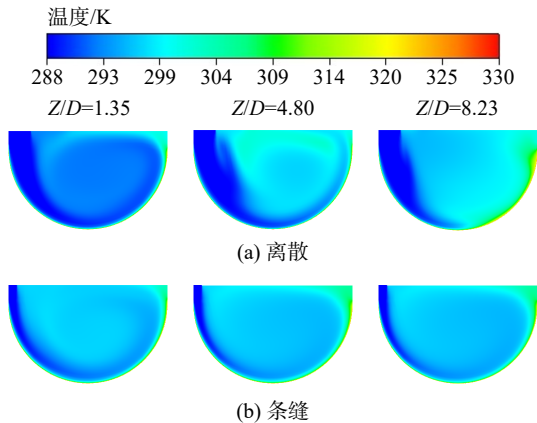


图 5 旋流室  $XY$  截面温度云图( $Re=28510$ )

Fig. 5 Temperature contour of swirl chamber at  $XY$  section ( $Re=28510$ )

喷嘴几何结构的改变对冷气流场和温度场产生了极大影响, 从而影响了靶面换热。图 6 是靶面努塞尔数云图, 离散结构在喷嘴出口处冷气流较为集中, 对靶面冲刷作用以及与主流的混合作用较强, 靠近喷嘴出口处壁面区域热边界层较薄, 形成了明显的高换热区域, 而喷嘴之间换热效果较弱, 在流向高低换热区域交替分布; 条缝结构靶面  $Nu$  分布相对较为均匀, 但沿流向依旧呈增大趋势, 这是由于沿流向喷嘴出口处质量流

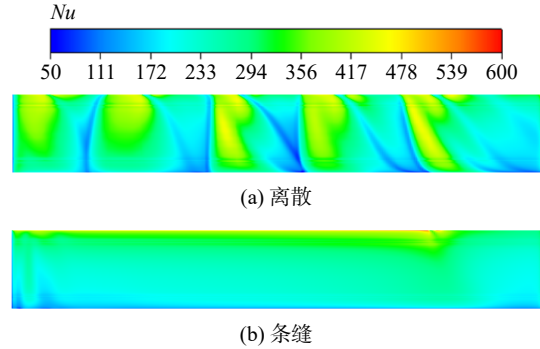


图 6 两种旋流结构  $Nu$  云图( $Re=28510$ )

Fig. 6  $Nu$  contours of two swirling configurations ( $Re=28510$ )

量逐渐增大形成的。

表 2 给出了两种结构旋流冷却流动和换热参数。与离散结构相比, 条缝结构综合换热系数  $j$  减小了 11.5%~14.0%, 而靶面平均努塞尔数  $Nu_a$  只降低了 3% 左右。说明条缝结构综合换热因子的减小主要来源于摩擦因子的增大, 且靶面换热轴向不均匀度比离散结构减小了 67.8%~71.9%, 大大提高了靶面换热的均匀性, 因此条缝结构在换热方面具有更大优势。

表 2 不同  $Re$  下流动和传热参数

Table 2 Flow and heat transfer parameters under different Reynolds number

| 喷嘴   | 参数       | $Re$    |         |         |         |         |
|------|----------|---------|---------|---------|---------|---------|
|      |          | 28 510  | 34 000  | 39 500  | 45 000  | 50 500  |
| 离散喷嘴 | $Nu_a$   | 270.2   | 309.3   | 346.2   | 380.2   | 413.7   |
|      | $f$      | 0.990 1 | 0.977 7 | 0.966 7 | 0.957 6 | 0.950 3 |
|      | $j$      | 1.117 5 | 1.104 7 | 1.092 5 | 1.076 4 | 1.064 3 |
|      | $\sigma$ | 61.53   | 66.10   | 69.50   | 72.44   | 74.54   |
|      | $\sigma$ | 61.53   | 66.10   | 69.50   | 72.44   | 74.54   |
| 条缝喷嘴 | $Nu_a$   | 264.5   | 304.6   | 341.3   | 372.1   | 396.0   |
|      | $f$      | 1.432 0 | 1.379 0 | 1.336 0 | 1.291 0 | 1.263 0 |
|      | $j$      | 0.967 3 | 0.970 0 | 0.966 9 | 0.925 9 | 0.926 6 |
|      | $\sigma$ | 17.29   | 19.55   | 21.91   | 22.56   | 24.01   |
|      | $\sigma$ | 17.29   | 19.55   | 21.91   | 22.56   | 24.01   |

## 2.2 条缝喷嘴宽度的影响

本节通过方案 1~方案 4, 分析对比了矩形喷嘴宽度对条缝旋流冷却流动及换热特性的影响。如图 7 所示, 方案 1 冷流体质量流量在条缝喷嘴出口处沿流向基本呈均匀分布, 而方案 2~方案 4 呈递增趋势, 并且随条缝宽度的增大, 增加趋势逐渐增大。这是因为冷气室压力恒定, 而旋流室压力沿流向逐渐减小, 使得条缝喷嘴进出口压差沿流向逐渐增大, 从而导致喷嘴出口处流量沿流

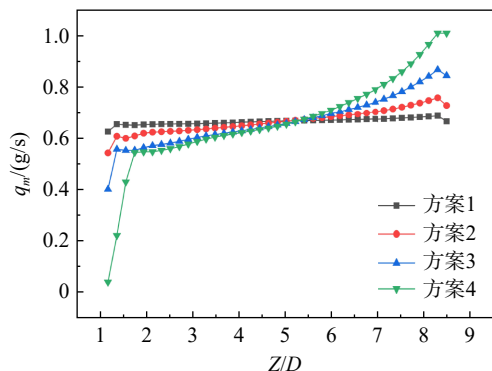
图 7 不同条缝喷嘴宽度条缝喷嘴出口流量分布( $Re=28\ 510$ )

Fig. 7 Mass flow distribution of the slot nozzle outlet under different slot nozzle widths ( $Re=28\ 510$ )

向增大。而条缝宽度越小,喷嘴进出口平均压差越大,使得喷嘴进出口压差沿流向变化量相对于进出口平均压差更小,对喷嘴出口处质量流量分布影响越小。

图 8 是不同条缝喷嘴宽度旋流冷却靶面  $Nu$  云图,方案 1 条缝喷嘴出口处  $Nu$  最大,沿周向迅速减小,靶面平均努塞尔数  $Nu_a$  相对较高;方案 2~方案 4 中  $Nu$  明显降低,且方案 3 和方案 4 靶面出现较大面积的低  $Nu$  区。

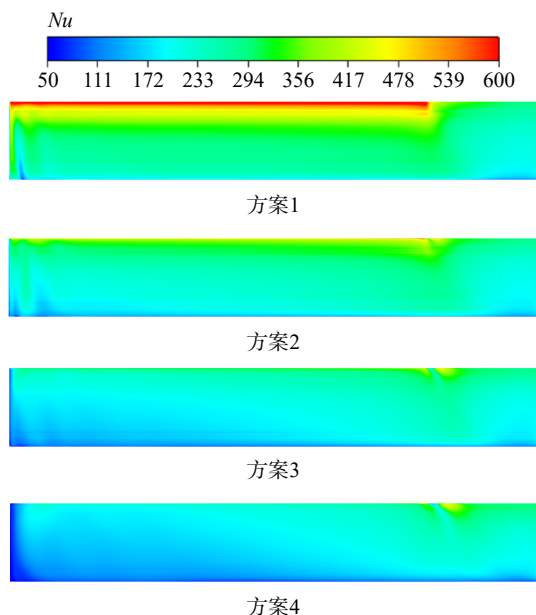
图 8 不同条缝喷嘴宽度  $Nu$  云图( $Re=28\ 510$ )

Fig. 8 Distributions contour of  $Nu$  for different slot nozzle widths ( $Re=28\ 510$ )

图 9 是不同条缝喷嘴宽度旋流冷却摩擦因子  $f$  随  $Re$  变化曲线,方案 1 摩擦因子远远高于其他三种方案,其主要原因是方案 1 喷嘴横截面积最小,在质量流量相同的条件下流体速度最大,

从而使得压力损失远远大于其他三种方案。而随着条缝宽度增大,摩擦因子受宽度影响逐渐较小。图 10 给出了不同条缝宽度旋流冷却靶面平均努塞尔数  $Nu_a$  随  $Re$  变化曲线,四种方案  $Nu_a$  随  $Re$  均线性增大,但增大趋势有所不同。方案 1 增幅最大,方案 3 和方案 4 增幅最小,且基本相同。说明条缝宽度越大,换热强度受雷诺数影响越小,条缝宽度超过 5.78 mm 时,  $Nu_a$  受雷诺数影响趋势基本相同。图 11 给出了不同条缝喷嘴宽度靶面综合换热因子  $j$  随  $Re$  变化曲线,方案 1 和方案 2 靶面  $j$  随  $Re$  均先增大后减小,但  $j$  最大值对应的  $Re$  不同。方案 1 靶面  $j$  峰值对应的  $Re$  为 39 500,方案 2 靶面  $j$  峰值对应的  $Re$  为 34 000,且在  $Re$  超过 39 500 后迅速下降,下降趋势逐渐增大。方案 3 和方案 4 靶面  $j$  随  $Re$  基本呈线性减小。

综上所述,条缝越窄,换热性能越好,且随  $Re$  变化越明显,但窄条缝增强换热的同时,也大幅度增加了其摩擦损失,使得综合换热因子  $j$  更小;宽条缝综合换热因子  $j$  较高,但换热较低,其较高

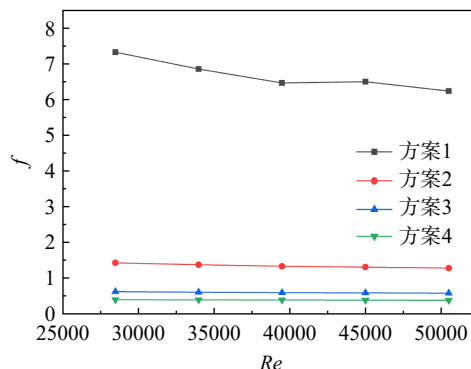
图 9 不同条缝宽度  $f$  随  $Re$  变化曲线

Fig. 9 Variation curves of friction factor  $f$  with the  $Re$  for different slot widths

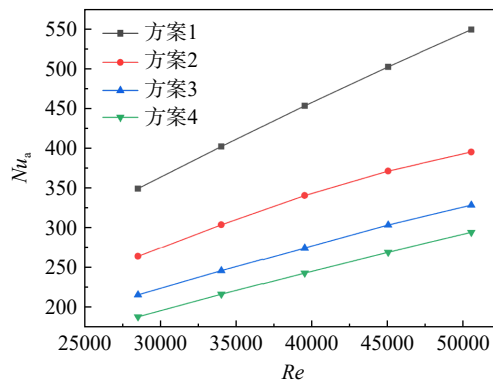
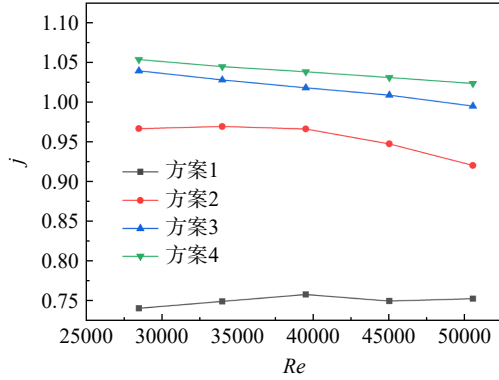
图 10 不同条缝宽度  $Nu_a$  随  $Re$  变化曲线

Fig. 10 Variation curves of  $Nu_a$  with the  $Re$  for different slot widths

图 11 不同条缝宽度  $j$  随  $Re$  变化曲线Fig. 11 Variation curves of  $j$  of different nozzle widths with the  $Re$ 

的综合换热表现是由于摩擦损失较小的缘故, 考虑换热均匀性, 方案 2 冷却效果最好, 其在  $Re=34\,000$  时综合换热因子最大。

### 2.3 条缝喷嘴横截面形状的影响

方案 2~方案 4 条缝喷嘴出口处质量流量沿流向呈递增趋势, 从而使周向平均努塞尔数  $Nu_c$  在  $2 < Z/D < 8.41$  范围内沿流向呈上升趋势。而改变条缝喷嘴横截面形状可以改变喷嘴出口处质量流量沿流向分布, 从而改变  $Nu_c$  沿流向分布。本节在保持喷嘴横截面积不变的基础上, 选取方案 2 和方案 5~方案 8, 探究了梯形喷嘴截斜度角面对旋流冷却的影响。

图 12 给出了不同  $\alpha$  条件下条缝喷嘴出口处质量流量沿流向分布。当  $\alpha=0$  rad 时, 质量流量沿流向呈递增趋势, 而当  $\alpha > 0$  rad 时质量流量沿轴向呈下降趋势, 并且随着  $\alpha$  的增大, 下降趋势逐渐增大。这是由于  $\alpha$  越大, 喷嘴宽度沿流向变化越明显, 从而使得质量流量沿流向下降趋势越大。

改变喷嘴横截面斜度角可以改变喷嘴出口处

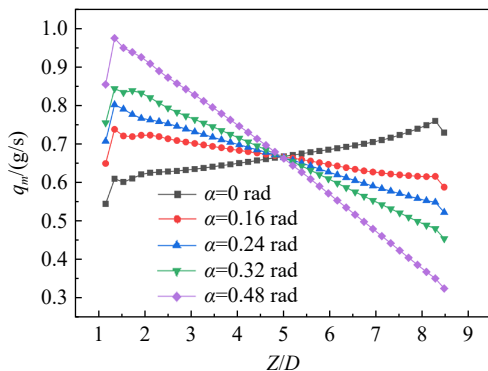


图 12 不同斜度角喷嘴出口处质量流量沿流向分布

Fig. 12 Mass flux distribution along the flow direction at the nozzle outlet of different slope angles

质量流量沿轴向分布, 从而影响靶面换热强度分布。图 13 给出了不同  $\alpha$  条件下周向平均努塞尔数  $Nu_c$  沿流向分布曲线, 在  $2 < Z/D < 8.56$  范围内, 当  $\alpha$  较小时,  $Nu_c$  沿轴向呈上升趋势, 随着  $\alpha$  增大, 上升趋势逐渐减小,  $\alpha=0.24$  rad 时基本保持在同一水平线上;  $\alpha > 0.24$  rad 时呈下降趋势,  $\alpha$  越大, 下降趋势越明显。在  $Z/D > 8.56$  范围内, 五种方案  $Nu_c$  均呈下降趋势, 且  $\alpha$  越大, 相同位置  $Nu_c$  越小。其主要原因是  $\alpha$  越大, 条缝喷嘴下游出口处质量流量越小, 对旋流室内气体冲击作用减小, 旋流室出口处气体切向速度降低, 换热能力减弱而形成的。

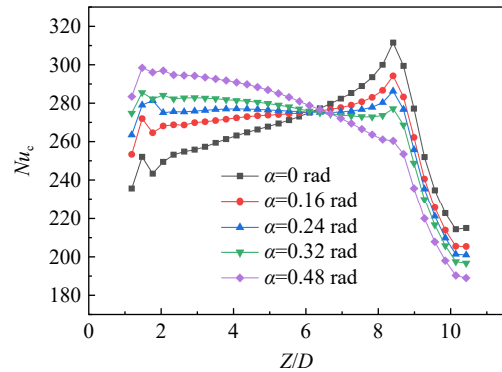


图 13 不同斜度角周向平均努塞尔数沿流向分布

Fig. 13 Circumferential averaged Nusselt number distributions of different slope angles along the flow direction

表 3 给出了不同  $\alpha$  条件下条缝喷嘴旋流冷却流动和换热参数, 对于不同  $\alpha$  的条缝喷嘴旋流冷却, 随着  $\alpha$  的增大,  $Nu_a$  略有增大。这是由于  $\alpha$  增大使得条缝喷嘴上游出口质量流量增大, 冷气在旋流室内流动时间更长, 从而增强了其换热能力; 达西摩擦因子  $f$  和综合换热系数  $j$  基本不变, 轴向不均匀度  $\sigma$  呈先增大后减小的趋势, 当  $\alpha=0.24$  rad 时, 靶面换热轴向不均匀度最小, 换热最为均匀。

表 3 不同斜度角流动和换热参数

Table 3 Flow and heat transfer performance of different slope angle

| 参数       | 喷嘴斜度角/rad |         |         |         |         |
|----------|-----------|---------|---------|---------|---------|
|          | 0         | 0.16    | 0.24    | 0.32    | 0.48    |
| $Nu_a$   | 264.5     | 266.2   | 267.1   | 267.6   | 269.1   |
| $f$      | 1.432     | 1.436   | 1.431   | 1.431   | 1.421   |
| $j$      | 0.967 3   | 0.972 6 | 0.977 0 | 0.978 9 | 0.986 6 |
| $\sigma$ | 17.29     | 7.31    | 3.51    | 3.67    | 11.53   |

2.4 条缝喷嘴高度的影响

表 4 给出了不同喷嘴高度旋流冷却流动及换热参数,从表中可以看出,靶面平均努塞尔数  $Nu_a$  受喷嘴高度影响不大,综合换热系数  $j$  随着喷管高度增加不断减小,而轴向不均匀度  $\sigma$  先减小后增大。当喷嘴高径比从 1.97 增加到 3.41 时,  $j$  减小 2.2%,而  $\sigma$  减小 10.2%,综合考虑,当条缝喷嘴高度是喷嘴水力直径 3.41 倍时,冷却效率最高,换热最为均匀。

表 4 不同高度条缝喷嘴流动和换热参数

Table 4 Flow and heat transfer parameters of slot nozzle under different heights

| 参数       | 喷嘴高径比   |         |         |         |         |         |
|----------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|
|          | 0.66    | 1.97    | 3.41    | 6.82    | 13.64   | 26.23   |
| $Nu_a$   | 267.2   | 264.1   | 263.5   | 263.1   | 263.9   | 264.5   |
| $f$      | 0.753 9 | 0.801 2 | 0.850 5 | 0.945 8 | 1.148   | 1.432 0 |
| $j$      | 1.210 2 | 1.172 1 | 1.146 4 | 1.104 8 | 1.038 9 | 0.967 3 |
| $\sigma$ | 15.46   | 13.68   | 12.29   | 13.68   | 15.93   | 17.29   |

3 结 论

本文建立了条缝喷嘴旋流冷却模型,探究了条缝喷嘴宽度、横截面形状及喷嘴高度对条缝旋流冷却流动和换热的影响,并与离散喷嘴旋流冷却进行了对比,主要结论如下:

1) 与离散喷嘴旋流冷却相比,喷嘴横截面积相同的条件下,条缝喷嘴旋流冷却综合传热系数相对较低,低约 13.4%,而  $Nu_a$  低约 2.1%,综合传热系数的变化主要是由于条缝喷嘴摩擦因数增大引起的;条缝喷嘴旋流冷却靶面换热在轴向上更加均匀,轴向不均度比离散喷嘴低约 71.9%。

2) 条缝喷嘴宽度对流场影响较大,随着条缝宽度增大,条缝喷嘴出口处质量流量沿轴向增加越明显;冷却效率随着条缝宽度的增大而减小,但综合换热系数逐渐增大。综合考虑流动、换热效率及换热均匀性,方案 2 冷却效果最好,且  $Re=34\,000$  时综合换热系数最大。

3) 条缝喷嘴出口质量流量沿轴向递增,改变条缝喷嘴横截面形状可以改变喷嘴出口质量流量分布,从而影响条缝喷嘴旋流冷却靶面换热效率及换热均匀性。当截面斜度角  $\alpha=0.24\text{ rad}$  时,换热效率较高,而且轴向分布最为均匀。

4) 条缝喷嘴高度对冷却效率影响较小,综合考虑流动及换热均匀性,当条缝喷嘴高度是喷嘴

水力直径 3.41 倍时,冷却效率较高,换热最为均匀。

参考文献:

[1] 葛绍岩,刘登,徐靖中,等. 涡轮叶片气膜冷却的研究[J]. 航空动力学报, 1989, 4(4): 363-367, 392.  
GE Shaoyan, LIU Deng, XU Jingzhong, et al. Research on film-cooling of turbine blade[J]. Journal of Aerospace Power, 1989, 4(4): 363-367, 392. (in Chinese)

[2] 蒋雪辉,赵晓路. 非定常尾迹对叶片头部气膜冷却的影响[J]. 航空动力学报, 2005, 20(4): 540-544.  
JIANG Xuehui, ZHAO Xiaolu. The effect of unsteady wake on leading edge film cooling[J]. Journal of Aerospace Power, 2005, 20(4): 540-544. (in Chinese)

[3] KREITH F, MARGOLIS D. Heat transfer and friction in turbulent vortex flow[J]. Applied Scientific Research, Section A, 1959, 8(1): 457-473.

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

[5] GLEZER B, MOON H, O'CONNELL T. A novel technique for the internal blade cooling[C]//International Gas Turbine and Aero-engine Congress & Exhibition, Birmineham, UK: ASME, 1996, 181: 1-10.

[6] 刘高文,薛彪,彭力,等. 叶片前缘旋流和常规冲击对比数值研究[J]. 推进技术, 2011, 32(4): 576-580, 585.  
LIU Gaowen, XUE Biao, PENG Li, et al. Numerical investigation on difference between blade leading edge vortex and normal impingement cooling[J]. Journal of Propulsion Technology, 2011, 32(4): 576-580, 585. (in Chinese)

[7] FAN Xiaojun, LI Liang, ZOU Jiasheng, et al. Cooling methods for gas turbine blade leading edge: comparative study on impingement cooling, vortex cooling and double vortex cooling[J]. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2019, 100: 133-145.

[8] LING J P C W, IRELAND P T, HARVEY N W. Measurement of heat transfer coefficient distributions and flow field in a model of a turbine blade cooling passage with tangential injection[R]. ASME Paper GT2006-90352, 2008.

[9] JIANG Yuting, ZHENG Qun, YUE Guoqiang, et al. Numerical investigation on blade leading edge high-efficiency swirl and impingement phase transfer cooling mechanism[J]. Numerical Heat Transfer, Part A: Applications, 2016, 69(1): 67-84.

[10] FAWZY H, ZHENG Qun, AHMAD N, et al. Optimization of a swirl with impingement compound cooling unit for a gas turbine blade leading edge[J]. Energies, 2020, 13(1): 1-23.

[11] FAWZY H, ZHENG Qun, AHMAD N. Effect of slot area ratio and slot angle on swirl cooling in a gas turbine blade leading edge[J]. Journal of Aerospace Engineering, 2020, 33(5): 4020046.1-4020046.13.

[12] WANG Nian, HAN J C. Swirl impinging cooling on an airfoil leading edge model at large Reynolds number[J]. Journal of Thermal Science and Engineering Applications, 2019, 11(3): 031006.1-031006.8.

[13] 何娟,邓清华,高铁瑜,等. 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[J]. 西安交通大学学报, 2020, 54(9): 89-99.  
HE Juan, DENG Qinghua, GAO Tieyu, et al. Effects of circumferential angle and diameter ratio on the flow and heat transfer characteristics of double swirl cooling[J]. Journal of Xi'an Jiaotong Uni-

- versity, 2020, 54(9): 89-99. (in Chinese)
- [14] 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.
- [15] MOUSAVI S M, GHADIMI B, KOWSARY F. Numerical study on the effects of multiple inlet slot configurations on swirl cooling of a gas turbine blade leading edge[J]. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2018, 90: 34-43.
- [16] YAO Ran, SU Hang, CHENG Yun, et al. Numerical investigation of a novel multistage swirl cooling conception in blade leading edge of gas turbine[J]. *International Journal of Thermal Sciences*, 2022, 172: 107269.1-107269.18.
- [17] WANG Jiefeng, DU Changhe, WU Fan, et al. Investigation of the vortex cooling flow and heat transfer behavior in variable cross-section vortex chambers for gas turbine blade leading edge[J]. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2019, 108: 104301.1-104301.13.
- [18] LIU Yuyang, RAO Yu, WEIGAND B. Heat transfer and pressure loss characteristics in a swirl cooling tube with dimples on the tube inner surface[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2019, 128: 54-65.
- [19] ZHOU J F, WANG X J, LI J, et al. Effects of impinging hole shapes on double swirl cooling performance at gas turbine blade leading edge[C]//Proceedings of ASME Turbo Expo 2018: Turbomachinery Technical Conference and Exposition, Oslo, Norway: ASME, 2018: 1-13.

(编辑: 张 雪)