

# 燃气透平叶片尾缘内部冷却通道流动与换热特性研究

叶 绿,陈显赞,汪翔宇,丰镇平

(西安交通大学 叶轮机械研究所,陕西 西安 710049)

**摘 要:**针对更为接近于真实叶片尾缘段的楔形内部冷却通道的流动与换热特性开展了数值研究,分析了不同冷却工质应用在楔形冷却通道中的性能表现以及不同扰流柱结构、柱肋组合冷却结构对尾缘内部冷却通道中的热力特性的影响。研究表明:区别于矩形内部冷却通道,楔形通道中壁面传热系数沿流动方向呈现逐渐升高的趋势;冷却工质对换热性能影响明显,蒸汽的冷却效果优于空气,而在主流冷气中加入少量的微小液滴可明显改善内部通道的换热效果,并且对压力损失几乎不带来负面影响;3种扰流柱结构中圆顶间断型扰流柱结构具有最佳的换热性能,相较于传统扰流柱,其综合换热因子的最大提升可达15.3%;肋片的引入可使壁面传热系数提高24.9%~32.5%,但会造成压力损失的增加;相较于单一的扰流柱阵列冷却方式其综合换热因子仅可提升2%,一定程度改善壁面传热的均匀性。

**关 键 词:**燃气轮机;尾缘内部通道;湿雾冷却;扰流柱肋;流动传热

中图分类号:TK474.7 文献标识码:A DOI:10.16146/j.cnki.rndlge.2022.01.013

[引用本文格式]叶 绿,陈显赞,汪翔宇,等. 燃气透平叶片尾缘内部冷却通道流动与换热特性研究[J]. 热能动力工程,2022,37(1):96-104. YE Lyu, CHEN Xian-yun, WANG Xiang-yu, et al. Study on flow and heat transfer characteristics in the trailing edge cooling channel of gas turbine blade[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2022, 37(1):96-104.

## Study on Flow and Heat Transfer Characteristics in the Trailing Edge Cooling Channel of Gas Turbine Blade

YE Lyu, CHEN Xian-yun, WANG Xiang-yu, FENG Zhen-ping

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

**Abstract:** A numerical investigation on the flow and heat transfer characteristics in a wedged internal cooling channel more close to the real blade trailing edge section was carried out. The performance of different cooling medium used in wedged cooling channel, and the influence of different pin-fin structures and fin rib composite cooling structures on the thermal property of the trailing edge cooling channel were analyzed. The research results show that distinguished from rectangular internal cooling channel, the heat transfer coefficient of the wall surface in wedged channel tends to increase gradually along the streamwise direction. The cooling medium has a significant effect on the heat transfer performance, and the cooling effect of steam is better than that of air. Adding a small amount of micro droplets into the main air conditioner can obviously improve the heat transfer effect of the internal channel, and has almost no negative effect on the pressure loss. Among the three kinds of turbulence pin-fin structures, the dome-shaped discontinuous structure has the best heat transfer performance, and the maximum comprehensive heat transfer factor can be improved up to 15.3% compared with the traditional one. The heat transfer coefficient of the wall surface can be increased by 24.9% to 32.5% with the introduction of ribs, but the pressure loss

收稿日期:2021-01-20; 修订日期:2021-02-08

基金项目:国家科技重大专项(2017-III-0009-0035)

Fund-supported Project: National Science and Technology Major Project (2017-III-0009-0035)

作者简介:叶 绿(1991-),女,重庆人,西安交通大学博士研究生。

will be increased. Compared with the single turbulence pin-fin array cooling mode, the comprehensive heat transfer factor can only bring about an increase of 2% , and the uniformity of heat transfer of the wall surface can be improved to a certain extent.

**Key words:** gas turbine, internal channel at the trailing edge, wet mist cooling, turbulence pin-fins and ribs, flow and heat transfer

引 言

高效的燃气轮机透平叶片换热与冷却技术是发展高性能燃气轮机的核心关键技术。叶片尾缘区域作为典型的高换热区域,所处位置特别,考虑到气动效率及结构强度本身的限制,冷却结构的布置和选择有限且设计难度大。在内部冷却方面,通常采用扰流柱阵列冷却结构进行换热效果的强化。但随着透平进口温度的不断提升,叶片尾缘段主流冷却结构备受压力,因而寻求性能更优的冷却形式及方式是优化透平叶片尾缘传热冷却技术的前提。

近年来,针对叶片尾缘内部冷却性能改善开展了大量研究,主要集中在扰流柱结构的改型及优化上<sup>[1-6]</sup>。带有尖锐边缘的扰流柱形状有利于强化换热效果,但是以增加额外压力损失为代价<sup>[1-3]</sup>,在综合换热性能上并不具优势。间断型扰流柱结构<sup>[4-5]</sup>在降低压损方面效果显著,能有效提升综合换热性能。除此之外,随着 3D 打印技术的出现以及先进加工技术的发展,尾缘冷却结构在设计上更具灵活性。有研究者讨论了扰流柱与肋片组合冷却结构的应用潜力<sup>[6]</sup>,以弥补单一内部冷却方式的局限性,进一步改善内部冷却效果。

除去不断优化冷却结构与布置,寻求冷却性能更高效的冷却工质为另一重要思路。目前,受到关注较多的是蒸汽冷却<sup>[7-8]</sup>以及湿雾两相流冷却<sup>[9-11]</sup>。研究发现,蒸汽比空气换热量大,但蒸汽冷却在应用中存在一些不可规避的局限性,例如需重新设计闭式冷却系统,并且蒸汽的消耗仍会降低蒸汽轮机循环的热效率,以及从蒸汽轮机中获取蒸汽源会致使燃气轮机的启动时间长等,而湿雾空气两相流冷却的应用相对更具优势。目前,关于湿雾冷却特性的研究更多关注于带肋内部通道,针对尾缘扰流柱阵列冷却的湿雾冷却特性研究较少<sup>[12]</sup>。

本文从冷却结构改型优化及寻求可替代冷却技

术出发,在接近真实叶片尾缘区域的楔形内部冷却通道开展了详细的数值研究,评估了新型圆顶间断型扰流柱结构、扰流柱肋组合冷却结构及湿雾两相流冷却方式较于传统冷却在叶片尾缘内部冷却通道应用中的区别及优势,旨在为未来高性能燃气轮机透平叶片冷却结构的设计与选择提供新思路及理论参考。

1 计算模型与数值方法

图 1 给出了楔形扰流柱通道的计算模型。流向上布置 5 排扰流柱,展向上采用 5 排与 4 排扰流柱交叉分布,设置周期性边界条件节省计算资源与时间。通道进口和出口均设置延伸段,旨在获得均匀稳定的进口速度分布、充分发展湍流及防止出口回流产生的影响。流向上扰流柱高径比逐渐减小, $H/D_0$ 的变化范围为 1.3 ~ 3.6。计算模型的详细几何尺寸如表 1 所示。

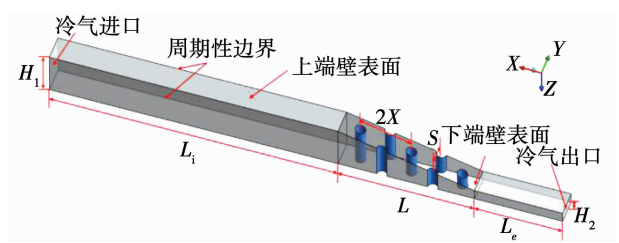


图 1 楔形扰流柱通道的几何模型  
Fig. 1 Geometry model of wedged turbulence pin-fin channel

边界条件均在绝对坐标下给定。在内部冷却通道的进口,给定平均主流进口速度  $V$ ,进口雷诺数 15 000 ~ 50 000,冷气进口静温  $T_{in,c} = 373.15\text{ K}$  及冷气的进口湍流度为 5%。所有壁面均设置为无滑移边界条件。对于壁面换热分析,内部冷却通道上下换热壁面及扰流柱表面给定恒定温度  $T_w = 423.15\text{ K}$ 。对于其他壁面,则设置成绝热壁面。在内部冷却通道出口位置,设置出口平均静压  $p_o = 101.25\text{ kPa}$ ,与大气压强保持一致。湿雾两相流工

质,给定液滴进口温度  $T_{in,c} = 300\text{ K}$ ,液滴直径  $d_m = 10\text{ }\mu\text{m}$ ,质量流量比  $MFR = 1\%$ 。

表 1 楔形扰流柱通道的几何特征参数  
Tab.1 Geometric characteristic parameters of  
wedged turbulence pin-fin channel

| 参 数               | 数 值  |
|-------------------|------|
| 通道进口高度 $H_1/D_0$  | 4.0  |
| 通道出口高度 $H_2/D_0$  | 1.0  |
| 扰流柱展向间距 $S/D_0$   | 2.5  |
| 扰流柱流向间距 $X/D_0$   | 2.5  |
| 进口延伸段长度 $L_i/D_0$ | 28.3 |
| 出口延伸段长度 $L_o/D_0$ | 8.7  |
| 扰流段长度 $L/D_0$     | 13.4 |
| 扰流柱高径比 $D_h/D_0$  | 1.3  |

针对计算模型,采用 ANSYS ICEM CFD 软件生成结构化网格,在靠近上下通道壁面及扰流柱表面绘制边界层进行局部加密,并保证  $y^+ < 1$  以满足求解湍流模型的计算要求。图 2 给出了计算模型网格细节图,其中在扰流柱网格绘制过程中采用 O 型网格的划分以提高网格质量。

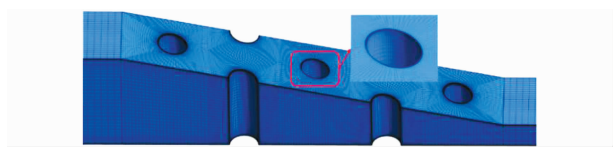


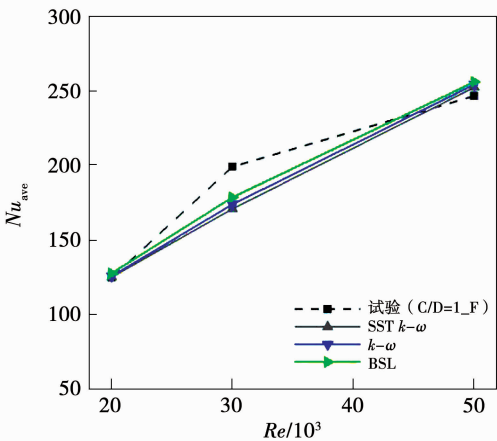
图 2 计算结构网格划分  
Fig.2 Mesh division of computation structure

为确保计算精度,针对计算模型开展了网格无关性验证。表 2 给出了不同网格密度下尾缘楔形内部通道上的传热系数。可以看出,节点数量达到 364 万后,平均努塞尔数与网格数量基本无关,说明采用该网格可消除网格密度带来的影响,因此在计算中采用 346 万的网格节点数量进行计算。

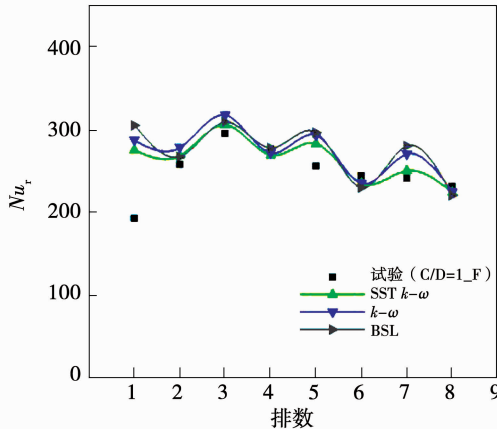
表 2 不同网格密度下面平均努塞尔数 ( $Re = 20\ 000$ )  
Tab.2 Mean  $Nu$  under different mesh densities  
( $Re = 20\ 000$ )

| 网格节点数/万 | 面平均努塞尔数 |
|---------|---------|
| 114     | 144.7   |
| 227     | 146.9   |
| 364     | 147.6   |
| 612     | 147.7   |

图 3 分别给出采用不同湍流模型计算时通道壁面面平均努塞尔数  $Nu_{ave}$  随雷诺数变化的规律,以及雷诺数  $Re = 50\ 000$  时沿流动方向通道壁面柱排平均努塞尔数  $Nu_r$  的变化及与相应的试验结果的对比。其中,试验数据由尾缘内部通道扰流柱阵列冷却试验测得。扰流柱间隙与扰流柱直径比为  $C/D = 1$ ,  $F$  代表平顶扰流柱,  $R$  代表圆顶扰流柱。试验模型采用矩形通道,其关键参数与本文楔形通道一致,主要区别是,试验模型在流向上共布置 10 列扰流柱。矩形进口截面宽高比为  $W/H = 3.125$ ,而通道高度与扰流柱比值为  $H/D_0 = 4.0$ ,扰流柱柱间距在流向与展向上保持一致,即  $X/D_0 = S/X_0 = 2.5$ 。试验基于瞬态 TLC 测量方法,试验过程中将主流进口温度控制在  $60\text{ }^\circ\text{C}$ ,记录下有限时间内通道的变色过程,最终获得通道壁面的传热系数,当地传热系数的不确定度为  $6\%$ 。



(a) 不同雷诺数下通道壁面面平均努塞尔数  $Nu_{ave}$

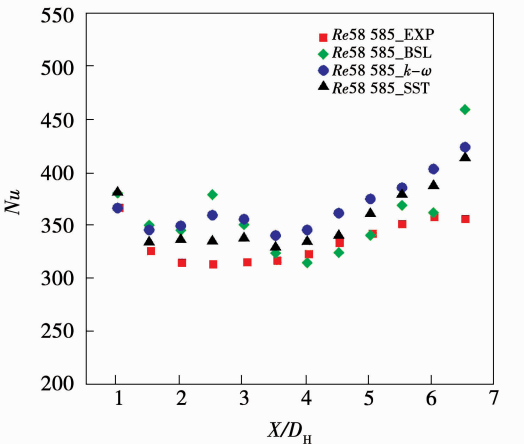


(b)  $Re = 50\ 000$  时通道壁面柱排平均努塞尔数  $Nu_r$

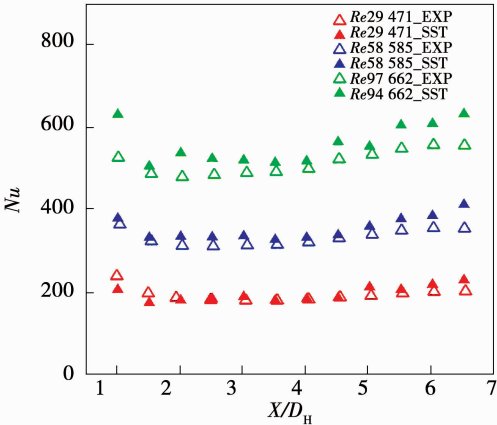
图 3 扰流柱阵列冷却 CFD 计算结果与试验结果对比  
Fig.3 Comparison of CFD calculation result and  
experi-mental result for turbulence pin-fin array cooling

3 种湍流模型均能捕捉到面平均努塞尔数随雷诺数的变化趋势,在  $Re = 30\ 000$  时,误差相对较大。SST  $k-\omega$  模型与试验数据的误差约为 11.1%,考虑到试验本身的不确定度及测量误差,在可接受范围内;针对通道壁面柱排平均努塞尔数,3 种湍流模型均能大致捕捉到通道壁面努塞尔数分布规律,其中 SST  $k-\omega$  模型计算结果最为接近试验数据。

除去空气冷却,同样开展了针对蒸汽冷却的数值方法的验证。由于缺少扰流柱通道的蒸汽冷却试验研究,故采用了带肋内部冷却通道的蒸汽冷却特性试验进行了代替。图 4(a) 给出了内部冷却通道中带肋壁面中心线上的节距平均努塞尔数随流向的变化规律。



(a) 节距平均努塞尔数  $Nu$  沿壁面中心线的流向分布



(b) 不同雷诺数下节距平均努塞尔数  $Nu$  分布试验计算结果对比

SST  $k-\omega$  模型与标准  $k-\omega$  模型都能够准确捕捉平均努塞尔数的变化规律。而较于标准  $k-\omega$  模型, SST  $k-\omega$  模型的计算结果相对误差更小。为进一步验证 SST  $k-\omega$  模型的可靠性,对不同雷诺数下的计算结果与试验数据进行对比,如图 4(b) 所示。在计算范围内, SST  $k-\omega$  模型均能较好捕捉带肋壁面的换热规律,在雷诺数为 29 471, 58 585 及 97 662 的工况下,最大相对误差分别为 13.3%, 16.1% 及 13.8%。考虑到试验本身约为 8% 的不确定度,该相对误差可接受。

因此,计算采用 SST  $k-\omega$  湍流模型。在计算湿雾冷却两相流动时,由于主流冷气中的液滴尺寸微小,且质量流量份额较低,将液滴视为离散相。求解 N-S 方程的同时采用欧拉-拉格朗日粒子追踪方法,离散相采用拉格朗日方法对微小液滴进行运动轨迹的捕捉,而连续相采用欧拉方法对流动规律进行描述,并采用双向耦合方法考虑液滴和气流之间的相互影响。计算过程中,动量、质量和能量方程的均方根残差均小于  $10^{-5}$ ,同时监测壁面平均传热量不再变化及进出口流量偏差小于 0.1% 时,认为稳态数值计算结果达到收敛。

2 结果与分析

2.1 冷却工质对楔形通道流动传热特性影响

2.1.1 冷却工质对传热特性的影响

图 5 给出了不同冷却工质时通道壁面平均努塞尔数随雷诺数变化的规律。随雷诺数增加,面平均努塞尔数单调增加。4 种冷却工质中,蒸汽为主流工质时的冷却效果优于空气。在主流冷气中加入少量微小液滴,较于单相工质可明显增强换热效果。低雷诺数下,当  $Re < 20\ 000$  时,湿雾冷却工质与单相冷却工质的冷却效果区别不大。随着雷诺数继续增加,当  $Re > 30\ 000$  时,液滴的作用逐渐体现出来,在  $Re = 50\ 000$  时,湿雾冷却工质相比于单相冷却工质带来的换热强化更为明显。较于单相空气冷却,湿雾空气冷却作用下的通道面平均努塞尔数的提高幅度可达到 16.1%。

图 6 对比了  $Re = 30\ 000$  时不同冷却工质通道换热壁面努塞尔数分布云图。楔形通道的渐缩性会使冷却主流流速增加,壁面传热系数提高。矩形冷

图 4 带肋内部冷却通道蒸汽冷却 CFD 计算结果与试验结果<sup>[7]</sup>对比

Fig.4 Comparison of CFD calculation result and experimental result for steam cooling in a ribbed cooling channel<sup>[7]</sup>



却通道中,扰流柱的扰流作用在第 3 排附近达到充分发展,随后沿着流动方向呈现逐渐降低的趋势。楔形通道的努塞尔数沿流动方向呈现递增趋势,努塞尔数最大值出现在第 5 排扰流柱位置附近。而针对 4 种冷却工质,湿雾蒸汽的传热效果最好,单相蒸汽冷却次之,单相空气冷却的努塞尔数数值相对最低。

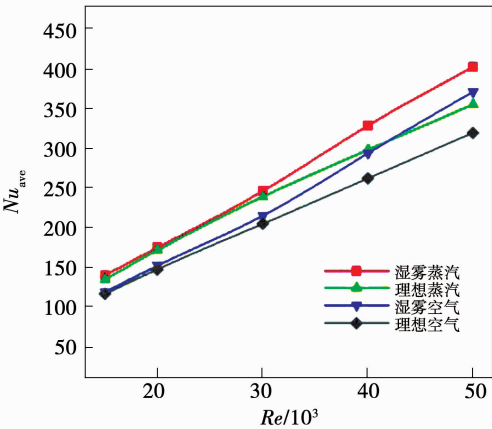


图 5 不同冷却工质时楔形冷却通道面平均努塞尔数随雷诺数变化

Fig. 5 Variation of mean  $Nu$  with  $Re$  in the wedged cooling channel with different cooling mediums

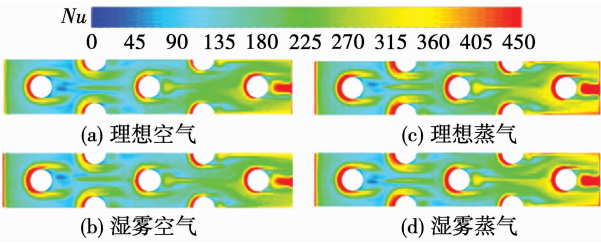


图 6 不同冷却工质时内部冷却通道上端壁表面努塞尔数分布云图 ( $Re = 30\,000$ )

Fig. 6  $Nu$  distribution contours on the endwall surface of cooling channel with different cooling mediums ( $Re = 30\,000$ )

图 7 给出了不同雷诺数时湿雾冷却工质作用下液滴在楔形冷却通道内的流动轨迹。由于进入冷却通道的液滴初温保持在  $T_{in,m} = 300\text{ K}$ ,而冷气主流的进口初温为  $T_{in,c} = 373.15\text{ K}$ ,因此液滴与冷气主流的换热在进入楔形通道后即发生,导致液滴蒸发速率提高。分析低雷诺数下湿雾两相流冷却与单相冷却区别不大的原因是,当  $Re < 20\,000$  时液滴在进口

延伸段即全部挥发,并未能够进入扰流段,通道换热效果仍然依靠单相工质的强制对流传热;由于液滴的质量流量十分低,仅占冷气主流份额的 1%,因此液滴挥发的汽化潜热或对冷气流量增加方面的贡献十分薄弱,致使液滴的正向作用并未体现出来。

随着雷诺数的进一步增加,当  $Re > 30\,000$  时,越来越多份额的液滴开始进入扰流段,并且由于主流二次流的携带作用,运动轨迹会发生改变。大量的液滴在扰流段开始发挥作用,液滴与主流冷气之间相互作用机制及液滴动力学特性,可产生明显的扰流作用,提高湍流度,从而实现强化传热的目的,使得冷却通道在高雷诺数作用下换热效果提升明显。

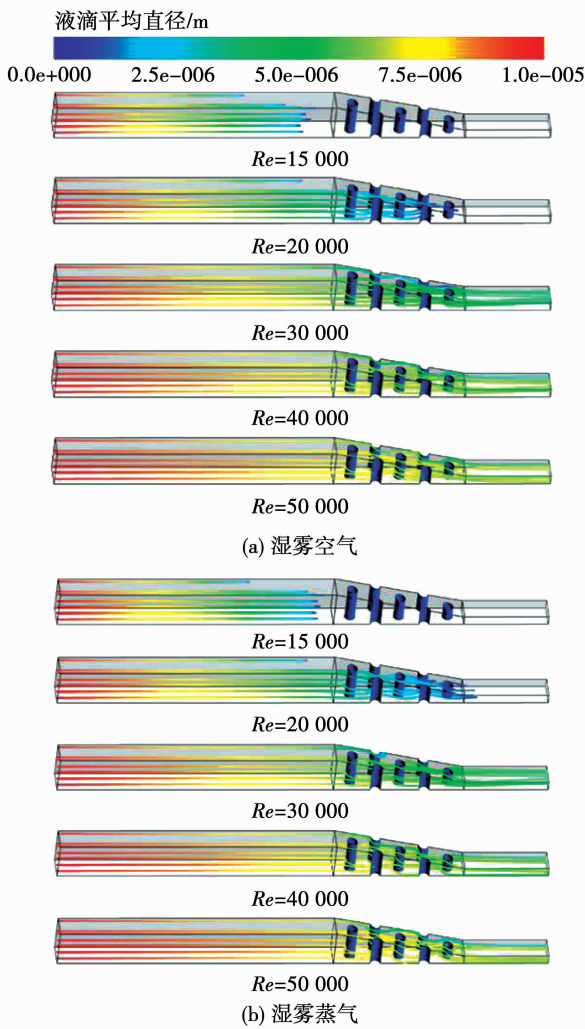


图 7 不同雷诺数下湿雾冷却液滴轨迹分布  
Fig. 7 Wet mist cooling droplet trajectory distributions at different  $Re$

2.1.2 冷却工质对压力损失及综合换热性能的影响

图 8 给出了不同冷却工质作用下楔形内部冷却通道压力损失随雷诺数变化的规律。由于液滴所占质量份额很少,因而对冷却通道的压力损失影响较小。相对而言,蒸汽冷却的压力损失低于空气冷却,这是因为相同工况下空气的密度高于蒸汽,同一雷诺数下蒸汽的进口流速高于空气,使得压力损失得以减小。与之类似,无论采用何种冷却工质,随着雷诺数的增加,无量纲压力损失均增加。

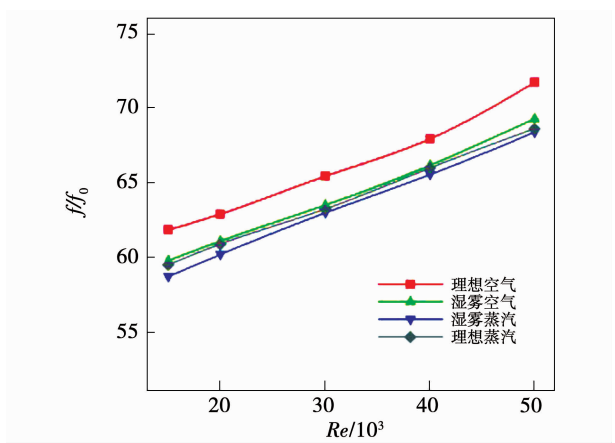


图 8 冷却工质对楔形内部冷却通道压力损失的影响

Fig. 8 Influence of cooling medium on the pressure loss of wedged cooling channel

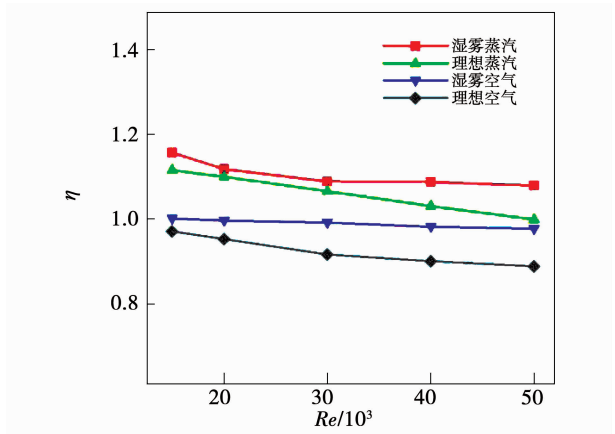


图 9 冷却工质对楔形通道综合换热因子的影响

Fig. 9 Influence of cooling medium on the integrated heat transfer factors of wedged channel

图 9 对比了不同冷却工质作用下楔形冷却通道的综合换热因子。通道综合换热因子随雷诺数的增

加而逐渐降低,这说明雷诺数对无量纲努塞尔数  $Nu/Nu_0$  的影响略低于无量纲摩擦系数  $f/f_0$  的影响。并且湿雾蒸汽冷却时的综合换热效果最佳,单相空气冷却相对最差。较于单相空气冷却,湿雾蒸汽冷却、单相蒸汽冷却和湿雾空气冷却综合换热因子的最大增幅分别为 21.6%,14.8% 和 10.0%。

2.2 扰流柱结构对楔形通道换热特性的影响

2.2.1 扰流柱结构对传热特性的影响

图 10 对比了不同扰流柱结构作用下通道壁面努塞尔数分布云图。其中,TP 代表基本圆柱型扰流柱,FT 代表平顶扰流柱,RT 代表圆顶扰流柱,两者均为一端与通道壁面存在一定间隙的间断型扰流柱。间断型扰流柱结构扩大了扰流柱前缘马蹄涡的强度和尺度,使得高换热区域面积增大,并且改善了扰流柱后缘以及下游区域的换热效果。圆顶间断型扰流柱结构的传热系数略高于平顶间断型扰流柱,而基本圆柱型扰流柱相对最差。从图 11 可看出,圆顶间断型扰流柱的面平均努塞尔数较于平顶间断型扰流柱及基本圆柱型扰流柱最大相差可达到 17.7% 及 7.6%。

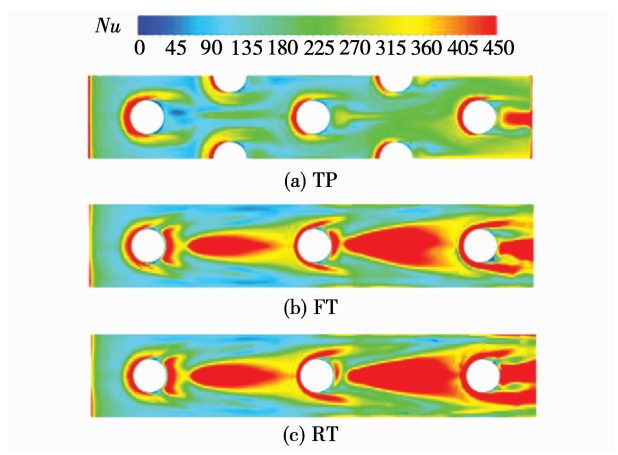


图 10 通道表面努塞尔数分布 ( $Re = 30\,000$ )

Fig. 10  $Nu$  distributions on channel surface ( $Re = 30\,000$ )

图 12 给出了雷诺数  $Re = 20\,000$  时,不同扰流柱结构作用下楔形通道中液滴的运动轨迹。液滴在基本圆柱型扰流柱通道中的前行距离相对最远,而平顶间断型扰流柱通道与圆顶间断型扰流柱通道中前进距离次之。这是因为圆顶间断型扰流柱作用下的冷气主流湍流度最强,液滴在冷气主流作用下蒸

发速度提高,前行距离变小。

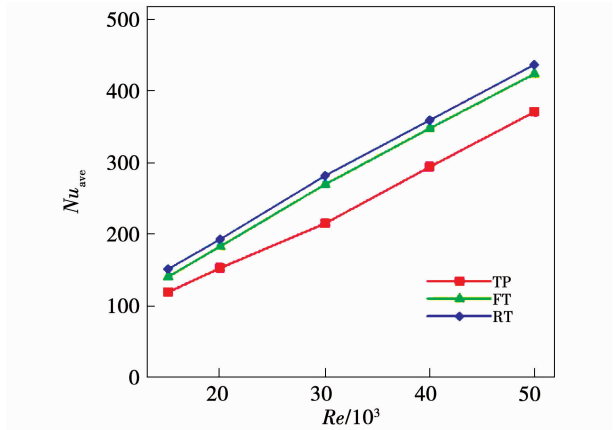


图 11 扰流柱结构对面平均努塞尔数的影响  
Fig. 11 Influence of turbulence pin-fin structure on mean  $Nu$

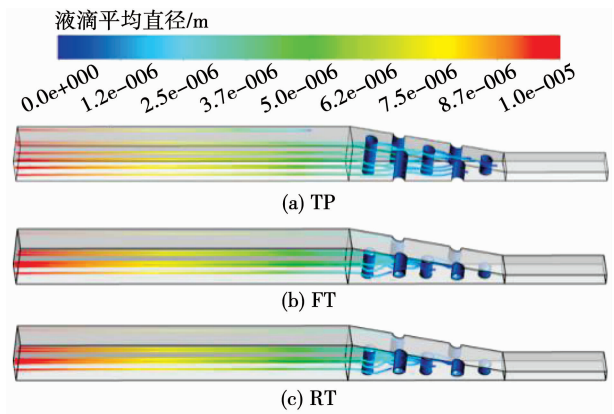


图 12 不同扰流柱结构的液滴轨迹分布图 ( $Re = 20\ 000$ )  
Fig. 12 Droplet trajectory distributions for different pin-fin structures ( $Re = 20\ 000$ )

2.2.2 扰流柱结构对压力损失及综合换热性能的影响

图 13 给出了楔形通道中不同扰流柱结构作用下的通道无量纲摩擦系数分布规律。圆顶间断型扰流柱结构的摩擦系数最低,较于基本圆柱型扰流柱,圆顶间断型扰流柱与平顶间断型扰流柱的摩擦系数最大降幅可分别达到 27.9% 与 16.3%,因此圆顶间断型扰流柱具有最好的换热性能。图 14 给出了不同扰流柱结构下楔形通道综合换热因子分布规律图。相比于平顶间断型扰流柱及基础圆柱型扰流柱,综合换热因子的最大提升幅度可分别达至 3.9% 与 15.3%。

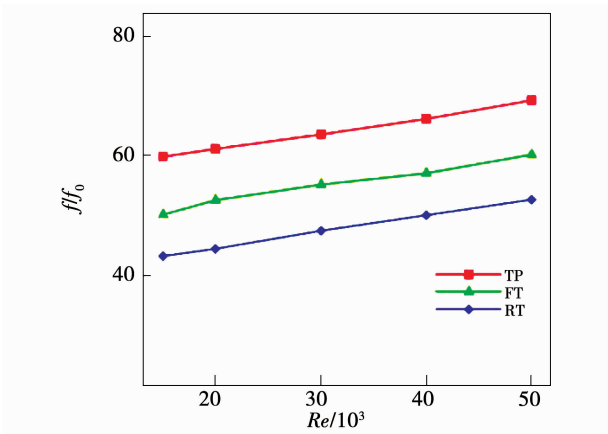


图 13 扰流柱结构对楔形通道无量纲摩擦系数的影响

Fig. 13 Influence of turbulence pin-fin structures on the dimensionless friction factors of wedged channel

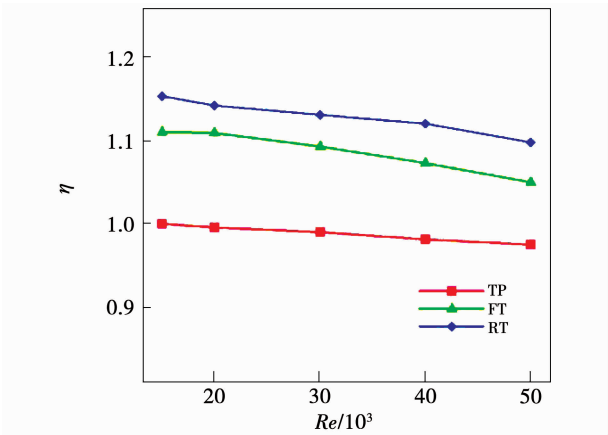


图 14 扰流柱结构对楔形通道综合换热因子影响  
Fig. 14 Influence of turbulence pin-fin structures on the integrated heat transfer factors of wedged channel

2.3 组合冷却结构对楔形通道换热特性的影响

2.3.1 组合冷却结构对传热特性的影响

图 15 给出了雷诺数  $Re = 30\ 000$  时楔形通道壁面努塞尔数分布云图。肋片明显强化了楔形通道壁面的换热效果,并且改变了壁面的换热分布。在交叉全肋的作用下,扰流柱前缘的两支肋片使冷却气流在该处分离,无法形成马蹄涡。在扰流柱后缘并未出现低速回流区,反而是在肋片前缘分离的冷气在该处再附着形成的冲击效应提高了该处的传热系数,形成面积较大的高换热区域。而从图 16 中给出

的楔形通道壁面面平均努塞尔数的分布规律中可知,在研究的雷诺数范围内,相比单一扰流柱阵列冷却方式,面平均努塞尔数可提升 24.9% ~ 32.5%。

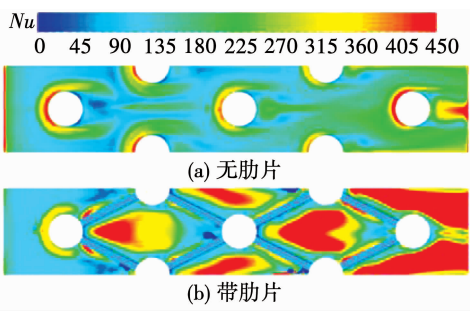


图 15 单一扰流柱冷却结构与组合冷却结构下壁面努塞尔数分布云图 ( $Re = 30\ 000$ )

Fig. 15  $Nu$  distribution contours on the endwall surface of single pin-fin cooling structure and composite cooling structure ( $Re = 30\ 000$ )

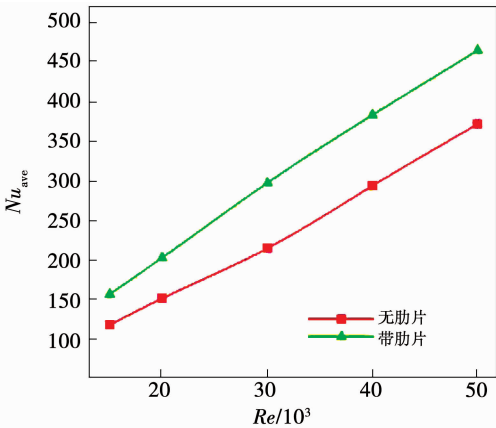


图 16 单一扰流柱冷却结构与组合冷却结构下壁面面平均努塞尔数变化规律

Fig. 16 Variation rule of mean  $Nu$  on the endwall surface of single pin-fin cooling structure and composite cooling structure

图 17 对比了雷诺数  $Re = 20\ 000$  时液滴在组合冷却结构及单一扰流柱阵列冷却通道中的运动轨迹。相同运行工况下,液滴在单一扰流柱阵列冷却通道中的运行距离略长于肋片与扰流柱组合冷却结构通道。这是因为肋片的引入增强了通道中冷气主流的湍流度并且增加了通道的阻塞程度,致使液滴在带肋片的冷却通道中的运行路线更为复杂及更易

蒸发。但整体而言,肋片对液滴的运行轨迹的影响较小。

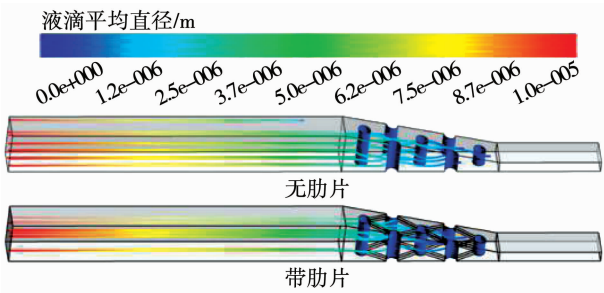


图 17 单一扰流柱冷却结构与组合冷却结构下液滴运行轨迹分布 ( $Re = 20\ 000$ )

Fig. 17 Droplet trajectory distributions for single pin-fin cooling structure and composite cooling structure ( $Re = 20\ 000$ )

2.3.2 组合冷却结构对压力损失及综合换热性能的影响

图 18 给出了湿雾冷却作用下组合冷却结构及单一扰流柱阵列冷却通道的压力损失随雷诺数的变化。肋片的应用会增加楔形通道的压力损失,在研究范围内其压力损失最高可增加约 40%。虽然肋片的引入导致压力损失增大,但仍然强化了通道综合换热性能。从图 19 关于综合换热因子随雷诺数的变化规律中可发现,在研究范围内,可对综合换热因子带来约为 2.0% 的增幅。

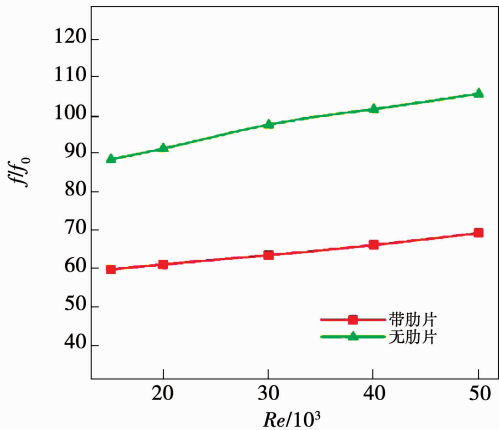


图 18 肋片对通道无量纲摩擦系数影响

Fig. 18 Influence of ribs on dimensionless friction factors of the channel



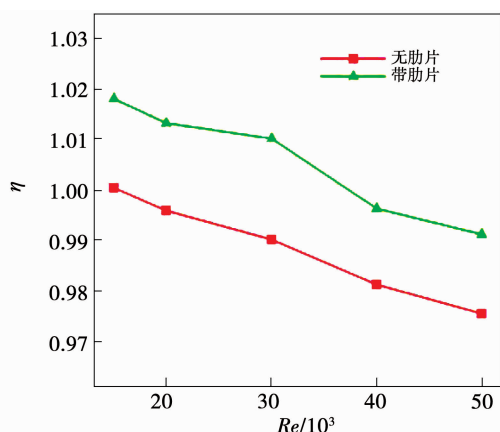


图 19 肋片对通道综合换热因子影响

Fig. 19 Influence of ribs on integrated heat transfer factors of the channel

### 3 结 论

(1) 区别于矩形冷却通道,楔形冷却通道壁面的传热系数沿着流动方向整体呈现上升的趋势。针对 3 种扰流柱结构,圆顶间断型扰流柱的换热性能最佳,而基础圆柱型扰流柱相对最差。较于平顶间断型扰流柱及基本圆柱型扰流柱,圆顶间断型综合换热因子的最大增幅分别为 15.3% 及 3.9%。

(2) 冷却工质对传热性能影响十分明显,相比之下,蒸汽的冷却效果优于空气。而在主流冷气中加入少量的微小液滴可明显改善内部通道的换热效果,并且对通道压力损失几乎不带来负面影响。整体来说,湿雾两相流工质应用于楔形通道,其综合传热因子可提高约 3.6% ~ 10.0%。

(3) 肋片的应用可一定程度上改善楔形通道的传热效果,并且会改变通道端壁壁面的强化传热分布。但肋片的加入增加了通道的阻塞率,增大压力损失。综合来看,肋片与扰流柱的组合冷却方式会增强总体传热性能。在研究范围内,综合传热因子较于单一的扰流柱阵列冷却方式可提高约为 2%。

### 参考文献:

[1] CHYU M K, HSING Y C, NATARAJAN V. Convective heat transfer of cubic fin arrays in a narrow channel[J]. Journal of Turboma-

chinery, 1998, 120(2): 362 - 267.

- [2] CHYU M K, YEN C H, SIW S. Comparison of heat transfer from staggered pin fin arrays with circular, cubic and diamond shaped elements [C] // Turbo Expo: Power for Land, Sea and Air, 2007, 47934: 991 - 999.
- [3] SIW S C, CHYU M K, ALVIN M A. Heat transfer enhancement of internal cooling passage with triangular and semi-circular shaped pin-fin arrays [C] // Turbo Expo: Power for Land, Sea and Air. American Society of Mechanical Engineers, 2012, 44700: 493 - 503.
- [4] SIW S C, CHYU M K, ALVIN M A. Effects of pin detached space on heat transfer and pin-fin arrays [J]. Journal of Heat Transfer, 2012, 134(8): 72 - 72.
- [5] SIW S C, CHYU M K, SHIH T I-P, et al. Effects of pin detached space on heat transfer and pin-fin arrays [J]. Journal of Heat Transfer, 2012, 134(8): 081902.
- [6] SIW S C, CHYU M K, ALVIN M A. Effects of pin detached space on heat transfer in a rib-roughened channel [C] // Turbo Expo: Power for Land, Sea and Air, 2011, 54655: 1483 - 1493.
- [7] LIU J Z, GAO J M, GAO T Y. Forced convection heat transfer of steam in a square ribbed channel [J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2012, 26(4): 1291 - 1298.
- [8] SHUI L Q, GAO J M, SHI X J, et al. Effect of duct aspect ratio on heat transfer and friction in steam-cooled ducts with 60° angled rib turbulators [J]. Journal of Experimental Thermal and Fluid Science, 2013, 49: 123 - 134.
- [9] WANG T, LI X. Mist film cooling simulation at gas turbine operating conditions [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2008, 51(21/22): 5305 - 5317.
- [10] DHANASEKARAN T S, WANG T. Simulation of mist film cooling on rotating gas turbine blades [J]. Journal of Heat Transfer, 2012, 134(1): 011501.
- [11] ZHAO L, WANG T. An experimental study of mist/air film cooling on a flat plate with application to gas turbine airfoils, part I: heat transfer [J]. Journal of Turbomachinery, 2014, 136(7): 071006.
- [12] LIAO G L, WANG X, LI J, et al. A numerical comparison of thermal performance of in-line pin-fins in a wedge duct with three kinds of coolant [J]. International Journal Heat and Mass Transfer, 2014, 77: 1033 - 1042.