涡轮叶片内部微小V肋-凹陷涡复合冷却流动 与传热数值模拟^{*}

冉霜叶,张 鹏,饶 宇

(上海交通大学 机械与动力工程学院, 上海 200240)

摘 要:为强化航空发动机涡轮叶片内冷通道传热性能,针对带有微小V肋-凹陷涡高效复合冷却 结构矩形通道,采用Abe Kondoh Nagano (AKN) k- ε 湍流模型数值模拟研究了肋高与凹陷深度组合对流 动传热特性的影响机理。结果表明,当凹陷深度一定,复合结构的强化换热效果随肋高增加而增加, 3mm 肋高复合结构的传热相比纯凹陷提高了 87.1%;当肋高一定,传热随凹陷深度增加先增强后基本保 持不变,6mm 深凹陷复合结构相比纯V肋提高了 52.8%。通过在凹陷上游布置V肋,增强了越过V肋冲 入凹陷内流体的湍动能,从而使凹陷前部回流区减小;同时来自微小V肋的涡流与凹陷内部的涡流相互 作用,增强了整个流场的动量和热量输运,使通道换热均匀,并相较纯凹陷或纯V肋结构均有显著 提升。

关键词:涡轮;叶片;冷却;传热;流场结构;数值模拟
中图分类号: V231.1 文献标识码: A 文章编号: 1001-4055 (2022) 05-200626-11
DOI: 10.13675/j.cnki. tjjs. 200626

Numerical Study of Flow and Heat Transfer on Miniature V Rib-Dimple Composite Structure in Turbine Blade Internal Cooling

RAN Shuang-ye, ZHANG Peng, RAO Yu

(School of Mechanical Engineering, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240, China)

Abstract: To enhance the heat transfer performance of the internal cooling channel in turbine blades, miniature V rib-dimple composite structures were arranged on one side of the rectangular channel in which the effects of various rib heights and dimple depths were investigated on heat transfer characteristics and flow structures. Abe Kondoh Nagano (AKN) $k-\varepsilon$ turbulence model was utilized for the numerical simulation. Results show that when dimple depth remains constant, the heat transfer augmentation increases as rib height increases. When rib height remains constant, the heat transfer first increases significantly and then less obviously as dimple depth increases. And the optimum structure, whose average Nusselt number is separately 87.1% and 52.8% higher than that of the pure dimple or V-rib structure, is obtained when the rib height is 3 mm and the dimple depth is 6 mm. It is evident that by arranging a miniature V rib in upstream of every dimple, the turbulent kinetic energy of the

^{*} 收稿日期: 2020-08-24;修订日期: 2020-12-14。

基金项目:国家自然科学基金(51676119;11972230);热能动力技术重点实验室开放基金重点资助项目(TPL2017BA002)。

作者简介: 冉霜叶, 硕士生, 研究领域为航空发动机涡轮叶片冷却技术。

通讯作者:饶 宇,博士,教授,研究领域为先进燃气轮机/航空发动机气动、传热与冷却技术。

引用格式: 冉霜叶,张 鹏,饶 宇. 涡轮叶片内部微小V肋-凹陷涡复合冷却流动与传热数值模拟[J]. 推进技术, 2022, 43(5):200626. (RAN Shuang-ye, ZHANG Peng, RAO Yu. Numerical Study of Flow and Heat Transfer on Miniature V Rib-Dimple Composite Structure in Turbine Blade Internal Cooling[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2022, 43 (5):200626.)

符号表

fluid passing over the V rib and rushing down into the dimple is enhanced, thereby reducing the recirculation zone at the front of the dimples. Simultaneously, the interaction between the vortices from V rib and inside the dimple enhances the overall momentum and heat transport of the flow field, which contributes to not only a uniform heat transfer distribution in the channel but also significantly higher heat transfer than that of the pure dimple or V rib structure.

Key words: Turbine; Blade; Cooling; Heat transfer; Flow field structure; Numerical simulation

Cross section area of the channel	P/m	Channel perimeter
Channel aspect ratio	P_1/m	Streamwise spacing
Dimple print diameter	P_2/m	Spanwise spacing
Channel hydraulic diameter $=4A_e/P$	Pr	Prandtl number
Rib height	q/W	Heat flow rate
Friction factor	Re	Reynolds number
Turbulent kinetic energy	$T_{\rm in}/{ m K}$	Inlet fluid temperature
Friction factor based on Blasius formula in a smooth channel	$T_{\rm out}/{ m K}$	Outlet fluid temperature
Heat transfer coefficient	$T_{\rm w}/{ m K}$	Wall temperature
Channel height	$\Delta T_{\rm m}/{ m K}$	Logarithmic mean temperature difference
Length of the test section	TP	Overall thermal performance factor
Local Nusselt number	u/(m/s)	Bulk mean velocity
Spanwisely averaged Nusselt number	w/m	Rib width
Globally averaged Nusselt number	W/m	Channel width
Globally averaged Nusselt number based on the projection area	$\delta/{ m m}$	Dimple depth
Nusselt number of the smooth channel	$\lambda/(W/(m \cdot K))$	Fluid conductivity
Pressure drop	$ ho/(kg/m^3)$	Density
	Cross section area of the channel Channel aspect ratio Dimple print diameter Channel hydraulic diameter =4A_/P Rib height Friction factor Turbulent kinetic energy Friction factor based on Blasius formula in a smooth channel Heat transfer coefficient Channel height Length of the test section Local Nusselt number Spanwisely averaged Nusselt number Globally averaged Nusselt number Globally averaged Nusselt number Musselt number of the smooth channel	Cross section area of the channelP/mChannel aspect ratioP1/mDimple print diameterP2/mChannel hydraulic diameter =4A_r/PPrRib heightq/WFriction factorReTurbulent kinetic energyT_in/KFriction factor based on Blasius formula in a smooth channelT_out/KHeat transfer coefficientT_v/KChannel heightAT_m/KLength of the test sectionTPLocal Nusselt numberu/(m/s)Spanwisely averaged Nusselt numberw/mGlobally averaged Nusselt number based on the projection area $\lambda/(W/(m \cdot K))$ Pressure drop $\mu/(kg/m^3)$

1 引 言

提高航空发动机整体效率与性能的重要途径之 一是提高涡轮的进气温度,这给涡轮叶片带来了高 热负荷与热应力等问题,影响了涡轮叶片工作寿命。 因此,十分有必要对涡轮叶片先进冷却技术进行研 究。目前,用于叶片中弦内部通道的冷却手段主要 包括内置肋片、针肋和凹陷等扰流结构等。

扰流肋主要通过打破边界层、提高湍动度以及 增强二次流来促进热对流。Han等^[1]和Taslim等^[2]对 不同形状如直肋、斜肋与V形、W形肋片结构的传热 特性进行了比较,发现它们的强化换热性能依次提 高。Han^[3]针对通道高宽比、肋片间距、高度、角度等 几何参数对通道内传热与流动的影响,进行了系统 的研究并得到相关关联式。Xie等^[4]将通道内不同偏 置位置和角度的肋的中心部分截断,研究表明,45° 中截肋在最大实验条件范围内表现出最佳整体换热 性能,而90°中截肋无偏置布置时压损最低,高雷诺 数下具良好热性能。

凹陷涡发生器通过增加近壁面流动区域的湍流 掺混和产生多尺度漩涡来强化传热。Chyu等^[5]利用 瞬态液晶实验,探究了球形和泪滴形两种凹陷结构 交错排列于流道表面的换热情况,发现 Re=1×10⁴~5× 10⁴时,两种凹陷结构均使换热较光滑表面提高约2.5 倍(类似于连续肋结构),而压损仅为加凸起结构时 的一半。Moon等^[6]发现通道高度(0.37<H/d<1.49)对 凹陷结构的传热与摩擦的影响均不明显。Burgess 等^[7]在矩形通道内一侧壁面上布置不同深径比(0.1, 0.2,0.3)的凹陷结构,研究结果表明随凹陷深度的增 大,换热增强、摩擦因子增大,而这与从凹陷喷射出 的涡流与关联二次流的强度增强相关。Rao等^[8]研究 了不同凹陷形状(球形、泪滴状、椭圆形和倾斜椭圆 形)对通道内传热和流动摩擦的影响,揭示了它们引 起的不同涡流结构,并发现泪滴型凹陷具有最佳的 换热性能,而倾斜椭圆凹陷与球形凹陷的传热性能 和压力损失相当。

近年来,学者们也尝试将各种冷却技术相结合 以获得更好的综合换热性能,如图1,表1所示。Choi 等^[9]发现在斜肋后密布多排小球形凹陷能显著提高 传热系数,斜肋引起的二次流使努塞尔数分布不对 称,而通道宽高比为2时强化换热效果较4时更优。 Jang等^[10]研究了60°斜肋与三排不同形状的凹陷或凸



>88888888888888888888888888888888888888	

(d) 45° V rib-several dimples^[12]

(e) 45° VG-multiple dimples^[13]

(f) 45° miniature V rib-single dimple

Fig. 1 Schematic diagrams of channels featuring ribs and dimples

 Table 1
 Studies on channels featuring ribs and dimples

Rib-dimple composite structures	AR	$e/D_{ m h}$	P_1/e	δ/d	Re	Reference
(a) 60° angle rib-multiple dimples	2,4	0.09,0.15	10	0.191	$3 \times 10^{4} \sim 5 \times 10^{4}$	[9]
(b) 60° angle rib-multiple dimples	2	0.094	10	0.22	$3 \times 10^{4} \sim 7 \times 10^{4}$	[10]
(c) 90° rib-two dimples	1	0.065	19.23	0.2	1.25×10^{4}	[11]
(d) 45° V rib-several dimples	1	0.125	16	0.3	$1.95 \times 10^4 \sim 6.9 \times 10^4$	[12]
(e) 45° VG-multiple dimples	2	0.5	50	0.25	167~834	[13]
(f) 45° miniature V rib-single dimple	6	0.015~0.0625	8.64~36	0.1~0.3	5.05×10^{4}	This work

起组成结构的流动和传热特性,通过瞬态液晶热像 实验发现肋-凹陷结构的传热性能最好。Shen等^[11] 数值研究了旋转U型通道内,每直肋与两个凹陷或凸 起结构复合排布时的流型与传热性能;计算表明凹 陷与凸起结构产生的附加摩擦损失很小,直肋-凸起 综合性能最优。Singh等^[12]实验研究了在转折两通道 内布置V肋与多凹陷组成的复合结构的强化传热效 果,结果显示该复合结构通道在传热和水力性能上 均优于只布置肋或凹陷结构的通道,并在高雷诺数 下其综合换热因子能达到1.5。Lu等^[13]在微通道散 热器的冷却表面将成对的三角翼型纵向涡发生器 (VG)与数个凹陷结构复合,数值计算得到,在低雷诺 数*Re*=167~384时,高度比0.6,攻角为45°的VG表现 最佳,整体换热性能较光滑微通道提高17%~28%。

综上,大量研究聚焦于冷却通道内单一扰流结构如扰流肋、凹陷涡发生器等的强化换热特性;而对 于表现出优异传热与流动性能的复合结构,虽然诸 多学者进行了研究,但针对单肋与单凹陷组成的复 合结构的研究仍然较少。基于此,本文就微小V肋-凹陷这种新型复合冷却结构,采用数值计算的方法, 系统地探究不同肋高与凹陷深度对传热与流动特性 的影响,并揭示其强化传热机理。

2 数值模拟方法

2.1 复合结构几何模型

图 2(a)为涡轮叶片内冷通道的示意图,微小 V 肋-凹陷复合扰流结构布置于其中,而简化得到的实 验测试板^[14]如图 2(b)所示:每个 V 肋下游布置一个 球形凹陷,该结构单元叉排阵列于矩形通道单面;测 试板总长 245mm,宽 120mm(厚 6.5mm)。复合结构表 面的总换热面积较光滑平面增加了 20%~30%。



Fig. 2 Schematic diagram of a turbine blade and the reduced model of the internal cooling channel (and also a test plate with miniature V rib-dimple composite structure)

而与测试板相嵌合的计算流体域如图 3 所示。 因在本文的数值计算中,为节省计算资源并摒除人 口段湍流发展不充分等影响,选取最小周期单元作 为计算域;通过计算域无关性验证及与瞬态液晶实 验结果对比,认为该选择合理,能够充分反映结构的 主要传热与流动特性。微小 V 肋-凹陷的结构参数详 见表 2。

本文的各算例中,几何参数的变化具体如表3所



Fig. 3 Computational model and the schematic diagram of miniature V rib-dimple composite structure (mm)

列。分别系统地研究了肋高(Case 4a~4f)与凹陷深度 (Case 3a~3d)的影响;另作为参照基准,同样对纯凹 陷(Case 1)与纯V肋(Case 2)结构的传热与流动特性 进行了数值计算与分析比较。

Table 2 M	Iain design	parameters	of the	composite	structure
-----------	-------------	------------	--------	-----------	-----------

	Value	
	20	
	40	
	21.6	
	Spanwise spacing P_2 /mm	25
Dimple	Print diameter d/mm	20
	Depth-diameter ratio δ/d	Variable
V-shaped rib	Width w/mm	1
	Height e/mm	Variable

Table 3 Test cases

Case	Rib height e/mm	Dimple depth δ /mm
1	-	4(0.2d)
2	$1.5(0.0375D_{\rm h})$	-
3a	$1.5(0.0375D_{\rm h})$	2(0.1d)
3b	$1.5(0.0375D_{\rm h})$	4(0.2d)
3c	$1.5(0.0375D_{\rm h})$	5.2(0.26d)
3d	$1.5(0.0375D_{\rm h})$	6(0.3d)
4a	$0.6(0.015D_{\rm h})$	4(0.2d)
4b	$1(0.025D_{\rm h})$	4(0.2d)
4c	$1.5(0.0375D_{\rm h})$	4(0.2d)
4d	$2(0.05D_{\rm h})$	4(0.2d)
4e	$2.5(0.0625D_{\rm h})$	4(0.2d)
4f	$3(0.075D_{\rm h})$	4(0.2d)

2.2 数据处理

(1)矩形通道的水力直径*D*_b(m)定义为

$$D_{\rm h} = \frac{4A_{\rm e}}{P} = \frac{4WH}{2(W+H)}$$
(1)

式中A_e,P为矩形通道横截面积与周长;W,H为

通道宽度与高度;因本文采用周期性边界进行模拟, 故通道宽度趋于无穷大,易得周期性边界条件的无 限宽通道水力直径 D_h=2H。

(2)对于通道内的换热情况,本文采用无量纲努 塞尔数 Nu表征,定义为

$$Nu = \frac{hD_{\rm h}}{\lambda} \tag{2}$$

式中λ为流体的导热系数(W/(m·K)), h为平均 换热系数。

$$h = \frac{q}{\Delta T_{\rm m}} \tag{3}$$

式中q为换热(即有微小V肋-凹陷结构)表面浸 润面积的平均热流密度(W/m^2), ΔT_m 为平均换热 温差。

$$\Delta T_{\rm m} = \frac{(T_{\rm w} - T_{\rm in}) - (T_{\rm w} - T_{\rm out})}{\ln \left[(T_{\rm w} - T_{\rm in}) / (T_{\rm w} - T_{\rm out}) \right]} \tag{4}$$

式中 *T_w* 为换热表面温度(K)取 318K; *T_{in}* 为测试 段流体进口温度(K), *T_{out}* 为测试段流体出口温 度(K)。

为了更普适地评价复合结构通道的换热性能, 引入光滑通道充分发展段的*Nu*₀进行对比,光滑通道 内*Nu*₀数可由Dittus-Boelter经验关系式计算得到

$$Nu_0 = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4}$$
 (5)

(3)对于复合结构通道的流阻性能,本文利用摩擦因子加以表征,并以*ff*。即所研究结构与光滑通道 内充分发展段的摩擦因子的比值作为评价标准。

摩擦因子的定义为

$$f = \frac{\Delta p}{(L/D_{\rm h})(1/2\rho u^2)} \tag{6}$$

式中 Δp 为测试段流体入口压力(Pa)与出口压力 (Pa)的差值, ρ 为通道内流体密度(kg/m³),L为测试段 的总长度(m)。 而光滑通道充分发展段的摩擦因子可由 Blasius 经验关系式得到

$$f_0 = 0.316 R e^{-0.25} \tag{7}$$

(4) 定义通道综合换热因子为

$$TP = \frac{\overline{\overline{Nu}}_{\text{total}}/Nu_0}{\left(ff_0\right)^{1/3}} \tag{8}$$

式中Nutral是基于投影面积的整体努塞尔数。

2.3 湍流模型的选择与验证

为了能够准确预测复合结构表面的流动和传热 情况,本文预选了常用于研究扰流肋后流动的文献 [15]中的AKN模型与文献[16]中的*v²f k-ε*模型,以 及文献[8]中用于预测凹陷内流动的*k-ω* Standard 模 型进行湍流模型验证。

其中,以Case 4a(肋高 0.6mm、凹陷深 4mm)为 例,AKN模型在雷诺数为1.87×10⁴~6×10⁴时与参考文 献[14]中的实验结果偏差约为 8%;且雷诺数为 5.05×10⁴时计算得到的复合结构表面传热分布特点 与瞬态液晶实验较为吻合(见图 4~6)。而 v²f k-s 模 型虽然整体误差较小,但对局部换热的模拟较差。 这是因作为低雷诺数模型,如文献[17]中推导,Abe Kondoh Nagano k-s 模型在控制方程的扩散系数项中 包括了湍流扩散系数与分子扩散系数两部分,考虑 到湍流雷诺数的影响,并在 k-s 方程中考虑到壁面附 近脉动动能的耗散各向异性问题。综合而言,AKN 模型在对该复合结构的计算中,虽对总体换热有所 高估,但相比之下既能精准捕捉流体越过肋后分离 和再附着过程,又能准确预测凹陷内部流动,故最终 选用。



Fig. 4 Comparisons of wetted-area averaged \overline{Nu} / Nu_0 for case 4a from different turbulence models and experiment changing with *Re*

2.4 边界条件与求解条件设置

计算模型的边界条件设置如图7所示。因当流 动稳定,流场不随时间变化时,复合结构表面的流动



Fig. 5 Spanwisely averaged \overline{Nu} /Nu₀ of three turbulence models and experimental data at $Re=5.05 \times 10^4$ for case 4a



及换热情况在测试板中部大部分区域沿流向与展向 均呈周期性变化,故为减少计算量,选取最小周期结 构单元作为流体计算域;其两侧与进出口分别设置 为平移周期性边界条件,而复合结构所在换热表面 设为318K的等温壁面,其它边界面设为绝热壁面。 另由于计算域总长度较小,使进出口温差小(最大温 差约1K),可将流体视为常物性、不可压缩空气,并根 据293K空气的物性参数进行设置。空气的流动速度 由雷诺数及各几何与物性参数计算确定。

计算采用商用 CFD 软件 ANSYS FLUENT 16.0。 选择基于压力的求解器和 SIMPLEC 算法进行求解计 算。压力离散格式为 Standard,动量、能量、湍动能和 湍动能耗散率离散格式均为 Quick。连续方程的残 差<10⁻⁶,能量方程残差<10⁻⁸,动量方程残差<10⁻⁶时认 为计算收敛。



Fig. 7 Boundary conditions

2.5 网格绘制与无关性验证

计算模型均由 ANSYS ICEM 16.0 软件生成六面 体结构网格(如图 8 所示)。因选用的低雷诺数 AKN 模型会对近壁面流场进行直接计算,故对近壁处网 格进行加密,使其满足第一层网格 y*接近1。另为更 好捕捉关键结构处的流场,并在不影响计算精度的 前提下合理减少网格总数,本文对肋周及凹陷内边 缘处网格进行了O型剖分和加密,并在通道高度方向 中部、湍流变化不剧烈的区域采用了较稀疏网格。



Fig. 8 Numerical mesh of the fluid domain corresponding to V rib-dimple structure

为确定合适的网格数量,获得网格无关解,本文 针对肋高1.0mm、凹陷深径比0.2的通道设计了网格 总数分别为46万、89万、154万和308万的四套网格, 网格节点数在流向、展向与高度方向均成比例增加。 在雷诺数5.05×10⁴下进行计算并选取 Nu₀作为评 价指标;具体结果如表4。其中,154万与308万网格

Fig. 9

所得 Nu /Nu₀的相对误差为 0.7%, 相差较小; 由此可 以认为 154 万网格和 308 万网格通过网格无关性验 证。为了减少计算量, 后均选择 154 万网格进行数值 计算。

	-			
Grid	1	2	3	4
Grid number	4.5×10 ⁵	8.8×10^{5}	1.5×10^{6}	3.0×10 ⁶
\overline{Nu} /Nu ₀	3.05	2.94	2.83	2.81
Relative error of $\overline{\overline{Nu}}$ /Nu ₀ /%	8.54	4.62	0.71	Baseline

3 结果与讨论

3.1 局部传热与流动分析

复合结构矩形通道内,换热表面上V肋周围与凹陷内部的三维流线由图9(c)详细呈现。一部分流体从通道中间以高速越过V肋顶部,冲击附着在V肋与凹陷之间的平面上,随后向下冲入凹陷前缘内部,冲刷凹陷后缘,最后沿凹陷壁面上洗流出。另一部分流体越过V肋两侧,随后被直接卷吸进入凹陷中前部两侧的反向对称涡对中,在与主流充分掺混后,以较高速度上洗冲击下游V肋。

这与纯 V 肋或凹陷结构表面的流动(如图 9 (a),(b))有显著区别。对于1.5mm高微小 V 肋,流 体沿肋两侧臂在上下游均形成低速二次旋流,产生 低换热区。对于4mm 深凹陷(δ/d=0.2),流体进入 凹陷后向展向扩散,形成稳定的涡旋,回流占据凹 陷大部分区域导致换热较差。而复合结构由于来 自 V 肋与凹陷内涡流的相互作用,换热得到增强并 更加均匀。

3.1.1 V肋高度的影响

凹陷深度为4mm(δ/d=0.2)时,三种不同肋高的 复合结构与纯凹陷在雷诺数5.05×10⁴下的局部Nu/ Nu₀分布如图10所示。可以观察到,在传统凹陷交叉



Streamlines and local Nusselt number distribution on structured surface

ool-



Fig. 10 Local Nusselt number distribution of structure with V rib and 4mm-deep dimple ($\delta/d=0.2$)

排列的结构中,凹陷上游换热较差,内部背风面存在 一个相当大的低换热区,迎风面则换热较好[18]。而 图 10(b)~(g)和(a)相比,由于上游有 V 肋的存在,在 肋顶后方出现了高换热三角区域,并随肋高的增加 三角区域向后移动;直至和凹陷前缘的高换热区相 连接,其面积与换热强度在肋高1.5mm时达到极值, 随后同步逐渐减小。对于凹陷内部的换热,0.6mm和 1.0mm肋高复合结构中其分布与传统凹陷结构类似, 前缘及前部仍存在较大的低换热区,后部及后缘部 分为高换热区。而随着肋高的增加,1.5~3mm肋高凹 陷的前后缘均呈现高换热并不断扩张,凹陷前部的 低换热区向两侧偏移,同时面积减小、换热提升;凹 陷内整体的换热分布更加均匀。凹陷下游平面的换 热则因V肋的布置而得到显著改善,并随肋高的增大 而增强。

沿展向中心线的Nu/Nu。变化见图11。肋高处于 0.6~1.5mm时,随着肋高的增加,肋顶到与凹陷之间、 凹陷内部的换热增强;而V肋上游与凹陷下游平面的 换热均几乎不受到肋高的影响。肋高继续增加(1.5~ 3mm),肋顶后的换热峰值后移并下降,凹陷内部及下 游换热有所提高。

图 12 为相应复合结构展向中心截面的流线与归 一化湍动能 E,分布云图。对比发现,加入 V 肋结构 后,0.6~2mm肋顶后部产生小回流区,并随着肋高的 增大回流区有所增大,这引起了图10(a)~(f)中肋后 三角高换热区的减小与后移。同时肋高的增加,增 强了V肋诱发的下洗涡的强度,肋后的湍动能也随之 增大,加剧了再附着流体对壁面的冲刷,减薄了边界 层,使三角换热区的换热强度增大。

而凹陷的存在使壁面突然下陷,从而破坏了壁



Fig. 11 Comparisons of Nu/Nu_0 along the centerline (y/P_2) = 1/2) for the V shaped rib-dimpled surfaces with different rib heights at $Re=5.05\times10^4$

面边界层,使传统的凹陷背风面存在较大的回流 区^[18]。当在凹陷上游布置 V 肋后,回流区先明显减 小,并在肋高增大至0.6mm以上时即几乎消失;之后 再随微小V肋高度的增加,肋高低于2.5mm(e/D₁= 0.015~0.0625)时,凹陷内部流场无明显变化。这是 因为随肋后近壁流体湍动能的增加,流体与主流的 掺混加剧,从而减少了凹陷背风面的边界层分离程 度,换热随之增强。而肋高超过2.5mm后,肋顶后部 的回流区迅速扩张并占据凹陷前部,但凹陷上部流 体的湍动能增加幅度更大,因此传热仍逐渐增强。 而流动剪切显著增大导致压力损失增大。

3.1.2 凹陷深度的影响

图 13 为 Re=5.05×10⁴ 时, 1.5mm 高 V 肋 与 五 种 深 度凹陷复合结构表面的局部努塞尔数分布云图。在 V肋下游紧接着布置凹陷结构使表面的换热与其分 布的均匀性显著提升;这种效果在浅凹陷(δ/d≤ 0.2mm)时较佳。

凹陷深度主要对V肋顶部后的高换热三角区域、



with V rib and 4mm-deep dimple ($\delta/d=0.2$)

凹陷前部的低换热区和凹陷后部及后缘部分的高换 热区三部分产生影响。肋顶后方的高换热三角区, 随着凹陷深度增加到4mm(*δ/d*=0.2),强化换热面积 与强度均有所提升,之后随深度的变化不再明显。 而凹陷前部的低换热区随其深度的增加,由凹陷的 两侧逐渐扩大至整个凹陷中前部,并在深度大于 4mm后换热急遽恶化。凹陷迎风面与后缘的高换 热区同样随深度的增加而增大:图13(b)中尚且不明 显,在图13(c),(d),(e)中则沿凹陷后缘不断延伸 扩大。

为解释凹陷深度变化的影响,对复合结构展向 中心截面的流线与湍动能分布(图14)做进一步分 析。在光滑表面添加微小V肋结构,因肋高所限,越



过肋顶的流体湍动能有所提升但变化较小,小回流 区后流体较平缓地回复至平行于表面的流动状态。 而在肋后加入凹陷结构后,引导流体进一步向下冲 入凹陷,随后上洗冲击凹陷后缘流出,由此在凹陷前 后缘湍动能显著提升从而使换热得到增强。而随凹 陷深度的增加,湍动能先增大并在深5.2mm时达到顶 峰,随后有所减小;此时虽然凹陷深度的增加增强了 流体的湍动能,但并不能抵消同时带来的对边界层 破坏的影响。故而当深度超过4mm(δ/d>0.2)时,凹 陷前部出现回流区,并不断扩大。这一现象对应了 图13中,随凹陷深度增加,凹陷外平面的传热得到增



Fig. 14 Streamlines and turbulent energy distribution in the central section $(y/P_2=1/2)$ of composite structure with 1.5mm-high V rib and dimple

Fig. 13 Local Nusselt number distribution of structure with 1.5mm-high V rib and dimple

强,但是凹陷前缘内部的传热却先略有增强后明显 降低。

图 15 展示了肋高 1.5mm时不同凹陷深度的复合 结构在雷诺数 5.05×10⁴下沿流向中心线的 Nu/Nu_o分 布。由图可见,V肋肋顶前部与凹陷下游的换热均随 凹陷深度的增加,对应位置的传热保持不变。肋顶后 与凹陷前之间的平面受凹陷影响较小,当深度>4mm 时该区域的换热对于凹陷深度的变化便不再敏感。 这是因为,如图 14(d)和(e)所示,当凹陷深度>5.2mm 后该区域上方的湍动能没有进一步增强。而在凹陷 内部,凹陷前缘的换热会因凹陷深度的增加而降低, 凹陷后缘则有所提升。



Fig. 15 Comparisons of Nu/Nu_0 along the centerline $(y/P_2=1/2)$ for the V shaped rib-dimpled surfaces with different dimple depths at $Re=5.05 \times 10^4$

3.2 平均换热与综合性能比较

图 16~17 展示了肋高 1.5mm($e/D_h=0.0375$)时五 种凹陷深度以及凹陷深 4mm($\delta/d=0.2$)时七种 V 肋高 度的复合结构,在 $Re=5.05\times10^4$ 时的浸润表面 \overline{Nu}/Nu_0 , 投影表面平均 $\overline{Nu}_{total}/Nu_0$,相对摩擦因子 ff_0 与综合换 热因子 TP。

可以发现,相比单纯的V肋或凹陷结构,复合结构的传热性能均有明显的提升。当凹陷深径比固定为 0.2 时,0.6~3.0mm 肋高(e/D_h =0.015~0.075)对应的浸润表面相对努塞尔数逐渐增大而趋势渐缓; 而考虑到复合结构带来的换热表面积增大,在微小肋范围内,随着肋高的增加其整体强化换热效果($\overline{Nu}_{total}/Nu_0$)几乎呈线性增长。而当固定肋高在 1.5mm(e/D_h =0.0375)时,随着凹陷深度的增大,投影面积平均 $\overline{Nu}_{total}/Nu_0$ 先从单纯肋结构时的 1.93逐渐增大到凹陷深 5.2mm 时的 3.43 后渐趋于不变。此时复合结构的强化换热效果达到最优。

复合结构的摩擦阻力相对于纯凹陷或V肋结构 增大32%~268%与36%~97%,随肋高与凹陷深度变 动的变化趋势与整体传热性能相类似。而各算例 中,综合换热因子在肋高1.5mm、凹陷深度5.2mm (case 3c)以及肋高3mm,凹陷深4mm(case 4f)时分别 最佳,达1.73与1.75。

图 18 将本文微小 V 肋-凹陷复合结构的传热与







Fig. 17 Comparisons of overall thermal performance factors of V rib-dimpled channels

压损特性和其它典型强化换热结构做了比较^[19]。可 以发现,当将相对努塞尔数与相对摩擦因子关联比 较时,复合结构通道的压力损失较小,略高于纯凹陷 结构而换热更强;综合热性能强于针-肋结构,换热 相近时压损更低。而扰流肋形式多样性能分布区域 广,通过大范围增强流动混合具有更显著的换热提 升;复合结构流动损失偏小,在压降相近时换热强于 大部分肋结构。



Fig. 18 Comparisons of $\overline{Nu}_{total}/Nu_0$ as dependent on f/f_0 from different investigations (prior to 2003): data taken from reference^[19]

4 结 论

本文使用数值模拟方法,系统地研究了肋高和 凹陷深度对微小V肋-凹陷复合结构通道内流动和传 热特性的影响,获得以下结论:

(1)相比纯V肋或凹陷结构,复合冷却结构具有 更高的强化传热性能:V肋诱发了强烈的下洗涡流, 破坏了凹陷前部的回流区,并与凹陷内部的涡流相 互作用,在凹陷内部形成了强纵向涡对,从而增强了 整个流场的动量和热量输运,强化了传热并使分布 更加均匀。

(2)凹陷深度一定时,随着肋高的增加,复合结构的整体换热性能与均匀性明显增强,0.6~3.0mm肋高复合结构的 Nu/Nu₀相比纯凹陷分别提升 19.3%~
87.1%。肋高 3mm、凹陷深 4mm(e/D_h=0.075,δ/d=0.2)时,综合换热因子最佳达 1.75。

(3)肋高一定时,随凹陷深度的增加,复合结构 的传热先增强后保持不变,凹陷深度为2~6mm的复 合结构的*Nu/Nu*₀比纯V肋分别提升21.2%~52.8%;凹 陷深 5.2mm(δ/d=0.26)时传热性能达到最高值。

(4)微小V肋-凹陷复合结构的肋高与凹陷深度 变化,均对其流动与传热特性产生显著影响;为获得 更优的综合换热性能,可对复合结构排布间距、凹陷 形状等做进一步优化与研究。

致 谢:感谢国家自然科学基金、热能动力技术重点实 验室开放基金的资助。

参考文献

- Han J C, Glicksman L R, Rohsenow W M. An Investigation of Heat Transfer and Friction for Rib-Roughened Surfaces [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1978, 21(8): 1143-1156.
- [2] Taslim M E, Li T, Karcher D M. Experimental Heat Transfer and Friction in Channels Roughened with Angled, V-Shaped and Discrete Ribs on Two Opposite Walls[C]. Hague: International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition, 1994.
- [3] Han J C. Advanced Cooling in Gas Turbines 2016 Max Jakob Memorial Award Paper[J]. Journal of Heat Transfer, 2018, 140(11).
- [4] Xie G, Liu J, M. Ligrani P, et al. Flow Structure and Heat Transfer in a Square Passage with Offset Mid-Truncated Ribs [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2014, 71: 44-56.
- [5] Chyu M K, Yu Y, Ding H, et al. Concavity Enhanced Heat Transfer in an Internal Cooling Passage [C]. Orlando: International Gas Turbine and Aeroengine Congress & Exposition, 1997.
- [6] Moon H K, O'Connell T, Glezer B. Channel Height Effect on Heat Transfer and Friction in a Dimpled Passage
 [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2000, 122(2): 307-313.
- [7] Burgess N K, Ligrani P M. Effects of Dimple Depth on Channel Nusselt Numbers and Friction Factors [J]. Journal of Heat Transfer, 2005, 127(8): 839-847.
- [8] Rao Y, Feng Y, Li B, et al. Experimental and Numerical Study of Heat Transfer and Flow Friction in Channels with Dimples of Different Shapes [J]. Journal of Heat Transfer, 2015, 137(3).
- [9] Choi E Y, Choi Y D, Lee W S, et al. Heat Transfer Augmentation Using a Rib-Dimple Compound Cooling Technique[J]. Applied Thermal Engineering, 2013, 51(1/2): 435-441.
- [10] Jang H N, Park J S, Kwak J S. Experimental Study on Heat Transfer Characteristics in a Ribbed Channel with Dimples, Semi-Spherical Protrusions, or Oval Protrusions [J]. Applied Thermal Engineering, 2018, 131: 734-742.

2022 年

- [11] Shen Z, Xie Y, Zhang D. Numerical Predictions on Fluid Flow and Heat Transfer in U-Shaped Channel with the Combination of Ribs, Dimples and Protrusions under Rotational Effects [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2015, 80: 494-512.
- [12] Singh P, Ekkad S. Experimental Study of Heat Transfer Augmentation in a Two-Pass Channel Featuring V-Shaped Ribs and Cylindrical Dimples [J]. Applied Thermal Engineering, 2017, 116: 205-216.
- [13] Lu G, Zhai X. Analysis on Heat Transfer and Pressure Drop of a Microchannel Heat Sink with Dimples and Vortex Generators [J]. International Journal of Thermal Sciences, 2019, 145(10).
- [14] Rao Y, Zhang P. Experimental Study of Heat Transfer and Pressure Loss in Channels with Miniature V Rib-Dimple Hybrid Structure[J]. Heat Transfer Engineering, 2020, 41(15/16): 1431-1441.
- [15] Abe K, Kondoh T, Nagano Y. New Turbulence Model

for Predicting Fluid Flow and Heat Transfer in Separating and Reattaching Flows: Flow Field Calculations [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1994, 37 (1): 139–154.

- [16] Hagari T, Ishida K, Oda T, et al. Heat Transfer and Pressure Losses of W-Shaped Small Ribs at High Reynolds Numbers for Combustor Liner[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2011, 133(9).
- [17] 陶文铨.数值传热学[M].西安:西安交通大学出版 社,2001.
- [18] Mahmood G I, Hill M L, Nelson D L, et al. Local Heat Transfer and Flow Structure on and above a Dimpled Surface in a Channel[J]. Journal of Turbomachinery, 2001, 123(1): 115-123.
- [19] Ligrani P. Heat Transfer Augmentation Technologies for Internal Cooling of Turbine Components of Gas Turbine Engines [J]. International Journal of Rotating Machinery, 2013(3): 1-32.

(编辑:史亚红)