

多孔介质扰流柱对双层壁冷却系统性能影响的数值研究

王一^{1,2}, 汪翔宇^{1,2}, 李家龙^{1,2}, 胡青松^{1,2}, 丰镇平^{1,2}

(1. 西安交通大学能源与动力工程学院, 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: 为了提升双层壁冷却系统性能并强化系统的冷却优势,将双层壁冷却系统的实体扰流柱结构替换为多孔介质结构,采用气热耦合方法数值研究了多孔介质结构对双层壁冷却系统的提升性能,分析并对比了不同吹风比、扰流柱直径与扰流柱高度对多孔介质结构和实体结构的流动及传热特性的影响规律。数值结果表明:对于多孔介质高渗透率结构,双层壁内、外壁面之间的速度和温度分布更加均匀;将实体扰流柱结构替换为多孔介质结构后,双层壁综合冷却有效度明显增大,面平均综合冷却有效度可提升 3.08%~5.03%,而压力损失变化不大;随着多孔介质扰流柱直径的增大,综合冷却有效度呈现增大趋势,提升幅度为 2.13%~3.03%;扰流柱高度对冷却性能的影响较为微弱。研究结果验证了多孔介质扰流柱在双层壁冷却系统中应用的可行性。

关键词: 气热耦合;双层壁冷却;多孔介质;扰流柱;综合冷却有效度

中图分类号: TK474.7 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtub202502007 **文章编号:** 0253-987X(2025)02-0061-12

Numerical Study on Effects of Pin Fin with Porous Medium on Performance of Double-Wall Cooling System

WANG Yi^{1,2}, WANG Xiangyu^{1,2}, LI Jialong^{1,2}, HU Qingsong^{1,2}, FENG Zhenping^{1,2}

(1. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;

2. Shaanxi Engineering Laboratory of Turbomachinery and Power Equipment, Xi'an 710049, China)

Abstract: To enhance the cooling performance of the double-wall cooling system and strengthen its cooling advantages, the solid pin fin structure of the system was replaced with a pin fin with porous medium, and the performance enhancement by the porous medium was investigated by using the conjugate heat transfer method. The differences in flow and heat transfer characteristics between porous medium and solid structures were studied in terms of different blowing ratios, pin fin diameters and pin fin heights. The results show that the velocity and temperature distributions between the inner and outer walls were more uniform under the high permeability properties of the porous medium. After the replacement, the overall cooling effectiveness was significantly improved, with an increase from 3.08% to 5.03% in area-averaged overall cooling effectiveness, while the pressure loss did not change much. As the diameter of the pin fin with the porous medium increased, the overall cooling effectiveness exhibited an increasing trend,

ranging from 2.13% to 3.03%. The height of the pin fin had a weaker effect on the cooling performance. The applicability of porous media pin fins in a double-wall cooling system was verified.

Keywords: conjugate heat transfer; double-wall cooling; porous medium; pin fin; overall cooling effectiveness

热效率与推重比作为衡量航空发动机技术先进性的两个指标,与高压涡轮的进口燃气温度及相应的压比密切相关。随着现代航空发动机向更高性能发展,涡轮进口燃气温度已经远超叶片合金材料的熔点,例如目前五代机的进口燃气温度已高达 2 100~2 200 K,因此亟需发展先进的冷却技术。

双层壁冷却结构是一种结合了外部气膜冷却和内部冲击冷却与对流传热冷却技术的复合冷却结构^[1],是最具有潜力的下一代冷却技术之一^[2]。双层壁冷却最早应用于航空火焰筒的热防护设计,英国 Rolls-Royce 公司设计的层板冷却结构已应用于燃烧室,试验结果表明:层板冷却系统的冷却效果十分显著。目前,双层壁冷却技术在涡轮叶片上的应用也较为广泛^[3]。为了进一步了解双层壁冷却系统的冷却机理与设计方式,许多学者展开了大量研究,涉及到内、外壁面组合方式^[3-4],冲击孔和气膜孔的几何参数与排布方式^[5-6],以及流动参数与材料对双层壁冷却性能的影响规律^[7-8]等。在此基础上,已有相关研究表明:在双层壁之间添加扰流柱有助于冷却性能的提高^[9],而扰流柱的形状^[10-13]会对冷却系统的冷却性能产生重要影响。

近年来,快速成型制造(AM)技术飞速发展,给更为复杂的冷却结构设计带来了新的应用机遇^[14]。Shen 等^[15]在涡轮叶片尾缘的楔形通道中引入 Kagome 晶格结构取代扰流柱和肋片,从而增强了传热效果。与原始结构相比,Kagome 晶格结构的努塞尔数提高了 6%~71%,而压力损失相近。Song 等^[16]采用 AM 技术加工制造了立方晶格结构,并将其应用于燃气轮机双层壁冷却系统,研究结果表明:立方晶格结构可有效提高双层壁冷却系统的冷却性能。

与此同时,基于多孔介质^[17]的新型冷却技术正在快速发展。由于多孔介质具有卓越的传热性能,在热交换器^[18]、太阳能接收器^[19]和电子元器件微通道领域^[20]得到了广泛应用。Wang 等^[20]数值研究了微通道冷却中不同形状实体与多孔介质扰流结构的传热能力,研究结果表明:分层蜂窝形多孔介质的传热能力最强,压降降低了 81.1%~81.7%。同时,多孔介质也具有优异的降噪减阻特性,有实验研

究表明:多孔介质可以有效抑制圆柱绕流尾迹的大尺度涡脱落^[21]。杜海等^[22]在圆柱外表面覆盖多孔介质,采用大涡模拟方法分析了多孔介质的减阻控制效果与减阻机理。江梦洁^[23]分析了利用多孔介质进行结构物湍流减阻降噪的可行性。

在航空发动机领域,多孔介质以蒸腾冷却的形式在涡轮叶片冷却技术中得到应用。由于以往的金属泡沫、烧结金属颗粒和烧结金属丝网等传统多孔材料的机械强度有限,因而限制了蒸腾冷却技术的发展。近年来,随着快速成型技术的出现,能够设计和制造出机械强度符合应用要求的创新型多孔材料结构,从而使多孔介质在蒸腾冷却中得到应用^[24]。Kim 等^[25]针对 C3X 叶片,采用三维金属增材制造方法将多孔结构应用于蒸腾冷却,研究表明:由于多孔介质增强了对流冷却,相较于发散冷却和内部冷却,蒸腾冷却的冷效分别提高了 34%、25%。Ma 等^[26]以实际 C3X 叶片为研究对象,针对叶片局部区域容易出现主流入侵、冷却效率降低等问题,基于蒸腾冷却技术提出了不同区域非均匀孔隙率的设计方法,能够实现冷却剂在局部区域的最佳流动分布,改善了冷却剂在叶片表面分布的均匀性。Wang 等^[27]建立了非均匀厚度的多孔蒸腾冷却系统。Xiao 等^[28]采用大涡模拟的方法,研究了蒸腾冷却中多孔介质壁面上湍流边界层的发展,研究表明:多孔介质中漩涡核心的持续分裂是蒸腾冷却能够实现高效率的根本原因。

本文基于双层壁复合冷却系统高冷却性能,结合多孔介质的高传热性能优势,将双层壁结构中的扰流结构替换为多孔介质,探究了内部对流冷却和外壁气膜冷却共同作用下,多孔介质扰流结构对双层壁冷却性能的影响规律。通过对比实体扰流结构和多孔介质扰流结构的流动特征与传热特性,探索了在新型高效复合冷却结构中添加多孔介质的可行性,为后续研究提供了相关数据和理论支撑。

1 计算模型和数值方法

1.1 计算模型

本文采用简化的双层壁平板模型进行数值计算。双层壁冷却系统由内壁面(冲击板)、外壁面(气

模板)及内、外壁面之间的承接结构(扰流柱)3 部分组成。设置气膜孔直径 D 为 2 mm,外壁面厚度为 $1.5D$ 。外壁面上布置有线性排列的 6 个气膜孔,射流角为 30° ,气膜孔流向和展向间距均为 $7.5D$ 。内壁面厚度为 $1.5D$,即冲击孔高度为 $1.5D$ 。内壁面上布置有线性排列的 6 个冲击孔,冲击孔直径与气膜孔直径保持一致,冲击孔流向和展向间距均为 $7.5D$ 。为了避免冷却剂从冲击孔流出后直接流入气膜孔,将冲击孔和气膜孔叉排布置。扰流柱放置在冲击孔和气膜孔之间,扰流柱展向间距为 $7.5D$,流向间距为 $7.5D$ 。冲击孔、气膜孔和扰流柱之间的位置关系如图 1 所示。图中,灰色圆圈为扰流柱,蓝色圆圈为冲击孔,黄色椭圆为气膜孔入口。

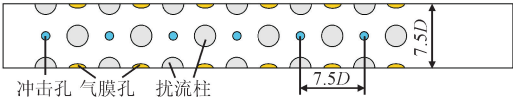


图 1 双层壁平板模型示意图

Fig. 1 Schematic diagram of the double-layer wall plate model

本文主要研究目的是探索将双层壁冷却系统中实体扰流柱结构替换为多孔介质结构的可行性,故将扰流柱分别设置为实体结构和多孔介质结构。定义扰流柱直径为 D_p ,则扰流柱无量纲直径 D_p/D 分别为 2.0、2.5 和 3.0;定义扰流柱高度为 H_p ,则扰流柱无量纲高度 H_p/D 分别为 2.0、2.5 和 3.0。不同方案下扰流柱的结构及几何参数如表 1 所示。

表 1 扰流柱结构及几何参数

Table 1 Pin fins structure and its parameters

方案	$D_p \cdot D^{-1}$	$H_p \cdot D^{-1}$	扰流柱结构
1S	2.0	2.5	实体
1P	2.0	2.5	多孔介质
2S	2.5	2.5	实体
2P	2.5	2.5	多孔介质
3S	3.0	2.5	实体
3P	3.0	2.5	多孔介质
4S	3.0	2.0	实体
4P	3.0	2.0	多孔介质
5S	3.0	3.0	实体
5P	3.0	3.0	多孔介质

1.2 边界条件

本文所研究的主流和冷却剂均设置为理想气体,采用 Sutherland 公式对不同温度下的空气动力

黏度系数和导热系数进行修正。主流入口设定为速度入口,取值为 130 m/s,主流温度为 726 K。主流出口设定为压力出口,出口静压给定标准大气压。冷却剂入口为质量流量入口,质量流量随吹风比而定。定义吹风比的表达式为

$$M = \frac{\rho_c u_c}{\rho_g u_g}$$

(1)

式中: ρ_c 、 u_c 分别为冷却剂的密度和速度; ρ_g 、 u_g 分别为主流密度和速度。

本文中,冷却剂温度设定为 360 K。采用气热耦合计算方法,设置流体域和固体域交界面为热通量守恒,固体域导热系数为 $10.6 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$,流体域两侧壁面为周期性边界条件,其余壁面为无滑移边界条件。图 2 给出了计算模型与边界条件示意图。

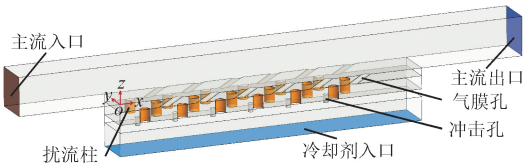


图 2 计算模型与边界条件

Fig. 2 Computational domain and boundary condition

1.3 数值方法

采用商业软件 ANSYS Fluent 求解雷诺时均 N-S 方程。对于多孔介质区域,在动量方程中添加动量源项,表达式写为

$$S = - \left(\frac{\mu}{\alpha} + \frac{1}{2} C_2 \rho |u| u \right)$$

(2)

式中: μ 为动力黏度; α 为渗透率,本文取 $3.3 \times 10^{-3} \text{ mm}^2$; C_2 为惯性阻力系数; ρ 为密度; u 为速度。

渗透率的增大会导致黏性损失增大,惯性阻力系数的增大会导致惯性损失增大。根据厄根公式,推导出渗透率和惯性阻力的计算公式

$$\alpha = \frac{D_s^2 \epsilon^3}{150 (1 - \epsilon)^2}$$

(3)

$$C_2 = \frac{3.5 (1 - \epsilon)}{D_s \epsilon^3}$$

(4)

式中: D_s 为平均孔径; ϵ 为孔隙率,本文取 0.7,此处的孔隙率是指空隙占材料总体积的比值。

1.4 网格无关性验证

采用商业软件 ANSYS Mesh 生成计算网格。边界层内部划分棱柱网格,边界层的第一层网格厚度为 0.001 mm,增长率为 1.1,共计 30 层棱柱层网格。流

体域近壁面无量纲距离 $y^+ < 1.0$, 满足湍流模型所需的计算精度要求。在给定几何模型和边界条件的情况下, 采用3套不同疏密的网格开展气热耦合计算, 验证网格数对计算结果的影响。在网格生成过程中, 保证固体域和流体域交界面网格节点位置一致。计算域网格单元数分别为 2.55×10^6 (稀疏网格)、 6.30×10^6 (中等网格) 和 13.85×10^6 (加密网格)。图3给出了中等网格的网格节点和单元分布。

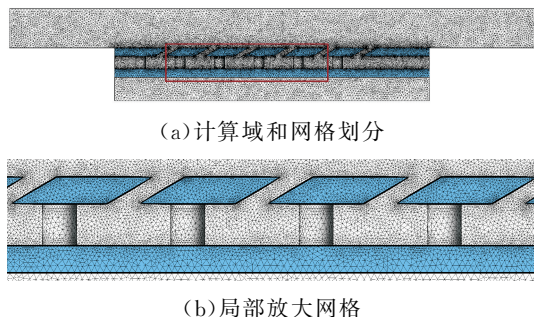


图3 网格节点和单元分布

Fig. 3 Computational domain and grid distribution

图4对比了不同网格单元数对气膜板表面展向平均温度分布的影响。可以看出, 稀疏网格明显低估了气膜板表面各处的温度分布, 稀疏网格和中等网格之间的差异约为2.5%, 而中等网格和加密网格之间的差异小于0.8%。计算结果表明: 中等网格能够满足本文的计算要求, 因此采用中等网格进行后续的数值研究。

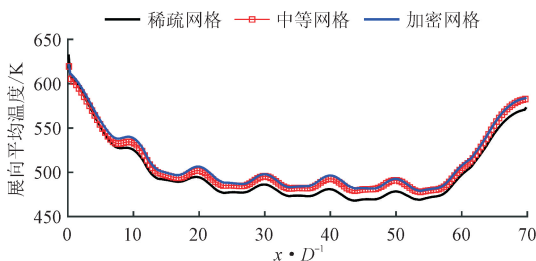


图4 网格无关性验证

Fig. 4 Mesh independence validation

1.5 湍流模型验证

对复合冷却模型而言, 数值计算中采用的湍流模型将会直接影响计算结果。因此, 选用复合冷却系统的实验数据^[29]对本文的湍流模型进行验证。计算所用的边界条件和模型与实验保持一致, 选用毕渥数 B_i 分别为0.06、0.81两种工况进行对比。设置冲击孔直径为5 mm, 气膜孔直径为5 mm, 气膜孔射流角为35°, 外壁面和内壁面的厚度分别为12、25 mm。用于验证的几何模型及 oxy 坐标系如图5所示。

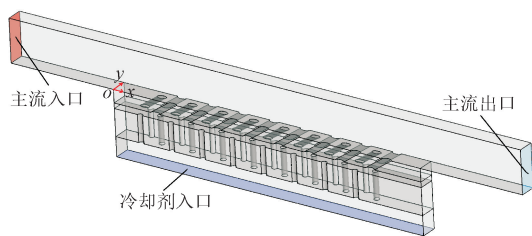


图5 用于湍流模型验证的几何模型

Fig. 5 Geometry models for turbulence verification

定义综合冷却有效度 φ 的表达式如下

$$\varphi = \frac{T_g - T_w}{T_g - T_c} \quad (5)$$

式中: T_g 为主流温度; T_c 为冷却剂温度; T_w 为壁面温度。

参考文献[29]的实验结果, 本文选取展向平均综合冷却有效度 $\bar{\varphi}$ (定义为同一横坐标下沿纵向的面积加权综合冷却有效度平均值) 作为评定指标, 分别采用 SST $k-\omega$ 、Realizable $k-\epsilon$ 和 $k-\omega$ 3种湍流模型进行计算, 并将数值结果和文献[29]的实验结果进行了对比, 如图6所示。

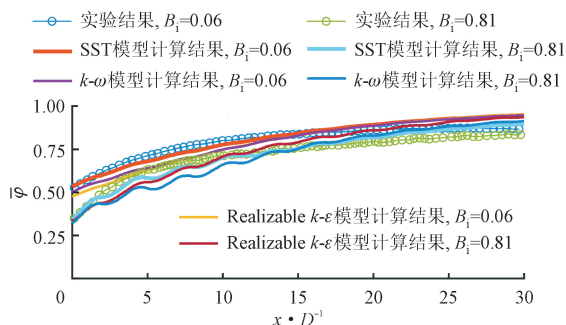


图6 湍流模型验证

Fig. 6 Turbulence model verification

由图6可见, 在上游部分, SST $k-\omega$ 湍流模型的数值结果和实验吻合程度较好, 而 Realizable $k-\epsilon$ 和 $k-\omega$ 湍流模型均会过低预测综合冷却有效度; 在下游部分, 3种湍流模型均会过高估计综合冷却有效度。不同 B_i 下3种湍流模型的预测情况相似, 但从整体上来看, SST $k-\omega$ 模型针对展向平均综合冷却有效度的规律预测和实验数据具有较高的一致性。

进一步发现, 当图6中 $B_i = 0.06$ 时, SST $k-\omega$ 模型的预测精度最高。通过计算可知, 本文的 B_i 在0.07~0.12之间, 与试验工况 $B_i = 0.06$ 较为接近。已有大量文献表明^[30-31]: SST $k-\omega$ 模型能够很好地预测复合冷却中的流动和传热特性, 具有较高的模

拟精度。因此,本文选用 SST $k-\omega$ 模型完成后续の数値计算。

2 结果与讨论

2.1 流场分布特性

图 7 给出了 $M=1.0$ 时,方案 1S 和 1P 的靶面流线分布,其中灰色圆形为扰流柱,空心椭圆为气膜孔。由图中实体结构和多孔介质结构流线分布的对比,可以明显看出二者对双层壁中间腔室内流动造成的差异。冷却剂从冲击孔流出撞击到冲击靶面后首先滞止,随后发展并冲击到扰流柱前缘位置后再次滞止,由于无滑移边界的设置,冷却剂在扰流柱表面附近的速度几乎为 0。当多孔介质扰流柱替换了实体扰流柱后,由于多孔介质的渗透性,冷却剂发展到扰流柱前缘时滞止情况消失,有流体流经多孔介质扰流柱内部,因此扰流柱和流体交界位置的速度不再为 0。

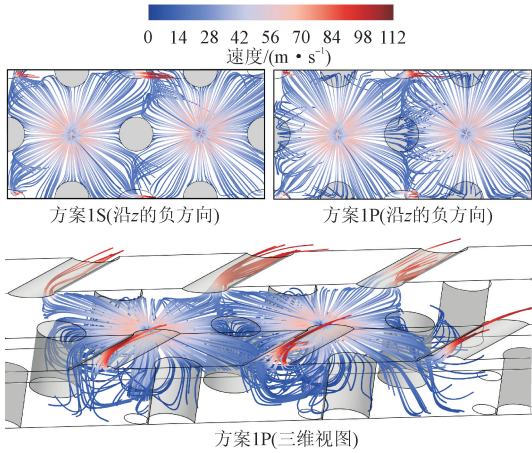


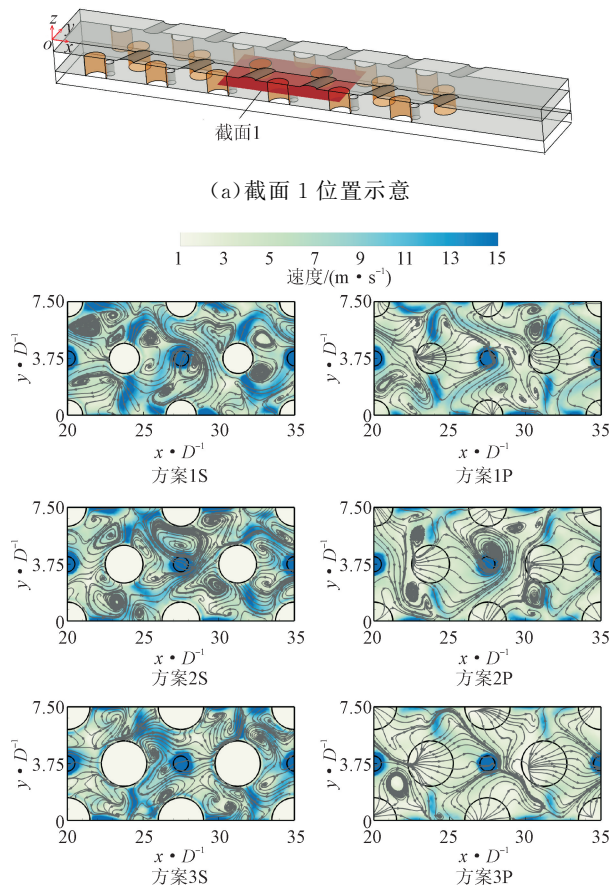
图 7 方案 1S 和 1P 的靶面流线分布

Fig. 7 Streamline distributions of target surface of case 1S and 1P

为了进一步观察实体结构和多孔介质结构在不同扰流柱直径下的流动状态差异,图 8(a)和(b)给出了截面 1 的位置示意,以及 $M=1.0$ 时不同扰流柱直径下截面 1 处的速度和流线分布。其中,截面 1 始终处在扰流柱的中间高度。

由图 8(b)中的流线分布可见,流体在撞击扰流柱后速度骤降,并在扰流柱前缘形成马蹄涡;扰流柱尾缘部分存在明显的回流区,表明多孔介质结构的存在使得流体的流通面积增大,扰流柱后的尾涡有了明显减少。由图 8(b)中的速度分布可见,由于外壁面气膜孔的抽吸作用,冷却剂在撞击扰流柱后均向着气膜孔方向流动,速度较大。多孔介质结构中

高速区的速度要低于实体结构,这是因为多孔介质结构中部分流体的动能在扰流柱内部耗散,整个通道内的速度梯度较小,速度分布较为均匀。随着扰流柱直径增大,中间腔室内高速区的速度逐渐减小,产生这种情况的原因是小直径扰流柱对冷却通道的堵塞效应较小,流体撞击扰流柱后产生的涡系强度较小,对冷却剂动能削弱的程度减弱。



(b)截面 1 处的速度云图与流线分布

图 8 截面 1 位置示意及不同扰流柱直径下截面 1 处的速度云图与流线分布

Fig. 8 Schematic diagram of cross-section 1 position and velocity contours and streamlines distributions of cross-section 1 under different pin-fin diameters

图 9 展示了 $M=1.0$ 时,不同扰流柱高度下截面 1 处的速度和流线分布。可以看出,随着扰流柱高度增大,冲击距离增大,作用到靶面的动能减弱,因此腔室内速度随着扰流柱高度的增加而减小。与图 8 所示规律相似,不同扰流柱高度下,多孔介质结构截面中高速区的速度明显低于实体结构,表明多孔介质扰流柱使得双层壁中间腔室内的速度分布更均匀。

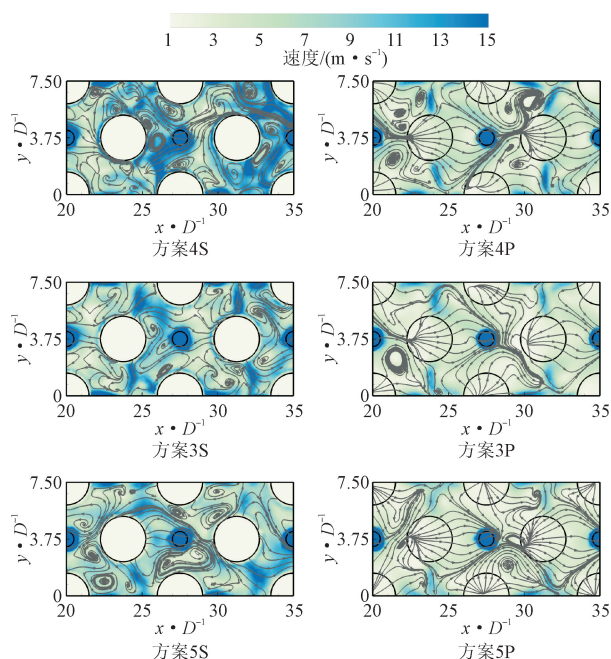


图9 不同扰流柱高度下截面1处的速度云图与流线分布
Fig. 9 Velocity contours and streamlines distributions of cross-section 1 under different pin-fin heights

综上,从多孔介质结构和实体结构扰流柱的流场特性分析来看,由于多孔介质的高渗透性,冲击孔射流的冷却剂能够穿透多孔介质扰流柱,削弱撞击扰流柱后产生的涡系,使得速度分布更均匀。

2.2 传热特性

图10(a)为截面2和截面3的位置示意,其中截面2位于沿流向第3个冲击孔中心处,截面3位于沿流向第3个气膜孔入口处。图10(b)、10(c)分别展示了 $M=1.0$ 时,不同扰流柱直径下截面2和截面3处的温度和流线分布。

由图10(b)可见,由于实体导热作用较为明显,实体扰流柱与中间腔室内的流体温度存在明显差异,流体和固体交界面处温度梯度较大。随着扰流柱直径增大,固体域内的温度变化并不明显,双层壁中间腔室内流体的温度变化亦较小。对于多孔介质扰流柱,中间腔室内的流体与扰流柱的温度呈现出渐变过程,温度分布均匀且温度梯度较小。随着扰流柱直径增大,中间腔室内流体的温度逐渐升高,对于方案1P和3P,截面2的面平均温度分别为414、421 K,表明传热能力逐渐增强。观察截面2处的流线分布发现,实体扰流柱前缘和尾缘处有漩涡形成,且随着扰流柱直径增大,流体受到的扰动程度增大,漩涡的尺寸也逐渐增大,传热能力增强。在多孔介质扰流柱结构中,漩涡的形成位置延伸到了扰流柱内部,漩涡的尺寸随着扰流柱直径的增大而增大。

通过观察图10(c)可知,由于截面3远离冲击滞止区,扰流柱的直径对形成涡系尺寸的影响程度稍有减弱,但旋涡仍会随着扰流柱直径的增大而增大。观察多孔介质结构可以发现,随着多孔介质扰流柱直径的增大,冷气腔室内温度逐渐升高。

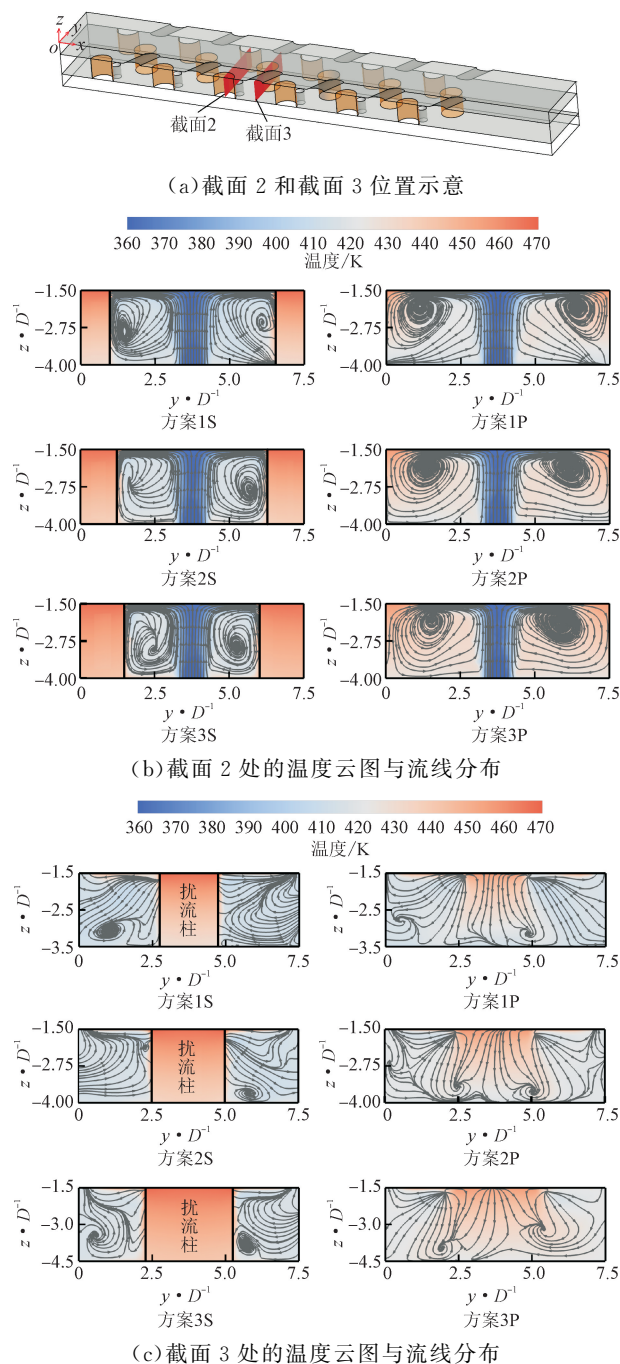


图10 截面2、3位置示意及不同扰流柱直径下截面2、3处的温度云图与流线分布

Fig. 10 Schematic diagram of cross-section 2,3 position and temperature contours and streamlines distributions of cross-section 2,3 under different pin-fin diameters

需要说明的是,Fluent 商业软件中对多孔介质

的模拟均作了一定程度简化,实际上漩涡在流经多孔介质结构内部时,将被破坏并形成更多细小的涡系。鉴于本文是针对多孔介质结构替换实体结构的可行性研究,更符合实际模型且精准的模拟将在后续进一步展开。

图 11 和图 12 分别展示了不同扰流柱高度下,截面 2 和截面 3 处的温度和流线分布。

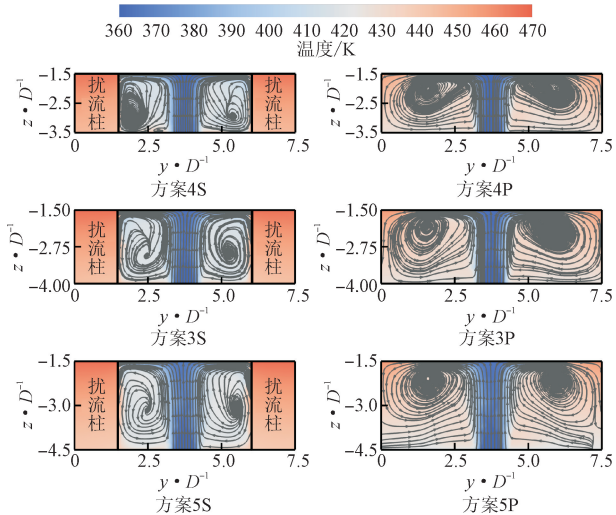


图 11 不同扰流柱高度下截面 2 处的温度云图与流线分布
Fig. 11 Temperature contours and streamlines distributions of cross-section 2 under different pin-fin heights

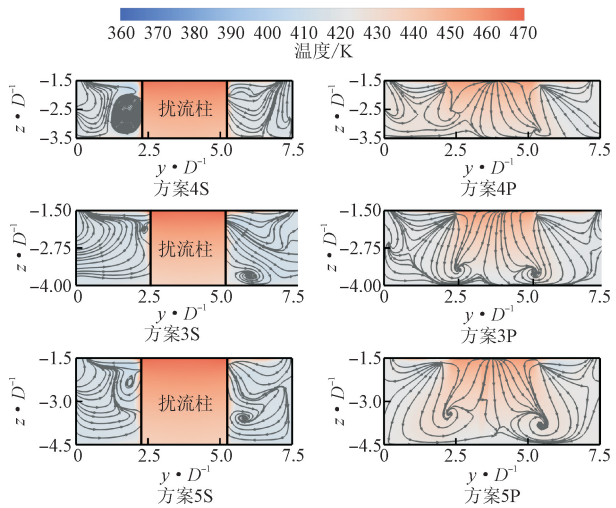


图 12 不同扰流柱高度下截面 3 处的温度云图与流线分布
Fig. 12 Temperature contours and streamlines distributions of cross-section 3 under different pin-fin heights

与图 10 相似,带有多孔介质扰流柱的中间腔室呈现出明显的温度均匀性。不同之处在于,扰流柱的高度对中间腔室内的温度影响并不明显,这种现象在多孔介质结构和实体结构中均有体现。产生这种情况的原因为:虽然扰流柱高度的增加会扩大传

热面积,但高度提升的同时意味着射流距离增大,这将导致射流到靶面的冷却剂动能减小;与此同时,射流冲击到靶面后冷却剂贴壁流动,扰流柱高度的增大并未对靶面边界层内部流体造成影响,故对传热的影响较弱。然而,扰流柱高度的增大或减小会改变冷却剂在中间腔室的流动空间。当扰流柱无量纲高度 $H_p/D = 2.0$ 时,中间腔室内流动空间较小,冷却剂在扰流柱前后形成的涡系尺寸较小。随着扰流柱高度增大,双层壁内、外壁面之间腔室的流动空间增大,涡系尺寸也逐渐增大。

绘制 $M=1.0$ 时不同扰流柱直径下截面 1 处的温度分布云图,如图 13 所示。由图可以更清晰地看到实体结构和多孔介质结构对中间腔室内流体温度的影响。温度最低的位置为冲击射流滞止区,不同扰流柱直径下,滞止区的流体温度一致。对于实体结构,随着直径增大,双层壁中间腔室内温度略有升高但不明显,扰流柱温度基本维持在较高水平。对于方案 1S 和 3S,扰流柱的平均温度分别为 444、454 K,而扰流柱周围的流体温度在 420 K 左右,固体与流体的温差较大。在多孔介质结构中,扰流柱结构和周围流体的温差较小,截面 1 整体温度随着直径的增大而升高。对于方案 1P 和 3P,截面 1 的面平均温度分别为 419、427 K,表明传热能力得到了增强。

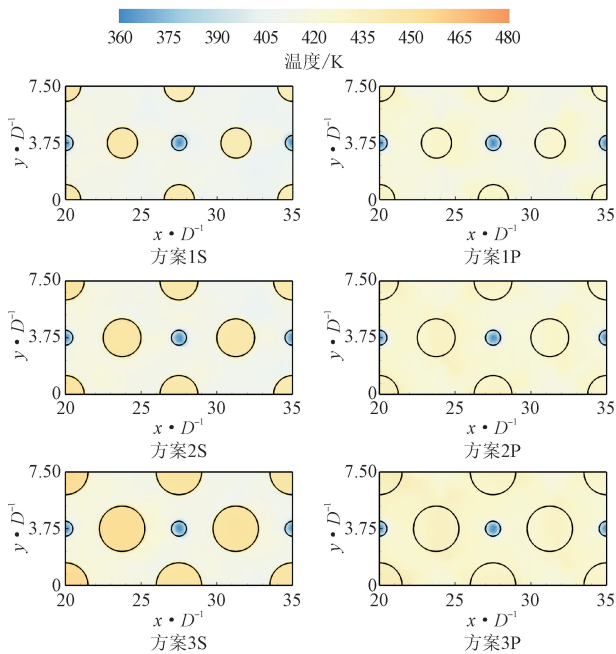


图 13 不同扰流柱直径下截面 1 处的温度云图
Fig. 13 Temperature contours of cross-section 1 under different pin-fin diameters

通过研究实体结构和多孔介质结构对双层壁中

间腔室内温度的影响可以发现,内部流场和温度场的改变在一定程度上会影响双层壁冷却系统的综合冷却性能。将实体扰流柱结构替换为多孔介质结构后,最终的性能提升可从外壁面的温度分布看出,故接下来对此进行对比分析。图 14(a)为截面 4 的位置示意,可见其位于双层壁外壁面第 1 到第 6 个气膜孔出口中间位置。图 14(b)给出了 $M=1.0$ 时,不同扰流柱直径下截面 4 的温度分布。

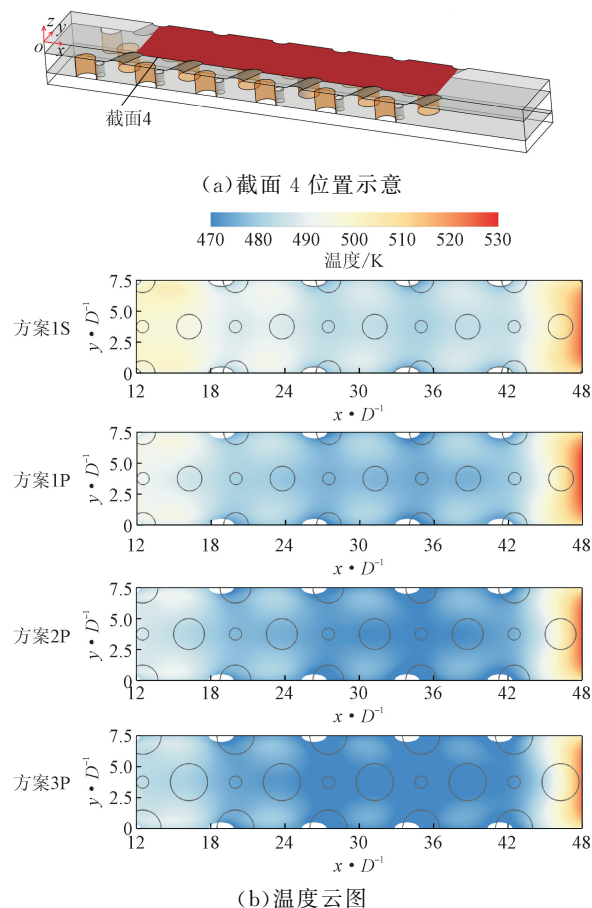


图 14 截面 4 位置示意及不同扰流柱直径下截面 4 处的温度云图

Fig. 14 Schematic diagram of cross-section 4 position and temperature contours of cross-section 4 under different pin-fin diameters

由图 14(b)的温度分布可以看出,低温区出现在冲击射流滞止区、气膜孔下游以及扰流柱所在位置。冲击射流滞止区冷却剂动能较高,传热能力较强,气膜孔下游处的外壁面在冷却剂的贴附作用下温度也有明显降低。同时,由于扰流柱的导热作用,该处外壁面的温度下降。通过对比图 14(b)中的方案 1S 和 1P,发现将扰流柱从实体结构替换为多孔介质结构后,外壁面的温度显著降低,尤其是在扰流柱处。对于方案 1S 和 1P,截面 4 的最低温度分

别为 481、476 K,略微呈现下降趋势,且随着扰流柱直径增大,外壁面温度下降程度尤为明显。对于方案 2P 和 3P,截面 4 的最低温度分别为 471、468 K,这是因为大直径的多孔介质与靶面的接触面积增大,靶面边界层内的传热面积增加,强化传热能力得到增强。通过观察还可以发现,截面 4 最后一排气膜孔下游处的温度明显提高,这是由于该处远离冲击射流滞止区,在扰流柱的堵塞作用下冷气出流量减少,内部冲击冷却和外部气膜冷却效果同时恶化所导致。

图 15 所示为 $M=1.0$ 时,不同扰流柱高度下截面 4 的温度分布。与图 14 所示规律相似,在将实体结构替换为多孔介质结构后,外壁面温度明显下降,但随着多孔介质扰流柱高度上升,外壁面温度变化并不显著。这是因为虽然高度增加会提高多孔介质结构与流体接触的表面积,但扰流柱与靶面接触部分的面积却保持恒定,多孔介质结构对靶面边界层内流体流动与换热的影响较小,因此表现为外壁面的温度变化较弱。

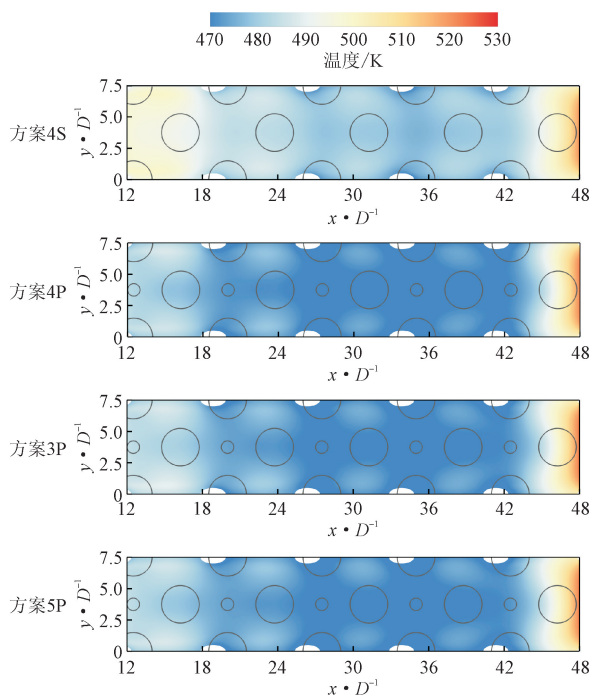


图 15 不同扰流柱高度下截面 4 处的温度云图

Fig. 15 Temperature contours of cross-section 4 under different pin-fin heights

2.3 综合冷却有效度

综合冷却有效度是评价复合冷却结构冷却性能的重要指标,图 16 给出了不同方案下,实体扰流柱与多孔扰流柱双层壁结构对展向平均综合冷却有效

度的影响,其中灰色长条为气膜孔所在位置。由图可见,不同扰流柱直径下,实体结构替换为多孔介质结构后带来的冷效提升效果均较为显著。对于方案 1S 和 1P,当 M 为 1.5 和 2.5 时,多孔介质结构最大展向平均综合冷却有效度分别为 0.75、0.77,相较于实体结构,分别提升了 3.90%、3.38%。对于方案 2S 和 2P,当 M 为 1.5 和 2.5 时,多孔介质结构最大展向平均综合冷却有效度分别为 0.78、0.75,相较于实体结构,分别提升了 3.86%、3.37%。尤其地,将方案 3S 的实体结构替换多孔介质结构后,双层壁冷却效果提升程度最为明显,当 M 为 1.5 和 2.5 时,多孔介质结构最大展向平均综合冷却有效度分别为 0.75、0.79,提升幅度分别为 3.81%、3.33%。

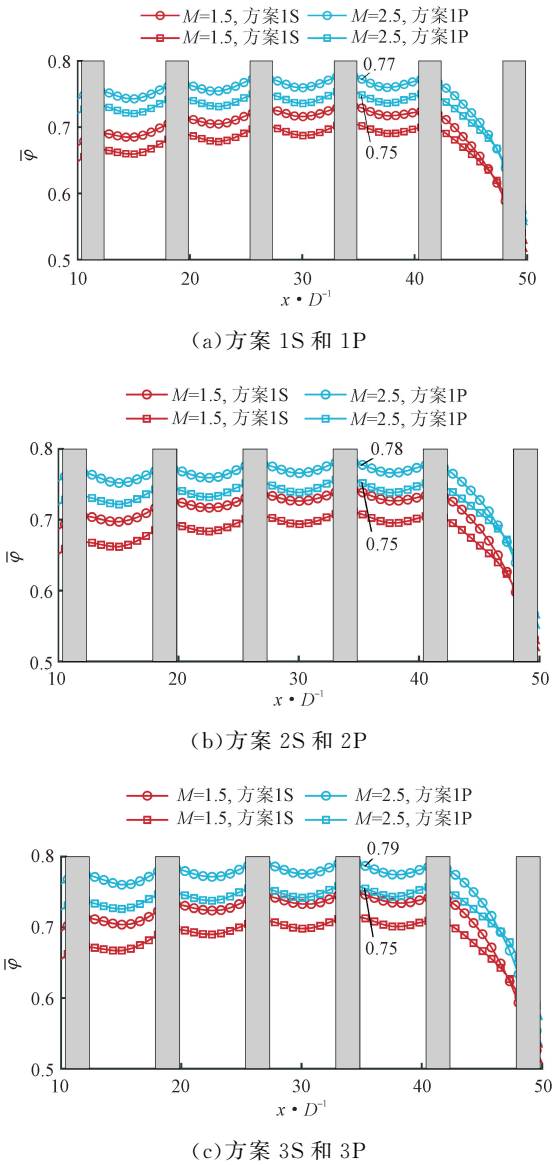


图 16 扰流柱结构对展向平均综合冷却有效度的影响
Fig. 16 Influence of pin fin structure on the span-averaged overall cooling effectiveness

由双层壁外壁面展向平均综合冷却有效度的分布可以看出,引入多孔介质结构并未改变综合冷却有效度的分布规律,高冷效区域仍出现在气膜孔出流下游,该处为扰流柱导热和冷却剂覆盖的双重作用叠加区域。在气膜孔之间,存在着低冷效分布区域,该处为扰流柱导热作用区域。相比于内、外复合冷却双重作用,单纯扰流柱导热对双层壁冷却性能的提升程度较为微弱。因此,在针对双层壁复合冷却系统设计时,外部冷却和内部冷却的作用效果及叠加程度是需要仔细斟酌的因素。

图 17 展示了采用方案 3P 时,展向平均综合冷却有效度随吹风比的变化情况。可以看出,随着吹风比增大,多孔介质扰流柱双层壁冷却结构的展向平均综合冷却有效度逐渐增大,提高幅度随着吹风比的增大而减小。当 M 为 1.0 和 2.5 时,展向平均综合冷却有效度最大值分别为 0.70、0.78,提升幅度为 11.43%。

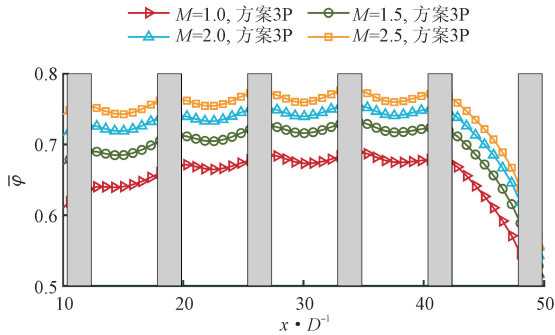
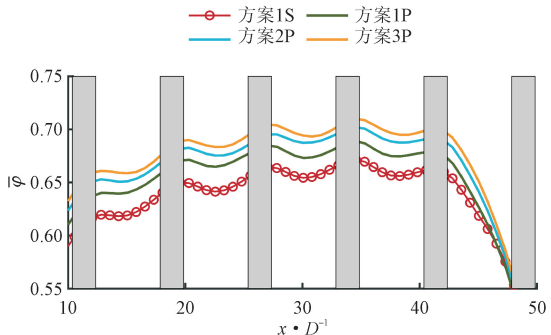
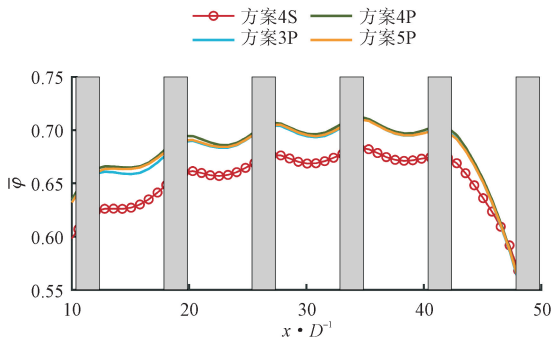


图 17 展向平均综合冷却有效度随吹风比的变化
Fig. 17 Variation of span-averaged overall cooling effectiveness with blowing ratios

图 18 展示了 $M=1.0$ 时,不同方案下展向平均综合冷却有效度的分布规律。由图 18(a) 可见,展向平均综合冷却有效度随着多孔介质扰流柱直径的增大而增大,且不同扰流柱直径下的分布规律基本一致。由图 18(b) 可见,多孔介质扰流柱高度的变化对综合冷却有效度影响较弱。



(a) 扰流柱直径对展向平均综合冷却有效度的影响



(b) 扰流柱高度对展向平均综合冷却有效度的影响

图 18 不同方案下展向平均综合冷却有效度的变化

Fig. 18 Variation of span-averaged overall cooling effectiveness with different cases

不同吹风比下,不同结构外壁面平均综合冷却有效度 $\bar{\varphi}$ (定义为某区域内局部综合冷却有效度的面积加权平均值)的分布规律如图 19 所示。设置截面 4 为面积平均的取值区域,经过计算得知,随着吹风比增大,面平均综合冷却有效度增大。实体结构中,扰流柱直径的增大使得面平均综合冷却有效度有微弱提升,但提升程度会随着直径的增大而减弱。与实体结构不同,随着扰流柱直径增大,多孔介质结构双层壁面平均综合冷却有效度持续增大。 $M=1.0$ 时,从方案 1P 到 3P,多孔介质结构面平均综合冷却有效度提高了 3.03%; $M=2.5$ 时,从方案 1P 到 3P,多孔介质结构面平均综合冷却有效度提高了 2.13%。同等工况下,将实体扰流柱替换为多孔介质结构后,综合冷却有效度可提升 3.08%~5.03%,效果较为显著。

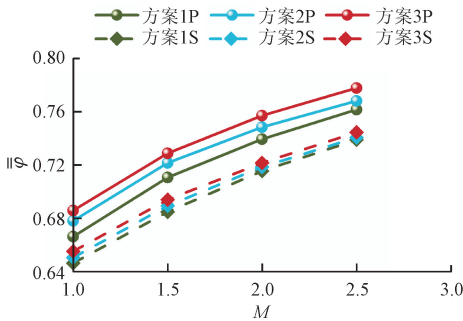


图 19 扰流柱结构对面平均综合冷却有效度的影响

Fig. 19 Variation of area-averaged overall cooling effectiveness with pin-fin heights

2.4 压力损失

双层壁高性能复合冷却系统的设计过程中,压力损失是衡量其性能的另一个关键指标。不同的冷却结构设计方式,会对冷却系统的压力损失造成不

同程度影响。为了衡量带有多孔介质扰流柱的双层壁结构的压力损失,定义压降 Δp 为

$$\Delta p = p_{c,in} - p_{g,out} \quad (6)$$

式中: $p_{c,in}$ 、 $p_{g,out}$ 分别为冷气腔入口和主流出口的平均总压。

根据式(6),计算出不同吹风比及扰流柱结构下双层壁结构的压力损失,结果列于表 2,其中压降变化定义为同一几何尺寸下(如方案 1P 和 1S),多孔介质结构与实体结构压降之差与多孔介质结构压降的比值。

表 2 扰流柱结构对压力损失的影响

Table 2 Influence of pin-fin structure on pressure loss

M	方案	Δp /Pa		压降变化/%
		多孔介质结构	实体结构	
2.5	1P, 1S	44 270	44 298	-0.06
2.0	1P, 1S	29 023	28 920	0.35
1.5	1P, 1S	15 070	16 045	-6.07
1.0	1P, 1S	5 755	5 850	-1.62
1.0	2P, 2S	5 737	5 841	-1.78
1.0	3P, 3S	5 774	5 758	0.27
1.0	4P, 4S	5 769	5 696	1.28
1.0	5P, 5S	5 761	5 774	-0.23

随着吹风比增大,方案 1P、1S 的实体扰流结构和多孔介质扰流结构的压降均呈现增大趋势。吹风比为 1.0 时,在同一扰流柱高度下,多孔介质结构扰流柱的压降随着直径增大呈现先降低后升高趋势,实体扰流柱结构中也存在同样现象。随着扰流柱直径增大,多孔介质结构的压降逐渐高于实体结构的压降。同一扰流柱直径下,随着实体扰流柱高度增加,冷却系统的压降逐渐增大,而多孔介质结构的压降先增大后降低。随着扰流柱高度继续增大,多孔介质结构的压降开始逐渐低于实体结构的压降。然而,整体看来不同结构的压降变化范围较小。产生这样情况的原因是多孔介质的高渗透性可以有效抑制圆柱绕流尾涡的脱落,具有优异的减阻特性^[21-23],因而导致多孔介质结构压降较小。

需要说明的是,Fluent 商业软件针对多孔介质区域添加了附加的动量源项,通过模拟流体流经多孔区域后的压降来模拟多孔区域的流场形态。因此,合理的孔隙率及孔径选择可以实现多孔区域小压损高传热的特性。

通过对双层壁冷却系统压力损失的统计可以发现,多孔介质结构在提升双层壁冷却效果的同时能

够减少空气流量使用,这对提升冷却系统的冷却性能具有重要意义。

3 结 论

本文将双层壁冷却系统中的实体扰流柱结构替换为多孔介质结构,采用气热耦合方法研究了多孔介质结构扰流柱对双层壁冷却系统的性能提升效果,得到主要结论如下。

(1)多孔介质的高渗透率特性使得双层壁内、外壁面之间腔室内的流动状态更加均匀,减小了多孔介质扰流柱的温度与周围流体的温度的差异,降低了温度梯度。

(2)将实体扰流柱结构替换为多孔介质后,双层壁外壁面的温度显著下降,冷却性能增强。尽管多孔介质结构并未改变展向平均综合冷却有效度的分布规律,但综合冷却有效度得到了明显提升,其中面平均综合冷却有效度的提升幅度为 3.08%~5.03%。多孔介质和实体扰流柱结构之间的压力损失差异不大。

(3)增大多孔介质扰流柱直径能够提高双层壁冷却性能,相较于实体结构,大直径的扰流柱强化了多孔介质结构对冷效的提升效果,而多孔介质扰流柱的高度对双层壁冷却性能的影响较小。

参考文献:

[1] VAN DE NOORT M, IRELAND P. A low order flow network model for double-wall effusion cooling systems [J]. International Journal of Turbomachinery, Propulsion and Power, 2022, 7(1): 5.

[2] 任静, 李雪英, 郭欣欣, 等. 燃气涡轮高效冷却技术及设计方法发展趋势 [J]. 清华大学学报(自然科学版), 2022, 62(4): 794-801.

REN Jing, LI Xueying, GUO Xinxin, et al. Development trends in high-efficiency gas turbine cooling methods [J]. Journal of Tsinghua University (Science and Technology), 2022, 62(4): 794-801.

[3] ZHANG Jie, LIU Cunliang, XU Weijiang, et al. Experimental investigation of full-coverage film cooling characteristic of single/double-wall cooling vane [J]. Thermal Science and Engineering Progress, 2024, 47: 102261.

[4] LI Weihong, LÜ Xunfeng, LI Xueying, et al. On improving full-coverage effusion cooling efficiency by varying cooling arrangements and wall thickness in double wall cooling application [J]. Journal of Heat Transfer, 2019, 141(4): 042201.

[5] 吴航, 杨星, 蔡海扬, 等. 延伸冲击-扇形气膜孔复合结构耦合换热实验与数值研究 [J]. 西安交通大学学报, 2024, 58(10): 156-167.

WU Hang, YANG Xing, CAI Haiyang, et al. An experimental and computational study on conjugate heat transfer of extended jet impingement and fan-shaped film hole composite structure [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2024, 58(10): 156-167.

[6] HAN Shaohua, XIANG Zhen, XING Jiangjiang, et al. Numerical simulation of composite swirl/film double-wall cooling structures and chamber designs for enhanced overall cooling effectiveness [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2024, 228: 125664.

[7] KWON H, LIGRANI P M, VANGA S R, et al. Flow structure and surface heat transfer from numerical predictions for a double wall effusion plate with impingement jet array cooling [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2022, 183: 122049.

[8] VANGA S R, RITCHIE D, CLICK A, et al. Double wall cooling of a full-coverage effusion plate with main flow pressure gradient, including internal impingement array cooling [J]. Journal of Turbomachinery, 2019, 141(4): 041002.

[9] CHEN Jinfu, HE Yang, YAO Ran, et al. Comparison of showerhead film cooling and double wall cooling in a guide vane leading edge with hot streak [J]. International Journal of Gas Turbine, Propulsion and Power Systems, 2024, 15(1): 24-31.

[10] LUO Lei, YAN Han, DU Wei, et al. Numerical study of a novel curved pin fin for heat transfer enhancement within aeroengine turbine blade [J]. Aerospace Science and Technology, 2022, 123: 107436.

[11] 高尚鸿, 张韦馨, 杨克峰, 等. 应用不同深度学习代理模型的灯笼型扰流柱通道换热性能分布预测方法比较 [J]. 西安交通大学学报, 2024, 58(2): 31-42.

GAO Shanghong, ZHANG Weixin, YANG Kefeng, et al. Comparison of different prediction methods for heat transfer distribution of lantern-shaped pin-fin channel with different deep learning surrogate models [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2024, 58(2): 31-42.

[12] YANG Kefeng, SUI Yongfeng, WANG Xiangyu, et al. Study on flow and heat transfer characteristics in rectangular channels with lantern-shaped pin fin array: Part I effect of sphere diameter [J/OL]. Numerical Heat Transfer: Part A Applications. [2023-10-20]. <https://doi.org/10.1080/10407782.2023.2251085>.

[13] GU Huaduo, LIANG Dong, DUAN Penghao, et al.

- Aerothermal characteristics of thin double-wall effusion cooling systems with novel slot holes and cellular architectures for gas turbines [J]. *Aerospace Science and Technology*, 2023, 140: 108441.
- [14] ZHANG K, HICKEY J P, VLASEA M. An analysis framework of additively manufactured deterministic porous structures for transpiration cooling [J]. *Journal of Materials Engineering and Performance*, 2023, 32 (20): 9253-9262.
- [15] SHEN Beibei, LI Yang, YAN Hongbin, et al. Heat transfer enhancement of wedge-shaped channels by replacing pin fins with Kagome lattice structures [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2019, 141: 88-101.
- [16] SONG H S, PARK H S, KIM T, et al. Cooling effectiveness of additive-manufactured internal structure within a double wall cooling system [C]//ASME Turbo Expo 2023: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. New York, USA: ASME, 2023: V07BT13A006.
- [17] XU Ruina, CHENG Zhilong, JIANG Peixue. Fundamentals and recent progress of additive manufacturing-assisted porous materials on transpiration cooling [J/OL]. *Journal of the Global Power and Propulsion Society*, 2023: 19-48 [2023-11-10]. <https://doi.org/10.33737/jgpps/166418>.
- [18] TIAN Manwen, ALANAZI A, ALANAZI M, et al. Proposing and thermo-economic optimization of an annular-thermoelectric gas heat recovery unit with a novel hybrid fin-pin vane and porous insert [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2023, 233: 121170.
- [19] WANG Fuqiang, TAN Jianyu, WANG Zhiqiang. Heat transfer analysis of porous media receiver with different transport and thermophysical models using mixture as feeding gas [J]. *Energy Conversion and Management*, 2014, 83: 159-166.
- [20] WANG Man, ZHANG Wenqiang, XIN Gongming, et al. Improved thermal-hydraulic performance of a microchannel with hierarchical honeycomb porous ribs [J]. *The Canadian Journal of Chemical Engineering*, 2023, 101 (2): 1083-1094.
- [21] 魏峥, 夏超, 袁海东, 等. 覆盖多孔介质的圆柱尾迹实验研究 [J]. *空气动力学学报*, 2017, 35(2): 265-270.
- WEI Zheng, XIA Chao, YUAN Haidong, et al. Experimental study on the wake of a circular cylinder with porous layer coating [J]. *Acta Aerodynamica Sinica*, 2017, 35(2): 265-270.
- [22] 杜海, 张琴林, 何玲艳, 等. 覆盖多孔介质的圆柱减阻特性和机理研究 [J]. *南京航空航天大学学报*, 2022, 54(4): 611-622.
- DU Hai, ZHANG Qinlin, HE Lingyan, et al. Drag reduction characteristics and mechanism of cylinder covered with porous medium [J]. *Journal of Nanjing University of Aeronautics & Astronautics*, 2022, 54 (4): 611-622.
- [23] 江梦洁. 附加多孔介质的结构物绕流特性研究 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2021.
- [24] MI Qi, YI Shihe, GANG Dundian, et al. Research progress of transpiration cooling for aircraft thermal protection [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2024, 236: 121360.
- [25] KIM M, SHIN D H, KIM J S, et al. Experimental investigation of effusion and transpiration air cooling for single turbine blade [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2021, 182: 116156.
- [26] MA Hongfei, SUN Haiou, FU Hao, et al. Numerical investigation on transpiration cooling performance of turbineblades with non-uniform porosity [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2023, 235: 121394.
- [27] WANG Jianhua, ZHAO Lianjin, WANG Xiaochun, et al. An experimental investigation on transpiration cooling of wedge shaped nose cone with liquid coolant [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2014, 75: 442-449.
- [28] XIAO Xuefeng, ZHAO Guangbo, ZHOU Weixing, et al. Large-eddy simulation of transpiration cooling in turbulent channel with porous wall [J]. *Applied Thermal Engineering*, 2018, 145: 618-629.
- [29] JUNG E Y, CHUNG H, CHOIS M, et al. Conjugate heat transfer on full-coverage film cooling with array jet impingements with various biot numbers [J]. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2017, 83: 1-8.
- [30] ZHOU Weilun, DENG Qinghua, FENG Zhenping. Conjugate heat transfer analysis for laminated cooling effectiveness: Part A effects of surface curvature [C]//ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. New York, USA: ASME, 2016: V05AT10A008.
- [31] DYSON T E, BOGARD D G, BRADSHAW S D. Evaluation of CFD simulations of film cooling performance on a turbine vane including conjugate heat transfer effects [J]. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 2014, 50: 279-286.

(编辑 李慧敏)