

发散小孔精细化排布对火焰筒 冷却性能的影响

李泽林¹, 梁红侠^{1, 2, 3}, 卢景旭¹, 张思文¹, 陈润桃¹, 索建秦¹

(1. 西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710129;

2. 中国航发四川燃气涡轮研究院 高空模拟技术重点实验室, 四川 绵阳 621000;

3. 西北工业大学 陕西省航空动力系统热科学重点实验室, 西安 710129)

摘 要: 针对某中心分级旋流燃烧室火焰筒切向发散冷却中的壁温不均匀性问题, 通过数值模拟方法研究了发散小孔排布对冷却性能的影响规律。基于单管燃烧室近壁流场特性, 提出了分区精细化排布策略: 在高温热斑区(轴向 1/4~2/3 处)设置加密区, 在其前后分别布置稀疏区和过渡区。在保持总冷却气量不变的前提下, 通过减小加密区孔间距(从基准方案的 11 倍孔间距优化至 8 倍孔间距), 并相应调整稀疏区和过渡区的孔间距分布。研究表明, 加密区孔间距缩小可显著降低壁温峰值(最高降幅达 50 K)并减小高温区面积; 过渡区采用渐缩孔间距设计能有效增强气膜连续性, 使壁温梯度降低至 44 K/cm 以下, 满足火焰筒的热防护要求。优化后的排布方案使综合冷却效率提升至 74%, 为旋流燃烧室火焰筒冷却结构设计提供了重要的理论依据和技术支撑。

关 键 词: 发散冷却; 火焰筒; 小孔排布; 冷却效率; 旋流燃烧室

中图分类号: V231.1

文献标志码: A

Effect of effusion hole arrangement pattern on combustion liner cooling performance

LI Zelin¹, LIANG Hongxia^{1, 2, 3}, LU Jingxu¹, ZHANG Siwen¹,
CHEN Runtao¹, SUO Jianqin¹

(1. School of Power and Energy, Northwestern Polytechnic University, Xi'an 710129, China;

2. Science and Technology on Altitude Simulation Laboratory,

Sichuan Gas Turbine Research Institute,

Aero Engine Corporation of China, Mianyang Sichuan 621000, China;

3. Shaanxi Key Laboratory of Thermal Science in Aero-engine System,
Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710129, China)

Abstract: The wall temperature non-uniformity issue in tangential effusion cooling for a swirl combustor flame tube was addressed. Numerical simulations were employed to investigate the influence of effusion hole arrangement on cooling performance. A zoned refinement strategy was proposed based on near-wall flow characteristics: establishing a dense zone in the high-temperature hotspot region (axial 1/4—2/3 position) with sparse and transition zones at both ends. While maintaining constant total coolant flow rate, the hole spacing in the intensified cooling zone was reduced from 11 times the hole diameter in

收稿日期: 2025-07-16

基金项目: 国家科技重大专项(J2022-III-0006-0015); 国家自然科学基金重点项目(12232002)

作者简介: 李泽林(2000—), 男, 硕士生, 研究领域为燃烧室火焰筒发散冷却技术。E-mail: Johrambo@163.com

通信作者: 梁红侠(1979—), 女, 副教授, 博士, 研究领域为航空发动机燃烧技术。E-mail: hx_liang@nwpu.edu.cn

引用格式: 李泽林, 梁红侠, 卢景旭, 等. 发散小孔精细化排布对火焰筒冷却性能的影响[J]. 航空动力学报, 2025, 41(X): 20250336. LI Zelin, LIANG Hongxia, LU Jingxu, et al. Effect of effusion hole arrangement pattern on combustion liner cooling performance[J]. Journal of Aerospace Power, 2025, 41(X): 20250336.

the baseline configuration to 8 times the hole diameter in the optimized configuration, with corresponding adjustments made to the hole spacing distribution in both the sparse and transition zones. Results demonstrated that the reduced hole spacing in the dense zone significantly decreased the peak wall temperature (up to 50 K reduction) and the high-temperature area, while the tapered hole spacing in transition zones enhanced film-cooling continuity, lowering wall temperature gradient below 44 K/cm to meet thermal protection requirements. The optimized configuration achieved 74% overall cooling efficiency, providing both theoretical foundation and technical support for swirl combustor liner cooling design.

Keywords: effusion cooling; combustor liner; hole arrangement; cooling efficiency; swirl combustor

燃烧室被誉为航空发动机的“心脏”^[1], 燃烧室作为发动机的核心部件, 其寿命直接取决于火焰筒的耐久性^[2]。火焰筒的服役寿命则与其冷却结构的性能紧密关联, 因此深入研究燃烧室火焰筒壁面的冷却性能至关重要。

对于先进燃烧室, 最常用的冷却方式为发散冷却^[3], 即在火焰筒壁面上加工大量密布的直径很小的孔, 冷却介质在火焰筒外侧与机匣的环形通道中流动时, 在压差作用下渗入多孔火焰筒壁内, 在火焰筒内侧形成均匀的保护气膜, 阻隔高温燃气和金属壁面的直接接触^[4]。发散冷却已经在世界上最主流的民用航空发动机如 GE90 和 Leap 的主燃烧室火焰筒上得到了应用^[5]。

燃烧室火焰筒的发散冷却机制与均匀主流工况下的平板冷却存在显著差异。现代先进燃烧室多采用旋流维持火焰稳定性, 但此类旋流会引发旋涡破碎、旋进涡核等复杂三维流动现象^[6-7]。常规平板发散冷却研究基于均匀流场, 难以反映燃烧室实际流动特性, 导致其规律无法直接应用于火焰筒设计。因此, 亟需探究结构参数与气动参数在真实燃烧室流场中对火焰筒发散冷却性能的作用机制。

针对实际燃烧室旋流流场对发散冷却性能的影响机理, 国内外学者已开展广泛的研究。Kianpour 等^[8]研究了在实际燃烧室不同冷却孔结构下的冷却特性。发现在最先进的贫燃燃烧室中, 旋涡流来稳定火焰, 但这种强烈的旋涡流会导致与火焰筒壁面上的冷却流发生强烈的相互作用。这种复杂的三维流场对于正确预测火焰筒的热防护是不可忽视的。Wurm 等^[9-11]最早开始关注燃烧室内旋流主流与发散冷却气膜的相互作用。研究结果指出旋流流场导致冷却板壁面发散冷却的局部吹风比发生改变, 尤其是在旋流冲击壁面区域,

当地吹风比急剧降低, 冷却射流被抑制无法喷出, 因而冷却效率急剧降低。Lu 等^[12]研究了非反应态工况下不同旋流角度对燃烧室中流场分布, 传热系数分布的影响。研究发现旋流射流冲击于火焰筒壁面会形成局部高传热区, 传热系数峰值随着旋流角度的增加向上游移动, 此外传热系数峰值的大小也随着旋流角度的增加而增加。Patil、Sedador 等^[13-14]采用实验和数值方法研究了旋转流动对火焰管热侧壁传热的影响。研究表明, 传热系数随进口雷诺数的增加而增大, 增量逐渐减小, 换热峰值位置不变。Andreini 等^[15]做实验研究了燃烧室内的流动及传热状况, 讨论了旋流器头部压降的影响。经 PIV 流场测量结果观察, 从旋流器出口的射流冲击到火焰筒壁面上, 在冲击滞止区下游的轴向速度存在高梯度, 进而导致了椭圆形高传热区域的存在^[16]。Dong 等^[17]通过实验和数值方法揭示不同旋流数和平均吹气比下的射流冷却特性, 并对旋流作用下的火焰筒近壁流场进行了分区, 分为内再循环区(IRZ)、角循环区(CRZ)、冲击区(IZ)和发展区(DZ)。结果表明, 近壁面流场的不均匀性阻碍了冷却介质从火焰筒壁内流出, 特别是在撞击区侧, 导致流动换热增加, 无法形成冷却气膜。

针对实际燃烧室流场下对发散冷却性能的影响, 不少学者聚焦于发散小孔的结构参数和气动参数进行了研究。芦翔等^[18]采用红外热成像技术探究旋流冲击下不同孔型发散冷却壁面耦合传热特性, 对比考察了不同冷气压降下圆孔、扇形孔和扩张孔的发散冷却特性。结果表明由于旋流冲击效应, 壁面出现局部低冷效区域, 且与孔型无关; 冷却孔型和冷却空气压降的差异会导致最低冷效点位置发生迁移。Ji 等^[19]对燃烧室在实际反应流下的冷却性能进行了实验和数值研究。利用红外热像仪测量了多孔壁面的温度分布, 探

索冷却注入方向对射流冷却效果和火焰-冷却相互作用的影。在 30°倾角冷却孔方案中, 由于旋流冲刷在火焰筒上, 造成的冲击区域冷却保护不足。90°倾角孔比 30°倾角孔整体冷却效率更高, 这是因为孔内对流流动的空气质量更大, 从而将热负荷转移到火焰筒上。120°倾角孔具有抵抗被主流冲击火焰筒壁的潜力, 特别是当冷却剂量足够时, 其整体冷却效果最高。Mazzei 等^[20]对发散冷却进行了优化设计, 指出优化方向。通过一维计算分析了冷侧对流传热、孔内对流传热、热侧气膜冷却和冷侧辐射散热这 4 个部分所占比例情况。结果显示孔内对流传热占比最高超过 40%, 发散气膜冷却只占 10%~30% 左右, 冷侧对流换热占 20% 左右, 因此提出可以关注冷侧对流传热的强化, 比如利用复合冷却方式等。

综上所述, 在实际的燃烧室流场中, 火焰筒近壁面流场存在角回流区、冲击区、发展区这 3 个区域, 在冲击区旋流气流会冲击到火焰筒内壁上, 会造成火焰筒出现局部热斑问题, 学者仅从发散小孔自身结构参数和气动参数入手, 解决火焰筒壁温不均匀性问题, 但对于火焰筒壁上发散小孔的排布方面所做工作很少, 因此本文针对高温升燃烧室模型, 探究实际燃烧条件下发散小孔精细化排布对冷却性能的影响规律, 为实际燃烧室流场下的火焰筒冷却结构设计提供理论依据。

1 研究对象和方法

1.1 物理模型

本文采用的基准物理模型如图 1 所示, 基于同心圆式主副模分区燃烧组织方案, 物理模型由头部法兰、机匣以及火焰筒构成, 燃烧室火焰筒为圆形, 火焰筒长度为 210 mm, 外直径为 218 mm, 壁厚为 2 mm, 火焰筒和机匣之间的环腔高度为 10 mm。旋流器分为主模和副模, 叶片厚度为 1.25 mm。主模旋流器设计有 18 个直叶片, 叶片

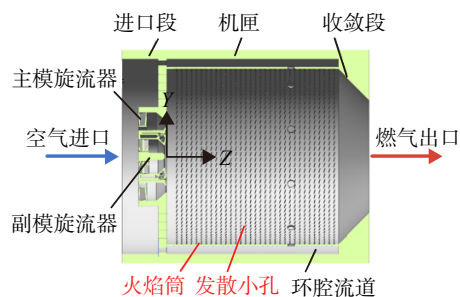


图 1 物理模型示意图

Fig. 1 Schematic diagram of the physical model

角度为 60°, 非旋空气占比 1/3, 主油设计有 18 个空气助雾化直射喷嘴, 喷射角度与轴向方向夹角为 15°。副模旋流器设计有 16 个直叶片, 叶片角度为 32°, 出口收敛角度为 90°, 只有一个喷雾锥角为 75°的离心式雾化喷嘴, 如图 2 所示。

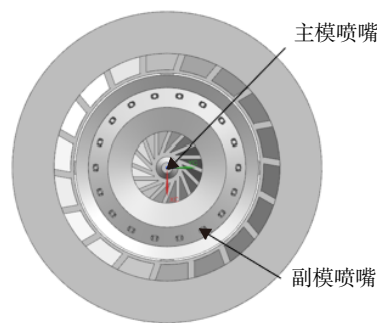


图 2 主副模结构示意图

Fig. 2 Schematic diagram of the main and pilot module structure

图 3 为本文火焰筒上切向发散冷却孔结构示意图, 其中火焰筒内径为 D , 冷却孔孔长为 L , 冷却孔径 $d=0.55$ mm; 与轴向方向上的倾角 $\theta=15^\circ$; 有效孔壁切向距离 $\delta=0.55$ mm。

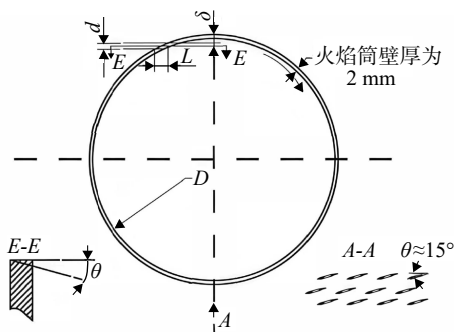


图 3 切向发散冷却孔结构示意图

Fig. 3 Schematic diagram of tangential effusion cooling hole configuration

1.2 参数定义

气膜综合冷却效率是表示壁面气膜冷却效果的, 其定义如下:

$$\eta = \frac{T_{\text{main}} - T_{\text{wall}}}{T_{\text{main}} - T_{\text{cool}}} \quad (1)$$

式中 T_{main} 、 T_{wall} 和 T_{cool} 分别为主流燃气温度、火焰筒壁面温度和冷却气体温度。

综合冷却效率 η_{overall} 代表了在一定范围内的整体冷却效果, 通过对指定区间内测量点的温度进行面积加权平均计算得出, 面积加权平均综合冷却效率的定义如下^[21]:

$$\eta_{\text{overall}} = \int \frac{T_{\text{main}} - T_{\text{wall}}}{T_{\text{main}} - T_{\text{cool}}} / \int dX \quad (2)$$

火焰筒壁面温度梯度定义如下:

$$dT_w = \frac{|\Delta T_{i,j}|}{\Delta x_{i,j}} \quad (3)$$

式中 $\Delta T_{i,j}$ 为火焰筒壁面相邻*i*、*j*两点的温差, $\Delta x_{i,j}$ 为火焰筒壁面相邻两点间距, 其中*i*=*j*-1。

1.3 求解方法及边界条件的设定

本文计算通过 ANSYS Fluent 进行数值模拟分析, 湍流模型选择 Standard *k-ε* 模型, 壁面函数选用标准壁面函数^[22-24], 采用 Coupled 算法, 其中压力项离散为 Standard 格式, 动量、能量和密度方程以及湍动能和湍流耗散率的离散格式均选用 2 阶迎风格式。燃油雾化模型选择离散相模型 (DPM); 燃烧模型选用概率密度函数 (PDF) 模型; 辐射模型采用离散坐标 (DO) 模型。气体设置为理想气体, 气体比热容选择分段多项式线性拟合公式。燃料选用航空煤油, 火焰筒使用的材料为高温合金 GH 3536^[25]。计算物理模型的工况条件如表 1 所示。

表 1 工况条件
Table 1 Boundary conditions

参数	数值
空气流量/(kg/s)	4.887 5
燃油流量/(kg/s)	0.190 61
进气温度/K	900
进气压力/MPa	3.042 4
主模燃油占比/%	86
副模燃油占比/%	14

1.4 网格划分及其无关性验证

本项目采用 Fluent Meshing 进行网格划分, 选用六面体核心非结构化网格 (Hexcore) 方法。计算域涵盖了火焰筒内部流道、冷却孔区域, 并明确了边界的设置, 入口采用质量流量进口边界, 出口设置为压力边界, 通过热-流-固耦合方式分别划分流体域与固体域网格, 并在火焰筒热侧、冷侧和发散小孔关键区域实施加密, 整体计算域网格如图 4 所示, 所有体网格的正交质量均保持在 0.2 以上。

为了验证计算模型的网格无关性, 本研究分别采用了 3 套不同规模的网格方案进行数值计算, 网格总数依次为 1 504 万、2 045 万和 2 477 万。图 5 展示了 3 种网格下得到的火焰筒外壁面沿轴

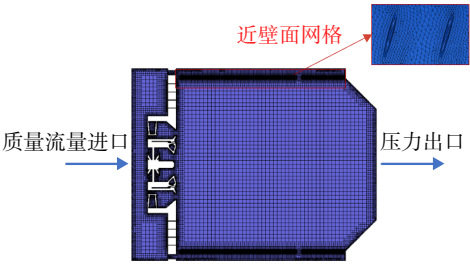


图 4 整体计算域网格划分

Fig. 4 Mesh generation of the entire computational domain

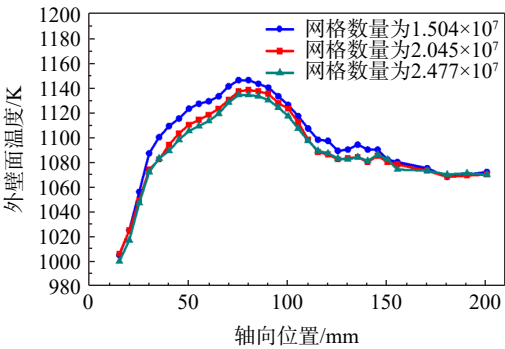


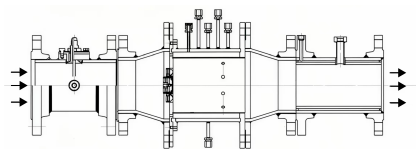
图 5 网格无关性验证

Fig. 5 Mesh independence verification

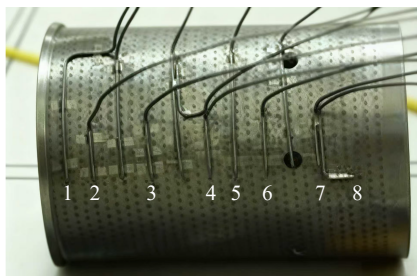
向的平均壁温分布曲线。通过对比可知, 1 504 万网格的计算结果与另外两套更密网格的结果存在较明显偏差, 尤其在火焰筒高温区域的一致性较差; 而 2 045 万与 2 477 万网格所得到的壁温分布曲线基本重合, 两者差异很小, 最大相对偏差为 1.9%。综合考虑计算精度与效率, 最终选用 2 045 万网格开展后续全部数值模拟工作。

为验证本文数值模拟方法对实际燃烧条件下火焰筒冷却性能的准确性, 本研究基于课题组前期的同轴双旋流单管燃烧室试验 (如图 6(a) 所示) 开展系统性对比验证。验证试验系统由前测量段、试验段与后测量段组成, 其中试验段以火焰筒为研究对象, 其几何结构与测点布置见图 6(b): 火焰筒长度为 210 mm, 外径为 169 mm, 壁厚为 2 mm, 环腔高度为 8 mm; 壁面布置直径为 0.55 mm、倾角为 15°的叉排发散冷却孔, 并采用点焊方式沿轴向设置多个 K 型热电偶用于测量壁温。

数值模拟采用的几何模型与试验件的实际结构保持完全一致。验证所采用的试验工况为: 进气温度为 700 K, 进气压力为 2 MPa, 空气流量为 3.7 kg/s, 油气比为 0.032 6, 其中副油占比 14%。本文选取试验中 8 个轴向位置 (如图 6(b) 中 1~8) 上的壁温测点数据, 与相同工况下数值模拟的对应结果进行对比分析, 以评估数值模型的准确性。



(a) 同轴双旋流单管燃烧室试验示意图



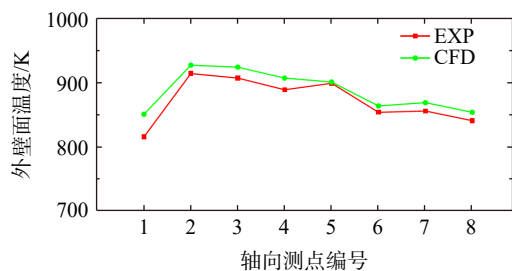
(b) 试验段火焰筒热电偶排布示意图

图 6 同轴双旋流单管燃烧室试验系统示意图

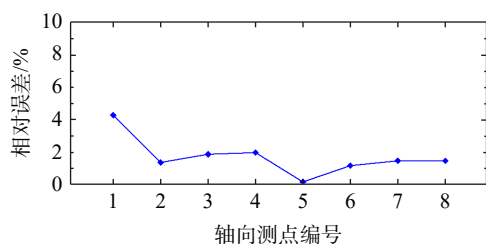
Fig. 6 Schematic diagram of the co-axial dual-swirl single-can combustor experimental system

图 7 展示了数值模拟(图例中 CFD 表示)结果与试验测量结果(图例中 EXP 表示)的对比情况。计算结果表明:数值模拟能准确捕捉火焰筒壁温沿轴向的典型分布特征,即先升高后降低的变化趋势;虽然计算值整体略高于试验值,但计算值和试验值最大相对误差控制在 4.3% 以内,且在壁温最高处,相对误差在 2% 以内,这能在后期对加密区壁温数据的有效性得到了保障。该偏差主要源于计算模型中未考虑火焰筒材料的表面辐射特性,属于合理误差范围。

这一验证结果证实了本文数值方法在模拟燃



(a) 火焰筒壁温对比



(b) 模拟与试验值的相对误差

图 7 数值模拟方法验证

Fig. 7 Numerical simulation method validation

烧室复杂热环境下的适用性,为后续冷却性能研究提供了可靠的分析工具。

2 火焰筒热斑特性与冷却分区划分

燃烧室流场中近壁面流场存在角回流区、冲击区、发展区这 3 个区域,在冲击区旋流气流会冲击到火焰筒内壁上,造成火焰筒壁局部高温热斑,本文就高温热斑的区域作为发散小孔的加密区域,但如何定义高温热斑的范围,即定义加密区,本文需要探究燃烧室在不同工况下的火焰筒外壁的壁温分布情况。

基准模型在最大工况下,高速气流从燃烧室头部进入,经过旋流器流入到燃烧室内部与煤油进行燃烧,燃烧形成的高温燃气,以旋流气流的形式冲击到火焰筒壁上,分别在火焰筒壁面上形成 4 个局部热斑,图 8 为 900 K 进气温度下最大况时火焰筒壁温分布云图,在温度云图中,坐标轴分别代表火焰筒的径向(X)、周向(Y)和轴向(Z)方向。为便于分析温度分布,将火焰筒展开平面划分为 4 个象限,这 4 个热斑分别位于整个圆形火焰筒的第 1 象限、第 2 象限、第 3 象限和第 4 象限,热斑分布特征为第 1 象限的热斑覆盖面积最大,壁温峰值也最高,而其余象限热斑覆盖面积较小,壁温峰值也低于第 1 象限的峰值温度,因此可以将第 1 象限的热斑覆盖范围作为燃烧室热斑的覆盖范围。

在燃烧室最大工况条件下(进气压力为 3.042 4 MPa、空气流量为 4.887 5 kg/s、燃油流量为 0.190 61

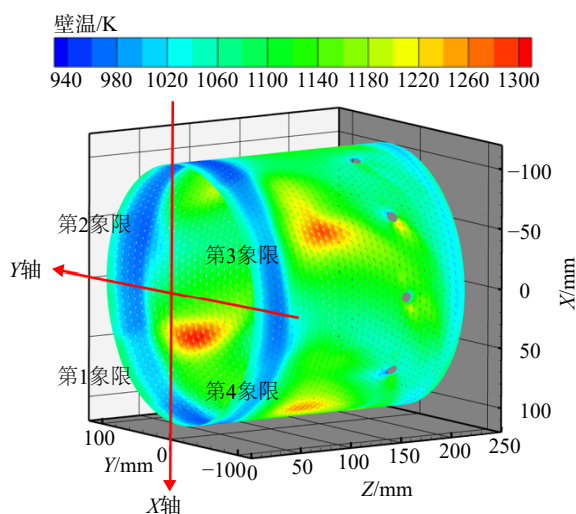
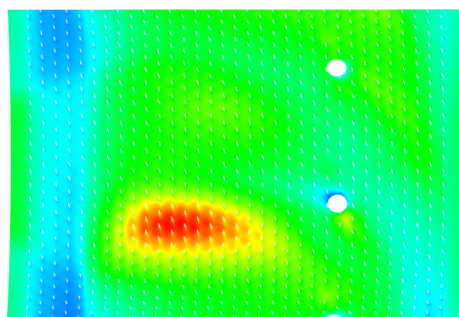


图 8 在 900 K 进气条件下的壁温分布

Fig. 8 Wall temperature distribution at 900 K inlet air temperature

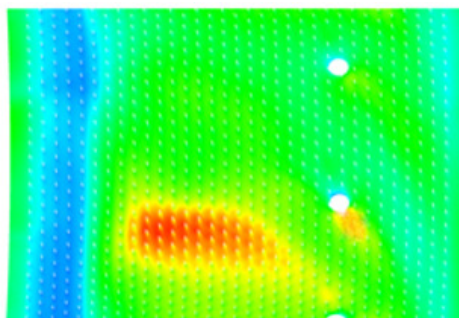
kg/s, 油气比为 0.039), 为系统研究进气温度对火焰筒热斑分布的关键影响, 本文重点考察了 4 种进气温度为 700、800、900 K 和 1 000 K 工况下的壁温特性。如图 9 所示, 火焰筒外壁面温度分布云图清晰表明, 热斑轴向覆盖范围从 $112d \sim 263d$ (700 K) 逐渐前移至 $103d \sim 263d$ (1 000 K); 温度区间从 $760 \sim 1\,040$ K (700 K) 显著扩大至 $1\,040 \sim 1\,350$ K (1 000 K), 其热斑峰值温度增幅达 310 K。由此可知, 进气温度的提升意味着燃烧反应起始的能量水平更高, 这大幅提升了燃烧效率与释热率, 导致燃气温度升高, 进而增强了向壁面的对

壁温/K
740 780 820 860 900 940 980 1020 1060 1100



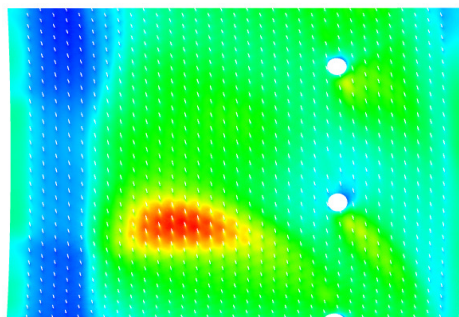
(a) 进气温度为 700 K

壁温/K
840 880 920 960 1000 1040 1080 1120 1160 1200



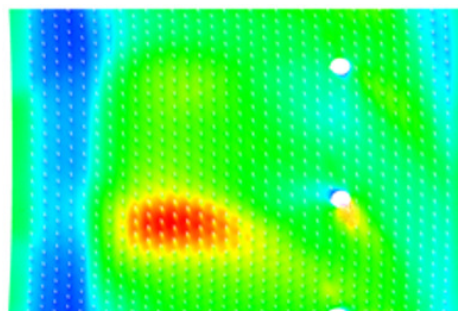
(b) 进气温度为 800 K

壁温/K
940 980 1020 1060 1100 1140 1180 1220 1260 1300



(c) 进气温度为 900 K

壁温/K
1040 1080 1120 1160 1200 1240 1280 1320 1360 1400



(d) 进气温度为 1 000 K

图 9 不同进气温度下的火焰筒壁温分布云图

Fig. 9 Contour plots of wall temperature distribution under different inlet air temperatures

流与辐射换热强度, 使得热斑范围大面积扩展, 壁温温升显著上升, 这充分验证了进气温度是影响热斑特性最关键参数之一^[26]。

进气流量的大小也一定程度上影响着燃烧室的流场和近壁面的温度场, 本文在保持进气总温 (900 K) 和油气比 (0.039) 不变的条件下, 基于基准流量 (4.887 5 kg/s) 进行了等比缩放 (比例系数 1.1), 另外设置了进气流量为 4.442、5.376 3、5.913 9 kg/s 的 3 个工况。为避免流动结构发生显著变化, 要维持燃烧室入口马赫数相似, 根据工程热力学公式, 当进口马赫数和进口温度一定时, 进口压力与进气流量成正比, 所以进口压力根据进气流量进行调整。详细边界条件如表 2 所示。

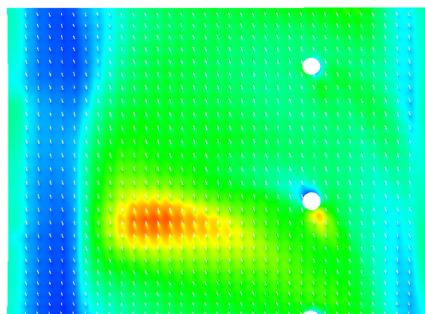
表 2 不同进气流量下的燃烧室运行工况参数

Table 2 Combustor operating conditions at different air mass flow rates

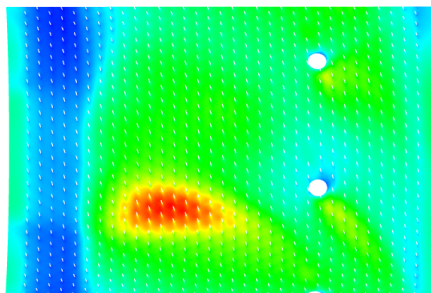
进气流量/(kg/s)	进口压力/MPa	燃油流量/(kg/s)
4.442 0	2.765 8	0.173 28
4.887 5	3.042 4	0.190 61
5.376 3	3.346 6	0.209 67
5.913 9	3.681 3	0.230 64

不同进气流量工况下, 火焰筒外壁面温度分布云图如图 10 所示。随着进气流量的增加, 高温区域 (热斑) 呈现明显的扩展趋势, 具体表现为热斑面积增大, 且轴向覆盖范围变长。从最小进气流量为 4.442 kg/s 到最大进气流量为 5.913 9 kg/s, 热斑的轴向覆盖范围由 $107d \sim 240d$ 扩大至 $104d \sim 262d$ 。尽管热斑的空间分布范围变化显著, 但不同流量工况下的壁面温度变化区间相对稳定, 整

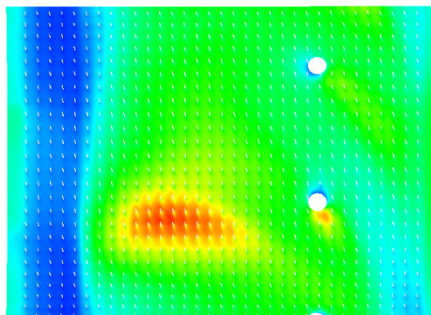
壁温/K
940 980 1020 1060 1100 1140 1180 1220 1260 1300



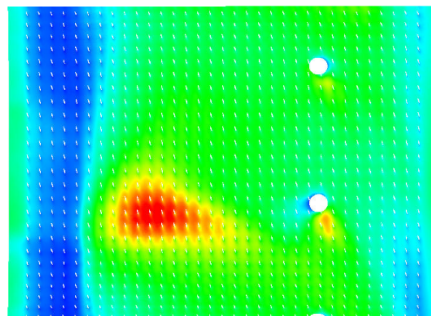
(a) 进气流量为4.442 kg/s



(b) 进气流量为4.887 5 kg/s



(c) 进气流量为5.376 3 kg/s



(d) 进气流量为5.913 9 kg/s

图 10 不同进气流量下的火焰筒壁温分布云图

Fig. 10 Contour plots of wall temperature distribution under different air mass flow rates

体温度范围基本维持在 940~1 300 K 之间。由此表明,不同的进气流量会改变燃烧室内的流场结构,进一步影响高温燃气的流向和对壁面的冲击位置,最终共同导致热负荷在分布的差异。

为研究油气比对火焰筒壁温分布的影响,在固定进气流量(4.887 5 kg/s)及主副模燃油分配比例(86%/14%)的前提下,设置了 4 个油气比(FAR)工况(0.033、0.036、0.039、0.042),其对应的详细边界条件与计算当量比(ϕ)如表 3 所示。所有工况均处于贫油燃烧状态,覆盖了实际燃烧室从中低功率到高于设计点的功率的工况范围。

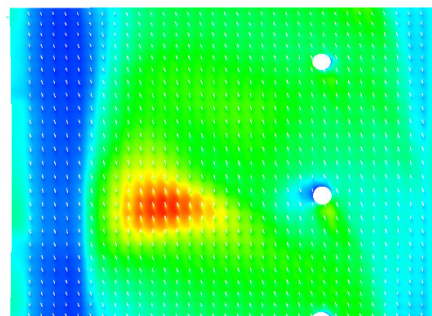
图 11 展示了不同油气比条件下火焰筒外壁面的温度分布云图。随着油气比的增大,燃料燃烧更为充分,释放的热量增加,导致火焰筒壁面高温区域的范围和温度均显著上升。热斑的轴向覆盖范围从油气比为 0.033 时的 105d~218d,扩展至油气比为 0.042 时的 103d~263d;同时,壁面温度区间也从 939~1 300 K(油气比为 0.033)扩大至 940~1 329 K(油气比为 0.042),热斑峰值温

表 3 不同油气比下的燃烧室运行工况参数

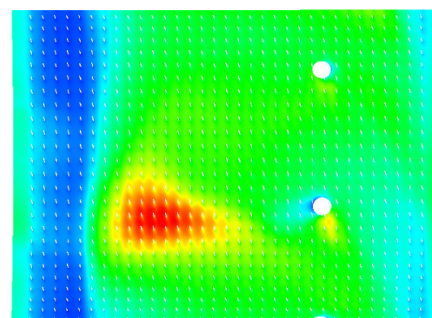
Table 3 Combustor operating conditions at different fuel-air ratios

油气比	燃油 总流量/(kg/s)	主模燃油 流量/(kg/s)	副模燃油 流量/(kg/s)	计算 当量比
0.033	0.161 29	0.138 71	0.022 58	0.485
0.036	0.175 95	0.151 32	0.024 63	0.529
0.039	0.190 61	0.163 92	0.026 69	0.574
0.042	0.205 28	0.176 54	0.028 74	0.618

壁温/K
940 980 1020 1060 1100 1140 1180 1220 1260 1300



(a) 油气比为0.033



(b) 油气比为0.036

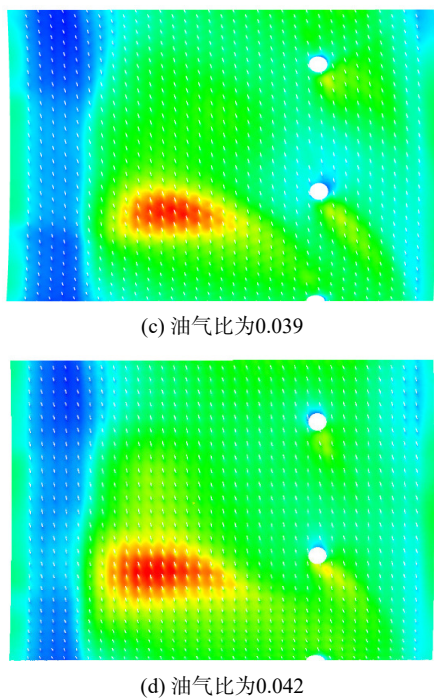


图 11 不同油气比下的火焰筒壁温分布云图
Fig. 11 Contour plots of wall temperature distribution under different fuel-air ratios

度提升约 30 K。上述变化表明, 油气比的增加显著加剧了火焰筒的热负荷, 对其冷却设计提出了更高要求。

综上所述, 本文通过系统研究不同油气比、进气流量及进气温度等多工况参数对燃烧室热负荷的影响, 明确了高温热斑在火焰筒壁面的分布规律。基于大量数值模拟结果, 最终确定物理模型中高温区稳定轴向覆盖范围为 $103d\sim 263d$ (约占火焰筒轴向长度的 $1/4\sim 2/3$ 区间)。据此, 本文将发散冷却小孔排布策略划分为 3 个关键区域: 以 $103d\sim 263d$ 为核心范围的加密区, 以及位于其前、后两侧稀疏区, 具体分区设计方案如图 12 所示。

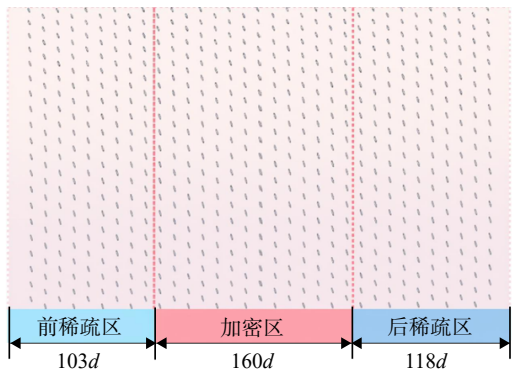


图 12 发散小孔排布轴向分区示意图
Fig. 12 Schematic of axial zoning range for

effusion hole arrangement

3 发散小孔排布的优化

在不改变冷却气量的条件下, 仅改变火焰筒壁上发散小孔的排布, 将原有的等距排布重新设计, 将更多的冷却气量设计在加密区内, 保证足够的冷却气量来冷却原有的高温热斑, 相应的稀疏区, 进行冷却气量的调整, 减少冷却气量, 这部分减少的气量就用于加密区的冷却。

表 4 为 4 种方案的发散小孔加密区的排布设计参数, 4 种方案是通过不断减小加密区发散小孔的轴向间距, 但周向一圈的发散小孔数不变, 在冷却气量保持一定的情况下, 发散小孔孔径保持在 $d=0.55\text{ mm}$, 定义加密区的孔间距为 s , 加密区的发散小孔个数增多, 相应的前稀疏区和后稀疏区的发散小孔个数等比例的减少, 稀疏区的孔间距比 s/d 控制在 $13\sim 15$ 。

表 4 发散小孔排布方案设计参数			
Table 4 Design parameters of effusion hole arrangement			
设计方案	轴向孔间距比(s/d)	轴向排数	每排周向孔数
基准方案	11	14	100
方案 1	10	16	100
方案 2	9	18	100
方案 3	8	20	100

不同排布设计方案的火焰筒外壁面温度分布特征如图 13 所示, 火焰筒峰值温度沿轴向方向上的温度曲线如图 14 所示, 随着加密区发散小孔的排布越密, 火焰筒壁温峰值有所降低, 高于 $1\,200\text{ K}$ 的高温热斑面积有所减少。

方案 1 的加密区轴向间距缩减至 $10d$ 后, 高温区域 (高于 $1\,200\text{ K}$) 面积明显降低, 峰值温度降低 10 K 。然而, 加密区前侧周向高温区域出现拓宽现象, 这归因于前排气膜覆盖不充分。与基准方案相比, 方案 1 通过等比例减少前/后稀疏区孔数, 仍使前稀疏区低温区域面积优于基准方案, 表明稀疏排布在低温区具备有效的气膜维持能力。值得注意的是, 方案 1 在加密区与后稀疏区衔接处新生成了 $1\,150\text{ K}$ 的局部高温区, 揭示该过渡区域需保持较高孔密度以抑制高温。

方案 2 进一步将加密区轴向间距压缩至 $9d$, 使高于 $1\,200\text{ K}$ 区域面积显著缩减, 峰值温度降低 30 K , 但高温区轴向位置前移, 形成前宽后窄的热斑形态。该现象源于前稀疏区过度稀疏的排

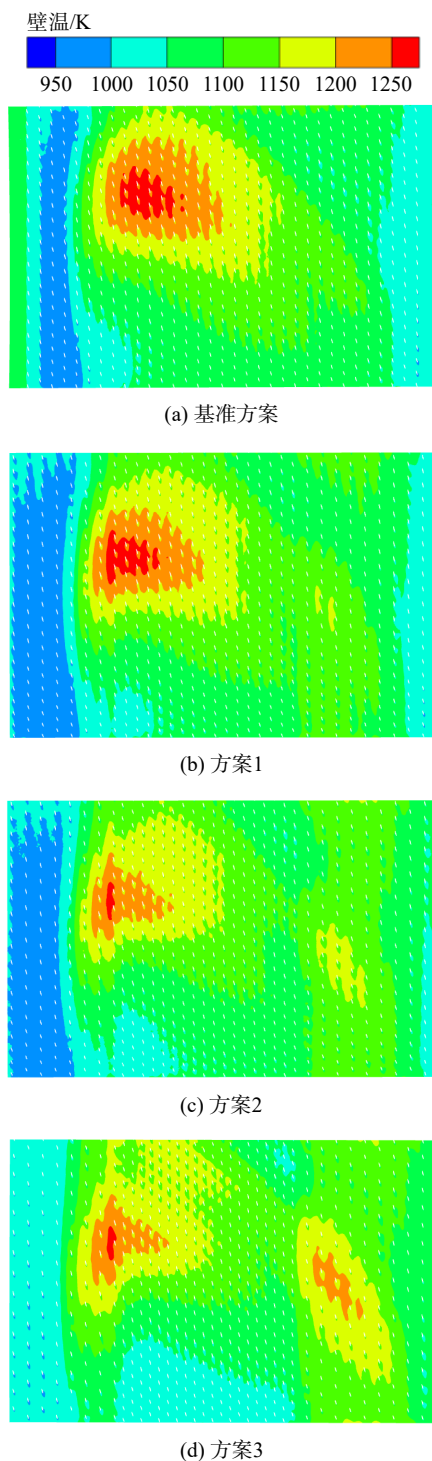


图 13 不同设计方案的壁温分布云图

Fig. 13 Contour plots of wall temperature distribution for different design schemes

布导致其末端气膜无法有效覆盖加密区起始段, 引发局部高温。同时, 方案 2 后稀疏区出现更严重的高于 1150 K 区域, 再次验证加密区-后稀疏区的过渡段需维持适度孔密度。

方案 3 将加密区间距降至 $8d$, 虽保持与方案 2 相同的峰值温度和轴向位置, 但因后稀疏区排

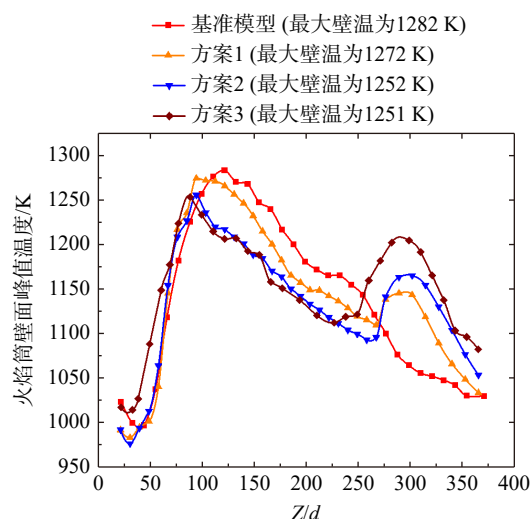


图 14 不同设计方案壁温分布曲线图

Fig. 14 Wall temperature distribution curves for different design schemes

布过于稀疏, 导致高于 1200 K 高温区大面积出现, 此结果超出火焰筒热防护允许阈值。

图 15 展示了 4 种设计方案的综合冷却效率分布特性。4 种方案的综合冷却效率沿轴向呈先降后升趋势: 在 $Z/d=80$ 位置, 主/副模高速旋流携高温燃气干扰冷却流气膜层, 导致冷却效率显著下降; 而在高温区 ($103d \sim 263d$), 其综合冷却效率仍能维持在 70% 以上。对比分析表明: 随着孔间距减小, 加密区气膜覆盖效果有所提高; 在前稀疏区到加密区之间的过渡区 ($Z/d=80$), 孔排布密度降低导致抗冲刷能力减弱, 各方案冷却效率较基准方案逐渐降低。对比计算的火焰筒平均综合冷却效率, 基准方案的平均综合冷却效率为 71.7%, 3 个优化方案的平均综合冷却效率分别为 73.2%、72.8%、70%, 显然方案 1 的优化效果最好。

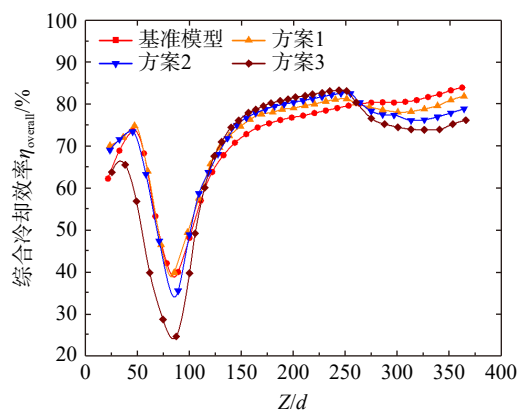


图 15 不同设计方案的综合冷却效率

Fig. 15 Overall cooling efficiency curves for different design schemes

综上所述,随着加密区发散小孔间距的逐渐减小,火焰筒峰值温度降低,高温区区域面积减小,但加密区越密集的孔排布,会使得稀疏区得不到足够的气膜保护,就会出现局部高温区域,这是火焰筒热防护不可以接受的。在前稀疏区的前侧($0\sim 50d$)的气膜覆盖基本不受主流流场的扰动,贴壁的主流燃气温度也较低,所以仅需较少的冷却孔就能形成很好的热防护,而在前稀疏区与加密区之间的过渡区($60d\sim 103d$),这部分温度不是很高,但是由于高温燃气对从发散小孔出来的冷却气流形成很大的干扰,极大的恶化了冷却效果,这部分气膜覆盖不好,会造成接下来后面高温区域的形成,这部分孔排布也要更为紧密。而在加密区($103d\sim 263d$),越为紧密的孔排布,显然高温区区域面积越小,峰值温度越低,其综合冷却效率也越来越高。在后稀疏区与加密区之间的过渡区($263d\sim 316d$),这段的主流燃气温度仍然很高,如若气膜孔排布太过稀疏,这段会出现局部高温。在后稀疏区后侧($316d\sim 381d$)综合冷却效率会随着孔间距的减小而降低,这段的气膜覆盖基本不受主流燃气的干扰,主流燃气的温度也不高,因此仅需较为稀疏的孔排布就可以形成很好的热防护。

为使得从发散小孔射出的冷却气膜在火焰筒壁上连续地覆盖,实现火焰筒壁面上气膜的全覆盖,需在稀疏区和加密区之间设计一个过渡区。方案 4 是在方案 1 加密区孔间距为 $9d$ 的基础上,设计了前后过渡区,过渡区的发散小孔的孔间距从稀疏区到加密区逐渐变小的趋势,且保持孔间距比梯度变化量为 0.5 ,如图 16 所示。

图 17 是方案 4 的火焰筒外壁面温度分布云

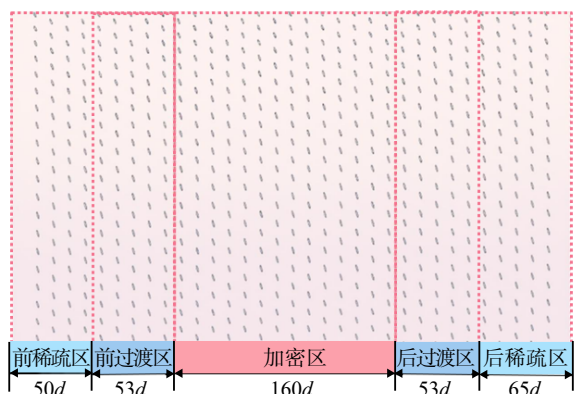


图 16 方案 4 的发散小孔排布分区示意图

Fig. 16 Zoning configuration of effusion cooling holes for project 4

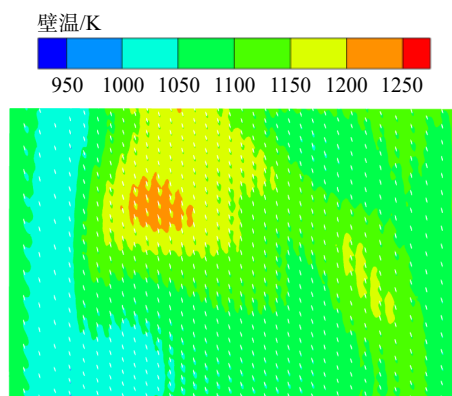


图 17 方案 4 的壁温分布云图

Fig. 17 Temperature contour plot for project 4 cooling configuration

图,由图看得,方案 4 高温区域大面积降低,高温峰值温度降低了 50 K ,高温区的形状为中间宽两头窄的形状,火焰筒壁温更加均匀,从图 17 可以看出火焰筒壁温梯度相比基准方案大大降低,且燃烧室火焰筒壁温梯度降至 40 K/cm (见图 18),

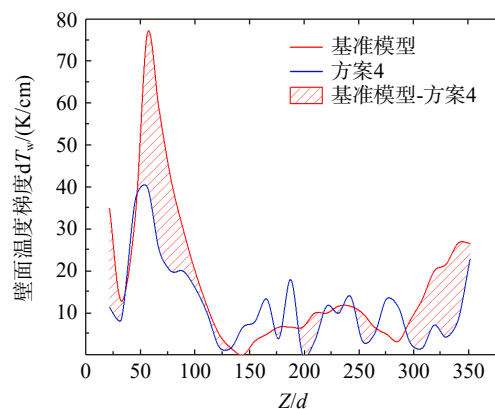


图 18 壁温分布梯度对比

Fig. 18 Wall temperature gradient profiles

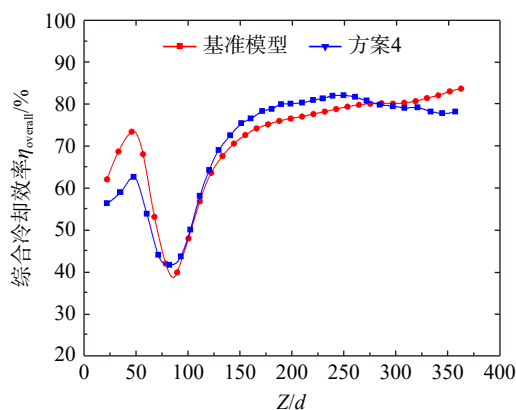


图 19 综合冷却效率对比

Fig. 19 Conjugate cooling efficiency curves for design schemes

满足热防护要求^[3], 从气膜综合冷却效率图 19 可以看出, 方案 4 在加密区的冷却效率提高到 80% 左右, 在最低点冷却效率也有所增高, 这说明在加密区和前稀疏区设计一个过渡段, 会大大削弱主流流场对冷却气膜的扰动, 增强气膜覆盖在火焰筒壁面上的连续性, 但气膜综合冷却效率仍存在着先降低, 再逐渐增高的趋势, 这说明旋流流场对火焰筒壁面上的冲刷仍十分厉害, 严重干扰着气膜的覆盖, 气膜覆盖不全的区域就会产生高温区。

4 结 论

本文针对某中心分级旋流燃烧室火焰筒壁面热防护需求, 基于近壁流场特性与热负荷的分布, 提出了分区差异化的发散冷却孔排布优化策略, 并通过数值模拟方法研究了不同排布方案下的发散冷却性能。主要结论如下:

1) 基于旋流燃烧室近壁流场分区特性, 计算出由其直接导致的高温热负荷分布。通过建立高温热斑区轴向定位方法, 确定加密区位于火焰筒轴向 1/4~2/3 处, 将火焰筒划分为加密区、稀疏区及过渡区, 突破了传统均匀排布方式的局限性, 实现了冷却气量的高效分配。

2) 加密区的孔间距比 s/d 不超过 10 时, 火焰筒峰值温度和高温区域显著变小; 稀疏区的孔间距比 s/d 保持在 13~15, 仍能维持此处低温区有效的热防护; 过渡区采用渐缩孔间距设计, 孔间距比变化梯度 $\nabla(s/d)$ 为 0.5, 可增强气膜覆盖连续性, 降低平均壁温梯度。

3) 优化设计方案 4 使火焰筒壁面高温区域面积大幅缩减, 高温峰值温度较基准方案降低达 50 K, 平均综合冷却效率提升至 74%, 最高壁温梯度降至 40 K/cm, 满足火焰筒材料的热防护要求。

4) 本研究详细分析燃烧室近壁复杂旋流流场, 从而计算出由其直接导致的高温热负荷分布, 依据热负荷分布结果, 进行逆向设计, 精细化布置孔排布的冷却策略, 这为强旋流燃烧室在有限冷气流条件下实现高效冷却提供了工程实用设计方法。

参考文献:

- [1] 刘大响, 陈光. 航空发动机——飞机的心脏[M]. 北京: 航空工业出版社, 2003.
LIU Daxiang, CHEN Guang. Aeroengine-the heart of an airplane[M]. Beijing: Aviation Industry Press, 2003. (in Chinese)
- [2] 刘长福, 邓明. 航空发动机结构分析[M]. 西安: 西北工业大学出版社, 2006.
LIU Changfu, DENG Ming. Structural analysis of aero-engine[M]. Xi'an: Northwestern Polytechnical University Press, 2006. (in Chinese)
- [3] 金如山, 索建秦. 先进燃气轮机燃烧室[M]. 北京: 航空工业出版社, 2016.
JIN Rushan, SUO Jianqin. Advanced gas turbine combustor[M]. Beijing: Aviation Industry Press, 2016. (in Chinese)
- [4] JIANG Peixue, HUANG Gan, ZHU Yin Hai, et al. Experimental investigation of biomimetic self-pumping and self-adaptive transpiration cooling[J]. *Bioinspiration & Biomimetics*, 2017, 12(5): 056002.
- [5] 林宏军, 迟雪. 火焰筒先进热防护技术发展及工程应用分析[J]. 航空动力, 2020(3): 66-70.
LIN Hongjun, CHI Xue. Development and engineering application analysis of advanced thermal protection technology of flame tube[J]. *Aerospace Power*, 2020(3): 66-70. (in Chinese)
- [6] LUCCA-NEGRO O, O'DOHERTY T. Vortex breakdown: a review[J]. *Progress in Energy and Combustion Science*, 2001, 27(4): 431-481.
- [7] SYRED N. A review of oscillation mechanisms and the role of the precessing vortex core (PVC) in swirl combustion systems[J]. *Progress in Energy and Combustion Science*, 2006, 32(2): 93-161.
- [8] KIANPOUR E, SIDIK N A C, BOZORG M A S M. Thermodynamic analysis of flow field at the end of combustor simulator[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2013, 61: 389-396.
- [9] WURM B, SCHULZ A, BAUER H J. A new test facility for investigating the interaction between swirl flow and wall cooling films in combustors[C]//Proceedings of ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air. Orlando, US: ASME, 2009: 1397-1408.
- [10] WURM B, SCHULZ A, BAUER H J, et al. Cooling efficiency for assessing the cooling performance of an effusion cooled combustor liner[C]//Proceedings of ASME Turbo Expo: Turbine Technical Conference and Exposition. San Antonio, US: ASME, 2013: V03BT13A010.
- [11] WURM B, SCHULZ A, BAUER H J, et al. Impact of swirl flow on the penetration behavior and cooling performance of a starter cooling film in modern lean operating combustion chambers[C]//Proceedings of ASME Turbo Expo: Turbine Technical Conference and Exposition. Düsseldorf, Germany: ASME, 2014: V05CT18A007.
- [12] LU Yiping, ESPOSITO E, EKKAD S V. Predictions of flow and heat transfer in low emission combustors[J]. *Heat Transfer Engineering*, 2008, 29(4): 375-384.
- [13] PATIL S, ABRAHAM S, TAFTI D, et al. Experimental and numerical investigation of convective heat transfer in a gas turbine can combustor[C]//Proceedings of ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air. Orlando, US: ASME, 2009: 1363-1371.
- [14] SEDALOR T, PATIL S, EKKAD S, et al. Study of flow and convective heat transfer in a simulated scaled up low emission annular combustor[C]//Proceedings of ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea, and Air. Glasgow, UK: ASME, 2010: 787-794.
- [15] ANDREINI A, CACIOLLI G, FACCHINI B, et al. Experimental investigation of the flow field and the heat transfer on a scaled cooled combustor liner with realistic swirling flow generated by a lean-burn injection system[J]. *Journal of Turbomachinery*, 2015, 137(3): 031012.

- [16] ANDREINI A, BECCHI R, FACCHINI B, et al. The effect of effusion holes inclination angle on the adiabatic film cooling effectiveness in a three-sector gas turbine combustor rig with a realistic swirling flow[J]. *International Journal of Thermal Sciences*, 2017, 121: 75-88.
- [17] DONG Gengyi, LIU Yingjie, WANG Min, et al. Experimental and numerical investigation of swirling flow on the conjugate cooling efficiency of an effusion-cooled combustor[J]. *International Journal of Thermal Sciences*, 2024, 198: 108846.
- [18] 芦翔, 贾玉良, 葛冰, 等. 旋流冲击下不同孔型发散冷却壁面耦合传热特性对比[J]. *动力工程学报*, 2024, 44(11): 1811-1818.
- LU Xiang, JIA Yuliang, GE Bing, et al. Comparison of coupled heat transfer characteristics of effusion cooling walls with different hole types under swirl impact[J]. *Journal of Chinese Society of Power Engineering*, 2024, 44(11): 1811-1818. (in Chinese)
- [19] JI Yongbin, GE Bing, ZANG Shusheng. Analysis of effusion cooling under realistic swirl reacting flow in gas turbine combustor[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2022, 216: 119101.
- [20] ANDREINI A, BECCHI R, FACCHINI B, et al. Effusion cooling system optimization for modern lean burn combustor[C]// ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. Seoul, South Korea: ASME, 2016: V05BT17A015.
- [21] LU Xiang, XIAO Yunlai, GE Bing, et al. Numerical investigation on the influence of local porosity on effusion cooling characteristics in a swirl-stabilized combustor[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2025, 268: 125952.
- [22] LAUNDER B E, SPALDING D B. The numerical computation of turbulent flows[J]. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 1974, 3(2): 269-289.
- [23] JIN Yi, HE Xiaomin, JIANG Bo, et al. Effect of cavity-injector/radial-strut relative position on performance of a trapped vortex combustor[J]. *Aerospace Science and Technology*, 2014, 32(1): 10-18.
- [24] DAI Huwei, ZHANG Junhong, REN Yanyan, et al. Effect of cooling hole configurations on combustion and heat transfer in an aero-engine combustor[J]. *Applied Thermal Engineering*, 2021, 182: 115664.
- [25] 赵传亮, 呼姚, 马宏宇, 等. 燃气轮机燃烧室火焰筒耐温技术的发展与应用[J]. *航空发动机*, 2016, 42(4): 47-54.
- ZHAO Chuanliang, HU Yao, MA Hongyu, et al. Development and application of heat resisting techniques for gas turbine combustor liner[J]. *Aeroengine*, 2016, 42(4): 47-54. (in Chinese)
- [26] 吉雍彬. 燃气轮机燃烧室发散冷却耦合传热特性研究[D]. 上海: 上海交通大学, 2019.
- JI Yongbin. Conjugate heat transfer characteristics of gas turbine combustor effusion cooling[D]. Shanghai: Shanghai Jiao Tong University, 2019. (in Chinese)

(编辑: 王碧珺)