

带前缘冲击的一体化加力支板内外耦合传热 数值研究^{*}

韦裕恒¹, 谭晓茗¹, 黄晓锋², 李文¹, 张靖周¹, 邓远灏², 单勇¹

(1. 南京航空航天大学 能源与动力学院 航空飞行器热管理与能量利用工业和信息化部重点实验室,
江苏南京 210016;

2. 中国航发四川燃气涡轮研究院, 四川成都 610500)

摘要: 以全气膜覆盖的一体化加力支板为研究对象, 将冲击板布置于支板内腔中, 研究气膜出流-前缘冲击复合冷却结构下一体化加力支板内外流气-固耦合传热特性。开展了不同主次流温比(2.24~2.76)、不同冲击间距($H/D=1, 2.5, 4$)等参数对支板内外流动特性、内外壁面对流换热系数分布和支板综合冷却效率的影响规律分析。研究表明: 冲击板结构改变了支板腔内冷气流动及各排气膜孔流量分配, 随着冲击间距的增大, 冲击腔内对应气膜孔冷气流依次下降2.68%, 3.80%, 7.14%; 此外, 冲击板结构增强了支板前缘内外壁面对流换热, 其中对内壁面对流换热的强化更为显著, 前缘冲击滞止线处对流换热系数提升幅度依次为298.3%, 354.5%, 271.9%; 冲击板的存在提高了壁温分布均匀性, 而整体平均综合冷效随冲击间距的增大而增大, 分别提升1.64%, 2.26%, 2.62%; 随着主次流温比的增大, 支板的综合冷效减小, 但是下降的趋势逐渐减小; 在主次流流量不变的情况下, 随着冲击间距的增大, 主次流压比减小, 相比无冲击板模型, 其变化幅度依次为0.395%, 0.012%, -0.650%。

关键词: 一体化加力支板; 气膜冷却; 冲击冷却; 对流换热; 综合冷效; 耦合传热

中图分类号: V231.1 文献标识码: A 文章编号: 1001-4055 (2023) 05-2208012-14

DOI: 10.13675/j.cnki.tjjs.2208012

Numerical Investigation on Internal and External Conjugate Heat Transfer Characteristics of Integrated Strut with Leading Edge Impingement

WEI Yu-heng¹, TAN Xiao-ming¹, HUANG Xiao-feng², LI Wen¹, ZHANG Jing-zhou¹, DENG Yuan-hao², SHAN Yong¹

(1. Key Laboratory of Thermal Management and Energy Utilization of Aircraft, Ministry of Industry and Information Technology, College of Energy and Power, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China;

2. AECC Sichuan Gas Turbine Establishment, Chengdu 610500, China)

Abstract: Taking the integrated strut with full film coverage cooling as the research object, the impingement plate was arranged in the inner cavity of the integrated strut. The conjugate gas-solid coupling heat transfer

^{*} 收稿日期: 2022-08-02; 修订日期: 2022-10-09。

基金项目: 国家科技重大专项 (J2019-III-0019-0063)。

作者简介: 韦裕恒, 硕士生, 研究领域为航空发动机传热传质。

通讯作者: 谭晓茗, 博士, 教授, 研究领域为航空发动机传热传质。E-mail: txmyy@nuaa.edu.cn

引用格式: 韦裕恒, 谭晓茗, 黄晓锋, 等. 带前缘冲击的一体化加力支板内外耦合传热数值研究[J]. 推进技术, 2023, 44(5): 2208012. (WEI Yu-heng, TAN Xiao-ming, HUANG Xiao-feng, et al. Numerical Investigation on Internal and External Conjugate Heat Transfer Characteristics of Integrated Strut with Leading Edge Impingement [J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2023, 44(5): 2208012.)

characteristics of internal and external flow on integrated strut with composite cooling structure of outflow film and impingement cooling were studied. The effects of different primary and secondary flow temperature ratios (2.24~2.76) and impingement spacing on the internal and external flow characteristics and the convective heat transfer coefficient distribution and the overall cooling effectiveness of integrated strut were analyzed. The results indicate that the impingement plate changes the coolant flow in the inner cavity of integrated strut and the flow distribution of film hole. With the increase of the impingement spacing ($H/D=1, 2.5, 4$), the coolant mass flow of the corresponding film hole in the impingement cavity decreases by 2.68%, 3.80% and 7.14%. In addition, the impingement plate enhances the convection heat transfer on the internal and external wall of the leading edge, especially the internal wall. The increase of the convection heat transfer coefficient at the impingement stagnation line of leading edge is 298.3%, 354.5% and 271.9%, respectively. The existence of impingement plate improves the uniformity of wall temperature distribution, and the average overall cooling effectiveness elevates with the raise of impingement spacing, which increases by 1.64%, 2.26% and 2.62%, respectively. With the increase of primary and secondary flow temperature ratio, the overall cooling effectiveness of the strut decreases, but the downward trend gradually declines. In the case of constant mainstream and coolant flow, with the increase of impingement spacing, the mainstream and coolant pressure ratio decreases. Compared with the non-impingement plate model, the variation ranges are 0.395%, 0.012%, -0.650%, respectively.

Key words: Integrated strut; Film cooling; Impingement cooling; Convection heat transfer; Overall cooling effectiveness; Conjugate heat transfer

1 引言

对于航空发动机而言,加力燃烧室的存在不仅给发动机带来了附加质量和长度,还给发动机设计带来了新的难度。火焰稳定器、喷油装置、混合器等主要部件均直接与高温燃气接触,为保障其工作可靠性需对部件分别实施热防护,无疑增加了冷气用量和设计复杂度,此外这些部件在非加力状态还造成劳而无功的流动损失^[1]。针对新一代航空发动机高燃烧效率、低流动损失以及重量更轻、可靠性和适用性更高等要求^[2],对多部件进行功能整合的一体化设计成为了加力燃烧室技术的重要发展方向^[3]。

1988年美国提出高性能涡轮发动机技术(IHPTET)研究计划,该计划将一体化加力燃烧室的发展提上日程^[4]。同一时期,欧洲EJ200发动机采用了环形稳定器前置于混合截面的方式,将混合器、扩压器、稳定器进行了一体化设计^[5]。Clement^[6-7]申请了将支板、稳定器和喷油装置进行一体化设计的相关专利,首次提出加力燃烧室与涡轮后框架一体化的方案,为后续研究提供了重要方向。Raffoul等^[8]、Lovett等^[9]、Ebrahimi^[10]和Shahnam等^[11]以及Cross等^[12]分别从理论、数值计算和实验研究等角度,分析论证了一体化加力燃烧室方案的可行性。美国在IHPTET计划的基础上进一步提出了“多用途、经济可承受的先进涡轮发动机”(VAATE)研究计划,该计划

中明确了以涡轮后框架与加力燃烧室进行一体化的概念^[13]。这一时期,一体化加力燃烧室的发展方向已初见雏形,普惠公司基于此方案,在第四代发动机F119上进行一体化加力燃烧室设计,有效缩短整体尺寸,减轻重量,成功实现技术应用^[14]。

国内相关一体化加力燃烧室的研究起步较晚,季鹤鸣等^[15]在2006年提出了一种新型内突扩加力燃烧室方案,利用内突扩结构形成中心高强涡作为稳定点火源。孙雨超等^[16]采用类似F119发动机的一体化设计方案,提出一种“近配合”技术,将支板、稳定器、喷油杆功能合一。随后有不少研究者针对非加力与加力状态下不同结构特征一体化加力燃烧室的流场特性及燃烧性能开展了数值仿真^[17-20]和实验研究^[21-26]。

前述多数研究主要围绕一体化加力燃烧室由概念向方案设计的转变和气动、燃烧的性能论证等方面开展,随着航空发动机的发展,现有框架下涡轮前温度逐步提高,加力燃烧室进口温度亦逐步提高^[14],部件易发生变形乃至烧蚀损坏,故一体化加力燃烧室高温部件冷却仍是不容忽视的关键问题。

有关一体化加力燃烧室的部件冷却研究相对较少,Mario^[27]提出了一种引外涵冷气进行冷却的方法,通过布置中空叶形结构,引外涵冷气进入,并在其表面设置气膜孔,形成冷却气膜降低壁温。Ivan等^[28]和Jeffrey等^[29]针对喷油杆和稳定器的一体化结构,设计

隔热屏进行热防护,引入外涵冷气实施冷却。随后 Frank 等^[30]采用一种类似一体化稳定器结构,在稳定器后部开设大量气膜孔实施冷却。贾翔中等^[31]将混合扩压器与火焰稳定器融为一体化设计,引入外涵气流对高温部件进行冷却,对比分析了涵道比与总温比对流动特征的影响。陈玉乾等^[32]以涡轮后框架一体化加力燃烧室为研究对象,为其中壁式火焰稳定器设计一种气冷结构,通过控制斜板与后板上冷却孔的倾斜角度来改变其内部旋涡的形成与分布,实现对其表面对流换热的调节。刘友宏等^[33]提出了一种一体化气冷凹腔支板结构,将外涵引入冷气通过支板壁面上的气膜孔流出,在相同来流气动热力参数下,定量研究了引气孔面积对引气率、壁面温度、壁面平均冷却效果的影响,为一体化加力支板冷却研究提供了思路。一体化加力支板为整合火焰稳定器、喷油杆的重要核心部件,自身为薄壁结构,于一体化加力燃烧室热环境下直面高速高温燃气,而当前针对一体化加力支板的冷却特性研究尚较为缺乏。

基于上述,本文采用数值模拟的方法,以一种实施全气膜覆盖的一体化加力支板为研究对象,建立内外耦合传热模型,基于一体化加力燃烧室非加力状态热环境,研究在气膜出流-前缘冲击的复合冷却结构下,一体化加力支板的内外流气-固耦合传热特性。针对不同主次流温比、不同冲击间距等参数,开展一体化加力支板内外流动特性、内外壁面对流换热系数分布、综合冷效的影响规律分析。旨在为一体化加力支板的冷却结构设计提供依据,通过合理组织冷气流动,进一步发掘一体化加力支板高效低阻的冷却结构。

2 数值计算方法

2.1 物理模型

本文以某型燃烧室一体化加力支板为研究对象,其结构由前缘壁面、尾缘壁面和侧壁面合围形成,上与外涵通道相连,下与中心锥相连,前缘和侧壁壁面设计为流线型,尾缘壁面径向与主流方向夹角为 60° ,中心锥按曲面收缩设计,支板厚度为 b_1 。

考虑到一体化加力支板沿周向均匀排布,且一体化加力燃烧室具有周向对称性的结构特点,为提高计算效率,在周向上取该型一体化加力燃烧室 1/16 周期作为计算域,如图 1(a)所示;一体化加力支板壁面上布置交叉排布的气膜孔结构,如图 1(b)所示,孔径为 d ,气膜孔排布前密后疏,纵向间距为 P_1 ,横向间

距从前向后按增长率为 r 的规律逐排增大,其中前缘第一与第二排气膜孔的横向间距为 s ;后排气膜孔纵向排列终止于与尾缘壁面相平行的侧喷式喷油杆截止线上。

支板腔内设置厚度为 b_2 的冲击板,图 1(c)给出了冲击板结构示意图,其与支板前缘迎风脊线平行,沿冲击板中心轴线设置单列直径为 D 的冲击孔,各冲击孔纵向间距为 P_2 ,与支板前缘内壁面冲击间距为 H ,冲击板位置有 3 个($H=1D, H=2.5D, H=4D$),为了比较冲击板的影响,将不带冲击板的模型命名为 REF 作为参考模型,以上结构参数的取值关系在表 1 中列出。

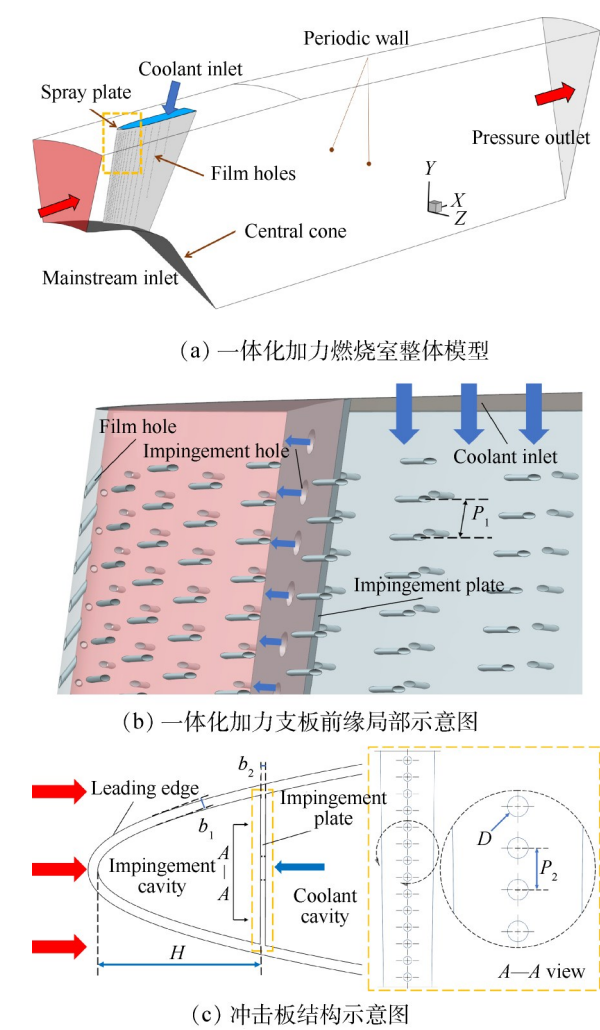


Fig. 1 Schematic maps of computational domain

2.2 网格划分

如图 2 所示,计算域网格采用 Fluent Meshing 进行多面体网格划分,在支板前缘处施加网格局部加密,针对计算域中存在大量小几何尺度的气膜孔结构需要有一定的网格分辨率,采用 Poly-Hexcore 非结

Table 1 Structural parameters of integrated strut with impingement cooling at leading edge

Parameter	Value
D	D
L_1	$136.1D$
L_2	$112.5D$
P_1	$1.5D$
P_2	$2D$
d	$0.25D$
s	$1.091D$
r	1.25
b_1	$0.5D$
b_2	$0.25D$

构体网格生成方法,使六面体网格与多面体网格共节点连接,提升整体网格中六面体网格的数量以节省网格量,同时提升计算效率和收敛速度。边界层网格设置 10 层,增长率设置为 1.1,控制壁面第一层网格高度,保证 y^+ 在 30~80 以内。

为保证计算网格的无关性,对网格的独立性进行验证,采用体网格加密的方式,预先对参考模型 REF 分别划分为数量 805 万、963 万、1095 万、1268

万、1454 万和 1591 万的网格,通过计算进行比较分析,图 3 给出了一体化加力支板外表面平均综合冷却效率 η_{avg} 随网格数目的变化,当网格量大于 1268 万时, η_{avg} 的变化小于 0.5%,可认为其已不受网格量变化的影响,满足独立性条件,最终数值仿真选用网格数量为 1268 万。

2.3 计算方法与边界条件

采用 FLUENT 软件进行数值计算,选用压力基求解器,采用标准壁面函数进行近壁处理,选用 SIMPLE 算法进行速度与压力耦合,各项均采用二阶迎风格式,启用扭曲面梯度修正项以提高计算精度,收敛准则为各项残差均小于 10^{-6} 。空气采用理想气体模型,固体域材料选用钢铁,其材料性质具体参数见表 2。

一体化加力燃烧室边界条件如下:内涵主流进口与支板次流进口均采用质量流量入口,一体化加力燃烧室出口采用压力出口,其中主次流流量比为 0.023,主次流温比为 T_r (2.24~2.76),主流进口湍流度设置为 5%,通道两侧采用周期性边界条件,支板内外壁面、冲击板壁面、气膜孔和冲击孔壁面均采用耦合传热壁面,其余壁面均设置为绝热无滑移壁面。

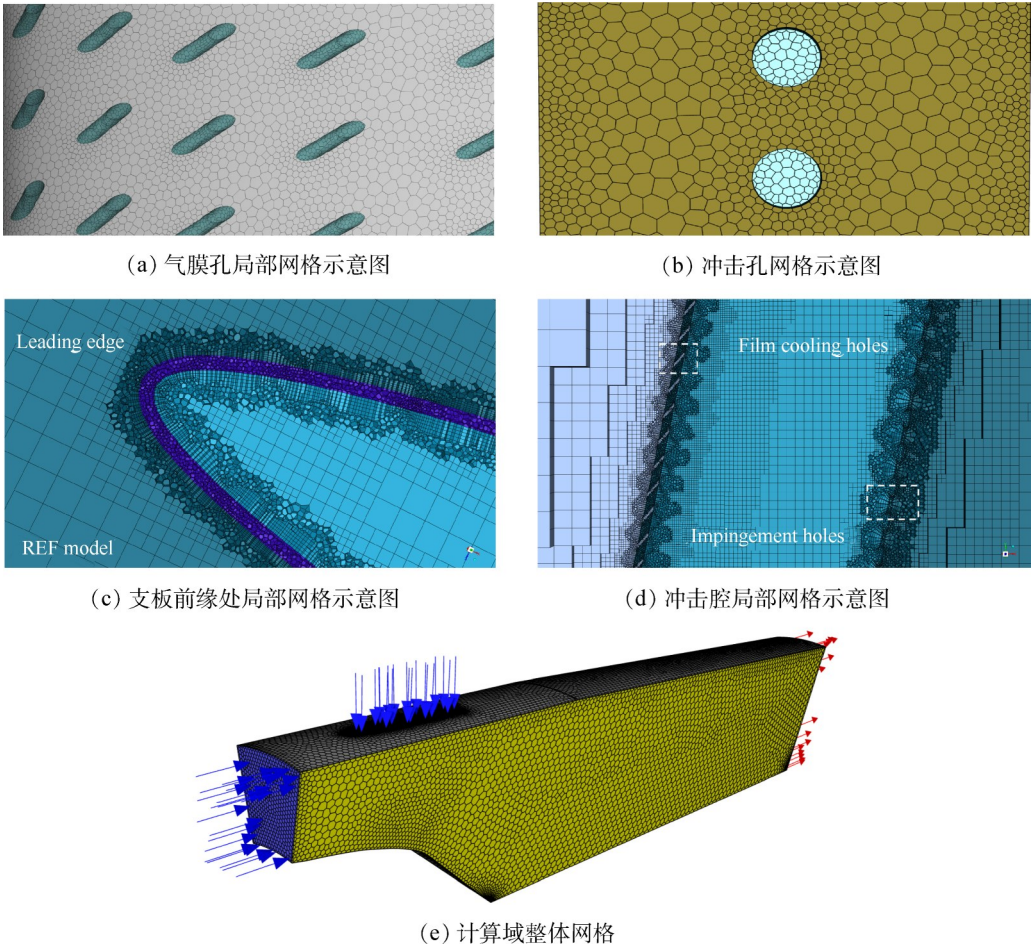


Fig. 2 Schematic diagram of grids in computational domain

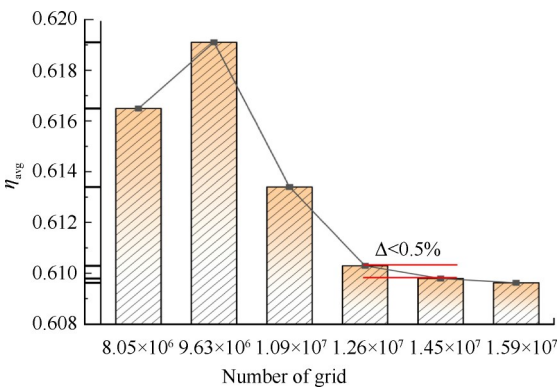


Fig. 3 Validation of grid independence

Table 2 Material properties of solid domain

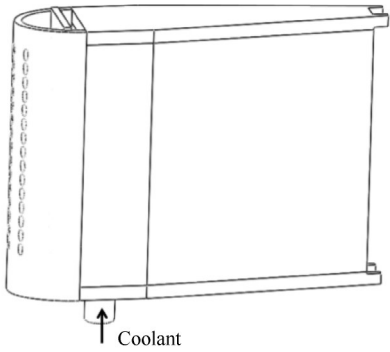
Properties	Value
Thermal conductivity/(W/(m·K))	25
C_p /(J/(kg·K))	502.48
Density/(kg/m ³)	9000

2.4 湍流模型

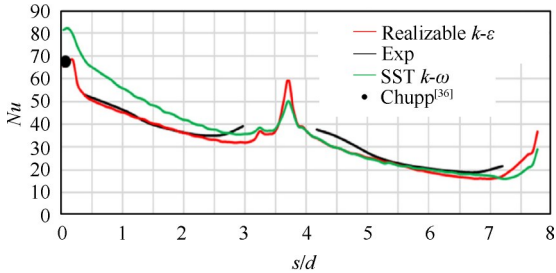
针对一体化加力支板的外部流动,陈翔^[22]采用粒子图像测速法(PIV),在常温常压下对带凹腔支板稳定器一体化加力燃烧室开展非加力状态流场试验研究,采用 7 种不同湍流模型进行数值模拟,将仿真结果与实验进行比较,结果表明 Realizable $k-\varepsilon$ 湍流模型得到的仿真结果与实验具有相同变化规律;陈楠^[23]在保证内外涵温比的条件下对一体化加力燃烧室的流场特性开展试验研究,同样采用 PIV 方法测量支板后轴向截面、流道中间截面和近壁轴向截面的流场结构,通过数值仿真将 Realizable $k-\varepsilon$ 模型、RNG $k-\varepsilon$ 模型、SST $k-\omega$ 模型的计算结果与实验取得的速度场和总压恢复系数进行比较,结果表明 Realizable $k-\varepsilon$ 湍流模型计算得到的速度场与实验更相符。

在腔内流动换热方面,文献[34-35]采用瞬态液晶法和压敏漆技术,对半圆柱型气膜冷却前缘模型的综合冷效与内部对流换热开展实验研究,分别采用 SST $k-\omega$ 和 Realizable $k-\varepsilon$ 湍流模型针对两种不同的冲击孔情形进行数值仿真,将计算得到的展向平均努塞尔数与实验结果进行比较,如图 4 所示。结果表明,两种情形下 SST $k-\omega$ 模型给出的预测值在气膜孔排列之间相比实验结果均超出 20%~30%,而 Realizable $k-\varepsilon$ 湍流模型得到的结果与实验有较好的吻合度,此外,结合 Chupp 等^[36]提出的一种前缘冷却关联式得到的预测结果,Realizable $k-\varepsilon$ 湍流模型亦有较高的吻合度。

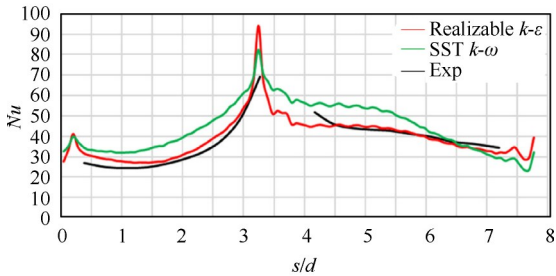
本文的计算模型与陈翔^[22]、陈楠^[23]的实验模型同为一体化加力支板结构,文献[34-35]的模型具有



(a) 实验模型



(b) 法向射流下的展向平均努塞尔数($Re_j=1\times10^4$)



(c) 切向射流下的展向平均努塞尔数($Re_j=1\times10^4$)

Fig. 4 Experimental model and results of numerical and experimental comparison^[34-35]

类似的前缘结构,根据上述的湍流模型与实验验证结果,本文选用 Realizable $k-\varepsilon$ 湍流模型进行计算。

2.5 参数定义

(1)外壁面对流换热系数为

$$h_m = \frac{q}{T_m - T_{w,o}} \tag{1}$$

式中 q 为换热量, T_m 为主流燃气进口温度, $T_{w,o}$ 为支板外壁面温度。

(2)内壁面对流换热系数为

$$h_c = \frac{q}{T_c - T_{w,i}} \tag{2}$$

式中 T_c 为次流冷气进口温度, $T_{w,i}$ 为支板内壁面温度。

(3)主次流温比为主流进口温度 T_m 与次流冷气进口温度 T_c 之比,即

$$T_R = \frac{T_m}{T_c} \tag{3}$$

(4) 综合冷却效率为

$$\eta = \frac{T_m - T_{w,o}}{T_m - T_c} \quad (4)$$

(5) 沿程综合冷却效率为

$$\eta_0 = \frac{1}{1.5D} \int_{-0.75D}^{0.75D} \eta dz \quad (5)$$

式中 η_0 为沿程展向平均综合冷却效率 η 在一个孔间距 P_1 上的线平均值。

(6) 平均综合冷却效率 η_{avg}

$$\eta_{avg} = \frac{1}{S} \int \eta dS \quad (6)$$

式中 S 为支板壁面平均综合冷效的计算区域面积, η_{avg} 为计算区域内的面加权平均值。

图5给出了一体化加力支板综合冷效计算区域示意图, L_1 为支板的轴向长度, L_2 为支板的径向高度, 如图5所示, 截取与尾缘法向方向平行且间距为 $12.5D$ 的平行线, 设置该平行线前侧为计算平均综合冷效区域。

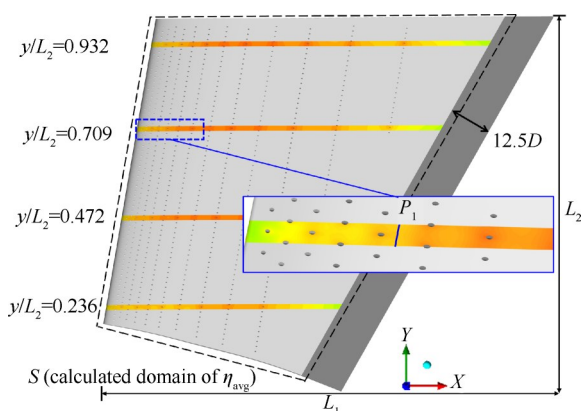


Fig. 5 Overall cooling effectiveness on the calculation domain of integrated strut

(7) 主次流压比为

$$\Gamma = \frac{p_{in,m}^*}{p_{in,c}^*} \quad (7)$$

式中 $p_{in,m}^*$ 为主流进口总压, $p_{in,c}^*$ 为次流进口总压。

3 结果与讨论

3.1 支板内外流场流动特性

首先针对主次流温比 $T_R=2.50$ 条件下的一体化加力支板的内外流动特性进行分析。图6显示了REF模型前缘区域的速度和气膜孔出流冷气的流线分布。可以看出, 低速区域出现在支板前缘处, 同时下游支板两侧出现主流加速的现象。这是由于高温主流由内涵进口以较大速度进入一体化加力燃烧室通道, 在通过支板段时, 因流动滞止而形成了局部低速

区, 随着气流向下游流动, 相比内涵入口段流道面积减小, 速度增大。

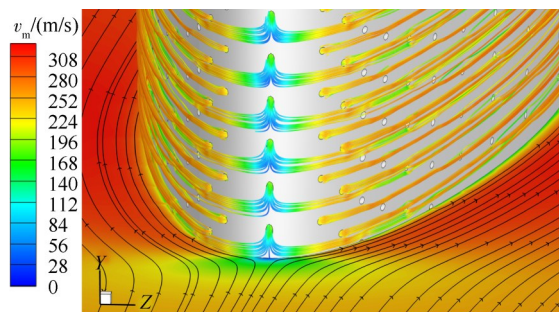


Fig. 6 Streamlines from film holes and velocity at leading edge of REF model ($T_R=2.50$)

图7给出了 $H=2.5D$ 模型冲击腔内径向截面和周向截面的速度分布。从这两幅图中可以看到, 气流经冲击孔加速进入冲击腔, 在孔口两侧形成一对旋转方向相反的涡, 在远离孔口方向速度减小, 于周向方向上各冲击孔间形成了低速回流区, 在前缘气膜孔入口附近的局部速度增大。

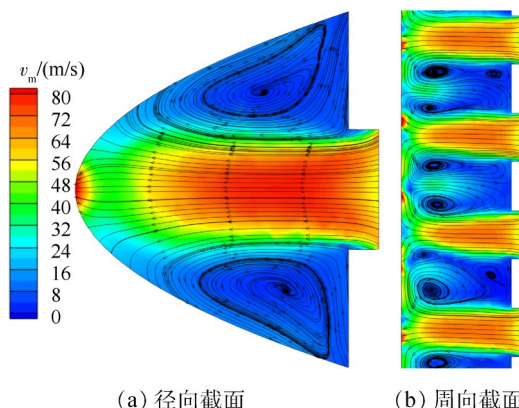


Fig. 7 Velocity on radial and circumferential sections in spray cavity of $H=2.5D$ model ($T_R=2.50$)

设无量纲径向高度 Y/L_2 为坐标 Y 与支板径向高度 L_2 的比值, 图8分别展示了 $H=4D$ 和 REF 模型前缘区域在 $Y/L_2=0.48$ 处截面上的无量纲压力 $p/p_{in,m}$ (当地压力与主流进口静压之比) 分布, 横纵坐标分别代表坐标 X 和 Z 与支板轴向长度 L_1 的比值。图8(a)中比较 $0.05 < X/L_1 < 0.07$ 与 $0.08 < X/L_1 < 0.1$ 范围, 可见支板外侧处于下游的 $0.08 < X/L_1 < 0.1$ 压力明显减小, 位于冷气腔侧壁上的后排气膜孔比位于冲击腔壁面上的前排气膜孔具有更大的进出口压降。比较图8(b)与图8(a), 可以发现冷气在进入冲击腔后压力明显下降, 相对 REF 模型, $H=4D$ 模型的前排气膜孔进出口压降减小。综合图6, 由于主流受支板堵塞作用, 在支板

前缘处压力增大,主流向下游流动,随着流道面积缩小,故压力又逐渐下降,另一方面对于带冲击板模型,结合图 7 可知由于速度增大,进入冲击腔内的冷气压力减小。

图 9 为支板前缘示意图,随冲击间距 H 的增大,冲击腔内包含气膜孔的数量增多, $m_{i,1D}$, $m_{i,2.5D}$, $m_{i,4D}$ 分别表示不同冲击间距下进入冲击腔冷气流量,而 $m_{i,REF,1D}$, $m_{i,REF,2.5D}$, $m_{i,REF,4D}$ 分别表示不同冲击间距下, REF 模型对应冲击腔内气膜孔出流的冷气量。表 3 显示了不同冲击间距 H 下,进入冲击腔冷气量的变化, m_c 为次流总冷气量。可见随冲击间距 H 的增大,冲击腔气膜孔出流冷气量依次下降 7.3%, 8.5%, 10.1%。虽然带冲击腔模型相较 REF 模型对应气膜孔冷气量减少,但在冲击换热的影响下,支板前缘冷效显著提升。

为进一步比较冲击间距 H 对各排气膜孔冷气量带来的影响,图 10 给出了主次流温比 $T_r=2.5$ 条件下的不同模型各排气膜孔冷气所占总冷气量的比例。从图中可以看出,REF 模型对应冲击腔内的气膜孔具有更大的冷气出流量,当冲击间距 H 为 $1D$, $2.5D$ 和 $4D$ 时,相比于 REF 模型,第一排气膜孔冷气量依次下降 2.68%, 3.80%, 7.14%, 此外,比较不同冲击间距 H 的模型,位于冷气腔侧壁上的后排气膜孔冷气量随 H

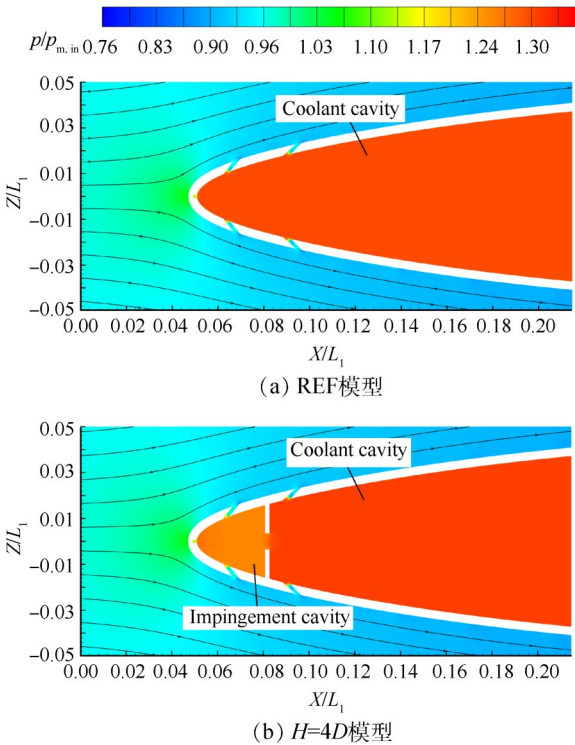


Fig. 8 Dimensionless pressure in radial section ($Y/L_2=0.48$) of REF and $H=4D$ models ($T_r=2.50$)

增大而增大。

3.2 支板内外壁面对流换热特性

通过坐标变换将模型展平, U 为展平方向坐标,

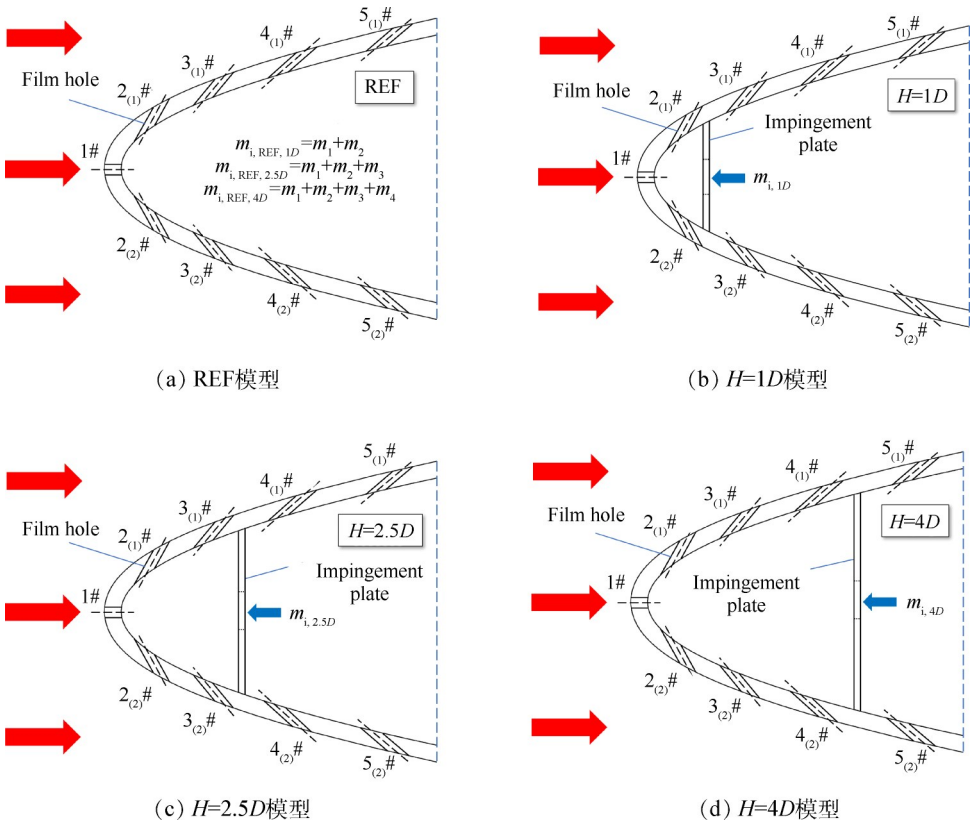


Fig. 9 Schematic diagram of leading edge of different models

Table 3 Variation of cooling mass flow in relevantly front film holes of impingement and REF models ($T_R=2.50$)

Item	$(m_i/m_c)/\%$	$(m_{i,REF}/m_c)/\%$	Change rate/%
$H=1D$	10.1	10.9	-7.3
$H=2.5D$	17.2	18.6	-8.5
$H=4D$	23.9	26.3	-10.1

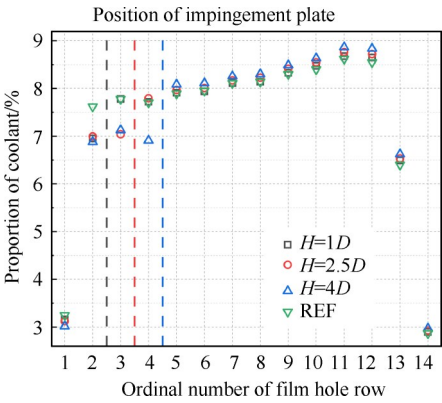


Fig. 10 Proportion of coolant in each row of film hole in different models ($T_R=2.50$)

针对主次流温比 $T_R=2.50$ 条件下, REF 与 $H=2.5D$ 模型在内外壁面上的对流换热系数分布情况进行比较分析。

图 11 展示了 REF 与 $H=2.5D$ 模型内壁面上对流换热系数 h_c 分布。从图 11(a) 和图 11(b) 可以直观看出, h_c 均在前缘冲击滞止线 $|U|=0$ 处达到最大, 在冷气腔内壁面较小。图 11(c) 为图 11(a) 和图 11(b) 中相应前缘区域的局部放大, 可见 $H=2.5D$ 模型前缘区域的 h_c 远大于 REF 模型。

由于气膜孔在支板壁面上呈自前向后横向间距逐渐增加的排布规律, 在前缘处气膜孔排布密集, 间距小, 气膜“溢流效应”突出, 前缘内壁面对流换热增强。而 $H=2.5D$ 模型在这一影响上, 还受到冲击孔射流的影响, 进入冲击腔内的冷气速度增大, 强化了与前缘内壁面的对流换热, 该处 h_c 相对于 REF 模型得到了显著提升。

图 12 显示了主次流温比 T_R 为 2.5 条件下, 不同模型的沿程展向平均次流对流换热系数 $h_{c,avg}$, 横坐标代表坐标 X 与支板轴向长度 L_1 的比值, 为方便显示, 纵坐标采用以 2 为底的对数刻度。可以看到, $h_{c,avg}$ 在支板前缘内壁面冲击滞止线处, 冲击间距 H 为 $1D$, $2.5D$, $4D$ 模型相对 REF 模型提升幅度依次为 298.3%, 354.5%, 271.9%; 在 $0.07 < X/L_1 < 0.105$ 范围内, 对于带冲击板模型, $h_{c,avg}$ 在靠近冲击板对应位置处均显著降低; 当 $X/L_1 > 0.11$ 时, $h_{c,avg}$ 呈现阶段式的增大和减小, 带冲击板模型相比 REF 模型的值更大, 在该范围内不

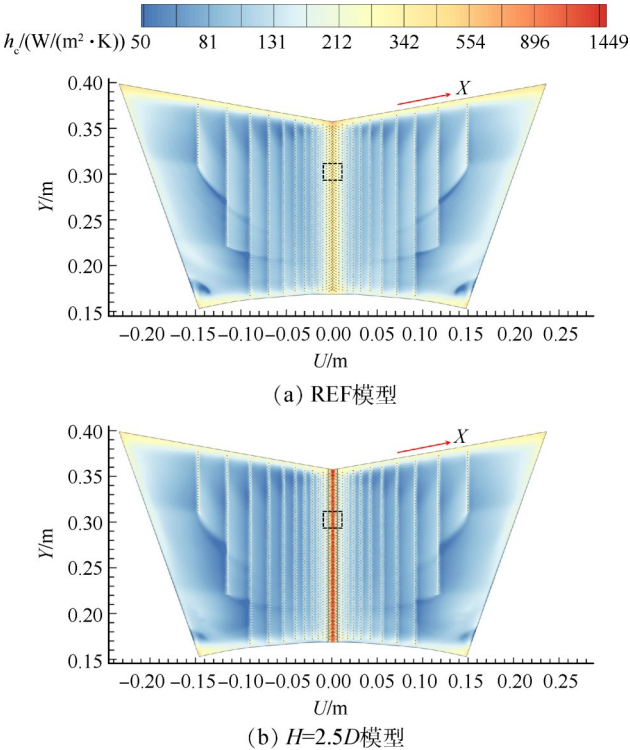


Fig. 11 Heat transfer coefficient on inside wall of REF and $H=2.5D$ models ($T_R=2.50$)

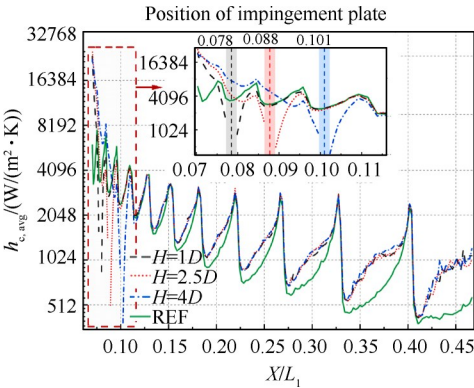


Fig. 12 Spanwise average heat transfer coefficient $h_{c,avg}$ on inside wall of different models ($T_R=2.50$)

同的冲击间距 H 对 $h_{c,avg}$ 的影响较小。综合图 7, 支板前缘内壁面滞止线正对冲击孔射流, 该处的对流换热增幅最大, 支板壁面与冲击板连接处的冷气速度较低, 故该处的对流换热减弱。气膜孔抽吸作用使

局部对流换热增强,故换热系数在各排气膜孔处显著增加。在冲击板之后,沿程综合冷效的变化,冷效沿流向逐渐下降,壁面温度与次流冷气温差增大,其次,气膜孔横向间距沿流向逐渐增大,气膜孔抽吸作用减弱,故换热系数沿流向逐渐降低。结合表 3,随着冲击间距 H 的增大,更多冷气从位于冷气腔侧壁上的后排气膜孔流出,加强了气膜孔抽吸作用,对流换热得到增强,故在 $X/L_1>0.11$ 的支板内壁面上,带冲击板模型的 $h_{c,avg}$ 相比 REF 模型更大。

图 13 给出了 REF 与 $H=2.5D$ 模型外壁面上对流换热系数 h_m 分布。从图 13(a)和图 13(b)中可以看出, h_m 均在支板前缘处达到最大,随着 $|U|$ 的增大, h_m 在支板侧壁面上逐渐减小。图 13(c)为图 13(a)和图 13(b)中相应前缘区域的局部放大,可见 REF 模型在支板前缘处 h_m 更小且具有更大范围的低值区域。

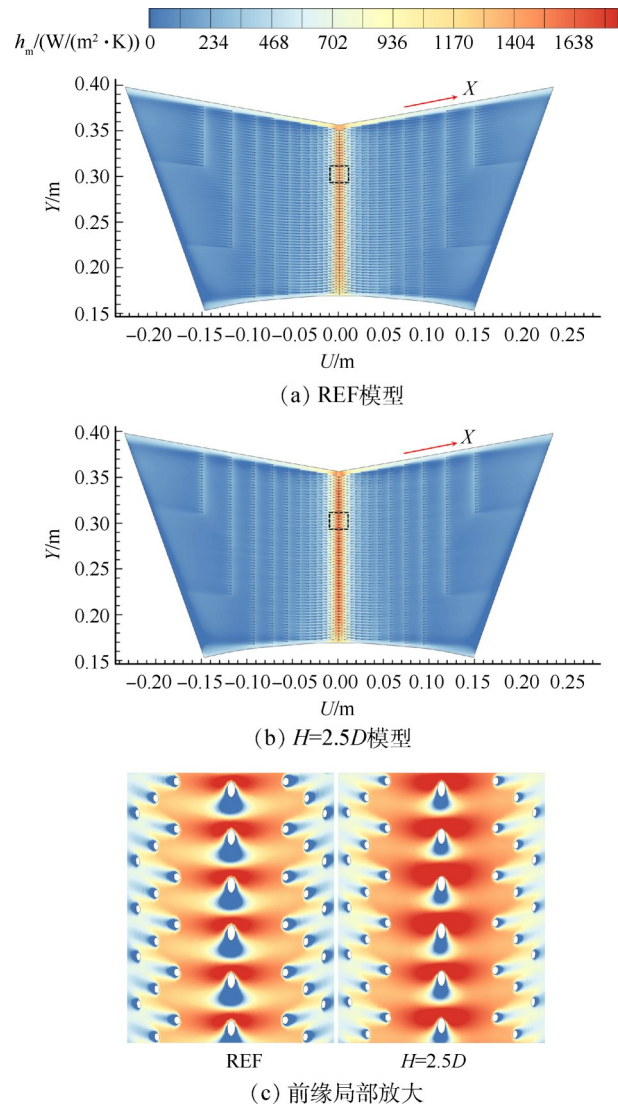


Fig. 13 Heat transfer coefficient on outside wall of REF and $H=2.5D$ model($T_R=2.50$)

于支板前缘直面高温主流, REF 和 $H=2.5D$ 模型前缘外壁面均具有较大的 h_m , 结合图 10 显示的各排气膜孔冷气量变化, REF 模型的前排气膜孔冷气量更大, 故该处 REF 模型的 h_m 更小, 而在 $0.01<|U|<0.04$ 范围内, 随着支板表面逐渐形成冷却气膜, 下游沿支板两侧壁面 h_m 逐渐减小, 至 $|U|>0.04$ 的范围, 表面冷却气膜得到充分发展, 故 h_m 维持在相对低的值。

图 14 展示了主次流温比 $T_R=2.50$ 条件下, 不同模型的沿程展向平均主流对流换热系数 $h_{m,avg}$, 横坐标代表坐标 X 与支板轴向长度 L_1 的比值, 为方便显示, 纵坐标同样采用以 2 为底的对数刻度。整体上看, $h_{m,avg}$ 在支板前缘外壁面处相对较大, 且在该处沿流向先增大后减小, 在 $0.04<X/L_1<0.15$ 范围内呈现阶梯式迅速下降, 至 $X/L_1>0.15$ 后下降逐渐趋于平稳; 比较各模型, 可见 $0.04<X/L_1<0.15$ 范围内, $h_{m,avg}$ 随冲击间距 H 的增大而减小, 而 $X/L_1>0.15$ 的范围, $h_{m,avg}$ 受冲击间距 H 的影响较小, 带冲击板的模型相对 REF 模型具有更小的值。综合图 6 的支板前缘区域速度分布, 由于前缘迎风脊线处流动滞止, 而两侧区域速度增大, 故 $h_{m,avg}$ 在支板前缘外壁面处先增大, 后于 $0.04<X/L_1<0.13$ 范围迅速减小, 在多排气膜叠加作用下, 表面气膜逐渐发展, 至 $X/L_1>0.13$ 后 $h_{m,avg}$ 维持相对较低且较平稳的值。针对不同模型, 结合表 3 和图 9 可知随冲击间距 H 的增大, 位于冷气腔内的后排气膜孔冷气量增加, 表面冷却气膜得到强化, 故 $h_{m,avg}$ 在 $X/L_1>0.13$ 范围内, 带冲击板模型的值比 REF 模型更小。与在支板内壁面上对流换热系数分布规律所不同的是, 冲击板的冲击间距 H 的影响主要反映在对流换热系数整体的大小变化上, 而对于冲击板所在相应 X/L_1 位置的局部影响较小, 可见影响 h_m 的主要因素为支板冲击腔与冷气腔的冷气流量分配。

综合上述对流换热的分析与讨论, 在一体化加

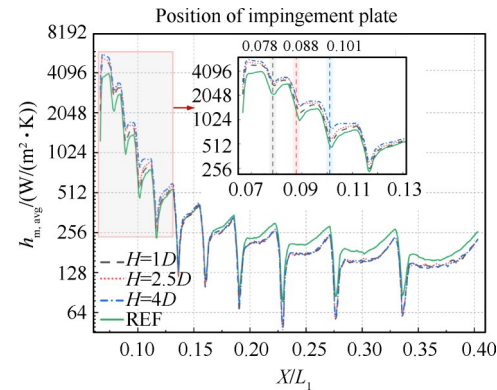


Fig. 14 Spanwise average heat transfer coefficient $h_{m,avg}$ on outside wall of different models ($T_R=2.50$)

力燃烧室非加力状态热环境下,内涵高温主流与支板外壁面和支板腔内外涵引入冷气与支板内壁面均发生对流换热,对于施加全气膜覆盖的一体化加力支板,外壁面对流换热的增强或内壁面对流换热的减弱均不利于一体化加力支板冷却。如图13和图14所示,支板前缘处,布置冲击板使局部 h_m 和 h_c 均增大,同时强化了支板内外壁面的对流换热,而支板侧壁处,布置了冲击板则使相应位置的 h_c 增大 h_m 减小,上述内外对流换热的耦合作用将综合地反映在支板壁面温度上。

3.3 支板外表面综合冷效

图15和图16分别给出了主次流温比 $T_R=2.50$ 条件下,REF与 $H=2.5D$ 模型的壁面温度分布和综合冷效分布。从图15(a),(b)和图16(a),(b)可以看出,在 $|U|<0.01$ 范围,该处温度较高,冷效较低,0.01 $<|U|<0.06$ 的范围内,温度逐渐下降,冷效逐渐增大,至 $|U|>$

0.06的范围,温度和冷效维持平稳。图15(c)与图16(c)分别为图15(a),(b)和图16(a),(b)中相应前缘区域的局部放大,可直观看出 $H=2.5D$ 模型在整个前缘区域均具有更低温度和更大综合冷效。结合图14,可知随着 $|U|$ 增大,支板表面气膜降低了高温主流对支板外壁面的对流换热,由于各排气膜孔的横向间距沿流向逐渐增大,区域内表面气膜得到的补充冷气量逐渐减少,故 $|U|>0.06$ 时在壁温下降到一定程度后基本维持平稳。而前述有关支板前缘内外对流换热的耦合作用,在两模型温度分布和综合冷效分布的比较下,其结果已显而易见,尽管位于冲击腔的前排气膜孔冷气量减小,前缘区域 h_m 增大,但内壁面上 h_c 增大带来的影响更为显著。

为进一步比较REF与不同冲击间距 H 的模型壁面综合冷效分布情况,取无量纲径向高度 $Y/L_2=0.932$,0.709,0.472和0.236上的沿程综合冷效 η_0 。图17和

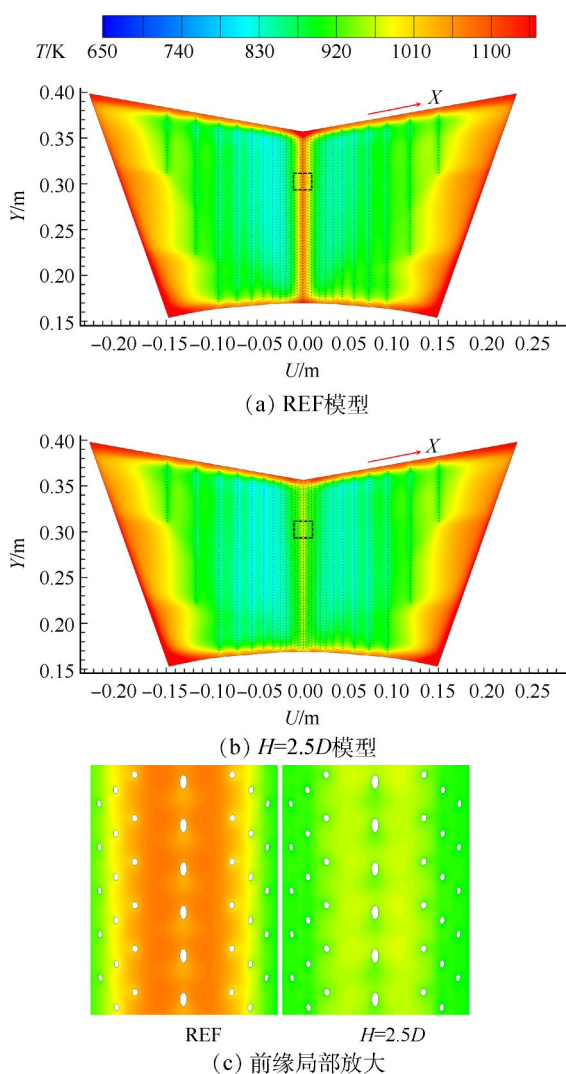


Fig. 15 Temperature distribution of REF and $H=2.5D$ model ($T_R=2.50$)

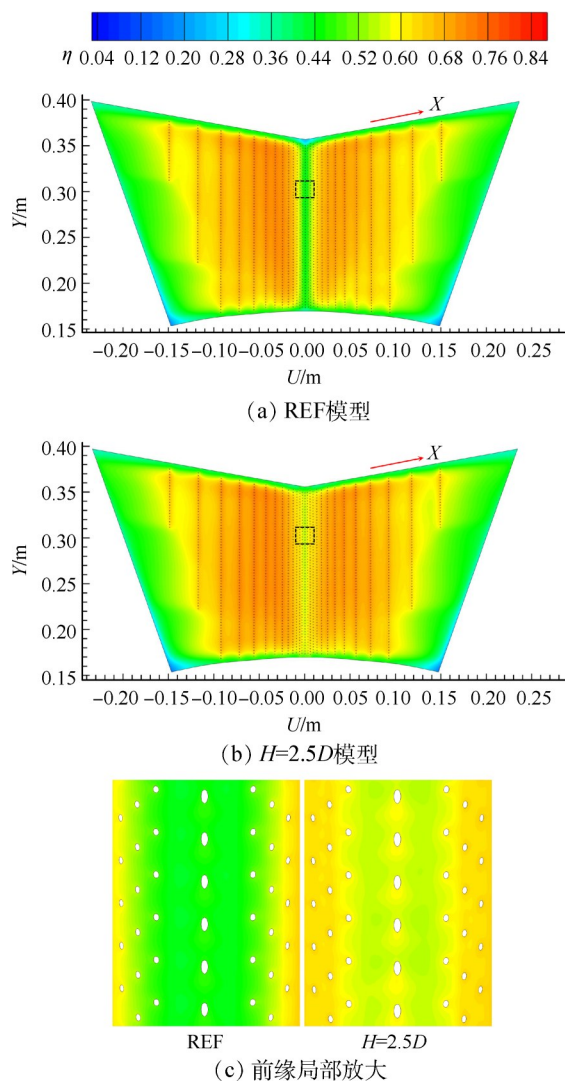


Fig. 16 Overall cooling effectiveness distribution of REF and $H=2.5D$ model ($T_R=2.50$)

图18分别显示了REF, $H=1D$, $H=2.5D$, $H=4D$ 四模型在不同 Y/L_2 处的支板外表面沿程综合冷效和REF与 $H=4D$ 模型在不同温比 T_R 下的支板外表面沿程综合冷效。

从整体趋势上看, η_0 先迅速增大后平稳缓慢下降; 比较不同模型, 支板前缘处 $X/L_1 < 0.2$ 的范围, 带冲击板模型的 η_0 均大于REF模型, 且 η_0 随冲击间距 H 的增大而增大, 以图17(b) $Y/L_2=0.709$ 处支板前缘为例, 相较于REF模型, 冲击间距 H 为 $1D$, $2.5D$, $4D$ 模型的 η_0 提升幅度依次为达到16.7%, 25.5%, 30.2%, 而在支板侧壁上 $X/L_1 > 0.2$ 的范围, 带冲击板模型相对REF也具有更大的 η_0 。从图17可以看出, 在不同径向高度上, 支板外表面的冷效分布具有一定差异, η_0 随 Y/L_2 的减小存在小幅度下降。此外, 通过对比图18中在不同主次流温比 T_R 下的沿程综合冷效可以得到, 在不同 Y/L_2 上, 随着 T_R 的增大, REF和 $H=4D$ 模型沿程综合冷效 η_0 减小, 但下降的趋势逐渐减小。

综合图14可知, $X/L_1 < 0.2$ 范围内支板前缘在前排气膜孔冷气出流作用下, 外壁面对流换热迅速减弱, 沿程综合冷效 η_0 得以快速增加, 随后在多排气膜的叠加效应下很快达到峰值, 接着由于气膜孔在支板壁面上的排布自前向后横向间距逐渐增大, 区域内

补充到表面气膜的冷气逐渐减少, 故沿程综合冷效 η_0 增大到一定值后开始平稳缓慢下降。对比带冲击板模型和REF模型, 综合图12可以得到, 在支板前缘处, 带冲击板模型内壁面对流换热强度显著大于REF模型, 在此影响下, 带冲击板模型 η_0 的值得到显著提升, 且随冲击间距 H 的增大而增大; 而在支板冷气腔侧壁处, 结合图11和图13可知, 带冲击板模型在增强支板内壁面对流换热的同时减弱了外壁面对流换热, 故该处带冲击板模型的综合冷效均大于REF模型。

3.4 支板整体冷却特性

为了能从整体性能上综合考虑一体化加力支板内腔中布置冲击板对冷却特性带来的影响, 还需对外涵引入冷气的引气压力加以考虑, 故而在本文给定的质量流量冷气入口边界下, 评价整体冷却特性除综合冷却效率外, 将进一步地对各模型的主次流压比 Γ 进行比较。

图19集中展示了各模型在不同温比下的平均综合冷效 η_{avg} 与主次流压比 Γ , 其中 X 轴表示主次流压比 Γ , Y 轴表示不同温比下的各模型, Z 轴表示对应下的平均综合冷效 η_{avg} 。可以看到, η_{avg} 随主次流温比 T_R 的增大而减小, Γ 则随主次流温比 T_R 的增大而小幅增

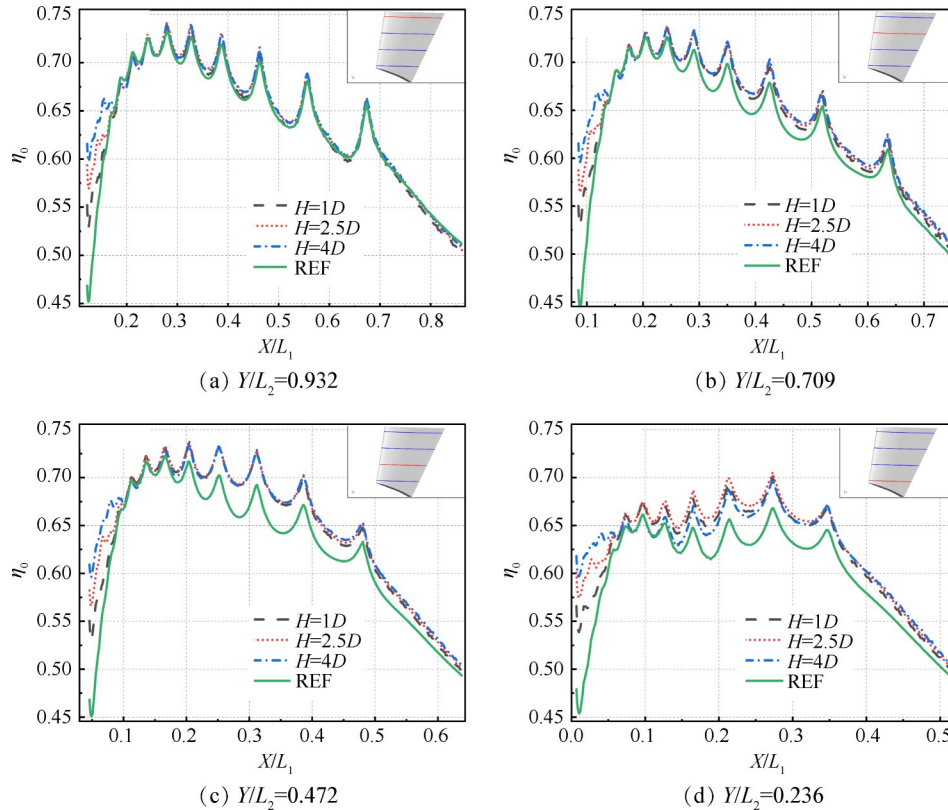


Fig. 17 Spanwise average overall cooling effectiveness η_0 in different radial dimensionless height with different integrated strut models ($T_R=2.50$)

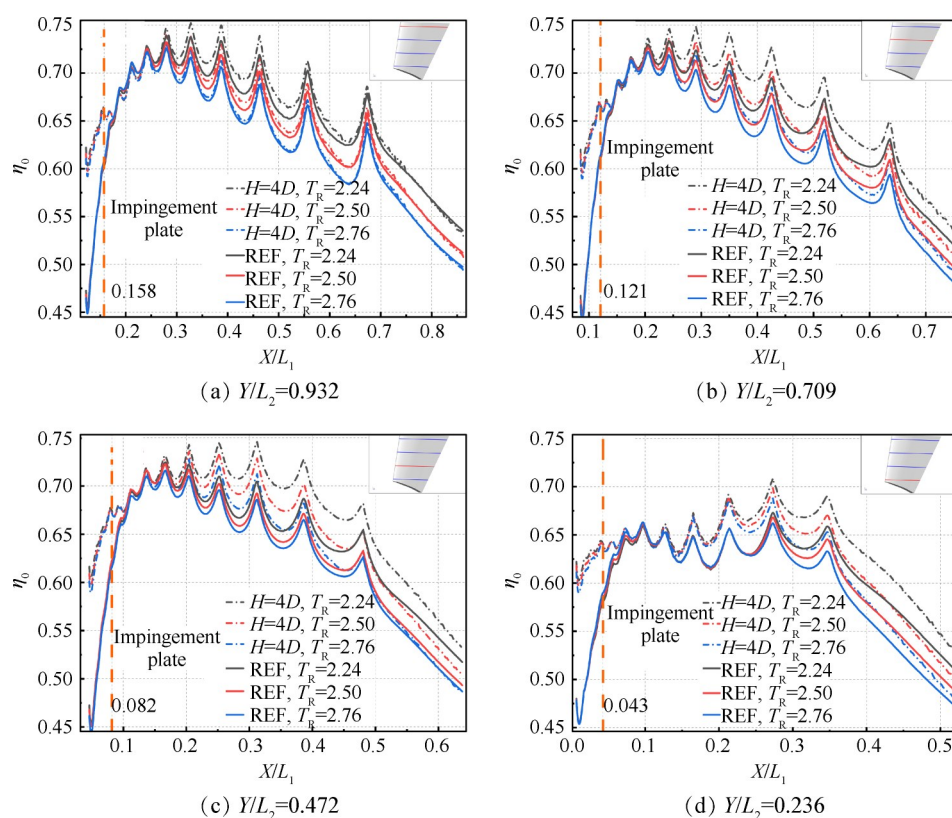


Fig. 18 Spanwise average overall cooling effectiveness η_0 in different radial dimensionless height with integrated strut models of REF and $H=4D$ at different temperature ratio T_R

大。在主流温比 $T_R=2.50$ 条件下, η_{avg} 随冲击间距 H 增大而增大, 与 REF 模型相比, 增大幅度依次为 1.64%, 2.26%, 2.62%, 而主流压比 Γ 随冲击间距 H 增大而减小, 与 REF 模型相比的变化幅度依次为 0.395%, 0.012%, -0.650%。

表 4 和表 5 中分别总结了不同冲击间距 H 模型在不同温比下相比 REF 模型平均综合冷效 η_{avg} 和主流压比 Γ 的变化。冲击板一方面增强了支板前缘内

壁面与次流的对流换热, 使直面高温主流的支板前缘壁面温度下降, 有利于提高支板的壁面温度分布均匀性, 另一方面, 冲击板的分隔调节了流量分配, 结合图 17 和图 18 显示的支板各高度上的沿程综合冷效 η_0 , 使后排气膜孔冷气量增加, 增强了整体气膜冷却效果。此外, 支板腔内布置冲击板后, 次流冷气进口面积和冲击板分隔下腔内流动的改变均给腔内流动阻力带来变化, 必然对次流引气压力产生影响, 其主要也有两方面影响因素, 一方面如图 7 所示, 冲击孔和冲击腔内产生漩涡结构均增大了支板腔内流动损失, 造成次流引气压力增加, 另一方面如表 3 和图 10 所反映在冲击板的分隔下, 原先从前缘气膜孔流出的冷气量减少, 更多冷气从具有更大进出口压降的后排侧壁气膜孔流出, 使引气压力减小。可知当冲击间距 H 为 $4D$ 时, 冲击板造成局部损失的影响要大于分隔作用, 而冲击间距 $H=1D$ 情况下其分隔作用影响则强于造成的局部损失, 冲击间距 $H=2.5D$ 时二者影响程度较为接近, 作用几乎相抵, 次流引气压力与 REF 模型近乎齐平, 可将 REF 视为冲击间距 $H=0$ 的模型, 进而可得到随冲击间距 H 增大, 次流引气压力先减小后增大的变化规律。

比较不同冲击间距的模型, $H=4D$ 模型有相对最

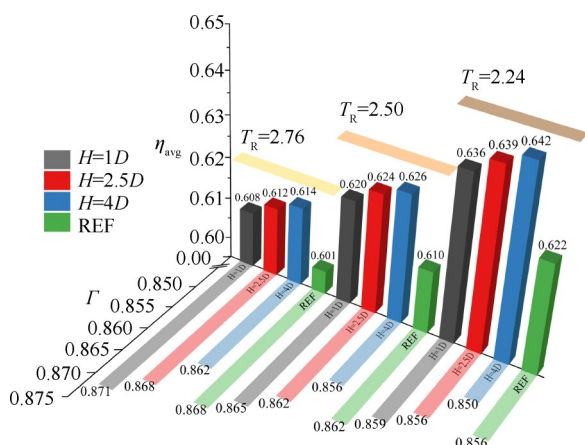


Fig. 19 Average overall cooling effectiveness η_{avg} and mainstream and coolant pressure ratio Γ of different models at different temperature ratio T_R

Table 4 Variation of average overall cooling effectiveness η_{avg} of spray model relative to REF model at different temperature ratio T_{R} (%)

Item	$T_{\text{R}}=2.24$	$T_{\text{R}}=2.50$	$T_{\text{R}}=2.76$
$H=1D$	2.19	1.64	1.30
$H=2.5D$	2.78	2.26	1.85
$H=4D$	3.23	2.62	2.23

Table 5 Variation of coolant and mainstream pressure ratio Γ of spray model relative to REF model at different temperature ratio T_{R} (%)

Item	$T_{\text{R}}=2.24$	$T_{\text{R}}=2.50$	$T_{\text{R}}=2.76$
$H=1D$	0.406	0.395	0.389
$H=2.5D$	0.039	0.012	-0.005
$H=4D$	-0.612	-0.650	-0.677

大的平均综合冷效,但所需引气压力有所上升, $H=1D$ 虽引气压力较低,但其平均综合冷效提升幅度较小,而 $H=2.5D$ 模型在引气压力与 REF 模型几乎持平的条件下同时提升了平均综合冷效。

4 结 论

本文通过研究,得到如下结论:

(1)在一体化加力燃烧室非加力状态热环境下,对于全气膜覆盖的一体化加力支板,冲击板的布置改变了支板腔内的冷气流动及支板壁面上各排气膜孔的流量分配,次流从冷气腔加速进入前缘冲击腔,于冲击孔两侧形成漩涡,在主次流温比为 2.5 条件下,冲击间距为 $H=1D, 2.5D, 4D$ 时,相比无冲击板模型,冲击腔内对应气膜孔冷气量依次下降 2.68%, 3.80%, 7.14%。

(2)高温主流与支板外壁面和次流冷气与支板内壁面均发生对流换热,前缘内壁面上受突出的气膜溢流效应影响,对流换热系数达到最大,沿流向随气膜横向间距的增大而逐渐减小,外壁面对流换热系数在前缘处先增大后减小,沿流向在表面冷却气膜作用下逐渐减小。

(3)冲击板的布置对于支板内外壁面对流换热而言,首先使支板前缘内外壁面对流换热均增强,其中对内壁面对流换热的强化最为显著,于前缘冲击滞止线处对流换热系数提升幅度依次为 298.3%, 354.5%, 271.9%,其次使支板冷气腔内壁面对流换热增强,外壁面对流换热减弱。

(4)冲击板结构有效降低了一体化加力支板前缘温度,提高了壁温分布均匀性,同时后排气膜孔更大的冷气出流量也增大了侧壁的综合冷效,整体平

均综合冷效随冲击间距的增大而增大,在典型主次流温比 $T_{\text{R}}=2.50$ 下,依次提升 1.64%, 2.26%, 2.62%,随着主次流温比的增大,支板的综合冷效减小,但是下降的趋势逐渐减小。

(5)对于次流冷气的引气压力而言,支板腔内布置冲击板后,带来额外的流动阻力,同时冲击板改变了支板腔内的冷气流量分配,使后排气膜孔冷气量增加,与无冲击板模型相比,带冲击板模型主次流压比的变化幅度依次为 0.395%, 0.012%, -0.650%。

致 谢:感谢国家科技重大专项的资助。

参考文献

[1] 侯晓春. 高性能燃气轮机燃烧技术[M]. 北京: 国防工业出版社, 2002: 254-257.

[2] 林宇震, 樊未军, 许全宏, 等. 燃烧与燃烧室[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 2009: 314-315.

[3] 张 津, 洪 杰, 陈 光. 现代航空发动机技术与发展[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 2006: 13-14.

[4] 方昌德. 航空发动机的发展前景[J]. 航空发动机, 2004(1): 1-5.

[5] 陈玉洁, 王巍巍. EJ200 发动机未来的发展应用[C]. 贵阳: 中国航空学会第七届动力年会论文摘要集, 2010.

[6] Clements T R, Graves C B. Augmentor Burner[P]. US: 5385015A, 1995-01-31.

[7] Clements T R. Method for Distributing Fuel Within an Augmentor[P]. US: 5685140, 1997-11-11.

[8] Raffoul C N, Nejad A S, Gould R D, et al. An Experimental and Numerical Study of the Isothermal Flowfield Behind a Bluff Body Flameholder[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines & Power*, 1997, 119(2): 328-328.

[9] Lovett J, Brogan T, Philippona D, et al. Development Needs for Advanced Afterburner Designs[C]. *Fort Lauderdale: 40th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit*, 2004.

[10] Ebrahimi H. Overview of Gas Turbine Augmentor Design, Operation, and Combustion Oscillation[C]. *Sacramento: 42nd AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit*, 2006.

[11] Shahnam M, Wu P K, Kirkendall K, et al. Combustion Instability of a Diffusion Flame Using an Integrated Fuel Injector/Flameholder Device[C]. *Reno: 36th AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit*, 1998.

[12] Cross C, Fricker A, Shcherbik D, et al. Dynamics of Non-Premixed Bluff Body-Stabilized Flames in Heated Air Flow[C]. *Glasgow: Turbo Expo 2010: Power for*

- Land, Sea, and Air*, 2010: 875-884.
- [13] Liang C H, Sun M X, Liu H X. Feature Analysis on US Military Aircraft Engine Advanced Technology Programs [J]. *Journal of Aerospace Power*, 2014, 29(7): 1701-1709.
- [14] 程新荣. 先进加力燃烧室供油与稳定一体化技术研究 [C]. 昆明: 中国航天第三专业信息网第四十届技术交流会暨第四届空天动力联合会议, 2019: 46-57.
- [15] 季鹤鸣, 樊于军, 杨茂林. 新型内突扩加力燃烧室方案可行性分析[J]. *航空发动机*, 2006(1): 35-37.
- [16] 孙雨超, 张志学, 李江宁, 等. 一体化加力燃烧室方案设计 & 数值研究[J]. *航空科学技术*, 2011(4): 71-74.
- [17] 王伟龙, 金捷, 井文明, 等. 改进型一体化加力燃烧室方案的数值模拟[J]. *航空动力学报*, 2015, 30(5): 1119-1124.
- [18] 尹成茗, 张荣春, 樊未军, 等. 一种一体化加力燃烧室的数值模拟[J]. *航空动力学报*, 2018, 33(2): 470-476.
- [19] 李锋, 程明, 郭瑞卿, 等. 整流支板和火焰稳定器的一体化设计及性能分析[J]. *航空动力学报*, 2012, 27(10): 2169-2174.
- [20] 张容琿, 刘玉英, 谢奕, 等. 燃油喷射方式对凹腔支板稳定器火焰传播性能的影响[J]. *推进技术*, 2017, 38(9): 2046-2054. (ZHANG Rong-hui, LIU Yu-yin, XIE Yi, et al. Effects of Fuel Injection on Flame Propagation of Cavity-Based Strut Flameholder [J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2017, 38(9): 2046-2054.)
- [21] 秦伟林, 何小民, 金义, 等. 凹腔驻涡与支板稳焰组合加力燃烧室模型冷态流场试验[J]. *航空动力学报*, 2012, 27(6): 1347-1354.
- [22] 陈翔. 凹腔与支板稳定组合加力燃烧室冷态流场特性研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2013.
- [23] 陈楠. 一体化加力混合扩压方案优化研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2020.
- [24] 刘广海, 刘玉英, 谢奕. 凹腔对一体化支板火焰稳定器燃烧性能的影响[J]. *航空动力学报*, 2018, 33(8): 1838-1844.
- [25] 刘玉英, 周春阳, 谢奕, 等. 一体化凹腔支板稳定器贫油熄火性能初步试验[J]. *航空动力学报*, 2020, 35(1): 75-80.
- [26] 张权, 刘玉英, 谢奕, 等. 侧喷式一体化支板火焰稳定器液雾分布试验[J/OL]. *航空动力学报*, 2022, DOI:10.13224/j.cnki.jasp.20210592.
- [27] Mario E A. Gas-Cooled Flameholder Assembly[P]. US: 5076062, 1991-12-31.
- [28] Ivan E W, Jeffery C M, John A M. Gas Turbine Engine Ignition Flameholder with Internal Impingement Cooling [P]. US: 5396761, 1995-05-14.
- [29] Jeffery C M, John A M. Cooled Spraybar and Flameholder Assembly Including a Perforated Hollow Inner Air Baffle for Impingement Cooling an Outer Heat Shield [P]. US: 5396763, 1995-05-14.
- [30] Frank A G, Timothy J F, Ivan E W. Augmenter with Integrated Fueling and Cooling[P]. US: 5813221, 1998-09-29.
- [31] 贾翔中, 单勇, 徐兴平, 等. 一体化加力燃烧室冷态流动特性数值研究[J]. *航空动力学报*, 2021, 36(7): 1472-1480.
- [32] 陈玉乾, 范育新, 赵世龙, 等. 冷气射流对壁式火焰稳定器流场特性及壁温分布影响数值研究[J]. *推进技术*, 2022, 43(3): 200263. (CHEN Yu-qian, FAN Yu-xin, ZHAO Shi-long, et al. Numerical Study for Effects of Cooling Air Jet on Flow Characteristics and Temperature Distribution of Wall Flameholder [J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2022, 43(3): 200263.)
- [33] 刘友宏, 回翔, 任浩亮. 气冷凹腔支板引气孔面积对冷却效果的影响[J]. *科学技术与工程*, 2017, 17(4): 110-116.
- [34] Zhang M, Wang N, Han J C. Internal Heat Transfer of Film-Cooled Leading Edge Model with Normal and Tangential Impinging Jets [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2019, 139: 193-204.
- [35] Zhang M, Wang N, Han J C. Overall Effectiveness of Film-Cooled Leading Edge Model with Normal and Tangential Impinging Jets [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2019, 139(8): 577-587.
- [36] Chupp R E, Helms H E, Mcfadden P W. Evaluation of Internal Heat Transfer Coefficients for Impingement-Cooled Turbine Airfoils [J]. *Journal of Aircraft*, 1969, 6(3): 203-208.

(编辑:朱立影)