

收缩型双射流孔气膜冷却特性与损失机理

康 忠^{1,2}, 李国庆^{1,3}, 张 深^{1,3}, 王晓东², 张燕峰^{1,3}, 卢新根^{1,3}

(1. 中国科学院工程热物理研究所 轻型动力重点实验室, 北京 100190;

2. 华北电力大学 能源动力与机械工程学院, 北京 102206;

3. 中国科学院大学 航空宇航学院, 北京 100049)

摘 要: 在兼顾气膜冷却效率的条件下, 为了降低气膜冷却带来的气动损失, 采用数值模拟的方法研究了双射流孔和收缩型双射流孔的气膜冷却特性。对比分析了不同吹风比(0.5~2.0)工况下气膜冷却效率和损失分布规律。结果表明: 当吹风比高于 1.0 时, 收缩型双射流孔促进冷气横向发展, 冷却效率提高; 当吹风比增加到 2.0 时, 收缩型双射流孔可以防止冷风吹离壁面。与双射流孔相比, 收缩型双射流孔入口冷气均匀加速, 消除了孔内低速区造成的堵塞, 流场趋于均匀, 孔内损失明显降低, 从而整体上降低了气膜冷却引起的总压损失。

关 键 词: 气膜冷却; 气膜冷却效率; 总压损失; 气膜孔; 损失机理

中图分类号: V231.1

文献标志码: A

Film cooling characteristics and loss mechanism of contracted double-jet hole

KANG Zhong^{1,2}, LI Guoqing^{1,3}, ZHANG Shen^{1,3}, WANG Xiaodong²,
ZHANG Yanfeng^{1,3}, LU Xingen^{1,3}

(1. Laboratory of Light-duty Gas-turbine, Institute of Engineering Thermophysics,

Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China;

2. School of Energy, Power and Mechanical Engineering,

North China Electric Power University, Beijing 102206, China;

3. School of Aeronautics and Astronautics,

University of Chinese Academy of Sciences, Beijing 100049, China)

Abstract: Film cooling characteristics and loss mechanism of double-jet hole and contracted double-jet hole with blowing ratio varying from 0.5 to 2.0 were numerically simulated. Results showed that the lateral film coverage developed and the film cooling effectiveness was promoted for the Contracted Double-jet hole when the blowing ratio was bigger than 1.0. When the blowing ratio reached 2.0, the Contracted Double-jet hole can prevent the film lift-off. Compared with the Double-jet hole, the cooling flow at the inlet of the Contracted Double-jet hole was accelerated evenly and the blockage caused by the low velocity zone in the hole was eliminated so that the flow field became uniform and the total pressure loss was reduced.

Keywords: film cooling; film cooling effectiveness; total pressure loss; film cooling hole; loss mechanism

收稿日期: 2021-04-28

基金项目: 国家自然科学基金(51976214)

作者简介: 康忠(1995—), 男, 硕士生, 主要从事涡轮叶片气膜冷却研究。

通信作者: 李国庆(1981—), 男, 研究员, 博士, 主要从事航空发动机气动与传热研究。E-mail: liguoqing@iet.cn

引用格式: 康忠, 李国庆, 张深, 等. 收缩型双射流孔气膜冷却特性与损失机理[J]. 航空动力学报, 2023, 38(2): 335-343. KANG Zhong, LI Guoqing, ZHANG Shen, et al. Film cooling characteristics and loss mechanism of contracted double-jet hole[J]. Journal of Aerospace Power, 2023, 38(2): 335-343.

一直以来,气膜冷却作为一种热防护技术被广泛应用到航空发动机中。经过数十年的发展,气膜冷却技术在不断发展和完善。研究人员创新性地提出了不同结构的气膜孔,其主要目的是提高气膜冷却效率,以更好地保护涡轮叶片,而对气膜冷却掺混损失的关注则相对较少。

在改进提升气膜冷却效率方面,Goldstein 等^[1]指出将圆柱孔出口改为扩张型,可以降低冷气出流动量并增强覆盖能力,显著提高冷却效率。Schmidt 等^[2]指出将圆柱孔出口改为后倾扩张型可以提高冷却气膜展向覆盖范围。Gritsch 等^[3]对比了圆柱孔、扇形孔、扇形后倾孔的冷却效率,研究横向扩张与后倾扩张对冷却效率的影响,实验结果表明随着吹风比增大,圆柱孔下游冷却效率降低,扇形孔下游冷却效率下降不明显,但是孔中心线上的冷气相对较多,导致沿横向的冷却效率下降梯度较大。扇形后倾孔在中心线上的冷却效率较低,但是冷却效率是非对称的。1994 年 Fric 与 Roshko^[4]利用流体可视化技术研究了气膜冷却射流与主流掺混细节,发现掺混过程形成的肾型涡对会将二次流抬起,从而降低冷却效率。为抑制肾型涡对的负面影响、提高冷却效率,国内外学者提出了众多异形孔方案,包括双射流孔^[5]、姊妹孔^[6]、簸箕型孔^[7]、台阶离散缝^[8]、沙丘型斜坡^[9]等,其中双射流孔结构简单,实用性强,因而得到了很多学者的青睐。Kusterer 等^[5,10]发现双射流孔可以在主流中形成反肾型涡对,防止冷气被主流抬起,之后将其与扇形孔、二维槽缝冷却效率对比,证实了双射流孔能提高下游气膜冷却效率。姚家旭等^[11-12]研究了双射流孔两气膜孔横向间距(p)与流向间距(s)对冷却效率的影响,结果证明适当增大横向间距使反肾型涡对作用效果更加明显,提高了冷气展向覆盖面积,当两气膜孔横向间距为 0 时,增大流向间距会使上游气膜孔射流偏移,从而提高冷气横向覆盖面积,这与 Kusterer 等^[13]数值模拟结果相同。王文三等^[14]将扩张型出口应用于双射流孔,发现改型后的冷却效率更高,在高吹风比工况下能够抑制第一个孔流出的冷气被第二个孔出流吹离壁面。上述结构对气膜冷却效率的提升是明显的,但是受限于加工工艺,气冷涡轮使用最多的仍是简单的圆柱孔,由两个圆柱孔组合而成的双射流孔已获得了相应的实验验证^[10]。

气膜冷却在降低涡轮叶片表面温度的同时,

由于冷气在气膜孔的加速运动以及与主流的掺混,不可避免地增加了气动损失。Hertsel^[15]较早地考察了气膜冷却带来的损失,并从等压掺混假设出发,利用控制体思想,提出气膜冷却损失预测公式。Ito 等^[16]、Day 等^[17]、Young 等^[18]以 Harterl 掺混损失模型为基础,通过一定假设简化,提出各自的损失预测模型。Young 和 Wilcock^[19-20]将掺混损失分为温差传热不可逆损失和速度差异黏性耗散损失两部分,并分别以熵增量化,提出了二维熵增损失预测模型。在此基础上,Lim 等^[21-22]利用几何角(κ)将二维预测模型发展为三维形式,并在涡轮设计中得到了应用。上述损失模型从理论角度出发提出了气膜冷却损失预测公式,缺乏对损失机理的分析,同时也未呈现出降低损失的策略。对损失机理方面研究较早的是 Lim 等^[21],实验对比了圆柱孔、二维槽缝、扇形孔和收缩型扇形孔的气膜冷却特性,发现将扇形孔入口加工成收缩型可以降低损失,但会导致冷却效率降低。实验不足的是主流速度较小,主流与冷气温度相同,没有考虑主流与冷气温度差异带来的损失。

本文在兼顾气膜冷却效率同时,为降低气膜冷却带来的损失,提出了收缩型双射流孔结构,利用数值模拟方法,详细对比分析了两种孔型的气膜冷却效率、反肾型涡对发展规律以及损失分布特点,揭示了收缩型双射流孔降低损失的内在机理,为气膜冷却优化设计提供了指导。

1 数值计算方法及校核

1.1 物理模型

本文采用平板模型来研究气膜孔的性能,计算域包括平板上方的主流区、下方的冷气腔和平板内部的气膜孔三部分。图 1 为计算模型示意图,主流沿 x 方向流动,为了让主流与冷气流体边界层充分发展,主流与冷气入口分别延伸 $50D$ 和 $33.3D$,

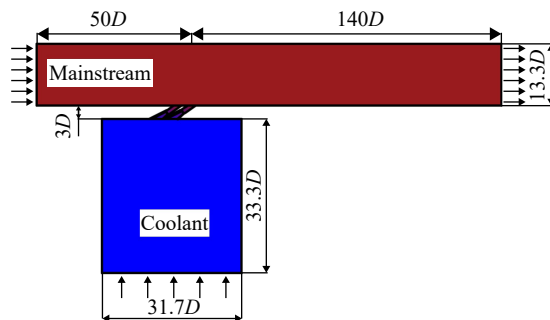


图 1 计算域模型

Fig. 1 Computational domain model

其中 D 为气膜孔直径, 为 3 mm ; 主流出口延伸 $140D$, 使冷气与主流充分掺混; 冷气腔宽度为 $31.7D$, 平板厚度为 $3D$, 计算模型周期为 $10D$ 。

双射流孔(DJFC)采用 Kusterer 的平板模型^[13] (如图 2(a)), 两孔流向间距 $s=3D$, Hole1 与 Hole2 射流角为 30° , 复合角为 35.264° , 气膜孔长度为 $6D$ 。图 2(b)为收缩型双射流孔(DJFC7), 气膜孔入口为收缩型, 入口收缩段长度 $L_1=3D$, 收缩角 $2\gamma=14^\circ$, 气膜孔出口参数不变, $L_2=3D$ 部分为圆柱孔, 其余参数与双射流孔相同。定义 Hole1 圆心为 X 轴原点, X/D 是流向距离与气膜孔直径的比值。

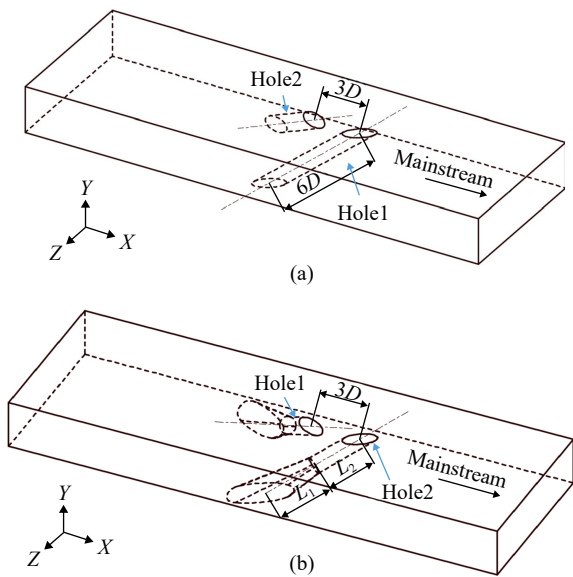


图2 气膜孔结构示意图

Fig. 2 Schematic of film cooling configuration

1.2 网格划分

计算域三个部分分别用 ANSYS ICEM 生成结构化网格(如图 3), 并用 Interface 边界连接, 主流区底部进行加密, 以捕捉冷气在主流底面附近的发展过程。图 3 右下角分别为主流底面与冷气腔上面局部网格示意图, 主流区、冷气腔与气膜孔交界面处采用两个 O-block 相交的形式生成网

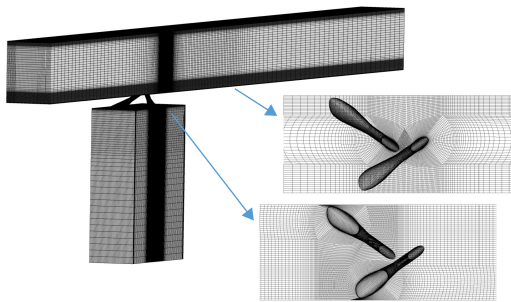


图3 数值模拟网格

Fig. 3 Numerical simulation grids

格, 提高网格正交性。多次调整贴近壁面和气膜孔的网格, 满足 $Y^+ < 1$ 。交界面附近流场较复杂, 网格需局部加密。

1.3 边界设置

边界条件设置如表 1 所示, 主流与冷气均视为完全气体, 主流进口为压力入口边界, 主流出口为静压出口边界, 冷气入口为流量入口边界, 冷气腔与主流两侧采用周期性边界条件, 其余壁面均采用绝热无滑移壁面条件。模拟过程中, 通过调节冷气入口质量流量来改变吹风比(M)。

表1 边界条件设置

Table 1 Boundary conditions

边界条件	设计值
冷气入口总温 T_{ic}/K	290
主流入口总压 p_{ig}/kPa	128
主流入口马赫数 Ma	0.6
主流出口静压 p_{out}/kPa	96
总温比 T_{ic}/T_{ig}	0.54
密度比 ρ_c/ρ_g	1.8
吹风比 M	0.5~2.0

1.4 计算模型与网格无关性验证

使用 ANSYS CFX 进行数值计算, 湍流模型采用 SST (shear stress transfer) $k-\omega$ 模型。为检验高马赫数工况下计算方法、SST $k-\omega$ 湍流模型以及网格划分方法的准确性, 对 Gritsch 实验^[3]进行复现, 数值模拟采用与实验相同的圆柱孔结构, 主流马赫数为 0.6, 吹风比为 1.0。图 4 为中心线冷却效率沿流向变化曲线, 可以看出, 数值模拟曲线与实验结果变化趋势相同, 在 $X/D=2\sim 8$ 范围内基本吻合, 从而验证了本文计算模型的正确性

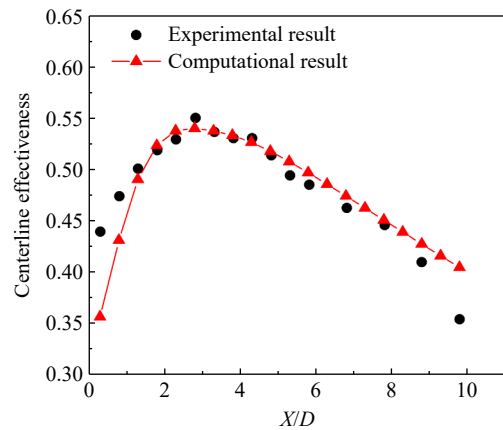


图4 实验与数值模拟结果对比

Fig. 4 Comparison between numerical and experimental result

与合理性。

考虑到吹风比要与实验测量结果相对应,本文吹风比采用冷气流量来计算

$$M = \frac{\rho_c U_c}{\rho_g U_g} \quad (1)$$

$$\rho_c U_c = \frac{m_c}{2\pi r^2} \quad (2)$$

式中 ρ_c 、 U_c 分别为冷气密度与速度, ρ_g 、 U_g 分别为主流密度与速度, m_c 为冷气腔入口质量流量, r 为气膜孔的半径, 值为 1.5 mm。

Denton 总压损失系数^[23] 定义

$$\zeta_p = \frac{p_{t1} - p_{t2}}{p_{t1} - p_1} \quad (3)$$

式中 p_{t1} 为入口总压, p_{t2} 为研究位置处的总压, p_1 为入口静压。

Denton 总压损失系数应用于气膜冷却应考虑冷气的总压, 因此 p_{t1} 修正为冷气与主流总压平均值, $(p_{t1} - p_1)$ 可以用主流动压来代替, Denton 总压损失系数修正后为

$$\zeta_p = \frac{\frac{m_c}{m_c + m_g} p_{tc} + \frac{m_g}{m_c + m_g} p_{tg} - p_{t2}}{0.5 \rho_g U_g^2} \quad (4)$$

式中 m_g 为主流入口质量流量, p_{tc} 与 p_{tg} 分别为冷气与主流入口总压, 为与实验相对应, p_{tc} 采用冷气腔特征点总压, p_{tg} 采用主流入口平面中心点总压, p_{t2} 采用 $X/D=5$ 截面平均总压。

选取双射流气膜孔模型进行网格无关性验证, Test1~Test5 网格数分别为 134 万、238 万、288 万、326 万和 380 万, 图 5 为五种网格数的气膜冷却总压损失系数对比曲线, 134 万网格的总

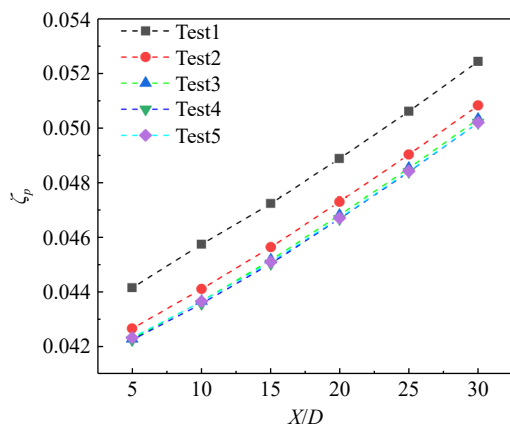


图5 网格无关性验证

Fig. 5 Grid independence study

压损失系数显然高于网格数量较多的总压损失系数。326 万网格与 390 万网格的总压损失系数十分接近, 为节约计算成本并保证计算精度, 选取 326 万的网格进行数值模拟。

2 计算结果与分析

2.1 冷却效率对比

图 6 是两种气膜孔结构横向平均气膜冷却效率沿流向的分布规律。当吹风比 $M=0.5$ 时, 两种气膜孔结构横向平均冷却效率沿流向逐渐降低。当 $M>0.5$ 时, 冷却效率先升高后下降, 这有两方面原因: 首先, 冷气出流速度较高 ($M=1.0$ 时, 速度为 166 m/s), 部分冷气流出气膜孔后不能及时贴附壁面; 其次, 气膜孔出口附近冷气横向覆盖范围小, 随着冷气横向发展, 冷却效率逐渐提高。

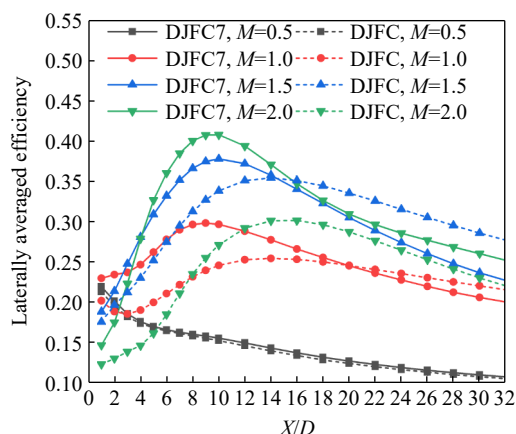


图6 横向平均气膜冷却效率

Fig. 6 Laterally averaged film cooling effectiveness

当 $M=0.5$ 时, 两种孔型的冷却效率基本相同。当 M 为 1.0 和 1.5 时, 在 $X/D<16$ 的区域, 收缩型双射流孔冷却效率较高; $X/D>16$ 的区域双射流孔的冷却效率高, 这是由于收缩型双射流孔在气膜孔附近冷气消耗大, 冷气温度迅速升高, 距气膜孔较远的区域冷却效率下降。当 $M=2.0$ 时, 收缩型双射流孔冷却效率高于双射流孔, 而且双射流孔冷却效率小于 $M=1.5$ 工况下的冷却效率, 这是因为吹风比高, 出流速度大, 冷气吹离壁面, 与主流发生掺混, 从而出现冷气流量增大冷却效率却降低的现象。

图 7 为具有对称结构的反肾型涡对的理想涡系结构, 可以看到反肾型涡对由两个涡组成, 分为左支与右支。下面采用该结构进行深入分析。

为探究冷气吹离再附壁过程, 对比了两种孔

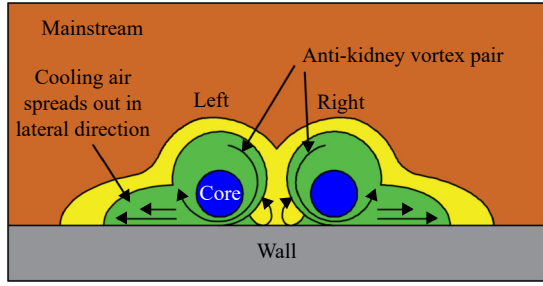


图7 反肾型涡对理想形状

Fig. 7 Idealized shape of the anti-kidney vortex pair

型平板表面冷却效率(η)分布云图(图8)。双射流孔与收缩型双射流孔在气膜孔下游都出现两边冷却效率高,中间冷却效率低的现象,这是反肾型涡对在下游发展的结果,可以通过调整两个孔的横向间距来提高下游中心冷却效率^[13]。当 $M=1.0$ 与 $M=1.5$ 时,冷气流出口射流孔后脱离壁面,在 $X/D<4$ 时,中心区域冷却效率较低;随着气流继续流动,冷气再次贴附壁面,在 $X/D>4$ 时,中心区域冷却效率升高。与双射流孔相比,收缩型双射流孔在 $M=1.5$ 时才发生冷气分离再附现象。当 $X/D<2.0$ 时,收缩型双射流孔冷气横向覆盖范围更宽,但中心线低冷却效率区域($\eta<0.4$ 区域)提前,这是因为反肾型涡对的两支相互作用,冷气

横向发展快,反肾型涡对的两支分离位置提前。吹风比越高,低冷却效率区越靠近气膜孔。对比 $M=2.0$ 工况,可以看到双射流孔冷气脱离壁面不会再附,冷却效率降低;收缩型双射流孔冷气脱离壁面仍可以再附,而且冷气横向覆盖范围更宽,可以在高吹风比工况下应用。

沿流向截取三个平面探究冷气与主流的作用机理(图9),矢量场展示了反肾型涡对的发展。对比 $X/D=4$ 矢量图,可以看到此位置处反肾型涡对左支更强,主导着整个流场结构。收缩型双射流孔反肾型涡对右支相对双射流孔更强些,促使冷气向右侧横向发展。观察温度场,双射流孔冷气核心远离壁面,导致冷却效率下降,而收缩型双射流孔冷气核心紧贴壁面,横向覆盖广,这与前文分析相符。对比图9(b)、图9(e)矢量场,由于反肾型涡对的作用,冷气沿横向发展,促使冷气贴附壁面,但也会夹带高温主流进入冷气核心区,收缩型双射流孔夹带现象更明显,导致中心线处冷气温度升高,冷却效率下降。观察温度场,双射流孔冷气核心贴近壁面,与图9(a)相比,冷气附着在平板表面,冷却效率升高;收缩型双射流孔冷气核心被分为两部分,并向两侧发展。对

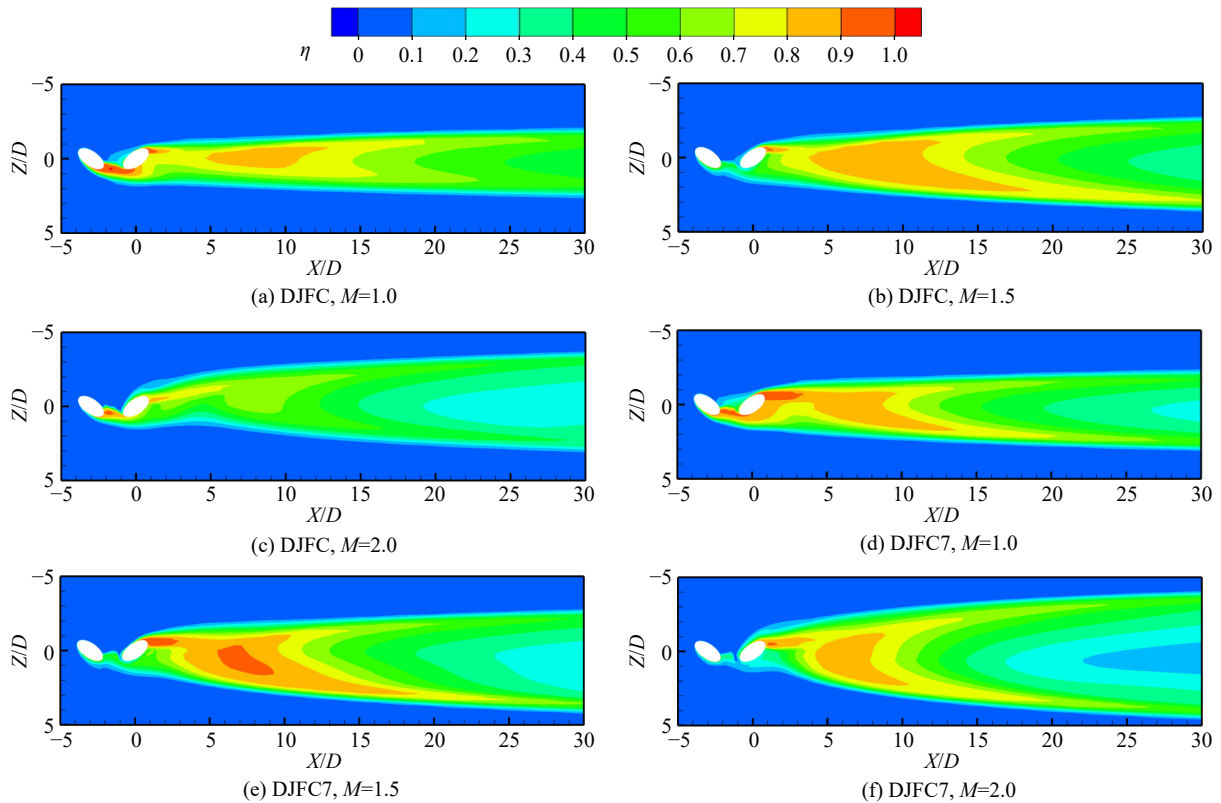
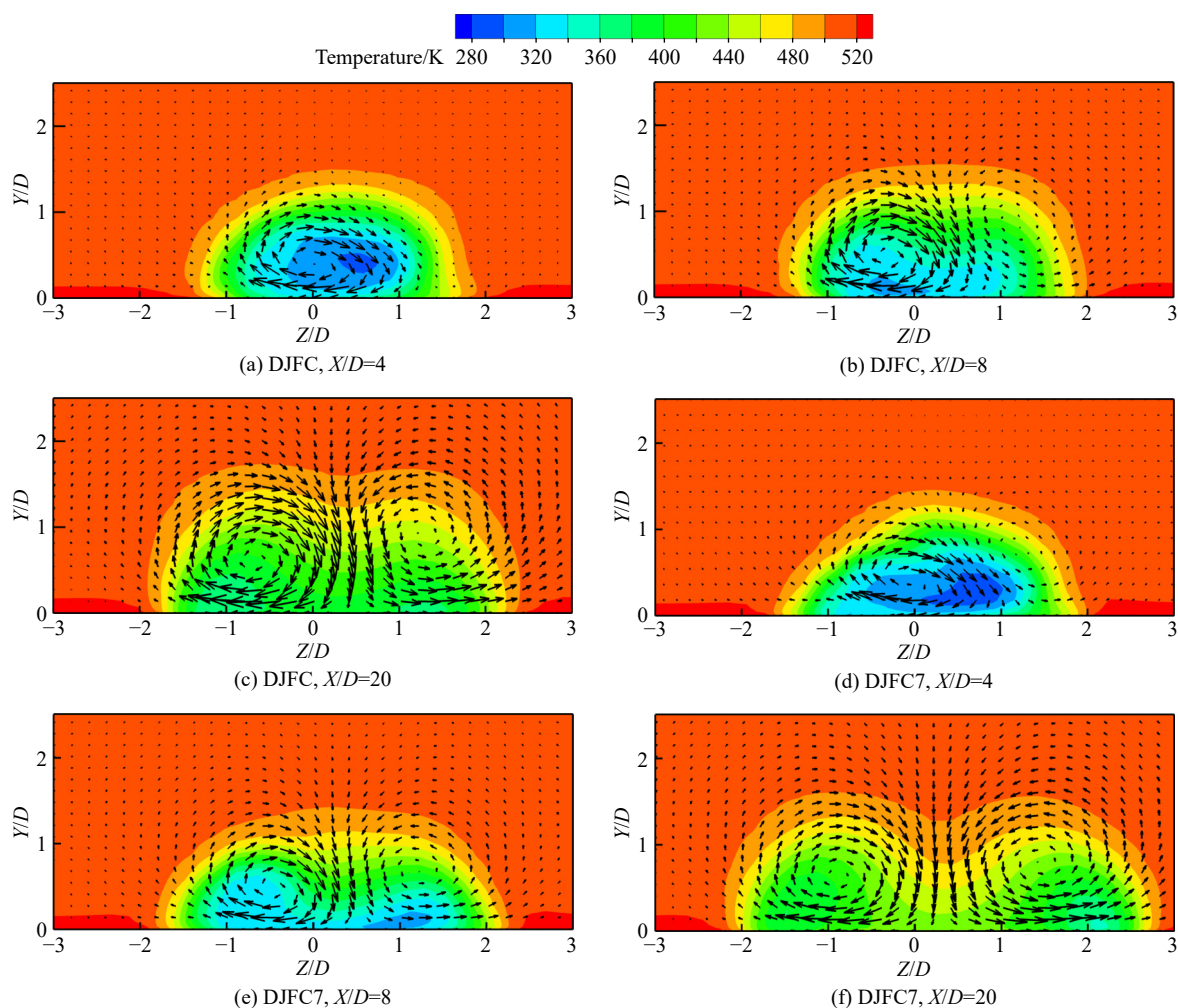


图8 DJFC与DJFC7绝热气膜冷却效率分布

Fig. 8 Adiabatic film cooling effectiveness distribution for DJFC and DJFC7

图 9 X/D 截面总温分布与二次流($M=1.0$)Fig. 9 Total temperature distribution and secondary flow at X/D plane ($M=1.0$)

比图 9(c)、图 9(f), 可以看到在 $X/D=2.0$ 时, 两种气膜孔反肾型涡对结构都很明显, 但左右两支分别向两侧发展, 中心线处的高温主流向壁面运动, 冷气温度升高, 冷却能力下降, 中心线冷却效率明显下降。从图 9(a)~图 9(f) 可以看到冷气在右侧覆盖范围比左侧的更宽, 这是因为上游气膜孔射流影响冷气向右发展, 下游气膜孔射流影响冷气向左发展, 上游冷气出流早, X/D 相同截面处, 冷气向右侧发展时间更长, 覆盖范围更宽。

以上对比了两种气膜孔的冷却性能与流场结构, 结果表明收缩型双射流孔在 $X/D < 16$ 时可以提高横向平均冷却效率, 流场中反肾型涡对作用效果更强, 促使冷气横向覆盖面积增大, 在高吹风比下能促使冷气贴壁, 提高冷却效率。收缩型双射流孔会导致中心低冷却效率区位置提前, 距离气膜孔较远的位置冷却效率降低。总体上, 在研究范围内不会降低冷却效率。

2.2 损失机理研究

采用修正后的 Denton 总压损失系数(式(4))研究气膜冷却损失机理, 图 10 为总压损失系数沿

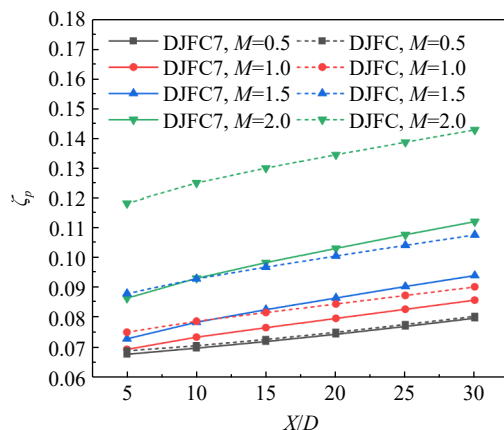


图 10 DJFC 与 DJFC7 总压损失系数对比

Fig. 10 Comparison of the total pressure loss coefficient of DJFC and DJFC7

流向变化趋势,通过比较两种结构各位置处总压损失效率来定量分析损失变化规律。当 $M=0.5$ 时,两种结构总压损失系数基本一致; $M=1.0$ 时,收缩型双射流孔总压损失系数明显降低,与双射流孔相比,平均降低了 7%; 当 M 高于 1.0 以后,两者差距进一步加大。 $M=1.5$ 和 $M=2.0$ 时,相对于双射流孔,收缩型双射流孔的总压损失系数分别降低了 15% 和 25%。当 M 从 1.5 提高到 2.0 时,两种结构总压损失降幅都很大,这主要是因为冷气流出气膜孔后脱离了壁面,与主流发生了强烈掺混,导致损失迅速增加。与双射流孔相比,收缩型双射流孔可以降低总压损失,随着吹风比增大,同一位置下总压损失系数降低幅度增大。

气膜孔后的总压损失包含两部分,一部分是主流与冷气掺混导致的损失,随着冷气在主流中的发展,冷气温度、速度与主流无限接近,这部分损失会随着 X/D 的增大而降低;另一部分是气流边界层与壁面摩擦造成的损失,边界层损失较小。图 10 中的总压损失曲线斜率基本不变,可以认为在 $X/D=5$ 时,冷气与主流掺混基本完成,此后主流与冷气仍在相互作用,只是掺混损失趋于稳定。文献 [22] 实验采用 $X/D=5$ 平面作为损失计算平面,测量总压损失与改进的三维气膜冷却损失预测公式结果相吻合,因此后文以 $X/D=5$ 平面为测量平面。

高扬等 [24] 将总的总压损失 ($\zeta_{p,\text{total}}$, 称总压损) 分为掺混总压损失 ($\zeta_{p,\text{mix}}$, 称掺混压损) 和孔内总压损失 ($\zeta_{p,\text{hole}}$, 称孔内压损), 通过改变 Denton 式中的 p_{t1} 来计算掺混损失, 计算公式如下:

$$\zeta_{p,\text{total}} = \frac{\frac{m_c}{m_c + m_g} p_{t_{c,\text{in}}} + \frac{m_g}{m_c + m_g} p_{t_{g,\text{in}}} - p_{t2}}{\frac{1}{2} \rho_g U_g^2} \quad (5)$$

$$\zeta_{p,\text{mix}} = \frac{\frac{m_c}{m_c + m_g} p_{t_{c,\text{out}}} + \frac{m_g}{m_c + m_g} p_{t_{g,\text{in}}} - p_{t2}}{\frac{1}{2} \rho_g U_g^2} \quad (6)$$

$$\zeta_{p,\text{hole}} = \zeta_{p,\text{total}} - \zeta_{p,\text{mix}} \quad (7)$$

式中 $p_{t_{c,\text{in}}}$ 采用冷气入口质量平均总压, $p_{t_{c,\text{out}}}$ 采用气膜孔出口平面质量平均总压, $p_{t_{g,\text{in}}}$ 采用主流入口质量平均总压。

利用式 (4)~式 (6) 对比两种孔型压损 (图 11), 进一步研究收缩型双射流孔损失降低机理。可以看到掺混压损大于孔内压损, 这是因为冷气与主

流掺混时存在速度差异导致的损失和温度差异导致的损失, 而孔内损失主要是冷气加速流动导致的摩擦损失。随着吹风比的增大, 双射流孔孔内压损急剧增大, 这不利于在高吹风比工况下应用, 而收缩型双射流孔掺混压损与孔内压损增加量较小, 说明将气膜孔入口改成收缩型可以降低损失对吹风比的敏感性。当 $M=0.5$ 时, 两种结构总压损基本相同; 当 $M>0.5$ 时, 收缩型双射流孔总压损明显低于双射流孔的, 其中孔内压损差别明显大于掺混压损, 这表明将气膜孔入口改成收缩型主要是改变了孔内流场, 降低了孔内压损。

为深入了解收缩型双射流孔损失降低机理, 对冷气在气膜孔中的流动结构进行研究 (图 12)。对比图 12(a)~图 12(c), 冷气从冷气腔右侧到达双射流孔时加速流动, 几何偏转角大于 180° , 流动方向无法及时改变, 冷气在气膜孔入口发生了分离, 形成了低速区。低速区会堵塞气膜孔, 使冷气流动面积减小, 左侧气流加速, 摩擦损失增大, 同时气膜孔中冷气速度不均匀, 由于流体黏性作用会增大损失, 气膜孔出口速度不均匀会影响气膜冷却效率。观察 Hole2 气膜孔流场结构, 当 $M=1.0$ 时, 随着冷气加速流动, 低速区越来越小, 气膜孔出口速度均匀度较好; 当吹风比为 1.5 与 2.0 时, 低速区贯穿整个气膜孔, 导致高速冷气周向旋转。而 Hole1 气膜孔低速区范围较小, 高速冷气将低速区限制在气膜孔右侧。

观察图 12(e)~图 12(f), 收缩型双射流孔在气膜孔入口也出现了低速区, 但由于入口是收缩型的, 低速区冷气沿流道加速, 速度方向与气膜孔壁面趋于平行, 消除了低速区。观察收缩型双射流孔马赫数分布云图, 发现收缩段马赫数等值

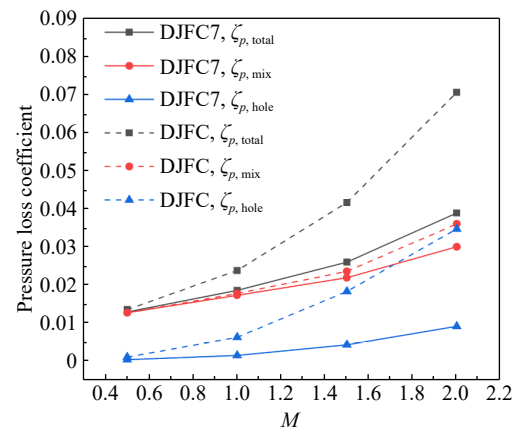


图 11 DJFC 和 DJFC7 的 $\zeta_{p,\text{hole}}$ 和 $\zeta_{p,\text{mix}}$ 对比

Fig. 11 Comparison of $\zeta_{p,\text{hole}}$ and $\zeta_{p,\text{mix}}$ of DJFC and DJFC7

线非常均匀,表明冷气在气膜孔中均匀加速,有利于降低损失。此外,当 $M=1.5$ 时,收缩型双射流孔并未出现超音速区域,不用考虑超音速工况下的复杂流动结构,更适合在高主流马赫数、高吹风比工况下应用。

Kusterer 等^[13]认为 Hole1 流出的冷气会导致

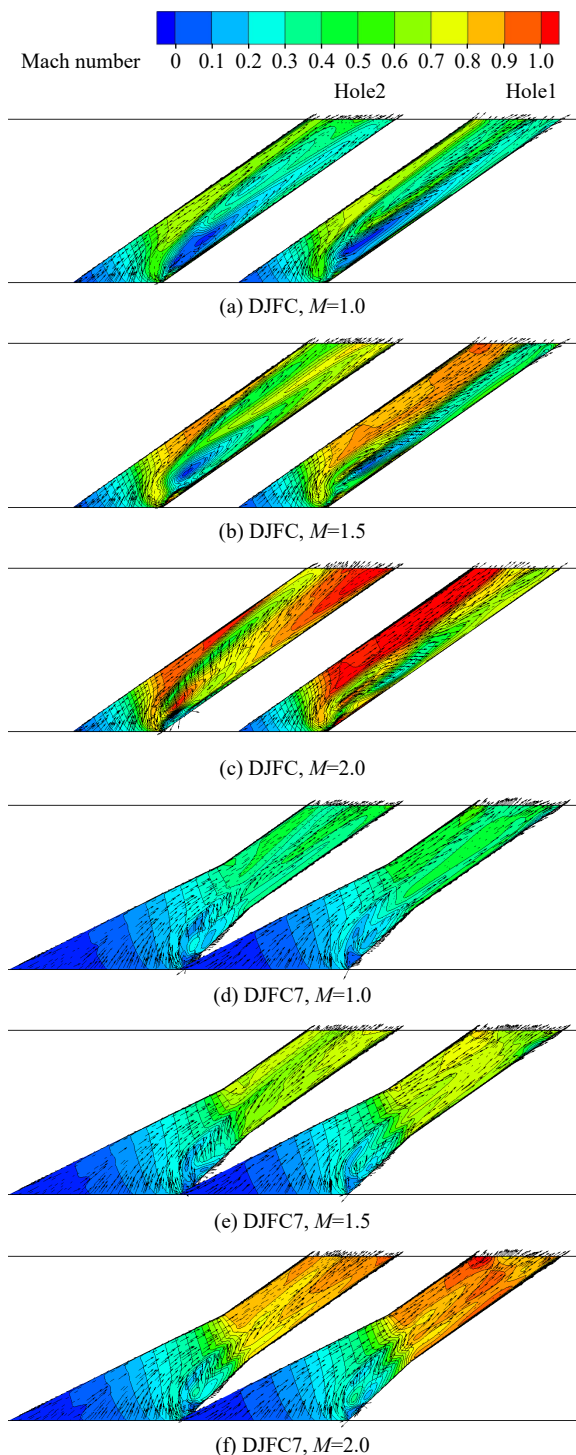


图 12 气膜孔中心面马赫数与矢量云图

Fig. 12 Calculated Mach number distribution with flow vectors at center plane of film cooling holes

孔上游主流流速降低,压力升高,对 Hole2 形成阻塞效应,从而导致 Hole1 吹风比小于 Hole2 吹风比,这可能会影响反肾型涡对的结构。接下来通过分析两孔吹风比和流场结构来验证 Kusterer 等人的观点。

表 2 是根据两孔流量计算得到的吹风比,以及平均吹风比(M_{av})。对于双射流孔结构,总吹风比较低时,Hole1 吹风比较低,偏离平均值较大,除了 Hole1 的阻塞效应外,低速区对冷气的阻塞也会导致 Hole2 吹风比降低。收缩型双射流孔 Hole1 的吹风比均高于 Hole2 吹风比,而且 Hole1 与 Hole2 吹风比差异均高于双射流孔的。当 $M=1.5$ 时,双射流孔两气膜孔吹风比差仅为 0.012,而收缩型双射流孔的为 0.043,差别较大,结合图 9, Hole2 冷气形成反肾型涡对的右支,收缩型双射流孔形成的反肾型涡对更明显,这说明吹风比的差异不会对反肾型涡对的形成造成直接影响。结合图 8,气膜孔下游两侧冷却效率基本相同,说明 Hole1 吹风比的降低不会影响气膜冷却效果。以上结果基本可以否定 Kusterer 等人的观点。

表 2 Hole1 与 Hole2 吹风比

Table 2 Calculated blowing ratios of Hole1 and Hole2

模型	M	Hole1	Hole2	M_{av}
DJFC	0.5	0.548	0.428	0.488
	1.0	0.992	0.966	0.979
	1.5	1.473	1.485	1.479
	2.0	1.977	1.981	1.979
DJFC7	0.5	0.594	0.386	0.490
	1.0	1.017	0.953	0.985
	1.5	1.501	1.457	1.479
	2.0	1.993	1.963	1.978

3 结 论

本文从降低气膜冷却损失角度出发,将双射流孔入口优化为收缩型,研究了其冷却效率和损失机理,并与双射流孔进行了对比,得出以下结论:

1) 从冷却效率角度分析,在 $X/D < 16$ 范围内,收缩型双射流孔冷却效率更高,横向覆盖范围更宽,当吹风比 $M=2.0$ 时,冷气脱离壁面后可以再贴附壁面,冷却效率远高于双射流孔。两种气膜孔涡结构基本相同,收缩型双射流孔反肾型涡对结构更明显,使冷气更易贴附壁面,在高吹风比下呈现出优异的冷却性能。

2) 从损失角度分析, 收缩型双射流孔可以大幅度降低气膜冷却带来的总压损失, 吹风比 $M=1.0$ 、 1.5 和 2.0 工况下, 其总压损失系数相比于双射流孔分别降低了 7%、15% 和 25%。进一步分析损失机理, 对于双射流孔, 随着吹风比增大, 孔内压损显著增大, 导致气膜冷却损失增大; 将双射流孔入口改为收缩型后, 可以防止冷气在入口处分离, 消除孔内低速区, 降低孔内压损, 从而降低气膜冷却带来的损失。

3) 双射流孔的两个气膜孔吹风比差异不会对反肾型涡对结构和冷却效率造成直接影响。

参考文献:

- [1] GOLDSTEIN R J, ECKERT E, BURGGRAF F. Effects of hole geometry and density on three-dimensional film cooling[J]. *International Journal of Heat & Mass Transfer*, 2015, 17(5): 595-607.
- [2] SCHMIDT D L, SEN B, BOGARD D G. Film cooling with compound angle holes: adiabatic effectiveness[J]. *Journal of Turbomachinery*, 1996, 118(4): 807-813.
- [3] GRITSCH M, SCHULZ A, WITTIG S. Adiabatic wall effectiveness measurements of film-cooling holes with expanded exits[J]. *Journal of Turbomachinery*, 1998, 120(3): 549-556.
- [4] FRIC T F, ROSHKO A. Vortical structure in the wake of a transverse jet[J]. *Journal of Fluid Mechanics*, 1994, 279: 1-47.
- [5] KUSTERER K, BOHN D, SUGIMOTO T, et al. Influence of blowing ratio on the double-jet ejection of cooling air[R]. ASME Paper GT2007-27301, 2007.
- [6] 李润东, 李明春, 贺业光, 等. 射流角度对姊妹孔气膜冷却效果影响实验研究[J]. *推进技术*, 2020, 41(8): 1765-1772.
LI Rundong, LI Mingchun, HE Yeguang, et al. Experimental study on effects of injection angles on film cooling performance of sister holes[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2020, 41(8): 1765-1772. (in Chinese)
- [7] 刘聪, 朱惠人, 付仲议, 等. 涡轮导叶吸力面簸箕型孔气膜冷却特性实验研究[J]. *推进技术*, 2016, 37(6): 1142-1150.
LIU Cong, ZHU Hui ren, FU Zhongyi, et al. Experimental study of film cooling characteristics for dust-pan shaped holes on suction side in turbine guide vane[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2016, 37(6): 1142-1150. (in Chinese)
- [8] XU Qingzong, DU Qiang, WANG Pei, et al. Computational study of film cooling and flowfields on a stepped vane endwall with a row of cylindrical hole and interrupted slot injections[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2019, 134: 796-806.
- [9] 张盛昌, 张靖周, 谭晓茗. 利用上游沙丘形斜坡增强气膜冷却[J]. *航空动力学报*, 2020, 35(5): 973-982.
ZHANG Shengchang, ZHANG Jingzhou, TAN Xiaoming. Film cooling enhancement by using upstream sand-dune-shaped ramp[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2020, 35(5): 973-982. (in Chinese)
- [10] KUSTERER K, ELYAS A, BOHN D, et al. Film cooling effectiveness comparison between shaped- and double jet film cooling holes in a row arrangement[R]. ASME Paper GT2010-22604, 2010.
- [11] YAO Jiaxu, XU Jin, ZHANG Ke, et al. Interaction of flow and film-cooling effectiveness between double-jet film-cooling holes with various spanwise distances[R]. ASME Paper GT2017-63740, 2017.
- [12] YAO Jiaxu, LEI Jiang, WU Junmei, et al. Effects of streamwise distance and density ratio on film-cooling effectiveness for double-jet film-cooling on a flat plate[R]. ASME Paper GT2018-75456, 2018.
- [13] KUSTERER K, ELYAS A, BOHN D, et al. Double-Jet film-cooling for highly efficient film-cooling with low blowing ratios[R]. ASME Paper GT2008-50073, 2008.
- [14] 王文三, 唐菲, 赵庆军, 等. 新型双射流冷却孔对气膜冷却效率影响的研究[J]. *工程热物理学报*, 2011, 32(8): 1291-1294.
WANG Wensan, TANG Fei, ZHAO Qingjun, et al. An investigation of the effect of new-type double-jet film cooling (DJFC) hole on film cooling effectiveness[J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2011, 32(8): 1291-1294. (in Chinese)
- [15] HARTSEL J. Prediction of effects of mass-transfer cooling on the blade-row efficiency of turbine airfoils[R]. San Diego: In Proceedings of the 10th Aerospace Sciences Meeting, 1972.
- [16] ITO S, ECKERT E R G, GOLDSTEIN R J. Aerodynamic loss in a gas turbine stage with film cooling[J]. *Journal of Engineering for Power*, 1980, 102(4): 964-970.
- [17] DAY C, OLDFIELD M, LOCK G D, et al. Efficiency measurements of an annular nozzle guide vane cascade with different film cooling geometries[R]. ASME Paper 98-GT-538, 1998.
- [18] YOUNG J B, HORLOCK J H. Defining the efficiency of a cooled turbine[J]. *Journal of Turbomachinery*, 2006, 128(4): 658-667.
- [19] YOUNG J B, WILCOCK R C. Modeling the air-cooled gas turbine: Part 1 general thermodynamics[J]. *Journal of Turbomachinery*, 2002, 124(2): 207-213.
- [20] YOUNG J B, WILCOCK R C. Modeling the air-cooled gas turbine: Part 2 coolant flows and losses[J]. *Journal of Turbomachinery*, 2002, 124(2): 214-221.
- [21] LIM C H, PULLAN G, IRELAND P. Influence of film cooling hole angles and geometries on aerodynamic loss and net heat flux reduction[R]. ASME Paper GT2011-45721, 2011.
- [22] LIM C H, PULLAN G, NORTHALL J. Estimating the loss associated with film cooling for a turbine stage[R]. ASME Paper GT2010-22327, 2010.
- [23] DENTON J D. Loss mechanisms in turbomachines[J]. *Trans Asme Journal of Turbomachinery*, 1993, 115(4): 621-656.
- [24] 高扬, 刘建军, 安柏涛. 主流马赫数对不同气膜孔结构冷却效果及气动损失影响研究[J]. *燃气轮机技术*, 2015, 28(2): 15-20.
GAO Yang, LIU Jianjun, AN Baitao. Influence of mainstream Mach number on cooling effectiveness and aerodynamic losses of different film cooling configurations[J]. *Gas Turbine Technology*, 2015, 28(2): 15-20. (in Chinese)

(编辑: 张 雪)