

An Improved Empirical Formula for Film Hole Cooling Efficiency Based on Numerical Simulation

Rifeng Wang¹, Hangkai Bao^{1,2}, Ying He^{1*}

¹School of Energy and Power, Dalian University of Technology, Dalian Liaoning

²Hangzhou Steam Turbine Co., Ltd., Hangzhou Zhejiang

Email: 1053783971@qq.com, *heyings@dlut.edu.cn

Received: May 8th, 2020; accepted: May 22nd, 2020; published: May 29th, 2020

Abstract

Film cooling is a prospective cooling technique for maintaining and improving turbine working life with obvious advantages. The existing empirical formulas usually ignore the effect of the ratio of film hole length to the diameter L/D on the cooling effectiveness, but L/D is related to the surface inclination angle of film hole and the size of surface inclination angle of film hole greatly affects the flow pattern of the jet, and thus has a relatively large impact on the distribution of the cooling efficiency. The aim of this article is to construct an empirical formula through numerical experiments which can accurately predict the laterally averaged film cooling efficiency in the early stage of designing blade cooling structure. Therefore, the effects of film hole spacing, surface inclination angle and blow ratio on the laterally averaged film cooling effectiveness were first investigated by numerical simulations. The nonlinear fitting of the data was performed by using Matlab and were subsequently summarized as an empirical formula which is related to the above parameters. Compared with the existing empirical formulas, the improved empirical formula can give a better prediction for cooling efficiency, whose coefficient of determination is greater than 0.9.

Keywords

Gas Turbine, Film Hole Cooling Efficiency, Numerical Simulation, Matlab Nonlinear Fitting

基于数值模拟的气膜孔冷却效率经验公式的修正

汪日丰¹, 包航凯^{1,2}, 贺 纓^{1*}

¹大连理工大学能源与动力学院, 辽宁 大连

*通讯作者。

²杭州汽轮机股份有限公司, 浙江 杭州
Email: 1053783971@qq.com, *heyings@dlut.edu.cn

收稿日期: 2020年5月8日; 录用日期: 2020年5月22日; 发布日期: 2020年5月29日

摘要

气膜冷却在燃气轮机叶片冷却中具有明显优势和较强应用前景。已有的经验公式通常忽略气膜孔长径比(气膜孔长度/气膜孔直径)的大小对冷却效率的影响, 但长径比与气膜倾角相关, 会很大程度影响射流的流动形式, 从而对冷却效率的分布影响较大。本文旨在通过数值实验构建一个能够较为准确地预测展向平均气膜冷却效率的经验公式, 为初期叶片冷却结构的快速设计提供依据。本文首先通过数值模拟的方法分析了孔间距、气膜倾角和吹风比的大小对展向平均气膜冷却效率的影响, 将上述参数总结归纳到所构建的经验公式中, 使用Matlab对数据进行非线性拟合, 最后与已有经验公式进行对比。结果表明, 本文构建的经验公式在拟合效果方面要好于已有的经验公式且决定系数均大于0.9, 具有较好的拟合优度。

关键词

燃气轮机, 气膜冷却效率, 数值模拟, Matlab非线性拟合

Copyright © 2020 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

1. 引言

燃气轮机叶片冷却的基本方式主要分为内部冷却与外部冷却, 而外部冷却中气膜冷却具有明显优势和较强应用前景, 是一种广泛采用的冷却技术。气膜冷却的原理如图1所示, 通过在高温部件表面开设槽或者小孔, 使冷却气体以射流的方式注入到主流高温燃气中, 由于主流压力以及摩擦力的影响, 冷却射流向下游弯曲并在高温部件表面形成一层温度较低的气体薄膜, 可以有效降低高温燃气与叶片外表面的换热量, 从而对高温部件起到隔离和保护的作用[1]。

在实际研究过程中, 通常将叶片的吸力侧与压力侧气体的流动方式近似看作外掠平板气体流动, 因此平板气膜冷却研究得到的结果可以近似用到叶片的吸力侧与压力侧上, 而气膜冷却效率是衡量气膜冷却效果的重要指标, 主要受几何参数与流动参数的影响。乔日平[2]采用 Realizable $k-\varepsilon$ 紊流模型对不同孔间距的气膜冷却流场的传热特性进行分析, 发现当孔间距较小时, 射流孔间冷却死区消失的越快, 在中心孔处有较高的冷却效率。郭婷婷[3]通过自编程序, 分析了不同入射角度下射流轨迹和速度场的分布, 发现入射角度直接影响流场特性, 当入射角度为负时, 射流对主流上游的影响区域较大; 当入射角度为正时, 随着入射角的减小, 射流孔下游背风侧的分离现象逐渐消失。李少华[4]对圆柱形、簸箕形和锥形射流孔的平板气膜冷却进行了数值模拟, 发现在相同速比下, 簸箕形射流孔的冷却效率和横向覆盖区域均优于另两种孔型; 簸箕形和锥形射流孔均有效地抑制了反向涡旋对的形成, 提高了射流的附壁性, 从而增强了冷却效果。韩振兴[5]通过实验对不同吹风比下的圆柱形孔气膜冷却效率和换热系数的分布进行

了研究,发现在 $M = 0.5$ 时射流出口动量较小,能够对下游形成较好的保护;当 $M = 1.0$ 和 $M = 1.5$ 时,射流出口涡对的卷吸作用对冷却效率的分布有较大的影响。

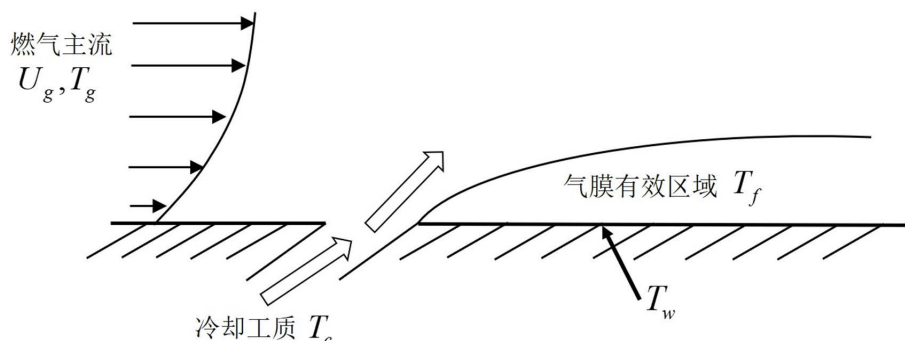


Figure 1. Sketch of film cooling

图 1. 气膜冷却原理图

在燃气轮机叶片冷却结构设计初期需要对叶片整体的流动传热性能进行预测,因此通常在方案设计阶段采用一维和三维耦合的方法快速预测叶片的温度走势,从而可以改进叶片高温区域的冷却结构。在一维管网程序中需要通过叶片外壁面气膜冷却效率的分布来计算叶片外壁面温度,总结出有效合理的气膜冷却效率经验公式就成为叶片冷却结构快速设计的重要步骤。Baldauf [6]等考虑了较全面的气膜冷却效率影响因素和较大的参数范围,给出了复杂的圆柱形射流孔气膜冷却效率关联式,将圆柱形射流孔的气膜冷却区域分为了两个区域:只表现单一的射流流动形式的靠近射流孔出口区域和由相邻射流的相互作用占主导的远离射流孔的区域,在拟合圆柱形射流孔冷却效率方面具有较高精度。Bunker [7]等对早期效率公式进行了总结,给出了四组既能用于圆柱形射流孔也能用于扇形射流孔的关联式,发现它们大多具有相同的统一形式,即运用对数关系表明展向平均气膜冷却效率随下游距离的衰减。Colban [8]等基于文献中的实验数据,根据扇形孔的气膜冷却物理原理拟合了新的扇形孔经验公式,相较于 Bunker [7]的经验公式具有更高的精度和适用范围。Chen [9]和 Zhang [10]等在 Colban [8]构建的关联式基础上分别添加了密度比和射流孔长径比对气膜冷却效率的影响,使新构建的关联式在精度和适用范围上得到进一步提高。Wang [11]基于实验数据,尝试对顺排和叉排两种形式的圆柱形射流孔的冷却效率进行拟合,关联式中添加了密度比对冷却效率的影响,在距离射流孔出口十倍直径的区域拟合效果较好。

已有大多数拟合优度较高的经验公式多适用于扇形射流孔或多排圆柱形射流孔,不适合于单排圆柱形射流孔,因此无法直接用于一维管网程序;另一方面,已有经验公式未考虑气膜孔倾角这一几何参数对冷却效率的影响,因此本文首先通过数值实验分析孔间距、气膜倾角和吹风比的大小对圆柱形射流孔展向平均气膜冷却效率的影响,发现气膜倾角的影响不能忽略。进而构建了形式简单,在初期能够用于预测气膜倾角较小的圆柱形射流孔气膜冷却效率分布的经验公式,且通过和 Bunker [7]构建的关联式进行对比,验证了本文拟合的经验公式具有较高的拟合优度。

2. 物理模型和计算方法

2.1. 计算域及网格划分

本文参考了文献[12]中的物理模型,令主流燃气与冷却气体同向进气,计算域由主流域、气膜孔和冷气域构成,如图 2 所示。坐标轴原点选在气膜孔射流出口处的中心位置, X 方向为主流流动方向, Y 方向为展向, Z 方向垂直于平板上表面即为叶高方向。圆柱形孔直径 $D = 8 \text{ mm}$,气膜孔倾角 $\alpha = 35^\circ, 45^\circ, 60^\circ$

和 90° ；平板厚度 $H = 18 \text{ mm}$ ，沿展向方向孔间距 $P/D = 2, 3, 4$ ，平板前缘距离孔口前端距离为 $10D$ ，尾缘距离孔口后端为 $42D$ ，保证能够充分地观察到冷却气体在平板上表面的流动及换热情况；主流通道和冷却通道沿 Z 方向的高度分别为 $15D$ 和 $8D$ 。

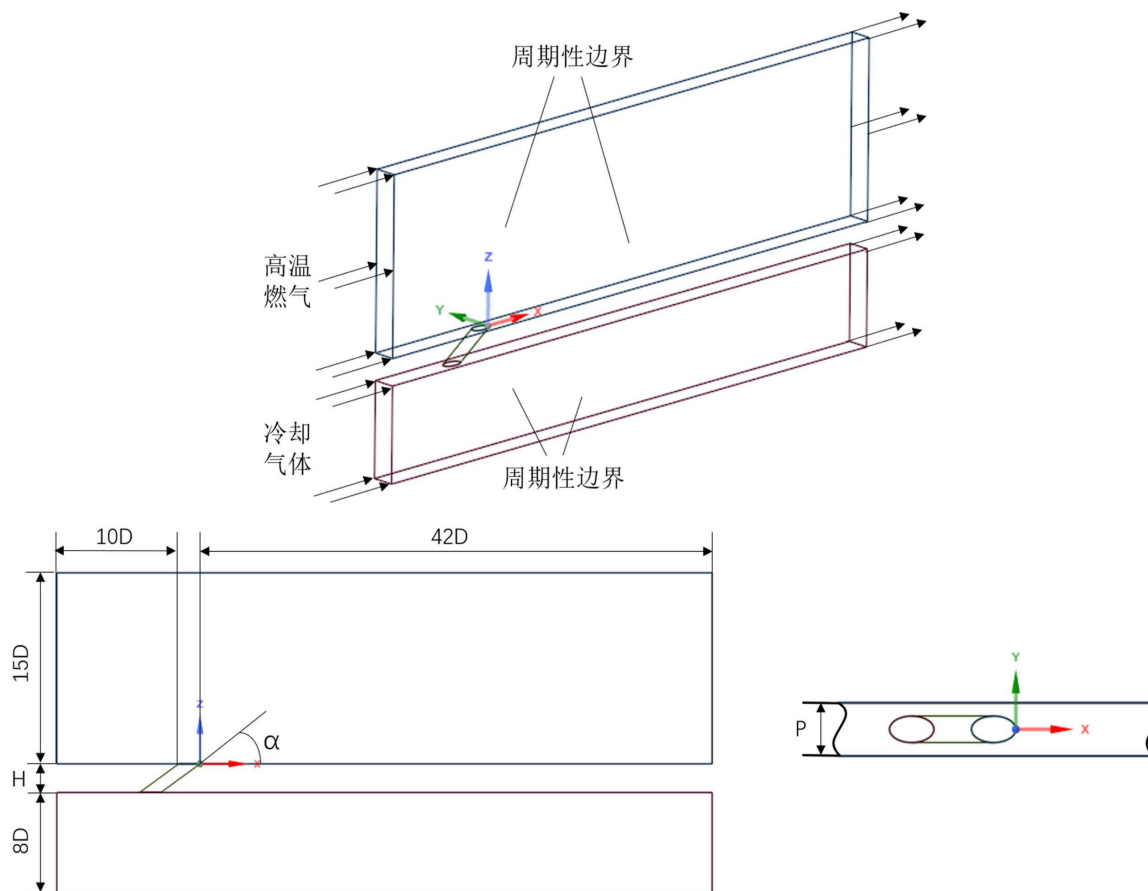


Figure 2. Sketch of computational domain
图 2. 计算域示意图

计算网格采用结构化网格划分，为了保证满足增强壁面函数(Enhanced Wall Functions)对 y^+ 值的要求，对平板上表面及气膜孔附近的网格进行加密，设置 20 层边界层，并由主流来流速度、密度、动力粘度以及主流进口的特征长度计算得到第一层网格高度以此保证平板上表面的 $y^+ \approx 1$ 。

2.2. 计算方法及边界条件设置

本文采用三维商业软件 Fluent 19.2 进行流动传热计算，考虑到 Walter [13] 和刘存良 [14] 等人的数值计算证实了 Realizable $k-\varepsilon$ 湍流模型的计算结果更接近实验结果，因此本文也采用该模型进行计算；在气、固边界采用增强壁面函数进行处理，平板上表面附近网格的 y^+ 值控制在 1 左右；压力和速度耦合采用 SIMPLE 算法，各个物理量采用二阶精度迎风格式进行离散，收敛标准为各项参数残差小于 10^{-6} 且保持稳定。

如图 2 所示，流道两侧为周期性边界条件，其余壁面均为无滑移的绝热壁面边界，流体域工质为理想可压缩气体，进口均为速度边界条件，出口均为压力边界条件，边界条件具体设置如表 1 所示，在当前的进口温度下，密度比 $DR(\rho_c/\rho_\infty)$ 控制在 1.66。

Table 1. Boundary condition settings
表 1. 边界条件设置

		边界条件			
主流燃气	入口速度 v_∞	20 m/s	冷却气体	入口速度 v_c	由 M 决定
	入口温度 T_∞	1082 K		入口温度 T_c	653 K
	湍流度 Tu_∞	5%		湍流度 Tu_c	5%
	出口背压 $P_{out,\infty}$	101,325 Pa		出口背压 $P_{out,c}$	101,325 Pa

2.3. 参数定义

影响气膜冷却效率的参数众多，大致可分为几何参数与流动参数。在几何参数中，气膜孔倾角 α 和孔间距 P/D 等参数对气膜冷却效率影响较大，因此本文分别令 $\alpha = 35^\circ, 45^\circ, 60^\circ$ 和 90° ， $P/D = 2, 3, 4$ ，得到 12 组不同的平板气膜冷却结构，研究其参数的变化对气膜冷却效率的影响。除了几何参数，对气膜冷却产生影响的还有众多流动参数，其中吹风比 M 显得尤为重要，是用来衡量冷却气量的重要参数，常用的定义式如下：

$$M = (\rho_c v_c) / (\rho_\infty v_\infty) \quad (1)$$

式中， ρ_c 为冷却射流密度， ρ_∞ 为主流来流密度，一般认为合理的冷却结构设计应该在保证叶片强度的前提下，以尽量小的吹风比得到较好的冷却效果，而绝热气膜冷却效率往往是用来反映气膜冷却效果的一个重要参数，绝热气膜冷却效率的定义式如下：

$$\eta = (T_\infty - T_{aw}) / (T_\infty - T_c) \quad (2)$$

式中， T_{aw} 为绝热壁面温度。 η 的大小是评价气膜冷却能力的重要指标， η 越大说明壁面附近的流体温度越接近射流温度，而在前人的众多实验数据或经验关联式中往往总结归纳的是气膜冷却的展向平均结果，即关注的是展向平均气膜冷却效率沿主流流动方向的分布规律，展向平均气膜冷却效率的定义式如下：

$$\bar{\eta} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \eta_i \quad (3)$$

式中， n 为展向所取样本数， η_i 为展向第 i 点的绝热气膜冷却效率。进一步定义全局平均气膜冷却效率为：

$$\bar{\eta}_{area} = \frac{1}{m} \sum_{i=1}^m \bar{\eta}_i \quad (4)$$

式中， m 为沿主流流向所取样本数， $\bar{\eta}_i$ 为沿主流方向第 i 点的展向平均气膜冷却效率， $\bar{\eta}_{area}$ 的大小表征的是平板上表面整体的冷却效果强弱。

3. 计算结果与讨论

3.1. 计算结果验证

图 3 给出了 $M = 0.6$ 时， $\alpha = 35^\circ$ ， $P/D = 2$ 的圆柱形射流孔在三种网格节点数下的展向平均气膜冷却效率的计算结果对比，在保证平板上表面和气膜孔附近边界层质量不变的前提下，网格总数每次递增约 70%。由图 3 所示，83 万网格与另外两种网格的计算结果最大相对偏差为 14%，150 万网格和 254 万网格计算出的展向平均气膜冷却效率相对偏差在 1% 以内，因此考虑到计算准确性与计算耗时，计算模型选用 150 万网格数进行计算，壁面 y^+ 值均在 1 附近，满足增强型壁面函数要求。

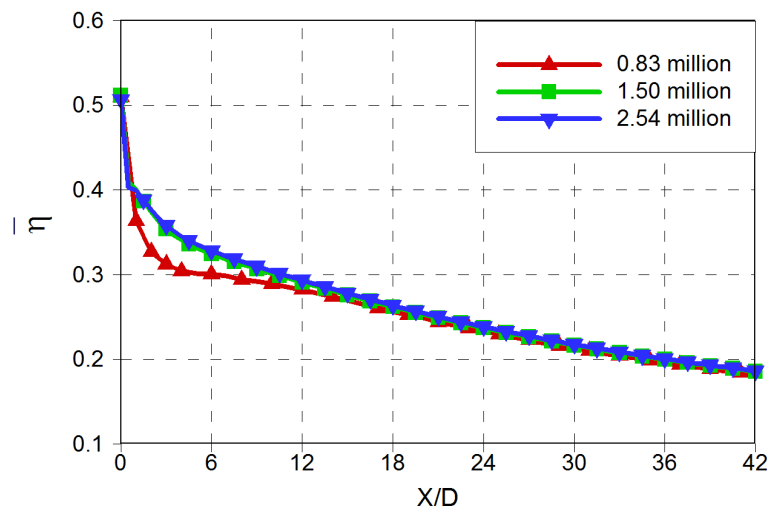


Figure 3. Grid-independent verification
图 3. 网格无关性验证

为了验证计算方法的准确性，图 4 给出了 $M = 0.5$ 时， $\alpha = 30^\circ$ ， $P/D = 3$ 的圆柱形射流孔的展向平均气膜冷却效率与实验数据[15]的对比验证。整个计算域中的计算结果和实验数据在趋势上和量级上是一致的，最大相对误差在 10% 左右，这说明本文计算所采用的求解器以及网格划分方法在模拟平板气膜冷却方面具有较高精度。

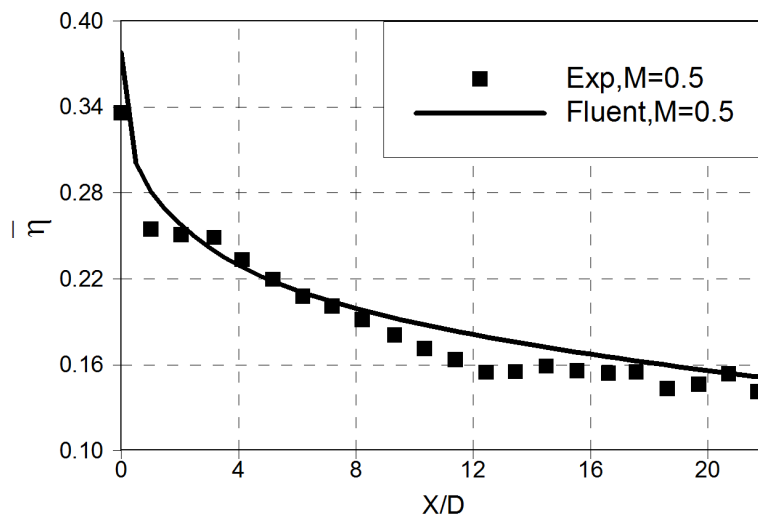


Figure 4. Verification of calculation results
图 4. 计算结果验证

3.2. 几何参数与流动参数对气膜冷却的影响

本文借鉴文献[8]构建经验关联式的方式，在此基础上添加了新的几何参数：气膜倾角 α 。圆柱形孔展向平均气膜冷却效率如式(5)所示，是如下参数所定义的函数：

$$\bar{\eta} = f(P/D, \alpha, M, X/D) \quad (5)$$

本节分别阐述了各参数对展向平均气膜冷却效率的影响，初步确定拟合关联式的形式，有利于后续拟合的收敛。

3.2.1. 孔间距(P/D)的影响

图 5 所示为 $M = 0.6$ 时, $\alpha = 35^\circ$, $P/D = 2, 3, 4$ 的圆柱形射流孔的展向平均气膜冷却效率沿主流流向的分布趋势以及分布云图, 在吹风比一定时, 气膜冷却效率随着孔间距的增大呈现明显的下降趋势。当孔间距较小时, 气膜孔间的冷却气体产生强烈的相互作用, 使得孔排下游的冷却气体分布均匀, 气膜对高温表面的保护作用很好, 气膜冷却效率较高; 当孔间距较大时, 气膜孔间冷却气体的相互作用逐渐减弱, 气膜孔间出现无法被气膜覆盖的区域, 主流对冷却气体的掺混作用加强, 整体气膜冷却效率下降。由图 5 可以确定 $\bar{\eta}$ 会随着 P/D 的增大而减小, 即:

$$\bar{\eta} \propto \frac{1}{(P/D)^n} \quad (6)$$

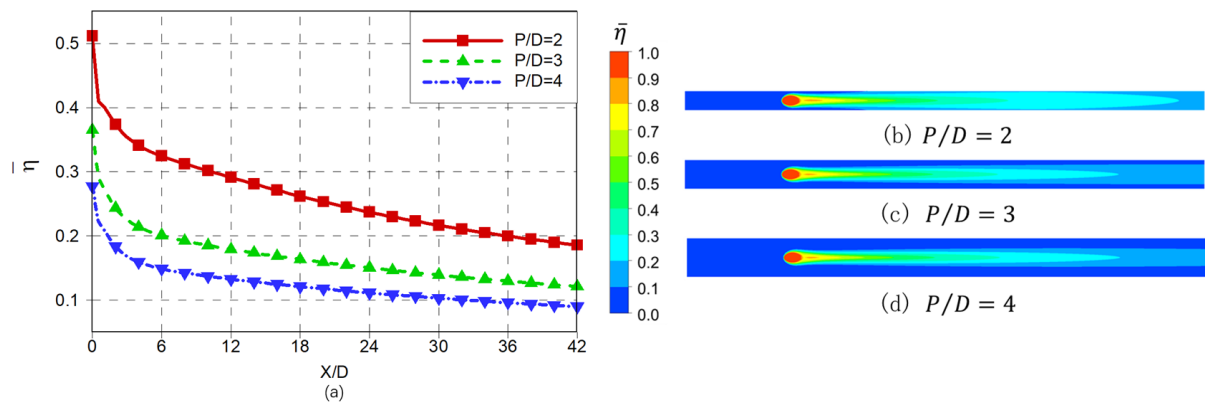


Figure 5. The variation of laterally averaged film cooling efficiency $\bar{\eta}$ with the hole spacing

图 5. 展向平均气膜冷却效率随孔间距变化情况

3.2.2. 气膜倾角(α)的影响

图 6 所示为 $M = 0.6$ 时, $P/D = 2$, $\alpha = 35^\circ, 45^\circ, 60^\circ$ 和 90° 的圆柱形射流孔的展向平均气膜冷却效率沿主流方向的分布情况, 可以看到, 在吹风比一定的情况下, 展向平均气膜冷却效率的整体分布趋势随着气膜倾角的增大而减小, 下文阐述了出现这种现象的原因。

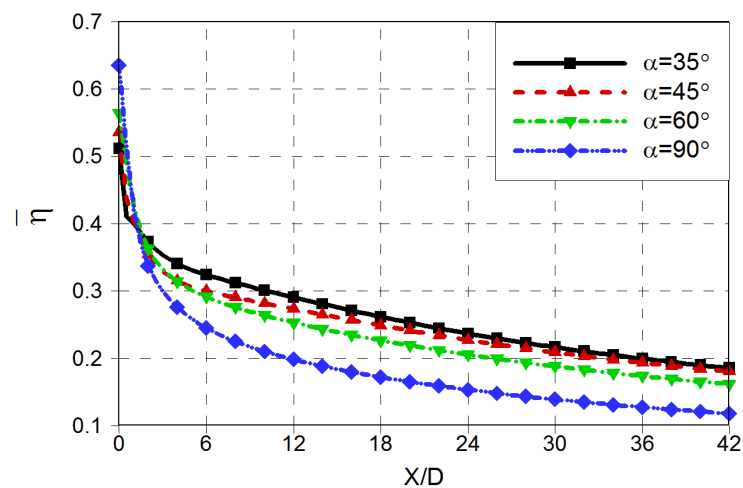


Figure 6. Effect of α on laterally averaged film cooling efficiency $\bar{\eta}$ for cylindrical hole ($P/D = 2$, $M = 0.6$)

图 6. 气膜倾角对展向平均气膜冷却效率的影响($P/D = 2$, $M = 0.6$)

图7所示为 $M=0.6$ 时, $P/D=2$, $\alpha=35^\circ, 45^\circ, 60^\circ$ 和 90° 的圆柱形射流孔在 $X/D=5$ 平面和 $Y/D=0$ 平面交界线处, 垂直于主流方向(Z 向)的湍动能的分布。图8所示为上述圆柱形射流孔在 $X/D=5$ 平面和 $Z/D=0$ 平面交界线处, 沿展向(Y 向)的平板气膜冷却效率的分布情况。由图7、图8可以看出, 在其它条件相同时, 随着入射角的增大, Z 方向的湍动能增大, 垂直于主流方向的速度增大, 因此射流更加容易穿透主流, 使得气膜不能很好地覆盖壁面, 从而导致冷却效率随着入射角的增大而减小。

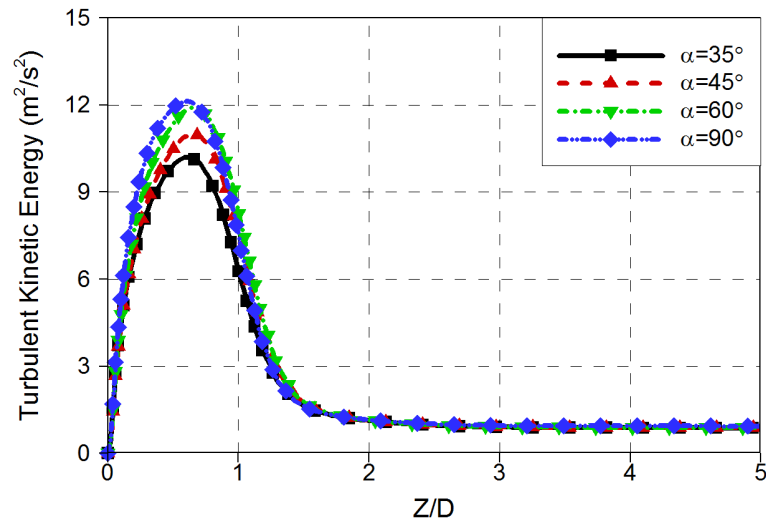


Figure 7. The distribution of turbulent energy along the Z direction

图7. 湍动能沿 Z 方向分布情况

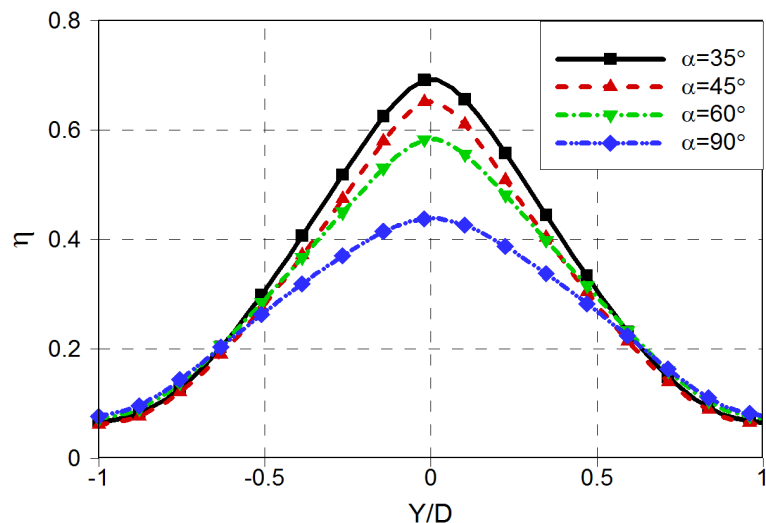


Figure 8. The distribution of film cooling effectiveness along the Y direction

图8. 气膜冷却效率沿 Y 方向分布情况

由以上分析可知, $\bar{\eta}$ 会随着 α 的增大而减小, 即:

$$\bar{\eta} \propto \frac{1}{(\sin \alpha)^n} \quad (7)$$

3.2.3. 吹风比(M)的影响

图9所示为 $P/D=3$ 时, $\alpha=35^\circ, 45^\circ, 60^\circ$ 和 90° 的圆柱形射流孔的全局平均气膜冷却效率随吹风比

的变化情况,由图9可以看出:当气膜倾角较小时,全局平均气膜冷却效率随着吹风比的增大而增大,当吹风比增大到一定程度后,冷却效率反而随着吹风比增大而减小,在 $M = 0.6$ 附近冷却效率达到最大值,冷却效果最好;当气膜倾角较大时,这种趋势逐渐平缓,甚至出现单调下降的趋势。下文以气膜倾角为 35° 和 90° 的射流孔为例,分别阐述出现上述现象的原因。

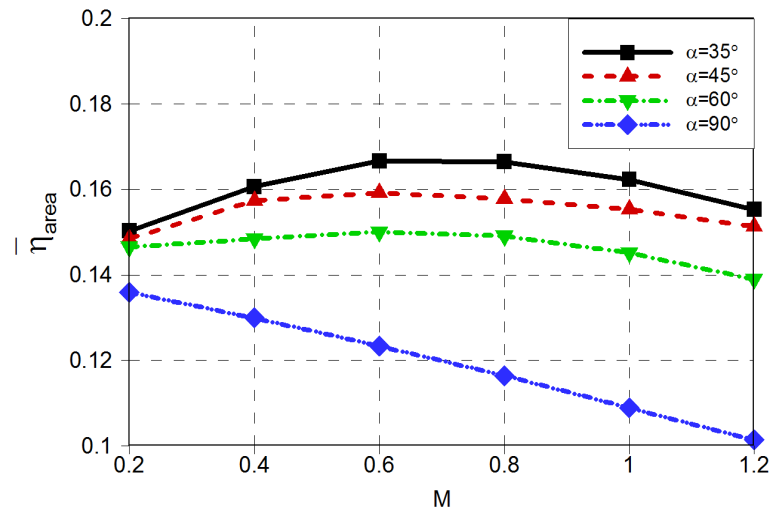


Figure 9. Area-averaged film cooling effectiveness showing the blowing ratio effects

图9. 全局气膜冷却效率随吹风比的变化趋势

图10所示为在不同的吹风比下, $P/D = 3$, $\alpha = 35^\circ$ 的圆柱形射流孔的展向平均气膜冷却效率沿主流流向的分布。可以看出:随着吹风比的增大,下游气膜冷却效率有所增加且可在较大区域维持,说明对于较小的气膜倾角,适当增大吹风比有益于增大冷却射流流量,使下游区域气膜覆盖范围变大,整体冷却效果变好。但同时也看到,在射流孔出口附近,当 $X/D \leq 5$ 时,冷却效率曲线有急剧下降的趋势,当 $X/D > 5$ 时,由于冷却气体的再附着使冷却效率曲线再次上升。这是因为,逐渐增大吹风比,射流的初始动量增加,使垂直于主流方向的动量分量增加,射流逐渐容易穿透主流,使该区域冷气逐渐脱离壁面,导致射流出口附近冷却效果变差。文献[5]也指出 $X/D = 5$ 附近,同样存在效率变化的拐点。同时由图10(b)~(d)可看出,随着吹风比的增大,在射流孔出口附近的展向方向,较大气膜冷却效率的分布区域也逐渐减小,从而导致平板上表面整体的冷却效果变差。

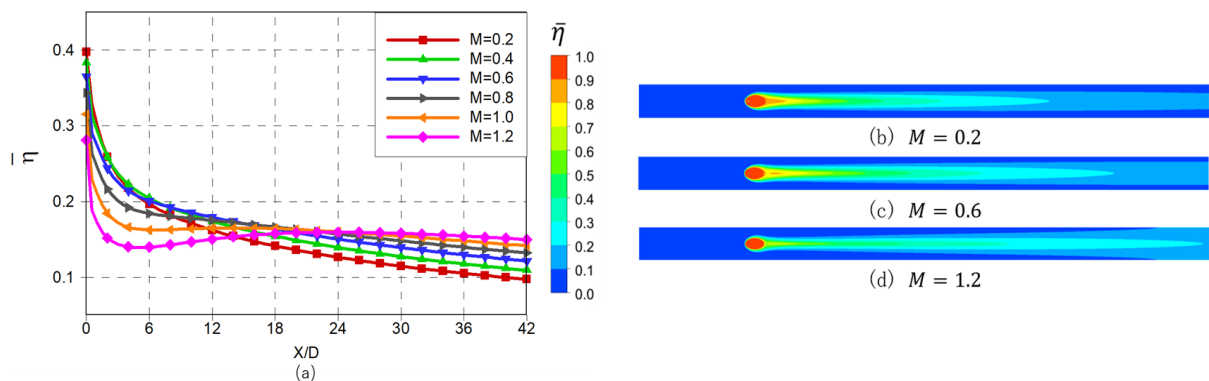


Figure 10. Effect of blow ratio M on laterally averaged film cooling efficiency $\bar{\eta}$ ($P/D = 2$, $\alpha = 35^\circ$)

图10. 吹风比对展向平均气膜冷却效率的影响($P/D = 2$, $\alpha = 35^\circ$)

图 11 所示为在不同的吹风比下, $P/D = 3$, $\alpha = 90^\circ$ 的圆柱形射流孔的展向平均气膜冷却效率沿主流流向的分布情况, 可以看到, 当气膜倾角较大时, 展向平均气膜冷却效率随着吹风比的增大呈现单调递减的趋势, 整体的冷却效果逐渐变差, 从而导致图 9 中全局平均气膜冷却效率随着吹风比的增大呈现单调递减的趋势, 下文阐述了出现这种现象的原因。

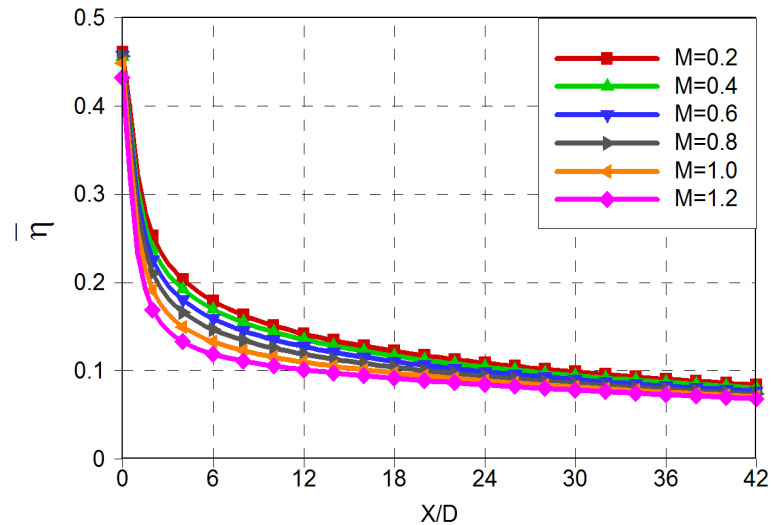
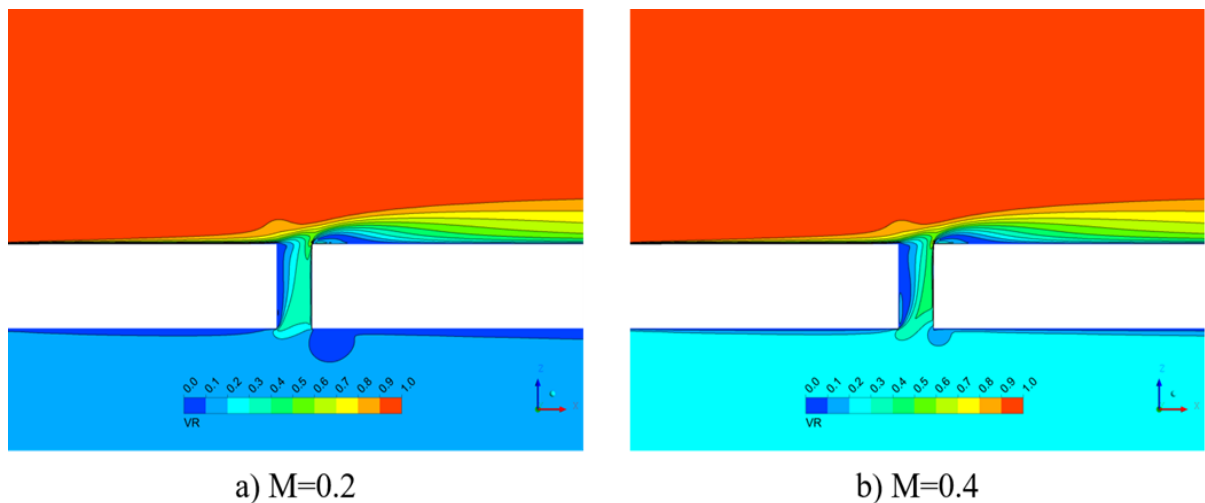


Figure 11. Effect of blow ratio M on laterally averaged film cooling efficiency $\bar{\eta}$ ($P/D = 3$, $\alpha = 90^\circ$)

图 11. 吹风比对展向平均气膜冷却效率的影响($P/D = 3$, $\alpha = 90^\circ$)

图 12 所示为在不同的吹风比下, $P/D = 3$, $\alpha = 90^\circ$ 的圆柱形射流孔在 $Y/D = 0$ 平面的速度比(流体速度/主流进口速度)的云图。由图 12 可看出, 当气膜倾角较大时, 在气膜孔中背离射流孔出口处出现较大面积的旋涡区域, 会阻碍冷却气体流出, 且随着吹风比的增大, 旋涡区域所占面积逐渐增加, 对于射流出口流量, 吹风比增大带来的正面影响要弱于背离射流孔出口处的旋涡所占区域增大带来的负面影响, 从而导致图 13 中射流孔出口处的流量逐渐递减。因此当气膜倾角较大时, 随着吹风比增大, 冷却气体在射流孔出口处的抬升趋势逐渐增大, 但由于冷却气体在射流孔出口处的流量减小, 气膜冷却效率逐渐降低, 并且冷却气体在主流的压力下很快被压回壁面, 在远离射流孔出口位置不会发生再附着的现象。



a) $M=0.2$

b) $M=0.4$

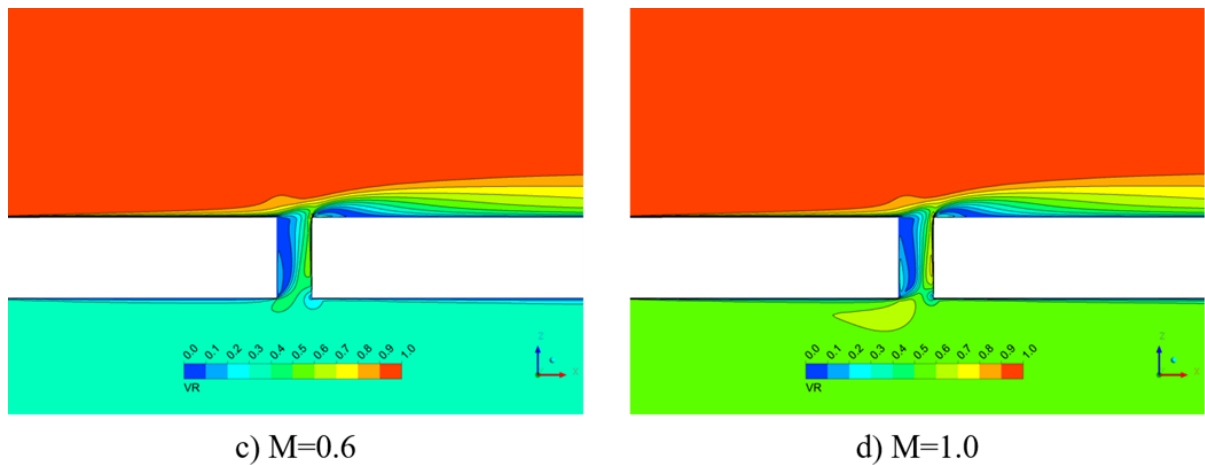


Figure 12. The velocity contour of $Y/D = 0$ plane ($P/D = 3, \alpha = 90^\circ$)

图 12. $Y/D = 0$ 平面的速度分布 ($P/D = 3, \alpha = 90^\circ$)

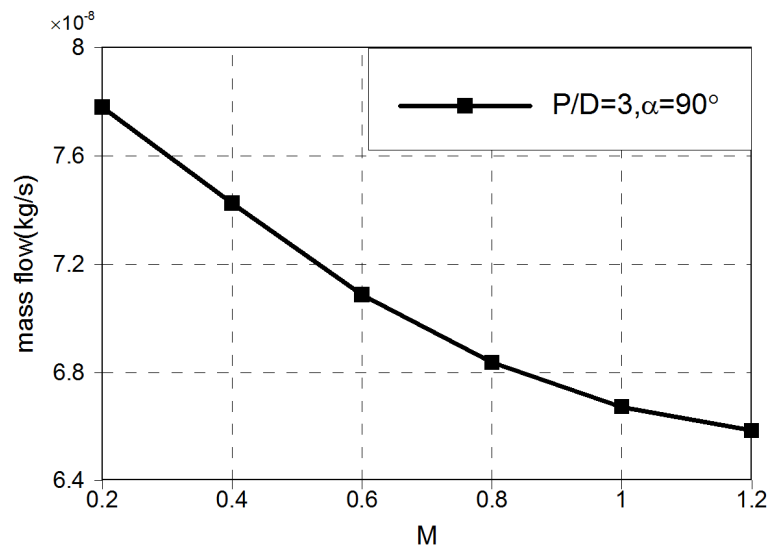


Figure 13. The mass flow of the jet outlet changes with the blowing ratio ($P/D = 3, \alpha = 90^\circ$)

图 13. 射流孔出口流量随吹风比的变化趋势 ($P/D = 3, \alpha = 90^\circ$)

由以上分析可看出：对于圆柱形射流孔，当气膜倾角较小时 ($\alpha \leq 60^\circ$)，在低吹风比下其气膜冷却效率随着吹风比的增大而增大，并且在 $M = 0.6$ 附近冷却效率达到峰值，因此下文以 $M = 0.6$ 为分界点分别对低吹风比和高吹风比下的冷却效率分布曲线进行拟合；由于当气膜倾角较大时 ($60^\circ < \alpha \leq 90^\circ$)，圆柱形射流孔的气膜冷却效率随吹风比变化的幅度很小，整体的流动形式和气膜倾角较小时的圆柱形射流孔相比也有所差别，因此本文拟合的是气膜倾角较小时的圆柱形射流孔的冷却效率分布曲线。

3.3. 圆柱形孔气膜冷却效率关联式拟合

3.3.1. 吹风比较低时 ($0.2 \leq M < 0.6$) 经验公式的拟合

由上文可知，对于气膜倾角较小的圆柱形射流孔，在低吹风比下气膜冷却效率随着吹风比的增大而增大，因此认为：

$$\bar{\eta} \propto M^n \quad (8)$$

距离射流孔出口的无量纲距离(X/D)对气膜冷却效率的影响由图6和图10可以看出:在低吹风比下,气膜冷却效率沿主流方向逐渐降低,原因在于冷却气体从射流孔射出后与主流的掺混作用逐渐加强,冷却气体在向下游移动过程中逐渐被主流加热,温度逐渐升高;冷却气膜在向下游移动过程中要克服主流的阻碍作用,是逆压力梯度的流动过程,致使冷却气体的动量逐渐减小,冷却气体将主流的热量带走的能力越来越弱,主流在远离射流孔区域更容易穿透气膜对壁面直接加热,因此越远离射流孔的区域气膜冷却效率越低,即:

$$\bar{\eta} \propto \frac{1}{(X/D)^n} \quad (9)$$

为了给后续的耦合计算提供一种直接的方法求取 $\bar{\eta}$,综合考虑了式(6)至式(9)中各参数与 $\bar{\eta}$ 的关系,在经过多次拟合试算后,确定对于气膜倾角较小的圆柱形射流孔,当吹风比较低时, $\bar{\eta}$ 的具体形式为:

$$\bar{\eta} = \frac{1}{C_5 (P/D)^{C_1} (\sin \alpha)^{C_2} M^{C_3} (X/D)^{C_4} + C_6 (P/D)^{C_7}} \quad (10)$$

按照表2所示的参数设置方式,在Fluent中计算得到27组展向平均气膜冷却效率沿主流流向分布的数据,采用非线性拟合的方式,在Matlab中确定式(10)中的系数($C_1 \sim C_5$),具体的系数值如表2所示。为了确定式(10)拟合的有效性,本文和已有的经验公式进行了对比,式(11)至式(14)为Bunker [7]给出的可以同时用于圆柱形孔与扇形孔的经验公式的形式。另外为了强调气膜孔几何参数的重要性,本文还与Colban [8]给出的扇形孔经验公式进行了比较(如式(15)所示)。

$$\bar{\eta} = \frac{C_1}{\xi^{C_2}} \quad (11)$$

$$\bar{\eta} = \frac{C_1}{C_2 + \xi} \quad (12)$$

$$\bar{\eta} = \frac{C_1 Re_{jet}^{0.2}}{\xi^{0.8}} \quad (13)$$

$$\bar{\eta} = \frac{C_1}{1 + \xi^{0.8}} \quad (14)$$

$$\bar{\eta} = \frac{1}{P/t + C_1 M^{C_2} \xi^{C_3}} \quad (15)$$

式中 $\xi = X/M \cdot S_e$ 是距射流孔出口处的距离(X)的函数,为气膜冷却中距离的缩放参数, $S_e = A_{exit}/P$ 为等效宽度, A_{exit} 为气膜孔出口面积,气膜冷却射流雷诺数 Re_{jet} 由式(16)给定,角标 jet 表示射流孔出口处的参数值。表3总结了基于本文Fluent计算数据拟合得到的式(10)至式(14)和Colban [8]拟合得到的式(15)中的各项系数值。

$$Re_{jet} = \frac{\rho_{jet} U_{jet} S_e}{\mu_{jet}} \quad (16)$$

Table 2. The setting of parameters

表 2. 参数设置

	α/deg	P/D	M	DR
1	30	2, 3, 4	0.2, 0.4, 0.6	
2	45	2, 3, 4	0.2, 0.4, 0.6	1.66
3	60	2, 3, 4	0.2, 0.4, 0.6	

Table 3. Empirical coefficients for Equations (10)-(15)
表 3. 式(10)-式(15)经验公式系数

经验公式	C_1	C_2	C_3	C_4	C_5	C_6	C_7
(10)	1.0428	0.2885	-0.1610	0.5435	0.2582	0.8222	1.0873
(11) [7]	0.4231	0.2067	—	—	—	—	—
(12) [7]	108.353	557.481	—	—	—	—	—
(13) [7]	0.335	—	—	—	—	—	—
(14) [7]	0.804	—	—	—	—	—	—
(15) [8]	0.1721	-0.2664	0.8749	—	—	—	—

在得到经验公式各项系数后需要对整体的拟合效果进行对比。整体拟合效果的好坏可以由决定系数 (R^2) 的值来判断, 计算公式如式(20)所示, 令 y 为待拟合数据, 其均值为 \bar{y} , 拟合值为 \hat{y} , 记:

$$\text{回归平方和(SSR)}: \sum_{i=1}^n (\hat{y}_i - \bar{y})^2 \quad (17)$$

$$\text{残差平方和(SSE)}: \sum_{i=1}^n (y_i - \hat{y}_i)^2 \quad (18)$$

$$\text{总离差平方和(SST)}: \sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2 \quad (19)$$

则有: $SST = SSR + SSE$

$$\text{决定系数: } R^2 = \frac{SSR}{SST} = 1 - \frac{SSE}{SST} \quad (20)$$

R^2 的大小表征通过回归方程显示因变量的变化在自变量的变化中占据的百分比, 即回归方程在多大程度上解释了因变量的变化, R^2 越接近 1 说明模型的拟合优度越高。图 14 展示了由式(10)至式(15)计算得到的 $M = 0.6$ 时, $\alpha = 35^\circ$, $P/D = 3$ 的圆柱形射流孔的展向平均气膜冷却效率与 Fluent 计算结果的对比, 并且各经验公式的 R^2 也标注在了图 14 中。可以看到本文拟定的式(10)的计算结果在 $\bar{\eta}$ 的数值以及分布趋势上与 Fluent 计算结果的吻合度要好于其它经验公式, 除式(11)外的其余经验公式中, 只有式(10)的 R^2 大于 0.9, 但由于式(11)无法计算射流孔出口处($X/D = 0$)的展向平均气膜冷却效率, 因此式(10)更符合本文要求且拟合优度较高。

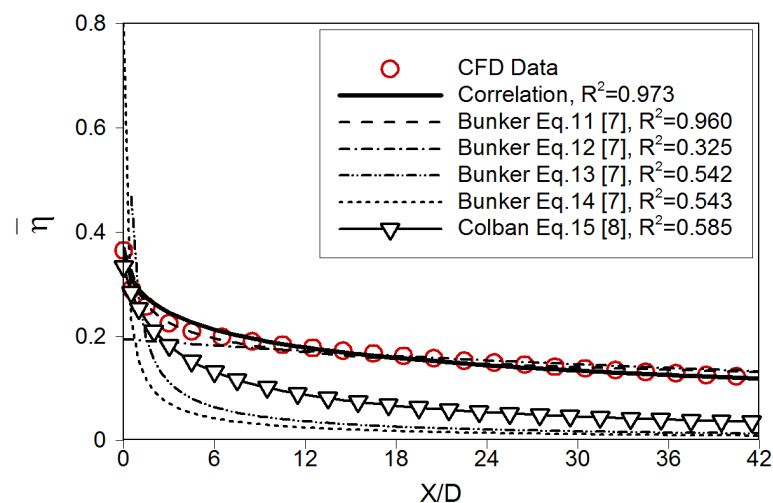


Figure 14. Comparison of fitting effect of empirical formula under low blowing ratio ($\alpha = 35^\circ$, $P/D = 3$, $M = 0.6$)

图 14. 低吹风比下各经验公式拟合效果对比 ($\alpha = 35^\circ$, $P/D = 3$, $M = 0.6$)

3.3.2. 吹风比较高时(0.6 < M ≤ 1.2)经验公式的拟合

当吹风比较高时, 冷却气体在远离射流孔区域会发生再附着的现象, 流动形式与低吹风比时完全不同, 展向平均气膜冷却效率沿主流分布的曲线的形式发生改变, 此时气膜冷却效率随着吹风比的增大而减小, 即:

$$\bar{\eta} \propto \frac{1}{M^n} \quad (21)$$

因此不能继续采用式(10)的形式对展向平均气膜冷却效率的分布进行拟合。

由图 10 可以看出当气膜倾角较小时, 在较高吹风比下, 冷却效率曲线在射流孔附近区域有快速下降再抬升的过程, 并且曲线下降的趋势随着吹风比的增大而增大, 由于函数的具体形式很难确定, 因此本文尝试在吹风比较高的区域采用分段函数的方式进行经验公式的拟合, 最终确定在较高吹风比下展向平均气膜冷却效率的经验公式具体形式如下。式(22)中第一项有效地控制了拟合曲线的形式与数值模拟计算得到的曲线形式尽可能地接近, 第二项借鉴了式(10)的拟合形式, 由表 4 中经验公式系数 $C_8 \sim C_{10}$ 的正负体现了上文确定的 $\bar{\eta}$ 与 P/D , M , α 的关系, 具有一定的物理意义。

$$\bar{\eta} = \frac{C_1(X/D)^2 + C_2(X/D) + C_3}{(X/D)^3 + C_4(X/D)^2 + C_5(X/D) + C_6} + C_7(P/D)^{C_8} M^{C_9} (\sin \alpha)^{C_{10}} \quad (22)$$

Table 4. Empirical coefficients for the Equation (23)

表 4. 式(23)经验公式系数

M	C_1	C_2	C_3	C_4	C_5	C_6	C_7	C_8	C_9	C_{10}
(0.6,0.8]	0.396	5.852	82.701	-19.047	316.164	336.312	0.682	-1.638	1.148	-0.347
(0.8,1.0]	0.752	0.546	47.865	-16.215	265.630	222.140	0.580	-1.680	0.968	-0.304
(1.0,1.2]	1.256	-2.055	33.784	-12.549	307.248	183.560	0.576	-1.800	0.819	-0.235

图 15~17 为由各个经验公式计算得到的 $M=0.8$, 1.0 , 1.2 时, $\alpha=35^\circ$, $P/D=3$ 的圆柱形射流孔的展向平均气膜冷却效率与 Fluent 计算结果的对比如。由曲线各点的数值, 曲线的趋势以及各个经验公式的 R^2 值可以看出, 由式(23)拟合得到的经验公式在各子区域的拟合效果均强于另外 5 组经验公式, R^2 均达到了 0.9 以上。因此, 当吹风比较高时, 式(23)在预测圆柱形孔的展向平均气膜冷却效率分布方面具有较高的可信度。

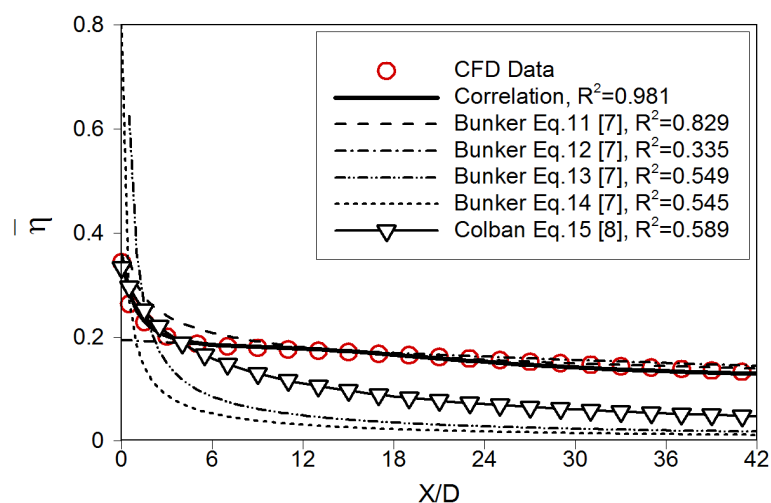


Figure 15. Comparison of the fitting effect of the empirical formula when the blowing ratio is 0.8 ($\alpha=35^\circ$, $P/D=3$)

图 15. 吹风比为 0.8 时各经验公式拟合效果对比($\alpha=35^\circ$, $P/D=3$)

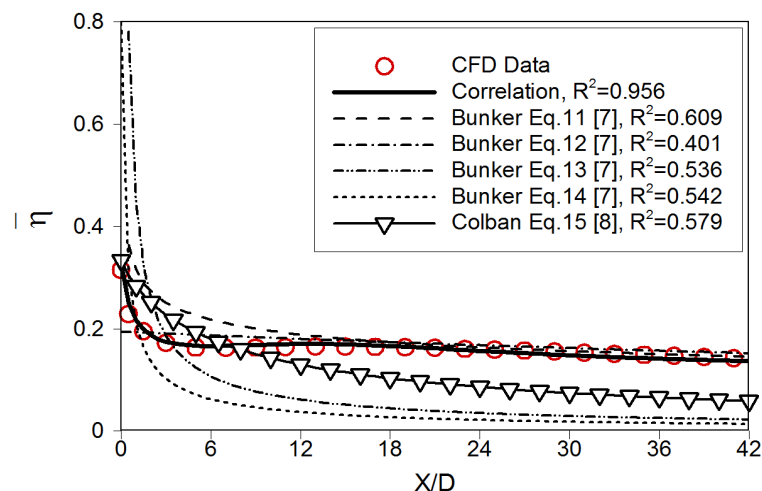


Figure 16. Comparison of the fitting effect of the empirical formula when the blowing ratio is 1.0 ($\alpha = 35^\circ$, $P/D = 3$)

图 16. 吹风比为 1.0 时各经验公式拟合效果对比 ($\alpha = 35^\circ$, $P/D = 3$)

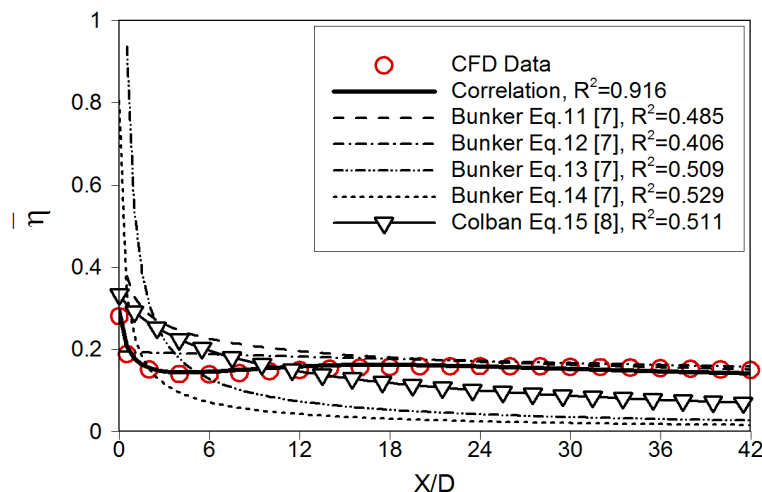


Figure 17. Comparison of the fitting effect of the empirical formula when the blowing ratio is 1.2 ($\alpha = 35^\circ$, $P/D = 3$)

图 17. 吹风比为 1.2 时各经验公式拟合效果对比 ($\alpha = 35^\circ$, $P/D = 3$)

综上所述，由于气膜倾角的大小在很大程度上影响了冷却气体的流动形式，进而对气膜冷却效率的分布有很大影响，因此，相比于已有的关联式，本文在式(10)和式(22)中添加了气膜倾角这一几何参数，强调了射流孔的几何参数对气膜冷却效率的影响，最终在 $0.2 \leq M \leq 0.6$ 和 $0.6 < M \leq 1.2$ 的区间内本文得到的经验公式的拟合优度要好于已有的关联式，可以在叶片冷却方案设计初期提供依据。

4. 结论

1) 当气膜孔间距较小时，射流孔间的冷却气体发生强烈的相互作用，冷却气体分布均匀，整体冷却效率较高；当孔间距较大时，冷却气体之间的相互作用减弱，导致各射流孔间会随着孔间距的增大，出现不能被气膜覆盖的区域，气膜冷却效率随之下降。

2) 当气膜倾角较小时，冷却气体从射流孔射出后，能够很好地贴紧壁面，使射流孔出口附近的冷却效率增高。适当地增大吹风比，有益于增大冷却气体在射流孔出口处的流量，使得下游的覆盖区域变大，

冷却效果变好；但过大的吹风比会使得冷却气体在射流孔出口附近脱离壁面，导致射流孔出口处冷却效率降低，而在远离射流孔出口处，脱离壁面的冷却气体会发生再附着，使气膜冷却效率回升。当气膜倾角较大时，冷却气体在射流孔出口处很容易脱离壁面，导致射流孔出口附近的冷却效率较低。随着气膜倾角的增大，冷却气体在射流孔内背离射流孔出口处出现的旋涡区域也逐渐增大，阻碍冷却气体流出，使射流孔出口处的流量增大趋势逐渐减弱，甚至出现流量逐渐减小的情况。在较高吹风比下，冷却气体被主流很快压回壁面，在尾缘处不会发生再附着的现象。

3) 提出了两组气膜冷却效率经验公式，分别适用于吹风比在 $0.2 \leq M \leq 0.6$ 和 $0.6 < M \leq 1.2$ 的区间，引入了气膜孔倾角这一几何参数对冷却效率的影响。由两组经验公式预测的冷却效率与数值计算吻合较好，较前人的经验公式均有所改进， R^2 值达到了 0.9 以上，说明具有较高的拟合优度。

参考文献

- [1] 戴萍, 林枫. 燃气轮机叶片气膜冷却研究进展[J]. 热能动力工程, 2009(1): 5-10, 143.
- [2] 乔日平, 朱励. 不同孔间距气膜冷却的数值模拟[J]. 东北电力大学学报, 2009, 29(1): 36-39.
- [3] 郭婷婷, 金建国, 李少华, 等. 不同出射角度对气膜冷却流场的影响[J]. 中国电机工程学报, 2006, 26(16): 117-121.
- [4] 李少华, 宋东辉, 刘建红, 等. 不同孔型平板气膜冷却的数值模拟[J]. 中国电机工程学报, 2006(17): 114-118.
- [5] 韩振兴, 刘石, 刘建军, 等. 吹风比对燃气轮机平板气膜冷却特性影响的实验研究[J]. 中国电机工程学报, 2005, 25(18): 91-96.
- [6] Baldauf, S., Schleurlen, M., Schulz, A. and Wittig, S. (2002) Correlation of Film Cooling Effectiveness From Thermographic Measurements at Engine Like Conditions. *ASME Turbo Expo 2002: Power for Land, Sea, and Air*, Amsterdam, 3-6 June 2002, ASME Paper No. GT-2002-30180, 149-162. <https://doi.org/10.1115/GT2002-30180>
- [7] Bunker, R.S. (2005) Turbine Cooling Design Analysis. *Gas Turbine Handbook*, Department of Energy, Washington, DC, Sec. 4.2.1.
- [8] Colban, W., Thole, K.A. and Bogard, D. (2011) A Film Cooling Correlation for Shaped Holes on a Flat-Plate Surface. *Journal of Turbomachinery*, **133**, Article ID: 011002. <https://doi.org/10.1115/1.4002064>
- [9] Chen, A.F., Li, S.J. and Han, J.C. (2015) Film Cooling for Cylindrical and Fan-Shaped Holes Using Pressure-Sensitive Paint Measurement Technique. *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, **29**, 1-10.
- [10] Zhang, H., Li, Y., Chen, Z., et al. (2019) Multi-Fidelity Model Based Optimization of Shaped Film Cooling Hole and Experimental Validation. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **132**, 118-129. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.11.156>
- [11] Wang, N., Zhang, M., Shiao, C.C., et al. (2019) Film Cooling Effectiveness from Two Rows of Compound Angled Cylindrical Holes Using Pressure-Sensitive Paint Technique. *Journal of Heat Transfer*, **141**, Article ID: 042202.
- [12] 王文萍, 邹歆, 孙鹏, 等. 高温平板气膜冷却耦合换热实验与计算[J]. 清华大学学报(自然科学版), 2010(12): 90-95.
- [13] Walters, D.K. (2000) Impact of Film-Cooling Jets on Turbine Aerodynamic Losses. *Journal of Turbomachinery*, **122**, 537-545. <https://doi.org/10.1115/1.1303818>
- [14] 刘存良, 朱惠人, 白江涛. 收缩-扩张形气膜孔提高气膜冷却效率的机理研究[J]. 航空动力学报, 2008, 23(4): 598-604.
- [15] 刘捷, 韩振兴, 刘建军, 等. 射流注入角对平板气膜冷却特性影响的实验研究[J]. 工程热物理学报, 2007, 28(3): 409-411.