

文章编号: 1000-8055(2008)02-0237-07

过热蒸汽射流冷却叶片热耦合数值模拟

董 瑜, 郑洪涛, 谭智勇, 穆 勇, 李智明
(哈尔滨工程大学 动力与能源工程学院, 哈尔滨 150001)

摘 要: 在对射流冷却平板模型和射流冷却凹板模型数值模拟的基础上, 设计了射流冲击冷却式蒸汽冷却叶片, 并对其进行了热耦合数值模拟. 通过改变平板和凹板的进口雷诺数, 射流孔与靶板间距和凹板曲率, 对靶板的冷却传热进行了对比研究, 得到传热量与各个参数的变化规律. 然后根据上面得到的变化规律设计出射流冲击冷却式蒸汽冷却叶片, 应用 ANSYS CFX 10.0 数值程序, 对冲击冷却的流动和传热过程进行了三维热耦合数值模拟, 得到叶片表面温度和对流换热系数分布.

关 键 词: 蒸汽冷却; 射流冲击; 燃气轮机; 数值模拟; 热耦合

中图分类号: TK471; V231.4 **文献标识码:** A

Numerical simulation of jet impingement cooling
of turbine steam-cooling vane

DONG Yu, ZHENG Hong-tao, TAN Zhi-yong, MU Yong, LI Zhi-ming
(College of Power and Energy Engineering, Harbin Engineering University, Harbin 150001, China)

Abstract: The present study numerically investigated a conceptual type of internal steam cooling vane with the impingement cooling technology on the basis of plane model and concave model. By changing the inlet Re , distance between the jet and target board and curvature of concave board, a series of temperature value and heat transfer coefficient are obtained. Based on these Results, an impingement cooling vane was designed, which worked on the ANSYS workbench, and the conjugated heat transfer was studied by means of ANSYS CFX Navier-Stokes code using $k-\epsilon$ two-equation turbulence model for gas field and cooling field. The numerical results of the effects of cooling flow heat transfer in the vane were obtained to evaluate the damage of the vane during steady state operation conditions.

Key words: steam cooling; impingement cooling; gas turbine; numerical simulation; conjugate heat transfer

符号表		h_{hot}	总焓
t	时间	μ_{eff}	有效湍流粘度
p	压力	w	摩尔质量
ρ	密度	μ	湍流粘度
p'	修正压力	R_0	气体常数
λ	导热系数	c_p	比热容
p_{Ref}	参考压力	k	湍流动能
h	焓	ϵ	湍流耗散率
B	体积力	S_E	能量源项

收稿日期: 2007-01-12; 修订日期: 2007-07-12
作者简介: 董瑜(1982-), 男, 辽宁鞍山人, 助理工程师, 硕士, 研究方向为涡轮叶片冷却技术.

T	温度
U	速度矢量
D	喷射直径
H	喷射高度
Re	雷诺数
A	换热面积

在所有传热的强化技术中,冲击射流是提高局部传热系数最有效的方法.冲击射流冷却技术在现代燃气轮机的热端部件和其它热动力装置的强化冷却中被广泛采用,也可以用在工程其他领域,如纺织、内燃机活塞的油冷、钢铁的冷却及加热等.燃气轮机叶片的前缘部分由于热负荷高,所以要采用冲击射流冷却.冲击射流是射流对固体壁面冲击流动,通过圆形或窄缝形喷嘴垂直喷射到被冷却或加热表面.由于流体或气体直接冲击被冷却或加热的表面,流程短且被冲击的表面上的流动边界层薄,从而使直接受到冲击的区域产生很强的换热效果.

国内的作者^[1-3]分别对空气冷却叶片和间隔板冷却式蒸汽冷却叶片进行了数值模拟.国外的作者^[4-6]对冲击冷却基本理论进行了研究,并且对平板和凹板喷射冷却做了数值计算和实验方面的研究.国外的作者^[7-8]对导向叶片内外流场和叶片本身进行了热耦合数值计算.在工程设计中,必须提供可靠的冲击冷却局部换热系数的数据,许多研究人员对它作了大量的研究,从二维平面射流转向三维射流,从单个射流孔到多个射流孔,从单一的试验研究到试验研究与数值计算相结合.

因为水蒸汽热容大,相同的透平进口温度下冷却剂流量大大减少,蒸汽的冷却效果比空气好,而且较好地弥补了空气冷却的缺点,所以本文选用了蒸汽作为冷却介质.本文对单孔射流冷却平板模型和多孔射流冷却凹板模型进行了基本数值模拟,改变了进口雷诺数,射流孔与靶板间距和凹板曲率,对靶板的冷却传热进行了对比研究,并对比了蒸汽和空气的冷却效果,然后在前面工作的基础上设计了喷射冲击式蒸汽冷却叶片,并对其进行了三维的热耦合数值模拟.

1 基本喷射模型分析

1.1 物理模型及网格的建立

对单孔平板喷射模型和多孔凹板喷射模型进行建模如图1和图2,单孔喷射平板模型的尺寸为100 mm×100 mm,高度分别为12,20,32,48,72 mm和100 mm,喷射孔直径为4 mm。为了模

仿叶片前缘和中弦区的传热特性,建模多孔凹板喷射模型如图2,凹板曲率半径分别为50,30,80 mm,板长150 mm,喷嘴距离凹板靶面的距离分别为50,100 mm和180 mm。

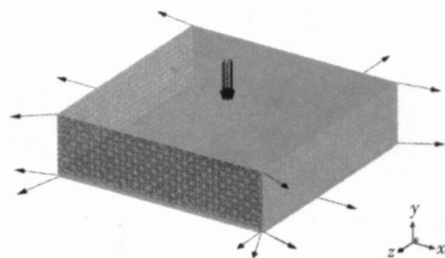


图1 单孔平板喷射模型

Fig 1 Impingement model of single hole plate

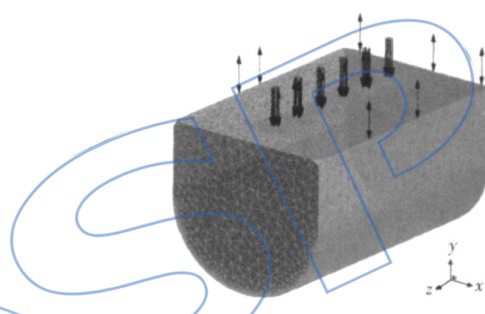


图2 多孔凹板喷射模型

Fig 2 Impingement model of multi-hole concave plate

单孔平板喷射模型的非结构网格如图3,多孔凹板喷射模型的非结构网格如图4.在势流核心区域,发展区域和充分发展区域对网格进行加密,在喷射靶面的边界层区域划分边界层网格,边界层第一层高度为0.2 mm,以1.2倍的倍数递增,共五层,光滑网格并达到网格质量要求.

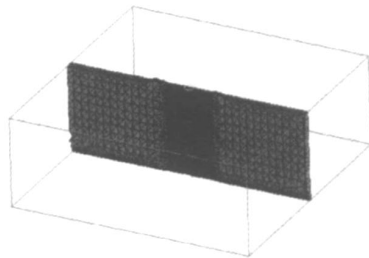


图3 单孔平板喷射网格模型

Fig 3 Mesh model of single hole plate

1.2 物理性质和边界条件

由于蒸汽比热容大粘度低,本文所计算的基本喷射模型和叶片喷射冷却模型都选择蒸汽作为喷射介质.应用 Redlich Kwong 状态方程,选择

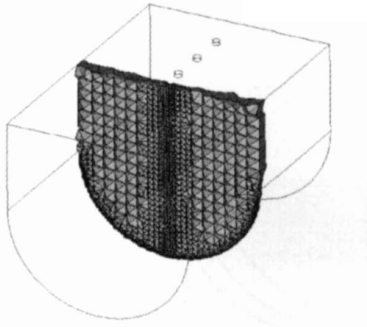


图 4 多孔凹板喷射网格模型

Fig. 4 Mesh model of multi-hole concave plate

Redlich Kwong 过热蒸汽. 边界条件选用喷射蒸汽速度进口,静压出口. 在参考压力为 101. 325 kPa 的环境下,选择蒸汽进口喷射雷诺数分别为 2 000,5 000,8 000,12 000 和 18 000 垂直冲击靶面喷射,进口总温 500 K,射流出口压力为大气压. 单孔平板喷射中,设定冲击射流靶面温度为 1 000 K,在多孔凹板喷射中,设定冲击射流靶面为恒热流率 4 000 W/ m².

1.3 控制方程

连续方程 $\frac{\partial \rho}{\partial t} \nabla \cdot (\rho \mathbf{U}) = 0$

动量方程 $\frac{\partial (\rho \mathbf{U})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U} \otimes \mathbf{U}) = \nabla \cdot (-p \delta + \mu (\nabla \mathbf{U} + (\nabla \mathbf{U})^T)) + S_M$

能量方程 $\frac{\partial (\rho h_{tot})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U} h_{tot}) = \frac{\partial p}{\partial t} + \nabla \cdot (\lambda \nabla T) + S_E$

变物性可压缩流体的静止焓表示如下: $h_{tot} = h + U^2/2$,这里焓是温度和压力的函数.

这里应用两方程模型 RNG $k-\epsilon$ 方程湍流模型, k 是湍流动能,是一个瞬时脉动速度的变量; ϵ 是湍流扩散率,湍流粘度表达式为 $\mu = C_\mu \rho k^2 / \epsilon$, 这里 C_μ 是个常数. 湍动能方程为

$$\frac{\partial (\rho k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U} k) - \nabla \cdot \left[\frac{\mu_{eff}}{\sigma_k} \nabla k \right] = p_k - \rho \epsilon$$

湍流扩散率方程用下面的方程确定

$$\frac{\partial (\rho \epsilon)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U} \epsilon) -$$

$$\nabla \cdot \left[\frac{\mu_{eff}}{\sigma_\epsilon} \nabla \epsilon \right] = \frac{\epsilon}{k} (C_{\epsilon 1} p_k - C_{\epsilon 2} \rho \epsilon)$$

在 RNG $k-\epsilon$ 方程湍流模型中, $C_{\epsilon 1}$, $C_{\epsilon 2}$, σ_k , σ_ϵ 被一些函数形式所代替. p_k 是由于粘度和浮升力产生

湍流的影响.

$$G_{EIRNG} = 1.42 - f_\eta, \text{ 并且 } f_\eta = \frac{\eta \left(1 - \frac{\eta}{4.38} \right)}{(1 + \beta_{RNG}) \eta^3}, \eta = \frac{\sqrt{\rho_k}}{\mu G_{EIRNG} \epsilon}$$

理想气体来说,理想流体密度工程热力学方程如下: $\rho = w(p + p_{ref}) / R_0 T$. 对流换热系数的定义为 $h = Q / A \Delta t$, 这样方程封闭.

在耦合计算中,耦合交接面上的温度和热流率是连续的. 叶片固体区域速度为零,并且热导率和流体区域不相同. 在每个迭代步,应用上个迭代步计算出的温度计算流固耦合面上的热流率,来计算耦合壁面上的温度. 固体只计算能量方程,不计算动量方程,固体叶片就像计算流域中的固体子区域,热传导叶片固体的能量方程为 $\partial \rho_p T / \partial t = \nabla \cdot (\lambda \nabla T + S_E)$.

1.4 数值离散和耦合求解器

这里应用的 ANSYS CFX 10.0 是由英国 AEA 技术公司研制并开发的计算机程序. 控制方程的离散相当于把空间区域划分成控制容积,控制方程再分别对每一个控制容积积分,并保证在离散后每个控制容积的相关量(质量,动量和能量)是守恒的. ANSYS CFX 10.0 应用耦合求解器,并应用多网格加速不完全的 LU 分解(ILU)技术来求解线形方程的离散系统. 由于线形系统迭代反复假定和修正,迭代时需要选择变量合适的松弛参数. 这种解法是在任何给定的时间步下,应用全隐式方程的离散来求解的. 对于这里的定常问题,时间步就如同加速因子,在物理场内计算直到得到定常解,这样可以减小迭代步数并达到收敛. 求解程序求解三维 N-S 方程,对于每一个时间步,非线性方程通过线形化,并组装到求解矩阵中,然后应用代数多网格技术来求解线形方程,得到方程的解.

1.5 结果分析

射流冲击换热过程涉及到冲击介质与被冲击表面的温度和粗糙度、介质的物性参数、冲击方式、喷嘴的几何参数以及喷嘴的布置方式等诸多因素. 平板冲击对流换热主要和射流雷诺数,射流喷嘴与冲击靶板的间距和射流喷嘴出口面积有关,阵列射流的换热大小还要与射流孔分布有关,随着孔间距的大小显示出变化规律,凹板对流换热大小还要与凹靶板的曲率半径有关,下面针对这些方面来进行讨论.

1.5.1 单孔平板喷射进口雷诺数的影响

就单孔平板喷射模型而言,其主要几何参数有喷嘴直径 D 、喷嘴到靶面间距 H 、喷嘴轴线与入射壁面的夹角等,大多数关于冲击传热的射流出口雷诺数是非线形的.这里平板目标靶面温度恒定为 $1\,000\text{ K}$,喷射高度为 20 mm ,进口雷诺数分别为 $2\,000$ 、 $5\,000$ 、 $8\,000$ 、 $12\,000$ 和 $18\,000$.图 5 为单孔平板喷射 yz 剖面的平面速度矢量图.

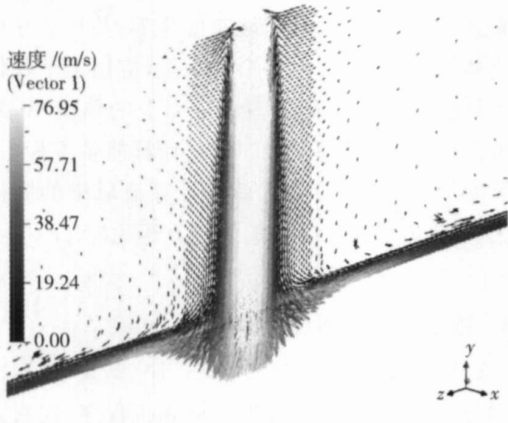


图 5 进口 $Re=8\,000$ 时单孔平板喷射矢量图

Fig 5 Impingement vector distribution of single hole plate ($Re=8\,000$)

图 6 为靶面上以靶面的中心为原点 z 方向上的对流换热系数分布,目标原点的位置为靶面中心位置.这里对比了不同进口雷诺数下空气和蒸汽换热量的大小.形状标记曲线为蒸汽冲击喷射传热结果,线标记曲线为空气冲击喷射传热结果.可以看到滞止区原点处的换热曲线出现明显凹陷,这是因为射流在流出喷嘴时由于质量夹带作用而扩展,包围着射流的滞止冷却工质质量降低了射流核心的速度,流动发展时射流核心的动量减小降低了射流的冲击冷却能力.通过对比得到,对于同样进口雷诺数,蒸汽的换热量要比空气大,蒸汽的热流率大,换热效果更好.进口 $Re=2\,000$ 的射流靶的换热量最小,进口 $Re=18\,000$ 的射流靶的换热量最大,随着进口雷诺数的增大,对流换热系数也在增大.

1.5.2 射流高度的影响

这里对比了不同射流孔和靶板的间距下的换热量.当射流孔和靶板间距较小时,靶板位于发展射流的势流核心当中,冷却射流被一个涡流环围绕着的自由剪切层所包围,这个涡流环的影响随着射流与靶板间距的增大而消失.图 7 是当射流雷诺数为 $8\,000$,射流孔直径为 4 mm ,间距分别

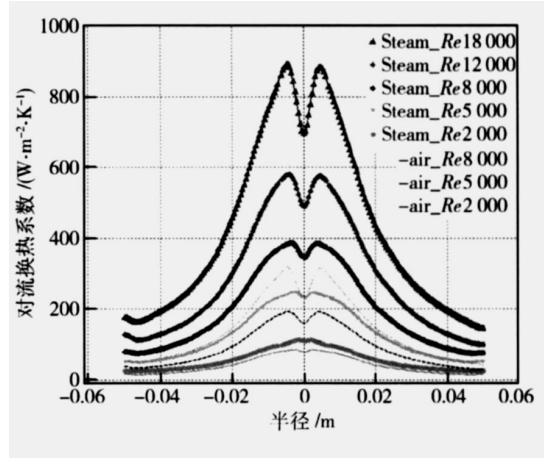


图 6 不同进口 Re 时平板对流换热系数对比

Fig 6 Comparison of heat transfer coefficient at different Re

为 12 、 20 、 32 、 48 、 72 和 100 mm 时,单孔平板射流冲击靶面的传热结果,滞止点的传热系数要比远离滞止点的传热系数要高,当射流孔到靶板距离为 48 mm 时滞止区的对流换热系数最高,随着射流孔到靶板距离的增大,对流换热系数是一个先增大后减小的过程.当射流孔到靶板距离小于 50 mm 的时候,圆孔平板射流的传热系数分布存在第二个峰值,这是由于射流孔与靶板非常接近的原因,第二个峰值决定了传热特性.

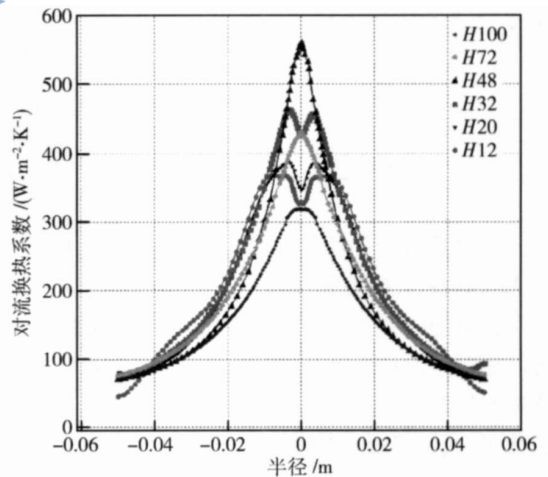


图 7 不同喷射高度下平板对流换热系数对比

Fig 7 Comparison of plate heat transfer coefficient at different H

1.5.3 凹板曲率半径和喷射高度的影响

多孔射流由于存在着相邻流束壁面射流的相互影响,其流动结构除了具有单个射流的特征,还存在着射流交互区和非射流交互区,图 9 中可以看到射流交互区的存在.凹板射流的主要的几

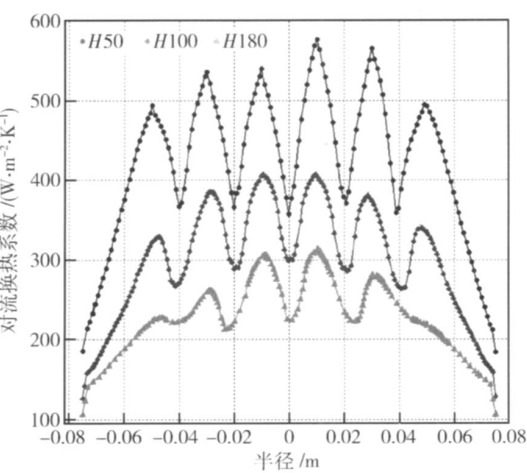


图 8 不同喷射高度下凹板对流换热系数对比(z 向)

Fig. 8 Comparison of concave heat transfer coefficient at different $H(z$ direction)

何参数包括射流孔直径,喷射高度,射流孔间距 L 和凹板曲率半径.这里进口雷诺数为 8 000,凹靶板恒定热源 $4\,000\text{ W/m}^2$,喷射高度分别为 50,100,180 mm.凹板曲率半径分别为 50,30,80 mm.

图 9,图 10 分别是多孔凹板喷射在 x 和 z 向的平面速度矢量图.高度分别为 50,100 mm 和 180 mm 下的对流换热系数及其规律如图 8,由于射流孔和凹板间距大于 50 mm,根据上面平板喷射的结论,随着间距的增大换热量降低.图 11 和图 12 是两个方向的传热结果,改变凹靶面的曲率半径,从而得到冲击凹板的对流换热系数,能够看到凹板半径为 30 mm 时平均对流换热系数最大,凹板半径为 80 mm 的换热系数最小,冲击对流换

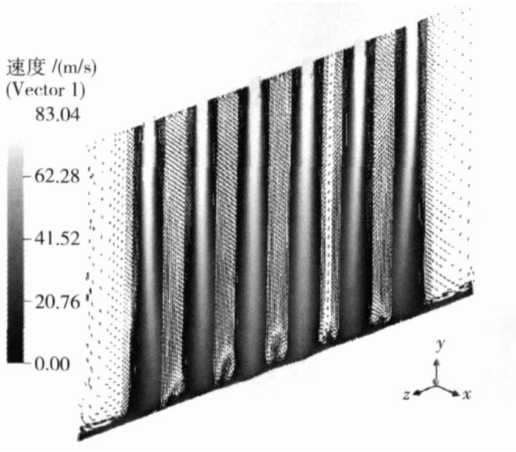


图 9 进口 $Re = 8\,000$ 时多孔凹板喷射速度矢量图(z 向)

Fig. 9 Velocity vector of multi-hole concave with $Re = 8\,000(z$ direction)

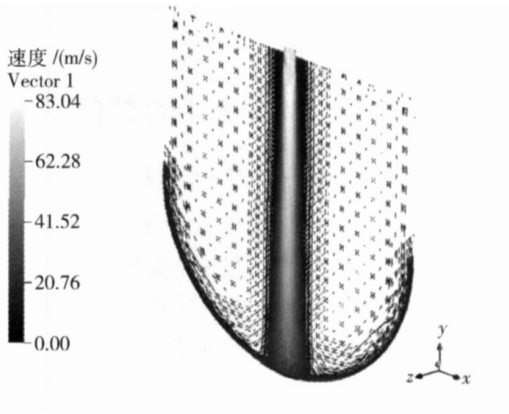


图 10 进口 $Re = 8\,000$ 时多孔凹板喷射速度矢量图(x 向)

Fig. 10 Velocity vector of multi-hole concave with $Re = 8\,000(x$ direction)

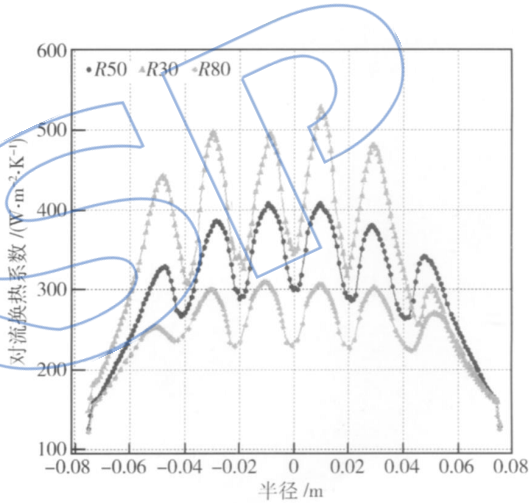


图 11 三种曲率下凹板换热系数对比(z 向)

Fig. 11 Three kinds of curvature concave comparison of heat transfer coefficient (z directon)

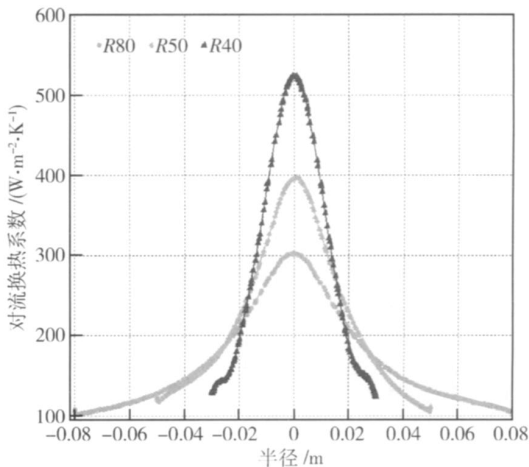


图 12 三种曲率下凹板换热系数对比(x 向)

Fig. 12 Three kinds of curvature concave comparison of heat transfer coefficient (x direction)

热系数随着靶板曲率半径的减小,滞止区域的换热系数增大.

2 射流冲击冷却叶片的数值模拟

2.1 蒸汽冷却叶片模型及网格和边界条件

应用上面基本喷射模型的结论,在空气冷却叶片的基础上,设计喷射冲击式的蒸汽冷却叶片如图 13. 计算模型的叶栅一周共有 40 个叶片,叶片内部开设冷却腔作为冷却蒸汽的流道,冷却腔壁面与叶片表面均匀间隔 5 mm,冷却腔由厚度为 3 mm 的隔板间隔开,冷却腔前缘和中弦区分别悬挂两个喷射冷却桶,前缘桶有两排圆形孔,直径为 4 mm,方向垂直桶壁,中弦区桶有 5 排狭缝,内部有绕流柱. 蒸汽从蒸汽进口流入,一部分冷却蒸汽通过射流冷却出口流出,另一部分冷却蒸汽通过间隔板流经 2 个弯折流道后由尾缘处的冷却出口流出.

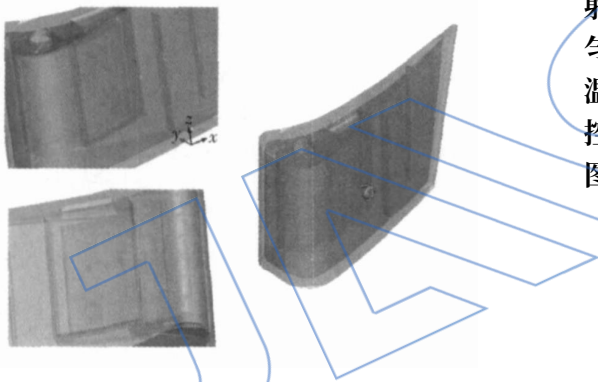


图 13 喷射冷却式蒸汽冷却叶片模型
Fig. 13 Jet impingement cooling model of turbine steam-cooling vane

根据实体尺寸建立了叶栅流道,并在轴向往前缘上游和尾缘下游分别延长一定长度作为计算域. 划分网格并提高网格质量后建立流域和固体域. 在这里建立了三个独立的区域:燃气流体区域,蒸汽流体区域和叶片固体区域,周向为周期性边界条件,在 CFX 中生成两个流固耦合边界面,在叶片体中不计算动量方程,只计算能量方程. 图 14 为沿着 z 轴俯视方向的剖面非结构网格,左右两边分别为燃气的进口和出口,上下为周期边界条件,燃气和叶片之间的流固耦合面,蒸汽和叶片之间的流固耦合面. 边界条件选择燃气质量流量进口,总燃气流量为 320 kg/s,总温 1 483 K,压力出口边界为 - 600 kPa;进口冷却蒸汽质量流量为 0. 4 kg/s,总温 473 K,设定壁面为无速度滑移,外部流场壁面设置为绝热边界,叶片与两侧流体交

接处设置为热固耦合边界.

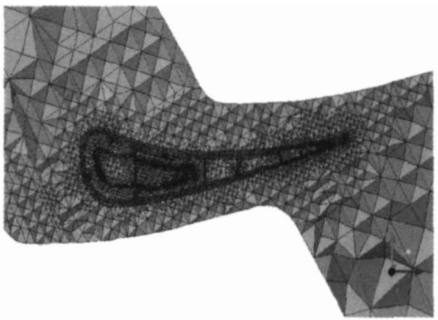


图 14 喷射冷却式蒸汽冷却叶片耦合网格剖面图
Fig. 14 Jet impingement cooling mesh of turbine steam-cooling vane

2.2 结果分析

图 15 为冷却蒸汽流线图,可以看到叶片头部和中部的喷射冷却,头部喷射速度为 260 m/s. 图 16 为叶片表面压力面和吸力面的温度分布,经喷射区域的前缘和中弦区,叶片表面的温度比较均匀. 图 17 是沿叶高方向 0. 2, 0. 5, 0. 8 的叶片表面温度分布图,可以看到叶片除尾缘其他位置温度控制在 900 K 左右,尾缘处最高温度为 1 140 K. 图 18 是沿叶高方向 0. 2, 0. 5, 0. 8 的对流换热系

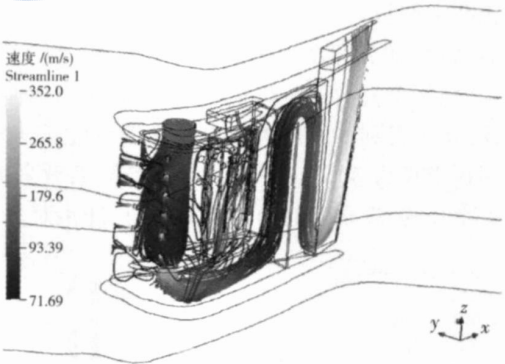


图 15 喷射冲击冷却式蒸汽冷却叶片流线图
Fig. 15 Streamline distribution of impingement cooling of steam-cooling vane

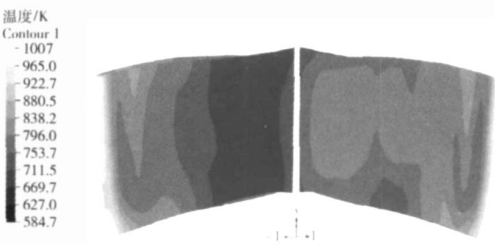


图 16 喷射冲击冷却式蒸汽冷却叶片表面温度图
Fig. 16 Temperature contour of impingement cooling of steam-cooling vane

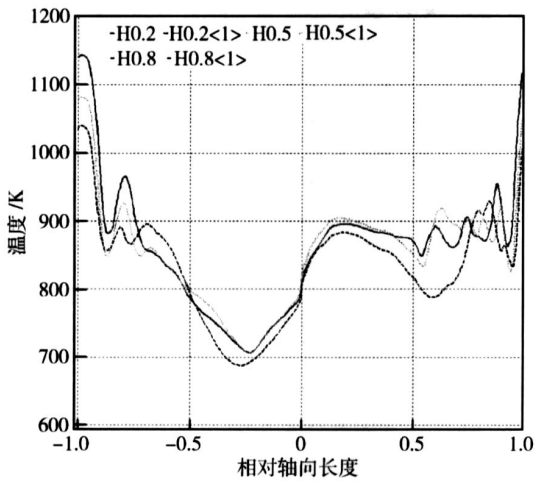


图 17 三种叶高叶片表面温度对比图

Fig. 17 Temperature comparison along altitude of vane surface

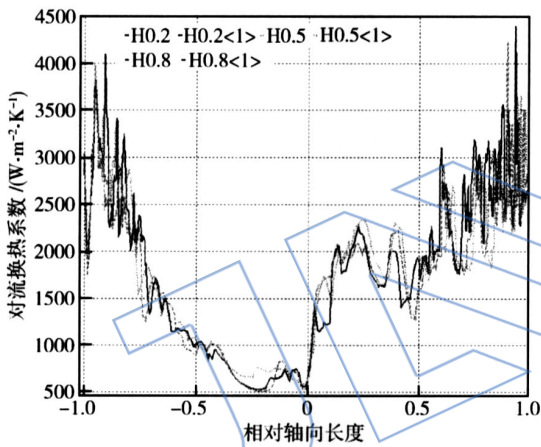


图 18 三种叶高叶片表面对流换热系数对比图

Fig. 18 Heat transfer coefficient comparison along altitude of vane surface

数对比图,滞止点沿压力面下游处的换热减小,沿吸力面下游处的换热增大。

3 结 论

本文先从射流冲击冷却的基本模型入手,对射流冷却平板模型和射流冷却凹板模型进行了数值计算并对其结果进行分析对比,在改变进口雷诺数,射流孔与靶板间距和凹板曲率的情况下,对比研究靶板的冷却传热。然后根据这些基本喷射

技术设计出喷射冷却式蒸汽冷却叶片,采用前缘和中部分别安装喷射桶,中尾部采用间隔板结构来达到冲击冷却换热的目的。本文得到以下结论:

- (1) 随着进口雷诺数的增大,蒸汽的热流量增大,对流换热系数也增大,换热效果更好;
- (2) 随着射流孔到靶板距离的增大,对流换热系数变化规律是一个先增大后减小的过程;
- (3) 在凹板喷射冷却过程中,随着凹靶板曲率半径的减小,滞止区域的换热系数增大;
- (4) 设计射流冲击冷却式的蒸汽冷却叶片,并得到叶片表面温度分布和对流换热系数分布图。

参考文献:

- [1] 杨凡,郑洪涛,李智明. 前缘气膜孔对涡轮静叶冷却效果影响的数值模拟[J]. 热能动力工程,2006(4):345-349.
YANG Fan, ZHANG Hongtao, LI Zhiming. Numerical simulation of the impact of leading-edge gas-film pores on cooling effectiveness in turbine stator blades[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2006, 21(4):345-349.
- [2] 杨凡,曹辉,郑洪涛,等. 涡轮静叶前缘气膜冷却数值模拟[J]. 汽轮机技术,2006,48(4):269-271.
YANG Fan, CAO Hui, ZHENG Hongtao et al. Numerical simulation of leading edge film cooling of turbine stator blades. [J]. Turbine Technology, 2006, 48(4):269-271.
- [3] 董瑜,郑洪涛,杨凡. 蒸汽冷却叶片耦合传热的数值模拟[C] //中国航空学会第6届动力年会论文集. 南京:中国航空学会动力专业分会,2006.
- [4] 韩介勤,桑地普·杜达,斯瑞纳斯·艾卡德. 燃气轮机传热和冷却技术[M]. 西安:西安交通大学出版社,2005.
- [5] Revet P B, Dejeu C, Dorignac E, et al. Heat transfer to a row of impinging jets in consideration of optimization[J]. Int. J. Heat and Mass Transfer, 2002, 45:4191-4200.
- [6] Cornaro C, Fleischer A S, Rounds M, et al. Jet impingement cooling of a convex semi-cylindrical surface[J]. Int. J. Therm. Sci., 2001, 40: 890-898.
- [7] Bohn D E, Becker V J, Kusterer K A, 3D conjugate flow and heat transfer calculations of a film-cooled turbine guide vane at different operation conditions[R]. ASME Paper 97-GT-23, 1997.
- [8] Takayashi T, Watanabe K. Thermal conjugate analysis of a first stage blade in a gas turbine[R]. ASME Paper 2000-GT-251, 2000.