

克努森数对气膜冷却流动换热相似特性的影响

龚代坤¹, 朱惠人¹, 刘存良¹, 卢聪明²

(1. 西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710072;

2. 中国航空工业集团公司 中国航空动力机械研究所, 湖南 株洲 412002)

摘 要: 数值模拟研究克努森数 Kn 对不同尺度气膜冷却流动换热相似特性的影响, 选取孔径为 0.3, 3, 10 mm 平板单排圆柱形气膜孔模型, 计算得到模型在 Kn 不同与相同条件下冷却效率及孔流量系数。结果表明: Kn 相同时, 小孔与大孔模型流动换热特性相似, 冷却效率及流量系数均吻合很好; Kn 不同时, 两模型流动换热特性存在一定差异, 冷却效率及流量系数吻合较差。因此在气膜冷却相似放大研究中得到准确的相似结果, 需要保证小孔及大孔模型的 相同。

关 键 词: 气膜冷却; 流动换热相似特性; 克努森数; 冷却效率; 流量系数

中图分类号: V231.1

文献标志码: A

Effect of Knudsen number on similar characteristics of film cooling flow and heat transfer

GONG Dai-kun¹, ZHU Hui-ren¹, LIU Cun-liang¹, LU Cong-ming²

(1. School of Power and Energy,

Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China;

2. China Aviation Powerplant Research Institute,

Aviation Industry Corporation of China, Zhuzhou Hunan 412002, China)

Abstract: The effect of Knudsen number on the similar characteristics between different scale film cooling flow and heat transfer was numerically studied. Single-row plate cylindrical hole film cooling models with aperture of 0.3, 3, 10 mm were selected. Cooling effectiveness and discharge coefficient of models under condition of different Kn and the same Kn were calculated. Results show that small and large hole models have similar flow and heat transfer characteristics under the same value of Kn , resulting in little differences between cooling effectiveness and discharge coefficient. When Kn varies, the flow and heat transfer characteristics of these two models are different, bringing about different cooling effectiveness and discharge coefficients. Therefore it is necessary to make sure that small and large hole models should have the same Kn in similar amplification experiment of film cooling.

Key words: film cooling; similar characteristics of flow and heat transfer; Knudsen number; cooling effectiveness; discharge coefficient

收稿日期: 2013-12-04

基金项目: 航空科学基金(2014ZB53023); 国家自然科学基金(51306152); 霍英东教育基金(141053); 中央高校基本科研业务费专项资金(3102014JCQ01049)

作者简介: 龚代坤(1989-), 男, 重庆人, 硕士生, 主要从事航空发动机气膜冷却流动与换热特性研究。

先进航空发动机在现代动力设备中占有重要地位,而增加涡轮进口总温是提升发动机性能的主要措施之一,但由于涡轮工作温度已经超过材料的耐受极限,因此必须采用相应的冷却技术.气膜冷却^[1]由于其冷却效果很好而作为航空发动机涡轮普遍采用的关键冷却技术.由于航空发动机中所采用的气膜孔一般较小(0.3 mm左右),有关气膜冷却常采用的研究方法是对气膜结构进行相似放大.例如 Leylek 等^[2]在一定雷诺数与吹风比条件下系统研究了圆柱形与扇形孔气膜冷却流动机理,孔径为 12 mm 左右. Li 等^[3]在一定雷诺数与吹风比条件下实验研究了冷气密度对叶片前缘气膜冷却的影响,气膜孔径为 3.715 mm. Dong 等^[4]在一定雷诺数及动量比条件下研究了边长为 12 mm 的矩形孔气膜冷却效率.刘存良等^[5]采用瞬态液晶测量技术研究了动量比对孔径为 10 mm 的圆柱孔气膜冷却的影响.邓宏武等^[6]在定雷诺数条件下测量了吹风比对旋转叶片气膜冷却的影响,气膜孔径为 4 mm.由此可见,气膜冷却放大研究中气动参数主要为雷诺数以及吹风比(或动量比).而根据 Papautsk, Kandlikar 等^[7-9]对流动尺度划分的标准,小于 1 mm 的气膜孔流动已属于微尺度领域,放大模型气膜孔流动为宏观尺度领域.

目前国内外对微尺度流动换热进行了许多研究,Eringen^[10]认为微尺度通道内部的流动与传统宏观介质流动有所不同. Turner, Wu 等^[11-12]测量了 0.2 mm 左右微细通道气体阻力特性,得到了与传统理论差别较大的结果.杜东兴等^[13]测量了内径为 0.1083 mm 的微细圆管气体流动,结果表明摩擦因数与雷诺数的乘积大于经典理论值.邬小波等^[14]数值研究了微细管道内部流动换热特性,结论表明努塞尔数与常规尺度孔存在一定

差异.唐桂华等^[15]数值模拟了微细圆管入口区域气体流动,结果表明气体稀薄性影响了进口段长度.根据上述研究可以推测实际气膜冷却与放大模型流动换热特性可能存在差异,因此有必要对比研究两者流动换热特性,探究造成差异的可能原因.许艳芝等^[16-17]引入克努森数研究了圆管内的气体流动特性,结果表明虽然流动仍处于连续介质内,但克努森数对流动仍存在一定影响.故本文同样引入克努森数,表征模型尺度,研究其对气膜冷却的影响.为此本文选取平板单排圆柱形气膜孔模型,保证模型雷诺数以及动量比相同,计算得到气膜孔下游冷却效率分布及气膜孔的流量系数,分析研究克努森数 Kn 对气膜冷却流动换热相似特性的影响.

1 数值计算模型

1.1 几何模型及网格

几何模型结构及尺寸参数如图 1 所示,由于计算模型是对称的,模型只画出了一半以减少网格数量,中间面设置为对称面即可.其中气膜孔径 $=0.3, 3, 10$ mm(以下简称 0.3, 3, 10 mm 模型),气膜孔倾斜角为 35° .图 2 给出了气膜孔出口网格,为了获得较高的计算网格质量,模型采用结构化网格进行划分,同时为了进一步减少网格数量,模型网格分块划分,且网格过渡均匀.经过网格无关性验证,最终确定 0.3 mm 模型网格数量为 210 万,3 mm 模型网格数量为 330 万,10 mm 模型网格数量为 450 万.

1.2 参数定义

雷诺数 Re

$$Re = \frac{\rho_g u_g d}{\mu_g} = \frac{2 \dot{m}_g d}{H_1 P \mu_g} = \frac{\dot{m}_g}{12 d \mu_g} \quad (1)$$

式中 $\dot{m}_g$ 为主流入口气体质量流量(文中简称流

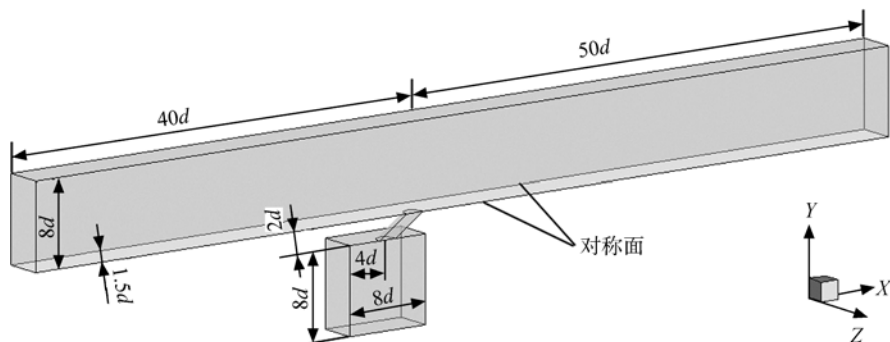


图1 几何模型

Fig. 1 Geometry model

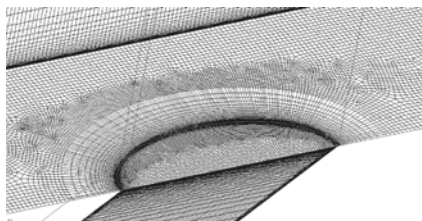


图2 气膜孔出口网格示意图

Fig. 2 Schematic diagram of film hole outlet grid

量); H_1 为主流腔高度; P 为孔间距, 即主流腔 2 倍宽度; μ_g 为主流入口分子黏度。

克努森数 Kn

$$Kn = \frac{\lambda}{d} = \frac{KT}{\sqrt{2\pi}\sigma^2} \times \frac{1}{pd} \quad (2)$$

式中 Kn 表征了分子平均自由程与结构特征尺寸之比。其中 K 为 Boltzmann 常数; T 为气体温度, 分别取为主流与二次流入口气体温度; σ 为分子直径; p 为气体压力, 分别取为主流与二次流入口气体压力。

动量比

$$= \frac{\rho_c}{\rho_g} \frac{u_c}{u_g} \quad (3)$$

式中 ρ_g 为主流入口气体密度; u_g 为主流入口气体速度; ρ_c 为气膜孔出口二次流密度; u_c 为气膜孔出口二次流孔轴向速度。

冷却效率

$$= \frac{T_r - T_w}{T_r - T_c} \quad (4)$$

由于主流马赫数较大, 变化范围在 0.1~0.8 之间, 故定义采用了主流的恢复温度 T_r , 其通过计算主流相同条件下平板无气膜冷却绝热壁温得到。 T_w 为气膜冷却绝热壁温; T_c 为二次流入口静温。

流量系数 C_d

$$C_d = \frac{\dot{m}_t}{Ap^* \left[\left(\frac{p^*}{p} \right)^{\frac{\kappa+1}{2\kappa}} \sqrt{\frac{2\kappa}{(\kappa-1)R_g T} \left[\left(\frac{p^*}{p} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right]} \right]} \quad (6)$$

由于流动 Ma 较大, 采用可压流流量系数计算公式。 $\dot{m}_t$ 为二次流入口流量; A 为气膜孔圆截面面积; p^* 为气膜孔入口平均总压; κ 为气体等熵指数, 本文取为定值 1.4; R_g 为气体常数, 本文取为定值 287 J/(kg·K)。

1.3 控制方程

在笛卡儿坐标系中, 给出三维定常可压缩流

动的 Navier-Stokes 方程如下:

连续方程

$$\frac{\partial}{\partial x_k}(\rho u_k) = 0 \quad (7)$$

动量方程

$$\rho u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \mu \nabla^2 u_i + \frac{\mu}{3} \frac{\partial^2 u_j}{\partial x_i \partial x_j} \quad (8)$$

能量方程

$$\rho c_p u_i \frac{\partial T}{\partial x_i} = \lambda \nabla^2 T + \Phi + u_i \frac{\partial p}{\partial x_i} \quad (9)$$

其中

$$\Phi = \frac{\mu}{2} \left[\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right)^2 - \frac{2}{3} \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right)^2 \right]$$

式中 $i, j, k=1, 2, 3$; ρ, u , 分别气体密度、速度; μ 为分子黏度; c 为比定压热容; λ 为气体导热系数; Φ 为黏性耗散项。

1.4 边界条件设置

0.3 mm 模型工况参数接近某型航空发动机涡轮一级导叶气膜冷却实际流动参数, 主流气体温度为 1750 K, 二次流入口气体温度为 750 K, 主流速度为 593 m/s。3, 10 mm 模型工况参数以 0.3 mm 模型工况参数为基准进行调节。其中所有模型主流雷诺数 Re 为 22000, 根据式(2)和式(3)调节主流及二次流的温度和压力, 变为 14×10^{-6} , 2.2×10^{-6} , $0.34, 0.44$, 具体参数如表 1 所示。

表1 工况参数

Table 1 Operating conditions

/mm	/ 10^{-6}	
0.3	14	0.34, 0.44
3	14	0.34, 0.44
3	2.2	0.34, 0.44
10	14	0.34, 0.44
10	2.2	0.34, 0.44

如表 1 所示, Kn 为 1.4×10^{-5} 及 2.2×10^{-6} , 仍可以采用 Navier-Stokes 方程以及无滑移边界条件求解流场。采用 FLUENT12.1 求解器进行求解, 选用理想气体做为工作介质, 比定压热容 c_p 以及气体导热系数 λ 根据气体分子运动理论与温度进行耦合求解, 分子黏度采用 Sutherland 公式与温度耦合求解; 主流及二次流入口设为质量流入口; 出口设为压力出口。为达到目标 Kn, I 值, 设定流量、环境压力以及温度的初始值, 但收

敛后并不能保证预设的 Kn 及 I , 这时需要根据式 (2) 和式 (3) 不断调节环境压力以及主流温度计算收敛以达到预设的 Kn 和 I , 相对误差在 0.3% 以内. 选用 realizable $k-\epsilon$ 湍流模型, 刘存良等^[18] 采用此模型对圆柱形气膜孔冷却进行了数值模拟, 结果与实验值吻合较好. 由于小孔中黏性力十分重要, 因此选取增强壁面函数. 选用压力修正迭代算法 (SIMPLEC) 求解, 计算格式为 3 阶迎风插值格式 (QUICK).

2 计算结果及分析

2.1 克努森数 Kn 对气膜孔下游冷却效率的影响

如摘要所述, 选用气膜孔下游冷却效率表征气膜孔下游的流动换热特性, 研究克努森数 Kn 对气膜孔下游流动换热相似特性的影响.

为了量化研究 I 对冷却效率的影响, 这里求得气膜孔下游展向平均气膜冷却效率 (η_{ave}) 分布, 如图 3 所示. 从图 3 中可以看出, 所有计算模型孔下游展向平均冷却效率分布规律基本相同: 由于气膜孔出口二次流可能存在一定的脱离壁面现象, 气膜孔出口展向平均冷却效率较低, 但在 $2d \sim 5d$ 范围内快速增加到最大值, 随后沿流向逐渐降低. 通过对比图 3(a) 以及图 3(b) 可以得知: 在 Kn 相同的条件下, 3, 10 mm 模型展向平均冷

却效率分布与 0.3 mm 模型相同; 在 Kn 不同的条件下, 3, 10 mm 模型展向平均冷却效率分布与 0.3 mm 模型存在一定差异.

为防赘述, 以图 3(a) 中对应 0.3, 3 mm 模型进行分析, 图 4 给出了孔下游壁面冷却效率分布, 通过对比可以发现: 在 Kn 相同的条件下, 3 mm 模型与 0.3 mm 模型的冷却效率吻合很好; 在 Kn 不同的条件下, 3 mm 模型冷却效率分布则与 0.3 mm 模型存在差异, 孔中心线高冷却效率区大小明显不同.

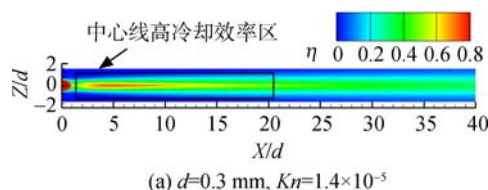
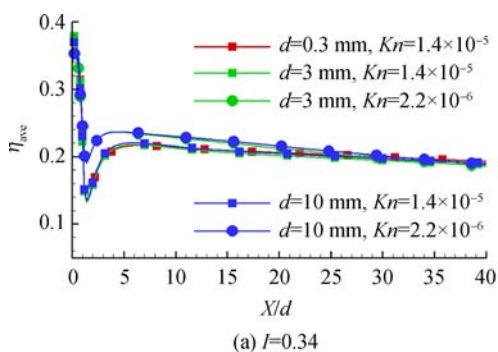
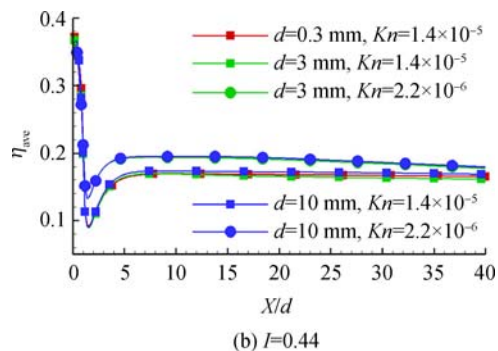


图 4 $I=0.34$ 冷却效率分布

Fig. 4 Distribution of film cooling effectiveness when $I=0.34$



(a) $I=0.34$



(b) $I=0.44$

图 3 展向平均气膜冷却效率

Fig. 3 Laterally averaged film cooling effectiveness

从上面的分析发现 0.3 mm 和 3 mm 模型 Kn 的不同可能会引起二次流脱离壁面的差异, 进而造成冷效分布的差异. 这里定义无量纲温度 $\Theta = (T_g - T)/(T_g - T_c)$, 其中 T_g 为主流入口气体温度. 图 5 给出了图 3(a) 对应 0.3, 3 mm 模型孔对称面无量纲温度分布, 展示横截面二次流在孔出口以及下游的流动情况. 从图 5 可以发现: 在 Kn 相同的条件下, 3 mm 模型的二次流脱离壁面程度与 0.3 mm 模型相同; 在 Kn 不同的条件下, 3 mm 模型二次流未脱离壁面, 与壁面贴覆较好, 根据分子碰撞理论, 其可能是由于 3 mm 模型的 Kn 较小, 其分子平均自由程也相对较小, 二次流分子与主流分子发生碰撞的频率较高, 因此二次流不易穿透主流而与壁面贴覆较好.

主流与二次流的孔下游掺混情况也是影响冷

效分布的重要因素,图6给出了图3(a)对应0.3, 3 mm模型 $X=5d$ 处横截面无量纲温度以及无量纲速度矢量分布. 相同的 Kn 使得3 mm模型与0.3 mm模型的温度以及速度矢量分布均吻合很好;而在 Kn 不同的条件下,3 mm模型的温度以及速度矢量分布则与0.3 mm模型存在一定差异,尽管3 mm模型核心区域无量纲温度分布更低,但近壁面却高于0.3 mm模型,同时主流腔孔下游速度对涡强度略小于0.3 mm模型,主流与

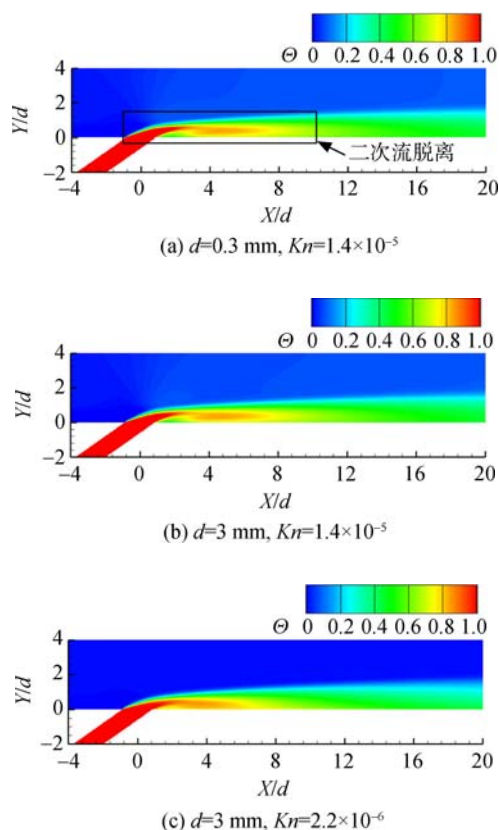


图5 $I=0.34$ 对称面无量纲温度分布

Fig. 5 Distribution of dimensionless temperature on symmetrical plane when $I=0.34$

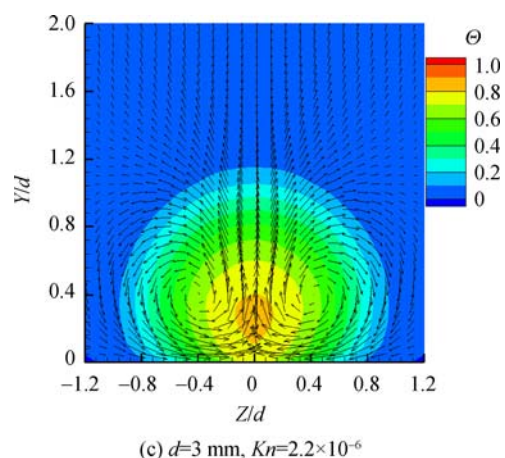
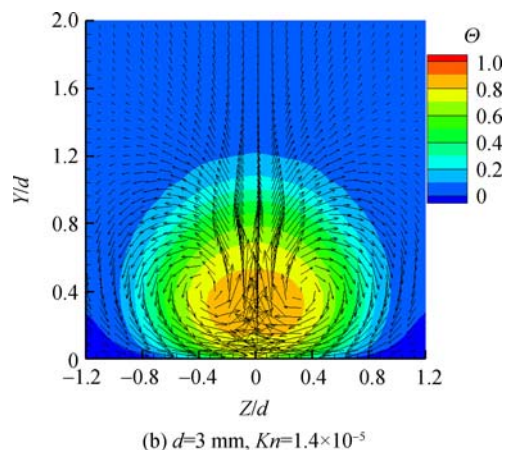
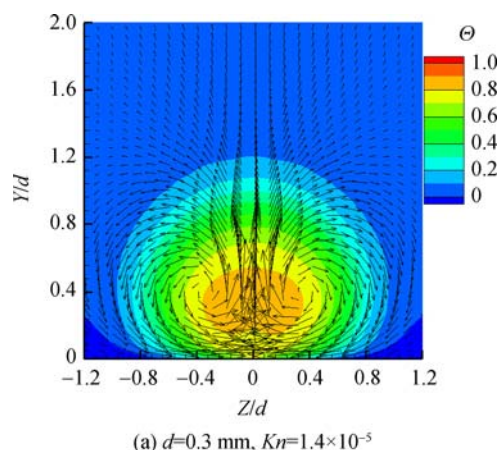


图6 $X=5d$ 处无量纲温度分布以及速度矢量分布

Fig. 6 Distribution of dimensionless temperature and velocity vector when $X=5d$

二次流掺混较弱。

综合上述分析可以得知:保证 I 相同使得3, 10 mm模型与0.3 mm模型的孔下游冷却效率分布吻合很好,流动换热特性相似;而 Kn 不同则使得大小孔模型二次流脱离壁面情况、二次流与主流掺混情况不同,孔下游流动换热相似性较差,冷却效率分布存在一定差异。

2.2 克努森数 Kn 对气膜孔的流量系数的影响

表2给出了不同气膜孔的流量系数. 在 Kn 相同的条件下,放大的3, 10 mm模型与0.3 mm模型流量系数相同;在 Kn 不同的条件下,3, 10 mm模型与0.3 mm模型的流量系数存在较大的差异。

决定气膜孔流量系数的因素包括二次流腔的气膜孔入口突缩、气膜孔内部特性以及气膜孔出口突扩,图7给出了一典型圆柱形气膜孔内部流线分布,气膜孔入口突缩使得二次流在孔内部形成了巨大的三维分离区,分离区内流动速度相对较低,同时形成了对涡并向气膜孔出口发展. 因此

三维分离区及对涡是决定孔流量系数的主要因素. 三维图形不利于观察流动结构, 故这里取孔垂直截面流线图, 取面位置如图 7 所示, 截面中心距二次流腔上壁面 $0.5d$.

表 2 流量系数

Table 2 Discharge coefficient

d/mm	$Kn/10^{-6}$	I	C_d
0.3	14	0.34	0.682
0.3	14	0.44	0.675
3	14	0.34	0.680
3	14	0.44	0.676
3	2.2	0.34	0.638
3	2.2	0.44	0.642
10	14	0.34	0.681
10	14	0.44	0.675
10	2.2	0.34	0.639
10	2.2	0.44	0.645

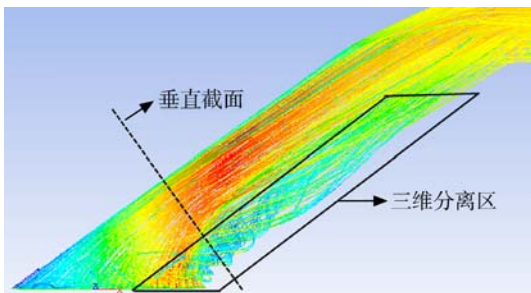
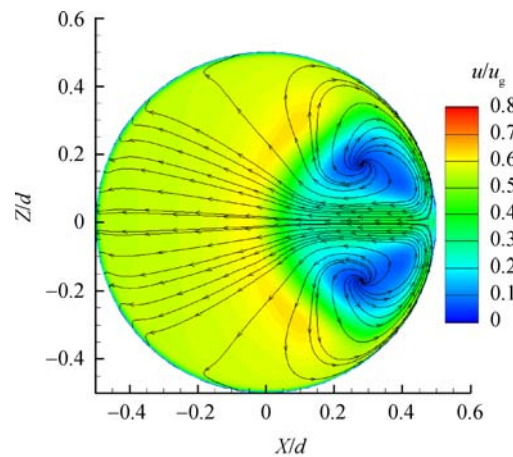
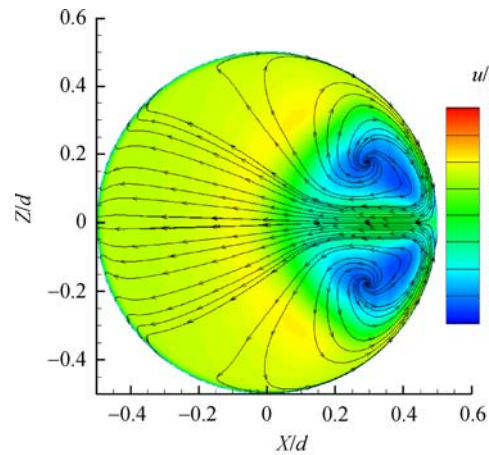
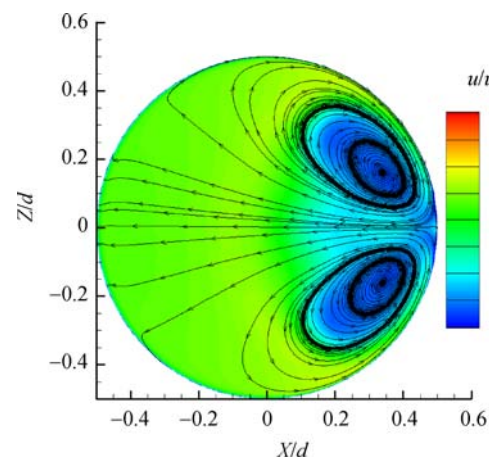


图 7 圆柱形气膜孔内部流线分布

Fig. 7 Streamlines distribution in cylindrical film hole

图 8 给出了图 3(a)对应 0.3, 3 mm 模型的孔截面流线图, 通过对比图 8 流线分布可以得知, 相同的 Kn 使得 3 mm 模型与 0.3 mm 模型的流动特性相似, 其三维分离区及对涡的结构大小均相同, 流动阻力基本相同, 对应的流量系数吻合很好; Kn 不同则使得 3 mm 模型与 0.3 mm 模型流动特性差异较大, 3 mm 模型的孔内部对涡呈明显的椭圆形, 强度大于 0.3 mm 模型, 且三维分离区也大于 0.3 mm 模型, 故而对应的流动阻力也较大, 流量系数偏小. 从分子碰撞模型分析, 3 mm 模型由于 Kn 较小而其分子自由程较小, 碰撞频率较大, 故而对涡的作用范围及强度也较大.

综合上述分析可知: 在 Kn 相同的条件下, 0.3 mm 模型与放大后的 3, 10 mm 模型的孔内部

(a) $d=0.3 \text{ mm}$, $Kn=1.4 \times 10^{-5}$ (b) $d=3 \text{ mm}$, $Kn=1.4 \times 10^{-5}$ (c) $d=3 \text{ mm}$, $Kn=2.2 \times 10^{-6}$ 图 8 $I=0.34$ 无量纲速度及流线Fig. 8 Distribution of dimensionless velocity magnitude and streamlines when $I=0.34$

流动换热特性相似, 流量系数吻合很好; Kn 不同则使得 3, 10 mm 模型与 0.3 mm 模型的孔内部对涡及三维分离区存在一定差异, 流量系数吻合较差.

3 结 论

本文为研究克努森数 Kn 对小尺度气膜冷却流动换热相似特性的影响,选取平板单排圆柱形气膜孔模型进行数值模拟。气膜孔的孔径为 0.3, 3 mm 及 10 mm,在保证雷诺数及动量比相同的条件下计算得到气膜孔下游冷却效率与气膜孔的流量系数。结果及分析表明:

1) Kn 不同使得大小模型孔内部对涡及三维分离区存在差异,导致孔流量系数不同。

2) Kn 不同会引起二次流脱离壁面及二次流与主流掺混情况的差异,并导致大小模型冷却效率分布的差异。

3) 采用放大模型研究小尺度气膜冷却流动换热特性时,在保证大小孔模型的雷诺数与动量比为主要准则数的前提下,为获得更好的相似结果,需要保证大小孔模型的 相同。

参考文献:

- [1] 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].程代京,谢永慧,译.西安:西安交通大学出版社,2005.
- [2] Leylek J H, McGovern K T, Brittingham R A. A detailed analysis of film cooling physics: Part II compound-angle injection with cylindrical holes[J]. Journal of Turbomachinery, 2000, 122(1): 113-121.
- [3] Li S J, Yang S F, Han J C. Effect of coolant density on leading edge showerhead film cooling using PSP measurement technique[R]. ASME Paper GT2013-94198, 2013.
- [4] Dong H R, Youn S L, Young B K, et al. Film cooling and thermal field measurements for staggered rows of rectangular-shaped film cooling holes[R]. ASME Paper GT2003-38608, 2003.
- [5] 刘存良,朱惠人,白江涛,等.基于瞬态液晶全表面测量技术的圆柱形孔气膜冷却特性研究[J].航空动力学报, 2009, 24(9): 1959-1965.
LIU Cunliang, ZHU Hui ren, BAI Jiangtao, et al. Experimental research on film cooling characteristics of cylindrical hole with transient liquid crystal measurement technique[J]. Journal of Aerospace Power, 2009, 24(9): 1959-1965. (in Chinese)
- [6] 邓宏武,肖俊,李国庆,等.吹风比对旋转涡轮叶片气膜冷却的影响[J].航空动力学报, 2011, 26(7): 1452-1457.
DENG Hongwu, XIAO Jun, LI Guoqing, et al. Influence of blowing ratio on film cooling of rotating turbine blade[J]. Journal of Aerospace Power, 2011, 26(7): 1452-1457. (in Chinese)
- [7] Papautsky I, Ameel T, Frazier A B. A review of laminar single-phase flow in microchannels[R]. New York: ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, 2001.
- [8] Kandlikar S G, Colin S, et al. Heat transfer in microchannels: 2012 status and research needs[J]. Journal of Heat Transfer, 2013, 135(9): 091001. 1-091001. 18.
- [9] 陶然,权晓波,徐建中.微尺度流动中的几个问题[J].工程热物理学报, 2001, 22(5): 575-577.
TAO Ran, QUAN Xiaobo, XU Jianzhong. Several questions in research of micro scale flow[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2001, 22(5): 575-577. (in Chinese)
- [10] Eringen A C. Simple microfluids[J]. International Journal of Engineering Science, 1964, 2(2): 205-217.
- [11] Turner S E, Lam L C, Gregory O J. Experimental investigation of gas flow in microchannels[J]. Journal of Heat Transfer, 2004, 126(5): 753-763.
- [12] Wu P Y, Little W A. Measurement of friction factors for flow and gases in very fine channels used for microminature joule-thomson refrigerators[J]. Cryogenics, 1983, 23(5): 273-277.
- [13] 杜东兴,李志信,过增元.微细光滑管内的气体流动阻力特性[J].中国科学:E辑, 2000, 30(2): 173-178.
DU Dongxing, LI ZHixin, GUO Zengyuan. The characteristics of resistance for gas flow in microtubes[J]. Science in China: Series E, 2000, 30(2): 173-178. (in Chinese)
- [14] 郭小波,过增元.微细光滑管内气体的流动与传热特性研究[J].工程热物理学报, 1997, 18(3): 326-330.
WU Xiaobo, GUO Zengyuan. Investigation of gas flow and heat transfer in smooth microtubes[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 1997, 18(3): 326-330. (in Chinese)
- [15] 唐桂华,陶文铨,赵长颖.微圆管进口区气体流动与换热特性研究[J].工程热物理学报, 2008, 29(1): 130-132.
TANG Guihua, TAO Wenquan, ZHAO Changyin. Gas flow and heat transfer characteristics in the entrance region of microtubes[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2008, 29(1): 130-132. (in Chinese)
- [16] 许艳芝,朱惠人,郑杰.克努森数在微尺度相似流动特性研究中的作用[J].航空动力学报, 2013, 28(8): 1752-1758.
XU Yanzhi, ZHU Hui ren, ZHENG Jie. Effect of Knudsen number on microscale similar flow character[J]. Journal of Aerospace Power, 2013, 28(8): 1752-1758. (in Chinese)
- [17] 沈青.稀薄气体动力学[M].北京:国防工业出版社, 2003.
- [18] 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.
LIU Cunliang, ZHU Hui ren, BAI Jiangtao. Study on the physics of film-cooling effectiveness enhancement by the converging-expanding hole[J]. Journal of Aerospace Power, 2008, 23(4): 598-604. (in Chinese)