

迷宫密封传热特性的数值研究

晏鑫, 李军, 丰镇平

(西安交通大学叶轮机械研究所, 710049, 西安)

摘要: 采用包含固体域和流体域的耦合传热数值求解方法,研究了典型燃气轮机迷宫密封的传热特性,并与实验值进行了对比.通过计算得到了 2 种间隙下 13 齿迷宫密封转子面和静子面附近的努塞尔数 Nu 分布,计算值与实验值吻合良好.研究表明:在所考核的涡黏湍流模型中,由 $k-\omega$ 和 SST 湍流模型计算得到的 Nu 与实验值吻合良好,标准 $k-\epsilon$ 湍流模型和 $k-\epsilon$ RNG 湍流模型计算得到的 Nu 比实验值约高 70%;对于直通型光滑面迷宫密封,在静子面上,第 1 齿前区域的 Nu 沿轴向逐渐增大,齿后区域的 Nu 在某一值上下波动;在转子面上,腔室区域的 Nu 沿轴向逐渐增大,齿尖区域的 Nu 有较大突跳.静子面上 Re 对迷宫密封平均 Nu 的影响大于转子面;随 Re 的增加,静子和转子固体域的温度梯度逐渐增大,但 Nu 分布曲线的形状基本不变.

关键词: 迷宫密封; 耦合传热; 努塞尔数

中图分类号: TK262 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2012)11-0001-05

Numerical Investigations on Heat Transfer Characteristics in Labyrinth Seals

YAN Xin, LI Jun, FENG Zhenping

(Institute of Turbomachinery, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: By using the conjugated heat transfer computational method, heat transfer characteristics in the straight through the labyrinth seal used in a typical gas turbine were numerically investigated and the predictions were compared with the experimental data. At two different sealing clearances, the Nu distributions on the rotor and stator surfaces were computed for the smooth labyrinth seal with 13 fins. The calculated Nu distributions agree well with the experimental data in a range of Re numbers. The results show that the turbulence model has a significant effect on the heat transfer computations. Among the selected eddy viscosity turbulence models, the $k-\omega$ and SST models show superior accuracy to the $k-\epsilon$ and $k-\epsilon$ RNG models which over-predict Nu by about 70%. On the labyrinth seal stator, Nu increases in the axial direction before the first clearance while it fluctuates with a certain value after the first clearance. On the rotor surface, Nu increases in the axial direction in the chamber region and jumps sharply in the clearance region. The temperature gradients in the solid domains of the stator and rotor increase with an increase in Re , but the distribution profiles of Nu in the axial direction are nearly similar for each Re .

Keywords: labyrinth seal; conjugated heat transfer; Nusselt number

符号表			
h	对流换热系数, $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$	μ	动力黏性系数, $\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-2}$
C_r	密封间隙, m	B	密封宽度, m
z	轴向方向	λ	导热系数, $\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
$\dot{m}$	质量流量, $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	Re	雷诺数
		y	径向方向
		T_g	流体温度, K
		n	壁面法线方向
		Nu	努塞尔数

透平机械非接触式动密封装置的主要作用是在不同压力部位的动静间隙之间控制泄漏流动^[1],其总体性能不仅关系到透平机械的气动效率,对透平机械的可靠性和稳定性还有重要的影响^[2].作为最常见的动密封结构,迷宫密封由于结构简单、易于加工、成本低廉而被广泛应用于透平机械中,对透平机械的内部流动、传热和转子振动特性起着至关重要的影响^[1-3].对于高温透平机械(如航空发动机和燃气轮机),迷宫密封的流动传热性能是保证机组总体性能的关键技术之一^[2-3].

在高温环境中,迷宫密封固体域与泄漏流之间存在着强烈的换热.在设计过程中假如忽视迷宫密封的传热特性,固体域内产生的热应力会引起迷宫齿变形,严重时会引起密封齿的过度磨损或断裂.例如,1994 年 7 月,350 多架战斗机曾因密封齿环的设计问题而被停飞,4 架战机摔机^[4].为了减轻涡轮的质量,航空发动机中大量采用钛合金,假如忽视迷宫密封在高温环境下的传热性能,密封动静部件之间碰磨也会引起严重事故^[4].

目前,通常采用实验测量^[3,5-6]和数值模拟^[7-8]的方法来研究迷宫密封的传热特性,包括:①迷宫密封近壁面的对流换热系数(或 Nu);②迷宫密封的温度分布,即利用流体域和固体域的温度分布来分析密封的鼓风加热效应和热应力.在实验研究方面,Wittig 等^[5]利用布置在转子和静子上的热电偶测得了阶状迷宫密封近壁面区域的对流换热系数,得到了 Nu 与 Re 、节距、间隙尺寸间的关系;Willenborg 等^[3]实验研究了阶状迷宫密封和蜂窝密封的流场和近壁面对流换热系数,分析了静子面的形式(光滑面和蜂窝面)对迷宫密封换热特性的影响;Micio 等^[6]通过实验研究了迷宫密封的 Nu 随 Re 变化的规律.在数值研究方面,Papanicolaou 等^[7]采用低 Re $k-\epsilon$ 湍流模型对光滑面迷宫密封的换热系数进行了数值求解,并与 Wittig 等^[5]的实验值进行了对比,以验证数值计算结果的可靠性;Yan 等^[8]采用低 Re $k-\omega$ 湍流模型对光滑面和蜂窝面迷宫密封的流动传热特性进行了数值研究,指出了台阶几何尺寸对迷宫密

封换热系数分布的影响规律.

上述的数值研究主要是针对迷宫密封的几何尺寸进行的,而针对 Re 对迷宫密封传热特性影响的却较少.Wittig 等^[5]曾指出:迷宫密封的对流换热系数分布与密封的几何尺寸相关, Re 对密封传热特性的影响十分显著,据此本文选取了 2 种间隙的 13 齿迷宫密封、采用数值的方法研究了不同 Re 时迷宫密封静子面和转子面的 Nu 分布规律,并与实验值进行了比较.

1 计算模型和数值方法

图 1 为迷宫密封实验段的结构^[6].该密封的静子面为光滑面,转子面上共有 13 个迷宫齿,密封段长度为 411.6 mm,迷宫密封的几何参数见表 1.实验中采用电加热器将大气加热到 65 °C 后送入迷宫密封实验段,密封出口安装了一台真空泵,调节泵的转速可以控制密封实验段的流量^[6].

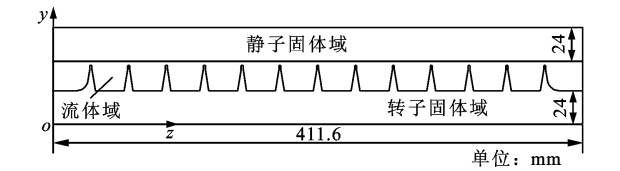


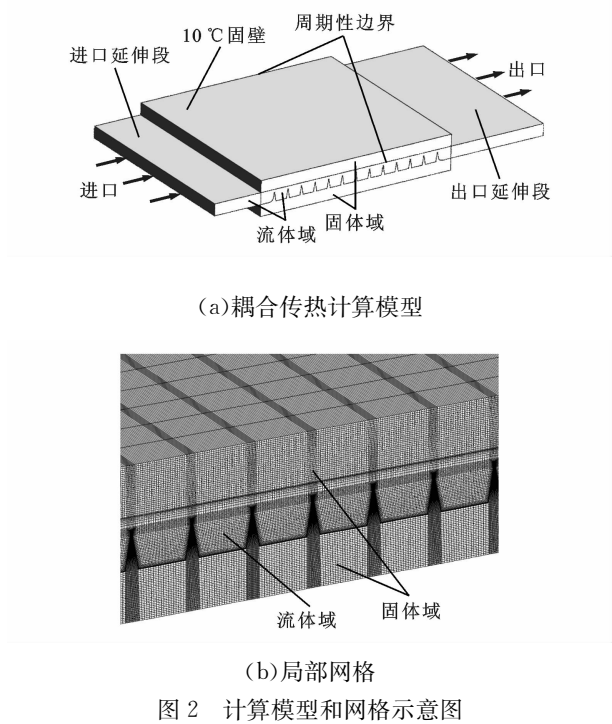
图 1 迷宫密封实验段的结构^[6]

表 1 迷宫密封的几何参数^[6]

参数	数值	参数	数值
节距/mm	29.4	齿型夹角/(°)	20
齿尖宽/mm	1.5	进、出口圆角半径/mm	9.0
齿尖高/mm	2.6	间隙/mm	4.5, 6.0
齿高/mm	18.0	密封宽度/mm	400

根据密封实验台的几何尺寸建立了如图 2a 所示的计算模型,计算区域包括流体域和固体域,计算域两侧为周期性边界.计算中采用双向耦合的方式求解流体域和固体域的传热方程.为了避免流体域的进出口位于回流区,在出口处分别设置了延伸段.

所有计算域均采用多块结构化网格,其中流体域网格数为 45.8 万,下端(转子)固体域网格数为 64.7 万,上端(静子)固体域网格数为 31.4 万,总网格数为 141.9 万.图 2b 为计算域局部网格示意图,其中对流体域近壁面进行了加密处理.由于第 1 齿和第 13 齿的齿根为圆角,故计算网格采用 O 型拓扑结构.计算网格的最小角度为 42°.



采用商用计算流体力学软件 ANSYS CFX11.0 求解 RANS 方程,实验工质为理想空气,进口总压(绝对压力)为 101 325 Pa,温度为 65 °C,进口湍流度为来流动能的 5%,出口流量根据 Re 给定, Re 的定义如式(1)所示.数值求解方法见表 2.当连续方程、动量方程、传热方程及湍流方程的残差数量级达到 10^{-6} 时,认为计算收敛.

表 2 数值求解方法

求解方法	时间推进
湍流模型	$k-\omega$
离散格式	高精度(近似二阶)
上、下端固体壁面温度/°C	10

2 计算结果分析

2.1 湍流模型对计算结果的影响

为了考核本文 13 齿迷宫密封传热特性计算中湍流模型的适用性,分别选取了 4 种涡黏湍流模型,

即标准 $k-\epsilon$ 模型、 $k-\epsilon$ RNG 模型、 $k-\omega$ 模型和 SST 模型,对 $Re=17\ 600$ 、 $C_r=4.5\ \text{mm}$ 的迷宫密封静子面和转子面上的 Nu 进行了计算. Re 、 Nu 及对流换热系数的定义式如下

$$Re = \frac{2\dot{m}}{\mu B} \tag{1}$$

$$Nu = \frac{2hC_r}{\lambda_g} \tag{2}$$

$$h = -\lambda_g \frac{\partial T_g}{\partial n} \tag{3}$$

图 3 为采用 4 种湍流模型计算得到的迷宫密封静子面上的 Nu 分布.从图中可以看出: $k-\omega$ 湍流模型和 SST 模型计算得到的 Nu 与实验值吻合良好,标准 $k-\epsilon$ 模型和 $k-\epsilon$ RNG 模型计算得到的 Nu 比实验值约高 70%.这主要是 $k-\omega$ 模型和 SST 模型引入 ω 方程后提高了近壁面湍流切应力和旋流流动的求解精度所致,可见合适的湍流模型和近壁面网格是保证迷宫密封换热系数求解的关键.此外,对于密封内传热特性的计算, $k-\omega$ 湍流模型和 SST 模型均给出了较合理的数值结果,因此本文采用 $k-\omega$ 湍流模型对 2 种间隙的迷宫密封在不同 Re 下的传热特性进行了计算分析,并与实验值^[6]进行了比较.

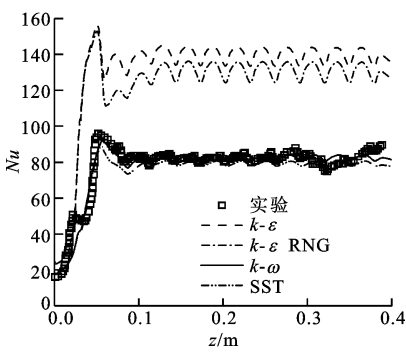


图 3 4 种湍流模型静子面上的 Nu 计算值与实验值对比 ($Re=17\ 600$, $C_r=4.5\ \text{mm}$)

图 4 为采用 4 种湍流模型计算得到的迷宫密封转子面上的 Nu 分布.由于文献^[6]未给出相应的实验数据,因此仅对比了 4 种湍流模型的计算结果.与静子面换热系数的求解(见图 3)结果相类似, $k-\omega$ 湍流模型和 SST 模型计算得到的 Nu 接近,标准 $k-\epsilon$ 模型和 $k-\epsilon$ RNG 模型计算得到的 Nu 接近,但后者的值高于前者,这与文献^[8]中的结论是一致的.

2.2 Re 对传热性能的影响

式(1)表明,在不同的运行工况下,密封的泄漏流量是不同的,也就是 Re 有所不同.在不同的 Re 下,密封的流动换热特性会出现较大差异^[5].为了研

究 Re 对迷宫密封传热特性的影响,选择 $C_r=6.0$ mm 和 $C_r=4.5$ mm 对迷宫密封转子面和静子面上的对流换热系数进行了计算,并与实验数据^[6]进行了对比.

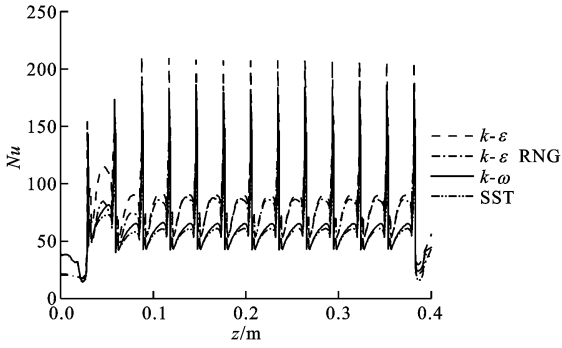


图 4 4 种湍流模型转子面上的 Nu 计算值对比
($Re=17\ 600, C_r=4.5$ mm)

图 5 为 $C_r=6.0$ mm、 Re 从 21 200 增加到 45 050 时转子面上的 Nu 轴向分布. 从图中可以看出,在每个腔室内, Nu 均沿轴向逐渐增大,在密封间隙处出现突跳. 除第 1 腔室以外,其他腔室内 Nu 近似周期性分布;在 4 种 Re 下, Nu 的计算值与实验值吻合良好,仅在 Re 分别为 37 100、45 050 时,第 1、第 2 腔室内 Nu 的计算值略高于实验值. 此外,在每个齿尖位置计算得到的 Nu 会出现较大的尖峰值,而在齿尖位置的实验值突跳较小. 这是因为齿宽较小(1.5 mm),实验测量仪器无法在如此小的区域内分辨出如此高的温度梯度,所以在数值计算中,齿尖轴向网格布置应考虑到温度场剧烈变化的情况.

图 6 对比了不同 Re 下 Nu 的轴向分布. 从图中可以看出,转子面上的换热系数随着 Re 的增加而增大,当 Re 从 21 200 增加到 45 050 时,平均 Nu 从 70 增加到 100(约增加 40%),但分布规律(曲线形状)保持不变.

图 7 为 $C_r=6$ mm 时 4 种 Re 下迷宫密封静子面上的 Nu 分布. 从图中可以看出,在第 1 齿前区域, Nu 沿轴向迅速增大,但在第 1 齿后区域, Nu 分布趋于平稳,并在平均 Nu 附近上下波动. 与实验数据对比,计算得到的 Nu 分布在 $Re=21\ 200$ 和 $Re=29\ 150$ 时与实验值吻合良好;当 Re 增大到 45 050 时,计算得到的 Nu 峰值略小于实验值,但计算得到的平均 Nu 与实验值基本一致;当 Re 增大 1 倍时,平均 Nu 约增加 70%.

图 8 为 $C_r=4.5$ mm 时 4 种 Re 下静子面上的 Nu 分布. 从图中可以看出,4 种 Re 下计算值与实验

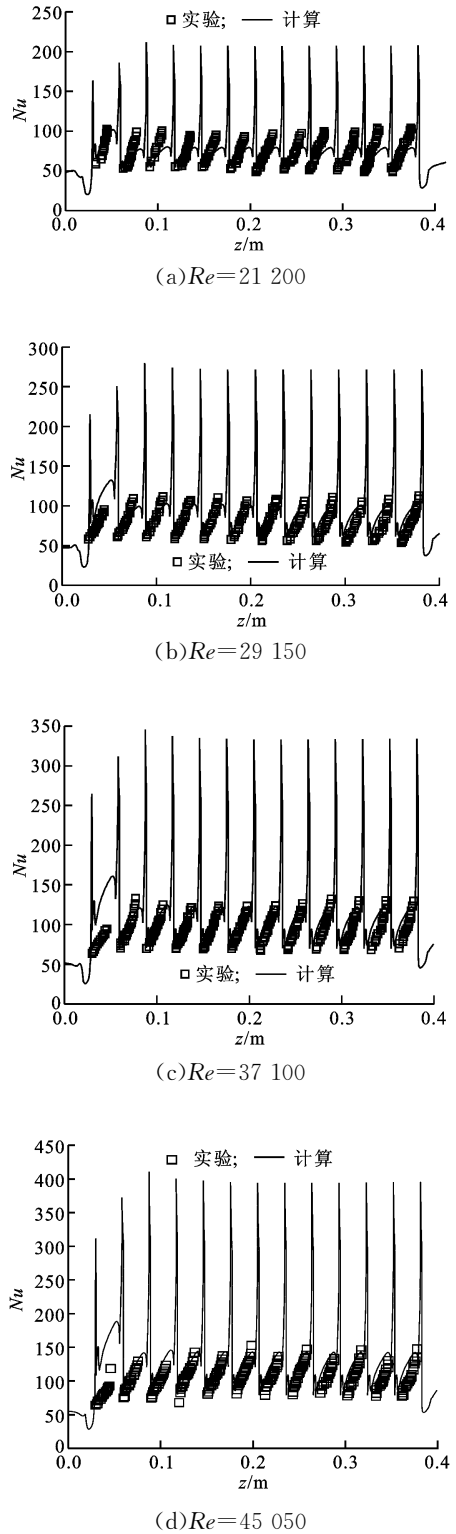


图 5 $C_r=6$ mm 时转子面上的 Nu 计算值与实验值对比

值吻合良好,与 $C_r=6.0$ mm 类似, Re 增大, Nu 增大. 当 Re 由 12 800 增加到 27 200 时,静子面上的平均 Nu 由 70 增加到 120(约增加 70%).

对比图 7 和图 8 可以看出: Re 相同时,大间隙迷宫密封的静子面上的平均 Nu 略大于小间隙. 图

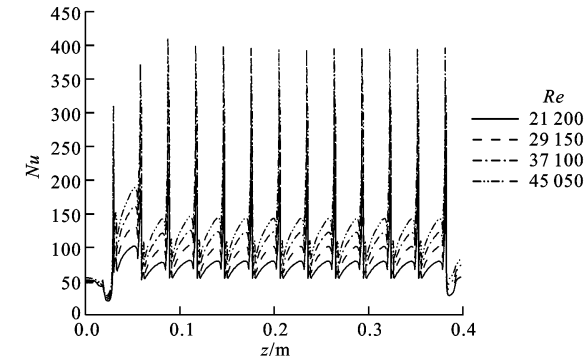


图 6 $C_r=6\text{ mm}$ 时不同 Re 下转子面上的 Nu 轴向分布

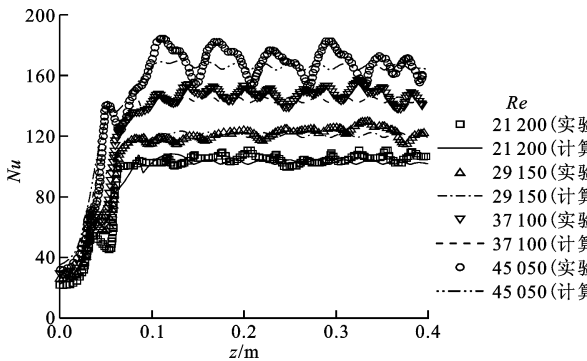


图 7 $C_r=6\text{ mm}$ 时迷宫密封静子面上的 Nu 轴向分布

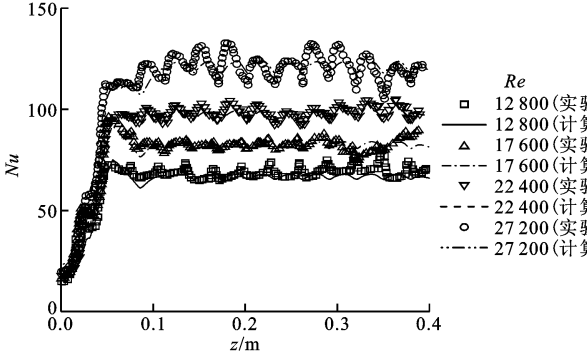


图 8 $C_r=4.5\text{ mm}$ 时迷宫密封静子面上的 Nu 轴向分布

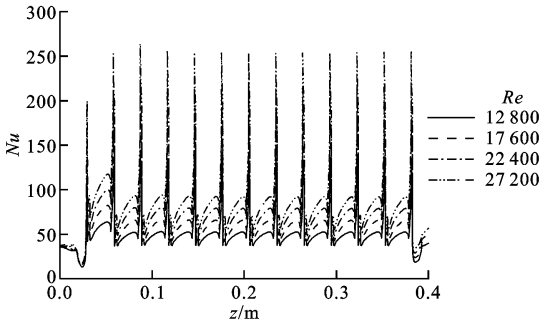
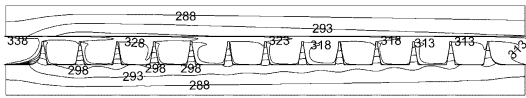
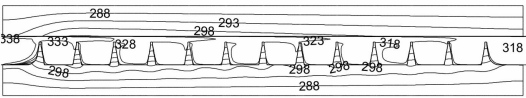


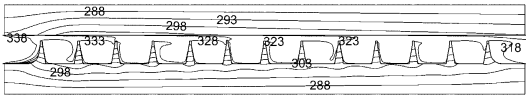
图 9 $C_r=4.5\text{ mm}$ 时迷宫密封转子面上的 Nu 轴向分布



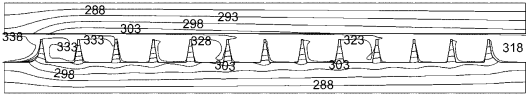
(a) $Re=12\ 800$



(b) $Re=17\ 600$



(c) $Re=22\ 400$



(d) $Re=27\ 200$

单位:K

图 10 $C_r=4.5\text{ mm}$ 时迷宫密封子午面上的温度场

9 为 $C_r=4.5\text{ mm}$ 时转子面上的 Nu 沿轴向的分布。从图中可以看出,与图 6 类似,在密封腔室区域 Nu 沿轴向逐渐增大,到齿尖处出现了一个较大的突跳。当 Re 从 12 800 增加到 27 200 时,转子面上的平均 Nu 从 45 增加到 80(约增加 80%),但对于每一个迷宫密封腔室, Nu 的分布曲线的形状基本不变。

图 10 为 $C_r=4.5\text{ mm}$ 时 4 种 Re 下迷宫密封子午面上的温度场分布,相邻等温线间的温度间隔为 $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。对于静子、转子(包括迷宫齿)固体域,随 Re 的增加,温度梯度逐渐增大;对于流体域,随 Re 的增加,进口高温流体到达的位置逐渐向下游移动(见图

10 中 323 K 等值线)。

3 结 论

本文采用耦合传热计算模型对 2 种间隙的 13 齿迷宫密封的传热特性进行了数值研究,得出了 Re 对迷宫密封静子面和转子面的 Nu 分布的影响规律,并与传热实验值进行了对比。该研究结果可为提高燃气轮机和航空发动机密封系统的总体性能,增强密封在高温环境下运行的可靠性提供技术支撑,结论如下。

(1)对于迷宫密封换热特性的计算,合适的湍流

模型和近壁面处理方式是提高 Nu 计算精度的保证。在涡黏湍流模型中, $k-\omega$ 湍流模型和 SST 模型能较好地给出迷宫密封转子面和静子面上换热系数的分布, 而标准 $k-\epsilon$ 湍流模型和 $k-\epsilon$ RNG 模型计算得到的 Nu 约偏高 70%。

(2) Re 对迷宫密封的换热特性有较大的影响。在固体域, 温度梯度随 Re 的增加逐渐增大; 在流体域, 高温流体到达的位置随 Re 的增大向下游推移, 静子面和转子面上的 Nu 逐渐增大, 静子面上 Nu 增大的幅度大于转子面。

(3) 密封间隙尺寸会影响转子、静子面上的 Nu , 但不会改变 Nu 的分布规律。

参考文献:

- [1] VANCE J, ZEIDAN F, MURPHY B. Machinery vibration and rotordynamics [M]. New York, USA: John Wiley & Sons, 2010.
- [2] 晏鑫, 李军, 宋立明, 等. 蜂窝面迷宫密封内流动和总温升特性的研究 [J]. 西安交通大学学报, 2008, 42(7): 823-827, 869.
YAN Xin, LI Jun, SONG Liming, et al. Study on flow and total temperature increase of honeycomb labyrinth seals [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2008, 42(7): 823-827, 869.
- [3] WILLENBORG K, SCHRAMM V, KIM S, et al. Influence of a honeycomb facing on the heat transfer in a

stepped labyrinth seal [J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2002, 124(1): 133-139.

- [4] 陈光. 航空发动机结构设计分析 [M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 2006.
- [5] WITTIG S, JACOBSEN K, SCHELLING U, et al. Heat transfer in stepped labyrinth seals [C] // Gas Turbine Conference and Exhibition. New York, USA: ASME, 1987: 87-GT-92.
- [6] MICIO M, FACCHINI B, INNOCENTI L, et al. Experimental investigation on leakage loss and heat transfer in a straight through labyrinth seal [C] // Proceedings of ASME Turbo Expo 2011. New York, USA: ASME, 2011: GT2011-46402.
- [7] PAPANICOLAOU E, GIEBERT D, KOCH R, et al. A conservation-based discretization approach for conjugate heat transfer calculations in hot-gas ducting turbomachinery components [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2001, 44(18): 3413-3429.
- [8] YAN Xin, LI Jun, FENG Zhenping. Effects of sealing clearance and stepped geometries on discharge and heat transfer characteristics of stepped labyrinth seals [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part A Journal of Power and Energy, 2011, 225(4): 521-538.

(编辑 苗凌)