

文章编号: 1000-8055(2003) 05-0629-05

带肋变截面回转通道内换热特性的 实验研究

戚磊, 丁汀, 徐国强, 陶智
(北京航空航天大学 航空发动机气动热力重点实验室, 北京 100083)

摘要: 与等截面回转通道相比较, 变截面通道更接近叶片内冷通道原型。本文采用实验的方法研究带90°直肋的变截面180°回转通道壁面的换热特性, 以单个直肋为基本特征将通道分成若干单元, 在满足通道面积连续的条件, 考察了各特征无因次几何参数和气流雷诺数对带肋面换热的影响。在实验验证的进口雷诺数的范围内, 与 Dittus-Boelter 公式比较, 实验模型带肋面的平均努赛尔特数 Nu_{av} 提高了74%~128%不等, 并且在较小的 Re_{in} 时, Nu_{av} 提高的幅度更大。

关键词: 航空、航天推进系统; 换热; 回转通道; 肋; 变截面

中图分类号: V231.1

文献标识码: A

An Experimental Study of Flow Performance in a 180° Turn-Over Channel with Ribs

QI Lei, DING Shui-ting, XU Guo-qiang, TAO Zhi

(Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083, China)

Abstract: Compared to the channel with uniform section area, those with various section areas are much similar to the internal cooling structure of the turbine blade. In this thesis, a 180° turn-over channel with various sectional areas and 90° parallel ribs is studied of its characteristic of heat transfer. The channel is divided into some heat-transfer elements each with one, single rib as the basic character. The influences of every characteristic non-dimensional geometric parameter and Reynolds number on the heat transfer of the ribbed walls are studied on the premise that the channel area changes continually. At the same channel inlet Reynolds number, the average Nusselt number of the test model's rib walls is 74%~128% larger compared with Dittus-Boelter formula and much larger at smaller Reynolds number.

Key words: aerospace propulsion system; heat transfer; turn-over channel; ribs; various section area

1 前言

随着航空发动机性能的不不断提高, 高压涡轮叶片的冷却问题成为人们必须面对的难题。目前,

国际上比较流行的涡轮叶片内冷通道的设计是在通道壁面上加入扰流肋和扰流柱排, 破坏边界层并增大换热面积, 强化换热。用什么形式的扰流方式能获取最佳的换热效果, 以此来提高涡轮的使

使用寿命是摆在航发科研工作者面前的一大课题。

2 实验模型及实验设备

本文以某型发动机高压涡轮叶片为设计原型,将其内冷通道简化成两边带肋的180°回转通道。通道由气流进口通道、拐弯段和出口通道三段组成。为了更好的模拟真实涡轮叶片内冷通道的换热效果,回转通道被设计成变截面通道,其中带肋表面在进口通道和出口通道保持沿流向均匀渐缩,而侧壁在进口通道和出口通道沿流向分别为均匀渐扩和均匀渐缩。

实验模型由五个部分组合而成,分别是:上盖板、下盖板、U形外隔板、内隔板以及整流管,如图1所示。上下盖板的材质为硬铝,内侧表面为带肋面,背面设计成边缘厚为4 mm,中部仅厚1 mm的槽状。我们采用了最简单的90°直肋作为扰流体,肋高和肋宽分别为1 mm和2 mm,肋间距是20 mm。隔板和整流管的材料为不锈钢,整流管的截面尺寸与回转通道进口尺寸一致,整流管长200 mm。末端与供气管道相连。

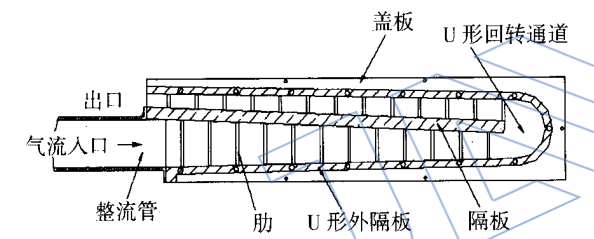


图1 实验模型通道
Fig. 1 Test module

模型各部分由螺钉连接组合在一起,结合面用中性硅酮密封胶密封,可以保证良好的密封性。整个实验件的入口水力直径是 $D_{in}=16.3\text{ mm}$ 。

本实验只研究静止状态下的回转通道的换热。冷却介质为空气,空气流量由浮子流量计测量。壁面温度则由焊接在盖板上的NiCr-NiSi热电偶测量。考虑到若热电偶焊接在盖板的带肋面上,则不可避免的会对流场有影响,而且走线将是非常复杂的一项工作,因此我们将热电偶焊接在盖板的背面,由于盖板被设计的很薄而且采用导热性能很好的硬铝制成,在本实验的热流密度条件下,盖板两面的温差小于 0.05°C ,完全可以用盖板背面的温度来代替内壁的壁温。测点的分布是按照在连续的两个肋之间布3个热电偶来分布的,拐弯段也按照相同的间距布置热电偶,测点布置在流道的中线。

本实验采用电加热的方式对带肋面加热,热流密度 $q=6850\text{ W/m}^2$ 。加热片是利用厚度为0.2 mm的不锈钢片(1Cr18Ni9Ti)加工成的宽为2 mm的蛇形窄条。为保证绝缘要求,加热片用云母片包裹。隔板背部的槽里用导热绝缘硅胶填充,厚3 mm,然后将加热片和云母片覆于硅胶上,这样既可以利用硅胶的粘性固定加热片和云母片,又可以保证等热流加热的要求。加热片的外面用玻璃棉和石棉布包裹,以保证对外绝热的要求。

3 实验结果及分析

本实验研究对象的最大特点就是,气流通道面积沿流程是变化的(图2)。由于偏心的缘故,拐弯段的截面面积变化剧烈。

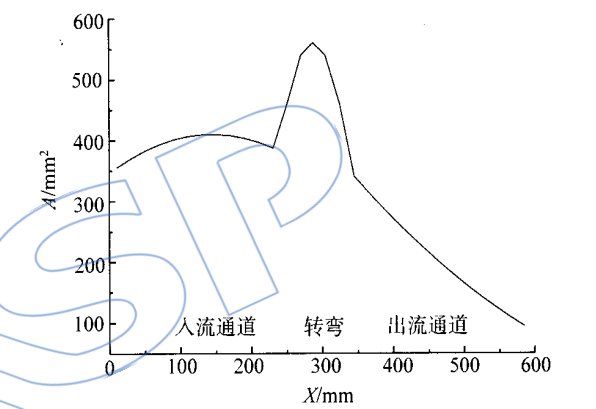


图2 通道截面沿流程的变化
Fig. 2 Section area's change along the flow

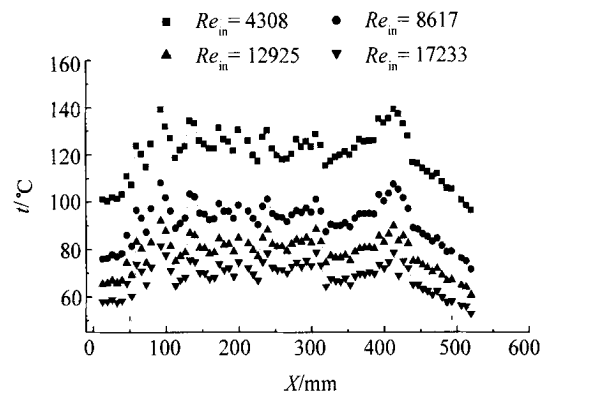


图3 较低雷诺数时的壁温分布
Fig. 3 Distribution of wall temperature at lower Re numbers

图3和图4分别示出了壁温的分布图(下方示出肋的分布位置,以下各图同)。从图中可以看出,通道壁温呈现锯齿状分布,这是由于通道沿程的各个截面面积是变化的,气流在流经各个截面时

的流速不同,加之肋的扰流作用,造成了壁温的锯齿状分布。在等截面通道中,带肋面的壁温是以肋间距为周期有规律的变化^[1,2],但从图3和图4中看不出这种严格的周期性。

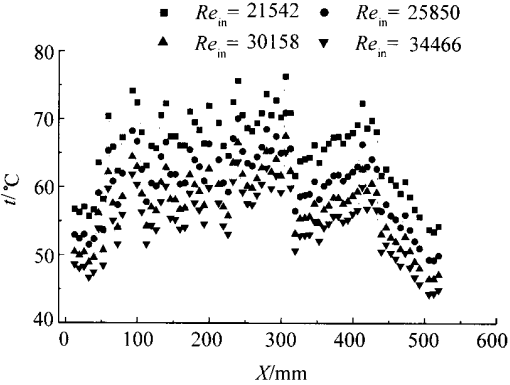


图4 较高雷诺数时的壁温分布

Fig. 4 Distribution of wall temperature at higher *Re* numbers

靠近通道入口处壁温较低而且缓慢振荡上升,究其原因,一是通道的入口效应;另外由于通道入口处与不锈钢制的整流管相接,未采用绝热隔离措施,一部分热量沿壁面传导,造成了入口端效应。

拐弯段的壁温变化相对缓和,而且温度较高,换热系数较小,这一点在较高雷诺数时表现的更为明显,这主要是拐弯段的截面面积比较大,故而气流流速较低,而且没有肋的扰流作用,换热相对较弱的缘故。

出口通道壁温的整体变化趋势是先急剧下降后缓慢升高然后再缓慢降低^[2]。通道在拐弯段后,截面面积急剧减小,气流的流速加快必然加强换热,而且气流在流过拐弯段后形成的涡对附面层有破坏作用,因此出口通道紧靠拐弯段处的壁温急剧下降。之后,涡逐渐变弱并最终消失,通道壁温有所回升,但由于通道的横截面面积急剧减小,气流的流速不断增大加强了换热,因而在随后的部分,壁面温度维持下降的趋势。

利用公式 $\alpha = q / (t_w - t_{in})$ 得到局部的换热系数。其中 q 为热流密度, t_w 为流程壁温, t_{in} 为气流入口温度。

图5和图6分别是较低雷诺数和较高雷诺数时的通道换热系数的分布图。从图中可以看出,受入口效应的影响,入口段的换热系数较大。受出口通道截面面积不断减小流速不断加快的影响,出口通道的换热效果要比入口通道(不考虑通道入口

段)和拐弯段好;而拐弯段的截面面积较大且没有肋的扰流作用,换热较差。

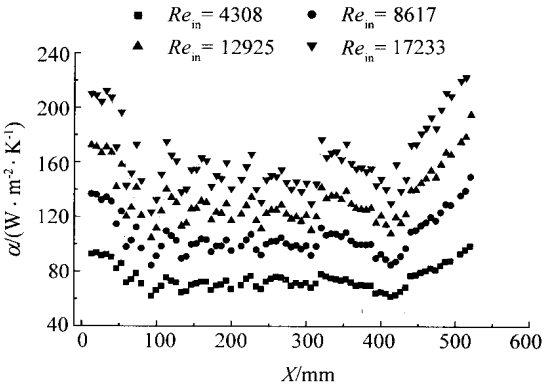


图5 较低雷诺数时的换热系数

Fig. 5 Coefficient of convective heat transfer at lower *Re* numbers

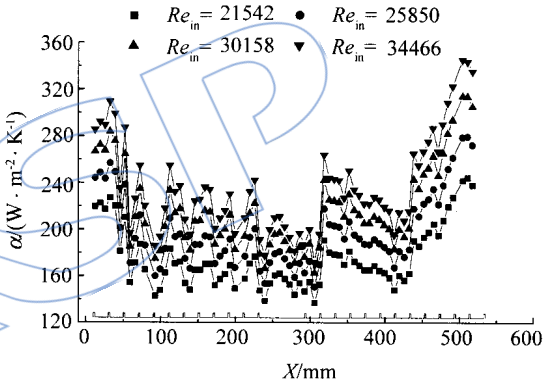


图6 较高雷诺数时的换热系数

Fig. 6 Coefficient of convective heat transfer at higher *Re* numbers

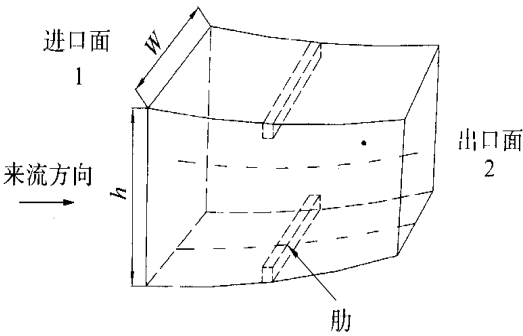


图7 换热单元示意图

Fig. 7 Sketch map of heat transfer cell

由于通道截面面积变化,考虑实验结果的通用性,按面积连续性原则,以肋为基本特征将通道分成若干换热单元(见图7),考察各换热单元的平均

均努赛尔特数 $Nu_{l,av}$, 其定义如下:

$$Nu_{l,av} = \frac{\alpha_{av} \cdot D_{l,av}}{\lambda} = \frac{\cdot D_{l,av}}{(t_{l,av} - t_{l,in}) \lambda}$$

式中: $t_{l,av}$ 和 α_{av} 是某换热单元的平均壁温和平均换热系数, $D_{l,in}$ 是该单元的入口水力直径, $Nu_{l,av}$ 定义中的定性温度采用边界层平均温度 $t_m = (t_{l,av} + t_{l,in})/2$, $t_{l,in}$ 是各单元的气流入口温度。

我们采用三个无量纲的几何变量来描述各个换热单元, 分别是阻塞比 $\beta = D_{l,in}/D_{l,out}$, 段长 $\delta = l/D_{l,in}$ 和入口的宽高比 $\epsilon = w_{l,in}/h_{l,in} D_{l,out}$ 是换热单元的出口水力直径, l 是换热单元中线的长度, $w_{l,in}$ 和 $h_{l,in}$ 分别是换热单元入口截面带肋面和侧壁的长度。图8和图9分别示出了在 $\beta < 1$ 和 $\beta > 1$ 时不同换热单元的 $Nu_{l,av}$ 随该段入口雷诺数 $Re_{l,in}$ 的变化。

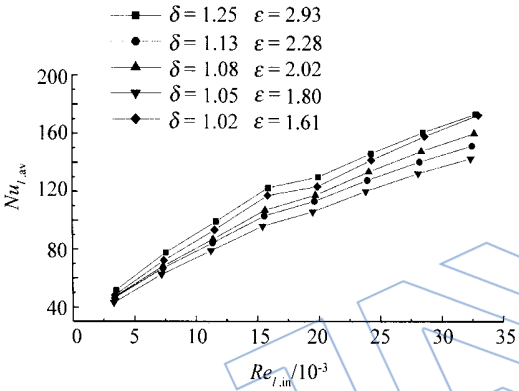


图8 $\beta < 1$ 时不同换热单元的 $Nu_{l,av}$

Fig. 8 $\beta < 1$ of different Heat-transfer cells at $Nu_{l,av}$

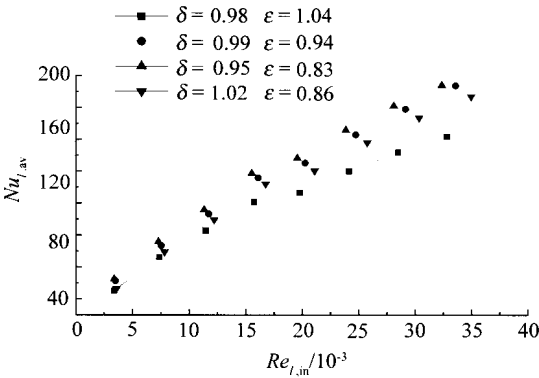


图9 $\beta > 1$ 时不同换热单元的 $Nu_{l,av}$

Fig. 9 $Nu_{l,av}$ of different Heat-transfer cells at $\beta > 1$

将数据进行拟合, 模型仿照 Dittus-Boelter^[3] 公式的指数形式。由于收缩通道和扩张通道内气流流速分别是升高和降低的, 对换热的影响有较大差别, 因此将数据根据阻塞比与1的关系, 分两组进行拟合。图10和图11分别是 $\beta < 1$ 和 $\beta > 1$ 时

$Nu_{l,av}$ 对 β, δ, ϵ 和 $Re_{l,in}$ 进行拟合回归的残差图。

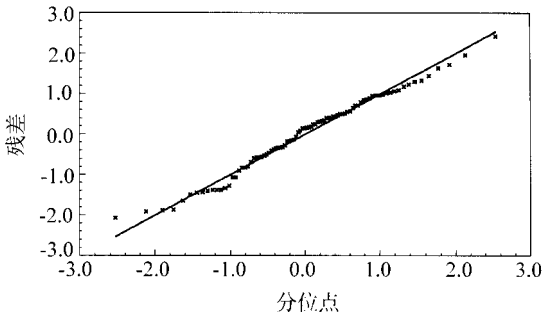


图10 $\beta < 1$ 时拟合回归残差图

Fig. 10 Residual normal probability plot at $\beta < 1$

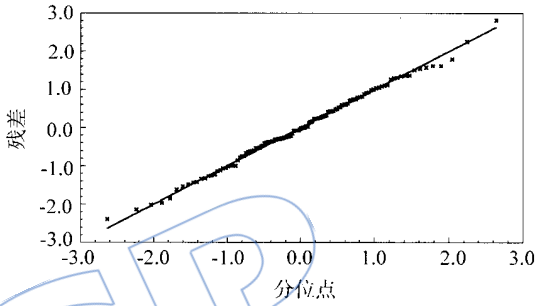


图11 $\beta > 1$ 时拟合回归残差图

Fig. 11 Residual normal probability plot at $\beta > 1$

$\beta < 1$ 时拟合公式如下:

$$Nu_{l,av} = 0.52\beta^{-2.06}\delta^{-1.05}\epsilon^{0.29}Re_{l,in}^{0.54}$$

验证范围:

$$\begin{aligned} \beta: & 0.81 \sim 1 \\ \delta: & 0.99 \sim 1.25 \\ \epsilon: & 0.83 \sim 2.93 \\ Re_{l,in}: & 2785 \sim 33100 \end{aligned}$$

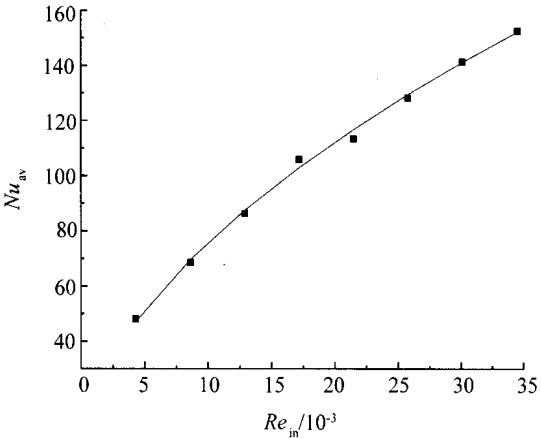


图12 $Nu_{l,av}$ 随 $Re_{l,in}$ 的变化

Fig. 12 $Nu_{l,av}$ vary with $Re_{l,in}$

$\beta > 1$ 时拟合公式如下:

$$Nu_{l,av} = 0.48\beta^{0.54}\delta^{-0.86}\epsilon^{0.21}Re_{l,in}^{0.56}$$

验证范围:

$$\beta: 1 \sim 1.14$$

$$\delta: 0.76 \sim 1.47$$

$$\epsilon: 0.83 \sim 1.16$$

$$Re_{l, in}: 2586 \sim 522500$$

将各测点处的换热系数进行面积加权平均, 并采用通道入口水力直径 D_{in} 和气流入口温度 t_{in} 作为定性尺度和定性温度, 利用公式: $Nu_{av} = \alpha_{av} \cdot D_{in} / \lambda$ 得到通道的平均努赛尔特数 Nu_{av} 。如图 12

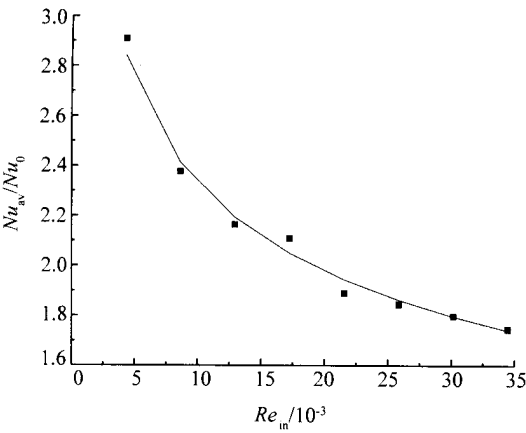


图13 Nu_{av} / Nu_0 随 Re_{in} 变化图
Fig. 13 Nu_{av} / Nu_0 vary with Re_{in}

所示。在 $Re_{in}= 4308 \sim 34466$ 范围内, Nu_{av} 随 Re_{in} 近似成正比增加, 与 $Nu_{l, av}$ 的走势基本相同。在 $Re_{in} = 10000 \sim 34466$ 与管内强制换热的 Dittus-Boelter^[3] 公式相比较, Nu_{av} 较相同入口雷诺数的努赛尔特数增大了 74%~128% 不等, 见图 13, 肋对换热的强化作用在较低 Re_{in} 时更好。

4 结 论

- (1) 变截面通道壁温和换热系数的分布不以肋的分布做周期性的变化。
- (2) 由于肋对边界层的破坏作用, 换热增强, 在入口雷诺数为 10000~34466 范围内, 带肋面的 Nu_{av} 较由 Dittus-Boelte^[3] 计算的努赛尔特数增大了 74%~128% 不等。
- (3) 肋对换热的强化作用在冷气雷诺数低时更突出。

参考文献:

[1] Srinath V, Ekkad Yizhe Huang, Je-Chin Han. Detailed Heat Transfer Distributions in Two-Pass Square Channels with Rib Turbulators and Bleed Holes[J]. Int. J. Heat Mass Transfer, 1998, 41: 3781- 3791.

[2] Srinath V Ekkad, Je-Chin Han. Detailed Heat Transfer Distributions in Two-Pass Square Channels with Rib Turbulators [J]. Int. J. Heat Mass Transfer, 1997, 40(11): 2525- 2537.

[3] 杨世铭. 传热学(第二版)[M]. 北京: 高等教育出版社, 1987.