

文章编号: 1000-8055(2007)08-1264-04

减阻表面换热特性的实验

吴 宏, 王 蛟, 刘 昆

(北京航空航天大学 能源与动力工程学院 航空发动机气动热力重点实验室, 北京 100083)

摘 要: 采用实验方法对带“V”型沟槽表面通道在不同雷诺数下的流动与换热特性进行了研究. 研究结果表明: 宽与深均为 0.5 mm 的沟槽板通道在实验范围内具有明显的减阻效果, 减阻效果随着雷诺数的增大而减小; 相比平板通道流动, 低雷诺数范围下($10\,000 < Re < 30\,000$)沟槽板的传热性能会减弱; 高雷诺数范围下($30\,000 < Re < 80\,000$)沟槽板的传热性能有所增强. 且强化换热比在实验工况范围内随着雷诺数的增加而增加.

关 键 词: 航空、航天推进系统; 减阻表面; 雷诺相似; 流动换热

中图分类号: V231.1

文献标识码: A

Experimental investigation on heat transfer characteristics of drag reduction surface

WU Hong, WANG Jiao, LIU Kun

(National Key Laboratory on Aero-engines, School of Jet Propulsion,
Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083, China)

Abstract: The heat transfer characteristics of ribbed surfaces with rectangular channel were experimentally studied under different Reynolds numbers. The experimental results indicate that the small longitudinal ribbed surface of $h = s = 0.5$ mm has great drag-reduction characteristics within the test range, and its drag-reduction declines with the increase of Reynolds number. As compared with heat flow in flat plate channel, the heat transfer characteristics of ribbed surface decreases in the case of $10\,000 < Re < 30\,000$ (heat transfer enhancement ratio < 1), and increases slightly in the case of $30\,000 < Re < 80\,000$ (heat transfer enhancement ratio > 1). Moreover, the heat transfer enhancement ratio increases with Reynolds number under test conditions.

Key words: aerospace propulsion system; drag-reduction surface; Reynolds analogy; heat transfer

根据雷诺比拟理论^[1], 流动的热量传递和动量传递是基于同一的湍流交换机理, 即在常规的流动换热中, 流动的换热性能的改变和动量传递过程是同步的, 若能增强流动的表面换热, 也必然增大流动的阻力, 反之亦然. 这个规律使得许多其它的流动换热通道中(如换热器流动通道), 换热

特性和流动阻力特性二者的变化往往成为不能调和的“矛盾”, 但对于航空发动机的涡轮叶栅通道内的流动换热来说, 这种特性是非常有益的, 可以实现二者利益兼得, 实现减少通道的流动阻力损失的同时, 也将同时降低涡轮叶片表面的换热性能, 从而减少燃气对叶片表面的热侵蚀, 降低流动

收稿日期: 2006-07-17; 修订日期: 2006-12-25

基金项目: 航空科学基金资助项目(04C51028)

作者简介: 吴宏(1971-), 男, 福建浦城人, 副教授, 主要从事航空发动机热端部件冷却以及强化换热方面的研究.

阻力损失和叶片表面换热都对发动机性能的提高有好处^[2]. 因此开展对涡轮叶片表面的换热和流动阻力特性的比拟研究有着重要的意义. 国内外大量的研究工作^[3-8]已表明了沟槽面具有减阻的可靠性和可应用性, 目前有关非光滑叶片减阻技术的研究大部分采用“V”型流向沟槽表面^[2], 但对沟槽表面的国内外研究大都集中在减阻特性的研究上, 对减阻结构表面的换热特性的研究很少. 本论文的研究采用一种合适的具有表面减阻结构的通道, 通过实验研究的方法, 获得该型表面的换热特性, 并与光滑表面通道作比较, 研究其减阻效果和和换热特性之间的相互关系.

1 “V”型沟槽面减阻机理

减阻表面选定流向微槽的表面的形状大致结构如图 1 所示. 对于沟槽面的减阻机理人们还不是很清楚, 许多学者从不同角度对减阻机理进行探讨, 认为是由粘性底层厚度的增加造成的, 反向旋转的流向涡与沟槽尖顶形成的小的二次涡的相互作用, 二次涡减弱了与低速带条相联系的流向涡, 在狭窄“V”型沟槽的沟谷保留有具有低摩擦的低速安静流体, 因而降低了总的阻力. 壁面附近的低速安静流体有很小的湍流度, 也就是壁面附近的流体的雷诺数较低, 根据雷诺比拟可以知道, 近壁面处的换热应该很小, 这就相当于给壁面外表面穿上了一层空气隔热膜, 从而减少整个附面层中的换热.

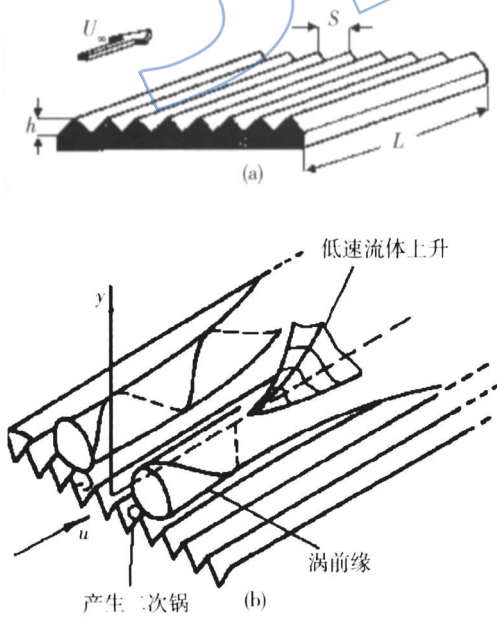


图 1 减阻表面示意图

Fig.1 Schematic view of the drug reduction surface

2 实验装置和实验数据的处理方法

实验装置系统如图 2 所示, 通道的减阻板面的尺寸和实验结构如图 3 所示. 减阻结构的设计主要是参照国内外相关研究的一些经验, “V”型沟槽平板的减阻效能是由沟槽的高度 h 和间距 s 的无量纲尺寸 h^+ 和 s^+ 决定的, 其中 h^+ 和 s^+ 由下式定义

$$h^+ = \sqrt{C_f/2}(hu_\infty/\nu)$$

$$s^+ = \sqrt{C_f/2}(su_\infty/\nu)$$

式中 ν, u_∞, C_f 分别是动力粘度系数、远方来流速度、表面摩擦系数. 其中: $1/2C_f = 0.0296(Re_x)^{-0.2}$.

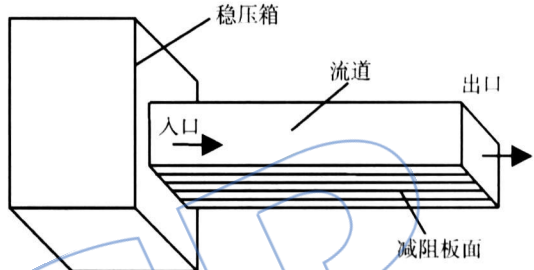


图 2 实验装置示意图

Fig.2 Schematic view of the experimental apparatus

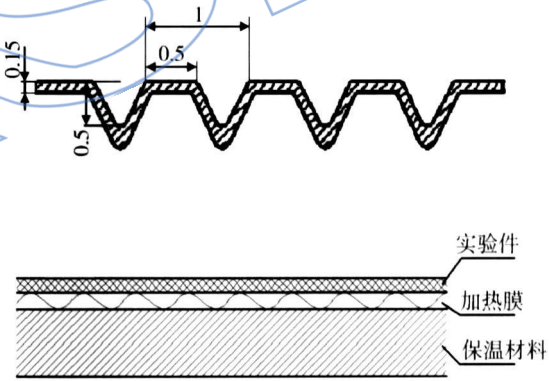


图 3 减阻表面的尺寸和构造

Fig.3 Size and structure of drug reduction surface

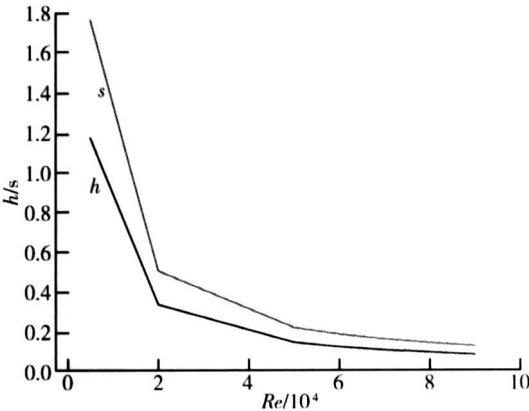


图 4 h 和 s 与雷诺数关系图

Fig.4 Influence of h and s under different Reynolds number

当 $h^+ \leq 25$ 和 $s^+ \leq 30$ 时开始有减阻效果, 并且在 $h^+ = 10$ 以及 $s^+ = 15$ 时减阻效果最好, 和光滑平板相比, 减阻可以达到 8%.

从图 4 中看出, 当 Re 从 5 000 增大到 20 000 时, 若想保证减阻效果最好, 高度 h 和间距 s 的尺寸会发生很大的变化, 而在 50 000 以上的高雷诺数情况下, 高度 h 和间距 s 的尺寸则变化很小, 基本上维持在 $h = 0.07\text{ mm}$ 和 $s = 0.1\text{ mm}$ 左右. 按照计算结果, 实验件的沟槽实际尺寸十分微小, 用常规的加工方法成本很高, 为本实验中采用辊轮轧制“V”型表面的方法. 结合本实验的工况条件, 计算本实验所需的“V”型沟槽的结构尺寸见图 3 所示. 实验表面采用厚 0.2 mm 的不锈钢轧制, 和有机玻璃板拼成如图 2 所示的矩形通道. 实验加热采用薄膜加热器, 位于“V”型表面和绝热层中之间, 形成单向热流条件, (见图 3). 热电偶焊于“V”型面下, 进行温度测量, 采用水排进行进出口压力和减阻表面沿程压力测量.

实验的雷诺数范围在 5 000~ 80 000 之间. 加热功率通过加热器的电功率计算, 并通过实验的热损失实验确定实际实验中的热量损失量, 在实验结果中进行热损失修正.

3 实验结果分析

3.1 光滑平板换热特性分析

为检验实验系统的可靠性, 对光滑平板的换热特性进行了实验, 实验结果如图 5 所示, 可在

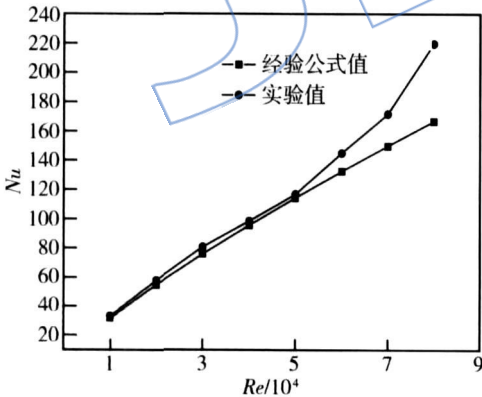


图 5 光滑平板努赛尔数与经验公式值对比
Fig. 5 Comparing of Nusslet number under different Reynolds number

$Re < 60\,000$ 时, 和经验公式的值差别很小, 更高雷诺数时候误差加大. 说明本实验系统在实验范围内是可靠的.

3.2 沟槽板的减阻效果随着雷诺数变化关系

由于在实验工况内, 沟槽板的流阻系数都要

小于光滑板, 才能证实沟槽板具有减阻效果. 若用 ξ_0 表示光滑表面的流阻系数, 则减阻效果用 $\frac{\xi_0 - \xi}{\xi_0}$ 来衡量, 图 6 为减阻效果随雷诺数变化的关系.

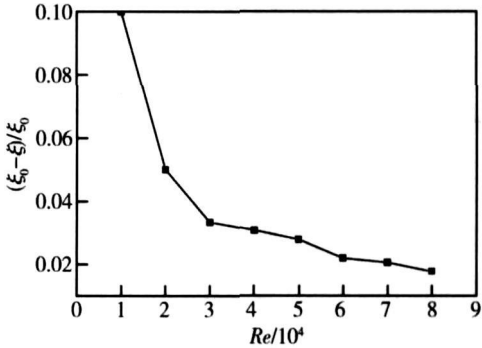


图 6 $\frac{\xi_0 - \xi}{\xi_0}$ 与 Re 的关系

Fig. 6 Comparing of $\frac{\xi_0 - \xi}{\xi_0}$ under different Reynolds number

图 6 中可以看出, 沟槽板的减阻效果随着雷诺数的增大而减小, 本实验的沟槽板最大实际减阻效果为 5% 左右.

3.3 “V”型沟槽通道换热特性分析

图 7 显示的是表面换热系数随进口雷诺数变化而变化的规律. 从中可知与光滑板相比, 在实验范围的 $10\,000 < Re < 30\,000$ 时, 沟槽板换热效果差于光滑板的, 具有弱化换热的效果; 在 $30\,000 < Re < 80\,000$ 时, 沟槽板换热效果高于光滑板的, 沟槽板具有强化换热的效果. 图 8 给出了沟槽板的换热努赛尔数 Nu 与光滑板的换热努赛尔数 Nu_0 的比值, 即强化换热比的变化趋势图. 由该图可看出, 较低雷诺数范围下 ($10\,000 < Re < 30\,000$) 沟槽板的换热性能是弱化换热的; 较高雷诺数范围下 ($30\,000 < Re < 80\,000$) 沟槽板的换热性能是强化换热的. 且强化换热比在实验工况范围内随着雷诺数的增加而增加. 强化换热比最小达到 0.77, 即弱化换热最大达到 23%; 强化换热比最大达到 1.17, 即强化换热最大达到 17%. 将图 7 与图 8 作分析比较可以发现: 在雷诺数由 10 000 增至 30 000 的过程当中, 沟槽板的减阻性能在逐渐减弱, 而换热性能则在逐渐增强. 根据沟槽表面减阻机理, 微型沟槽结构降低了壁面附近的湍流度, 改变了壁面附近的湍流结构而达到减阻效果, 即在壁面附近流体的雷诺数较低, 根据雷诺比拟, 近壁面处的换热应该很小, 这就相当于给这些这样的外表面穿上了一层空气隔热膜, 从而减

少整个附面层中的换热. 因此可以推论, 若减阻效果越来越差, 则弱化换热的效果也就越来越差.

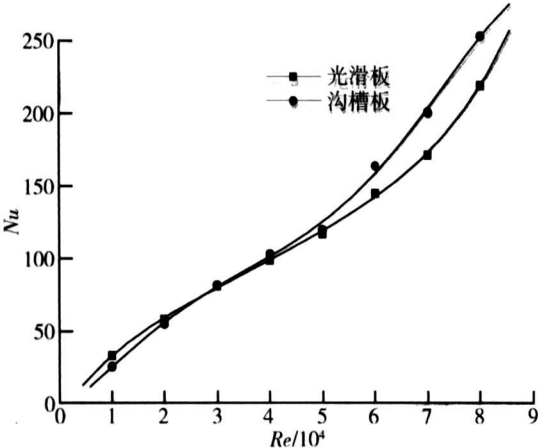


图 7 沟槽板和光滑板整体换热效果比较

Fig. 7 Comparison of the heat transfer between the slippery plate and the drag reduction surface

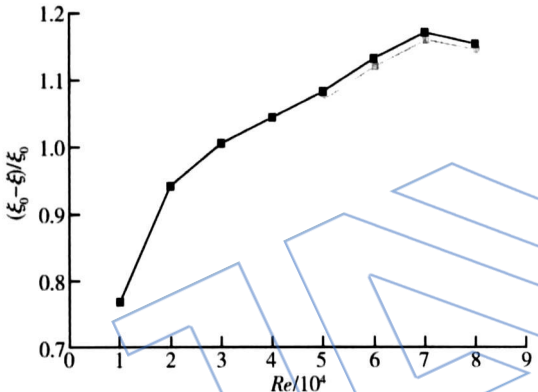


图 8 强化换热比

Fig. 8 Comparative value of heat transfer between the slippery plate and the drag reduction surface

在 $Re > 30\,000$ 之后, 沟槽表面的换热效果逐渐强化, 用雷诺比拟理论无法说明这一现象. 合理的解释可能是: 沟槽板在具有减阻效能的同时, 它本身的“V”型沟槽表面就大大增大了换热表面积, 根据实验中沟槽的尺寸不难算出, 沟槽板的实际换热面积是光滑平板的 2.24 倍, 这正好是一个强化换热的因素. 只不过在 $Re < 30\,000$ 时, 减阻所引起的传热量减少大于增大表面积所引起的换热增加量, 从而整体换热效果是减弱的; 当 $Re > 30\,000$ 之后, 两者的作用则发生改变, 导致整体换热效果增强. 但是这种强化换热的实验结果是针对加热的平板得到的, 若用于航空发动机涡轮叶片上, 叶片处在高温流体之中, 叶片表面处于被加热状态, 而且还有可能处于旋转状态, 因此还不能断定这种沟槽表面在叶片表面就一定是起强化换热作用的, 还需要作进一步的研究. 结合文献

[5] 可以做下列一番推断: 如果将沟槽表面置于高温流体当中, 由于流向微槽改变了近壁的流动结构和湍流度, 从而减小了热量的传递, 其结果是减少了由高温流体传向涡轮叶片表面的热量, 这种具有弱化换热沟槽板的效果, 能使得涡轮叶片表面的温度下降. 若进一步证实这一点, 对加快叶片外部冷却技术的发展是大有裨益的.

4 结 论

- (1) 结构尺寸为 $h = s = 0.5\text{ mm}$ 的沟槽平板具有比较明显的减阻特性, 最大减阻能达到 5% 左右, 且减阻效果随 Re 数的增加而逐渐减小.
- (2) 相同工况下, 与光滑平板相比, 沟槽平板在不同的 Re 数范围内具有不同的换热特性. 低雷诺数范围下 ($10\,000 < Re < 30\,000$) 为弱化换热 (强化换热比小于 1); 高雷诺数范围下 ($30\,000 < Re < 80\,000$) 则为强化换热 (强化换热比大于 1). 且强化换热比随着 Re 数的增加而增加. 弱化换热最大达到 23%; 强化换热最大达到 17%.

参考文献:

[1] Eckert E R G. 传热传质分析[M]. 航青, 译. 北京: 科学出版社, 1981.
Eckert E R G. The analysis of heat and mass transfer[M]. Beijing: Science Press, 1981.

[2] 葛绍岩, 刘登瀛, 徐靖中, 等. 气膜冷却[M]. 北京: 科学出版社, 1985.
GE Shaoyan, LIU Dengying, XU Jingzhong, et al. Film cooling[M]. Beijing: Science Press, 1985.

[3] Walsh M J, Weinstein L M. NASA Langley research center [J]. AIAA Journal, 1988, 17 (3): 770-771.

[4] Choi K S. Near-wall structure of a turbulent boundary layer with riblets[J]. Journal of Fluid Mech, 1989, 208: 417-458.

[5] Walsh M J, Weinstein L M. Drag and heat transfer characteristics of small longitudinal ribbed surfaces[J]. AIAA J, 1979, 17(7): 770.

[6] Choi K S, Hamid S. Heat transfer study of riblets[M]. [S. l.]: [S. n.], Recent Development in Turbulent Management, 1991: 25-41.

[7] 王晋军. 沟槽面湍流减阻研究综述[J]. 北京航空航天大学学报, 1998, 24(1): 31-34.
WANG Jinjun. The research summary of turbulence drag reduce in grooved surface[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 1998, 24(1): 31-34.

[8] 闻洁, 赵桂林. 表面具有流向微槽叶片的传热性能分析[J]. 汽轮机技术, 1998, 40(6): 358-359.
WEN Jie, ZHAO Guiling. The analysis of heat transfer performance of the blade surface with microgroove[J]. Gas Turbine Technology, 1998, 40(6): 358-359.