

进口轴向叶片旋流器管内阻力和换热的研究

(上海交通大学) 吴慧英 程惠尔 童均耕
(东南大学) 周强泰

[摘要] 对进口轴向叶片旋流器管内阻力和换热特性进行了试验研究,分析了管内 Re 数、试验段长径比以及旋流器结构参数对管内阻力和换热的影响,得到了管内阻力和传热准则关联式,并对旋流器强化管内换热的热力性能进行了定量分析。

关键词 进口轴向叶片旋流器 管内强化传热 热力性能

中图分类号 TK124

1 引言

试验和理论研究^[1,2]发现衰减旋流可强化管内换热,且由于管内衰减旋流阻力系数比换热系数衰减迅速的特点^[1,2,3]而日益受到人们的重视。管内衰减旋流可通过多种方式产生,其中进口轴向叶片旋流器具有装设和拆卸方便、易于清除管内污垢及便于对现有换热器改造等优点,因此本文将对其产生的管内衰减旋流的阻力和换热特性进行试验研究,以探索其强化传热的效果及可行性,从而使衰减旋流强化管内换热的研究更有实用意义。

2 试验介绍

本试验采用管内为热空气,管外为冷却水的套管式换热试验方法^[2],试验时,管内空气由罗兹鼓风机鼓入,经流量测量装置及电加热器后进入试验段(试验段进口装有轴向叶片旋流器),与管外的冷却水进行热交换后进入出口混合箱,并由扩压嘴排向大气。管外水则由水泵从冷却池中抽出,经流量测量装置进入试验段的环状空间与管内热空气进行逆流式热交换,尔后进入冷却塔冷却,最后排入冷却池中循环使用。试验段进出口处的空气侧及冷却水侧均布置有温度和压力测点。根据压力和温度测值可以分别计算出管内平均阻力系数 λ 和总体传热系数 κ ,进而根据改进 Wilson-Plot 方法^[2]从总体传热系数 κ 中分离得到管内平均换热系数 α 和换热 Nu 数。

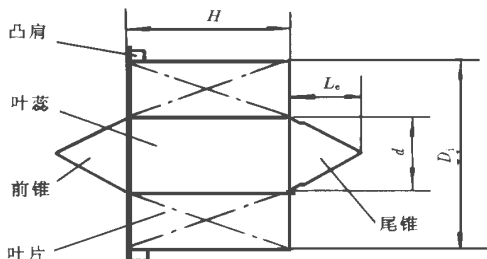


图 1 轴向叶片旋流器

试验中,进口轴向叶片旋流器与试验管采用紧配合,其结构及结构参数见图 1 和表 1。

表 1 轴向叶片旋流器结构参数

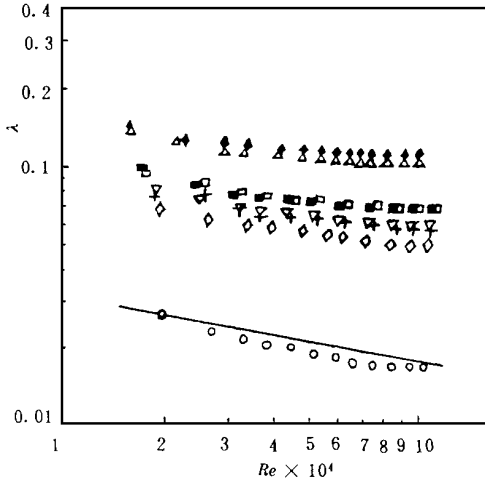
旋流器 编号	叶片数 n	叶片出 口角 θ	叶片内 外径比 d/D_i	尾锥长 径比 L_c/D_i	叶片 旋向	叶芯中 间开孔 与否
1#	4	50°	0.327	0.4054	右	否
2#	4	60°	0.327	0.4054	右	否
3#	4	50°	0.437	0.5405	左	否
4#	4	50°	0.437	0.5405	右	否
5#	5	60°	0.327	0.4054	左	否
6#	4	50°	0.437	2.1622	右	否
7#	4	50°	0.437	0.5405	右	是

3 阻力和传热试验结果与分析

图 2 和图 3 分别为试验段长径比 $L/D_i=50$ 时,进口轴向叶片旋流器管内平均阻力系数 λ 和管内平均换热 Nu 数的试验结果,图中同时给出了光管试验值与光管经典公式的比较。由图可见,光管管内阻力试验数据与 Blasius 公式 $\lambda=0.3164Re^{-0.25}$ 以及光管管内换热试验数据与 Kayes and Crawford 公式 $Nu=0.022Re^{0.8}Pr^{0.5}$ 的相对偏差均在 $\pm 10\%$ 以内,从而表明试验系统所测试验数据是可靠的。

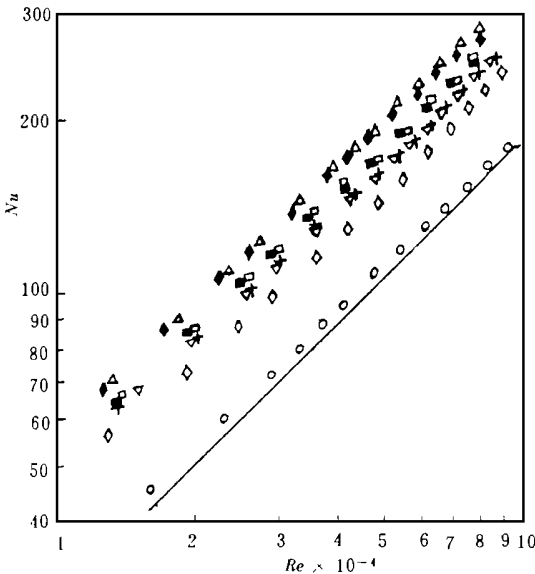
试验表明:进口轴向叶片旋流器在强化管内换热的同时也使管内阻力损失有明显增加,对 L/D_i

= 50 的试验段, 加装进口轴向叶片旋流器后, 管内换热 Nu 数为光管的 1.49 ~ 1.94 倍, 阻力系数为光管的 2.53 ~ 6.09 倍。



◇1#旋流器; ◆2#旋流器; ■3#旋流器; *4#旋流器; △5#旋流器; +6#旋流器; ▽7#旋流器; ○光管试验值; — $\lambda = 0.3164Re^{-0.25}$

图 2 进口轴向叶片旋流器管内平均阻力系数 λ 的试验结果 ($L/D_i = 50$)



◇1#旋流器; ◆2#旋流器; ■3#旋流器; *4#旋流器; △5#旋流器; +6#旋流器; ▽7#旋流器; ○光管试验值; — $Nu = 0.0224Re^{0.8}Pr^{0.5}$

图 3 进口轴向叶片旋流器管内平均换热 Nu 数的试验结果 ($L/D_i = 50$)

下面将结合试验结果具体分析影响管内阻力和换热特性的因素。

3.1 叶片出口角 θ

相同 Re 数时, 2#和 5#旋流器的管内阻力系数

与换热 Nu 数明显高于其它旋流器的值, 从而说明叶片出口角 θ 越大, 管内阻力系数和换热系数也就越高。这是因为 θ 越大, 叶片出口处流体的旋流强度也就越高, 由切向速度的引入导致管内阻力和换热增加的现象也就越为显著。

3.2 叶片数 n

相同 Re 数时, 2#和 5#旋流器的管内阻力及换热试验结果几乎无差别, 这表明在试验范围内, 叶片数目对试验结果的影响不明显。这是因为在流体通过叶片后的旋转稳定性得以保证的前提下, 叶片数对叶片出口处流体的旋流强度没有直接影响, 从而叶片数对管内衰减旋流阻力和换热的影响可以忽略不计。

3.3 叶片内外径比 d/D_i

相同 Re 数时, 3#和 4#旋流器的管内阻力系数及 Nu 数明显高于 1#旋流器的值, 这表明当叶片外径(即管内径 D_i)一定时, 叶片内外径比 d/D_i 越大, 叶片出口处流体的旋流强度也就越大, 从而管内阻力系数和换热系数的增加也就越明显。

3.4 尾锥长短及叶芯中间是否开孔

相同 Re 数时, 6#和 7#旋流器的管内阻力系数和 Nu 数几乎无差别, 这表明旋流器后加装长尾锥的效果类似于在叶芯中间开孔让流体在管轴处分流, 都在一定程度上加速了管内自由旋流的衰减, 同时制约或延缓了旋流器后管轴附近流体回流现象的产生, 但由于对旋流的衰减作用比对回流的制约作用来得更为突出, 从而使得 6#和 7#旋流器管内阻力系数及换热 Nu 数比 3#和 4#旋流器的值有所降低。

3.5 旋向

相同 Re 数时, 3#和 4#旋流器的管内阻力系数及换热 Nu 数基本相同, 这说明旋流器与光管配合不存在旋向影响的问题。

3.6 Re 数

试验表明: 旋流器的管内阻力系数随 Re 数的递减比光管阻力系数的递减平缓, 并且这种情形在高 Re 数情况下更为明显; 而旋流器的管内换热 Nu 数随 Re 数的递增规律与光管的却极为相似。

3.7 试验段长径比 L/D_i

文献[2]对长径比 $L/D_i = 70$ 的试验管也进行了试验, 试验表明: 其进口轴向叶片旋流器管内阻力及换热特性与 $L/D_i = 50$ 时的极为相似, 但其 λ 及 Nu 的值均比 $L/D_i = 50$ 时有所降低, 这是因为随着管内旋流强度的衰减, 管内当地阻力系数和当地

Nu 数沿管长不断减小, 从而导致整个试验段的平均阻力系数和换热 Nu 数随着试验段长径比的增加而减少。

4 阻力和传热准则关联式

由上述试验结果可知: 进口轴向叶片旋流器管内平均阻力系数 λ 和平均换热 Nu 数取决于叶片出口角 θ 、叶片内外径比 d/D_i 、尾锥长径比 L_e/D_i 、 Re 数及试验段长径比 L/D_i 的大小, 为此将试验结果拟合成 $\text{tg } \theta$ 、 d/D_i 、 L_e/D_i 、 Re 和 L/D_i 的指数形式, 便得到进口轴向叶片旋流器管内平均阻力系数 λ 和平均换热 Nu 数的准则关联式:

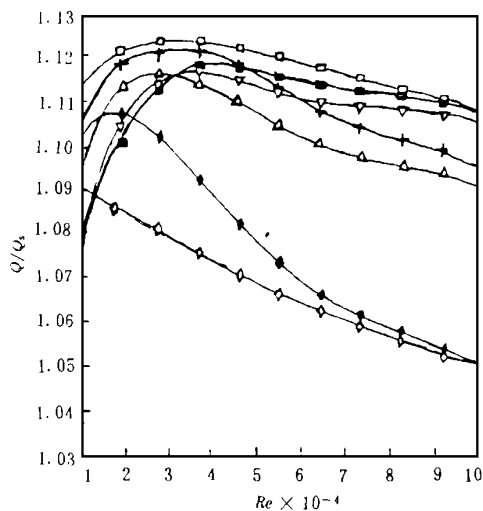
$$\lambda = 2.576(\text{tg } \theta)^{1.800} (d/D_i)^{1.028} (L_e/D_i)^{-0.083} Re^{-0.159} (L/D_i)^{-0.324} \quad (1)$$

$$Nu = 0.056(\text{tg } \theta)^{0.508} (d/D_i)^{0.410} (L_e/D_i)^{-0.035} Re^{0.808} (L/D_i)^{-0.111} \quad (2)$$

式(5)和式(6)的适用范围为: $1.192 \leq \text{tg } \theta \leq 1.732$, $0.327 \leq d/D_i \leq 0.437$, $10^4 \leq Re \leq 10^5$, $0.4054 \leq L_e/D_i \leq 2.1622$, $50 \leq L/D_i \leq 70$, 其计算结果与试验数据的相对偏差分别为 $-11.59\% \sim +8.71\%$ 和 $-5.09\% \sim +7.61\%$ 。

5 热力性能评价

为综合评价进口轴向叶片旋流器强化管内换热



◇1#旋流器; ◆2#旋流器; □3#旋流器; ■4#旋流器; △5#旋流器; +6#旋流器; ▽7#旋流器

图4 相同泵功和换热面积条件下, 旋流器与光管换热量之比 $Q/Q_s(L/D_i=50)$

的热力经济性, 本文采用 R. L. Webb^[3] 推荐的指标,

即相同换热面积和相同泵功条件下, 进口轴向叶片旋流器管内换热量与光管管内换热量的比值 Q/Q_s , 并经推导得到 Q/Q_s 的计算式为^[2]:

$$Q/Q_s = (Nu/Nu_s)_{Re} \cdot (\lambda/\lambda_s)_{Re}^{-0.291}$$

其中下标 s 表示光管的值。

图4为由试验得到的七种旋流器强化管内换热的热力性能结果。由图可见: (1)七种旋流器的 Q/Q_s 均大于1, 表明在试验范围内, 采用进口轴向叶片旋流器来强化管内换热总是有利的; (2)与其它旋流器相比, 3#和4#旋流器的 Q/Q_s 较高, 且 $Re=3 \times 10^4$ 附近 Q/Q_s 可达1.12, 这表明叶片内外径比较大且叶片出口角较小的旋流器的热力性能较高; (3)七种旋流器的 Q/Q_s 随 Re 数的增加而增加, 在 $Re=3 \times 10^4$ 附近达到极大值后又随 Re 数的增加而减少, 这说明旋流器强化管内换热适用于 Re 数较小的场合。

6 结论

(1)进口轴向叶片旋流器可显著强化管内换热, 同时使管内阻力增加更为明显。当 $L/D_i=50$ 时, 轴向叶片旋流器管内换热系数和阻力系数分别为光管的1.49~1.94倍和2.53~6.09倍。

(2)在试验范围内, 旋流器叶片出口角 θ 、叶片内外径 d/D_i 、尾锥长径比 L_e/D_i 、管内 Re 数和试验段长径比 L/D_i 对管内阻力和换热特性有明显影响, 而叶片数的影响不明显, 并且得到了体现上述影响关系的管内平均阻力系数和平均换热 Nu 数的准则关联式。

(3)热力性能评价结果表明: 在试验范围内采用进口轴向叶片旋流器来强化管内换热总是有利的, 并且具有较大内外径比和较小叶片出口角的3#和4#旋流器具有较高的热力性能, 且其 Q/Q_s 最高可达1.12。

参考文献

- 1 Chang F and Dhir V K. Mechanisms of heat transfer enhancement and slow decay of swirl in tubes using tangential injection. Int. J. Heat and Fluid Flow, 1995, 16(12): 2175~2182.
- 2 吴慧英. 管内衰减旋流及其复合强化传热的研究. 东南大学博士学位论文. 1997, 6.
- 3 Klepper O H. AICHE Symp. Ser. Heat Transfer, 1975, 69 (131): 941~944.
- 4 Webb R L and Eckert E R G. Application of rough surfaces to heat transfer exchanger design. Int. J. Heat Mass Transfer, 1972, 15: 1647~1658.

WR-21——新一代的船用燃气轮机=WR-21——A New Generation of Marine Gas Turbines[刊, 中]/Wen Xueyou, et al(Harbin No. 703 Research Institute)//Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. —1999, 14(1). —1~6

WR-21 pertains to a new generation of marine gas turbines of the twenty first century. The adoption of inter-cooling and regeneration technology enables WR-1 to have an outstanding off-design performance. This paper gives a comprehensive description of the WR-21 research and development history, engine performance as well as the design and maintenance features of its main components. **Key words:** IC R gas turbine, marine gas turbine, gas turbine

具有热阻、热漏和内不可逆性的联合热机性能=The Performance of a Combined Heat Engine Featuring Heat Resistance, Heat Leak and Internal Irreversibility[刊, 中]/Chen Lingen, Sun Fengrui, Ni Ning(Naval Engineering Institute)//Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. —1999, 14(1). —7~9

A steady flow combined heat engine cycle model involving heat resistance, heat leakage and internal irreversibility was set up and the performance optimization of the model studied. Derived are the optimization relation between power output and efficiency, the variation of maximum power output with its corresponding efficiency, as well as the variation of maximum efficiency with its corresponding power output. **Key words:** combined cycle, heat engine, optimization

从发电煤耗看热电冷联供系统的热经济性=Thermodynamic Economic Analysis of Heating, Electricity and Refrigeration Triple-generation System from the Viewpoint of a Gross Coal Consumption Rate[刊, 中]/Fu Lin, Jiang Yi(Qinghua University)//Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. —1999, 14(1). —10~13

The conception of gross coal consumption rate(GCCR)of heating, electricity and refrigeration triple-generation(HERT)system is first introduced. Then, from the viewpoint of the system as a whole, a thermodynamic economic analysis is given of the HECT system. **Key words:** gross coal consumption rate, heating/electricity/refrigeration triple-generation system, thermodynamic economy

进口轴向叶片旋流器管内阻力和换热的研究=A Study of the In-tube Resistance and Heat Exchange of an Inlet Axial Vane Swirler[刊, 中]/Wu Huiying, Cheng Hui, et al(Shanghai Jiaotong University)//Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. —1999, 14(1). —14~16

An experimental study is conducted of the in-tube friction and heat exchange characteristics of an inlet axial vane swirler. By analyzing the influence of in-tube Re number, test-section length-to-diameter ratio and swirler construction parameter on the in-tube resistance and heat exchange obtained is the in-tube resistance and heat exchange criterion correlation. In addition, a quantitative analysis is performed of the thermodynamic performance of the swirler intensified in-tube heat exchange. **Key words:** inlet axial vane swirler, in-tube intensified heat transfer, thermodynamic performance

等截面钉肋的熵产优化研究=The Entropy Generation Optimization Study of Cylindrical Fins[刊, 中]/Su Ya-

xin, Luo Zhongyang, Cen Kefa(Zhejiang University)//Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. —1999, 14(1). —17~19

Based on the entropy generation concept of thermodynamics, the authors has with a minimum entropy generation serving as an end objective set up a theoretical model for the analysis of entropy generation of fins. Moreover, a