

等热流矩形通道内柱面翼涡发生器的强化 换热特性研究

冯知正, 周国兵, 杨来顺, 何 静

(华北电力大学 能源动力与机械工程学院 北京 102206)

摘 要: 在等热流条件下, 实验研究了矩形通道内设置平直、柱面翼型涡发生器 (VGs) 对综合换热性能的影响。以 $(Nu/Nu_0) / (f/f_0)^{1/3}$ 作为评价涡发生器综合换热性能的因子, 结果表明: 呈流线型的椭圆柱面翼型涡发生器的综合换热性能优于平直翼型。进一步考察了斜截角 α 、攻角 β 和前缘间距 S 对综合性能的影响。斜截角 $\alpha = 20^\circ$ 的综合换热性能较佳; $Re = 650 \sim 2900$ 工况下, 攻角 $\beta = 0^\circ$ 的综合换热性能最强; 随着 Re 的增大, $\beta = 45^\circ$ 和 $\beta = 60^\circ$ 的综合换热性能显著增强; 前缘间距 $S = 30 \text{ mm}$ 时, 椭圆柱面梯形翼 ($\alpha_2 = 20^\circ$) 的综合换热性能最高。根据实验结果, 对椭圆柱面翼进行实验关联式的拟合, 为工程设计提供参考依据。

关 键 词: 等热流; 矩形通道; 涡发生器; 强化换热; 综合性
能因子

中图分类号: TK124 文献标识码: A

引 言

面临能源紧缺的现实, 强化传热技术倍受关注。传热强化通常使用以下 3 种方法: 扩展传热面积; 加大传热温差; 提高传热系数^[1]。作为一种被动式强化传热方式, 在换热设备中热介质流过的通道内设置涡发生器能够有效地提高传热系数。Wang 等人研究了在矩形通道内设置纵向涡发生器以达到强化换热目的^[2]。矩形通道长 940 mm、宽 40 mm、高 2.5 mm, 涡发生器的尺寸为 10 mm \times 2 mm \times 1.1 mm, 攻角为 50° , 工质为水, 采用电加热板提供 43.6 kW/m² 的热源。在不同的雷诺数 Re 下, 通过对比安装涡发生器与光滑通道的换热性能及压降发现, 加装涡发生器总是能达到强化换热的目的, 同时产生较大的压降。此外采用 3 种比较准则: 相同质量流量 (IMF)、相同压降 (IPD)、相同泵功 (IPP), 两侧安装涡发生器换热性能均优于单侧安装涡发生器的情形。Kotcioglu 等人实验研究了渐缩渐扩混合布置的

纵向涡发生器对于换热及压降的影响^[3], 并应用热力学第二定律分析了熵产的大小, 得到如下结论: 随着空气流速的增大, 产生的压降增加, 换热效果明显增强, 并且换热的不可逆性减小; 雷诺数较低时, 熵产主要是由换热的不可逆性造成的, 而雷诺数较大时, 则为压降的原因。文献 [4] 数值模拟了三角翼涡发生器对于波纹翅片管换热器的流动换热特性的影响, 结果表明, 三角翼产生的纵向涡能够扰动圆管后部的尾迹区, 加剧该局部流体的混合, 从而强化换热, 同时也带来阻力损失的增加, 其摩擦因子 f 比无三角翼的情形增加了 10.5%。叶秋玲等人实验研究了气-水换热条件下^[5-6] 矩形通道内布置不同类型的涡发生器对于换热及压降的影响, 并选取最佳类型的涡发生器在不同攻角、不同前缘间距方面进行优化, 实验结果表明: 雷诺数 Re 在 700 ~ 26800 范围内, 斜截半椭圆柱面的强化换热及压降的综合性能最好^[5]; 在低雷诺数时, 由于涡发生器回流区的影响, 布置两排涡发生器的换热效果弱于单排的情形, 但是随着雷诺数的增加, 当 Re 增大到 4000 后, 布置双排涡发生器的强化换热性能比较突出^[6]; 相同攻角下, 前缘间距 S 为 20 mm 的一对涡发生器的强化换热效果优于前缘间距分别为 10 和 30 mm 的情形。Liou 等人采用液晶技术对 12 种不同类型涡发生器的流动特性和摩擦因子进行了实验研究^[7], 发现涡旋的方向和强度是影响换热性能的主要因素, 其次是对流换热流体的平均速度和紊流动能。

等热流加热 (或冷却) 有着广泛和重要的应用背景, 如电子元器件工作时的散热、核反应堆板状元件的冷却等。本实验探究了矩形通道内布置不同翼型涡发生器对于换热效果以及压降性能的影响, 以无量纲数 $R = (Nu/Nu_0) / (f/f_0)^{1/3}$ 为标准, 分析其综

收稿日期: 2012 - 10 - 18; 修订日期: 2012 - 11 - 18

基金项目: 河北省自然科学基金资助项目 (E2011502010); 中央高校基本科研业务费专项基金资助项目 (09MG25)。

作者简介: 冯知正 (1987 -), 男, 山东德州人, 华北电力大学 (北京) 硕士研究生。

合换热性能, 并深入探究了迎流攻角 β 和前缘间距 S 对于综合换热性能的影响。

1 实验系统

实验系统包括热源、风系统、测温、测压装置和保温层。

1.1 热源

图 1 为不锈钢电加热板, 由电加热丝缠绕而成, 在电加热丝的上下两面用薄云母片作为电绝缘层, 最外层由不锈钢板加以固定。通过交流变压器, 电加热板提供 417 W/m^2 的均匀热流密度。



图 1 电加热板

Fig. 1 Electrically heated plate

1.2 风系统

由风道和离心式引风机组成。风道分为入口稳定段(长 300 mm)、实验风道段(长 1 000 mm)、出口稳定段(长 300 mm)。实验风道段宽 240 mm, 高 40 mm, 两端由法兰连接。在引风机的入口处加装挡板, 通过调节挡板的开度而改变风速, 以便不同 Re 下的实验探究, 风速由 QDF-3 型热球式电风速仪测定。

1.3 测温装置

换热面温度测定: 实验段采用厚度为 1.5 mm 的铜板作为换热面, 铜板的导热性能好, 可以减少实验误差。在铜板的底侧埋设 21 根铜-康铜热电偶(精度为 $\pm 0.5 \text{ }^\circ\text{C}$) 用以测量壁面温度, 孔深为 1.2 mm, 沿空气流向布置 7 排热电偶, 每排 3 个, 热电偶具体位置如图 2 所示。

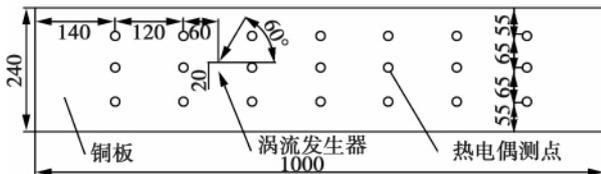


图 2 涡发生器及热电偶布置

Fig. 2 Arrangement layout of the vortex generators and thermocouples

进出口空气温度测定: 由于实验进口段温度较均匀, 则布置 2 根铜-康铜热电偶; 而出口段壁面温度较高, 截面空气温度分布不均匀, 则将出口截面按照等面积的原则平均分成 12 个小长方形, 如图 3 所示。用 12 根热电偶测定每个小长方形中心位置的温度 ($t_{\text{out}} = \frac{1}{12} \sum_{i=1}^{12} t_i$)。温度测量数据由 Agilent34970A 数据采集仪采集。

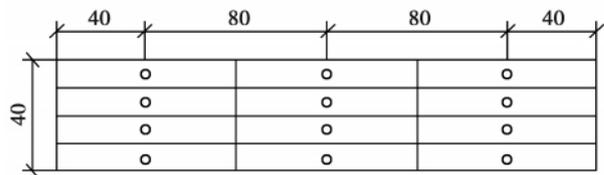


图 3 出口截面热电偶布置

Fig. 3 Arrangement layout of thermocouples in a section at the outlet

1.4 测压装置

在实验风道进出口段上表面分别开设测压孔, 并焊接长度 20 mm 的不锈钢管作为衔接, 使用胶管将其与倾斜式微压计 (YYT-2000) 相连, 微压计的常数因子为 0.2, 工作液体为 75% 酒精溶液, 根据液柱的高度测量压差。

1.5 保温层

在入口稳定段、实验风道段、出口稳定段分别加覆聚氨酯保温材料, 其厚度为 15 mm, 导热系数为 $\lambda = 0.035 \text{ W/(m} \cdot \text{K)}^{-1}$ 。

2 实验方案及数据处理

2.1 实验方案

2.1.1 涡发生器类型

选取不同翼型涡发生器及平直通道 (PZ) 进行对比实验。两类涡发生器的形状如图 4 所示, 其参数如下:

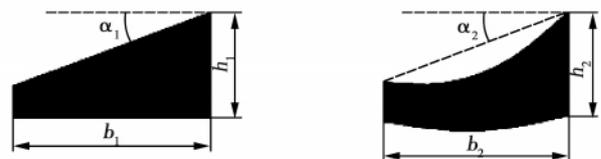


图 4 涡发生器

Fig. 4 Vortex generators

平直矩形翼 (P - J) :

$$b_1 = 40 \text{ mm}; h_1 = 20 \text{ mm}; \alpha_1 = 0^\circ$$

平直梯形翼 (P - T) :

$$b_1 = 40 \text{ mm}; h_1 = 20 \text{ mm}; \alpha_1 = 10^\circ \text{ 和 } \alpha_1 = 20^\circ$$

平直三角翼 (P - S) :

$$b_1 = 40 \text{ mm}; h_1 = 20 \text{ mm}; \alpha_1 = 27^\circ$$

椭圆柱面矩形翼 (TY - J) :

$$b_2 = 40 \text{ mm}; h_2 = 20 \text{ mm}; \alpha_2 = 0^\circ$$

椭圆柱面梯形翼 (TY - T) :

$$b_2 = 40 \text{ mm}; h_2 = 20 \text{ mm}; \alpha_2 = 10^\circ \text{ 和 } \alpha_2 = 20^\circ$$

椭圆柱面三角翼 (TY - S) :

$$b_2 = 40 \text{ mm}; h_2 = 20 \text{ mm}; \alpha_2 = 27^\circ$$

其中 b —宽度; h —高度; α —斜截角。

2.1.2 涡发生器位置

涡发生器位于第二排与第三排热电偶的中间并垂直固定在换热铜板上,如图 2 所示, Promvonge 等人研究了纵向涡发生器攻角 β 分别为 30° 、 45° 和 60° 时对换热的影响^[8], 结果表明: 攻角为 60° 的换热效果优于其它两种布置方式。为了实验研究的方便, 本实验中仍采用 $\beta = 60^\circ$ 攻角作为对比各种涡发生器的基准。对于 4 种不同的布置方式: 前低渐扩、前低渐缩、前高渐扩、前高渐缩, 叶秋玲等人通过实验发现, 前低渐扩的布置方式, 强化换热效果最为显著^[6], 因此对比实验采用前低渐扩布置方式, 并且前沿间距 $S = 20 \text{ mm}$ 。

2.1.3 实验雷诺数

实验采取了覆盖层流、过渡流、湍流工况下的雷诺数, 通过调节风速, 各雷诺数值分别为: 650、1100、2000、2900、4500、7500、10000、15000、18000、21000。

2.2 实验数据处理

雷诺数 Re 、平均 Nu 数和达西摩擦因子 f 的定义式:

$$Re = u_m D_e / \nu \tag{1}$$

$$h_m = q / \Delta T \tag{2}$$

$$Nu = h_m D_e / \lambda \tag{3}$$

$$f = 2\Delta P / [(L/D_e) \rho u_m^2] \tag{4}$$

式中: $q = cm\Delta t$; m —质量流量, kg/s ; Δt —空气的进出口温差 ($\Delta t = t_o - t_i$); D_e —当量直径, m ; u_m —空气平均流速, m/s ; ΔT —换热壁面与空气的算术平均温差, $^\circ\text{C}$ 。

$$\Delta T = t_w - (t_o + t_i) / 2 \tag{5}$$

式中: t_i —空气进口温度, $^\circ\text{C}$; t_o —空气出口温度, $^\circ\text{C}$; t_w —换热壁面的平均温度, $^\circ\text{C}$; 空气的定性温度为 $t_f = (t_i + t_o) / 2$ 。

3 实验结果与分析

3.1 不同涡发生器的综合换热性能

从相同输送功率(泵功率)下输送热量大小的观点看来, 应该以 $(Nu/Nu_0) / (f/f_0)^{1/3}$ 作为强化传热的评价标准较为合理^[9], 并且其值越大, 说明传递的热量越多。本实验采用 $R = (Nu/Nu_0) / (f/f_0)^{1/3}$ 作为涡发生器综合换热性能的评价因子, 其中 Nu_0 表示平直通道的努赛尔数, f_0 表示平直通道的达西摩擦因子。

图 5 (a)、(b) 表明, 在层流、过渡流、紊流状态下, 斜截角相同时, 椭圆柱面翼型的综合换热性能优于平直翼型。与平直翼型相比, 椭圆柱面翼型表面呈流线型, 在横掠气流中, 流体分离点后移, 从而减少翼后的漩涡区(回流区)^[10]。另外, 椭圆柱面翼型的形状阻力比平直翼型小, 这些因素有利于增强其综合换热性能。

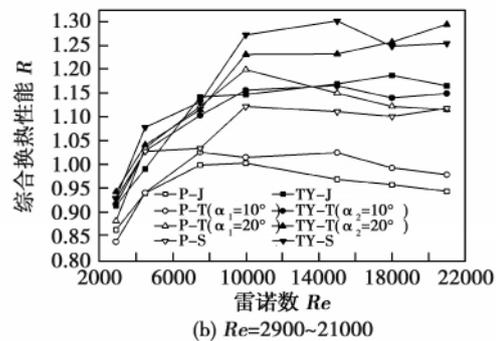
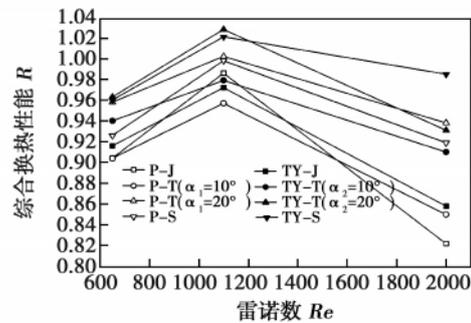


图 5 不同涡发生器的综合换热性能

Fig. 5 Comprehensive heat exchange performance of different vortex generators

3.2 斜截角 α 的影响

从图 5 (a)、(b) 中可以看出, 对于同一类型的涡发生器, 当斜截角不同时, 综合换热性能也有所差异。

平直翼型中, 梯形翼 ($\alpha_1 = 20^\circ$) 的综合换热性能最佳, 而对于椭圆柱面翼型, 三角翼和梯形翼 ($\alpha_2 = 20^\circ$) 的综合换热效果较好。仅考虑强化换热能力 (即 Nu 数), 相同 Re 数时, 两种翼型涡发生器中斜截角 $\alpha = 20^\circ$ 的 Nu 数最大, 而压降损失随着斜截角的增大而减小, 故出现 $Re = 4500 \sim 15000$ 时, 椭圆柱面三角翼的综合换热性能优于椭圆柱面梯形翼 ($\alpha_2 = 20^\circ$) 的情形。因此, 综合换热性能取决于对流换热和压降损失的综合效果。

3.3 迎流攻角 β 的影响

迎流攻角 β 关系着涡发生器的涡旋的强弱及回流区的范围。图 6 示出了椭圆柱面梯形翼 ($\alpha_2 = 20^\circ$) 在不同攻角时的综合换热性能。从图中可以看出, 在 $Re = 650 \sim 2900$ 工况下, $\beta = 0^\circ$ 的综合换热性能最强, 随着 Re 数的增大, $\beta = 45^\circ$ 和 $\beta = 60^\circ$ 的综合换热性能显著增强, 当 $Re = 21000$ 时, $\beta = 60^\circ$ 的综合换热性能比 $\beta = 30^\circ$ 高 20.2%。因为空气流速较低时, 攻角 $\beta = 0^\circ$ 的迎流面积较小, 使得回流区范围及流动阻力较小, 并且前低后高的布置方式使得空气掠过涡发生器的斜边后冲击其内侧, 进而扰动边界层, 增强换热。随着空气流速的增加, 攻角越大, 产生的涡旋越强, 但同时引起流动阻力的增加, 兼顾强化换热和流动阻力, $\beta = 45^\circ$ 和 $\beta = 60^\circ$ 的综合换热性能较佳。

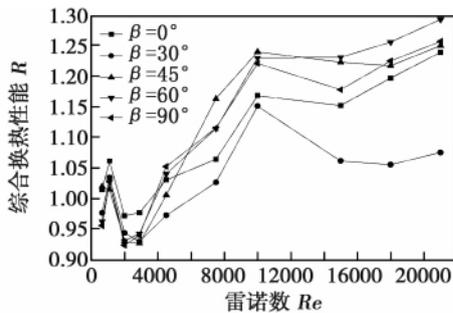


图 6 不同攻角 β 的综合换热性能

Fig. 6 Comprehensive heat exchange performance of different attack angles β

3.4 前缘间距 S 的影响

从图 7 中可以看出, $S = 30$ mm 时, 椭圆柱面梯形翼 ($\alpha_2 = 20^\circ$) 的综合换热性能最高, 且当 $Re = 15000$ 时, 比 $S = 40$ mm 高 15.3%。本实验中涡发生器前低后高、渐扩的布置方式, 在端部产生一对反向涡旋, 并且涡旋的展向距离随着主流方向逐渐变宽^[11]。当前缘间距较大时, 两列涡很快分离, 使得涡系间的相互作用减弱, 不利于削减边界层; 当前缘

间距较小时, 产生的涡旋对相干性较强, 导致涡旋对很快耗散, 同时增加流动阻力。

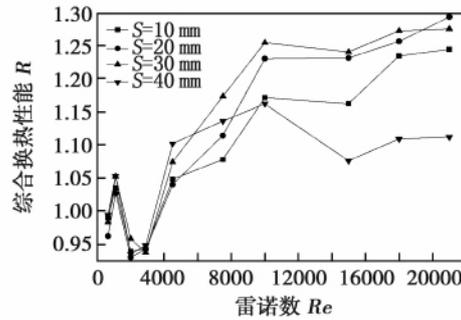


图 7 不同前缘间距 S 的综合换热性能

Fig. 7 Comprehensive heat exchange performance of different spacings S at the leading edge

4 误差分析

本实验采用间接测量不确定度的评定方法, 分为 A 类和 B 类。

4.1 确定函数关系

平均对流换热系数:

$$h_m = \frac{cm\Delta t}{\Delta T} = \frac{cm(t_o - t_i)}{t_w - (t_o + t_i)/2} \quad (6)$$

平均努赛尔数:

$$Nu = \frac{h_m D_e}{\lambda} = \frac{cm D_e (t_o - t_i)}{\lambda [t_w - (t_o + t_i)/2]} \quad (7)$$

对平均努赛尔数 Nu 的测量不确定度影响显著的因素主要有进出口空气温度、换热壁面温度的测量引起的不确定度 u_1 、 u_2 、 u_3 , 测量仪器误差引起的不确定度 u_4 。

4.2 A 类不确定度

进口空气温度测量不确定度:

$$u_{t_i} = S_{t_i}^- = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (t_{t_i} - \bar{t}_i)^2} \quad (8)$$

$$u_1 = \frac{\partial Nu}{\partial t_i} u_{t_i} = \frac{cm D_e (t_o - t_w)}{\lambda [t_w - (t_o + t_i)/2]^2} u_{t_i} \quad (9)$$

出口空气温度测量不确定度:

$$u_{t_o} = S_{t_o}^- \quad (10)$$

$$u_2 = \frac{\partial Nu}{\partial t_o} u_{t_o} = \frac{cm D_e (t_w - t_i)}{\lambda [t_w - (t_o + t_i)/2]^2} u_{t_o} \quad (11)$$

换热壁面温度测量不确定度:

$$u_{t_w} = S_{t_w}^- \quad (12)$$

$$u_3 = \frac{\partial Nu}{\partial t_w} u_{tw} = \frac{cmD_e(t_i - t_o)}{\lambda [t_w - (t_o + t_i)/2]^2} u_{tw} \quad (13)$$

4.3 B类不确定度

根据仪器说明书获得数据采集仪的误差范围为 ±0.1 °C, 取均匀分布, 则 $u_{\text{仪器}} = \frac{0.1}{\sqrt{3}} = 0.058 \text{ °C}$, 则壁面温度测量不确定度分量为:

$$u_{4t_i} = \frac{\partial Nu}{\partial t_i} u_{\text{仪器}} = \frac{cmD_e(t_o - t_w)}{\lambda [t_w - (t_o + t_i)/2]^2} u_{\text{仪器}} \quad (14)$$

$$u_{4t_o} = \frac{\partial Nu}{\partial t_o} u_{\text{仪器}} = \frac{cmD_e(t_w - t_i)}{\lambda [t_w - (t_o + t_i)/2]^2} u_{\text{仪器}} \quad (15)$$

$$u_{4t_w} = \frac{\partial Nu}{\partial t_w} u_{\text{仪器}} = \frac{cmD_e(t_i - t_o)}{\lambda [t_w - (t_o + t_i)/2]^2} u_{\text{仪器}} \quad (16)$$

$$\text{故 } u_4 = \sqrt{u_{4t_i}^2 + u_{4t_o}^2 + u_{4t_w}^2} \quad (17)$$

4.4 不确定度合成

$$u = \sqrt{u_1^2 + u_2^2 + u_3^2 + u_4^2} \quad (18)$$

根据以上公式, 以平直通道为例, 当 $Re = 650$ 时, 平均 Nu 数的测量结果估计值为 10.86, 不确定度为 0.179; 当 $Re = 2900$ 时, 平均 Nu 数为 25.40, 不确定度为 0.627; 当 $Re = 7500$ 时, 平均 Nu 数为 36.27, 不确定度为 1.257。

5 实验准则关联式

如上所述, 影响强化传热的主要因素为 Re 数、几何参数和位置参数, 对椭圆柱面翼存在以下关联式

$$Nu = A \cdot Re^B \cdot \left(\frac{\alpha}{\alpha_0}\right)^C \cdot \left(\frac{\beta}{\beta_0}\right)^D \quad (19)$$

式中: $\alpha_0 = 27^\circ$ $\beta_0 = 90^\circ$

根据实验结果, 对 $h/b = 1/2$ 的椭圆柱面翼涡发生器的所有工况进行多元回归, 得出其准则关联式为:

当 $Re = 650 - 2000$ 时,

$$Nu = 0.14878 \cdot Re^{0.66874} \cdot \left(\frac{\alpha}{\alpha_0}\right)^{0.00368} \cdot \left(\frac{\beta}{\beta_0}\right)^{0.02195} \quad (20)$$

当 $Re = 2900 - 21000$ 时,

$$Nu = 0.19252 \cdot Re^{0.6223} \cdot \left(\frac{\alpha}{\alpha_0}\right)^{0.02676} \cdot \left(\frac{\beta}{\beta_0}\right)^{0.12182} \quad (21)$$

6 结论

通过对均匀热流密度条件下矩形通道内设置不同类型的涡发生器的实验研究, 可以得到如下结论:

(1) 采用综合换热因子 $R = (Nu/Nu_0) / (f/f_0)^{1/3}$ 作为评定涡发生器综合换热效果的指标, 呈流线型的椭圆柱面翼型的综合换热性能优于平直翼型。

(2) 兼顾强化换热与压降损失的综合效果, 不同斜截角的同类涡发生器中, 平直梯形翼 ($\alpha_1 = 20^\circ$)、椭圆柱面三角翼和椭圆柱面梯形翼 ($\alpha_2 = 20^\circ$) 的综合换热效果较佳。

(3) 层流、湍流工况下的最佳攻角不同, $Re = 650 - 2900$ 工况下, 攻角 $\beta = 0^\circ$ 的综合换热性能最强。当 $Re = 21000$ 时 $\beta = 60^\circ$ 的综合换热性能最强, 比 $\beta = 30^\circ$ 高 20.2%。

(4) 实验工况下存在最佳前缘间距, $S = 30 \text{ mm}$ 时, 椭圆柱面梯形翼 ($\alpha_2 = 20^\circ$) 的综合换热性能最高, 且当 $Re = 15000$ 时, 是 $S = 40 \text{ mm}$ 的 1.153 倍。

参考文献:

- [1] 王海民. 换热器的强化传热[J]. 石油化工建设, 2005, 2(27): 59-60.
WANG Hai-min. Intensified heat transfer of heat exchangers [J]. Petroleum and Chemical Industry Construction, 2005, 2(27): 59-60.
- [2] Wang Qiuwang, Chen Qiuyang, Wang Ling et al. Experimental study of heat transfer enhancement in narrow rectangular channel with longitudinal vortex generators[J]. Nuclear Engineering and Design, 2007, 237(7): 686-693.
- [3] Kotcioglu I, Caliskan S, Cansiz A, et al. Second law analysis and heat transfer in a cross-flow heat exchanger with a new winglet-type vortex generator [J]. Energy, 2010, 35(9): 3686-3695.
- [4] 田丽亭, 何雅玲, 楚攀, 等. 不同排列方式下三角翼波纹翅片管换热器的换热性能比较[J]. 动力工程, 2009, 29(1): 78-83.
TIAN Li-ting, HE Ya-ling, CHU Pan, et al. Comparison of the heat exchange performance of a triangle wing wavy finned tube heat exchanger in various arrangement modes [J]. Journal of Power Engineering, 2009, 29(1): 78-83.
- [5] 叶秋玲, 周国兵, 程金明, 等. 矩形通道中不同涡发生器对换热和压降的影响[J]. 中国电机工程学报, 2010, 30(11): 86-91.
YE Qiu-ling, ZHOU Guo-bing, CHENG Jin-ming, et al. Influence of different vortex generators on the heat transfer and pressure drop of a rectangular channel [J]. Journal of China Electric Machinery Engineering, 2010, 30(11): 86-91.
- [6] 叶秋玲, 周国兵, 程金明, 等. 斜截半椭圆柱面涡发生器强化换

热和压降特性的试验研究[J]. 机械工程学报, 2010, 46(16): 162-169.

YE Qiu-ling, ZHOU Guo-bing, CHENG Jin-ming, et al. Experimental study of the heat exchange intensification and pressure drop characteristics of a oblique-section semi-elliptic cylinder vortex generator [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2010, 46(16): 162-169.

[7] Liou T M, Chen C C, Tsai T W. Heat transfer and fluid flow in a square duct with 12 different shaped vortex generators [J]. Journal of Heat Transfer, 2000, 122(2): 327-335.

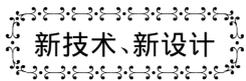
[8] Promvongse P, Chompookham T, Kwankaomeng S. et al. Enhanced heat transfer in a triangular ribbed channel with longitudinal vortex generators [J]. Energy Conversion and Management, 2010, 51(6): 1242-1249.

[9] 顾维藻. 强化传热[M]. 北京: 科学出版社, 1990: 10. GU Wei-zao. Intensified heat transfer [M]. Beijing: Science Press, 1990: 10.

[10] 过增元, 黄素逸. 场协同原理与强化传热新技术[M]. 北京: 中国电力出版社, 2004. GUO Zeng-yuan, HUANG Su-yi. Field synergy principle and novel technologies for intensified heat transfer [M]. Beijing: China Electric Power Press, 2004.

[11] Hiravennavar S R, Tulapurkara E G, Biswas G. A note on the flow and heat transfer enhancement in a channel with built-in winglet pair [J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 2007, 28(2): 299-305.

(丛敏 编辑)



GE 公司的 IGCC 参考装置

据《Gas Turbine World》2012 年年度手册报道, GE Energy 推出了其 600 MW 级 IGCC(整体煤气化联合循环) 参考装置。该装置主要配有:

- 2 台燃气轮机和 1 台汽轮机

燃气轮机输出功率/MW	汽轮机输出功率/MW	装置毛输出功率/MW	装置净输出功率/MW	装置净效率/%
232	319	783	630	39(HHV)

- 设计额定性能的基本条件

煤原料	东部烟煤
现场条件	15 °C 海平面, 60% 相对湿度
燃气轮机型号	PG7321 - 01A
汽轮机型号	ST207G - 134F33
状况	商业供货

- 动力部分性能

启动和备用燃料	天然气
启动和备用燃料	合成气, 共同燃烧
NO _x 排放	15 mg/kg
	为了使 NO _x 更低, 可选择使用 SCR(选择催化还原) 后处理

- 气化部分性能

气化器类型	携带流, 2 × 50% 系列
氧化剂	氧
合成气高温冷却器	辐射急冷
酸气清除	Selexol
工艺集成	蒸汽, ASU(氮/部分空气)

(吉桂明 摘译)

cy with the working medium keeping in the dry saturated steam state at the inlet of the expander and in the meantime the organic working medium R245fa is superior to other working media for a low temperature flue gas heat source organic Rankine cycle power generation system when the system efficiency, flammability and toxicity of the organic working medium etc. factors are compared. The efficiency of the system can be up to 10.2%. When the heat source pertains to high temperature flue gases, the organic working medium R601a is relatively superior, however, because it is highly flammable, it is necessary to study a new type working medium suitable for high temperature heat sources. The efficiency of an organic Rankine cycle power generation system with a recuperator is relatively higher than that of a simple cycle power generation system, of which the main causes lie in a decrease of the energy loss during the heat exchange at the side of the condenser. **Key words:** organic Rankine cycle, working medium, power generation system

等热流矩形通道内柱面翼涡发生器的强化换热特性研究 = **Study of the Intensified Heat Exchange Characteristics of a Cylindrical Wing Vortex Generator in a Rectangular Channel With a Constant Heat Flow** [刊, 汉] FENG Zhi-zheng, ZHOU Guo-bing, YANG Lai-shun, HE Jing (College of Energy Source, Power and Mechanical Engineering, North China University of Electric Power, Beijing, China, Post Code: 102206) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2013, 28(3). -246 ~ 251

Under the condition of a constant heat flow, experimentally studied was the influence of the placement of a plane and cylindrical wing vortex generator on the comprehensive heat exchange performance. With $(Nu/Nu^0)/(f/f^0)^{1/3}$ serving as a factor for evaluating the comprehensive heat exchange performance of a vortex generator, it has been found that the comprehensive heat exchange performance of a streamlined cylindrical wing type vortex generator is superior to that of a plane and straight wing type one. Furthermore, the influence of the inclination angle α , attack angle β and interval at the leading edge on the comprehensive performance was investigated. When $\alpha = 20$ degrees, the comprehensive heat exchange performance will be relatively good. Under the condition when $Re = 650 - 2900$, the comprehensive heat exchange performance at $\beta = 0$ degree will be the best. With an increase of the Re , the comprehensive heat exchange performance at $\beta = 45^\circ$ and $\beta = 60^\circ$ will be markedly improved. When the interval at the leading edge $S = 30$ mm, the comprehensive heat exchange performance of the elliptical cylindrical trapezoidal wing ($\alpha^2 = 20$ degrees) type vortex generator will be the best. On the basis of the test results, a fitting of an experimental correlation formula for the elliptical cylindrical wing type vortex generator was performed to offer reference and basis for engineering design. **Key words:** constant heat flow, rectangular channel, vortex generator, intensified heat exchange, comprehensive performance factor