

管间距对矩形翅片椭圆管换热管束性能的影响

赵兰萍¹, 杨志刚²

(1. 同济大学 机械与能源工程学院, 上海 201804; 2. 同济大学 上海地面交通工具风洞中心, 上海 201804)

摘要: 采用标准 $k-\epsilon$ 模型, 就横向管间距和纵向管间距对矩形翅片椭圆管换热管束流动换热性能的影响进行分析. 研究发现: 横向管间距是主要影响因素, 纵向管间距的影响较小; 横向管间距越大, 等压降约束条件下的综合性能越差; 扰流孔的存在强化横向管间距和纵向管间距的作用, 开设扰流孔使得管束综合性能有所下降.

关键词: 汽车风洞换热器; 矩形翅片椭圆管束; 流动换热性能; 管间距; 扰流孔

中图分类号: TK172

文献标志码: A

Effect of Tube Pitches on Performance of Rectangular Finned Elliptical Tube Bundles

ZHAO Lanping¹, YANG Zhigang²

(1. School of Mechanical Engineering, Tongji University, Shanghai 201804, China; 2. Shanghai Automotive Wind Tunnel Center, Tongji University, Shanghai 201804, China)

Abstract: A standard $k-\epsilon$ model was used to analyze the effect of transverse tube pitch and longitudinal tube pitch on the flow and heat transfer performance of rectangular finned elliptical tube bundles. It is found that the performance differs significantly in different transverse tube pitches, while the effect of longitudinal tube pitch could be ignored. The comprehensive performance is reduced with the increasing of transverse tube pitch. With the existing of disturbing holes, the impact of transverse tube pitch is enhanced, but the function of longitudinal tube pitch is weakened. The presence of disturbing holes reduces the performance of tube bundles.

Key words: automotive wind tunnel heat exchanger; rectangular finned elliptical tube bundles; flow and heat transfer characteristics; tube pitch; disturbing hole

矩形翅片椭圆管最初应用在电站间接空冷系统中^[1-5], 由于其良好的低阻特性, 近年来被用在汽车

风洞等对阻力损失要求苛刻的场合^[6-7]. 汽车风洞要求的换热量大, 其换热器的排数多至 8 排, 空气侧阻力损失占整个流道总损失的 40%, 是风机功率的主要耗散设备, 因此换热器成为流道设计的关键部件之一^[6]. 在进行风洞流道气动优化设计时, 需要根据总阻力损失指标调整换热管束结构, 在满足换热要求的前提下尽可能地减小换热器空气侧阻力, 而影响空气侧阻力的最主要结构因素是管间距^[8]. 现有文献对矩形翅片椭圆管换热器的研究大多是针对电站空冷系统的使用要求 ($3.5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 以下迎面风速) 而展开的, 该种换热器应用于汽车风洞时, 其迎面风速大多在 $3 \sim 12 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 之间, 同时须满足比电站空冷系统更苛刻的阻力损失指标, 因此往往需要全新设计. 但由于缺乏相关的基础数据和有针对性的研究资料, 目前国内的汽车风洞换热器大多依赖进口. 在这种情况下, 针对风洞换热器的特点, 研究管间距与矩形翅片椭圆管束流动换热性能的关系就显得尤为重要.

换热设备研究中通常有 3 种评价方法, 分别为等流量约束条件下的评价方法、等压降约束条件下的评价方法和等泵功约束条件下的评价方法^[9]. 对于风洞这样的应用场合, 采用等压降约束条件评价方法更加直接和有效, 其原因是空气侧压降是风洞换热器的一个非常重要的指标. 在满足换热要求的前提下, 要尽可能减小空气侧压降.

1 计算模型

1.1 物理模型

图 1 是 8 排矩形翅片椭圆管束的示意图. 该管束采用 $36 \text{ mm} \times 14 \text{ mm}$ 椭圆管, 管壁厚度为 1.5 mm , 其矩形翅片尺寸为 $55 \text{ mm} \times 26 \text{ mm}$, 每片翅片上开设 4 个 $4 \text{ mm} \times 4 \text{ mm}$ 扰流孔, 对应的翅片间距

为2.5 mm,翅片厚度为0.3 mm.管子和翅片的材料均为碳钢.计算中取6个横向管间距(54、58、62、66、70、74 mm)、6个纵向管间距(28、29、30、31、32、33 mm).

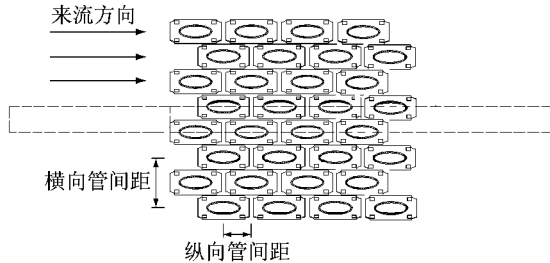


图1 8排矩形翅片椭圆管束示意图

Fig.1 Top view of computational domain of eight-row rectangular finned elliptical tube bundle

计算单元在流动方向上的取法见图1虚线区域,空气进口和出口段均取换热管束实际长度的1倍.在垂直于流动方向上,取翅片中心面和相邻翅片空气通道中心面间区域为计算区域,见图2的阴影部分.

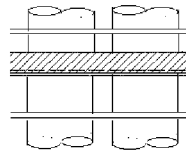


图2 垂直方向上计算区域示意图

Fig.2 Side view of computational domain

经网格无关性分析,用70万、100万、130万3套不同数目的网格计算,70万网格跟其他2套网格计算得到的平均表面传热系数的偏差不得超过3.5%,说明网格进一步加密对计算结果的稳定性贡献已不大.因此,本文各种结构采用70万左右的网格数.

1.2 数学模型及数值方法

采用标准 $k-\epsilon$ 数学模型.边界条件的取法为:图1中虚线所示相邻管列的中心面为周期性边界条件,图2的翅片中心面和通道中心面为对称边界条件,管子内壁面定壁温,外壁面和翅片表面均为流固耦合边界,进口为速度入口,出口设为自由出流.考虑空气物性参数与温度之间的关系.

用有限体积法对控制方程进行离散,分离求解器隐式求解.压力和速度的耦合采用标准 Simple 方法.为提高计算精度,对能量方程采用二阶迎风差分格式进行离散.计算过程中,能量离散方程残差控制在 10^{-6} 以下,其他方程残差控制在 10^{-4} 以下.

1.3 试验验证

试验在吸风式风洞热交换器试验台上进行,试

验系统见图3.整个装置由空气系统和水系统组成.

空气通过热交换器试件,满足伯努利方程

$$\rho g Z_1 + P_1 + \frac{\rho v_1^2}{2} = \rho g Z_2 + P_2 + \frac{\rho v_2^2}{2} + \Delta P \quad (1)$$

式中: Z_1 、 Z_2 分别表示进、出口截面测点的高度, m; P_1 、 P_2 分别表示测试进、出口截面测点的静压, Pa; v_1 、 v_2 分别表示进、出口截面风速, $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$; ρ 表示密度, $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$; g 表示重力加速度, $\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$; ΔP 表示风阻, Pa. 在图3所示的静压孔所处位置, ρ 和 g 均为常数, 即 $Z_1 = Z_2$, $v_1 = v_2$, 因此可得

$$\Delta P = P_1 - P_2 \quad (2)$$

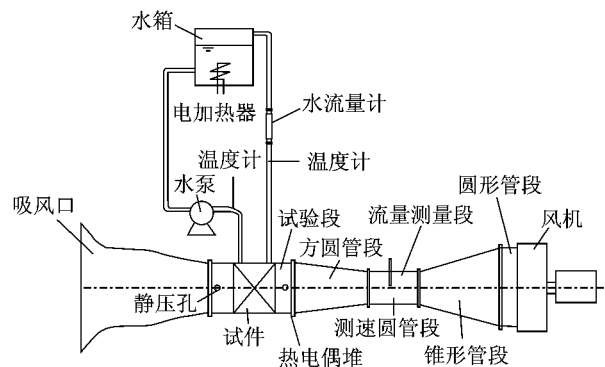


图3 试验系统

Fig.3 Experimental system

风阻可以通过测量试件前后静压来得到.在试验过程中,维持水侧流速和定性温度不变,则式(3)右端第二项不变;如果维持空气侧流速和定性温度不变,则式(3)右端第一项不变.因此热交换器总换热系数可通过测量空气侧和水侧进出口温度及流量来得到.

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{h} + \beta \left(R_i + \frac{1}{h_1} \right) \quad (3)$$

式中: k 表示以管外总面积为基准的总传热系数, $\text{W} \cdot (\text{m}^2 \cdot \text{K})^{-1}$; h 、 h_1 分别表示空气侧和水侧表面传热系数, $\text{W} \cdot (\text{m}^2 \cdot \text{K})^{-1}$; R_i 表示管壁导热热阻, $\text{K} \cdot \text{W}^{-1}$; β 表示肋化系数.

试验时,空气进风温度为 12.5°C ,进出口水平平均温度在 70°C 左右,水流速为 $1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$,管束迎面风速在 $3.56 \sim 12.42 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 之间.

由图4和5可知,模拟计算的结果与试验结果中压降损失和表面传热系数的误差满足工程需求,均在 $3\% \sim 10\%$ 之间.

2 结果及讨论

2.1 数据整理方法

计算中采用空气进出口温度平均值为定性温

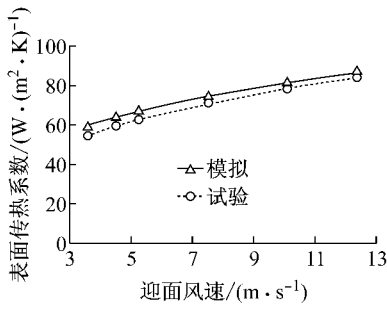


图 4 空气侧表面传热系数

Fig.4 Heat transfer coefficient of air side

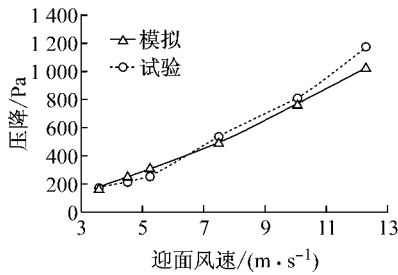


图 5 空气侧压降

Fig.5 Pressure drop of air side

度,数据整理过程中用到的特征数和计算方法阐述如下:

(1) 雷诺数

$$Re = \frac{u_{max} d_h}{\nu} \quad (4)$$

式中: ν 为空气黏度; d_h 为椭圆管当量直径; u_{max} 为管间平均最大风速^[10].

(2) 以管外总面积为基准的换热管束总传热系数

$$k = \frac{Q}{A \Delta T} \quad (5)$$

其中,

$$Q = q_m c_p (T_{out} - T_{in}) \quad (6)$$

$$\Delta T = \frac{(T_w - T_{in}) - (T_w - T_{out})}{\ln((T_w - T_{in}) / (T_w - T_{out}))} \quad (7)$$

式中: Q 为换热量, W ; q_m 为空气质量流量, $kg \cdot s^{-1}$; c_p 为空气质量定压热容, $kJ \cdot (kg \cdot K)^{-1}$; A 为翅片管外表面积, m^2 ; T_w 为椭圆管壁面温度, $^{\circ}C$; T_{in} 为来流空气温度, $^{\circ}C$; T_{out} 为空气流经翅片管出口温度, $^{\circ}C$.

式(5)和(3)结合,可以得到空气侧表面传热系数 h .

(3) 空气侧努塞尔数

$$Nu = \frac{h d_h}{\lambda} \quad (8)$$

式中: λ 为空气导热系数, $W \cdot (m \cdot K)^{-1}$.

(4) 摩擦因子

$$f = \frac{2 \Delta P}{\rho u_{max}^2} \frac{A_0}{A} \quad (9)$$

式中: A_0 为管间平均通流面积^[10], m^2 .

对于风洞来讲,需要寻求在满足换热的前提下压降尽可能小的管束结构,可采用等压降换热能力指标 $Nu f^{-0.5}$ 来衡量管束综合性能.

2.2 管间距对管束流动换热性能的影响

从图 6 和 7 可以看出,雷诺数增大,换热增强,小横向管间距结构换热效果好,但摩擦因子也大.随着横向管间距的增大,间距对换热和摩擦因子的影响呈现逐步减小的趋势.摩擦因子曲线随着横向管间距的增加越来越平坦,说明间距越大,摩擦因子对雷诺数的敏感性下降.

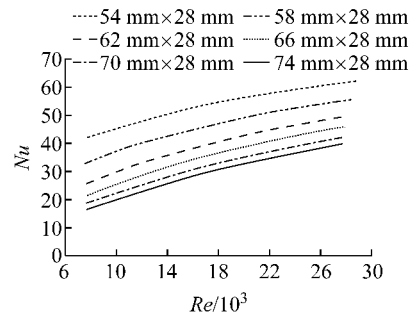


图 6 不同横向管间距下 $Nu-Re$ 的关系

Fig.6 Effects of transverse tube pitch and Reynolds number on Nusselt number

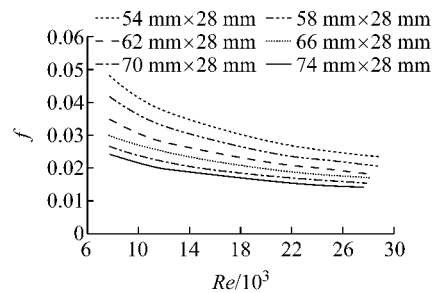


图 7 不同横向管间距下 $f-Re$ 的关系

Fig.7 Effects of transverse tube pitch and Reynolds number on friction factor

图 8 和 9 的结果表明,相比于横向管间距,纵向管间距对换热和摩擦因子的影响均很小.这是由该矩形翅片椭圆管束的结构决定的,36/14 长短轴比的椭圆管使得管后的涡区域即弱换热区域已经很小,纵向管间距改变不会对该区域产生显著影响.

从图 10 可以看出,等压降综合性能因子 $(Nu/Nu_0)/(f/f_0)^{0.5}$ 随横向管间距的增加而减小,随雷诺数的增加而增加.横向间距越大,等压降约束条

件下的换热能力越差,随着间距的增加,相邻间距间综合性能的差异越来越小. 6 个不同横向管间距下, 54 mm 横向间距结构的综合性能最优. 74 mm 横向管间距结构的等压降综合评价因子在计算雷诺数范围内仅为 54 mm 横向管间距结构的 56%~82%之间.

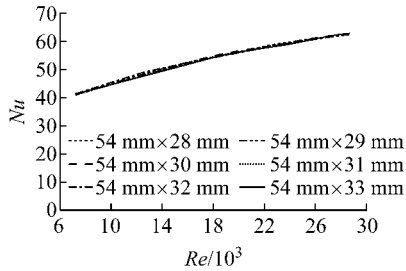


图 8 不同纵向管间距下 $Nu-Re$ 的关系

Fig. 8 Effects of longitudinal tube pitch and Reynolds number on Nusselt number

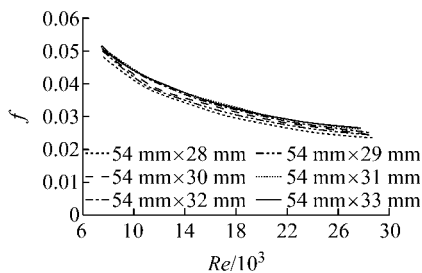


图 9 不同纵向管间距下 $f-Re$ 的关系

Fig. 9 Effects of longitudinal tube pitch and Reynolds number on friction factor

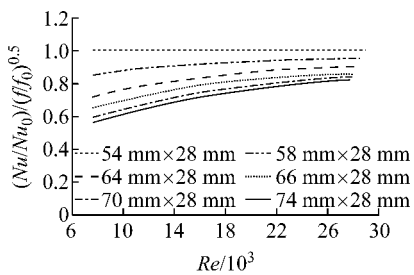


图 10 不同横向管间距下等压降评价因子

Fig. 10 Effects of transverse tube pitch and Reynolds number on performance evaluation factor

从图 11 可以看出,纵向管间距越大,等压降评价因子越小. 在实际设计选用中可以直接选用小纵向管间距,在保证换热的情况下,获得较好综合性能的同时减小空气流动方向换热器尺寸.

为进一步了解管间距的影响作用,将各种管间距下的计算结果拟合,把所研究换热管束性能与管间距和雷诺数的关系整理成如下形式:

$$Nu = 9.91 \left(\frac{l_t}{d_h}\right)^{-2.2098} \left(\frac{l_l}{d_h}\right)^{0.0860} Re^{0.4092} \quad (10)$$

$$f = 26.77 \left(\frac{l_t}{d_h}\right)^{-1.9804} \left(\frac{l_l}{d_h}\right)^{0.5802} Re^{-0.5035} \quad (11)$$

式中: l_t 为横向管间距, m ; l_l 为纵向管间距, m .

从式(10)和(11)可以更加清楚地看出,影响管束流动换热的主要结构因素是横向管间距,纵向管间距是次要结构因素. 在风洞流道优化设计过程中,为满足风洞对换热器阻力损失的苛刻要求,矩形翅片椭圆管束的结构调整主要是横向管间距. 从拟合关系式还可以看出,换热对横向管间距的敏感程度大于阻力,对纵向管间距的敏感性则比阻力弱.

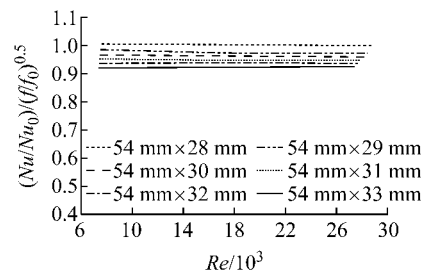


图 11 不同纵向管间距下等压降评价因子

Fig. 11 Effects of longitudinal tube pitch and Reynolds number on performance evaluation factor

2.3 扰流孔对管束性能的影响

翅片上是否开设扰流孔会对管束性能及管间距与管束性能之间的关系产生一定影响. 可以推断,不同扰流孔数量也会影响管束流动换热性能与管间距之间的关系. 下面将对开孔和平滑翅片 2 种管束结构展开分析和对比.

从图 12 看出,随着雷诺数的增加,2 种结构管束的换热均增强,带扰流孔的管束换热性能优于不带扰流孔的管束,且这种优势随着雷诺数的增大而增

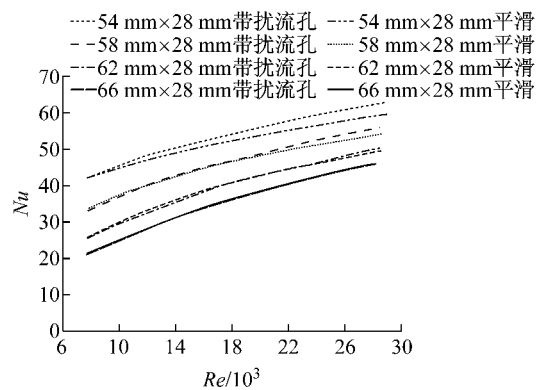


图 12 不同横向管间距下开孔和平滑管束的 $Nu-Re$ 关系

Fig. 12 Effects of transverse tube pitch and Reynolds number on Nusselt number with and without disturbing holes

大,随横向管间距的增加而减小.当横向管间距增大到 62 mm 时,2 种结构的换热差别已经很小.

图 13 的结果表明,随着雷诺数的增加,2 种管束的摩擦因子均减小,带扰流孔的管束阻力始终大于不带扰流孔的管束,两者之间的差别随着雷诺数的增大而稍有增大,随横向管间距的增加而减小.横向管间距为 66 mm 时,2 种结构的差别已经很小.

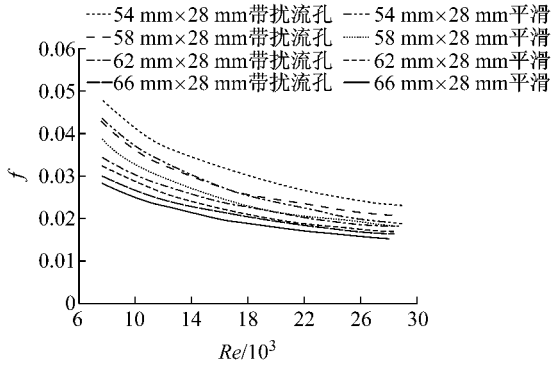


图 13 不同横向管间距下开孔和平滑管束的 $f-Re$ 关系

Fig. 13 Effects of transverse tube pitch and Reynolds number on friction factor with and without disturbing holes

从图 14 中可以看出,等压降约束条件下,平滑翅片结构管束综合性能优于开孔翅片结构,两者之间的差异随雷诺数的增加而增加,随横向管间距的增大而减小.

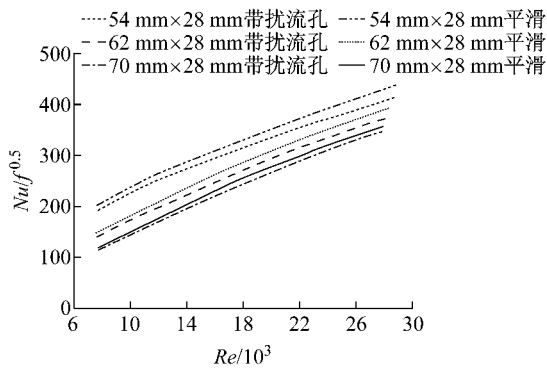


图 14 不同横向管间距下开孔和平滑管束的 $Nu/f^{0.5}-Re$

Fig. 14 Effects of transverse tube pitch and Reynolds number on performance evaluation factor with and without disturbing holes

相比横向管间距,2 种结构的纵向管间距对管束换热性能和阻力的影响均很小,在此不再列出,但对等压降评价因子有一定影响,见图 15.

为进一步分析开孔带来的影响,将平滑翅片管

束在 6 个横向管间距和 6 个纵向管间距下的换热和流动性能的计算结果也拟合成管间距和雷诺数的关联式,如下所示:

$$Nu = 11.89 \left(\frac{l_t}{d_h}\right)^{-2.0976} \left(\frac{l_l}{d_h}\right)^{0.0080} Re^{0.3789} \quad (12)$$

$$f = 34.36 \left(\frac{l_t}{d_h}\right)^{-1.6705} \left(\frac{l_l}{d_h}\right)^{0.4116} Re^{-0.5710} \quad (13)$$

对比 2 种结构的拟合关联式可以看出,开扰流孔以后,努塞尔数对雷诺数更敏感,摩擦因子对雷诺数的依赖性则减弱.另外,扰流孔同时强化了横向管间距和纵向管间距的作用.可以预料,当开孔数增大时,上述影响会进一步加强.在风洞换热器设计选用时需要考虑扰流孔数目的影响.

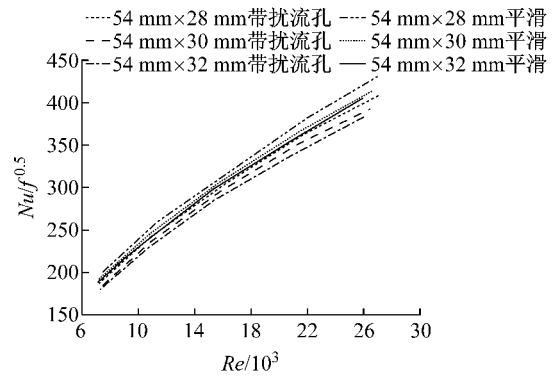


图 15 不同纵向管间距下开孔和平滑管束的 $Nu/f^{0.5}-Re$

Fig. 15 Effects of longitudinal tube pitch and Reynolds number on performance evaluation factor with and without disturbing holes

3 结论

(1) 横向管间距是影响矩形翅片椭圆管束流动换热性能的主要结构因素.为满足苛刻的阻力要求,风洞换热器进行结构调整时主要考虑横向间距,可直接采用小纵向管间距.

(2) 横向管间距越大,等压降约束条件下的综合性能越差.在满足阻力要求的前提下,风洞换热器应该尽量采用小横向管间距结构.

(3) 扰流孔的开设使得管束等压降因子减小,同时使得横向管间距和纵向管间距对管束流动换热的影响强化.预测随着开孔数目的增加,该影响会进一步扩大.由于该结构管束有开 4 孔和 8 孔 2 种情况,所以在设计选用风洞换热器时,需要注意扰流孔数目的影响.