

穿孔型翅片几何结构对换热性能的影响

王厚华¹, 吴伟伟¹, 李大伟², 赵 永³

(1. 重庆大学 三峡库区生态环境教育部重点实验室, 重庆 400045; 2. 中国民用航空中南地区空中交通管理局, 广东 广州 510405; 3. 中铁十六局集团第五工程有限公司, 河北 唐山 063000)

摘要: 采用正交试验与数值模拟相结合的方法, 针对影响翅片管式制冷换热器翅片表面开孔的 3 个参数, 孔型、开孔几何尺寸及开孔位置, 确定了 3 种优化的穿孔翅片片型, 以平翅片作为基础片型, 分别将 4 种翅片用于管式制冷换热器。风洞试验表明, 结霜工况下, $1.5 \sim 5.2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 的试验风速范围内, 翅片表面开椭圆孔的翅片管式制冷换热器换热性能最好, 其单位面积制冷量、翅片平均表面对流换热系数、压缩机能效比相对平翅片均有明显提高。以风速 $2.5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 为例, 上述各值分别提高了 37.8%, 79.4%, 25.0%。空气流过翅片管式换热器的平均阻力则降低了 30.0%。

关键词: 穿孔翅片; 结霜工况; 翅片管式换热器; 正交试验
中图分类号: TB66 **文献标志码:** A

Refrigeration Performance Analysis of Fin-tube Heat Exchangers by Effect of Perforated Fin Geometry

WANG Houhua¹, WU Weiwei¹, LI Dawei², ZHAO Yong³

(1. Key Laboratory of Three Gorges Reservoir Region's Eco-environment of the Ministry of Education, Chongqing University, Chongqing 400045, China; 2. Middle South Regional Air Traffic Management Bureau of Civil Aviation of China, Guangzhou 510405, China; 3. The 5th Engineering Company of China Railway 16th Bureau Group Co. Ltd., Tangshan 063000, China)

Abstract: Three types of optimal perforated fin were chosen based on an analysis of orthogonal test and numerical simulation combination method, as the plain fin for based case, the four types of fin were employed on fin-tube heat exchangers. The optimization of fin perforated parameters including three factors: the hole shape, the hole geometry dimension and the location. By wind tunnel experiments, it was demonstrated that elliptic perforated fin-tube refrigerated heat exchangers had the best heat exchange ability with $1.5 \sim 5.2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ air velocity under frosting conditions among the

four types heat exchanger. When the air velocity was $2.5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, the results illustrated that SK-E-B type elliptic perforated fin tube exchangers could increase refrigeration capacity per unit area, average fin surface heat transfer coefficient, compressor's coefficient of performance by 37.8%, 79.4%, 25.0% respectively, while mean air flow resistance through the SK-E-B fin-tube decreased by 30.0%.

Key words: perforated fin; frosting conditions; fin-tube heat exchanger; orthogonal test

翅片管式制冷换热器广泛应用于空调、冰箱、冷藏柜等。百叶窗翅片、条缝形翅片等强化型翅片在干、湿工况下得以大量应用。但在长期结霜工况下, 上述强化型翅片狭窄的孔缝易被霜层堵塞从而丧失其强化传热特征。

就翅片而言, 主要有两种方式减缓制冷换热器结霜或增强其结霜工况下的换热性能: 一是采用翅片表面处理技术抑制结霜^[1-2], 但由于涂层的耐久性差, 涂层本身又具有热阻, 会降低传热效果而减少换热器的换热量^[3]; 二是改变翅片的结构, 如在翅片表面开孔, 改变翅片尺寸、间距等。文献[4]发现大直径圆孔翅片不易被霜层阻塞, 在结霜工况下仍可较长时间维持强化传热性能。文献[5]对结霜工况下圆孔翅片的换热性能进行了试验研究, 在试验风速内换热器的换热量比平翅片提高 3.0%~16.8%。

关于开孔位置, Kang 和 Kim^[6]研究发现在翅片后半部分开缝的换热效果比在前半部分好。程永攀和陶文铨等^[7]对翅片表面条缝开孔的布置方式进行了研究, 层流状态下不同的条缝布置方式对换热器换热性能影响不同。关于开孔形状, 张来等^[8]发现扰流孔的尺寸比孔的位置对换热效果的影响更大。Rasim 等^[9]在圆形翅片管上开 6 mm 直径的圆孔并

收稿日期: 2013-12-24

基金项目: “十二五”国家科技支撑计划(2012BAJ06B05); 高等学校学科创新引智计划(B13041)

第一作者: 王厚华(1952—), 男, 教授, 博士生导师, 工学硕士, 主要研究方向为强化传热, 建筑节能。E-mail: whhxinxiang@aliyun.com

通讯作者: 吴伟伟(1979—), 女, 博士生, 主要研究方向为建筑节能。E-mail: 426931171@qq.com

对圆孔的位置进行设计以确定较优的开孔位置. Li 等^[10]在翅片表面开三角形孔,用场协同理论解释了翅片传热性能强化的原因.

在强化翅片的开发研究过程中,对穿孔型翅片强化换热优化分析的文章较少.因边界条件设置不统一,不同几何结构的翅片换热效果无法进行对比.因此,本文在统一的边界条件、理论分析方法和试验测试条件下,对翅片表面圆形、椭圆形、三角形开孔形状及开孔尺寸进行换热性能优化对比研究.

1 数值模拟

1.1 模拟设定

制冷换热器通常长期运行于低温、高湿的环境中,其运行过程涉及复杂的相变过程.如果针对每一个问题建立特定的数学模型,模型的通用性和实效性较差.由于湿工况下的换热系数是在干工况的基础上附加了析湿系数的倍数,通常干工况下换热性能优异的片型结霜工况下同样优异,因此,首先采用 FLUENT 软件进行加热工况下换热性能及流阻特性的三维数值模拟分析.本文所用换热器的几何尺寸及数值模拟的边界条件与文献^[11]相同.

翅片管式制冷换热器的几何尺寸见表 1,三维模型见图 1.翅片材质为铝,基管为铜管.

表 1 换热器试件尺寸参数(以平翅片为例)

Tab.1 The dimension parameters of heat exchanger sample (plat-fin for example)

| 基管直径 D_0/mm | 每片传热 面积 A_p/m^2 | 翅片 间距 Z/mm | 翅片 厚度 δ/mm | 换热器试件设计参数 几何尺寸/mm | | |
|-------------------------|--------------------------------|---------------------------|--------------------------------|----------------------|-----|-----|
| | | | | H | B | W |
| 20 | 0.034 | 10 | 0.5 | 296 | 61 | 290 |

数值模型为标准 $k-\epsilon$ 两方程模型,压力场与速度场的耦合计算采用 SIMPLC 算法,控制方程的求解采用 QUICK 方式离散,物理模型的建立、网格划分及边界条件类型的指定由前处理软件 GAMBIT2.4 实现.根据翅片结构对称性的特点,选取的模拟计算单元如图 2 中的虚线范围所示,箭头表示气体来流方向.

数值计算模型如图 3 示.为保证出口段无回流,加速计算结果收敛,模拟单元的入口段和出口段分别延长为换热段翅片间距(10 mm)的 10 倍和 30 倍^[12].图中比例 $x:y:z=1:1.6:1$.

模型由 3 段计算域组成:入口段、换热段和出口段.入口段与换热段接触面、换热段和出口段接触面设为内部流通边界.3 段的四周边界均设为对称型边

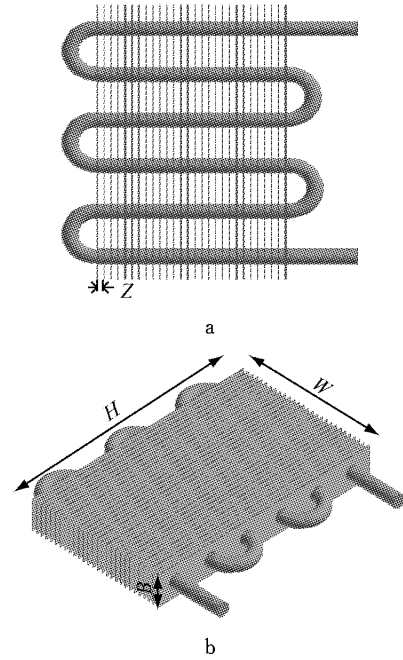


图 1 翅片管式制冷换热器三维模型示意图

Fig.1 3D model for fin-tube heat exchanger

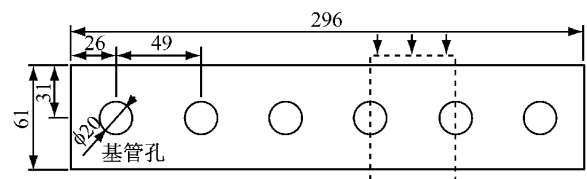


图 2 平翅片平面图及模拟单元(单位:mm)

Fig.2 The plan of plat-fin and the simulation unit (unit: mm)

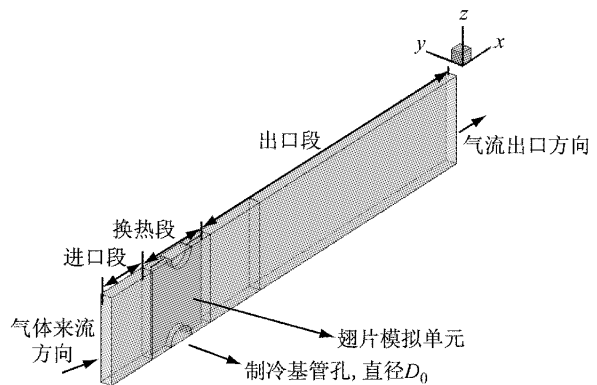


图 3 模拟单元三维模型示意图

Fig.3 The 3D diagram of the simulation unit

界条件,可以使计算模型缩减一半从而避免求解整个计算域.网格划分采用分块划分方法,换热段和翅片表面区域进行网格加密.为提高求解的适应性,选择非结构网格进行划分,采用以四面体为主,个别区域包含六面体、锥体和楔形体的混合网格求解区域.对所建的模型进行网格无关性检验,确定平翅片的网格数目以 150 万为划分标准.近壁面区域的数值

求解采用壁面函数法. 模拟过程为加热工况, 稳态过程. 边界条件设置如下:

(1) 空气为常物性不可压缩流体; 忽略基管与翅片之间的接触热阻, 忽略辐射换热.

(2) 基管设为恒壁温边界, 温度为 347.4 K; 采用翅片导热、翅片表面与空气间的对流传热耦合求解翅片表面温度.

(3) 速度型入口指定迎面风速和空气温度, 入口温度 297.8 K, 风速范围 $1 \sim 4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, 出口段设为自由出流边界.

(4) 翅片边缘及中剖面采用绝热边界条件, 空气流道为对称边界条件.

1.2 分析指标

外掠空气流过翅片及基管表面时, 与翅片紧密接触的黏性底层是热量发生传递的起始面, 该处的流动换热情况可以用来衡量不同片型的强化换热效果. 因此, 在相同的边界条件下, 以翅片与空气的接触面作为温度场及努塞尔数分布的分析面, 以翅片表面空气进出口的温差 ΔT 、翅片表面的平均努塞尔数 Nu 作为翅片的换热性能的评价指标. 进出口温差越大, 说明翅片的换热效果越好. 空气流过翅片后的前后压差 Δp 可以表明翅片的阻力性能, 制冷工况下, 可以反应翅片表面结霜情况.

$$\Delta T = T_1 - T_2 \quad (1)$$

式中: T_1 为入口空气温度, K; T_2 为出口空气温度, K.

翅片表面局部对流传热系数 h_x 和翅片平均表面对流传热系数 h_z 如下:

$$h_x = -\frac{\lambda}{\Delta T_x} \frac{\partial T}{\partial y} \bigg|_x \quad (2)$$

$$h_z = \frac{1}{L} \int_0^L h_x dx \quad (3)$$

式中: L 为定型尺寸, m.

翅片局部和平均努塞尔数的计算式分别为

$$Nu_x = \frac{h_x L}{\lambda} \quad (4)$$

$$Nu = \frac{h_z L}{\lambda} \quad (5)$$

式中: λ 为空气的导热系数, $\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$.

翅片表面平均 Nu 为局部努塞尔数的平均值.

$$\Delta p = p_{\text{in}} - p_{\text{out}} \quad (6)$$

式中: p_{in} 为模型入口处的总压, Pa; p_{out} 为模型出口处的总压, Pa.

模型的进出口断面面积相同, 出口处空气已完全发展, 故两者的动压相同, 此时静压差 Δp 即为换

热模拟单元的流动阻力.

1.3 模型验证

表 2 给出了风速为 $1 \sim 4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 时平均表面对流换热 h_z 的数值模拟结果. 为验证模拟结果的准确性, 表中给出了文献[11]在加热工况下相同边界情况的试验结果 h'_z , 借助于这一数据, 对三维结果模拟值进行了偏差计算.

表 2 平翅片平均表面对流换热实验数据与模拟值

Tab.2 Average heat transfer coefficient's experimental and modeling data for plat-fin

| 风速/ ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$) | $h'_z / (\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1})$ | $h_z / (\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1})$ | 三维模拟值与 实验值偏差/% |
|---|---|--|-------------------|
| 1 | 11.15 | 13.38 | 20.00 |
| 2 | 13.83 | 15.96 | 15.40 |
| 3 | 16.01 | 18.35 | 14.60 |
| 4 | 17.25 | 19.02 | 10.30 |

由表 2 可知, 在上述 4 种风速下, 相比于试验值, 三维模拟值的误差在 20% 以内, 模拟结果与试验结果接近, 差异在工程上是可以接受的, 可以用数值模型进行辅助实验优化.

1.4 正交试验方案

正交试验旨在解决多因素、多水平的优化设计工作. 针对翅片表面开孔的影响因素: 孔型(圆孔、椭圆孔、三角孔), 开孔位置参数 B_1 和 B_2 , 孔的定型尺寸 C (直径、边长或长、短轴) 进行正交设计. 以圆孔翅片为例, 位置参数 B_1 和 B_2 如图 4 所示. 3 种开孔的模拟单元如图 5 所示.

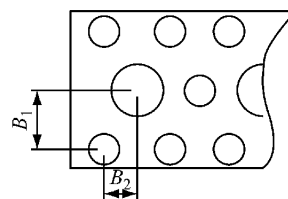


图 4 位置参数 B_1 和 B_2

Fig.4 Location parameter B_1 and B_2

正交试验的关键是确定影响因素数目及水平并进行极差分析以确定影响因素的重要性. 本试验中各因素水平选择的范围以文献[13]中的 SK 型翅片 $C=14 \text{ mm}$, $B_1=21.5 \text{ mm}$, $B_2=13 \text{ mm}$ 为参考.

对于不同的开孔形式, 根据圆孔的面积, 采用“等面积”的换算原则确定三角形及椭圆孔的定型尺寸. 在此原则下, 三角形采用“内切圆”三角形的原则进行尺寸换算以免开孔超出平翅片的尺寸控制范围. 3 种开孔方式的各因素分别对应 3 种水平值, 如表 3 中所示. 对圆孔、三角孔、椭圆孔分别进行 3 组

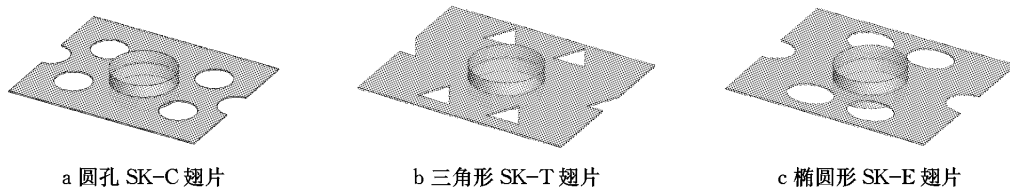


图 5 翅片三维模拟单元

Fig.5 The 3D diagram fin simulation unit

表 3 翅片表面开孔参数的影响因素及水平

Tab.3 The effect factors and test levels for perforated fin

| 孔型 | 定型参数 | C/mm | B ₁ /mm | B ₂ /mm |
|-----|------|--------------------|--------------------|--------------------|
| 圆孔 | 直径 | 12.0/14.0/ 14.5 | 20.0/21.5/ 23.0 | 11.5/13.0/ 14.0 |
| 三角形 | 边长 | 10.4/12.0/ 12.6 | 20.0/21.5/ 23.0 | 11.5/13.0/ 14.0 |
| 椭圆孔 | 长半轴 | 14.4/16.8/ 17.4 | 20.0/21.5/ 23.0 | 11.5/13.0/ 14.0 |
| | 短半轴 | 10.8/13.1/ 12.6 | | |

相互独立的正交试验,并对正交试验方案进行三维数值模拟。

翅片表面开孔在增大空气扰动增强换热效果的同时,也会产生换热面积减小导致换热量减少的问题,因此有必要对影响翅片开孔的因素进行优化。

1.5 结果分析

根据正交试验方案及其模拟结果进行极差分析,确定优化方案,模拟结果见表 4。

表 4 开孔翅片几何参数的优化及模拟结果

Tab.4 The optimization perforated fin geometry parameters and simulation results

| 翅片编号 | 定型参数 | C/mm | B ₁ /mm | B ₂ /mm | Nu | Δp /Pa | ΔT /K |
|--------|------|-----------|--------------------|--------------------|-------|----------------|---------------|
| SK-C-6 | 孔径 | 12 | 23.0 | 13.0 | 1 302 | 2.44 | 11.86 |
| SK-T-1 | 边长 | 12 | 21.5 | 13.0 | 932 | 2.48 | 8.13 |
| SK-E-4 | 长/短轴 | 14.4/10.8 | 21.5 | 11.5 | 1 432 | 2.32 | 13.83 |

圆形穿孔换热性能的 3 个影响因素中, B_2 为关键因素, C 为重要因素, B_1 为一般重要因素。椭圆穿孔中长短轴尺寸为关键因素, B_1 为重要因素, B_2 为一般重要因素。圆孔 SK-C-6 型翅片尺寸见图 6a。

三角形开孔翅片正交设计各组合方案中努塞尔数最大仅为 932, 远低于圆形或椭圆形开孔正交试验中任一组合片型, 说明三角形孔引起扰动的强化换热性能远小于圆孔及椭圆孔。因此, 本文不再将三角形翅片作为实验分析对象。

椭圆孔具有“长轴”和“短轴”的几何特点, 因此在布置时首先确定了 SK-E-A 型翅片的几何结构, 如图 6b 所示, 图中箭头所示为气体来流方向。SK-E-A 翅片的椭圆孔长轴所在直线与气流的来流方向垂直, 此时, 长轴长度即为破坏流动边界层的几何长度。由边界层理论分析, 翅片前部和后部边界层发展情况并不同; 此外, 基管的存在使基管前部形成了较明显的流体分流, 基管后部则形成了滞留区。因此, 对 SK-E-A 型翅片开孔形式做出如下变形: 将基管前部的椭圆孔旋转 90° , 使基管前后椭圆孔长轴的延长线垂直相交, 将此类翅片命名为 SK-E-B, 如图 6c 所示。此种布置方式可以让前部椭圆孔引起的扰动干扰到距离基管位置更近的区域, 此种布置形式有可能引起更强烈的边界层扰动。SK-E-B 型翅片的其他设计参数与 SK-E-A 型翅片完全相同。

图 7a, 7b 分别是以 SK-E-B 型翅片在迎面风速

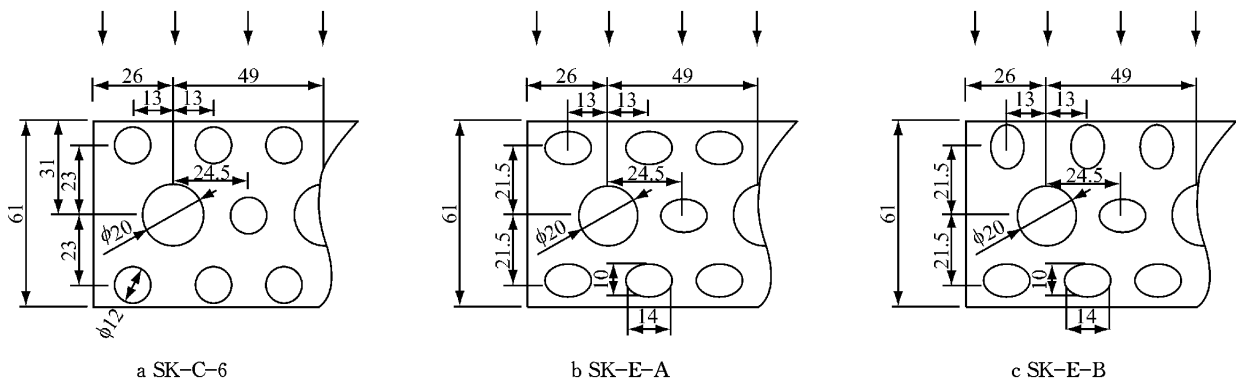


图 6 3 种翅片片型几何结构(单位:mm)

Fig.6 The three types of fin geometry structure(unit: mm)

为 $1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ ($Re=1\ 393$) 下,分析面的温度场分布及 Nu 分布图。翅片表面平均温度为 329.57 K ,表面的努塞尔数平均为 $1\ 485$ 。翅片表面开椭圆孔后,翅片基管后部尾流区和翅片中间区域的 Nu 进一步提高,尤其对于气流进口区域,出现了 Nu 较高的区域;此外,椭圆形开孔下,流动的扰动延展到翅片中间区域,提高了 Nu 值,使翅片的换热性能得到提高。

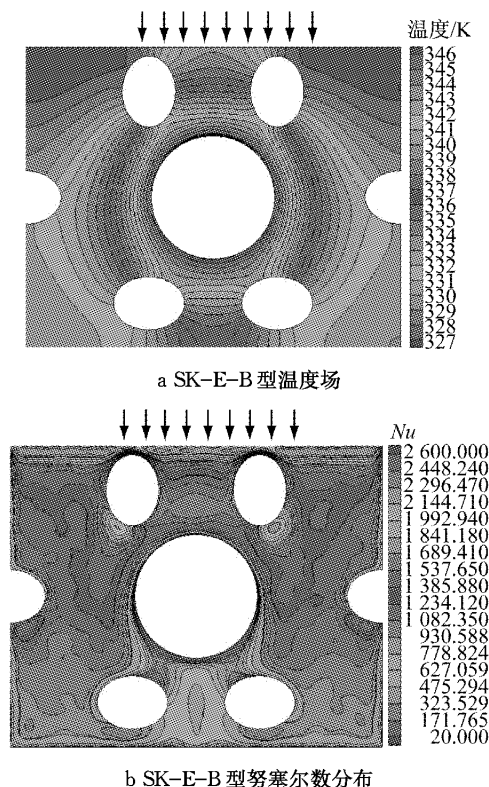


图 7 SK-E-B 型翅片和 $Re=1\ 393$ 时温度场及努塞尔数分布

Fig.7 The temperature fields and the Nu fields on the analysis plan of SK-E-B, $Re=1\ 393$

2 试验研究

分别采用 PF,SK-C-6,SK-E-A 和 SK-E-B 片型加工成图 1 所示翅片管式换热器试件。利用风洞试验台,分别以单位面积制冷量、翅片平均表面对流换热系数、换热器阻力及压缩机能效比 4 个参数为分析指标进行评价。

2.1 试验设计

2.1.1 试验台组成及原理

风洞制冷试验台如图 8 所示,为回流式低速吸风式风洞。试验台由制冷系统、空气循环系统和测量系统组成。试验试件作为制冷系统的翅片管式制冷

换热器安装于风道中,空气在风机驱动下在风道内完成循环过程。制冷系统由活塞式压缩机提供冷源,冷凝器采取水冷方式。风道壁采用玻璃钢铆接,外表面采用双层橡塑保温,热损失可忽略不计。试验装置经标定,测试段风道截面温度不均匀性低于 $\pm 0.1^\circ\text{C}$,气侧和水侧的热平衡误差不高于 5% 。更换试件时,用称重法控制冷媒的充注量保证充注量相同。试验采用空气焓差法确定制冷量。

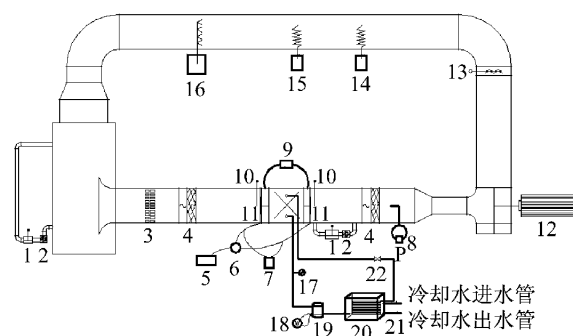


图 8 风洞制冷试验台

Fig.8 The wind tunnel refrigeration experimental test-bed

1. 湿球温度计; 2. 小风机; 3. 蜂窝器; 4. 混合器和均流板; 5. 电位差计; 6. 转换开关; 7. 冰瓶; 8. 倾斜式微压计(接毕托管); 9. 倾斜式微压计; 10. 标准温度计; 11. 热电偶网; 12. 循环风机; 13. 风速调节阀; 14. 电加热器; 15. 电加热器; 16. 加湿器; 17. 压力表; 18. 功率表; 19. 压缩机; 20. 冷凝器; 21. 热电偶温度测点; 22. 节流阀; 23. 翅片管式制冷换热器试件

2.1.2 测量及标定

试验平台集成了热电偶温度测量系统、湿球温度测量系统、风速测量系统、温湿度调节系统、阻力测试系统、温度校核系统、冷却水热量测量系统。各仪器的精度等级如表 5 所示。

采用铜-康铜电偶测量试件壁面干球温度、空气进出口干球温度及冷却水进出口温度,将测温偏差控制在小于 5% 的范围内。湿球温度的测量采用湿球温度计,风速测量系统在风道中的测速段完成,采用毕托管测量。换热器前后的阻力测量采用倾斜式微压差计,以测得试件试验前后的压差。

2.2 试验过程

制冷系统运行 30 min 稳定后,各测量系统开始测量,每个试件连续测量 5 h ,测量间隔为 30 min ,数据即时输入计算机存储。迎面风速分别为 $1.5, 2.5, 3.1, 4.3$ 及 $5.2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$,对 4 个翅片管式换热器逐一进行试验。为满足对比性试验工况的要求,试验开始时通过风道内的电加热器和加湿器调节风洞内空气状态点,以干球温度($(25 \pm 1)^\circ\text{C}$)、相对湿度($(40 \pm 3)\%$)为对比试验的标准起始工况状态点。试验过

表 5 风洞试验台测试系统所用仪器参数

Tab.5 The instrument parameters of the wind tunnel experimental test-bed

| 仪器名称 | 测量范围 | 精度等级 | 备注 |
|----------------|------------------------|-------|---|
| UJ33a 型直流电位差计 | 1 μ V~1.055 0 V | 0.05% | 其中 0.1 倍率的测量范围为 0~21.100 mV, 分辨率为 1 μ V |
| YYT-2000B 型差压计 | <1 000 Pa | 1.0 | |
| 水银温度计 | 0-100 $^{\circ}$ C | 0.1 | |
| 水银湿球温度计 | 0-100 $^{\circ}$ C | 0.05 | |
| 电度表(PS760-E-2) | 0~9 999.9 kW \cdot h | 0.5 | |

程中实验室内的温度维持在 27~30 $^{\circ}$ C,以减少外界环境对实验数据的影响。

2.3 换热性能指标分析计算

翅片管式制冷换热器换热量 Φ_a 的计算式为

$$\Phi_a = \rho \varphi \sqrt{2g \frac{\rho'}{\rho} h_v \Delta i} A_e \quad (7)$$

式中: ρ 为空气密度, $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$; φ 为流速系数(经标准毕托管校核,取 0.95); ρ' 为压差计所用液体(酒精)密度, $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$; h_v 为液面高度差, m; Δi 为试件进、出口的焓差, $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$; A_e 为试验段截面积, m^2 ; g 为重力加速度,取 9.8 $\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$ 。

热平衡校核计算式为

$$\Phi_w = \Phi_a + W' \quad (8)$$

$$\Phi_w = \frac{m}{\Delta \tau} c_w (T_{w2} - T_{w1}) \quad (9)$$

$$\Delta = \left| \frac{\Phi_w - \Phi_a}{\Phi_w} \right| \leq 5\% \quad (10)$$

式中: Φ_w 为冷凝器放热量, W; W' 为单位时间压缩机对制冷剂做的膨胀功, W; $\Delta \tau$ 为测量时间间隔, 水侧为 20 s; m 为测量时间间隔内冷却水的质量, kg; c_w 为水的比定压热容, $\text{J} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1}$; T_{w1} 与 T_{w2} 分别为冷却水进、出水温度, K。

进、出口焓值,根据大气压力和直接测得的空气干球、湿球温度由焓湿图确定。对于普通的制冷循环,式(8)是严格成立的。对于本实验平台, W' 的数值很小且难以测量,可近似为零。本次试验空气侧和水侧的热平衡误差 Δ 不高于 5%。

翅片表面对流换热系数 h 的计算式为

$$h = \Phi_a / \left\{ A \left[T_o - \frac{T_{f1} + T_{f2}}{2} \right] \right\} \quad (11)$$

式中: T_o 为换热器翅片管壁外表面平均温度, $^{\circ}$ C; T_{f1} 为换热器翅片进口空气温度, $^{\circ}$ C; T_{f2} 为换热器翅片出口空气温度, $^{\circ}$ C; A 为总换热面积(包括翅片面积、基管面积), m^2 。

进、出口空气温度分别由安装在测试段的 9 对热电偶测得;管壁外表面温度由嵌入基管表面的 3 对热电偶测得,计算时均取各自平均值。

压缩机能效比的计算式为

$$R = \frac{\Phi_a}{UI} \quad (12)$$

式中: I 为压缩机工作时电路的电流, A; U 为压缩机工作时压缩机两端的电压, V。

换热器阻力 Δp 计算式为

$$\Delta p = 9.8 K l \rho_h \quad (13)$$

式中: K 为 YYT-2000 微压差计倾斜常数,本次试验为 0.2; l 为液面高差, mm; ρ_h 为测量介质乙醇的密度, 810 $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ 。

压缩机的耗电量直接由功率表测得;换热器阻力由微压差计测得。

3 结果与讨论

3.1 单位面积制冷量

由于 4 个换热器换热面积不同,因此以 4 种片型的换热器单位面积制冷量 q 作分析。

$$q = \frac{\Phi_a}{A} \quad (14)$$

SK-E-A 型翅片和 SK-E-B 型翅片的差异是椭圆孔排布方式不同,因此两者对于边界层气流的破坏在方向上存在差异,在低于 2.5 $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ 的风速下,两者对应换热器的制冷量相差不大;风速高于 2.5 $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ 后,SK-E-B 型翅片换热器的单位面积制冷量较前者提高了 4.3%~8.0%。说明在高风速下,SK-E-B 型翅片造成的扰动的强化换热效果更好,如图 9 所示。

3.2 换热器翅片平均表面对流换热系数

(1) 风速为 2.5 $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ 时,SK-E-A 型和 SK-E-B 型翅片的平均表面对流换热系数非常接近,比 PF 型翅片增加 79.4%,比 SK-C-6 型翅片增加 12.8%。

(2) 在两种椭圆开孔翅片中,SK-E-B 型翅片在风速大于 2.5 $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ 时其强化换热性能更加明显,如图 10 所示。

3.3 换热器流阻特性

当风速为 2.5 $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ 时,与 PF 片比较,空气流

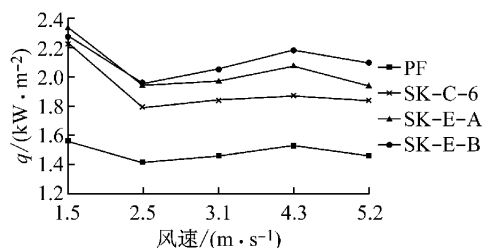


图9 换热器单位面积制冷量随风速的变化曲线

Fig.9 Schematic view of the cooling capacity per area at different air velocities of four types of perforated fin

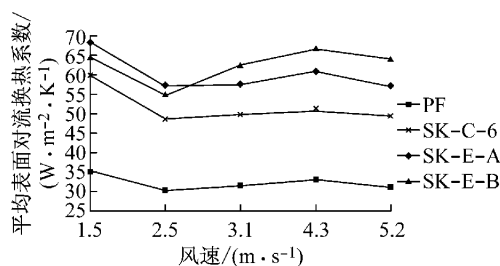


图10 换热器翅片平均表面对流换热系数随风速的变化曲线
Fig.10 The average fin surface heat transfer coefficient curves of PF fin, SK-C-6 fin, SK-E-A fin and SK-E-B fin at different air velocities

过 SK-E-B 型翅片管式换热器前后的平均阻力降低 30.0%。在 $1.5 \sim 5.2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 风速范围内,空气流动阻力降低 35.4%~19.2%,平均降低 26.3%。同时,通过图 11 可知,除平翅片外,其他 3 种片型的流阻特性差别并不明显。

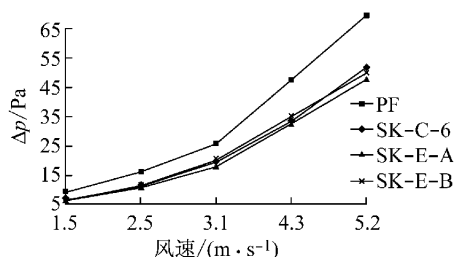


图11 不同风速下空气流过换热器时的空气流动阻力
Fig.11 The air flow resistance via heat exchangers with different air velocities

通过实测空气流过换热器阻力的变化可以反应换热器表面霜层增长情况进而判定除霜周期。图 12 为风速 $2.5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 时换热器阻力随运行时间变化的曲线。空气流过 4 种换热器前后阻力变化总体趋势基本相同,即随着运行时间的增加,阻力值逐渐增大。以运行 240 min 为例,与平翅片相比,空气经过换热器前后的流动阻力值,SK-C-6 型翅片管式换热器降低 20.6%;SK-E-A 型翅片降低 43.0%,SK-E-B 型翅片降低 37.1%。

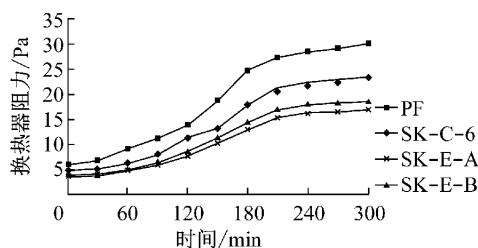


图12 换热器阻力随运行时间的变化曲线 ($v = 2.5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$)
Fig.12 The average evaporator resistance curves with time of the four types of fin, $v = 2.5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

上述现象的原因为开孔翅片的表面气流的强烈扰动使换热情况得到明显改善,翅片的结霜速率较平翅片低,翅片的流道面积更大,在同样的风速下其过流速度更小,故阻力更小。

3.4 压缩机能效比

压缩机能效比 R 为制冷装置的制冷量与输入功量之比,本文以 3 种片型与平翅片的 R_{PF} 比值 η' 作为分析对象。由于 R 反映耗电量,所以 η' 值可以反应不同片型换热器的节能效果。

$$\eta' = R/R_{\text{PF}} \quad (15)$$

将各风速下 3 种类型换热器 η' 取平均值,从高到低依次为: $\eta'_{\text{SK-E-B}} > \eta'_{\text{SK-E-A}} > \eta'_{\text{SK-C-6}}$,说明 SK-E-B 型翅片节能效果最好。SK-C-6 型翅片试验风速范围内 R 在 1.19~1.34 之间,平均为 1.23,与文献[13]的结论相符合;SK-E-A 型翅片在各试验风速下的 R 值在 1.23~1.36 之间,平均为 1.27;SK-E-B 型翅片各试验风速下的 R 值在 1.27~1.33 之间,平均为 1.29。风速增加时,SK-E-B 型翅片管式制冷器的 R 值提高最为明显,说明此种翅片的几何结构很好地改善了空气侧的换热状况,如图 13 所示。

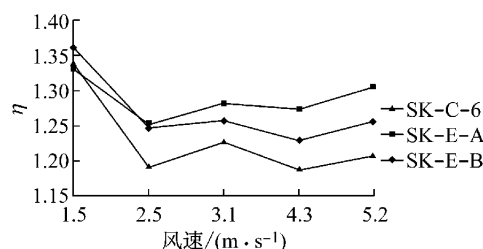


图13 不同风速下3种试验片型的节能效果
Fig.13 Energy efficiency for three fins at different air velocities

4 结论

从影响开孔形翅片的几个关键因素出发,将正交试验的方法应用到翅片管式制冷换热器数值模拟

优化研究,确定了 3 种优化片型的设计参数.以平翅片为比较对象,分别对 4 种翅片管式换热器进行结霜工况下 $1.5 \sim 5.2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 风速范围内的风洞试验.结果表明:

(1) 正交试验分析及制热工况下的模拟结果表明,即使对翅片表面进行相同形状的开孔,孔径和位置不同时,换热效果也不同.对于圆形开孔, B_2 为关键因素, C 为重要因素, B_1 为一般重要因素;对于椭圆形开孔,长/短轴尺寸为关键因素, B_2 为重要因素, B_1 为一般重要因素.

(2) 与平翅片相比,圆形和椭圆形开孔翅片引起的气流扰动作用能更好地改善基管后部的换热性能,而三角形开孔效果最差.以此确定了 3 种优化片型,即圆孔形开孔翅片 SK-C-6、椭圆开孔翅片 SK-E-A 和 SK-E-B.

(3) 风洞试验表明,结霜工况下 SK-E-B 型翅片换热器强化换热性能最为显著,其单位面积制冷量、翅片平均表面对流换热系数、压缩机能效比均比平翅片有明显提高,当风速为 $2.5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ 时,上述各值分别提高了 37.8%, 79.4%, 25.0%. 空气流过 SK-E-B 型翅片管式换热器前后的平均阻力降低 30.0%. SK-E-B 型翅片换热器各风速下的压缩机能效比比平翅片提高 27.0%~33.0%,流动阻力值平均降低 26.3%.

参考文献:

- [1] HUANG Lingyan, LIU Zhongliang, LIU Yaomin, *et al.* Experimental study on frost release on fin-and-tube heat exchangers by use of a novel anti-frosting paint [J]. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2009, 33(7): 1049.
- [2] KIM Kyoungmin, KIM Dongrip, LEE Kwansoo. Local frosting behavior of a plated-fin and tube heat exchanger according to the refrigerant flow direction and surface treatment [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2013, 64(9): 751.
- [3] Pashah S, Arif A F M, Syed M Z, *et al.* The effect of coating and interface resistance on thermal performance of variable thickness annular composite fins [J]. *Energy Conversion and Management*, 2012, 54(1): 152.
- [4] 王厚华, 罗庆, 苏华. 大直径圆孔翅片管的传热与流阻性能实验研究 [J]. *制冷学报*, 2002, 23(2): 25.
WANG Houhua, LUO Qing, SU Hua. Experimental study on the heat transfer and friction characteristics of big diameter circular hole fin tube [J]. *Journal of Refrigeration*, 2002, 23(2): 25.
- [5] 王厚华, 方赵嵩, 郑爽英. 圆孔翅片管式制冷换热器的节能性能试验 [J]. *西南交通大学学报*, 2009, 44(3): 455.
WANG Houhua, FANG Zhaosong, ZHENG Shuangying. Experimental investigation on energy conservation performance of finned-tube refrigeration heat exchanger with circular holes [J]. *Journal of Southwest Jiaotong University*, 2009, 44(3): 455.
- [6] Kang H C, Kim M H. Effect of strip location on the air-side pressure drop and heat transfer in strip fin-and-tube heat exchanger [J]. *International Journal of Refrigeration*, 1999, 22(4): 302.
- [7] 程永攀, 屈志国, 陶文铨. 开缝位置对开缝翅片性能的影响 [C]//第六届全国低温与制冷工程大会. 西安: 西安交通大学出版社, 2003: 448-452.
CHENG Yongpan, QU Zhiguo, TAO Wenquan. Effect of slotted location to the performance of slotted fin [C]//The Sixth Session of the National Assembly of Refrigeration and Cryogenics Engineering. Xi'an: Xi'an Jiaotong University Press, 2003: 448-452.
- [8] 张来, 杜小泽, 杨立军, 等. 开孔矩形翅片椭圆管流动与换热特性的数值研究 [J]. *工程热物理学报*, 2006, 27(6): 990.
ZHANG Lai, DU Xiaozhe, YANG Lijun, *et al.* The flow and heat transfer characteristics of numerical investigation of rectangular-fin elliptic-tube with interrupted holes [J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2006, 27(6): 990.
- [9] Rasim Karabacak, Gülay Yakar. Forced convection heat transfer and pressure drop for a horizontal cylinder with vertically attached imperforate and perforated circular fins [J]. *Energy Conversion and Management*, 2011, 52(8/9): 2785.
- [10] LI Juan, LING Xiang, PENG Hao. Field synergy analysis on convective heat transfer and fluid flow of a novel triangular perforated fin [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2013, 64(9): 526.
- [11] 苏华. 扰流孔型翅片管传热与流阻性能实验研究和翅片效率的数值计算 [D]. 重庆: 重庆建筑大学, 1999.
SU Hua. An experimental study on the characteristic of heat transfer and pressure drop and numerical calculation of fin efficiency [D]. Chongqing: Chongqing Architecture University, 1999.
- [12] 田丽亭, 雷勇刚, 何雅玲. 纵向涡强化换热特性及机理分析 [J]. *工程热物理学报*, 2008, 29(12): 2128.
TIAN Liting, LEI Yonggang, HE Yaling. Heat transfer enhancement in a channel with longitudinal vortex generators and field synergy principle analysis [J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2008, 29(12): 2128.
- [13] 王厚华, 方赵嵩. 空气外掠圆孔翅片管的流动与换热数值模拟 [J]. *同济大学学报: 自然科学版*, 2009, 37(7): 969.
WANG Houhua, FANG Zhaosong. Numerically simulation of flowing and heat transfer with airflow over holes fin tube [J]. *Journal of Tongji University: Natural Science*, 2009, 37(7): 969.