

文章编号: 1006-7329(1999)04-0035-05

# 矩形平翅片变形片的换热与阻力实验研究

⑧  
35-39

王厚华 谭顺民 江村

(重庆建筑大学 城市建设学院 400045)

766532.2  
TK172

**摘要** 提出了三种矩形平翅片的几何变形片,以矩形平翅片管作为比较对象,在吸风式直流风洞中进行了开口(孔)侧背风等六种方案的空气外掠单排翅片管的对比性实验研究,得到了具有实用价值的结论。实验证实:在最窄截面风速  $U_{\max} = 3 \sim 9 \text{ m/s}$  的范围内,b型翅片管在孔侧迎风时,平均当量换热系数比平翅片管提高了13.4%;孔侧背风时,提高了11%,是三种片型中的最优形状。该片型是一种换热性能优异,具有深入研究价值的片型。

**关键词** 翅片;换热器;强化传热

中图法分类号 TB61\*1

文献标识码 A

矩形平翅片由于具有结构简单紧凑,容易制造等优点,至今仍广泛应用在许多换热器中。但矩形平翅片仅仅依靠增加传热面积来增强传热,因此翅片侧换热效果较差,翅片效率低。特别是在“空气—制冷剂”型的换热器中,空气侧的对流换热是此类换热器强化传热的关键,研制换热性能优异的翅片对更新此类换热器具有重要意义。

大量的研究结果证实<sup>[1][2]</sup>:空气沿翅片管表面流动时,由于翅片管中心圆管的障碍,使得管后翅片上的流体发生分离,形成一循环流动的尾流区(wake region),尾流区内流体的循环流动使流体温度升高,换热恶化,能耗增大。此外,随着气流沿平翅片表面的平直通道向前流动,边界层由于无附加扰动而逐渐增厚,因而局部换热系数沿程降低,这也是平翅片表面换热的不利因素。因此,改变平翅片的表面结构及表面形状,使之更符合流动与换热规律,可以研制出效率更高,换热与阻力性能更优的翅片,达到强化传热的目的。近些年来,国内外已研制出不少换热性能优于平翅片的专利翅片,这些高效翅片代替平翅片后,在换热器制造业中已取得了显著的经济效益。

笔者在单片矩形翅片表面换热系数分布研究<sup>[3]</sup>的基础上,提出了三种矩形平翅片的变形片,机械加工制成了实验试件翅片管,以矩形平翅片管作为比较对象,在吸风式直流风洞中进行了空气外掠单排翅片管的对比性实验研究,得出了具有实用价值的结论。结论为优化研制高效换热翅片提供了重要的参考依据。

## 1 实验试件与实验

文献[3]的研究结果指出:管后尾流区是换热恶化的主要区域,靠近管壁尾流区中的流体高温区域具有很小的局部换热系数,管前部分区域由于流体滞止的影响,其换热也不理想。Prasad和Gupta的分析结果指出<sup>[4]</sup>:端部开有半圆形缺口的矩形翅片变形片可使翅片效率提高,翅片比较因子增大。因此,在矩形平翅片表面,去掉局部换热较差的部分面积,不但可增强气流的扰动,破坏边界层的发展,提高翅片效率,且对换热量不会有多大影响。基于此思想,设计图1所示的实验试件翅片。图中a为比较用的平翅片,b、c、d为三种不同的平翅片变形片。b型片由两种片型(1),(2)交叉

收稿日期:1998-11-02

作者简介:王厚华(1952-),男,贵州安顺人,重庆建筑大学副教授,从事强化传热方向的研究。

组装,目的是使气流扰动的范围扩大,且提高翅片效率。a、b 两种片型的换热面积相差不大,b 型片开孔损失的面积由增加翅片宽度来弥补。c、d 型片换热面积相等,区别仅在于缺口位置不同。翅片与基管由机械胀管连接。接触紧密,可不考虑接触热阻,试件在实验前经仔细擦拭后不存在污垢热阻,翅片管为钢管套钢片,每个试件套片 19 片。实验试件的几何参数见表 1。

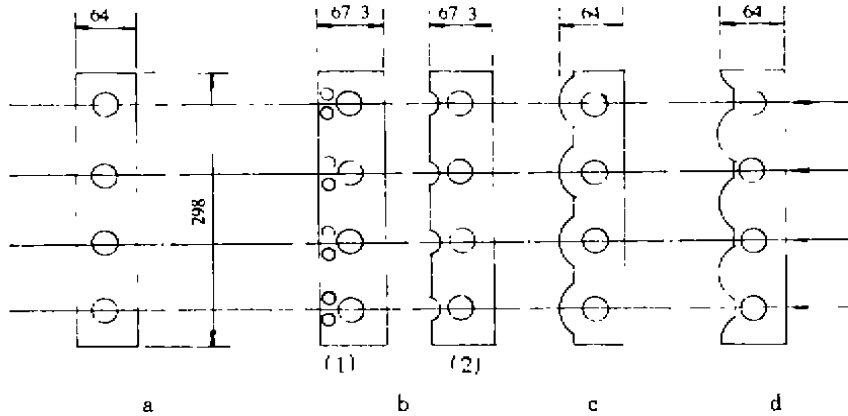


图 1 实验试件翅片

表 1 试件的几何参数

片型	翅片厚度 $\delta$ mm	翅片间距 $e$ mm	基管内径 $d_i$ mm	基管外径 $d_o$ mm	内表面积 $A_i$ $m^2$	外表面积 $A_o$ $m^2$	面积比 $A_{iw}/A_{ow}$ ( $x = b - d$ )	翅片比 $\beta$	最窄截面积 $F$ $m^2$
a						0.673	1	8.93	
b	0.5	15	20	25	0.075 36	0.666	0.990	8.84	0.057
c						0.604	0.897	8.01	
d						0.604	0.897	8.01	

实验在一标准吸风式直流风洞中进行,风洞实验段截面尺寸为 300 mm × 300 mm。实验试件基管内穿石英管,均匀电阻丝置于石英管内通电加热,加热量由调压器精确控制。试件前后风温由测温热电偶网上均布的热电偶配合电位差计测量,翅片管基管外表面温度由周向等距离嵌置的六对测温热电偶配合电位差计测量。毕托管置于测速段,测速段截面仅为实验段的 1/4,因此流速较高,测量准确。风量由风机出口风阀调节。

整个实验装置经严格标定,风道截面温度的不均匀性  $< \pm 0.1^\circ\text{C}$ ,电、风系统的热平衡误差  $< \pm 5\%$ ,实验段保温后外表面热损失可忽略不计。

片型 b、c、d 试件按开口(孔)侧背风(图 1 箭头所示方向为气流方向),开口(孔)侧迎风(图 1 箭头反方向)各作了一个方案的实验,连同片型 a 试件,共作了七个方案的实验。

## 2 实验数据整理与实验结果

由传热学公式,翅片管外表面的对流换热量可表示为:

$$Q = h'_o A_{o,1} (t_{w,0} - t_f) + h'_o A_{o,2} (t_{w,0} - t_f) \eta_f \\ = h'_o (A_{o,1} + A_{o,2} \eta_f) (t_{w,0} - t_f) = h_o A_o (t_{w,0} - t_f) \quad (1)$$

其中,风侧当量换热系数  $h_o$  为:

$$h_o = \left( \frac{A_{o,1} + A_{o,2} \eta_f}{A_o} \right) h'_o \quad (2)$$

式中: $h'_o$ ——风侧对流换热系数,  $\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ ;  $A_{o,1}$ ——不含翅片厚度的基管外表面积,  $\text{m}^2$ ;  $A_{o,2}$ ——翅

片表面积,  $m^2$ ;  $A_0$ ——翅片管外表面积 ( $= A_{01} + A_{02}$ ),  $m^2$ ;  $\eta_f$ ——翅片效率;  $t_{w0}$ ——基管外表面平均温度,  $^{\circ}C$ ;  $t_f$ ——空气平均温度 ( $= \frac{1}{2}(t_{f1} + t_{f2})$ ),  $^{\circ}C$ ;  $t_{f1}$ ;  $t_{f2}$ ——试件前后空气平均温度。

通常的传热实验研究中, (1) 式整理的  $h_0$  本身包括了  $\eta_f$ , 用它更能具体说明和比较各种翅片形状的优劣性, 因此本文的分析计算均以  $h_0$  为准。

按热平衡, 忽略实验段外表面热损失, 应有:

$$Q = IV \tag{3}$$

式中:  $I, V$ ——基管内电阻丝的加热电流, 安; 及加热电压, 伏。

在某一工况下(对应某一特定流速), 加热稳态后, 测得  $I, V, t_{w0}, t_f$  即可由(1)式分离出  $h_0$ 。对每一种翅片管均作八个工况的实验, 实验数据整理成如下函数关系式:

$$Nu = C_1 R_e^{n_1} \cdot P_r^{n_2} \tag{4}$$

$$h_0 = C_2 u_{max}^{n_2} \tag{5}$$

$$\Delta P = C_3 u_{max}^{n_3} \tag{6}$$

式中:  $Nu$ ——努谢尔特准则 ( $= \frac{h_0 d_0}{\lambda}$ );  $R_e$ ——雷诺准则 ( $= \frac{u_{max} \times d}{\nu}$ );  $\lambda, \nu$ ——空气导热系数,  $w/(m \cdot ^{\circ}C)$ ; 运动粘度,  $m^2/s$ ;  $P_r$ ——普朗特准则;  $\Delta P$ ——试件压降, Pa;  $u_{max}$ ——最窄截面流速,  $m/s$ 。

准则方程式(4)仅供设计参考, 其定性温度采用流体平均温度  $t_f$ , 定型尺寸用基管外径  $d_0$ 。采用通用的一元线性回归程序按(4)~(6)式整理实验数据, 得到的结果见表2。

表2 由实验数据拟合的函数关系式

试件 片型	$Nu = C_1$				$h_0 = C_2$				$\Delta P = C_3$			
	系数		相对标准 误差 $\Delta 1$	适用 范围	系数		相对标准 误差 $\Delta 2$	适用范围	系数		相对标准 误差 $\Delta 3$	适用范围
	$C_1$	$n_1$			$C_2$	$n_2$			$C_3$	$n_3$		
a	1.02	0.345	1.46%	$R_e = 4\ 800$ ~ 14\ 000	12.21	0.345	1.47%	$u_{max} = 3 \sim$ 9 m/s	0.26	1.986	3.50%	$u_{max} = 3 \sim$ 9 m/s
b(迎风)	0.7	0.4	1.34%		12.55	0.4	1.32%		0.52	1.658	4.76%	
b(背风)	0.53	0.429	2.10%		11.68	0.428	2.09%		0.36	1.892	2.66%	
c(迎风)	0.78	0.375	0.48%		11.59	0.375	0.49%		0.21	2.076	2.28%	
c(背风)	0.64	0.408	1.03%		12.16	0.408	1.03%		0.17	2.195	2.62%	
d(迎风)	0.55	0.418	0.46%		11.19	0.418	0.46%		0.22	2.036	2.21%	
d(背风)	0.68	0.399	0.53%		12.30	0.397	0.49%		0.12	2.320	2.35%	

本文目的是为优化实验研究提供最佳的高效换热片型, 因此未整理出摩擦系数  $f = f(R_e)$  的关系。

### 3 翅片性能评价

将实验结果描绘在双对数坐标图上面, 如图2和图3所示。图2为  $h_0$  与  $u_{max}$  的关系线图, 图3为  $\Delta P$  与  $u_{max}$  的关系线图。图3为清晰起见, 换热性能较差的c、d型片背风方案未绘出。由图中可直观看出, 除c型片迎风方案外, 所有方案的当量换热系数均比平翅片管有显著提高, 而c、d型片背风方案压降明显低于平翅片。为便于分析, 在最窄截面风速  $u_{max} = 3 \sim 9\ m/s$  的实验数据范围内, 以矩形平翅片a作为比较对象, 计算出平均当量换热系数比  $\overline{h_{0c}} / \overline{h_{0a}}$ , 平均压降比  $\overline{\Delta P_c} / \overline{\Delta P_a}$ , 平均单位温差换热量比  $(\overline{h_0 A_0})_c / (\overline{h_0 A_0})_a$ , 翅片实际耗材量比  $A_c / A_0$ , 计算结果已列入表3中。其中, 角标

x 表示 b~d 型片,角标 a 表示 a 型片。

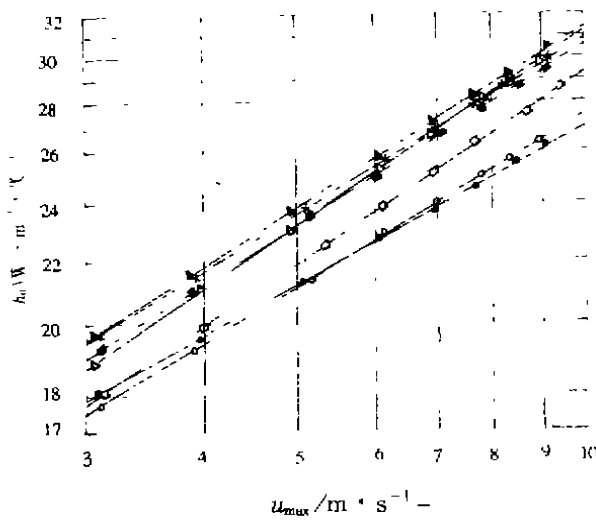


图 2  $h_0$  与  $u_{max}$  的关系

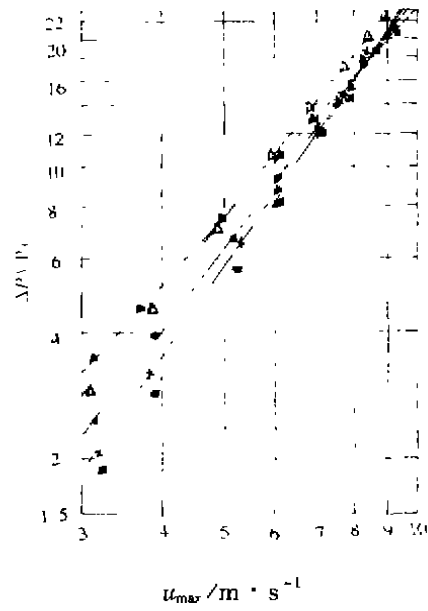


图 3  $\Delta P$  与  $u_{max}$  的关系

表 3 翅片的各种性能比较值

比 值	片 型						
	a	b(迎风)	b(背风)	c(迎风)	c(背风)	d(迎风)	d(背风)
$\frac{\bar{h}_{0x}}{\bar{h}_{0a}}$	1	1.134	1.110	1.002	1.115	1.045	1.106
$\frac{\Delta P_x}{\Delta P_a}$	1	1.111	1.170	0.959	0.961	0.935	0.860
$\frac{\Delta P_x}{(h_0 A)_{\Delta P}}$	1	1.122	1.098	0.899	1.001	0.938	0.993
$\frac{\Delta P_x}{(h_0 A)}$	1	1.052	1.052	1	1	1	1

从表 3 可看出,在实测数据范围内, b 型翅片管迎风方案平均当量换热系数比平翅片管 a 提高了 13.4%,背风方案提高了 11%,而 c 型背风方案 d 型背风方案也分别提高了 11.5%及 10.6%。从单位重量传热量的观点来评价翅片性能优劣而引出的翅片比较因子 FCF 定义为<sup>[4]</sup>:

$$FCF = \frac{\text{矩形翅片变形片单位重量传热量}(Q/W)_x}{\text{矩形翅片单位重量传热量}(Q/W)_a} \quad (7)$$

但

$$FCF = \frac{(Q/W)_x}{(Q/W)_a} = \frac{(h_0 A_{0.2} \Delta t / A_{0.2} \delta \rho)_x}{(h_0 A_{0.2} \Delta t / A_{0.2} \delta \rho)_a}$$

所有翅片均用同一种材料制成,厚度  $\delta$ ,密度  $\rho$  均相等,假设换热温差  $\Delta t$  相等,则可以到:

$$FCF = h_{0x} / h_{0a} \quad (8)$$

由此可知,翅片比较因子等于当量换热系数比。显然, b 型翅片迎风方案具有最佳的单位重量换热量,以下依次为 c 型(背风)、b 型(背风)、d 型(背风)。从压降比来看, b 型背风方案平均压降增大了 17%,是六个方案中的最不利者,而 b 型迎风方案平均压降减小了 14%,是六个方案中的最有利方案。在相同换热温差的情况下, b 型迎风方案的平均换热量比 a 型提高了 12.2%, b 型背风方案提高了 9.8%,是三种片型中的最佳片型,而 c、d 型翅片由于在加工过程中开口减少了换热面积,平均换热量在迎风方案时均有明显降低;背风方案时接近于平翅片。由于 b 型片宽度比 a 型片增加了 3.3 mm,故 b 型片实际耗材量比 a 型片增加了 5.2%。

#### 4 结 论

通过对比性实验研究,得到如下结论:

1) b型翅片管可显著地改善翅片表面的换热性能,且不妨碍除霜,因此是一种适用于制冷换热器的,值得深入优化研究的片型。

2) c、d型翅片管背风方案换热性能,阻力性能均优于平翅片管,且在满足相同换热量的条件下,可降低换热器重量,特别适用于铸铁类翅片管式换热器。

3) 所提出的三种变形片均容易加工,其优化结果能迅速地投入工业化生产。

4) 研究结果为翅片管式换热器的优化设计研究提供了参考依据,其准则方程式可用于设计参考。

关于上述三种变形片的优化组合,孔径大小,最佳开口(孔)位置的优化实验研究正在进行中,可以期望,一种适用于翅片管式换热器的,效率更高,换热与阻力性能更优的片型将会出现。

### 参 考 文 献

- [1] P. J. Hegg and P. P. Stones. The Effects of Non-Uniform Heat Transfer Coefficients in the Design of Finned Tube Air-cooled Heat Exchangers[J]. International Heat Transfer Conference. Munchen. 1982, 3: 209 ~ 214
- [2] R. L. Webb. Air-Side Heat Transfer in Finned Tube Heat Exchangers[J]. Heat Transfer Engineering. 1980, 1(3)
- [3] 王厚华,等. 单片矩形翅片表面的换热系数分布[J]. 重庆建筑大学学报, 1998, (5)
- [4] B. V. S. S. Prasad and A. V. S. S. K. S Gupta. Note on the Performance of an Optimal Straight Rectangular Fin with a Semicircular Cut at the Tip[J]. Heat Transfer Engineering. 1998, 19(1): 53 ~ 57

## Experimental Research on Heat Transfer and Resistance of the Rectangular Fin with Changed Geometry

WANG Hou-hua, TAN Shun-min, JIANG Chun

(Faculty of Urban Construction Engineering, Chongqing Jianzhu University, 400045, China)

**Abstract** Three rectangular fins with changed geometry are proposed in this paper. A comparative experiment was carried out in which the air flows through the out-surface of a single row of finned tubes in a drawing wind tunnel and six versions were performed with cut side facing the wind or opposite to the wind and the results are compared with a plain finned tube. Some useful results are obtained. The experiment results show that in the range of wind velocity flowing the narrowest area,  $3 \text{ m/s} \leq U_{\text{max}} \leq 9 \text{ m/s}$ , when the cut side of type b finned tube facing the wind, the average heat transfer coefficient is by 13.4% higher than the plain finned tube and when opposite to the wind it is by 11% higher. Type b fin has optimal geometry shape among the three fin types. This fin type has advantage of high heat transfer performance and is worth further researching.

**Key Words** fin; heat exchanger; enhancement of heat transfer