

⑦

制冷工程

换热器

肋片管

强化换热

实验

第17卷 第2期
1995年6月

重庆建筑大学学报
Journal of Chongqing Jianzhu University

Vol. 17 No. 2
June 1995

48-51

制冷换热器肋片管的强化换热实验研究

王厚华 黄震夷
(城市建设学院)

TB657.5

摘要 以制冷换热器常用的矩形平肋片管作为比较对象,对四种不同片型的肋片管在吸风式直流风洞中进行了空气外掠单排肋片管的对比性实验研究,得到了具有实用价值的结论。经实验证实:本文提出的双面V型槽肋片管,在最窄截面风速 $W_{max}=3.5\text{ m/s}\sim 8.5\text{ m/s}$ 的范围内,其平均当量换热系数比平肋片管提高了11.3%,是一种换热性能良好的,具有推广价值的高效换热片型。

关键词 换热器, 强化换热, V型槽肋片管

中图分类号 TU831.6

迄今为止,制冷工程中大量使用的换热器(如氨冷风机蒸发器,表面式空气冷却器等)仍广泛采用矩形平肋片作为扩展表面。矩形平肋片虽然具有结构简单紧凑、利于除霜、容易制造等优点,但其仅仅依赖于增大传热面积来强化传热,因而传热效果较差,特别是在管内流体相变换热,管外空气受迫流动换热的热交换器中,空气侧尽管加了肋片,其热阻仍然是整个传热过程中的主要热阻^[1],因此,在此类换热器中,强化空气侧的对流换热是强化传热的关键。

大量的研究结果证实^{[2][3]},空气沿肋片管表面流动时,由于肋片管中心圆管的障碍,使得管后肋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换热恶化,能耗增加。此外,随着气流沿平肋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,这也是平肋片表面换热的不利因素。因此,改变平肋片的表面形状,使之更符合于流动与换热规律,在不加大换热面积的情况下,确实可以寻找出传热与阻力性能更优的肋片形状,达到强化传热的目的,有关这方面的研究成果国内外已有大量的文献报道,不少的研究成果已投入实际使用,取得了明显的经济效益。本文的工作是通过对比实验,证明提出的双面V型槽肋片管换热性能最优,为优选高效制冷换热器肋片管提供参考依据。

1 实验试件与实验装置

1.1 实验试件

本文以制冷换热器普遍使用的矩形平肋片管作为比较对象,对四种不同片型的肋片管

* 收稿日期:1994-12-26

王厚华,男,1952年生,讲师,重庆建筑大学城市建设学院(630045)

在吸风式直流风洞中作了对比性实验研究,所设计的四种小样实验试件如图1所示,其中 a 为比较用的平肋片管, b 、 c 、 d 分别为偏心平肋片管,单面V型槽肋片管及双面V型槽肋片管。这些试件均采用厚为0.6 mm的薄钢板轧制成平片,在样模上手工敲制V型槽,然后机械胀管成型。四个试件的几何参数见表1。

表1 试件的几何参数

试件名称	试件套片管长 L mm	试件套片数 n 片	肋片厚度 δ mm	肋片间距 e mm	基管外径 d_o mm	基管内径 d_i mm	水侧换热面积 A_w m^2	风侧换热面积 A_o m^2	肋化比 β	最窄截面积 F m^2
平肋片管	295	24	0.6	12.30	25.25	20	0.07536	0.8971	11.90	0.0577
偏心平肋片管	290	24	0.6	12.09	25.25	20	0.07536	0.9033	12.15	0.0577
单面V型槽肋片管	290	24	0.6	12.09	25.3	20	0.07536	0.8971	11.90	0.0577
双面V型槽肋片管	285	24	0.6	11.87	25.3	20	0.07536	0.8804	11.68	0.0578

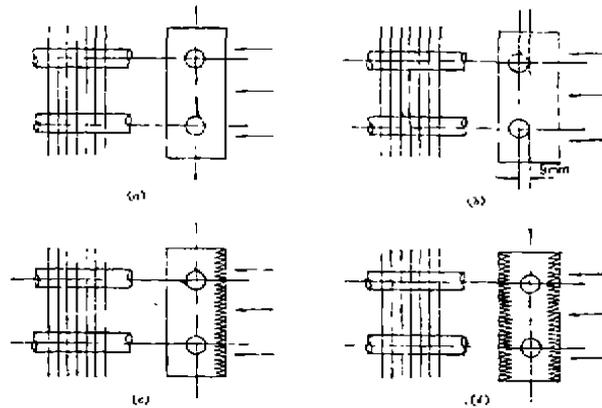


图1 实验试件

(a) 平肋片管 (b) 偏心平肋片管 (c) 单面V型槽肋片管 (d) 双面V型槽肋片管

1.2 实验装置

实验装置由一吸风式直流风洞及其附属设备组成,整个装置及其测量原理见图2。空气流程如下:从双纽线吸风口吸入的空气,经整流栅,电加热器进入混合室。空气在混合室内充分混合,使其温度、速度分布均匀后,经均流板、测温热电偶网,然后横向冲刷单排试件。通过试件的空气经混合室、整流格栅,流入喷嘴,喷嘴出口的空气经整流格栅、风阀,最后由排风口排入大气。实验段截面尺寸为300 mm×300 mm,试件阻力及喷嘴前后压差由静压环出口用胶管与倾斜式微压计连接进行测量。

本实验为空气在于工况状态下的加热实验,热媒为热水,热水系统流程如下:水在热水箱内被电加热器加热,然后由水泵吸入送入管网,经转子流量计、精加热器、水温混合装置及测量装置后进入试件管内。试件出口的热水经水温混合装置、测量装置后流回热水箱。

电加热器、精加热器均用调压器控制,以便调节入口水温及风温。试件前后的空气温度由测温热电偶网上均布的热电偶配合高精度的 UJ33a 型电位差计测量,试件进、出口的水温仍由设置在水温混合装置内的热电偶配合电位差计测量。

从加热段到风机入口前的风道以及整个水系统均作为严格的保温处理,所有测温热电偶在使用前均经过严格校正。测试表明,实验段保温层外表面温度非常接近室温,证明保温效果好,因此实验段外表面的热损失可忽略不计。水流量用经称重法严格校核过的一级精度的转子流量计测量。

本实验装置经严格标定,风道断面的温度不均匀性 $<\pm 0.1^{\circ}\text{C}$,水、风系统的热平衡误差 $<\pm 5\%$ 。

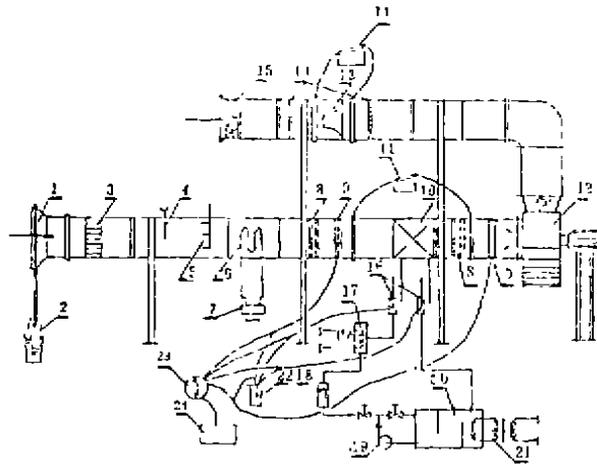


图2 实验装置及测量原理示意图

- 1—双扭线集流器 2—湿球温度计 3—整流器 4—毕托管测孔 5—梳形测孔
6—电加热器 7—温度控制器 8—混合器及均流板 9—测温热电偶网 10—试件
11—微压计 12—风机 13—喷嘴 14—整流格栅 15—风阀 16—水温混合装置及测温装置
17—精加热器 18—转子流量计 19—水泵 20—热水箱 21—带调压器的电加热器
22—冰瓶 23—转换开关 24—电位差计

2 实验数据的整理与实验结果

2.1 实验数据的整理

本文所有实验参数的测量均严格按照文献^[4]的规定进行。由于肋片管侧的平均壁温 t_w 不易测量,即使能测其测量结果也未必可信^[5],因此,本文实验采用不测温,控制管内热流体的换热状况,进一步从传热系统 k_0 的测定值中分离出管外当量换热系数 α_0 ,以此整理实验数据的方法。

按传热学公式,以肋片侧表面积为基准的传热系数可表示为:

$$k_0 = Q/A_0 \Delta t_m \quad (1)$$

其中 $Q = \frac{Q_a + Q_w}{2}$

由(1)式,即可根据测定值求出 k_0 。 k_0 与 α_0 的关系可由传热过程确定,稳态时:

$$Q = \frac{A_i(t_i - t_{w,o})}{\frac{1}{\alpha_i \pi d_i L} + \frac{r_i}{\pi d_i L} + \frac{1}{2\pi\lambda L} I_n \frac{d_o}{d_i} + \frac{r_c}{\pi d_o L}}$$

$$= \frac{A_i(t_i - t_{w,o})}{\frac{1}{\alpha_i} + r_i + r_m + \frac{d_i}{d_o} r_c} \quad (2)$$

其中,肋片管内表面积 $A_i = \pi d_i L$

(2)式求得的热量等于肋片管外侧的对流换热量,即:

$$Q = \alpha'_0 A_{0,1}(t_{w,o} - t_0) + \alpha'_0 A_{0,2} \eta_f (t_{w,o} - t_0)$$

$$= \alpha'_0 \eta_m A_0 (t_{w,o} - t_0)$$

$$= \alpha_0 A_0 (t_{w,o} - t_0) \quad (3)$$

其中,风侧当量换热系数 α_0 为:

$$\alpha_0 = \frac{A_{0,1} + A_{0,2} \eta_f}{A_0} \alpha'_0 = \eta_m \alpha'_0 \quad (4)$$

如前所述,由于 $t_{w,o}$ 不易测定,因此肋片效率 η_f 也不能确定,通常的传热实验研究中,用(4)式整理的 α_0 本身包括了 η_f ,用它更能具体说明和比较各种肋片形状的优劣性,因此本文的分析计算均以 α_0 为准。

联立求解(2)式与(3)式,得:

$$Q = \frac{A_0(t_i - t_0)}{\frac{1}{\alpha_0} + \beta \left(\frac{1}{\alpha_i} + r_i + r_m + \frac{d_i}{d_o} r_c \right)}$$

$$= k_0 A_0 (t_i - t_0) \quad (5)$$

其中, $(t_i - t_0)$ 应用 Δt_m 来代替,且

$$\frac{1}{k_0} = \frac{1}{\alpha_0} + \beta \left(\frac{1}{\alpha_i} + r_i + r_m + \frac{d_i}{d_o} r_c \right) \quad (6)$$

试件在加工成型后均经过镀锌处理,实验前后酒精与棉纱仔细擦拭,消除了管内外的残留油垢与灰尘,并且每个试件均在六小时左右的连续时间内完成实验,实验结束后取下试件,未能观察到明显的水垢,因此,污垢热阻 r_i 可忽略不计;金属管壁导热热阻 $r_m = \frac{d_i}{2\lambda} I_n \frac{d_o}{d_i}$ 可由计算准确求得;试件胀管良好,接触热阻 r_c 对每个试件而言可视为常数。此外,在实验中对热水进口水温,热水流量均作了严格控制(水的质量流量最大相对误差 $\frac{m_{\max} - m_{\min}}{m_{\max}} < 5\%$),故对每个试件每次实验而言,肋片管内对流换热热阻 $\frac{1}{\alpha_i}$ 也可视为常数。综合上述分析,令:

$$R = \beta \left(\frac{1}{\alpha_i} + r_m + \frac{d_i}{d_o} r_c \right) \quad (7)$$

对每个试件,每次实验而言, R 可认为是一固定不变的量。改写(6)式为:

$$\frac{1}{k_0} = \frac{1}{\alpha_0} + R \quad (8)$$

由(5)式可见,若能足够准确地求出 R ,就可以不测壁温而直接根据 $\frac{1}{K_0}$ 的测定值分离出 α_0 。本文采用“一般情况下带约束条件的最小二乘法^[6]”,给出 R 的约束条件,根据实验数据

逐次逼近, 求出 R 的最佳概值, 然后由(8)式分离出 α_0 。分离 α_0 的整个过程已由作者用 FORTRAN77 语言编制成计算机程序, 在长城 0520A 微机上得出计算结果^[5]。

实验数据整理成如下函数关系式:

$$N_u = C_1 R_p^{n_1} \cdot P_f^{1/3} \tag{9}$$

$$\alpha_0 = C_2 W_{max}^{n_2} \tag{10}$$

$$f = C_3 R_p^{n_3} \tag{11}$$

$$\Delta P = C_4 W_{max}^{n_4} \tag{12}$$

以上各式中, 定性温度采用流体的平均温度 t_f , 定型尺寸采用肋片管基管外径 d_0 。

2.2 实验结果

对上述四种不同的肋片管在入口水温为 80℃ 的情况下各作了一次实验, 每次实验八个工况, 分离出 α_0 以后, 采用通用的一元线性回归程序按(9)式~(12)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

试件名称	$N_u = C_1 R_p^{n_1} \cdot P_f^{1/3}$				$\alpha_0 = C_2 W_{max}^{n_2}$				$f = C_3 R_p^{n_3}$				$\Delta P = C_4 W_{max}^{n_4}$			
	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	系数		相对标准误差 $\Delta 4$	适用范围
	C_1	n_1			C_2	n_2			C_3	n_3			C_4	n_4		
平肋片管	0.98	0.358	0.82%	$R_p \parallel 5500$	12.98	0.358	0.82%	$W_{max} \parallel 3.5 \text{ m/s} \sim 8.5 \text{ m/s}$	1.04	-0.14	3.21%	$R_p \parallel 5500$	0.22	1.86	2.78%	$W_{max} \parallel 3.5 \text{ m/s} \sim 8.5 \text{ m/s}$
偏心平肋片管	0.51	0.431	1.36%	$R_p \parallel 5500$	11.18	0.431	1.36%	$W_{max} \parallel 3.5 \text{ m/s} \sim 8.5 \text{ m/s}$	0.79	-0.11	2.15%	$R_p \parallel 5500$	0.20	1.89	2.34%	$W_{max} \parallel 3.5 \text{ m/s} \sim 8.5 \text{ m/s}$
单面 V 型槽肋片管	0.85	0.38	1.27%	$R_p \parallel 5500$	12.92	0.38	1.27%	$W_{max} \parallel 3.5 \text{ m/s} \sim 8.5 \text{ m/s}$	1.55	-0.14	1.49%	$R_p \parallel 5500$	0.25	1.82	1.69%	$W_{max} \parallel 3.5 \text{ m/s} \sim 8.5 \text{ m/s}$
双面 V 型槽肋片管	1.11	0.372	1.15%	$R_p \parallel 5500$	14.09	0.372	1.15%	$W_{max} \parallel 3.5 \text{ m/s} \sim 8.5 \text{ m/s}$	1.73	-0.19	1.05%	$R_p \parallel 5500$	0.26	1.81	0.78%	$W_{max} \parallel 3.5 \text{ m/s} \sim 8.5 \text{ m/s}$

3 肋片换热与阻力性能的分析比较

将实验结果描绘在双对数坐标图上面, 如图 3 与图 4 所示。图 3 为 α_0 与 W_{max} 的关系线图, 图 4 为 ΔP 与 W_{max} 的关系线图。由图中可见, 所设计的两种 V 型槽肋片管的换热性能均比平肋片管有显著提高, 当 $W_{max} > 7.73 \text{ m/s}$ 时, 偏心平肋片管 α_0 大于平肋片管; $W_{max} < 7.73 \text{ m/s}$ 时, α_0 小于平肋片管。在最窄截面风速 $W_{max} = 3.5 \text{ m/s} \sim 8.5 \text{ m/s}$ 的范围内, 以平肋片管平均当量换热系数 $\alpha_{0\text{平}}$ 及平均压降 $\Delta P_{\text{平}}$ 为基准的换热系数比和压降比计算如下:

$$\frac{\alpha_{0\text{偏}}}{\alpha_{0\text{平}}} = 1.035 \quad \frac{\alpha_{0\text{双}}}{\alpha_{0\text{平}}} = 1.113 \quad \frac{\alpha_{0\text{单}}}{\alpha_{0\text{平}}} = 0.98$$

$$\frac{\Delta P_{\text{单}}}{\Delta P_{\text{平}}} = 1.058 \quad \frac{\Delta P_{\text{双}}}{\Delta P_{\text{平}}} = 1.081 \quad \frac{\Delta P_{\text{偏}}}{\Delta P_{\text{平}}} = 0.96$$

比较可见,在实测数据范围内,双面V型槽肋片管当量换热系数比平肋片管平均提高了11.3%,在四种肋片管中具有最优的换热性能。从气流流动及换热的规律来看,双V肋片凸凹起伏的波纹状表面加强了气流的扰动,且由于V型槽导引气流的作用,管后尾流区不可避免地遭到一定的破坏,同时凸凹表面还部份地扩大了换热面积,这些因素均有利于改善肋片表面的换热性能。四种肋片管中,偏心平肋片管压降最小,这一特性是符合流动与换热规律的,剧烈消耗能量的尾流区因管中心相对于肋片中心向后移动而减小,是导致压降减小的关键,这一结论与曾寿全^[7]等人的研究结果是一致的。 $W_{max} < 7.73 \text{ m/s}$ 时,偏心片 α_0 小于平片 α_0 ,主要原因在于偏心片肋片效率 η_f 降低,这一影响抵消了尾流区减小所增加的换热效果。

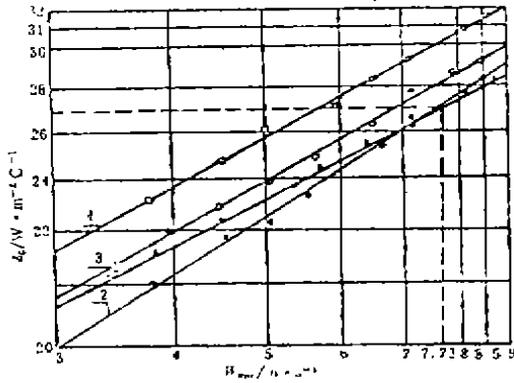


图3 四种肋片管 α_0 与 W_{max} 的关系

1——平肋片管 2——偏心平肋片管
3——单面V型槽肋片管 4——双面V型槽肋片管

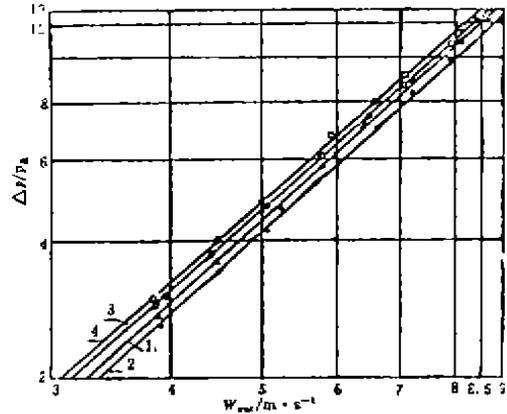


图4 四种肋片管 ΔP 与 W_{max} 的关系

4 结论

本文通过对比性实验研究,得到如下结论。

(1) 所设计的三种肋片管中,双面V型槽肋片管换热性能最优越,在 $W_{max} = 3.5 \text{ m/s} \sim 8.5 \text{ m/s}$ 的实验数据范围内,其平均当量换热系数比平肋片提高了11.3%,是一种值得深入研究,有推广使用价值的高效换热表面。

(2) 偏心平肋片在流速较大的情况下 ($W_{max} > 7.73 \text{ m/s}$),其换热性能与阻力性能均优于平肋片。由于偏心片仅将管子后移,完全不增加制造成本,不增大换热器体积,因此可在高速流动的换热场合中实际采用。

(3) 本文的研究成果为肋片管式换热器的优化设计研究提供了参考依据,本文提出的准则方程式可用于设计参考。

符 号

Q 传热量	W	Q_w 热水放热量	W
Q_a 空气吸热量	W	Δt_m 对数平均温差	$^{\circ}\text{C}$
t_i 管内平均水温	$^{\circ}\text{C}$	t_o 管外平均风温	$^{\circ}\text{C}$

α_i	管内对流换热系数	$W/m^2 \cdot ^\circ C$	
α_o	管外对流换热系数	$W/m^2 \cdot ^\circ C$	
A_0	肋片管外表面积	$m^2, A_0 = A_{0.1} + A_{0.2}$	
$A_{0.1}$	基管外表面积(不包括肋片厚度)	m^2	
$A_{0.2}$	肋片表面积	m^2	η_o 肋片全效率
Nu	努谢尔特数		Re 雷诺数
Pr	普朗特数		f 摩擦系数
ΔP	压降	Pa	β 肋化比 $\beta = A_0/A_i$

参 考 文 献

- 1 章熙民等编. 传热学. 建筑工业出版社, 1985, 7
- 2 P J Hegga, P R Stones. The Effects of Non-Uniform Heat Transfer Coefficients in the Design of Finned Tube Air-cooled Heat Exchangers. International Heat Transfer Conference. 7th Munchen, 1982, 3, 209~214
- 3 P W Wong. Mass and Heat Transfer from Circular finned cylinders. J. I. H. V. E. April. 1966, 1~23
- 4 国家标准. 空气冷却器与空气加热器性能试验方法
- 5 王厚华. 制冷换热器翅片管的传热性能研究, 重庆建筑大学硕士论文. 1990
- 6 李锡谔. 实验的数学处理. 科学出版社, 1980
- 7 曾寿全, 陈钟顺. 外掠单排方肋片管的换热强化. 西安交通大学

(编辑: 胡玲)

AN EXPERIMENTAL RESEARCH ON ENHANCEMENT OF HEAT TRANSFER OF FINNED TUBES IN REFRIGERANT HEAT EXCHANGER

Wang Houhua *Huang Zhenyi*
(Faculty of Urban Construction)

ABSTRACT In this paper, the comparative experimental research that air flows through the out-surface of a single row finned tubes is done in a drawing wind tunnel and the three different shapes of rectangular finned tubes are compared with a plain finned tube that is usually used in the refrigerant heat exchanger, the useful results are obtained. The results show that, in the range of wind velocity flowing through the narrowest area, $W_{\max} = 2.5 \text{ m/s}$ to 8.5 m/s , the average convection heat transfer coefficient of the two-side V-groove finned tube is higher than that of rectangular plain finned tube. It is a new type finned tube that has good heat transfer performance and it is worth popularizing.

KEY WORDS heat exchanger, enhancement of heat transfer, V-groove tube