

测试技术

空冷器管组内紊流强制对流 换热的热阻分离法测定*

西安交通大学 陶文铨 康海军 辛荣昌 李惠珍 李妃

摘要 采用 Wilson 法对 14 个表面式冷却器元件进行了管内紊流强制对流换热系数的测定。实验结果表明,实测值与用 Boelter-Dittus 公式计算值的偏差均在工程应用许可范围内,证实了在空冷器管组内流体紊流换热系数可按 Doelter - Dittus 公式计算。

关键词 紊流换热 热阻分离法 空冷器

Turbulent heat transfer measurement in air-cooler tube sets using heat-resistance-separating method

By Tao Wenquan, Kang Haijun, Xin Rongchang, Li Huizhen and Li Wu

Abstract Measured the turbulent flow and heat transfer coefficients for fourteen different air-coolers using Wilson method. The tested heat transfer coefficients agrees satisfactorily with those predicted by the Boelter-Dittus formula. Concludes that the Boelter-Dittus correlation is still valid for calculating the turbulent heat transfer coefficients in pipes of the air-cooler.

Keywords turbulent heat transfer, heat-resistance-separating method, air-cooler

1 引言

在实验室条件下,平直圆管内紊流充分发展对流换热是传热学中的一个经典课题,文献中推荐的关系式主要有以下 5 个:

Boelter-Dittus 公式^[1]:

$$Nu_f = 0.023 Re_f^{0.8} Pr_f^n \quad (1)$$

(被加热 $n = 0.4$, 被冷却 $n = 0.3$)

Sieder-Tate 公式^[1,2]:

$$Nu_f = 0.027 Re_f^{0.8} Pr_f^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu_f}{\mu_w}\right)^{0.14} \quad (2)$$

Meheev 公式^[1]:

$$Nu_f = 0.021 Re_f^{0.8} Pr_f^{0.43} \left(\frac{Pr_f}{Pr_w}\right)^{0.25} \quad (3)$$

Petukhov 公式^[3]:

$$Nu_f = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) Re_f Pr_f}{1.07 + 12.7 \left(Pr_f^{\frac{2}{3}} - 1 \right) \sqrt{\frac{f}{8}}} \cdot \left(\frac{\mu_f}{\mu_w}\right)^n \quad (4a)$$

气体 $n = 0$; 液体被加热 $n = 0.1$, 被冷却 $n = 0.25$

$$f = (1.82lg Re - 1.64)^{-2} \quad (4b)$$

Gnielinski 修正 Petukhov 公式^[4]:

$$Nu_f = \frac{\frac{f}{8} (Re_f - 1000) Pr_f}{1 + 12.7 \left(Pr_f^{\frac{2}{3}} - 1 \right) \sqrt{\frac{f}{8}}} \cdot \left[1 + \left(\frac{d}{L}\right)^{\frac{2}{3}} \cdot k \right] \quad (5a)$$

* 机械电子工业部基金资助课题

$$k = \left(\frac{Pr_f}{Pr_w}\right)^{0.11} (\text{液体}),$$

$$k = \left(\frac{T_f}{T_w}\right)^{0.45} (\text{气体})$$

$$f = 0.3164 Re^{-0.25} \quad (5b)$$

其中式(1)~(4a)均适用于 $Re_f = 10^4$ 的旺盛紊流区,而式(5a)的适用范围则拓宽到 $Re_f = 2300$ 。Shah^[5]推荐对于 $Pr_f = 0.5$ 的流体采用式(5a)计算。

以上5个关联式计算值间的差别与具体的计算工况有关。结合本文下面讨论的空调工程中所使用的表面冷却器中的对流换热问题,取 $t_f = 10$ 的水来估计,设 $Re_f = 10^4$,壁温与水温差别不大,不计变物性的影响,采用以上5式分别得 Nu 为:79.48, 81.94, 76.94, 86.42, 79.50。平均值为80.85。最大值与最小值差11%。由此可见,对所研究的工况,5个计算式之间的差别并不大,并且

Boelter-Dittus 公式和 Gnielinski 公式(取 $\frac{d}{L} = 0$)之计算值与平均值十分接近。据文献[6],式(1)对651个实验数据的均方根误差为13%。由于式(1)形式简单,在所研究的范围内精度较高,故本文中采用此式作为比较依据。

如何将上述实验室得出的关系式应用于工业换热器的设计计算,不同的工程领域中有着不同的作法。例如,考虑到换热器中流

量分配的某种不均匀性、管道的弯头、流动过程中流体的汇合与受阻的情形不同等,对不同形式的换热器通过测定总热阻,采用热阻分离法(即 Wilson 图解法^[7])来确定管内的对流换热系数计算式,在空调工程中就广泛采用这种方法^[8,9]。如对空气冷却器管内水侧的对流换热系数可表示成以下简化形式:

$$a = cw^{0.8} \quad (6)$$

由于表冷器中水温变化很小,一般在5~15 范围内,因而对每种换热器取 c 为常数不会造成明显的误差。

笔者在研究机械电子工业部基金课题时,需要从36种不同翅片及管排数的表面式冷却器的总热阻测定结果中,分离出气侧热阻,为此应较准确地扣除管内水侧的热阻。笔者查阅了文献[8~10]中所列的9种表冷器内水侧对流换热系数的推荐计算式,并与式(5a)的计算结果作了比较,结果如表1所示。由表可见,只有2种表冷器管生产厂提供的计算式与式(5a)的偏差在20%以内,其余7种与式(1)的相差在+82%~-31%。为查明 Boelter-Dittus 公式对于空冷器管组内的对流换热究竟是否适用,笔者对12个2排、1个3排及1个4排的空冷器进行了测定。测定方法与结果介绍如下。

2 测试系统及测试方法

表1 9种表冷器内水侧对流换热系数的计算式

表冷器	JW型	U-2型	U-6型	KL-1型	KL-2型	KL-3型	SXL型	GK型	文献[10]
管子内径/mm	12	14	14	20	16	12	19	14	8
气侧总面积	11.99	12.30	12.30	12.30	15.40	13.30	30.40	14.56	20.80
水侧总面积									
水侧一通道一程的长度/mm	776~2046	700	700	400~1600	900~1500	600~1200	400~1800	700~2050	1000
工厂提供的E算式	$4603 \times w^{0.8}$	$2961 \times w^{0.8}$	$4030 \times w^{0.8}$	$5008 \times w^{0.8}$	$6895 \times w^{0.8}$	$7123 \times w^{0.8}$	$5551 \times w^{0.8}$	$3893 \times w^{0.8}$	$2985 \times w^{0.8}$
按式(1)得出的B	$4015 \times w^{0.8}$	$3893 \times w^{0.8}$	$3189 \times w^{0.8}$	$3625 \times w^{0.8}$	$3791 \times w^{0.8}$	$4015 \times w^{0.8}$	$3662 \times w^{0.8}$	$3667 \times w^{0.8}$	$4354 \times w^{0.8}$
$\frac{(E-B)}{B} / \%$	+14.6	-23.9	26.9	+38.2	+81.9	+77.4	+51.5	+6.17	-31.4

注:计算时取定性温度为10, E及B的单位均已转化为法定单位制。

2.1 试验元件

试验元件为整体式翅片的铜管、铝片换热器,翅片型式有平直型、三角形、正弦波形及开缝型4种,翅片间距有2.0、2.6及3.2 mm 3种,空气流动方向管排数有2、3及4排3种,各种组合共构成36种试件。为便于叙述,对试件作了编号如2P20、2K26等,其中第1个数字表示管排数,第2个字母表示平片(P),三角形(S),正弦(Z)及开缝(K),最后两位数字表示片间距。2排管的试验元件外形如图1所示。铜管穿翅片后内径9.33 mm,外径(包括翅片厚度)为10.55 mm。翅片侧总换热面积与管内水侧总面积之比与试件有关,主要取决于片距,对片距为2.0、2.6及3.2 mm 3种试件,这一比值大致分别为16.5、13.0和10.7。

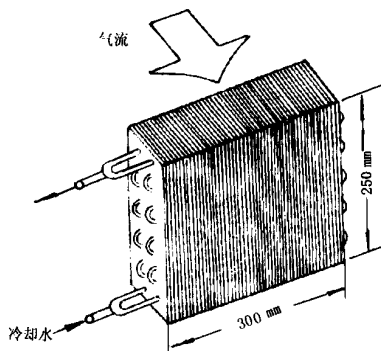


图1 试验元件外形图

2.2 实验系统及方法

实验系统如图2所示。

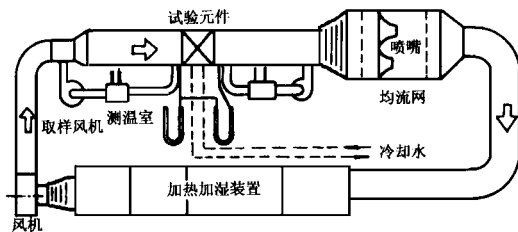


图2 测试系统示意图

根据Wilson图解法的基本原理,为提高测试准确度,应使用水侧的热阻在总热阻中尽可能占较大的比例,为此空气侧全部采用

湿工况。对每个试件,保持空气侧的风量及析湿系数不变,改变冷却水流量,测出各个工况下的传热系数。对不同的工况,空气侧干湿球温度变动很小,因此可以认为空气侧的对流换热系数保持为常数。水侧的流速则在保证 $Re > 10^4$ 的条件下尽可能作较大范围的变动。

在调试到所需工况后,连续测定10次,以其平均值作为计算依据。在测试过程中各被测量波动的允许值如下:

进口干球温度	± 0.3
进口湿球温度	± 0.1
进水温度	± 0.1
空气流量	0.5%
水流量	0.5%

每个工况测定后现场作热平衡计算,一般要求水侧换热量 Q_w 与空气侧换热量 Q_a 的相对偏差小于 $\pm 5\%$ 。实际测定中发现,对于热负荷较低的少数工况, $\pm 5\%$ 偏差较难达到,因而对此限制稍作放宽。在所测得的73种工况中,大部分热平衡偏差均小于 $\pm 5\%$,全部数据热平衡偏差均在 $\pm 10\%$ 以内。计算传热系数则以平均传热量 Q_m 即 $\frac{Q_w + Q_a}{2}$ 作为依据。

2.3 数据整理方法

传热系数 K 按下式计算:

$$K = \frac{Q_m}{F_o t_m} \quad (7)$$

其中 F_o 为翅片侧总表面积, t_m 为平均温差。计算 t_m 时的修正系数按文献[11]中的图表查取。

传热系数 K 与管内水侧对流换热系数间的关系可写为:

$$\frac{1}{K} = b + \frac{1}{cw^{0.8}} \quad (8)$$

对每个实验元件, b 与 c 均为常数,因而根据所测定的不同水流速下的传热系数值,利用直线回归方法可以得出式(8)中的 c 值。

3 测定结果与讨论

根据对 14 个试验元件测得的数据所作的

线所得的式 (8) 中的系数 c 示于表 2 中, 该表

中还列出了按 Boelter-Dittus 公式算出的系数

表 2 系数 c 的实验回归值与式 (1) 计算值的比较

试件	2P20	2P26	2P32	2S20	2S26	2S32	2Z20	2Z26	2Z32	2K20	2K26	2K32	3Z26	4Z20
实验值 c_c	4 599.9	4 835.2	5 234.0	4 591.5	4 159.9	4 179.3	5 571.9	4 277.7	5 144.2	4 577.2	4 813.8	4 495.9	4 908.9	4 352.4
按式 (1) 计算值 c_c	5 130.2	5 189.5	5 142.0	5 174.9	5 175.6	5 183.5	5 212.5	5 135.9	5 123.0	5 289.3	5 159.7	5 142.3	5 109.8	5 221.5
$\frac{c_c - c_c}{c_c} / \%$	- 10.3	- 6.83	1.79	- 11.3	- 19.5	- 19.4	6.89	- 16.7	0.4	- 13.5	- 6.70	- 12.5	- 3.93	- 16.6

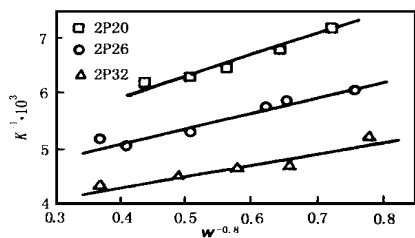


图 3 2 排平翅片换热器试验结果

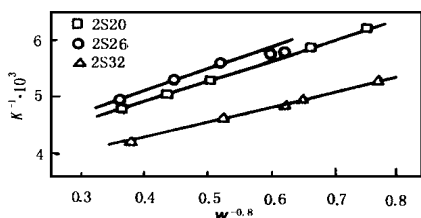


图 4 2 排三角形翅片换热器试验结果

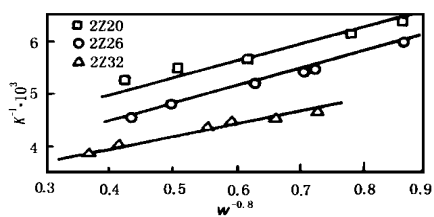


图 5 2 排正弦波形翅片管换热器试验结果

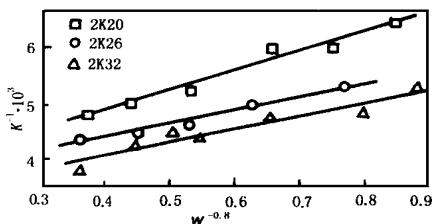


图 6 2 排开缝翅片换热器试验结果

Wilson 曲线示于图 3, 4, 5, 6, 7 中。由回归曲

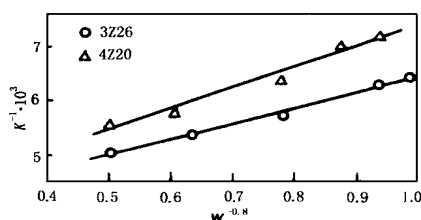


图 7 三排与四排管换热器试验结果

c 的平均值 (对同一试件的各个工况, 因平均水温的变动, 此值稍有波动, 但都在 1% ~ 2% 的范围内, 表中列出的是其平均值)。

由表 2 可见, 本研究中的 14 种试件管内流体紊流换热系数热阻分离法的测定值与式 (1) 的偏差均在 20% 以内, 且大部分在 15% 以内。文献 [8 ~ 10] 中所给出的值与式 (1) 的偏差如此大, 估计一个原因是在用 Wilson 法确定 c 时水侧热阻在总热阻中所占比例太小, 以致于流速变化时, K 的变化不太明显。因而 Wilson 图上回归曲线的斜率不易计算准确。

4 结论

4.1 在工程计算允许的误差范围内, 可以直接将 Boelter-Dittus 公式应用于空冷器管组内流体紊流对流换热系数的计算。

4.2 当应用 Wilson 法来分离管内流体的紊流对流换热系数时, 应尽量使该流体侧的热阻在总热阻中占有相当的成分, 如果计算回归出的常数 c 与按 Boelter-Dittus 公式计算的值相差过大时 (如相差大于 20% ~ 25%), 则首先应检查测试系统及所取的参数范围是否合适。

(下转第 63 页)

冷或水冷机组一台,型号 KL-L-0170,产冷量 59.6 kW,由国本公司生产;新风段空调器一台,型号 40RW012,冷量 17.4 kW,通惠开利生产;送风段空调器一台,型号 40RW024,冷量 46.5 kW,通惠开利生产;粗效、中效过滤器及高效保温送风口均采用江苏吴江净化设备厂的产品;温湿度传感器及变送器 3 套,均由芬兰 VAISALA 公司提供;温湿度控制仪表 3 套,由中国建筑科学研究院空调所提供。

8 技术措施

8.1 为阻止围护结构向室内散热散湿,地面、隔墙和顶板均进行了防潮隔热处理;

8.2 合片室的入口处设有保温密闭防潮门;

8.3 地面材料采用防静电塑料地板;

8.4 墙壁、顶棚饰面材料均为隔热双面彩色不锈钢板;

8.5 风管咬口处及法兰连接处均采用环氧树脂密封。

9 使用效果

该合片室自 1994 年 11 月正式投产以来,空调净化系统一直运转正常,各项性能参数均达到设计和工艺要求。1995 年 8 月 5~9 日,甲方委托国家建筑工程质量监督检验测试中心空调净化检验室对该系统进行了全面测试。测试结果表明,合片室 24 h 温度控制精度为 ± 0.5 ,相对湿度控制精度为 $\pm 1\%$,室内平均含尘(粒径 $0.5\ \mu\text{m}$)浓度为 65 粒/L,室内外静压差 5 Pa, A 声级噪声为 38.8 dB,均达到国家规范要求。图 6 和图 7 分别给出了 8 月

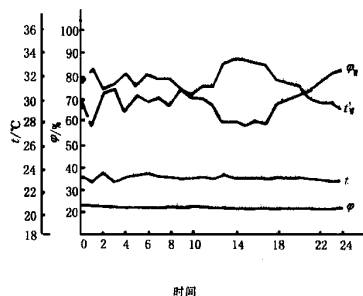


图 6 合片室 24 h 温湿度变化曲线

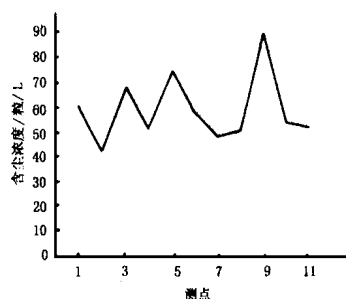


图 7 合片室含尘浓度分布

9 日连续 24 h 室内 11 点温湿度平均值、室外温湿度变化曲线和室内 11 点含尘(粒径 $0.5\ \mu\text{m}$)浓度的分布情况。

10 参考文献

- 1 电子工业部第十设计研究院主编. 空气调节设计手册. 北京: 中国建筑工业出版社, 1983.
- 2 杨世铭, 编. 传热学. 北京: 高等教育出版社, 1987.
- 3 Inoropera F P and Dewitt D P. Introduction to Heat Transfer. John Wiley and Sons, New York.
- 4 Lienhard J H. A Heat Transfer Textbook. Prentice-Hall Inc, Englewood Cliffs, New Jersey, 1987.
- 5 Gnielinski V. New Equations for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow. Int Chem Eng, 1976, Vol. 16: 359—368.
- 6 Bennett C O and Shah R R. Turbulent and Transition Flow Convective Heat Transfer in Ducts, In: Handbook of Single Phase Convective Heat Transfer, Eds: Kakag S et al. Wiley, New York, 1989.
- 7 Bennett C O and Myers J E. 动量、热量和质量传递(第三版中译本). 北京: 化学工业出版社, 1988.
- 8 西安交大热工教研室. 在换热器传热试验中应用威尔逊图解法解定传热系数. 化工与通用机械, 1974, (7).
- 9 清华大学主编. 空气调节(第二版). 北京: 中国建筑工业出版社, 1986.
- 10 电子工业部第十设计研究院. 空气调节手册(第二版). 北京: 中国建筑工业出版社, 1995.
- 11 同济大学暖通教研室. 双排热交换器热工性能测定报告. 1976.
- 12 Caglayan AL N. Factors Correct Air-Cooler and ST Exchanger LMTD, The Oil and Gas J, 1976, (9): 91 - 94.

(上接第 67 页)

5 参考文献

- 1 杨世铭, 编. 传热学. 北京: 高等教育出版社, 1987.
- 2 Inoropera F P and Dewitt D P. Introduction to Heat Transfer. John Wiley and Sons, New York.
- 3 Lienhard J H. A Heat Transfer Textbook. Prentice-Hall Inc, Englewood Cliffs, New Jersey, 1987.
- 4 Gnielinski V. New Equations for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow. Int Chem Eng, 1976, Vol. 16: 359—368.
- 5 Bennett C O and Shah R R. Turbulent and Transition Flow Convective Heat Transfer in Ducts, In: Handbook of Single Phase Convective Heat Transfer, Eds: Kakag S et al. Wiley, New York, 1989.