

螺旋板式热交换器译文集

第一机械工业部通用机械研究所 编译
苏州化工机械厂

化工部化工设计所技术研究中心编

螺旋板式热交换器译文集

第一机械工业部通用机械研究所
苏州化工机械厂編譯

化工部化工设备设计专业技术中心站

1968.1

內 容 提 要

本文集汇编了国外有关螺旋板式热交换器资料共 15 篇, 主要内容有设计选材, 结构选择, 传热系数计算, 流体阻力计算, 制造、安装、检修、标准化及传热试验等, 供化工、医药、石油、食品、机械等部门的使用、制造、设计、科研单位的操作人员、工程技术人员及有关高等院校师生参考。

螺旋板式热交换器譯文集

第一机械工业部通用机械研究所编译
苏州化工机械厂

*

化工部化工设备设计专业技术中心站出版
(上海南京西路 1856 号)

*

开本 787×1092 毫米 $\frac{1}{16}$ 印张 7 字数 150,000

定价 · 1.25 元

出 版 說 明

螺旋板式热交换器首先在瑞典于 1932 年开始生产，随后世界其他国家也相继制造和使用并得到了推广。我国从 1956 年开始便能自行设计、制造该种热交换器，之后产量逐年增加。使用单位普遍反映螺旋板式热交换器效率高，体积小，但由于没有很好宣传推广，目前使用场合仍比较局限。

为了便于大家对该类热交换器能进一步了解和起到更好的宣传推广作用，特出版本译文集。

本文集收集了国外有关螺旋板式热交换器资料 15 篇，其中有关传热理论研究试验报告 2 篇，工业型设备设计计算 4 篇，一般介绍和情报报导 4 篇，专利介绍 3 篇，标准 2 篇。主要内容有设计选材、结构选择、传热系数计算、热交换面积计算、流体阻力计算、制造、安装、检修、标准化和传热试验等。对化工、医药、石油、食品、机械等部门的使用、制造、设计、科研单位的操作人员、工程技术人员及高等院校师生有一定的参考价值。

由于腐朽没落的资本主义社会制度所决定，资本家之间相互倾轧相互竞争，他们所报导的技术资料必然会有其不真实性——夸大或隐瞒，望同志们在阅读时提高警惕，批判接受。

本文集由第一机械工业部通用机械研究所、苏州化工机械厂共同编译并得到化工部医药工业设计院、天津市一机局设计公司和化工部第八设计院的大力帮助。本文集如有不当之处，请读者及时批评指出，以便改正。

化工部化工部设计技术中心站

1967.12

目 录

螺旋板式换热器的传热研究(Tangri, N. N., Jayaraman, R.)	1
螺旋板式换热器传热特性(K. W. Coons, Alice Medora Hargis, Paul Q. Hewes, Frank T. Weems).....	12
螺旋板式换热器的设计(译自“化学装置”1966.7月号)	33
螺旋板式换热器(香田信男).....	44
螺旋板式换热器的计算(青木 薰).....	51
螺旋板式换热器的计算(黑瀬株式会社).....	58
螺旋板式换热器介绍.....	63
Rosenblad 型螺旋板式换热器 (B. R. Lamb)	67
螺旋板式换热器(苏联中央情报研究院).....	71
螺旋板式换热器.....	75
螺旋板式换热器的改进(日本特许公报 昭 34-1039)	77
螺旋板式换热器 (日本特许公报 昭 36-16683)	78
螺旋板式换热器 (日本特许公报 昭 36-16684)	79
苏联机械制造标准 (MH3378-62~MH3385-62)	82
日本大江厂标准	106
单位换算	107

螺旋板式热交换器的传热研究

Tangri, N. N., Jayaraman, R.

摘 要

由螺旋板式热交换器的传热研究表明,在水及含湿空气与水的热交换过程中它的传热系数较常用热交换器增加60%以上。通过数据的图解分析说明当雷诺数超过6000时,由McAdams所推荐的适用于盘管的简单公式能作为螺旋板式热交换器传热用。

前 言

应用于工业上加热及冷却流体的热交换器种类很多,其选用取决于过程情况、价格、清洗周期、结构材料、制造的难易等。其中之一是螺旋板式热交换器(Rosenblad);应用这原理的其它型式被Molloy所描述^[1]。在螺旋板式热交换器内流体行程与列管式或套管式热交换器比较相同。前者内的通道是呈长方形截面并具有螺旋状。通道的矩形截面及弯曲通道影响流型及传热效率。许多作者在文献中报导了关于螺旋盘管或矩形通道方面的文章。

Richer^[2], Jeschke^[3], 及 Berg, Bonilla^[4]发现于螺旋盘管内的传热效率较直管高。Inglesent 及 Storrow^[5]在浸没于热水槽中的钢盘管中同样观察到较高的传热效率。

Pratt^[7]研究了用盘管冷却的搅拌槽内的传热并得出盘管内的给热系数是管直径与螺旋曲率直径比的函数,同时要造成管内湍流其雷诺数值至少应为15000~20000。Houlton^[8]在螺旋通道中的传热得出的结果相对于Dittus-Boelter公式计算结果误差在±10%之内。最后得出结论要达到全部湍流,必须雷诺数在15000以上。Coons, Hargis, Hewes 及 Weems^[9]发现, Rosenblad 热交换器与直通道相比,对粘滞性流体传热增加50~100%,而对湍动的流体的传热没有任何增加。Rosenblad 热交换器的流体阻力较直通道的为低,产生湍流的雷诺数低至为1400~1800。

Noble, Kamrani 及 Mcketta^[10]发现螺旋管较直管具有高的给热系数及压力降。Prabhudesai 及 Shah^[11]研究了在螺旋盘管内蒸汽与水的传热,并观察到盘管圈数及管径与螺旋圈直径比影响着传热效率。Kays^[12]报导,在长宽比为5.85的矩形通道中的实验得出的传热系数小于直管计算值24%。与弯曲通道内的流型相关得出结论各有不同^{[13] [14] [15]}。

鉴于在螺旋板式热交换器中传热及压力降数据方面有着很大分歧,故必须对螺旋板式热交换器作研究

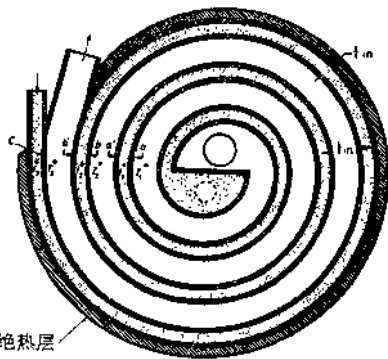


图1 螺旋板式热交换器结构原理图

使适应于特殊的需要。今提出了对水-水及对含湿不凝气-水的传热的研究。

实 验 装 置

螺旋板式热交换器是用软钢片卷成螺旋状而制成, 顶部与底部由螺旋板焊接封闭, 在两个通道的二头都有接管连接着, 其结构原理图见图 1, 尺寸则见表 1。

表 1 实验用热交换器的规格

材料:	10BG 碳钢
加热面积:	2.48 ft ²
通道长度:	宽通道为 43" 狭通道为 52½"
通道高度:	4 ¼"
通道宽度:	¾" 及 ¼"

水-水热交换

研究水-水热交换设备的试验装置见图 2

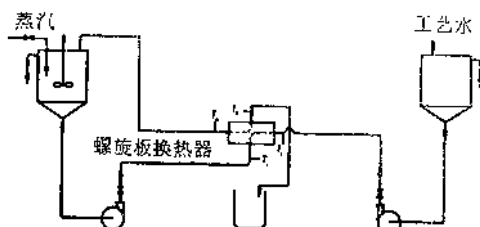


图 2 水与水热交换试验装置图

水由恒定液面的槽内用泵输出, 流量由泵出口阀所控制, 水温应用精确性达 0.1°C 的温度计所测量。该热交换器被绝热以减少热损失。

当改变流量后, 需要足够的时间使其达到稳定状态。流量是用收集一定数量的水所需时间来计算, 数据的正确性以热平衡来校验, 并删去误差 $> \pm 3\%$ 的试验数据。为了测定在通道中各点的温度, 采用小的放液管, 因此很少量的水通过温度计套管连续地被抽出, 这些套管被很好地保温, 因此无热损失产生。该装置见图 3, 被抽走的水量少于总流量的 3%。

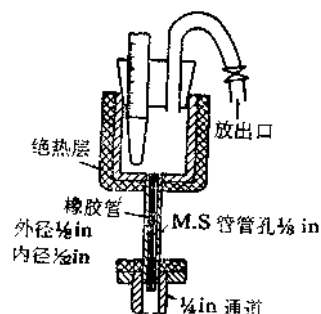


图 3 测定螺旋通道各点温度的设备

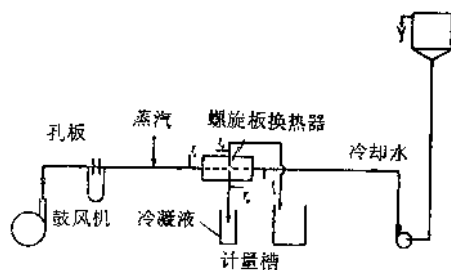


图 4 空气-汽混合物对水传热试验装置图

空气-水的热交换:

研究含有蒸汽的空气与水的传热装置见图 4。

由鼓风机送进的空气, 通过孔板流量计计量。在热交换前 5 ft 距离处与蒸汽混和, 使空气加热与饱和, 冷却水则呈并流通过。冷凝液在量筒内收集。每次试验在稳定状态下进行 30~45 分钟, 使能收集足够量的冷凝液以减少误差。大气的温度及湿度用温度计测量之。

结 果

水-水热交换:

试验数据及总传热系数列于表 2。已知冷却水的温升, 传热量 Q 是根据冷却水带走的热量计算。当量直通道的理论总传热系数是根据 Dittus-Boelter 公式计算的给热系数及金属壁热阻来计算。

试验的第二程序是研究螺旋直径的影响, 拿螺旋圈编号 2 及 3 来研究(图 1)。从点 t_1 至 t_2 冷流体通道作为 №2, 而从 t_2 至 t_3 作为 №3。

№2 螺旋圈的传热面积为 ab 及 $a'b'$ 螺旋条片的面积, 各为 0.494 及 0.562 ft²。

螺旋圈 №3 的面积为条片 bc 的面积, 它为 0.745 ft²。

$$\text{对螺旋圈 №2: } Q_2 = U_2 (A_{ab} \Delta t_{m,ab} + A_{a'b'} \Delta t_{m,a'b'}) \quad (1)$$

$$\text{螺旋圈 №3: } Q_3 = U_3 A_{bc} \Delta t_{m,bc} \quad (2)$$

$$\Delta t_{m,ab} = \frac{(T_1 - t_1) - (T_2 - t_2)}{\ln \left(\frac{T_1 - t_1}{T_2 - t_2} \right)} \quad (3)$$

$$\Delta t_{m,a'b'} = \frac{(T_2 - t_1) - (T_3 - t_2)}{\ln \left(\frac{T_2 - t_1}{T_3 - t_2} \right)} \quad (4)$$

$$\Delta t_{m,bc} = \frac{(T_2 - t_2) - (T_3 - t_3)}{\ln \left(\frac{T_2 - t_2}{T_3 - t_3} \right)} \quad (5)$$

$$Q_2 = W_o C_p (t_2 - t_1) \quad (6)$$

$$Q_3 = W_o C_p (t_3 - t_2) \quad (7)$$

表 2 水-水全逆流传热

试验号	流量 W_o (lb/hr)	流量 W_H (lb/hr)	温 度 (°C)				传 热 系 数		
			t_1	t_o	T_1	T_o	$U_{试验}$ (chu/hr ft ² °C)	$U_{计算}$ (chu/hr ft ² °C)	$U_{试验}/U_{计算}$
1	764	2475	28.0	43.4	68.0	63.1	158.8	98.1	1.62
2	1013	1953	28.1	39.9	66.0	59.0	166.5	99.0	1.67
3	1034	2475	28.0	41.1	67.8	62.3	179.5	111.5	1.61
4	1378	3930	28.1	41.0	66.2	61.85	243.0	145.8	1.67
5	2315	4770	28.0	39.1	69.4	64.1	312.0	190.0	1.64
6	2420	5940	27.8	38.9	67.25	62.7	342.0	210.5	1.63
7	2970	7490	27.7	38.5	68.0	63.6	396.5	246.0	1.62
8	4060	10480	27.7	37.5	67.5	63.7	486.0	308.5	1.58
9	4190	11640	28.35	38.45	68.7	65.15	510.0	324.0	1.58
10	4980	11870	28.4	37.6	68.6	64.75	550.0	343.0	1.61

表3 水-水热交换(各部螺旋段传热系数的比较)

试验号	流 量		温 度 (°C)										传热系数 (chu/hr ft ² °C)		
	冷 水 (lb/hr)	热 水 (lb/hr)	t ₁	t ₂	t ₃	T ₁	T ₂	T ₃	Δt _{m2}	Δt _{m3}	θ ₂	θ ₃	U ₂	U ₃	U ₃
1	3030	14650	23.6	29.5	33.0	92.5	92.0	91.1	65.4	60.3	26.5	31.2	258.5	286.0	236.0
2	2060	14650	24.5	32.0	36.3	92.5	92.0	91.0	63.6	57.3	28.2	34.1	230.0	238.0	208.0
3	1950	14650	24.8	32.5	37.0	92.5	92.0	91.0	63.2	56.7	28.6	34.7	224.0	232.0	207.8
4	1665	14650	25.5	34.0	38.8	92.5	92.0	91.0	62.1	55.0	29.7	36.4	216.0	222.0	195.0
5	1480	14650	26.0	35.1	40.3	92.5	92.0	91.3	61.4	53.8	30.5	37.7	208.0	214.0	190.0
6	1330	14650	26.3	36.2	41.7	92.5	92.0	91.3	61.9	52.7	31.25	38.95	199.0	206.0	184.0
7	1250	14650	26.8	36.8	42.2	92.5	92.0	91.3	60.1	52.0	31.8	39.6	197.0	202.5	178.0
8	1152	14650	27.1	37.8	43.8	93.0	92.5	91.5	59.9	51.2	32.5	40.8	197.8	204.0	179.5
9	1050	14650	27.9	39.0	44.9	93.5	93.0	91.8	59.3	54.0	33.5	42.0	186.0	191.0	165.0
10	822	14650	29.3	42.6	48.9	94.0	93.5	92.0	57.3	47.0	36.0	45.8	180.0	185.5	163.0
11	1110	14650	27.2	37.6	43.5	94.0	93.4	92.0	61.0	53.7	32.4	40.5	179.0	184.0	165.0

在不同的螺旋圈段间的给热系数要获得正确的比较,应使流体的流量及物理性质不变。从表3内看出在螺旋圈№2内平均温度 θ_2 较№3内的 θ_3 小。由于小的温度差引起物理性质变化对传热产生的影响,无论在直通的或螺旋状的通道皆相同。简化Dittus-Boelter公式并以温度函数来表示水的性质,则对给热系数得到

$$h = (0.174 + 0.00244\theta) \frac{V^{0.8}}{d^{0.2}} \quad (8)$$

当没有污垢和金属热阻很小以及邻接通道(热水)的给热系数较大时,则冷水侧的给热系数是起决定作用的。

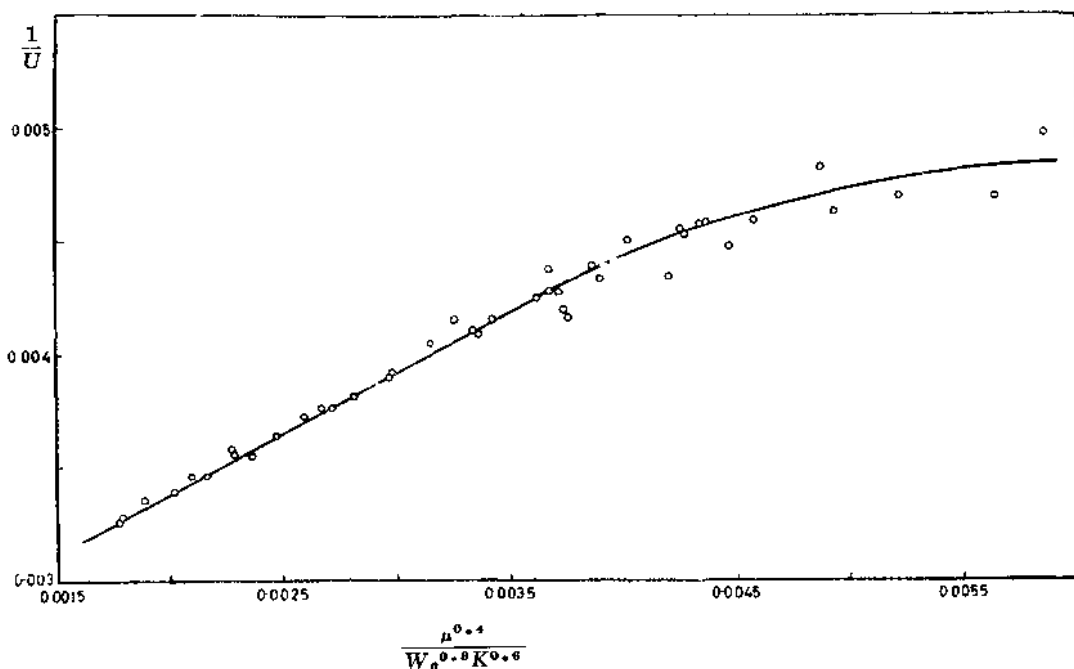


图5

$$\text{因此: } \frac{U'_2}{U_2} = \frac{h'_2}{h_2} = \frac{0.174 + 0.00244\theta_3}{0.174 + 0.00244\theta_2} \quad (9)$$

但在后来的几次试验中,发现污垢、金属和热水膜的热阻为 0.00235 (见图 5)。

$$\text{因此: } \frac{U'_2}{U_2} = \frac{\frac{1}{h_2} + 0.00235}{\frac{1}{h'_2} + 0.00235} \quad (10)$$

螺旋段 №2 的总传热系数与段数 №3 相比较用公式(8)及(10)加以校正

Dittus-Boelter 公式的应用

由于 U 试验值与由 Dittus-Boelter 公式得之计算值的比值几乎是一个常数,故提出了能运用于在螺旋矩形通道内加热及冷却液体过程的下列公式。

$$\frac{h_c D_o}{K} = a \text{Re}^{0.8} \text{Pr}^{0.4} \quad (11)$$

$$\frac{h_H D_o}{K} = a \text{Re}^{0.8} \text{Pr}^{0.3} \quad (12)$$

无污垢存在及有低的金属热阻时,实际给热系数能够由 U 的试验值及根据 Dittus-Boelter 公式计算得到两个给热系数值求得:

$$h_o E = \frac{h_o T + h_H T}{h_o T} U_{\text{exp}} \quad (13)$$

在被试验的热交换器中,当操作了一个时期,传热系数降低即说明有污垢存在时,公式(13)不能代表实际的给热系数。以下是考虑金属壁及污垢热阻的另一公式。

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_o} + r_w + \frac{1}{h_H} \quad (14)$$

假使在试验过程中,流量及平均温度维持恒定,热流体薄膜热阻就保持恒定。

$$r_w + \frac{1}{h_H} = \text{常数} = b \quad (15)$$

表 4 水-水热交换 (热水流量恒定, 改变冷水流量、逆流)

试验号	流 量		温 度 (°C)				换 热 量 Q^* (chu)	传 热 系 数 U (chu/ft ² hr°C)
	W_H (lb/hr)	W_c (lb/hr)	t_i	t_o	T_i	T_o		
1	14650	5010	26.7	36.0	94.7	91.5	45600	306.0
2	14650	4930	26.7	36.1	94.6	91.4	46400	305.0
3	14650	4580	26.8	36.8	94.6	91.5	45600	301.0
4	14650	4380	27.0	37.1	94.6	91.6	43800	295.5
5	14650	4100	27.3	37.0	94.6	91.7	43900	289.0
6	14650	3850	27.3	37.4	94.0	91.6	42700	286.0
7	14650	3800	25.3	37.1	94.6	91.7	42900	290.0
8	14650	3750	25.3	36.9	95.0	92.2	43500	281.0
9	14650	3655	27.3	37.6	93.0	90.3	41100	279.0
10	14650	3450	27.7	38.9	93.5	90.7	41400	283.0
11	14650	3330	25.6	37.9	95.5	92.7	40900	264.5
12	14650	3320	27.8	38.6	93.0	90.4	39200	276.0

(续表)

试验号	流量		温度 °C				换热量 Q^* (chu)	传热系数 U (chu/ft ² hr°C)
	W_H (lb/hr)	W_c (lb/hr)	t_i	t_o	T_i	T_o		
13	14650	3150	25.2	38.3	94.9	92.2	41300	269.0
14	14650	3020	25.4	38.8	94.6	91.9	40400	267.0
15	14650	2950	25.4	39.1	94.5	91.8	40400	267.0
16	14650	2870	25.4	39.3	94.6	91.9	39900	264.0
17	14650	2640	25.4	40.2	94.8	92.1	38800	258.0
18	14650	2620	25.5	40.1	94.3	91.8	38200	256.0
19	14650	2430	25.5	40.7	94.4	91.9	36900	248.0
20	14650	2310	25.9	41.5	94.8	92.4	36000	224.0
21	14650	2290	25.4	41.4	95.3	92.8	36600	245.0
22	14650	2280	25.5	41.3	94.6	92.3	36000	242.0
23	14650	2205	26.0	42.1	94.8	92.4	35500	242.0
24	14650	2170	26.8	42.8	93.7	91.3	34700	245.5
25	14650	2010	25.6	42.6	95.1	92.8	34100	229.0
26	14650	1980	27.0	43.9	93.8	91.5	33400	236.5
27	14650	1952	25.5	42.2	94.0	91.8	32600	241.0
28	14650	1952	23.7	43.1	94.9	92.6	34500	234.5
29	14650	1945	26.1	43.5	94.8	92.5	33850	239.0
30	14650	1915	27.0	49.3	94.0	91.8	33100	235.0
31	14650	1778	26.5	45.0	94.2	92.0	32900	232.0
32	14650	1748	26.1	44.5	94.7	92.6	32200	223.0
33	14650	1728	26.7	44.5	93.9	91.8	30800	219.5
34	14650	1680	25.3	44.8	94.2	91.9	32750	232.0
35	14650	1592	26.5	45.5	93.8	91.8	31200	220.5
36	14650	1568	26.2	45.8	94.1	92.0	30750	219.5
37	14650	1535	26.2	46.2	94.0	92.0	30700	219.5
38	14650	1505	26.2	46.8	94.2	92.2	31000	225.0
39	14650	1450	26.2	47.0	94.1	92.0	30200	219.0
40	14650	1289	24.4	47.8	94.3	93.0	30200	215.0
41	14650	1127	24.5	50.5	94.9	93.0	29400	214.5
42	14650	1085	25.2	50.6	95.0	93.2	27600	202.0

* 根据冷水温度升高计算的。

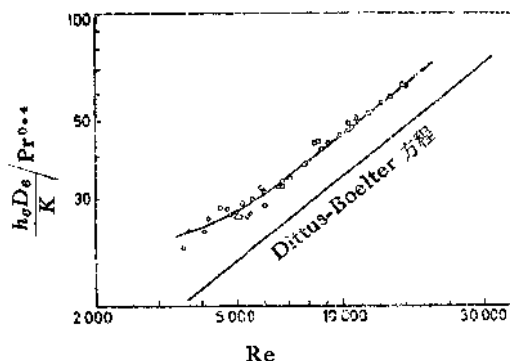


图6 加热数据

公式(11)经简化后得出:

$$\frac{1}{h_c} = \frac{\mu^{0.4}}{a' W^{0.8} K^{0.6}} \quad (16)$$

以(16)代入式(14)得

$$\frac{1}{U} = \frac{\mu^{0.4}}{a' W^{0.8} K^{0.6}} + b \quad (17)$$

因此 $1/U$ 对 $\mu^{0.4}/a' W^{0.8} K^{0.6}$ 作图将得一直线。已知 b 及 U , 我们可由公式(14)计算在一定雷诺数下的 h_c 。

图6是 $(h_c D_e / K) / Pr^{0.4}$ 对 Re 在双对数坐标上绘的曲线, 并由此看出它的传热系数

与由 Dittus-Boelter 公式计算的传热系数值相比较有一等值的生长。

同样, 假如冷水流量及其平均温度在试验过程中维持一定时,

$$r_w + \frac{1}{h_c} = \text{常数} = b' \quad (18)$$

简化公式 (12):

$$\frac{1}{h_H} = \frac{\mu^{0.5}}{a' W^{0.8} K^{0.7}} \quad (19)$$

把 $1/U$ 对 $\mu^{0.5}/a' W^{0.8} K^{0.7}$ 绘图, (图 7) 可求得截距 b' 。已知 b' 及 U 后就能由公式 (14) 计算 h_H 。把 $(h_H D_o / K) / P_r^{0.3}$ 对雷诺数绘图 (图 8) 得一斜率为 0.8 的直线, 因此就肯定了公式 (12) 在雷诺数大于 6000 时的有效性。

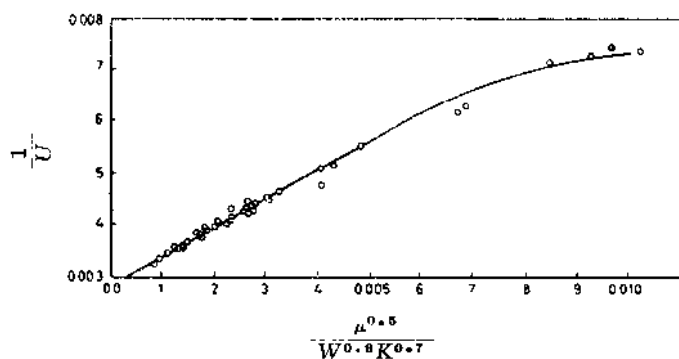


图 7

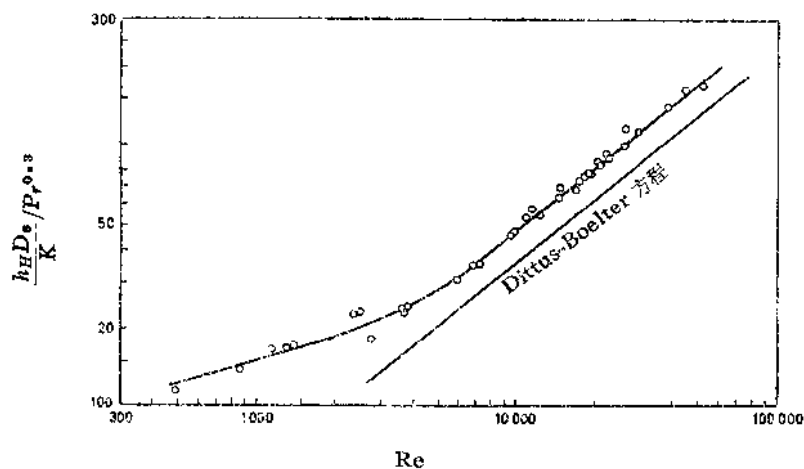


图 8 冷却数据

表5 水-水热交换 (改变热水流量, 冷水流量恒定)

试验号	流 量		温 度 (°C)				换 热 量 Q (chu)	传 热 系 数 U (chu/ft ² br°C)
	W_H (lb/hr)	W_c (lb/hr)	t_i	t_o	T_i	T_o		
1	7580	9350	29.5	34.3	93.8	87.8	45500	312.0
2	6570	9350	29.7	34.2	92.3	85.8	42700	302.0
3	5750	9350	29.7	33.9	91.0	84.0	40200	292.0
4	4980	9350	29.8	33.8	89.4	81.9	37400	280.0
5	4780	9350	30.1	34.0	90.8	82.8	38200	280.5
6	4420	9350	30.2	34.0	90.8	82.4	37100	279.0
7	4330	9350	29.9	33.6	92.2	83.2	39000	282.5
8	4000	9350	30.8	34.7	90.2	81.0	36800	254.0
9	3930	9350	30.0	34.0	90.9	81.3	37700	275.0
10	3625	9350	30.2	33.8	91.0	81.1	35850	260.5
11	3530	9350	30.2	33.8	91.2	81.3	35000	262.0
12	3160	9350	30.2	33.7	92.0	80.9	35000	263.0
13	3160	9350	30.3	33.8	91.0	80.0	34800	265.5
14	3110	9350	30.7	34.2	89.5	78.75	33400	258.0
15	3020	9350	30.3	33.9	92.8	81.5	34100	248.5
16	2930	9350	31.3	34.8	91.5	80.3	33800	258.0
17	2890	9350	30.1	33.6	90.8	79.2	33550	258.5
18	2825	9350	30.2	33.8	92.5	80.5	33300	247.5
19	2760	9350	30.0	33.2	85.5	74.8	29550	248.0
20	2745	9350	29.9	33.6	91.3	79.1	33450	254.5
21	2730	9350	30.7	34.2	91.4	79.3	33000	253.5
22	2355	9350	29.8	33.2	91.2	77.4	32600	250.0
23	2240	9350	31.3	34.7	91.5	77.7	30850	243.5
24	2230	9350	30.0	33.2	91.2	77.5	30500	234.0
25	2170	9350	31.3	34.1	84.5	72.2	26700	235.5
26	2120	9350	31.9	34.7	85.8	73.2	26700	234.0
27	2090	9350	31.8	34.5	83.4	71.3	25200	232.0
28	2015	9350	31.8	34.7	86.2	72.2	28400	238.0
29	1965	9350	32.0	35.0	88.8	74.7	27700	226.0
30	1945	9350	31.8	34.0	86.8	73.0	26800	231.5
31	1845	9350	30.4	33.8	91.3	74.5	31000	249.5
32	1785	9350	31.5	34.7	92.8	76.6	28900	229.0
33	1767	9350	31.6	34.0	82.2	69.0	23300	222.0
34	1495	9350	31.7	34.4	93.0	75.2	26600	217.0
35	1200	9350	31.5	33.8	89.8	69.8	24000	210.0
36	1100	9350	31.6	34.0	91.4	70.7	22800	194.8
37	1040	9350	31.9	33.9	82.9	65.5	18100	181.0
38	673	9350	31.5	33.0	81.0	59.0	14810	164.1
39	671	9350	31.4	33.0	81.8	59.8	14780	159.5
40	645	9350	30.1	32.0	90.6	63.0	17800	162.5
41	547	9350	30.6	32.0	78.3	55.2	12650	150.0
42	528	9350	31.8	33.2	81.2	57.8	12380	140.0
43	471	9350	30.0	31.4	82.0	55.7	12400	137.5
44	427	9350	30.0	31.4	87.5	56.8	13100	134.8
45	426	9350	30.0	31.4	84.0	55.0	12350	136.0
46	293.5	9350	30.0	31.1	84.5	50.7	9900	117.0
47	268.0	9350	30.0	31.0	85.0	50.0	9380	111.9
48	255.0	9350	30.0	30.8	79.8	47.5	8230	109.7
49	255.0	9350	29.9	30.9	85.3	49.2	9200	111.2
50	171.0	9350	30.0	30.8	85.0	44.0	7000	96.4
51	102.0	9350	30.1	30.7	85.0	38.4	4750	79.8

表 6 蒸汽-空气混合物对水传热 (逆流)

试 验 号	流 量 (lb/hr)				温 度 (°C)				湿度 (lb/lb)		换 热 量 (chu/hr)		$U_{试验}^*$	$U_{计算}$
	冷 水	干空气	冷凝液	进入冷却器 之 冷 凝 液	t_4	t_0	T_i	T_0	H_i	H_0	Q_0	Q_H		
1	330	108.8	3.52	2.82	27.80	29.3	35.0	31.75	0.0364	0.030	495	480	43.6	25.5
2	828	103.5	7.75	4.13	27.70	30.6	49.5	40.0	0.084	0.049	2400	2365	65.6	38.3
3	827	101.8	9.85	6.08	28.25	31.4	50.25	40.5	0.087	0.050	2605	2520	71.0	40.3
4	904	103.5	9.9	7.0	26.10	28.2	45.3	36.0	0.066	0.038	1895	1960	61.3	33.2
5	904	100.0	15.2	9.03	26.20	30.5	55.25	42.0	0.1152	0.054	3880	4040	83.8	42.2
6	846	102.5	4.4	2.71	27.50	28.75	40.0	33.0	0.049	0.0325	1062	1162	58.5	29.3
7	846	96.5	12.8	6.70	29.00	34.00	57.2	45.5	0.130	0.0670	4060	3900	77.8	42.6
8	874	91.7	18.91	8.56	26.80	34.75	66.0	53.5	0.218	0.105	6950	6320	96.3	55.6

* 根据 Q_0 和 Q_H 的平均值计算的。

空气、蒸气-水热交换：

理论传热系数是用 Kern^[16] 所提出的逐级计算方法得之。由于设备进出口惰性气浓度变化较少，故两端 U 值最大仅相差 30%，因此试验值 U 的计算是采用对数平均差的。

结 果 的 讨 论

水-水热交换：

由于水-水热交换结果说明在螺旋通道内的总传热系数大于相当的直通道内的总传热系数，对本文研究的热交换器则可达 60% 以上(表 2)。由螺旋段 №2 及 №3 看出，传热系数的增加随着螺旋直径的增加而减少。

从图 6 及图 8 上看出在 $Re = 6000$ 以上，曲线斜率为 0.8，因此(11)、(12)能用来计算流体加热及冷却时的给热系数。该公式内的常数大于在 Dittus-Boelter 公式内的常数值 0.0225。在目前研究中，试验值与由 McAdams^[12] 推荐的对盘管的公式所得的数值误差在 5% 以内：即 $h_{\text{螺旋}} = h_s(1 + 3.54 D_0/D_H)$ ，这里 h_s 为当量直管的给热系数，见公式(11)或(12)。因此这公式被推荐为能用作计算在螺旋通道内的传热系数。Dittus-Boelter 公式是应用于全湍流状态，该公式在目前情况下应用于雷诺数低至 6000，由此可见在这样低的数值下仍存在湍流。在含有蒸汽的空气对水的热交换中，在被研究的范围内仍同样能获得较直通道来得大的传热系数。

目前的研究证实了作者 Richer^[2]，Jeschke^[3]，Storow^[6]，Pratt^[7] 及 Noble^[9,10] 结论的趋向即盘管能增加传热系数，而在 Coons 等的结果中则不同，它推荐在雷诺数超过 1800 时应用 Dittus-Boelter 公式。当应用 Dittus-Boelter 公式设计在湍流条件下的螺旋热交换器时，他们认为在螺旋通道内的给热系数与直通道内的相同。这结论与他们文章表 5 中所列的在湍流状态下的试验数据和计算值不相一致。

在 $24\frac{1}{2} \text{ ft}^2$ 表面的热交换器的试验结果中，(3-C, A-1, B-1, 及 3-C, A-1, B-8) 试验给热系数比根据 Dittus-Boelter 公式以当量直通道的计算值低 16~40%，而在 $5\frac{1}{2} \text{ ft}^2$ 热交

换器(1-C, A-1, B-1)中, 试验值高于计算值 55 至 97%。从数据的图解分析, 以常用的平均数 0.8 作为雷诺指数是满意的。

与 Coons 的结果不同, Dittus-Boelter 公式能用作计算在螺旋通道中湍流状态下的给热系数。在这公式中普兰特准数被假定为常数, 但流体平均温度变化达 26°C 时相应要有 52% 的变动。

应 用 符 号

- A ——传热面积(ft^2)
 a ——常数
 $ab, a'b', bc$ ——螺旋的个别部分见图 1
 C_p ——等压比热($\text{chu}/\text{lb}^\circ\text{C}$)
 D_e ——通道当量直径($=4 \times \text{横截面积}/\text{圆周长}$)(ft)
 D_H ——螺旋直径(对螺旋通道为所有螺旋圈的平均螺旋直径)(ft)
 d ——管内径(ft)
 f ——阻力系数
 G ——重量流速($\text{lb}/\text{ft}^2\text{hr}$)
 h ——给热系数($\text{chu}/\text{hr ft}^2^\circ\text{C}$)
 h'_2 ——温度校正给热系数($\text{chu}/\text{ft}^2\text{hr}^\circ\text{C}$)
 H ——湿度($\text{lb 水蒸汽}/\text{lb 干空气}$)
 K ——流体导热系数($\text{chu}/\text{ft}^2\text{hr}^\circ\text{C}$)
 L ——通道长(ft)
 Pr ——普兰特准数
 Re ——雷诺准数
 T ——热流体温度($^\circ\text{C}$)
 t ——冷流体温度($^\circ\text{C}$)
 U ——总传热系数($\text{chu}/\text{ft}^2\text{hr}^\circ\text{C}$)
 U'_2 ——温度校正后的总传热系数($\text{chu}/\text{ft}^2\text{hr}^\circ\text{C}$)
 V ——流体速度(ft/hr)
 W ——流量(lb/hr)
 Δt_m ——对数平均温差($^\circ\text{C}$)
 r_w ——壁及污垢热阻($\text{hr ft}^2^\circ\text{C}/\text{chu}$)
 μ ——粘度(cp)
 θ ——在螺旋圈中的平均温度($^\circ\text{C}$)
 1, 2, 3, ——螺旋圈的编号
 下标
 C ——冷流体
 C^E ——冷流体试验值
 C^T ——冷流体理论值

H. — 热流体

参 考 文 献

- [1] Molley, E. Chemical Engineering Process and Equipment, 1955, p. 185 (London: George Newnes Ltd.)
- [2] Richer, G. A. Trans. Amer. Inst. Chem. Engrs, 1919, 12, 147.
- [3] Jeschke, D. Z. Ver. dtsch. Ing., 1925, 69, 1526.
- [4] Berg, R. R., and Bonilla, C. F. Trans. N. Y. Acad. Sci., 1950, 13, 12.
- [5] Inglescent, H., and Storrow, J. A. Industr. Chem. Mfi, 1950, 26, 313.
- [6] Storrow, J. A. J. Soc. Chem. Ind., 1945, 64, 322.
- [7] Pratt, N. H. Trans. Instn Chem. Engrs, 1947, 25, 163.
- [8] Houlton, H. G. Industr. Engng Chem., 1944, 36, 522.
- [9] Coons, K. W., Hargis, A. M., Hewes, P. Q., and Weems, F. T. Chem. Engng Progr., 1947, 43, 405.
- [10] Noble, M. A., Kamlani, J. S., Mcketta, J. R. Petrol. Engr, 1952, 24, C-7.
- [11] Prabhudesai, R. K., and Shah, S. M. Transactions of the Indian Institution of Chemical Engineers, 1959~60, 12, 10.
- [12] McAdams, W. H. "Heat Transmission", 3rd Ed., 1954, p. 248. (New York: McGraw Hill Book Co. Inc.)
- [13] Dodge, R. A. and Thomson, M. J. "Fluid Mechanics", 1937, p. 229. (New York: McGraw Hill Book Co. Inc.)
- [14] Hawes, T. W. Trans. Instn Chem. Engrs, 1932, 10, 161.
- [15] White, C. M. Trans. Instn Chem. Engrs, 1932, 10, 66.
- [16] Kern, D. Q. "Process Heat Transfer", 1950, p. 346, (New York: McGraw Hill Book Co. Inc.)

译自 Trans. Instn Chem. Engrs

Vol 40 1962 p. 161~168

螺旋板式热交换器传热特性

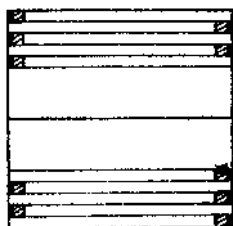
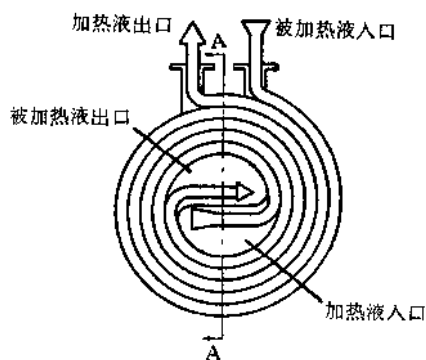
K. W. Coons, Alice Medora Hargis, Paul Q. Hewes, Frank T. Weems

螺旋板式热交换器在各种不同的条件如油、水、盐水和蒸汽的加热或冷却的条件下都有一传热特性，标准的传热公式是根据试验结果而取得的，Dittus-Boelter 公式的图解分析指出采取 Re 指数习用平均值 0.8，是完全能满足湍流条件下螺旋板式热交换器的设计的。

在层流条件下，当在螺旋板式热交换器内加热或冷却油类时，经实验表明总传热系数较由习用公式所算得的值大 50%~100%。

据报导的螺旋板式热交换器的流动特性，湍流是在 Re 值 1400~1800 之间开始的，在一定的雷诺数时，通过螺旋形通道的压降均一致地比平滑管道内的压降为低。

使用表面积为 30 ft^2 的螺旋板式热交换器，以进行蒸汽与水热交换，在水速为 6.5 ft/sec 时，取得总传热系数为 700，在同一设备中进行了水与水热交换，在水速为 5 ft/sec 时，取得总传热系数为 325。



断面 A-A

图 1 螺旋通道简图

1930 年 Rosenblad 在瑞典最初推荐的螺旋板式热交换器系由一对换热板组成，一板在另一板内相互成螺旋形地盘绕着，然后各与集管相联接，形成二个分隔的通道，流体流过一个通道时与另一个通道内的流体进行热交换，图 1 为这种热交换器的通道简图，倘若操作条件需要，可将二个通道中的一个在一端焊接起来，如图 1 A-A 截面图所示。然后用垫片、平板盖和螺栓与热交换器上的法兰固定，使其密封。

螺旋板式热交换器系用来回收废液和废气中的热量，加热和冷却菜汁，果汁，糖汁和各种化学溶液，冷却发烟硫酸，酸类，酒厂的麦芽浆和啤酒厂的麦芽汁，淬冷油和加工油类。为了使这些热交换器的数据有利于从事实践的工程师们，在此所报导的是过去已进行的工作。美国阿拉巴马研究基金委员会、美国热回收公司和国家南方产品公司合作给阿拉巴马大学化工系的资助，使这一工作成为可能。

在进行这些试验时，曾作过各种努力改变操作条件，使能代表这些热交换器在工业操作中可能遇到的任何条件，在水与水或油的热交换试验中，分别改变每种流体的流速，