热交换器設計手册

（上）

化学工业部設备设计技术中心站

热交换器设计手册（上）

（日）尾花英朗 著

辽宁省石油化工设计院 李宗林 胡培忠 译

化学工业部设备设计技术中心站

序

各种类型的热交换器，广泛地应用在以石油化学工业为基础的各种化学，食品和原子能等工业部门中，担负着各种换热任务。例如，在化学工业中，就单体制造工艺而言，其热交换器的投资大约占设备总投资的25～50%。此外， 最近由于实际需要， 海水淡化装置的使用显著地增加了，如果说这种装置几乎全部是由热交换器组成的，也并非言过其实。

基于这种情况，关于热交换器的论述、应用和设计方面的书籍就成为不可缺少的了，本书就是为此而写的。

关于热交换器方面的书虽然有一些，但大多数是关于列管式热交换器的论述，这很难说能满足在一线工作的技术人员的需要。然而本书不仅有列管式热交换器，也有象蒸发器等一般常用的各种形式的热交换器。书中详细地叙述了热交换器传热方面的设计，尤其把对现场技术人员有实用价值的装置设计和有关物性分析可能的计算方法，都以图表和公式为主用具体的数值给出。

写本书的计划要追溯到数年前。作者在数年前曾在技术杂志“化学装置”上以“热交换器的实用设计”为题，大约用了三年的时间连载了各种热交换器的设计方法，因此受到了各方面的好评，并要求能以单行本出版。本书就是对这种要求的一个答复，在这次出版时，对原稿进行了大幅度地修改和更加充实了内容。

另外，在用语上书中采用了化学化工词汇。

本书不仅对现场技术人员，对理工系的学生也有参考价值，所以望读者参阅。

尾花英朗

1973年10月

目　　录

第一部分　热交换器的基础理论

第二部分 传 热 概 论

第三部分 热交换器系统的最佳化

第一部分　热交换器的基础理论

第一章　热交换器的分类

让流体间进行换热而使用的热交换器，按其热的传递方式可大致划分为“表面式热交换器”，“蓄热式热交换器”，有液态热载体的“间接式热交换器”，“直接接触式热交换器”四大类。

表面式热交换器(Surface Heat Exchanger)，是在分隔壁的两边流着温度不同的二种流体，这两种流体通过壁的热传导和壁表面上的流体的对流而进行换热形式的热交换器。也有把它叫做“换热式热交换器(Recuperator)”“普通热交换器(Ordinary Heat Exchanger)”，或只叫“热交换器(Heat Exchanger)”，属于表面式热交换器的有：“列管式热交换器”，“套管式热交换器”，此外，还有其他结构型式的热交换器。

蓄热式热交换器(Regenerator)，是借助于固体蓄热体，把热从高温流体传给低温流体的热交换器。蓄热体在一段时间内接触高温流体，接受高温流体的热，在下一段时间内接触低温流体，并在这段时间内把热释放给低温流体。蓄热式热交换器有：“回转型蓄热式热交换器”，“阀门切换型蓄热式热交换器”等。

有液态载热体的间接式热交换器(Liguid-Coupled Indirect-type Exchanger)，是用循环的热载体把两个表面式热交换器联结起来的热交换器。热载体循环在高温流体热交换器与低温流体热交换器之间，在高温流体热交换器中接受热能，在低温流体热交换器中把热释放给低温流体。

直接接触式热交换器(Direct-Contact Heat Exchanger)，是让两种流体直接接触进行热交换的热交换器。属于此类的有：凉水塔，气压式特殊冷凝器（バロソトリックコンデンサ)等。在凉水塔中，水和空气直接接触进行热交换。在气压式特殊冷凝器中，蒸汽和水直接接触，蒸汽在水的表面上冷凝。此外，也有在两种流体中引进第三种流体为热载体的，它在两种流体中均不溶。让它分别与高温流体，低温流体直接接触，使两流体进行换热的直接接触式液——液热交换器。

另外，热交换器也可从使用上来划分，分成“加热器”，“预热器”，“过热器”,“蒸发器”，“再沸器”，“冷却器”，“深冷器”，“冷凝器”，“全部冷凝器”，“部分冷凝器”等。

加热器(Heater)是把流体加热到一定温度而使用的热交换器，被加热的流体无相变。

预热器(Pre-heater)，是预先加热流体，为改善下一步操作，提高效率而使用的热交换器。

过热器(Super heater)，是把流体加热到过热状态而使用的热交换器。

蒸发器(Eraporator)，是加热液体，并使之蒸发的热交换器。

再沸器(Reboier)，是把在装置中冷凝下来的液体再重新蒸发的热交换器。

冷却器(Cooler)，是把流体冷却到一定温度的热交换器。

深冷器(Chiller)，是把流体冷却到0℃以下极低的低温而使用的热交换器。

冷凝器(Condenser)，是冷却凝缩性气体，把凝缩气体液化的热交换器，例如把蒸汽变成水的热交换器叫做复水器。

完全冷凝器(Total Condenser)，是把可凝性气体全部冷凝的热交换器。

部分冷凝器(Partial Condenser)，是把可凝性气体的一部分冷凝为液体，把剩余部分的气体以原来的形式放空的热交换器。

第二章 传热机理

如果在物体内有温度差时，则热便由高温部分流向低温部分。这种热移动的机理有导热，对流和辐射传热。

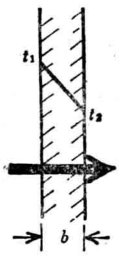

图2·1 平壁的导热传热

导热传热(Heat Conduction)，从宏观上看，是在静止的物体内部进行传热的一种形式。

试讨论图2·1所示的一均匀厚度为b的固体壁，在稳定状态下，让它两侧的温度维持在t_1，t_2时，则在单位时间内流入微小壁面积dA的热量dQ可用下式表示。

$$dQ=\frac{K_w}{b}\cdot(t_1-t_2)\cdot dA \qquad (2\cdot1)$$

式中K_w叫导热系数(Thermal Conductivity)是由材质来决定的物化数据，严格讲它是温度的函数。表2·1例出了一些物质的导热系数。

表2·1 固体的导热系数 K_w[千卡/米·时·℃](在20℃时)

铜(JIS H-3603DCUTI)	292
铝	133～165
埃瓦黄铜(BsTF4)	88.5
阿尔布拉克高强度黄铜(BsTF2)	100
90/10铜镍合金	39.7
80/20铜镍合金	32.5
70/30铜镍合金	25.5
钛	14.4
钢管(STB SGP)	40～55(在100℃时)
镍	77.5
铅	28.7(在100℃时)，25.6(在300℃时)
玻璃(管衬里)	0.8～1.0
碳化钙(电石)	100
聚四氟乙烯	0.216
聚三氟乙烯	0.047
PVC(可塑聚氯乙烯)	0.17～0.14
SUS21(不锈钢)	21.2
22	21.2
23	21.2
24	22.5
27	14
28	14
32	14
37	21.2

对流传热是通过物体的流动而传递热量的一种传热。图 2·2 中，A 为静止的固体，B 为象液体或气体一样流动着的流体。在这种情况下，在与固体壁 A 接触的流体 B 内，存在着一个具有一定速度分布和温度分布薄的边界层。在边界层内，贴壁的流体的温度等于壁面温度 t_w，挨着主流侧，流体温度等于 t_o。对这个边界层而言，也就是说在流体边界层内的传热是由导热来完成的。若流体的导热系数为 K，层的厚度为 δ，则在单位时间内从温度为 t_w 的表面向温度为 t 的流体流入的热量是，当微分面积为 dA 时，

$$dQ = \frac{K}{\delta} \cdot (t_w - t) \cdot dA \tag{2·2}$$

$$dQ = h \cdot (t_w - t) \cdot dA \tag{2·3}$$

把这个比例常数 $h(=K/\delta)$ 叫做给热系数。

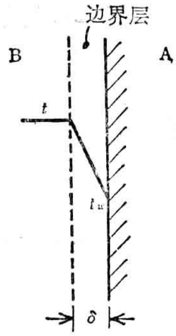

图 2·2 沿着平壁流动的对流传热

在管道内传热的场合，给热系数是不断地沿着长度方向变化的。因此应该用平均值。给热系数的平均值 h_m 为

$$h_m = \frac{1}{L}\int_0^L h \cdot dx \tag{2·4}$$

L 是管道的长度，dx 是管道的微小长度。

另外，在长度 L 间的单位面积上，每单位时间内所传递热量的平均值为

$$\frac{Q}{A} = h_m \cdot (t_w - t)_{l.m} \tag{2·5}$$

式中，Q/A 是在长度 L 间每单位面积的传热速度*的平均值，$(t_w - t)_{l.m}$ 是壁和流体间温度差的对数平均值。

此外，也有使用壁和流体间温度差的算术平均值的，依此而定义的算术平均给热系数 $h_{a.m}$。即，

$$\frac{Q}{A} = h_{a.m} \cdot (t_w - t)_{a.m} \tag{2·6}$$

在实际的热交换器中，如图 2·3 所示，是固体壁把高温流体和低温流体分隔开的。现在，试研究高温流体在管内，低温流体在管外流动时的情况。当流体中的溶质在管外和管内析出时，就形成各自厚度为 δ_o，δ_i 的垢层，其垢层的导热系数为 K_o，K_i 时，这时，分别把 δ_o/K_o，δ_i/K_i 叫做管外，管内的污垢系数，并用 r_o 和 r_i 表示。当研究微小长度 dx 时，可得：

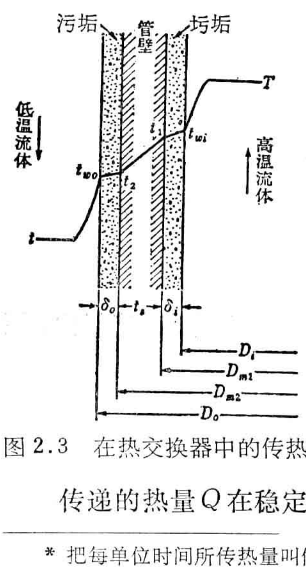

图 2.3 在热交换器中的传热

$$dQ = h_i \cdot (T - t_{wi}) \cdot \pi \cdot D_i \cdot dx$$

$$dQ = \frac{1}{r_i} \cdot (t_{wi} - t_1) \cdot \pi \cdot D_{m1} \cdot dx$$

$$dQ = \frac{K_w}{b} \cdot (t_1 - t_2) \cdot \pi \cdot D_m \cdot dx$$

$$dQ = \frac{1}{r_o} \cdot (t_2 - t_{wo}) \cdot \pi \cdot D_{m2} \cdot dx$$

$$dQ = h_o \cdot (t_{wo} - t) \cdot \pi \cdot D_o \cdot dx$$

传递的热量 Q 在稳定状态下是相等的。同时，因污垢物质的厚度通常很薄，所以污垢物

* 把每单位时间所传热量叫做传热速度

质层的平均直径 D_{m1}，D_{m2} 可分别认为与管内径 D_i，管外径 D_o 相等，故由上式得，

$$\frac{dQ}{\pi \cdot D_o \cdot dx} \cdot \left[\frac{1}{h_o} + r_o + \frac{t_s}{K_w} \cdot \left(\frac{D_o}{D_m}\right) + r_i \cdot \left(\frac{D_o}{D_i}\right) + \frac{1}{h_i} \cdot \left(\frac{D_o}{D_i}\right)\right] = T - t \qquad (2 \cdot 7)$$

现在，若管外表面积为 A_o，则

$$dA_o = \pi \cdot D_o \cdot dx \qquad (2 \cdot 8)$$

把(2·8)式代入(2·7)式中后，

$$\frac{dQ}{dA_o} = U \cdot (T - t) \qquad (2 \cdot 9)$$

但是，

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_o} + r_o + \frac{b}{k_w} \cdot \left(\frac{D_o}{D_m}\right) + r_i \cdot \left(\frac{D_o}{D_i}\right) + \frac{1}{h_i} \cdot \left(\frac{D_o}{D_i}\right) \qquad (2 \cdot 10)$$

把这个 U 叫做总传热系数。同时，管的平均直径 D_m 用下式来定义。

$$D_m = \frac{D_o - D_i}{\ln (D_o / D_i)} \qquad (2 \cdot 11)$$

当管壁厚度薄，并且管壁的热阻比其他热阻小时，实际上可认为 $(D_o/D_m) = 1$。

(2·9)式叫做热交换器的传热式，或叫传热速度式。

第三章　表面式热交换器的基本传热公式

当联立解由第二章推导的传热速度式和流体间的热平衡式时，可导出各种流动形式的基本传热式。对2流体间进行传热来说，这个基本传热式可用下面定义的无因次数 E，(NTU)，R 来表示。

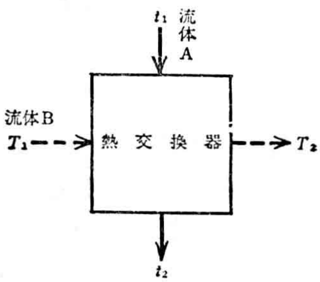

图 3.1　在热交换器中的热交换

温度效率 E：

当流体 A 和流体 B 在热交换器内进行热交换，象图3·1所示时，其温度效率可用下式来定义。

流体 A 的温度效率

$$E_A = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}$$

流体 B 的温度效率

$$E_B = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - t_1} = R_A \cdot E_A$$

式中，t_1、t_2 是流体 A 入，出口的温度，

T_1、T_2 是流体 B 入，出口的温度。

水当量比 R：

是把流体 A 的水当量（流量×比热）$w \cdot c$ 与流体 B 的水当量 $W \cdot C$ 之比叫做水当量比，用 R 表示。

$$R_A = \frac{w \cdot c}{W \cdot C} = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1}$$

$$R_B = \frac{W \cdot C}{w \cdot c} = \frac{1}{R_A}$$

热传递单位数(NTU)：

$$(\mathrm{NTU})_A = \frac{U \cdot A}{w \cdot c}$$

$$(\mathrm{NTU})_B = \frac{U \cdot A}{W \cdot C} = R_A \cdot (\mathrm{NTU})_A$$

而且，在推导基本传热公式时，做了以下的假设：

1. 各流体的流量一定；
2. 各流体的比热一定；
3. 无相变，只是显热变化；
4. 忽略向体系外散失的热量。

3·1 逆流热交换器

3·1·1 总传热系数一定时

图 3·2 所示为两流体沿着传热面逆向流动时的情况，即是逆流时，沿着两流体流动方向的温度分布。现在，讨论微小面积 dA_x，流入这微小面积的热量 dQ，可由(2·9)式得，

$$dQ = U \cdot (T - t) \cdot dA_x \tag{3·1}$$

由热平衡可知，

$$dQ = -W \cdot C \cdot dT = -w \cdot c \cdot dt \tag{3·2}$$

由(3·2)式得，

$$d(T - t) = \left(\frac{1}{w \cdot c} - \frac{1}{W \cdot C}\right) \cdot dQ$$

把上式与(3·1)式合并后，

$$\frac{d(T - t)}{T - t} = \left(1 - \frac{w \cdot c}{W \cdot C}\right) \cdot \frac{U}{w \cdot c} \cdot dA_x \tag{3·3}$$

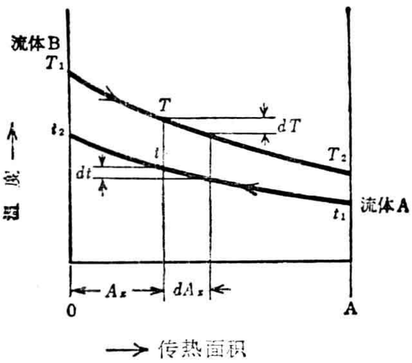

图 3.2 逆流热交换器中的温度分布

若从流体 B 的入口积分到出口时，则

$$\frac{T_2 - t_1}{T_1 - t_2} = \exp[(1 - R_A) \cdot (\mathrm{NTU})_A] \tag{3·4}$$

但是，

$$T_2 - t_1 = T_1 - R_A \cdot E_A \cdot (T_1 - t_1) - t_1 = (1 - R_A \cdot E_A) \cdot (T_1 - t_1)$$

$$T_1 - t_2 = T_1 - E_A \cdot (T_1 - t_1) - t_1 = (1 - E_A) \cdot (T_1 - t_1)$$

因此，

$$\frac{T_2 - t_1}{T_1 - t_2} = \frac{1 - R_A E_A}{1 - E_A}$$

如把它代入(3·4)式中，加以整理，则

$$E_A = \frac{1 - \exp[-(\mathrm{NTU})_A \cdot (1 - R_A)]}{1 - R_A \cdot \exp[-(\mathrm{NTU})_A \cdot (1 - R_A)]} \tag{3·5}$$

当 $R_A = 1$ 时，

$$E_A = \frac{(\mathrm{NTU})_A}{1 + (\mathrm{NTU})_A} \tag{3·5a}$$

流体 B 的温度效率 E_B

$$E_B = \frac{1 - \exp[-(\mathrm{NTU})_B \cdot (1 - R_B)]}{1 - R_B \cdot \exp[-(\mathrm{NTU})_B \cdot (1 - R_B)]} \tag{3·6}$$

当 $R_B=1$ 时

$$E_B=E_A \tag{3·6a}$$

以 R_A 为参数用图 3·45 示出了 E_A 与 $(NTU)_A$ 的关系*。由(3·5)式和(3·6)式知，如以 R_B 代替 R_A，则图 3·45 仍可表示 E_B 与 (NTU) 的关系。另外，对 $R_A=0$ 的线来说，表示出 $W\cdot C$ 为无限大，换句话说，即是流体 B 无温度变化，实际上，冷凝器就相当于这种情况。

3·1·2 总传热系数变化时

在前节讲的是总传热系数不变的情况。然而，在实际上，在热交换器中，随着流体的温度变化，流体的物性也变化，故总传热系数是变化的。

由图 3·2 所示的温度分布来分析逆流热交换器时，应该假设如下。

1．忽略壁热阻；

2．不考虑污垢系数；

3．管径比，D_o/D_i 可近似认为等于 1；

4．一个流体的给热系数起决定作用。

此时，由(2.10)式得

$$U=h \tag{3·7}$$

这时，h 是 h_i 还是 h_o? 例如，对水蒸汽加热器来说，由于蒸汽冷凝给热系数大，所以可以忽略它的热阻，当用低粘度流体加热粘度非常高的流体时，也可忽略低粘度流体的热阻。在这种场合下，(3·7)式是成立的。

一般，给热系数的关联式，对湍流可整理成下列形式。

$$h=K\cdot\left(\frac{K}{D_e}\right)\cdot\left(\frac{C\cdot\mu}{K}\right)^i\cdot\left(\frac{D_e\cdot G}{\mu}\right)^j \tag{3·8}$$

K、i、j 是由流道的形式来定的常数，例如在管内流动时，

$K=0\ .023$，$i=0.33$，$j=0.80$。

由(3·7)和(3·8)式得

$$U=h=K\cdot\left(\frac{K^{1-i}\cdot C^i\cdot D_e^{j-1}\cdot G}{\mu^{j-1}}\right) \tag{3·9}$$

流体的比热 C 和导热系数 K，虽然差不多不随温度变化，但粘度 μ 在通常情况下变化是大的。因此，

$$U=C'\cdot\mu^{i-j} \tag{3·10}$$

$$C'=K\cdot(k^{1-i}\cdot C^i\cdot D_e^{j-1}\cdot G)=\text{常数}$$

流体的粘度与温度的关系，一般用下式来表示。

$$\mu=F\cdot(t+a)^s \tag{3·11}$$

代入(3.10)式中

$$U=C'\cdot[F\cdot(t+a)^s]^{i-j}=B\cdot(t+a)^n \tag{3·12}$$

式中，

$$B=C'\cdot F^{i-j}=\text{常数}$$

$$n=S(i-j)$$

n 是由流道的形式和流体的物性来定的常数，一般有如下范围的值。

* 把这样的图叫做温度效率曲线图

气体在管内流动时，

$$-0.28 \leqslant n \leqslant -0.47$$

液体在管内流动时，

$$1.18 \leqslant n \leqslant 4.93$$

在图 3·2 上，可以解释为总传热系数是低温侧流体（流体 A）温度 t 的函数，用（3·12）式表示。

当微小面积为 dA_x 时，由传热式得，

$$-w \cdot c \cdot dt = U \cdot (T-t) \cdot dA_x \tag{3·13}$$

现在,定义以下的无因次数

$$R' = \frac{T_1 - T}{t_2 - t_1} \tag{3·14}$$

$$S = \frac{T_1 - t}{t_2 - t_1} \tag{3·15}$$

$$E_A = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \tag{3·16}$$

那么，

$$T - t = (S - R') \cdot (t_2 - t_1) \tag{3·17}$$

由(3·15)式

$$dS = -\frac{dt}{t_2 - t_1} \tag{3·18}$$

即是，

$$dt = -(t_2 - t_1) \cdot dS \tag{3·19}$$

把(3·19)式和(3·17)式代入(3·13)式中后、

$$dS = U \cdot (S - R') \cdot \frac{dA_x}{w \cdot c} \tag{3·20}$$

由(3·15),(3·16)式

$$\frac{1}{E_A} - S = \frac{t - t_1}{t_2 - t}$$

$$\therefore \quad t = \left(\frac{1}{E_A} - S\right) \cdot (t_2 - t_1) + t_1 \tag{3·21}$$

U 为温度 t 的函数，如用(3·12)式表示，并代入(3·21)式中，则

$$U = B \cdot \left[\left(\frac{1}{E_A} - S\right) \cdot (t_2 - t_1) + t_1 + a\right]^n \tag{3·22}$$

由(3·12)式

$$U_1 = B \cdot (t_1 + a)^n \text{；} \quad t_1 = \left(\frac{U_1}{B}\right)^{1/n} - a \tag{3·23}$$

$$U_2 = B \cdot (t_2 + a)^n \text{；} \quad t_2 = \left(\frac{U_2}{B}\right)^{1/n} - a \tag{3·24}$$

把(3·23),(3·24)式代入(3·22)式中

$$U = U_1 \left\{\left(\frac{1}{E_A} - S\right) \cdot \left[\left(\frac{U_2}{U_1}\right)^{1/n} - 1\right] + 1\right\}^n \tag{3·25}$$

把(3·25)式代入(3·20)式中

$$dS=\left\{\left(\frac{1}{E_A}-S\right)\cdot\left[\left(\frac{U_2}{U_1}\right)^{1/n}-1\right]+1\right\}^n\cdot(S-R')\frac{U_1\cdot dA_x}{w\cdot c} \tag{3·26}$$

定义下面的无因次数

$$\frac{U_1\cdot A_x}{w\cdot c}=(\mathrm{NTU})A_x \tag{3·27}$$

由(3·27),(3·26)式

$$dS=\left\{\left(\frac{1}{E_A}-S\right)\cdot\left[\left(\frac{U_2}{U_1}\right)^{1/n}-1\right]+1\right\}^n\cdot(S-R')d(\mathrm{NTU})_{A_x} \tag{3.28}$$

然后,由热平衡得,

$$-W\cdot C\cdot dT=-w\cdot c\cdot dt \tag{3·29}$$

由(3·14)式

$$dT=-(t_2-t_1)\cdot dR' \tag{3·30}$$

把(3·30)和(3·19)式与(3·29)式合并

$$dR'=\frac{w\cdot c}{W\cdot C}\cdot dS=R_A\cdot dS \tag{3·31}$$

联立解(3.28)和(3·31)式求 E_A, R_A 及$(\mathrm{NTU})_A$的关系。

在热交换器的左端(参照图 3·2)

$$A_x=0\ :\ (\mathrm{NTU})_{A_x}=0$$

$$t=t_2\ :\ S=\frac{T_1-t_2}{t_2-t_1}=\frac{1}{E_A}-1$$

$$T=T_1\ :\ R'=\frac{T_1-T_1}{t_2-t_1}=0$$

在热交换器的右端(参照图 3·2)

$$A_x=A\ :\ (\mathrm{NTU})_{A_x}=(\mathrm{NTU})_A=(U_1\cdot A)/(w\cdot c)$$

$$t=t_1\ :\ S=\frac{T_1-t_1}{t_2-t_1}=\frac{1}{E_A}$$

(1) $n=1$ 时:

总传热系数 U 随流体A的温度 t 成直线比例变化,即 $n=1$ 时,可以用解析法解联立微分方程(3·28),(3·31)式。其结果为,

$$(\mathrm{NTU})_A=\frac{E_A}{(1-E_A)-(U_2/U_1)\cdot(1-R_A\cdot E_A)}\cdot\ln\left[\left(\frac{1-E_A}{1-R_A\cdot E_A}\right)\left(\frac{U_1}{U_2}\right)\right] \tag{3·32}$$

式中,

$$(\mathrm{NTU})_A=(U_1\cdot A)/(w\cdot c)$$

图 3·46 至图 3·50 表示了以 R_A 为参数的 E_A 与 (NTU)的关系。

(2) $n\neq1$ 时:

当 $n\neq1$ 时,因不能用解析法解联立微分方程(3·28),(3·31)式,所以要进行数值计算。图 3·51 至图 3·55 表示了:当 $n=1·4$ 时,用 Digierl 计算机通过 Runge-Kutta 法计算的结果。

在以上的计算中,总传热系数U是作为低温侧流体(流体 A)温度的函数来处理的,但相反地U作为高温侧流体(流体B)温度的函数来表示时,这些结论也仍然适用。

3·2 顺流热交换器

图 3·3 表示了；两流体沿着传热面向同一方向流动时，即顺流时，沿着两流体流动方向的温度分布。该情况下的热平衡为

$$dQ = -W \cdot C \cdot dT = w \cdot c \cdot dt \qquad (3·33)$$

和传热式 (3·1) 合并，当总传热系数U为一定时，能解得下面的温度效率式。

$$E_A = \frac{1-\exp[-(\mathrm{NTU})_A \cdot (1+R_A)]}{1+R_A} \qquad (3·34)$$

$$E_B = \frac{1-\exp[-(\mathrm{NTU})_A \cdot (1+R_B)]}{1+R_B} \qquad (3·35)$$

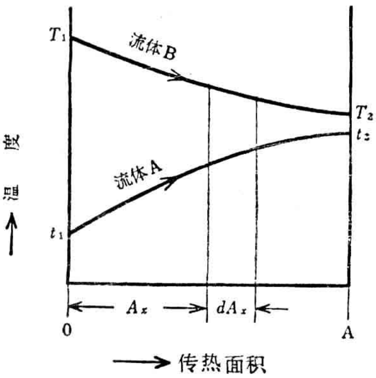

图 3.3　在顺流热交换器中的温度分布

图 3·56 表示了：以 R_A 为参数的 E_A 与 $(\mathrm{NTU})_A$ 的关系。如以 R_B 来代替 R_A，则图就可表示 E_B 与 $(\mathrm{NTU})_B$ 的关系。

3·3 壳侧单程，管侧偶数程的热交换器

图 3·4 所示，是壳侧单程，管侧偶数程的热交换器，一般地叫做 1-n 热交换器。列管式热交换器(Shell and Tube Exchanger)通常为这样的流动形式。

3·3·1 总传热系数一定时

图 3·5 示出的为 1-n 热交换器的温度分布。由热平衡和热传递得下式。

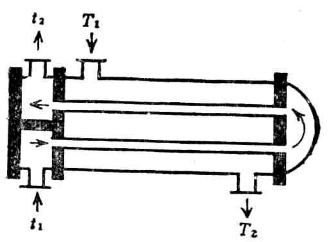

图 3.4　1–2 热交换器

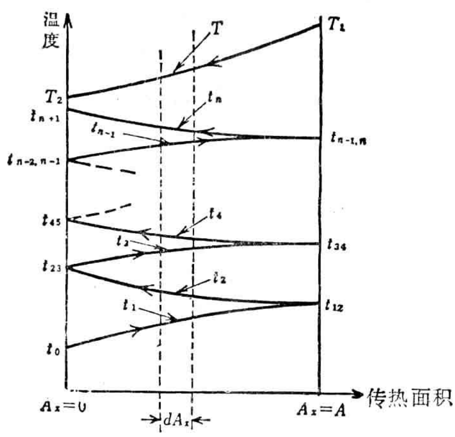

图 3.5　1-n 热交换器的温度分布

(a) 对整个热交换器

$$W \cdot C \cdot (T_1 - T_2) = w \cdot c(t_{n+1} - t_0) \qquad (3·36)$$

(b) 对管侧流体(流体 A)的每一程

$$dt_i = (-1)^{i-1} \cdot \frac{U}{n \cdot w \cdot c} \cdot (T - t_i) \cdot dA_x$$

$$i = 1,2,3,\cdots\cdots,n-1,n \qquad (3·37)$$

(c) 关于从微分面积 dA_x 到 A 的部分

$$W \cdot C(T_1 - T) = w \cdot c(t_n - t_{n-1} + t_{n-2} - t_{n-3} \cdots\cdots + t_4 - t_3 + t_2 - t_1) \qquad (3·38)$$

(d) 在微分面积 dA_x 上，从壳侧传递来的热量等于管侧流体全程传递的热量之和。

$$dQ = W\cdot C\cdot dT = w\cdot c\cdot(dt_1 - dt_2 + dt_3 - dt_4 + \cdots\cdots + dt_{n-1} - dt_n) \tag{3·39}$$

管侧的微分温度分别用(3·37)给出。因此，(3·39)式可写成，

$$\frac{dT}{dA_x} = \frac{U}{n\cdot W\cdot C}\cdot\left(nT - \sum_{i=1}^{n} t_i\right) \quad i = 1,\ 2,\ 3,\ \cdots\cdots,\ n-1,\ n \tag{3·40}$$

故，

$$\frac{d^2T}{dA_x^2} = \frac{U}{n\cdot W\cdot C}\cdot\left(n\cdot\frac{dT}{dA_x} - \sum_{i=1}^{n}\frac{dt_i}{dA_x}\right) \quad i = 1,\ 2,\ 3,\ \cdots\cdots,\ n-1,\ n \tag{3·41}$$

把由(3·37)式求得的 dt_i/dA_x 代入(3·41)式

$$\frac{d^2T}{dA_x^2} = \frac{U}{W\cdot C}\cdot\frac{dT}{dA_x} + \left(\frac{U}{n\cdot W\cdot C}\right)\cdot\left(\frac{U}{n\cdot w\cdot c}\right)$$

$$\times(t_n - t_{n-1} + t_{n-2} - t_{n-3} + \cdots\cdots + t_4 - t_3 + t_2 - t_1) \tag{3·42}$$

由(3·38)式可见，(3·42) 式右边的温度之和等于$(W\cdot C/w\cdot c)(T_1 - T)$。因此，(3·42)式可写成下面的形式。

$$\frac{d^2T}{dA_x^2} - \frac{U}{W\cdot C}\cdot\frac{dT}{dA_x} + \left(\frac{U}{n\cdot w\cdot c}\right)^2\cdot(T_1 - T) = 0 \tag{3·43}$$

设 $T_1 - T = u$ 则

$$\frac{d^2u}{dA_x^2} - \left(\frac{U}{W\cdot C}\right)\cdot\frac{du}{dA_x} - \left(\frac{U}{n\cdot w\cdot c}\right)^2\cdot u = 0 \tag{3·44}$$

这个式子是线性 2 阶同次微分方程式，它的一般解，

$$u = C_1\cdot\exp(m_1\cdot A_x) + C_2\cdot\exp(m_2\cdot A_x) \tag{3·45}$$

不定常数 C_1，C_2 由边值条件求。

$$\left.\begin{array}{l} 在\quad A_x = 0\ 时\ U = T_1 - T_2 \\ \quad\quad A_x = A\ 时\ U = 0 \end{array}\right\} \tag{3·46}$$

式中 m_1 和 m_2 值为

$$m_1,\ m_2 = \frac{U}{2W\cdot C} \pm \sqrt{\left(\frac{U}{2W\cdot C}\right)^2 + \left(\frac{U}{n\cdot w\cdot c}\right)^2}$$

或者

$$m_1,\ m_2 = \frac{U}{2W\cdot C}(1 \pm \lambda) \tag{3·47}$$

因为

$$R_A = w\cdot c/W\cdot C$$

所以

$$\lambda = \frac{2}{nR_A}\cdot\sqrt{1 + \left(\frac{n\cdot R_A}{2}\right)^2} \tag{3·48}$$

不定常数 C_1 和 C_2 用(3·46)式的边值条件

$$C_1 = -\frac{(T_1 - T_2)\cdot\exp(m_2\cdot A)}{\exp(m_1\cdot A) - \exp(m_2\cdot A)} \tag{3·49}$$

$$C_2 = \frac{(T_1 - T_2)\cdot\exp(m_1\cdot A)}{\exp(m_1\cdot A) - \exp(m_2\cdot A)} \tag{3·50}$$

低温管侧，程末端温度用表 3·1 给出。