

石油化工
技术参考资料

热 交 换 器 设 计

(上 册)

35

兰州化学工业公司化工设计院

石油化工技术参考资料

总编号：35

内部资料 注意保存

编辑出版：兰州化学工业公司化工设计院

印刷：兰州人民印刷厂

发行：兰化设计院技术室出版发行组

（兰州市西固区）

本期印数：5000册

1976年11月出版

定价：2.70元

毛主席语录

学习有两种态度。一种是教条主义的态度，不管我国情况，适用的和不适用的，一起搬来。这种态度不好。另一种态度，学习的时候用脑筋想一下，学那些和我国情况相适合的东西，即吸取对我们有益的经验，我们需要的是这样一种态度。

洋为中用。

说 明

热交换器为化工、炼油和食品等工业部门所广泛应用的通用设备。对于化工及炼油工业尤为重要。例如,常减压蒸馏装置中,热交换器约占总投资的20%,催化重整及加氢脱硫装置中约占15%。通常,在化工厂的建设中,热交换器约占总投资的11%。一般地说,热交换器约占炼油、化工装置设备总重的40%左右。

随着石油化学工业的迅速发展,对热交换器的设计和制造提出了新的要求,推动了从传热机理的探讨到设备结构的创新,从设计的计算到制造工艺的研究等。相继出现了一些新型结构的热交换器。

对于热交换器的设计来说,当前迫切需要有一份按结构分类的设计计算资料。以便在改造或设计热交换器时,易于找到相应的计算方法。为此,我们根据毛主席“洋为中用”的教导,将日本《化学装置》上有关热交换器设计文章翻译出来,供读者参考。与此同时,我们还选译了该杂志中未包括的有关热交换器的设计方法一并发表,以期更臻完整。

鉴于篇幅太大,本资料分上、下两册出版。

本资料由兰州化学工业公司化工机械研究所秦霁光、崔世纯和王志洁同志翻译。

由于我们的实践经验和水平有限,谬误之处,在所难免,敬希指正。

目 录

(上 册)

一、列管式热交换器的设计法	(1)
二、低翅管热交换器的设计法	(31)
三、套管式热交换器的设计法	(48)
四、气压冷凝器的设计法	(63)
五、使用Ten—Broeck曲线图的热交换器设计法	(72)
六、螺旋板式热交换器的设计法	(80)
七、板式热交换器的设计法	(89)
八、空冷式热交换器的设计法	(104)
九、釜式再沸器的设计法	(134)
十、立式热虹吸再沸器的设计法	(151)
十一、蓄热式热交换器的设计法	(172)
十二、蒸发冷却(冷凝)器的设计法	(197)
十三、冷却冷凝器的设计法	(215)
十四、有雾产生的冷却冷凝器设计法	(237)
十五、混合蒸汽冷凝器的设计法	(245)
十六、刮面式热交换器的设计法	(270)
十七、液膜式热交换器的设计法	(303)

第一章 列管式热交换器的设计法

1—1 列管式热交换器的种类及各部件的名称

一、固定管板式(图1.1.a)

与其他型式的热交换器相比,因为固定管板式热交换器的构造简单,价格便宜,所以被广泛应用。这种型式热交换器的最大缺点是管外清扫困难,因此壳侧流体必须是清洁而不易产生污垢的流体。固定管板式热交换器的壳侧与管内流体之间的温度差到达 100°C 以上时,为了缓和壳体和传热管的热膨胀差,壳体上应设置如图1—2所示的膨胀节,但当壳侧流体的压力超过 $7\text{Kg}/\text{cm}^2$ 时,因膨胀节过厚,难于自由伸缩,故不易设计。

二、U型管式(图1.1.b)

U型管式热交换器的管束可以拆下,管外可以清扫,对热膨胀来说管子也是自由的。其缺点是U型管更换和管内清扫困难。价格比固定管板式约高10%。

三、内部浮头式(图1.1.c)

可以拉出管束清扫壳侧,壳与管不致因热膨胀差而产生应力。但因构造复杂,故价格比固定管板式约高20%。

四、外部填料函式(图1.1.d)

这是浮头中使用最广的型式。虽然壳体填料函的耐压可以设计到 $40\text{Kg}/\text{cm}^2$,但实际上壳侧流体有向外泄漏的危险,所以不能

用于处理挥发性、易燃性流体。传热面积小时,制造费用比内部浮头式便宜。

五、套环式(图1.1.e)

这是浮头中价格最便宜的型式,但由于很难避免壳侧和管侧有一定程度的泄漏,所以只可用于工作压力为 $10\text{Kg}/\text{cm}^2$ 以下的低压操作。

六、拉拔型浮头式(图1.1.f)

因浮头盖上有夹紧螺栓,所以能用于高压,且由于管束拉拔简单,故检查和修理方便。但因壳内侧与管束的间隙大,所以壳侧流体有在此间隙产生短路的缺点。

七、插管式(图1.1.g)

壳侧与管侧流体之间的温度差极大时,对热膨胀来说,这种型式是完全自由的,很少产生泄漏,故亦被广泛应用。

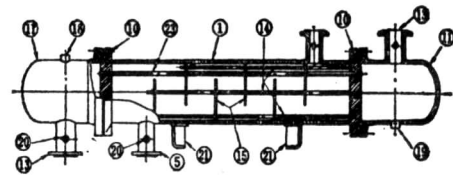


图1.1.a 固定管板式热交换器

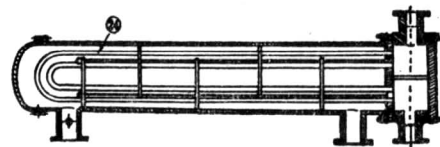


图1.1.b U型管式热交换器

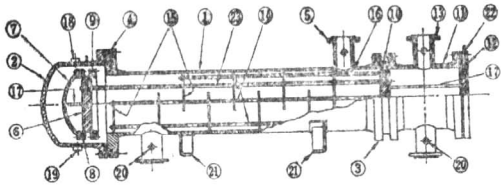


图1.1.c 内部浮头式热交换器

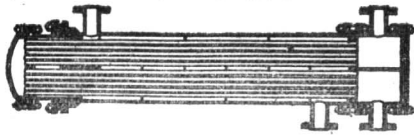


图1.1.d 外部填料函式热交换器

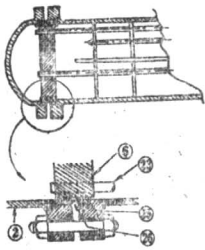


图1.1.e 套环式热交换器

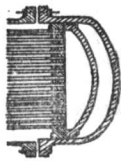


图1.1.f 拉拔型浮头式热交换器

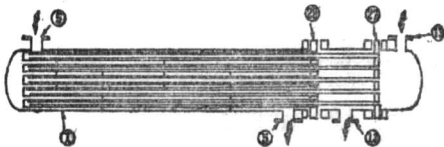


图1.1.g 插管式热交换器

- 图中：①壳体
 ②壳体封头
 ③管箱法兰
 ④壳体封头端的法兰
 ⑤壳侧接管
 ⑥浮头管板
 ⑦浮头盖
 ⑧浮头法兰
 ⑨浮头背环
 ⑩固定管板
 ⑪管箱
 ⑫管箱盖
 ⑬管箱接管
 ⑭折流板固定棒
 ⑮折流板
 ⑯防冲刷板
 ⑰分程挡板
 ⑱排气管
 ⑲排液管
 ⑳丝扣接头
 ㉑支座
 ㉒吊耳
 ㉓管子
 ㉔U型管束
 ㉕填料
 ㉖泪孔环
 ㉗内套管管板
 ㉘外部管管板

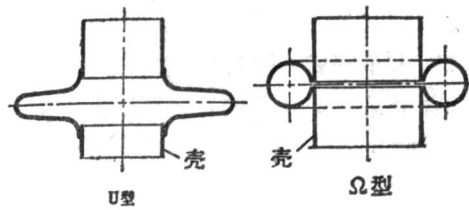


图1.2 膨胀节

1—2 基本传热式

$$Q = AU\Delta T \quad (1-1)$$

式中

Q——传热量[千卡/时]

A——传热面积(以传热管外径为基准)

[米²]

ΔT ——有效温度差[°C]

U ——传热系数(以传热管外径为基准)
[千卡/米²·时·°C]

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + r_o + \frac{d_o t_c}{d_i \lambda} + r_i + \frac{d_o}{d_i} + \frac{d_o}{h_i d_i}} \quad (1-2)$$

1-3 有效温度差 ΔT

一、並流的情况(图1.3.a)

$$\begin{aligned} \Delta T &= \Delta T_{L,N} \\ &= \frac{(T_1 - t_1) - (T_2 - t_2)}{\ln[(T_1 - t_1)/(T_2 - t_2)]} \end{aligned} \quad (1-3)$$

二、逆流的情况(图1.3.b)

$$\begin{aligned} \Delta T &= \Delta T_{L,M} \\ &= \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln[(T_1 - t_2)/(T_2 - t_1)]} \end{aligned} \quad (1-4)$$

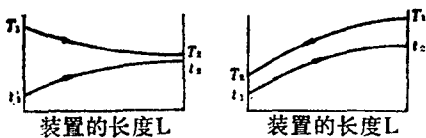


图1.3.a 並流 图 1.3.b 逆流

三、多回路的情况

$$\Delta T = F \cdot \Delta T_{L,M} \quad (1-5)$$

式中

F ——温度差校正系数

$\Delta T_{L,M}$ ——对数平均温度差

$$\begin{aligned} &= \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln[(T_1 - t_2)/(T_2 - t_1)]} \end{aligned} \quad (1-6)$$

当壳侧程数为6以下时,温度差校正系数 F 按图1.4求得;但当壳侧程数为7以上

时,须按下式求出 P ,然后用图1.4.a求出温度差校正系数。

$$\frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} = \frac{1 - [(1 - PR)/(1 - P)]^n}{R - [(1 - PR)/(1 - P)]^n} \quad (1-7)$$

但当 $R = 1$ 时:

$$\frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} = \frac{P \cdot n}{Pn - P + 1} \quad (1-8)$$

式中

$$R = (T_1 - T_2)/(t_2 - t_1) \quad (1-9)$$

n ——壳侧程数

〔例〕在壳侧流体入口温度16°C,壳侧出口温度6°C,管侧入口温度5°C,管侧出口温度10°C的条件下,求壳侧程数为8,管侧程数为16的热交换器的有效温度差。

〔解〕

由式(1-9):

$$R = (16 - 6)/(10 - 5) = 2$$

由式(1-7):

$$\frac{10 - 5}{16 - 5} = \frac{1 - [(1 - 2P)/(1 - P)]^8}{2 - [(1 - 2P)/(1 - P)]^8}$$

得到 $P = 0.168$

根据图1.4.a,由 $P = 0.168$ 和 $R = 2$ 得:

$$F = 0.98$$

由式(1-6)

$$\begin{aligned} \Delta T_{L,M} &= \frac{(16 - 10) - (6 - 5)}{\ln[(16 - 10)/(6 - 5)]} \\ &= 2.8^\circ\text{C} \end{aligned}$$

由式(1-5)

$$\Delta T = F \cdot \Delta T_{L,M} = 0.98 \times 2.8 = 2.74^\circ\text{C}$$

四、插管式的场合

插管式场合的液流可分为如图1.5所示的4种型式。

$$\Delta T = \Delta t_D (t_2 - t_1) \quad (1-10)$$

式中的温度差校正系数 Δt_D 可根据 B 、

Z 、 E 、 R 由图1.6,图1.7求得。

$$B = \frac{1}{2} \left(\frac{T_1 + T_2 - t_1 - t_2}{t_2 - t_1} \right) \quad (1-11)$$

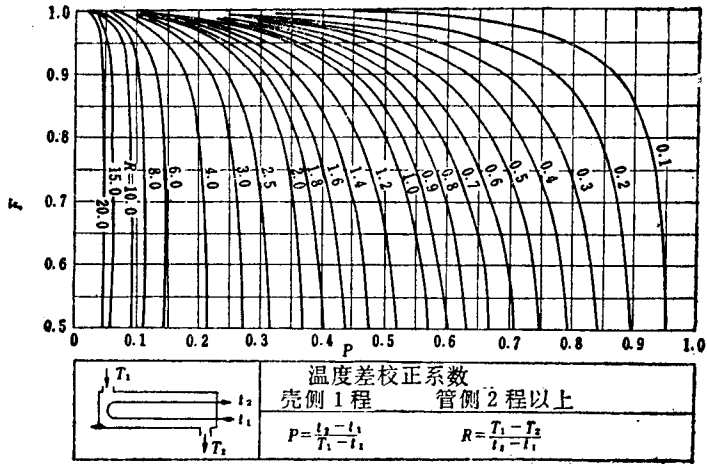


图 1.4. a

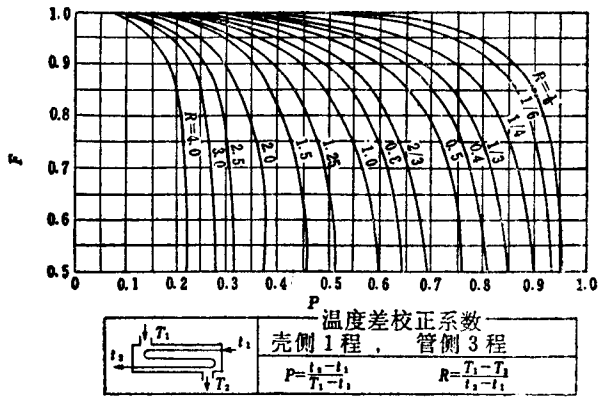


图 1.4. b

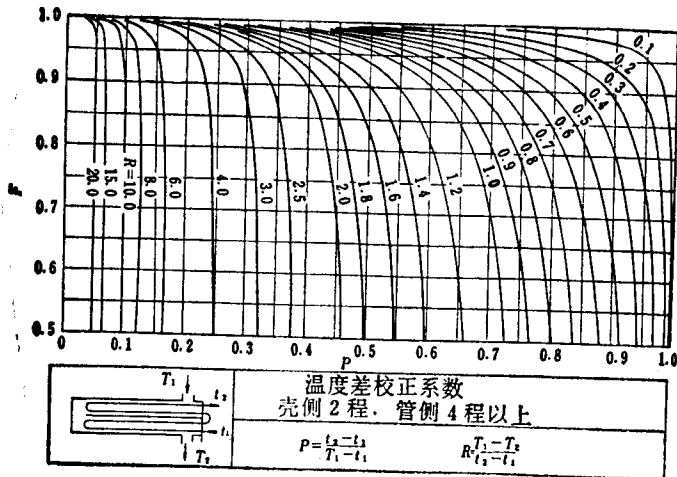


图 1.4. c

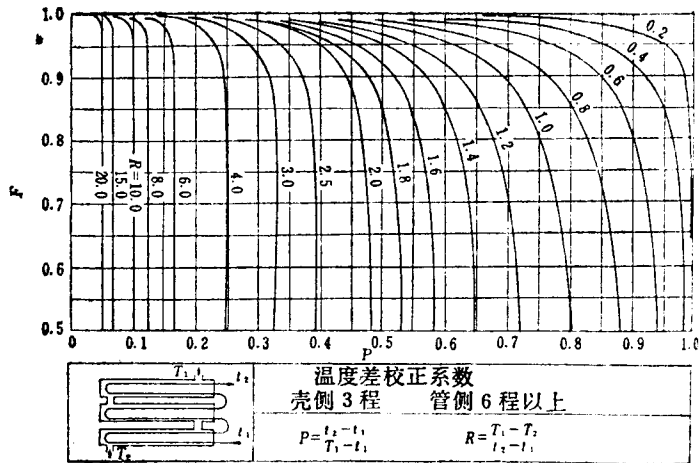


图 1.4.d

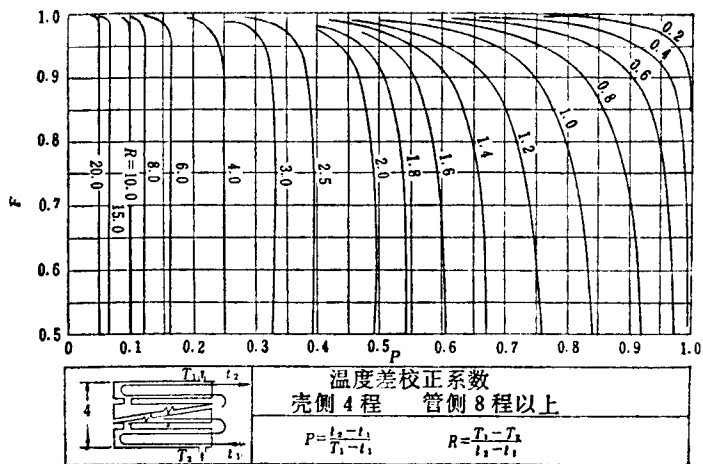


图 1.4.e

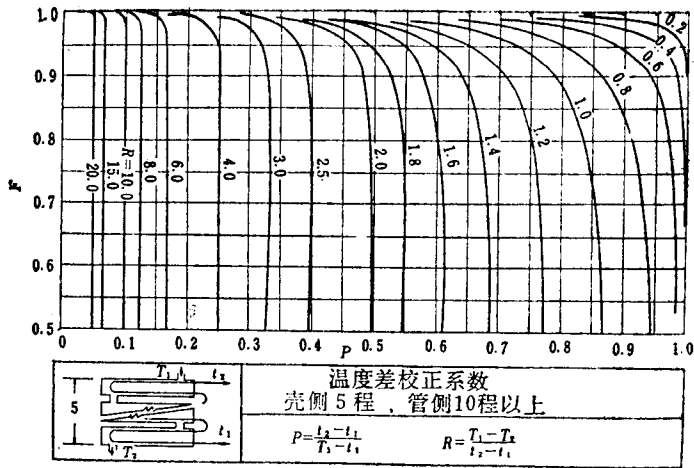


图 1.4. f

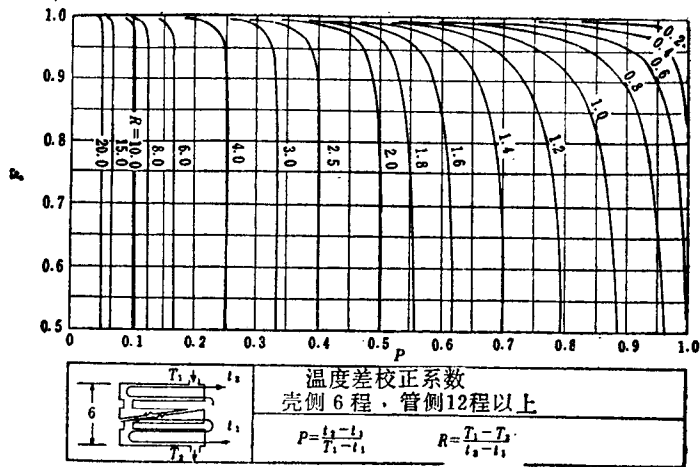


图 1.4. g

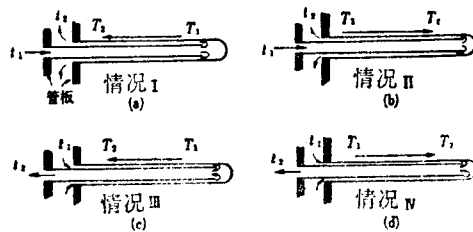


图 1.5 插管式热交换器的流动状态

E——由图1.7求得的参数

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \quad (1-12)$$

$$Z = \frac{U_2 \cdot D_2}{U_1 \cdot D_1} \quad (1-13)$$

U_1 ——外管的传热系数

U_2 ——内管的传热系数

D_1 ——外管直径

D_2 ——内管直径

〔例〕 设管内通过比热为0.5的流体,其入口温度为50℃、出口温度为100℃;壳侧通过比热为1的流体,其入口温度为200℃,出口温度为100℃,试求当插管式热交换器的外管直径为50毫米,内管直径为25毫米时的有效温度差。流体的流动状态如图1.5的第Ⅲ种情况,外管的传热系数为300千卡/米²·时·℃,内管的传热系数为600千卡/米²·时·℃。

〔解〕

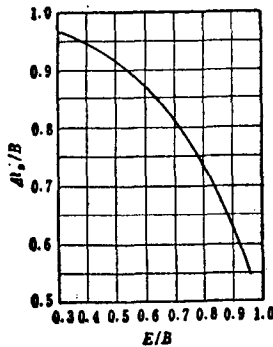


图1.6 Δt_D 的值

$$B = \frac{1}{2} \left(\frac{200 + 100 - 100 - 50}{100 - 50} \right) = 1.50$$

$$R = (200 - 100) / (100 - 50) = 2.0$$

$$Z = \frac{600 \times 25}{300 \times 50} = 1.0$$

用图1.7.b,由 $R=2.0$, $Z=1.0$ 求得 $E=1.10$ 。 $E/B=1.10/1.50=0.739$,由图

1.6得 $\Delta t_{i1}/B=0.783$ 。

$$\Delta t_{i1} = 0.783 \times 1.50 = 1.175$$

$$\Delta T = 1.175 \times 50 = 58.8^\circ\text{C}$$

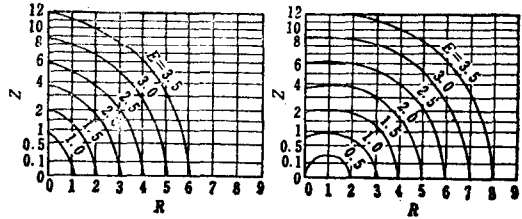


图1.7 E的值

1-4 管内给热系数 h_i

一、无相变的强制对流

(a) 对于所有流体(气体、液体)

$$h_i = j_H \left(\frac{K}{d_i} \right) \left(\frac{C\mu}{K} \right)^{0/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (1-14)$$

式中

j_H ——Coluburn(由图1.8求得)

h_i ——管内给热系数[千卡/米²·时·℃]

(b) 对于水的近似式

$$h_i = 3100 (1 + 0.015t) \times (u)^{0.8} / (100d_i)^{0.2} \quad (1-15)$$

上式适用于雷诺数为10,000以上的场合。

式。

式中

u ——管内流速[米/秒]

t ——水温[℃]

d_i ——管内径[米]

(c) 对于空气的近似式

$$h_i = 0.016CG_t^2 / (d_i)^{0.2} \quad (1-16)$$

上式也是适用于雷诺数为10,000以上的场合。

式中

C ——空气的定压比热[千卡/公斤·℃]

G_t ——空气的管内质量速度

[公斤/米²·时]

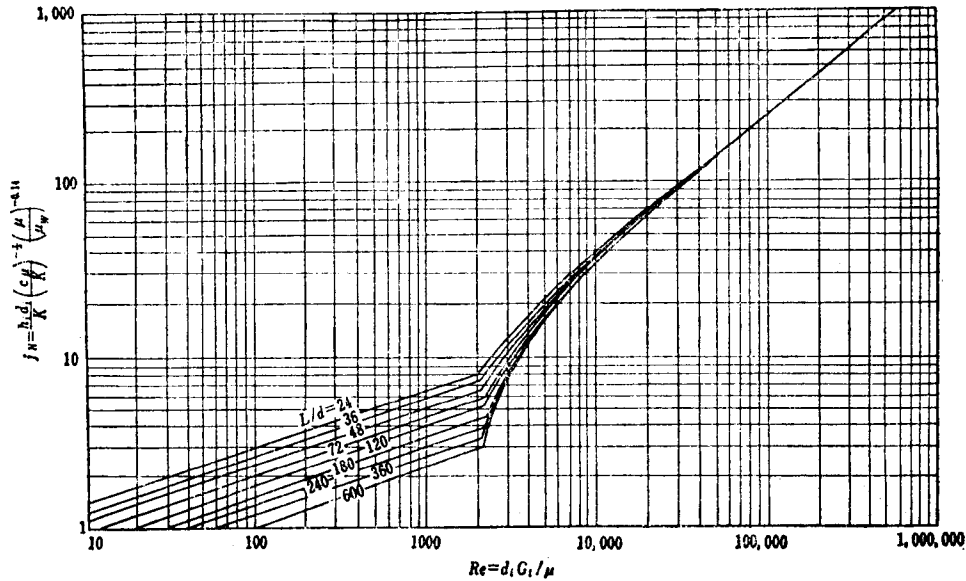


图1.8 管内给热系数

二、单一饱和蒸汽的管内膜状冷凝

(a) 水平管内冷凝

$$hi \left\{ \frac{\mu_f^2}{K_f^3 P_r^2 g} \right\}^{1/3} = 1.51 \left(\frac{4\Gamma}{\mu_f} \right)^{-1/3} \quad (1-17)$$

式中

$$\Gamma = \frac{W}{0.5LN} \quad (1-18)$$

W——冷凝量〔公斤/时〕

N——管子根数

L——管长〔米〕

(b) 垂直管内冷凝

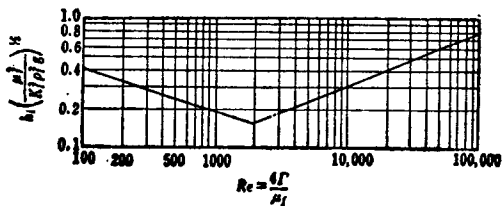


图1.9 垂直管内冷凝给热系数

由图1.9求出。但是：

$$\Gamma = \frac{W}{\pi d_i N} \quad (1-19)$$

1—5 管外给热系数

一、壳侧折流板的种类

壳侧折流板有孔式折流板(图1.10.a)、环盘形折流板(图1.10.b)、园缺形折流板(图1.10.c)和螺旋形折流板(图1.10.d)。现在用得最多的是园缺形折流板。但当壳侧的流体是淤浆那样的含有固体颗粒的流体时,则以螺旋形折流板最为适宜,因为它有不易引起粒子沉积的优点。此外,当管数在10根以下时,则使用孔式折流板。

一般使用的园缺形折流板是10—40%的园缺形折流板(用%表示园缺弧的高度与壳内径之比值)。如壳体和管束的间隙过大,流体就不通过管束,此时,间隙便成为旁通,所以在此条件下,装有旁通挡板(图1.11)。



图1.10.a

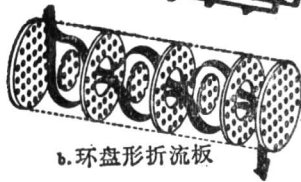


图1.10.b



图1.10.c

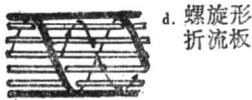


图1.10.d

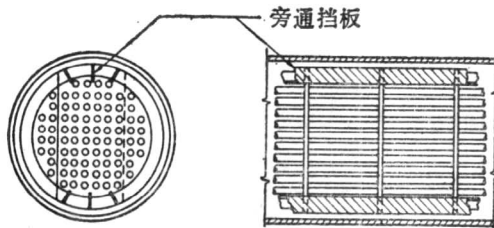


图1.11 旁通挡板

二、管的排列

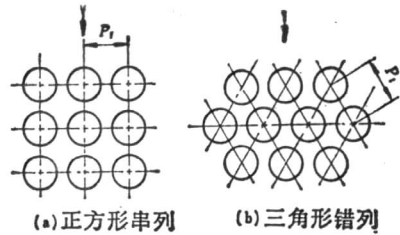
管的排列有图1.12所示的四种。由于正方形排列时，管外清扫容易，所以它适用于壳内流体是容易生成污垢的流体的场合。管间距通常为管外径的1.25倍。

三、无相变的强制对流

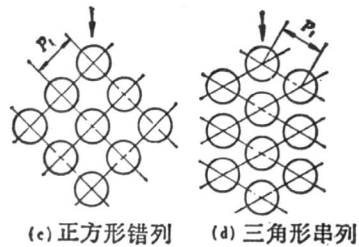
(a) 没有折流板时(图1.13)

$$\frac{h_o d_o}{K} = 1.16 d_e^{0.6} \left(\frac{d_o G_u}{\mu} \right)^{0.6} \times \left(\frac{C\mu}{K} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (1-20)$$

上式适用于 $200 < (d_o G_u / \mu) < 20,000$



(a) 正方形串列 (b) 三角形错列



(c) 正方形错列 (d) 三角形串列

图1.12 管群排列法

式中

$$d_e = (D_s^2 - N d_o^2) / (D_s + N d_o) \quad (1-21)$$

$$G_u = \frac{4 W_s}{\pi (D_s^2 - N d_o^2)} \quad (1-22)$$

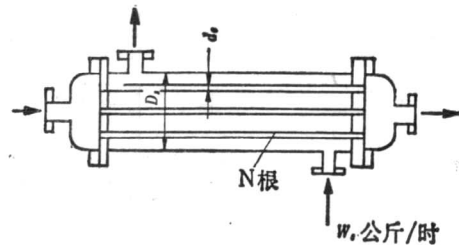


图1.13 无折流板的热交换器

(b) 环盘形折流板(图1.14)

$$\frac{h_o d_o}{K} = 2.08 d_e^{0.6} \left(\frac{d_o G_{gm}}{\mu} \right)^{0.6} \times \left(\frac{C\mu}{K} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (1-23)$$

上式适用于 $3 < (d_o G_{gm} / \mu) < 20,000$

式中

$$d_e = (D_s^2 - Nd_o^2) / (D_s + Nd_o) \quad (1-24)$$

$$G_{gm} = \sqrt{G_b \cdot G_c} \quad (1-25)$$

$$G_b = W_s / A_b \quad (1-26)$$

$$G_c = W_c / A_c \quad (1-27)$$

$$A_b = \frac{1}{2} \left\{ \frac{\pi (D_s^2 - D_L^2)}{4} + \frac{\pi D_s^2}{4} \right\} - \frac{\pi}{4} Nd_o^2 \quad (1-28)$$

$$A_c = \overline{BP} \Sigma e \quad (1-29)$$

Σe 是 $D_m = (D_1 + D_2) / 2$ 的圆周上的间隙合计[米]

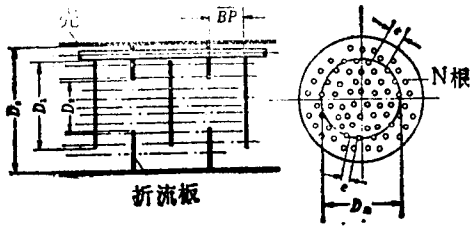


图1.14 装有环盘形折流板的热交换器

(c) 孔式折流板 (图1.15)

$$\frac{h_o d_o}{K} = 1.32 \left(\frac{P_t - d_o}{P_t} d_o \right)^{0.4} \times \left(\frac{C\mu}{K} \right)^{1/3} \left(\frac{d_o G_{av}}{\mu} \right)^{0.6} \times \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (1-30)$$

上式适用于 $3 < (d_o G_{av} / \mu) < 20,000$

式中

$$G_{av} = \frac{4 d_b}{BP} \left(\frac{G_o + G_a}{2} \right) + \left(\frac{\overline{BP} - 4d_b}{BP} \right) G_a \quad (1-31)$$

$$G_o = \frac{4 W_s}{N\pi (d_n^2 - d_o^2)} \quad (1-32)$$

$$G_a = \frac{4 W_s}{\pi (D_s^2 - Nd_o^2)} \quad (1-33)$$

P_t ——管排列距离

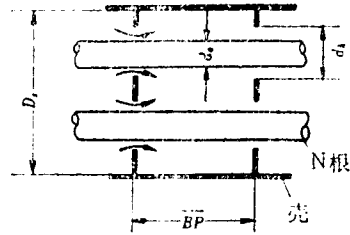


图1.15

装有孔式折流板的热交换器

(d) 圆缺形折流板 (图1.16)

求取圆缺形折流板时的管外给热系数的计算法有：①Kern法；②Donohue法；③TinKer法；④Bell法。用任一方法均可得到同一结果。但是Kern法有不能计算大于25%的圆缺形折流板的缺点。现将Donohue法介绍于后。

$$\frac{h_o d_o}{K} = 0.23 \left(\frac{d_o G_{gm}}{\mu} \right)^{0.6} \times \left(\frac{C\mu}{K} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (1-34)$$

上式适用于 $3 < d_o G_{gm} / \mu < 20,000$

式中

$$G_{gm} = W_s / A_{gm} \quad (1-35)$$

$$A_{gm} = \sqrt{A_c' \cdot A_b} \quad (1-36)$$

$$A_{ce} = \left(\overline{BP} \right) \left(D_s' - n_3 d_o \right) \quad (1-37)$$

$$A_c = \left(\overline{BP} \right) \left(D_s' - n_3 d_o \right) \quad (1-38)$$

$$A_o' = \frac{2 (\overline{BP}_e) A_{ce} + (\overline{BP}) A_c (N_b - 1)}{2 (\overline{BP}_e) + (\overline{BP}) (N_b - 1)}$$

(1-39)

$$A_b = K_1 D_s^2 - n_4 d_o^2 \pi / 4 \quad (1-40)$$

K_1 ——由表 1—1 求得的系数
 D_s' ——最接近热交换器中心的管排的

壳内径

n_3 ——最接近壳中心线的管排的管数
 n_4 ——在一个折流板缺口中的管数
 W_s ——壳侧流量〔公斤/小时〕

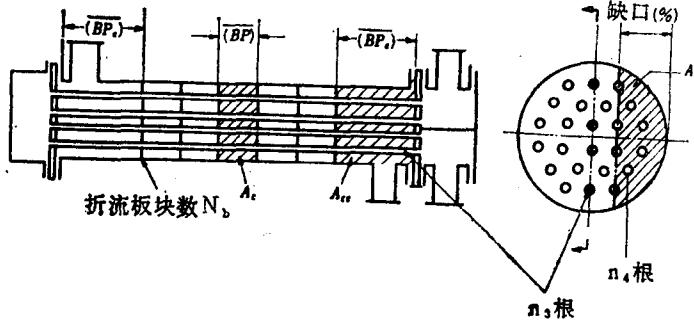


图1.16 装有圆缺形折流板的热交换器

表 1—1 K_1 的值

折流板缺口	%	K_1
15		0.0739
20		0.112
25		0.154
30		0.198
35		0.245
40		0.293
45		0.343

装置,由于冷凝液膜的端动,所测得的给热系数约比理论值大28%,故可将其取为1.88。
 式中

$$\Gamma = \frac{W}{\pi d_o N} \quad (1-42)$$

W ——冷凝量〔公斤/时〕
 当 $Re = 4 \Gamma / \mu_f > 2,100$ 时

$$h_o \left(\frac{\mu_f^2}{K_f^3 \rho_f^2 g} \right)^{1/3} = 0.0077 \left(\frac{4 \Gamma}{\mu_f} \right)^{0.4} \quad (1-43)$$

(b) 水平管

$$h_o \left(\frac{\mu_f^2}{K_f^3 \rho_f^2 g} \right)^{1/3} = 1.51 \left(\frac{4 \Gamma}{\mu_f} \right)^{-1/3} \quad (1-44)$$

式中

$$\text{对于单管 } \Gamma = W/L \quad (1-45)$$

$$\text{对于管群 } \Gamma = W / (L \cdot n_s) \quad (1-46)$$

四、单一饱和蒸汽的管外膜状冷凝

(a) 垂直管

当 $Re = 4 \Gamma / \mu_f < 2,100$ 时

$$h_o \left(\frac{\mu_f^2}{K_f^3 \rho_f^2 g} \right)^{1/3} = 1.88 \left(\frac{4 \Gamma}{\mu_f} \right)^{-1/3} \quad (1-41)$$

给热系数 h_o 在理论上为 1.47, 对于实际

$$\left. \begin{aligned} n_s &= 1.370 N^{0.518} \\ \text{正方形错列时} \\ n_s &= 1.288 N^{0.480} \\ \text{正方形串列时} \\ n_s &= 1.022 N^{0.519} \\ \text{三角形串列时} \\ n_s &= 2.08 N^{0.495} \\ \text{三角形错列时} \end{aligned} \right\} (1-47)$$

此外，当水蒸汽作管外膜状冷凝时，给热系数的计算图表如图1.17所示，其它物质的计算图表则如图1.18所示。

五、滴状冷凝：

与膜状冷凝相比，滴状冷凝的给热系数要大几倍乃至几十倍。但因滴状冷凝促进剂在高温下不稳定，会在管外粘附水垢，故反而会使给热系数降低。因此，通常只用于100℃以下的水蒸汽的冷凝，例如它大多在海水浓缩多效蒸发器的真空蒸发釜之加热器等方面应用。对于滴状冷凝时的传热系数来说，即使在计算时假定冷凝侧的给热系数为无穷大，在实用上也常常是可以的。

1—6 流体平均温度

当热交换器内，流体在各部位的温度不同时，流体的物性值必须使用下述温度下的值。

①对于像气体、水等低粘度物质来说，使用入口，出口温度的算术平均值较佳。

②对于油等高粘度物质来说，当流体温度差大时，必须使用定性温度（Caloric Temperature） T_c 、 t_c 条件下的值。

此时

$$T_c = T_2 + F_c (T_1 - T_2) \quad (1-48)$$

$$t_c = t_1 + F_c (t_2 - t_1) \quad (1-49)$$

校正系数 F_c 可由图1.19求得。

1—7 管壁温度

在给热系数的计算中，需要根据管壁温度 t_w 条件下的粘度 μ_w 加以校正。管壁温度可用下式求得。

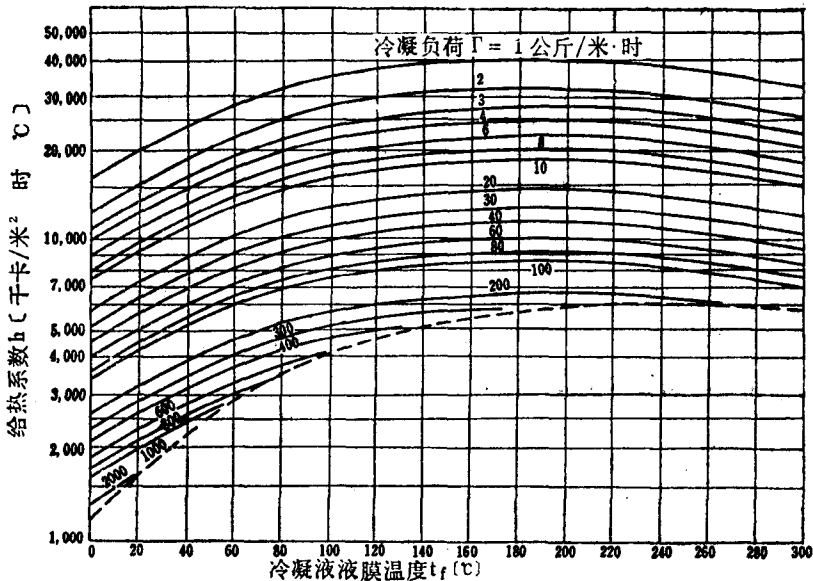


图1.17 水蒸汽在垂直管外冷凝时的给热系数
(在水平管外冷凝的给热系数是以图的值乘以0.8求得)