

紧凑换热器

周昆颖 编

1.5

中国石化出版社

994953

紧凑换热器

周昆颖 编

中国石化出版社

内 容 提 要

紧凑换热器以其较小的空间可安排尽可能多的传热面积，从而具有提高热效率和降低成本的优势，应用在许多行业。

本书对紧凑换热器的定义、特点、结构特性、传热及压降的原理分析、紧凑传热表面的几何、传热及流动阻力特性和表面选择的方法及原则都作了详尽阐述。其中两章着重介绍紧凑换热器工艺设计方法及有关制造及钎焊工艺方面的内容。全书共有 7 章，数据、图表实用。

本书可供化工、石油、动力、制冷与低温技术、能源等从事换热器设计、研究和生产的工程技术人员参考，也可作为高等学校有关专业的辅导材料。

图书在版编目 (CIP) 数据

紧凑换热器/周昆颖编. - 北京: 中国石化出版社, 1998

ISBN 7-80043-722-1

I. 紧… II. 周… III. 换热器, 紧凑式 - 基本知识 IV. TQ051.5

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (98) 第 04511 号

中国石化出版社出版发行

地址: 北京市东城区安定门外大街 58 号

邮编: 100011 电话: (010) 64241850

海丰印刷厂排版印刷

新华书店北京发行所经销

*

787×1092 毫米 32 开本 10.75 印张 241 千字印 1—2000

1998 年 8 月第 1 版 1998 年 8 月第 1 次印刷

定价: 20.00 元

前 言

由于追求在较小的空间中安排尽可能多的传热面积，以提高传热效率和降低成本，导致多种紧凑换热器的出现。其单侧或双侧传热面积密度，即单位体积的传热面积较传统的管式和板式换热器大为提高。板翅式、管翅式及紧凑式回热器是应用最广的3种型式，大量用于深冷分离、液化天然气、汽车散热器、空冷设备及燃气轮机中。它们结构上的特点、制造工艺及装备的专业性对质量的特殊要求决定了必须实现高度的专业化生产。实际上，现在在世界范围内，这3种类型紧凑换热器的制造已经集中在为数不太多的一些知名专业厂商中。相应的研究工作已由专门机构开展并深入进行着。很高的传热面积密度使这类换热器可以在低雷诺数下同时实现高传热效率和低流动阻力。这与在传统的管式换热器中往往一味追求提高流动的湍流程度以达到提高传热效率的途径不同。结构上的特点、制造工艺的专业性和设计思想的不同，早已使紧凑换热器成为化工、石油、轻工、能源、交通运输等行业中相对独立的一类设备。本书专门介绍有关紧凑换热器设计、选型、制造、维护等各方面的问题，作为一般有关换热器或化工、石油设备书籍内容的补充。

全书共分七章。第一章说明紧凑换热器的定义、特点、历史、现状及应用前景等。第二章和第三章分别阐述紧凑换热器的传热及压降分析的原理及方法。第四章讲述紧凑传热表面的几何、传热及流动阻力特性和表面选择的方法及原

则。第五章涉及几个专门问题的讨论。第六章则着重介绍紧凑换热器工艺设计方法，并介绍有关机械设计的一些特点。第七章主要内容是关于制造及钎焊工艺方面的。全书力图从原理上讲清，但更重视工程应用的实际知识，并广泛收集国外专门研究的成果。本书可以供化工、石油、动力、制冷与低温技术、能源等部门从事换热器设计、研究和生产的工程技术人员阅读，也可供高校有关专业师生作教学参考。

主要符号表^①

- A 直接传递式换热器中一侧的总传热面积；旋转型回热器的总传热面积；阀门切换型回热器一个芯子的传热面积， m^2
- A_c 换热器冷流体侧的传热面积， m^2
- A_f 换热器一侧的扩展表面面积， m^2
- A_{fr} 换热器的迎面面积， m^2
- A_h 换热器热流体侧的传热面积， m^2
- A_K 壁面纵向导热的总截面积， m^2
- A_o 最小自由通流面积， m^2
- A_p 换热器一侧的基本传热面积， m^2
- A_t 光管的外表面积， m^2
- A_w 换热器中冷、热流体传热所经过壁面传导截面积， m^2
- a 壁厚，板式换热器的隔板厚度， m
- C 流体的热容量流率， $C = Wc_p$ ， $W/^\circ C$
- C_c 冷侧流体的热容量流率， $W/^\circ C$
- C_h 热侧流体的热容量流率， $W/^\circ C$
- C_{\max} C_c 与 C_h 中最大的 C 值， $W/^\circ C$
- C_{\min} C_c 与 C_h 中最小的 C 值， $W/^\circ C$
- \bar{C} 流体的热容， $\bar{C} = Wc_p\theta_d$ ， $J/^\circ C$
- C^* 热容量流率之比， $C^* = C_{\min}/C_{\max}$ ，无量纲
- C_r 回热器芯体的热容量流率，旋转型回热器； $C_r = M_w c_w \omega$ ，阀门切换型回热器； $C_r = M_w c_w / P_i$ ； $C_r = C_{r,h} = C_{r,c}$ ， $W/^\circ C$
- C_r^* $C_r^* = C_r / C_{\min}$ ， $C_{r,h}^* = C_{r,h} / C_{\min}$ ， $C_{r,c}^* = C_{r,c} / C_{\min}$ ，无量纲
- $\bar{C}_{r,h}$ 热流体通过芯体期间，接触热流体部分芯体的热容量， $\bar{C}_{r,h} = M_{w,h} c_w$ ， $J/^\circ C$
- $\bar{C}_{r,c}$ 冷流体通过芯体期间，接触冷流体部分芯体的热容量， $\bar{C}_{r,c} = M_{w,c} c_w$ ， $J/^\circ C$

^① 一些不重要的，仅临时使用的符号未列入此表，在文中出现时均有说明。

- \bar{C}_w 壁面热容, $\bar{C}_w = M_w c_w$, J/°C
 \bar{C}_w^* $\bar{C}_w^* = \bar{C}_w / \bar{C}_{\min}$, 无量纲
 c_p 流体的定压比热容, J/(kg·°C)
 c_w 间壁或芯体材料的比热容, J/(kg·°C)
 D_h 流道的水力直径, $D_h = 4A_c L / A$, m
 E 消耗于单位传热表面积上的摩擦功率, W
 E_{std} 某标准状态下的 E 值, W
 F LMTD 法中的修正系数, 无量纲
 f 范宁摩擦系数, 无量纲
 f_{app} 表观范宁摩擦系数, 无量纲
 f_{fd} 流体在充分发展段的 f 值, 无量纲
 f_m 流体整体平均温度下的 f 值, 无量纲
 G 基于最小自由通流面积的质量流速, $G = W / A_o$, kg/(m²·s)
 H 速度压力, $H = \rho V^2 / 2$, Pa
Ⓐ 周向壁温及沿轴向单位长度热流率为常数的边界条件
Ⓑ 沿壁面周向及轴向的热流密度均为常数的边界条件
 h 传热系数, W/(m²·°C)
 h_{std} 某标准状态下的 h 值, W/(m²·°C)
 h_s 污垢系数, W/(m²·°C)
 j Colburn 因子, $j = St Pr^{2/3}$, 无量纲
 K 总传热系数, W/(m²·°C)
 K_0 回热器修正的总传热系数, W/(m²·°C)
 $K_{(\infty)}$ 考虑流体进口段影响的压降增值系数, 无量纲
 K_c 流动收缩压力损失系数, 无量纲
 K_e 流动膨胀压力损失系数, 无量纲
 k 流体导热系数, W/(m·°C)
 k_f 翅片材料导热系数, W/(m·°C)
 k_w 间壁材料或回热器芯体材料的导热系数, W/(m·°C)
 L 换热器一侧流体流向长度, 或芯体长度, m
 L_f 翅片流向长度 ($L_f \leq L$), m

- L_{hy} 流体流动进口段长度, m
 L_{hy}^+ 无量纲的流体流动进口段长度, $L_{hy}^+ = L_{hy}/(ReD_h)$
 L_1 两流体换热器中, 流体 1 的流向长度, 或芯体长度, m
 L_2 两流体换热器中, 流体 2 的流向长度, 或芯体长度, m
 L_3 两流体换热器中的不通流高度, 或芯体的堆积高度, m
 l 翅片传导距离, m
 l_{cf} 主边界层扰动间的有效流动长度; 翅片间断处之间的距离, m
 l_f 翅片管的翅片高度, m
 M_w 换热器芯体质量, $M_{w,h}$ ($M_{w,c}$) 表示热(冷)流体通过期间, 接触到热(冷)流体部分芯体的质量, kg
 m 翅片参数, m^{-1}
 m 用物性比法对 f 进行修正的指数
 N_f 管-翅式换热器中每单位长度的翅片数, m^{-1}
 N_p 板-翅式换热器中一侧的流道总数
 N_r 管-翅式换热器流动方向的管排数
 N_s 焓产单元数
 N_t 管-翅式换热器中管子总数
 NTU 传热单元数, $NTU = KA/C_{min}$, 无量纲
 NTU_c 冷流体侧传热单元数, $NTU_c = (\eta_0 hA)_c / C_c = (\eta_0 \frac{L}{r_h} St)_c$, 无量纲
 NTU_h 热流体侧传热单元数, $NTU_h = (\eta_0 hA)_h / C_h = (\eta_0 \frac{L}{r_h} St)_h$, 无量纲
 NTU_0 回热器的修正传热单元数(式(2-47)), 无量纲
 Nu 努塞尔数, $Nu = hD_h/k$, 无量纲
 Nu_{fd} 流体流动及传热均充分发展下的 Nu 值, 无量纲
 Nu_m 传热进口段的平均努塞尔数(见第四章), 无量纲
 Nu_m 整体平均温度下的努塞尔数(见第五、六章), 无量纲
 n 多程换热器的程数
 n 用物性比法对 Nu 进行修正的指数

- n_f 板-翅式换热器中, 一侧的翅片总数
 p 流体静压, Pa
 P 流体泵送功率, W
 ΔP 换热器芯体一侧流体的静压降, Pa
 P_c 冷气体流过周期, 冷气流在芯体内的停留时间, 或芯体在冷气流中的停留时间, s
 Pe 贝克列数, $Pe = RePr$, 无量纲
 P_h 热气体流过周期, 热气流在芯体内的停留时间, 或芯体在热气流中的停留时间, s
 P_t 一个周期的总时间, $P_t = P_c + P_h$, s
 Pr 普朗特数, $Pr = \mu c_p / k$, 无量纲
 ρ 回热器的孔隙率, 无量纲
 ρ_f 翅片间距, m
 Q 规定时间内的总传热量, J
 q 热流量, 或称传热速率, W
 q'' 单位面积的热流量, W/m^2
 R^* 无阶跃变化侧对流热阻与有阶跃变化侧对流热阻之比, 无量纲
 R_0 面积 A 的热阻, $R_0 = 1/KA$, $^{\circ}C/W$
 R_c 冷流体侧的对流热阻, $R_c = 1/(\eta h A)_c$, $^{\circ}C/W$
 R_h 热流体侧的对流热阻, $R_h = 1/(\eta h A)_h$, $^{\circ}C/W$
 R 垢层热阻, $^{\circ}C/W$
 R_w 间壁热阻, $^{\circ}C/W$
 Re 雷诺数, $Re = GD_h/\mu$, 无量纲
 r^* 圆环形流道的内、外半径之比, 无量纲
 r_h 水力半径, $r_h = D_h/4$, m
 St 斯坦顿数, $St = Nu/(RePe) = h/(Gc_p)$, 无量纲
 s 翅片间距或节距, 错位翅片的横向间距, m
 ΔS 熵增值, $J/(kg \cdot ^{\circ}C)$
 T 热力学温度, K
 \textcircled{T} 常壁温边界条件
 t 摄氏温度, $t = T - 273.15$, $^{\circ}C$

- v 流体的比容, m^3/kg
 V 最小自由通流面积下的流体平均轴向速度, $V = W/\rho A_0$, m/s
 V 换热器芯体体积, m^3
 W 流体质量流量, kg/s
 X 距入口端轴向距离, m
 X^+ 轴向距离, $X^+ = X/(D_h Pe)$, 无量纲
 X^* 轴向距离, $X^* = X(D_h Re)$, 无量纲
 X_l 纵向管间距, m
 X_t 横向管间距, m
 α 换热器一侧的总传热面积与换热器芯体总体积之比, $\alpha = A/V$, m^2/m^3
 α^* 传热表面功率因子, $\alpha^* = j/f$, 无量纲
 β 换热器一侧的总传热面积与该侧流道体积之比, $\beta = A/V_p$, m^2/m^3
 γ 翅片密度, 每米翅片数
 δ 翅片厚度, m
 ϵ 换热器有效度, 无量纲
 ϵ_{EX} 烟效率, 无量纲
 ϵ_f^* 由于一种流体进口温度发生阶跃变化而引起的出口温度响应, 无量纲
 ϵ_p 多程换热器中一程的有效度, 无量纲
 η_f 翅片效率
 η_0 表面效率
 θ 时间变量, s
 θ^* 时间, $\theta^* = \theta/\theta_{d,\min}$, 无量纲
 θ_d 流体在换热器中停留时间, $\theta_d = L/V$, s
 $\theta_{d,\min}$ C_{\min} 流体的 θ_d 值, s
 $\theta_{d,\max}$ C_{\max} 流体的 θ_d 值, s
 θ_d^* 停留时间比, $\theta_d^* = C_{d,\min}/C_{d,\max}$, 无量纲
 θ_R^* 回热器的时间参数, $\theta_R^* = \theta/\theta_r$, 无量纲
 θ_r 回热器的周期, 旋转型回热器的芯体转动周期, 阀门切换型回热

器中顺序进行的两次加热周期初始时刻的时间间隔, s

Λ $\Lambda - \Pi$ 法中定义的回热器对比长度, 无量纲

λ 纵向导热系数, 无量纲

μ 流体动力粘度, Pa·s

Π $\Lambda - \Pi$ 法中定义的回热器对比周期, 无量纲

π 润湿周边长度, m

ρ 流体密度, kg/m³

σ 最小自由通流面积与迎面面积之比, $\sigma = A_0/A_{fr}$, 回热器中等于体积孔隙率, $\sigma = \rho = r_h\alpha$, 无量纲

τ_w 单位面积的壁面剪切应力, Pa

ω 旋转型换热器的旋转速度, r/s

下标符号

a 空气侧

c 冷流体侧

fd 定型流动时

g 气体侧

$H1, H2$ ①及 ②边界条件下

h 热流体侧

i 进口状态

l_m 对数平均

m 平均或对数平均

o 出口状态

s 结垢

T ①边界条件下

x 流向长度上的局部值

w 壁温下或壁面

1, 2 两流体换热器中流体 1 及流体 2

目 录

前言	
符号表	I
第一章 导论	1
第一节 概述	1
第二节 国内外发展的历史及现状	6
第三节 紧凑换热器的特点及使用上的特殊考虑	11
第四节 常见的几种紧凑换热器的结构特点	16
第五节 紧凑换热器的应用及前景	40
参考文献	48
第二章 换热器的传热分析	49
第一节 直接传递式换热器的传热分析	49
第二节 回热器的传热分析	79
第三节 壁面纵向导热的影响	91
参考文献	105
第三章 换热器的压降分析	107
第一节 换热器的压降	108
第二节 流动突然收缩和膨胀的压力损失系数	114
参考文献	117
第四章 紧凑传热表面的基本特性及紧凑表面的选择	118
第一节 表面的传热及流动阻力特性	118

第二节	简单几何形状的解析解、综合关联式及曲线	124
第三节	紧凑传热表面的几何、传热及流动阻力特性	141
第四节	紧凑传热表面的选择方法	215
	参考文献	228
第五章	传热及流动中几个专门问题的介绍	231
第一节	流体物性随温度变化的影响	231
第二节	流量分配不均匀及集流箱设计	235
第三节	换热器的瞬态响应	244
	参考文献	254
第六章	紧凑换热器的设计方法	256
第一节	额定性能问题	257
第二节	设计计算问题	282
第三节	换热器的优化设计	297
第四节	机械设计问题	298
	参考文献	301
第七章	紧凑换热器制造工艺的特点及钎焊在紧凑换热器制造中的应用	302
第一节	引言	302
第二节	影响钎焊质量的主要因素	304
第三节	板翅式换热器制造流程简述	309
第四节	真空钎焊	324
第五节	炉中惰性气体保护钎焊	326
第六节	不锈钢制紧凑换热器的钎焊	327
第七节	耐热高合金的钎焊	330

第一章 导 论

第一节 概 述

一、换热器的紧凑程度

紧凑换热器是各种传热面积与体积之比很大的工业用换热器的总称。为此,我们先介绍传热面积密度的概念。在各种工业上用的换热器中,有些是使两种或多种互不相溶的流体直接接触而不需借助任何换热表面实现热交换的。这一类型换热器不在我们讨论的范围内。而用得更多的是以下两种类型的换热器:一种称为直接传递(间壁)式换热器,两股或多股流体由间壁隔开,各自在各自的流道中流动。热量的传递是由温度较高的流体通过间壁流向温度较低的流体来实现的。常见的管壳式换热器就属于这一类型,其两股流体是由管壁隔开的。管壁的内外表面都是换热表面。另一种称为回热器,也叫做蓄热器或能量回收换热器。它一般是由具有一定表面形状的芯子置于一定的容器或通道中形成的。热流体流经该芯子时将热量通过芯子表面传到芯子的全部,使芯子产生温升。相反的过程是在冷流体流经同一芯子时发生的。热、冷两股流体之间的能量交换是通过芯子做为媒体而完成的。两种流体可以采用阀门切换交替进入同一芯子,也可以由于芯子和连通管的相对运动使得一部分芯子与一种流体接触,而芯子的另一部分同时与另一种流体接触,且芯子的不同

部位轮番与热、冷流体接触。显然, 芯子表面就构成这种换热器的换热表面了。在上述两类型的换热器中, 单位时间内传递的热量, 与换热表面的传热系数、两流体之间的温差及传热面积等有关。温差在很大程度上取决于工况。为了提高单位体积的传热量, 人们希望换热器的体积小而传热面积大。我们把单侧传热面积与该侧流道体积之比称为该侧传热面积密度 β :

$$\beta = \frac{\text{某侧传热面积}}{\text{同侧流道体积}} \quad \text{m}^2/\text{m}^3$$

并以 β 作为换热器紧凑程度的衡量标准。对于直接传递式换热器, 间壁两侧的 β 值可以不相等。例如, 在管壳式换热器中, 如果管子一侧有翅片一类扩展传热表面, 其两侧的 β 值可能相差很大。对于回热器, 很显然只有一个 β 值。在图 1-1 中示出各种型式传热表面 β 值的大致范围。只要某一换热器中有一侧流道的 β 值大于某一指定的 β_{compact} 值, 该换热器就算紧凑换热器。而这一 β_{compact} 值是人为规定的, 具有一定的随意性。在本书中, 我们根据在国际上得到比较多的人公认的 Shah^[1]、Kays^[2] 等人的意见, 将 β_{compact} 定为 $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ 。

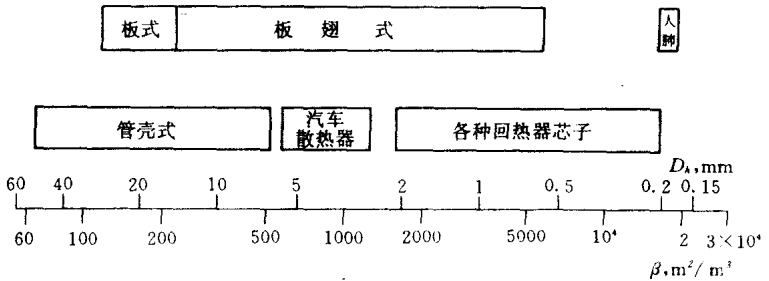


图 1-1 各种类型换热器的 β 及 D_h 值的大致范围

在图 1-1 下方的横线上标有两种尺度，一是以 mm 表示的水力直径 D_h ，另一是相应的传热面积密度 $\beta \text{ m}^2/\text{m}^3$ 。按照 [1]，对于一般管壳式换热器、板间空隙度为 0.833 的板翅式换热器以及空隙度为 0.833 的回热器芯子可有 $\beta = 3333/D_h$ ，式中 β 及 D_h 的单位分别为 m^2/m^3 和 mm。图中各矩形框表示各种型式换热设备的大致的 β 及 D_h 范围。由图中可以看出几种提高换热器紧凑程度的可能的途径：(1) 减小管径，因为 β 与 D_h 同增同减。当圆管直径小到 5mm 时， β 值可以超过 $660\text{m}^2/\text{m}^3$ 而接近紧凑换热器的最低标准。然而直径过小带来制造不便，管束变形，流道易堵，成本上升等一系列问题。(2) 采用板式结构，由多层薄板片形成狭长的流道而使水力直径 D_h 降低，并且可以在板片上压出波纹以增强流体扰动的效果。然而由这种结构所实现的紧凑程度与紧凑换热器仍有一定的差距。(3) 采用各种扩展传热表面，其主要形式有板翅式及管翅式等。在现代技术条件下，应用这种方法，可以不难使 β 值超过 $1000\text{m}^2/\text{m}^3$ ，而且还能满足工业上对换热器的一些其它要求。钎焊工艺的进步，又使板翅式换热器的生产成本大为降低，使用可靠性日益提高。因而这两种形式的换热器成为当今紧凑换热器的主流，也是本书要叙述的主要对象。(4) 采用网状材料、细颗粒松散堆积和多孔介质等实现高紧凑度。这是实现紧凑回热器的主要方法之一。在自然界中，各种高级动物的肺脏实质上是一种富于弹性的多孔介质，其主要功能为传质，然而从换热的角度来看也堪称为一极其标致的天然紧凑换热器。例如人肺的 β 值可高达 $17500\text{m}^2/\text{m}^3$ 以上。

二、功率因子

由于人们追求高的传热面积与流道体积比 β 而导致板翅

与管翅式换热器的出现,并且通过缩小管式换热器的管径或减小板式换热器的层板间距也能增大 β 值,但不如采用板翅和管翅结构有效。所谓板翅和管翅结构实质上就是在光滑的层板和管子表面上垂直地或斜向地“长”出一些附加的传热表面。这种附加传热表面,我们称为“扩展的传热表面”或简称“扩展表面”,其具体结构和形式将在以后详细介绍。在本段中我们将着重说明,在评价扩展表面的优劣时不能只看它的 β 值即其紧凑程度,还要看它的功率因子 α^* 。后者是和换热器设计中存在着两个相互制约的因素有关的。

换热器是为在两种或多种介质间进行热量交换而设计的设备。交换热量的目的可能有所不同,有的是为了满足某些过程对温度有严格的要求,有的是为了利用能量,更多的情况是两者都有。不论哪一种情况,总的传热量是必须满足的一个设计条件。在满足这一条件的前提下,尽可能缩小设备体积,减轻设备重量,节约材料,并相应减少占地面积无疑是设计者大力追求的主要目标之一。这样会带来使设备能用于某些对重量有限制的场合如飞机、车辆及船舶等,缩短介质在设备内停留时间和降低一次性投资等多方面的好处。在设计中还有另一个重要的考虑因素是,尽量减少用于克服流体在换热设备流道内的阻力所耗费的机械功率。这涉及降低换热设备的经常运行费用的问题。由于机械功比当量的热能价格高,在一般的热工系统中前者为后者的4~10倍,这一点显得特别重要。为了提高换热设备的 β 值,一般地讲就要缩小其流道的水力直径 D_h ,其结果就同时增大流体流经流道的阻力降,因而增加换热器的紧凑性和降低其机械功耗往往会有矛盾。因此为了在设计中兼顾高传热效率与低机械功耗,而引入传热表面功率因子 $\alpha^* = j/f$ 的概念,其中 j 与 f 是两