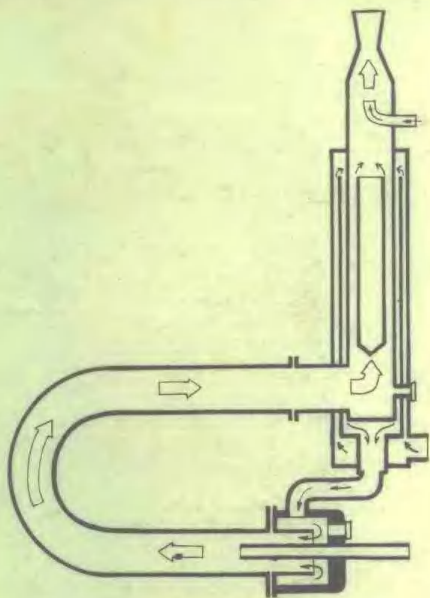


高效热交换器数据手册

目： 高效热交换器数据手册编委会



机械工业出版社

R
72-555073
439

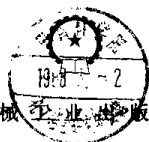
高效热交换器数据手册

〔日〕 高效热交换器数据手册编委会

付尚信 郎 達 译

单文昌 校

1980/1



机械工业出版社

三三三

本书是一部有关余热利用高效换热器的数据手册，它介绍了近年来日本各有关厂家研制的各种高效传热面和结构新颖的换热器。全书共分11章，第2~11章后的附录列举了30多家制造厂商生产的约70种新型高效换热器，从原理、结构、选择、使用与维护等方面提供了大量有用的数据资料。

本书可供从事能源、余热利用工作的设计、运行技术人员以及科研人员、高等与中等院校师生参考。

高性能换热器データブック

《高性能换热器データブック》編集委員会
省エネルギーセンター（1979）

* * *

高效热交换器数据手册

〔日〕 高效热交换器数据手册编委会

付尚信 郎逸 译 单文昌 校

*

责任编辑：王正琼

封面设计：方芬

*

机械工业出版社出版（北京阜成门外百万庄南里一号）

（北京市书刊出版业营业许可证出字第117号）

河北省永清县印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行·新华书店经售

*

开本 787×1092 1/16·印张14¹/₂·字数349千字

1987年10月北京第一版·1987年10月北京第一次印刷

印数 00,001—4,250·定价：3.60元

*

统一书号：15033·6761

译 者 的 话

能源是当前人类面临的重大问题之一，节能技术的开发已成为各国的重要课题。研制高效、紧凑的热交换器，不仅可以使无法利用或无回收价值的低质能源得以重新利用，而且将使包含节省原材料等在内的“综合节能效果”达到一个新的水平。

在日本，每年能源消耗量折合石油约为四亿吨左右，而所需的90%左右的能源不得不依靠进口。因此，日本政府充分地认识到，提高能源利用率后，全国的能源需求量的减少比增加能源供应量有更重要的效果与意义。于是，从七十年代末期，各种新型高效余热利用热交换器就如雨后春笋，相继问世。本书作者从余热利用的实用观点出发，收集了日本35个制造厂商生产的约70种高效热交换器的各方面数据，编写了此书。本书所介绍的许多新型高效热交换器的性能、结构、使用与维护等方面的数据资料，将使我国从事能源利用的设计研究人员从中获得启迪，把我国的余热回收工作向前推进。

在翻译过程中使我们感到困难的是许多商品名称的译法问题。如第四章的全热交换器，有几种厂家的产品名称，仅根据其学名是无法区别的，因此力求追溯其原文原义酌情意译。这样既能区分开，又便于读者查询或与原厂商进行业务接洽时用。同时，在译注栏中注明原名与译名的对照。

另外，我们对原书中所附的结构图，凡与我国制图习惯不符合之处均作了修改，原书中印模或错误之处都作了订正，在书末附录中还增补了“日本热交换器用材一览表”，以便读者查阅。

由于译者水平有限，译文中错误和不妥之处在所难免，恳望读者不吝赐教。

序 言

推广节能技术的关键在于开发有效利用热能的新技术。不论昂贵的石油、煤、液化天然气或原子能，都是在完全燃尽之后，以高温热能的形式加以利用的。

高温的高品位热能，或者作为热机的输入而转变为机械功，或者送入工业炉或加热装置，以热源的形态再加以利用。其结果是又转化为低温的低品位热能，排放到大气或海洋中，成为宇宙中不可逆热量储存起来。在这一从高温到低温的“热能的经历”之中，人类节能技术开发的目的就是要尽量增加其有效的部分。目前，日本的热能利用率大体上是45%左右，其余的55%都被无谓地废弃到环境中。我们必须通过技术开发，使热能利用率达到70%以上。

研制以尽量小的温差、尽量少的传热面积来传输同样多热量的“高效热交换器”，可以说是直接关系到节能技术开发的第一步。

近来，日本工业界百花争妍地展示出了各种高效能的传热面和结构新颖的热交换器，但尚未以专著的形式将这些研究成果公诸于世。应用人员在考虑余热利用时，往往在选择适宜的热交换器方面感到困惑。

过去，已有很多关于热交换器的著作，但本书涉及较多的最新技术情报资料。编写本书的倡议者是佐贺大学的上贺春男助教授，由他与北海道大学的谷口博副教授、东北大学高速力学研究所的相原利雄教授、东京大学生产技术研究所的棚泽一郎教授商议之后，在百忙中迅速收集了有关资料，分头执笔撰写，仅用短短的三个月时间完成了本书的编写工作。省能源中心出版公司的伊藤健治先生对本书的编辑作了大量工作，在此谨表谢意。

编委会主任，东京大学工学院教授

平田賢

1979. 10

目 录

第一章 热交换器理论及其最近发展趋势	1
第一节 概论	1
第二节 传热系数	1
第三节 污垢系数	3
第四节 对数平均温差	4
第五节 出口温度与温度效率	5
第六节 传热有效率与传热单元数	7
第七节 压力降	9
第八节 热交换器的发展趋势	11
参考文献	17
第二章 余热回收用热交换器	18
第一节 装置的特点与用途	18
第二节 选择注意事项	20
第三节 使用注意事项	21
第四节 今后展望	21
参考文献	22
附录2-1 久保田余热回收装置	22
附录2-2 三菱组合管式余热回收装置	24
附录2-3 通道式余热回收装置	26
附录2-4 MT型余热回收装置	29
附录2-5 OEC小型余热回收装置	31
附录2-6 NES余热回收装置	33
附录2-7 环翅式省煤器	35
附录2-8 东洋余热回收器	36
附录2-9 逆流板式余热回收装置	38
附录2-10 日野-派耳波纹板热交换器	40
附录2-11 沟翅管热交换器	43
第三章 高温余热回收装置	45
第一节 装置的特点与用途	45
第二节 选择注意事项	46
第三节 使用注意事项	47
第四节 今后展望	48
参考文献	48
附录3-1 中央-GEFI型辐射热交换器	48

附录3-2	弹性组合式热交换器	50
附录3-3	中央-GEFI型对流热交换器	52
附录3-4	辐射管燃烧器余热回收装置	54
附录3-5	辐射型余热回收装置	55
第四章	全热交换器	58
第一节	装置的特点与用途	58
第二节	基本特性	61
第三节	选择与使用注意事项	63
第四节	今后展望	64
	参考文献	64
附录4-1	东洋热回收装置	64
附录4-2	经济空调器	67
附录4-3	无损耗空调器	65
附录4-4	节热空调器	70
附录4-5	空调换气风扇	71
第五章	特殊传热面与特殊结构的热交换器	76
第一节	特点及选择与使用注意事项	76
第二节	今后展望	77
	参考文献	78
附录5-1	Sangjudeting管式余热锅炉	76
附录5-2	轧挤成形翅片管热交换器	80
附录5-3	表面纵槽管冷凝器	82
附录5-4	带有传热促进体的传热管	84
附录5-5	日本螺旋管热交换器	86
附录5-6	CP型旋转搅拌式热交换器	88
第六章	热管	90
第一节	原理与特点	90
第二节	用途	91
第三节	选择注意事项	91
第四节	使用注意事项	92
第五节	热管式热交换器	93
第六节	今后展望	94
	参考文献	94
附录6-1	热排管式热管热交换器	94
附录6-2	热经济管式热管热交换器	96
附录6-3	EPS配电室空气冷却装置	99
附录6-4	日立造船热管式热交换器	101
附录6-5	CWR型热管式热交换器	104
附录6-6	CWP型热管式热交换器	106

附录6-7 塑料注塑模具用热管	108
附录6-8 SNR 型钠热管高温热交换器	110
第七章 填料层与流化层热交换器	114
第一节 概述	114
第二节 填料层的传热	115
第三节 流化层的传热	117
第四节 今后展望	118
参考文献	120
附录7-1 NFK 填料层加热器	120
附录7-2 流化层管式干燥机	122
附录7-3 流化层余热回收器	123
第八章 旋转式热交换器	126
第一节 装置特点与用途	126
第二节 基本特性	128
第三节 选择与使用注意事项	129
第四节 今后展望	129
参考文献	130
附录8-1 玻璃陶瓷余热回收蓄热轮	130
附录8-2 Corning 车辆用余热回收器机芯	132
附录8-3 Vent-s 全热交换器	134
附录8-4 Rothemühle 回热式空气预热器	137
第九章 板式与板式热交换器	144
第一节 板式热交换器	144
第二节 板式热交换器	149
附录9-1 日阪板式热交换器	150
附录9-2 Alphillex 板式热交换器	153
附录9-3 Paraflo 板式热交换器	155
附录9-4 NO 板式热交换器	157
附录9-5 NISSEN 板式热交换器	159
附录9-6 日立造船焊接板式热交换器	161
附录9-7 日阪 EV-3 型板式蒸发器	163
附录9-8 EVAFLUTE 双面槽板式蒸发器	165
附录9-9 APPLIX-PCD 板式冷凝器	167
附录9-10 日阪 SE 型螺旋式热交换器	170
附录9-11 SHE 型螺旋式热交换器	172
附录9-12 Smalex 皱纹翅热交换器	174
第十章 特殊材料的热交换器	176
第一节 聚四氟乙烯热交换器	176
第二节 玻璃热交换器	177

第三节 钛热交换器	182
附录10-1 管壳式聚四氟乙烯热交换器	192
附录10-2 聚四氟乙烯盘管式热交换器	194
附录10-3 玻璃多管式热交换器	196
附录10-4 双层套管式热交换器	199
附录10-5 GVF 玻璃盘管式热交换器	201
附录10-6 玻璃冷凝器与玻璃锅炉	203
附录10-7 玻璃多管式热交换器	205
附录10-8 具有特殊形状传热管与传热面的热交换器	207
第十一章 空冷式热交换器	209
参考文献	210
附录11-1 IHI 型空冷式热交换器	210
附录11-2 川崎-GEA 型空冷式凝汽器	212
附录11-3 川崎-GEA 型供发电机、电动机用的空气冷却器	215
附录11-4 川崎-GEA 型空气加热器	217
附录11-5 川崎-GEA 型空冷式变压器油冷却器	220
总附录1 日本热交换器制造厂家一览表	222
总附录2 日本热交换器用材一览表	223
总附录3 计量单位换算表	224

第一章 热交换器理论及其最近发展趋势

第一节 概 论

热交换器是高温流体向低温流体传递热量的装置的总称。从发电厂的蒸汽锅炉到汽车的散热器与家用冷气装置，凡是使热量从一种流体移向另一种流体的装置均属广义的热交换器。虽然高温流体与低温流体直接混合也可以使热量传递，但一般地说，在高温流体与低温流体之间是有传热壁的。最简单的热交换器结构如图1-1所示。而实际的热交换器还有其他各种各样的结构型式。在进行热交换器设计时，除了要作热力学和流体力学计算外，还必须考虑强度、腐蚀和造价等因素。在飞机、汽车、船舶和人造卫星等方面应用的热交换器还必须具有结构轻巧的特点。本章将就热交换器的设计与选择方面，对热力学设计中采用的两种方法和压力损失的计算方法加以简要的归纳，并概要地论述最近热交换器的发展趋势。

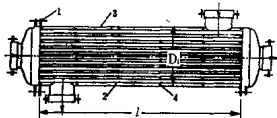


图1-1 管壳式热交换器

1—法兰 2—管 3—壳 4—隔板

人造卫星等方面应用的热交换器还必须具有结构轻巧的特点。本章将就热交换器的设计与选择方面，对热力学设计中采用的两种方法和压力损失的计算方法加以简要的归纳，并概要地论述最近热交换器的发展趋势。

第二节 传 热 系 数

如图1-2所示，温度为 $t_1(^{\circ}\text{C})$ 与 $t_2(^{\circ}\text{C})$ 的两种流体，分别流过平壁的两侧时，热量就从高温的 t_1 侧向低温的 t_2 侧移动。设高温侧流体与壁面之间的换热系数为 $h_1(\text{kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^{\circ}\text{C}))$ ；低温侧的换热系数为 $h_2(\text{kcal}/(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^{\circ}\text{C}))$ ；壁面的厚度为 $b(\text{m})$ ；其导热系数为 $k(\text{kcal}/(\text{m} \cdot \text{h} \cdot ^{\circ}\text{C}))$ 。又设总传热量为 $Q(\text{kcal}/\text{h})$ ，与热流成直角方向的传热面积为 $A(\text{m}^2)$ ，则单位面积壁面的热流密度 $q(\text{kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{h})$ 可表示为： $q = Q/A$ 。另设高温侧的壁温为 $t_{w1}(^{\circ}\text{C})$ ，低温侧壁温为 $t_{w2}(^{\circ}\text{C})$ ，则换热系数与导热系数可以定义如下：

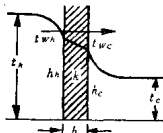


图1-2 从高温流体向低温流体的传热

$$\frac{Q}{A} = q = h_1(t_1 - t_{w1}) \quad (1-1)$$

$$q = \frac{Q}{A} = \frac{h}{b}(t_{w1} - t_{w2}) \quad (1-2)$$

$$q = \frac{Q}{A} = h_2(t_{w2} - t_2) \quad (1-3)$$

将以上三式联立起来，对已知温差求解后，即得：

$$q = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{b}{k} + \frac{1}{h_2}} (t_1 - t_2) \quad (1-4)$$

并可将此式改写为:

$$q = U (t_1 - t_2) \quad (1-5)$$

式中

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_1} + \frac{b}{k} + \frac{1}{h_2} \quad (1-6)$$

U [kcal/(m²·h·°C)]称为“传热系数”。如图1-3所示,如果壁面是由多层壁构成的,设其厚度分别为 b_1, b_2, \dots, b_n , 导热系数为 k_1, k_2, \dots, k_n , 则:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_1} + \sum_{i=1}^n \frac{b_i}{k_i} + \frac{1}{h_2} \quad (1-7)$$

如图1-4所示,如果在圆管中,管内与管外的流体温度分别为 t_1 与 t_2 , 换热系数为 h_1 与 h_2 , 管子内径与外径为 d_1 与 d_2 , 管子长度为 L , 则:

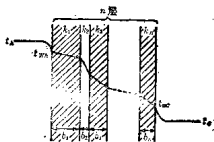


图1-3 多层平壁

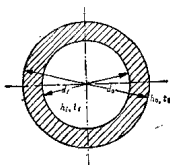


图1-4 圆管

$$\frac{Q}{\pi d_1 L} = U_1 (t_1 - t_2)$$

或

$$\frac{1}{U_1} = \frac{1}{h_1} + \frac{d_1}{2k} \ln \left(\frac{d_2}{d_1} \right) + \frac{d_1}{d_2 \cdot h_2} \quad (1-8)$$

如果管壁覆有绝热材料,构成图1-5所示的n层多层管时,设各层的直径为 d_1, d_2, \dots, d_{n-1} , 其导热系数分别为 k_1, k_2, \dots, k_n , 则:

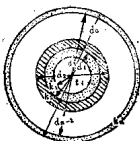


图1-5 多层圆管

$$\frac{1}{U_i} = \frac{1}{h_i} + \frac{d_i}{2} \sum_{n=1}^n \frac{\ln \rho_n}{k_n} + \frac{d_i}{d_n h_n} \quad (1-9)$$

式中 $\rho_1 = \frac{d_1}{d_i}$, $\rho_2 = \frac{d_2}{d_1}$, $\rho_3 = \frac{d_3}{d_2}$, ..., $\rho_n = \frac{d_n}{d_{n-1}}$.

在实际的多层壁中，壁与壁间的接触面上，还存在着依变于两层壁面平整度的接触热阻。这一热阻的大小因两壁面之间存在的流体（气体或液体）的性质、壁面的粗糙度和接触压力的不同而异。

第三节 污垢系数

在实际的热交换器中，如图 1-6 所示，常常在传热面上附着与堆积着污垢。这种污垢将成为热流的阻力。因为很难确定污垢的厚度和它的导热系数，所以通常根据堆积物的覆盖面积，用等效换热系数 h ，或热阻 $r_s = 1/h$ ，来表示污垢对换热的影响较方便。热阻 r_s ($\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}/\text{kcal}$) 称为污垢系数。这时，在式 (1-6) 中分别加上两侧面的污垢系数 r_{s1} 与 r_{s2} ，即得：

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_s} + r_{s1} + \frac{b}{k} + r_{s2} + \frac{1}{h_c} \quad (1-10)$$

污垢系数的值是由实验确定的，通常可以采用表 1-1 与表 1-2 所推荐的值。

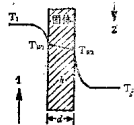


图1-6 传热面的污垢

表1-1 水的污垢系数 r ($\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}/\text{kcal}$)

加热流体温度 ($^\circ\text{C}$)	<115		115~200	
	水 温 ($^\circ\text{C}$)			
	<50		>50	
流 速 (m/s)	<0.9		>0.9	
蒸 馏 水	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001
蒸 馏 水	0.0001	0.0001	0.0002	0.0002
冷却器或喷淋水	0.0002	0.0002	0.0004	0.0004
经处理的水	0.0006	0.0006	0.0010	0.0008
未经处理的水	0.0006	0.0006	0.0010	0.0008
自来水、井水、大面积雨水	0.0002	0.0002	0.0004	0.0004
井 水	0.0002	0.0002	0.0004	0.0004
地 水	0.0002	0.0002	0.0004	0.0004
河 水	0.0004	0.0002	0.0006	0.0004
清 洁 河	0.0008	0.0004	0.0008	0.0008
较 混 河	0.0016	0.0012	0.0020	0.0015
混 浊 河	0.0006	0.0004	0.0008	0.0008
含 泥 水	0.0006	0.0006	0.0010	0.0010
含 砂 水	0.0006	0.0006	0.0010	0.0010
(>250ppm)				
发动机水套用水	0.0002	0.0002	0.0002	0.0002
超软化的锅炉给水	0.0002	0.0001	0.0002	0.0002

表1-2 各种流体的污垢系数 $r(\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}/\text{kcal})$

物质名称	污垢系数	物质名称	污垢系数
气体与蒸气		油	
发动机排气	0.0120	燃料油	0.0010
蒸气(不含油)	0.0001	变压器油	0.0002
废气(含油)	0.0002	发动机润滑油	0.0002
冲层蒸气(含油)	0.0004	炉火油	0.0008
压缩空气	0.0004	液压油	0.0002
有机热媒	0.0002	汽油	0.0002
液体		石蜡	0.0002
液体冷媒	0.0002	植物油	0.0100
有机热媒	0.0002	煤气	
传热用熔融盐	0.0001	天然气	0.0002

第四节 对数平均温差

第二节中所述的传热系数,在传热装置内并非处处都是恒定的。在各个局部其传热系数是不同的,特别是在入口附近,液体呈紊流状况,一般局部传热系数也较高。可是为了设计上的方便,通常还是把整个传热装置的传热系数当作恒定值来处理。对于不能很好满足这一条件的换热装置,则采用其传热系数 U 的平均值。

现在假设传热系数 U 是恒定的,然后考虑图1-7所示的简单平行流热交换器。在这种热交换器内,两种流体的流量 $G(\text{kg}/\text{s})$ 与比热容 $c[\text{kcal}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})]$ 是固定不变的,也不考虑热损失。流体的混匀平均温度按如图1-8所示的规律发生变化。这样,在微分传热面积 $dA(\text{m}^2)$ 上所交换的热量 $dQ(\text{kcal}/\text{h})$ 可表示为:

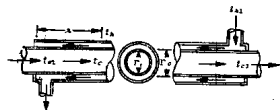


图1-7 平行流热交换器

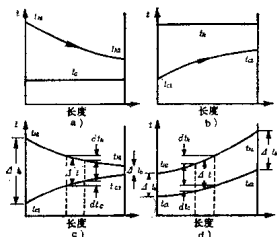


图1-8 平行流热交换器的流体温度变化

a) 低温流体升温 b) 高温流体降温 c) 顺流 d) 逆流

$$dQ = U dA (\Delta t) \quad (1.11)$$

式中, $\Delta t(\text{K})$ 为 dA 换热面积处的两流体的混匀平均温差。考虑到两流体的温度变化, 热平衡式应为:

$$dQ = \pm G_1 c_1 dt_1 = G_2 c_2 dt_2 \quad (1.12)$$

式中, “+” 号表示逆流 (dt_1/dx 为正), “-” 号表示顺流 (dt_1/dx 为负)。

但是

$$d(\Delta t) = d(t_1 - t_2) = dt_1 - dt_2 \quad (1-13)$$

所以根据式 (1-12) 与式 (1-13) 可得:

$$dQ = \frac{d(\Delta t)}{\pm \frac{1}{c_1 G_1} - \frac{1}{c_2 G_2}} \quad (1-14)$$

如将此式代入式 (1-11), 则有:

$$\frac{d(\Delta t)}{\Delta t} = UA \left(\pm \frac{1}{c_1 G_1} - \frac{1}{c_2 G_2} \right) \quad (1-15)$$

对整个传热面进行积分后, 得:

$$\ln \frac{\Delta t_2}{\Delta t_1} = UA \left(\pm \frac{1}{c_1 G_1} - \frac{1}{c_2 G_2} \right) \quad (1-16)$$

式中

$$\Delta t_1 = t_{s1} - t_{e1} \quad (\text{顺流})$$

$$= t_{s2} - t_{e2} \quad (\text{逆流})$$

$$\Delta t_2 = t_{s2} - t_{e2} \quad (\text{顺流})$$

$$= t_{s1} - t_{e1} \quad (\text{逆流})$$

另外, 总传热量可以根据热平衡用下式表示:

$$Q = c_1 G_1 (t_{s1} - t_{e1}) = c_2 G_2 (t_{e2} - t_{s2}) \quad (1-17)$$

其中, 下角标“1”表示进口, “2”表示出口。

将此式加以改写, 可得:

$$\pm \frac{1}{c_1 G_1} - \frac{1}{c_2 G_2} = \frac{1}{Q} [\pm (t_{s1} - t_{e1}) - (t_{e2} - t_{s2})] = \frac{1}{Q} (\Delta t_1 - \Delta t_2) \quad (1-18)$$

因此, 由式 (1-16) 与 (1-17):

$$Q = UA \frac{(\Delta t_1 - \Delta t_2)}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = UA \cdot \Delta t_m \quad (1-19)$$

其中:

$$\Delta t_m = \frac{(\Delta t_1 - \Delta t_2)}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{(\Delta t_1 - \Delta t_2)}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \quad (1-20)$$

Δt_m 称为对数平均温差。如果已知换热器的两种流体在出、入口处的温差, 就可以根据式 (1-20) 求出对数平均温差, 并可根据式 (1-19) 计算出为提供要求传热量所需的传热面积。在实际应用时, 若 $(t_{s1} - t_{e2})$ 、 $(t_{e2} - t_{e1})$ 比 $(t_{s1} - t_{e1})$ 小, 则采用算术平均温差也不致于引起太大的误差, 即:

$$Q = UA \left(\frac{t_{s1} + t_{s2}}{2} - \frac{t_{e1} + t_{e2}}{2} \right) \quad (1-21)$$

第五节 出口温度与温度效率

通常给出了入口端条件, 即在已知高温流体与低温流体的流量、比热和入口端温度 t_{s1} 、

t_{s1} 的条件下, 要求计算出口端温度 t_{s2} 、 t_{r2} 。现设,

$$\gamma = \frac{1}{c_s G_s} \pm \frac{1}{c_r G_r} \quad (+ \text{为顺流, } - \text{为逆流}) \quad (1-22)$$

则有,

$$\left. \begin{aligned} t_{s2} &= \frac{(E + \beta)t_{s1} + t_{r1}(1 - E)}{1 + \beta} \\ t_{r2} &= \frac{(1 - E)t_{s1}\beta + t_{r1}(1 + \beta E)}{1 + \beta} \\ t_{s2} &= \frac{(1 - \beta)t_{s1}E + t_{r1}(1 - E)}{1 - \beta E} \\ t_{r2} &= \frac{(1 - \beta)t_{s1} + \beta t_{r1}(1 - E)}{1 - \beta E} \end{aligned} \right\} \begin{array}{l} \text{顺流} \\ \text{逆流} \end{array} \quad (1-23)$$

式中,

$$\beta = \frac{c_s G_s}{c_r G_r}, \quad E = e^{-\gamma \theta} \quad (1-24)$$

其次, 如果将高温流体侧的温度效率 η_h 和低温流体侧的温度效率 η_c 分别定义为,

$$\eta_h = \frac{t_{s1} - t_{s2}}{t_{s1} - t_{r1}}, \quad \eta_c = \frac{t_{r2} - t_{r1}}{t_{s1} - t_{r1}} \quad (1-25)$$

则采用式 (1-24) 中的 β 与 E , 即可导出下式,

$$\left. \begin{aligned} \eta_h &= \frac{1 - E}{1 + \beta} \quad (\text{顺流}), & \frac{1 - E}{1 - \beta E} \quad (\text{逆流}) \\ \eta_c &= \frac{1 - E}{1 + \beta} \beta \quad (\text{顺流}), & \frac{1 - E}{1 - \beta E} \beta \quad (\text{逆流}) \end{aligned} \right\} (1-26)$$

实际上, 热交换器往往不是单纯的顺流或逆流结构。例如管壳式热交换器, 如图 1-9 所示。往往有使管束在壳体内往复 1~2 个来回, 亦即所谓壳体侧一程、管束侧 2~4 程的热交换器。另外, 也有在壳体内往复一个来回, 而管束在壳体内通过 4~8 次的壳体侧二程、管束侧 4~8 程的热交换器。在这种情况下, 传热量可以通过基本公式 (1-11) 积分后求得, 这时也可以按公式 (1-19) 求出积分平均温差后进行计算。可是, 热交换器的形状越复杂, Δt_m 与 t_{s1} 、 t_{s2} 、 t_{r1} 、 t_{r2} 之间的函数关系也越复杂。一般, 可用式 (1-24) 与式 (1-25) 定义的参数 β 与 γ , 亦即用流量比与温度效率对 Δt_m 进行整理。图 1-10 给出几种热交换器的计算结果。在图中, F 是在流体以同样的入口与出口温度的条件下, 对单纯的“逆流”式热交换器的对数平均温差 $(\Delta t_m)_{\text{逆流}}$ 的修正系数:

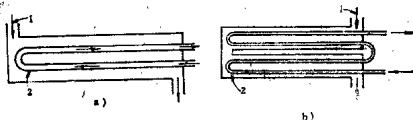
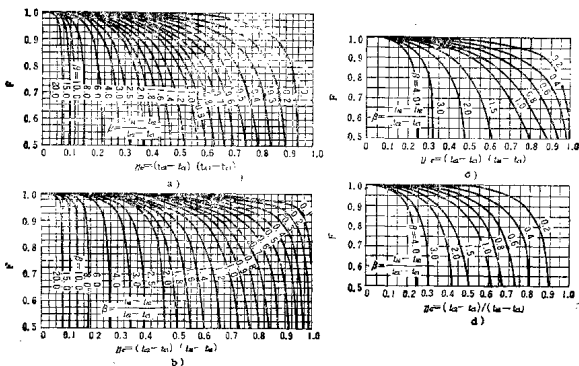


图 1-9 不同流程的管壳式热交换器
a) 壳侧一程、管侧二程 b) 壳侧二程、管侧四程
1—壳侧流体 2—管侧流体

图1-10 对数平均温差修正系数 F

- a) 壳侧一程，管侧二程以上 b) 壳侧一程，管侧四程以上
c) 叉流，两流体不混合 d) 叉流，只一流体混合

$$F = \frac{\Delta t_m}{(\Delta t_m)_{\max}}$$

因此，有以下的表达式：

$$Q = UAF(\Delta t_m)_{\max} \quad (1-27)$$

第六节 传热有效率与传热单元数

通常用传热有效率 ϵ 来代替上述的温度效率。亦即：

$$\epsilon = \frac{c_1 G_1 \eta_1}{(cG)_{\min} \eta_1} = \frac{c_2 G_2}{(cG)_{\min} \eta_1} \quad (1-28)$$

式中的 $(cG)_{\min}$ 是指 $c_1 G_1$ 与 $c_2 G_2$ 两者之中的较小者对 ϵ 加以改写和整理，并引用下述的传热单元数 H ：

$$H (NTU) = \frac{UA}{(cG)_{\min}} \quad (1-29)$$

即可导出下式：

$$\epsilon = \frac{1 - e^{-H(1-(cG)_{\min}/(cG)_{\max})}}{1 - \frac{(cG)_{\min}}{(cG)_{\max}} e^{-H(1+(cG)_{\min}/(cG)_{\max})}} \quad (\text{逆流}) \quad (1-30)$$

$$\epsilon = \frac{1 - e^{-H(1+(cG)_{\min}/(cG)_{\max})}}{1 + \frac{(cG)_{\min}}{(cG)_{\max}} e^{-H(1-(cG)_{\min}/(cG)_{\max})}} \quad (\text{顺流}) \quad (1-31)$$

当 $\beta = 1 = \frac{c_2 G_2}{c_1 G_1}$ 时，

则:

$$\epsilon = \frac{H}{1+H} \quad (\text{逆流}), \quad \frac{1-e^{-2H}}{2} \quad (\text{顺流}) \quad (1-32)$$

以 ϵ 和 H (NTU) 为坐标, 并以 $(cG)_{\min}/(cG)_{\max}$ 为参数, 将热交换器性能表示为曲线形式, 即如图 1-11 所示。

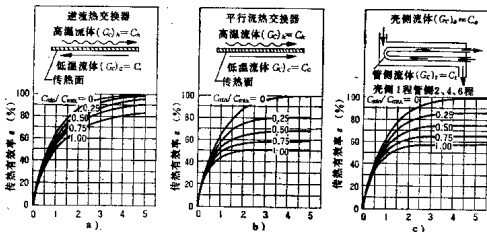


图1-11 平行流热交换器的性能 (图中 $C = cG$)

a) $NTU_{\max} = AU/C_{\min}$ b) $NTU_{\max} = AU/C_{\min}$ c) $NTU_{\max} = AU/C_{\min}$

热交换器的基本形式, 除了上面所介绍的平行流动形式以外, 还有如图 1-12 所示的叉流式热交换器。在图 1-12 中, 假设高温流体只在 y 方向流动, 流量为 G_1 (kg/s), 低温流体只在 x 方向流动, 流量为 G_2 (kg/s)。如出口处的混合平均温度为 t_{22} 与 t_{21} , 则传热量为:

$$Q = c_1 G_1 (t_{11} - t_{12}) = c_2 G_2 (t_{22} - t_{21}) \quad (1-33)$$

另外, 传热有效率可表示为:

$$\epsilon = \frac{c_1 G_1 (t_{11} - t_{12})}{(cG)_{\min} (t_{11} - t_{21})} = \frac{c_2 G_2 (t_{22} - t_{21})}{(cG)_{\min} (t_{11} - t_{21})} \quad (1-34)$$

对于叉流热交换器也求得了如图 1-11 的 ϵ 与 H (NTU) 的关系, 见图 1-13。图中 (ϵ) 是指双方流体都不混合, 流体沿着完全分开的流道 (例如图 1-12 所示的流道) 流动的情形。图中 (b) 是指一方的流体不混合, 例如在管束内流动, 而另一方流体则一面混合一面横向流过管束外侧时的计算结果。在后一情况下, 当 $(cG)_{\max}$ 等于不混合侧的 cG , $(cG)_{\min}$ 等于混合侧的 cG 时, 有:

$$\epsilon = 1 - e^{-H(cG)_{\max}/(cG)_{\min}} \quad (1-35)$$

式中:

$$H = 1 - e^{-H(cG)_{\min}/(cG)_{\max}} \quad (1-36)$$

当 $(cG)_{\max}$ 等于混合侧的 cG , $(cG)_{\min}$ 等于不混合侧的 cG 时, 有:

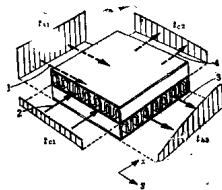


图1-12 叉流热交换器

1—高温流体入口 2—低温流体入口 3—高温流体出口 4—低温流体出口