

换热器

- 原理
- 结构
- 设计

邱树林 钱滨江



上海交通大学出版社

换 热 器

原理·结构·设计

邱树林 钱滨江

上海交通大学出版社

内 容 提 要

本书是针对热能工程专业本科换热器课程的教学要求编写的。

全书共六章，主要内容有：间壁式换热器的热工计算，常用间壁式换热器的结构与特性，换热器优化设计基础，热管换热器和冷却塔。书中侧重于：分析换热器的热工过程及工作特性；详细讨论换热器的热计算方法；介绍换热器选型和换热表面比较的方法。

本书可作为大专院校热能工程专业与相近专业的教材，也可供各工业部门中从事与换热器有关工作的工程技术人员参考。

换 热 器

原理·结构·设计

出 版：上海交通大学出版社
(淮海中路1984弄19号)

发 行：新华书店上海发行所

印 刷：上海市崇明永南印刷厂

开 本：787×1092(毫米)1/16

印 张：12.25

字 数：298000

版 次：1990年7月 第一版

印 次：1990年7月 第一次

印 数：1—2400

科 目：225—279

ISBN7—313—00692—6/TK·11

定 价： 2.45 元

前 言

换热器是工业传热过程中必不可少的设备，几乎应用于包括动力、化工、冶金、轻工等一切工业部门。随着技术的进步，以及节约原材料和能源的紧迫性，使各工业部门越来越重视提高换热器的性能。高等工科院校有关专业也把换热器作为一门专业课，并提出了相应的要求。目前适合于培养热能工程专业人员的换热器教材很少。我们针对热能工程专业本科的教学要求，结合从事该课程教学的经验，将原来编写并已使用多年的讲义加以整理、修改后出版，希望能适应有关专业教学的需要，也可供各工业部门中从事热能工程工作的工程技术人员参考。

本书第1章让读者对换热器建立一个总体概念。第2、3、4章分别就间壁式换热器的热计算方法、结构、性能比较开展讨论。热管换热器作为一种特殊的间壁式换热器安排在第5章。冷却塔为直接接触式换热器则独立为第6章。内容上侧重于对换热器的热工过程及工作特性的阐述；对热计算的方法进行了详细讨论，并配有适当的例题；对典型的结构及设计中要考虑的原则作了介绍。

间壁式换热器热计算方法在传热学中有一些介绍，本书第2章是在此基础上作深入的探讨；明确了换热器传热热阻的概念；阐明平均温压法和 $E-NTU$ 法两者之间的关系，以及它们在设计计算和校核计算中的步骤、差别和特点；专门讨论了间壁式换热器组合工作时的热计算方法；提供了常用流动型式的温压修正系数和 $E-NTU$ 关系的解析式，以适应换热器的计算机辅助设计。

第3章中分别介绍各种常用的间壁式换热器的典型结构、工作特性及设计原则，还就各自热计算的特点作了说明。

换热器的优化设计是一个重要课题，其中的最优化技术不属于本课程范围，而换热器选型和换热表面性能比较是进行换热器优化设计的基础，第4章中对此作了专门的讨论。文献中介绍的换热表面性能比较方法非常多，各种方法进行比较的立足点和比较的目标也不同，还附有各种假设，使用时还受到各种限制，而且有些比较方法还值得商榷。第4章中明确给出了表征换热表面各方面性能的各种参数，以及如何根据换热表面的传热及流阻特性确定各性能参数，并提出了简明的适合于不同需要的比较各种换热表面性能的方法。

第5章中将热管换热器看作为一种具有特殊间壁的间壁式换热器，并确定其传热热阻，借用间壁式换热器的分析方法，介绍了热管换热器传热计算的一种简化方法，能方便地进行热管换热器的概算。

第6章介绍直接接触式换热器中的冷却塔。目前关于冷却塔的专著很少，虽然已有的著作中对冷却塔的热力过程和设计计算方法有所论述，但读后大多不能给读者一个清晰、完整的概念。本书对迈克尔方程无量纲化后得到的两个无量纲量提出了明确的物理意义及其相互关系。这将使读者对冷却塔的热力特性及热计算方法有清晰的概念，为今后不论是设计和使用冷却塔打下一个良好的理论基础。

上述各方面反映了笔者多年来从事换热器研究的成果和教学工作的体会。书中各重要内容都介绍了可以参阅的有关资料或指出所引资料的来源，可方便读者进一步探讨。本书第1~4章由钱滨江执笔，第5、6章由邱树林执笔。

书稿修改过程中，余钧、张清同志提出了宝贵的意见，在此对他们表示衷心的感谢。由于篇幅和笔者水平所限，书中无疑存在着缺点和谬误，欢迎读者指正。

邱树林、钱滨江

1990年2月

目 录

主要符号、常用准则	i
第 1 章 绪论	1
1.1 换热器及其分类	1
1.2 换热器设计概述	3
第 2 章 间壁式换热器的热工计算	7
2.1 间壁式换热器传热计算中的基本参数和方程	7
2.2 间壁式换热器的传热热阻	8
2.3 间壁式换热器传热计算的基本方法	14
2.4 间壁式换热器传热计算的步骤	29
2.5 间壁式换热器的组合	33
2.6 换热器传热壁面的换热特性	37
2.7 换热器的流阻	39
第 3 章 常用间壁式换热器的结构与特性	43
3.1 管壳式换热器	43
3.2 套管式换热器	73
3.3 螺旋板式换热器	78
3.4 板式换热器	82
3.5 板翅式换热器	89
3.6 管式换热器	93
第 4 章 换热器优化设计基础	101
4.1 换热器选型	101
4.2 换热表面的比较与选择	105
4.3 换热器优化设计及计算机辅助设计概述	122
第 5 章 热管换热器	127
5.1 热管	127
5.2 热管换热器	133
5.3 热管换热器的传热计算	135
第 6 章 冷却塔	146
6.1 概述	146
6.2 淋水装置	148
6.3 配水系统、收水器	151
6.4 通风系统	153
6.5 冷却塔的热力过程	155
6.6 冷却塔的通风阻力计算	175
6.7 蒸发冷却器	178
参考文献	186

第 1 章 绪 论

1.1 换热器及其分类

换热器，也称热交换器，用以不同温度流体间进行换热的设备。

它在各工业部门，如动力、石油、化工、冶金、原子能、轻工、食品等部门，以及家用设备中都得到大量应用。

由于各种换热器的作用、工作原理、结构，以及其中工作的流体种类、数量等差别很大，为了研究和讨论的方便，通常根据其某个特征进行分类。图 1-1 概括地表示出根据换热器的各种特征所作的分类^[1-1]。

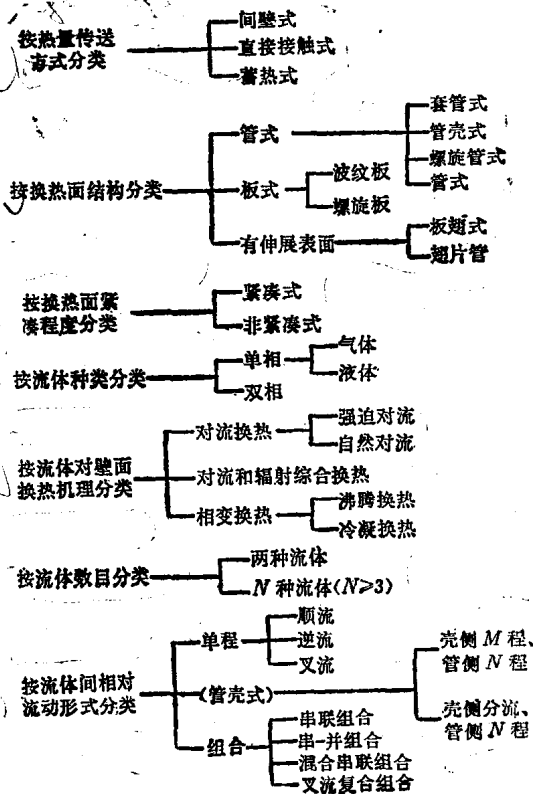


图 1-1 换热器分类概要

换热器的名称则由于其作用、特征及工业部门的习惯不同，而多种多样。例如，以其作用命名的如蒸气过热器，是把蒸气加热到一定的过热状态的换热器，水冷却塔，是用空气冷却热水的换热器等；以其结构特征命名的如套管式换热器，板翅式换热器等；同时反映出其结构和作用的如管壳式油水换热器，管式空气预热器等。

按照换热器中热量传递的方式可分为直接接触式换热器、蓄热式换热器和间壁式换热器三大类。

直接接触式换热器，也叫混合式换热器，是冷热流体直接接触进行换热的设备。通常见到的是一种流体为气体，另一种流体为汽化压力低的液体，而且在换热后容易分离开来。如冷却塔中，热水和空气在直接接触的过程中发生热和质的传递，达到冷却水的目的；又如喷射冷凝器中，将水喷入水蒸气或其他蒸气中使之冷凝。这类换热器由于两种流体在换热过程中相互混合，而后再需分离，因而使其应用受到一定的限制。

蓄热式换热器，也称回热式换热器，借助于由固体制成的蓄热体交替地与热流体和冷流体接触，蓄热体与热流体接触一定时间，并从热流体吸收热量，然后与冷流体接触一定时间，把热量释放给冷流体，如此反复进行，达得换热的目的。蓄热式换热器常用作空气预热器，如用于锅炉和燃气轮机装置中，在冶金工业中也得到广泛应用。

间壁式换热器，也称表面式换热器，其中冷热流体被一固体壁面隔开，热量通过固体壁面传递。工业上应用的换热器绝大多数是间壁式换热器，本书将重点讨论这种换热器。

按上述三种热量传递方式工作的换热器其结构完全不同。就是工业上使用最广的间壁式换热器，其结构形式也是非常之多。构成间壁式换热器的间壁，主要是管和板，为了扩展传热面，管和板上常带有各种翅片。用它们组成的具体换热器可以是多种多样的，常用的有管壳式换热器、套管式换热器，管式换热器，板式换热器、板翅式换热器等。

图 1-2 至图 1-5 为一些典型间壁式换热器的构造原理。

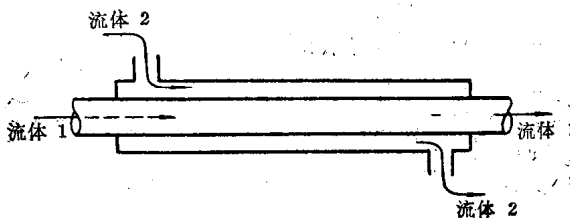


图 1-2 套管式换热器

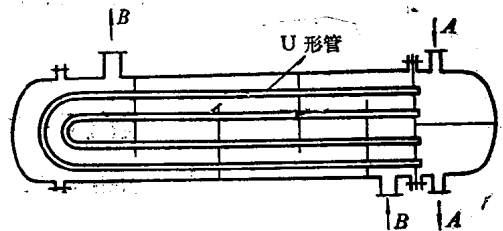


图 1-3 管壳式换热器

图 1-2 为一套管式换热器的构造简图。它是由不同直径的两种管子套在一起组成的同心套管。小圆管内流过一种流体，小圆管外壁与大圆管内壁之间形成的环形空间流过另一种流体。小圆管的管壁就成为隔在两种流体之间的传热壁面。如需较多的传热面时，可用多个套管联接起来工作。

图 1-3 为管壳式换热器的构造简图。它是由许多根平行管组成的管束插入一圆筒形壳体内构成。图中所绘管束由很多 U 形管构成，管端装在一管板上，管板连至壳体上，使管内侧空间与管外侧空间隔开。一种流体在管内流过，另一种流体在壳内从管外流过。为了确保流体按一定顺序流入管子，管板外装有管箱和隔板。在壳体内也布置许多横向折流板，以确保壳内流体横向流过管外，并有足够的流速。

图 1-4 为管式换热器的构造简图。换热面是由很多管子按一定方式排列成的管束构成，管子两端连在管板上形成管内，管外两侧分隔的通道。这种换热器通常用于气体的加热或冷却，气体在管外横向流过，另一种流体在管内流过。图 1-4(a) 所示，管束为圆形光管。为了增强气体流过管外时的换热，可采用滴形管、椭圆管或扁管等；也可采用外面带翅片的管子。图 1-4(b) 为圆管外套装整体翅片构成的管束，装翅片后使传热面积大大增加。

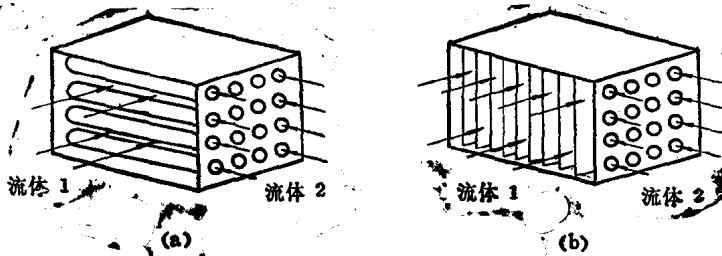


图 1-4 管式换热器

图 1-5 是构成板式换热器的基本单元，它是将波形翅片夹在两隔板之间，两侧用封条密封组成。将许多这样的单元重叠起来就构成板式换热器。相邻单元，即隔板两侧，流过不同温度的流体，通过两侧带有翅片的平板传递热量。

由上述简单介绍可以看出，各种结构的换热器中，传热面的密集程度(单位体积内布置的换热面面积)相差很大，管壳式通常在 $100 \sim 200 \text{m}^2/\text{m}^3$ ，而板式则一般都在 $1000 \text{m}^2/\text{m}^3$ 以上。对传热面密集程度较大的换热器，习惯上称为紧凑式换热器。

在间壁式换热器中通常是两种不同温度的流体进行换热，有时也可能有两种以上不同温度的流体参与换热，如板式换热器就有这种情况。

对两种流体参与换热的间壁式换热器来讲，它有作为换热面的间壁及其他壳壁构成的两个完全分隔开的通道。两种流体按一定的方向和顺序分别流过这两个通道。这就确定了两种流体流过换热壁面的相对方向和流过各部分换热壁面的先后顺序。这些特征通常称为换热器的流动形式。流动形式直接关系到换热器中各部分换热壁面两侧流体间的温压，以及通过换热面的热流密度，因而决定了整个换热器的热力工作性能，如总的传热量、流体的温度分布等。由此可见欲分析换热器的传热，必须按换热器的不同流动形式加以研究。按流动形式这一特征对换热器分类，最基本的有顺流型、逆流型、叉流型，以及由基本流型组合而成的多程、复合流动型等。

此外，还可按换热器中工作流体的种类、工作参数，以及其他特征分类。这些特征不仅决定了流体至壁面的换热方式和强度，还决定了换热器的结构、强度、所用材料等。

各种分类方法都是为了适应某方面问题分析讨论的方便而形成的，因此在本书各部分讨论中将用到不同的分类方法，也还会出现其他的或局部的分类法。

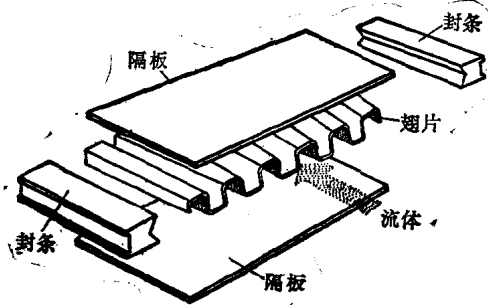


图 1-5 板式换热器的单元结构图

1.2 换热器设计概述

1.2.1 换热器合理设计的重要性

换热器在各工业部门中得到广泛的应用，并成为必不可少的占有很大比例的设备，而且其工作性能的优劣直接影响着整个装置的综合特性，因此换热器的合理设计是极其重要的。

一个设计合理的换热器一般应满足如下要求：

- (1) 在给定的工作条件(流体的流量, 进口温度)下, 达到要求的传热量和流体出口温度;
- (2) 流体压降要小或符合系统的要求, 以减少运行的能量消耗;
- (3) 采用传热强度较高、密集度较大的传热面, 以减少所需的传热面面积, 并保证有较小外形尺寸和重量;
- (4) 安全可靠, 包括对强度、防腐、防漏、对流体适应性等方面的考虑;
- (5) 满足制造条件、材料来源等因素, 以减少初始投资;
- (6) 连续工作期限与整个装置相适应, 维修方便等。

所有这些要求和考虑常常是互相影响和相互制约的。在不同的条件下, 各项要求的苛刻程度不尽相同, 侧重点也不同。

设计这一环节与制造、运行、研究各环节之间有着十分密切的联系, 这种联系包含着综合发展、协调反馈和相互促进, 图 1-6 为各环节的简单关系。一个设计者, 必须对其他环节要有相当的知识。即使如此, 在设计过程中, 还会遇到不少困难。如换热器形式的选择, 对给定工作条件不存在唯一合理的形式; 由于尖锐的竞争, 各单位之间对技术严格保密, 造成试验数据和资料的缺乏, 这样往往导致设计过于保守。

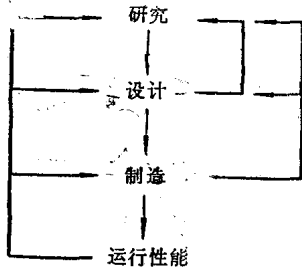


图 1-6 换热器研究、设计、制造运行各环节间的联系

1.2.2 换热器设计的目标

对于不同应用场合和不同使用条件的换热器, 反映设计合理性的指标, 或者说是设计力求达到的目标是不同的。设计的目标大致有这样几个方面: 达到规定的传热量、初始投资、运行费用、外形尺寸和重量等。就具体的设计任务, 所追求的目标可能有所侧重, 程度上亦有差别。例如, 在允许的制造成本(即初投资费)和流体泵送功率消耗(即运行费)的条件下, 要求所设计的换热器达到规定的传热量, 而且有最小的体积(外形尺寸)、或最小的传热面积(材料消耗); 或者, 要求在一定的外形尺寸(或重量)的限度内, 所设计的换热器有最大的传热量。也可能是, 在所设计的换热器达到规定的传热量条件下, 要求所消耗的投资最小, 包括初投资和运行维修费用。

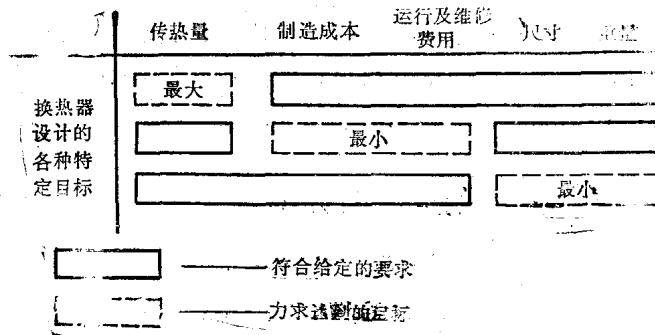


图 1-7 换热器设计中追求的目标

图 1-7 简明地表示出换热器设计中所追求的各种目标, 显然都是以现有的制造水平为依据的。

1.2.3 换热器的设计过程

要获得一个好的换热器设计, 整个设计过程涉及各种数量的分析及以经验为基础的定性决断。框图 1-8 可用以说明换热器设计的一般过程和所包含的内容。应当注意它所表示的仅仅是原则性指导, 各设计者可加以修改以适应于自己的任务和经验。下面就主要内容作简要说明。

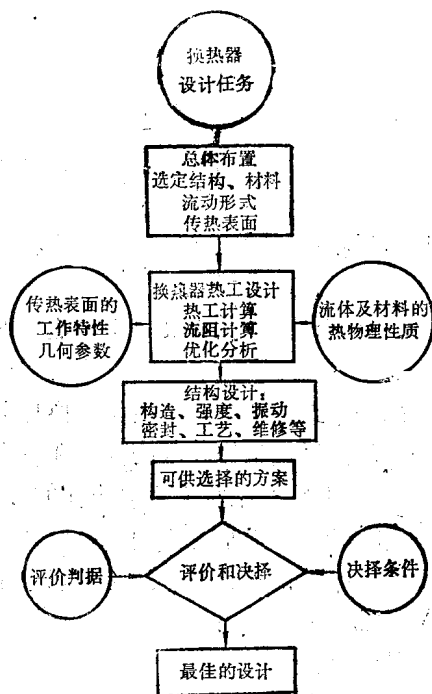


图 1-8 换热器设计过程框图 [1·2]

1. 换热器设计任务: 至少包括工作流体的种类及其流量, 进出口温度, 工作压力。

详细的还包括允许的压降, 尺寸和重量, 以及其他的设计限制, 如价格、材料、可供选择的换热器形式等。

2. 换热器的总体布置: 首先要选定换热器的形式、结构和流动形式、所用材料; 然后选择传热表面的种类。要考虑运行温度和压力、设计的经验、制造的可能性、维修的要求、价格、可靠性、安全性、流体的腐蚀和结构特性等。

3. 换热器热工设计: 包括传热计算、压降计算及确定尺寸。进行热工设计除设计任务说明外, 还需有传热面的特性(包括换热特性、流阻特性和结构参数)以及流体和材料的热物性参数, 可以将优化技术应用到换热器热工设计中。根据设计目标, 对于选定的各种换热器形式和传热表面, 通过不同的角度进行优化分析, 提供几种可供选择的方案。

4. 结构设计: 包括如下内容:

(1) 强度设计, 确定各部件的材料和尺寸, 以保证换热器在稳定运行及变工况运行时的

安全性:

- (2) 焊接方法及密封材料选择, 这主要取决于工作温度、压力及流体性质;
- (3) 封头、联箱、接管、隔板等设计, 以保证流体分配的均匀性;
- (4) 热应力计算, 确定启动和停车时期内的热应力;
- (5) 为排除由于流体流动引起的结构振动, 进行必要的核算;
- (6) 验算流速, 以减少腐蚀和结垢;
- (7) 还要考虑维修(包括清洁、修理、保养等)及运输的要求。

因此结构设计和热工设计有相同的重要性, 往往两方面的设计需同时考虑, 并应相互协调。

5. 方案选择: 换热器热工设计和结构完成后, 提供了几个可供选择的方案, 然后设计者根据评价的判据, 以及考虑各种具体条件进行最后选择。

抉择的条件多为定性的, 甚至如模具制造的限制、工具、机床设备、炉子、运输、现场安装、吊装能力等等都将影响最终的选择。

评价的判据可以用数量化衡量的指标, 如重量、外形尺寸、泵送流体的耗费、初始投资与寿命等。

通过上述各方面的分析研究, 最终可向业主提交一个换热器的最佳设计, 或提交几个可供选择的设计。

毕竟换热器只是整个系统中的一个组成部分, 上述关于换热器的设计过程及优化考虑是以预先给定的工作参数为条件的。然而系统工作参数的优化和其中各部件设计优化又是密切联系的。因此换热器设计是一个复杂问题, 包括很多数量方面的分析、评判及非数量可表示的抉择, 后者主要取决于设计者的经验和习惯。通常对于同一个设计任务, 很难会有两个设计者提出完全相同的设计结果。要成为一个好的设计者, 经验的积累是很重要的。

在本书中主要涉及换热器设计的一些基本方面有:

- (1) 换热器结构及流动型式的选择;
- (2) 传热表面特性及评价方法;
- (3) 换热器热工计算方法;
- (4) 换热器设计优化。

重点将放在常用的间壁式换热器上。其他的如冷却塔、热管换热器等由于其特殊性将单独分章予以讨论。

文献[1.3]、[1.4]、[1.5]为各种换热器设计提供了极丰富的材料。对各种换热器中的传热、流体动力、工作特性等方面的深入分析, 可参阅文献[1.6]、[1.7]、[1.8]。

第2章 间壁式换热器的热工计算

换热器中间壁式换热器应用最广，而且以两种流体之间进行换热的为主。在这类换热器中温度不同的两种流体分别沿某种形状的间壁两侧流过，通过间壁的导热和流体与壁面的对流换热(当流体为高温气体时，同时还会存在辐射换热；本章不涉及存在辐射换热情况的换热器传热计算)实现高温流体与低温流体之间的传热。本章介绍的热工计算，包括换热器的传热计算和流阻计算两部分。关于换热器传热计算的基本内容，在传热学的书籍中都有一些介绍，为了论述的系统性以及深入讨论的需要，本章仍作必要的叙述。对于换热器分析中过于专门和繁复的部分，本章中只能引用其结论，有兴趣的读者可查阅参考文献。介绍换热器的流阻计算，目的是为了确定泵送流体流过换热器所需要的压头和消耗的功率。各种传热表面的换热特性及其流阻特性，将在第3章常用间壁式换热器的结构与特性中介绍。有关换热器热工计算方法的综合评述可参见文献[2.1]、[2.2]、[2.3]。文献[2.3]~[2.6]对换热器的热工计算提供了较详细的资料。

2.1 间壁式换热器传热计算中的基本参数和方程

简图 2-1 示出了换热器传热分析中有关基本参数的名称、单位及本书所采用的符号。流过换热器的两种流体分别用下标 1 及 2 来表示。如以流体 1 传至流体 2 的热量，称为换热器的传热量，则间壁式换热器传热计算的基本方程为

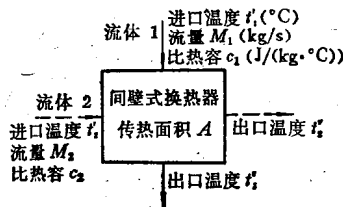


图 2-1 间壁式换热器的基本参数

流体 1 的放热量

$$Q = (Mc)_1(t_1' - t_1''), \quad (2.1.1)$$

流体 2 的吸热量

$$Q = (Mc)_2(t_2'' - t_2'), \quad (2.1.2)$$

换热器中的传热量

$$Q = \int k(t_1 - t_2)dA. \quad (2.1.3)$$

如略去换热器向外界的散热量，则通过换热器的传热量、流体 1 的放热量、流体 2 的吸热量三者是相等的。

式(2.1.1)、(2.1.2)中流体的质量流量 M 与其比热容 c 的乘积 (Mc) 简称为该流体的热

容流量，单位为 $J/(s \cdot ^\circ C)$ 。

式(2.1.3)用微元传热面传热量的积分来表示换热器总的传热量。通过微元传热面的传热量为

$$dQ = k(t_1 - t_2)dA, \quad (2.1.4)$$

它正比于微元面两侧流体的温压($t_1 - t_2$)和微元面面积。比例系数 k 称为传热系数，单位为 $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ 。流体在沿壁面流动的过程中，随着热量的传递，流体自身的温度也相应地发生了变化。因此，在换热器的不同部位，传热间壁两侧流体间的温压($t_1 - t_2$)是不同的，它取决于两流体流过间壁不同部位的顺序，以及两流体的热容流量。换热器中不同部位处的传热系数也是不同的，它与该处间壁两侧流体的流动情况和流体物性有关。因此，式(2.1.3)中 k 及($t_1 - t_2$)为对应于 dA 处的值。

式(2.1.4)可写成积分形式

$$\int_0 Q \frac{dQ}{(t_1 - t_2)} = \int_A k dA. \quad (2.1.5)$$

通常为简便起见，换热器的传热量可以用平均传热系数 k_m 及平均温压 Δt_m 来表示，即

$$Q = k_m \Delta t_m A, \quad (2.1.6)$$

用这样的表达式计算就较简单。而平均传热系数 k_m 和平均温压 Δt_m 的定义可以通过比较式(2.1.5)和式(2.1.6)得到，

$$k_m = \frac{1}{A} \int_A k dA, \quad (2.1.7)$$

$$\frac{1}{\Delta t_m} = \frac{1}{Q} \int_0 \frac{dQ}{(t_1 - t_2)}. \quad (2.1.8)$$

一般情况下，换热器中传热系数变化不大，在换热器传热分析中，通常可以将它看成为常数。因此式(2.1.6)可写成

$$Q = k \Delta t_m A, \quad (2.1.9)$$

与式(2.1.3)比较，则得出平均温压的定义式为

$$\Delta t_m = \frac{1}{A} \int_A (t_1 - t_2) dA. \quad (2.1.10)$$

由式(2.1.9)，换热器的传热量可写成

$$Q = \frac{\Delta t_m}{\frac{1}{kA}}. \quad (2.1.11)$$

$1/(kA)$ 称为间壁式换热器的传热热阻，单位为 $^\circ C/W$ 。传热热阻与传热面的结构形式、大小，流体的种类，流动状况等有关。

2.2. 间壁式换热器的传热热阻

换热器中冷热流体通过间壁传热的过程，可用简图 2-2 来表示，其传热量、各处温度和各项热阻之间的关系如下：

$$Q = \frac{t_1 - t_{w1}}{R_{s1}} = \frac{t_{w1} - t_{w2}}{R_w} = \frac{t_{w2} - t_2}{R_{s2}}, \quad (2.2.1)$$

式中： R_{s1} ——流体与间壁表面之间的热阻， $^{\circ}\text{C}/\text{W}$ ；

R_w ——间壁的导热热阻， $^{\circ}\text{C}/\text{W}$ 。

将式(2.2.1)改写后得

$$Q = \frac{t_1 - t_2}{R_{s1} + R_w + R_{s2}}. \quad (2.2.2)$$

图 2-2(a) 所表示的为间壁形状任意，两侧表面清洁无垢的情况。流体与间壁表面间的热阻 R_{s1} ，即流体与表面间的对流换热热阻。图 2-2(b) 所表示的为间壁形状任意，两侧表面有污垢的情况。间壁表面与流体间的热阻 R_{s1} 包括表面结垢引起的附加热阻(简称污垢热阻)和污垢表面与流体间的对流换热热阻，如间壁表面带有肋片时，还涉及肋片的导热热阻。

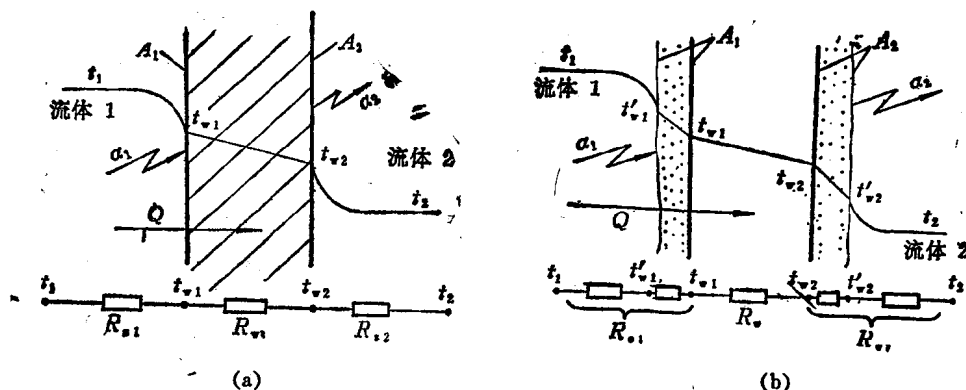


图 2-2 间壁传热过程简图

对照式(2.1.11)和式(2.2.2)可以看出，

$$\frac{1}{kA} = R_{s1} + R_w + R_{s2} \quad (^{\circ}\text{C}/\text{W}), \quad (2.2.3)$$

即间壁式换热器的传热热阻为传热过程中各项热阻之和。这与串联电路中导电过程类似，因此，传热过程也可用热阻网络图来表示。图 2-2 所给热阻网络图清楚地表示出温度、热阻、热流量之间的关系。下面分别讨论如何确定各项热阻的值。

1. 间壁的导热热阻 R_w ；换热器中所用的间壁本身不外乎壁和圆筒壁两种。

平壁导热时，传热量

$$Q = \lambda \frac{A}{\delta} (t_{w1} - t_{w2}) \quad (\text{W}), \quad (2.2.4)$$

式中： A ——平壁面积， m^2 ；

λ ——间壁材料的导热系数， $\text{W}/(\text{m}\cdot^{\circ}\text{C})$ ；

δ ——平壁的厚度， m 。

则平壁的导热热阻

$$R_w = \frac{\delta}{\lambda A} \quad (^{\circ}\text{C}/\text{W}). \quad (2.2.5)$$

圆筒壁导热时，传热量

$$Q = \frac{2\pi\lambda L(t_{w1} - t_{w2})}{\ln(r_o/r_i)} \quad (\text{W}), \quad (2.2.6)$$

式中: r_o ——圆筒壁外半径, m;
 r_i ——圆筒壁内半径, m;
 L ——圆筒壁长度, m。

则圆筒壁的导热热阻

$$R_v = \frac{\ln(r_o/r_i)}{2\pi\lambda L} \quad (\text{℃/W}). \quad (2.2.7)$$

2. 流体与洁净壁表面间的热阻: 间壁式换热器的换热壁面有光壁面和带肋片的壁面两种。

流体流过光壁面时, 传热量

$$Q = \alpha A \Delta t \quad (\text{W}). \quad (2.2.8)$$

式中: α ——流体对壁面的对流换热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{℃})$;
 A ——壁表面面积, m^2 ;
 Δt ——流体与壁表面间的温压, ℃ 。

流体对光壁表面的热阻

$$R_s = \frac{1}{\alpha A} \quad (\text{℃/W}). \quad (2.2.9)$$

流体流过带肋片的壁面时, 流体通过肋片表面和未被肋片根部遮盖的基壁表面进行换热。图2-3所示为一洁净的带肋片的壁面, 如肋片表面积为 A_t , 未被肋片根部遮盖的基壁表面积为 A_b , 则带肋壁面的总表面积为 $A = A_t + A_b$ 。假定流体对 A_t 及 A_b 两部分表面的换热系数相同, 都是 α , 则流体与壁面间的换热量为

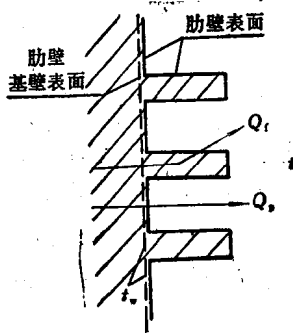


图 2-3 流体通过带肋片的壁面换热

$$\begin{aligned} Q &= Q_b + Q_t \\ &= \alpha A_b(t_w - t) + \alpha A_t \eta_t(t_w - t) \\ &= \alpha (A_b + A_t \eta_t)(t_w - t), \end{aligned} \quad (2.2.10)$$

式中: t ——流体温度, ℃ ;
 t_w ——基壁表面温度, ℃ ;
 η_t ——肋片效率。

肋壁效率 η 按下式定义

$$A\eta = A_p + A_f\eta_f \quad (2.2.11)$$

则

$$\begin{aligned} \eta &= \frac{1}{A} (A_p + A_f\eta_f) \\ &= \frac{1}{A} (A_p + A_f - A_f + A_f\eta_f) \\ &= \frac{1}{A} [A - A_f(1 - \eta_f)] \\ &= 1 - \frac{A_f}{A} (1 - \eta_f). \end{aligned} \quad (2.2.12)$$

用肋壁效率的概念，则式(2.2.10)可写为

$$\begin{aligned} Q &= \alpha A \eta (t_w - t) \\ &= \frac{(t_w - t)}{\frac{1}{\alpha A \eta}}. \end{aligned} \quad (2.2.13)$$

式中温压和热阻是对应于肋壁基壁表面与流体之间的。热阻 $1/(\alpha A \eta)$ 包含了流体对肋片表面的对流换热热阻及肋片的导热热阻，后者反映在肋壁效率 η 上。如将上式改写为

$$Q = \frac{\eta(t_w - t)}{\frac{1}{\alpha A}}, \quad (2.2.14)$$

则其分母 $1/(\alpha A)$ 为肋壁表面的对流换热热阻，对应的温压为 $\eta(t_w - t)$ ，是肋壁表面的平均温度与流体温度之差。

3. 流体与结垢的壁表面的热阻：换热器运行了一段时间后，壁表面会形成一层污垢。由此引起的附加热阻取决于污垢的性质，也就是污垢的导热系数 λ_F 和污垢的厚度 δ_F 。 δ_F/λ_F 称为污垢系数，用 r_F 表示，其单位为 $(\text{m}^2 \cdot \text{C}/\text{W})$ 。

平壁上附有污垢后，见图 2-4，壁面与流体间增加了污垢层的导热热阻 $\frac{\delta_F}{\lambda_F A} = \frac{r_F}{A}$ 。

对应于结垢的壁表面与流体之间，温压、热阻及传热量的关系为

$$Q = \frac{t_w - t}{\frac{r_F}{A} + \frac{1}{\alpha A}}. \quad (2.2.15)$$

带肋壁上附有污垢后(假定污垢是均匀分布在肋壁全部表面)，参照式(2.2.15)，对应于肋壁表面平均温度 \bar{t}_w 与流体温度 t 间温压 $(\bar{t}_w - t)$ 的热阻也为 $\frac{r_F}{A} + \frac{1}{\alpha A}$ ，即

$$Q = \frac{\bar{t}_w - t}{\frac{r_F}{A} + \frac{1}{\alpha A}},$$

而肋壁表面平均温度与流体温度之差 $(\bar{t}_w - t)$ 可用 $\eta(t_w - t)$ 来表示，则

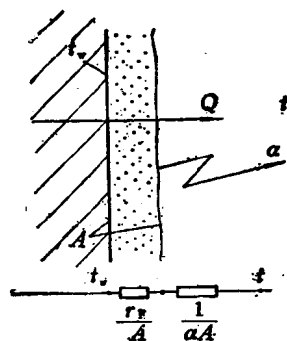


图 2-4 壁上附有污垢后的导热热阻