21st

食品系列教材

第 2 章

传　　热

本章的学习目的与要求

了解传热的基本概念、3 种基本传热方式及其传热机理；了解和掌握换热器的类型、特点以及设计计算方法；掌握导热、对流传热和辐射传热的基本计算及应用；能够在使用条件和范围内选用对流传热系数关联式计算对流传热系数；掌握非稳定传热的一般解决方法和简化计算方法及适用条件；重点掌握稳定传热过程的计算与应用。

传热是由于温度差而引起的能量转移，又称热量传递。热量总是自动地由高温区传递到低温区。因此，热量传递是自然界中普遍存在的物理现象，在工程技术、工业生产以及日常生活中都有着广泛的应用。

食品工业与传热有着密切的关系。因为在食品生产中，无论是化学过程，还是物理过程，几乎都有热量的引入或导出，即加热或冷却。因此，传热常常与其他的单元操作同时出现。例如食品生产过程通常在一定的温度下进行，为了达到并保持指定的温度，就需要在过程进行中及时导出系统放出的热量或补充系统所吸收的热量。与传热有关的典型的单元操作有食品的杀菌和保藏、蒸发浓缩、干燥、蒸煮、焙烤、酒的蒸馏等。传热是食品工程中重要的基础学科，是食品工业中重要的单元操作之一。

食品生产过程对传热的要求有两种情况：一种是强化传热，如在传热设备中加热或冷却物料，要求热量以较快的速率进行传递，使其达到指定温度；另一种是削弱传热，如对设备和管道的保温，以减少热损失。

传热是一门内容广泛的学科，在本章中仅讨论传热的基本原理及其在食品工程中的应用。

1 传热的基本概念

1.1 传热的基本方式

热量的传递是由于物体或系统内不同部分之间存在温度差而引起的，根据传热机理的不同，传热有以下3种基本方式：

（1）热传导（又称导热） 热传导可以通过固体、液体和气体进行。从微观角度来看，气体、液体、导电固体和非导电固体导电机理各不相同，但共同的原因是物质的分子、原子和电子在不同温度时，它们的热运动强烈程度不同，因此当物体存在温度差时，通过物质的分子、原子和电子的振动、位移和相互碰撞发生能量的传递，这种传递称为热传导。在金属固体中，热传导主要依靠自由电子的运动进行；在不良导体的固体和大部分液体中，热传导是通过晶格结构的振动，即是分子、原子在其平衡位置附近的振动来实现；在气体中，热传导是由于

分子的不规则热运动而引起。对于纯导热过程，它仅是静止物质内的一种传热方式，也就是说没有物质的宏观位移。

（2）热对流　热对流是指流体质点间发生相对位移而引起的热量传递过程。热对流仅发生在流体中。由于引起流体质点相对位移的原因不同，对流可分为自然对流与强制对流。因流体中各处的温度不同而引起密度的差异，使轻者上浮，重者下沉，流体质点间发生相对位移，这种对流称为自然对流；因水泵、风机或其他外力作用而引起的流体流动，这种对流称为强制对流。在流体进行强制对流传热的同时，也常常伴随着自然对流。通常把流体与固体壁面之间的传热通称为对流传热。

（3）热辐射　因为热的原因而产生的电磁波在空间的传播，称为热辐射。所有的物体都能将热能以电磁波的形式发射出去，而当这种电磁波遇到物体时，又被物体全部或部分地吸收而变为热能。物体之间相互辐射和吸收能量的总结果称为辐射传热。因此，辐射传热不仅有能量的传递，还同时伴随有能量形式的转化。辐射传热不需要任何介质来传递能量，即它可以通过真空进行，例如太阳对地球的辐射传热。这是辐射传热与热传导和对流传热不同的特点。

实际上，传热过程中常常不是单一的传热方式，而是两种或 3 种传热方式的组合。工程上常遇到的冷、热流体的热交换即是这种情况。

1.2　温度场与温度梯度

1.2.1　温度场

物体或系统内存在温度差是传热的必要条件，因此，传热过程与温度分布有着密切的关系。温度场即是任一瞬间物体或系统内各点温度分布的总和。

一般情况下，任意点的温度是空间位置和时间的函数，故温度场的数学表达式为

$$T=f(x,\ y,\ z,\ t) \tag{2-1}$$

如果温度场随时间而变化，则称为不稳定温度场。如果温度场不随时间而变化，则称为稳定温度场。在稳定温度场中的传热称为稳定传热。

温度场中同一时刻下温度相同的各点组成的面称为等温面，因为空间中的任一点不可能同时有两个不同的温度，因此，温度不同的等温面不可能相交。

1.2.2　温度梯度

由于等温面上温度处处相等，故等温面上任两点间无热量传递，而穿过等温面的任何方向上因有温度的变化则有热量的传递。温度随距离的变化率，以沿等温面的法线方向为最大。将沿等温面法线方向上的温度变化率称为温度梯度，记做 grad T。数学表达式为：

$$\text{grad } T = \frac{\overrightarrow{\partial T}}{\partial n} \tag{2-2}$$

温度梯度是向量，它的正方向是指向温度增加的方向。通常，也将温度梯度的标量称为温度梯度。

对于一维温度场，温度梯度可表示为

$$\text{grad } T = \frac{\mathrm{d}T}{\mathrm{d}x} \tag{2-3}$$

1.3　传热速率与热通量

讨论传热过程的中心问题之一是确定传热过程速率，它是传热过程的基本参数。传热的快慢用传热速率来表示。

传热速率（又称热流量）是指单位时间通过传热面的热量，常以 Q 表示，单位 W（J/s）。

热通量（又称热流密度）是指单位时间通过单位传热面的热量，常以 q 表示，单位 $\mathrm{W/m^2}$。

传热速率与热通量的关系为：

$$q = \frac{\mathrm{d}Q}{\mathrm{d}S} \tag{2-4}$$

和其他传递过程类似，传热速率与传热推动力成正比，与传热阻力成反比，即

$$\text{传热速率} = \frac{\text{传热温度差（推动力）}}{\text{热阻（阻力）}}$$

数学表达式为：

$$Q=\frac{\Delta T}{R'} \tag{2-5}$$

或

$$q=\frac{\Delta T}{R} \tag{2-5a}$$

式中 R'和 R 均称为热阻，单位分别为 K/W 和 $m^2 \cdot K/W$。

1.4　载热体

在食品生产中，经常遇到加热或冷却的情况，相应地就有热量的供给或取走。这种用于输送热量的介质称为载热体，起加热作用的载热体称为加热剂（或加热介质）；而起冷却作用的载热体称为冷却剂（或冷却介质）。

工业上常用的加热剂有以下几种：

（1）饱和水蒸气　用饱和水蒸气冷凝放热来加热物料是最常用的加热方法。其优点是它的冷凝温度和压强有一一对应关系，调节其压强就可以控制加热温度，使用方便。另外，用水蒸气加热的传热速度快。其缺点是用于高温加热时受到限制。如果被加热的物料温度为 300 ℃，用于加热的饱和水蒸气的温度必须超过此值，而 300 ℃的饱和水蒸气所对应的绝对压强为 8.59 MPa。因此，用其加热时的温度通常不超过 180 ℃，此时相应的压强为 1 MPa。

（2）烟道气　烟道气的温度可达 700 ℃以上，应用它作为加热剂可以把物料加热到比较高的温度，因此它是食品生产中常用的加热剂。其缺点是加热速度慢，温度不易控制。其来源可以是燃烧炉排放的废气，也可以是直接燃烧煤气或天然气。

（3）热水　热水加热温度通常不超过 100 ℃，一般作为预热或低温加热时使用。

（4）电加热　其特点是加热能达到的温度范围很广，而且易于控制，使用方便，清洁。但目前将电源作为热源费用较高，一般只在比较特殊的场合使用。

常用的冷却剂有以下几种：

（1）水和空气　水和空气可把物料最低冷却至周围环境温度，随地区而异，一般不低于 20～30 ℃（地下水可更低些）。因此，一般只作为高温冷却剂使用。

（2）载冷剂与制冷剂　如果工艺上要求将温度冷却至 0 ℃以下，就需要用载

冷剂或制冷剂。所谓载冷剂是指在 0 ℃以下一定温度范围内不会凝固的液体。某些无机盐类（如 $CaCl_2$，NaCl 等）的水溶液是最常用的载冷剂，可将温度冷却到零下十几度乃至几十摄氏度。如果要求深冷，也可以使用氨、氟利昂、液氮等制冷剂。

1.5　换热器

实现冷、热介质热量交换的设备称为换热器。食品生产中最常用的是间壁式换热器。间壁式换热器就是冷、热流体不能直接接触，但可通过壁面传热。间壁式换热器型式很多，其中最简单而又最典型的结构是如图 2-1 所示的套管换热器。在套管换热器中，冷、热流体分别流过环隙与内管，热量自热流体通过管壁传给冷流体。这种热量传递过程包括 3 个步骤：

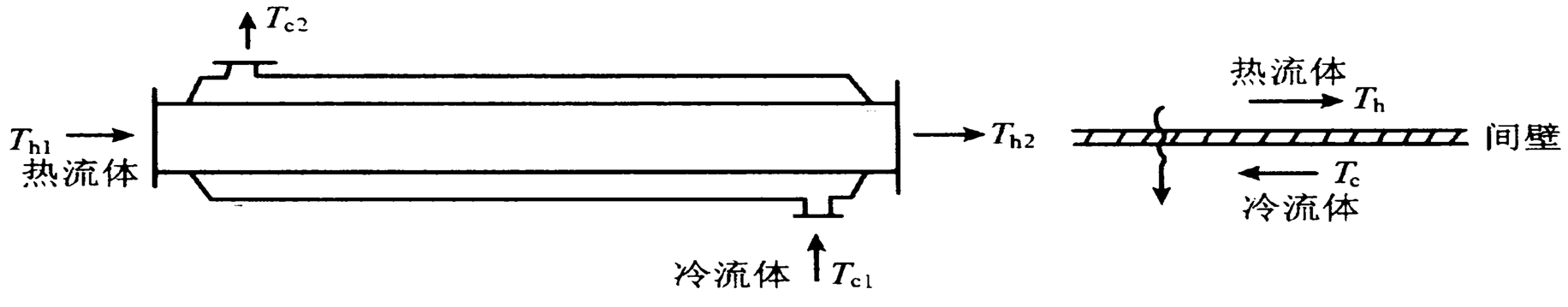


图 2-1　套管换热器中的换热

①热流体由对流传热给管壁一侧。

②热量从管壁的一侧由热传导传至管壁的另一侧。

③另一侧的管壁由对流传热将热量传给冷流体。

换热器的传热面积即为换热管的全部表面积。对于由外径为 d_o，长度为 L 的 n 根相同管子组成的换热器，其总传热面积由下式计算：

$$S_o = n\pi d_o L \qquad 或 \qquad S_i = n\pi d_i L$$

式中 d_i 为管子内径。

间壁式换热器有多种型式。其他型式的换热器将在换热器一节中详细介绍。

2　热传导

2.1　傅立叶导热定律与热导率

傅立叶定律是热传导的基本定律，它是一个实验定律，其表达式为：

$$q = -\lambda \frac{\partial T}{\partial n} \tag{2-6}$$

式中：q 为热流密度，W/m^2；λ 为 比例系数，称为热导率，W/（m·K）。

很容易看出 ，傅立叶定律与牛顿粘性定律有明显的类似性。傅立叶定律指出，热流密度与温度梯度成正比，式中负号表示热流方向与温度梯度方向相反，即热量从高温传向低温。

导热系数的定义式（即式 2-6 的改写形式）为：

$$\lambda = -\frac{q}{\partial T/\partial n} \tag{2-6a}$$

由式（2-6a）可知，热导率在数值上等于单位温度梯度下的热通量。因此，热导率表征物质导热能力的大小，是物质的物理性质之一。热导率的数值与物质的组成、结构、温度和压强有关。

各种物质的热导率通常用实验的方法测定。热导率的数值差别很大，一般而言，金属的热导率最大，非金属固体次之，液体的较小，气体最小。各类物质热导率的数量级大致范围为

金属	$10^1 \sim 10^2$	W/（m·K）
建筑材料	$10^{-1} \sim 10^0$	W/（m·K）
绝热材料	$10^{-2} \sim 10^{-1}$	W/（m·K）
液体	10^{-1}	W/（m·K）
气体	$10^{-2} \sim 10^{-1}$	W/（m·K）

值得注意的是，绝大多数食品物料为混合物，特别是其中所含水分的多少对热导率值的大小影响较大。表 2-1 给出了某些固形食品的热导率，表 2-2 给出了

一些液体食品的热导率。

表 2-1　某些固形食品的热导率

品　名	温度/℃	水分/%	热导率/[W/(m·K)]
谷物	21.1	0.91	0.140
鳕鱼(冰冻)	−23.3		0.019
鲜鱼	0		0.431
橘子	30.3	61.2	0.431
梨（冰冻）	−12.2		0.50
猪肉	−14.3	75.1	0.43
土豆	−12.8		1.09
香肠	24.4	65	0.411
小麦	30		0.163
烟叶			0.073
奶粉	28.9		0.418
醋栗（冰冻）	−11.7		0.028

表 2-2　某些液体食品的热导率

品　名	温度/℃	水分/%	热导率/[W/(m·K)]
苹果沙司	22.5		0.692
香蕉浆	16.6		0.692
奶油	4.4	15	0.197
蜂蜜	2.2	12.6	0.50
苹果汁	20	87.4	0.559
浓缩奶	26.7	80	0.54
炼乳(含脂 2.5%)	20		0.505
脱脂奶	1.5		0.538
花生油	3.9		0.168
乳清	20		0.58

工程中常见物质的热导率可从有关手册中查得。本书附录中列出了某些物质的热导率以备查用。下面对固体、液体和气体的热导率分别进行讨论。

（1）固体的热导率　在所有的固体中，金属是最好的导热体。纯金属的热导率一般随温度升高而降低。金属的纯度对热导率影响很大，合金的热导率一般比纯金属低。

非金属材料或绝热材料的热导率与物质的组成、结构的致密程度及温度有

关，通常随密度的增大而增大，随温度的升高而增大。

对大多数的固体物质，其热导率在一定的温度范围内与温度成线性关系，可以用下式表示：

$$\lambda = k_0 + kT \tag{2-7}$$

式中：λ 为固体在温度 T（K）时的热导率，W／（m·K）；k_0，k 为经验常数。对大多数金属材料，k 为负值；对大多数非金属材料，k 为正值。

（2）液体的热导率　非金属液体以水的热导率最大。除水和甘油外，液体的热导率随着温度的升高而降低。一般而言，纯液体的热导率比其溶液的要大。

（3）气体的热导率　气体的热导率随着温度的升高而增大。在相当大的压强范围内，气体的热导率随压强变化极小，可忽略不计。只有当压强过高（高于 200 MPa）或过低（低于 2 700 Pa）时，才考虑压强的影响，此时热导率随压强的增高而增大。

气体的热导率很小，对导热不利，但有利于绝热、保温。工业上所用的保温材料，如玻璃棉等就是因其空隙中有气体，所以其热导率低，适用于保温隔热。

应予指出，在热传导过程中，物质内不同位置的温度可能不同，因而热导率也会不同。在工程计算中一般取为两传热温度下的平均值。

2.2　通过单层壁的稳定热传导

2.2.1　单层平壁的稳定热传导

单层平壁的热传导，如图 2-2 所示。平壁的厚度为 b，材料均匀，平壁的两表面维持一定的温度 T_1 和 T_2，$T_1 > T_2$，等温面垂直 x 轴，即导热为一维热传导。热传导速率为常量。

式（2-6）可简化为：

$$q = -\lambda \frac{\mathrm{d}T}{\mathrm{d}x} \tag{2-6b}$$

若材料的热导率为常量（或取平均热导率），边界条件为：$x=0$ 时，$T=T_1$；$x=b$ 时，$T=T_2$，积分式(2-6b)可得

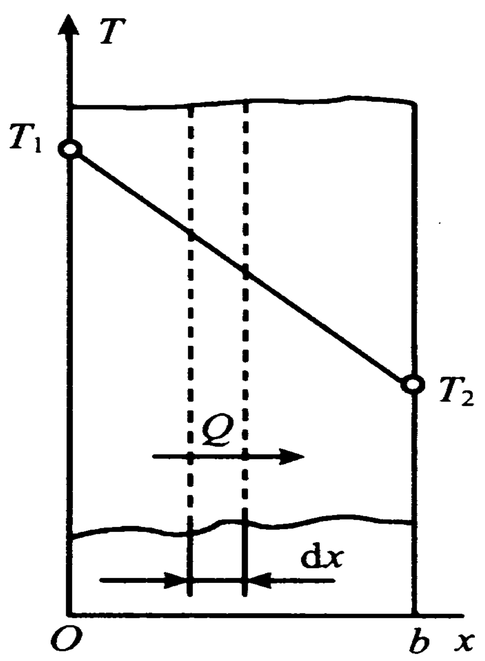


图 2-2　单层平壁的热传导

$$q = \lambda \frac{T_1 - T_2}{b} \tag{2-8}$$

或

$$q = \frac{T_1 - T_2}{\frac{b}{\lambda}} = \frac{\Delta T}{R} \tag{2-8a}$$

或

$$Q = \lambda S \frac{T_1 - T_2}{b} = \frac{T_1 - T_2}{\frac{b}{\lambda S}} = \frac{\Delta T}{R'} \tag{2-8b}$$

式（2-8）表明热流密度与导热推动力成正比，与导热热阻成反比。与电学中的欧姆定律相比较，两者形式完全相似。事实上，对于传热问题，完全可以用电路模拟的方法来解决。

若 λ 随温度变化，在工程计算中，热导率可取两壁面温度下 λ 值的算术平均值，或取两壁面温度之算术平均值下的 λ 值。可以证明，若热导率和温度呈线性关系，则两方法所计算出的热流量相等，但温度分布不同。

当 λ 为常量时，由于

$$q = \lambda \frac{T_1 - T_2}{b} = \lambda \frac{T_1 - T}{x}$$

故平壁内任一等温面的温度为

$$T = T_1 - \frac{(T_1 - T_2)\ x}{b} \tag{2-9}$$

式（2-9）表明 λ 为常量时，单层平壁内的温度分布为直线。

当 λ 随温度变化时，平壁内温度分布为曲线。

2.2.2　单层圆筒壁的热传导

单层圆筒壁的热传导如图 2-3 所示。圆筒壁的内、外半径分别为 r_1 和 r_2，内、外表面的温度分别为 T_1 和 T_2，长度为 L。导热为一维热传导，温度仅仅沿半径方向变化。它与平壁热传导的不同之处在于圆筒壁的传热面积不是常量，随半径而变。这时，热流量是常数，但热流密度不是常数。

对于半径为 r 的等温圆柱面，由傅立叶定律可

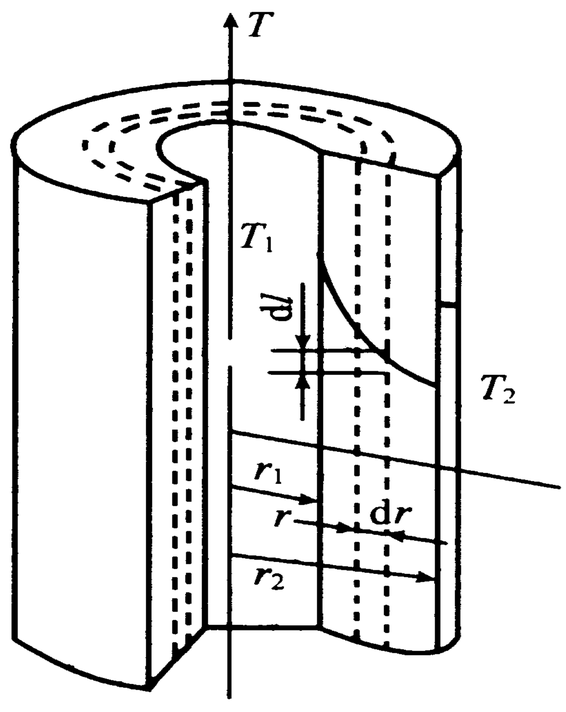


图 2-3　单层圆筒壁的热传导

写出：

$$Q = -\lambda S \frac{\mathrm{d}T}{\mathrm{d}r} = -\lambda\ (2\pi rL)\ \frac{\mathrm{d}T}{\mathrm{d}r}$$

若 λ 为常量，将上式分离变量积分并整理得

$$Q = 2\pi L\lambda \frac{T_1 - T_2}{\ln \dfrac{r_2}{r_1}} \tag{2-10}$$

当 λ 为常量时，圆筒壁内的温度分布为

$$T = T_1 - \frac{(T_1 - T_2)\ \ln \dfrac{r}{r_1}}{\ln \dfrac{r_2}{r_1}} \tag{2-11}$$

由式（2-11）可见，圆筒壁内的温度分布不是直线，而是按对数规律分布。

2.3　通过多层壁的稳定热传导

2.3.1　多层平壁的稳定热传导

以三层平壁为例，如图 2-4 所示。各层的壁厚分别为 b_1，b_2 和 b_3，热导率分别为 λ_1，λ_2 和 λ_3。假设层与层之间接触良好，即相接触的两表面温度相同。各表面的温度分别为 T_1，T_2，T_3 和 T_4，且 $T_1 > T_2 > T_3 > T_4$。

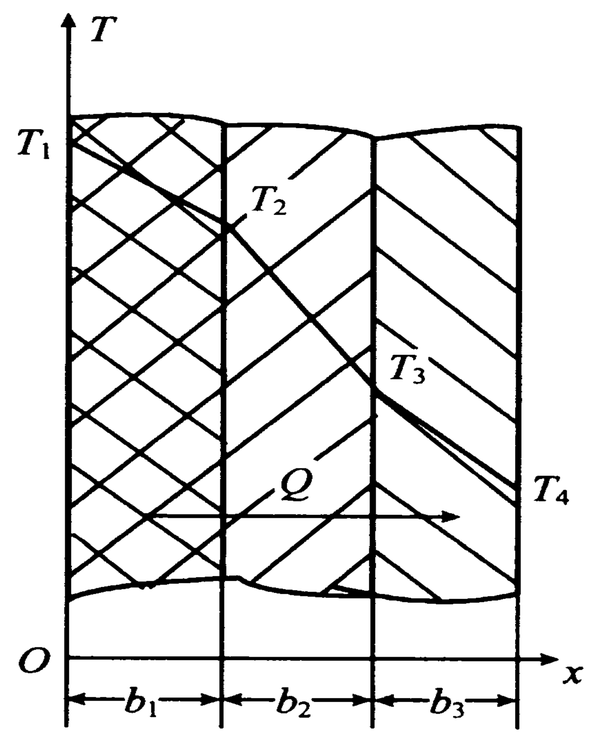


图 2-4　多层平壁的热传导

在稳定导热时，通过各层的热流密度必然相等，故

$$q = \frac{T_1 - T_2}{\dfrac{b_1}{\lambda_1}} = \frac{T_2 - T_3}{\dfrac{b_2}{\lambda_2}} = \frac{T_3 - T_4}{\dfrac{b_3}{\lambda_3}}$$

将数学上的加比定律应用于上式，可得

$$q = \frac{T_1 - T_4}{\dfrac{b_1}{\lambda_1} + \dfrac{b_2}{\lambda_2} + \dfrac{b_3}{\lambda_3}} \tag{2-12}$$

推广到 n 层平壁，有

$$q=\frac{T_1-T_{n+1}}{\sum_{i=1}^{n}\frac{b_i}{\lambda_i}} \tag{2-13}$$

由式（2-13）可见，多层平壁热传导的总推动力（总温度差）为各层温度差之和，总热阻为各层热阻之和。

2.3.2　多层圆筒壁的稳定热传导

以三层为例，如图 2-5 所示。假设层与层之间接触良好，由内向外各层的热导率分别为 λ_1，λ_2 和 λ_3，根据串联叠加原理，三层圆筒壁的导热速率方程式为

$$Q=\frac{2\pi L\ (T_1-T_4)}{\frac{1}{\lambda_1}\ln\frac{r_2}{r_1}+\frac{1}{\lambda_2}\ln\frac{r_3}{r_2}+\frac{1}{\lambda_3}\ln\frac{r_4}{r_3}} \tag{2-14}$$

对多层（n 层）圆筒壁，有

$$Q=\frac{2\pi L(T_1-T_{n+1})}{\sum_{i=1}^{n}\frac{1}{\lambda_i}\ln\frac{r_{i+1}}{r_i}} \tag{2-15}$$

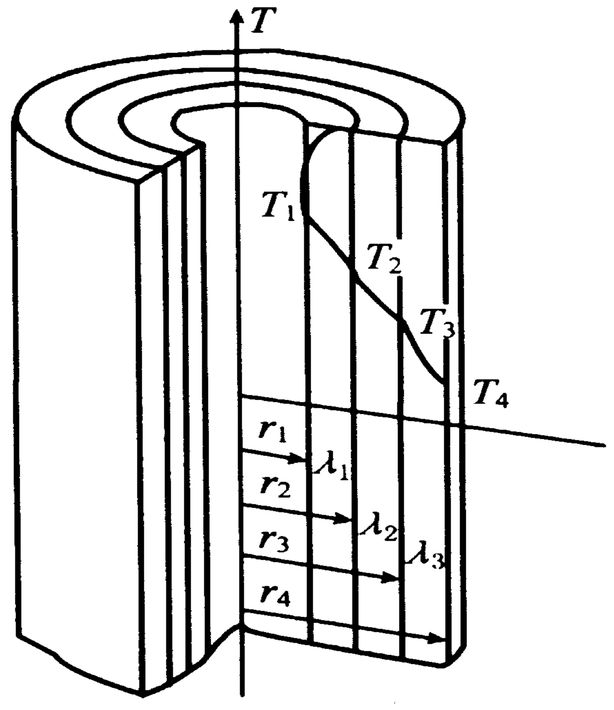


图 2-5　多层圆筒壁的热传导

[例 2-1]　某冷库壁面由 0.076 m 厚的混凝土外层，0.100 m 厚的软木中间层及 0.013 m 厚的松木内层所组成。其相应的热导率为：混凝土 0.762 W/(m·K)，软木 0.043 3 W/(m·K)；松木0.151 W/(m·K)。冷库内壁面温度为 −18 ℃，外壁面温度为 24 ℃。求进入冷库的热流密度以及松木与软木交界面的温度。

解：由题意为三层的导热，$T_1=24$ ℃，$T_4=-18$ ℃；$b_1=0.076$ m，$b_2=0.100$ m，$b_3=0.013$ m；

$\lambda_1=0.762$ W/ (m·K)，$\lambda_2=0.043\ 3$ W/ (m·K)，$\lambda_3=0.151$ W/ (m·K)。

(1) 计算热流密度 q　由式 (2-12)

$$q=\frac{T_1-T_4}{\frac{b_1}{\lambda_1}+\frac{b_2}{\lambda_2}+\frac{b_3}{\lambda_3}}=\frac{24+18}{\frac{0.076}{0.762}+\frac{0.100}{0.043\ 3}+\frac{0.013}{0.151}}=16.8\ (\mathrm{W/m^2})$$

（2）计算松木与软木交界面的温度 T_3

由　$q=\dfrac{\lambda_3\ (T_3-T_4)}{b_3}$　得

$$T_3=T_4+\frac{qb_3}{\lambda_3}=-18+16.8\times\frac{0.013}{0.151}=-16.6\ (℃)$$

[例 2-2]　内径为 25.4 mm，外径为 50.8 mm 的不锈钢管，其热导率为 21.63 W/（m·K）。外包厚度为 25.4 mm 的石棉保温层，其热导率为0.242 3 W/(m·K)。管的内壁面温度为 538 ℃，保温层的外表面温度为 37.8 ℃，计算钢管单位长度的热损失及管壁与保温层分界面的温度。

解：由题意为两层的导热，$T_1=538$ ℃，$T_3=37.8$ ℃；$r_1=\dfrac{0.025\ 4}{2}=0.012\ 7$ (m)，$r_2=\dfrac{0.050\ 8}{2}=0.025\ 4$ (m)，$r_3=r_2+b=0.025\ 4+0.025\ 4=0.050\ 8$ (m)；$\lambda_1=21.63$ W/（m·K），

$\lambda_2=0.242\ 3$ W/（m·K）。

（1）单位管长的热损失$\dfrac{Q}{L}$

由式（2-15），可得

$$\frac{Q}{L}=\frac{2\pi\times(T_1-T_{n+1})}{\sum_{i=1}^{n}\frac{1}{\lambda_i}\ln\frac{r_{i+1}}{r_i}}=$$

$$\frac{2\pi\ (538-37.8)}{\frac{1}{21.63}\ln\frac{0.025\ 4}{0.012\ 7}+\frac{1}{0.242\ 3}\ln\frac{0.050\ 8}{0.025\ 4}}=1\ 086\ (\mathrm{W/m})$$

（2）管壁与保温层分界面的温度 T_2

由　$\dfrac{Q}{L}=\dfrac{2\pi\lambda_1\ (T_1-T_2)}{\ln\dfrac{r_2}{r_1}}$　得

$$T_2=T_1-\left(\frac{Q}{L}\right)\left(\ln\frac{r_2}{r_1}\right)\frac{1}{2\pi\lambda_1}=$$

$$538-1\ 086\times\ln\frac{0.025\ 4}{0.012\ 7}\times\frac{1}{2\pi\times21.63}=532.5\ (℃)$$

3　对流传热

3.1　牛顿冷却定律与对流传热系数

对流传热是指流体与固体壁面之间的传热，其传热速率由牛顿冷却定律给出：

$$Q = \alpha S \cdot \Delta T \tag{2-16}$$

式中：α为对流传热系数，W/（m^2·K）；S 为总传热面积，m^2；ΔT 为流体与壁面（或反之）间温度差的平均值，K或℃。

牛顿冷却定律使复杂的对流传热问题用一个简单的关系式来表达，实质上是将矛盾集中到对流传热系数上，因此研究各种对流传热情况下对流传热系数的大小，影响因素及其计算方法，成为研究对流传热的中心问题。

牛顿冷却定律也是对流传热系数的定义式，即

$$\alpha = \frac{Q}{S \cdot \Delta T} \tag{2-16a}$$

因此，对流传热系数在数值上等于单位温度差下、单位传热面积的对流传热速率，它反映了对流传热的快慢，α 愈大表示对流传热愈快。

对流传热系数与热导率不同，它不是流体的物理性质，而是受诸多因素影响的一个系数。表2-3给出了几种对流传热情况下的 α 值范围，这些经验值可以作为传热计算的参考。

表2-3　α 值的范围

换热方式	空气自然对流	气体强制对流	水自然对流
α/[W/(m^2·K)]	5～25	20～100	200～1 000
水强制对流	水蒸气冷凝	有机蒸汽冷凝	水沸腾
1 000～15 000	5 000～15 000	500～2 000	2 500～25 000

下面就流体的流动状态对 a 的影响进行简单的分析。在第 1 章中曾指出，当流体流过固体壁面时，由于流体粘性的作用，使壁面附近的流体减速而形成流动边界层。根据不同的情况，边界层可以是湍流边界层或层流边界层。但即使是湍流边界层，在靠近壁面处仍有一薄层（滞流内层）存在，在此薄层内流体呈滞流流动。由于滞流内层中流体分层流动，相邻层间没有流体的宏观运动，因此在垂直于流体流动方向上，热量的传递通过导热进行（在实际传热过程中，由于流体内存在温度梯度而产生自然对流的干扰，使得在垂直于流动方向上存在一定程度的对流而使传热增强）。由于流体的热导率较小，故滞流内层内的导热热阻较大，因此，该层中温度梯度较大。在湍流主体中，由于流体质点的剧烈混合并充满旋涡，因此，湍流主体中温度梯度极小，各处温度基本相同，热量传递主要靠对流进行。图 2-6 表示冷、热流体在壁面两侧的流动与换热情况。

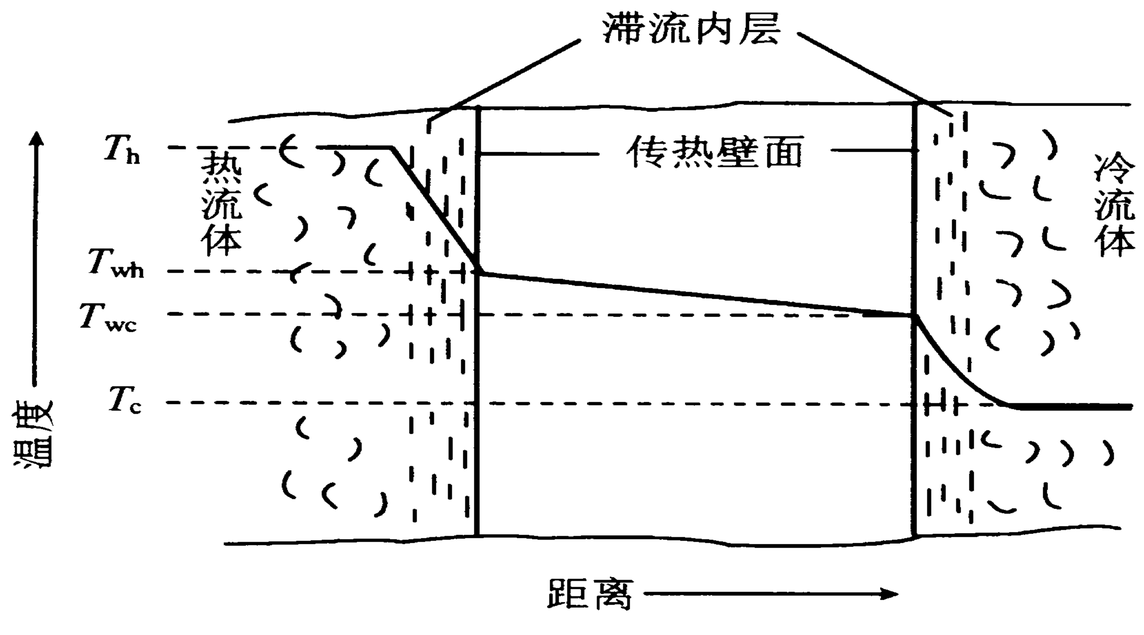


图 2-6　对流传热的温度分布情况

由以上分析可知：对流传热的热阻主要集中在滞流内层，因此，减薄滞流内层的厚度是强化对流传热的主要途径。

3.2　对流传热系数关联式的建立方法

3.2.1　对流传热系数的获取途径

目前求取对流传热系数关联式的方法有两种：理论方法与实验方法。理论方法是通过对各种对流传热现象进行理论分析，建立描述对流传热现象的微分方程组，然后用数学分析求解。由于对流传热的复杂性，目前只能对一些较为简单的

对流传热现象用数学方法求解。实验方法是用因次分析的方法将影响传热的因素无因次化，然后通过实验确定无因次准数之间的关系。对于工程上绝大多数的对流传热问题仍依赖于实验方法。

3.2.2　对流传热过程的因次分析

影响对流传热系数的因素很多，主要有：流体的物性与种类，流体流动的原因，流体流动的状态，传热面的形状、位置与大小等。因此，要建立一个通式来求各种条件下的 a 是很困难的。但可通过实验方法得到各种具体情况下求取 a 的关联式。

根据理论分析及有关实验研究，无相变对流传热系数可以表达成下列物理量的函数，即

$$\alpha = f\ (\rho,\ \mu,\ C_P,\ \lambda,\ u,\ L,\ \beta g \Delta T) \tag{2-17}$$

采用第一章所介绍过的因次分析法，得到描述传热过程的准数关系式为：

$$Nu = ARe^m Pr_r^n G_r^s \tag{2-18}$$

式中 A，m，n，s 都为常数，其值由实验确定。

式（2-18）中准数的名称、符号及意义列于表 2-4 中。准数中每个物理量的单位列于表 2-5 中。

表 2-4　准数的符号与意义

准数名称	符号	准数式	意义
努塞尔准数（Nusselt）	Nu	$\frac{\alpha L}{\lambda}$	表示对流传热系数的准数
雷诺准数（Reynolds）	Re	$\frac{Lu\rho}{\mu}$	表示流动状态的准数
普兰特准数（Prandtl）	Pr	$\frac{Cp_\mu}{\lambda}$	表示物性影响的准数
格拉斯霍夫准数（Grashof）	Gr	$\frac{\beta g \Delta T L^3 \rho^2}{\mu^2}$	表示自然对流影响的准数

表 2-5　准数中各物理量的单位

物理量	单位
对流传热系数 α	W/（m^2·K）
流体密度 ρ	kg/m^3
流体热导率 λ	W/（m·K）

续表

物理量	单位
流体体积膨胀系数 β	1/K
壁面与流体间的温度差 ΔT	K 或℃
流体粘度 μ	Pa·s
流体定压比热容 c_p	J/（kg·K）
流体流动速度 u	m/s
定性尺寸 L	m
重力加速度 g	m/s^2

应用准数关联式应注意的事项：

（1）公式的应用条件　由于所有具体的关联式都是在一定的实验条件下确定的，因此，要在应用条件范围内使用这些经验公式，例如在 Re，Pr 准数的数值范围内。

（2）定性温度与定性尺寸　在上述准数中，包含有流体的物性及几何尺寸，因此，在计算这些准数时，就存在一个以什么温度为基准查取所需的物性数据以及如何确定几何尺寸的问题。定性温度是指用于决定准数中各物性的温度，也就是准数关联式中指定的用来查取物性的温度。定性尺寸是指在准数关联式中指定的某个固体边界的尺寸。

以下介绍求取 a 的具体关联式。

3.3　流体在管内作强制对流

3.3.1　流体在圆形直管内作强制湍流

对于气体或低粘度（<2 倍常温水的粘度）液体，采用如下关联式：

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^n \tag{2-19}$$

或

$$\alpha = 0.023 \left(\frac{\lambda}{d_i}\right)\left(\frac{d_i u \rho}{\mu}\right)^{0.8}\left(\frac{c_p \mu}{\lambda}\right)^n \tag{2-19a}$$

式中 n 值与热流方向有关。当流体被加热时，$n = 0.4$；当流体被冷却时，$n = 0.3$。

应用条件：$Re>10^4$，$0.7<Pr<120$，管长与管内径之比$\frac{L}{d_i}\geqslant 60$。当$\frac{L}{d_i}<60$时，用由式（2-19）计算出的 α 乘以$\left[1+\left(\frac{d_i}{L}\right]^{0.7}\right]$进行校正。

定性温度：流体进、出口温度的算术平均值。

定性尺寸：管内径 d_i。

对于高粘度的液体，采用如下关联式：

$$Nu=0.027\ Re^{0.8}\ Pr^{1/3}\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14} \tag{2-20}$$

应用条件：$Re>10^4$，$0.7<Pr<16\ 700$，管长与管内径之比$\frac{L}{d_i}\geqslant 60$。

定性温度：除 μ_w 取壁温外，均取流体进、出口温度的算术平均值。

定性尺寸：管内径 d_i。

当壁面温度未知时，粘度修正项$\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14}$可取下列数值：

液体被加热时，取$\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14}=1.05$

液体被冷却时，取$\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14}=0.95$

3.3.2　流体在圆形直管内作强制滞流

管内滞流换热情况比较复杂，因为附加的自然对流换热常常会有影响，只有在小管径，并且流体和壁面的温度差不大的情况下，自然对流的影响才能忽略。这种情况下可采用如下关联式：

$$Nu=1.86\left(\frac{RePrd_i}{L}\right)^{1/3}\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14} \tag{2-21}$$

应用条件：$Re<2\ 300$，$0.6<Pr<6\ 700$，$\left(\frac{RePrd_i}{L}\right)>100$。

定性温度：除 μ_w 取壁温外，均取流体进、出口温度的算术平均值。

定性尺寸：管内径 d_i。

3.3.3　流体在圆形直管内呈过渡流

当 $Re=2\ 300\sim10\ 000$ 时，对流传热系数可先用湍流时的公式计算，然后再

将计算出的结果乘以校正系数 φ，这样即得到过渡流时的对流传热系数。

$$\varphi = 1 - \frac{6 \times 10^5}{Re^{1.8}} \tag{2-22}$$

3.3.4　流体在圆形弯管内作强制对流

流体在弯管内流动时，对流传热系数可先用直管时的公式计算，然后再将计算出的结果乘以校正系数 f，这样即得到过渡流时的对流传热系数。

$$f = 1 + \frac{1.77 d_i}{r'} \tag{2-23}$$

式中 r' 为弯管中心线的曲率半径。

3.3.5　流体在非圆形管内作强制对流

此时，仍可采用上述各关联式，只要将管内径改为当量直径即可，但计算结果有较大误差。因此对一些常用的非圆形管道，宜采用直接根据实验得到的关联式。例如套管环隙的对流传热系数关联式为：

$$\alpha = 0.02 \left(\frac{\lambda}{d_e}\right) \left(\frac{d_2}{d_1}\right)^{0.53} Re^{0.8} Pr^{1/3} \tag{2-24}$$

式中：d_1 为套管的内管外径；d_2 为套管的外管内径。

应用条件：$Re = 12\ 000 \sim 220\ 000$，$\frac{d_2}{d_1} = 1.65 \sim 1.7$。

定性温度：流体进、出口温度的算术平均值。

定性尺寸：环隙的当量直径 d_e。

[例 2-3]　压强为 200 kPa、温度为 20 ℃ 的空气以 60 m^3/h 的流量进入套管换热器的内管，被加热到出口温度 80 ℃。内管直径为 $\phi 57 \times 3.5$ mm，长度为 4 m。试求空气在管内的对流传热系数。若空气的流量提高 50%，假设空气的进出口温度不变，问此时的对流传热系数是多少？

解：定性温度 $= \frac{20 + 80}{2} = 50$（℃）

于附录中查得 50 ℃、101.3 kPa 下空气的物性如下：

$\mu = 1.96 \times 10^{-5}$ Pa·s，$\lambda = 2.83 \times 10^{-2}$ W/（m·K），

$\rho = 1.093$ kg/m^3，$Pr = 0.698$。

空气在进口处的速度为：

$$u=\frac{V}{\frac{\pi d_i^2}{4}}=\frac{4\times 60}{3\ 600\times\pi\times 0.05^2}=8.49\ (\mathrm{m/s})$$

空气在进口处的密度为：

$$\rho=1.093\times\frac{273+50}{273+20}\times\frac{200}{101.3}=2.379\ (\mathrm{kg/m^3})$$

$$Re=\frac{d_i u\rho}{\mu}=\frac{0.05\times 8.49\times 2.379}{1.96\times 10^{-5}}=51\ 530\ (\text{湍流})$$

$$\frac{L}{d_i}=\frac{4}{0.05}=80$$

显然，Re 和 Pr 值均在式（2-19）的范围内，可用该式计算 α。因气体被加热，故取 $n=0.4$，则

$$\alpha=0.023\left(\frac{\lambda}{d_i}\right)Re^{0.8}Pr^{0.4}=0.023\times\left(\frac{2.83\times 10^{-2}}{0.05}\right)\times$$
$$51\ 530^{0.8}\times 0.698^{0.4}=66.3\ [\mathrm{W/(m^2\cdot K)}]$$

当空气的流量提高 50%，其他条件不变时，设此时的对流传热系数为 α'，则有

$$\frac{\alpha'}{\alpha}=\left(\frac{u'}{u}\right)^{0.8}$$

故　　$\alpha'=66.3\times(1.5)^{0.8}=91.7\ [\mathrm{W/(m^2\cdot K)}]$

3.4　流体外绕壁面强制对流

在许多情况下，流体与平板、球体、管道等的外表面进行对流传热，其中许多在工业生产中具有实际意义。

当流体流过固体外表面时，沿整个物体表面的对流传热系数是变化的。下面介绍不同情况下平均对流传热系数的关联式。

3.4.1　流体平行流过平板

当 $Re<3\times 10^5$（层流）时

$$Nu = 0.664 Re^{0.5} Pr^{1/3} \tag{2-25}$$

当 $Re > 3 \times 10^5$（湍流）时

$$Nu = 0.037 Re^{0.8} Pr^{1/3} \tag{2-26}$$

式中 $Re = \dfrac{Lu\rho}{\mu}$

应用条件：$Pr > 0.6$。

定性温度：固体的壁面温度与流体的平均温度的算术平均值。

定性尺寸：L 为沿流动方向上的平板长度。

[例 2-4]　某管道上有一个边长为 0.051 m 的正方形铜片，它的温度均匀地保持在 82.2 ℃。当 101.3 kPa、7.8 ℃的冷空气以 12.2 m/s 的速度平行流过此铜片时，试计算对流传热系数。

解：定性温度 $= \dfrac{82.2 + 7.8}{2} = 45$（℃）

在附录中查得 45 ℃、101.3 kPa 下空气物性如下：

$$\mu = 1.935 \times 10^{-5}\ \text{Pa·s}, \lambda = 2.791 \times 10^{-2}\ \text{W/(m·K)}, \rho = 1.111\ \text{kg/m}^3$$

$$Pr = 0.698\ 5$$

$$Re = \frac{Lu\rho}{\mu} = \frac{0.051 \times 12.2 \times 1.111}{1.935 \times 10^{-5}} = 35\ 724\ \text{（层流）}$$

$$Pr = 0.698\ 5 > 0.6$$

选用公式（2-25）计算 α

$$Nu = 0.664 Re^{0.5} Pr^{1/3}$$

$$\alpha = 0.664 \left(\frac{\lambda}{L}\right) Re^{0.5} Pr^{1/3} = 0.664 \times \left(\frac{2.791 \times 10^{-2}}{0.051}\right) \times 35\ 724^{0.5} \times 0.698\ 5^{1/3} = 60.9\ [\text{W/(m}^2\text{·K)}]$$

3.4.2　流体流过单个球体的表面

$$Nu = 2.0 + 0.6 Re^{0.5} Pr^{1/3} \tag{2-27}$$

应用条件：$Re = 1 \sim 70\ 000$，$Pr = 0.6 \sim 400$。

定性温度：固体的壁面温度与流体的平均温度的算术平均值。

定性尺寸：球的直径 D。

3.4.3　流体垂直流过圆柱体

$$Nu = CRe^m Pr^{1/3} \tag{2-28}$$

式中 C、m 的数值见表 2-6

应用条件：$Pr>0.6$。

定性温度：固体的壁面温度与流体的平均温度的算术平均值。

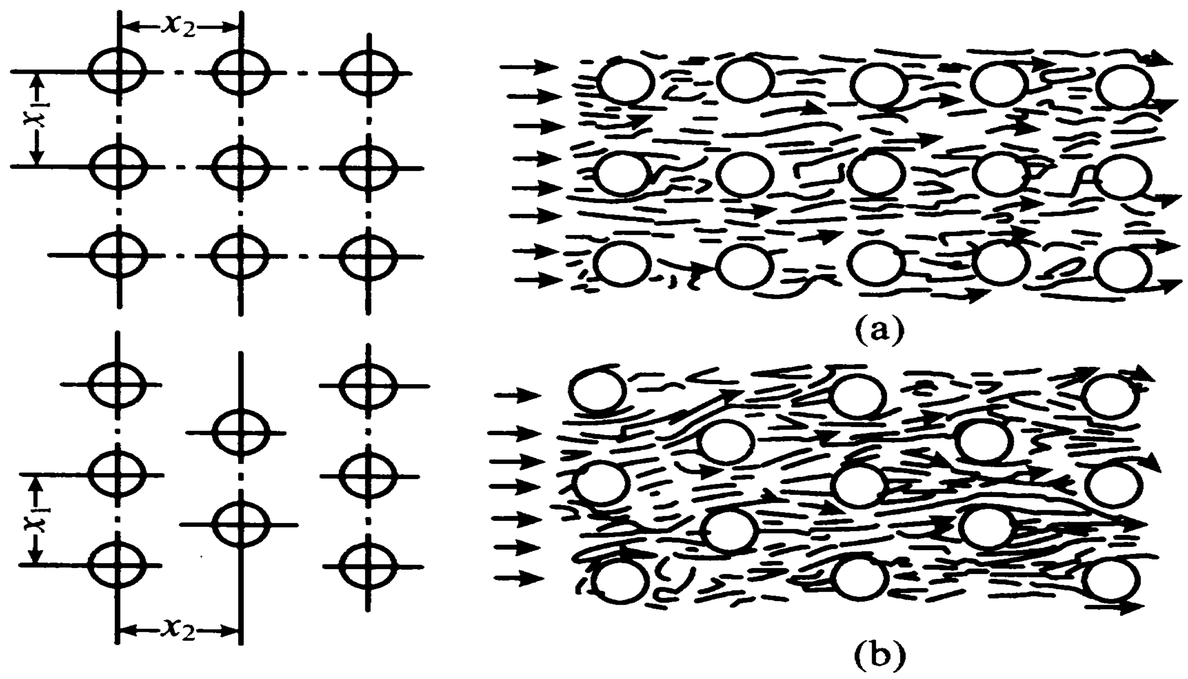
定性尺寸：圆柱体的直径 D。

表 2-6　式（2-28）中的 C、m 值

Re	m	C	Re	m	C
1～4	0.330	0.989	4×10^3～4×10^4	0.618	0.193
4～40	0.385	0.911	4×10^4～2.5×10^5	0.805	0.026 6
40～4×10^3	0.466	0.683			

3.4.4　流体垂直流过管束

管束的排列方式有直列和错列两种，如图 2-7 所示。对于第一排管子，不论直列还是错列，其换热情况都和单管时相仿。从第二排开始，因为流体在错列管束间流过时，受到阻拦，使湍动增强，因此，错列时的对流传热系数大于直列时的对流传热系数。从第三排以后，对流传热系数不再改变。



（a）直列　（b）错列

图 2-7　流体横向流过管束时的情况

流体垂直流过管束时对流传热系数的关联式如下：

$$Nu = C\varepsilon Re^n Pr^{0.4} \tag{2-29}$$

式中 C，ε，n 的数值见表 2-7。

表 2-7　式（2-29）中的 C、ε、n 值

排数	直排		错排		C
	n	ε	n	ε	
1	0．6	0.171	0.6	0.171	$\frac{x_1}{d_0}=1.2\sim3$ 时，$C=1+\frac{0.1x_1}{d}$
2	0．65	0.157	0.6	0.228	
3	0．65	0.157	0.6	0.290	$\frac{x_1}{d_0}>3$ 时，$C=1.3$
≥3	0．65	0.157	0.6	0.290	

应用条件：$Re=5\times10^3\sim7\times10^4$，$x_1/d=1.2\sim5$，$x_2/d_0=1.2\sim5$。

定性温度：流体进、出口温度的算术平均值。

定性尺寸：管外径 d_0。

流体流速取垂直于流动方向最窄通道处的流速。

应该指出的是，式（2-29）算出的是某一排管子的。

由于各排的对流传热系数不同，整个管束的平均对流传热系数为：

$$\alpha=\frac{\sum(\alpha_i S_i)}{\sum S_i} \tag{2-30}$$

3.5　流体在搅拌槽内强制对流

许多食品生产及化学和生物过程通常在搅拌槽中进行，典型的搅拌槽由圆筒形容器和搅拌器所组成。搅拌槽中的液体常常需要加热或冷却，传热面可以是容器壁上的加热或冷却夹套，也可以是浸没在液体中的蛇管。

流体在搅拌槽内的对流传热系数关联式如下：

$$Nu=CRe^m Pr^{1/3}\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14} \tag{2-31}$$

或

$$\alpha=C\left(\frac{\lambda}{D}\right)\left(\frac{d^2 n\rho}{\mu}\right)^m\left(\frac{C_p\mu}{\lambda}\right)^{1/3}\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14} \tag{2-31a}$$

式中：D 为搅拌槽直径，m；d 为搅拌器直径，m；n 为搅拌器转速，r/s。

常数 C，m 值与搅拌器的型式及传热面的形式有关，参见表 2-8。

应用条件：$Re=200\sim10^6$，$\frac{d}{D}=0.25\sim0.6$。

定性温度：流体的平均温度。

表 2-8　式（2-31）中的 C，m 值

传热壁面	m	C		
		涡轮式搅拌器	平桨式搅拌器	推进式搅拌器
容器夹套内壁	$\frac{2}{3}$	0.62	0.36	0.54
蛇管外壁	0.62	1.01	0.87	0.83

3.6　非牛顿型流体的传热

在化学、生物和食品加工工业中，经常会遇到大量的、多种多样的非牛顿型流体。考虑到多数非牛顿型流体服从指数规律，以下简要讨论这类流体的传热问题。

3.6.1　流体在圆形直管内层流

$$Nu = 1.75\delta^{1/3} G_Z{}^{1/3} \left(\frac{\eta}{\eta_w}\right)^{0.14} \tag{2-32}$$

其中　$\delta = \dfrac{3n'+1}{4n}$，$G_Z = \dfrac{W_s c_p}{\lambda L}$

式中：W_s 为流体的质量流量，kg/s；L 为加热管的长度，m；η，η_w 分别为流体平均温度和平均壁温下流体的广义粘度。

应用条件：G_Z（Gratz 准数）>20，$n'>0.10$，$Re<2\ 100$。

定性尺寸：管内径 d_i。

容易验证，$\dfrac{\eta}{\eta_w} = \dfrac{K'}{K_w'} = \dfrac{K}{K_w}$。已经发现，在较宽的温度范围内，流变指数 n（或 n'）没有明显变化，而稠度系数 K（或 K'）则变化很大，且大部分流体，温度对 K 影响的数据还很缺乏。但由于$\dfrac{\eta}{\eta_w}$（即$\dfrac{K}{K_w}$）的指数为 0.14，故忽略其影响不会引起多大误差。

3.6.2　流体在圆形直管内湍流

$$Nu = 0.004\ 1\ Re^{0.99}\left[\left(\frac{K'c_p}{\lambda}\right)\left(\frac{8u}{d_i}\right)^{n-1}\right]^{0.4} \tag{2-33}$$

其中 $Re = \dfrac{d_i u \rho}{K'\left(\dfrac{8u}{d_i}\right)^{n-1}}$

应用条件：$Re>4\ 000$。

定性温度：流体进、出口温度的算术平均值。

定性尺寸：管内径 d_i。

[例 2-5] 某种非牛顿流体以 250 kg/h 的流量在内径 25 mm 的管内流动，加热管长度为 1.5 m。管外用蒸汽加热。流体的进出口温度分别为 40 ℃和 56 ℃，管内壁平均温度为 94 ℃。流体的平均物性数据为：密度 1 050 kg/m^3，比热容 2.2 kJ/（kg·K），热导率 1.2 W/（m·K）。流体服从指数规律，其流变指数 $n=n'=0.4$，在本题温度范围内可视为常数。40 ℃和 94 ℃时的稠度系数分别为 20 kg·s^{n-2}/m 和 9 kg·s^{n-2}/m。稠度系数与温度的关系近似为一直线。求流体的对流传热系数。

解：定性温度 $=\dfrac{(40+56)}{2}=48$（℃）

用线性内差法求得 48 ℃下的稠度系数 $K=18.4$

$$K'=K\left(\frac{3n+1}{4n}\right)^n=18.4\left(\frac{3\times0.4+1}{4\times0.4}\right)^{0.4}=20.9\ (\mathrm{kg.s^{n-2}/m})$$

管内流速

$$u=\frac{V}{A}=\frac{\dfrac{250}{1\ 050}}{3\ 600\times\left(\dfrac{\pi}{4}\right)\times0.025^2}=0.135\ (\mathrm{m/s})$$

$$Re=\frac{d_i u\rho}{K'\left(\dfrac{8u}{d_i}\right)^{n-1}}=\frac{0.025\times0.135\times1\ 050}{20.9\times\left(\dfrac{8\times0.135}{0.025}\right)^{0.4-1}}=1.62\ (\text{层流})$$

$$\delta=\frac{3n'+1}{4n'}=\frac{3\times0.4+1}{4\times0.4}=1.375$$

$$G_Z=\frac{W_s c_p}{\lambda L}=\left(\frac{250}{3\ 600}\right)\times\frac{2\ 200}{1.2\times1.5}=84.9$$

$$\frac{\eta}{\eta_w}=\frac{K}{K_w}=\frac{18.4}{9}=2.04$$

选用式（2-32），有

$$\alpha=1.75\times\left(\frac{1.2}{0.025}\right)\times1.375^{1/3}\times84.9^{1/3}\times2.04^{0.14}=$$

$$454\ [\mathrm{W/(m^2\cdot K)}]$$

3.7　大空间自然对流传热

大空间自然对流传热是指在热表面或冷表面和四周没有其他阻碍自然对流的物体存在，例如管道或换热设备的表面与周围大气之间的对流传热就属于这种情况。此种情况时的对流传热系数准数关联式为

$$Nu = C\ (GrPr)^n \tag{2-34}$$

式中常数 C，n 的值列于表 2-9 中。

定性温度：壁面温度与流体平均温度的算术平均值。

表 2-9　式（2-34）中的 C，n 值

加热表面形状	定性尺寸	（$GrPr$）范围	C	n
水平圆管	外径 d_o	$10^4 \sim 10^9$	0.53	$\frac{1}{4}$
		$10^9 \sim 10^{12}$	0.13	$\frac{1}{3}$
垂直壁面	高度 L	$10^4 \sim 10^9$	0.59	$\frac{1}{4}$
		$10^9 \sim 10^{12}$	0.1	$\frac{1}{3}$

［例 2-6］　水平放置的蒸汽管道，外径为 100 mm。若管外壁温度为100 ℃，周围大气温度为 20 ℃，试求每米管道通过自然对流的散热量。

解：该问题为大空间自然对流传热，其 α 可用式（2-34）计算。

$$\alpha = C\left(\frac{\lambda}{d_o}\right)\ (GrPr)^n$$

定性温度 $= \dfrac{(20+100)}{2} = 60$ ℃，该温度及 101.3 kPa 下空气的物性由附录查得：

$\mu = 2.01 \times 10^{-5}$ Pa·s；$\lambda = 2.896 \times 10^{-2}$ W/（m·K）；$\rho = 1.06$ kg/m^3

$Pr = 0.696$。

$$\beta=\frac{1}{T}=\frac{1}{273+60}=3.003\times10^{-3}\left(\frac{1}{\mathrm{K}}\right)$$

$$Gr=\beta g\Delta T d_{\circ}^{3}\rho^{2}/\mu^{2}=$$

$$\frac{3.003\times10^{-3}\times9.81\times\ (100-20)\ \times0.1^{3}\times1.06^{2}}{(2.01\times10^{-5})^{2}}=6.55\times10^{6}$$

$$GrPr=6.55\times10^{6}\times0.696=4.56\times10^{6}$$

查表 2-7，得 $C=0.53$，$n=\frac{1}{4}$，则

$$\alpha=0.53\left(\frac{0.028\ 96}{0.1}\right)\ (4.56\times10^{6})^{1/4}=7.09\ [\mathrm{W/\ (m^{2}.K)}]$$

$$Q=\alpha S\Delta T=\alpha\ (\pi d_{\circ}L)\ \Delta T$$

故　　$$\frac{Q}{L}=7.09\times\pi\times0.1\times\ (100-20)\ =178\ (\mathrm{W/m})$$

3.8　蒸汽冷凝放热

3.8.1　冷凝传热过程分析

当饱和蒸汽与低于其温度的冷壁面相接触时，蒸汽将放出潜热，在壁面上凝结成液体。蒸汽冷凝有膜状冷凝和滴状冷凝两种方式。膜状冷凝是指冷凝液能够润湿冷壁面，在壁面上形成一层液膜。滴状冷凝是指冷凝液不能够润湿冷壁面，而在壁面上形成液滴。

膜状冷凝时，蒸汽的冷凝只能在液膜的表面进行，即蒸汽冷凝放出的潜热必须通过液膜后才能传给冷壁面。由于蒸汽冷凝时有相的变化，热阻很小，因此这层液膜就成了冷凝过程的主要热阻。冷凝液膜在重力作用下会沿壁面向下流动，所形成的液膜愈向下愈厚，所以壁面愈高或水平放置的管径愈大，整个壁面的平均对流传热系数就愈小。

滴状冷凝时，冷壁面有一部分面积暴露在蒸汽中，蒸汽可以直接在壁面冷凝。由于这部分没有液膜热阻，因此滴状冷凝传热系数比膜状冷凝的高。但是暴露在蒸汽中的壁面经过一段时间后，一般又变成可润湿表面，很难持久保持滴状冷凝的工作条件，所以工业冷凝器的设计都按膜状冷凝处理。

以下讨论单组分饱和蒸汽的膜状冷凝。

3.8.2　膜状冷凝传热系数的关联式

（1）蒸汽在垂直壁面上的冷凝　当冷凝液膜流动为层流（$Re<1\ 800$）时

$$\alpha=1.13\left[\frac{gr\rho^2\lambda^3}{(\mu L\Delta T)}\right]^{1/4} \tag{2-35}$$

当冷凝液膜流动为湍流（$Re>1\ 800$）时

$$\alpha=0.007\ 7\left(\frac{g\rho^2\lambda^3}{\mu^2}\right)^{1/3}Re^{0.4} \tag{2-36}$$

式中：L 为垂直壁面的高度，m；μ 为冷凝液的粘度，Pa·s；ρ 为冷凝液的密度，kg/m^3；λ 为冷凝液的热导率，W/（m·K）；r 为蒸汽的冷凝潜热，J/kg；ΔT 为蒸汽的饱和温度与冷壁面温度之差，K（或℃）。其中　$Re=\dfrac{4M}{\mu}$，M 为单位长度润湿周边上冷凝液的质量流量。

定性温度：除冷凝潜热 r 取蒸汽饱和温度外，其余取蒸汽饱和温度与壁面温度的算术平均值。

定性尺寸：垂直壁面的高度。

（2）蒸汽在水平管外冷凝

$$\alpha=0.725\left[\frac{gr\rho^2\lambda^3}{\mu d_o N\Delta T}\right]^{1/4} \tag{2-37}$$

式中：N 为管束在同一垂直面上的管子数，对单根管，$N=1$；d_o 为管子外径，m。其余各项均与式（2-35）相同。

[例 2-7]　100 ℃的饱和水蒸气在外径为 0.05 m、长度为 2 m 的单根垂直圆管外冷凝，管外壁温度为 80 ℃。试求单位时间的蒸汽冷凝量。如果管子改为水平放置，问蒸汽冷凝量为多少？

解：蒸汽的冷凝潜热取 100 ℃下的值，由附录查得：$r=2\ 258.4$ kJ/kg

$$\text{定性温度}=\frac{(100+80)}{2}=90\ (℃),\quad \Delta T=100-80=20\ (℃)$$

由附录查得 90 ℃下水的物性为

$$\lambda=0.680\ 4\ \text{W/(m·K)},\quad \rho=965.3\ \text{kg/m}^3,\quad \mu=31.65\times10^{-5}\text{Pa·s}$$

（1）单根垂直圆管外冷凝　先假设为层流，则选用式（2-35）。

$$\alpha = 1.13\left(\frac{gr\rho^2\lambda^3}{\mu L\Delta T}\right)^{1/4} =$$

$$1.13\left(\frac{9.81\times 2\ 258.4\times 10^3\times 965.3^2\times 0.680\ 4^3}{31.65\times 10^{-5}\times 2\times 20}\right)^{1/4} =$$

$$5\ 380\ [\mathrm{W/(m^2\cdot K)}]$$

由牛顿冷却定律，得

$$Q = \alpha S\Delta T = 5\ 380\times\pi\times 0.05\times 2\times 20 = 3.380\times 10^4\ (\mathrm{W})$$

蒸汽冷凝量为

$$W_s = \frac{Q}{r} = \frac{3.380\times 10^4}{2\ 258.4\times 10^3} = 0.015\ 0\ (\mathrm{kg/s})$$

校核流型：

$$M = \frac{0.015}{\pi\times 0.05} = 0.095\ 5\ [\mathrm{kg/(m\cdot s)}]$$

$$Re = \frac{4M}{\mu} = \frac{4\times 0.095\ 5}{31.65\times 10^{-5}} = 1\ 207 < 1\ 800\ （层流）$$

假设正确。

（2）单根水平管外冷凝　以 α_V 和 α_H 分别表示管垂直和水平放置时的冷凝传热系数，用式（2-37）除以式（2-35），并注意到 $N=1$，得

$$\frac{\alpha_H}{\alpha_V} = \left(\frac{0.725}{1.13}\right)\left(\frac{L}{d_o}\right)^{1/4} = \left(\frac{0.725}{1.13}\right)\left(\frac{2}{0.05}\right)^{1/4} = 1.61$$

故　　$\alpha_H = 1.61\alpha_V = 1.61\times 5\ 380 = 8\ 662\ [\mathrm{W/(m^2\cdot K)}]$

3.8.3　影响冷凝传热的因素及冷凝过程的强化

前已述及，单一组分饱和蒸汽冷凝时，热阻集中在冷凝液膜内，对一定的组分，液膜厚度及流动状况是影响冷凝传热的关键。凡是影响液膜状况的因素都会影响冷凝传热。

（1）流体的物性及液膜两侧的温差　冷凝液的密度越大，粘度越小，则液膜的厚度越小，因而冷凝传热系数越大。热导率大也有利于传热。冷凝潜热大，则在同样的热流量下冷凝液少，液膜就薄，故 α 就大。当液膜呈层流流动时，液

膜两侧的温差加大，则蒸汽冷凝速率增加，因而液膜增厚，使得 α 下降。

（2）蒸汽流速及流向　蒸汽流速对冷凝传热影响很大，前面介绍的计算式只适用于蒸汽静止或流速很小的情况。当蒸汽流速较大时，蒸汽与液膜之间的摩擦力不能忽略。若蒸汽和液膜流动方向相同，摩擦力的作用将使液膜减薄，并促使液膜产生一定的波动，因而使 α 增大。若两者逆向流动，则 α 减小。但是当这种力的作用超过重力时，液膜会被蒸汽吹离壁面，而使 α 急剧增大。蒸汽流速对 α 的影响与其压强有关，随着压强的增大，影响加剧。

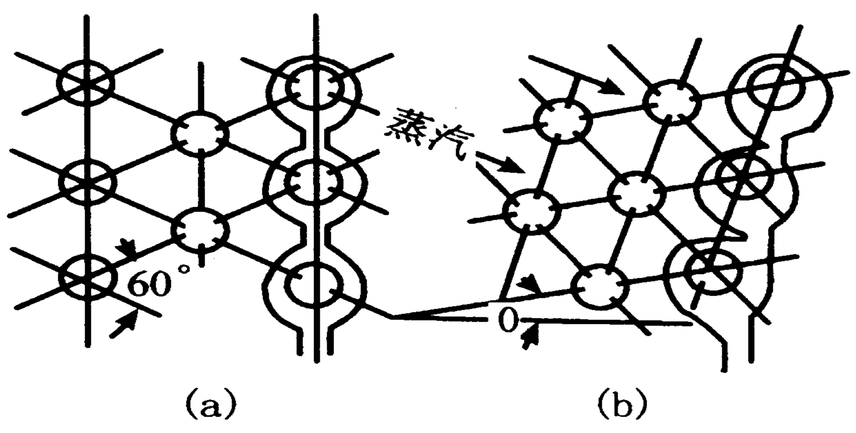
（3）不凝气体的影响　若蒸汽中含有空气等不凝气体，当蒸汽冷凝时，它们会在液膜表面形成一层富集的气膜层。这样，可凝蒸汽在抵达液膜表面进行冷凝之前，必须以扩散方式通过这层气膜。扩散过程的阻力引起蒸汽分压和相应的饱和温度下降，使液膜表面的温度低于蒸汽主体温度。这相当于附加一额外热阻，使蒸汽冷凝传热系数大大降低。

为了降低不凝气的不良影响，在冷凝器的设计中要设有不凝气排气口，在操作过程中要定期排放不凝气。

（4）蒸汽过热的影响　蒸汽温度高于操作压强下的饱和温度为过热蒸汽。过热蒸汽与低于蒸汽饱和温度的冷壁面相接触时的传热由两个串联环节组成，即过热的消除和蒸汽的冷凝。在壁面附近，过热蒸汽首先在汽相下冷却到饱和温度，然后在液膜表面继续冷凝，在汽、液界面处的温度仍为饱和温度。因此，对于液膜传热，其温差与蒸汽不过热时相同。实验表明，蒸汽过热对冷凝传热系数的影响很小，可以忽略不计。通常可把过热蒸汽按饱和蒸汽处理，前面给出的 α 计算式仍然适用。

（5）冷凝传热过程的强化　如上所述，单一组分蒸汽的膜状冷凝，传热热阻集中于液膜内，因而设法减小液膜厚度是强化冷凝传热的主要途径。

减小液膜厚度最直接的方法是从冷凝壁的高度、布置方式及结构上入手。对于水平放置的列管式冷凝器，应减少垂直方向上的管子数，或采用斜转排列方式，使冷凝液尽量沿各排管子的切向流过（图 2-8）。此外，还可安装除去冷凝液的挡板；对于垂直放置的壁面，可开若干条纵向凹槽，使冷凝液沿凹槽流下，以减薄壁面上的液膜厚度。还可以在壁面上沿纵向安装金属丝或直翅片，使冷凝液在表面张力作用下，流向金属丝或翅片附近集中，形成一股



（a）正排列　（b）斜转排列

图 2-8　冷凝器中管子的排列

股小溪向下流动，从而使壁面上液膜减薄。此外，采用高速蒸汽喷射壁面，将冷凝液吹成雾状等都是强化冷凝传热的有效措施。

3.9　沸腾传热

3.9.1　液体沸腾的分类

液体与温度高于其饱和温度的壁面接触被加热汽化、并产生气泡的过程称为液体沸腾或沸腾传热。由于这种传热方式有相变产生，并在加热面上不断经历着气泡的生成、长大和脱离的过程，造成对高温壁面附近流体的剧烈扰动，因此，同种液体沸腾传热时的对流传热系数比无相变时的大。

液体沸腾可有各种分类方法。如果液体的运动仅仅由液体与加热面间的温差所引起，则称为大容器内沸腾（又称池内沸腾）；如果液体被强制流过加热面而沸腾，则称为强制对流沸腾。另一类分类方法是按液体的温度来分。如果虽然加热面的温度高于相应压强下的饱和温度，但流体的平均温度低于饱和温度，这种沸腾称为过冷沸腾或局部沸腾；如果液体保持为饱和温度，则称为饱和沸腾。以下仅讨论大容器内的饱和沸腾。有关管内强制对流沸腾将在溶液浓缩一章的蒸发一节中讨论。

3.9.2　液体沸腾曲线

实验表明，大容器内饱和沸腾随加热面壁温与液体饱和温度之差$\Delta T = T_w - T_s$的变化出现不同类型的沸腾状态，如图 2-9 所示。

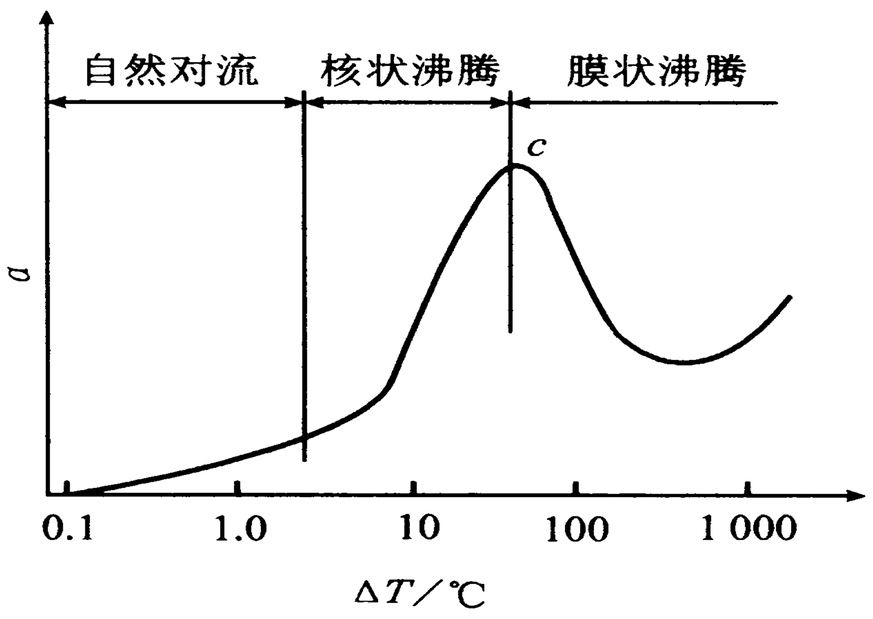


图 2-9　池内沸腾曲线

当温差较小时（$\Delta T \leqslant 5$ ℃），加热表面上的液体轻微过热，使液体内部产生自然对流，但没有气泡逸出液面，只在液体表面发生蒸发。这一阶段纯属自然对流，α 较小，且随温差升高较慢。

当 ΔT 逐渐升高（$\Delta T = 5 \sim 25$ ℃）时，气泡开始在加热面个别地点产生（称为汽化核心）。随着 ΔT 的增大，气化核心数增多，气泡长大速率也较快，使液体受到强烈的扰动，α 急剧增大。在此阶段由汽化核心产生的气泡对传热起着主导作用，故

称为泡核沸腾或核状沸腾。

随着 ΔT 的进一步增大（$\Delta T>25$ ℃），加热面的汽化核心数进一步增多，气泡产生的速度大于脱离加热表面的速度，使得气泡在脱离壁面前就连接起来，形成一层蒸汽膜，而这层蒸汽膜使液体无法再与加热表面接触。由于蒸汽的导热性能差，而使 α 迅速下降。蒸汽膜在开始形成时是不稳定的，随时可能被撕破形成大的气泡脱离壁面，这时的膜状沸腾为不稳定膜状沸腾。当温度差再增大，由于加热面的温度升高，辐射传热的影响显著增加，故 α 又随之增大。这一阶段称为稳定的膜状沸腾。不稳定膜状沸腾是泡核沸腾变到稳定膜状沸腾的过渡区。

由泡核沸腾向膜状沸腾过渡的转折点 C 称为临界点。临界点上的温差、热流密度和对流传热系数分别称为临界温差 ΔT_c、临界热流密度 q_c 和临界对流传热系数 α_c。不同的液体在不同压强下的沸腾曲线的形状类似，但临界点的数值不同。

临界点的数值对有沸腾传热的蒸发器的设计或操作是很重要的参数。由于泡核沸腾的传热系数比膜状的大，故一般都设法控制蒸发器在泡核状态下工作。此外，临界点的数值对加热壁面温度的控制也具有重要的实际意义。

3.9.3　沸腾传热系数的计算式

由于沸腾传热的复杂性，许多人对其机理提出了不同的理论解释，同时也提出各种计算式，但至今都不完善，误差较大。以下介绍两个经验式。

（1）莫斯金斯基（Mostinski）经验式

$$\alpha=1.163Z\ (\Delta T)^{2.33} \tag{2-38}$$

式中 $\Delta T=T_W-T_S$ 为沸腾传热温差。

若将 $\Delta T=\frac{q}{\alpha}$ 带入式（2-38），可得

$$\alpha=1.05Z^{0.3}q^{0.7} \tag{2-39}$$

式中 Z 为与操作压强及沸腾液体的临界压强有关的参数。

$$Z=1.24\times10^{-8}p_c^{2.3}\ (1.8R^{0.17}+4R^{1.2}+10R^{10})^{3.33} \tag{2-40}$$

$R=p/p_c$ 为对比压强，无因次；p 为操作压强，kPa；p_c 为临界压强，kPa。

式(2-38)或式(2-39)的应用条件为：$p_c>3\ 000$ kPa，$R=0.01\sim0.9$，$q<q_c$。

临界热流密度 q_c 可按下式计算：

$$q_c=380p_cR^{0.35}\ (1-R)^{0.9} \tag{2-41}$$

（2）若液体为水，可用下述计算式：

$$\alpha = C\ (\Delta T)^n \left(\frac{p}{p_a}\right)^{0.4} \tag{2-42}$$

式中：p，p_a 分别为操作压强和标准大气压强。常数 C、n 值与加热面的设置及热流密度 q 有关，见表 2-10。

表 2-10　式（2-42）中的 C、n 值

加热面位置	q/(W/m²)	C	n
水平面	$q<15\ 800$	1 040	$\frac{1}{3}$
	$15\ 800<q<236\ 000$	5.56	3
竖直面	$q<3\ 150$	539	$\frac{1}{7}$
	$3\ 150<q<63\ 100$	7.95	3

4　辐射传热

4.1　基本概念

（1）热辐射　物体由于热的原因以电磁波的形式向外发射能量的过程称为热辐射。从理论上讲，物体热辐射的电磁波波长可以从零到无穷大，而在工程上常见的温度范围内，有实际意义的热辐射波长在 0.1～100 μm，通常就把这一范围内的射线称为热射线。在热射线中，大部分能量位于红外线区段(0.76～20 μm)。

热射线和可见光线一样，也服从反射和折射定律，能在均一介质中直线传播。在真空和大多数气体（如惰性气体和分子结构对称的双原子气体）中，热射线可完全透过，但对大多数的固体和液体，热射线不能透过。因此只有彼此看得见的物体才能进行辐射传热。

（2）辐射能的吸收、反射和透过　当辐射能 Q 投射到一个物体表面上时，其中会有一部分能量 Q_A 被吸收，一部分能量 Q_R 被反射，其余能量 Q_D 透过物体，如图 2-10 所示。根据能量守恒定律，可得

$$Q_A + Q_R + Q_D = Q \tag{2-43}$$

或
$$\frac{Q_A}{Q} + \frac{Q_R}{Q} + \frac{Q_D}{Q} = 1 \tag{2-43a}$$

式中比值$\frac{Q_A}{Q}$，$\frac{Q_R}{Q}$，$\frac{Q_D}{Q}$分别称为该物体对投射辐射的吸收率、反射率和透过率，并依次用符号 A、R 和 D 表示。于是式（2-43a）可写成

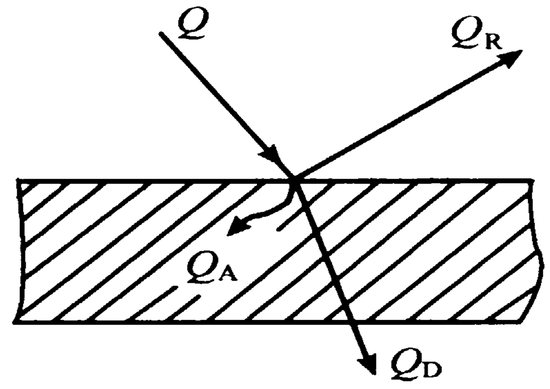


图 2-10　辐射能的吸收、反射和透过

$$A + R + D = 1 \tag{2-43b}$$

若 $A=1$，则表示投射到物体表面上的辐射能全部被该物体吸收，这种物体称为黑体。

若 $R=1$，则表示投射到物体表面上的辐射能全部被该物体反射，这种物体称为镜体或绝对白体。

若 $D=1$，则表示投射到物体表面上的辐射能全部被透过，这种物体称为透热体。

黑体和镜体都是理想物体，实际上并不存在。实际物体只能或多或少地接近这种理想物体，如没有光泽的黑漆表面的吸收率可达到 0.96～0.98，接近黑体；磨光的铜表面的反射率约为 0.97，接近镜体；单原子和对称的双原子气体可视为透热体。引入黑体等概念，只是作为实际物体的比较标准，以简化辐射传热的计算。

物体的吸收率 A、反射率 R 和透过率 D 的大小与物体的性质、表面状况、温度和投射辐射的波长有关。一般固体和液体都是不透热体，即 $D=0$。气体则不存在反射，即 $R=0$。为简化辐射的计算，提出了灰体的概念，所谓灰体是指能以相同的吸收率且部分地吸收所有波长范围的辐射能的物体。灰体有以下特点：

①灰体的吸收率与投射辐射的波长无关。

②灰体是不透热体，即 $A+R=1$。

灰体也是理想物体，但在工业高温条件下，大多数工程材料的热辐射主要处于红外线范围内，在该范围内材料的吸收率 A 随投射辐射的波长变化很小，因此可以把工程材料作为灰体处理。

4.2　物体的辐射能力

（1）斯蒂芬-波尔兹曼定律　物体的辐射能力是指物体在一定温度下，单位

表面积、单位时间内所发射的全部波长的总能量，记做 E，单位是 W/m^2。辐射能力表征物体发射辐射能的本领。黑体的辐射能力记做 E_b。

理论研究表明，黑体的辐射能力服从下列斯蒂芬-波尔兹曼定律

$$E_b = \sigma_0 T^4 \tag{2-44}$$

式中：σ_0 为黑体的辐射常数，其值为 $5.67\times10^{-8}W/(m^2\cdot K^4)$；$T$ 为黑体表面的绝对温度，K。

斯蒂芬-波尔兹曼定律表明黑体的辐射能力与绝对温度的四次方成正比，故也称四次方定律。显然，热辐射与热对流或热传导遵循完全不同的规律。该定律表明辐射传热对温度异常敏感：低温时热辐射往往可以忽略，而高温时则往往成为主要的传热方式。

实际物体在一定温度下的辐射能力恒小于同温度下黑体的辐射能力。通常将实际物体与同温度黑体的辐射能力的比值称为该物体的黑度（又称发射率），以 ε 表示，即

$$\varepsilon = \frac{E}{E_b} \tag{2-45}$$

物体的黑度不简单地是颜色的概念，它表明物体的辐射能力接近黑体的程度。物体表面的黑度与物体的性质、表面温度以及表面状况有关，是物质本身的特性，与外界情况无关。一般由实验测定。常用工业材料的黑度列于表 2-11 中。

（2）克希霍夫定律　克希霍夫定律揭示了物体的辐射能力 E 与吸收率 A 之间的关系。表示为：

$$\frac{E}{A} = E_b \tag{2-46}$$

表 2-11　某些工业材料的黑度

材料	温度/℃	黑度
红砖	20	0.88～0.93
耐火砖	—	0.8～0.9
钢板（氧化的）	200～600	0.8
钢板（磨光的）	940～1 100	0.55～0.61
铝（氧化的）	200～600	0.11～0.19
铝（磨光的）	225～575	0.039～0.057
铜（氧化的）	200～600	0.57～0.87
铜（磨光的）	—	0.03
铸铁（氧化的）	200～600	0.64～0.78
铸铁（磨光的）	330～910	0.6～0.7

式（2-46）与式（2-45）比较可得

$$A = \varepsilon \tag{2-47}$$

式（2-47）是克希霍夫定律的另一种表达式。它表明灰体的吸收率在数值上等于同温度下该灰体的黑度。

由克希霍夫定律可以看出，物体的吸收率愈大，其辐射能力也愈强，也就是说，善于吸收的物体必善于辐射。

4.3　两固体表面间的辐射传热

4.3.1　有效辐射与角系数

食品工业中经常遇到两固体表面之间的辐射传热，由于大多数工程材料可视为灰体，故以下讨论两个灰体之间的辐射传热。

对于一个黑度为 ε、表面积为 S 的灰体的辐射，其表面所发射出去的能量可能既包含有本身辐射的能量，同时也包含有该物体表面对周围其他物体的投射辐射能量的反射。为此，给出有效辐射的概念。有效辐射 J 是指单位时间内由灰体的表面所射离的总能量，它是在灰体表面 S 外用测试仪表能测量到的能量，实际上就是本身辐射和反射辐射之和，即

$$J = E + RG = \varepsilon E_b + RG \tag{2-48}$$

式中 G 为外来的投射辐射，W/m^2。

图 2-11 为上述诸量之间关系的示意图。

为建立能量平衡，从灰体表面 S 向外观察，有

$$q = J - G$$

式中 q 为该灰体单位表面与外界的换热量。若从灰体表面向内观察，则有

$$q = E - AG$$

由上二式消去 G，得

$$J = E_b - \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1\right)q \tag{2-49}$$

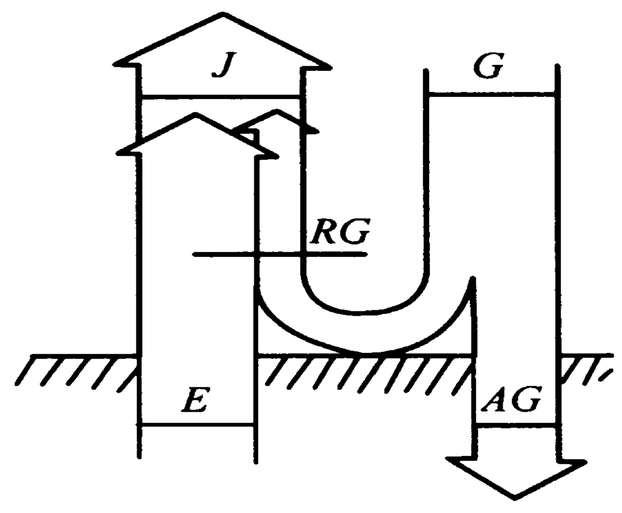


图 2-11　*G*、*J*、*AG* 和 *RG* 间的关系

辐射传热时，从一个表面所发射的能量被另一个表面所截获的份额显然与两灰体表面的形状、大小以及两表面的相对位置有关。为此引入角系数 F 的概念。角系数 F_{12} 定义为从物体 1 的表面所发射的能量被另一物体 2 所截获的分数，F_{12} 称为物体 1 对物体 2 的角系数。角系数之间存在下列关系：

$$S_1F_{12}=S_2F_{21} \tag{2-50}$$

式中：S_1、S_2 分别为物体 1 和物体 2 的表面积，m^2；F_{12}、F_{21} 分别为物体 1 对物体 2 的角系数和物体 2 对物体 1 的角系数。

容易看出，对于很大的物体 2 包住小物体 1（为凸表面）所构成的封闭空间，则有 $F_{12}=1$。

4.3.2　辐射传热的计算

（1）两个灰体表面构成的封闭空间　由物体 1 和物体 2 的表面构成的封闭空间如图 2-12 所示。设 $T_1>T_2$，则两表面的换热量为

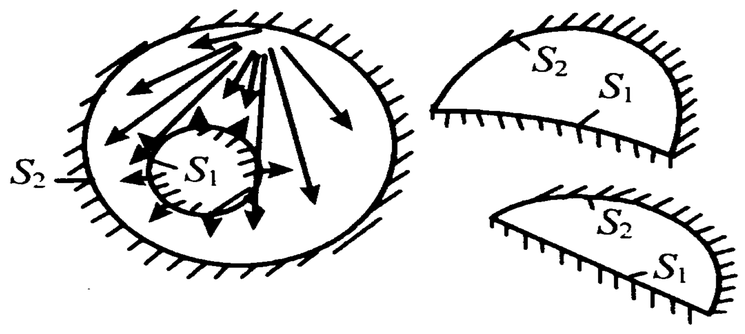


图 2-12　两灰体构成的封闭空间

$$Q_{12}=J_1S_1F_{12}-J_2S_2F_{21} \tag{2-51}$$

将式（2-50）代入式（2-51），可得

$$Q_{12}=S_1F_{12}\ (J_1-J_2)\ =S_2F_{21}\ (J_1-J_2) \tag{2-52}$$

或

$$Q_{12}=\frac{J_1-J_2}{\dfrac{1}{S_1F_{12}}}=\frac{J_1-J_2}{\dfrac{1}{S_2F_{21}}} \tag{2-52a}$$

由式（2-49）可得表面 S_1 失去的能量为：

$$Q_1=\frac{E_{b1}-J_1}{\dfrac{1-\varepsilon_1}{\varepsilon_1S_1}} \tag{2-49a}$$

表面 S_2 得到的能量为：

$$Q_2 = \frac{J_2 - E_{b2}}{\dfrac{1-\varepsilon_2}{\varepsilon_2 S_2}} \tag{2-49b}$$

因换热仅发生在 S_1 和 S_2 之间，故 $Q_{12} = Q_1 = -Q_2$。联立式（2-52a）、(2-49a) 及（2-49b），消去 J_1 和 J_2，若 $F_{12}=1$，可得 S_1 和 S_2 间的辐射换热量为

$$Q_{12} = \frac{\sigma_0 S_1 (T_1^4 - T_2^4)}{\dfrac{1}{\varepsilon_1} + \left(\dfrac{S_1}{S_2}\right)\left(\dfrac{1}{\varepsilon_2} - 1\right)} \tag{2-53}$$

注意在应用上式时，S_1 为被围住的小物体 1 的凸表面积，带有下标“1”的参数均指小物体 1 的相关参数。下面对式（2-53）在具体场合的应用作一下简化。

若两灰体表面构成两无限大平行平面，则 $S_1 = S_2$，有

$$Q_{12} = \frac{\sigma_0 S_1 (T_1^4 - T_2^4)}{\dfrac{1}{\varepsilon_1} + \dfrac{1}{\varepsilon_2} - 1} \tag{2-54}$$

又若 $S_1 \ll S_2$，即 $\dfrac{S_1}{S_2} \approx 0$（例如在一个大房间内放置一个电炉），则有

$$Q_{12} = \varepsilon_1 \sigma_0 S_1 (T_1^4 - T_2^4) \tag{2-55}$$

式（2-55）表明大表面 2 的黑度对传热量没有影响。

（2）平行放置的两有限表面

平行放置的两有限表面间的辐射传热可用下式计算：

$$Q_{12} = \varepsilon_1 \varepsilon_2 \sigma_0 S_1 F_{12} (T_1^4 - T_2^4) \tag{2-56}$$

式中角系数 F_{12} 可从图 2-13 中查得。

[例 2-8]　有一表面积为 0.1 m^2 的面包块在烤炉内烘烤，炉内壁辐射换热面积为1 m^2，壁面温度为 250 ℃，面包温度为 100 ℃。假设炉壁和面包之间为封闭空间，求面包得到的辐射热量。面包表面的黑度取为 0.5，炉壁面的黑度取 0.8。

解：本题属于两表面构成的封闭空间的辐射传热，应用式（2-53），有

$$Q_{12}=\frac{\sigma_0 S_1\ (T_1^4-T_2^4)}{\frac{1}{\varepsilon_1}+\left(\frac{S_1}{S_2}\right)\left(\frac{1}{\varepsilon_2}-1\right)}$$

其中　　$S_1=0.1\ \mathrm{m}^2$，$\varepsilon_1=0.5$，$T_1=100+273=373$（K）

$S_2=1\ \mathrm{m}^2$，$\varepsilon_2=0.8$，$T_2=250+273=523$（K）

代入可得

$$Q_{12}=5.67\times10^{-8}\times0.1\times\frac{(373^4-523^4)}{\frac{1}{0.5}+\left(\frac{0.1}{1}\right)\left(\frac{1}{0.8}-1\right)}=-155.3\ (\mathrm{W})$$

负号表示热量由大表面（炉壁）传给小表面（面包）。

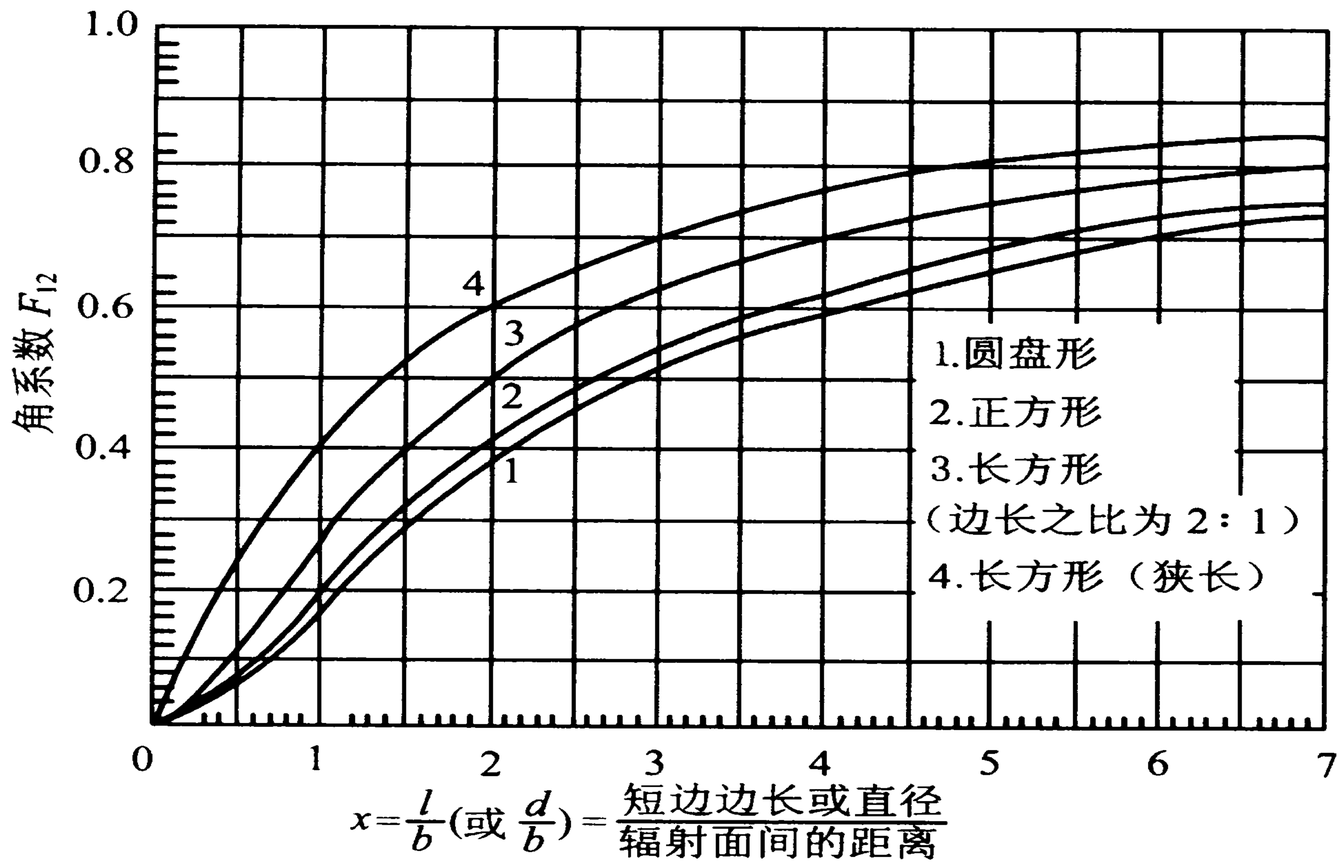


图 2-13　平行面间辐射传热的角系数

[例 2-9]　热空气在内径为 408 mm 的钢管中流过，在钢管的中部装置一热电偶以测量空气的温度，热电偶的温度读数为 220 ℃，钢管内壁面温度为110 ℃。求因热电偶的热接头向管壁的辐射传热而引起的热电偶读数误差。已知热电偶接头的黑度为 0.8，空气向热电偶热接头的对流传热系数为 52 W/(m^2·K)。

解：设热电偶接头的表面积为 S_1，管道内表面积为 S_2，显然，$S_1 \ll S_2$，应用式（2-55），有

$$Q_{12}=\varepsilon_1\sigma_0 S_1\ (T_1^4-T_2^4)$$

或　　$q_{12}=Q_{12}/S_1=\varepsilon_1\sigma_0\ (T_1^4-T_2^4)$

其中　　$\varepsilon_1=0.8$，$T_1=220+273=493$（K），$T_2=110+273=383$（K）

带入可得

$$q_{12}=5.67\times10^{-8}\times0.8\times\ (493^4-383^4)\ =1\ 704\ (\mathrm{W/m^2})$$

在稳定传热过程中，热电偶接头向管壁辐射传递的热量等于空气由对流传热传递给热电偶接头的热量，即

$$q_{12}=q=\alpha\ (T_a-T_1)$$

或　　$1\ 704=52\times\ (T_a-493)$

解得　　$T_a=525.8\ \mathrm{K}=252.8\ ℃$

$$\text{热电偶的读数误差}=\frac{(220-252.8)}{252.8}\times100\%=-13\%$$

4.4　对流与辐射的综合传热

在食品工业中，许多设备的外壁温度 T_w 常常高于周围环境（大气）的温度 T_a，因此热量将由壁面散失到周围环境之中。这种热量的散失由两部分组成：一部分是由对流传热造成；另一部分是由辐射传热造成。因此，设备的热损失为对流传热和辐射传热之和。

由于对流传热而损失的热量为：

$$Q_C=\alpha_c S_w\ (T_w-T_a)$$

由于辐射传热而损失的热量（假定设备被周围很大的环境所包围）为：

$$Q_R=\varepsilon_w\sigma_0 S_w\ (T_w^4-T_a^4)$$

式中 S_w 为设备的外壁面积，$\mathrm{m^2}$。

虽然辐射传热和对流传热遵循完全不同的规律，但在对流和辐射传热同时存在的场合，为计算方便，常将辐射传热也用对流传热速率方程表示，即

$$Q_R=\alpha_R S_w\ (T_w-T_a)$$

式中 α_R 为辐射传热系数。

显然，有

$$\alpha_R = \varepsilon_w \sigma_0 \frac{T_w^4 - T_a^4}{T_w - T_a} = \varepsilon_w \sigma_0 \left(T_w^3 + T_w^2 T_a + T_w T_a^2 + T_a^3\right) \tag{2-57}$$

若设备外壁面的黑度已知，则很容易计算出 α_R。

设备的总热损失为：

$$Q = Q_C + Q_R = (\alpha_c + \alpha_R) S_w (T_w - T_a) \tag{2-58}$$

或

$$Q = \alpha_T S_w (T_w - T_a) \tag{2-58a}$$

式中：$\alpha_T = \alpha_c + \alpha_R$ 称为对流-辐射综合传热系数，其单位为 W/（m^2·K）。

对于有保温层的设备、管道等，其外壁面对周围环境的综合传热系数 α_T 可用下列各式进行估算：

（1）空气自然对流

在平壁保温层外：$\alpha_T = 9.8 + 0.07 (T_w - T_a)$ (2-59)

在圆筒形壁保温层外：$\alpha_T = 9.4 + 0.052 (T_w - T_a)$ (2-60)

上两式适用于 $T_w < 150$ ℃的场合。

（2）空气沿粗糙壁面强制对流

当空气流速 $u \leqslant 5$ m/s 时：$\alpha_T = 6.4 + 4.2u$ (2-61)

当空气流速 $u > 5$ m/s 时：$\alpha_T = 7.8u^{0.78}$ (2-62)

[例 2-10] 外径为 194 mm 的蒸汽管道，外包一层热导率为 0.09 W/（m·K）的保温材料。管道的外壁面温度为 133 ℃，保温层外表面温度要求不超过 40 ℃，周围环境温度为 20 ℃，求保温层的厚度应为多少？

解：由题给条件，可选用式（2-60）计算 α_T。

$$\alpha_T = 9.4 + 0.052 (T_w - T_a) = 9.4 + 0.052 \times (40 - 20) = 10.4 \ [\text{W/}(\text{m}^2 \cdot \text{K})]$$

设加了保温层以后的管道外径为 d_o，则单位管长的热损失为

$$\frac{Q_L}{L} = \alpha_T (\pi d_o) (T_w - T_a) = 10.4 \times \pi d_o \times (40 - 20) = 653 d_o$$

在稳定传热过程中，该热损失必等于通过保温层导出的热量，故有

$$\frac{Q_L}{L}=2\pi\lambda\frac{(T-T_w)}{\ln\left(\frac{d_o}{d}\right)}=\frac{2\pi\times0.09\times(133-40)}{\ln\left(\frac{d_o}{0.194}\right)}=653d_o$$

解得　　$d_o=0.264$ m

保温层的厚度为

$$b=\frac{(d_o-d)}{2}=\frac{(0.264-0.194)}{2}=0.035\ (\text{m})\ =35\ (\text{mm})$$

5　稳定传热过程计算

工程上传热过程的计算主要有两类：一类是设计计算，即根据生产任务的要求（热负荷），确定换热器的传热面积及换热器的其他有关尺寸，以便设计或选用换热器；另一类是校核计算，即判断一个给定换热器是否能满足生产任务的要求或预测生产过程中的某些参数（如流体的流量、初温）的变化对换热器的传热能力的影响。校核计算有时也称作操作型计算。两者都是以热量衡算和总传热速率方程为计算的基础。

5.1　热量衡算

热量衡算式反映作热交换的两流体在换热过程中温度变化的相互关系。根据热量衡算原理，在换热器绝热良好，无热损失的情况下，单位时间内热流体放出的热量等于冷流体吸收的热量，即

$$Q=W_h\ (H_{h1}-H_{h2})\ =W_c\ (H_{c2}-H_{c1}) \tag{2-63}$$

式中 Q 为换热器的热负荷，W；W 为流体的质量流量，kg/s；H 为单位质量流体的焓，J/kg。

下标 c 和 h 分别表示冷流体和热流体，下标 1 和 2 分别表示换热器的进口和出口。

若换热器中两流体均无相变化，且流体的比热容不随温度而变化或可取流体

平均温度下的比热容时，式（2-63）可表示为：

$$Q = W_h c_{ph} (T_{h1} - T_{h2}) = W_c c_{pc} (T_{c2} - T_{c1}) \tag{2-64}$$

式中：c_p 为流体的平均定压比热容，J/(kg·K)；T_h 和 T_c 分别为热流体和冷流体的温度，K 或℃。

若换热器中流体有相变，例如热流体为饱和蒸汽冷凝，当冷凝液在饱和温度下离开换热器时，式（2-63）可以表示为

$$Q = W_h \quad r = W_c c_{pc} (T_{c2} - T_{c1}) \tag{2-65}$$

式中：W_h 为饱和蒸汽的冷凝速率，kg/s；r 为饱和蒸汽的冷凝潜热，J/kg。

若冷凝液的温度低于饱和温度，则式（2-65）变为

$$Q = W_h [r + c_{ph} (T_s - T_{h2})] = W_c c_{pc} (T_{c2} - T_{c1}) \tag{2-66}$$

式中：c_{ph}为冷凝液的比热容，J/（kg·K）；T_s 为冷凝液的饱和温度，K 或℃。

以上的关系式是在无热损失条件下得出的。如果换热器有热损失，则换热器的传热速率为

$$Q = W_h (H_{h1} - H_{h2}) = W_c (H_{c2} - H_{c1}) + Q_L \tag{2-67}$$

式中 Q_L 为换热器的热损失，W。

5.2　总传热速率方程

前面已分别阐述了通过固体壁的导热及流体与固体壁面间的对流传热的计算。但不论是通过壁面的导热还是流体与壁面间的对流传热的计算都必须知道壁面温度，而壁面温度常常是未知的。故引出间壁两侧流体进行换热的总传热速率方程。

对于如图 2-14 所示的换热器，通过换热器中任一微元面积 dS 冷、热流体换热的总传热速率微分方程可写成

$$dQ = K (T_h - T_c) dS = K \Delta T dS \tag{2-68}$$

式中：dQ 为通过微元传热面积 dS 的传热速率，W；K 为局部总传热系数，W/

(m²·K)；T_h、T_c 分别为换热器任一截面上热流体和冷流体的平均温度，K 或℃。

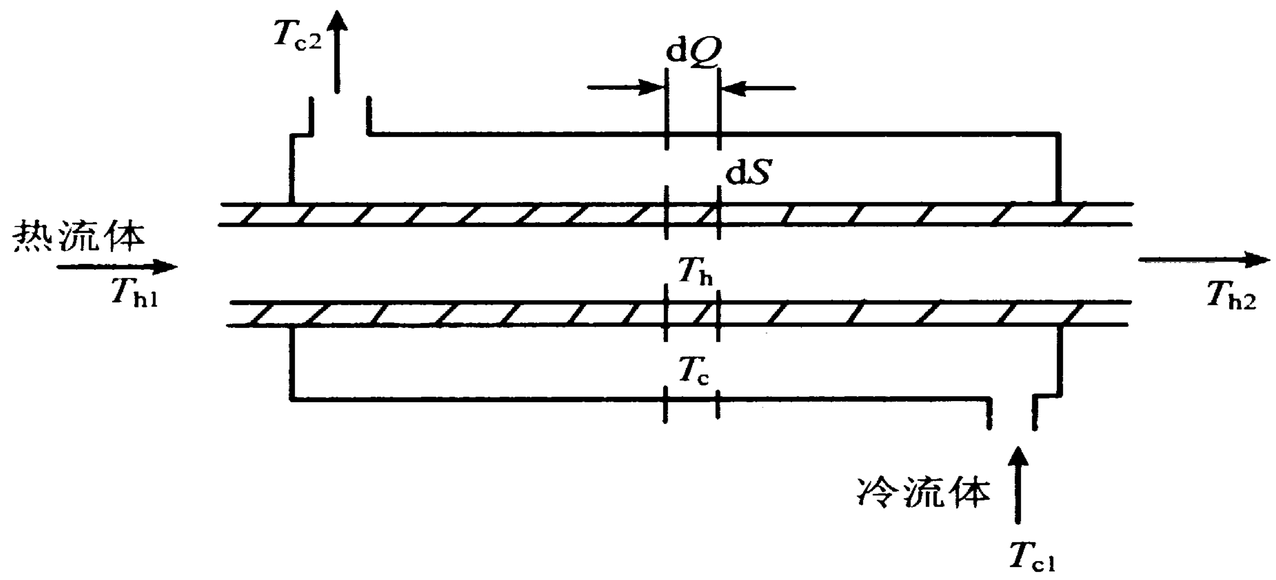


图 2-14　两流体换热过程

式（2-68）为总传热速率微分方程式，也是总传热系数的定义式，表明总传热系数 K 在数值上等于单位温度差下的热通量。总传热系数的倒数 $\frac{1}{K}$ 为传热过程的总热阻。

应指出的是，总传热系数必须和所选的传热面积相对应，选择的传热面不同，总传热系数的数值也不同，例如管子内、外流体的换热，换热面积就有内、外表面之分。因此，式（2-68）可表示为

$$dQ = K_o (T_h - T_c)\, dS_o = K_i (T_h - T_c)\, dS_i \tag{2-69}$$

式中：K_i、K_o 分别为基于管内表面积和外表面积的总传热系数，W/（m²·K）；S_i、S_o 分别为换热器管内表面积和管外表面积，m²。

由式（2-69）可知，在传热计算中，选择何种面积作为计算基准，其所得 Q 值完全相同，但工程上大多以外表面积作为基准，因此在后面的讨论中，若无另外说明，K 都是指基于外表面积的总传热系数。

由于 dQ 及（$T_h - T_c$）与选择的基准面无关，故可得

$$K_o S_o = K_i S_i \tag{2-70}$$

或

$$\frac{K_o}{K_i} = \frac{d_i}{d_o} \tag{2-70a}$$

式中 d_i、d_o 分别为管内径和管外径，m。

由于换热器中沿程流体的温度、物性是变化的，故传热温差 ΔT 和总传热系数 K 一般也是变化的，具有局部性质。工程计算上，在沿程总传热系数变化不大的情况下，K 可取整个换热器的平均值，则对整个换热器，总传热速率方程可写成

$$Q = KS\Delta T_m \tag{2-71}$$

式中：K 为换热器的平均传热系数，简称为总传热系数，W/（m^2·K）；ΔT_m 为换热器间壁两侧流体的平均温差，K 或℃。S 为换热器的总传热面积，m^2。

5.3 总传热系数

总传热系数 K 的数值主要取决于流体的物性、传热过程的操作条件和换热器的类型等。通常 K 值的来源有 3 个方面：

（1）生产实际的经验数据　在有关手册中，列有某些情况下 K 的经验值，可供设计时参考。但要注意选用工艺条件相仿，设备类似下的 K 值。表 2-12 给出了在列管式换热器中的传热系数 K 的经验值。

（2）实验测定　对现有的换热器，通过实验测定有关的数据，如设备的尺寸、流体的流量和温度等，再用总传热速率方程式计算 K 值。

（3）直接计算　先利用前面介绍过的方法计算流体的对流传热系数等，然后再用下面的方法计算 K 值。

5.3.1 总传热系数的计算

如前所述，两流体通过管壁的传热包括 3 个步骤，即管壁内侧的对流传热、通过管壁的导热和管壁外侧的对流传热。对图 2-14 所示的换热器中的微元传热面积 dS 上的传热速率 dQ，在稳定传热过程中，通过各分步的传热速率相等，即

$$dQ = \alpha_i dS_i (T_h - T_{hw}) = \frac{2\pi\lambda dL (T_{hw} - T_{cw})}{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}$$

$$= \alpha_o dS_o (T_{cw} - T_c)$$

或
$$dQ = \frac{T_h - T_{hw}}{\frac{1}{\alpha_i dS_i}} = \frac{T_{hw} - T_{cw}}{\frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2\pi\lambda dL}} = \frac{T_{cw} - T_c}{\frac{1}{\alpha_o dS_o}}$$

应用数学上的加比定律于上式，得

$$dQ = \frac{T_h - T_c}{\frac{1}{\alpha_i dS_i} + \frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2\pi\lambda dL} + \frac{1}{\alpha_o dS_o}} \tag{2-72}$$

表 2-12　列管式换热器中的总传热系数 K 值

冷流体	热流体	总传热系数 K/［W/（m^2·K)］
水	水	850～1 700
水	气体	17～280
水	有机溶剂	280～850
水	轻油	340～910
水	重油	60～280
有机溶剂	有机溶剂	115～340
水	水蒸气冷凝	1 420～4 250
气体	水蒸气冷凝	30～300
水	低沸点烃类冷凝	450～1 140
水沸腾	水蒸气冷凝	2 000～4 250
轻油沸腾	水蒸气冷凝	450～1 020

比较式（2-69）与式（2-72），可得

$$\frac{1}{K_o dS_o} = \frac{1}{\alpha_i dS_i} + \frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2\pi\lambda dL} + \frac{1}{\alpha_o dS_o}$$

及
$$\frac{1}{K_i dS_i} = \frac{1}{\alpha_i dS_i} + \frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2\pi\lambda dL} + \frac{1}{\alpha_o dS_o}$$

即
$$K_o = \frac{1}{\frac{r_o}{\alpha_i r_i} + \frac{r_o \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_o}} \tag{2-73}$$

及
$$K_i=\frac{1}{\frac{1}{\alpha_i}+\frac{r_i\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{\lambda}+\frac{r_i}{\alpha_o r_o}} \tag{2-73a}$$

对于平壁，式（2-73）可简化为：

$$K=\frac{1}{\frac{1}{\alpha_o}+\frac{b}{\lambda}+\frac{1}{\alpha_i}} \tag{2-73b}$$

式（2-73）、式（2-73a）及式（2-73b）即为总传热系数的计算式。总传热系数也可以表示为总热阻的形式，由式（2-72）得

$$R_o=\frac{1}{K_o}=\frac{r_o}{(\alpha_i r_i)}+\frac{r_o\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{\lambda}+\frac{1}{\alpha_o} \tag{2-74}$$

5.3.2 污垢热阻

换热器在运行一段时间后，传热壁面上常常积存一层污垢，对传热产生附加热阻，称为污垢热阻，使传热系数降低。在计算 K 值时一般不能忽略污垢热阻，由于污垢层的厚度及其热导率难以准确地测定，因此通常选用污垢热阻的经验值作为参考来计算 K 值。某些常见流体的污垢热阻值列于附录中。

若管壁内、外表面上的污垢热阻分别用 R_{si}和 R_{so}表示，则式（2-73）变为

$$K_o=\frac{1}{\frac{r_o}{\alpha_i r_i}+\frac{R_{si}r_o}{r_i}+\frac{r_o\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{\lambda}+R_{so}+\frac{1}{\alpha_o}} \tag{2-75}$$

式中：R_{si}，R_{so}分别为管内和管外的污垢热阻，$m^2\cdot K/W$。

对于平壁，式（2-75）可简化为

$$K=\frac{1}{\frac{1}{\alpha_i}+R_{si}+\frac{b}{\lambda}+R_{so}+\frac{1}{\alpha_o}} \tag{2-75a}$$

式（2-75），式（2-75a）表明，传热过程的总热阻为串联传热过程各步的热阻之和。

污垢热阻对换热器的操作有很大影响。在换热器使用中，污垢热阻将随着运

行时间的延长而增大。因此换热器要根据具体情况，注意定期清洗或采取其他措施以防止污垢的产生和积累。

利用串联传热过程总热阻为各步热阻之和及各步的温度差与其热阻成正比的关系可进行壁温的估算。

[例 2-11]　某一蒸发器，管内通 90 ℃热流体加热，对流传热系数 α_1 为 1 160 W/（m^2·K）。管外有某种流体沸腾，沸点为 50 ℃，对流传热系数 α_2 为 5 800 W/（m^2·K）。试求以下两种情况下的壁温。

①管壁清洁无垢。

②外侧有污垢产生，污垢热阻为 0.005 m^2·K/W。

解：在传热过程中，金属壁的热阻很小，通常可以忽略不计。根据串联传热过程温度差与热阻成正比的关系，可知金属壁两侧的温度差很小。也就是说两侧的温度基本相等。设壁温为 T_w，则有

$$q=\frac{T_h-T_w}{\frac{1}{\alpha_1}+R_{si}}=\frac{T_w-T_c}{\frac{1}{\alpha_2}+R_{so}}$$

或

$$\frac{T_h-T_w}{T_w-T_c}=\frac{\frac{1}{\alpha_1}+R_{si}}{\frac{1}{\alpha_2}+R_{so}} \tag{a}$$

该式表明，壁温 T_w 更接近热阻较小一侧的流体温度。

（1）管壁无污垢时的壁温 T_w　将有关数据代入式（a），有

$$\frac{90-T_w}{T_w-50}=\frac{\frac{1}{1\ 160}+0}{\frac{1}{5\ 800}+0}$$

解得　$T_w=56.8$ ℃

（2）管壁外侧有污垢时的壁温 T_w　将有关数据代入式（a），有

$$\frac{90-T_w}{T_w-50}=\frac{\frac{1}{1\ 160}+0}{\frac{1}{5\ 800}+0.005}$$

解得　$T_w=84.4$ ℃

在第一种情况下，管内侧的热阻大于管外侧的热阻，故壁温更接近管外流体

的温度；第二种情况则相反，故壁温更接近管内流体温度。

5.4 传热的平均温度差

间壁两侧流体传热温度差的大小和计算方法与换热器中两流体的温度变化及两流体的相互流动方向有关，因此计算方法也有所不同。

5.4.1 恒温传热时的平均温度差

换热器中间壁两侧的流体均有相变化，两流体温度均保持不变，这种传热称为恒温传热。例如蒸发器中，饱和蒸汽冷凝和沸腾液体间的传热，它们之间的传热温度差不随位置而变化，此即恒温传热。这时的平均温度差为热流体的温度 T_h 与冷流体的的温度 T_c 之差，即

$$\Delta T_m = T_h - T_c \tag{2-76}$$

5.4.2 变温传热时的平均温度差

变温传热时，其平均温度差的计算方法与两流体的相互流向有关。在推导平均温度差的计算式时有如下假定：

①传热过程为稳定传热过程；

②两流体的比热容均为常量（可取为换热器进、出口下的平均值）；

③总传热系数 K 是与位置无关的常量；

④换热器无热量损失。

（1）逆流和并流时的平均温度差　通过微元传热面积 dS 的传热速率为

$$dQ = K\ (T_h - T_c)\ dS = K\Delta T dS \tag{a}$$

通过微元传热面积 dS 的热量衡算关系为

$$dQ = -W_h c_{ph} dT_h = W_c c_{pc} dT_c$$

或
$$dT_h = \frac{-dQ}{W_h c_{ph}} \tag{b}$$

及
$$dT_c = \frac{dQ}{W_c c_{pc}} \tag{c}$$

由于 $d(\Delta T) = d(T_h - T_c) = dT_h - dT_c$ (d)

将式（b），式（c）带入式（d）得

$$\mathrm{d}(\Delta T) = \mathrm{d}Q\left(\frac{1}{W_{\mathrm{c}}c_{p\mathrm{c}}} - \frac{1}{W_{\mathrm{h}}c_{p\mathrm{h}}}\right)$$

或

$$\mathrm{d}Q = \frac{\mathrm{d}(\Delta T)}{\dfrac{1}{W_{\mathrm{c}}c_{p\mathrm{c}}} - \dfrac{1}{W_{\mathrm{h}}c_{p\mathrm{h}}}} \tag{e}$$

用 ΔT_1 和 ΔT_2 分别表示换热器两端的温度差，对式（e）积分，得

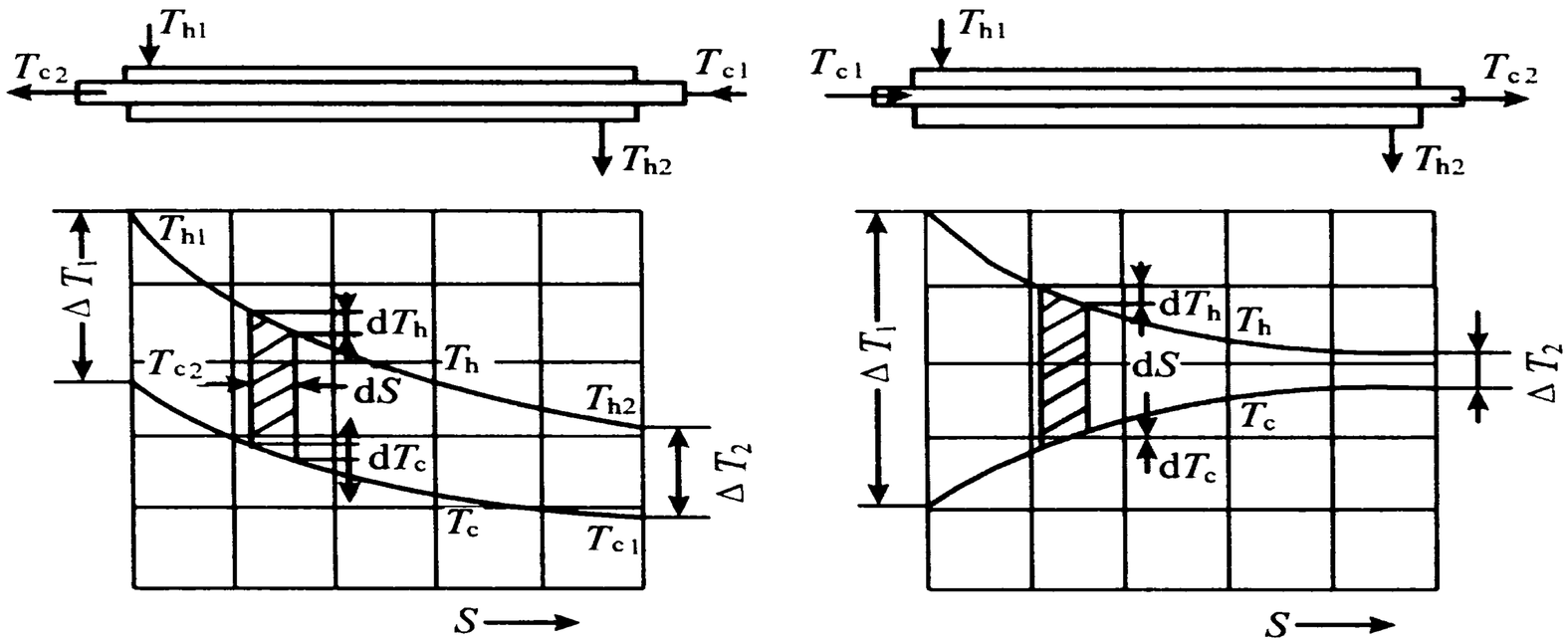


图 2-15　两侧流体均是变温时的温度差变化

$$Q = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\dfrac{1}{W_{\mathrm{c}}c_{p\mathrm{c}}} - \dfrac{1}{W_{\mathrm{h}}c_{p\mathrm{h}}}}$$

或

$$\frac{1}{W_{\mathrm{c}}c_{p\mathrm{c}}} - \frac{1}{W_{\mathrm{h}}c_{p\mathrm{h}}} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{Q} \tag{f}$$

联解式（a）和式（e），得

$$K\Delta T\mathrm{d}S = \frac{\mathrm{d}(\Delta T)}{\dfrac{1}{W_{\mathrm{c}}c_{p\mathrm{c}}} - \dfrac{1}{W_{\mathrm{h}}c_{p\mathrm{h}}}}$$

或

$$K\mathrm{d}S\left(\frac{1}{W_{\mathrm{c}}c_{p\mathrm{c}}} - \frac{1}{W_{\mathrm{h}}c_{p\mathrm{h}}}\right) = \mathrm{d}\frac{(\Delta T)}{\Delta T} \tag{g}$$

对式（g）积分，并将式（f）带入，得

$$\frac{(\Delta T_2-\Delta T_1)\ KS}{Q}=\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)$$

即

$$Q=KS\frac{(\Delta T_2-\Delta T_1)}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} \tag{h}$$

比较式（h）与式（2-71），得

$$\Delta T_m=\frac{(\Delta T_2-\Delta T_1)}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} \tag{2-77}$$

由式（2-77）可知，平均温度差 ΔT_m 等于换热器两端处温度差的对数平均值，故又称对数平均温度差。在工程计算中，当 $\frac{1}{2}\leqslant\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\leqslant 2$ 时，可用算术平均温度差 $\frac{(\Delta T_2+\Delta T_1)}{2}$ 代替对数平均温度差，其误差小于 4%。

（2）错流和折流时的平均温度差　在大多数列管式换热器中，两流体并不是做简单的并流或逆流，而是做比较复杂的流动，例如错流和折流。若两流体的流动方向互相垂直，称为错流；若两流体的流动方向既有并流又有逆流，则称为折流。对于折流的情况，通常两流体要在换热器中多次地从一端流向另一端。流体从一端流向另一端一次，就称为一程，如果流体在管（束）内流动，称为管程；若流体在管（束）外和壳间的环隙中流动，称为壳程。

对于错流和折流时的平均温度差可按下法求取：先按逆流的情况计算对数平均温度差 $\Delta T'_m$，再乘以修正系数 ε 而得平均温度差，即

$$\Delta T_m=\varepsilon\Delta T'_m \tag{2-78}$$

修正系数 ε 与冷、热流体的温度变化有关，是如下两参数 P 和 R 的函数，即

$$\varepsilon=f\ (P,\ R)$$

其中

$$P=\frac{(T_{c2}-T_{c1})}{(T_{h1}-T_{c1})}=\frac{\text{冷流体的温升}}{\text{两流体的最初温差}}$$

$$R=\frac{(T_{h1}-T_{h2})}{(T_{c2}-T_{c1})}=\frac{\text{热流体的温降}}{\text{冷流体的温升}}$$

温度差修正系数 ε 值可根据换热器的型式，由图 2-16 查取。图 2-16 中（a），

(b)，(c) 及 (d) 分别适用于壳程为 1，2，3 和 4 程，每个壳程内的管程可以是 2，4，6 或 8 程。图 2-17 适用于错流形式的换热器。对于其他流动型式的换热器的 ε 可查手册或其他传热书籍。

若在图中找不到某种 P，R 的组合，说明此种换热器达不到规定的传热要求，需要改用其他流向的换热器。

[例 2-12]　在一单壳程、单管程的列管式换热器中，用冷水将热流体由 100 ℃冷却至 40 ℃，冷水进口温度 15 ℃，出口温度 30 ℃。试求在这种温度条件下，逆流和并流时的平均温度差。若两流体在一单壳程、双管程的列管式换热器中换热，其进、出口温度均不变，求这时的平均温度差。

解：(1) 逆流和并流时的平均温度差

逆流时：

热流体 T_h　100～40 ℃

冷流体 T_c　30～15 ℃

ΔT　70～25 ℃

$$\Delta T_m = \frac{(\Delta T_2 - \Delta T_1)}{\ln(\Delta T_2/\Delta T_1)} = \frac{(70-25)}{\ln\left(\frac{70}{25}\right)} = 43.7\ (℃)$$

并流时：

热流体 T_h　100～40 ℃

冷流体 T_c　15～30 ℃

ΔT　85～10 ℃

$$\Delta T_m = \frac{(\Delta T_2 - \Delta T_1)}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} = \frac{(85-10)}{\ln\left(\frac{85}{10}\right)} = 35\ (℃)$$

(2) 折流时的平均温度差

$\Delta T'_m$ 已求出，$\Delta T'_m = 43.7$ ℃

现在求 P，R。

$$P = \frac{(T_{c2} - T_{c1})}{(T_{h1} - T_{c1})} = \frac{(30-15)}{(100-15)} = 0.176$$

$$R = \frac{(T_{h1} - T_{h2})}{(T_{c2} - T_{c1})} = \frac{(100-40)}{(30-15)} = 4.0$$

由图 2-16 (a) 查得 $\varepsilon = 0.92$

则　　$\Delta T_m = \varepsilon \Delta T'_m = 0.92 \times 43.7 = 40.2$（℃）

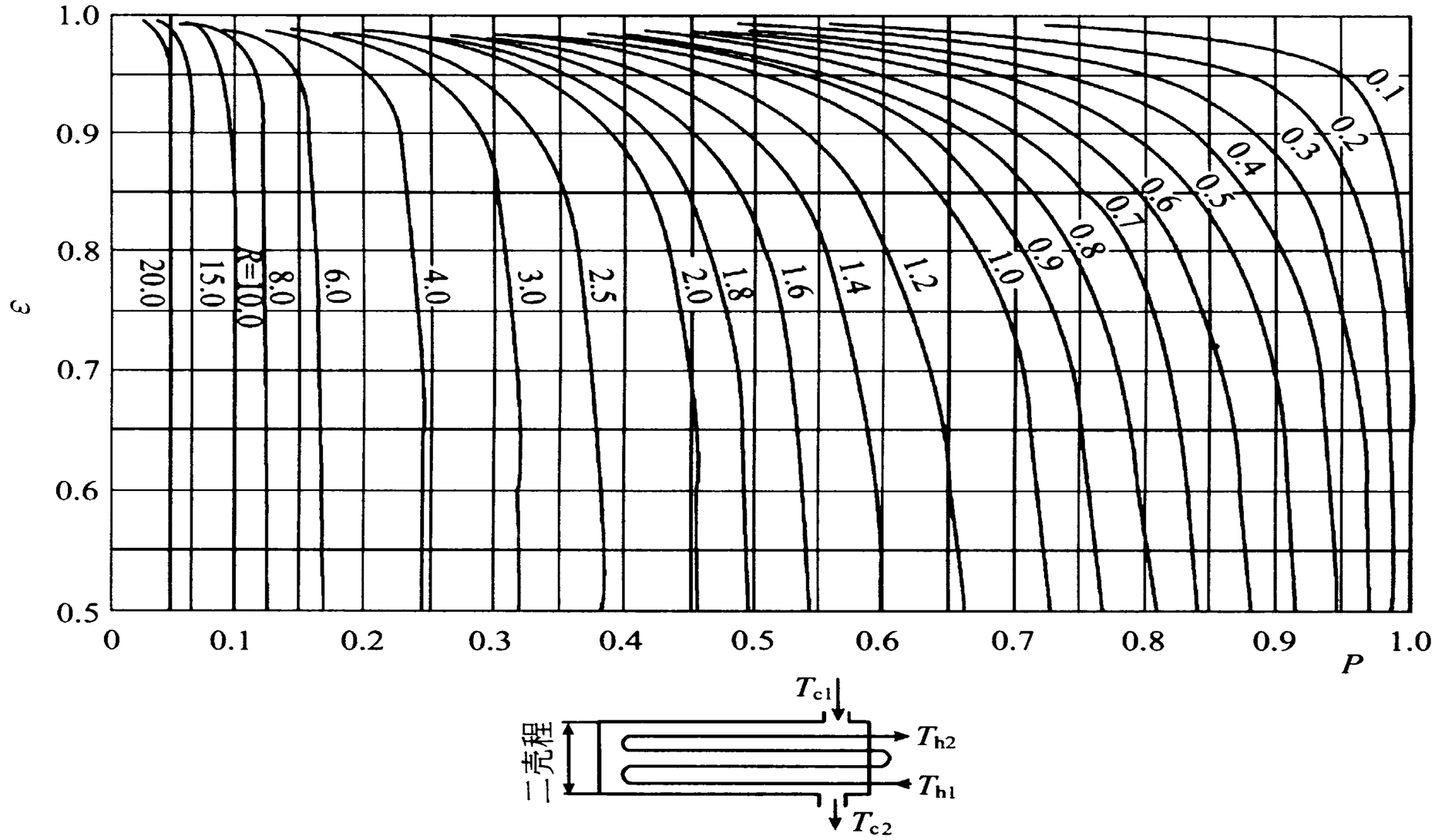
（3）不同流动形式的比较　由例题 2-12 可知，两流体均为变温传热时，若两流体的进、出口温度为定值，则逆流时的平均温度差最大，并流时的平均温度差最小，其他形式流动的平均温度差介于逆流和并流之间。因此就传热推动力而言，逆流优于并流及其他流动形式。当换热器的传热量 Q 及总传热系数 K 一定时，采用逆流操作，所需的传热面积较小。

逆流的另一个优点是可以节约冷却介质或加热介质的用量。因为逆流操作时，热流体的出口温度 T_{h2}可以降低至接近冷流体的进口温度 T_{c1}，而采用并流时，T_{h2}只能降低至接近冷流体的出口温度 T_{c2}，即逆流时热流体的温降比并流时的温降大，因此逆流时加热介质用量就少。同理，逆流时冷流体的温升比并流时的温升大，故冷却介质用量可少些。

由以上分析可知，换热器应尽可能采用逆流操作。但是在某些生产工艺中要求冷流体被加热时不得超过某一温度，或热流体被冷却时不得低于某一温度，此时宜采用并流操作。

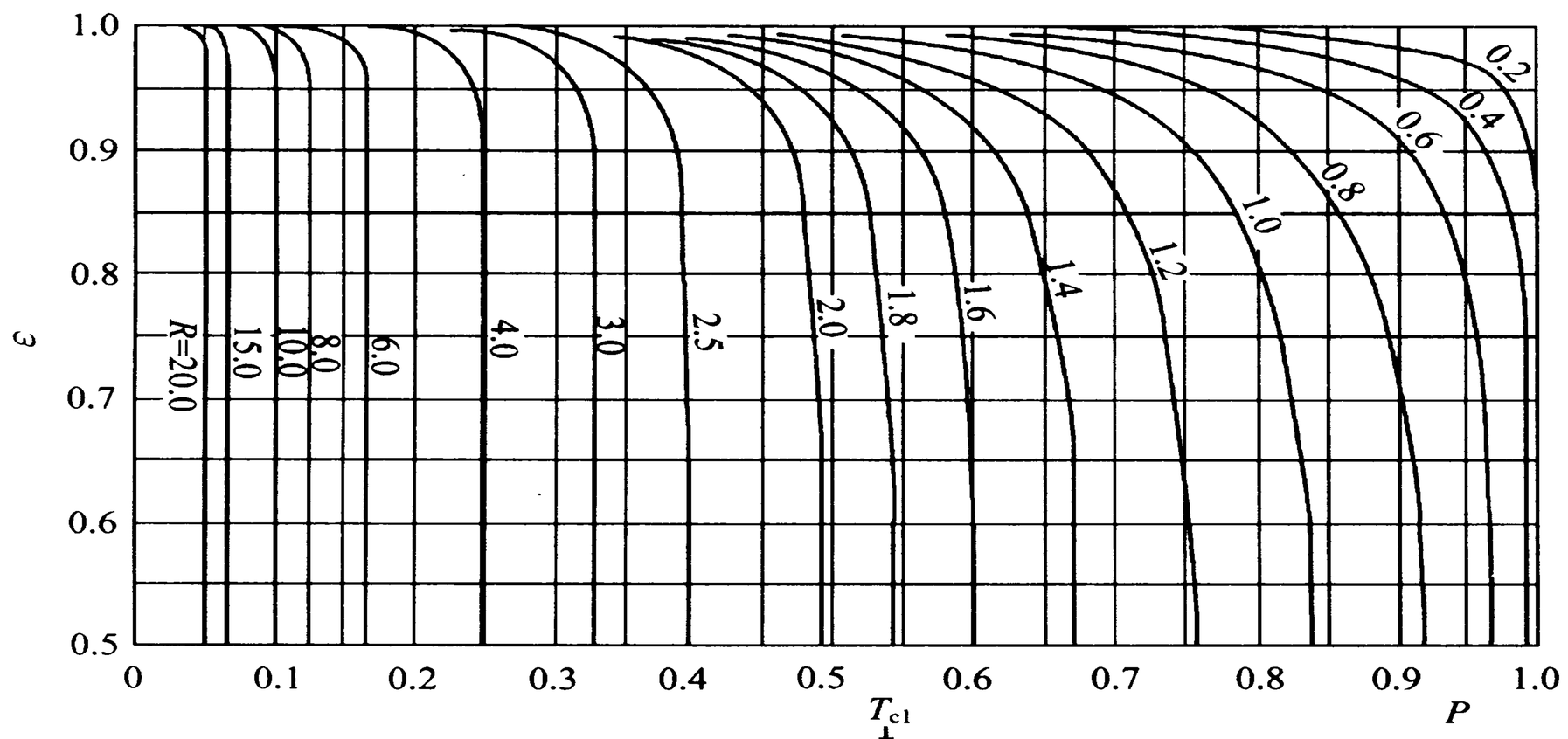
采用折流或其他流动形式的目的就是为了提高总传热系数，但是平均温度差较逆流时的为低。因此在选择流向时应综合考虑，ε 值不宜过低，一般设计时应取$\varepsilon > 0.9$，最小不低于 0.8，否则应另选其他流动形式。

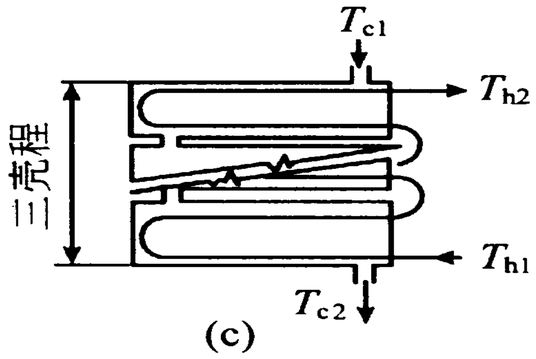
(a)


1.0
0.9
0.8
0.7
0.6
0.5
ε
0
0.1
0.2
0.3
0.4
0.5
0.6
0.7
0.8
0.9
1.0
P
R=20.0
15.0
10.0
8.0
6.0
4.0
3.0
2.5
2.0
1.8
1.6
1.4
1.2
1.0
0.9
0.8
0.7
0.6
0.5
0.4
0.3
0.2
0.1

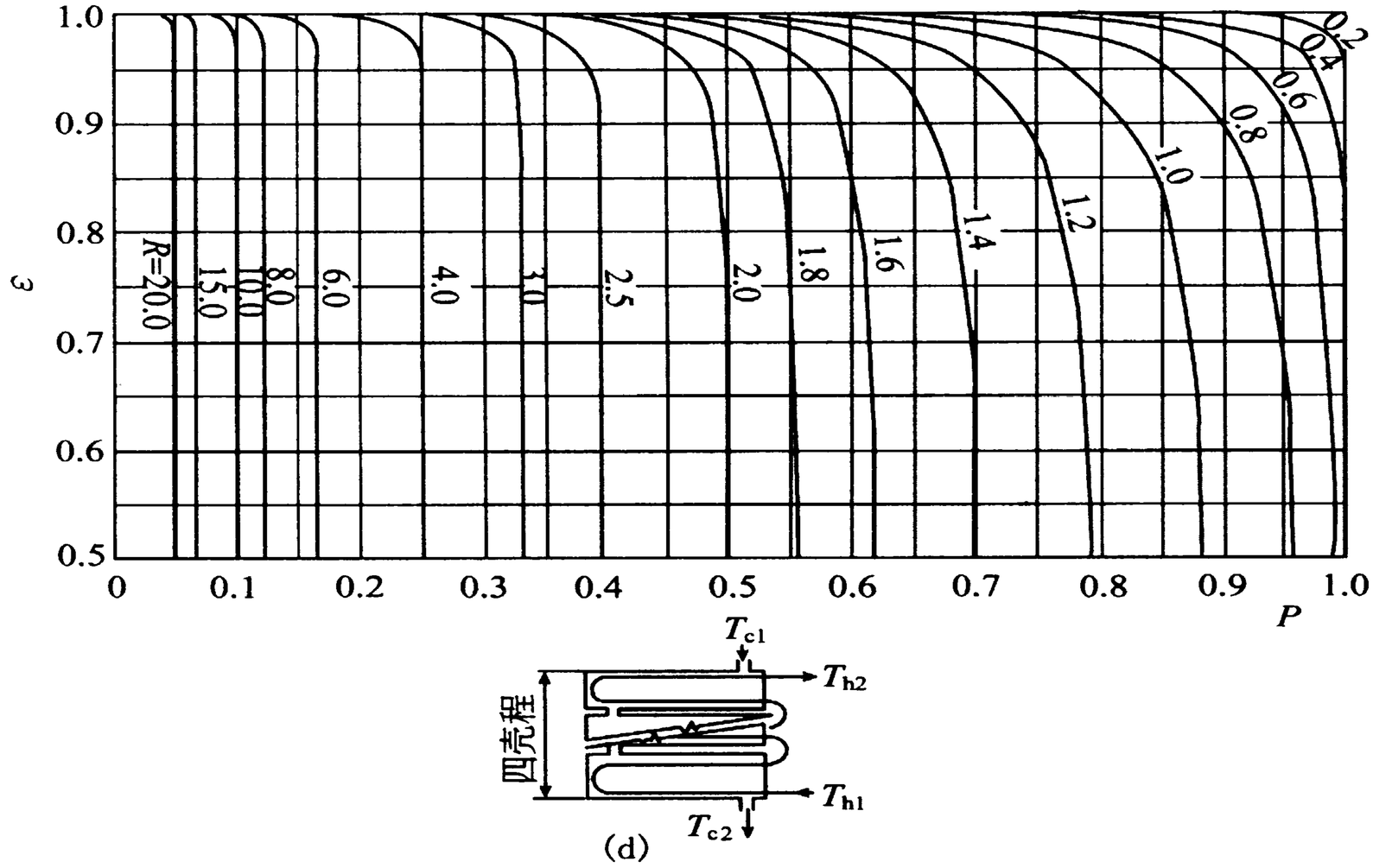
T_{c1}
T_{h2}
T_{h1}
T_{c2}
二壳程

(b)


1.0
0.9
0.8
0.7
0.6
0.5
ε
0
0.1
0.2
0.3
0.4
0.5
0.6
0.7
0.8
0.9
1.0
P
R=20.0
15.0
10.0
8.0
6.0
4.0
3.0
2.5
2.0
1.8
1.6
1.4
1.2
1.0
0.8
0.6
0.4
0.2


T_{c1}
T_{h2}
T_{h1}
T_{c2}
三壳程

(c)



（a）单壳程　（b）二壳程　（c）三壳程　（d）四壳程

图 2-16　对数平均温度差修正系数 ε 值

5.5　传热面积的计算

（1）总传热系数 K 为常数　在工程计算中，若流体的物性随温度变化不大，则总传热系数 K 可视为常数或取为换热器进、出口处传热系数的算数平均值。则传热面积 S 为：

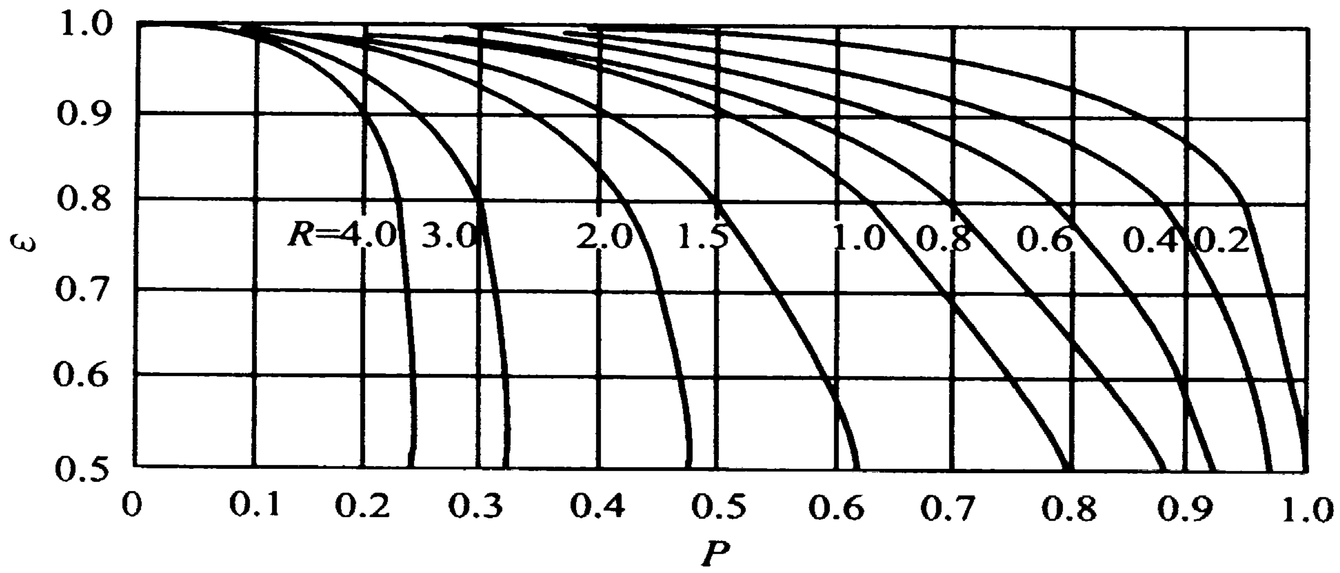
$$S=\frac{Q}{K\Delta T_{\mathrm{m}}} \tag{2-79}$$

（2）总传热系数 K 为变数　若 K 随温度呈线性变化，可用下式计算传热量 Q 或传热面积 S：

$$Q=S\left[\frac{K_1\Delta T_2-K_2\Delta T_1}{\ln\left(\frac{K_1\Delta T_2}{K_2\Delta T_1}\right)}\right] \tag{2-80}$$

或

$$S=\frac{Q\ln\left(\frac{K_1\Delta T_2}{K_2\Delta T_1}\right)}{K_1\Delta T_2-K_2\Delta T_1} \tag{2-80a}$$



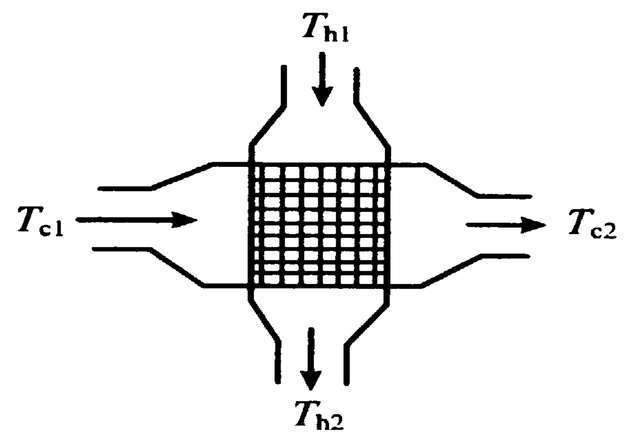


图 2-17　错流时对数平均温度差修正系数 ε 值

式中：K_1，K_2 分别为换热器两端处的传热系数，W/（m^2·K）；ΔT_1，ΔT_2 分别为换热器两端处的两流体的温度差，K 或℃。

若 K 随温度变化较大时，可按下式求传热面积 S：

$$S=\int_{T_{h1}}^{T_{h2}}\frac{-W_h c_{ph}\mathrm{d}T_h}{K(T_h-T_c)} \tag{2-81}$$

或

$$S=\int_{c_{c1}}^{T_{c2}}\frac{W_c c_{pc}\mathrm{d}T_c}{K(T_h-T_c)} \tag{2-81a}$$

上式积分可以用数值积分法或图解积分法求得。

5.6　传热过程的强化

传热过程的强化就是提高冷、热流体之间的传热速率。由总传热速率方程 $Q=KS\Delta T_m$ 可以看出，增大总传热系数 K、传热面积 S 或平均温度差 ΔT_m 均可提高传热速率。

（1）增大传热面积　增大传热面积，可以提高传热速率。增大传热面积一方面是靠增大换热器的总体尺寸，而更主要的是从设备的结构入手，提高单位体积的传热面积。如采用小直径管，用螺旋管、波纹管代替光滑管，采用翅片式换热器等都是增大传热面积的有效方法。

（2）增大平均温度差　平均温度差的大小主要取决于两流体的温度条件。物料的温度由生产工艺所决定，一般不能随意变动，而加热介质或冷却介质温度由

于所选介质不同，可以有很大差异。如食品生产上最常用的加热介质是饱和水蒸气，提高蒸汽压强就可以提高蒸汽的温度。但提高或降低介质的温度必须考虑到技术上的可能和经济上的合理。当换热器中两流体无相变时，应尽可能从结构上采用逆流或接近逆流的流向以得到较大的传热温差。

（3）增大总传热系数　要增大总传热系数，就要设法减小总热阻，而间壁两侧流体之间传热的总热阻等于两侧流体的对流传热热阻、污垢热阻及管壁导热热阻之和，因此必须逐项分析每项热阻所起的作用。

由式（2-75a），可得

$$\frac{1}{K}=\left(\frac{1}{\alpha_i}+R_{si}+\frac{b}{\lambda}+R_{so}+\frac{1}{\alpha_o}\right)$$

当管壁热阻和污垢热阻均可忽略时，上式可简化为

$$\frac{1}{K}=\frac{1}{\alpha_i}+\frac{1}{\alpha_o}$$

若 $\alpha_i \gg \alpha_o$，则 $\frac{1}{K}\approx\frac{1}{\alpha_o}$，由此可知，总热阻是由热阻大的那一侧的对流传热所控制，即当两个对流传热系数相差很大时，欲要提高 K 值，关键在于提高对流传热系数较小一侧的 α，才能提高 K 值。若污垢热阻为控制因素，则必须设法减慢污垢形成速率或及时清除污垢。

强化传热要权衡利弊，综合考虑。如通过提高流速，增加流体扰动以强化传热的同时，都伴随着流动阻力的增加。因此在采取强化传热措施的时候，要对设备结构、制造费用、动力消耗、检修操作等全面考虑，以得到经济而合理的方案。

[例 2-13]　有一逆流操作的套管换热器，用热空气加热冷水，冷却水走管内，热空气走环隙。两流体均为湍流，热空气的对流传热系数 $\alpha_o=100\ \mathrm{W/(m^2\cdot K)}$，冷却水的对流传热系数 $\alpha_i=2\ 000\ \mathrm{W/(m^2\cdot K)}$。已测得冷、热流体进、出口温度为 $T_{c1}=20\ ℃$，$T_{c2}=85\ ℃$，$T_{h1}=100\ ℃$，$T_{h2}=70\ ℃$，内管的管壁很薄，且管壁热阻及污垢热阻均可忽略。试求水流量增加一倍时：

①总传热系数 K'；

②水和空气的出口温度 T'_{c2} 和 T'_{h2}；

③热流量 Q' 比原热流量 Q 增加多少？

解：(1)原操作情况下

热量衡算式　$Q=W_h c_{ph}(T_{h1}-T_{h2})=W_c c_{pc}(T_{c2}-T_{c1})$　　(a)

或　　$$\frac{T_{c2}-T_{c1}}{T_{h1}-T_{h2}}=\frac{W_h c_{ph}}{W_c c_{pc}} \tag{b}$$

传热速率方程式　$$Q=KS\Delta T_m=KS\frac{(T_{h1}-T_{c2})-(T_{h2}-T_{c1})}{\ln\left(\frac{T_{h1}-T_{c2}}{T_{h2}-T_{c1}}\right)} \tag{c}$$

式(a)与式(c)联立得

$$W_h c_{ph}(T_{h1}-T_{h2})=KS\frac{[(T_{h1}-T_{c2})-(T_{h2}-T_{c1})]}{\ln\left(\frac{T_{h1}-T_{c2}}{T_{h2}-T_{c1}}\right)} \tag{d}$$

将式(b)带入式(d),得

$$\ln\left(\frac{T_{h1}-T_{c2}}{T_{h2}-T_{c1}}\right)=\left(\frac{KS}{W_h c_{ph}}\right)\left(1-\frac{W_h c_{ph}}{W_c c_{pc}}\right) \tag{e}$$

式中　$$\frac{W_h c_{ph}}{W_c c_{pc}}=\frac{T_{c2}-T_{c1}}{T_{h1}-T_{h2}}=\frac{(85-20)}{(100-70)}=2.17$$

$$K=\frac{1}{\frac{1}{\alpha_i}+\frac{1}{\alpha_o}}=\frac{1}{\frac{1}{2\,000}+\frac{1}{100}}=95.2[\mathrm{W/(m^2\cdot K)}]$$

(2)水流量增加 1 倍时的情况($W'_c=2W_c$)

$$K'=\frac{1}{\frac{1}{(2^{0.8}\alpha_i)}+\frac{1}{\alpha_o}}=$$

$$\frac{1}{\frac{1}{(2^{0.8}\times 2\,000)}+\frac{1}{100}}=97.2[\mathrm{W/(m^2\cdot K)}]$$

$$\ln\left(\frac{T_{h1}-T'_{c2}}{T'_{h2}-T_{c1}}\right)=\left(\frac{KS}{W_h c_{ph}}\right)\left(1-\frac{W_h c_{ph}}{(W'_c c_{pc})}\right) \tag{f}$$

式(f)除以式(e)可得

$$\ln\left(\frac{T_{h1}-T'_{c2}}{T'_{h2}-T_{c1}}\right)=\ln\left(\frac{T_{h1}-T_{c2}}{T_{h2}-T_{c1}}\right)\left(\frac{K'}{K}\right)\times\frac{\left[1-\frac{W_h c_{ph}}{(W'_c c_{pc})}\right]}{\left[1-\frac{W_h c_{ph}}{(W_c c_{pc})}\right]}=$$

$$\ln\left(\frac{100-85}{70-20}\right)\left(\frac{97.2}{95.2}\right)\times\frac{\left(1-\frac{2.17}{2}\right)}{(1-2.17)}=-0.094\,6$$

$$\frac{T_{h1}-T'_{c2}}{T'_{h2}-T_{c1}}=0.91$$

或 $$T'_{h2}=130-1.1T'_{c2} \tag{g}$$

由式(b),有 $$\frac{T'_{c2}-T_{c1}}{T_{h1}-T'_{h2}}=\frac{W_h c_{ph}}{W'_c c_{pc}}$$

$$\frac{T'_{c2}-20}{100-T'_{h2}}=\frac{2.17}{2}$$

或 $$T'_{c2}=129-1.09T'_{h2} \tag{h}$$

联立式(g)与式(h)解得

$T'_{h2}=59.8$ ℃, $T'_{c2}=63.8$ ℃

$$\frac{Q'}{Q}=\frac{W_h c_{ph}(T_{h1}-T'_{h2})}{W_h c_{ph}(T_{h1}-T_{h2})}=\frac{100-59.8}{100-70}=1.34$$

从本题可以看出,气侧的传热为控制因素,增大水的流量总传热系数基本不变,热流量的增加主要是传热平均温度差增大的结果。

[例 2-14] 用一传热面积为 20 m^2 的换热器将流量为 1.4 kg/s 的某种气体从 50 ℃冷却到 35 ℃,使用的冷却水初温为 25 ℃,与气体作逆流流动。换热器的总传热系数为 230 W/(m^2·K)。气体的平均比热容为 1.0 kJ/(kg·K)。求冷却水用量及出口温度。

解:由热量衡算式 $Q=W_h c_{ph}(T_{h1}-T_{h2})=W_c c_{pc}(T_{c2}-T_{c1})$

及传热基本方程式

$$W_h c_{ph}(T_{h1}-T_{h2})=\frac{KS[(T_{h1}-T_{c2})-(T_{h2}-T_{c1})]}{\ln\left(\frac{T_{h1}-T_{c2}}{T_{h2}-T_{c1}}\right)}$$

取水的比热容为 4.18 kJ/(kg·K),

将已知数据代入上两式得

$$W_c=\frac{21}{4.18\times(T_{c2}-25)} \tag{a}$$

$$4.57\ln\left[\frac{(50-T_{c2})}{10}\right]=40-T_{c2} \tag{b}$$

用试差法求解式(b),得冷却水出口温度 $T_{c2}=48.4$ ℃,再将 T_{c2}代入式(a),可得

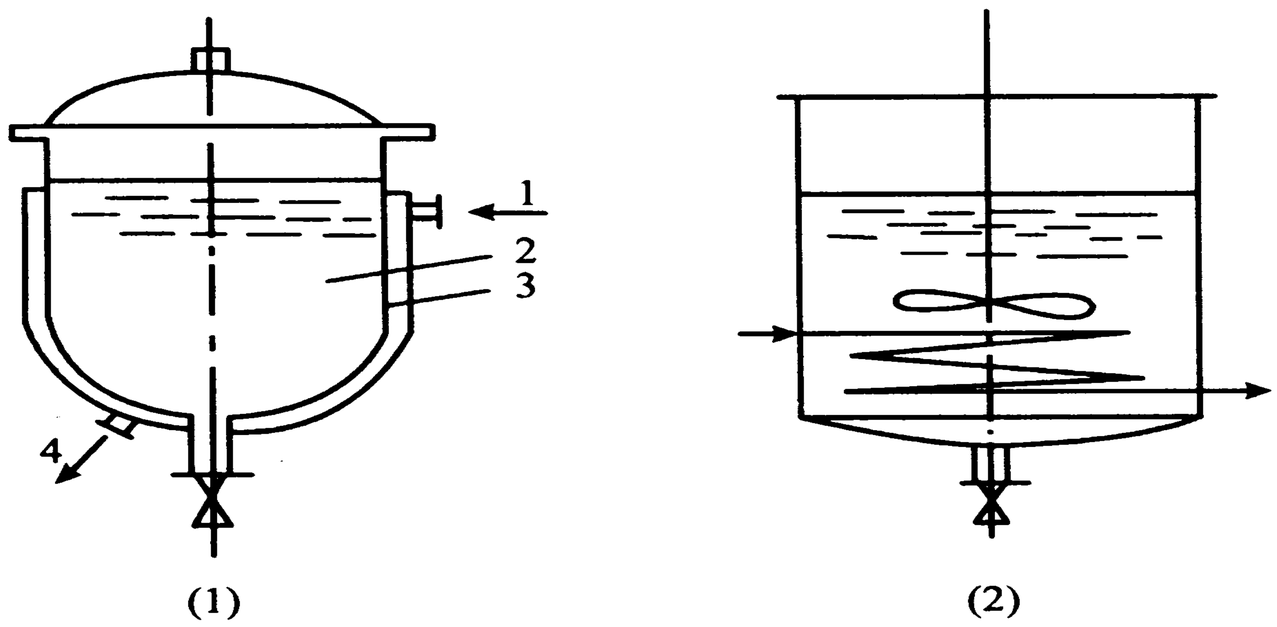
$W_c=0.215$ kg/s

6　不稳定传热

不稳定传热是指在传热过程中温度场随时间而变化的传热过程。在工业生产中存在着大量的不稳定传热的问题：工业生产上间歇操作的换热设备和连续生产时换热设备的启动及停车过程；食品加工中，罐头食品、瓶装牛奶和香肠等在蒸汽中的加热灭菌及浸在冷水中的冷却，鲜肉的冷冻或解冻等。

6.1　流体的间歇式换热

在流体的间歇换热设备中，最常用的设备是带有换热夹套或蛇管的搅拌槽，如图 2-18 所示。可将蒸汽等加热剂或冷水等冷却剂通入夹套或蛇管内对槽内的料液加热或冷却。在这个过程中，槽内料液的温度就随时间而变。



（1）夹套式　　（2）蛇管式

1. 蒸汽进口　2. 容器　3. 夹套　4. 冷凝水出口

图 2-18　间歇式换热器

为便于解决这种不稳定传热问题，作出如下假设：①换热过程中总传热系数保持不变；②槽内料液量及料液的比热容不变；③槽内料液温度均匀一致；④无

热量损失。（1）用恒温加热剂（或冷却剂）对搅拌槽内中的料液进行加热（或冷却）以槽内料液被加热为例。设恒温加热剂的温度为 T_h，槽内料液量为 G，比热容为 C_p，初温为 T_1，经加热时间 t 后的温度为 T，有效传热面积为 S，总传热系数为 K，求加热时间 t 与槽内料液温度 T 之间的关系。

对加热过程中任意微元时间间隔 dt 作热量衡算，可得

$$dQ' = Gc_p dT = KS\ (T_h - T)\ dt$$

或

$$dt = \frac{\left(\frac{Gc_p}{KS}\right)dT}{T_h - T}$$

积分上式，积分限为

$$t = 0,\quad T = T_1$$
$$t = t,\quad T = T$$

积分后可得

$$t = -\left(\frac{Gc_p}{KS}\right)\ln\left(\frac{T_h - T}{T_h - T_1}\right) \tag{2-82}$$

或

$$\frac{T_h - T}{T_h - T_1} = \exp\left(\frac{-KSt}{Gc_p}\right) \tag{2-82a}$$

若槽内料液被恒温冷却剂冷却，式（2-82），式（2-82a）仍适用，这时用冷却剂温度 T_c 代替加热剂温度 T_h 即可。

（2）用变温加热剂（或冷却剂）对槽内料液进行加热（或冷却） 用变温加热剂（或冷却剂）对槽内料液进行加热（或冷却）的情况要复杂一些。因为随着传热的进行，除了槽内料液温度在不断变化，加热剂（或冷却剂）的出口温度也在不断变化。

仍以槽内料液被加热为例。设加热剂的质量流量为 W，比热容为 c_{ph}，进口温度为定值 T_{h1}，在加热时间为 t 时出口温度为 T_{h2}，其他同恒温加热例。

对加热过程中任意微元时间间隔 dt 作热量衡算，可得

$$Wc_{ph}\ (T_{h1} - T_{h2}) = KS\Delta T_m$$

由于假定槽内料液温度均匀一致，故可得

$$\Delta T_m = \frac{(T_{h1} - T_{h2})}{\ln\left(\frac{T_{h1} - T}{T_{h2} - T}\right)}$$

于是可解得

$$T_{h2} = T + （T_{h1} - T）\exp\left(\frac{-KS}{Wc_{ph}}\right) \tag{2-83}$$

式（2-83）表明了在加热时间为 t 时加热剂出口温度 T_{h2} 与此时槽内料液温度 T 之间的关系。另一方面，热量衡算还有如下关系：

$$Gc_p \mathrm{d}T = Wc_{ph}（T_{h1} - T_{h2}）\mathrm{d}t$$

将式（2-83）代入上式积分，可得

$$t = \left(\frac{Gc_p}{Wc_{ph}}\right)\frac{\ln\left[\frac{(T_{h1} - T)}{(T_{h1} - T_1)}\right]}{(\beta - 1)} \tag{2-84}$$

或

$$\frac{(T_{h1} - T)}{(T_{h1} - T_1)} = \exp\left[\frac{Wc_{ph}（\beta - 1）t}{Gc_p}\right] \tag{2-84a}$$

式中

$$\beta = \exp\left(\frac{-KS}{Wc_{ph}}\right)$$

若槽内料液被变温冷却剂冷却，式（2-83）至式（2-84a）仍适用，这时用冷却剂的进、出口温度 T_{c1} 和 T_{c2} 代替 T_{h1} 和 T_{h2}，c_{pc} 代替 c_{ph} 即可。

[例 2-15]　1 000 kg 的牛奶盛在安装有蛇管的容器内，初温为 100 ℃。蛇管的外表面积为 3.2 m^2，管内通有 13 ℃的冷水。基于管外表面积的总传热系数为 255 W/（m^2·K）。在某一时刻测得牛奶的温度为 25 ℃，相应的水出口温度为 18 ℃。操作过程中牛奶和水的比热容分别为 3.96 kJ/（kg·K）和 4.19 kJ/（kg·K），试求水的流量 W 和冷却时间 t。

解：本题属于变温冷却剂冷却槽内液体。

由式（2-83）可得冷水的流量为

$$W = \frac{\left(\frac{KS}{c_{pc}}\right)}{\ln\left(\frac{T_{c1} - T}{T_{c2} - T}\right)} = \frac{\left(\frac{255 \times 3.2}{4\,190}\right)}{\ln\left(\frac{13 - 25}{18 - 25}\right)} = 0.361\ （\mathrm{kg/s}）$$

由式（2-84）可得冷却时间为

$$t = \left(\frac{Gc_p}{Wc_{pc}}\right)\frac{\ln\left[\frac{(T_{c1} - T)}{(T_{c1} - T_1)}\right]}{(\beta - 1)}$$

其中　　$$\beta=\exp\left(\frac{-KS}{Wc_{pc}}\right)=\exp\left(\frac{-255\times3.2}{0.361\times4\ 190}\right)=0.583$$

$$t=\left(\frac{1\ 000\times3\ 960}{0.361\times4\ 190}\right)\frac{\ln\left[\frac{(13-25)}{(13-100)}\right]}{(0.583-1)}=12\ 440(\mathrm{s})=3.46(\mathrm{h})$$

6.2　导热微分方程

前面讨论了直接应用傅立叶定律计算一维稳定导热的热传导速率和温度分布的问题。而对于比较复杂的导热问题，则必须建立起更完善的数学模型才能进行分析求解。一般情况下导热问题的数学描写包括导热微分方程式和相应的定解条件。导热微分方程的建立既要应用傅立叶定律，还要应用能量守恒原理。

参见图 2-19，考察均匀物体内部一个微元六面体的导热情况，微元体的体积

$$\mathrm{d}V=\mathrm{d}x\mathrm{d}y\mathrm{d}z。$$

根据傅立叶定律，在单位时间内，沿 x 轴方向经 x 面导入的热量为：

$$\mathrm{d}Q_x=-\lambda\frac{\partial T}{\partial x}\cdot\mathrm{d}y\mathrm{d}z$$

经 $x+\mathrm{d}x$ 面导出的热量为

$$\mathrm{d}Q_{x+\mathrm{d}x}=-\lambda\left[\frac{\partial}{\partial x}\left(T+\frac{\partial T}{\partial x}\mathrm{d}x\right)\right]\mathrm{d}y\mathrm{d}z$$

在单位时间内，沿 x 轴方向微元体净得热量为：

$$\mathrm{d}Q_x-\mathrm{d}Q_{x+\mathrm{d}x}=\lambda\frac{\partial^2T}{\partial x^2}\mathrm{d}x\mathrm{d}y\mathrm{d}z$$

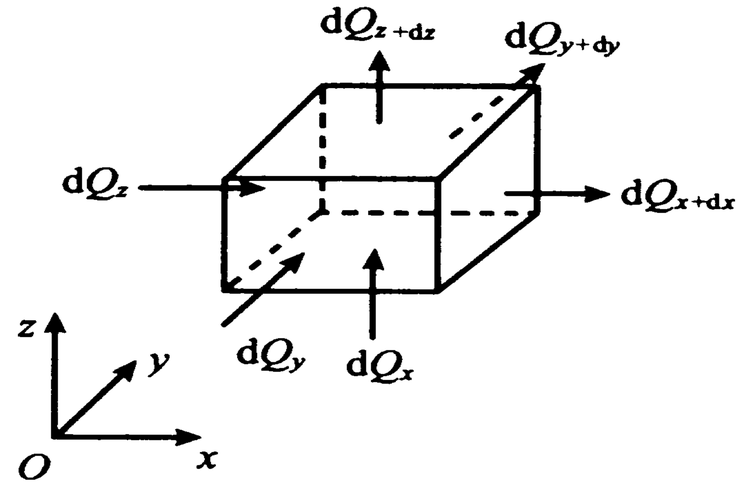


图 2-19　微元平行六面体的导热分析

同理，在单位时间内沿 y 轴方向和 z 轴方向微元体净得热量各为：

$$\mathrm{d}Q_y-\mathrm{d}Q_{y+\mathrm{d}y}=\lambda\frac{\partial^2T}{\partial y^2}\mathrm{d}x\mathrm{d}y\mathrm{d}z$$

$$\mathrm{d}Q_z-\mathrm{d}Q_{z+\mathrm{d}z}=\lambda\frac{\partial^2T}{\partial z^2}\mathrm{d}x\mathrm{d}y\mathrm{d}z$$

通过导热，微元体净得热量为以上三者之和，即

$$\mathrm{d}Q=\lambda\left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 T}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 T}{\partial z^2}\right)\mathrm{d}x\mathrm{d}y\mathrm{d}z$$

如果物体内有均匀分布的内热源（如电热元件发出热量，化学反应热等），则在单位时间内微元体又得到一定的热量。内热源一般用内热源强度 q_v 来表示，单位为 $\mathrm{W/m^3}$，即单位时间内单位体积所放出的热量。单位时间内微元体产生的热量为

$$\mathrm{d}Q_g=q_v\mathrm{d}x\mathrm{d}y\mathrm{d}z$$

微元体单位时间内温升所需热量为

$$\mathrm{d}E=\rho c_p\frac{\partial T}{\partial t}\mathrm{d}x\mathrm{d}y\mathrm{d}z$$

根据能量守恒定律，有

$$\mathrm{d}E=\mathrm{d}Q+\mathrm{d}Q_g$$

将相应的关系式代入，消去公因子 $\mathrm{d}x\mathrm{d}y\mathrm{d}z$，得

$$\frac{\partial T}{\partial t}=\left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 T}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 T}{\partial z^2}\right)+\frac{q_v}{\lambda}\tag{2-85}$$

式（2-85）即为在直角坐标系中具有内热源的三维不稳定导热微分方程式，它是描写物体内导热的最一般的关系式。

如果物体内不存在内热源，式（2-85）可简化为

$$\frac{\partial T}{\partial t}=\alpha\left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 T}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 T}{\partial z^2}\right)\tag{2-85a}$$

式中 $a=\lambda/(\rho c_p)$，称为热扩散率（单位为 $\mathrm{m^2/s}$），它是物质的物性之一。它反映了不稳定导热过程中物质的导热能力（即 λ 值）与物质的储热能力（即 ρc_p 值）之间的关系。a 值大，即 λ 值大或 ρc_p 值小，说明物体的某一部分一旦获得热量，该热量能在整个物体内很快扩散，也即物体内部温度容易趋于一致。反之，将得到相反的结果。

下面仅讨论无内热源导热问题的求解方法。

6.3　集总参数分析法

在开始处理不稳定导热时，先分析一种简单情况。考虑一个具有非常高的热导率的固体，或固体内部导热热阻与表面对流热阻相比可以忽略不计的固体，外部流体与该固体表面间进行着对流传热。因为固体内部热阻很小，因此在任意时刻固体内部的温度可视为处处相同。

集总参数分析法就是假定在不稳定传热过程中的任意时刻物体内部温度均匀一致，也即固体内部的温度梯度可以忽略不计。若忽略了固体内部的温度梯度，就不能再从导热微分方程的角度来考虑问题，而是应通过对固体建立总的能量平衡来确定任意时刻的温度特性。

以高温固体被冷却为例。当 $t=0$ 时，温度为 T_1 的高温固体被突然置于温度保持为 T_f 的冷流体中。假定对流传热系数 α 及固体的比热容 c_p 都是常数。在时间间隔 dt 内对该固体作热量衡算，高温固体传给冷流体的热量必等于固体内能的变化，即

$$\alpha S\ (T_f - T)\ dt = \rho c_p V dT \tag{2-86}$$

式中：S 为固体的表面积，m^2；V 为固体的体积，m^3；T 为冷却时间为 t（s）时的固体温度，K 或℃。

积分上式，积分限为

$t=0$，　$T=T_1$；

$t=t$，　$T=T$。

积分后得

$$\frac{(T-T_f)}{(T_1-T_f)} = \exp\left[\frac{-\alpha S t}{(\rho c_p V)}\right] \tag{2-87}$$

式（2-87）描写了固体的温度 T 与冷却时间 t 的关系。当低温固体被高温流体加热时，该式仍然适用。

推导式（2-87）的基本前题是假定固体内的热阻可以忽略。分析计算表明，当满足下列条件

$$Bi=\frac{\left(\frac{L_c}{\lambda}\right)}{\left(\frac{1}{\alpha}\right)}=\frac{\alpha L_c}{\lambda}<0.1 \tag{2-88}$$

时，此假定合理。式中 Bi 称为毕渥（Biot）准数，其物理意义就是在传热过程中固体内的导热热阻与固体表面的对流热阻之比。$L_c=\frac{V}{S}$ 称为定性长度，对于厚度为 $2L$ 的大平板 $L_c=L$（板的 1/2 厚），长圆柱 $L_c=\frac{r_o}{2}$，球体 $L_c=\frac{r_o}{3}$，r_o 为圆柱或球的半径。

[例 2-16]　半径为 2.54 cm、温度为 427 ℃ 的钢球被突然置于温度保持为 121.3 ℃ 的流体中。已知钢球的 $\lambda=43.3$ W/（m·K），$\rho=7\ 849$ kg/m^3 及 $c_p=0.460\ 6$ kJ/（kg·K），假定对流传热系数 $\alpha=11.36$ W/（m^2·K）。试求 1 h 后球的表面温度。

解：计算毕渥准数 Bi，由式（2-88）

$$Bi=\alpha L_c/\lambda=11.36\times(0.025\ 4/3)/43.3=2.22\times10^{-3}<0.1$$

故可采用集总参数分析法。

$$\frac{\alpha S}{(\rho c_p V)}=\frac{\alpha}{\left(\frac{\rho c_p V}{S}\right)}=$$

$$\frac{11.36}{\left(7\ 849\times460.6\times\frac{0.025\ 4}{3}\right)}=3.71\times10^{-4}\ (s^{-1})$$

代入式（2-87），当 $t=1.0$ h$=3\ 600$ s 时，

$$\frac{(T-121.3)}{(427-121.3)}=\exp(-3.71\times10^{-4}\times3\ 600)=0.263$$

解得　　$T=201.7$ ℃

6.4　不稳定导热的图解法

上面讨论了物体具有很高的热导率而其内部热阻可以忽略的简单情况。现在讨论更为普遍的情况，即物体内部热阻不是很小，固体中的温度梯度不能再被忽

略的情况。

6.4.1　一维不稳定导热

为说明这种情况求解的分析方法，将以大平板为例进行推导。图 2-20 所示为一具有一维温度场、厚度 $2L$ 及热导率为定值 λ 的大平板，初温为 T_1，被温度为 T_f 的高温流体加热，对流传热系数为定值 α。由于对称性，故仅需研究平板的 1/2。本问题的数学描述如下：

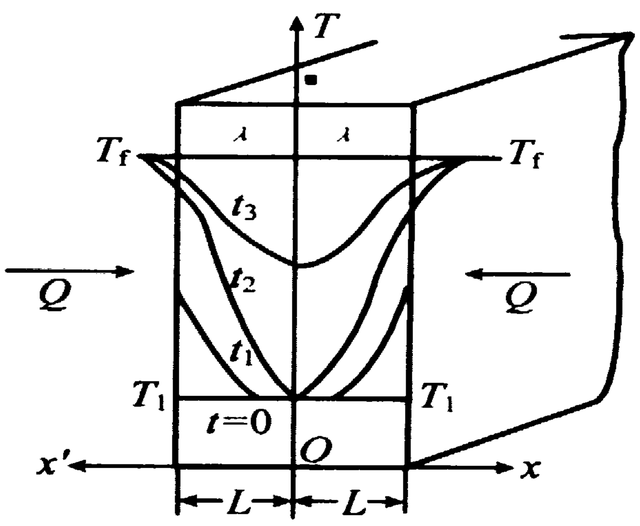


图 2-20　大平板被加热

$$\frac{\partial T}{\partial t}=a\frac{\partial^2 T}{\partial x^2}$$

初始条件：$t=0$，$T=T_1$；

边界条件：

$$t>0, x=0 \qquad \frac{\partial T}{\partial x}=0;$$

$$t>0, x=L \qquad -\lambda\left.\frac{\partial T}{\partial x}\right|_{x=L}=\alpha(T_{x=L}-T_f)$$

为使上述方程及定解条件具有通用性，将其无量纲化，定义

无量纲温度（称为过余温度准数）：$\theta=\dfrac{(T-T_f)}{(T_1-T_f)}$

无量纲长度（称为几何相似准数）：$X=\dfrac{x}{L}$

无量纲时间（称为傅立叶准数）：$F_o=\dfrac{at}{L^2}$　　(2-89)

无量纲化后，原问题转化成下列形式

$$\frac{\partial\theta}{\partial F_o}=\frac{\partial^2\theta}{\partial X^2}$$

初始条件：　$t=0$，$\theta=1$；

边界条件：$t>0$，$X=0$　$\dfrac{\partial\theta}{\partial X}=0$

$t>0$，$X=1$　$\dfrac{\partial\theta}{\partial X}=-Bi\theta_w$

其中毕渥准数 $Bi=\alpha\dfrac{L}{\lambda}$，因此，其函数关系可表示成

$$\theta = \mathrm{f}\ (X,\ Bi,\ F_o)$$

解的具体函数关系已经得出，但由于很复杂，因此将解的计算结果用线图给出。在以下图中，$m = Bi^{-1} = \lambda / (\alpha L_c)$。

对于大平板解的结果，参见图 2-21 和图 2-22。

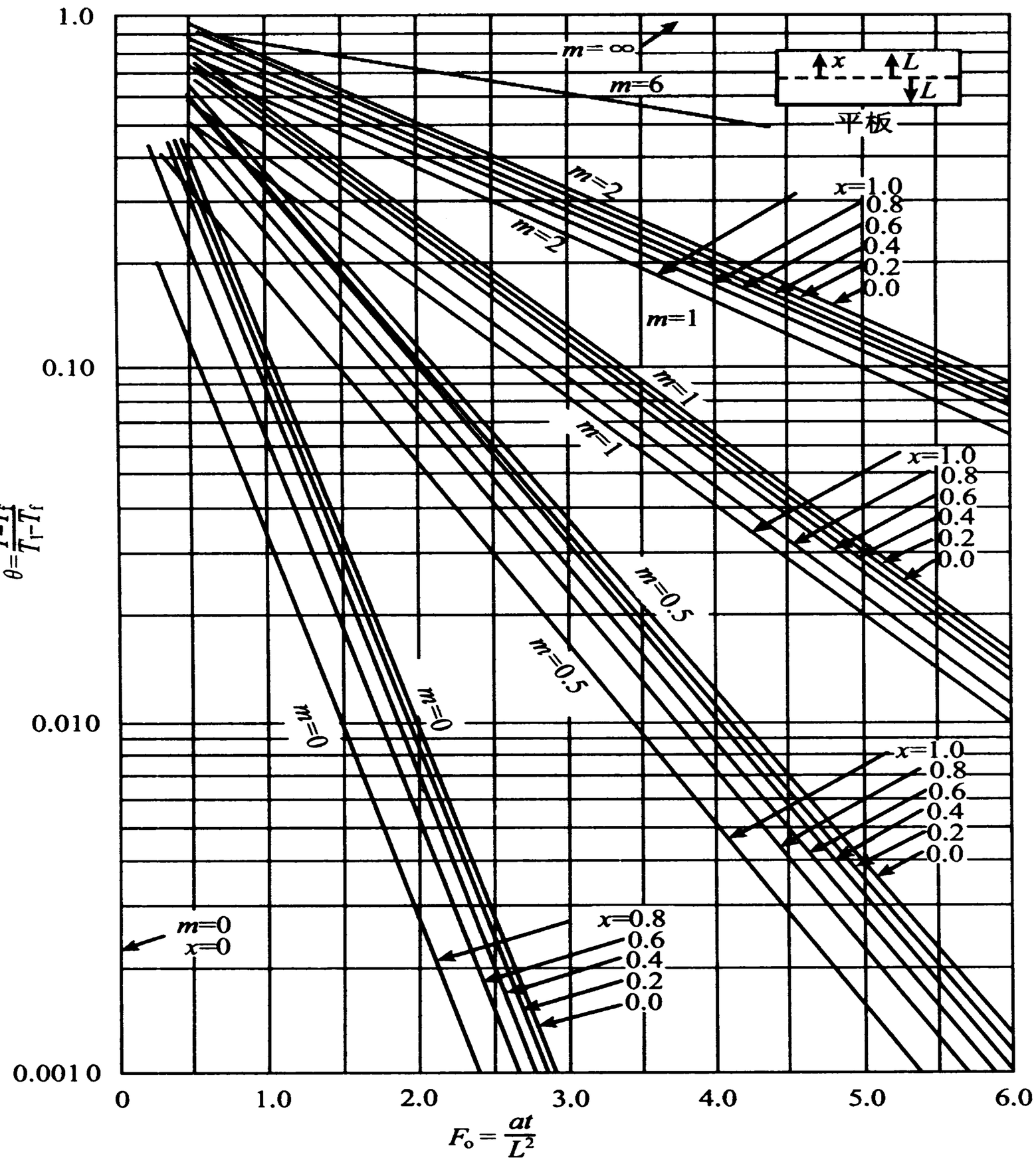


图 2-21　大平板的不稳定导热图

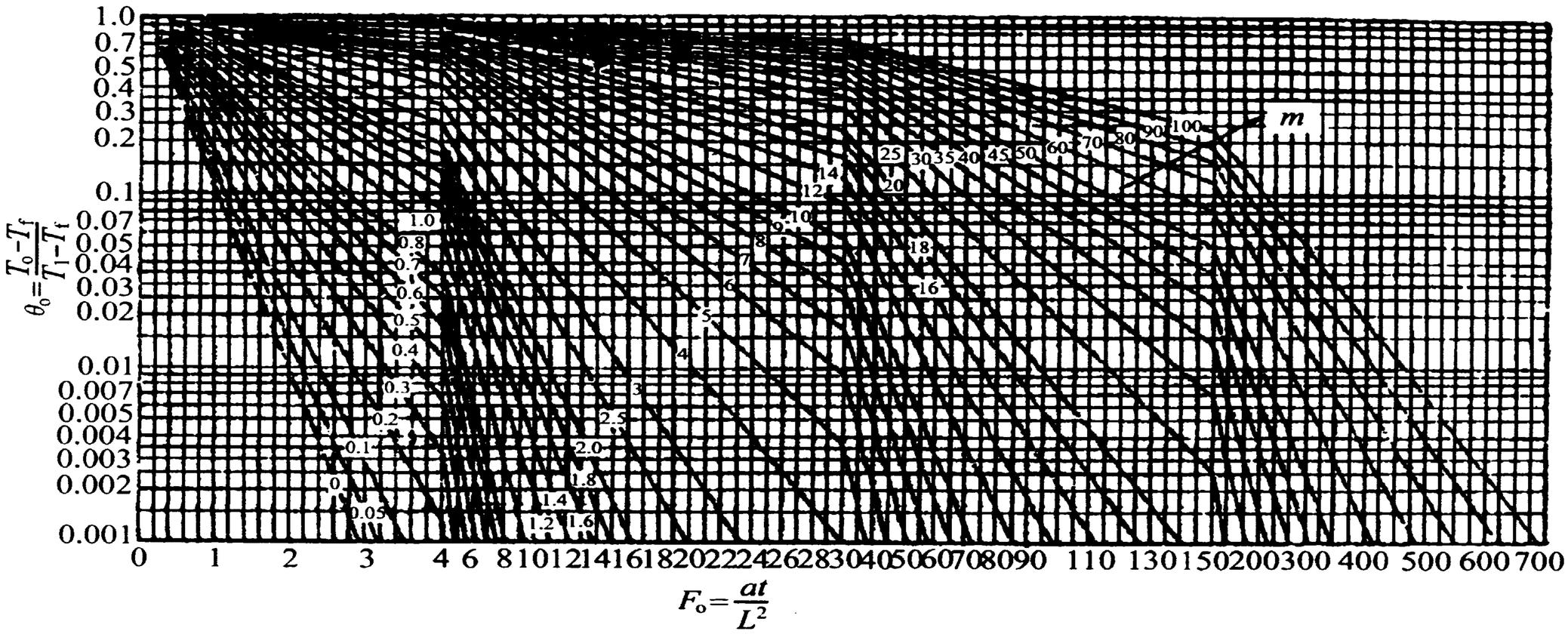


图 2-22 确定大平板不稳定导热的中心温度图

图 2-21 用于确定平板中任意点在任意时刻的温度，图中当 $X=0$ 时，表示该点在平板的中心位置。通常平板中心的温度随时间变化的情况很重要，图 2-22 提供了一个更为精确的只用于确定平板中心点在任意时刻的温度图。

对于长圆柱体解的结果，参见图 2-23 和图 2-24。对于球体解的结果，参见图 2-25 和图 2-26。

不论固体被加热还是被冷却，图 2-21 至图 2-26 均适用。

应该注意的是，在使用图 2-23 至图 2-26 时，毕渥准数中的定性长度 L_c 均取圆柱和球体的半径，即 $L_c=r_o$，这与用集总参数分析法时毕渥准数中的圆柱用$\frac{r_o}{2}$，球体用$\frac{r_o}{3}$不同。

图 2-21 至图 2-26 的使用方法：

（1）已知加热或冷却时间，求固体内的温度。

求中心温度 T_o 时可按下述步骤进行：

①根据已知条件算出 $m=Bi^{-1}=\frac{\lambda}{(\alpha L_c)}$、$F_o=\frac{at}{L_c^2}$；②在相应图的横坐标上定出 F_o 值，然后作垂线与由 Bi^{-1}值确定的直线相交，该交点的纵坐标即为 θ_o 值；③由 $\theta_o=\frac{(T_o-T_f)}{(T_1-T_f)}$可解出 T_o。

要确定任意点的温度 T 时，除需算出 m（Bi^{-1}）、F_o 外，还需算出 $X=\frac{x}{L}$。

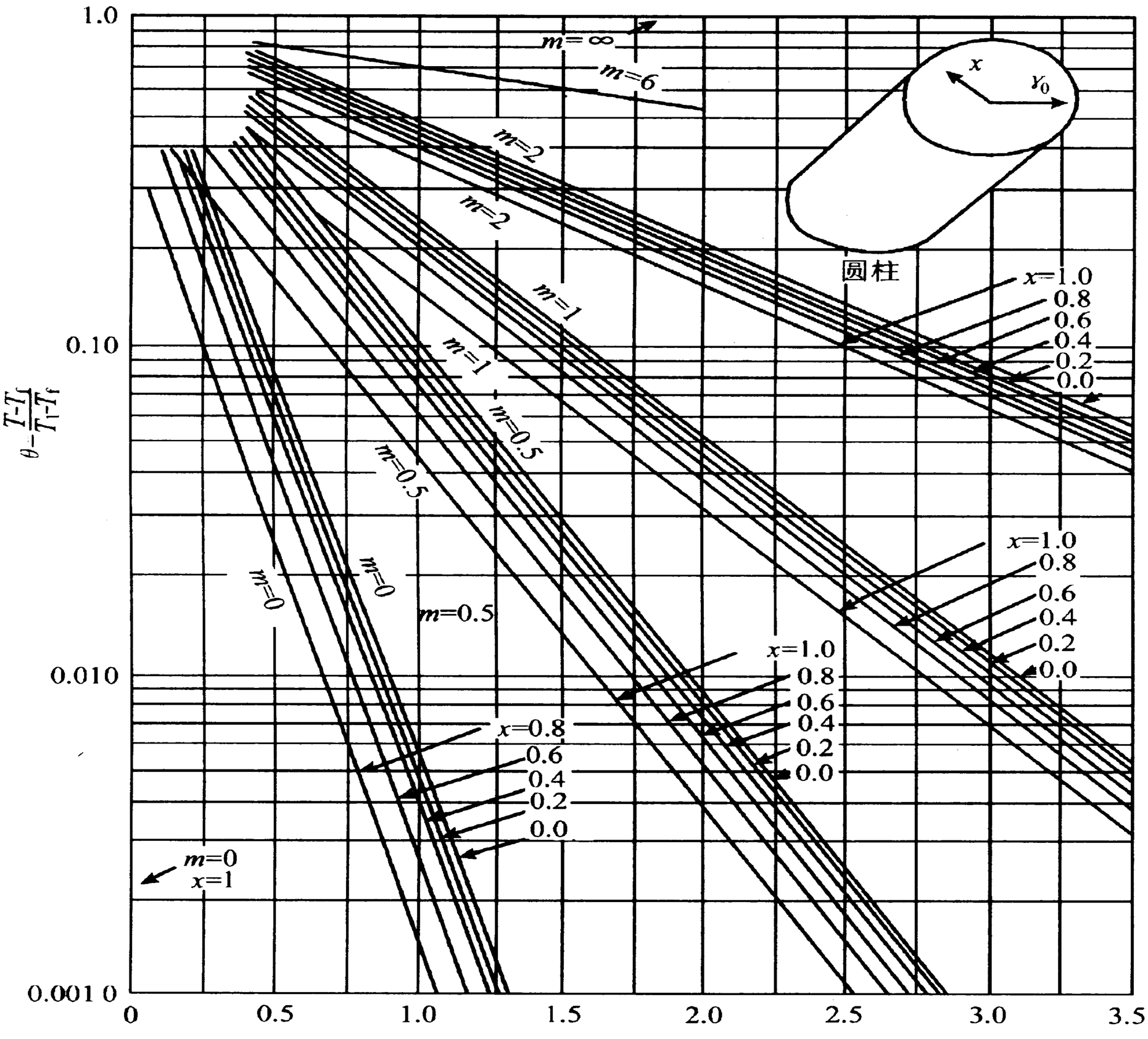


图 2-23　长圆柱体中的不稳定导热图

由 m、X 和 F_o 的值在相应的图上定出一点，该点的纵坐标即为 θ，再由 $\theta=\dfrac{(T-T_f)}{(T_1-T_f)}$ 可解出 T。

（2）已知固体内某一点的温度，求加热或冷却时间

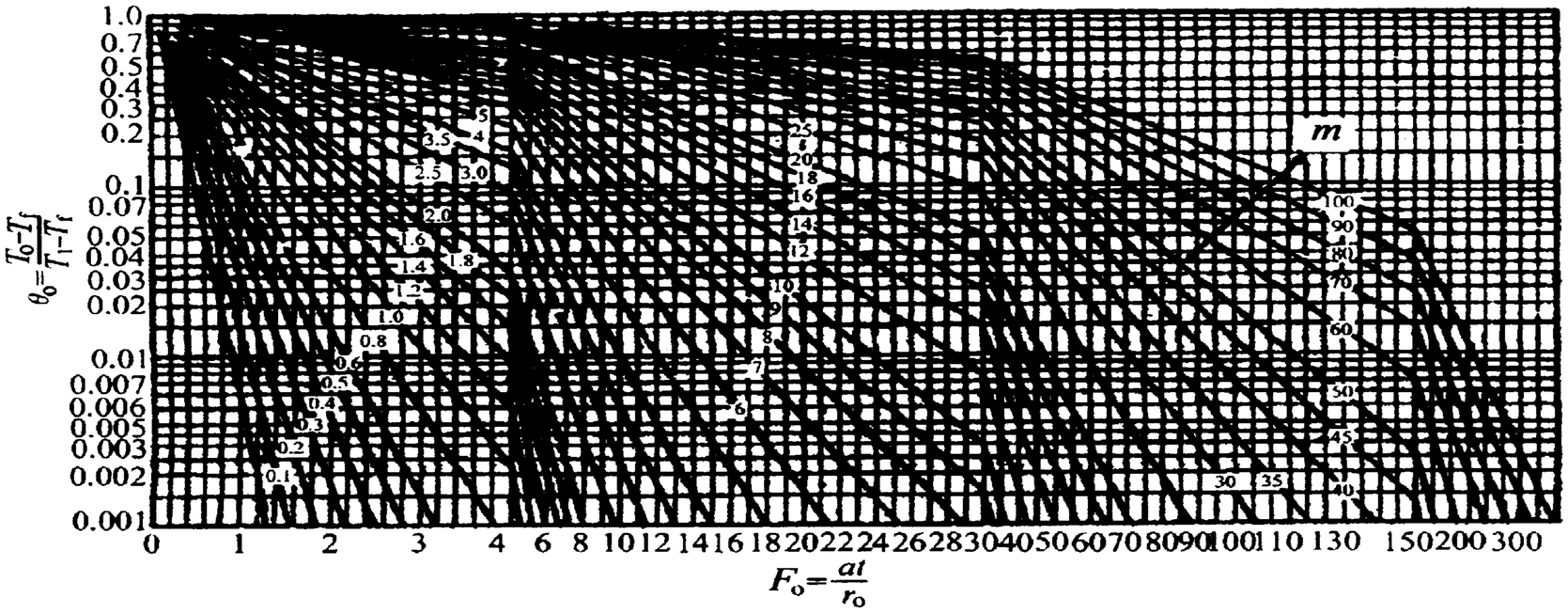


图 2-24　确定长圆柱体不稳定导热的中心温度图

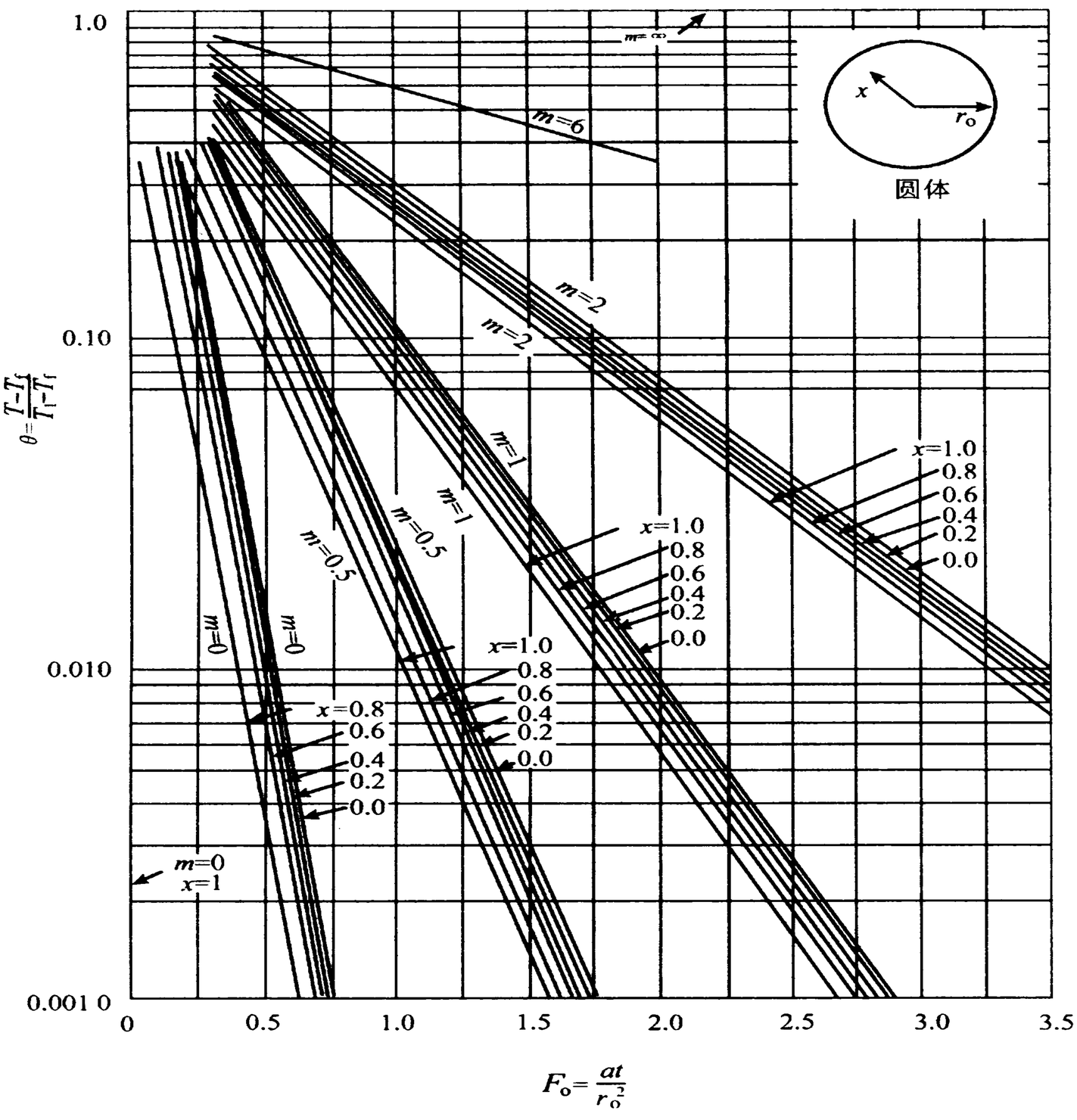


图 2-25　球体不稳定导热图

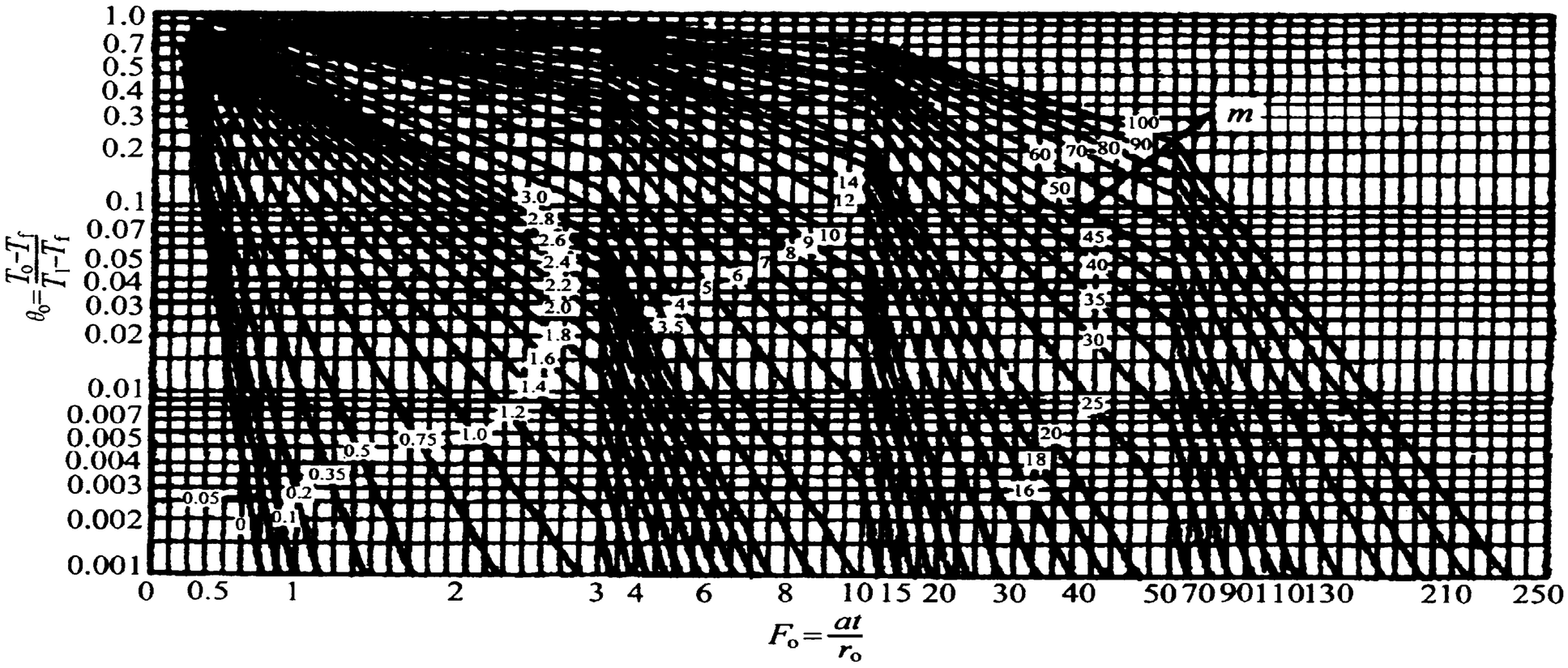


图 2-26　确定球体不稳定导热的中心温度图

若已知的是中心温度 T_o，则可直接用 $Bi^{-1}=\frac{\lambda}{(\alpha L_c)}$ 及 $\theta_o=\frac{(T_o-T_f)}{(T_1-T_f)}$ 的值在相应的图上求出 F_o，从而求出时间 t。

当已知的是其他点的温度 T 时，需先由给定条件算出 θ、X 及 m，然后由 X、m 和 θ 的值在相应的图上定出一点，该点的横坐标即为 F_o，从而求出时间 t。

最后需指出的几点。由于厚度为 $2L$ 的大平板在上述条件下关于中心平面对称，故对于厚度为 L 的大平板，当一侧绝热，另一侧被流体加热或冷却时，计算方法与结果完全与上述相同。其次，上述图也可用于确定大平板、长圆柱及球体在表面温度突然变化的条件下固体内温度等特性。对这样的条件，就等同于对流传热系数 $\alpha\to\infty$ 的条件，只需用给定的表面温度 T_w 代替流体温度 T_f，并取 $Bi^{-1}=0$ 即可。

[例 2-17]　初温 20 ℃、直径 4 cm 的香肠在 90 ℃的热水中加热，试求中心温度随加热时间上升的情况。已知香肠的热导率 $\lambda=0.84$ W/（m·K），比热容 $c_p=2.52$ kJ/（kg·K），密度 $\rho=1\ 200$ kg/m^3，热水对香肠的对流传热系数 $\alpha=600$ W/（m^2·K）。

解：本题属于长圆柱固体被热流体加热的情况。

$$Bi^{-1}=\frac{\lambda}{(\alpha L_c)}=\frac{0.84}{(600\times0.02)}=0.07$$

$$a=\frac{\lambda}{(\rho c_p)}=\frac{0.84}{(1\ 200\times 2\ 520)}=2.78\times 10^{-7}\ (\mathrm{m^2/s})$$

$$F_o=\frac{at}{L_c^2}=\frac{2.78\times 10^{-7}\times 60t}{0.02^2}=6.95\times 10^{-4}t$$

由 $\theta_o=\dfrac{(T_o-T_f)}{(T_1-T_f)}=\dfrac{(T_o-90)}{(20-90)}$　得

$$T_o=90-70\theta_0$$

当 $t=5$ min 时，$F_0=6.95\times 10^{-4}\times 5\times 60=0.209$，查图 2-24，得 $\theta_o=0.52$

故 $T_o=90-70\theta_o=90-70\times 0.52=53.6$（℃）

其他计算结果列于本题附表中。

例 2-17 附表　香肠中心温度随加热时间上升的情况

加热时间 t/min	F_o	查图 2-24 得 θ_o	中心温度 T_o/℃
0	0.000	1.000	20
5	0.209	0.520	53.6
10	0.417	0.160	78.8
15	0.626	0.052	86.4
20	0.834	0.025	88.3
25	1.04	0.01	89.3
30	1.25	0.003	89.8
35	1.46	0.001	90.0

6.4.2　多维不稳定导热

工程实际中，经常遇到多维不稳定导热问题。对于简单几何形状的物体的导热，如短圆柱体，长方体等，可用下述的叠加原理进行处理。叠加原理指出：物体中多维温度场的解等于相互垂直相交的一维温度场的解的乘积。

对于短圆柱体，其中的二维温度场的解等于垂直相交的长圆柱和大平板中温度场的解的乘积。其坐标原点取在短圆柱体的几何中心点，参见图 2-27。

设其中任意点的温度为 T，则有

$$\frac{(T-T_f)}{(T_1-T_f)}=\left[\frac{(T-T_f)}{(T_1-T_f)}\right]_{r_o}\left[\frac{(T-T_f)}{(T_1-T_f)}\right]_{L} \tag{2-90}$$

或　　$\theta = (\theta)_{r_o}(\theta)_L$　　(2-90a)

式中 $(\theta)_{r_o}$，$(\theta)_L$ 分别为半径等于 r_o 的长圆柱体和厚度等于 $2L$ 的大平板在同样冷却或加热条件下相应点的过余温度准数，它们可按前述一维导热的方法求出。

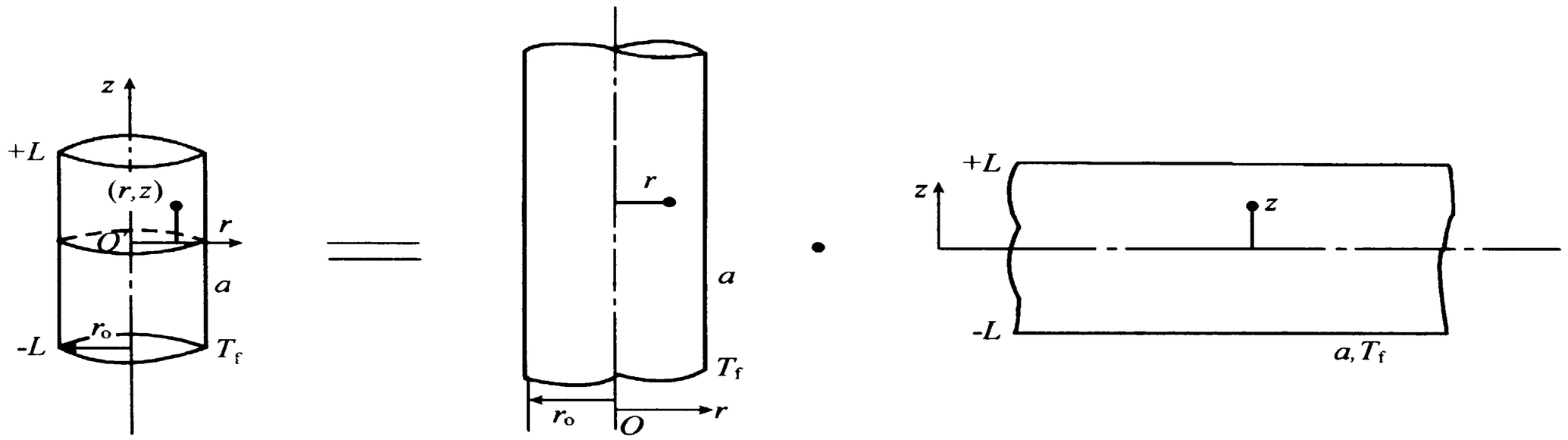


图 2-27　短圆柱体中二维不稳定导热过程乘积解的示意图

对于长方体，坐标原点取在长方体的几何中心点，可视为厚度各为 $2L_1$，$2L_2$ 和 $2L_3$ 的三块大平板彼此垂直相交而成，故其中任意点的过余温度准数为

$$\theta = (\theta)_{L_1}(\theta)_{L_2}(\theta)_{L_3} \tag{2-91}$$

式中 $(\theta)_{L_1}$、$(\theta)_{L_2}$、$(\theta)_{L_3}$ 分别为厚度各等于 $2L_1$，$2L_2$ 和 $2L_3$ 的大平板在同样冷却或加热条件下相应点的过余温度准数。

[例 2-18]　初温 30 ℃ 的豌豆浆罐头在 116 ℃ 的蒸汽中加热。罐头为半径 3.4 cm、高 10.2 cm 的圆罐，罐头的外表面完全暴露于蒸汽中。试求加热 45 min 后罐头中心的温度。已知豌豆浆的热导率 $\lambda = 0.83$ W/（m·K），比热容 $c_p = 3.80$ kJ/（kg·K），密度 $\rho = 1\,090$ kg/m^3，蒸汽对罐头的对流传热系数 $\alpha = 4\,542$ W/（m^2·K）。

解：本题属于短圆柱的不稳定导热问题，可用式（2-90a）计算。因求的是中心温度，故有

$$\theta_o = (\theta_o)_{r_o}(\theta_o)_L$$

（1）求长圆柱的 $(\theta_o)_{r_o}$

$$Bi^{-1}=\frac{\lambda}{(\alpha L_c)}=\frac{0.83}{(4\ 542\times 0.034)}=0.005\ 4\approx 0$$

$$a=\frac{\lambda}{(\rho c_p)}=\frac{0.83}{(1\ 090\times 3\ 800)}=2.004\times 10^{-7}\ \ (\mathrm{m^2/s})$$

$$F_o=\frac{at}{L_c^2}=\frac{2.004\times 10^{-7}\times 60\times 45}{0.034^2}=0.468$$

由 Bi^{-1}及 F_o 值查图 2-24 得 $(\theta_o)_{r_o}=0.13$

(2) 求大平板的 $(\theta_o)_L$

$$Bi^{-1}=\frac{\lambda}{(\alpha L_c)}=\frac{0.83}{(4\ 542\times 0.051)}=0.003\ 6\approx 0$$

$$a=\frac{\lambda}{(\rho c_p)}=\frac{0.83}{(1\ 090\times 3\ 800)}=2.004\times 10^{-7}\ \ (\mathrm{m^2/s})$$

$$F_o=\frac{at}{L_c^2}=\frac{2.004\times 10^{-7}\times 60\times 45}{0.051^2}=0.208$$

由 Bi^{-1}及 F_0 值查图 2-22 得 $(\theta_0)_L=0.80$

故　　$\theta_o=(\theta_o)_{r_o}(\theta_o)_L=0.13\times 0.80=0.104$

即　　$$\frac{(T_o-116)}{(30-116)}=0.104$$

$$T_o=107\ ℃$$

7　换热器

换热器是化工、石油、动力、食品及其他许多工业的通用设备，在生产中占有很重要的地位。按用途可分为加热器、冷却器、冷凝器、蒸发器和再沸器等。由于生产的规模、物料的性质、传热的要求等各不相同，故换热器的类型很多，特点不一，可根据生产工艺要求进行选择。

依据传热原理和实现热交换的方法，换热器可分为间壁式、混合式及蓄热式3类，其中以间壁式换热器应用最为普遍。以下讨论仅限于此类换热器。在这类换热器中又以列管式换热器应用最广，本节将重点介绍。对于其他类型的间壁式

换热器，只介绍它们的性能和特点，以便根据工艺要求选用合适的类型。

7.1　间壁式换热器的类型

按照换热面的型式，间壁式换热器主要有管式、板式和翅片式 3 种类型。

7.1.1　管式换热器

（1）沉浸式换热器　这种换热器是将金属管弯绕成各种与容器相适应的形状（多盘成蛇形，常称蛇管），并沉浸在容器内的液体中，如图 2-28 所示。

蛇管内、外的两种流体进行热量交换。几种常见的蛇管型式如图 2-29 所示。

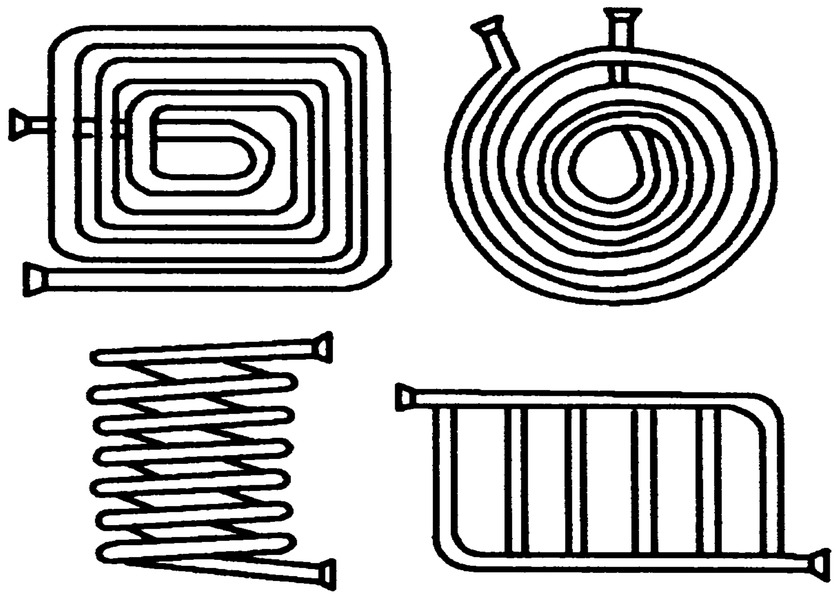


图 2-28　沉浸式换热器

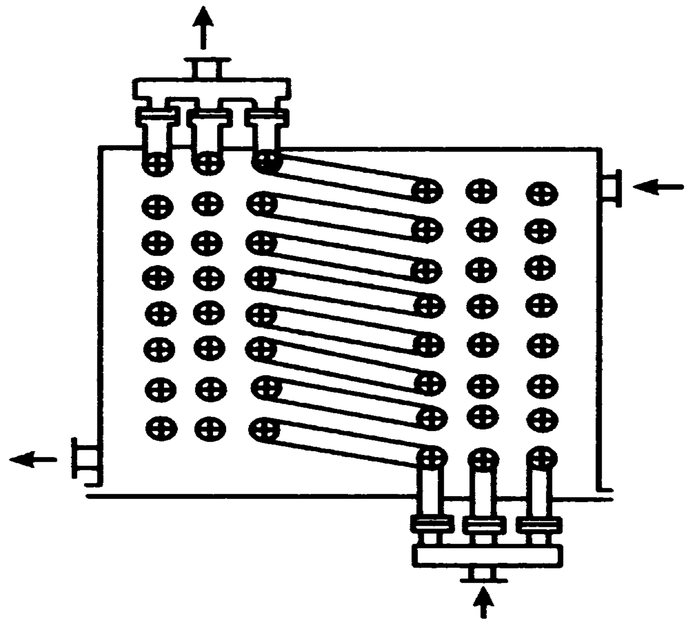
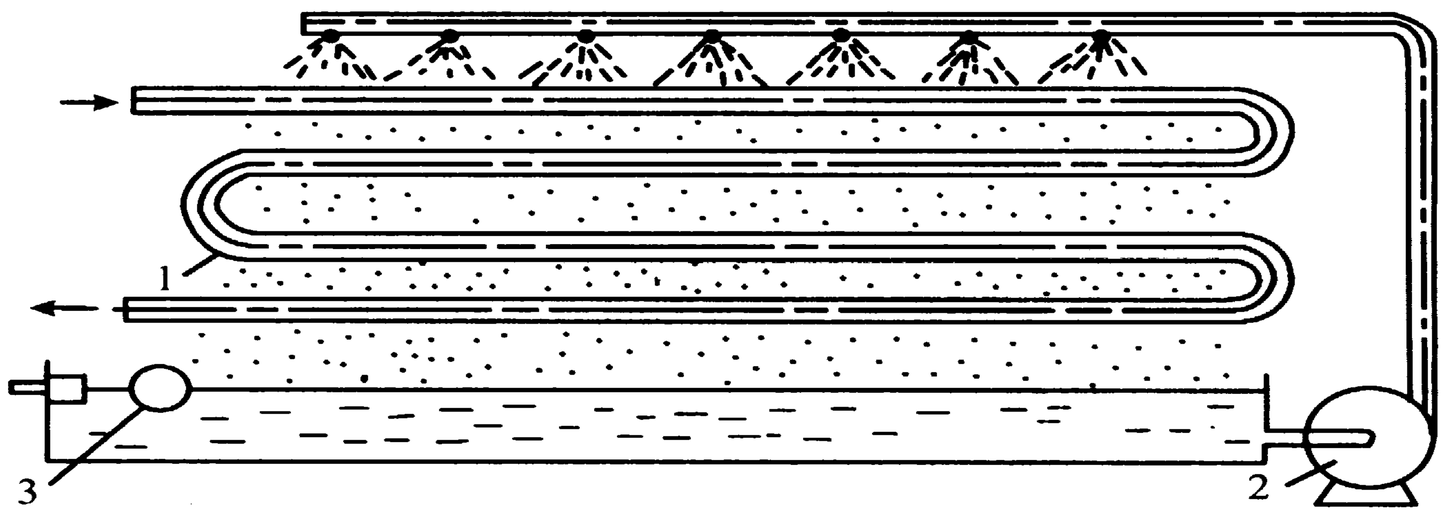


图 2-29　蛇管的形状

沉浸式换热器的优点是结构简单，价格低廉，便于防腐蚀，能承受高压。其缺点是容器内液体湍流程度低，管外对流传热系数小。为提高总传热系数，可在容器内安装搅拌器。

（2）喷淋式换热器　喷淋式换热器也为蛇管式换热器，如图 2-30 所示，多用作冷却器。这种换热器是将蛇管成行地固定在直立钢架上，热流体在管内流动，自下部的管进入，由上部的管流出。冷水由最上面的淋水管流下，分布在蛇管上，并沿其两侧逐排流经下面的管子表面，最后流入水槽而排走。冷水在各排管表面流过时，与管内热流体进行热交换。这种换热器的管外形成一层湍流程度较高的液膜，因而管外的对流传热系数较沉浸式的要大。喷淋式换热器常放置于室外空气流通处，冷却水在空气中汽化时亦带走一部分热量，提高了冷却效果。

它和沉浸式换热器相比，具有便于检修和清洗、传热效果好等优点。其缺点是喷淋不易均匀。



1．弯管　2．循环泵　3．控制阀

图 2-30　喷淋式换热器

（3）套管式换热器　套管式换热器是由直径大小不同的直管制成的同心套管，并由 U 形弯头连接而成，如图 2-31 所示。每一直管段套管称为一程。每一程有效长度 4～6 m。冷、热流体分别流经内管和环隙进行热交换。

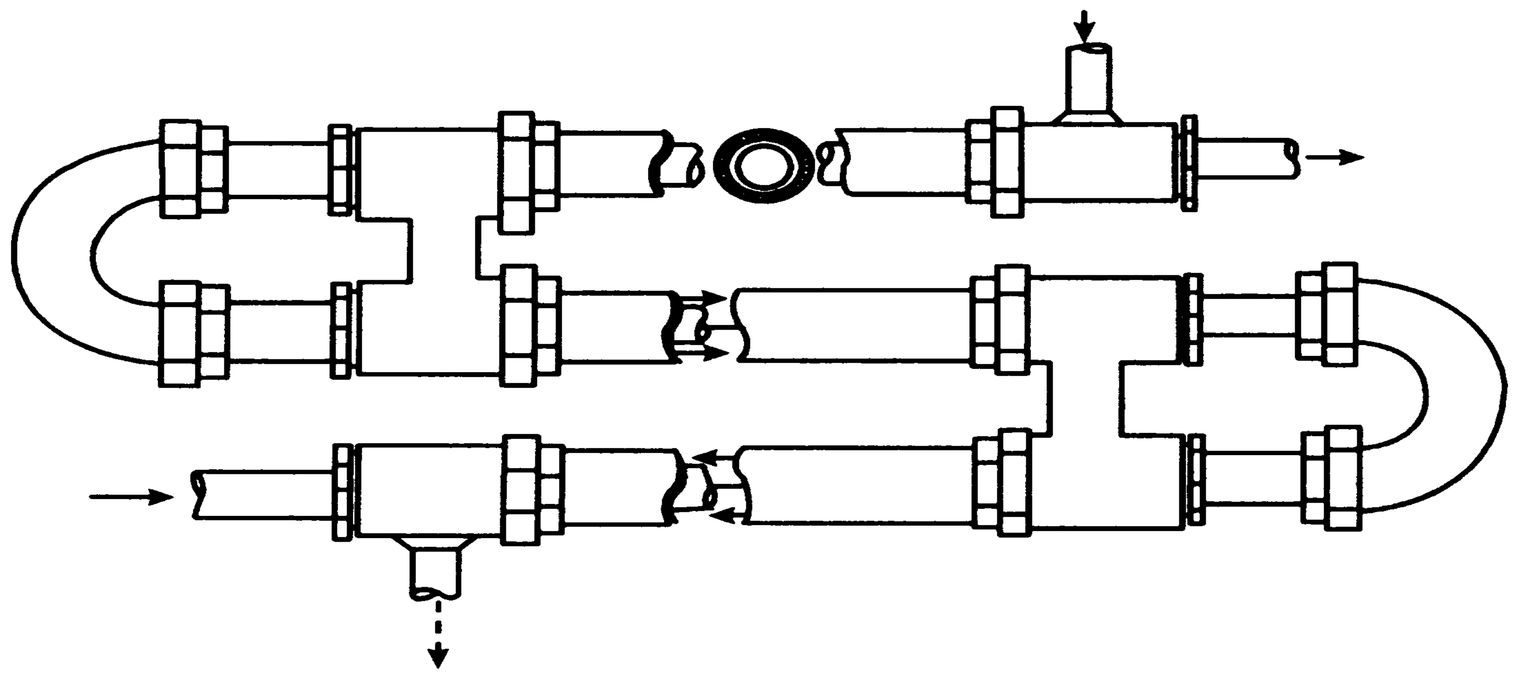


图 2-31　套管式换热器

套管式换热器的优点是：构造简单；能耐高压；传热面积可根据需要而增减；适当地选择内、外管的管径，可使两流体皆获得较高的流速；两流体可作严格的逆流，有利于传热。其缺点是：管间接头较多，易发生泄漏；单位传热面积

消耗的金属量大。因此它较适用于传热面积不大而压强较高的场合。

（4）列管式换热器　列管式（又称管壳式）换热器是目前工业上应用最广泛的换热设备。它主要由壳体、管束、管板和封头等部件组成。图 2-32 所示为单管程列管式换热器。一种流体由左侧封头 5 的接管 4 进入换热器内，经封头与管板 6 间（分配室）分配至各管内，流经管束 2 后，由另一端的接管 4 流出。另一种流体由壳体右侧的接管 3 进入，壳体内装有数块挡板 7，使流体在壳与管束间沿挡板作折流流动，最后从另一端的壳体接管 3 流出，通常，把流体流经管束称为流经管程，将该流体称为管程（或管方）流体；把流体流经管间环隙称为流经壳程，将该流体称为壳程（或壳方）流体。由于管程流体在管束内只流过一次，故称为单管程列管式换热器。

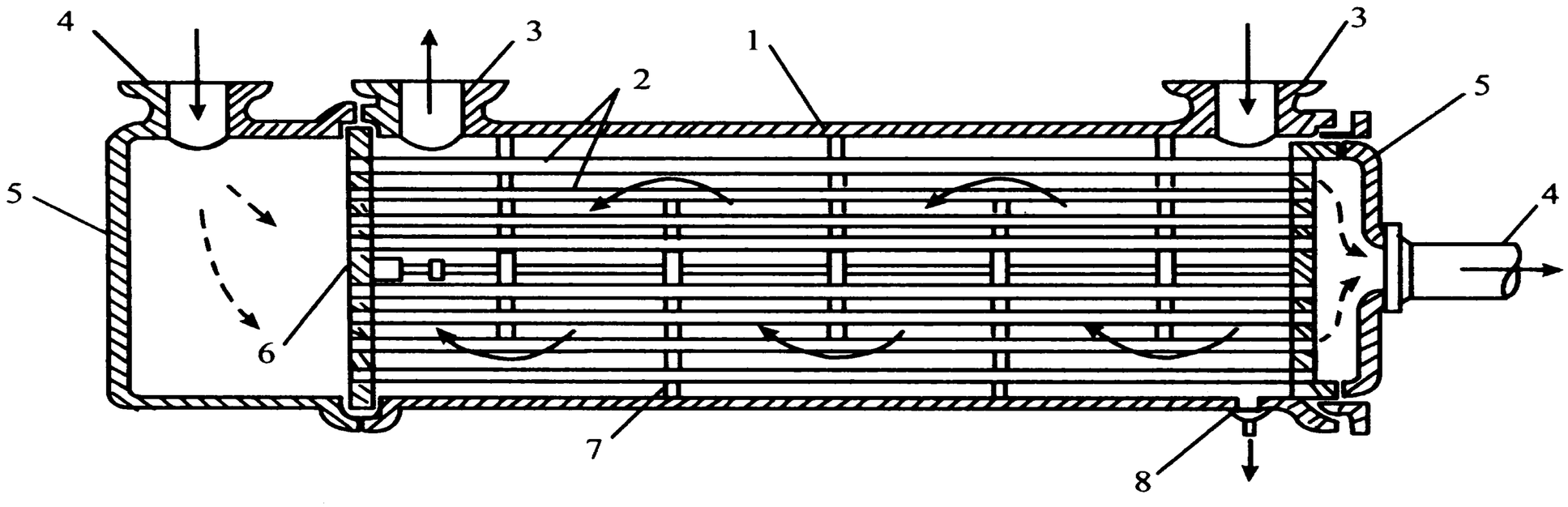
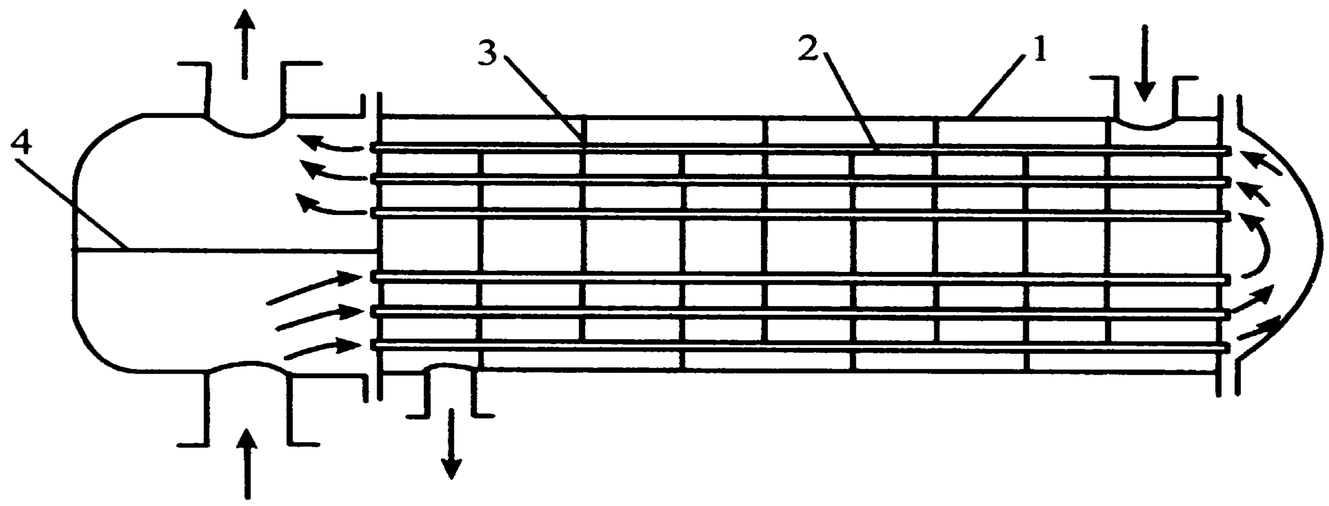


图 2-32　单程列管式换热器

若在换热器封头内设置隔板，将管束的全部管子平均分成若干组，流体每次只通过一组管子，然后折回进入另一组管子，如此往复多次，最后从封头接管流出换热器。这种换热器称为多程列管式换热器。图 2-33 所示为双管程列管式换热器。与前述几种换热器相比，主要优点是单位体积所具有的传热面积较大，结构紧凑、紧固，能用多种材料制造，适用性较强，操作弹性较大。因此在高温、高压和大型装置中多采用列管式换热器。

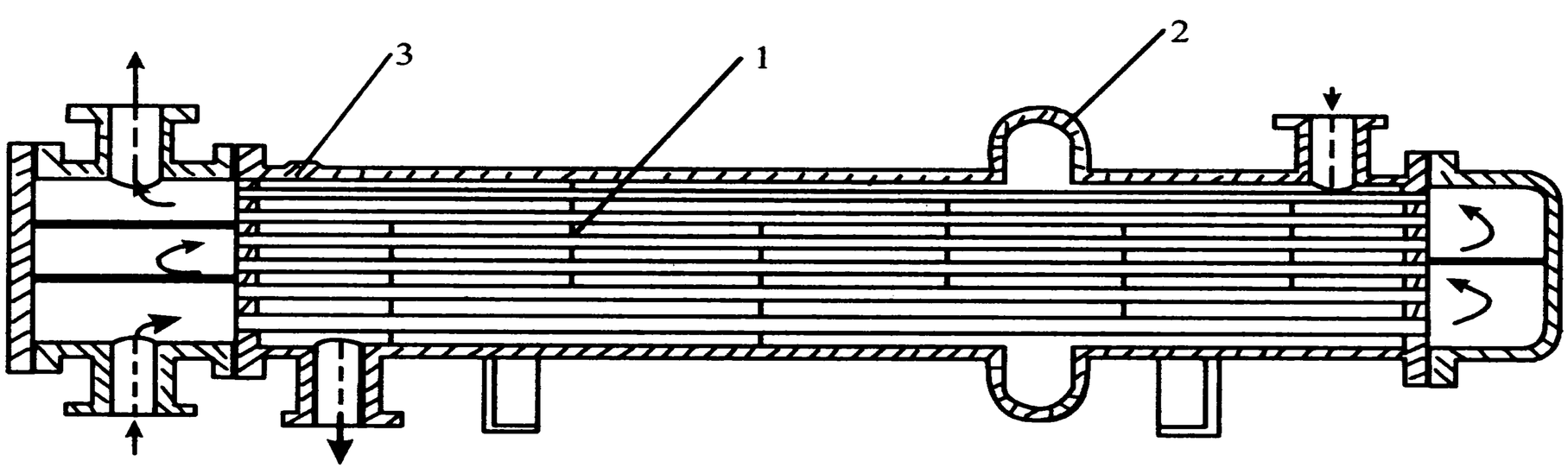
在列管换热器中，由于管内外流体温度不同，管束和壳体的温度也不同，因此它们的热膨胀程度也有差别。若两流体的温差较大（50 ℃以上）时，就可能由于热应力而引起设备的变形，管子弯曲，甚至破裂或从管板上脱落。因此必须考虑这种热膨胀的影响。根据热补偿方法的不同，列管式换热器有以下几种主要形式：



1．壳体　2．管束　3．挡板　4．隔板

图 2-33　双程列管式换热器

①固定管板式：固定管板式换热器的两端管板和壳体制成一体（图 2-32），因此它具有结构简单和造价低廉的优点。但是由于壳程不易检修和清洗，因此壳程流体应是较清洁和不易结垢的物料。当两流体的温度差较大时，应考虑热补偿。图 2-34 为具有补偿圈（或称膨胀节）的固定管板式换热器，即在外壳的适当部位焊上一个补偿圈，当外壳和管束热膨胀不同时，补偿圈发生弹性变形（拉伸或压缩），以适应外壳和管束不同的热膨胀程度。这种补偿方法简单，但不宜用于两流体的温度差过大（不大于 70 ℃）和壳程流体压强过高（一般不高于 600 kPa）的场合。

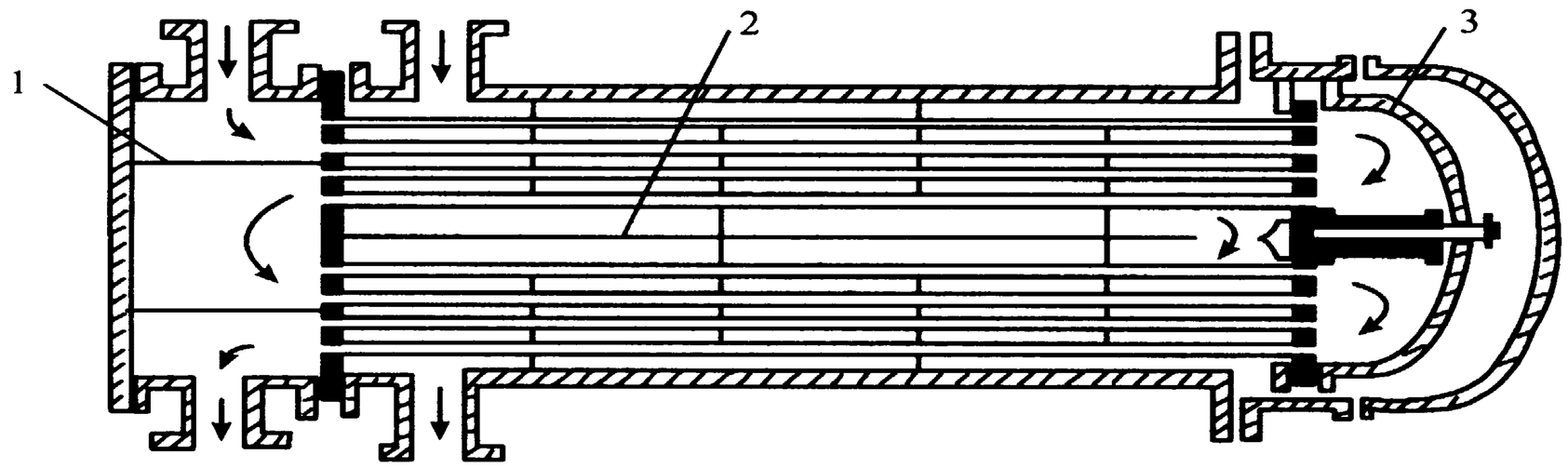


1．挡板　2．补偿圈　3．放气孔

图 2-34　具有补偿圈的固定管板式换热器

②浮头式换热器：浮头式换热器如图 2-35 所示，其特点是有一端管板不与外壳连为一体，可以沿轴向自由移动。这种结构不但完全消除了热应力的影响，

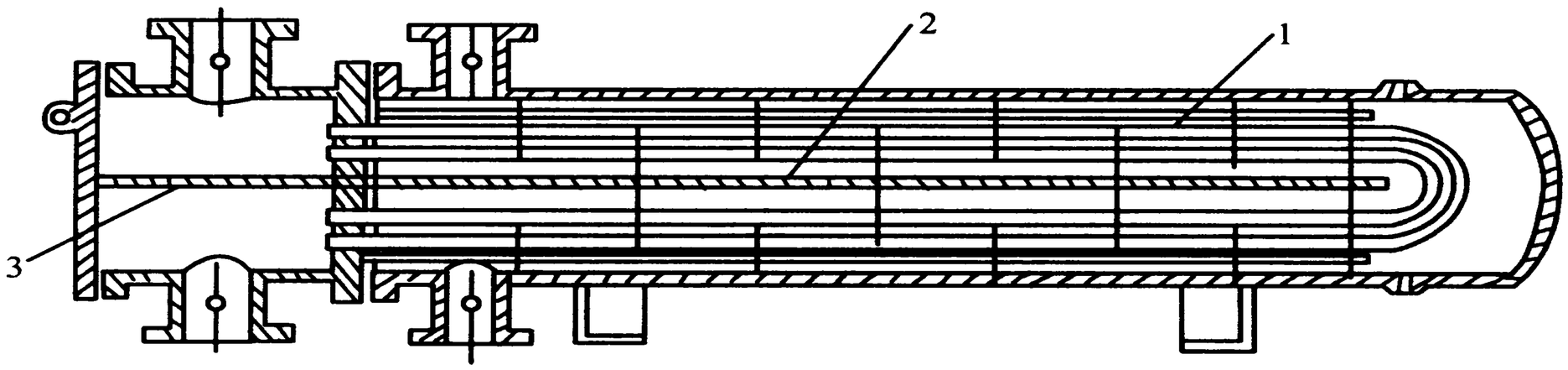
且由于固定端的管板以法兰与壳体连接，整个管束可以从壳体中抽出，因此便于清洗和检修。故浮头式换热器应用较为普遍，但它的结构比较复杂，造价较高。



1．管程隔板　2．壳程隔板　3．浮头

图 2-35　浮头式换热器

③U 型管式换热器：U 型管式换热器如图 2-36 所示，管子弯成 U 型，进出口都安装在同一管板上，封头用隔板分成两室。这样，每根管子可以自由伸缩，而与其他管子和壳体无关。这种换热器的结构比浮头式的简单，质量轻，适用于高温和高压的场合。其主要缺点是管程不易清洗，只适用于清洁而不易结垢的流体。



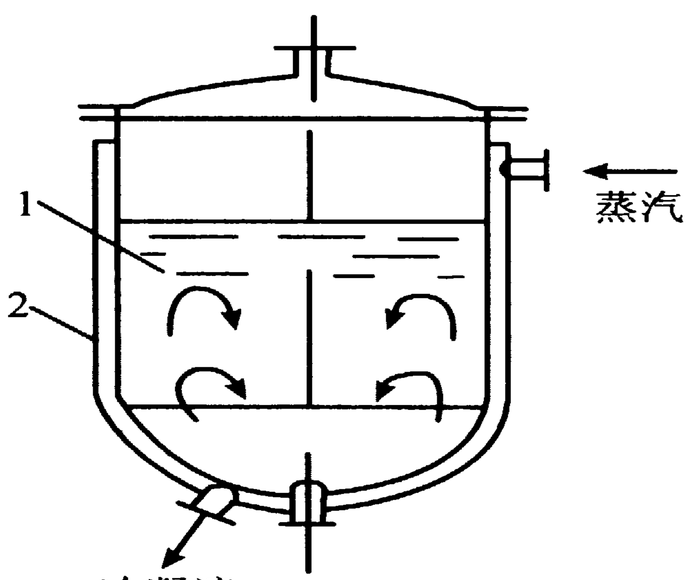
1．U 形管　2．壳程隔板　3．管程隔板

图 2-36　U 形管换热器

以上几种列管式换热器都有系列标准，可供选用。规格型号中通常标明型式、壳体直径、传热面积、能承受的压强和管程数等。例如 FB500-65-25-2 换热器，FB 表示浮头式 B 型，换热管为 Φ25 mm×2.5 mm，正方形排列，壳体公称直径 500 mm，公称传热面积 65 m^2，公称压强 2.5 MPa，管程数为 2。

7.1.2　板式换热器

（1）夹套式换热器　夹套式换热器是最简单的板式换热器，如图 2-37 所示。它是在容器的外壁安装夹套制成，夹套与器壁之间形成的空间为加热介质或冷却介质的通路。这种换热器主要用于反应过程的加热或冷却。在用蒸汽加热时，蒸汽由上部接管进入夹套，冷凝水由下部接管流出。作为冷却器时，冷却介质（如冷却水）由夹套下部接管进入，由上部接管流出。



1．容器　2．夹套

图 2-37　夹套式换热器

夹套式换热器结构简单，但其加热面受容器壁面的限制，且传热系数也不高。为提高总传热系数，可在容器内安装搅拌器，为补充传热面的不足，也可在容器内安装蛇管。

（2）螺旋板式换热器　如图 2-38 所示，螺旋板式换热器是由两块间隔一定的平行薄金属板卷制而成，在其内部形成两个通道。换热器中央设有隔板，将两螺旋形通道隔开，两块板之间焊有定距柱以维持通道间距。在螺旋板两侧焊有盖板，冷、热流体分别通过两条通道在换热器内逆流流动，通过薄板进行换热。

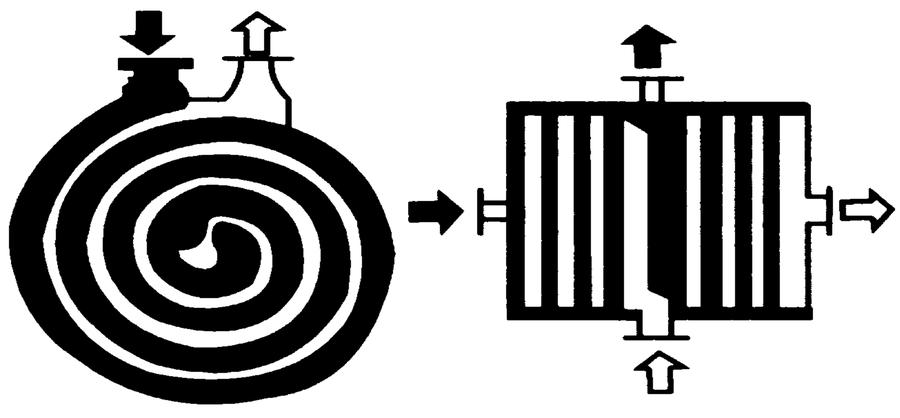


图 2-38　螺旋板式换热器

螺旋板式换热器的优点：

①总传热系数高：螺旋流道中的流体由于惯性离心力的作用和定距柱的干扰，在较低的雷诺数（一般 $Re=1\ 400\sim1\ 800$ 或更低些）下即可达到湍流，并且允许选用较高流速（对液体为 2 m/s，气体为 20 m/s），故总传热系数较高。例如水对水的换热，其总传热系数可达 2 000～3 000 W/（$m^2\cdot K$），而列管式换热器一般为 1 000～2 000 W/（$m^2\cdot K$）。

②不易结垢和堵塞：由于流体的流速较高，又有惯性离心力的作用，流体中的颗粒被抛向螺旋形通道的外缘而受到流体本身的冲刷，故螺旋板式换热器不易结垢和堵塞，适于处理悬浮液及粘度较大的介质。

③能利用温度较低的热源：由于流体流动的流道长和两流体可进行完全逆流，故可在较小的温度差下操作，能充分利用温度较低的能源。

④结构紧凑：单位体积的传热面积是列管式的 3 倍，可节约金属材料。

螺旋板式换热器的主要缺点：

①操作压强和温度不宜太高。目前最高操作压强不超过 2 MPa，温度不超过 300～400 ℃。

②不易检修：因整个换热器被焊成一体，一旦损坏，修理很困难。

(3) 平板式换热器　平板式换热器简称板式换热器，是由一组长方形的薄金属板平行排列、夹紧组装于支架上而构成。两相邻板片的边缘有垫片，压紧后板间形成密封的流体通道，且可用垫片的厚度调节通道的大小。每块板的 4 个角上各开一个圆孔，其中有一对圆孔和一组板间流道相通，另外一对圆孔则通过在孔的周围放置垫片而阻止流体进入该组板间的通道。这两对圆孔的位置在相邻板上是错开的，以分别形成两流体的通道。冷、热流体交错地在板片两侧流过，通过板片进行换热。板片厚度为 0.5～3 mm，通常压制成凹凸的波纹状，图 2-39 所示为“人”字形波纹板。这种波纹板既增加了板的刚度以防止板片受压时变形，同时又使流体分布均匀，增强了流体湍动程度和加大了传热面积，有利于传热。图 2-40 表示板式换热器中冷、热流体的流向。

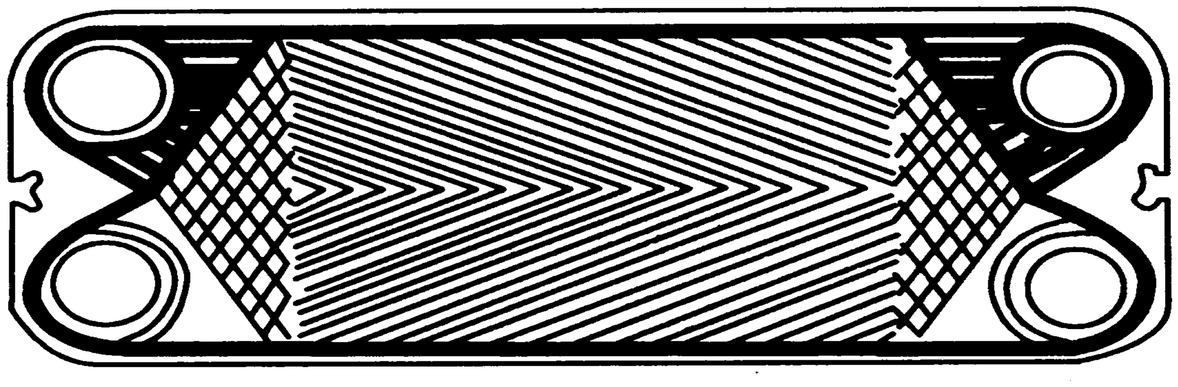


图 2-39　板式换热器板片
(人字形波纹板片结构)

平板式换热器的优点：

①总传热系数高：由于平板式换热器中板面有波纹或沟槽，可在低雷诺数 (Re = 200 左右) 下即可达到湍流。而且板片厚度又小，故总传热系数大。例如水对水的总传热系数可达 1 500～4 700 W/ (m^2·K)。

②结构紧凑：一般板间距为 4～6 mm，单位体积设备可提供的传热面为 250～1 000 m^2/m^3 (列管式换热器只有 40～150 m^2/m^3)。平板式换热器的金属消耗量可减少 1/2 以上。

③具有可拆结构：可根据需要，用调节板片数目的方法增减传热面积。操作

灵活性大，检修、清洗也都比较方便。

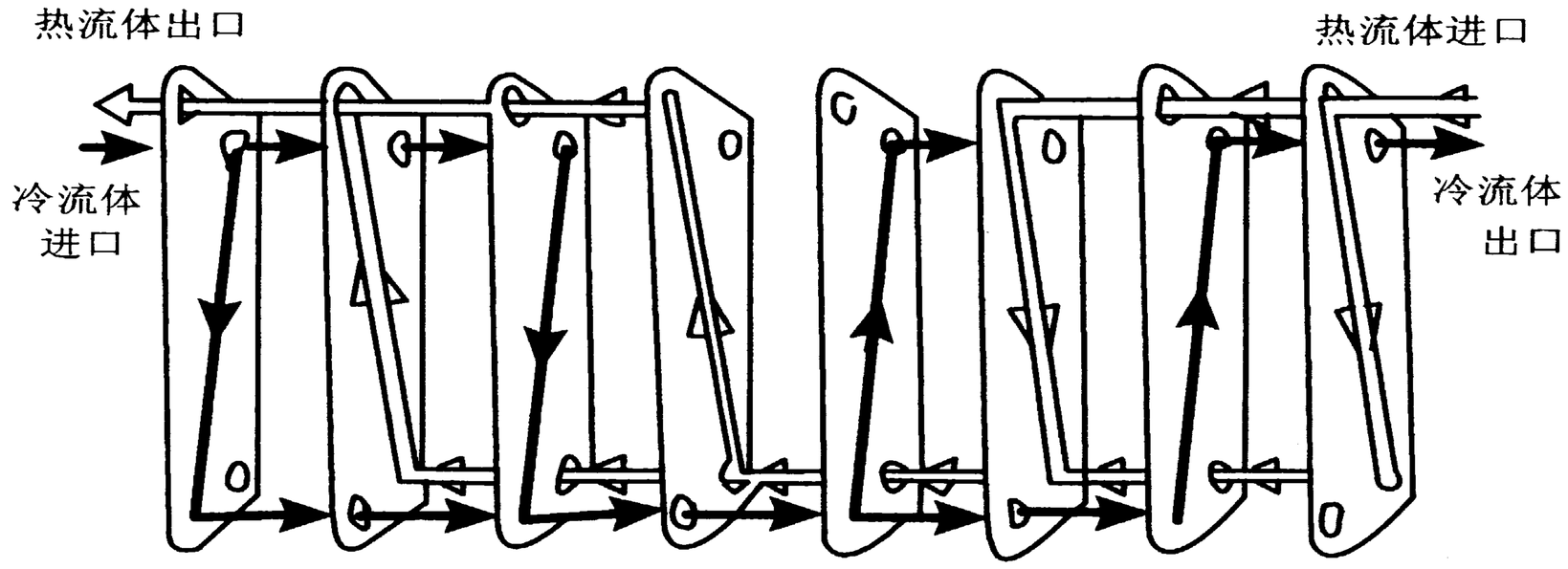


图 2-40　板式换热器流向示意图

平板式换热器的缺点：

①操作压强和温度较低：通常操作压强低于 1.5 MPa，最高不超过 2.0 MPa，压强过高容易泄漏。操作温度受垫片材料的耐热性限制，一般不超过 250 ℃。

②处理量小：由于两板的间距仅几毫米，流通面积较小，流速又不大，故处理量较小。

螺旋板式换热器和平板式换热器都具有结构紧凑、金属材料消耗低和总传热系数大的特点，都属于新型的高效紧凑式换热器。这类换热器一般都不能耐高温高压，但对于压强较低、温度不高或腐蚀性强而须用贵重材料的场合，则显示出巨大的优越性。目前已广泛应用于食品、轻工和化学等工业。

7.1.3　翅片式换热器

在传热面上加装翅片的措施不仅增大了传热面积，而且增强了流体的扰动程度，从而使传热过程强化。

翅片式换热器有翅片管换热器和板翅换热器两种。

（1）翅片管换热器　翅片管换热器是在管的表面上加装翅片制成，常用的翅片有横向和纵向两类。图 2-41 所示是工业上广泛应用的几种翅片形式。

翅片与管表面的连接应紧密无间，否则连接处的接触热阻很大，影响传热效果。常用的连接方法有热套、镶钳、张力缠绕和焊接等方法。此外，翅片管也可采用整体轧制、整体铸造或机械加工等方法制造。

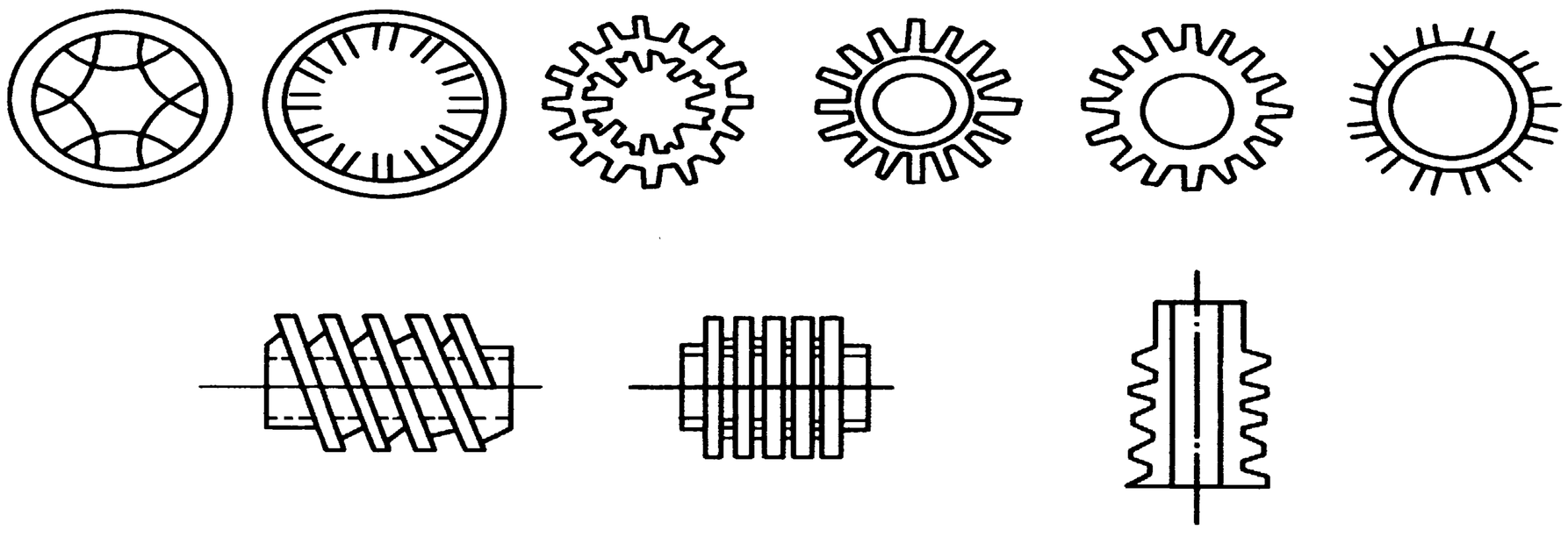


图 2-41　常见的几种翅片形式

当两种流体的对流传热系数相差较大时，在对流传热系数较小的一侧加装翅片可以强化传热。一般而言，当两侧流体的对流传热系数之比超过 3:1 时，宜采用翅片管换热器。

（2）板翅式换热器　板翅式换热器是一种更为高效、紧凑、轻巧的换热器。过去由于制造成本较高，仅用于宇航、电子、原子能等少数部门。现在已逐渐应用于食品加工及其他工业部门，取得良好效果。

板翅式换热器的结构形式较多，但是基本结构元件相同，即在两块平行的薄金属板之间，加入波纹状或其他形状的金属翅片，将两侧面封死，即成为一个换热基本元件。将各基本元件进行不同的叠积和适当的排列，并用钎焊固定，即可制成并流、逆流或错流的板束（或称芯部），其结构如图 2-42 所示。然后再将带有流体进出口的接管的集流箱焊在板束上，即成为板翅式换热器。目前常用的翅片型式有光直型翅片、锯齿型翅片和多孔型翅片 3 种，如图 2-43 所示。

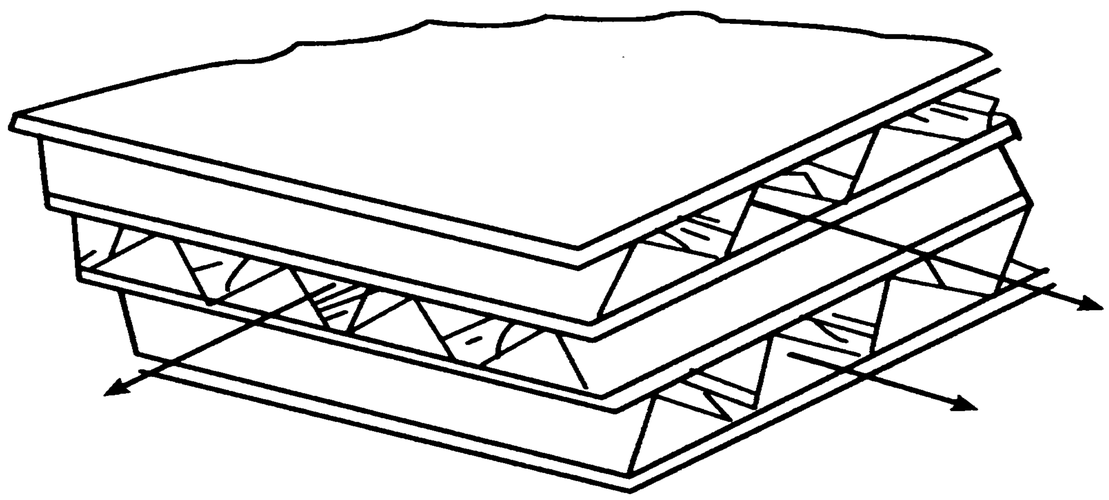
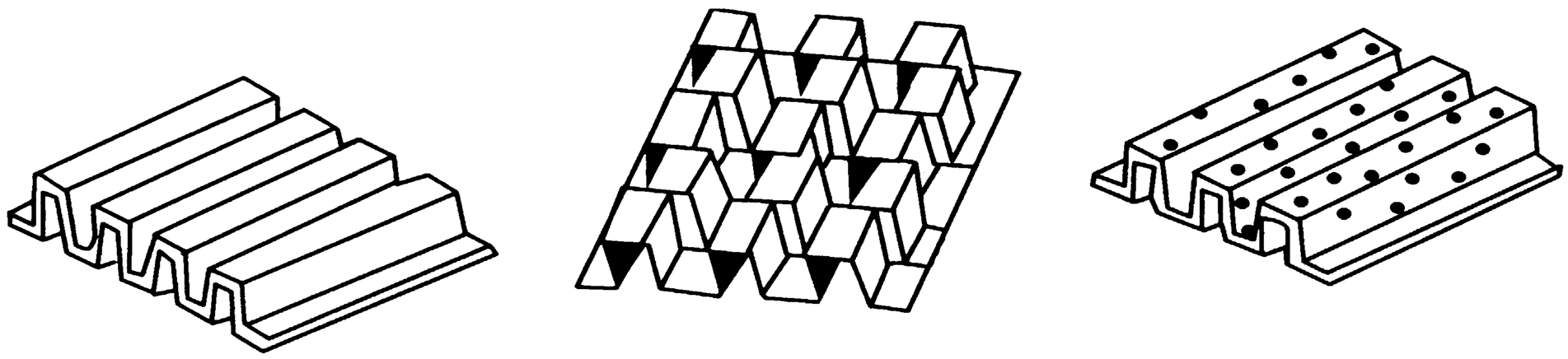


图 2-42　翅片式换热器的板束



(a) 光直翅片　　(b) 锯齿翅片　　(c) 多孔翅片

图 2-43　板翅式换热器的翅片形式

板翅式换热器的主要优点：

①总传热系数高：由于翅片在不同程度上促进了湍流，故总传热系数高。

②结构紧凑：单位体积设备提供的传热面积一般可达 2 500 m^2/m^3，最高可达 4 300 m^2/m^3。

③轻巧牢固：因结构紧凑，且一般用铝合金制造，故质量轻。在相同的传热面积下，其质量约为列管式换热器的 1/10。波形翅片不仅是传热面的支撑，而且是两板间的支撑，故其强度很高。

④适应性强、操作范围广：由于铝合金的导热系高，且在零度以下操作时，其延性和抗拉强度都较高，故操作范围广，可在绝对零度至 200 ℃范围内使用，适用于低温和超低温的场合。既可用于无相变情况下的热交换，又可用于蒸发和冷凝。操作方式可以是逆流、并流、错流或错逆流同时并进等。此外还可用于多种不同介质在同一设备内进行换热。

板翅式换热器的缺点：

①易堵塞、清洗检修困难：由于设备流道很小，故易堵塞，而且增大压强降；因流道形状复杂，换热器一旦结垢，清洗和检修很困难。因此所处理的物料应较洁净。

②易腐蚀：由于隔板和翅片都由薄铝片制成，较易发生腐蚀，故要求介质对铝不发生腐蚀。

7.1.4　热管换热器

热管换热器是 20 世纪 60 年代中期发展起来的一种新型传热元件。它是在一根抽除不凝性气体的密闭金属管内充以一定量的某种工作液体而成，如图 2-44 所示。工作液体在热端吸收热量而沸腾汽化，产生的蒸汽流至冷端冷凝放出潜

热，冷凝液回流至热端，再次沸腾汽化。如此反复循环，热量就不断从热端传至冷端。冷凝液的回流可以通过不同的方法（如毛细管作用、重力、离心力）来实现。目前应用最广泛的方法是将具有毛细结构的吸液芯装在管的内壁上，利用毛细管的作用使冷凝液由冷端回流至热端。采用不同的工作液体（如氨、水、汞等），热管换热器可以在很宽的温度范围内使用。

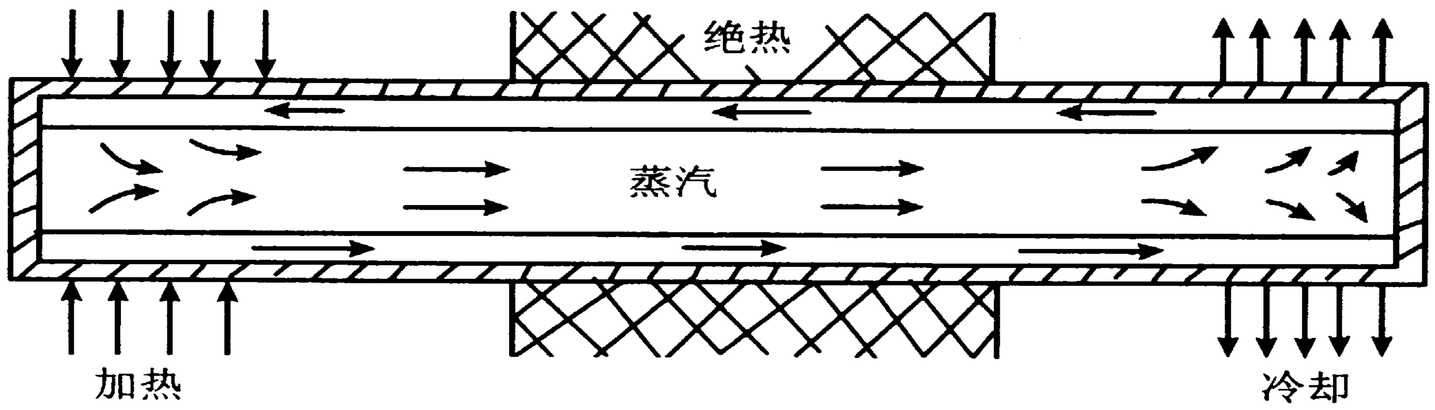


图 2-44　热管

热管换热器的传热特点是在其中的热量传递通过沸腾汽化、蒸汽流动和蒸汽冷凝 3 步进行。由于沸腾和冷凝的对流传热强度都很大，两端管表面比管截面大得多，而蒸汽流动阻力损失又较小，因此热管两端温度差可以很小，即能在很小的温度差下传递很大的热流量。与热管截面相同的金属壁面的导热能力相比较，热管的导热能力是最良好的金属导热体的 $10^2 \sim 10^3$ 倍。因此它特别适用于低温度差传热以及某些等温性要求较高的场合。

热管换热器的这种传热特性为容器（或室）内外的传热强化提供了极有利的手段。例如容器两侧均为气体的情况，通过在容器壁安装热管，增加热管冷热两端的长度，并在管外壁安装翅片，就可以大大加速容器内外的传热。

此外，热管还具有结构简单，使用寿命长，工作可靠，应用范围广等优点。

7.2　列管式换热器的设计和选用

7.1.1　列管式换热器的设计和选用时应考虑的问题

（1）流体流径的选择　流体流径的选择有以下几个原则可供参考。

①不清洁和易结垢的流体宜走管程，因为管内清洗较为方便。

②腐蚀性流体宜走管程，以免管束和壳体同时受到腐蚀，而且管子也便于清

洗和检修。

③压强高的流体宜走管程，以免壳体受压，可节省壳体金属消耗量。

④饱和蒸汽宜走壳程，以便于及时排除冷凝液，且蒸汽较洁净，不污染壳程。

⑤有毒的流体宜走管程，使泄漏的机会减少。

⑥被冷却的流体宜走壳程，便于散热，增强冷却效果。

⑦流量小或粘度大的宜走壳程，因流体在有折流挡板的壳程流动时，在低 Re 值（$Re>100$）下即可达到湍流。但这不是绝对的，若流动阻力损失允许，让这种流体走管内并采用多管程结构，也可能得到更高的对流传热系数。

⑧若两流体的温度差较大，宜使对流传热系数大的流体走壳程，以减小管壁和壳壁的温度差。

在选择流体流径时，上述各点常常不能同时兼顾，应视具体情况抓住主要矛盾。例如首先应考虑流体的压强、防腐蚀和清洗等要求，然后再校核对流传热系数与压强降，以便做出合适的选择。

（2）流体流速的选择　流速的选择一方面涉及总传热系数，另一方面又涉及流体通过换热器的流动阻力。增大流体在换热器中的流速，将加大对流传热系数，减少污垢在管子表面上沉积的可能，即降低了污垢热阻，使总传热系数增大从而可减小换热器的传热面积。但是流速增加，又使流动阻力增大，动力消耗增多。故适宜的流速要通过经济权衡才能确定。

此外，在选择流速时，还需考虑结构上的要求。例如，选择高的流速，使管子的数目减少，对一定的传热面积，不得不采用较长的管子或增加程数。管子太长不易清洗，且一般管长都有一定的标准；单程变为多程使平均温度差下降。这些也是选择流速时应考虑的问题。

表 2-13 至表 2-15 列出了常用的流速范围，可供设计时参考。

表 2-13　列管换热器中常用的流速范围

流体的种类		一般液体	易结垢液体	气体
流速/（m/s）	管程	0.5～3	>1	5～30
	壳程	0.2～1.5	>0.5	3～15

表 2-14　列管换热器中不同粘度液体的常用流速

液体粘度/mPa·s	>1 500	1 500～500	500～100	100～35	35～1	<1
最大流速/（m/s）	0.6	0.75	1.1	1.5	1.8	2.4

表 2-15　列管换热器中易燃、易爆液体的安全允许流速

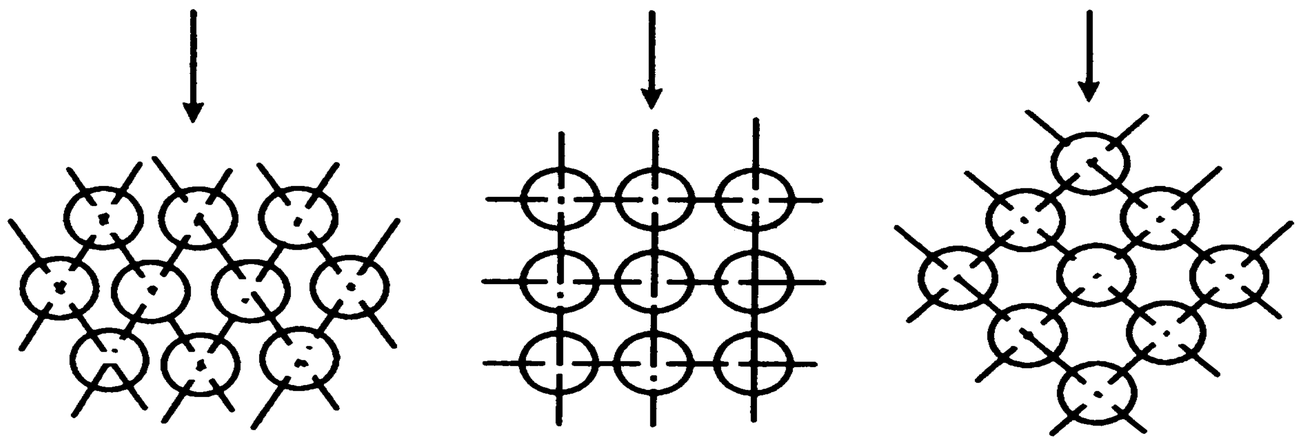
液体名称	乙醚、二硫化碳、苯	甲醇、乙醇、汽油	丙酮
安全允许流速/（m/s）	＜1	＜2～3	＜10

（3）流体终温的确定　若换热器中冷、热流体的温度都由工艺所规定，就不存在确定终温的问题。若其中一个流体仅已知进口温度，则出口温度应由设计者确定。例如用冷却水冷却某种热流体，冷水的进口温度可以根据当地的气温条件作出估计，而冷却水自换热器出口的温度，则需通过经济权衡来决定。为了节约用水，可使水的出口温度高些，这同时也可节约动力消耗费用，但提高水的出口温度，会使传热温度差下降，从而导致传热面积加大；反之，为了减小传热面积，就要增加水量。两者是相互矛盾的。一般而言，设计时冷却水两端温度差可取 5～10 ℃。缺水地区选用较大温度差，水源丰富地区选用较小温度差。

（4）管子的规格和排列方法　选择管径时，应尽可能使流速高些，但一般不应超过前面介绍的流速范围。易结垢、粘度较大的液体宜采用较大的管径。目前我国试用的列管式换热器系列标准中只采用 Φ25 mm×2.5 mm 和 Φ19 mm×2 mm 两种规格的管子。

管长的选择是以清洗方便和合理使用管材为原则。我国生产的标准钢管长度多为 6 m，系列标准中的管长有 1.5，2，3 和 6 m 4 种，此外，管长 L 和壳径 D 的比例应适当，一般 $\frac{L}{D}$ 为 4～6。

管子的排列方式有等边三角形、正方形直列和正方形错列 3 种，如图 2-45 所示。等边三角形排列比较紧凑，管外流体湍动程度高，对流传热系数大。正方形直列管子排列较松散，对流传热系数较三角形排列时低，但管外壁清洗方便，适用于壳程流体易产生污垢的场合。正方形错列时的对流传热系数比直列时高。



(a) 正三角形排列　(b) 正方形排列　(c) 正方形错列

图 2-45　管子在管板上的排列

管子在管板上排列的间距 t（相邻两根管子的中心距），和管子与管板的连接方法有关。通常，胀管法取 $t=(1.3\sim1.5)d_o$，且相邻两管外壁间距不应小于 6 mm，即 $t\geqslant(d_o+6)$。焊接法取 $t=1.25d_o$。

（5）管程与壳程数的确定　当流体的流量较小或传热面积较大而需管数较多时，可能会使管内流速较低，对流传热系数较小。为了提高管内流速，可采用多管程。但程数过多，会导致管程流动阻力加大，平均温度差下降，同时由于隔板占据了一部分面积，因而管板上可利用的面积减少。设计时应综合考虑这些问题。列管式换热器的系列标准中有 1、2、4 和 6 等 4 种。采用多管程时，一般使各程管数大致相等。

当列管式换热器的温度差修正系数小于 0.8 时，可以采用多壳程。如壳体内安装一块与管束平行的隔板，流体在壳体内流经两次，称为两壳程。但由于在壳体内安装纵向隔板比较困难，故一般不采用壳方多程的换热器，而是将几个直径较小的换热器串联使用，以代替壳方多程，如图 2-46 所示。

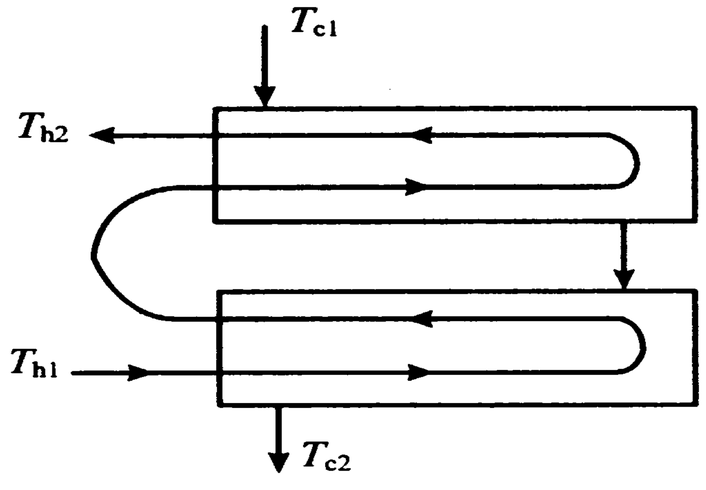
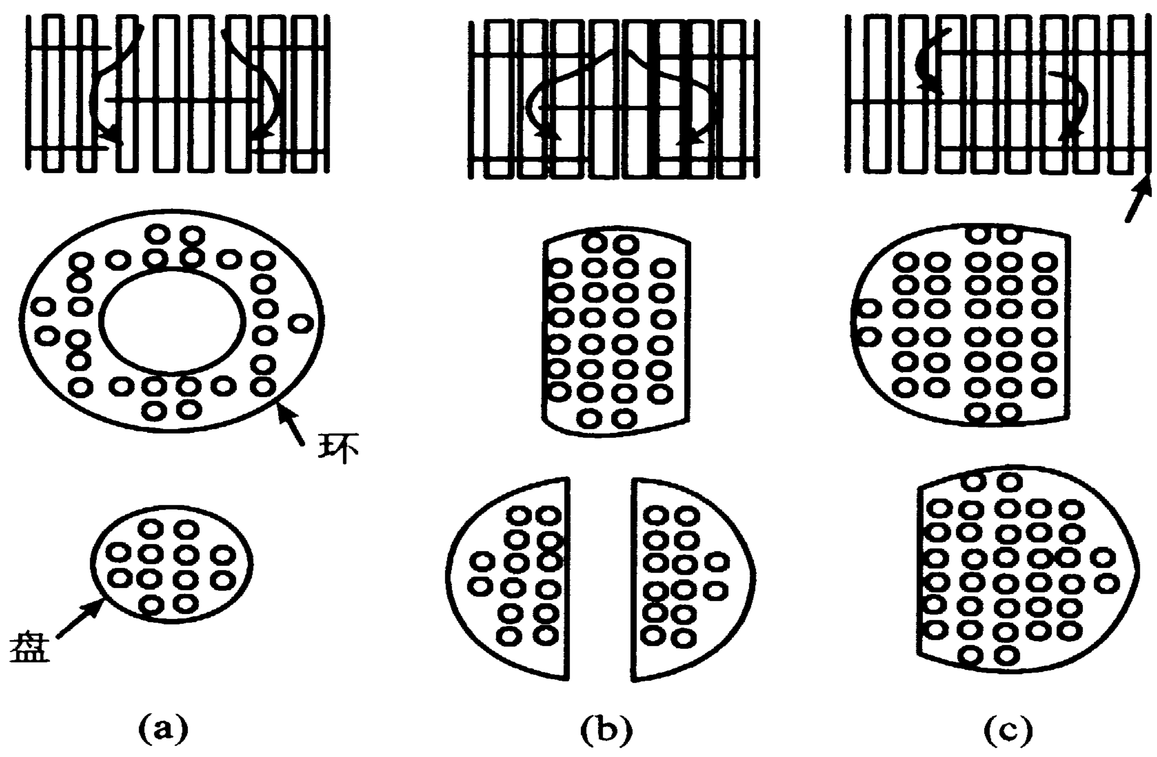


图 2-46　串联列管换热器的示意图

（6）折流挡板　安装折流挡板的目的是为了加大壳程流体的流速，使湍流程度加剧，以提高壳程对流传热系数。图 2-47 示出了各种不同的挡板形式。最常用的为圆缺形挡板。挡板的形状和间距对壳程流体的流动和传热有重要影响。圆缺形挡板的弓形缺口过大或过小都不利于传热，还往往会增加流动阻力。通常弓形缺口的高度为外壳内径的 10%～40%，最常用的是 20%和 25%两种。挡板的间距也要选择适当，间距过大，就不能保证流体垂直地流过管束，流速减小，使管外对流传热系数下降；间距过小，不便于制造和检修，流动阻力也大。一般取挡板间距为壳体内径的 0.2～1 倍。我国系列标准中采用的板间距为：固定管板式有 150，300 和 600 mm 3 种；浮头式有 150，200，300，480 和 600 5 种。

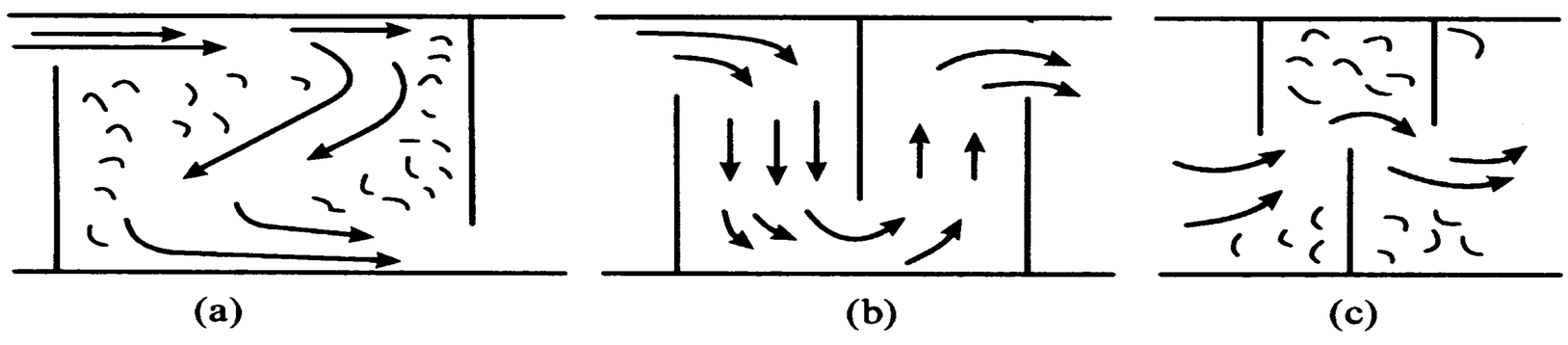
挡板弓形缺口高度及板间距对流体流动的影响如图 2-48 所示。

（7）外壳直径的确定　换热器壳体的直径应等于或稍大于管板的直径。通常是根据计算出的管径、管数、管中心距及管子的排列方法等，用作图法确定壳体内径。当管数较多又要反复计算时，可参考系列标准或通过估算初选外壳直径，待全部设计完成后，再用作图法画出管子的排列图。为了使管子排列均匀，防止流体“短路”，可适当增减一些管子或安排一些拉杆。



（a）环盘形　（b）弓形　（c）圆缺形

图 2-47　换热器的折流挡板



（a）缺口高度过小，板间距过大　（b）正常　（c）缺口高度过高，板间距过小

图 2-48　挡板缺口高度及板间距的影响

可采用下式估算壳体内径：

$$D = t\ (n_C - 1)\ + 2b, \tag{2-92}$$

式中：D 为壳体内径，m；t 为管中心距，m；n_C 为位于管束中心线上的管数；b'为管束中心线上最外层管的中心至壳体内壁的距离，一般取$b' = (1 \sim 1.5)d_0$，m。

n_c 值可由以下公式计算：

管子按正三角形排列　$n_c = 1.1\sqrt{n}$　(2-93)

管子按正方形排列　$n_c = 1.19\sqrt{n}$　(2-94)

式中 n 为换热器的总管数。

按上述方法计算得到的壳体内径应圆整，标准尺寸见表 2-16。

表 2-16　壳体标准尺寸

壳体外径/mm	325	400	500	600	700	800	900	1 000	1 100	1 200
最小壁厚/mm	8	10					12		14	

（8）列管式换热器的对流传热系数

①管程对流传热系数 α_i：管内流动的对流传热系数可按本章 3.3 介绍的经验式计算。

②壳程对流传热系数 α_0：壳程通常因设有折流挡板，流体在壳程中横向流过管束，流向不断变化，湍流增强，当 $Re>100$ 时即达到湍流状态。

壳程对流传热系数的计算方法有多种，当使用 25% 圆缺形挡板时，可按下式进行计算

$$Nu=0.36Re^{0.55}Pr^{1/3}\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14} \qquad Re>2\,000 \tag{2-95}$$

$$Nu=0.50Re^{0.507}Pr^{1/3}\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14} \qquad Re=10\sim2\,000 \tag{2-95a}$$

在式（2-95）和式（2-95a）中，定性温度取流体进、出口温度的算术平均值，仅 μ_w 为壁温下的粘度。当量直径 d_e 视管子排列情况按下式决定：

$$\text{对正方形排列}\quad d_e=\frac{4\left(t^2-\frac{\pi d_o^2}{4}\right)}{\pi d_0} \tag{2-96}$$

$$\text{对正三角形排列}\quad d_e=\frac{4\left(\frac{\sqrt{3}}{2}t^2-\frac{\pi d_o^2}{4}\right)}{\pi d_o} \tag{2-97}$$

式中：t 为相邻两管的中心距，m；d_o 为管外径，m。

式（2-95）和式（2-95a）中的流速规定按最大流动截面积计算：

$$A=hD\left(1-\frac{d_o}{t}\right) \tag{2-98}$$

式中：h 为 折流挡板的间距，m；D 为壳体内径，m。

（9）流体流动阻力（压强降）的计算

①管程流动阻力：管程阻力可按一般摩擦阻力公式求得。对于多管程换热

器，其总阻力 $\sum \Delta p_i$ 为各程直管阻力、回弯阻力及进、出口阻力之和。一般进、出口阻力可忽略不计，故管程总阻力计算式为

$$\sum \Delta p_i = (\Delta p_1 + \Delta p_2) F_t N_s N_p \tag{2-99}$$

式中：Δp_1，Δp_2 分别为直管及回弯管中因摩擦阻力引起的压强降，Pa；F_t 为结垢校正系数，无因次，对 Φ25 mm×2.5 mm 的管子，取 1.4，对 Φ19 mm×2 mm 的管子，取 1.5；N_s 为串联的相同换热器个数；N_p 为管程数。

上式中直管阻力可按第一章介绍的公式计算；回弯管的阻力由以下经验公式估算：

$$\Delta p_2 = 3\left(\frac{\rho u^2}{2}\right) \tag{2-100}$$

②壳程流动阻力：用来计算壳程阻力的公式很多，但是由于壳程流动情况复杂，用不同公式计算的结果常常相差很多。下面介绍目前比较通用的埃索法，这种方法是将壳程流动阻力看成是由流体横向通过管束的阻力与流体通过折流挡板缺口处的阻力两部分组成。其总流动阻力 $\sum \Delta p_o$ 的计算式为：

$$\sum \Delta p_o = (\Delta p'_1 + \Delta p'_2) F_s N_s \tag{2-101}$$

式中：$\Delta p'_1$ 为流体横过管束的流动阻力，Pa；$\Delta p'_2$ 为流体通过折流挡板缺口的流动阻力，Pa；F_s 为壳程结垢校正系数，无因次，对液体取 1.15，对气体或蒸汽取 1.0。

$$\Delta p'_1 = F f_0 n_c (N_B + 1)\ (\rho u_o^2/2) \tag{2-102}$$

$$\Delta p'_2 = N_B\ (3.5 - 2h/D)\ (\rho u_o^2/2) \tag{2-103}$$

式中：F 为管子排列方法对流动阻力的校正系数，对正三角形排列取 0.5，对正方形斜转 45°排列取 0.4，正方形排列取 0.3；f_o 为壳程流体的摩擦系数，当 Re_0 ＞500 时，$f_o = 5.0 Re_o^{-0.228}$；n_c 为位于管束中心线上的管子数，由式（2-93）或式（2-94）计算；N_B 为折流挡板数；h 为折流挡板间距，m；u_o 为按壳程最大流通截面积 $A_o = h\ (D - n_c d_o)$。

一般而言，液体流经换热器的压强降为 10～100 kPa，气体的为 1～10 kPa。设计时换热器的工艺尺寸应在压强降与传热面积之间予以权衡，使之既能满足工艺要求，又要经济合理。

7.2.2　列管式换热器的选用和设计计算步骤

（1）估算传热面积，初选换热器型号

①根据传热任务计算传热量。

②确定流体在换热器中进、出口的温度，计算定性温度，并确定在定性温度下的流体物性。

③计算传热平均温度差，并根据温度差修正系数不小于0.8的原则，确定壳程数。

④根据两流体的温度差，确定换热器的型式。

⑤选择两流体在换热器中的流径。

⑥根据传热系数的经验范围和生产实际情况，选择总传热系数。

⑦由总传热速率方程初算传热面积，并确定换热器的基本尺寸或按系列标准选择设备规格。

⑧选择流体的流速，以确定换热器的管程数和折流板间距。

（2）计算管、壳程的流动阻力　根据初选的设备规格，计算管、壳程的流速和流动阻力，检查计算结果是否合理和满足工艺要求。若不符合要求，再调整管程数或折流板间距，或选其他型号的换热器，重新计算流动阻力，直到满足要求为止。

（3）计算总传热系数，校核传热面积　计算管、壳程对流传热系数，确定污垢热阻，计算总传热系数和所需传热面积。选用的换热器的传热面积应比计算所需传热面积大10%～25%，否则需另设总传热系数，另选传热面积相当的换热器，按以上计算步骤，重新进行校核。

上述计算步骤仅为一般原则，设计和选用换热器时，视具体情况可以灵活变动。

[例题2-19]　欲用热水将12 000 kg/h的果汁从5 ℃预热到35 ℃，热水进、出口温度分别为98 ℃和75 ℃。要求换热器的管程和壳程压强降不大于10 kPa，试选择合适型号的列管式换热器。假设管壁热阻和热损失可以忽略。

定性温度下流体物性列于下表中

品名	密度（kg/m）	比热容/ [kJ/（kg·K）]	粘度/（Pa·s）	热导率/ [kJ/（m·K）]
果汁	1 050	3.77	1.1×10^{-3}	0.559
热水	968	4.20	0.335×10^{-3}	0.677

解：果汁的性质与水相近，为节省不锈钢材，选择果汁走管程，热水走壳程。

（1）估算传热面积，初选换热器型号

①计算传热量和热水流量

$$Q = W_c c_{pc}\ (T_{c2} - T_{c1}) = \left(\frac{12\ 000}{3\ 600}\right) \times 3.77 \times 10^3 \times\ (53-5) =$$

$$3.77 \times 10^5\ (\mathrm{W})$$

$$W_h = \frac{Q}{c_{ph}\ (T_{h1} - T_{h2})} = \frac{3.77 \times 10^5}{4.2 \times 10^3\ (98-75)} = 3.90\ (\mathrm{kg/s})$$

②计算传热温度差，暂按单壳程多管程进行计算。逆流时的平均温度差为：

$$\Delta T'_m = \frac{(\Delta T_2 - \Delta T_1)}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} = \frac{(75-5) - (98-35)}{\ln\left[\frac{(75-5)}{(98-35)}\right]} = 66.4\ (℃)$$

$$P = \frac{T_{c2} - T_{c1}}{T_{h1} - T_{c1}} = \frac{(35-5)}{(98-5)} = 0.323$$

$$R = \frac{T_{h1} - T_{h2}}{T_{c2} - T_{c1}} = \frac{(98-75)}{(35-5)} = 0.767$$

由图 2-16 查得：$\varepsilon = 0.98$

故　　$\Delta T_m = 0.98 \times 66.4 = 65.1\ (℃)$

③选 K 值，估算传热面积

参见表 2-12，取 $K = 900\ \mathrm{W/(m^2 \cdot K)}$，则

$$S = \frac{Q}{K \Delta T_m} = \frac{3.77 \times 10^5}{900 \times 65.1} = 6.43\ (\mathrm{m^2})$$

④初选换热器型号

由于 $T_{hm} - T_{cm} = (98+75)/2 - (35+5)/2 = 66.5(℃) > 50\ (℃)$，故需考虑热补偿，据此，可选用与标准系列中 FB-325-10-40-2 相同的换热器（见本题附表）。为满足卫生等要求，换热管应换用 Φ25 mm×2 mm 的不锈钢管子。

例 2-19 附表　FB-325-10-40-2 浮头式列管换热器的主要参数

外壳直径/mm	325	管子尺寸/mm	Φ25×2*
公称压强/MPa	4.0	管长/m	3
公称面积/m^2	10	管子总数	36
管程数	2	管子排列方式	正方形斜转 45°

* 原系列中的碳钢管尺寸为 Φ25 mm×2.5 mm，制造时换成 Φ25 mm×2 mm 的不锈钢管子。

实际传热面积 $S_o = n\pi d_o L = 36 \times \pi \times 0.025 \times 3 = 8.5\ (\mathrm{m^2})$

(2) 核算压强降

①管程压强降

$$\sum \Delta p_i = (\Delta p_1 + \Delta p_2) F_t N_s N_p$$

其中 $F_t = 1.4$，$N_P = 2$，$N_s = 1$

管程流通面积 $A_i = \left(\frac{\pi d_i^2}{4}\right)\left(\frac{n}{N_P}\right) = \left(\frac{\pi}{4}\right) \times 0.021^2 \times \left(\frac{36}{2}\right) = 6.23 \times 10^{-3}$ (m^2)

管中果汁流速 $u_i = \frac{V_S}{A_i} = \frac{\frac{12\,000}{3\,600}}{1\,050 \times 6.23 \times 10^{-3}} = 0.510$ (m/s)

$$Re_i = \frac{d_i u_i \rho}{\mu} = \frac{0.021 \times 0.51 \times 1\,050}{1.1 \times 10^{-3}} = 10\,223 \text{（湍流）}$$

取管壁粗糙度 $\Delta = 0.05$ mm，则 $\Delta / d_i = \frac{0.05}{21} = 0.002\,38$，由第 1 章中摩擦系数图得 $\lambda = 0.032\,2$

故 $$\Delta p_1 = \lambda \left(\frac{L}{d}\right)\left(\frac{\rho u^2}{2}\right) = 0.032\,2 \times \left(\frac{3}{0.021}\right) \times \left(\frac{1\,050 \times 0.51^2}{2}\right) = 628 \text{ (Pa)}$$

$$\Delta p_2 = 3\left(\frac{\rho u^2}{2}\right) = 3 \times \left(\frac{1\,050 \times 0.51^2}{2}\right) = 410 \text{ (Pa)}$$

$$\sum \Delta p_i = (628 + 410) \times 1.4 \times 2 = 2\,910 \text{ (Pa)}$$

②壳程压强降

$$\sum \Delta p_o = (\Delta p'_1 + \Delta p'_2) F_s N_s$$

其中 $F_s = 1.15$，$N_s = 1$，$\Delta p'_1 = F f_o n_c (N_B + 1) \left(\frac{\rho u_o^2}{2}\right)$

管子为正方形斜转 45°排列，$F = 0.4$

$n_c = 1.19\sqrt{n} = 1.19 \times \sqrt{36} = 7.14$，取 $n_c = 7$

取折流挡板间距 $h = 0.15$ m，则

$$N_B = \frac{L}{h} - 1 = \frac{3}{0.15} - 1 = 19$$

壳程流通面积 $A_o = h(D - n_c d_o) = 0.15(0.325 - 7 \times 0.025) = 0.022\,5 (m^2)$

$$u_o=\frac{\frac{3.90}{968}}{0.022\ 5}=0.179\ (\mathrm{m/s})$$

$$Re_o=\frac{d_o u_o \rho}{\mu}=\frac{0.022\ 5\times 0.179\times 968}{0.335\times 10-3}=12\ 930>500$$

$$f_o=5.0Re_o^{-0.228}=5.0\times 12\ 930=0.577$$

故　$$\Delta p'_1=0.4\times 0.577\times 7\times\ (19+1)\ \times\left(\frac{968\times 0.179^2}{2}\right)=501\ (\mathrm{Pa})$$

$$\Delta p'_2=N_B\ (3.5-2h/D)\ (\rho u_o^2/2)$$

$$=19\left(3.5-2\times\frac{0.15}{0.325}\right)\times\left(\frac{968\times 0.179^2}{2}\right)=759\ (\mathrm{Pa})$$

$$\sum\Delta p_o=(501+759)\times 1.15=1\ 450(\mathrm{Pa})$$

计算表明，管程和壳程压强降都能满足题设的要求。

(3) 核算传热系数

①管程对流传热系数 α_i

$$Re_i=10\ 223\ (\text{湍流})$$

$$Pr_i=\frac{c_p\mu}{\lambda}=\frac{3.77\times 10^3\times 1.1\times 10^{-3}}{0.559}=7.42$$

$$\alpha_i=0.023\left(\frac{\lambda}{d_i}\right)Re^{0.8}Pr^{0.4}=$$

$$0.023\left(\frac{0.559}{0.021}\right)\times 10\ 223^{0.8}\times 7.42^{0.4}=2\ 202\ [\mathrm{W/(m^2\cdot K)}]$$

②壳程对流传热系数 α_o

取换热器列管的中心距 $t=32$ mm，则流体通过管间最大截面积为

$$A=hD\left(1-\frac{d_o}{t}\right)=0.15\times 0.325\left(1-\frac{0.025}{0.032}\right)=0.010\ 7\ (\mathrm{m^2})$$

$$u_o=\frac{\frac{3.90}{968}}{0.010\ 7}=0.377\ (\mathrm{m/s})$$

$$d_e=\frac{4\left(t^2-\frac{\pi d_o^2}{4}\right)}{(\pi d_0)}=$$

$$\frac{4\left(0.032^2-\frac{0.025^2\times\pi}{4}\right)}{(0.025\times\pi)}=0.027\ (\mathrm{m})$$

$$Re_o=\frac{d_e u_o \rho}{\mu}=\frac{0.027\times 0.377\times 968}{0.335\times 10^{-3}}=29\ 410>2\ 000$$

$$Pr_o=\frac{C_P\mu}{\lambda}=\frac{4.20\times 103\times 0.335\times 10^{-3}}{0.667}=2.08$$

壳程中水被冷却，取 $(\mu/\mu_w)^{0.14}=0.95$

选用公式（2-95），故

$$\alpha_o=0.36\left(\frac{\lambda}{d_e}\right)Re^{0.55}Pr^{1/3}\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14}=$$

$$0.36\left(\frac{0.667}{0.027}\right)\times 29\ 410^{0.55}\times 2.08^{1/3}\times 0.95=3\ 094\ [\mathrm{W/(m^2\cdot K)}]$$

③污垢热阻

取 $R_{Si}=R_{So}=0.000\ 17\ \mathrm{m^2\cdot K/W}$

④总传热系数 K_o，忽略管壁热阻，则

$$K_o=\frac{1}{\frac{1}{\alpha_o}+R_{so}+\frac{R_{si}d_o}{d_i}+\frac{d_o}{(\alpha_i d_i)}}=$$

$$\frac{1}{\frac{1}{3\ 094}+0.000\ 17+\frac{0.000\ 17\times 25}{21}+\frac{25}{2\ 202\times 21}}=809[\mathrm{W/(m^2\cdot K)}]$$

⑤实际所需面积

$$S'_o=\frac{Q}{K\Delta T_m}=\frac{3.77\times 10^5}{809\times 65.1}=7.16\ (\mathrm{m^2})$$

$$\frac{(S_o-S'_o)}{S_o}=\frac{(8.5-7.16)}{7.16}=18.7\%$$

由以上计算结果可知，选用 F_B-325-10-40-2 型换热器是合适的。但在制造时需用 Φ25 mm×2 mm 的不锈钢管子代替 Φ25 mm×2.5 mm 的碳钢管子。

习题

1．一食品冷藏室由内层为 19 mm 厚的松木，中层为软木层，外层为 51 mm 厚的混凝土所组成。内壁面温度为 −17.8 ℃，混凝土外壁面温度为 29.4 ℃。松

木、软木和混凝土的平均热导率分别为 0.151，0.043 3，0.762 W/（m·K）。要求该冷藏室的热损失为 15 W/m^2，求所需软木的厚度及松木和软木接触面处的温度。

2. 某平壁炉的炉壁由内层为 460 mm 厚的耐火砖，外层为 230 mm 厚的绝缘砖所组成。炉的内壁面温度为 1 400 ℃，外壁面温度 100 ℃。已知耐火砖和绝缘砖的热导率与温度的关系分别为 0.9 + 0.000 7 T，0.3 + 0.000 3 T W/（m·K）。式中 T 可取为相应层材料的平均温度，单位为℃。求导热的热通量及两砖接触面处的温度。

3. 为减少热损失，在外径为 150 mm 的饱和蒸汽管道外加有保温层。已知保温材料的热导率 $\lambda = 0.103 + 0.000\,198\,T$（式中 T 为℃），蒸汽管外壁温度为 180 ℃，要求保温层外壁温度不超过 50 ℃，每米管道由于热损失而造成蒸汽冷凝的量控制在 1×10^{-4} kg/（m·s）以下，问保温层应为多少？（计算时可假定蒸汽在 180 ℃下冷凝）。

4. 有一蒸汽管外径为 25 mm，管外包有两层保温材料，每层厚均为 25 mm。外层与内层保温材料的热导率之比为 5，此时的热损失为 Q。今将内、外两层材料互换位置，且设管外壁与外层保温层外表面的温度均不变，则热损失为 Q'，求 $\frac{Q'}{Q}$，说明何种材料放在里层为好。

5. 试推导出中空球壁稳定热传导的关系式。现有一球形液氧储罐，内径为 2 m，内装液氧量占储罐容积的 80%，储罐外用氧化镁保温，要求在 10^4 s 内液氧蒸发量不超过 1%，问保温层应多厚（忽略内侧及罐壁的热阻）？

已知氧化镁的热导率为 0.07 W/（m·K），液氧的蒸发潜热为 215 kJ/kg，液氧的沸点为 90 K，液氧的密度为 1 140 kg/m^3，保温层外壁面温度为 280 K。

6. 水以 1 m/s 的流速从 Φ25 mm × 2.5 mm 的管内流过，由 20 ℃加热到 40 ℃，管长 3 m。求水与管壁之间的对流传热系数。

7. 将粗碎的番茄通过内径为 60 mm 的管子从 20 ℃加热到 75 ℃。其流量为 1 300 kg/h，管内壁面温度为 105 ℃，求对流传热系数。

已知粗碎的番茄物性数据如下：$\rho = 1\,050$ kg/m^3；$c_p = 3.98$ kJ/（kg·K）；$\mu = 2.15$ mPa·s（47.5 ℃时），1.2 mPa·s（105 ℃时）；$\lambda = 0.61$ W/（m·K）。

8. 压强为 101.33 kPa、温度为 −28.9 ℃的冷空气，以 0.61 m/s 的流速平行流过长、宽均为 254 mm 的冷冻肉的表面，肉的表面温度为 −6.7 ℃。求冷空气与冻肉表面之间的对流传热系数。

9. 压强为 101.33 kPa、温度为 43.5 ℃的空气，以 0.61 m/s 的流速吹过放

在大孔筛网上表面温度为4.6 ℃的苹果。假定苹果为球形，平均直径为114 mm。求对流传热系数。

10. 冷却水横向流过管子外侧以冷却管内的牛奶。水流速度为0.5 m/s，管子外径为20 mm。如果水的平均温度为15 ℃，管外壁面温度为80 ℃。求管外壁面对冷却水的对流传热系数。

11. 一带有桨式搅拌器的容器内装有温度为37.8 ℃的料液。用夹套内的蒸汽加热。容器内径为1.22 m，搅拌器直径为0.406 m，转速为2.5 r/s，容器壁温为93.3 ℃。料液的物性为：$\rho = 977\ \text{kg/m}^3$；$c_p = 2.72\ \text{kJ/(kg·K)}$；$\lambda = 0.346\ \text{W/(m·K)}$；$\mu = 100\ \text{mPa·s}$（37.8 ℃时），7.5 mPa·s（93.3 ℃时）。求料液对容器壁的对流传热系数。

12. 流量为272.2 kg/h的非牛顿型流体在内径为25.4 mm的管内流动被管外蒸汽加热。加热管长为1.524 m，流体进口温度为37.8 ℃，出口温度为54.4 ℃，内壁温度保持为93.3 ℃。流体的平均物性 $\rho = 1\ 041.2\ \text{kg/m}^3$，$c_p = 2.093\ \text{kJ/(m·K)}$，$\lambda = 1.215\ \text{W/(m·K)}$。流体符合成方规律，其流变指数 $n = n' = 0.40$，它在本题温度范围内可视为常数。37.8 ℃时的稠度指数 $K = 1.963\ \text{kg·s}^{n-2}/\text{m}$，93.3 ℃时 $K = 0.877\ \text{kg·s}^{n-2}/\text{m}$。此流体的 $\lg K$ 与 T(℃)的关系曲线近似为一直线，若流体在管内为层流流动，求对流传热系数。

13. 室内水平放置表面温度相同、长度相等的两根圆管，管内通有饱和水蒸气。两管均被空气的自然对流所冷却，假设两管间无相互影响。已知一管直径为另一管的5倍，且两管的（$GrPr$）值在 $10^4 \sim 10^9$ 之间，求两管热损失的比值。

14. 表压为0.02 MPa的饱和水蒸气在高1 m的垂直平板上冷凝。求壁面温度为80 ℃和50 ℃时的冷凝传热系数各为多少？解释壁面温度对对流传热系数的影响。

15. 乙醇在一水平放置的镀铬钢管外沸腾（为池内沸腾）。沸腾压强为0.1 MPa，管壁温度为100 ℃，试计算沸腾传热系数和热流强度。

已知乙醇在0.1 MPa下的沸点为78.8 ℃，临界压强为6.3 MPa。

16. 烤炉内在烤一块面包。已知炉壁温度为175 ℃，面包表面的黑度为0.85，表面温度为100 ℃，表面积为0.064 5 m^2，炉壁表面积远远大于面包表面积。求烤炉向这块面包辐射传递的热量。

17. 两大平行平板的温度分别为 $T_1 = 400$ ℃、$T_2 = 150$ ℃，黑度分别为 $\varepsilon_1 = 0.65$、$\varepsilon_2 = 0.90$。今在两板之间插入第3块大小相同的平行平板，该板极薄，两侧面温度均一，但黑度不同。当板3的一面朝向400 ℃的高温面，达到稳定时其平衡温度为327 ℃。当板3的另一面朝向400 ℃的高温面，达到稳定时其平衡

温度为 277 ℃。设各板之间距离很小，求板 3 两面的黑度各为多少？

18. 试证明在稳定传热过程中，在两高、低温的固体平行平面间装置 n 片很薄的遮热板时，辐射传热量减少到原来未安装遮热板时的$\frac{1}{(n+1)}$倍。设所有平面的表面积、黑度均相等，平板之间的距离很小。

19. 在逆流换热器中，用初温为 20 ℃的水将 1.25 kg/s 的液体［比热容为 1.9 kJ/（kg·K）、密度为 850 kg/m^3］由 80 ℃冷却到 30 ℃。换热器的列管直径为 Φ25 mm×2.5 mm，水走管内。水侧和液体侧的对流传热系数分别为 850 W/（m^2·K）和 1 700 W/（m^2·K），污垢热阻可忽略。若水的出口温度不能高于 50 ℃，求水的流量和换热器的传热面积。

20. Φ68 mm×4 mm 的无缝钢管内通过表压为 0.2 MPa 的饱和水蒸气。管外包 30 mm 厚的保温层，λ＝0.080 W/（m·K）。该管设置于温度为 20 ℃的大气中。已知管内壁与蒸汽的对流传热系数为 5 000 W/（m^2·K），保温层外表面与大气的对流传热系数为 10 W/（m^2·K）。求蒸汽流经每米管长的冷凝量及保温层外表面的温度。

21. 香蕉浆在单壳程双管程的列管换热器中用热水加热，香蕉浆走管程，其流量为 500 kg/h，比热容为 3.66 kJ/（kg·K），从进口温度 16 ℃加热到出口温度 75 ℃。热水的流量为 1 000 kg/h，进口温度为 95 ℃。换热器的总传热系数为 60 W/（m^2·K）。求换热器的传热面积。

22. 在一单程列管换热器中用饱和水蒸气加热食用油。温度为 160 ℃的饱和蒸汽在壳程冷凝，冷凝液在饱和温度下排出。食用油在管程流动，并由 20 ℃加热到 106 ℃。列管换热器尺寸为：列管直径为 Φ19 mm×2 mm、管长为 4 m，共有 25 根管子。若换热器的传热量为 125 kW，蒸汽冷凝传热系数为 7 000 W/（m^2·K），油侧污垢热阻为 0.000 5 m^2·K/W，管壁热阻和蒸汽侧污垢热阻可忽略，求管内油侧对流传热系数。

又若油的流速增加一倍，此时若换热器的总传热系数为原来的 1.75 倍，求油的出口温度。假设油的物性不变。

23. 在列管换热器中用冷水冷却油。水在直径为 Φ19 mm×2 mm 的列管内流动。已知管内水侧对流传热系数为 3 490 W/（m^2·K），管外油侧对流传热系数为 258 W/（m^2·K）。换热器在使用一段时间后，管壁两侧均有污垢形成，水侧污垢热阻为 0.000 26 m^2·K/W，油侧污垢热阻为 0.000 176 m^2·K/W。管壁的热导率为 45 W/（m·K）。求：（1）基于管外表面积的总传热系数；（2）产生污垢后热阻增加的百分数。

24. 在一传热面积为 50 m^2 的单程列管换热器中用水冷却某种溶液。两流体呈逆流流动。冷水的流量为 33 000 kg/h，温度由 20 ℃升至 38 ℃。溶液的温度由 110 ℃降至 60 ℃。若换热器清洗后，在两流体的流量和进口温度不变的情况下，冷水出口温度增至 45 ℃。求换热器清洗前传热面两侧的总污垢热阻。假设：(1) 两种情况下，流体物性可视为不变，水的平均比热容为 4.187 kJ/（kg·K）；(2) 可按平壁处理，两种工况下两侧的对流传热系数不变；(3) 忽略管壁热阻和热损失。

25. 在套管换热器中采用并流的方式用水冷却油。水的进、出口温度分别为 15 ℃和 40 ℃，油的进、出口温度分别为 150 ℃和 100 ℃。现因生产任务要求油的出口温度降至 80 ℃，假设油和水的流量、进口温度及物性均不变，且仍为并流，换热器除管长外，其他尺寸不变，若原换热器的管长为 1 m，求现在需要的管长。设换热器的热损失可忽略。

26. 热气体在套管换热器中用冷水冷却，内管为 Φ25 mm×2.5 mm 的钢管，热导率为 45 W/(m·K)。冷水在管内湍流流动，对流传热系数为 2 000 W/(m^2·K)。热气体在环隙中湍流流动，对流传热系数为 50 W/（m^2·K），不计污垢热阻，求：(1) 管壁热阻占总热阻的百分数；(2) 内管中冷水流速增加一倍，总传热系数有何变化？(3) 环隙中热气体流速提高一倍，总传热系数有何变化？

27. 用不同的水流速度对某列管冷凝器做了 2 次试验，第一次冷凝器是新的，第二次冷凝器已使用过一段时间之后。试验结果如下表所示。

试验次数	第一次		第二次
流速（m/s）	1.0	2.0	1.0
总传热系数［W/（m^2·K)］	1 200	1 860	1 100

表中总传热系数均以管外表面为基准。管子尺寸为 Φ25 mm×2.5 mm，热导率为 45 W/（m·K)。水在管内流动是高度湍流，饱和水蒸气在管外冷凝。两次试验条件相同。求：(1) 第一次试验中，管外冷凝传热系数及当水的流速为 2 m/s 时管内对流传热系数；(2) 分析在相同的水流速下，2 次实验的总传热系数数值不同的原因，并作出定量计算。

28. 某列管换热器的管程走冷却水，有机蒸汽在管外冷凝。在新使用时冷却水的进、出口温度分别为 20 ℃和 30 ℃。使用一段时间后，在冷却水进口温度与流量相同的条件下，冷却水出口温度降为 26 ℃。已知换热器的传热面积为 16.5

m^2，有机蒸汽的冷凝温度为 80 ℃，冷却水流量为 2.5 kg/s，求污垢热阻。

29. 某气体混合物（比热容和热导率均未知）以 90 kg/h 的流量流过套管换热器的内管，气体的温度由 38 ℃被加热到 138 ℃。内管内径为 53 mm,外管内径为 78 mm,壁厚均为 2.5 mm,管外为水蒸气冷凝使管内壁温度维持在 150 ℃。已知混合气体的粘度为 0.027 mPa·s,其普兰特数为 1,求套管换热器的管长。

30. 某冷凝器的传热面积为 20 m^2，用来冷凝 100 ℃的饱和水蒸气。冷液进口温度为 40 ℃，流量为 0.917 kg/s，比热容为 4.00 kJ/（kg·K)。换热器的总传热系数为 125 W/（m^2·K)。求水蒸气冷凝量。

31. 有一套管换热器，内管为 Φ19 mm×2 mm，管长为 2 m，管内的水与环隙中的油逆流流动。油的流量为 270 kg/h，进口温度为 100 ℃，水的流量为 360 kg/h，进口温度为 10 ℃。若忽略热损失，且知以管外表面积为基准的总传热系数为 374 W/（m^2·K)，油的比热容为 1.88 kJ/（kg·K)，求油和水的出口温度分别为多少?

32. 有一套管换热器在换热时，冷、热流体的进口温度分别为 40 ℃和 100 ℃。已知并流操作时冷、热流体出口温度分别为 60 ℃和 80 ℃。问逆流操作时冷、热流体的出口温度各为多少？设传热系数不变。

33. 某搅拌槽中盛有 G kg 的料液，用 120 ℃的饱和水蒸气将料液自 25 ℃加热到 100 ℃需要时间为 t_1，今将加热时间延长一倍，问最终的料温为多少?

设传热面积及总传热系数均为常数，槽内料液因搅拌而各处均一。

34. 某搅拌槽中盛有 6 000 kg 的料液，其比热容为 4.00 kJ/（kg·K)，初温为 100 ℃。槽内设有蛇管，管内通有冷水用以冷却槽中的液体，冷却水的进口温度为 25 ℃，流量为 1 500 kg/h。换热面积为 6 m^2，总传热系数为 230 W/（m^2·K)。槽内料液温度均一，求将料液冷却到 60 ℃所需时间。

35. 初温为 93.3 ℃、直径为 0.792 mm 的细铜丝被突然浸入恒温 37.8 ℃的液体中。对流传热系数为 85.2 W/（m^2·K)。假定铜丝的物性为常数，热导率为 374 W/（m·K)，比热容为 389 J/（kg·K)，密度为 8 890 kg/m^3。(1) 确定铜丝平均温度降到 65.8 ℃所需时间；(2) 若对流传热系数为 11.36 W/（m^2·K)，其他条件不变。求铜丝温度降至 65.8 ℃所需时间。

36. 初温为 10 ℃的鳕鱼片被包装成 102 mm 的鱼块。在鱼块的两边填满冰，假定与冰接触的鱼的表面温度即刻变为 0 ℃，计算鱼块中心温度达到 2.2 ℃所需时间，并描绘出温度与位置的关系。鱼块的物性数据：热导率为 0.571 W/（m·K)，比热容为 4.02 kJ/（kg·K)，密度为 1 052 kg/m^3。

37. 直径为 100 mm、高 65 mm 的罐头，内装的食品物性为：比热容 3.75

kJ/（kg·K），密度 1 040 kg/m^3，热导率 1.5 W/（m·K），初温为 70 ℃，放入 120 ℃的杀菌锅内加热，蒸汽对罐头的对流传热系数为 8 000 W/（m^2·K），忽略罐头包装外皮的热阻，求加热时间分别为 30，60，90 min 时罐头的中心温度。

38. 直径 6 mm 的豌豆，其初温为 10 ℃，被快速投入 100 ℃的蒸汽中，假定其表面温度瞬时即达蒸汽温度。豌豆的平均热扩散率为 1.6×10^{-7} m^2/s，求中心温度达到 90 ℃所需时间。

39. 设计一列管换热器用于加热牛奶。牛奶的流量为 15 000 kg/h，由 15 ℃加热到 100 ℃，用 110 ℃的饱和水蒸气加热。

思考题

1. 在多层壁的热传导中确定层间界面温度具有什么实际意义？

2. 流动对传热的贡献主要表现在哪里？

3. 自然对流中的加热面与冷却面的位置应如何放才有利于充分传热？

4. 热导率、对流传热系数和总传热系数的物理意义是什么？它们之间有什么不同？它们的单位是什么？

5. 蒸汽冷凝时为什么要定期排放不凝性气体？

6. 为什么有相变时的对流传热系数大于无相变时的对流传热系数？

7. 若串联传热过程中存在某个控制步骤，其含义是什么？

8. 不稳定导热过程主要出现在什么情况下？一般应如何解决？

9. 在列管换热器设计中为什么要限制温度差修正系数大于 0.8？

10. 在列管换热器中拟用饱和水蒸气加热空气。试问：（1）传热管的壁温接近哪一种流体的温度？（2）总传热系数接近哪一种流体的对流传热系数？（3）如何确定两流体在换热器中的流径？

本章重点符号说明

符号	含义	计量单位
A	流通面积	m^2
A	辐射吸收率	
a	热扩散率	m^2/s

续表

符号	含义	计量单位
b	厚度	m
b	润湿周边	m
c_p	定压比热容	J/（kg·K）
D	换热器壳径	m
D	球的直径	m
D	辐射透过率	
d	管径	m
E	辐射能力	W/m^2
E	内能	J/kg
F	角系数	
F	校正系数	
f	摩擦系数	
G	流体质量	kg
G	投射辐射	W/m^2
g	重力加速度	m/s^2
H	高度	m
H	焓	J/kg
h	挡板间距	m
J	有效辐射	W/m^2
K	总传热系数	$W/（m^2·K）$
K'	稠度系数	$kg·s^{n-2}/m$
L	长度	m
l	长度	m
M	冷凝负荷	kg/（m.s）
N	程数	
N	挡板数	
n	法向距离	m
n	流变指数	
n	管数	
p	压强	Pa
Q	传热速率	W
q	热通量	W/m^2
R	半径	m
R	热阻	$m^2·K/W$
R	对比压强	

续表

符号	含义	计量单位
R	辐射反射率	
r	半径	m
r	汽化潜热或冷凝潜热	J/kg
S	传热面积	m^2
T	温度	℃或 K
t	时间	s
t	管心距	m
u	流速	m/s
W	质量流量	kg/s
w	质量分数	
x，y，z	空间坐标	
X	几何相似准数	
Z	参数	
α	对流传热系数	W/（m^2·K）
β	体积膨胀系数	1/℃
ϵ	黑度	
ϵ	温度修正系数	
λ	热导率	W/（m·K）
λ	摩擦系数	
θ	过余温度准数	
μ	粘度	Pa·s
μ_a	表观粘度	Pa·s
ρ	密度	kg/m^3
σ_0	黑体辐射常数	W/（m^2·K^4）
数群		
Re	雷诺准数	
Pr	普兰特准数	
Nu	努塞尔准数	
Gr	格拉斯霍夫准数	
Bi	毕渥准数	
F_0	傅立叶准数	
下标		
b	黑体	
c	冷流体	
c	临界	

续表

符号	含义	计量单位
e	当量	
h	热流体	
i	管内	
m	平均	
o	管外	
o	中心	
s	污垢	
s	饱和	
T	总	
v	蒸汽	
w	壁面	

参考文献

[1] 陈敏恒等编. 化工原理（上册）. 北京：化学工业出版社，1999

[2] 姚玉英主编. 化工原理（上册）. 天津：天津大学出版社，1999

[3] 蒋维钧等编. 化工原理（上册）. 北京：清华大学出版社. 1992

[4] 无锡轻工业学院等编. 食品工程原理. 北京：轻工业出版社. 1985

[5] 俞佐平等编. 传热学. 北京：高等教育出版社. 1995

[6] Frank. P. Incropero and David. P. Dewitt. 传热的基本原理. 葛新石等译. 合肥：安徽教育出版社. 1985

[7] C J Geankoplis. Transport Processes and Unit Operations. London: Allynand Bacon, Inc. 1978