

工程热力学与传热学A

孔文俊

北京航空航天大学宇航学院

2024年6月14日

目录

- 第十章 传热学绪论
- 第十一章 稳态导热
- 第十二章 非稳态导热
- 第十三章 对流换热
- 第十四章 热辐射基本定律和物体的辐射特性
- 第十五章 传热过程分析与换热器热计算



15.1 传热过程的分析与计算

15.2 换热器的类型及平均温度

15.3 换热器热计算

15.4 传热的强化和削弱

- 了解换热器的分类，熟悉主要的换热器形式，如交叉流换热器，板式换热器等各种类型换热器的原理；
- 了解换热器传热过程中平均温差的计算方法，能够应用这种方法对典型换热器进行平均温差的计算；
- 了解强化传热的概念，以及各种强化传热技术的分类等。

15.1 传热过程分析和计算

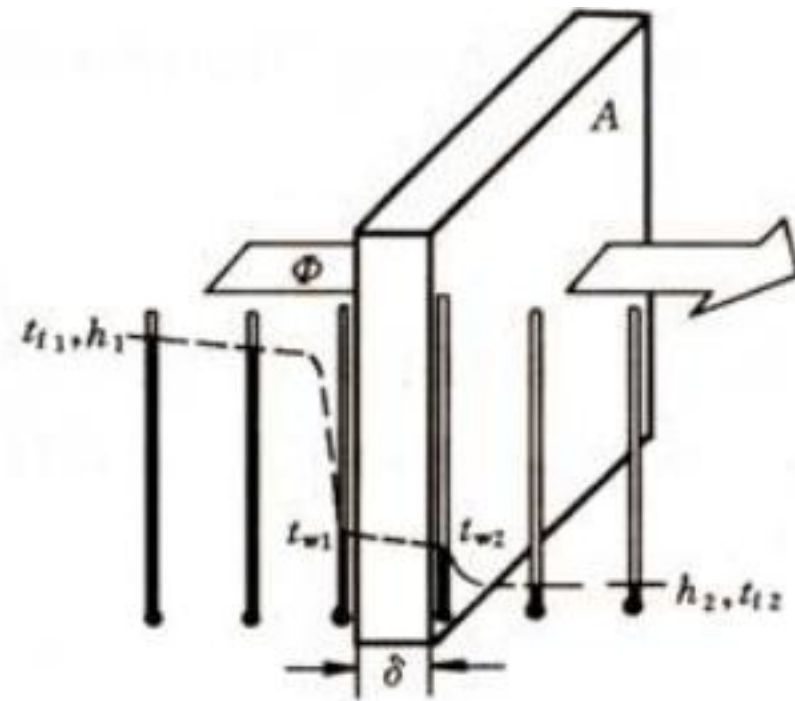
- **传热过程**：热量由壁面一侧的流体通过壁面传到另一侧流体中去的过程称传热过程。
- 传热过程分析求解的基本关系为**传热方程式**

$$\Phi = kA(t_{f1} - t_{f2})$$

式中 k 为**传热系数**（容易与对流换热的表面传热系数相混淆，称为总传热系数）。

$$q = \frac{\Phi}{A} = \frac{(t_{f1} - t_{f2})}{1/k} = \frac{(t_{f1} - t_{f2})}{R}$$

面积热阻

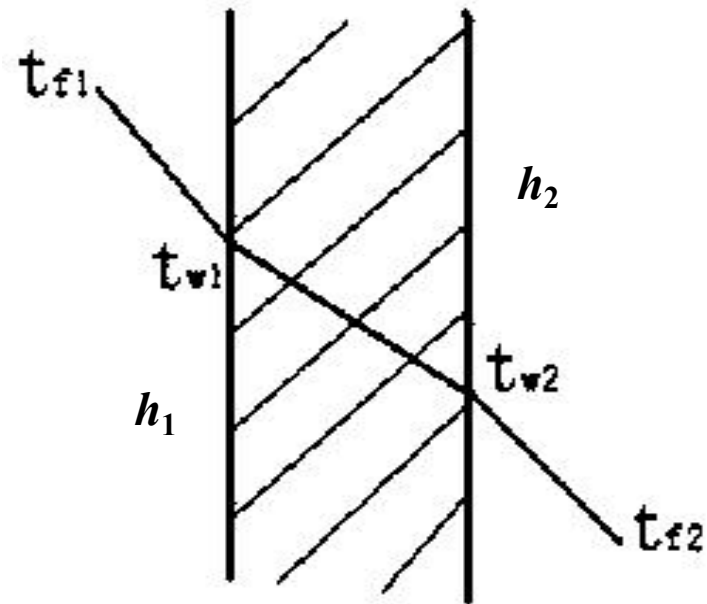


15.1 传热过程分析和计算

1 通过平壁的传热

$$q = k (t_{f1} - t_{f2}) = \frac{t_{f1} - t_{f2}}{\frac{1}{h_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{h_2}}$$

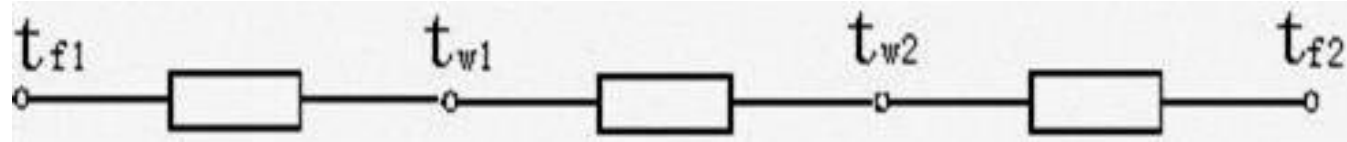
$$\frac{1}{k} = \frac{1}{h_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{h_2}$$



说明：如果计及辐射时对流换热系数应该采用等效换热系数(总表面传热系数)

单相对流： $h_t = h_c + h_r$

$$h_r = \frac{\varepsilon \sigma (T_1^4 - T_2^4)}{T_1 - T_2}$$



$$R_1 = 1/h_1$$

$$R_2 = \delta/\lambda$$

$$R_3 = 1/h_2$$

面积热阻

15.1 传热过程分析和计算

2 通过圆管的传热

内部对流: $\Phi = h_i \pi d_i l (t_{f1} - t_{wi})$

圆柱面导热: $\Phi = \frac{2\pi\lambda l (t_{wi} - t_{wo})}{\ln(\frac{d_o}{d_i})} = \frac{\pi l (t_{wi} - t_{wo})}{\frac{1}{2\lambda} \ln(\frac{d_o}{d_i})}$

外部对流: $\Phi = h_o \pi d_o l (t_{wo} - t_{f2})$

$$\Phi = \frac{\pi l (t_{f1} - t_{f2})}{\frac{1}{h_i d_i} + \frac{1}{2\lambda} \ln(\frac{d_o}{d_i}) + \frac{1}{h_o d_o}} = \frac{\pi d_o l (t_{f1} - t_{f2})}{\frac{d_o}{h_i d_i} + \frac{d_o}{2\lambda} \ln(\frac{d_o}{d_i}) + \frac{d_o}{h_o d_o}} = k_o \pi d_o l (t_{f1} - t_{f2})$$

其中: $\frac{1}{k} = \frac{d_o}{h_i d_i} + \frac{d_o}{2\lambda} \ln(\frac{d_o}{d_i}) + \frac{1}{h_o}$

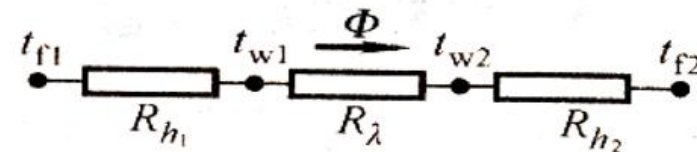
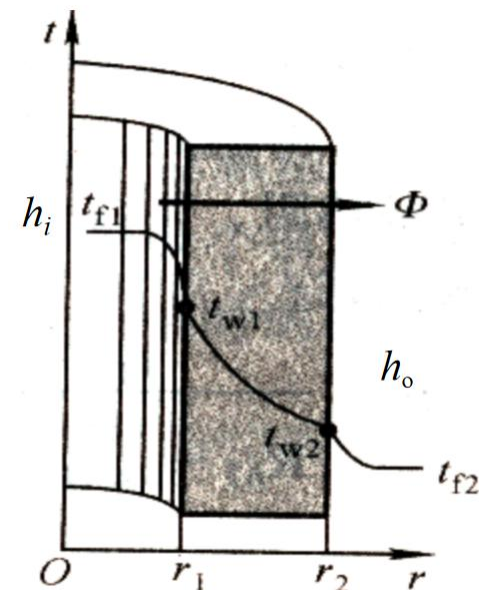
略去了下标o

对外壁而言的传热总热阻

$$R_{hi} = \frac{d_o}{h_i d_i}$$

单位外侧面面积的热阻

$$R_{\lambda} = \frac{d_o \ln(d_o/d_i)}{2\lambda} \quad R_{ho} = \frac{1}{h_o}$$



15.1 传热过程分析和计算

3 通过肋壁的传热

肋壁面积: $A_o = A_1 + A_2$

稳态下换热情况:

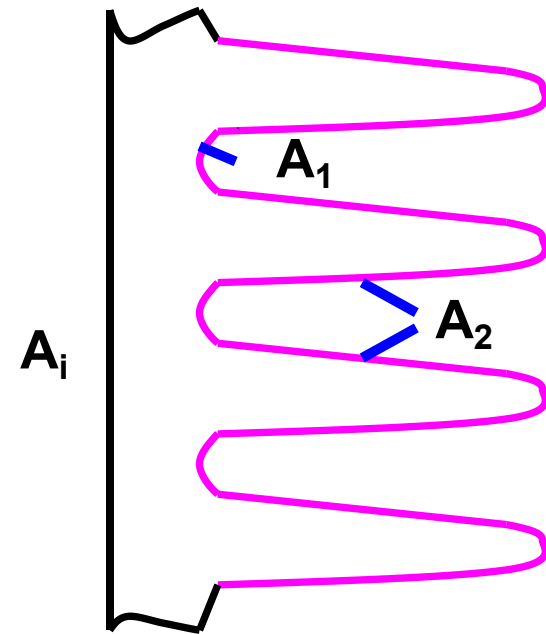
$$\Phi = h_i A_i (t_{f1} - t_{w1})$$

$$\Phi = \frac{\lambda}{\delta} A_i (t_{w1} - t_{wo})$$

$$\begin{aligned}\Phi &= h_o A_1 (t_{wo} - t_{fo}) + h_o \eta_f A_2 (t_{wo} - t_{fo}) \\ &= h_o \eta_o A_o (t_{wo} - t_{fo})\end{aligned}$$

$$\eta_o = \frac{(A_1 + \eta_f A_2)}{A_o}$$

肋面总效率



15.1 传热过程分析和计算

$$\Phi = \frac{t_{f1} - t_{f2}}{\frac{1}{h_i A_i} + \frac{\delta}{\lambda A_i} + \frac{1}{h_o \eta_o A_o}} = \frac{A_i (t_{f1} - t_{f2})}{\frac{1}{h_i} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{A_i}{h_o \eta_o A_o}}$$

定义肋化系数: $\beta = A_o / A_i$ $A_o = A_1 + A_2$

则传热系数为 $k = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{h_o \eta_o \beta}}$

所以, 只要 $\eta_o \beta > 1$ 就可以起到强化换热的效果。

15.1 传热过程分析和计算

4 带保温层的圆管传热——临界热绝缘直径

$$\Phi = \frac{A(t_{f1} - t_{f2})}{\frac{1}{h_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{h_2}}$$

$$\Phi = \frac{A_o(t_{fi} - t_{fo})}{\frac{d_o}{h_i d_i} + \frac{d_o}{2\lambda} \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right) + \frac{d_o}{h_o d_o}}$$

$$\Phi = \frac{A_i(t_{f1} - t_{f2})}{\frac{1}{h_i} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{h_o \eta_o \beta}}$$

圆管外敷保温层后:

$$\Phi = \frac{\pi l(t_{fi} - t_{fo})}{\frac{1}{h_i d_i} + \frac{1}{2\lambda_1} \ln\left(\frac{d_{o1}}{d_i}\right) + \frac{1}{2\lambda_2} \ln\left(\frac{d_{o2}}{d_{o1}}\right) + \frac{1}{h_o d_{o2}}}$$

管外壁与保温层之间的导热

- 可见，保温层使得导热热阻增加，换热削弱；
- 另一方面，降低了对流换热热阻，使得换热增强。
- 那么，综合效果到底是增强还是削弱呢？这要看 $d\Phi/dd_{o2}$ 和 $d^2\Phi/dd_{o2}^2$ 的值

15.1 传热过程分析和计算

$$\varphi(d_{o2}) = \frac{1}{h_i d_i} + \frac{1}{2\lambda_1} \ln\left(\frac{d_{o1}}{d_i}\right) + \frac{1}{2\lambda_2} \ln\left(\frac{d_{o2}}{d_{o1}}\right) + \frac{1}{h_o d_{o2}}$$

$$\Phi = \frac{\pi l (t_{fi} - t_{fo})}{\varphi(d_{o2})} \quad \rightarrow \quad \frac{d\Phi}{dd_{o2}} = \frac{\pi l (t_{fi} - t_{fo})}{[\varphi(d_{o2})]^2} \left(\frac{1}{2\lambda_2 d_{o2}} - \frac{1}{h_2 d_{o2}^2} \right)$$

$$\frac{d\Phi}{dd_{o2}} = 0 \quad \rightarrow \quad d_{o2} = \frac{2\lambda_2}{h_2} = d_{cr} \quad \text{or} \quad Bi = \frac{d_{o2} h_2}{\lambda_2} = 2$$

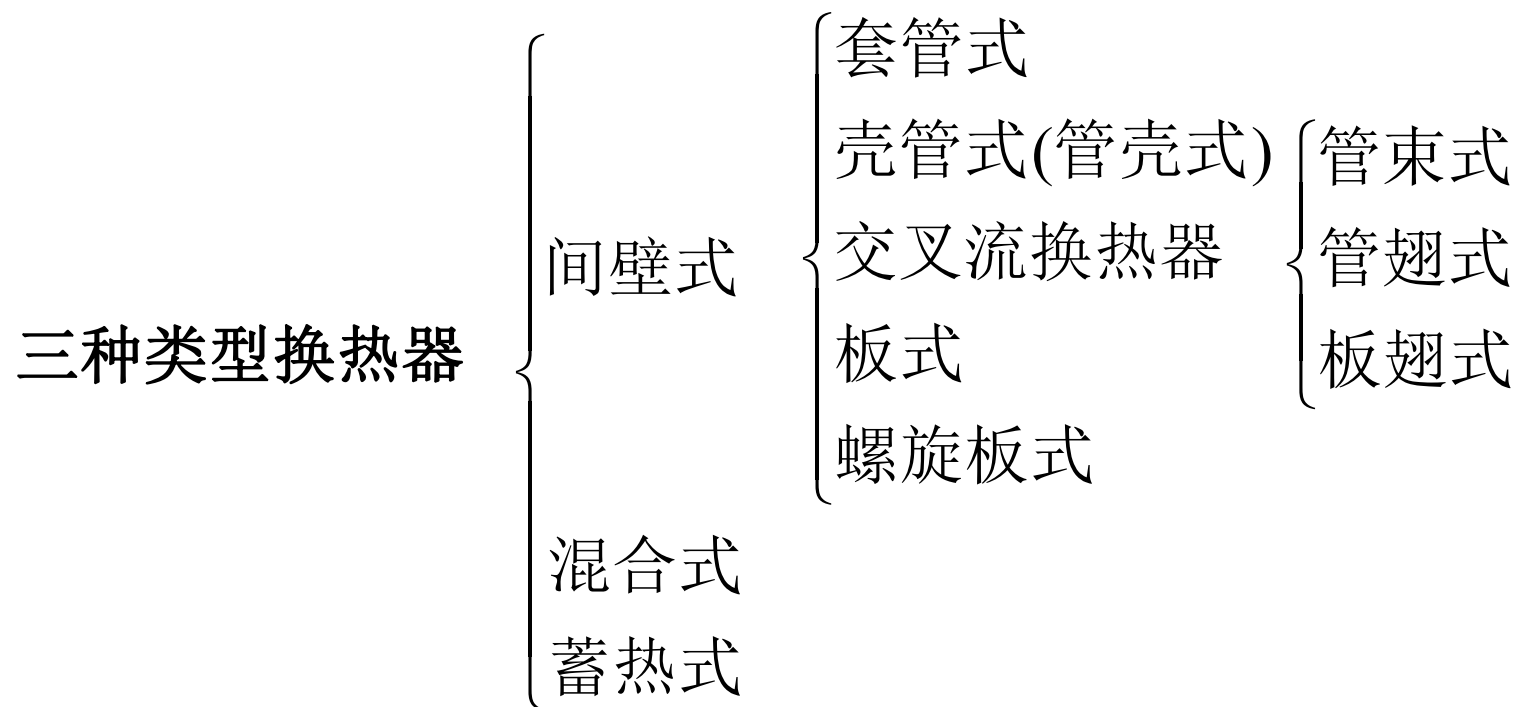
临界热绝缘直径

可见，确实是有一个极值存在，那么，到底是极大值，还是极小值呢？从热量的基本传递规律可知，应该是极大值。也就是说， d_{o2} 在 $d_{o1} \sim d_{cr}$ 之间， Φ 是增加的，当 d_{o2} 大于 d_{cr} 时， Φ 降低。

15.2 换热器的型式及平均温差

1 换热器的定义：用来使热量从热流体传递到冷流体，以满足规定的工艺要求的装置

2 换热器的分类：

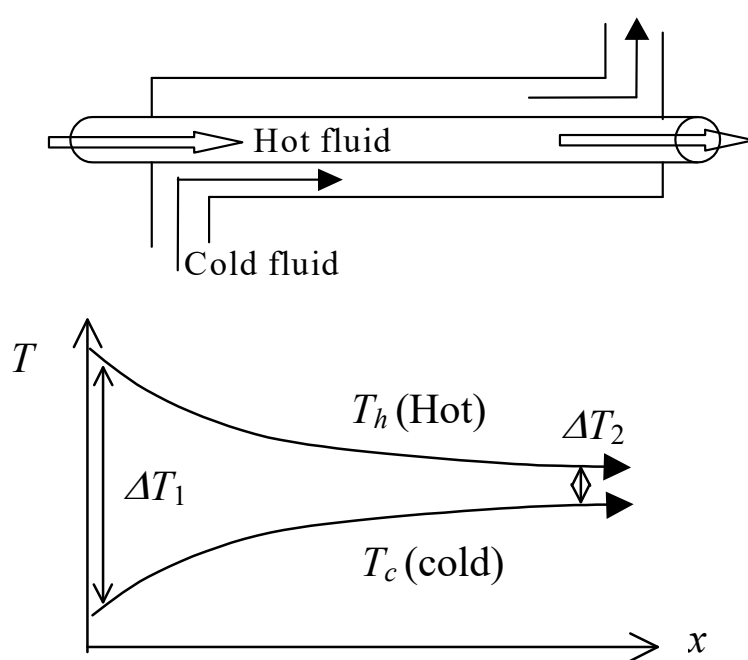
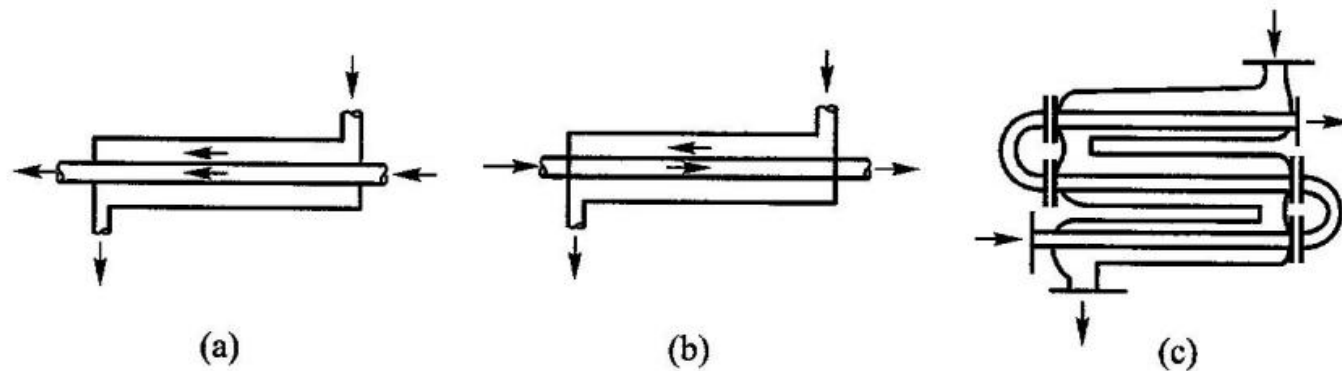


15.2 换热器的型式及平均温差

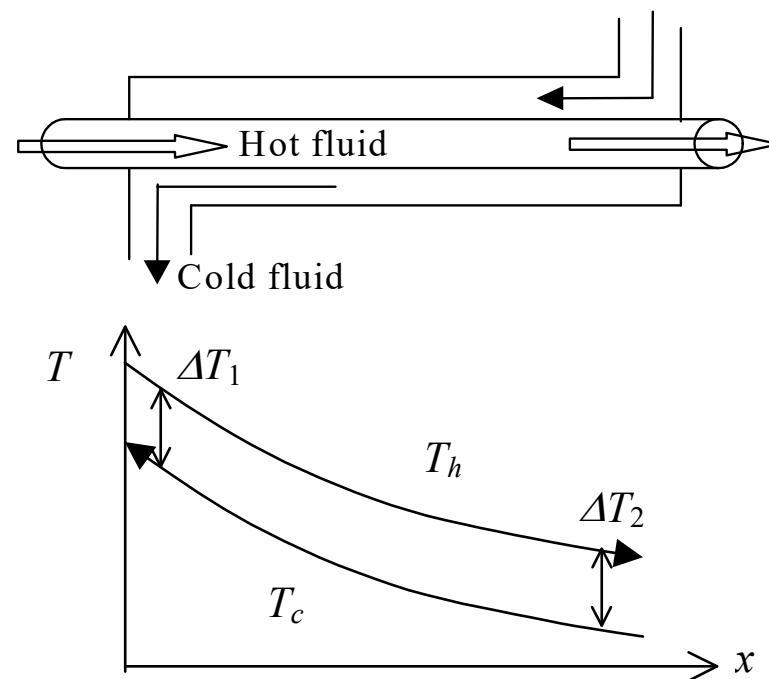
3 间壁式换热器的主要型式

(1) 套管式换热器:

最简单的一种间壁式换热器，流体有顺流和逆流两种，适用于传热量不大或流体流量不大的情形



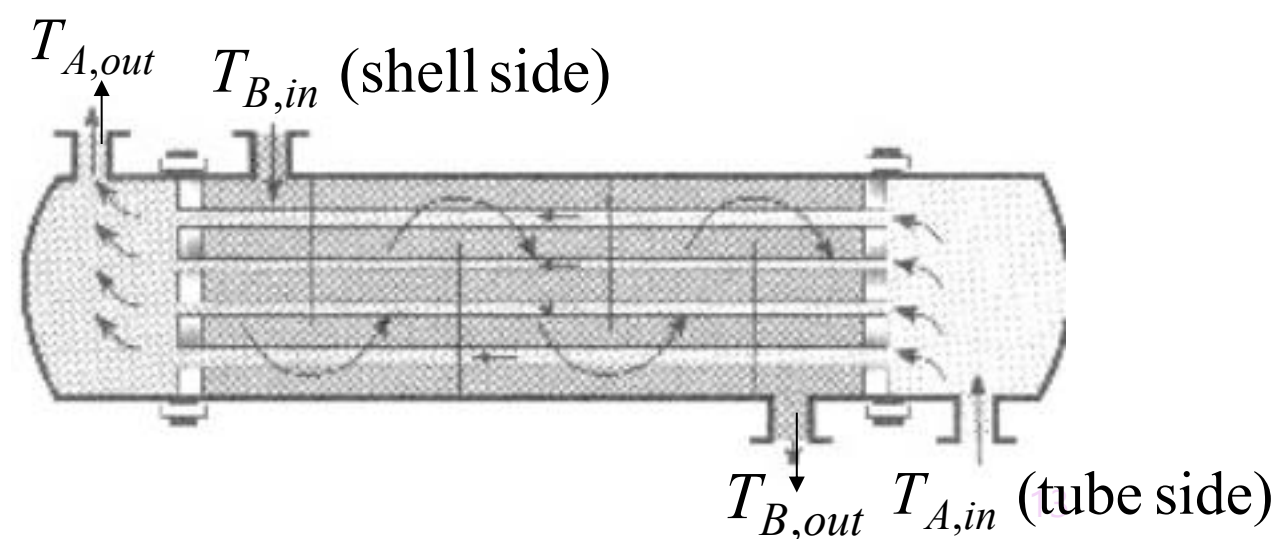
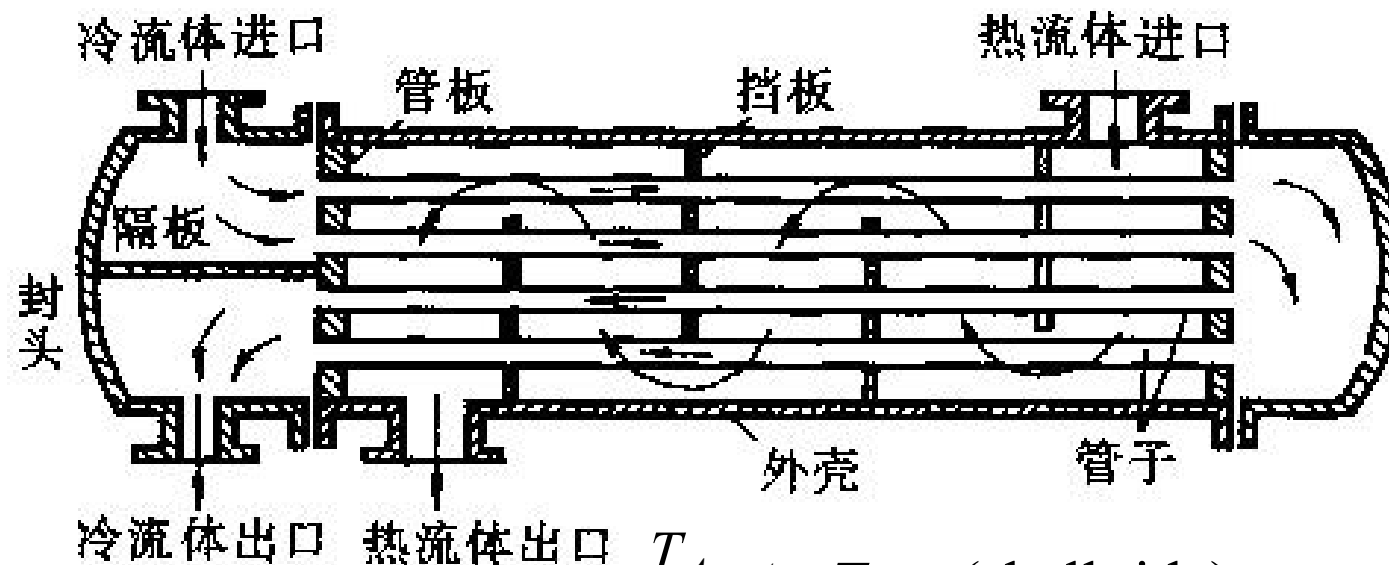
顺流



逆流

15.2 换热器的型式及平均温差

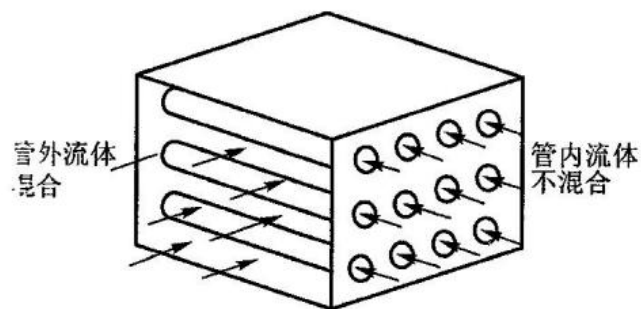
(2) 管壳式换热器：最主要的一种间壁式换热器，传热面由管束组成，管子两端固定在管板上，管束与管板再封装在外壳内。两种流体分**管程**和**壳程**。



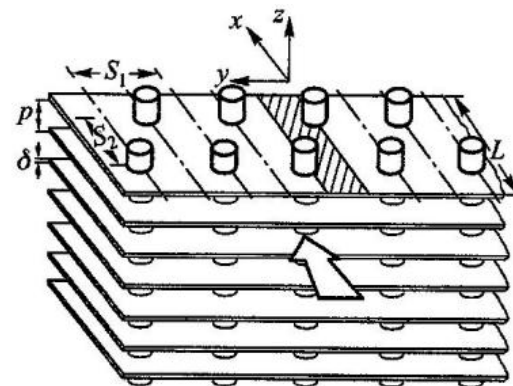
15.2 换热器的型式及平均温差

(3) 交叉流换热器：间壁式换热器的又一种主要形式。其主要特点是冷热流体呈交叉状流动。

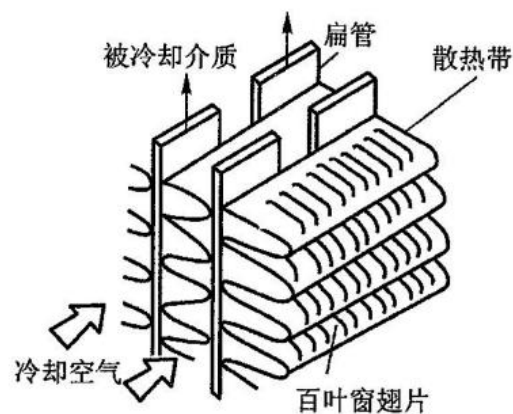
交叉流换热器又分管束式、管翅式和板翅式三种。



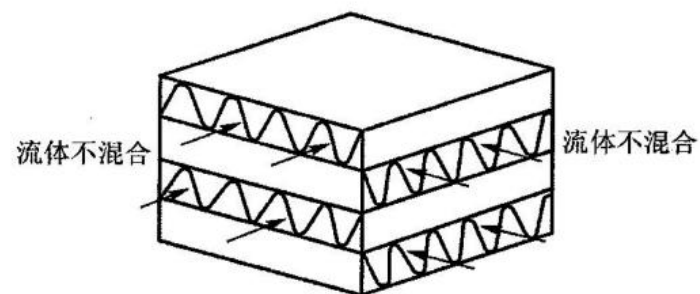
(a) 光管管束式交叉流换热器



(b) 管翅式交叉流换热器



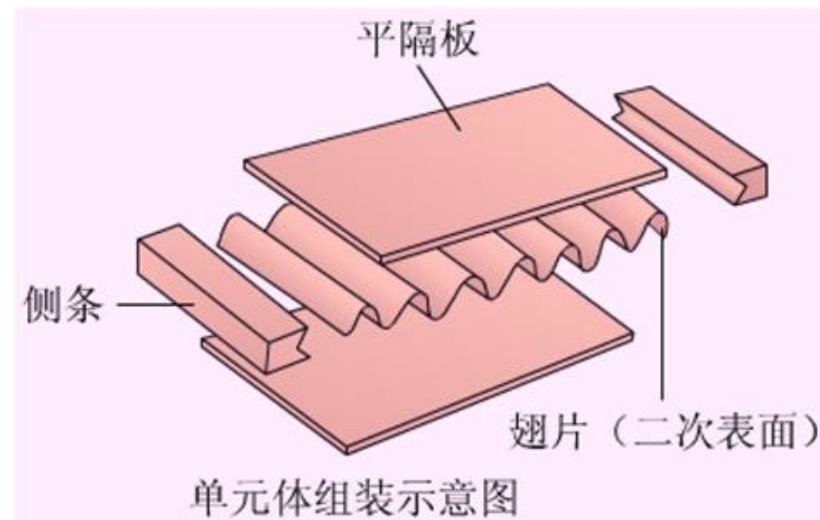
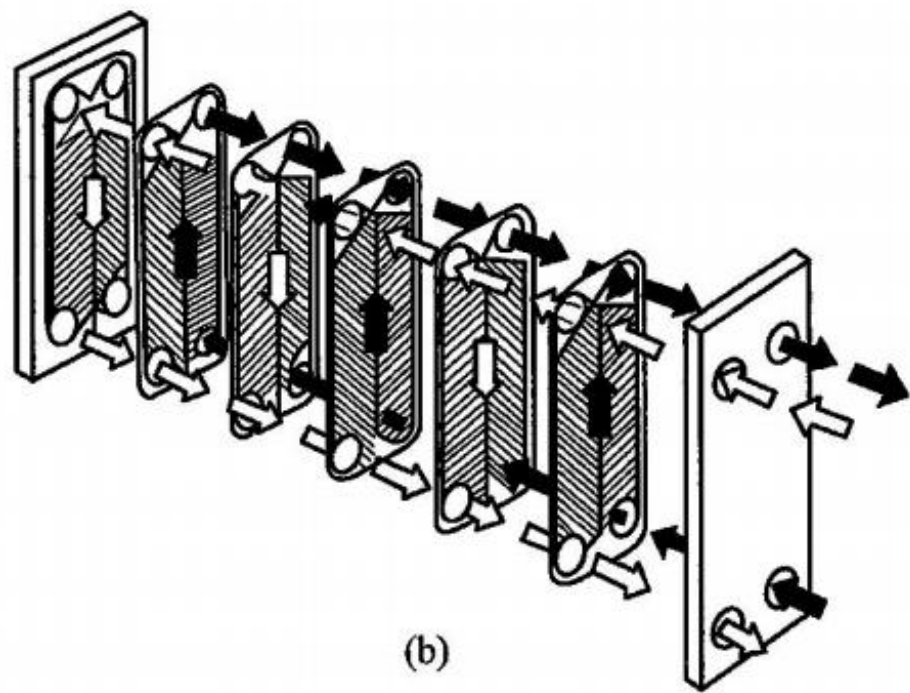
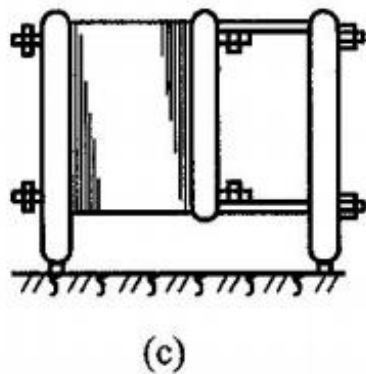
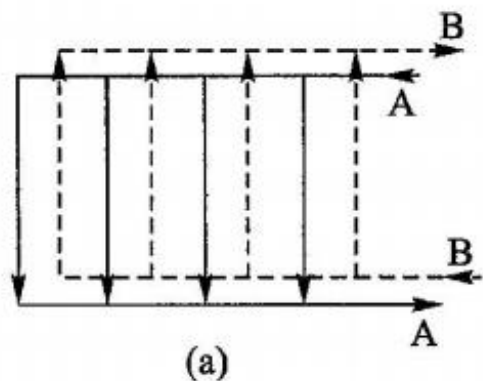
(c) 管带式交叉流换热器



(d) 板翅式交叉流换热器

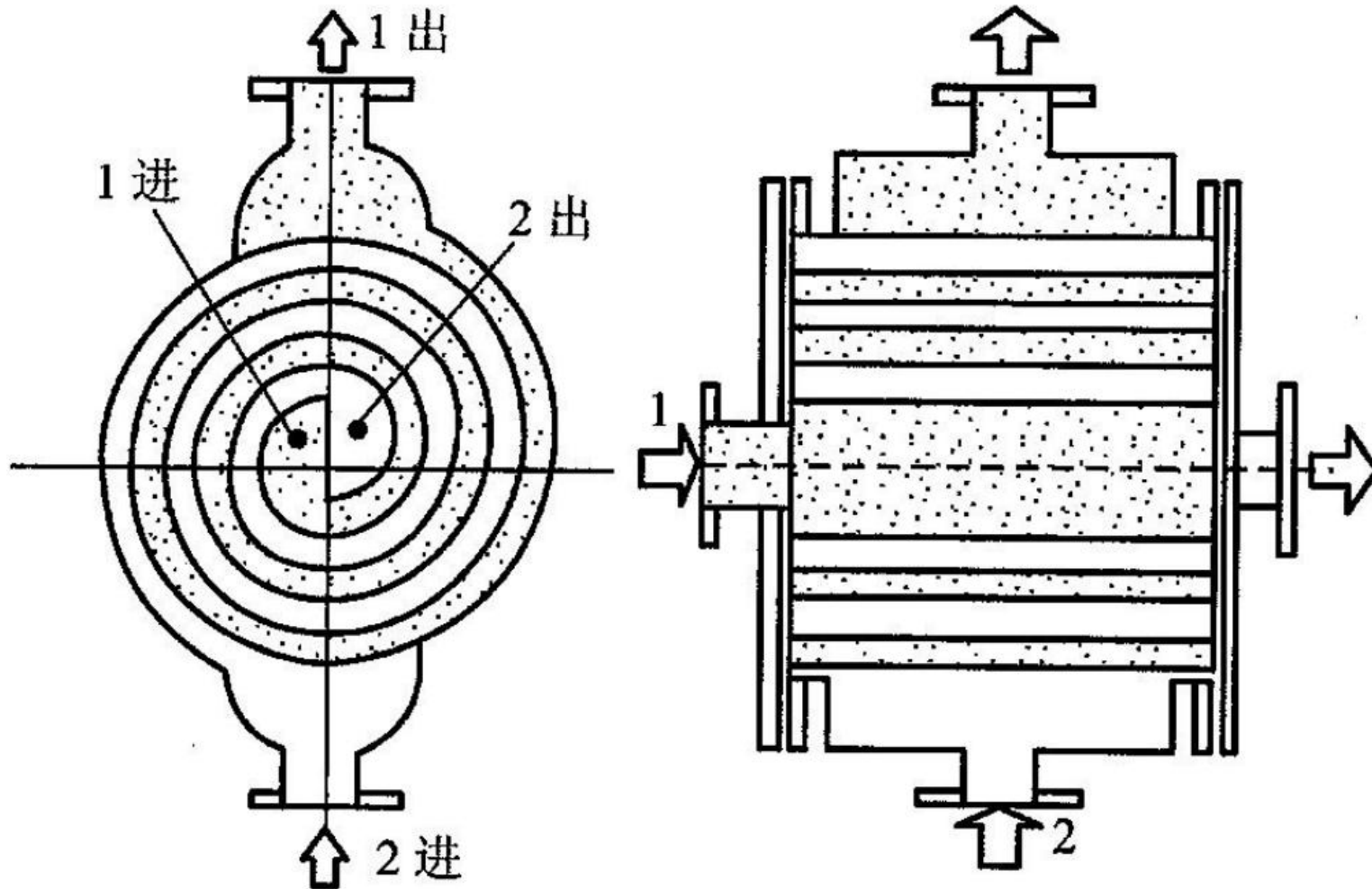
15.2 换热器的型式及平均温差

(4) 板式换热器：由一组几何结构相同的平行薄平板叠加所组成，冷热流体间隔地在每个通道中流动，其特点是拆卸清洗方便，故适用于含有易结垢物的流体。



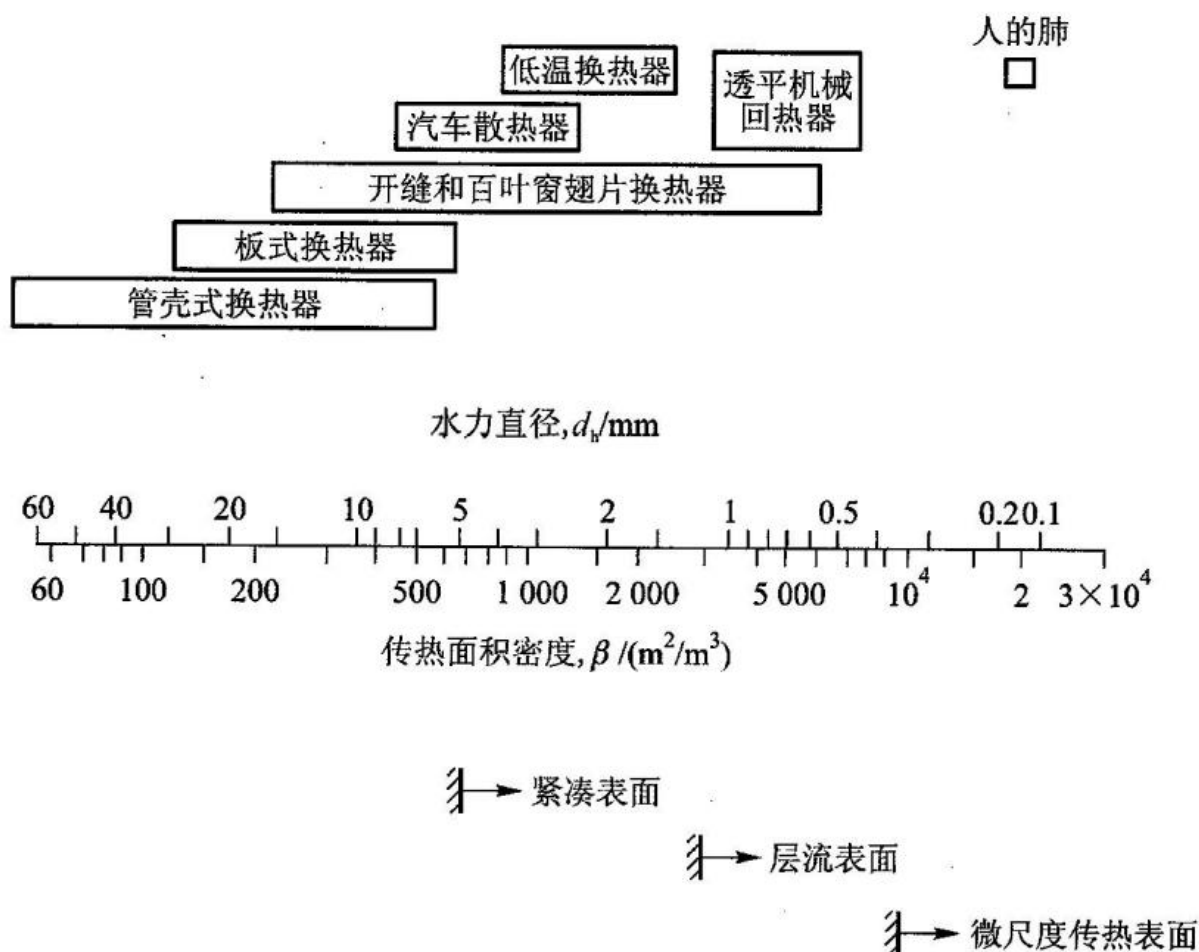
15.2 换热器的型式及平均温差

(5) 螺旋板式换热器： 换热表面由两块金属板卷制而成，有点：换热效果好；缺点：密封比较困难。



15.2 换热器的型式及平均温差

单位体积内所包含的换热面积 β 作为衡量换热器紧凑程度的衡量指标，一般将大于 $700\text{m}^2/\text{m}^3$ 的换热器称为**紧凑式换热器**。



提高换热器的紧凑程度，以缩小体积、减轻重量是换热器研究中的一个重要目标。提高紧凑度的途径有：

- ① 减小管径。当管壳式换热器的圆管的直径小于5mm时， β 可超过 $660\text{m}^2/\text{m}^3$ 。
- ② 采用板式结构。由多层薄板形成的流道可使水力直径降低，并且可以在板上压制出波纹以增加对流体的扰动。
- ③ 采用各种肋化表面(即扩展表面)。其中在翅片上开缝的翅片传热效率更高，如交叉换热器中的图(b)(c)的翅片就属于这种类型。
- ④ 采用丝网状材料等。这是实现紧凑性的重要方法。各种高级动物的肺从换热角度来看是最紧凑的热、质(气与二氧化碳)交换设备，人肺的 β 高达 $15000\text{m}^2/\text{m}^3$ 以上，是目前任何紧凑式换热器无法比拟的。

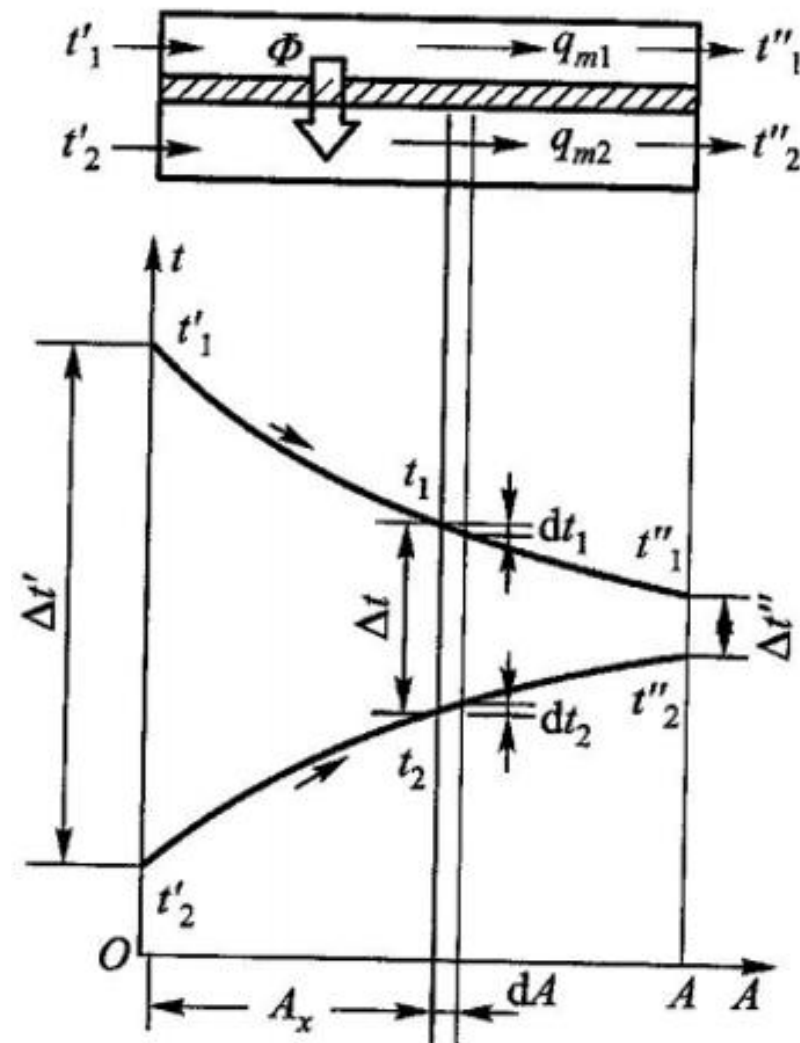
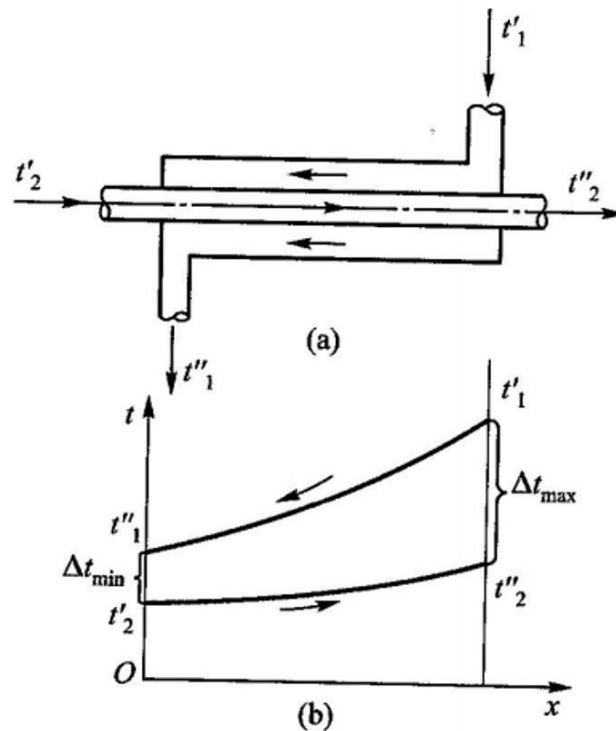
15.2 换热器的型式及平均温差

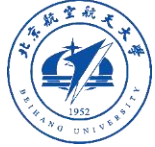
4 简单顺流及逆流换热器的对数平均温差

传热方程的一般形式: $\Phi = kA \Delta t_m$

- 这个过程对于传热过程是通用的, 但是当温差沿整个壁面不是常数时, 比如等壁温条件下的管内对流换热, 以及我们现在遇到的换热器等。

Δt_m





15.2 换热器的型式及平均温差

以**顺流**情况为例，并作如下假设：

- (1) 冷热流体的质量流量 qm_2 、 qm_1 以及比热容 c_2 、 c_1 是常数；
- (2) 传热系数是常数；
- (3) 换热器无散热损失；
- (4) 换热面沿流动方向的导热量可以忽略不计。

要想计算沿整个换热面的平均温差，首先需要知道当地温差随换热面积的变化，即 $\Delta t_x = f(A_x)$ ，然后再沿整个换热面积进行平均

15.2 换热器的型式及平均温差

微元面积 dA 两侧热、冷流体温差:

$$\Delta t = t_1 - t_2 \Rightarrow d\Delta t = dt_1 - dt_2$$

通过微元面的热流量为: $d\Phi = k dA \Delta t$

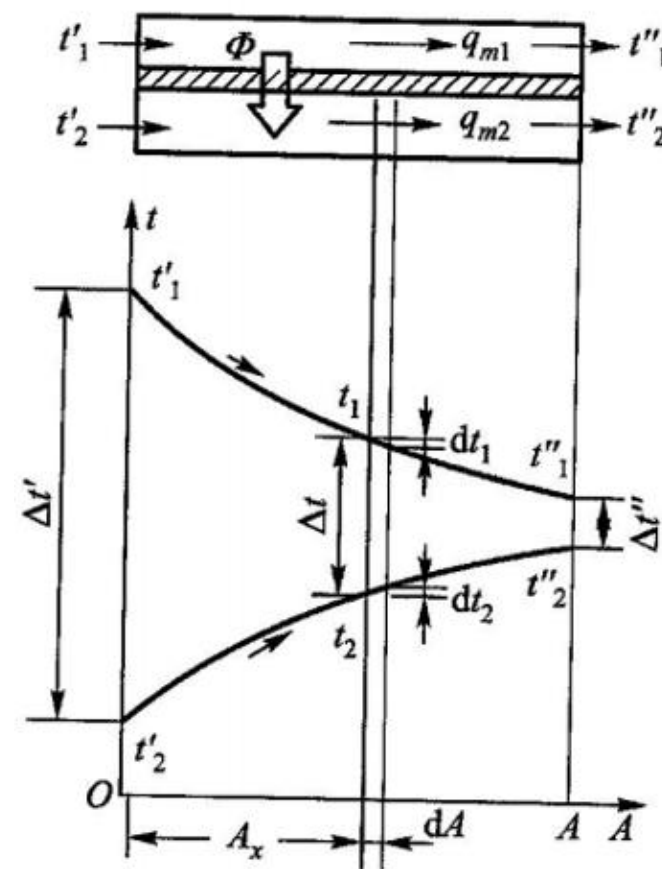
热流体放出热量后, 温度下降了 dt_1 ,

$$d\Phi = -q_{m1} c_1 dt_1 \Rightarrow dt_1 = -\frac{1}{q_{m1} c_1} d\Phi$$

同理冷流体则有:

$$d\Phi = q_{m2} c_2 dt_2 \Rightarrow dt_2 = \frac{1}{q_{m2} c_2} d\Phi$$

$$\Rightarrow d\Delta t = dt_1 - dt_2 = -\left(\frac{1}{q_{m1} c_1} + \frac{1}{q_{m2} c_2}\right) d\Phi = -\mu d\Phi \quad \mu = \frac{1}{q_{m1} c_1} + \frac{1}{q_{m2} c_2}$$



15.2 换热器的型式及平均温差



$$d\Delta t = -\mu d\Phi = -\mu k dA \Delta t$$



$$\frac{d\Delta t}{\Delta t} = -\mu k dA$$

积分:

$$\int_{\Delta t'}^{\Delta t_x} \frac{d\Delta t}{\Delta t} = -\mu k \int_0^{A_x} dA$$

式中, $\Delta t'$ 和 Δt_x 分别表示 $A=0$ 处和 $A=A_x$ 处的温差, 积分结果为 $\ln \frac{\Delta t_x}{\Delta t'} = -\mu k A_x$ $\Delta t_x = \Delta t' e^{-\mu k A_x}$

可见, 当地温差随换热面呈指数变化, 则沿整个换热面的平均温差为:

$$\Delta t_m = \frac{1}{A} \int_0^A \Delta t_x dA_x = \frac{1}{A} \int_0^A \Delta t' \exp(-\mu k A_x) dA_x = -\frac{\Delta t'}{\mu k A} (e^{-\mu k A} - 1)$$

$$\ln \frac{\Delta t_x}{\Delta t'} = -\mu k A_x \xrightarrow{A_x = A} \ln \frac{\Delta t''}{\Delta t'} = -\mu k A \xrightarrow{\quad} \frac{\Delta t''}{\Delta t'} = e^{-\mu k A}$$

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t'}{\ln \frac{\Delta t''}{\Delta t'}} \left(\frac{\Delta t''}{\Delta t'} - 1 \right) = \frac{\Delta t'' - \Delta t'}{\ln \frac{\Delta t''}{\Delta t'}} = \frac{\Delta t' - \Delta t''}{\ln \frac{\Delta t'}{\Delta t''}}$$

对数平均温差

15.2 换热器的型式及平均温差

顺流:

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t' - \Delta t''}{\ln \frac{\Delta t'}{\Delta t''}}$$

逆流时:

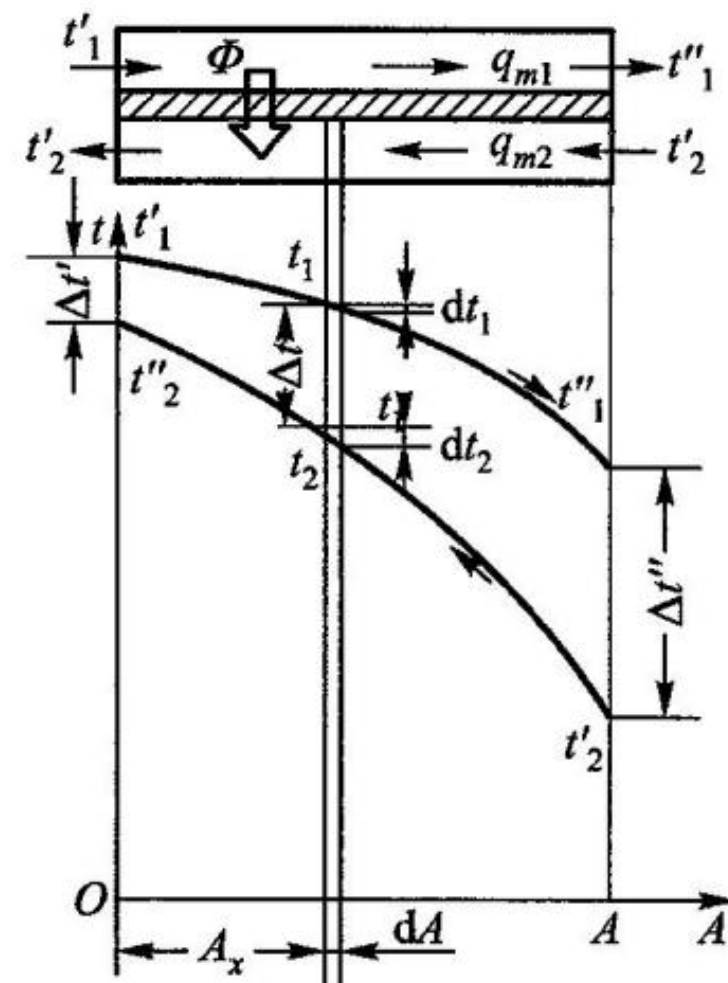
$$dQ = -q_{m1}c_1 dt_1 = -q_{m2}c_2 dt_2$$

$$dt_1 = -\frac{dQ}{q_{m1}c_1}; \quad dt_2 = -\frac{dQ}{q_{m2}c_2}$$

$$d\Delta t = -\left(\frac{1}{q_{m1}c_1} - \frac{1}{q_{m2}c_2}\right)d\Phi = -\mu d\Phi \quad \mu = \frac{1}{q_{m1}c_1} - \frac{1}{q_{m2}c_2}$$

其他过程和公式与顺流是完全一样, 因此, 最终仍然可以得到:

$$\Delta t_{m, \text{逆流}} = \frac{\Delta t' - \Delta t''}{\ln \frac{\Delta t'}{\Delta t''}}$$



逆流时平均温差推导



15.2 换热器的型式及平均温差

顺流和逆流的区别在于：

$$\text{顺流:} \quad \Delta t' = t_1' - t_2' \quad \Delta t'' = t_1'' - t_2''$$

$$\text{逆流:} \quad \Delta t' = t_1' - t_2'' \quad \Delta t'' = t_1'' - t_2'$$

或者我们也可以将对数平均温差写成如下统一形式(顺流和逆流都适用)

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_{\max} - \Delta t_{\min}}{\ln \frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\min}}}$$

15.2 换热器的型式及平均温差

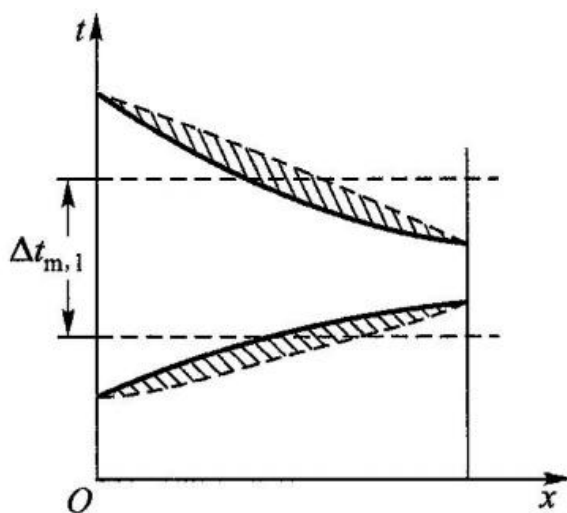
5 算术平均温差

平均温差的另一种更为简单的形式是算术平均温差，即

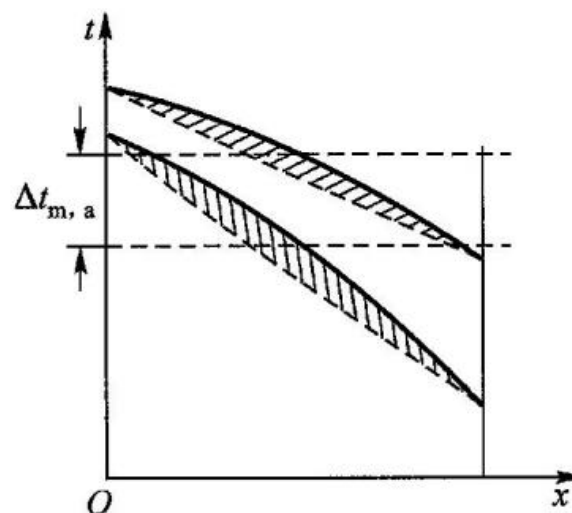
$$\Delta t_{m, \text{算术}} = \frac{\Delta t_{\max} + \Delta t_{\min}}{2}$$

$$\Delta t_{m, \text{对数}} = \frac{\Delta t_{\max} - \Delta t_{\min}}{\ln \frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\min}}}$$

算术平均温差相当于温度呈直线变化的情况，因此，总是大于相同进出口温度下的对数平均温差，当 $\Delta t_{\max} / \Delta t_{\min} \leq 2$ 时，两者的差别小于4%；当 $\Delta t_{\max} / \Delta t_{\min} \leq 1.7$ 时，两者的差别小于2.3%。



(a) 顺流

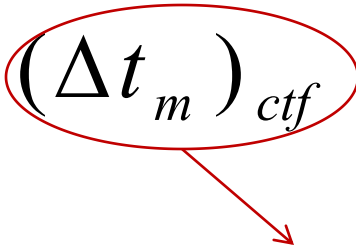


(b) 逆流

15.2 换热器的型式及平均温差

6 其他复杂布置时换热器平均温差的计算

以上所讨论的对数平均温差(LMTD)只是针对纯顺流和纯逆流情况，而这种情况的出现是比较少的，实际换热器一般都是处于顺流和逆流之间，或者有时是逆流，有时又是顺流。对于这种复杂情况，我们当然也可以采用前面的方法进行分析，但数学推导将非常复杂，实际上，逆流的平均温差最大，因此，人们想到对纯逆流的对数平均温差进行修正以获得其他情况下的平均温差。

$$\Delta t_m = \psi (\Delta t_m)_{ctf}$$


是给定的冷热流体的进出口温度布置成逆流时的对数平均温差， ψ 是小于1的修正系数。



15.2 换热器的型式及平均温差

关于 ψ 的注意事项

(1) ψ 值取决于无量纲参数 P 和 R

$$P = \frac{t_2'' - t_2'}{t_1' - t_2'}, \quad R = \frac{t_1' - t_1''}{t_2'' - t_2'}$$

式中：下标1、2分别表示两种流体，上角标 ' 表示进口，
'' 表示出口，图表中均以 P 为横坐标， R 为参量。

(2) P 的物理意义：流体2的实际温升与理论上所能达到的最大温升之比，所以只能小于1

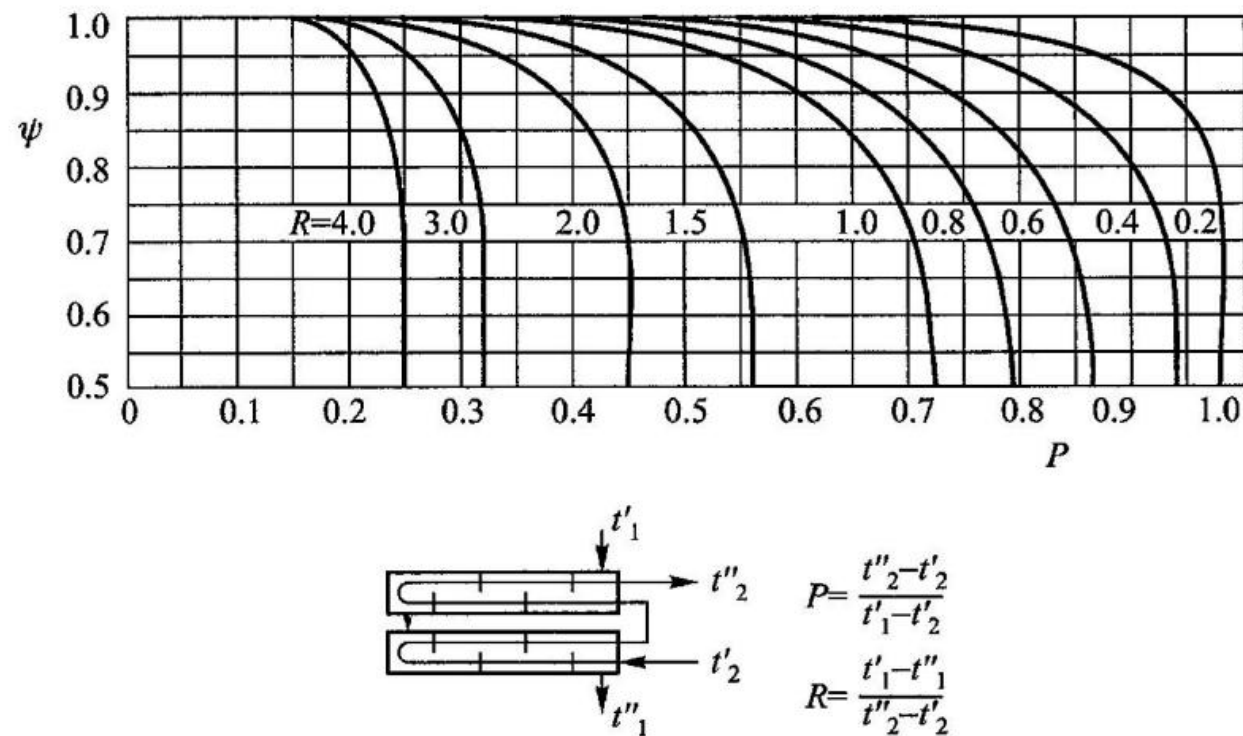
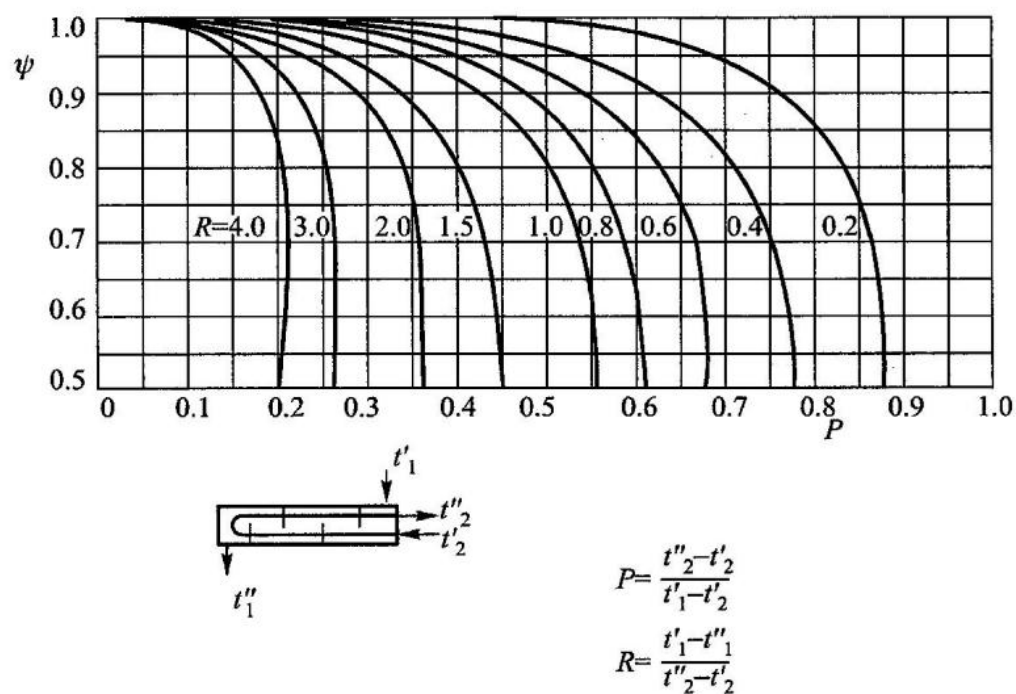
(3) R 的物理意义：两种流体的热容量之比

$$R = \frac{t_1' - t_1''}{t_2'' - t_2'} = \frac{q_{m2}c_2}{q_{m1}c_1}$$

(4) 对于管壳式换热器，查图时需要注意流动的“程”数

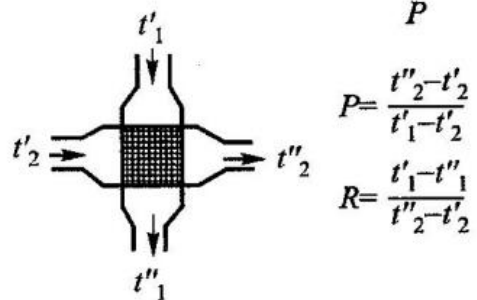
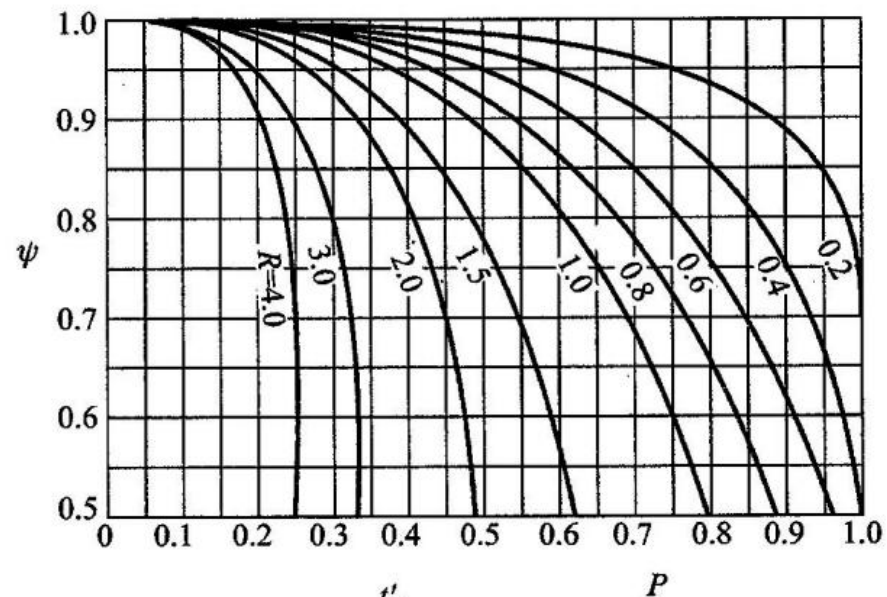
所谓“程”，对壳侧流体是指所流过的壳体的个数，对管侧流体，程数减1是其流动的总方向改变的次数。

2 - 4、2 - 8等多流程管壳式换热器的修正系数

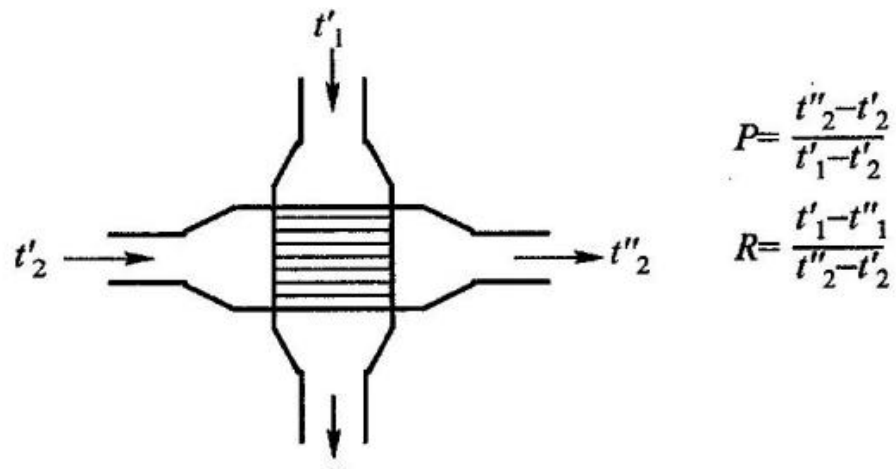
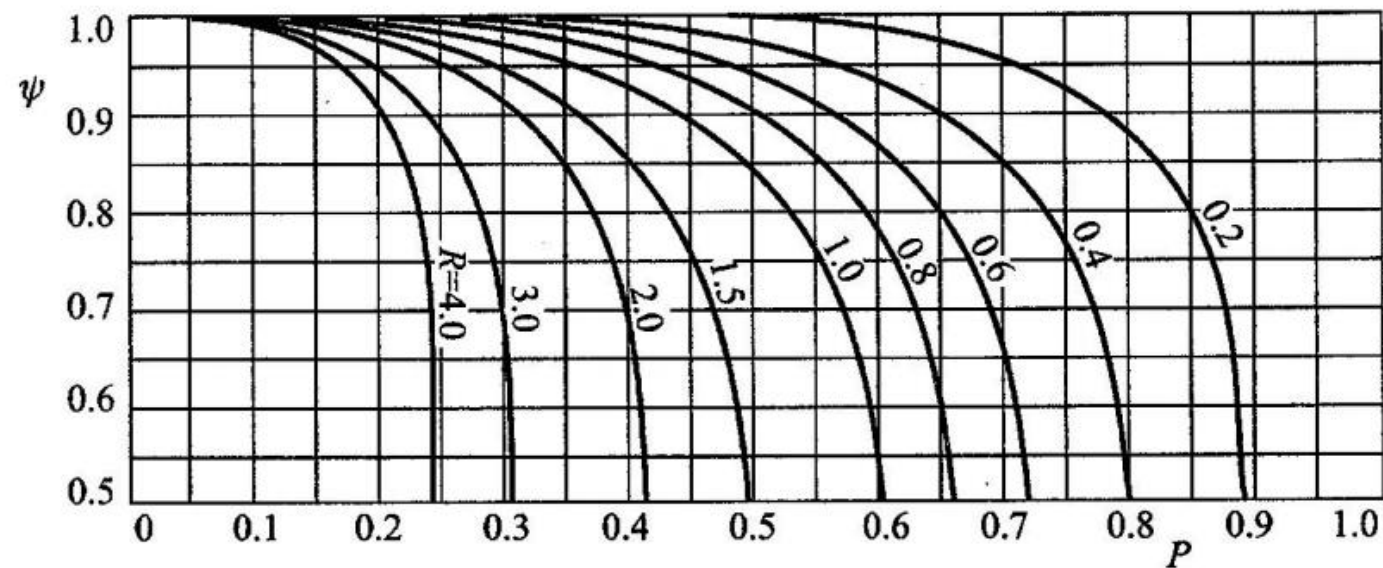


1—2、1—4等多流程管壳式换热器的修正系数

2—4、2—8等多流程管壳式换热器的修正系数



一次交叉流，两种流体各自都不混合时的修正系数



一次交叉流，一种流体混合、一种流体不混合时的修正系数

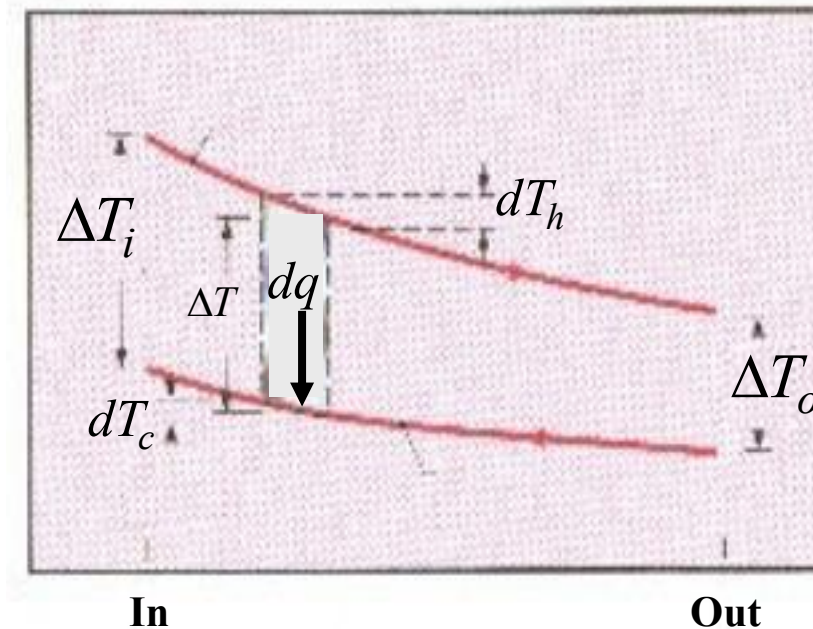
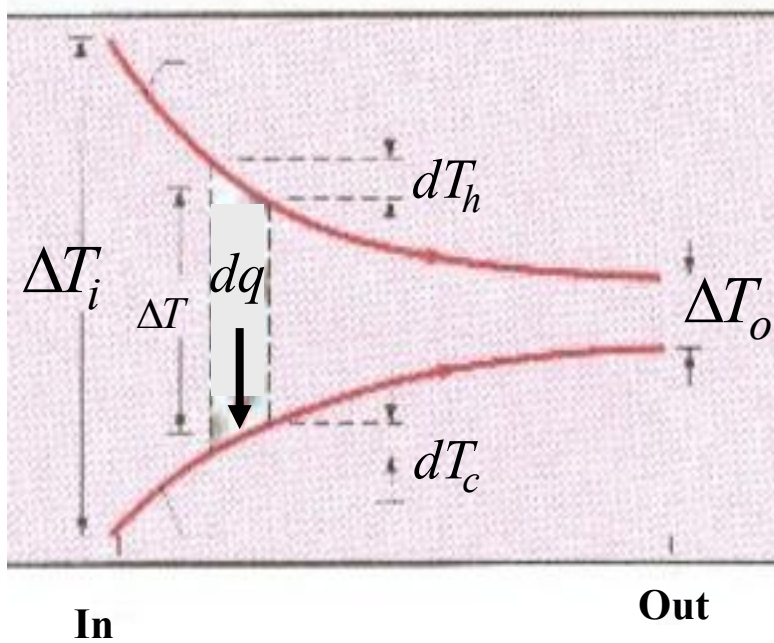
15.2 换热器的型式及平均温差

7 各种流动形式的比较

在相同的进、出口温度条件下：

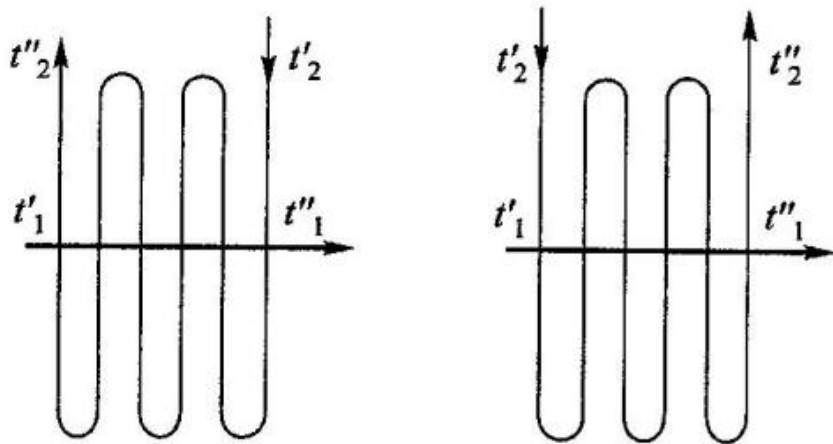
- ①逆流的平均温差最大；②顺流的平均温差最小；
- ③交叉流适中。

因此，换热器应当尽量布置成逆流，而尽可能避免作顺流布置。但逆流也有缺点，即热流体和冷流体的最高温度集中在换热器的同一端。使得该处的壁温特别高，可能对换热器产生破坏，因此，对于高温换热器，又是需要故意设计成顺流

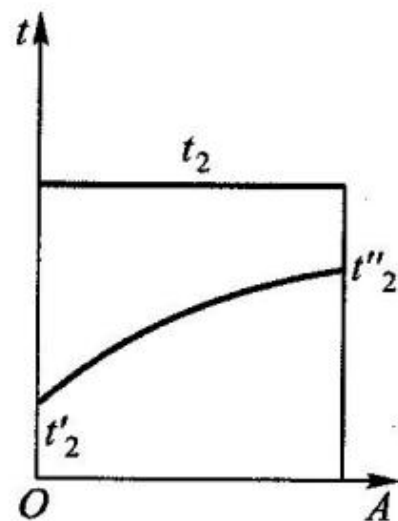


15.2 换热器的型式及平均温差

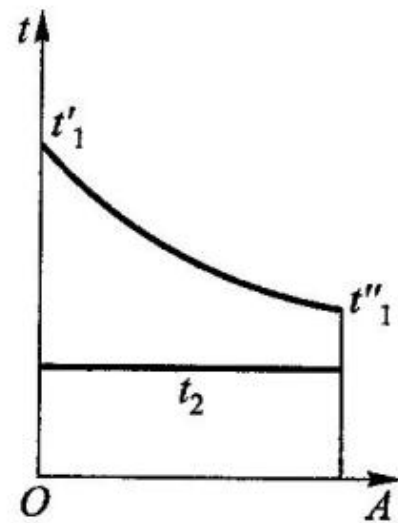
对于有相变的换热器，如蒸发器和冷凝器，发生相变的流体温度不变，所以不存在顺流还是逆流的问题。



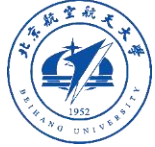
可作为逆流、顺流处理的情况



(a)



(b)



15.3 换热器热计算

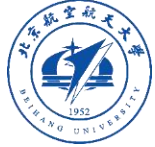
一 两种类型的设计和两种设计方法

1. 两种类型的设计

换热器热计算分两种情况：**设计计算**和**校核计算**

(1)设计计算：设计一个新的换热器，以确定所需的换热面积

(2)校核计算：对已有或已选定了换热面积的换热器，在非设计工况条件下，核算他能否胜任规定的新任务。



15.3 换热器热计算

两种计算中已知量及待求量分析

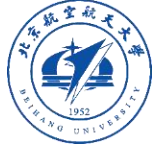
换热器热计算的基本方程式是传热方程式及热平衡式

$$\Phi = kA\Delta t_m$$

$$\Phi = q_{m1}c_1(t'_1 - t''_1) = q_{m2}c_2(t''_2 - t'_2)$$

式中， Δt_m 不是独立变量，因为它取决于 t'_1 、 t''_1 、 t'_2 、 t''_2 以及换热器的布置。

根据热平衡方程，一旦 $q_{m1}c_1, q_{m2}c_2$ 以及 t'_1 、 t''_1 、 t'_2 、 t''_2 中的三个已知的话，我们就可以计算出另外一个温度。



15.3 换热器热计算

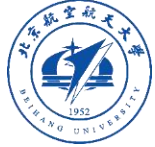
因此，上面的两个方程中共有8个未知数，即

$\Phi, k, A, q_{m1}, c_1, q_{m2}, c_2$, 以及 t_1', t_1'', t_2', t_2'' 中的三个

需要给定其中的5个变量，才可以计算另外三个变量。

对于**设计计算**而言，给定的是 $q_{m1}c_1, q_{m2}c_2$ ，以及4个进出口温度中的三个，最终求 k, A

对于**校核计算**而言，给定的一般是 $A, q_{m1}c_1, q_{m2}c_2$ ，以及2个进口温度 t_1', t_2' ，待求的是 t_1'', t_2'' ，此时，传热系数 k 可以由给定的条件计算而得。



15.3 换热器热计算

2.两种设计方法： 平均温差法

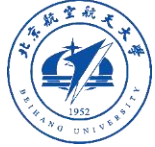
传热单元数(NTU)法 效能-传热单元数法(ϵ -NTU)

相同点：两种方法都是依据热平衡方程及用传热系数 k 表征传热过程强弱；

不同点：利用的途径不同

平均温差法：直接利用传热方程计算传热量（校核计算）或传热面积（设计计算）

传热单元法：利用换热器的效能和传热单元数，进行设计计算和校核计算



15.3 换热器热计算

换热器的热计算有两种方法：

1 平均温差法：就是直接应用传热方程和热平衡方程进行热计算，其具体步骤如下：

对于设计计算（已知 $q_{m1}c_1, q_{m2}c_2$ ，及进出口温度中的三个，求 k, A ）

- (1) 初步布置换热面，并计算出相应的总传热系数 k
- (2) 根据给定条件，由热平衡式求出进、出口温度中的那个待定的温度
- (3) 由冷热流体的4个进出口温度确定平均温差 Δt_m
- (4) 由传热方程式计算所需的换热面积 A ，并核算换热面流体的流动阻力
- (5) 如果流动阻力过大，则需要改变方案重新设计。



15.3 换热器热计算

对于校核计算（已知 $A, q_{m1}c_1, q_{m2}c_2$ ，及两个进口温度，求 t_1'', t_2'' ）
步骤：

- (1) 先假设一个流体的出口温度，按热平衡式计算另一个出口温度
- (2) 根据4个进出口温度求得平均温差 Δt_m
- (3) 根据换热器的结构，算出相应工作条件下的总传热系数 k
- (4) 已知 kA 和 Φ ，按传热方程式计算在假设出口温度下的 Δt_m
- (5) 根据4个进出口温度，用热平衡式计算另一个 Φ ，这个值和上面的 Φ ，都是在假设出口温度下得到的，因此，都不是真实的换热量
- (6) 比较两个 Φ 值，满足精度要求，则结束，否则，重新假定出口温度，重复(1)~(6)，直至满足精度要求。

15.3 换热器热计算

2 效能-传热单元数法

(1) 换热器的效能和传热单元数

换热器效能的定义

$$\varepsilon = \frac{(t'_1 - t''_1)_{\max}}{t'_1 - t'_2}$$

- 式中,分母为流体在换热器中可能发生的最大温差值,而分子则为冷流体或热流体在换热器中的实际温度差值中的大者。
如果冷流体的温度变化大,则 $(t'_1 - t''_1)_{\max} = (t''_2 - t'_2)$, 反之则 $(t'_1 - t''_1)_{\max} = (t''_1 - t'_1)$ 。
- 从定义式可知,效能 ε 表示换热器的实际换热效果与最大可能的换热效果之比。已知 ε 后,换热器交换的热流量即可根据两种流体的进口温度确定:

$$\Phi = (q_m c)_{\min} (t'_1 - t''_1)_{\max} = \varepsilon (q_m c)_{\min} (t'_1 - t'_2)$$

- 以顺流换热器为例,并假设

$$q_{m1} c_1 < q_{m2} c_2$$

$$\frac{kA}{(q_m c)_{\min}} = NTU$$

由定义: $t'_1 - t''_1 = \varepsilon (t'_1 - t'_2)$ ①

根据热平衡式得 $q_{m1} c_1 (t'_1 - t''_1) = q_{m2} c_2 (t''_2 - t'_2) \Rightarrow t''_2 - t'_2 = \frac{q_{m1} c_1}{q_{m2} c_2} (t'_1 - t''_1)$ ②

15.3 换热器热计算

式①, ②相加:

$$(t_1' - t_2') - (t_1'' - t_2'') = \varepsilon \left(1 + \frac{q_{m1}c_1}{q_{m2}c_2} \right) (t_1' - t_2')$$

$$1 - \frac{t_1'' - t_2''}{t_1' - t_2'} = \varepsilon \left(1 + \frac{q_{m1}c_1}{q_{m2}c_2} \right)$$

由上节 $\frac{\Delta t''}{\Delta t'} = e^{-\mu k A}$

$$\varepsilon = 1 - \frac{1 - \exp(-\mu k A)}{1 + \frac{q_{m1}c_1}{q_{m2}c_2}}$$

$$\mu = \frac{1}{q_{m1}c_1} + \frac{1}{q_{m2}c_2}$$

$$\varepsilon = 1 - \frac{1 - \exp \left[-\frac{kA}{q_{m1}c_1} \left(1 + \frac{q_{m1}c_1}{q_{m2}c_2} \right) \right]}{1 + \frac{q_{m1}c_1}{q_{m2}c_2}}$$

当 $q_{m1}c_1 > q_{m2}c_2$, 类似可以得

$$\varepsilon = 1 - \frac{1 - \exp \left[-\frac{kA}{q_{m2}c_2} \left(1 + \frac{q_{m2}c_2}{q_{m1}c_1} \right) \right]}{1 + \frac{q_{m2}c_2}{q_{m1}c_1}}$$

15.3 换热器热计算

合并上两式

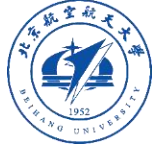
$$\varepsilon = \frac{1 - \exp \left[-\frac{kA}{(q_m c)_{\min}} \left(1 + \frac{(q_m c)_{\min}}{(q_m c)_{\max}} \right) \right]}{1 + \frac{(q_m c)_{\min}}{(q_m c)_{\max}}}$$

传热单元数按下式定义: $\frac{kA}{(q_m c)_{\min}} = \text{NTU}$

$$\varepsilon_{\text{顺流}} = \frac{1 - \exp \left\{ (-\text{NTU}) \left[1 + \frac{(q_m c)_{\min}}{(q_m c)_{\max}} \right] \right\}}{1 + \frac{(q_m c)_{\min}}{(q_m c)_{\max}}}$$

类似推导可得逆流的换热器效能:

$$\varepsilon_{\text{逆流}} = \frac{1 - \exp \left\{ (-\text{NTU}) \left[1 - \frac{(q_m c)_{\min}}{(q_m c)_{\max}} \right] \right\}}{1 - \frac{(q_m c)_{\min}}{(q_m c)_{\max}} \exp \left\{ (-\text{NTU}) \left[1 - \frac{(q_m c)_{\min}}{(q_m c)_{\max}} \right] \right\}}$$



15.3 换热器热计算

当冷热流体之一发生相变时，相当于 $(q_m c)_{\max} \rightarrow \infty$ ，即

$$\frac{(q_m c)_{\min}}{(q_m c)_{\max}} \rightarrow 0 \quad , \quad \text{于是上面效能公式可简化为}$$

$$\varepsilon = 1 - \exp[-NTU]$$

当两种流体的热容相等时，即 $\frac{(q_m c)_{\min}}{(q_m c)_{\max}} = 1$
 ε 公式可以简化为

顺流：

$$\varepsilon_{\text{顺流}} = \frac{1 - \exp(-2NTU)}{2}$$

逆流：

$$\varepsilon_{\text{逆流}} = \frac{NTU}{1 + NTU}$$

15.3 换热器热计算

(2) 用效能-传热单元数法计算换热器的步骤

a 设计计算 ($q_{m1}c_1, q_{m2}c_2$, 及进出口温度中的三个, 求 k, A)

显然, 利用已知条件可以计算出 ε , 而待求的 k, A 则包含在 NTU 内, 因此, 对于设计计算是已知 ε , 求 NTU , 求解过程与平均温差法相似, 不再重复

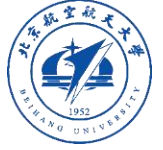
b 校核计算 ($A, q_{m1}c_1, q_{m2}c_2$, 及两个进口温度, 求 t_1'', t_2'')

由于 k 事先不知, 所以仍然需要假设一个出口温度, 具体如下:

- ① 假设一个出口温度 t'' , 利用热平衡式计算另一个 t''
- ② 利用四个进出口温度计算定性温度, 确定物性, 并结合换热器结构, 计算总传热系数 k
- ③ 利用 k, A 计算 NTU
- ④ 利用 NTU 计算 ε
- ⑤ 利用(10-17)计算 Φ , 利用(10-14)计算另一个 Φ
- ⑥ 比较两个 Φ , 是否满足精度, 否则重复以上步骤

$$\Phi = \varepsilon (q_m c)_{\min} (t_1' - t_2')$$

$$\Phi = k A \Delta t_m$$



15.3 换热器热计算

3 换热器设计时的综合考虑

换热器设计是综合性的课题，必须考虑出投资，运行费用，安全可靠等诸多因素。

4 换热器的结垢及污垢热阻

污垢增加了热阻，使传热系数减小，这种热阻成为污垢热阻，用 R_f 表示，

$$R_f = \frac{1}{k} - \frac{1}{k_0}$$

式中： k 为有污垢后的换热面的传热系数， k_0 为洁净换热面的传热系数。

15.3 换热器热计算

对于两侧均已结垢的管壳式换热器，以管子外表面为计算依据的传热系数可以表示成：

$$k = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_i} + R_{fi} \right) \frac{A_o}{A_i} + R_w + \left(\frac{1}{h_o} + R_{fo} \right) \frac{1}{\eta_o}}$$

R_w 为管壁导热热阻

如果管子外壁没有肋化，则肋面总效率 $\eta_o = 1$ 。

管壳式换热器的部分污垢热阻可以在表9-1种查得。

15.3 传热的强化和削弱

强化传热的目的：缩小设备尺寸、提高热效率、保证设备安全

削弱传热的目的：减少热量损失

$$\Phi = kA\Delta t_m$$

传热强化

- ① 提高传热系数
- ② 增大传热面积
- ③ 增加冷热流体温差

1 强化传热的原则和手段

(1) 强化换热的原则：哪个环节的热阻大，就对哪个环节采取强化措施。

举例：以圆管内充分发展湍流换热为例，其实验关联式为：

$$Nu = 0.023 Re_f^{0.8} Pr_f^{0.4} \quad h = \frac{0.023 c_p^{0.4} \lambda^{0.6} \rho^{0.8} u^{0.8}}{\eta^{0.4} d^{0.2}}$$



15.3 传热的强化和削弱

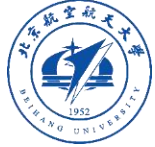
(2) 强化手段： a 无源技术(被动技术)； b 有源技术(主动式技术)

a 无源技术(被动技术)：除了输送传热介质的功率消耗外，无需附加动力

其主要手段有：①涂层表面；②粗糙表面；③扩展表面；④扰流元件；⑤涡流发生器；⑥螺旋管；⑦添加物；⑧射流冲击换热

b 有源技术(主动式技术)：需要外加的动力

其主要手段有：①对换热介质做机械搅拌；②使换热表面振动；③使换热瘤体振动；④将电磁场作用于流体以促使换热表面附近流体的混合；⑤将异种或同种流体喷入换热介质或将流体从换热表面抽吸走。



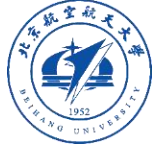
15.3 传热的强化和削弱

对换热器而言，随着强化措施的完善，污垢热阻有时会成为传热过程的主要热阻，因此，需要给换热器的设计提供哈里的污垢热阻的数据，这就需要实验测定，可是实验测出来的是总表面传热系数，那么如何将总的传热系数分成各个环节的热阻呢？下面的威尔逊图解法提供了一种有效途径

2 确定传热过程分热阻的威尔逊图解法(热阻分离法)

利用数据采集系统可以测定壁面和流体的温度，从而获得平均温差，利用热平衡方程式获得热流量，换热面积可以根据设计情况获得，这样就可以通过传热方程式计算出总表面传热系数。这是威尔逊图解法的基础。

我们已管壳式换热器为例，说明如何应用威尔逊图解法获得各个分热阻。总表面传热系数可以表示成：



15.3 传热的强化和削弱

$$\frac{1}{k_o} = \frac{1}{h_o} + R_w + R_f + \frac{1}{h_i} \frac{d_o}{d_i}$$

工业换热器中的管内流体的流动一般都是处于旺盛湍流状态， h_i 与流速 $u^{0.8}$ 成正比，因此，可以写成 $h_i = c_i u_i^{0.8}$ 的形式，带入上式：

$$\frac{1}{k_o} = \frac{1}{h_o} + R_w + R_f + \frac{1}{c_i u^{0.8}} \frac{d_o}{d_i}$$

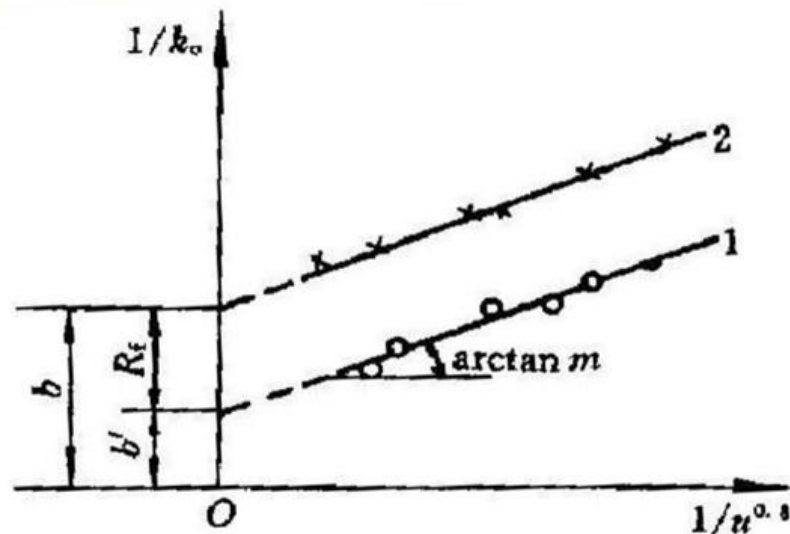
15.3 传热的强化和削弱

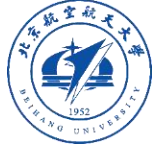
如果能保持 h_o 不变， R_w 壁面的导热热阻不会变化， R_f 在短时间内不会有大的改变，因此，上式右边的前三项可认为是常数，用 b 表示；物性不变的情况下，可以认为是 $\frac{1}{c_i} \frac{d_o}{d_i}$ 常数，用 m 表示，于是上式可变为

$$\frac{1}{k_o} = b + m \frac{1}{u^{0.8}}$$

改变管内流速 u ，则可以测得一系列的总表面传热系数，然后绘制成图，则是一条直线，

如图所示





15.3 传热的强化和削弱

从这个图中可以获得 b , m , 和 c_i , 从而, 管子内侧的对流换热系数

$$h_i = c_i u_i^{0.8}$$

这样就将内部热阻从总传热系数中分离出来, 然后, 当换热器运行一段时间后, 再进行同样过程的测量, 可以获得另外一条曲线, 则两条曲线截距之差就是污垢热阻, 这样又把污垢热阻分离出来了。

威尔逊图解法的前提是有一侧的换热热阻基本保持不变, 有时候这格条件很难被满足, 因此, 后来人们提出了一种修正威尔逊图解法。

15.3 传热的强化和削弱

3 隔热保温技术

- (1) 需求背景
- (2) 高于环境温度的热力设备的保温多采用无机的绝热材料
- (3) 低于环境温度时，有三个档次的绝热材料可供选择，
 - a 一般性的绝热材料；b 抽真空至10Pa的粉末颗粒热材料；c 多层真空绝热材料。
- (4) 保温效率 η

$$\eta = \frac{\Phi_0 - \Phi_x}{\Phi_0}$$

Φ_0 —— 单位长度裸管的散热量，W/m；

Φ_x —— 单位长度包有厚 x (单位：mm) 保温材料的管子的散热量，W/m

本章小结

- ❖ 换热器的定义、类型，及其各自的优缺点；
- ❖ 不同表面的总表面传热系数，污垢热阻的概念；
- ❖ 对数平均温差(LMTD)；
- ❖ **LMTD**在换热器分析中的应用
- ❖ 强化传热的原则和手段
- ❖ 临界热绝缘直径
- ❖ 用于不同的传热方式分析、计算换热器内的传热量

Thank you