

换热器

一. 按用途分：

- 1) 热量输入设备：
 - 加热器
 - 蒸发器
 - 再沸器
- 2) 热量输出设备：
 - 冷凝器
 - 冷却器

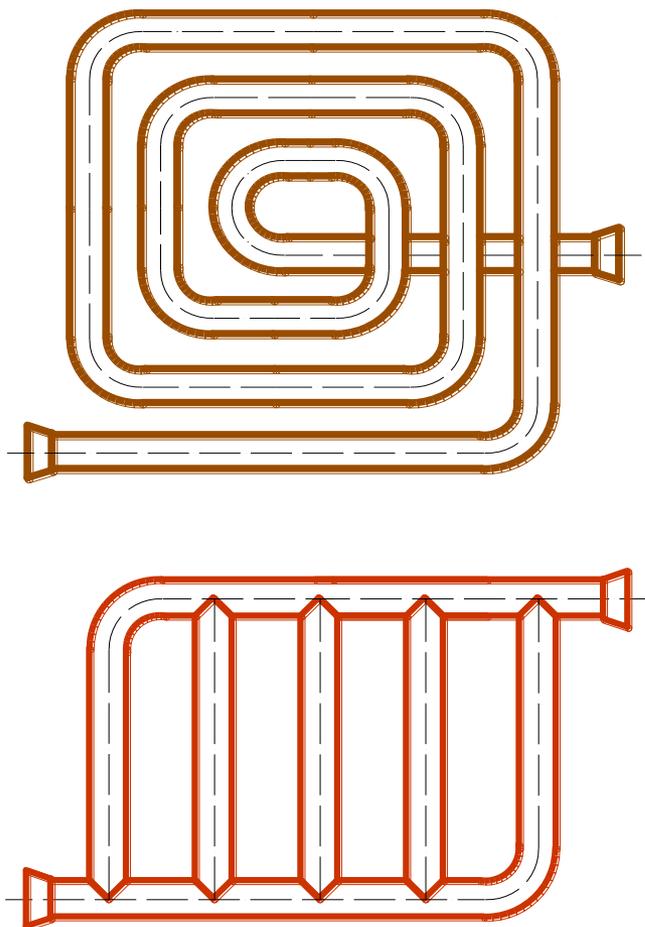
二. 按接触状态分：

- 1) 间接接触式，应用最广泛
- 2) 直接接触式
- 3) 蓄热式

夹套式换热器

结构简单，但传热面积小，传热效率低。为提高传热效果，可在釜内安装搅拌器、蛇管。广泛用于反应过程的加热、冷却。

沉浸式蛇管换热器



蛇管换热器

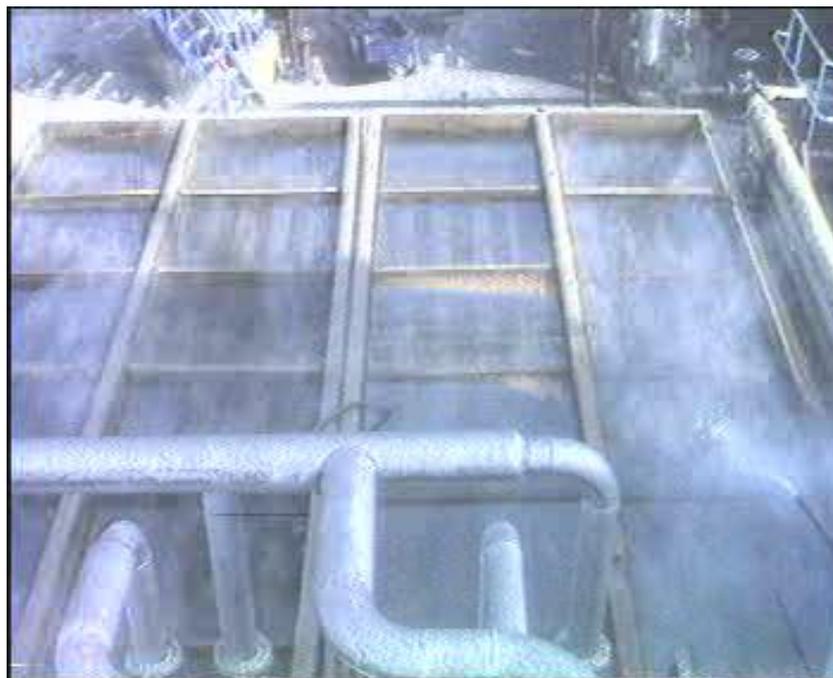
优点:

结构简单,能承受高压,可用耐腐蚀材料制成。

缺点:

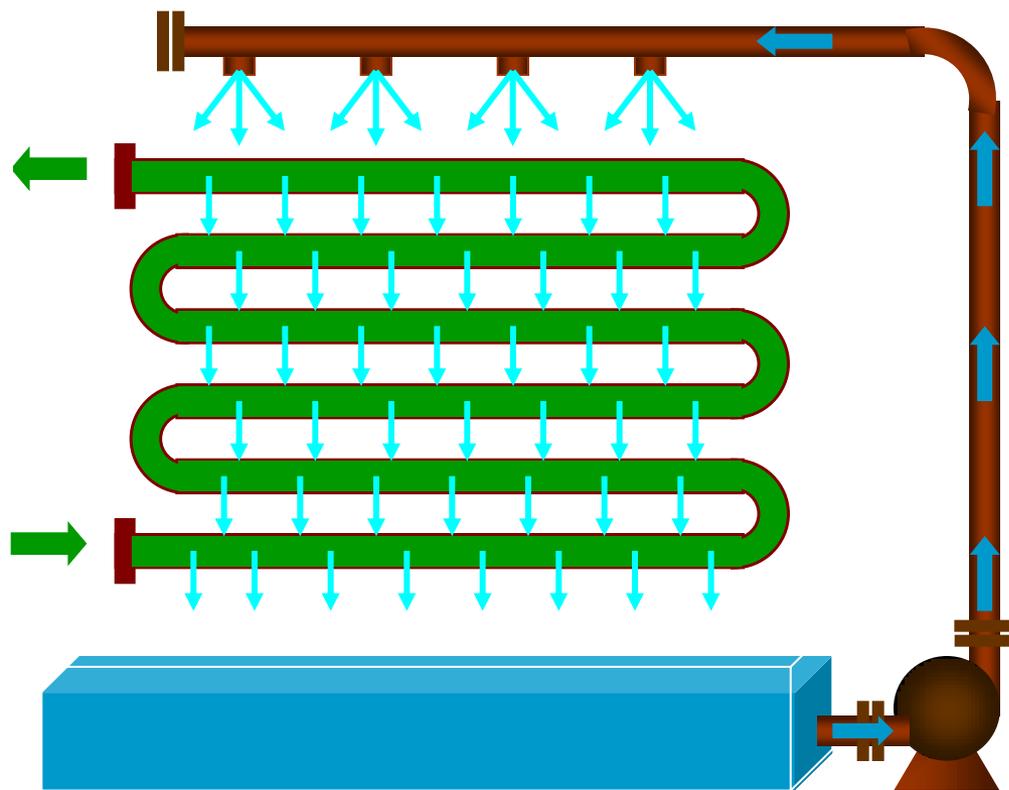
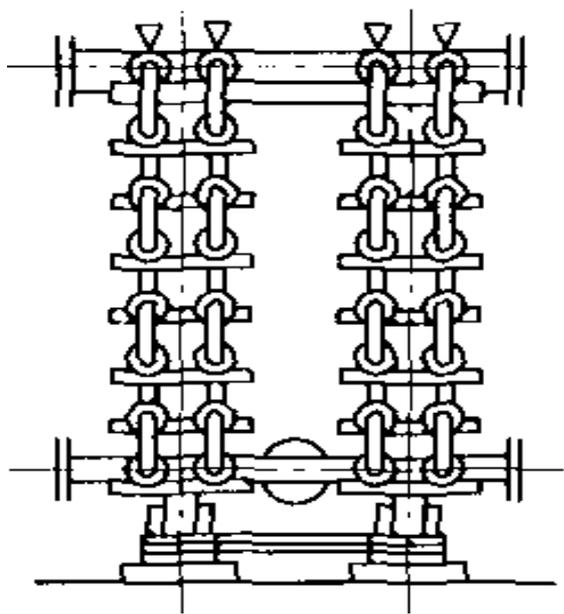
管外给热系数小。

广泛适用于高压下的传热,强腐蚀性介质的传热等。



喷淋式换热器

和沉浸式相比，
喷淋式换热器的传热效果大有改善。



列管式换热器

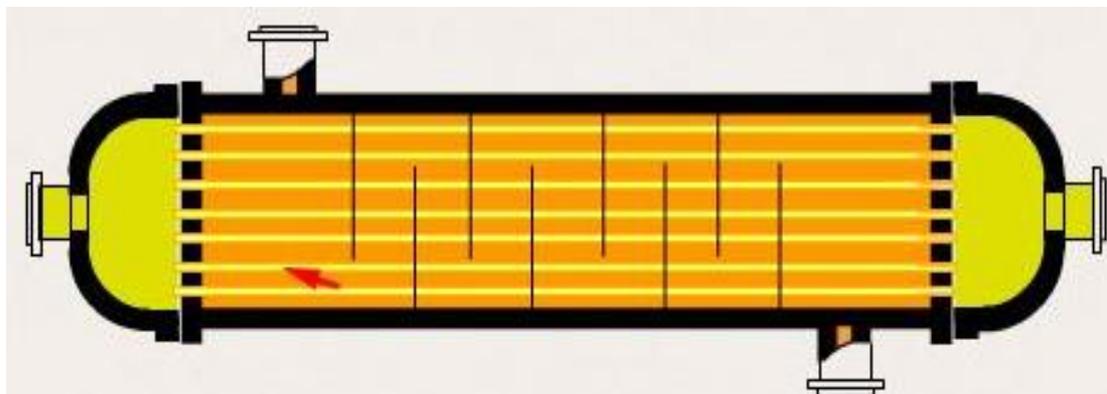
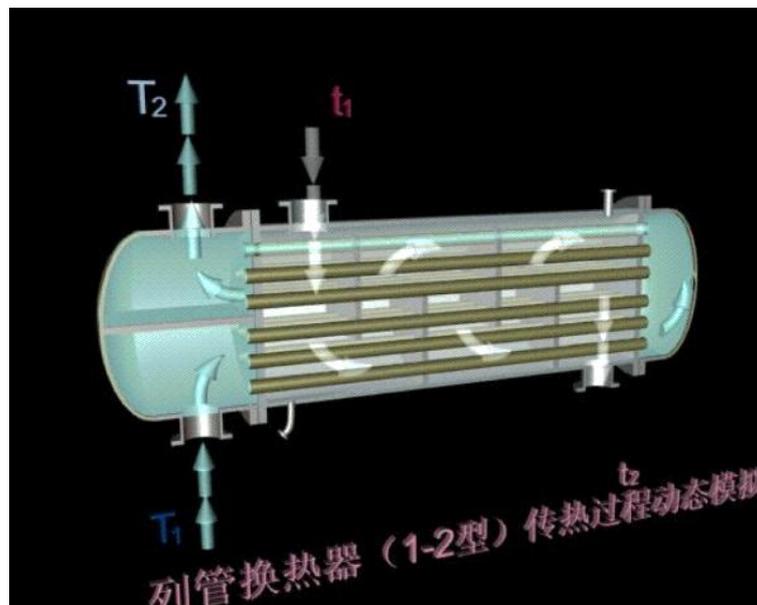
主要由壳体、管束、管板和封头等部分组成。

根据所采取的温差补偿措施，换热器可分为以下几种型式：

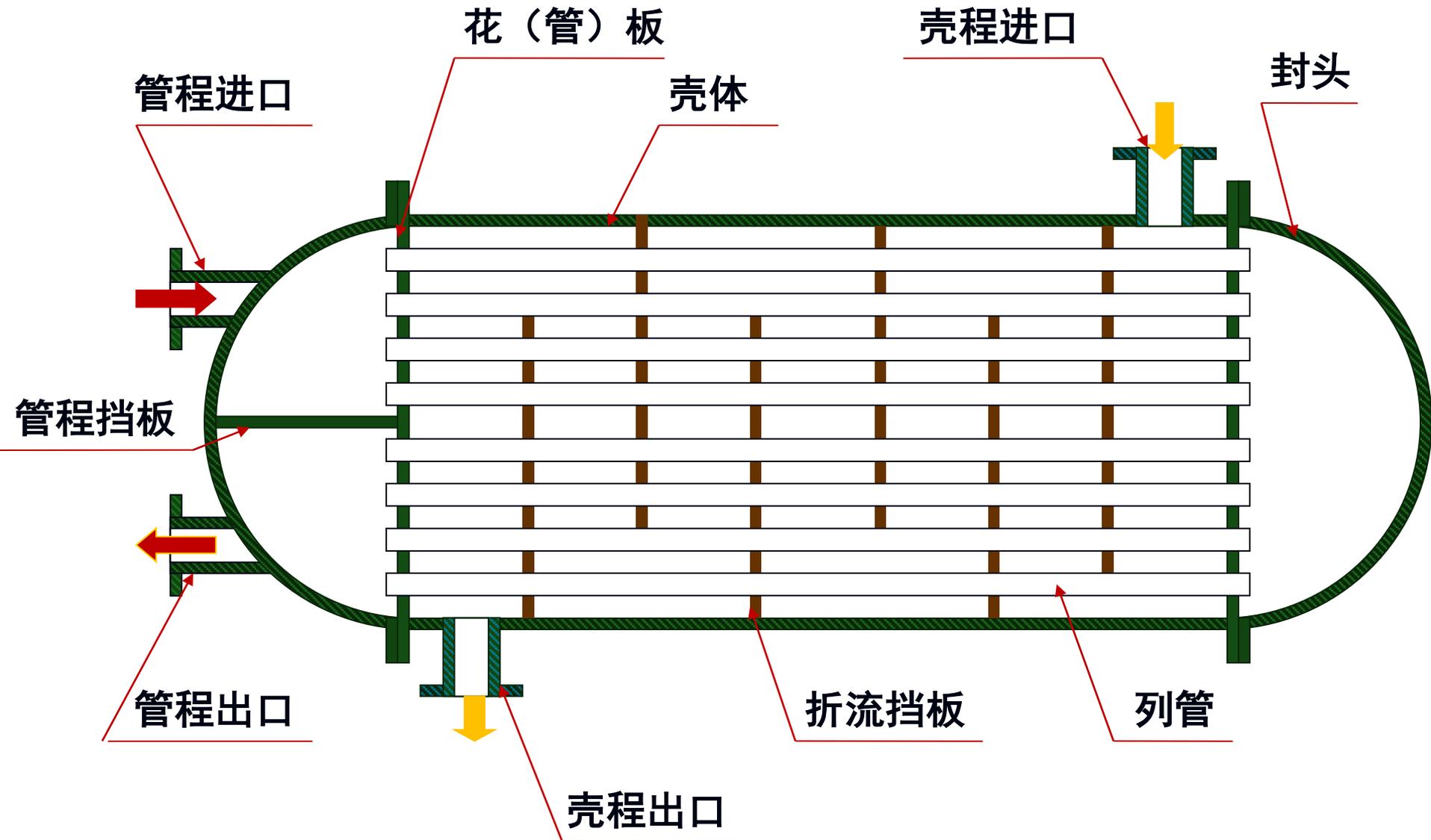
固定管板式

浮头式

U型管板式



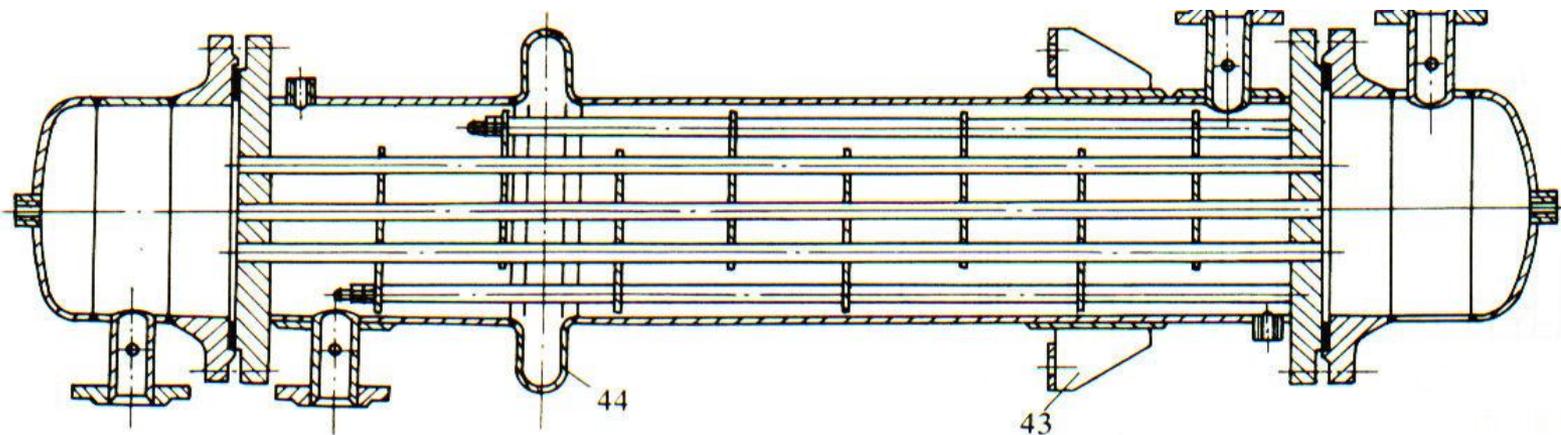
管壳式换热器结构



固定管板式

管子两端与管板的连接方式可用**焊接法或胀接法**固定。壳体则同管板焊接。从而管束、管板与壳体成为一个不可拆的整体。

结构简单成本低，壳程检修和清洗困难。壳程流体必须是清洁、不易产生垢层和腐蚀小。



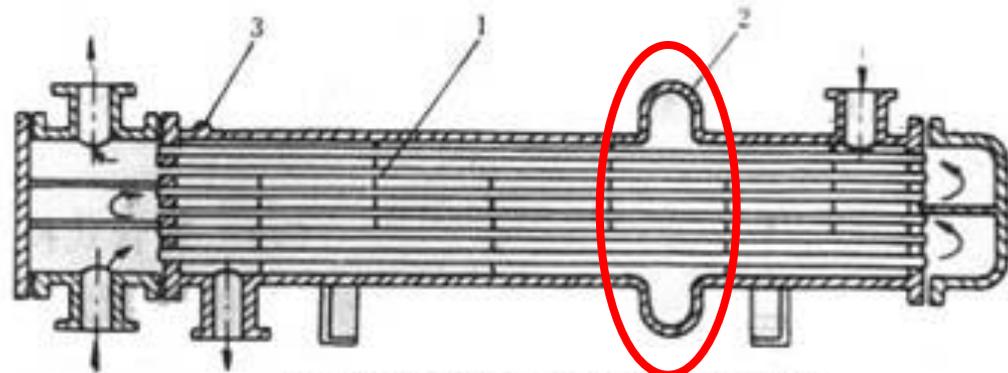
换热器的热补偿

操作时，管壁温度是由管程与壳程流体共同控制的，而壳壁温度只与壳程流体有关。

管壁与壳壁温度不同，二者线膨胀不同，又因整体是固定结构，必产生热应力。热应力大时可能使管子压弯或把管子从管板处拉脱。所以当热、冷流体间温差超过 50°C 时应有减小热应力的措施，称“热补偿”。

膨胀节

固定管板式列管换热器常用“膨胀节”结构进行热补偿。即在壳体上焊接一个横断面带圆弧型的钢环。该膨胀节在受到换热器轴向应力时会发生形变，使壳体伸缩，从而减小热应力。但这种补偿方式仍不适用于热、冷流体温差较大（大于 70°C ）的场合，且因膨胀节是承压薄弱处，壳程流体压强不宜超过6at。



具有补偿圈的固定管板式换热器

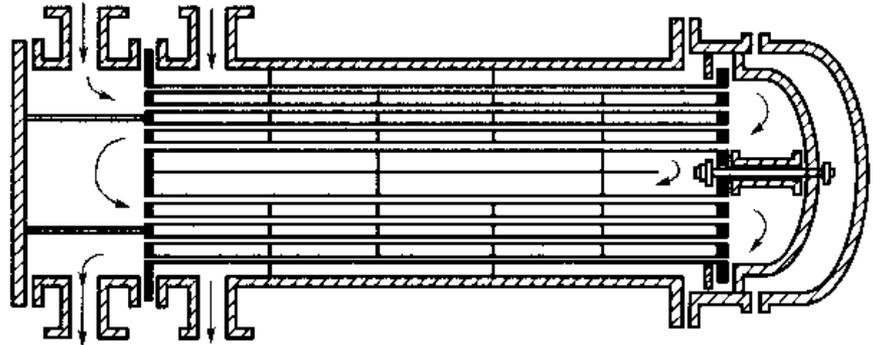
1—挡板；2—补偿圈；3—放气嘴

浮头式和U型管式列管换热器可解决热应力问题。

浮头式

其特点是有一端管板不与外壳相连，可以沿轴向自由伸缩。这种结构不但完全消除了热应力，而且由于固定端的管板用法兰与壳体连接，整个管束可以从壳体中抽出便于清洗和检修。

有热补偿作用，
并便于清洗，检修。
但结构比较复杂，
造价高。



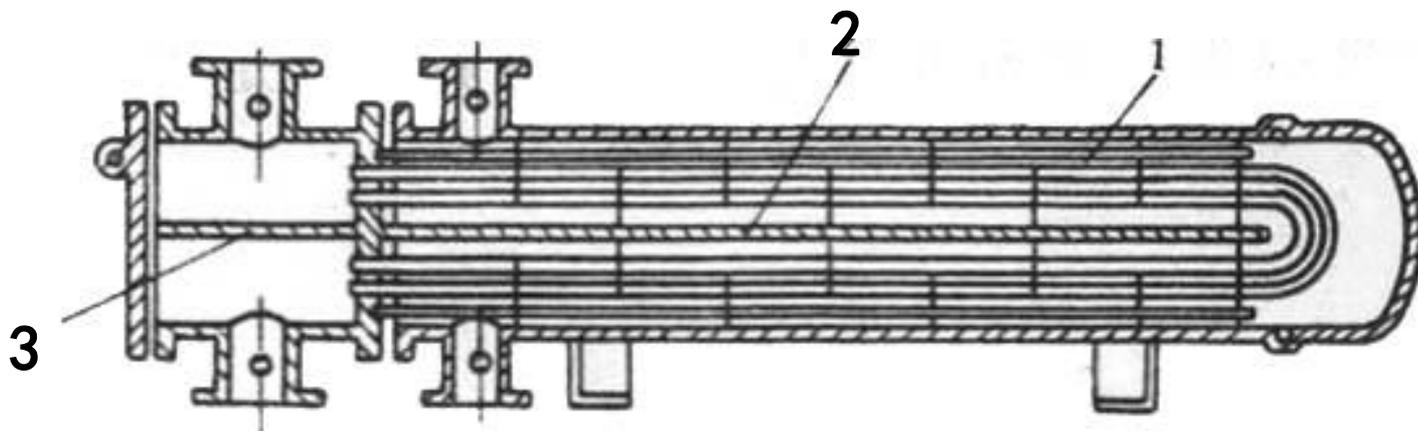
两壳程四管程浮头式换热器

U型管式换热器

每根换热管都弯成 U 型，管子的进出口均安装在同一管板上，封头内用隔板分成两室。

管子可以自由伸缩，不与壳体关联。

结构较浮头式简单，但管程不易清洗。适用于高压气体的换热。



U 形管换热器

1—U 形管；2—壳程隔板；3—管程隔板

列管式换热器的设计和选用

1.设计应考虑的问题

(1)冷，热流体流动的通道的选择

走管程：
高压，有腐蚀，不洁
净易结垢

走壳程：
饱和蒸汽，要求散热

(2)流速的选择

流速影响：传热系数→需传热面积
流体通过换热面的阻力损失
需经济权衡，应选择合适的流体流速
表4-5管壳式换热器内常用的流速范围

(3) 流动方式的选择

T_1, T_2, t_1, t_2 相同时, $\Delta t_{\text{逆流}} > \Delta t_{\text{并流}}$, Q 一定时, $A_{\text{逆流}} < A_{\text{并流}}$

T_1, T_2 一定, 并流时, $t_{2\text{max}} \leq T_2$; 若需严格限制 t_2 , 可选并流。

T_1, T_2 一定, 逆流时, $t_{2\text{max}} \approx T_1$ 。

以冷却为目的, 逆流时, t_2 可更大, 冷却介质用量可以较少;
以回收热量为目的, 逆流回收的热量温位 t_2 可以较高。

除逆流和并流操作之外, 还有冷、热流体之间的折流和错流。

采用多管程或多壳程流动形式时, 流量一定, 管程或壳程数越多, 流体流速越大。

对于折流和错流等复杂流动, 其冷、热流体的对数平均温度差需要加以修正。

(4) 流体出口温度的选择

一般换热器高温端温度差不应小于 20°C ，低温端温度差不应小于 5°C ，平均温度差不应小于 10°C 。
冷却水 $t_2 \leq 45^{\circ}\text{C}$ ，以避免大量结垢。

(5) 换热管规格和排列选择

管径两种规格：

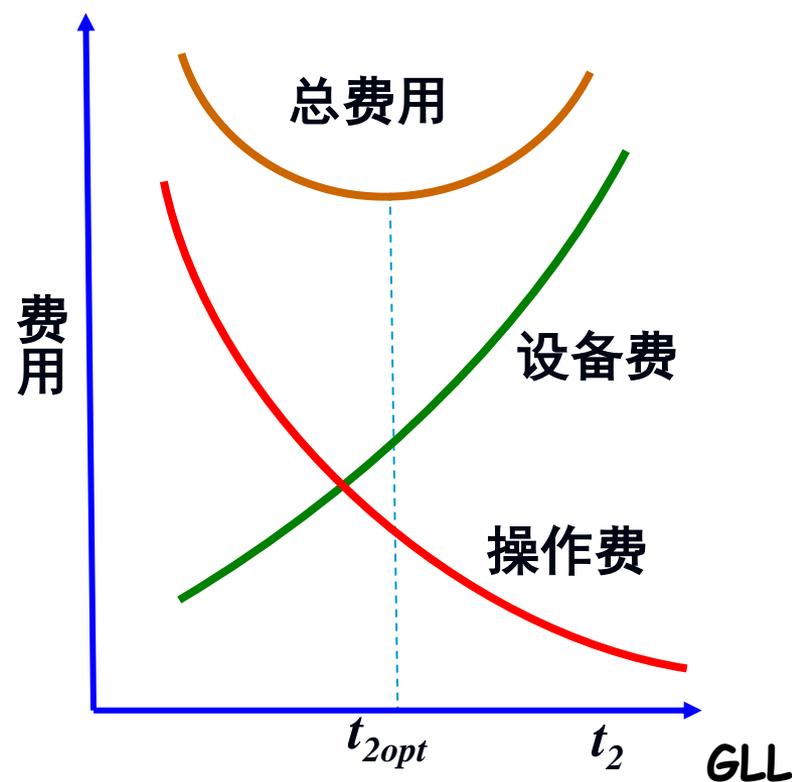
$\Phi 25 \times 2.5$ ， $\Phi 19 \times 2$

管长四种规格：

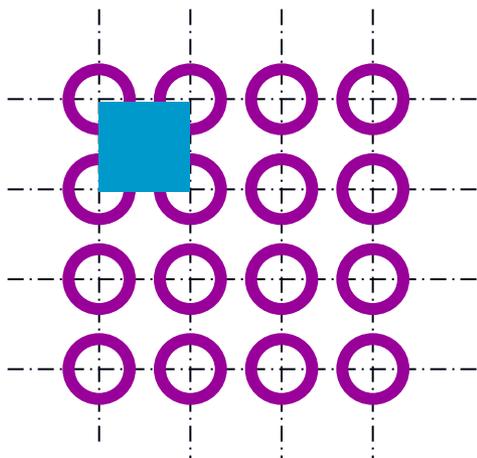
1.5，2，3，6 (m)

排列方式选择考虑：

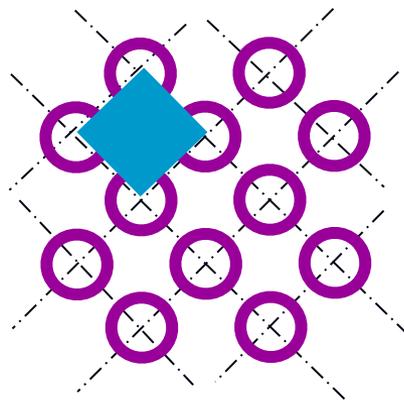
湍动与清洗便利



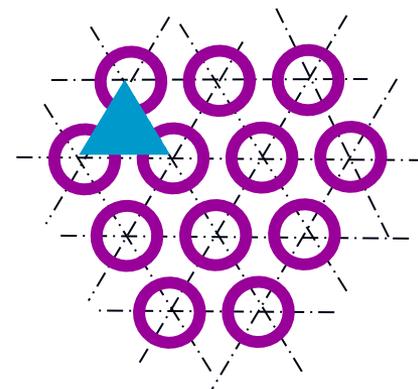
管子在管板上的排列及管间流体的流动



正方形排列



正方形错排



正三角形排列

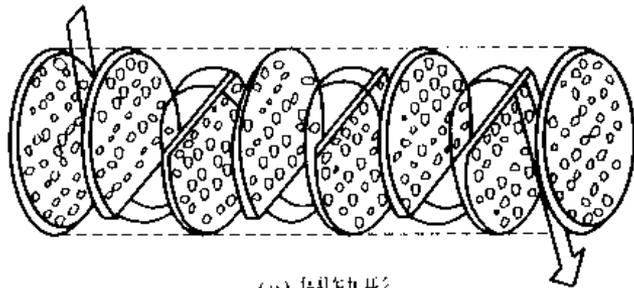
正方形排列易于清洗

正三角形排列紧凑，管外流体湍动高，对流传热系数大

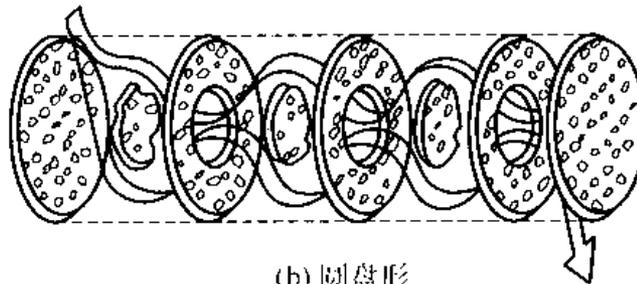
正方形错列正是两者的结合，同时具有上述优点。

(6) 折流挡板

折流流板主要是圆缺形与盘环形两种



(a) 圆缺形



(b) 圆盘形

弓形缺口太大或太小都会产生“死区”，既不利于传热，又增加流动阻力。

挡板间距太大，不能保证流体垂直到过管束，使传热系数下降；间距太小，不便于制造和检修，阻力损失亦大。



切除过少

切除适当

切除过多

2. 列管式换热器的给热系数

管内对流传热系数

$$\alpha = 0.023 \frac{\lambda}{d} \left(\frac{du\rho}{\mu} \right)^{0.8} \left(\frac{c_p\mu}{\lambda} \right)^b \quad Re > 10000$$

壳程对流传热系数

与挡板的形状、间距，管子排列方式、管径及管中心距等有关。由于折流挡板的作用，流体在壳程中横向穿过管束，流向不断变化，湍动增强，当 $Re > 100$ 即可达到湍流状态。

对25%圆缺形挡板，壳程的对流传热系数：

$$Nu = 0.36 Re^{0.55} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad Re > 2000$$

$$Nu = 0.5 Re^{0.507} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad Re = 10 \sim 2000$$

$t_d = (t_1 + t_2) / 2$ ，仅 μ_w 为壁温下的值。

3. 换热器压降的计算

判别换热器性能标准： K 大， Δp 小

$$\Delta \mathcal{P}_t = \text{直管阻力} + \text{局部阻力}$$

$$= \left(\lambda \frac{L}{d} + 3 \right) f_t N_p \frac{\rho u_i^2}{2}$$

f_t : 管程结垢校正系数

当流量一定时,

$$u_i = \frac{q_{vi}}{\frac{\pi}{4} d_i^2 n / N_p}$$

$$\therefore \Delta \mathcal{P}_t \propto N_p^3 \left. \vphantom{\Delta \mathcal{P}_t} \right\}$$

$$\text{而 } \alpha_i \propto N_p^{0.8} \left. \vphantom{\alpha_i} \right\}$$

—— 兼顾传热与压降

$$\Delta \mathcal{P}_s = \left[F f_0 N_{TC} (N_B + 1) + N_B \left(3.5 - \frac{2B}{D} \right) \right] f_s \frac{\rho u_0^2}{2}$$

其中： F -管子排列形式对压降的校正系数

f_0 -壳程流体摩擦系数

N_{TC} -横过管束中心线的管子数

N_B -折流板数目

B -折流板间距

f_s -校正系数

$$\therefore \Delta \mathcal{P}_s \propto \left(\frac{1}{B} \right)^3 \left. \vphantom{\Delta \mathcal{P}_s} \right\}$$

$$\text{而 } \alpha_0 \propto \left(\frac{1}{B} \right)^{0.55} \left. \vphantom{\alpha_0} \right\}$$

—— 兼顾传热与压降

4. 对数平均温差的修正

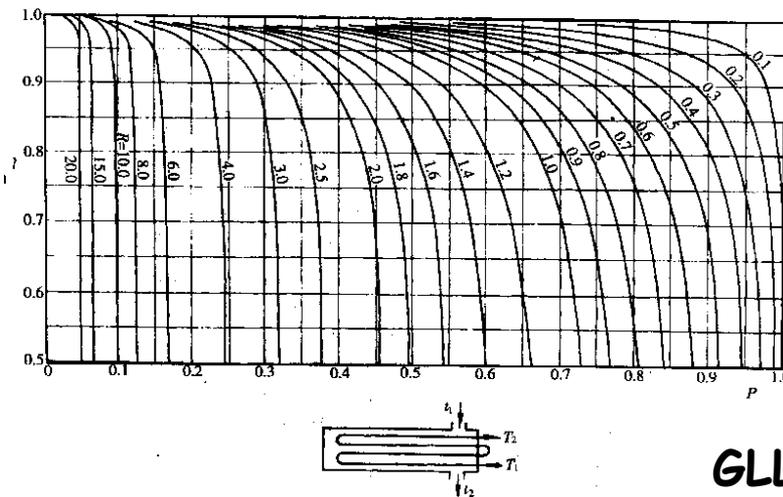
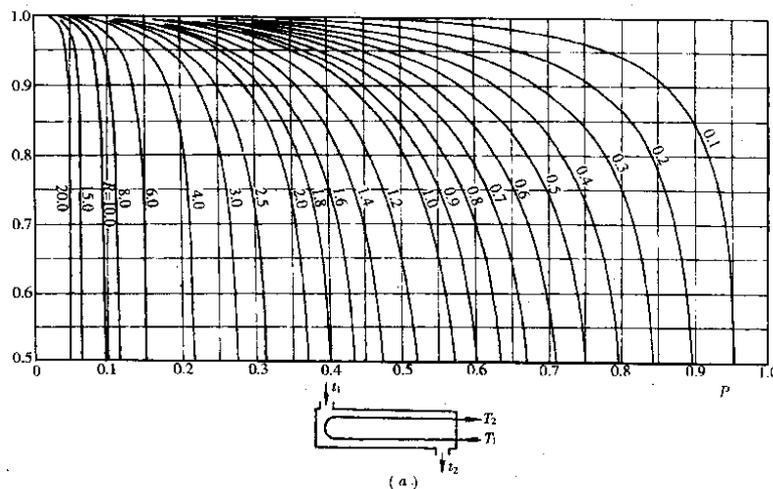
多管程或多壳程复杂流型的平均温差

$$\Delta t_m = \psi \Delta t_{m逆}$$

其中修正系数 $\psi = f(P, R)$

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - T_2} = \frac{\text{冷流体温升}}{\text{两流体最初温差}}$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{\text{热流体温降}}{\text{冷流体温升}}$$



5. 管壳式换热器的设计和选用步骤

$$Q = KA\Delta t_m = KA\psi\Delta t_{m逆}$$

求传热面积 A ，需知道 K 和 ψ ；而 K 和 ψ 则是由传热面积 A 和换热器结构决定的因此，在冷、热流体的流量及进出口温度已知的条件下，选用或设计换热器必须通过试差法计算。

- ① 初选换热器的尺寸规格
- ② 计算管程的压降和对流传热系数
- ③ 计算壳程压降和对流传热系数
- ④ 计算传热系数，校核传热面积
- ⑤ 校核压降

换热器传热过程的强化

$$Q = KA\Delta t_m$$

增大传热平均温度差 Δt_m ：

- ① 在两侧流体温度均发生变化的情况下，应尽量采用逆流流动；
 - ② 提高加热剂 T_1 的温度；降低冷却剂入口温度 t_1 。
- *增大 Δt_m 强化传热常常会受到工艺条件的限制。

增大总传热系数 K

$$\frac{1}{K_2} = \frac{1}{\alpha_1} \frac{d_2}{d_1} + R_{s1} \frac{d_2}{d_1} + \frac{b}{\lambda} \frac{d_2}{d_m} + R_{s2} + \frac{1}{\alpha_2}$$

- ① 尽可能利用有相变的热载体（对流传热系数 α 值较）
- ② 减小金属壁、污垢及两侧流体热阻中较大者的热阻；
- ③ 增大换热器内冷热流体的流速，或者改变传热面形状，增加传热面粗糙度以减薄层流内层厚度。

增大单位体积的传热面积 A/V

主要是采用高效新型换热器

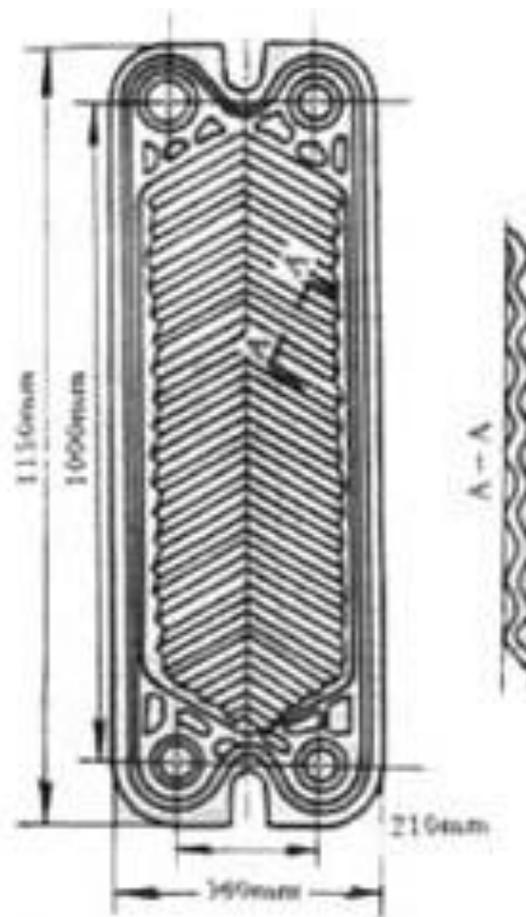
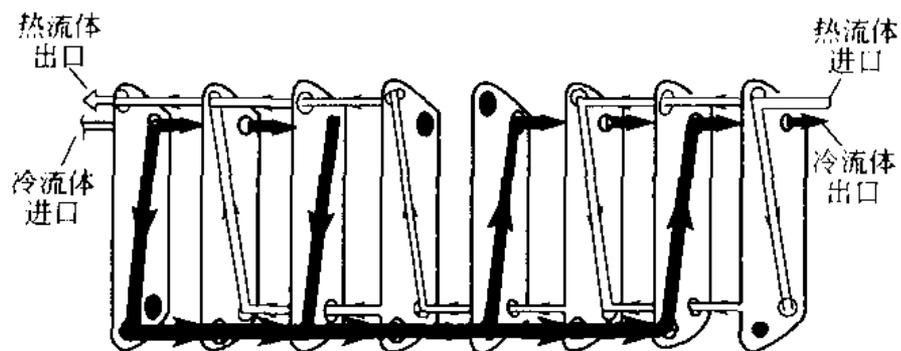
平板式换热器

优点:

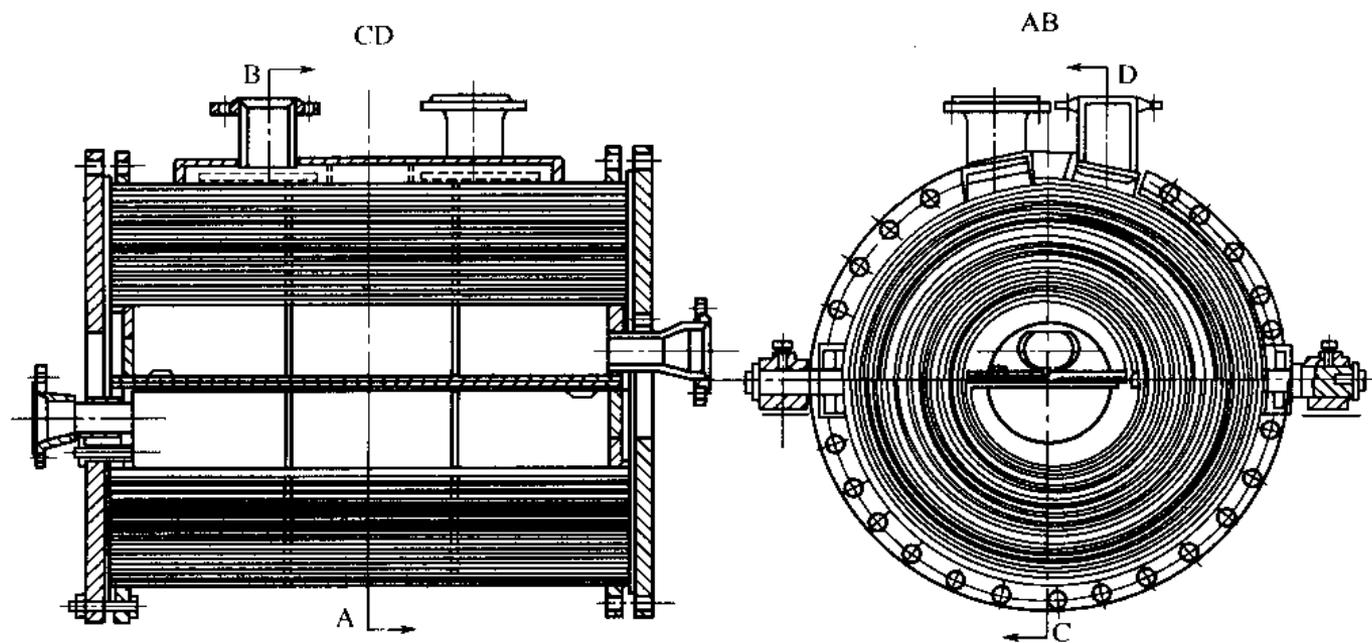
传热效率高，传热系数K大，结构紧凑，操作灵活，安装检修方便。

缺点:

耐温、耐压性较差，易渗漏，处理量小。



螺旋板式换热器



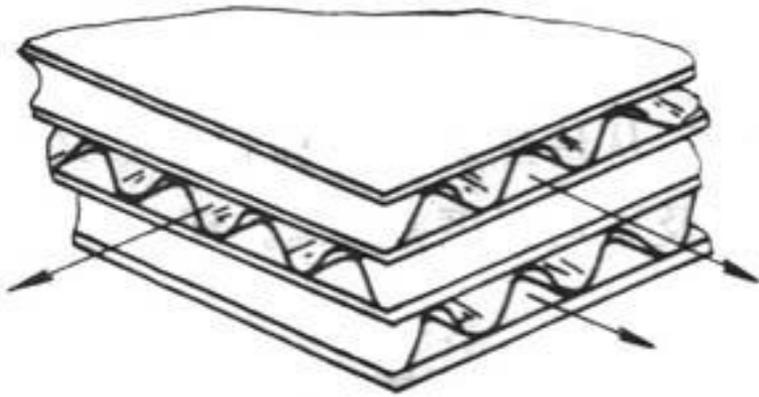
优点:

传热效率高, 不易堵塞, 结构紧凑, 成本较低。

缺点:

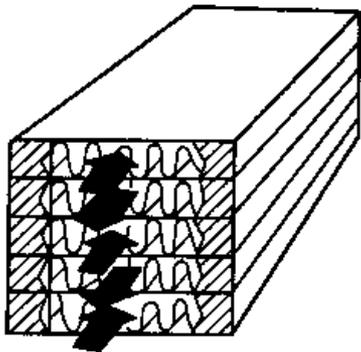
操作压力、温度不能太高, 螺旋板难以维修。

板翅式换热器

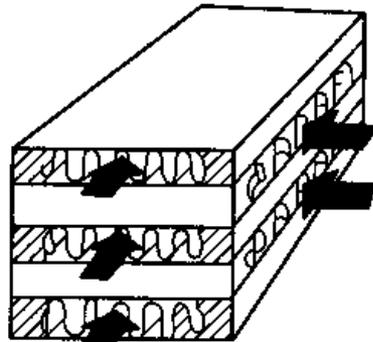


板翅式换热器的板束

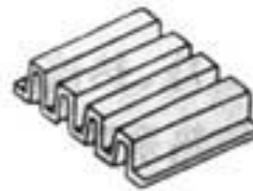
常用翅片型式有光直型、锯齿形和多孔形翅片



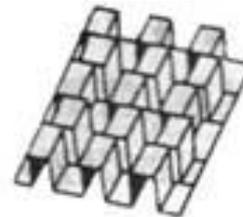
(a) 逆流



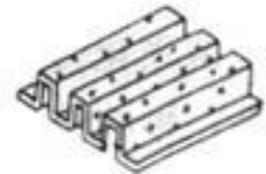
(b) 错流



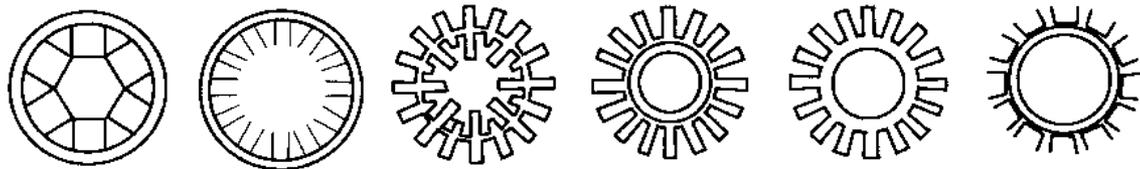
(a) 光直翅片



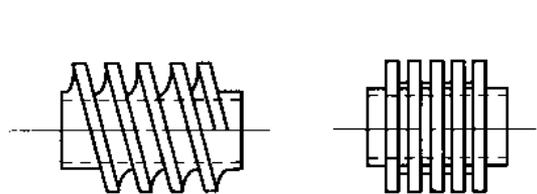
(b) 锯齿翅片



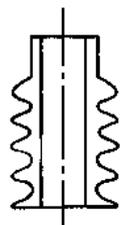
(c) 多孔翅片



(a) 俯视图



(b) 正视图



(c) 剖视图

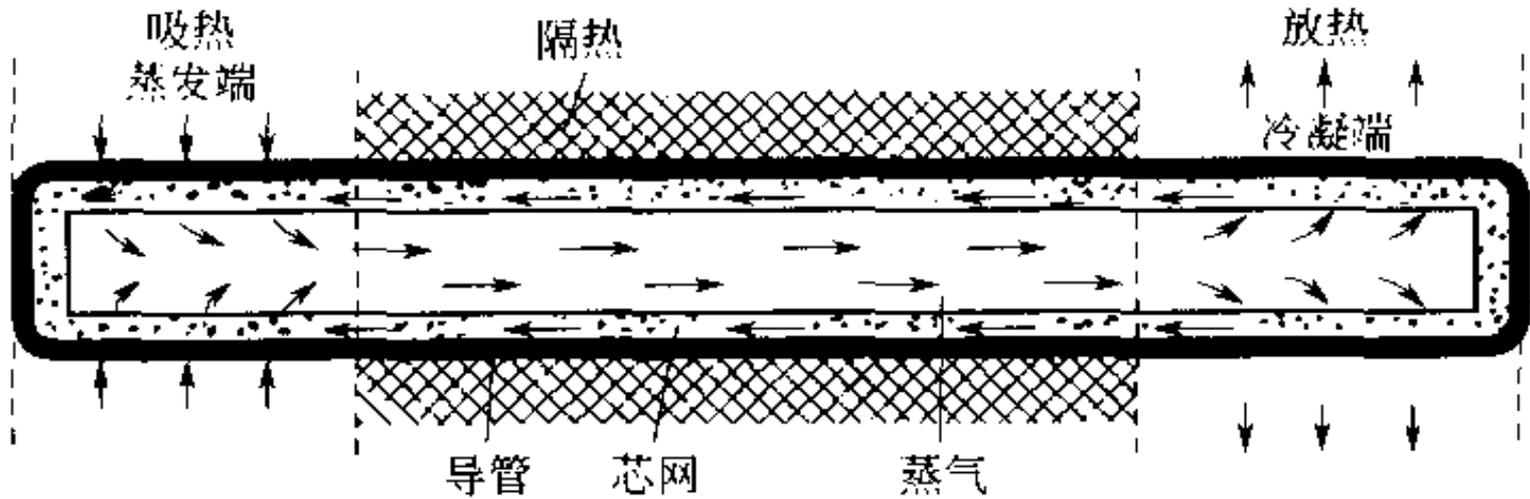
翅片管式换热器

特点:

管外安装翅片
增加了传热面积、
传热系数。



热管式换热器



特点：有相变、 α 大，结构简单，壁温均匀。