



河南理工大学

Henan Polytechnic University

# 河南理工大学课程设计

## 管壳式换热器设计

学 院：机械与动力工程学院

专 业：热能与动力工程专业

班 级：11-02 班

学 号：

姓 名：

指导老师：

小组成员：

## 目录

第一章 设计任务书.....	2
第二章 管壳式换热器简介.....	3
第三章 设计方法及设计步骤.....	5
第四章 工艺计算.....	6
4.1 物性参数的确定.....	6
4.2 核算换热器传热面积.....	7
4.2.1 传热量及平均温差.....	7
4.2.2 估算传热面积.....	9
第五章 管壳式换热器结构计算.....	11
5.1 换热管计算及排布方式.....	11
5.2 壳体内径的估算.....	13
5.3 进出口连接管直径的计算.....	14
5.4 折流板.....	14
第六章 换热系数的计算.....	20
6.1 管程换热系数.....	20
6.2 壳程换热系数.....	20
第七章 需用传热面积.....	23
第八章 流动阻力计算.....	25
8.1 管程阻力计算.....	25
8.2 壳程阻力计算.....	26
总结.....	29

## 第一章 设计任务书

煤油冷却的管壳式换热器设计：设计用冷却水将煤油由 140°C 冷却冷却到 40°C 的管壳式换热器，其处理能力为 10t/h，且允许压强降不大于 100kPa。

设计任务及操作条件

1、设备形式：管壳式换热器

2、操作条件

(1) 煤油：入口温度 140°C，出口温度 40°C

(2) 冷却水介质：入口温度 26°C，出口温度 40°C

## 第二章 管壳式换热器简介

管壳式换热器是在石油化工行业中应用最广泛的换热器。纵然各种板式换热器的竞争力不断上升，管壳式换热器依然在换热器市场中占主导地位。目前各国为提高这类换热器性能进行的研究主要是强化传热，提高对苛刻的工艺条件和各类腐蚀介质适应性材料的开发以及向着高温、高压、大型化方向发展所作的结构改进。

强化传热的主要途径有提高传热系数、扩大传热面积和增大传热温差等方式，其中提高传热系数是强化传热的重点，主要是通过强化管程传热和壳程传热两个方面得以实现。目前，管壳式换热器强化传热方法主要有：采用改变传热元件本身的表面形状及表面处理方法，以获得粗糙的表面和扩展表面；用添加内物的方法以增加流体本身的绕流；将传热管表面制成多孔状，使气泡核心的数量大幅度增加，从而提高总传热系数并增加其抗污垢能力；改变管束支撑形式以获得良好的流动分布，充分利用传热面积。

管壳式热交换器（又称列管式热交换器）是在一个圆筒形壳体内设置许多平行管子（称这些平行的管子为管束），让两种流体分别从管内空间（或称管程）和管外空间（或称壳程）流过进行热量交换。

在传热面比较大的管壳式热交换器中,管子根数很多,从而壳体直径比较大,以致它的壳程流通截面大。这是如果流体的容积流量比较小,使得流速很低,因而换热系数不高。为了提高流体的流速,可在管外空间装设与管束平行的纵向隔板或与管束垂直的折流板,使管外流体在壳体内曲折流动多次。因装置纵向隔板而使流体来回流动的次数,称为程数,所以装了纵向隔板,就使热交换器的管外空间成为多程。而当装设折流板时,则不论流体往复交错流动多少次,其管外空间仍以单程对待。

管壳式热交换器的主要优点是结构简单，造价较低，选材范围广，处理能力强，还能适应高温高压的要求。虽然它面临着各种新型热交换器的挑战，但由于它的高度可靠性和广泛的适应性，至今仍然居于优势地位。

由于管内外流体的温度不同，因之换热器的壳体与管束的温度也不同。如果两流体温度相差较大，换热器内将产生很大的热应力，导致管子弯曲、断裂或从管板上拉脱。因此，当管束与壳体温度差超过  $50^{\circ}\text{C}$  时，需采取适当补偿措施，以消除或减少热应力。根据所采用的补偿措施，管壳式换热器可以分为以下几种：固定管板式换热器、浮头式换热器、U形管式换热器、双重管式换热器及填料函式换热器。

### 第三章 设计方法及设计步骤

在设计换热器时，如果只作简单估算，或盲目加大传热面积的安全系数就会造成浪费。只有进行比较详细的计算，才能使投入运行的热交换器，在安全和经济方面得到可靠保证。

换热器一般的设计方法及设计步骤如下：

- (1) 根据设计任务搜集有关的原始资料，并选定热交换器类型等。
- (2) 确定定性温度，并查取物性数据。
- (3) 由热平衡计算热负荷及热流体或冷流体的流量。
- (4) 选择壳体和管子的材料。
- (5) 选定流动方式，确定流体的流动空间。
- (6) 求出平均温差。
- (7) 初选传热系数  $K_0$ ，并初计算传热面积  $F$ 。

设计换热器的结构包括：选取管径和管程流体流速；确定每程管数、管长、总管数；确定管子排列方式、管间距、壳体内径和连接管直径等；确定壳侧程数及折流板的数目、间距、尺寸等壳程结构尺寸；初确定传热面积。

(8) 管程换热器计算及阻力计算。当换热系数远大于初选传热系数且压降小于允许压降时，才能进行下一步计算。

(9) 壳程换热计算。根据采用结构，假定壁温和计算换热系数。

(10) 校核传热系数和传热面积。根据管、壳程换热系数及污垢热阻、壁面热阻等，算出传热系数  $K$  及传热面积  $F$ 。

(11) 核算壁温。要求与假定的壁温相符。

(13) 计算壳程阻力，使之小于允许压降。

## 第四章 工艺计算

在换热器设计中，根据所选换热器类型和所给已知条件，计算出煤油的流速和水的流速等，然后计算出传热面积。工艺设计中包括了物性数据的确定、传热量及平均温差、初选传热系数、估算传热面积其具体运算如下所述。

### 4.1 物性参数的确定

表 3-1 水和煤油的操作参数

冷却水		煤油	
进口温度 (°C)	出口温度 (°C)	进口温度 (°C)	出口温度 (°C)

26	40	180	40
----	----	-----	----

定性温度：对于一般气体和水等低黏度流体，其定性温度可以取流体进出口温度的平均值。

煤油的定性温度为：

$$t_{m1} = \frac{t_1'' + t_1'}{2} = \frac{180 + 40}{2} = 110^\circ\text{C}$$

(1)

水的定性温度：

$$t_{m1} = \frac{t_2'' + t_2'}{2} = \frac{26 + 40}{2} = 33^\circ\text{C} \quad (2)$$

由定性温度条件下查物性表得出水与煤油的物性参数，如比热、密度、黏度、导热系数。所查结果见表 2-2：

表 3-2 水与煤油的物性参数

名称	定性温度 °C	比热 kJ/kg·K	密度 kg/m <sup>3</sup>	黏度 Mpa·s	导热系数 W/m·K
水	33	4.174	994.7	0.0007422	0.6623
煤油	110	2.432	758.32	0.0005125	0.1026

## 4.2 核算换热器传热面积

选择热水走壳程，冷水走管程。这是因为：被冷却的流体走壳程可便于散热，而传热系数大的流体应走管程，这样可降低管壁的温差，减少热应力。

由煤油的每小时产量(一天 24 小时连续运行) 可以计算出煤油流量：

$$M_1 = \frac{M}{t} = \frac{10000}{3600} = 2.77778 \text{ kg/s}$$

(3)

式中  $M$  表示煤油的年产量； $M_1$  表示煤油流量； $t$  表示时间。

煤油的普朗特常数：

$$P_{r1} = \frac{\mu_1 c_{p1}}{\lambda_1} = \frac{0.0005152 \times 2.435}{0.01026} = 12.1631 \quad (4)$$

式中  $P_{r1}$  表示煤油的普朗特常数； $\mu_1$  表示煤油的黏度； $c_{p1}$  表示煤油的比热； $\lambda_1$  表示煤油的导热系数。

水的普朗特常数：

$$P_{r2} = \frac{\mu_2 c_{p2}}{\lambda_2} = \frac{0.0007422 \times 40176}{0.6623} = 4.67755 \quad (5)$$

式中  $P_{r2}$  表示煤油的普朗特常数； $\mu_2$  表示煤油的黏度； $c_{p2}$  表示煤油的比热； $\lambda_2$  表示煤油的导热系数。

#### 4.2.1 传热量及平均温差

一般情况下，工程上常用热损失系数  $\eta_c$  来估算损失的热量。 $\eta_c$  通常取 0.02~0.03。 $\eta_L$  取用 0.98。

由上面的计算结果和已知条件代入下式可以得出煤油的传热量：

$$\begin{aligned} Q &= M_1 c_{p1} (t'_1 - t''_1) \eta_L \\ &= 2.77778 \times 2.435 \times (180 - 40) \times 0.98 = 928.004 \text{ kW} \end{aligned} \quad (6)$$

式中  $Q$  表示传热量； $M_1$  表示煤油流量； $\eta_L$  热负荷修正系数。

由以上的计算结果及已知条件，可以计算出冷却水量：

$$M_2 = \frac{Q}{c_{p2}(t_2'' - t_2')} = \frac{928.004}{4.176 \times (40 - 26)} = 15.8807 \text{ kg/s} \quad (7)$$

式中  $M_2$  代表冷却水量； $c_{p2}$  代表水的比热；

计算两种流体的平均传热温差时按单壳程，两管程计算。按逆流设计换热器：



从而，

$$\begin{aligned} \Delta t_{1m,c} &= \frac{\Delta t_{\max} - \Delta t_{\min}}{\ln \frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\min}}} = \frac{t_1' - t_1'' + t_2' - t_2''}{\ln \frac{t_1' - t_2''}{t_2' - t_1''}} \\ &= \frac{180 - 40 + 40 - 26}{\ln \frac{180 - 40}{40 - 26}} \\ &= 54.7211^\circ\text{C} \end{aligned} \quad (8)$$

温差修正系数  $\Psi$  取决于两个无量纲参数  $P$  及  $R$ ：

$$P = \frac{t_2'' - t_2'}{t_1' - t_2'} = \frac{40 - 26}{180 - 26} = 0.0909091 \quad (9)$$

$$R = \frac{t_1' - t_1''}{t_2'' - t_2'} = \frac{180 - 40}{40 - 26} = 10 \quad (10)$$

式 (9) 中，参数  $R$  具有两种流体热容量之比的物理意义。式 (10) 中参数  $P$  的分母表示换热器中水理论上所能达到的最大升温，因而  $P$  的值代表该换热器中水的实际升温与理论上所能达到的最大升温之比。所以，

R 的值可以大于 1 或小于 1，但 P 的值比小于 1。

$$\begin{aligned} \psi &= \frac{\sqrt{R^2+1}}{R-1} \frac{\ln \frac{1-P}{1-PR}}{\frac{2-P(1+R-\sqrt{R^2+1})}{\ln \frac{2-P(1+R+\sqrt{R^2+1})}}}} \\ &= \frac{\sqrt{10^2+1}}{10-1} \frac{\ln \frac{1-0.0909091}{1-0.0909091 \times 10}}{\frac{2-0.0909091 \times (1+10-\sqrt{10^2+1})}{\ln \frac{2-0.0909091 \times (1+10+\sqrt{10^2+1})}}}} \end{aligned} \quad (11)$$

$$= 0.829935$$

式中  $\Psi$  表示温度修正系数。

$$\Delta t_m = \Psi \Delta t_{1m,c} = 0.829935 \times 54.72110 = 45.04149 \quad (12)$$

式中  $\Delta t_{1m,c}$  表示有效平均温差。

#### 4.2.2 估算传热面积

根据题意，初选传热系数，传热系数的选择依据经验数值表 3-3

表 3-3 传热系数的选择依据经验数值表

热交换器型式	热交换流体		传热系数 $K, W/(m^2 g^{\circ}C)$	备注
	内侧	外侧		
	气	气	10~35	常压
	气	高压气	170~160	20~30Mpa
	高压气	气	170~450	20~30Mpa
	气	清水	20~70	常压

管壳式 (光管)	高压气	清水	200~700	20~30Mpa
	清水	清水	1000~2000	
	清水	水蒸气冷凝	2000~4000	
	高粘度液体	清水	100~300	液体层流
	高温液体	气体	30	
	低粘度液体	清水	200~450	液体层流

根据表 3-3 初选传热系数  $K_0=240W/(m^2\cdot^{\circ}C)$

由以上的计算结果及已知条件可以估算出传热面积：

$$F' = \frac{Q}{K_0 \Delta t_m} = \frac{928.00 \times 1000}{240 \times 45.4149} = 85.1412 m^2 \quad (13)$$

式中  $F'$  表示估算的传热面积； $K_0$  表示初选传热系数； $\Delta t_m$  表示有效平均温差； $Q$  表示传热量。由于  $85.1412 m^2$  面积过大，所以需要两台换热器，才能符合工业设计要求。实际的传热面积要考虑一定的裕度，此换热器考虑的裕度为 10%。则一台换热器面积为  $51 m^2$ 。

## 第五章 管壳式换热器结构计算

### 5.1 换热管计算及排布方式

管子构成换热器的传热面，它的材料应根据工作压力、温度和流体腐蚀性、流体对材料的脆化作用及毒性等决定，可选用碳钢、合金钢、铜、石墨等。小直径的管子可以承受更大的压力，而且管壁较薄；同时，对于相同的壳径，可排列较多的管子，因此单位体积的传热面积更大，单位传热面的金属耗量更少。所以，在管程结垢不很严重以及允许压力降较高的情况下，采用较小直径的管子。如果管程走的是易结垢的流体，则应选用较大直径管子。

表 4-1 换热管的规格及排列方式 /mm

换热管外径×壁厚		排列形式	管心距
碳素钢，低合金钢	不锈耐酸钢		
25×2.5	25×2	正三角形	32
19×2	19×2		25

在此，选用  $\text{Ø}25\times 2.5$  的碳钢管，采用无缝焊接工艺。

管程内水流速可以在表 4-2 选用：

表 4-2 热交换器内常用流速范围 m/s

流体	流体	
	管程	壳程
循环水	1.0~2.0	0.5~1.5
新鲜水	0.8~1.5	0.5~1.5
低粘度油	0.8~1.8	0.4~1.0
高粘度油	0.5~1.5	0.3~0.8
气体	5~30	2~15

管程内水的流速选用  $\omega_2=1\text{m/s}$ 。

由以上计算结果可以算出管程所需流通截面:

$$A_t = \frac{M_2}{\rho_2 \omega_2} = \frac{15.8807}{996.2 \times 1} = 0.01596 \text{m}^2 \quad (14)$$

式中  $A_t$  表示管程流通面积； $M_2$  表示冷却水量； $\rho_2$  表示水的密度； $\omega_2$  表示管程内水流速。

根据传热管的内径和管程所需流通截面积，可以单程管数：

$$n = \frac{4A_t}{\pi d_i^2} = \frac{4 \times 0.01596}{3.14159 \times 0.02^2} = 50.8192 \approx 51 \quad (15)$$

式中  $A_t$  表示管程所需流通面积； $d_i$  表示传热管的内径。

管子在管板上的排列方式最常见的如图 4.1 (a)、(b)、(c)、(d) 所示四种，即正三角形排列（排列角为 30 度）、转角三角形（排列角为 60 度）、转角正方形排列（排列角为 45 度）、正方形排列（排列角为 90 度）。当管程为多程时，则需要采取组合排列。

设计的换热器的管程为 **2**, 则应采取组合排列法, 即每程均按正三角形排列, 隔板两侧采用正方形排列。

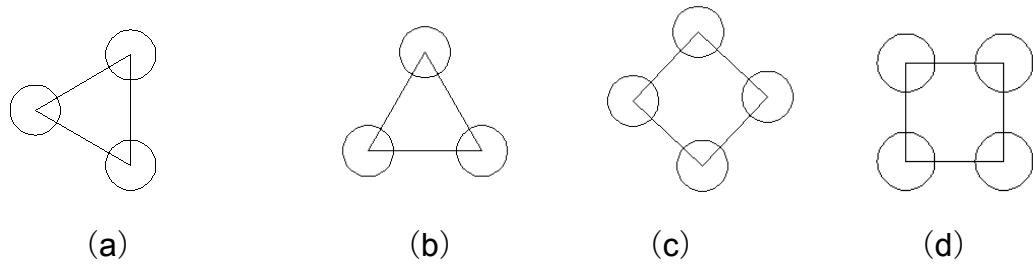


图 4.1 管子的排列方式

根据表 4-1 选取正三角形排列为管子的排列方式。

表 4-3 换热管中心距

换热管外径	19	20	22	25	30	32	35
<b>s</b>	25	26	28	32	38	40	44
$l_E$	38	40	42	44	50	52	56

选取管中心距  $s=32\text{mm}$ ，分程隔板槽两侧相邻管中心距  $L_E=44\text{mm}$ 。

由管中心距可以计算出平行于流向的管距以及垂直于流向的管距。

平行于流向的管距：

$$s_p = s \cos 30^\circ = 32 \times \frac{\sqrt{3}}{2} = 27.713\text{mm} \quad (16)$$

垂直于流向的管距：

$$s_p = s \sin 30^\circ = 32 \times \frac{1}{2} = 16\text{mm} \quad (17)$$

由管子布置图可知每程管子数为 57 根；由管子布置图可以计算出管束中心至最外层管中心距为 0.161m。

管束外缘直径：

$$D_L = 0.161 \times 2 + 2 \times 0.0125 = 0.347\text{m} \quad ($$

以上内容仅为本文档的试下载部分，为可阅读页数的一半内容。

如要下载或阅读全文，请访问：

<https://d.book118.com/125124204313011240>