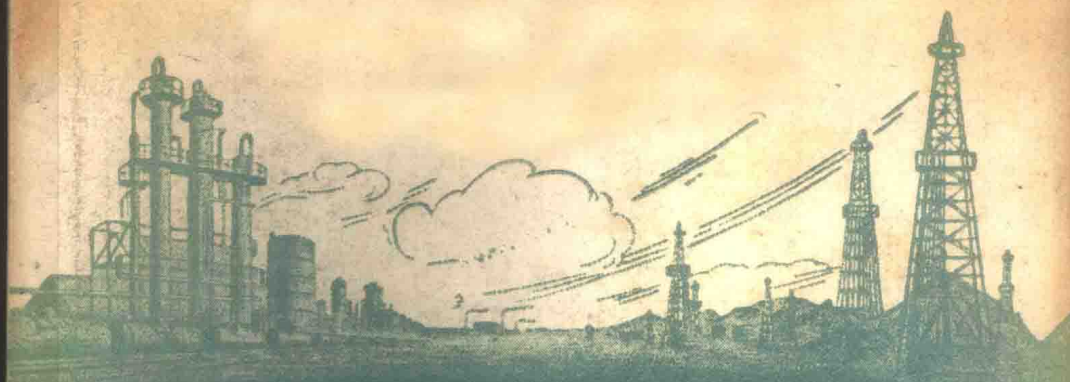




煉油短期訓練班用書

煉油厂机械

下 册

天津、哈尔滨石油学校編

石油工业出版社

內 容 提 要

本書為“煉油廠機械”下冊。書中系統地介紹了換熱設備，火力加熱設備、干餾爐設備，合成廠設備（如合成爐、脫硫塔等），頁岩運輸機，破碎機、篩分機以及攪拌、沉降、過濾、分離等設備。其中對每一設備的構造及用途都作了重點的敘述。

本書可作煉油廠短期訓練班教材。

統一書號：15037·595

煉油廠機械

下 冊

天津、哈爾濱石油學校編

*

石油工業出版社出版（地址：北京六鋪炕石油工業路內）

北京市書刊出版業營業許可証出字第083號

石油工業出版社印刷廠印刷 新華書店發行

*

850×1168 $\frac{1}{2}$ 開本 * 印張4 * 80千字 * 印1—3,000冊

1959年2月北京第1版第1次印刷

定價(10)0.64元

目 录

第六章 换热设备	1
第一节 换热设备的作用及其在石油加工过程中的运用概述	1
第二节 换热设备的分类	1
第三节 管壳式换热器	2
第四节 重沸器(再沸器)	16
第五节 套管式换热器	20
第六节 沉浸式冷凝冷却器	24
第七节 喷淋式蛇管冷凝冷却器	42
第八节 各种类型的换热器的比较	44
第七章 火力加热设备	44
第一节 概說	44
第二节 管式爐結構及另件	45
第三节 釜式爐結構另件	63
第八章 干餾厂設備	64
第一节 緒言	64
第二节 撫順式頁岩干餾爐	66
第三节 新型撫順式三段爐	73
第四节 煤低溫干餾爐	75
第五节 气燃式方型爐	78
第九章 合成厂設備	79
第一节 造气設備	79
第二节 合成設備	82
第三节 其它	94
第十章 固体处理设备	97
第一节 固体运输	97
第二节 破碎	106
第三节 筛分	110

第十一章	气体及液体处理设备	113
第一节	搅拌	113
第二节	液体的沉降澄清	118
第三节	过滤	119
第四节	离心分离	120
第五节	气体的净化	122
第六节	气液分离	124

第六章 换热设备

第一节 换热设备的作用及其在石油加工过程中的运用概述

把热量由甲种热载体传给乙种热载体的设备,叫做换热设备。

在石油加工过程中有一系列的加热、汽化和冷却、冷凝的过程。如在加工后得出的产品(油气和油品),它们在塔出口的溫度仍然很高,約为 120°C — 350°C ,有着很大的热能貯备,这些油品必須要加以冷却。另一方面原料油必須要加热汽化,这又需要很多热能。如兩者能很好地进行热交换,就能大大地节约燃料和冷却水,回收大量热,生产成本就能降低。所以换热设备在煉厂中用途很广,是石油加工过程里基本设备之一。

热交换器中原料只能热到一个适当溫度,或大或小都会使技术经济指标有所增高。

第二节 换热设备的分类

[I]根据作用原理分:

(1)换热式:凡高温热载体和低温热载体同时流动,并通过两者之间的間壁傳遞热量的换热设备,称为换热式换热设备,如换热器等;

(2)蓄热式:凡高温热载体和低温热载体,交替着通过加热面积的换热设备,在高温热载体通过时加热面被加热(相当于低温热载体的作用),而在另一个时间低温热载体又单独通过加热面(这时加热面起着高温热载体的作用)从加热面上取得热能,这种换热器称为蓄热式换热器,如,蓄热式气体加热爐;

(3)混合式:高温和低温热载体在热交换时兩者直接地接触,

如填充塔。

[II] 换热式热交换器又可分为：

(1) 根据用途分：

i 冷却器和冷凝器：在热交换过程中以冷却或冷凝高温热载体为目的，如冷却器，冷凝器等。热载体具有相态变化时叫冷凝器。

ii 预热器和汽化器：在热交换过程中以加热低温载热体为目的。如再沸器，预热器等。载热体具有相态变化时叫汽化器。

iii 工艺过程和换热同时进行的，如反应器。

(2) 根据构造材料分：

i 金属制的。

ii 非金属制的。

(3) 根据传热面的形状和结构分：

(i) 蛇管热交换器：

(a) 沉浸式。

(b) 喷淋式。

(ii) 套管式换热器。

(iii) 管壳式(管束式)换热器：

(a) 固定管板式。

(b) 活动管板式(浮头式)。

(c) 具有膨胀补偿器的管束式换热器。

(d) 具有蒸发空间的加热器。

第三节 管壳式换热器

(1) 固定管板式换热器：这种换热器的应用很广，它也是最简单的刚性结构的管壳式换热器(如图 6-1)。它是由若干根管子(管束)构成，管子紧密地固定在管板上，管壳焊在外壳的两端。载热体通过换热器顶端和壳体上的接管进出管内和管间空间。

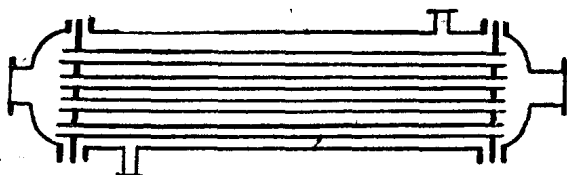


圖 6-1

为了提高傳热效率，在管間空間中裝有挡板，折流板。这样管間載热体的流速能够提高，同时攪乱了热载体对管子的平行流动。

如果要提高管内流体的流速，在管壳式换热器中，可采用將操作空間分成一系列縱向流程的隔板，以提高傳热效能，即將單程换热器变为多程的换热器。如在进口室內加一挡板，管程就成为二程了。程数是偶数时，出入口均在一端（如圖 6-2）；如为奇数时，出入口在兩端。出入口在一端时較為方便，所以一般都用偶数程的結構。在每个管程中管子数應該接近相等。

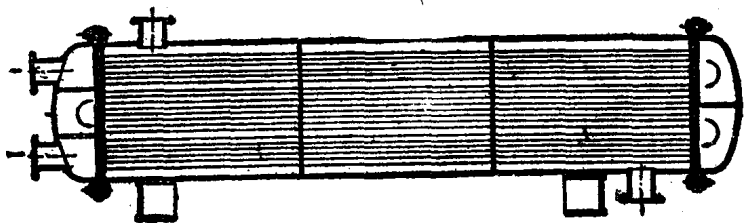


圖 6-2

管程数也不能过多，当管程数过多时，管板上面积要被隔板佔去很多，以致管板上管子数就要减少。

这种結構的特点是：構造簡單，制造容易，造价比較便宜。当傳热面大时，管内空間的截面，特别是管間空間的截面很大，可是在載热体的用量較小或者中等时，就很难获得所希望的載热体的流速。

虽然刚性结构管壳式换热器在结构上简单,紧凑和比较便宜,但不是任何情况下都能采用。若管内和管间温度差所产生的热应力超出材料允许应力时,结果可能使胀管处不紧密,以致管外流体渗入管内,或管内流体漏出到管外。一般只有在管内外两种流体温度差小于 50°C 时才被采用。同时这种换热器的另一个缺点是:不能用机械方法清扫管子的外表面。所以只能用在不需要机械清扫管子外表面的情况下,亦就是用于管外流体不会弄脏器壁及没有腐蚀的情况下;或可进行化学方法清扫的情况下。

(2) 温度应力的决定与采用刚性结构的可能性:

假定管子各部温度一样,同时也不考虑管子的弯曲和管板的变形。

设:在操作时,管子表面与壳体温度差分别为 t_r 和 t_k 。

倘使管末和壳体都能自由膨胀则管子的自由伸长量为:

$$\delta_r = \alpha_r t_r L_r \quad (6-1)$$

$$\text{而壳体的自由伸长量} \quad \delta_k = \alpha_k t_k L_k \quad (6-2)$$

式中 α ——温度膨胀系数;

δ ——伸长量;

L ——管子或壳体的长度;

E ——弹性模数。

记号 T 代表管束, K 代表管壳体。

实际上管子与壳体是刚性连接。加热时,受到较冷的部分牵制,要胀的不能胀,结果则受热的部分受压,而较冷的部分受拉。假定管板与管子本身完全没有变形,设

$$t_r > t_k$$

若结构强度不发生问题,实际的伸长 δ 将要小于管子在該温度时自由伸长,而大于壳体在該温度时的伸长。

$$\delta_k < \delta < \delta_r$$

管子受的压力将等于壳体受的拉力:

$$P = \frac{\delta_T - \delta}{L} f_T E_T = \frac{\delta - \delta_K}{L} f_K E_T \quad (6-3)$$

管子材料的截面积为:

$$f_T = \frac{\pi}{4} (d_H^2 - d_B^2) \cdot n \quad (6-4)$$

式中 n ——管子数;

d_H 和 d_B ——管子的外径和内径。

壳体材料的截面积 f_K 为

$$f_K = \pi D S \quad (6-5)$$

式中 D ——壳体平均直径;

S ——壳壁厚度;

消去 δ , 得到由于伸长的不同而产生的力

$$P = \frac{\delta_T - \delta_K}{L \left(\frac{1}{f_T E_T} + \frac{1}{f_K E_K} \right)} = \frac{\alpha_T t_T - \alpha_K t_K}{\frac{1}{f_T E_T} + \frac{1}{f_K E_K}} \quad (6-6)$$

若管与壳系同一材料做成, 则

$$\alpha_T = \alpha_K = \alpha \quad E_T = E_K = E$$

$$\text{则: } P = \frac{\alpha E (t_T - t_K)}{\frac{1}{f_T} - \frac{1}{f_K}} \quad (6-7)$$

管子的应力:

$$\sigma_T = \frac{P}{f_T} \quad (6-8)$$

壳体的应力:

$$\sigma_K = \frac{P}{f_K} \quad (6-9)$$

由此可见, 管束和壳体的应力与其截面积成反比

$$\frac{\sigma_K}{\sigma_T} = \frac{f_T}{f_K} \quad (6-10)$$

例：一换热器直径为 1000 毫米， $S=8$ 毫米，直径为 38/33 的管子共 313 根，

$f_K=250$ 厘米²， $f_T=870$ 厘米²，当 $\alpha=0.000012$

$E=2.1 \times 10^6$ 公斤/厘米²(鋼) $t_T - t_K = 50^\circ\text{C}$

$$P = \frac{2E(t_T - t_K)}{\frac{1}{f_T} - \frac{1}{f_K}} = \frac{0.000012 \times 2.1 \times 10^6 \times 50}{\frac{1}{870} + \frac{1}{250}} = 245000 \text{ K}_2$$

$$\sigma_T = \frac{P}{f_T} = \frac{245000}{870} \approx 280 \text{ 公斤/厘米}^2$$

$$\sigma_K = \frac{P}{f_K} = \frac{245000}{250} \approx 980 \text{ 公斤/厘米}^2$$

由題中可見軸間熱應力很大，這應力僅與 α ， E ， Δt 有關係。如果降低兩壁溫差，不可能或不合理的情況下，應該採用具有溫度補償的換熱器。

(3) 具有補償的換熱器：它有很多種形式，有靠殼體的補償，有靠撓性管子或填料函的補償。

這些方法都不能完全消除熱應力，只有用管束能自由位移的結構才能完全消除熱應力，即管束和壳体僅有一端是固定的，而另一端能自由的進行膨脹伸縮。這種熱交換器就是浮頭式熱交換器(活動管板式)。

(4) 浮頭式換熱器：(圖 6-3)

由於它具有可動的管板，溫度變化時管束能自由地伸縮，外殼溫度應力就不存在，而管束只有因各根管子溫度不同而產生的應力。所以這種換熱器在石油加工過程中應用得最廣。同時這種換熱器還有以下優點：管束很容易從殼中抽出，當管子有損壞時可以換新的；管束抽出後，管束抽出在外面就很容易用機械方法清掃；同時因為管束在殼外安裝，管束上可以安裝任何數量的折流板。

浮頭式換熱器與固定管板式換熱器之不同點是在活動花板處增設一頭蓋，即所謂浮頭。浮頭式換熱器之管程一般使用偶數管程，否則在浮頭部分結構要複雜了。

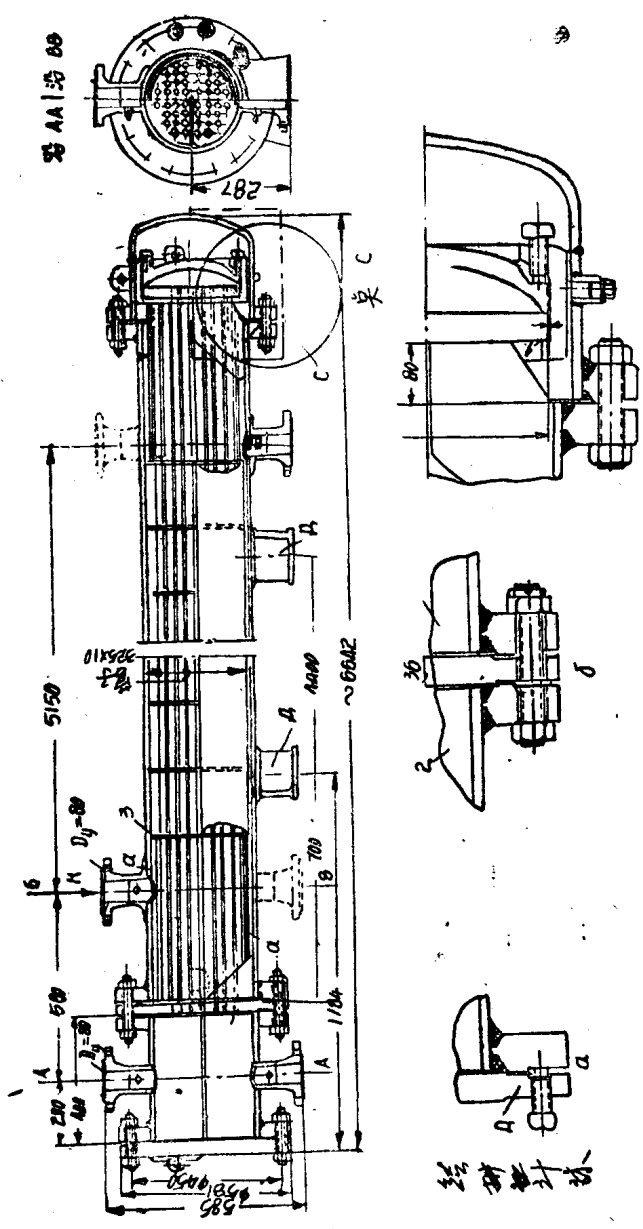


图 6-3

浮头：浮头盖与管板的连接，法兰要占据相当大的面积，结果使管束外层的管子与壳壁间的离距很大，这对操作是很不利的，使得管间空间截面增大，管间载热体的流速就会减小。再则这时产生流体阻力比管束的管间空间较小的环形通道；沿这条通道流过的部分载热体不参加热交换过程，这是主要的不利之点。

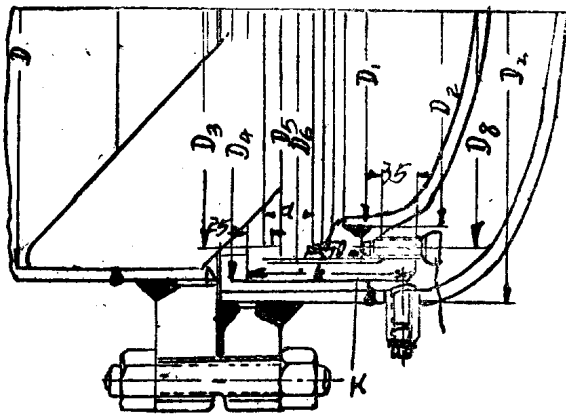


圖 6-4

减小管子外圈与壳体間間隙的方法是：浮头不用法兰联接，活动管板借法兰式夹圈（由兩半組成）和紧压螺栓之助，用标准碟形盖封盖之。虽然这种結構較复杂，但比其他

形式紧凑，此是常用的形式。管板本身略小，壳內徑2—3毫米能够自由地通过壳体。（如图6-8）

（5）管壳式换热器的部件和一些計算：

外壳

换热器外壳通常用钢板或其他金属板加以焊接而成。铸造的外壳几乎已经不用了。

管子

管子材料决定于载热体的腐蚀性，对沒有腐蚀性的介质而言，可采用鋼10 σ 、20和C σ -2無縫鋼管；如载热体具有腐蚀性，則采用合金鋼管，銅管或鋁管等無縫管，如果操作条件等許可的話，可以采用鑄鉄管，砂鋼管。不过鑄鉄管等用在沉浸式冷却器中較為合适。

管子的直徑与材料和操作条件(載热体的粘度, 污濁程度)有关。鋼管通常是用20—75毫米直徑的最为普遍, 当管徑小于20毫米时脹管就很困难。直徑大的(40—75毫米)用于气体或粘性流体, 直徑小的用于清潔的液体。从制造观点看, 鑄鉄管直徑最好做成50—100毫米, 長度做成2—3米, 無縫鋼管最長可达15米, 而管束的長度只能限在6—7米以內。管束長的熱交換器在制造上和清洗上都很困难。

除了粘性很高的液体外, 希望流体能够得到較大的流速, 液体为0.3—2米/秒, 气体为8—25米/秒。

管子数是根据傳热面 F 决定的,

$$F = \pi d p n l$$

$$n = \frac{F}{\pi d p l}$$

取管板兩內壁間的距离为 l , 載热体流速为 W 米/秒; 并已知在平均溫度下載热体的每秒用量为 Q 米³/秒, 求得管子截面积, 当有 Z 个管程时, 每程的截面:

$$f = \frac{\pi d_b^2}{4} \cdot \frac{n}{Z} \text{ 米}^2$$

式中 Z ——程数。

管心距和管徑

管間流体有最大流速是保証热交換器有高效能条件之一。所以希望在換热器內要安排好多的管子, 这样管心距一定要保持最小。对一般換热器, 管徑大于19毫米时, 則管心距应采用1.25—1.35 d_H (外徑)。但管外壁間距($t - d_H$)不应小于6毫米(圖6-5), 外徑25毫米、厚2—3毫米的管子是最常用的管子。也常遇到19×15毫米管的換热器, 当然用

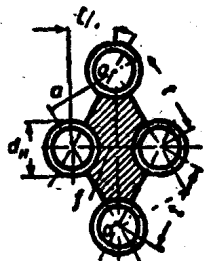


圖 6-5

細的管子，傳熱面是大了，然而當管內流体發生严重的沉淀或腐蝕時最好用 $d_H \geq 25$ 毫米的管子，因為大管子容易掃清。

管子的排列

常用的有等邊三角形排列法和同心圓排列法(圖6-6)。正方形排列法很少運用。

三角形排列法的運用最為普遍。這種排列法能使管板上排列最多的管子，而正方形排列法容易清洗。

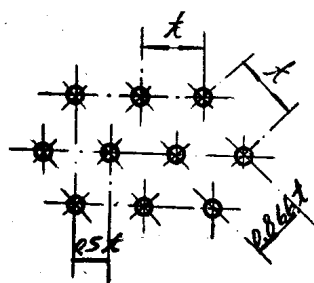


圖 6-6

等邊三角形排列最終成為一個六邊形，當管子排列7層時，在每邊最外面與壳体間形成一個弓形，載熱體很容易從這裡溜跑而避開管間空間，為了消滅這種現象和多排些管子，在弓形部分可以補排一些管子。

設 α 為六邊形一边的管子數， β 是在六角形對角綫上管子數， Σ 表示管束內管子總數， $\Sigma = 3\alpha(\alpha-1)+1$ 或 $\Sigma = \frac{3\beta^2+1}{4}$

表 6-1 是當 $\alpha=1-28$ 時 α ， β ， Σ 的數值。

六角形內管子數

表 6-1

α	β	Σ	α	β	Σ	α	β	Σ	α	β	Σ
1	1	1	8	15	169	15	29	631	22	43	1387
2	3	7	9	17	217	16	31	721	23	45	1519
3	5	19	10	19	271	17	33	817	24	47	1657
4	7	37	11	21	331	18	35	919	25	49	1801
5	9	61	12	23	397	19	37	1027	26	51	1951
6	11	91	13	25	469	20	39	1141	27	53	2107
7	13	127	14	27	547	21	41	1261	28	55	2269

由於弓形處還排列管子，所以在這種情況下排列管子的總數應該按下式計算：每根管子佔據平面為 $0.866t^2$ (t 為管心距)，于

是 1 米² 管板 平面內管子数 = $\frac{10000}{0.866t^2} = \frac{11540}{t^2}$, 数值列为表 6-2。

表 6-2 中 t ——管心距毫米; f ——一根管子的面积, 厘米²; m ——1 米² 管板面积內管子数。

表 6-2

t	f	m	t	f	m	t	f	m	t	f	m	t	f	m
25	5.42	1849	27	6.31	1586	29	7.28	1373	31	8.32	1201	33	9.43	1000
26	5.85	1710	28	6.78	1474	30	7.79	1284	32	8.87	1128	34	10.01	999

实际上由于在多层时隔板要佔去一部分面积, 所以每平方公尺上的管子数为 m_1 , $m_1 = \gamma m$, γ 为充满系数约为 0.7—0.85。

在給花板鑽孔时, 应该保証足够的准确度。在制造时应按規定按“鑽模”进行, 使孔眼不發生偏差。

管板

管板經常是用鋼板制造, 如 CT⁵ 和 ГОСТ 1050-52 的 30 号和 40 号鋼, 有时也用鑄鉄, 鑄鋼, 黃銅等材料; 最薄的管板厚决定于所脹的管子能够获得可靠的固定, 因此当 $d_H \leq 38$ 毫米时, 所需鋼板厚度不能小于 10 毫米; 当管子直徑更大时,

$$\delta = \frac{d_H}{8} + 5 \text{ 毫米.}$$

計算: 固定式换热器管板厚度, 为了获得牢固的脹接, 相鄰管間最小“小桥”切面 $q = (t - d_H)s'$

圖 6-11, 当 $d_H = 38$ 毫米时, ≥ 180 毫米²

当 $d_H = 100$ 毫米时应加大为 2.5 倍即

$$q \approx 450 \text{ 毫米}^2$$

由此所需最小“小桥”切面应为

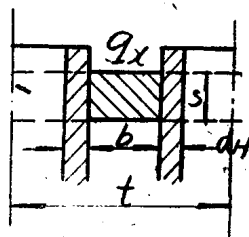


圖 6-7

$$q_s \geq \frac{180 d_H}{38} \geq 4.8 d_H \quad (6-11)$$

$$t \geq d_H \left(\frac{4.8}{s'} + 1 \right) \quad (6-12)$$

$$s' \geq \frac{4.8}{\frac{t}{d_H} - 1} \text{ 毫米} \quad (6-13)$$

及 $s' \geq \frac{4.8 d_H}{t - d_H} \text{ 毫米} \quad (6-14)$

$$S' = S - C \quad \text{又如 } t \geq 1.25 d_H$$

則 $S' \geq \frac{4.8 d_H}{1.25 d_H - d_H} \geq 19.2 \text{ 毫米} \quad (6-15)$

如腐蝕量每邊為 2 毫米則

$$S \geq 19.2 + 2 \times 2 \geq 23.2 \text{ 毫米} \quad (6-16)$$

用四根管子所包圍區域內產生的彎曲應力校核

$$P = 3.6 \left(1 - 0.7 \frac{d}{\varepsilon} \right) \times \left(\frac{S'}{\varepsilon} \right)^2 R_H \quad (6-17)$$

式中 ε ——四根管子形成正方形的邊長，如系矩形則用算術平均值；

式中 P ——工作壓力，公斤/厘米²；

R_H ——管板材料的許用彎曲應力，等於 $1.05 R_s$ ，要隨材料及溫度而定。若 P 值太小，則必須裝置固定桿或聯接管。

浮頭式換熱器管板計算，

$$S = D \sqrt{\frac{0.122 P}{R_H p}} + C \quad (6-18)$$

式中 S ——管板厚；

D ——承受壓力面積的直徑，即固定板上墊圈的內徑；

P ——管程或程的耐壓力；

R_b ——許用弯曲应力, $R_b = 1.05 R_z$;

C ——腐蝕量, 兩边共为 0.4 厘米;

φ ——管板强度系数,

$$\varphi = \frac{(n_1 - 1)t + d'_H + t - n_1 d'_H}{(n_1 - 1)t + d'_H + C} \quad (6-19)$$

$$\varphi = \frac{n_1 t - (n_1 - 1)d'_H}{n_1 t + d'_H} \quad (6-20)$$

n_1 ——分佈在佔管板直徑或近于直徑那一行管子数;

t ——管心距;

d'_H ——管板上孔的直徑。

管子的固定

最普遍的方法是脹管法, 用脹管器, 借滾子滾輾作用把伸到管板的开孔中去的管端脹大, 脹到管板上孔內的溝內, 管子受脹起塑性变形, 与管板紧密联在一起, 要使管子与管板接联得很严密就必须:

(1) 管板材料的鋼度应比管材的大;

(2) 管子与管板上的开孔間的間隙不应超过 15% (最好是 0.5—1% 倍的管子直徑), 对于軟材料做的管子和厚壁管子允許用其中的較大值;

(3) 开孔与管端均应很好地加工;

(4) 用溝 (0.5~0.8 毫米深)。

把管端脹成錐形可以增加拉脫所需的力。当压力为常压时不用溝槽。

当联接要有更高的严密性时采用焊接法。用焊接联接, 更換管子时就很困难了。

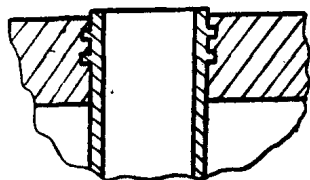


圖6-8

在要溫度补偿器的換热器上或是联接脆性管子不能用脹管法时, 可采用單个的或成組的填料函来联接。