

绪 论

化工原理课程设计是化工原理课程的一个总结性和综合性教学环节。化工原理课程设计要求学生规定的时间内，按照设计任务书的要求，搜集、选择所需的资料和数据，完成某项化工设备的设计。设计中不仅要进行一系列的计算，而且要确定工艺流程，提出保证工艺过程正常进行的措施，确定对过程进行检查和调节的方法。此外，还需对设备的结构进行选型和计算，并用工程图将这些结果表示出来。

通过化工原理课程设计，学生应注意以下几方面能力的培养：

查阅资料、选用公式和搜集数据的能力；

既考虑技术上的先进性与可靠性，又考虑经济上的合理性，树立正确的设计思想；注意劳动保护和环境保护问题，提高全面分析问题和解决问题的能力；

迅速且准确地进行工程计算的能力；

用简洁的文字、清晰的图表表达设计思想的能力。

化工原理课程设计是由论述、计算和绘图三部分构成的，其基本内容包括：设计方案的确定，工艺计算，主要设备计算，附属设备的设计或选型，将设计结果编写成设计说明书，并绘制相应的工艺流程图和主体设备图。其中设计说明书的内容应包括以下几项：

目录；

设计题目（任务书）；

流程示意图，以单线图的形式绘制，标出主体设备和辅助设备的物流流向、物流量、能流量和主要化工参数测量点；

流程方案的说明和论证，对给定或选定的工艺流程、主要设备的型号进行论述；

设计结果概要，列出主要设备尺寸、各种物料的量 and 状态、能耗指标、设计时规定的主要参数以及附属设备的规格、型号和数量；

⑥ 设计计算及说明，包括工艺参数的选定、物料衡算、热量衡算、设备的工艺尺寸计算及结构设计；

⑦ 对设计的评述及有关问题的讨论；

⑧ 参考文献。

主体设备装备图，图面上应包括设备的主要工艺尺寸、管口方位图、物性技术表、管口表等。

化工原理课程设计的步骤一般作如下安排：布置设计任务；阅读设计指导书和查阅资料；现场调查并搜集相关资料；④进行设计计算、绘图和编写说明书；考核和答辩。

课程设计的任务一般来源于工程实际，通过现场调查，了解与设计任务有关的某一典型化工装置的工艺流程、主体设备和附属设备以及测量仪表的配置情况；收集主体设备的结构参数、附属设备的规格以及操作和控制的现场数据；了解装置的运转和技术改造情况等。现场调查对增强感性认识、提高学生的独立工作能力和圆满地完成设计任务起着重要的作用。

一个合理的设计往往需要进行多种方案的比较和反复多次的设计计算才能获得。本书是课程设计的指导书，书中介绍了几类典型的化工过程及设备的设计原理和基本方法，提供了

设计的基本资料，希望能起到举一反三的作用，所以，设计者不应局限在本书的范围内，应结合设计任务的具体要求，广泛查阅和收集资料，认真分析、对比和筛选，使设计尽可能先进、合理。由于课程设计的时间限制，任务书只规定了基本的要求，设计者应根据自己的情况，在某些方面进行加深和提高。例如，应用计算机进行计算和设计，在流程选择、设备选型、操作参数的确定等方面进行多方案的设计计算和比较，得到最佳的设计方案；增加对附属设备的设计计算，或在操作控制等方面提出方案，使设计者在多方面得到锻炼；引入对化工过程技术经济的评价，得到具有竞争力的设计方案。

技术经济评价是化工规划、设计、施工和生产管理中的重要手段和方法，通过反复修改和多次评价，最终可确定最佳方案，达到化工过程最优化的目的。技术评价主要指标是：产品的质量等级和市场前景； 原材料价格、供应和消耗等情况； 能量品位和消耗定额；

工艺过程在技术上的复杂性和操作控制的难易程度； 劳动生产率、环境保护和生产安全等。经济评价则包括： 基本建设投资额； ②产品的成本； 投资的回收期； 利润和利润率； 其他经济学指标。技术经济评价中使用的估算方法和相关的数字是随时间而变化的，估算时需进行细致的市场调查。但在缺乏可靠的价目时，可根据资料推荐的公式和图表做近似的推算。

计算机的应用对化工过程设计中多方案的选择和技术经济的评价起着非常重要的作用。提高学生应用计算机解决化工设计中实际问题的能力，是化工原理课程设计将面临的任务之一。受篇幅的限制，本书只提供了应用计算机进行工艺设计的框图，设计程序可参考相关的书籍或自行编制。

第一章 列管式换热器的设计

第一节 概述

换热器是化工、炼油工业中普遍应用的典型的工艺设备。在化工厂，换热器的费用约占总费用的 10%~20%，在炼油厂约占总费用的 35%~40%。换热器在其他部门如动力、原子能、冶金、食品、交通、环保、家电等也有着广泛的应用。因此，设计和选择得到适用、高效的换热器对降低设备的造价和操作费用具有十分重要的作用。

换热器的类型按传热方式的不同可分为：混合式、蓄热式和间壁式。其中间壁式换热器应用最广泛，如表 1-1 所示。

表 1-1 换热器的结构分类

类 型			特 点		
间 壁 式	管 壳 式	列 管 式	固定管板式	刚性结构 带膨胀节	用于管壳温差较小的情况(一般 $\leq 50^{\circ}\text{C}$),管间不能清洗 有一定的温度补偿能力,壳程只能承受低压力
			浮头式	管内外均能承受高压,可用于高温高压场合	
		U型管式	管内外均能承受高压,管内清洗及检修困难		
		填料函式	外填料函	管间容易泄漏,不宜处理易挥发、易爆炸及压力较高的介质	
			内填料函	密封性能差,只能用于压差较小的场合	
		釜式	壳体上部有个蒸发空间用于再沸、蒸煮		
		双套管式	结构比较复杂,主要用于高温高压场合和固定床反应器中		
		套管式	能逆流操作,用于传热面较小的冷却器、冷凝器或预热器		
		螺旋管式	沉浸式	用于管内流体的冷却、冷凝或管外流体的加热	
			喷淋式	只用于管内流体的冷却或冷凝	
		板 面 式	板式	拆洗方便,传热面能调整,主要用于粘性较大的液体间换热	
			螺旋板式	可进行严格的逆流操作,有自洁的作用,可用作回收低温热能	
			伞板式	结构紧凑,拆洗方便,通道较小、易堵,要求流体干净	
			板壳式	板束类似于管束,可抽出清洗检修,压力不能太高	
混合式			适用于允许换热流体之间直接接触		
蓄热式			换热过程分阶段交替进行,适用于从高温炉气中回收热能的场合		

根据工艺过程或热量回收用途的不同，换热器可以是加热器、冷却器、蒸发器、再沸器、冷凝器、余热锅炉等。完善的换热器在设计或选型时应满足以下各项基本要求。

1. 合理地实现所规定的工艺条件

传热量、流体的热力学参数（温度、压力、流量、相态等）与物理化学性质（密度、粘度、腐蚀性等）是工艺过程所规定的条件。设计者应根据这些条件进行热力学和流体力学的计算，经过反复比较，使所设计的换热器具有尽可能小的传热面积，在单位时间内传递尽可能多的热量。其具体做法如下。

(1) 增大传热系数 在综合考虑流体阻力及不发生流体诱发振动的前提下, 尽量选择高的流速。

(2) 提高平均温差 对于无相变的流体, 尽量采用接近逆流的传热方式。因为这样不仅可提高平均温差, 还有助于减少结构中的温差应力。在允许的条件时, 可提高热流体的进口温度或降低冷流体的进口温度。

(3) 妥善布置传热面 例如在管壳式换热器中, 采用合适的管间距或排列方式, 不仅可以加大单位空间内的传热面积, 还可以改善流体的流动特性。错列管束的传热方式比并列管束的好。如果换热器中的一侧有相变, 另一侧流体为气相, 可在气相一侧的传热面上加翅片以增大传热面积, 更有利于热量的传递。

2. 安全可靠

换热器是压力容器, 在进行强度、刚度、温差应力以及疲劳寿命计算时, 应遵照我国《钢制石油化工压力容器设计规定》与《钢制管壳式换热器设计规定》等有关规定与标准。这对保证设备的安全可靠起着重要的作用。

3. 有利于安装、操作与维修

直立设备的安装费往往低于水平或倾斜的设备。设备与部件应便于运输与装拆, 在厂房移动时不会受到楼梯、梁、柱的妨碍, 根据需要可添置气、液排放口, 检查孔与敷设保温层。

4. 经济合理

评价换热器的最终指标是: 在一定的时间内(通常为1年)固定费用(设备的购置费、安装费等)与操作费(动力费、清洗费、维修费等)的总和为最小。在设计或选型时, 如果有几种换热器都能完成生产任务的需要, 这一指标尤为重要。

动力消耗与流速的平方成正比, 而流速的提高又有利于传热, 因此存在一最适宜的流速。

传热面上垢层的产生和增厚, 使传热系数不断降低, 传热量随之而减少, 故有必要停止操作进行清洗。在清洗时不仅无法传递热量, 还要支付清洗费, 这部分费用必须从清洗后传热条件的改善得到补偿, 因此存在一最适宜的运行周期。

严格地讲, 如果孤立地仅从换热器本身来进行经济核算以确定适宜的操作条件与适宜的尺寸是不够全面的, 应以整个系统中全部设备为对象进行经济核算或设备的优化。但要解决这样的问题难度很大, 当影响换热器的各项因素改变后对整个系统的效益关系影响不大时, 按照上述观点单独地对换热器进行经济核算仍然是可行的。

第二节 列管式换热器的结构选择和确定

一、列管式换热器的种类

列管式换热器以其高度的可靠性和广泛的适应性, 在长期的操作过程中积累了丰富的经验, 其设计资料比较完备, 在许多国家都有了系列化标准。近年来尽管列管式换热器也受到新型换热器的挑战, 但反过来也促进了其自身的发展。例如当流体的流速较大和压强较高时, 若采用其他类型的换热器就有一定的困难。所以列管式换热器目前仍是化工、石油和石油化工中使用的主要类型的换热器, 在高温、高压条件下和大型换热器中, 仍占绝对优势。

列管式换热器的种类很多, 其结构形式与所受的温差应力以及是否需要温差补偿装置有着密切的联系。按温差补偿结构来分, 主要有以下四种。

1. 固定管板式换热器

如图 1-1 (a) 所示, 此种换热器的特点是管束以焊接或胀接在两块管板上, 管板分别焊接在外壳的两端并在其上连接有顶盖, 顶盖和壳体上装有流体进出口接管。与其他形式的换热器相比, 结构简单, 制造成本较低。管内不易积累污垢, 即使产生了污垢也便于清洗。但无法对管子的外表面进行检查和机械清洗, 因而不适宜处理脏的或有腐蚀性的介质。由于管子和管板与壳体的连接都是刚性的, 当管子和壳体的壁温或材料的线膨胀系数相差较大时, 在壳体和管子中将产生很大的温差应力, 以致管子扭曲或从管板上松脱, 甚至损坏整个换热器。

当管子和壳体的壁温差大于 50 时, 应在壳体上设置温差补偿——膨胀节, 依靠膨胀节的弹性变形可以减少温差应力。膨胀节的形式较多, 常见的有 U 形、平板形和 Ω 形等几种。由于 U 形膨胀节的挠性与强度都比较好, 所以使用得最为普遍。

当要求较大的补偿量时, 宜采用多波形膨胀节。

当管子和壳体的壁温差大于 60 和壳程压强超过 0.6 MPa 时, 由于补偿圈过厚, 难以伸缩, 失去温差补偿的作用, 就应考虑其他结构。

2. 浮头式换热器

如图 1-1 (b) 所示, 换热器的一块管板用法兰与壳体连接, 另一块管板不与壳体连接, 且能自由移动。当管束与壳体受热或受冷产生伸缩时, 两者互不牵制, 因而不会产生温差应力。浮头部分由浮头管板、钩圈与浮头端盖组成, 为可拆连接, 管束可以抽出, 故管内外都能清洗, 也便于检修。由于结构复杂, 其造价较高。

3. 填料函换热器

如图 1-1 (c) 所示, 浮头部分伸在壳体之外, 它与壳体之间的空隙用一填料函密封, 使换热器管束的一端可以自由伸缩。当管束和壳体间的温差较大, 管束腐蚀严重且需经常更换时, 采用这种形式的换热器比较合适。这种换热器以制造、清洗和检修都比较方便, 造价也比浮头式的低。

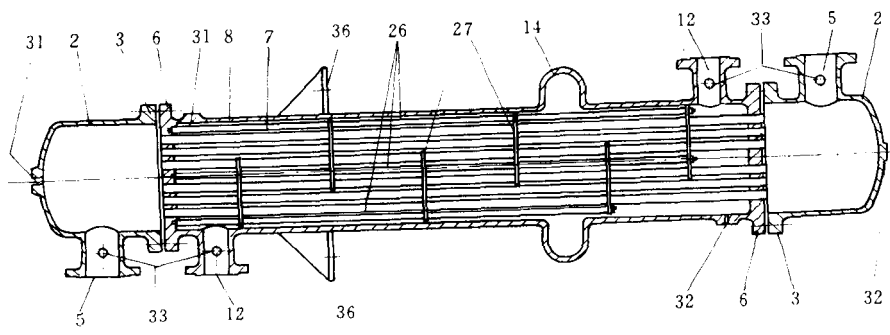
4. U 形管换热器

如图 1-1 (d) 所示, 换热管被弯成 U 形, 管的两端固定在同一块管板上, 省去了一块管板和一个管箱 (流道室)。U 形管具有自由伸缩的特点, 可以完全消除热应力。管束可以从壳体中抽出, 管外清洗方便, 但管内清洗困难, 所以宜让不结垢的流体从管内通过。因弯管时, 必须保证一定的曲率半径, 所以管束的中心部分存在较大的空隙, 在相同直径的壳体中排列的管子数较固定管板式少, 价格比固定管板式高 10%。

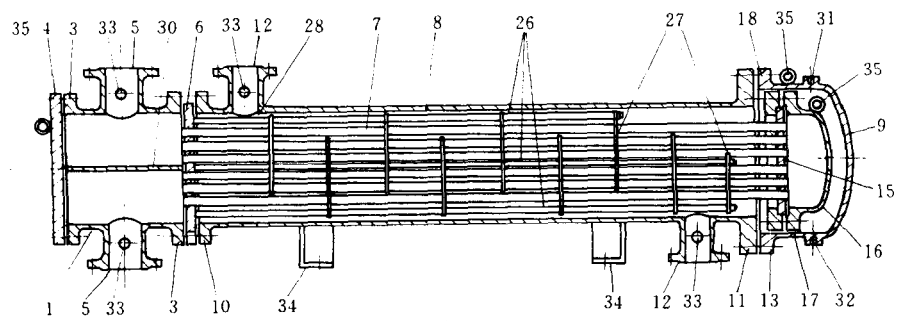
二、管束分程

在列管式换热器中最简单的是单程换热器, 在其中可实现逆流的传热方式。如需增大传热面积, 可增加管长或管数, 但前者要受到加工、安装与维修等方面的限制。通常要求换热器的长度 L 与壳体直径 D 的比 L/D 为: 卧式设备为 6~10 立式设备为 4~6。当比值小于上述值时, 可采用增加管长的方法; 当比值大于上述值时, 则应采用增加管数的方法。而管数增加后会引引起管内流速以及传热系数的降低, 此时应将管束分程, 在换热器一端或两端的管箱中分别安置一定数量的隔板, 且使每程中的管数大致相等。设计中可采用如下的方法来确定管程数。

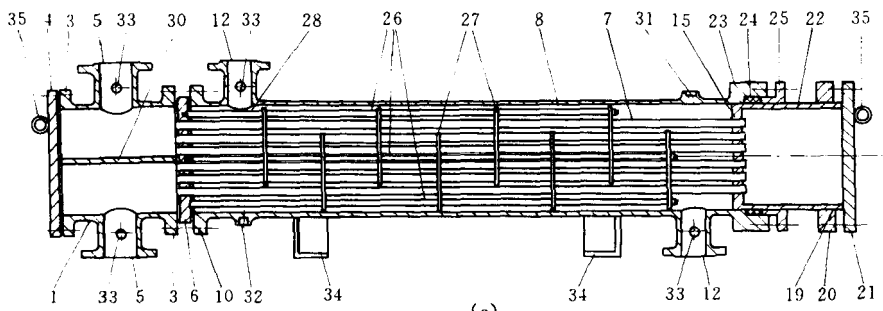
已知通过管内的流体流量为 V (m^3/s), 在选定了管内流速 u (m/s) 和管内径 d_i (m) 时, 可得到单管程所需的管数 n 为



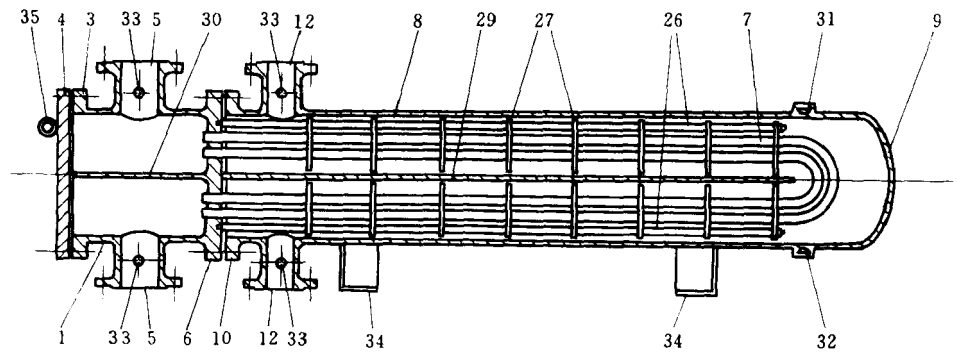
(a)



(b)



(c)



(d)

图 1-1 几种列管式换热器的结构

1—管箱；2—封头；3—管箱或封头；4—管箱盖板；5—封头接管；6—固定管板；7—管子；8—壳体；9—壳盖；10—壳体法兰（固定端）；11—壳体法兰（后盖端）；12—壳体接管；13—壳盖法兰；14—膨胀节；15—浮动管板；16—浮头盖；17—浮头法兰；18—浮头衬托构件；19—部分剪切环；20—活套；21—浮头盖（外部）；22—浮动管板套；23—填料函法兰；24—填料；25—填料压盖；26—靠背法兰；27—纵向折流板或支撑板；28—缓冲挡板；29—纵向折流板；30—分程隔板；31—排拉杆和定距管；32—排液接口；33—仪表接口；34—鞍式支座；35—吊环；36—悬挂式支座

$$n = \frac{V}{\frac{\pi}{4} d_i^2 u} \quad (1-1)$$

如果估算得到的传热面积为 A (m^2) 则单程管束长度 L (m) 为

$$L = \frac{A}{n \pi d} \quad (1-2)$$

A 与 d 对应, 即 A 以管外表面积计量, 则 d 取管外径。通过排管, 由壳体直径计算式 (1-4) 可初步估算得到壳体的直径 D , 验算 L/D 的比值: 当 $L/D <$ 规定值时, 采用单管程即可; 当 $L/D >$ 规定值时, 需对管束分程。

管束分程后, 注意调整使管内实际流速与管内适宜流速接近, 否则会严重影响换热器的操作性能。

当管程流体进、出口温度变化很大时, 应避免流体温差较大的两部分管束紧邻, 否则在管束与管板中将产生很大的温差应力。根据经验, 跨程温差最大不得超过 28°C 。故程数小于 4 时, 以采用平行的隔板更为有利。

管程数	1	2	4		6	
流动顺序						
管箱隔板						
介质返回侧隔板						
图序	(a)	(b)	(c)	(d)	(e)	(f)

图 1-2 平行与 T 形分程图

从制造、安装和操作的角度考虑, 通常采用偶数管程。但程数不宜太多, 否则隔板本身将占去相当大的布管用的面积, 而且在壳程中形成许多旁路, 影响传热。随着程数的增加, 换热器的传热效率下降且与错流传热接近。

除平行的隔板外, 也有采用 T 形隔板的, 如图 1-2 (d), 可以多安排一些管子。当程数多时, 以采用径向隔板 (图 1-3) 更为方便, 此时管子的排列最好是同心圆排列方式。

三、壳程分程

图 1-4 中列出了几种壳程形式。图 1-4 (a) 为 E 型, 是最普通的一种, 壳程是单程的, 管程可为单程, 也可为多程。为了增大平均温差提高传热效率, 对于

二管程的换热器, 可采用图 1-4 (b) 所示的 F 型, 在壳程中装入了一块平行于管轴线的纵向隔板, 成为二壳程的换热器, 流体按逆流方式进行热交换。图 1-4 (c) 为 G 型, 也属于二壳程的换热器, 纵向隔板从管板的一端移开使壳程流体得以分流。壳体上的进、出口接管对称地分置于两侧中央部位。壳程中流体压力降与 E 型的相同, 但在传热面积与流量相同

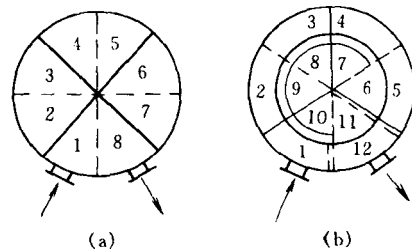


图 1-3 径向分程图

的情况下，具有更高的效率。G型壳体也对称分流壳体，壳体中可通入单相流体，也可通入有相变的流体。如用作为水平的热虹吸式再沸器，壳程中的纵向隔板起着防止轻组分的闪蒸与增强混合的作用。图 1-4 (d) 为 H 型，与 G 型相似，同属于二壳程的换热器，但进、出口接管与纵向隔板均多 1 倍，故又称双分流壳体。G 型与 H 型都可用于以压力降作为控制因素的换热器中，且有利于降低壳程流体的压力降。

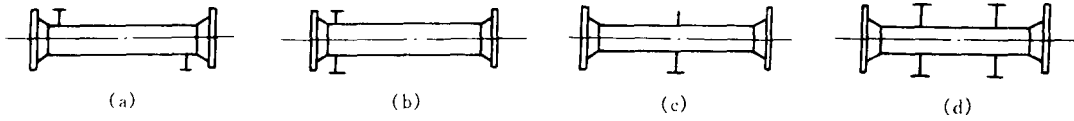


图 1-4 换热器的壳程形式

尽管在工业中已成功地制造出六壳程的列管式换热器，但考虑到制造方面的困难，对于一般的设计，壳程数很少超过 2。如有必要，可通过增加串联换热器的台数来解决。

四、换热管的类型

当传热过程中遇到流道的一侧或两侧的流体的传热系数很低时，可在流道的一侧或两侧加翅片，或在管子上轧出凸凹槽，或在管子的外表面覆盖一层多孔性金属烧结层。采用了上述传热管的换热器又称为扩展表面式换热器，如管翅式、强化传热管等。这类换热器不仅增大了传热面积，而且传热系数也有较大的提高。

1. 管翅式

在气液式换热器中，液侧传热系数比气侧高，如果其中的一侧又承受高压，从经济角度考虑，以采用管子加装翅片为宜。管子形状可以是圆形的，也可以是矩形的或椭圆形的。翅片应置于传热系数小的一侧，可在管外，也可在管内。必要时还可采用内、外都有翅片的管子。翅片与管子的连接可用紧配合、缠绕、粘接、焊接、热压等方法来实现，装于管外的翅片有轴向的、径向的和螺旋形的，如图 1-5 所示，而内翅片的结构如图 1-6 所示，较为简单。管翅式换热器的单位体积传热面积约为 $3300\text{m}^2/\text{m}^3$ ，常用于空调、制冷和动力设备上。

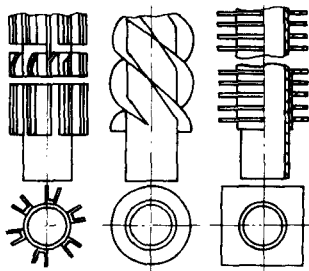


图 1-5 外翅片管

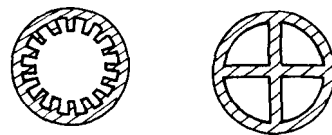


图 1-6 内翅片管

2. 螺旋槽纹管

如图 1-7 所示，在管子的外表面轧出螺旋形的凹槽，管内则形成螺旋形的凸起。流体在管内流动时，靠近壁面的部分顺槽旋转，有利于减薄流体边界层；另一部分流体顺壁面沿轴向流动时，螺旋形的凸起部分使流体产生周期性的扰动，可以加快由壁面至流体主体的热量传递。与普通光滑管相比，传热系数约提高 40%，传热面积节约 30% 左右。如果管外为蒸气冷凝，螺旋槽还可成为排泄冷凝液的通道，使凹槽两边的冷凝液膜变薄，减少了热阻，提

高了冷凝传热系数。

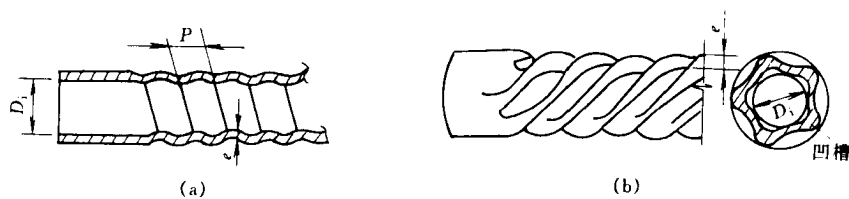


图 1-7 螺旋槽纹管

(a) 单头；(b) 多头（5头）

3. 横纹管

如图 1-8 所示，在管子上轧出与轴线成 90° 的槽纹，使管内壁形成一圈圈突起的圆环。流体经过圆环时，在管壁上形成轴向的旋涡，可以增强流体边界层的扰动，有利于边界层内的热量传递。突出的圆环对流体整体的扰动很小，固不会发生过多的无谓的消耗。流体阻力小于相同节距与槽深的螺旋槽纹管。

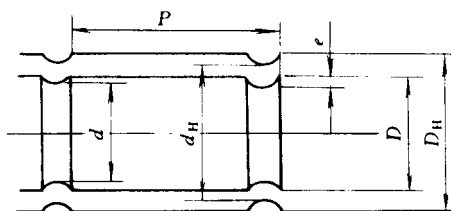


图 1-8 横纹管

4. 多孔表面换热管

在管子的外表面或内表面上覆盖一层多孔性的金属烧结层而形成的多孔表面换热管可以使传热面大为增加。这种换热管表面比较粗糙，厚度为 $0.25\sim 0.5\text{mm}$ ，孔隙率为 $50\%\sim 65\%$ 。若用于液体沸腾传热，能在很小的温差（ $0.6\sim 1^\circ\text{C}$ ）条件下得到很高的沸腾传热系数，比光滑管高出 $5\sim 6$ 倍。随着覆盖层金属微粒尺寸的减小和层数的增加，传热效果愈好。

五、管子的规格和排列方式

1. 管子的规格

换热器中最常用的管径有 $\phi 19\text{mm}\times 2\text{mm}$ 和 $\phi 25\text{mm}\times 2.5\text{mm}$ 。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，单位传热面积的金属耗量更少。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 $\phi 19\text{mm}\times 2\text{mm}$ 直径的管子更为合理。如果管程走的是易结垢的流体，则应常用较大直径的管子，有时采用 $\phi 38\text{mm}\times 2.5\text{mm}$ 或更大直径的管子。

标准管子的长度常用的有 1500mm ， 2000mm ， 3000mm ， 6000mm 等。当选用其他尺寸的管长时，应根据管长的规格，合理裁用，避免材料的浪费。

2. 管子的排列方式

管子在管板上的排列方式最常用的为图 1-9 所示的 (a)、(b)、(c)、(d) 四种，即正三角形排列（排列角为 30° ）、同心圆排列、正方形排列（排列角为 90° ）、转角正方形排列（排列角为 45° ）。当管程为多程时，则需采取组合排列，图 1-10 为二管程时管小组合排列的方式之一。

正三角形的排列方式可在同样的管板面积上排列最多的管数，故用得最为普遍，但管外不易机械清洗。为了便于清洗管子外表面上的污垢，可采用正方形与转角正方形排列管束。在小直径的换热器中，常用同心圆排列，在相同直径的管板上所排列的管数比按正三角形排列还多。

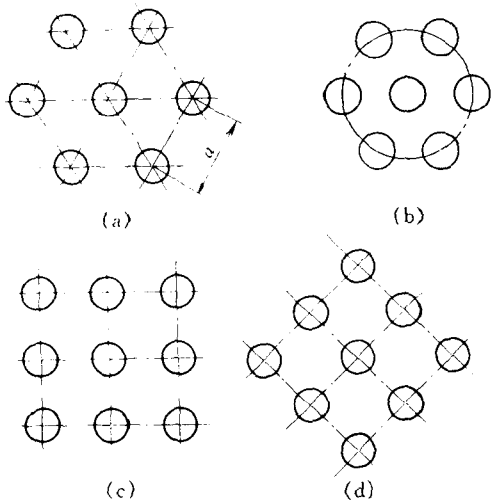


图 1-9 管子管板上的排列方式

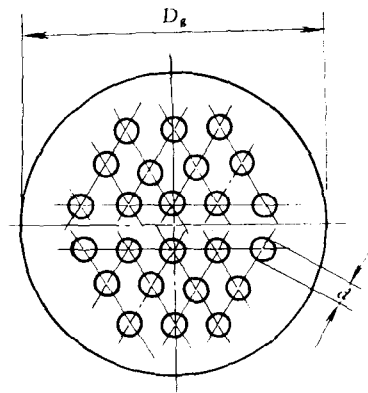


图 1-10 组合排列

按正三角形排列，当管子数超过 127 根（层数 > 6）时，最外层管子和壳体间的弓形部分也应排上管子，这样不仅可以增大传热面积，而且消除了管外这部分不利于传热的地方。当为单管程正三角形排管时，管子的排列数可参考表 1-2。

表 1-2 正三角形排列时的管数

六角形的层数	对角线上的管数	不计弓形部分时管子的根数	弓形部分管数				换热器内总管数
			在弓形的第一排	在弓形的第二排	在弓形的第三排	在弓形的总管数	
1	3	7	—	—	—	—	7
2	5	19	—	—	—	—	19
3	7	37	—	—	—	—	37
4	9	61	—	—	—	—	61
5	11	91	—	—	—	—	91
6	13	127	—	—	—	—	127
7	15	169	3	—	—	18	187
8	17	217	4	—	—	24	241
9	19	271	5	—	—	30	301
10	21	331	6	—	—	36	367
11	23	397	7	—	—	42	439
12	25	469	8	—	—	48	517
13	27	547	9	2	—	66	613
14	29	631	10	5	—	90	721
15	31	721	11	6	—	102	823
16	33	817	12	7	—	114	913
17	35	919	13	8	—	126	1045

3. 管心距

管板上两管子中心的距离 a 称为管心距（或管间距）。管心距取决于管板的强度、清洗管子外表面时所需的空隙、管子在管板上的固定方法等。当管子采用焊接方法固定时，相邻两根管的焊缝太近，会相互受到影响，使焊接质量不易保证。而常用胀接法固定时，过小的

管心距会造成管板在胀接时由于挤压力的作用发生变形，失去管子与管板之间的连接力。

根据生产实际经验，当管子外径为 d_0 时，管心距 a 一般采用：

焊接法 $a = 1.25d_0$ ；

胀接法 $a = (1.30 \sim 1.50)d_0$ ；

小直径的管子 $a \geq d_0 + 10\text{mm}$ ；

最外层管中心至壳体内表面的距离 $\geq \frac{1}{2}d_0 + 10\text{mm}$ ；

当两管间有隔板槽时，隔板槽两侧第一排管子中心之间的距离值 c 可参照图 1-11。

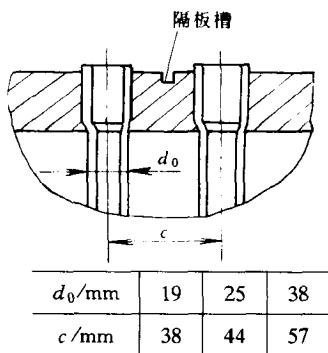


图 1-11 隔板槽两侧管心距

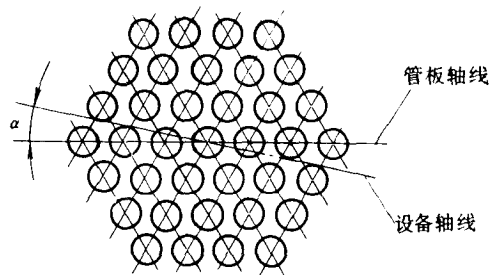


图 1-12 管板与设备轴线偏角

当卧式换热器的壳程为蒸气冷凝，且管子按正三角形排列时，为了减少液膜在列管上的包角及液膜的厚度，管板在装配时，其轴线应沿设备的水平轴线偏转一定角度 α ，如图 1-12 所示， α 值见表 1-3。

表 1-3 轴线偏转角度

d_0/mm	19	25	38	57
a/mm	25	32	48	70
$\alpha/^\circ$	8	7	7	6

如果管心距与表 1-3 数据不同时，偏转角按下式计算

$$\alpha = 30^\circ - \sin^{-1} \frac{d_0}{2a} \quad (1-3)$$

六、壳体直径及壳体壁厚的确定

1. 壳体直径计算

壳体的内径应等于或大于（在浮头式换热器中）管板的直径，所以，从管板直径的计算可以决定壳体的内径。通过按下式确定壳径

$$D = a(b - 1) + 2e \quad (1-4)$$

式中 D ——壳体内径，mm；

a ——管心距，mm；

b ——横过管束中心线的管数，管子按正三角形排列： $b = 1.1 \sqrt{n}$ ；管子按正方形排列： $b = 1.19 \sqrt{n}$ 。 n 为换热器的总管数；

e ——管束中心线上最外层管中心到壳体内壁的距离，一般取 $e = (1 \sim 1.5)d_0$ 。

壳径的计算值应圆整到最接近部颁标准尺寸，见表 1-4。

表 1-4 标准尺寸

壳体内径/mm	325	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200
最小壁厚/mm	8	10			12			14		

2. 壳体壁厚度的计算

当换热器受内压时，壳体壁厚度可用下式计算

$$S = \frac{pD_i}{2[\sigma]\phi - p} + C \quad (1-5)$$

式中 S ——壳体壁厚，cm；

p ——操作时的内压力（表压）， $1 \times 10^4 \text{Pa}$ ；

$[\sigma]$ ——材料许用应力， $1 \times 10^4 \text{Pa}$ ；

ϕ ——焊缝系数，单面焊缝 $\phi = 0.65$ ，双面焊缝 $\phi = 0.85$ ；

C ——腐蚀裕度，其范围在 $0.1 \sim 0.8 \text{ cm}$ 之间，根据流体的腐蚀性而定；

D_i ——壳体内径，cm。

根据上式计算出的壳体壁厚后，还应适当考虑安全系数，以及开孔的强度补偿措施，一般都应大于表 1-4 中的最小壁厚。

若壳体受外压时，其计算方法参见有关文献

七、管板

管板在换热器的制造成本中占有相当大的比重，管板设计与管板上的孔数、孔径、孔间距、开孔方式以及管子的连接方式有关，其计算过程较为复杂，而且从不同角度出发计算出的管板厚度往往相差很大。一般浮头式换热器受力较小，其厚度只要满足密封性即可。对于胀接的管板，考虑胀接刚度的要求，其最小厚度可按表 1-5 选用。考虑到腐蚀裕量，以及有足够的厚度才能防止接头的松脱、泄漏和引起振动等原因，建议最小厚度应大于 20mm。

表 1-5 管板最小厚度

换热器外径 d_0 /mm	≤ 25	32	38	57
管板厚度/mm	$3d_0/4$	22	25	32

焊接管板的最小厚度取决于焊接工艺及管板焊接变形的要求，对于固定管板式换热器的管板的尺寸可按本章附录来确定。

八、管子与管板的连接

管子与管板的连接是管壳式换热器制造中最主要的问题。对于固定管板换热器，除要求连接处保证良好的密封性外，还要求接合处能承受一定的轴向力，避免管子从管板中拉脱。

管子与管板的连接方法主要是胀接和焊接。胀接是靠管子的变形来达到密封和压紧的一种机械连接方法，如图 1-13 所示。当温度升高时，材料的刚性下降，热膨胀应力增大，可能引起接头脱落或松动，发生泄漏。一般认为焊接比胀接更能保证严密性。对于碳钢或低合金钢，温度在 300 以上，蠕变会造成胀接残余应力减小，一般采用焊接。

焊接接口的形式见图 1-14。图 1-14 (a) 的结构是常用的一种；为了减少管口处的流体阻力或避免立式换热器在管板上滞留的液体，可采用图 1-14 (b) 的结构；为了不使小直径管子被熔融的金属堵住管口，则可改成图 1-14 (c) 的结构；图 1-14 (d) 的形式适用于易产生热裂纹的材料，但加工量大。

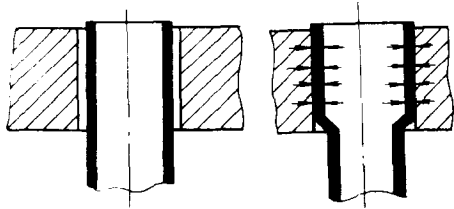


图 1-13 胀接前后示意图

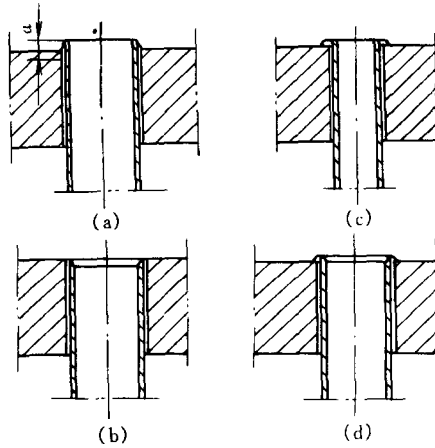


图 1-14 焊接的形式

胀接和焊接方法各有优缺点，在有些情况下，如对高温高压换热器，管子于管板的连接处，在操作时受到反复热变形、热冲击、腐蚀与流体压力的作用，很容易遭到破坏。仅单独采用胀接或焊接都难以解决问题，如果采用胀焊结合的方法，不仅能提高连接处的抗疲劳性能，还可消除应力腐蚀和间隙腐蚀，提高使用寿命。目前胀焊结合的方法已得到比较广泛的应用。

九、管板与壳体的连接

在固定管板式换热器中，管板与壳体的连接均采用焊接的方法。由于管板兼作法兰与不兼作法兰的区别因而结构各异，前者的结构见图 1-15，其中图 1-15 (a) 形式是在管板上开槽，壳体嵌入后进行焊接，壳体对中容易，施焊方便，适用于压力不高、物料危害性不高的场合；如果压力较高，设备直径较大，管板较厚时，可采用图 1-15 (b) 形式，其焊接时较难调整。

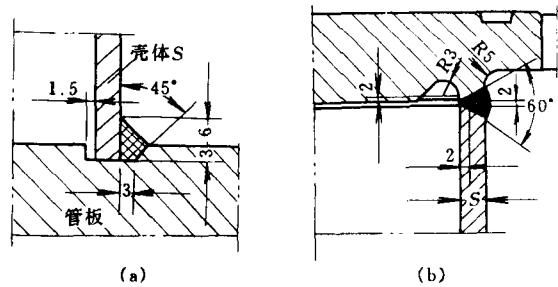


图 1-15 兼作法兰的管板

不兼作法兰的管板与壳体的连接方式见图 1-16。壳径较小时可用图 1-16(a) 形式，管程于壳程压力不同，壳体与管箱壁厚不同时用图 1-16(b) 形式。如管板厚度大，为了改善焊接质量可采用图 1-16(c) 形式。

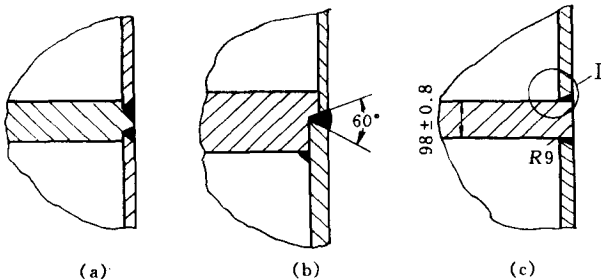


图 1-16 不兼作法兰的管板

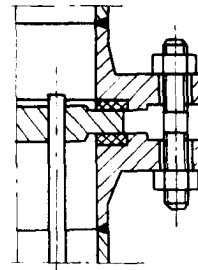


图 1-17 管板的可拆式连接结构

示。把管板夹持在壳体法兰与管箱法兰之间，以便于将管束从壳体中抽出进行清洗与修理。

十、管子与管程隔板连接

分程隔板有单层和双层两种，单层隔板与管板的密封结构如图 1-18 所示，隔板的密封面宽度最小为 $(S+2)$ mm。隔板材料与封头材料相同。双层隔板的结构见图 1-19，双层隔板具有隔热空间，可防止热流短路。

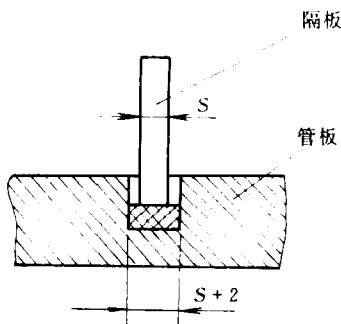


图 1-18 隔板与管板之间的密封

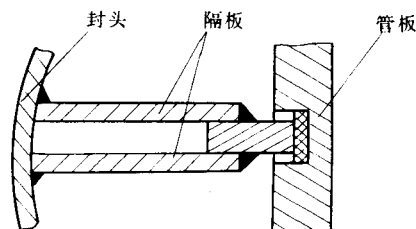


图 1-19 双层隔板与管板的密封

十一、折流板

设置折流板的目的是为了提高流速，增加湍动，改善传热，在卧式换热器中还起支承管束的作用。常用的有弓形折流板（图 1-20）和圆盘-圆环形折流板（图 1-21），弓形折流板又分为单弓形 [图 1-20 (a)]、双弓形 [图 1-20 (b)]、三重弓形 [图 1-20 (c)] 等几种形式。

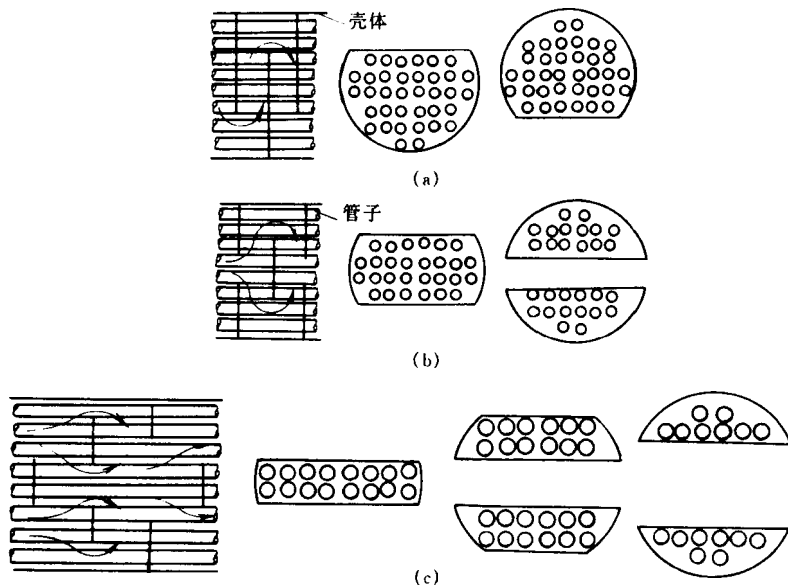


图 1-20 弓形折流板

单弓形折流板用得最多，弓形缺口的高度 h 为壳体公称直径 D_g 的 15%~45% 最好是 20%，见图 1-22 (a)；在卧式冷凝器中，折流板底部开一 90° 的缺口，见图 1-22 (b)，高度为 15~20mm，供停工排除残液用；在某些冷凝器中需要保留一部分过冷凝液使凝液泵具有正的吸入压头，这时可采用带堰的折流板，见图 1-22 (c)。

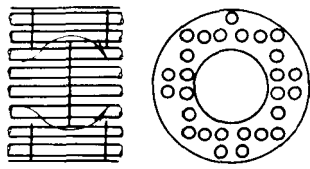


图 1-21 圆盘-圆环形折流板

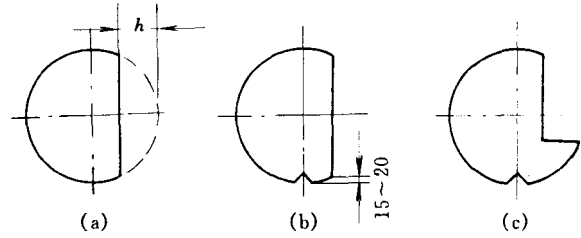


图 1-22 单弓形折流板

在大直径的换热器中，如折流板的间距较大，流体绕到折流板背后接近壳体处，会有一部分液体停滞起来，形成对传热不利的“死区”。为了消除这种弊病，宜采用双弓形折流板或三弓形折流板。

从传热的观点考虑，有些换热器（如冷凝器）不需要设置折流板。但为了增加换热器的刚度，防止管子振动，实际仍然需要设置一定数量的支承板，其形状与尺寸均按折流板一样来处理。折流板与支承板一般均借助于长拉杆通过焊接或定距管来保持板间的距离，其结构形式可参见图 1-23。

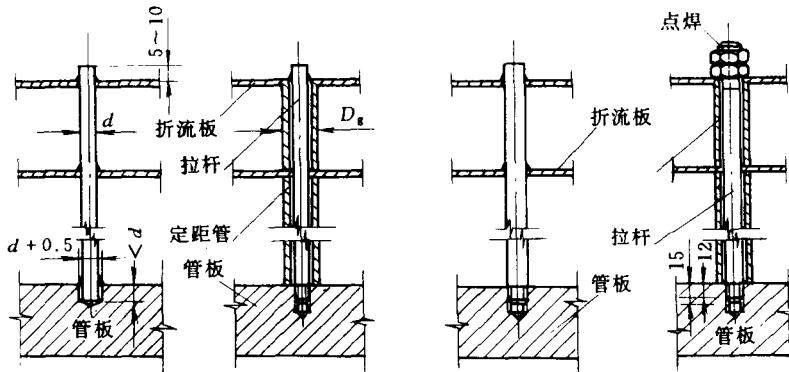


图 1-23 折流板安装图

各种换热器的直径和拉杆数，可参考表 1-6 选用。定距管可用与换热器管径相同的管子。

表 1-6 拉杆直径和拉杆数

壳体直径/mm	拉杆直径/mm	最少拉杆数	壳体直径/mm	拉杆直径/mm	最少拉杆数
200~250	10	4	1100	12	8
273,400,500,600	12	4	>1250	12	10
800,1000	12	6			

由于换热器是功用不同，以及壳程介质的流量、粘度等不同，折流板间距也不同，其系列为：100mm，150mm，200mm，300mm，450mm，600mm，800mm，1000mm。

允许的最小折流板间距为壳体内径的 20% 或 50mm，取其中较大值。允许的最大折流板间距与管径和壳体直径有关，当换热器内流体无相变时，其最大折流板间距不得大于壳体内径，否则流体流向就会与管子平行而不是垂直于管子，从而使传热膜系数降低。

折流板外径与壳体之间的间隙越小，壳程流体介质由此泄漏的量越少，即减少了流体的短路，使传热系数提高；但间隙过小，给制造安装带来困难，增加设备成本，故此间隙要求

适宜。

折流板厚度与壳体直径和折流板间距有关，见表 1-7 所列数据。

表 1-7 折流板厚度/mm

壳体公称内径 /mm	相邻两折流板间距/mm				
	≤300	300~450	450~600	600~750	>750
200~250	3	5	6	10	10
400~700	5	6	10	10	12
700~1000	6	8	10	12	16
>1000	6	10	12	16	16

支承板厚度一般不应小于表 1-8 中所列数据。

支承板允许不支承的最大间距可参考表 1-9 中所列数据。

表 1-8 支承板厚度

壳体直径/mm	<400	400~800	900~1200
支承板厚度/mm	6	8	10

表 1-9 支承板允许不支承的最大间距

管子外径/mm	19	25	38	57
最大间距/mm	1500	1800	2500	3400

十二、管程和壳程的接管

1. 管箱及封头

换热器管内流体进出口的空间称为管箱。由于清洗、检修管子时需拆下管箱，因此管箱结构应便于装拆。如图 1-24 (a) 所示的管箱结构，在清洗时必须拆下外部管道；若改为图 1-24 (b) 的管箱结构，由于为侧向接管，则不必拆下外部管道就可以将管箱拆下；图 1-24 (c) 所示结构是将管箱上盖做成可拆的，清洗或检修时只需拆卸盖子即可，不必拆管箱，但需要增加一对法兰连接。

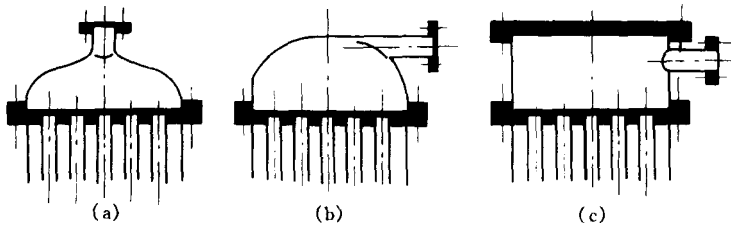


图 1-24 管箱的结构

2. 壳程接管

壳程流体进出口的设计直接影响换热器的传热效率和换热管的寿命。当加热蒸汽或高速流体流入壳程时，对换热管会造成很大的冲刷，所以常将壳程接管在入口处加以扩大，即将接管做成喇叭形，以起缓冲的作用，如图 1-25 所示；或者在换热器进口处设置挡板，其结构如图 1-26、图 1-27、图 1-28 所示。

图 1-26 (a) 的结构为筒形，常称为导流筒，它可将加热蒸汽或流体导至靠近管板处才进入管束间，更充分地利用换热面积，目前常用这种结构来提高换热器的换热能力。通常采用的挡板还有圆形和方形，图 1-27 为圆形挡板，为了减少流动阻力，挡板与换热器壳壁的距离 e 不小于 30mm，至少应保持此处的通道截面积不小于流体进口接管的截面积。若距离太大会妨碍管子的排列，减少传热面积。当需要加大流道时，可在挡板上开些圆孔。图 1-28 是方形挡板，上面开了小孔以增大流体通过的截面积。

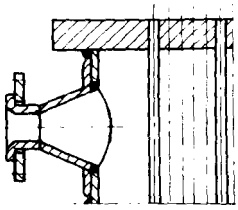


图 1-25 缓冲接管

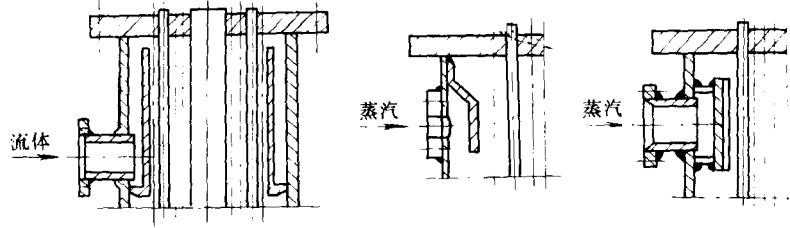


图 1-26 壳程入口挡板

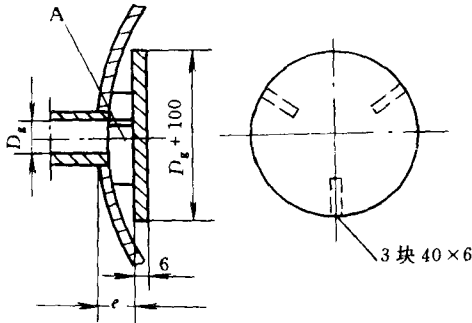


图 1-27 圆形挡板

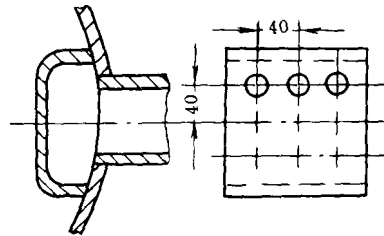


图 1-28 方形挡板

对于蒸汽在壳程冷凝的立式换热器、冷凝器等，应尽量减少冷凝液在管板上的积留，以保证传热面的充分利用，冷凝液的排出管可采用图 1-29 的方式安装。此外，应在壳程尽可能高的位置，如上管板上，安装不凝性气体的排出管，作为开机时的排气及运转中间断地排出不凝性气体。

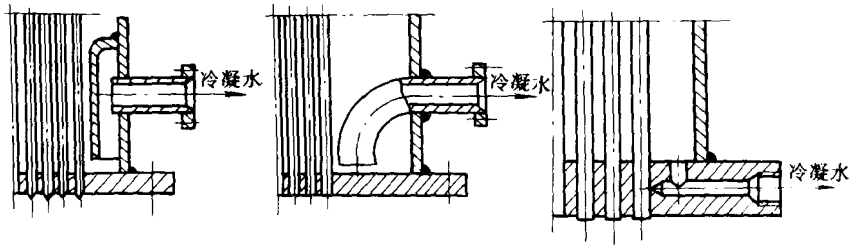


图 1-29 立式换热器的冷凝液出口

壳体上接管的直径要根据各种流体在管内的适宜流速通过计算得到。

十三、安装尺寸

列管式换热器的安装尺寸与换热器直径大小、放置位置（立式或卧式）、公称压力、管长等因素有关，从安全、美观、安装和操作方便等方面考虑，文献推荐了换热器的安装尺寸，设计者可参照使用。

第三节 列管式换热器的设计计算

一、设计计算基本步骤

列管式换热器的尺寸与其结构形式有关，列管式换热器的设计计算是一个反复试算的过