

项目二 物料换热操作

【知识目标】

- 了解各类型换热器的结构、特点及应用；
- 理解传热的基本方式、机理、特点及影响因素；
- 掌握间壁式换热器的传热计算。

【能力目标】

- 能操作换热器；
- 能进行列管式换热器的选型计算。

【项目导读】

在化工生产中，通常需对原料进行加热或冷却，在化学反应中，对于放热或吸热反应，为了保持最佳反应温度，又必须及时移出或补充热量；对某些单元操作，如蒸发、结晶、蒸馏和干燥等，也需要输入或输出热量，才能保证操作的正常进行；此外，设备和管道的保温，生产过程中热量的综合利用及余热回收等都涉及传热问题。因此，传热设备不仅在化工厂的设备投资中占有很大的比例，而且它们所消耗的能量也是相当大的。

化工生产过程中对传热的要求可分为两种情况：一是强化传热，如各种换热设备中的传热；二是削弱传热，如设备和管道的保温。

【项目描述】

在化工生产中，通常需对原料进行加热或冷却，对设备和管道进行保温，此外，生产过程中热量的综合利用及余热回收在化工生产过程中越来越受到重视。德州实华化工有限公司合成氨车间生产线需完成年产 45 万吨液氨的生产任务，现一氧化碳变换工段换热器换热能力下降，需要对换热器进行选型，保证生产正常运行。本项目以换热器的选型为基础，来完成物料传热过程的分析及换热器的操作。

任务一 认识换热器结构

【任务描述】

本任务以管式加热炉、常压精馏装置仿真软件为载体，按实际情况对物料换热过程进行分析，明确换热器由哪几部分组成及其作用，了解换热器的种类及结构。

【任务资讯】

在化工生产过程中，传热通常是在两种流体间进行的，故称换热。要实现热量的交换，必须要采用特定的设备，通常把这种用于交换热量的设备通称为换热器。

一、换热器的分类

由于物料的性质和传热的要求各不相同，因此，换热器种类繁多，结构形式多样。换热器可按多种方式进行分类。

(一) 按换热器的用途分类

按用途分类的换热器见表 2-1。

表 2-1 按用途分类的换热器

名称	应用
加热器	用于把流体加热到所需的温度，被加热流体在加热过程中不发生相变
预热器	用于流体的预热，以提高整套工艺装置的效率
过热器	用于加热饱和蒸汽，使其达到过热状态
蒸发器	用于加热液体，使之蒸发汽化
再沸器	是蒸馏过程的专用设备，用于加热塔底液体，使之受热汽化
冷却器	用于冷却流体，使之达到所需的温度
冷凝器	用于冷凝饱和蒸汽，使之放出潜热而凝结液化

(二) 按换热器的作用原理分类

按作用原理分类的换热器见表 2-2。

表 2-2 按作用原理分类的换热器

名称	特点	应用
间壁式换热器	两流体被固体壁面分开，互不接触，热量由热流体通过壁面传给冷流体	适用于两流体在换热过程中不允许混合的场合。应用最广，形式多样
混合式换热器	两流体直接接触，相互混合进行换热。结构简单，设备及操作费用均较低，传热效率高	适用于两流体允许混合的场合，常见的设备有凉水塔、洗涤塔、文氏管及喷射冷凝器等
蓄热式换热器	借助蓄热体将热量由热流体传给冷流体。结构简单，可耐高温，其缺点是设备体积庞大，传热效率低且不能完全避免两流体的混合	煤制气过程的气化炉、回转式空气预热器
中间载热体式换热器	将两个间壁式换热器由在其中循环的载热体（又称热媒）连接起来，载热体在高温流体换热器中从热流体吸收热量后，带至低温流体换热器传给冷流体	多用于核能工业、冷冻技术及余热利用中。热管式换热器即属此类

(三) 按换热器传热面形状和结构分类

(1) 管式换热器。管式换热器通过管子壁面进行传热，按传热管的结构不同，可分

为列管式换热器、套管式换热器、蛇管式换热器和翅片管式换热器等四种。管式换热器应用最广。

(2) 板式换热器。板式换热器通过板面进行传热,按传热板的结构形式,可分为平板式换热器、螺旋板式换热器、板翅式换热器和板式换热器等四种。

(3) 特殊形式换热器。这类换热器是指根据工艺特殊要求而设计的具有特殊结构的换热器,如回转式换热器、热管换热器、同流式换热器等。

二、间壁式换热器的结构形式

1. 列管换热器

列管换热器又称管壳换热器,是一种通用的标准换热设备。它具有结构简单、坚固耐用、用材广泛、清洗方便、适用性强等优点,在生产中得到广泛应用,在换热设备中占主导地位。列管换热器根据结构特点可分为以下几种,见表 2-3。

表 2-3 列管换热器的分类

名称	结构	特点	应用
固定管板式换热器	它由壳体、封头、管束、管板、折流挡板等部件构成,管束两端固定在两管板上,如图 2-1 所示	优点是结构简单、紧凑、管内便于清洗;缺点是壳程不能进行机械清洗,且当壳体与换热管的温差较大(大于 50℃)时产生的温差应力(又叫热应力)具有破坏性,需在壳体上设置膨胀节,因而壳程压力受膨胀节强度限制不能太高	适用于壳程流体清洁且不结垢,两体温差不大或温差较大但壳程压力不高的场合
浮头式换热器	结构如图 2-2 所示,其结构特点是一端管板不与壳体固定连接,可以在壳体内沿轴向自由伸缩,该端称为浮头	优点是当换热管与壳体有温差存在,壳体或换热管膨胀时,互不约束,消除了热应力;管束可以从管内抽出,便于管内和管间的清洗。其缺点是结构复杂,用材量大,造价高	应用十分广泛,适用于壳体与管束温差较大或壳程流体容易结垢的场合
U 形管式换热器	结构如图 2-3 所示。其结构特点是只有一个管板,管子成 U 形,管子两端固定在同一管板上。管束可以自由伸缩,解决了热补偿问题	优点是结构简单,运行可靠,造价低;管间清洗较方便。其缺点是管内清洗较困难,管板利用率低	适用于管程、壳程温差较大或壳程介质易结垢而管程介质不易结垢的场合
填料函式换热器	结构如图 2-4 所示。其结构特点是管板只有一端与壳体固定,另一端采用填料函密封。管束可以自由伸缩,不会产生热应力	优点是结构较浮头式换热器简单,造价低;管束可以从壳体内抽出,管程、壳程均能进行清洗,维修方便。其缺点是填料函耐压不高,一般小于 4.0 MPa;壳程介质可能通过填料函外漏	适用于管程、壳程温差较大或介质易结垢,需要经常清洗且壳程压力不高的场合
釜式换热器	结构如图 2-5 所示。其结构特点是在壳体上部设置蒸发空间。管束可以为固定管板式、浮头式或 U 形管式	清洗方便,并能承受高温、高压	适用于液—气式换热(其中液体沸腾汽化),可作为简单的废热锅炉

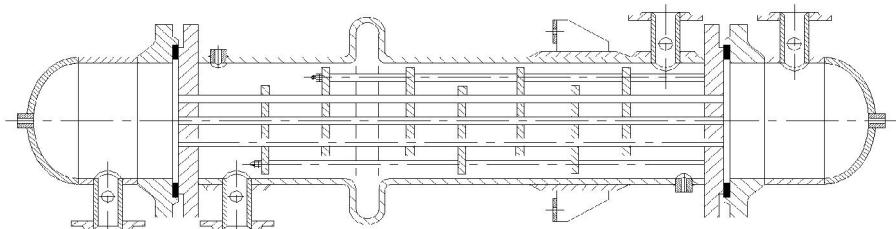


图 2-1 固定管板式换热器

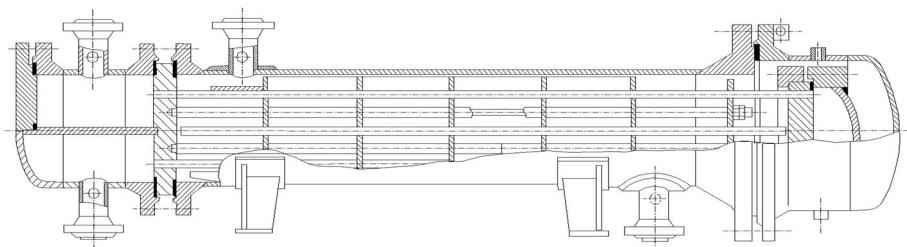


图 2-2 浮头式换热器

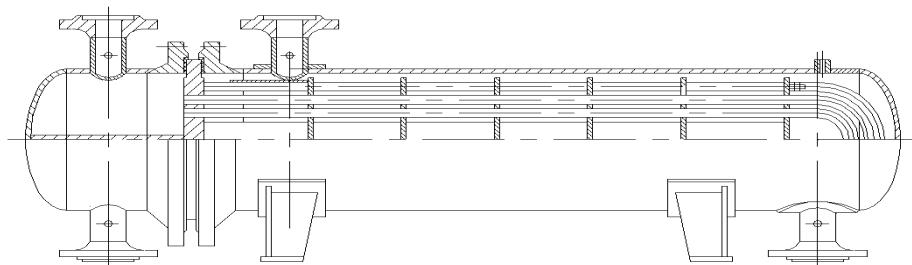


图 2-3 U形管式换热器

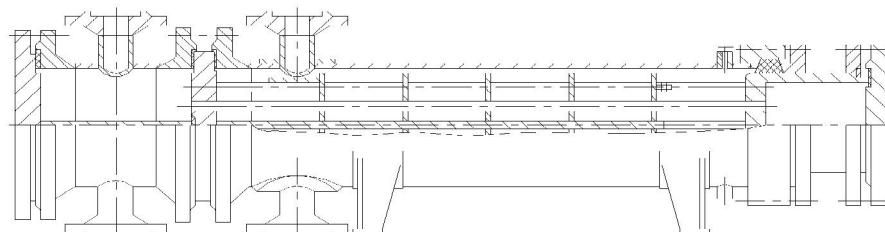


图 2-4 填料函式换热器

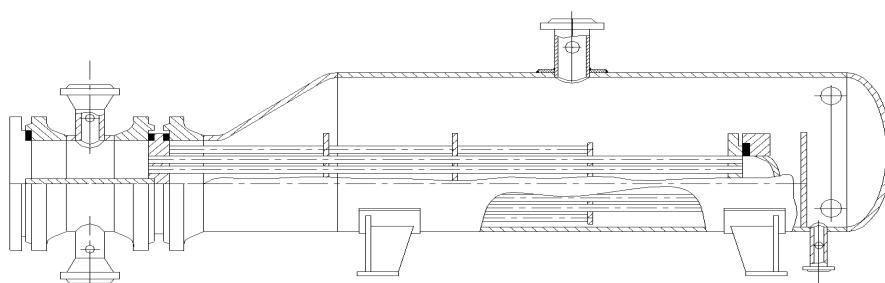


图 2-5 焓式换热器

为改善换热器的传热，工程上常用多程换热器。若流体在管束内来回流过多次，则称为多管程，一般除单管程外，管程数为偶数，有二、四、六、八程等，但随着管程数的增加，流动阻力迅速增大，因此管程数不宜过多，一般为二、四管程。在壳体内，也可在与管束轴线平行方向设置纵向隔板使壳程分为多程，但是由于制造、安装及维修上的困难，工程上较少使用，通常采用折流挡板，以改善壳程传热。

2. 套管换热器

套管换热器是由两种直径不同的直管套在一起组成同心套管，然后将若干段这样的套管连接而成，其结构如图 2-6 所示。每一段套管称为一程，程数可根据所需传热面积的多少而增减。换热时一种流体走内管，另一种流体走环隙，传热面为内管壁。

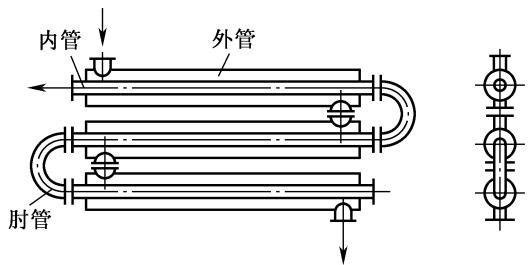


图 2-6 套管换热器

套管换热器的优点是结构简单，能耐高压，传热面积可根据需要增减。其缺点是单位传热面积的金属耗量大，管子接头多，检修清洗不方便。此类换热器适用于高温、高压及流量较小的场合。

3. 蛇管换热器

蛇管换热器根据操作方式不同，分为沉浸式和喷淋式两类，见表 2-4。

表 2-4 蛇管换热器

名称	结构	特点	应用
沉浸式蛇管换热器	以金属管弯绕而成，制成适应容器的形状，沉浸在容器内的液体中。管内流体与容器内液体隔着管壁进行换热。几种常用的蛇管形状如图 2-7 所示	结构简单，造价低廉，便于防腐，能承受高压。为提高传热效果，常需加搅拌装置	
喷淋式蛇管换热器	各排蛇管均垂直地固定在支架上，结构如图 2-8 所示，冷却水由蛇管上方的喷淋装置均匀地喷洒在各排蛇管上，并沿着管外表面淋下	优点是检修清洗方便、传热效果好，蛇管的排数可根据所需传热面积定。缺点是体积庞大，占地面积多；冷却水耗用量较大，喷淋不均匀	置于室外通风处，常用于冷却管内热流体

4. 夹套换热器

夹套换热器的结构如图 2-9 所示，主要用于反应器的加热或冷却。它由一个装在容器外部的夹套构成，与反应器或容器构成一个整体，器壁就是换热器的传热面。其优点是结构简单，容易制造。其缺点是传热面积小，器内流体处于自然对流状态，传热效率低；夹套内部清洗困难。夹套内的加热剂和冷却剂一般只能使用不易结垢的水蒸气、冷却水和氨等。

夹套内通蒸汽时，应从上部进入，冷凝水从底部排出；夹套内通液体载热体时，应从底部进入，从上部流出。

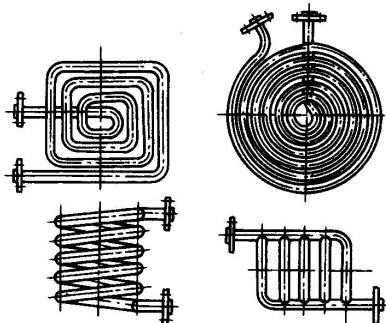


图 2-7 沉浸式蛇管的形式

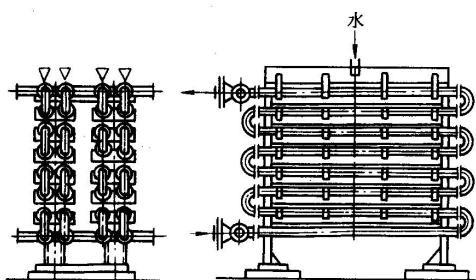


图 2-8 喷淋式蛇管换热器

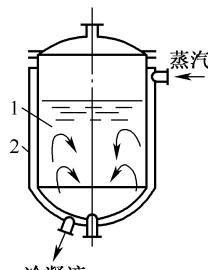


图 2-9 夹套换热器

5. 其他类型换热器

其他类型换热器见表 2-5。

表 2-5 其他类型换热器

名称	结构	特点及应用
螺旋板式换热器	结构如图 2-10 所示，由焊在中心隔板上的两块金属薄板卷制而成，两薄板之间形成螺旋形通道，两板之间焊有定距柱以维持通道间距，螺旋板的两端焊有盖板。两流体分别在两通道内流动，通过螺旋板进行换热	优点是结构紧凑，单位体积传热面积大；流体在换热器内做严格的逆流流动，可在较小的温差下操作，能充分利用低温能源；由于流向不断改变，且允许选用较高流速，故传热效果好；又由于流速较高，同时有惯性离心力的作用，污垢不易沉积。其缺点是制造和检修都比较困难；流动阻力较大；操作压力和温度不能太高，一般压力在 2 MPa 以下，温度则不超过 400℃
翅片式换热器	在换热管的外表面或内表面，或同时装有许多翅片，常用翅片有纵向和横向两类，如图 2-11 所示	用于气体的加热或冷却，当换热的另一方为液体或发生相变时，在气体一侧设置翅片，既可增大传热面积，又可增加气体的湍动程度，提高传热效率
平板式换热器	结构如图 2-12 所示。它由若干块长方形薄金属板叠加排列、夹紧组装于支架上构成。两相邻板的边缘衬有垫片，压紧后板间形成流体通道。板片是平板式换热器的核心部件，板面常被冲压成各种凹凸的波纹状	优点是结构紧凑，单位体积传热面积大；组装灵活方便；有较高的传热效率，可随时增减板数，有利于清洗和维修。其缺点是处理量小，受垫片材料性能的限制，操作压力和温度不能过高。适用于需要经常清洗，工作环境要求十分紧凑，操作压力在 2.5 MPa 以下，温度在 -35℃~200℃ 间的场合

续表

名称	结构	特点及应用
板翅式换热器	基本单元体由翅片、隔板及封条组成，如图 2-13 (a) 所示。翅片上下放置隔板，两侧边缘由封条密封，即组成一个单元体。将一定数量的单元体组合起来，并进行适当排列，然后焊在带有进出口的集流箱上，如图 2-13 (b)、(c)、(d) 所示。板翅式换热器一般用铝合金制造	它是一种轻巧、紧凑、高效的换热装置，优点是单位体积传热面积大，传热效果好；操作温度范围较广，适用于低温或超低温场合；允许的操作压力较高，可达 5 MPa。其缺点是易堵塞，流动阻力大；清洗检修困难，要求介质洁净。其应用领域已从航空、航天、电子等少数部门逐渐发展到石油化工、天然气液化、气体分离等更多的工业部门

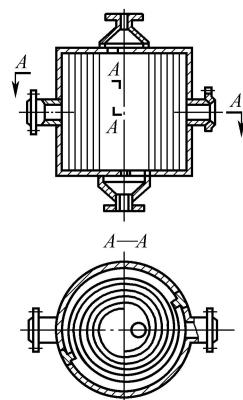


图 2-10 螺旋板式换热器

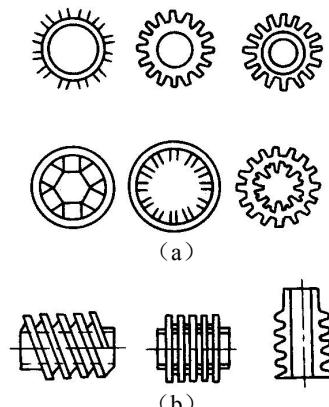


图 2-11 常用翅片的类型

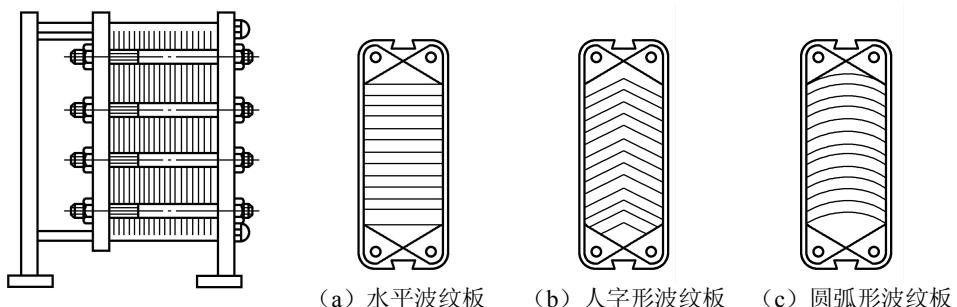


图 2-12 平板式换热器及常见板片的形状

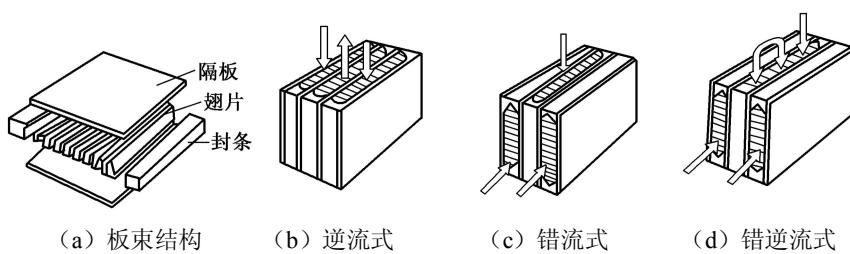


图 2-13 板翅式换热器

【任务分析】

通过现场观察换热器，认识各类换热器的结构，能够识读换热系统的工艺流程图，能够绘制换热器结构图。

【任务实施】

步骤一：观看换热器结构动画，对换热器结构形成初步认识。

步骤二：在实训室现场观察换热器，对换热器及物料换热过程形成感性认识，分析各种换热器的结构、特点及适用场合。

步骤三：小组讨论，综合分析换热器结构、换热系统组成及作用、换热基本规律及工业换热方式。

【知识拓展】

热管换热器

热管换热器是用一种称为热管的新型换热元件组合而成的换热装置。目前使用的热管换热器多为箱式结构，由壳体、热管和隔板组成，把一组热管组合成一个箱形，中间用隔板分为热、冷两个流体通道，一般热管外壁上装有翅片，以强化传热效果，如图 2-14 所示。

热管是主要的传热元件，具有很高的导热性能，主要由密封管子、吸液芯及蒸气通道三部分组成。热管的种类很多，但其基本结构和工作原理基本相同。以吸液芯热管为例，如图 2-15 所示。在一根密闭的金属管内充以适量的工作液，紧靠管子内壁处装有金属丝网或纤维等多孔物质，称为吸液芯。热管沿轴向分成三段：蒸发段、绝热段和冷凝段。在蒸发段，当热流体从管外流过时，热量通过管壁传给工作液，使其汽化，蒸气在压差作用下，沿管子的轴向流动，在冷凝段向冷流体放出潜热而凝结，冷凝液在吸液芯内流回热端，再从热流体处吸收热量而汽化。如此反复循环，热量便不断地从热流体传给冷流体。绝热段的作用是当热源与冷源隔开时，使管内的工作液不与外界进行热量交换。

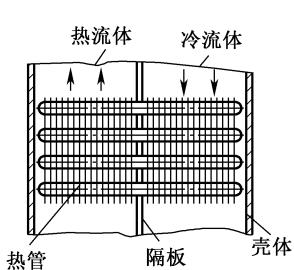


图 2-14 热管式换热器图

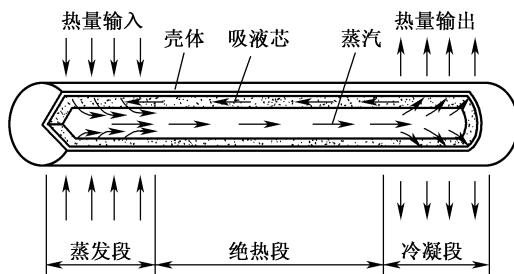


图 2-15 热管结构示意图

热管换热器的传热通过热量传递工作液汽化、蒸气流动和冷凝三步进行，由于汽化和冷凝的对流强度都很大，蒸气的流动阻力又较小，因此热管的传热热阻很小，即使在两端

温度差很小的情况下，也能传递很大的热量。因此，它特别适用于低温差传热的场合。热管换热器具有重量轻、结构简单、经济耐用、使用寿命长、工作可靠等优点，可应用于化工、电子、机械等工业部门中。

【思考与练习】

1. 试述换热器的分类、各种类型换热器的结构特点及工业应用。
2. 传热的基本方式有哪几种？各自的特点是什么？
3. 依据作用原理换热器可分为哪几类？应用于什么场合？
4. 依据传热面的形状和结构换热器可分为哪几类？
5. 在有相变传热的换热器中通常安装有排除不凝性气体的阀门，为什么？

任务二 换热器工艺条件的确定

【任务描述】

德州实华化工有限公司合成氨生产线上一氧化碳变换工段要求根据年产 45 万吨生产工艺合理选择一套换热器并优化。通过确定换热器的换热面积、测定换热器的传热系数，编写换热器选型的初步方案。

任务 2.1 确定换热器的换热面积

【任务描述】

换热器的换热面积是影响换热器换热性能的重要参数，也是对传热设备进行工艺计算的依据。本任务通过分析间壁式换热器内的传热过程，使学生能够选择换热器内流体的流动方向，确定换热器的换热面积。

【任务资讯】

在化工生产中，传热过程是通过换热器实现的，其中间壁式换热器应用最为广泛，冷热两种流体通过间壁传热过程进行传热。在传热方向上热量传递过程包括三个步骤：热流体将热量传递到间壁的一侧，热量自间壁一侧传递至另一侧，热量由壁面向冷流体传递。

总之，热量传递总是自高温处至低温处传递。间壁式换热器内热量传递有两种基本方式：热传导、热对流。

一、热传导

热传导又称导热，借助物质的分子、原子或自由电子的运动将热量从物体温度较高的部位传递到温度较低的部位。热传导可发生在物体内部或直接接触的物体之间。在热传导过程中，没有物质的宏观位移。

1. 傅里叶定律

傅里叶定律是导热的基本定律，表达式为

$$Q = -\lambda A \frac{dt}{dx} \quad (2-1)$$

式中 Q ——导热速率，J/s 或 W；

λ ——导热系数，W/(m·K)；

A ——垂直于导热方向的导热面积，m²；

dt/dx ——温度梯度，是导热方向上温度的变化率，指向温度增加的方向。

由于导热方向为温度下降的方向，故右端须加一负号。

2. 导热系数

导热系数是表征物质导热性能的一个物性参数， λ 越大，导热性能越好。导热性能的大小与物质的组成、结构、密度、温度及压力等有关。

物质的导热系数通常由实验测定。各种物质的导热系数数值差别极大，一般而言，金属的导热系数最大，非金属次之，液体的较小，而气体的最小。工程上常见物质的导热系数可从有关手册中查得。书后附录中提供了一些物质的导热系数。

在导热过程中，固体壁面内的温度沿传热方向发生变化，其导热系数也应变化，但在工程计算中，为简便起见通常使用平均导热系数，即取壁面两侧温度下 λ 的平均值或平均温度下的 λ 值。

3. 傅里叶定律的工业应用

工业生产中的导热问题大多是圆筒壁中的导热问题。如图 2-16 所示，设圆筒壁的内、外半径分别为 r_1 和 r_2 ，长度为 l ，可以看出圆筒壁的传热面积随半径而变。

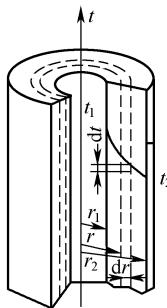


图 2-16 单层圆筒壁热传导

若圆筒壁内、外表面温度分别为 t_1 和 t_2 ，且 $t_1 > t_2$ 。若在圆筒壁半径 r 处沿半径方向取微元厚度为 dr 的薄层圆筒，其传热面积可视为常量，等于 $2\pi rl$ ；同时通过该薄层的温度变化为 dt ，则根据傅里叶定律通过该薄层的导热速率可表示为

$$Q = -\lambda A \frac{dt}{dr} \quad (2-2)$$

将上式变量积分并整理得

$$Q = \frac{2\pi l \lambda (t_1 - t_2)}{\ln \frac{r_2}{r_1}} \quad (2-3)$$

式 (2-3) 即为单层圆筒壁的导热速率公式。

与其他传递过程类似, 传热速率可表示为传热推动力与传热阻力之比, 即

$$Q = \frac{2\pi l \lambda (t_1 - t_2)}{\ln \frac{r_2}{r_1}} = \frac{\Delta t}{R} \quad (2-4)$$

则圆筒壁的导热热阻 R 为

$$R = \frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{2\pi l \lambda} \quad (2-5)$$

令圆筒壁平均面积 A_m 为

$$A_m = 2\pi r_m l \quad (2-6)$$

其中

$$r_m = \frac{r_2 - r_1}{\ln \frac{r_2}{r_1}} \quad (2-7)$$

当 $r_2/r_1 \leq 2$ 时, 上式中的对数平均值可用算术平均值代替。

式中 A_m ——圆筒壁的对数平均面积, m^2 ;

r_m ——圆筒壁的对数平均半径, m ;

由式 (2-5) 至 (2-7) 整理可得

$$R = \frac{r_2 - r_1}{\lambda A_m} = \frac{\delta}{\lambda A_m} \quad (2-8)$$

式中 δ ——圆筒壁的厚度, m ;

$$R = \frac{\delta}{\lambda A_m} \quad \text{——单层圆筒壁导热热阻, K/W。}$$

由式 (2-4) 可以看出, 在温度差一定时, 提高传热速率的关键在于减小传热热阻。导热壁面越厚、导热面积和导热系数越小, 其热阻越大。

在工程上, 多层圆筒壁的导热情况也比较常见, 例如: 在高温或低温管道的外部包上一层乃至多层保温材料, 以减少热量损失 (或冷量损失); 在反应器或其他容器内衬以工程塑料或其他材料以减小腐蚀; 在换热器内换热管的内、外表面形成污垢等, 其导热速率公式可查阅相关资料。

二、传热基本方程

间壁式换热涉及壁面的温度, 而通常壁面温度是未知的。为解决这一问题, 在实际传热计算中, 常将换热器中热、冷流体的温度差代入传热推动力的总传热速率方程, 此方程

又称为传热基本方程，即

$$Q=KA\Delta t_m=\frac{\Delta t_m}{\frac{1}{R}}=\frac{\Delta t_m}{\frac{KA}{R}} \quad (2-9)$$

式中 Q ——传热速率，W；

K ——总传热系数，W/(m²·K)；

A ——传热面积，m²；

Δt_m ——传热平均温度差，K；

R ——换热器的总热阻，K/W；

对于一定的传热任务，确定换热器所需传热面积是选择换热器型号的核心。传热面积由传热基本方程计算确定。由式(2-9)得

$$A=\frac{Q}{K\Delta t_m} \quad (2-10)$$

由上式可知，要计算传热面积，必须先求得传热速率 Q 、传热平均温度差 Δt_m 以及总传热系数 K ，下面将逐一进行介绍。

三、传热平均温度差

在传热基本方程中， Δt_m 为换热器的传热平均温度差，随着冷、热两流体在传热过程中的温度变化情况不同，传热平均温度差的大小及计算也不同，就换热器中冷、热流体温度变化情况而言，有恒温传热与变温传热两种，现分别予以讨论。

(一) 恒温传热时的平均温度差

当两流体在换热过程中均发生相变时，热流体温度 T 和冷流体温度 t 始终保持不变，这称为恒温传热。如蒸发器中，饱和蒸汽和沸腾液体间的传热过程。此时，冷、热流体的温度均不随位置变化，两者间的温度差处处相等。因此，换热器的传热推动力可取任一传热截面上的温度差，即

$$\Delta t_m=T-t \quad (2-11)$$

(二) 变温传热时的平均温度差

换热器中间壁一侧或两侧流体的温度通常沿换热器管长而变化，此类传热则称为变温传热。

1. 一侧流体变温传热

例如，用饱和蒸汽加热冷流体，蒸气冷凝温度不变，而冷流体的温度不断上升，如图 2-17 (a) 所示；用烟道气加热沸腾的液体，烟道气温度不断下降，而沸腾的液体温度始终保持在沸点不变，如图 2-17 (b) 所示。

2. 两侧流体变温传热

冷、热流体的温度均沿着传热面发生变化，即两流体在传热过程中均不发生相变，其传热温度差显然也是变化的，并且流动方向不同，传热平均温度差也不同，即平均温度差的大小与两流体间的相对流动方向有关，如图 2-18 所示。

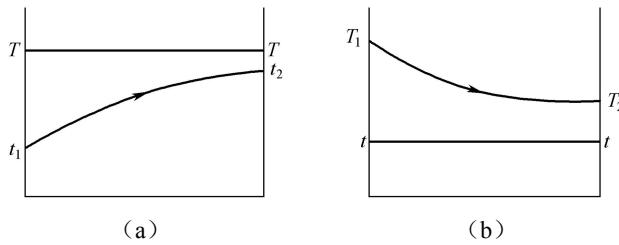


图 2-17 一侧变温传热过程的温差变化

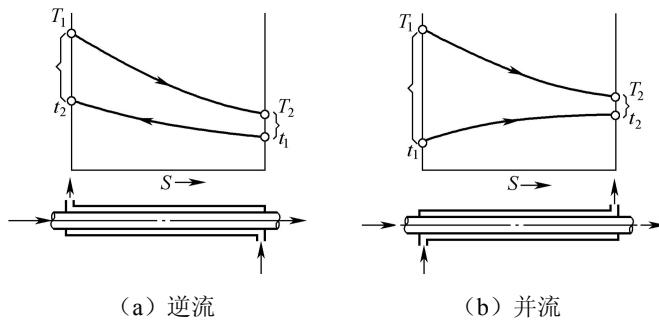


图 2-18 两侧变温传热过程的温差变化

在间壁式换热器中，两流体间可以有五种不同的流动方式。若两流体的流动方向相同，称为并流；若两流体的流动方向相反，称为逆流；若两流体的流动方向垂直交叉，称为错流；若一流体沿一方向流动，另一流体反复折流，称为简单折流；若两流体均作折流，或既有折流，又有错流，称为复杂折流。套管换热器中可实现完全的并流或逆流。

3. 并、逆流时的传热平均温度差

由热量衡算公式和传热基本方程联立即可导出传热平均温度差计算式，即

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \quad (2-12)$$

式中 Δt_m ——对数平均温度差，K；

Δt_1 、 Δt_2 ——换热器两端冷热两流体的温差，K。

式(2-12)是并流和逆流时传热平均温度差的计算通式，对于各种变温传热都适用。当一侧变温时，不论逆流或并流，平均温度差相等；当两侧变温传热时，并流和逆流平均温度差不同。在计算时注意，一般取换热器两端 Δt 中数值较大者为 Δt_1 ，较小者为 Δt_2 。

此外，当 $\Delta t_1/\Delta t_2 \leq 2$ 时，可近似用算术平均值代替对数平均值，即

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_1 + \Delta t_2}{2} \quad (2-13)$$

4. 错、折流时的传热平均温度差

列管式换热器中，为了强化传热等原因，两流体并非做简单的并流和逆流，而是比较复杂的折流或错流，如图 2-19 所示。

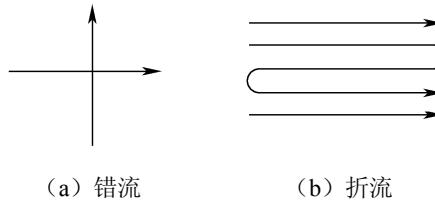


图 2-19 折流和错流示意图

对于错流和折流时传热平均温度差的求取,由于其复杂性,不能像并、逆流那样,直接推导出其计算式。计算方法通常先按逆流计算对数平均温度差 $\Delta t_m'$,再乘以一个恒小于 1 的校正系数 $\varphi_{\Delta t}$,即

$$\Delta t_m = \Delta t_m' \varphi_{\Delta t} \quad (2-14)$$

式中 $\varphi_{\Delta t}$ 称为温度差校正系数,其大小与流体的温度变化有关,可表示为两参数 P 和 R 的函数,即

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} = \frac{\text{冷流体的温升}}{\text{两流体的最初温度差}} \quad (2-15)$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{\text{热流体的温降}}{\text{冷流体的温升}} \quad (2-16)$$

$\varphi_{\Delta t}$ 可根据 P 和 R 两参数由图 2-20 查取。图 2-20 中 (a)、(b)、(c)、(d) 为折流过程的 $\varphi_{\Delta t}$: 算图,分别为单、双、三、四壳程,每个壳程内的管程可以是二、四、六、八程;图 2-20 (e) 为错流过程的 $\varphi_{\Delta t}$ 算图。

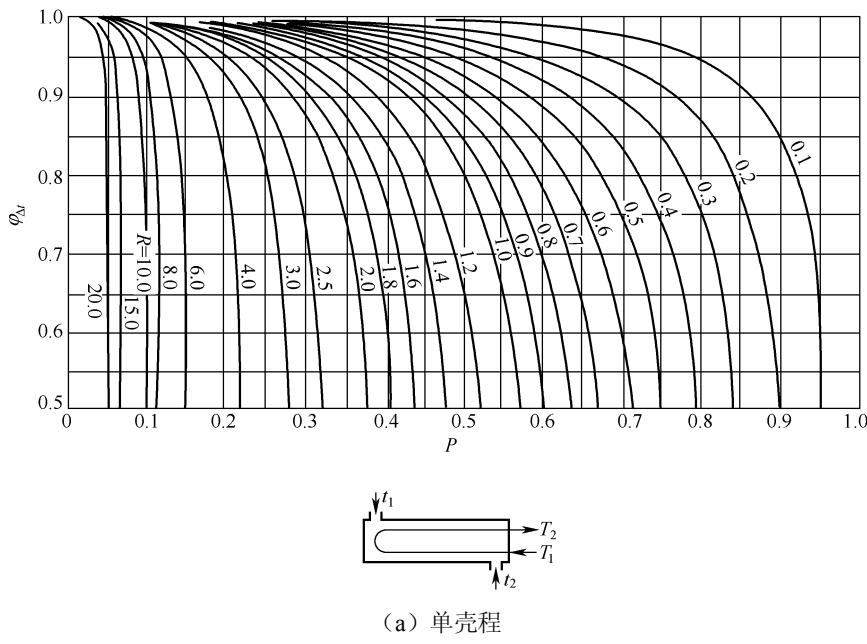


图 2-20 温差校正系数图

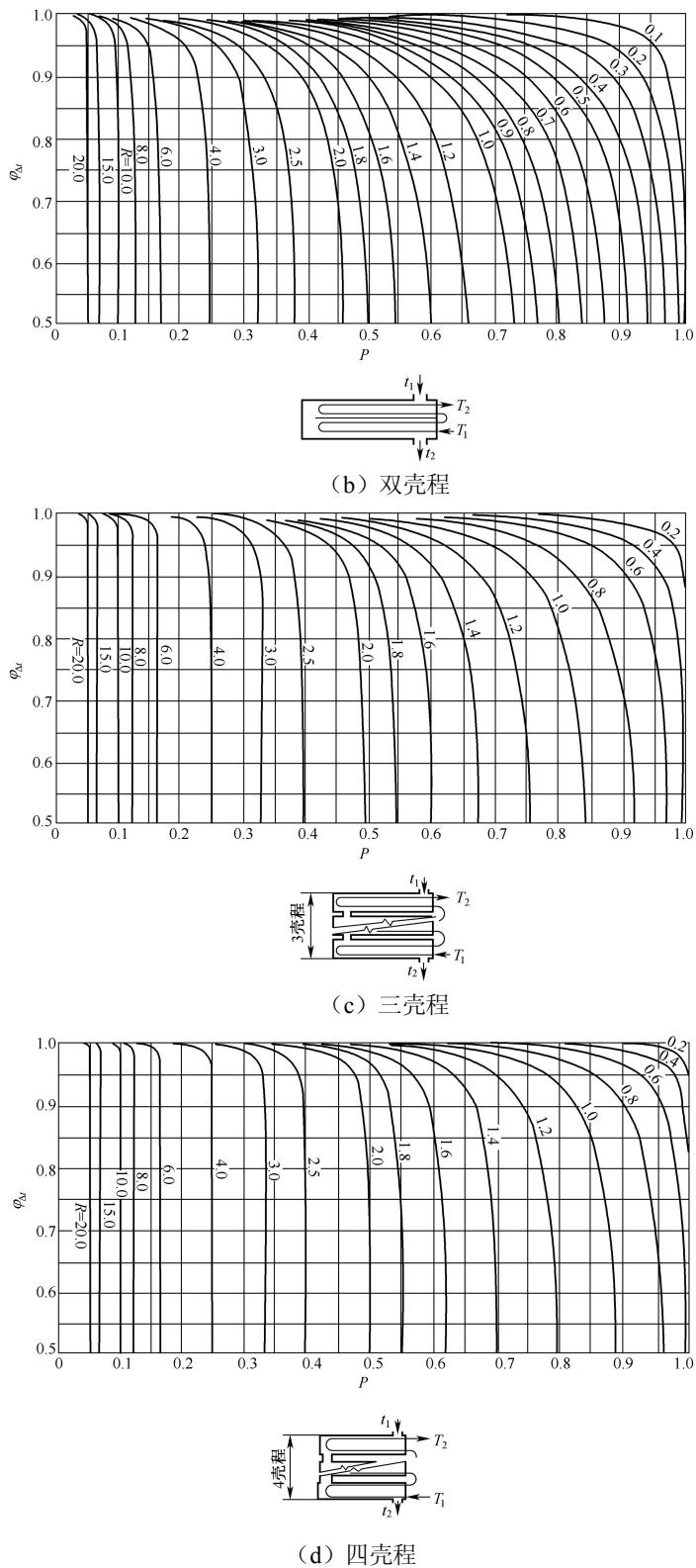


图 2-20 温差校正系数图 (续图)

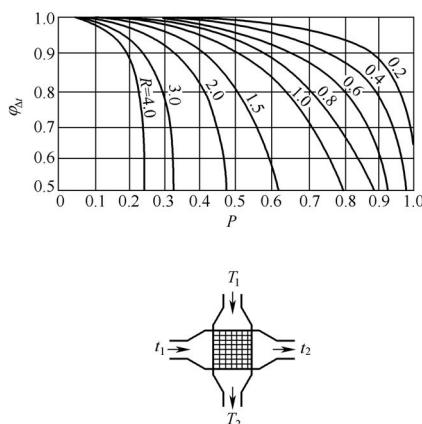


图 2-20 温差校正系数图 (续图)

四、对流传热

对流又称给热，是指利用流体质点在传热方向上的相对运动，将热量由一处传递至另一处。对流中总是伴有热传导。根据引起流体质点相对运动的原因不同，热对流可分为强制对流和自然对流。若相对运动是由外力作用（如泵、风机、搅拌器等）而引起的，这种对流则称为强制对流；若相对运动是由流体内部各部分温度的不同而产生密度的差异，使流体质点发生相对运动，此对流则称为自然对流。

在间壁式换热器内，热量从热流体传到固体壁面，或从固体壁面传到冷流体，传热方式既有对流又伴随热传导，因此工程上把流体与壁面之间的热量传递统称为对流传热。

(一) 对流传热的分析

我们已经知道，当流体沿壁面做湍流流动时，在靠近壁面处总有层流内层存在，在层流内层和湍流主体之间有一过渡层。如图 2-21 所示，在湍流主体内，由于流体质点湍动剧烈，所以在传热方向上，流体的温度差极小，各处的温度基本相同，热量传递主要依靠涡流传热，其热阻很小，传热速度极快。而在层流内层中，流体仅沿壁面平行流动，在传热方向上没有质点位移，所以热量传递主要依靠热传导进行，由于流体的导热系数很小，故热阻主要集中在层流内层中，因此温度差也主要集中在该层内。因此，减薄层流内层的厚度是强化对流传热的重要途径。

(二) 对流传热基本方程——牛顿冷却定律

对流传热与流体的流动情况及流体的性质等有关，其影响因素很多。其传热速率可用牛顿冷却定律表示

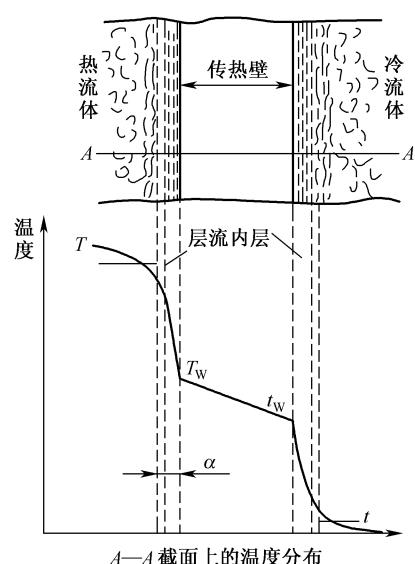


图 2-21 对流传热的分析

$$Q = \alpha A \Delta t = \frac{1}{R} = \frac{\Delta t}{\alpha A} \quad (2-17)$$

式中 Q ——对流传热速率, W;

α ——对流传热膜系数(或对流传热系数、给热系数), W/(m²·K)

A ——对流传热面积, m²;

Δt ——流体与壁面间温度差的平均值, K; 当流体被加热时, $\Delta t=t_w-t$; 当流体被冷却时, $\Delta t=T-T_w$ 。

$R=1/(\alpha A)$ ——对流传热热阻, K/W;

牛顿冷却定律是将复杂的对流传热问题, 用一简单的关系式来表达, 实质上是将矛盾集中在 α 上, 因此, 研究 α 的影响因素及其求取方法, 便成为解决对流传热问题的关键。

(三) 对流传热膜系数

对流传热膜系数反映了对流传热的强度, α 越大, 说明对流强度越大, 对流传热热阻越小。

α 是受诸多因素影响的一个参数, 表 2-6 列出了几种对流传热情况下的 α 值, 从中可以看出, 气体的 α 值最小, 载热体发生相变时的 α 值最大, 且比气体的 α 值大得多。

表 2-6 α 值的经验范围

对流传热类型(无相变)	$\alpha/[W/(m^2 \cdot K)]$	对流传热类型(无相变)	$\alpha/[W/(m^2 \cdot K)]$
气体加热或冷却	5~100	有机蒸气冷凝	500~2000
油加热或冷却	60~1700	水蒸气冷凝	5000~15000
水加热或冷却	200~15000	水沸腾	2500~25000

1. 影响对流传热膜系数的因素

影响对流传热膜系数 α 的因素有以下五方面。

(1) 对流的形成原因。自然对流与强制对流的流动原因不同, 其传热规律也不相同。一般强制对流传热时的 α 值较自然对流传热的值大。

(2) 流体的性质。影响 α 的物理性质有导热系数、比热容、黏度和密度等。对同种流体, 这些物性又是温度的函数, 有些还与压力有关。

(3) 相变情况。在对流传热过程中, 流体有无相变对传热有不同的影响, 一般流体有相变时的 α 较无相变时大。

(4) 流体的运动状态。流体的 Re 值越大, 湍动程度越大, 层流内层的厚度越薄, α 越大; 反之, 则越小。

(5) 传热壁面的形状、位置及长短等。传热壁面的形状(如管内、管外、板、翅片等)、传热壁面的方位、布置(如水平或垂直放置、管束的排列方式等)及传热面的尺寸(如管径、管长、板高等)都对 α 有直接的影响。

2. 无相变传热时对流传热膜系数的关联式

由于影响 α 的因素很多, 要建立一个通式求各种条件下的 α 是不可能的。通常是采用实验关联法获得各种条件下 α 的关联式。流体无相变传热时的对流传热膜系数的关联式为

$$Nu = ARe^m Pr^n Gr^h \quad (2-18)$$

表 2-7 列出了各有关特征数的名称、符号及意义。

表 2-7 特征数的名称及意义

特征数名称	符号	形式	意义
努塞尔特数	Nu	$\alpha l / \lambda$	表示 α 的特征数
雷诺数	Re	$lu\rho / \mu$	确定流动状态的特征数
普兰特数	Pr	$c_p\mu / \lambda$	表示物性影响的特征数
格拉斯霍夫数	Gr	略	表示自然对流影响的特征数

在使用 α 关联式时应注意以下几个方面。

1) 应用范围。关联式中 Re 、 Pr 、 Gr 等特征数的数值范围。

2) 特征尺寸。 Nu 、 Re 等特征数中 l 应如何取值。

3) 定性温度。确定各特征数中流体的物性参数所依据的温度。

随不同的条件, α 的关联式有多种。每一个 α 关联式对上述三个方面都有明确的规定和说明。

无相变流体在圆直管内做强制湍流时 α 关联式如下:

(1) 低黏度流体 (小于 2 倍常温水的黏度)。

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^n \quad (2-19)$$

或

$$\alpha = 0.023 \frac{\lambda}{d_i} \left(\frac{d_i u \rho}{\mu} \right)^{0.8} \left(\frac{c_p \mu}{\lambda} \right)^n \quad (2-20)$$

式中 n 的取值方法是: 当流体被加热时, $n=0.4$; 当流体被冷却时, $n=0.3$ 。

1) 应用范围: $Re > 10000$, $0.7 < Pr < 120$; 管长与管径之比 $l/d_i \geq 60$ 。若 $l/d_i < 60$, 将由式 (2-20) 算得的 α 乘以 $[1+(d_i/l)^{0.7}]$ 加以修正。

2) 特征尺寸 l : 取管内径 d_i 。

3) 定性温度: 取流体进、出口温度的算术平均值。

(2) 高黏度液体。

$$Nu = 0.027 Re^{0.8} Pr^{0.33} \varphi_W \quad (2-21)$$

1) 应用范围和特征尺寸与式 (2-19) 相同。

2) 定性温度: 取流体进、出口温度的算术平均值。

φ_W 为黏度校正系数, 当液体被加热时, $\varphi_W = 1.05$; 当液体被冷却时, $\varphi_W = 0.95$ 。

(四) 流体有相变时的对流传热

流体相变传热有两种情况: 一种是蒸气的冷凝, 一种是液体的沸腾。化工生产中, 流体在换热过程中发生相变的情况很多, 例如, 在蒸发过程中, 作为加热剂的蒸气会冷凝成液体, 被加热的物料则会沸腾汽化。由于流体在对流传热过程中伴随有相态变化, 因此有相变比无相变时的对流传热过程更为复杂。

1. 蒸气冷凝

如果蒸气处于比其饱和温度低的环境中，将出现冷凝现象。在换热器内，当饱和蒸气与温度较低的壁面接触时，蒸气将释放出潜热，并在壁面上冷凝成液体，发生在蒸气冷凝和壁面之间的传热称为冷凝对流传热，简称“冷凝传热”。冷凝传热速率与蒸气的冷凝方式密切相关。蒸气冷凝主要有两种方式：膜状冷凝和滴状冷凝。如果冷凝液能够润湿壁面，则会在壁面上形成一层液膜，称为膜状冷凝；如果冷凝液不能润湿壁面，则会在壁面上杂乱无章地形成许多小液滴，称为滴状冷凝。

在膜状冷凝过程中，壁面被液膜所覆盖，此时蒸气的冷凝只能在液膜的表面进行，即蒸气冷凝放出的潜热必须通过液膜后才能传给壁面，因此冷凝液膜往往成为膜状冷凝的主要热阻。冷凝液膜在重力作用下沿壁面向下流动时，其厚度不断增加，所以壁面越高或水平放置的管子管径越大，则整个壁面的平均 α 也就越小。

在滴状冷凝过程中，壁面的大部分直接暴露在蒸气中，由于在这些部位没有液膜阻碍热流，故其 α 很大，是膜状冷凝的十倍左右。

尽管如此，但是要保持滴状冷凝是很困难的。即使在开始阶段为滴状冷凝，但经过一段时间后，由于液珠的聚集，大部分都要变成膜状冷凝。为了保持滴状冷凝，可采用各种不同的壁面涂层和蒸气添加剂，但这些方法还处于研究和实验中，故在进行冷凝计算时，为安全起见一般按膜状冷凝来处理。

2. 液体沸腾

将液体加热到操作条件下的饱和温度时，整个液体内部都将会产生气泡，这种现象称为液体沸腾。发生在沸腾液体与固体壁面之间的传热称为沸腾对流传热，简称为“沸腾传热”。

工业上液体沸腾的方法主要有两种：一种是将加热壁面浸没在液体中，液体在壁面处受热沸腾，这称为池内沸腾；另一种是液体在管内流动时受热沸腾，这称为管内沸腾。后者机理更为复杂。

目前，对有相变时的对流传热的研究不是很充分，尽管迄今已有一些对流传热系数的经验公式可供使用，但其可靠程度并不很高。

【任务分析】

利用傅里叶定律可以解决工业生产中的导热问题，分析并掌握传热规律。本任务要求应用传热的基本知识，计算出换热器的热负荷，掌握换热器换热面积的测定。

【任务实施】

步骤一：应用傅里叶定律计算单层圆筒壁的散热量。

【例 2-1】已知 $\phi 32 \times 3.5$ mm、长 6 m 的钢管，内壁温度为 100°C，外壁温度为 90°C，试求该管在单位时间内的散热量。

解：已知 $r_1=0.0125$ m, $r_2=0.016$ m, $t_{w1}=100$ °C, $t_{w2}=90$ °C, $l=6$ m, 查得 $\lambda=45$ W/(m·K)

$$Q = \frac{2\pi l \lambda (t_{w1} - t_{w2})}{\ln \frac{r_2}{r_1}} = \frac{2\pi \times 6 \times 45 (100 - 90)}{\ln \frac{0.016}{0.0125}} = 68690 \text{ W}$$

应用圆筒壁的导热速率公式可以确定导热速率、壁面温度及估算壁面厚度。

步骤二：测定换热器的换热面积。

【例 2-2】在套管换热器内，热流体温度由 180℃冷却至 140℃，冷流体温度由 60℃上升到 120℃。试分别计算：两流体做逆流和并流时的平均温度差；若操作条件下，换热器的热负荷为 585 kW，其总传热系数 K 为 300 W/(m²·K)，两流体做逆流和并流时所需的换热器的传热面积。

解：(1) 传热平均推动力

逆流时 热流体温度 180℃→140℃

冷流体温度 120℃←60℃

两端温度差 60℃ 80℃

$$\text{所以 } \Delta t_m = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{80 - 60}{\ln \frac{80}{60}} = 69.5^\circ\text{C}$$

并流时 热流体温度 180℃→140℃

冷流体温度 60℃→120℃

两端温度差 120℃ 20℃

$$\text{所以 } \Delta t_m = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{120 - 20}{\ln \frac{120}{20}} = 55.8^\circ\text{C}$$

(2) 所需传热面积

$$\text{逆流时 } A = \frac{Q}{K \Delta t_m} = \frac{585 \times 10^3}{300 \times 69.5} = 28.06 \text{ m}^2$$

$$\text{并流时 } A = \frac{Q}{K \Delta t_m} = \frac{585 \times 10^3}{300 \times 55.8} = 34.95 \text{ m}^2$$

步骤三：小组讨论，共同总结换热器传热基本规律。

【知识拓展】

传热的基本方式

根据传热机理的不同，热量传递有三种基本方式：热传导、热对流和热辐射。

1. 热传导（简称“导热”）

热传导是指在物体内部或相互接触的物体表面之间，由于分子、原子及自由电子等微

观粒子的热运动而产生的热量传递现象。纯导热现象可以发生在固体内部，也可以发生在静止的液体和气体之中，典型的热传导发生在固体中。

2. 热对流

热对流是指由于流体的宏观运动使不同温度的流体相对位移而产生的热量传递现象。特点：热对流只发生在流体之中，并伴有微观粒子热运动而产生的导热。根据引起流体质点相对运动的原因不同，热对流可分为强制对流和自然对流。流体在发生强制对流时，往往伴随着自然对流，但一般强制对流的强度比自然对流的强度大得多。

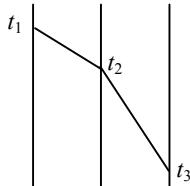
3. 热辐射

热辐射是指由于物体内部微观粒子的热运动而使物体向外发射辐射能的现象。具体地说，物体将热能转变为辐射能，以电磁波的形式在空中进行传播，当遇到另一个能吸收辐射能的物体时，即被其部分或全部吸收并转变为热能。

注意：只要物体温度大于绝对温度 0 K，就能发生热辐射，辐射不需要介质，可在真空中传播，但是只有物体温度较高时，辐射传热才能称为主要的传热方式。

【思考与练习】

1. 平壁导热与圆筒壁的区别是什么？
2. 为什么换热器中两流体应尽可能采用逆流？什么时候采用并流？
3. 传热的基本方式有哪几种？各自的特点是什么？
4. 什么是对流传热？试分析对流传热的机理。
5. 由不同材质组成两层等厚平壁，联合导热，温度变化如附图所示。试判断它们的导热系数的大小，并说明理由。



5 题 附图

6. 对流传热膜系数 α 的影响因素有哪些？如何提高对流传热膜系数？
7. 试简述采用不同流向时平均温度差的大小以及各自特点。
8. 有一 $\Phi 108 \times 4 \text{ mm}$ 的管道，内通以 200 kPa 的饱和蒸汽。已知其外壁温度为 110°C。内壁温度以蒸气温度计，试求每米管长的导热量。
9. 用一单壳程四管程的列管换热器来加热某溶液，使其从 30°C 加热至 50°C，加热剂则从 120°C 下降至 45°C，试求换热器的平均温度差。

任务 2.2 测定换热器的传热系数

【任务描述】

工业上以间壁式换热器应用最广，而间壁传热过程是由固体间壁内部的导热及间壁两侧流体与固体表面之间的对流传热组合而成的。在学习了热传导和对流传热的基础上，本任务讨论传热全过程的计算，通过套管式换热器总传热系数的测定，学会换热器传热系数的测定方法，以解决工业列管式换热器选型和操作分析问题。

【任务资讯】

一、换热器的热负荷

为了达到一定的换热目的，要求换热器在单位时间内传递的热量称为换热器的热负荷。

(一) 热负荷与传热速率的关系

传热速率是换热器单位时间能够传递的热量，是换热器的生产能力，主要由换热界自身的性能决定。热负荷是生产上要求换热器单位时间传递的热量，是换热器的生产任务。为确保换热器能完成传热任务，换热器的传热速率需大于、至少等于其热负荷。

在换热器的选型过程中，可用热负荷代替传热速率，求得传热面积后再考虑一定的安全余量，然后进行选型或设计。

(二) 热负荷的确定

对于间壁式换热器，若换热器保温性能良好，热损失可以忽略不计，在单位时间内热流体放出的热量等于冷流体吸收的热量，即

$$Q=Q_h=Q_c \quad (2-22)$$

式中 Q_h ——热流体放出的热量，W；

Q_c ——冷流体吸收的热量，W；

1. 焓差法

由于工业换热器中流体的进、出口压力差不大，故可近似为恒压过程。根据热力学定律，恒压过程热等于物系的焓差，则

$$Q_h=W_h(H_1-H_2) \quad (2-23)$$

或 $Q_c=W_c(h_2-h_1) \quad (2-23a)$

式中 W_h 、 W_c ——热、冷流体的质量流量，kg/s；

H_1 、 H_2 ——热流体的进、出口焓，J/kg；

h_2 、 h_1 ——冷流体的进、出口焓，J/kg。

焓差法较为简单，但仅适用于流体的焓可查取的情况，本教材附录中列出了空气、水及水蒸气的焓。

2. 显热法

若流体在换热过程中没有相变化, 且流体的比热容可视为常数或可取为流体进、出口平均温度下的比热容, 其传热量可按下式计算。

$$Q_h = W_h c_{ph} (T_1 - T_2) \quad (2-24)$$

$$\text{或} \quad Q_c = W_c c_{pc} (t_2 - t_1) \quad (2-24a)$$

式中 c_{ph} 、 c_{pc} ——热、冷流体的定压比热容, $\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$;

T_1 、 T_2 ——热流体的进、出口温度, K ;

t_2 、 t_1 ——冷流体的进、出口温度, K 。

注意 c_p 的求取: 一般由流体换热前后的平均温度 (即流体进出换热器的平均温度) $(T_1+T_2)/2$ 或 $(t_2+t_1)/2$ 查得。教材附录中列有关于比热容的图 (表)。

注意: 在 SI 单位制中, 温度的单位是 K , 但就温度差而言, 其单位用 K 或 $^\circ\text{C}$ 是等效的, 两者均可使用。

3. 潜热法

若流体在换热过程中仅仅发生恒温相变, 其传热量可按下式计算

$$Q_h = W_h r_h \quad (2-25)$$

$$\text{或} \quad Q_c = W_c r_c \quad (2-25a)$$

式中 r_h 、 r_c ——热、冷流体的汽化潜热, J/kg 。

【例 2-3】 在一套管换热器内用 0.16 MPa 的饱和蒸汽加热空气, 饱和蒸汽的消耗量为 10 kg/h, 冷凝后进一步冷却到 100°C, 试求换热器的热负荷。

解: 从附录中查得 $p=0.16 \text{ MPa}$ 的饱和蒸汽的有关参数, 饱和水蒸汽温度 $T_s=113^\circ\text{C}$, $H_1=2698.1 \text{ kJ/kg}$, 100°C 水的焓 $H_2=418.68 \text{ kJ/kg}$ 。

$$\text{则 } Q_h = W_h (H_1 - H_2) = (10/3600) \times (2698.1 - 418.68) = 6.33 \text{ kW}$$

二、总传热系数

总传热系数是描述传热过程强弱的物理量, 传热系数越大, 传热热阻越小, 则传热效果越好。在工程上总传热系数是评价换热器传热性能的重要参数, 也是对传热设备进行工艺计算的依据。影响传热系数 K 值的因素主要有换热器的类型、流体的种类和性质以及操作条件等。获取传热系数的方法主要有以下几种。

1. 总传热系数的计算公式

前已述及, 间壁式换热器中, 热、冷流体通过间壁的传热由热流体的对流传热、固体壁面的导热及冷流体的对流传热三步串联组成。对于稳定传热过程, 各串联环节传热速率相等, 过程的总热阻等于各分热阻之和, 可联立传热基本方程、对流传热速率方程及导热速率方程, 得

$$\frac{1}{KA} = \frac{1}{\alpha_i A_i} + \frac{\delta}{\lambda A_m} + \frac{1}{\alpha_o A_o} \quad (2-26)$$

式 (2-26) 即为计算 K 值的基本公式。计算时, 等式左边的传热面积 A 可分别选择传热面 (管壁面) 的外表面积 A_o 或内表面积 A_i 或平均表面积 A_m , 但传热系数 K 必须与所选

传热面积相对应。

若 A 取 A_o , 则有

$$K_o = \frac{1}{\frac{A_o}{\alpha_i A_i} + \frac{\delta A_o}{\lambda A_m} + \frac{1}{\alpha_o}} \quad (2-27)$$

同理, 若 A 取 A_i , 则有

$$K_i = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \frac{\delta A_i}{\lambda A_m} + \frac{A_i}{\alpha_o A_o}} \quad (2-28)$$

若 A 取 A_m , 则有

$$K_m = \frac{1}{\frac{A_m}{\alpha_i A_i} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{A_m}{\alpha_o A_o}} \quad (2-29)$$

式中 A_o 、 A_i 、 A_m ——传热壁的外表面积、内表面积、平均表面积, m^2 ;

K_i 、 K_o 、 K_m ——基于 A_o 、 A_i 、 A_m 的传热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 。

2. 污垢热阻的影响

换热器在实际操作中, 传热壁面常有污垢形成, 对传热产生附加热阻, 该热阻称为污垢热阻。通常污垢热阻比传热壁面的热阻大得多, 因而在传热计算中应考虑污垢热阻的影响。

影响污垢热阻的因素很多, 主要有流体的性质、传热壁面的材料、操作条件、清洗周期等。由于污垢热阻的厚度及导热系数难以准确地估计, 因此通常选用经验值, 表 2-8 列出于一些常见流体的污垢热阻 R_s 的经验值。

表 2-8 常见流体的污垢热阻

流体	$R_s/(\text{m}^2 \cdot \text{C} \cdot \text{Kw}^{-1})$	流体	$R_s/(\text{m}^2 \cdot \text{C} \cdot \text{Kw}^{-1})$
水 (>50°C)		水蒸气	
蒸馏水	0.09	优质 (不含油)	0.052
海水	0.09	劣质 (含油)	0.09
清洁的河水	0.21	液体	
未处理的凉水塔用水	0.58	盐水	0.172
已处理的凉水塔用水	0.26	有机物	0.172
已处理的锅炉用水	0.26	熔盐	0.086
硬水、井水	0.58	植物油	0.52

设管内、外壁面的污垢热阻分别为 R_{Si} 、 R_{So} , 根据串联热阻叠加原理, 则式 (2-27) 可写为

$$K_o = \frac{1}{\frac{A_o}{\alpha_i A_i} + R_{Si} + \frac{\delta A_o}{\lambda A_m} + R_{So} + \frac{1}{\alpha_o}} \quad (2-30)$$

上式 (2-30) 表明, 间壁两侧流体间传热总热阻等于两侧流体的对流传热热阻、污垢热阻及管壁导热热阻之和。

在传热计算中, 选择何种面积作为计算基准, 结果完全相同, 但工程上, 大多以外表面积为基准, 除特别说明外, 手册中所列 K 值都是基于外表面积的传热系数, 换热器标准系列中的传热面积也是指外表面积, 因此, 传热系数 K 的通用计算式为式 (2-30), 此时, 传热基本方程式的形式为

$$Q=K_o A_o \Delta t_m \quad (2-31)$$

若传热壁面为平壁或薄管壁, A_o 、 A_i 、 A_m 相等或近似相等, 则式 (2-28) 可简化为

$$K=\frac{1}{\frac{1}{\alpha_i}+R_{Si}+\frac{\delta}{\lambda}+R_{So}+\frac{1}{\alpha_o}} \quad (2-32)$$

3. 总传热系数的经验值

在换热器的工艺设计过程中, 由于换热器的尺寸未知, 因此传热系数 K 无法通过实测或计算公式来确定。此时, K 值通常借助工具手册选取。表 2-9 列出了列管换热器对于不同流体在不同情况下的传热系数的大致范围, 以供学生参考。

表 2-9 列管换热器中 K 值的大致范围

热流体	冷流体	传热系数 [W/(m ² ·K)]	热流体	冷流体	传热系数 [W/(m ² ·K)]
水	水	850~1700	水蒸气冷凝	水沸腾	2000~4250
轻油	水	340~910	水蒸气冷凝	轻油沸腾	455~1020
重油	水	60~280	水蒸气冷凝	重油沸腾	140~425
气体	水	17~280	低沸点烃类蒸气冷凝 (常压)	水	455~1140
水蒸气冷凝	水	1420~4250	高沸点烃类蒸气冷凝 (减压)	水	60~170

三、列管式换热器的选型

列管换热器有系列标准, 所以使用时工程上一般只需选型即可, 只有在实际要求与标准系列相差较大的时候, 才需要自行设计。下面仅介绍列管式换热器的选型。

(一) 列管式换热器选型时应考虑的问题

1. 流动空间的选择

流体流经管程或壳程, 以固定管板式换热器为例, 一般选定原则如下:

- (1) 不洁净或易结垢的流体宜走管程, 因为管程清洗较方便。
- (2) 腐蚀性流体宜走管程, 以免管子和壳体同时被腐蚀, 且管子便于维修和更换。
- (3) 压力高的流体宜走管程, 以免壳体受压, 以节省壳体金属消耗量。
- (4) 被冷却的流体宜走壳程, 便于散热, 增强冷却效果。

- (5) 高温加热剂与低温冷却剂宜走管程, 以减少设备的热量或冷量的损失。
- (6) 有相变的流体宜走壳程, 如冷凝传热过程, 管壁面附着的冷凝液厚度即传热膜的厚度, 让蒸气走壳程有利于及时排除冷凝液, 从而提高冷凝传热膜系数。
- (7) 有毒害的流体宜走管程, 以减少泄漏量。
- (8) 黏度大的液体或流量小的流体宜走壳程, 因流体在有折流挡板的壳程中流动, 流速与流向不断改变, 在低 $Re>100$ 的情况下即可达到湍流, 可提高传热效果。
- (9) 若两流体温差较大, 则对流传热系数较大的流体宜走壳程。因管的壁温接近于 α 较大的流体的温度, 可以减小管子与壳体的温差, 从而减小温差应力。

在选择流动路径时, 上述原则往往不能同时兼顾, 应视具体情况分析。一般首先考虑操作压力、防腐及清洗等方面的要求。

2. 流速的选择

流体在管程或壳程中的流速, 不仅直接影响传热膜系数, 而且影响污垢热阻, 从而影响传热系数的大小, 特别对含有较易沉积颗粒的流体, 流速过低甚至可能导致管路堵塞, 严重影响到设备的使用, 但流速增大, 又将使流体阻力增大, 因此选择适宜的流速是十分重要的。根据经验, 表 2-10、表 2-11 列出了一些工业上常用的流速范围, 以供参考。

表 2-10 列管换热器内常用的流速范围

流体种类	流速, m/s	
	管程	壳程
一般液体	0.5~3	0.2~1.5
易结垢液体	>1	>0.5
气体	5~30	3~15

表 2-11 液体在列管换热器中的流速 (钢管)

液体黏度, mPa·s	最大流速, m/s
>1500	0.6
1500~500	0.75
500~100	1.1
100~35	1.5
35~1	1.8
1	2.4

3. 加热剂 (或冷却剂) 进、出口温度的确定方法

通常, 被加热 (或冷却) 流体进、出换热器的温度由工艺条件决定, 但对加热剂 (或冷却剂) 而言, 进、出口温度则需视具体情况而定。

为确保换热器在所有气候条件下均能满足工艺要求, 加热剂的进口温度应按所在地的冬季状况确定; 冷却剂的进口温度应按所在地的夏季状况确定。若综合利用系统流体作加热剂 (或冷却剂) 时, 因流量、入口温度确定, 故可由热量衡算直接求其出口温度。用蒸

气作加热剂时, 为加快传热, 通常宜控制为恒温冷凝过程, 蒸气入口温度的确定要考虑蒸气的来源、锅炉的压力等。在用水作冷却剂时, 为便于循环操作、提高传热推动力, 冷却水的进、出口温度差一般宜控制在 $5^{\circ}\text{C} \sim 10^{\circ}\text{C}$ 间。

4. 列管类型的选择

当热、冷流体的温差在 50°C 以内时, 不需要热补偿, 可选用结构简单、价格低廉且易清洗的固定管板式换热器。当热、冷流体的温差超过 50°C 时, 需要考虑热补偿。在温差校正系数 φ_{Δ} 小于 0.8 的前提下若管程流体较为洁净, 则宜选用价格相对便宜的 U 形管式换热器, 反之, 应选用浮头式换热器。

5. 单程与多程

前已述及, 在列管式换热器中存在单程与多程结构(管程与壳程)。当温差校正系数小于 0.8 时, 则不能采用包括 U 形管式、浮头式换热器在内的多程结构, 宜采用几台固定管板式换热器串联或并联操作。

6. 管子规格

管子的规格包括管径和管长。列管换热器标准系列中只采用 $\varnothing 25 \times 2.5 \text{ mm}$ (或 $\varnothing 25 \times 2 \text{ mm}$)、 $\varnothing 19 \times 2 \text{ mm}$ 两种规格的管子。对于洁净的流体, 可选择小管径换热器, 对于不洁净或易结垢的流体, 可选择大管径换热器。管长则以便于安装、清洗为原则。

7. 流体通过换热器的流动阻力(压力降)的计算

列管换热器是一局部阻力装置, 流动阻力的大小将直接影响动力的消耗。当流体在换热器中的流动阻力过大时, 有可能导致系统流量低于工艺规定的流量要求。对选用合理的换热器而言, 管程、壳程流体的压力降一般应控制在 $10.13 \sim 101.3 \text{ kPa}$ 内。

(1) 管程流动阻力的计算。流体的管程阻力包括各程的直管阻力、回弯阻力以及换热器进、出口阻力等。通常进、出口阻力较小, 可以忽略不计。因此, 管程阻力可按下式进行计算, 即

$$\sum \Delta p_i = (\Delta p_1 + \Delta p_2) F_t N_s N_p \quad (2-33)$$

式中 Δp_1 ——因直管阻力引起的压力降, Pa ;

Δp_2 ——因回弯阻力引起的压力降, Pa ;

F_t ——结垢校正系数, 对于 $\varnothing 25 \times 2.5 \text{ mm}$ 管子 $F_t = 1.4$, 对于 $\varnothing 19 \times 2 \text{ mm}$ 管子 $F_t = 1.5$;

N_s ——串联的壳程数;

N_p ——每壳程的管程数。

式(2-33)中的 Δp_1 可按直管阻力计算式进行计算, Δp_2 由下面经验式估算, 即

$$\Delta p_2 = 3 \left(\frac{\rho u_i^2}{2} \right) \quad (2-34)$$

(2) 壳程阻力的计算。壳程流体的流动状况较管程更为复杂, 计算壳程阻力的公式很多, 不同公式计算的结果差别较大。当壳程采用标准圆缺形折流挡板时, 流体阻力主要有流体流过管束的阻力与通过折流挡板缺口的阻力。此时, 壳程压力降可采用通用的埃索公式, 即

$$\sum \Delta p_o = (\Delta p_1' + \Delta p_2') F_s N_s \quad (2-35)$$

其中

$$\Delta p_1' = F f_o n_c (N_B + 1) \frac{\rho u_o^2}{2} \quad (2-36)$$

$$\Delta p_2' = N_B (3.5 - \frac{2h}{D}) \frac{\rho u_o^2}{2} \quad (2-37)$$

式中 $\Delta p_1'$ ——流体流过管束的压力降, Pa;

$\Delta p_2'$ ——流体流过折流挡板缺口的压力降, Pa;

F_s ——壳程结垢校正系数, 对于液体 $F_s=1.15$, 对于气体或蒸气 $F_s=1$;

F ——管子排列方式对压力降的校正系数, 对于正三角形排列 $F=0.5$, 对于正方形斜转 45° 排列 $F=0.4$, 对于正方形直列 $F=0.3$;

f_o ——流体的摩擦系数, 当 $Re_o = d_o u_o \rho / \mu > 500$ 时, $f_o = 5.0 Re_o^{-0.228}$;

N_B ——折流挡板数;

h ——折流挡板间距, m;

n_c ——通过管束中心线上的管子数;

u_o ——按壳程最大流通面积 A_o 计算的流速, m/s, $A_o = h(D - n_c d_o)$ 。

(二) 列管式换热器选型的步骤

(1) 根据换热任务, 确定两流体的流量、进出口温度、操作压力、物性数据等。

(2) 确定换热器的结构形式, 确定流体在换热器内的流动空间。

(3) 计算热负荷, 计算平均温度差, 选取总传热系数, 并根据传热基本方程初步算出传热面积, 以此作为选择换热器型号的依据, 并确定初选换热器的实际换热面积 $S_{\text{实}}$, 以及在 $S_{\text{实}}$ 下所需的传热系数 $K_{\text{需}}$ 。

(4) 压力降校核。根据初选设备的情况, 计算管程、壳程流体的压力差是否合理。若压力降不符合要求, 则需重新选择其他型号的换热器, 直至压力降满足要求。

(5) 核算总传热系数。计算换热器管程、壳程的流体的传热膜系数, 确定污垢热阻, 再计算总传热系数 $K_{\text{计}}$,

(6) 计算传热面积 $S_{\text{需}}$, 再与换热器的实际换热面积 $S_{\text{实}}$ 比较, 若 $S_{\text{实}}/S_{\text{需}}$ 在 $1.1 \sim 1.25$ 之间 (也可以用 $K_{\text{计}}/K_{\text{需}}$), 则认为合理, 否则需另选 $K_{\text{选}}$, 重复上述计算步骤, 直至符合要求。

(三) 列管式换热器的型号与规格

1. 基本参数

列管换热器的基本参数主要有: ①公称换热面积 SN; ②公称直径 DN; ③公称压力 PN; ④换热管规格; ⑤换热管长度 L ; ⑥管子数量 n ; ⑦管程数 N_p ; 等等。

2. 型号表示方法

列管换热器的型号由五部分组成。

 × × × × × — × × — × × ×
1 2 3 4 5

- 1——换热器代号；
 2——公称直径 DN, mm;
 3——管程数 N_p , I、II、IV、VI;
 4——公称压力 PN, MPa;
 5——公称换热面积 SN, m^2 。

例如, 公称直径为 600 mm、公称压力为 1.6 MPa、公称换热面积为 55 m^2 的双管程固定管板式换热器的型号为: G600 II-1.6-55, 其中 G 为固定管板式换热器的代号。

【任务分析】

通过列管式换热器总传热系数的测定, 学会换热器传热系数的测定方法, 并掌握有关换热器传热系数的计算, 编写换热器的选型方案。

【任务实施】

步骤一: 测定套管式换热器的传热数据, 并计算传热系数。

【例 2-4】 有一用 $\phi 25 \times 2.5$ mm 无缝钢管制成的列管换热器, $\lambda=45$ W/(m·K), 管内通以冷却水, $\alpha_i=1000$ W/(m²·K), 管外为饱和水蒸气冷凝, $\alpha_o=10000$ W/(m²·K), 污垢热阻可以忽略。试计算: 传热系数 K ; 将 α_i 提高一倍, 其他条件不变, 求 K 值; 将 α_o 提高一倍, 其他条件不变, 求 K 值。

$$\begin{aligned} \text{解 (1)} \quad K &= \frac{1}{\frac{A_o}{\alpha_i A_i} + \frac{\delta A_o}{\lambda A_m} + \frac{1}{\alpha_o}} \\ &= \frac{1}{\frac{0.025}{1000 \times 0.02} + \frac{0.0025 \times 0.025}{45} + \frac{1}{10000}} = 749.0 \text{ W/(m}^2\text{·K)} \end{aligned}$$

(2) 将 α_i 提高一倍, 即 $\alpha'_i=2000$ W/(m²·K)

$$K' = \frac{1}{\frac{0.025}{2000 \times 0.02} + \frac{0.0025 \times 0.025}{45} + \frac{1}{10000}} = 1376.7 \text{ W/(m}^2\text{·K)}$$

$$\text{增幅: } \frac{1376.7 - 749.0}{749.0} \times 100\% = 83.8\%$$

(3) 将 α_o 提高一倍, 即 $\alpha'_o=20000$ W/(m²·K)

$$K'' = \frac{1}{\frac{0.025}{1000 \times 0.02} + \frac{0.0025 \times 0.025}{45} + \frac{1}{20000}} = 768.4 \text{ W/(m}^2\text{·K)}$$

$$\text{增幅: } \frac{768.4 - 749.0}{749.0} \times 100\% = 2.5\%$$

步骤二: 演示套管式换热器操作, 说明传热系数测定及数据处理方法。

步骤三: 小组讨论, 共同总结影响传热系数的因素及测定方法。

步骤四: 小组讨论, 编写换热器的选型方案。

【知识拓展】

强化传热的途径

所谓强化传热，就是设法提高换热器的传热速率。从传热基本方程 $Q=KA\Delta t_m$ 可以看出，传热速率与传热面积 A 、传热平均温度差 Δt_m 以及总传热系数 K 有关，因此，改变这些因素，均对传热速率有影响。增大传热面积 A 、提高传热平均温度差 Δt_m 以及提高传热系数 K 都可以达到强化传热的目的。

1. 传热面积

增大传热面积，可以提高换热器的传热速率，但是，增大传热面积不能靠简单地增大设备规格来实现，因为，这样会使设备的体积增大，金属耗用量增加，设备费用相应增加。实践证明，从改进设备的结构入手，增加单位体积的传热面积，可以使设备更加紧凑，结构更加合理，目前出现的一些新型换热器，如螺旋板式、板式换热器等，其单位体积的传热面积便大大超过了列管换热器。同时，有些换热器使用了多种高效能传热面，如带翅片的传热管，便是工程上在列管换热器中经常用到的高效能传热管，它们不仅使热表面积有所增加，而且强化了流体的湍动程度，提高了 α ，使传热速率显著提高。

2. 传热平均温度差

增大传热平均温度差，可以提高换热器的传热速率。传热平均温度差的大小取决于两流体的温度大小及流动形式。一般来说，物料的温度由工艺条件所决定，不能随意变动，而加热剂或冷却剂的温度，可以通过选择不同介质和流量加以改变。例如：用饱和水蒸气作为加热剂时，增加蒸气压力可以提高其温度；在水冷器中增大冷却水流量或以冷冻盐水代替普通冷却水，可以降低冷却剂的温度，等等。但需要注意的是，改变加热剂或冷却剂的温度，必须考虑到技术上的可行性和经济上的合理性。另外，采用逆流操作或增加壳程数，均可得到较大的平均传热温度差。

3. 传热系数

增大传热系数，可以提高换热器的传热速率。增大传热系数，实际上就是降低换热器的总热阻。式 (2-30) 表明，间壁两侧流体间传热总热阻等于两侧流体的对流传热热阻、污垢热阻及管壁导热热阻之和。由此可见，要降低总热阻，必须减小各项分热阻，但不同情况下，各项分热阻所占比例不同，故应具体问题具体分析，设法减小占比例较大的分热阻。一般来说，在金属换热器中壁面较薄且导热系数高，不会成为主要热阻。

污垢热阻是一个可变因素，在换热器刚投入使用时，污垢热阻很小，可不予考虑，但随着使用时间的加长污垢逐渐增加，便可成为阻碍传热的主要因素。

减小污垢热阻的具体措施有：提高流体的流速和扰动，以减弱污垢的沉积；加强水质处理，尽量采用软化水；加入阻垢剂，防止和减缓垢层形成；采用机械或化学的方法及时清除污垢。

当壁面热阻和污垢热阻均可忽略时，式 (2-32) 可简化为

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_i} + \frac{1}{\alpha_o} \quad (2-38)$$

要提高 K 值必须提高流体的 α 值。当两 α 相差很大时, 例如用水蒸气冷凝放热以加热空气, 则 $1/K \approx 1/\alpha_{\text{小}}$, 此时欲提高 K 值, 关键在于提高 α 小的那一侧流体的 α 。若 α_i 与 α_o 较为接近, 此时, 必须同时提高两侧的 α , 才能提高 K 值。

目前, 在列管换热器中, 为提高 α , 对于无相变对流传热, 通常采取如下具体措施:

- 1) 在管程, 采用多程结构, 可使流速成倍增加, 流动方向不断改变, 从而大大提高了 α , 但当程数增加时, 流动阻力会随之增大, 故需全面权衡。
- 2) 在壳程, 也可采用多程, 即装设纵向隔板, 但限于制造、安装及维修上的困难, 工程上一般不采用多程结构, 而广泛采用折流挡板, 这样, 不仅可以局部提高流体在壳程内的流速, 而且可迫使流体多次改变流向, 从而强化了对流传热。

对于冷凝传热, 除了及时排除不凝性气体外, 还可以采取一些其他措施, 如在管壁上开一些纵向沟槽或装金属网, 以阻止液膜的形成。对于沸腾传热, 实践证明, 设法使表面粗糙化或在液体中加入如乙醇、丙酮等添加剂, 均能有效地提高 α 。

【思考与练习】

1. 为什么逆流操作可以节约加热剂或冷却剂的用量?
2. 什么叫强化传热, 强化传热的有效途径是什么? 可采取哪些具体措施强化传热?
3. 在列管换热器中, 确定流体的流动空间时需要考虑哪些问题?
4. 在某列管换热器中, 管子为 $\Phi 25 \times 2.5 \text{ mm}$ 的钢管, 管内外的对流传热系数分别为 $200 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ 和 $2500 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, 不计污垢热阻, 试求:
 - (1) 此时的传热系数。
 - (2) 将 α_i 提高 1 倍时 (其他条件不变) 的传热系数。
 - (3) 将 α_o 提高 1 倍时 (其他条件不变) 的传热系数。

任务三 换热器的操作

【任务描述】

进行列管换热器开停车及故障处理仿真操作, 严格按照实际化工生产过程换热的要求进行操作, 要求相关设备使用与维护严格按照实际化工生产过程进行, 并做好操作记录。

【任务资讯】

一、换热器的正确使用原则

传热装置流程如图 2-22 所示。

- (1) 检查装置上的仪表、阀门等是否齐全好用。

(2) 打开冷凝水阀，排除积水和污垢；打开放空阀，排除空气和不凝气体，放净后逐一关闭。

(3) 打开冷流体进口阀并通入流体，而后打开热流体入口阀，缓慢或逐次地通入。做到先预热后加热，防止骤冷骤热对换热器的寿命。通入的流体应干净，以防结垢。

(4) 调节冷、热流体的流量，达到工艺要求所需的温度。

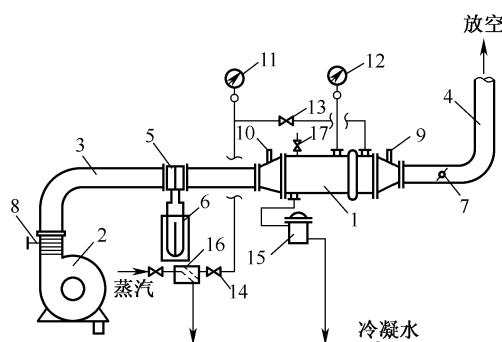
(5) 经常检查冷热流体的进出口温度和压力变化情况，如有异常现象，应立即查明原因，消除故障。

(6) 在操作过程中，换热器的一侧若为蒸气的冷凝过程，则应急时排放冷凝液和不凝气体，以免影响传热效果。

(7) 定时分析冷热流体的变化情况，以确定有无泄漏，如泄漏应及时修理。

(8) 定期检查换热器及管子与管板的连接处是否有损、外壳有无变形以及换热器有无振动现象，若有应及时排除。

(9) 在停车时，应先停热流体，后停冷流体，并将壳程及管程内的液体排净，以防换热器冻裂和锈蚀。



1—列管式换热器；2—鼓风机；3, 4—空气导管；5—孔板流量计；6—U型管压力计；7—碟形阀；
8—空气调节挡板；9, 10—温度计；11, 12—压力表；13, 14—蒸气阀；15—疏水器；
16—水分离器；17—放气嘴

图 2-22 传热装置流程图

二、异常现象及处理方法

异常现象及处理方法见表 2-12。

表 2-12 异常现象及处理方法

异常现象	原 因	处理方法
传热效率下降	1. 列管结垢或堵塞 2. 管道或阀门堵塞 3. 不凝气或冷凝液增多	1. 清理列管或除垢 2. 清理疏通 3. 排放不凝气或冷凝液
列管和胀口渗漏	1. 列管腐蚀或胀接质量差 2. 壳体与管束温差太大 3. 列管被折流挡板磨破	1. 更换新管或补胀 2. 补胀 3. 换管

续表

异常现象	原 因	处理方法
振动	1. 管路振动 2. 壳程流体流速太快 3. 机座刚度较小	1. 加固管路 2. 调节流体流量 3. 加固
管板与壳体 连接处有裂纹	1. 腐蚀严重 2. 焊接质量不好 3. 钱壳歪斜	1. 鉴定后修补 2. 清理补焊 3. 找正

【任务分析】

通过列管式换热器仿真单元操作，熟悉换热器仿真操作工艺流程，掌握换热器仿真训练操作规程，学会换热器的开、停车操作，能够判断并处理换热器操作异常及故障。

【任务实施】

步骤一：冷态开车。换热器仿真操作流程如图 2-23 所示。

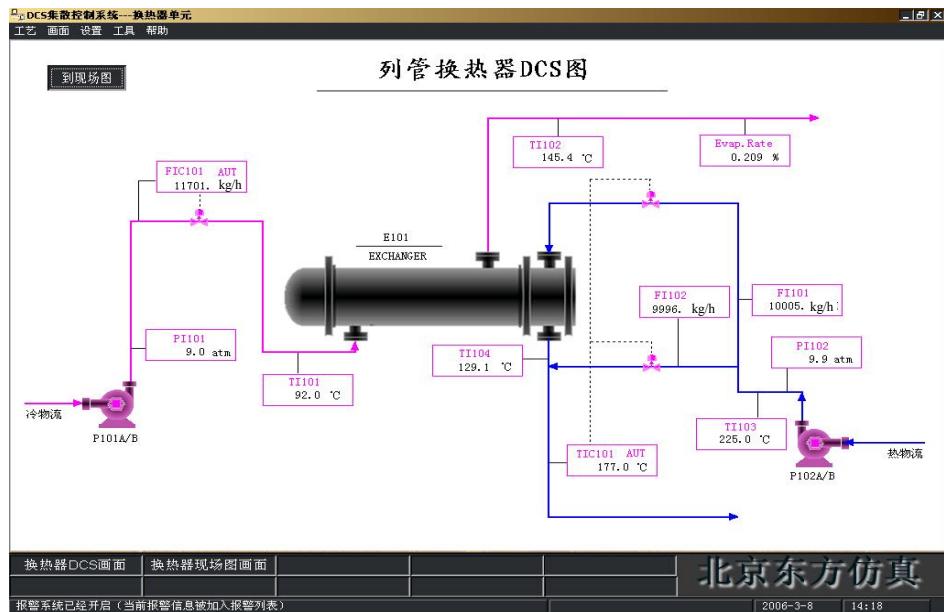


图 2-23 换热器仿真操作流程图

1. 启动冷物流进料泵 P101A

- (1) 确定所有手动阀已关闭，将所有调节器置于手动状态且输出值为 0。
- (2) 开换热器 E101 壳程排气阀 VD03 (开度约为 50%)。
- (3) 全开泵 P101A 前阀 VB01。
- (4) 启动泵 P101A。
- (5) 当泵 P101A 出口压力达到 9.0 atm (表) 时，全开 P101A 后手阀 VB03。

2. 冷物流进料

- (1) 依次全开调节阀 FV101、前后手阀 VB04 和 VB05，再逐渐手动打开调节阀 FV101。
- (2) 待壳程排气标志块由红变绿时，说明壳程不凝气体排净，关闭 VD03。
- (3) 开冷物流出口阀 VD04，开度为 50%，同时，手动调节 FV101，使 FIC101 指示值稳定到 12000 kg/h，FV101 投自动（设定值为 12000 kg/h）。

3. 启动热物流泵 P102A

- (1) 开管程排气阀 VD06（开度约为 50%）。
- (2) 全开泵 P102A 前阀 VB11。
- (3) 启动泵 P102A。
- (4) 待泵 P102A 出口压力达到正常值 9.9 atm（表），全开泵 P102A 后手阀 VB10。

4. 热物流进料

- (1) 依次全开调节阀 TV101A 和 TV101B 的前后手阀 VB07、VB06、VB09、VB08。
- (2) 待管程排气标志块由红变绿时，管程不凝气排净，关闭 VD06。
- (3) 手动控制调节器 TIC101 输出值，逐渐打开调节阀 TV101A 至开度为 50%。
- (4) 打开热物流出口阀 VD07 至开度为 50%，同时手动调节 TIC101 的输出值，改变热物流在主、副线中的流量，使热物流温度分别稳定在(177±2)℃左右，然后将 TIC101 投自动（设定值为 177℃）。

步骤二：正常运行。

熟悉工艺流程，维护各工艺参数稳定；密切注意各工艺参数的变化情况，发现突发事故时，应先分析事故原因，并做及时正确的处理。

步骤三：正常停车。

1. 停热物流泵 P102A

- (1) 关闭泵 P102A 后阀 VB10。
- (2) 停泵 P102A。

2. 停热物流进料

- (1) 当泵 P102A 出口压力 PI102 降为 0.1 atm 时，关闭泵 P102A 前阀 VB11。
- (2) 将 TIC101 置手动，并关闭 TV101A。
- (3) 依次关闭调节阀 TV101A、TV101B 的后手阀和前手阀 VB06、VB07、VB08、VB09。
- (4) 关闭 E101 热物流出口阀 VD07。

3. 停冷物流泵 P101A

- (1) 关闭泵 P101A 后阀 VB03。
- (2) 停泵 P101A。

4. 停冷物流进料

- (1) 当泵 P101A 出口压力 PI101 指示小于 0.1 atm 时，关闭泵 P101A 前阀 VB01。
- (2) 将调节器 FIC101 投手动。
- (3) 依次关闭调节阀 FV101 后手阀和前手阀 VB05、VB04。
- (4) 关闭 E101 冷物流出口阀 VD04。

5. 换热器 E101 管程排凝

全开管程排气阀 VD06、管程泄液阀 VD05，放净管程中的液体（管程泄液标志块由绿变红）后，关闭 VD05 和 VD06。

6. 换热器 E101 壳程排凝

全开壳程排气阀 VD03、壳程泄液阀 VD02，放净壳程中的液体（壳程泄液标志块由绿变红）后，关闭 VD02 和 VD03。

【知识拓展】

常见事故处理方法见表 2-13。

表 2-13 常见事故处理

事故名称	主要现象	处理方法
FV101 阀卡	FIC101 流量无法控制	打开调节阀 FV101 的旁通阀 VD01，并关闭其前后手阀 VB04 和 VB05；调节 VD01 开度，使 FIC101 指示值稳定为 12000 kg/h。通知维修部门
泵 P101A 坏	1. 泵 P101A 出口压力骤降 2. FIC101 流量指示值急减 3. E101 冷物流出口温度升高 4. 汽化率 EVAPO.RATE 增大	切换为泵 P101B（关闭泵 P101A，启动泵 P101B），通知维修部门
泵 P102A 坏	1. 泵 P102A 出口压力骤降 2. 冷物流出口温度下降 3. 汽化率 EVAPO.RATE 降低	切换为泵 P102B（关闭泵 P102A，启动泵 P102B），通知维修部门
TV101A 阀卡	E101 出口热物流温度和冷物流温度波动时，FI101 流量无法调节	打开 TV101A 的旁通阀 VD08，关闭 TV101A 前后手阀，调节 VD08 开度，使冷热物流出口温度和热物流流量稳定到正常值。通知维修部门
换热器 E101 部分管堵	1. 热物流流量减小 2. 泵 P102 出口压力略升 3. 冷物流出口温度降低 4. 汽化率下降	通知调度后，按正常停车操作停车后拆洗换热器（注意因设计常有一定余量，在情况不是很严重时，可以手控加大主线流量作临时处理）
换热器 E101 壳程结垢严重	1. 热物流出口温度升高 2. 冷物流出口温度降低	通知调度室，停车拆洗换热器

【思考与练习】

1. 冷态开车是先送冷物料，后送热物料；而停车时又要先关热物料，后关冷物料，为什么？
2. 开车时不排出不凝气会有什么后果？如何操作才能排净不凝气？

3. 为什么停车后管程和壳程都要泄液？
4. 你认为本系统调节器 TIC101 的设置合理吗？如何改进？
5. 请说出冷态开车的两种方法有什么不同。
6. 传热有哪几种基本方式，各自的特点是什么？
7. 影响间壁式换热器传热量的因素有哪些？