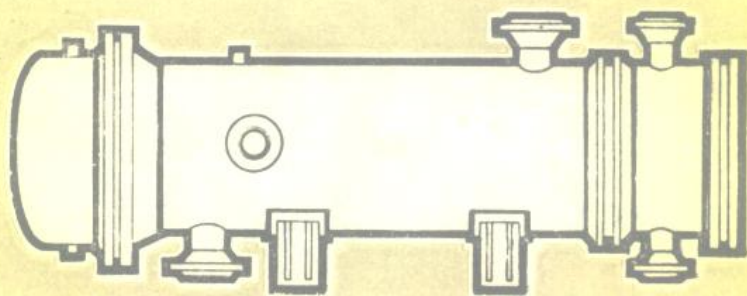


炼油设备工艺设计资料

冷换设备工艺计算

石油化学工业部石油化工规划设计院组织编写



石油工业出版社

6218

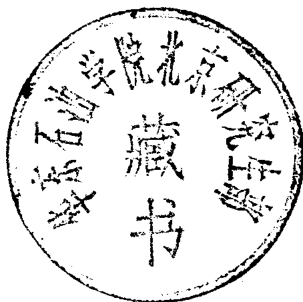
炼油设备工艺设计资料

冷换设备工艺计算

石油化学工业部石油化工规划设计院组织编写



00312523



200428894

石油工业出版社

内 容 简 介

本书系《炼油设备工艺设计资料》(全套共六册)中的一册。内容主要介绍炼油厂常用的冷换设备的工艺设计原则和方法,其中包括管壳式换热器与冷凝器、空气冷却器、重沸器和薄膜蒸发器等。重点内容是选型与工艺计算并附有计算图表和例题。可供从事炼油与化学工业中的研究、设计、生产与教学人员参考。

本书系由石油化学工业部第一石油化工建设公司设计研究所负责编写。

炼油设备工艺设计资料 冷 换 设 备 工 艺 计 算 石油化学工业部石油化工规划设计院组织编写

★
(根据石油化学工业出版社纸型重印)

石油工业出版社出版

(北京和平里七区十六号楼)

北京顺义燕华营印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行

★

开本 $787 \times 1092 \frac{1}{4}$, 印张 $15 \frac{1}{4}$, 字数 353 千字 印数 3,551—10,400

1979 年 8 月北京新第 1 版 1981 年 8 月北京第 2 次印刷

书号 15037·2037 定价 1.60 元

目 录

第一章 换 热 器

第一节 概述	1
第二节 管壳式换热器	1
一、类型及其优缺点	1
二、结构的选择和确定	2
第三节 换热流程与操作条件的确定	4
一、换热流程	4
二、操作条件的确定	9
第四节 基本关系式、经验数据及有关说明	11
一、基本关系式	11
二、基本关系式中各项数值的计算	12
三、基本关系式的实际意义	21
四、结垢问题	21
第五节 管壳式换热器的计算	25
一、管壳式换热器的膜传热系数	26
二、管壳式换热器的压力降	38
三、管壳式换热器计算中的合理性问题	47
第六节 套管式换热器和水箱冷却器的计算	54
第七节 旁路挡板	56
第八节 计算程序	58
第九节 例题	59
〔例一〕 换热流程图示法——温位图举例	59
〔例二〕 核算既定型号的换热器	61
〔例三〕 选用适宜型号的换热器(方法一)	63
〔例四〕 选用适宜型号的换热器(方法二)	66
附录	68
符号表	78
参考文献	80

第二章 空 冷 器

第一节 概述	81
第二节 空冷器的结构	81
第三节 设计条件与基本参数	83
一、设计条件	83

二、空冷器设计中的几个基本参数	85
第四节 调节与布置	87
一、空冷器的调节	87
二、布置上的考虑	87
第五节 传热系数	88
一、总传热系数	88
二、管外空气膜传热系数	89
三、管内工艺流体的膜传热系数	92
第六节 对数平均温度差及其校正系数	101
第七节 压力降及风机功率	103
一、管内流体的压力降	103
二、管外空气压力降及风机的全风压	104
三、风机功率	104
四、动力消耗	106
第八节 空冷器的设计计算步骤	106
一、冷却过程或全冷凝过程	107
二、冷凝冷却过程或含有不凝气的部分 冷凝过程	107
第九节 例题	108
〔例一〕 冷却	108
〔例二〕 全部冷凝	110
〔例三〕 可凝气部分冷凝	113
〔例四〕 含不凝气的部分冷凝过程(催化 分馏塔顶冷凝冷却器)	115
〔例五〕 含不凝气的部分冷凝过程(常压 分馏塔顶冷凝冷却器)	116
〔例六〕 气体冷却、冷凝及凝液过冷	117
附录	121
符号表	127
参考文献	129

第三章 冷 凝 器

第一节 冷凝器的机理与选型	130
一、冷凝机理	130
二、冷凝物与冷却介质	131
三、选型	131
四、安装注意事项	132

第二节 传热方程式与饱和气体的冷凝	
膜传热系数	133
一、基础方程式	133
二、膜状冷凝的平均膜传热系数 $\bar{h}$ 的定义	133
三、膜状冷凝的平均膜传热系数 $\bar{h}$ 关联式	134
四、雷诺数、气体流速与流向对冷凝膜传热系数的影响	142
五、冷凝器安排方式对冷凝膜传热系数的影响	142
第三节 可凝气冷凝过程的计算	144
一、过程分类	144
二、计算步骤与总传热系数参考值	145
三、具体过程的计算方法	146
第四节 含不凝气的冷凝冷却过程	150
一、简算法	151
二、联合法	153
三、综合法	154
四、变换法	158
第五节 冷却水及其膜传热系数	161
第六节 压力降	162
第七节 例题	163
〔例一〕 单组分全冷凝	163
〔例二〕 油气全冷凝	164
〔例三〕 含不凝气的冷凝冷却 (简算法)	165
〔例四〕 含不凝气的冷凝冷却 (联合法)	167
〔例五〕 部分冷凝和含不凝气的冷凝 (变换法)	168
〔例六〕 含不凝气的冷凝冷却 (综合法)	173
符号表	180
参考文献	182
第四章 重沸器	
第一节 重沸器的种类和选型	183
第二节 罐式和卧式热虹吸重沸器的设计	186
一、传热不安定现象和临界最大热强度	186
二、传热系数	188
三、压力平衡设计	194
第三节 立式热虹吸重沸器的设计	199
一、显热段的传热系数和长度	199
二、立式热虹吸重沸器的压力降和安装尺寸	203
三、蒸发段的传热系数和热强度	207
第四节 计算步骤	209
一、罐式重沸器	209
二、卧式热虹吸重沸器	209
三、立式热虹吸重沸器	210
第五节 例题	211
〔例一〕 罐式重沸器	211
〔例二〕 卧式热虹吸重沸器	213
〔例三〕 立式热虹吸重沸器	218
附录	222
符号表	226
参考文献	228
第五章 薄膜蒸发器	
第一节 薄膜蒸发器的种类和选型	229
一、种类	229
二、选型	232
第二节 升膜蒸发器的设计	232
一、升膜蒸发器和罐式蒸发器的比较	232
二、传热系数	233
三、操作条件的选择和管内流动状态的判断	233
四、长径比	234
五、传热温差	234
第三节 例题	235
符号表	239
参考文献	240

第一章 换 热 器

第一节 概 述

换热器的种类很多，有管壳式、套管式、管箱式以及各种板式换热器。

在各种换热器中，适应性最大、使用最广泛的是管壳式换热器。在中等压力（ ~ 40 公斤/厘米²公称压力）情况下，采用管壳式换热器最为合适。它的传热面积等级较多，选择的余地最大。特别当流体的流率较大时，若采用其它类型的换热器，就有一定的困难。对于高压过程，一般可选用U形管换热器。从广义的角度说，它也是管壳式的一种型式。与此相反，当流体的流率较小时，为了获得较大的传热效果，即较高的传热系数，采用管壳式换热器就不一定适宜，因为它不能保证合理的流速。在此情况下，可以按具体条件选用套管式或板式换热器。板式换热器具有体积小、设备紧凑、传热效能高、金属耗量少的优点，但因受结构和垫片性能的限制，所以当压力或温度稍高时，采用板式换热器就很不适宜了。因此对于流量小的流体，当压力与温度较低，特别是当介质对碳钢具有腐蚀性，或者介质的粘度很高时，推荐选用板式换热器；如果流量虽小，但压力或温度较高，则应该选用套管式换热器。管箱式换热器是一种比较陈旧的型式，水箱冷却器就是其中的一种，它体积大、金属耗量多、传热效能低。过去由于考虑到当冷却水因故中断时，为了保证装置安全停车，所以对某些油品的冷却多采用水箱式冷却器。近几年来，它已多半被管壳式冷却器所代替了。

根据炼油厂的具体情况，本章主要介绍管壳式换热器，同时提供套管换热器与水箱冷却器的计算方法。

第二节 管壳式换热器

一、类型及其优缺点

管壳式换热器有浮头式和固定管板式两种。两者相比，浮头式的优点是：壳体与管束的温差不受限制，管束便于更换，同时壳程可以用机械方法进行清扫；固定管板式的优点是：结构简单，造价低。因此从经济的角度上来看，如果工艺条件允许时，应该优先选用固定管板式换热器。但是当遇到以下两种情况时，就应该选用浮头式换热器：

（1）壳体和管子的金属温度差超过 30°C ，或者冷流进口和热流进口之间的极限温度差超过 110°C 。在此情况下如果采用固定管板式换热器，就会因热应力使管板胀口处产生泄漏。在现场实际使用中超过上述数值的也不少，所以目前还不能做确切的规定。

（2）容易使管子腐蚀或者在壳程中容易结垢的介质不能采用固定管板式换热器，否则管束既无法更换，又无法用机械清扫。

目前国产管壳式换热器各种系列的特征见表 1—1。

表 1-1 各种换热器系列的特征

种 类	系列名称	管 子 尺 寸		管 子 排 列 方 式	壳程数
		管子外径×厚度, 毫米	管 长, 米		
固定管板式			1.5; 2; 3; 6	□ (正方形排列)	1
浮 头 式	F _A	φ19×2	3; 6	△ (正三角形排列, 错列)	1
	F	φ19×2	3; 6	△ (正三角形排列, 错列)	2
	F _B	φ25×2.5	3; 6	◇ (正方形排列, 转45°)	1

二、结构的选择和确定

(一) 管子的外形、排列方式与几何尺寸

1. 管子外形

管壳式换热器的管子外形有光管与螺纹管两种。当壳程流体的膜传热系数只有管程的1/3时, 采用螺纹管是合理的, 因为它能强化壳程的传热过程, 从而提高总的传热效果; 对于容易结垢的壳程介质, 当采用螺纹管换热器后, 结垢的速度显著地降低, 因而使操作周期成倍地增加。

2. 管子排列方式

同一壳径采用正三角形排列可以比正方形或正方形转45°排列的多排17%的管子, 因而单位面积的金属耗量较低。一般在壳程不易结垢或可以进行化学清洗的场合, 推荐采用正三角形排列。在必须考虑机械清扫的场合, 则采用正方形转45°排列。

3. 管径

由于小直径的管子可以承受更大压力, 因而管壁较薄, 同时, 相同的壳径, 可排较多的管子, 因此传热面积较大, 单位传热面积的金属耗量较低。例如采用φ19×2毫米的管子比φ25×2.5毫米的管子, 管束可以节约20%的金属耗量。所以, 在管程结垢不是很严重以及允许压力降较高的情况下, 采用φ19×2毫米直径的管子是合理的。在国外一些石油化工装置中, 甚至有采用10毫米直径的管子, 在深冷和空分装置中, 已有采用5~7.5毫米直径的管子。

4. 管长

浮头式换热器系列中的管长有6米和3米两种, 在炼厂设计中最常用的是6米管长。大壳径的换热器, 目前有用到9米长的管子。壳径较大的换热器采用较长的管子更为经济。对于固定管板式换热器这一点更为明显。具体数字可由表1-2看出。

将上述情况归纳起来, 可见用较小的管径和较长的管子, 按三角形排列, 能够节约较多的钢材。因此当条件适合时, 在现有系列中推荐采用F_A或F型的换热器。

(二) 壳径

换热器的壳径越大, 单台换热器的传热面积越大, 而单位传热面积的金属耗量则越低。从图1-1可以清楚的看出这点。

因此, 采用一台大的换热器比采用几台小换热器更经济。由于炼油装置中换热器的数量很多, 累积起来, 钢材节约量是非常可观的。以250万吨/年常减压装置为例, 同样采用

表 1—2 不同管长换热器的金属耗量比较

结 构 型 式	壳 径, 毫米	管 子 长 度, 米	单位传热面积金属耗量 公斤/米 ²
固 定 管 板 式	500	3	36.8
		6	31.6
	400	1.5	54.6
		2	47.5
		3	40.5
		6	33.6

正方形转 45° 排列, $\phi 25 \times 2.5$ 毫米管子, 换热器的平均壳径如由 0.7 米增加至 1 米, 钢材消耗量即可节约 42 吨。

由图 1—1 还可以看出各种型式换热器之间金属耗量的差别。而所有这些不同型式换热器的单位面积金属耗量, 均随壳径的增加而降低。

(三) 单壳程和双壳程

在采用一定的壳径时, 如果管程的条件比较合理, 而壳程的流量很小, 即使采用最小的折流板间距, 流速还是很低, 以致使壳程一侧成为控制热阻, 同时壳程可利用的压力降又很大时, 可考虑采用双壳程结构。由于压力降和流道的长度成正比, 与流速的平方成正比, 因此, 对于同一流量, 采用双壳程时, 壳程压力降约比单壳程的增加 6~8 倍。所以一方面应注意使双壳程用在正确的场合, 同时也要注意单壳程与双壳程在计算方法上的差别。

在采用双壳程结构时, 对数平均温度差的校正系数比单壳程的稍高, 这也是双壳程的一个优点。

(四) 防冲板及导流筒

当流体通过换热器进口嘴子的流速较高, 或流体中含有固体粒子时, 为了防止流体进入壳体时使管子直接受到冲击或冲刷, 可以在壳体进口处的管束上安装防冲板。

流体经过嘴子的最大合理流速如表 1—3 所示。如液体中带有固体, 气体中带有固体或液体, 表中的数值需相应地降低。

通过现场实践发现防冲板的压力降有时很大, 其根本原因在于防冲板与壳体 (即嘴子入口处) 的间距太小, 使流体进入壳程时的流速太快。因此当流体经过嘴子的流速不高时, 也可以不装防冲板。

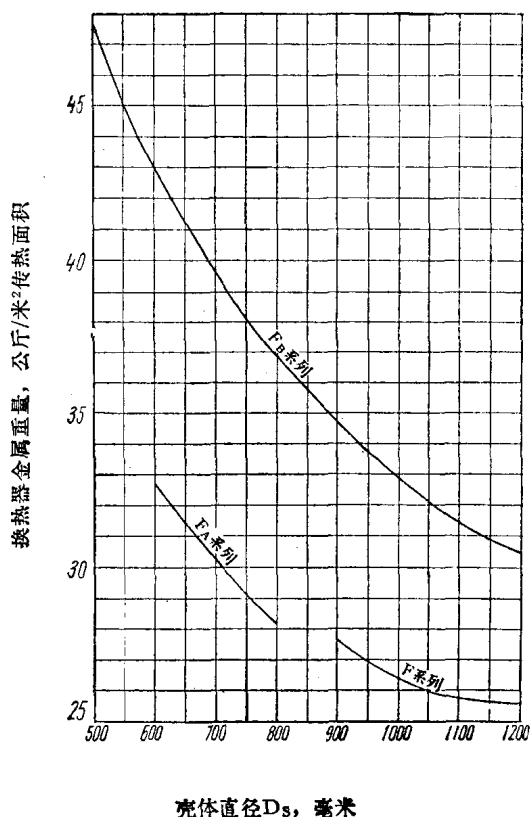


图 1—1 换热器单位传热面积金属耗量
说明：以公称压力 16 公斤/厘米² 的浮头式换热器为比较基础。

表 1-3 冷换设备进出口嘴子的
最大允许流速

介 质	粘 度 厘泊	嘴子最大允许流速 米/秒
液 体	<1	2.5
	1~35	2.0
	35~100	1.5
	100~500	0.75
	500~1000	0.70
	>1500	0.60
气 体		相当于壳程气体最大 流速的120~140%

为了减少流体经过防冲板的压力降，应注意以下两点：

(1) 在使用前检查一下防冲板的安装位置，尽量使它与管束紧贴，以便在流体进入壳体的入口时留出足够的通道。一般要求是：防冲板与壳体间的通道面积至少要等于进口嘴子截面积的1.25倍，愈大愈好。由于目前的系列结构不能满足这一要求，可暂时在防冲板上打孔，孔的总面积与防冲板四侧通道面积之和应为嘴子截面积的1.25倍。必须注意不要将孔正对着管子。

(2) 在订货时最好注明进出口位置，要求在壳程的出口不要安装防冲板，并在使用前认真地检查一下，如已装上应将其拆去。

在壳程的入口处也可以设置导流板或导流筒，它既能起到防冲板的作用，又能引导流体垂直地流过管子的两端，使后者也能有效地传热。因此在最近十年左右，大型换热器中的防冲板已被导流结构所代替。

第三节 换热流程与操作条件的确定

在对换热器进行具体的工艺计算之前，首先应该考虑如何合理地安排换热流程。在安排换热流程的同时，对温度等操作条件也应该随之加以确定。这两个问题对设计结果的影响，可能比换热器本身的工艺计算还要大得多。换热流程与操作条件本来是互相联系的，但为方便起见，将其分别说明。

一、换 热 流 程

研究换热流程的目的是要在经济合理的条件下最大限度的回收热量。

换热流程问题与全装置的工艺流程和全厂的热能综合利用密切相关。因此，首先不应局限在局部的换热方案上，应该先从全厂的工艺流程和热能综合利用问题着眼，然后再研究局部的换热方案。例如，采用联合装置直接热进料，就可以省掉不少不必要的加热和冷却的步骤。又如有一些装置，如催化裂化、延迟焦化等，热量是过剩的，因而就需要和全厂的热能综合利用问题联系在一起考虑。总之，局部是服从全局的，只有先把全局性的问题安排好，才能得出最好的方案。

在换热过程中，尽可能多回收热量和尽可能少用换热面积是矛盾的。因此，研究换热流程的关键在于充分利用各个热源的温位。现将需要考虑的问题，及拟定换热流程的有效工具——换热流程图示法，依次说明如下。

(一) 换热流程设计中考虑的问题

1. 选择热源应注意的几个关系

(1) 换热和发生蒸汽

随着热能综合利用的发展，炼厂蒸汽的自给率在逐步提高，这在经济上和避免意外的停汽事故上，都是有意义的。当某一装置的热能过剩，例如焦化装置的进料是减压热渣油，

不需要再与装置的热源进行换热，此时即可将热源用于发生蒸汽。另外，原油换热高温端的热源，在换热后温度还比较高，也可以考虑发生蒸汽后再进行冷却，以增加热回收率。

为了充分利用热源的温位，可根据炼厂需要分别生产低压蒸汽和10公斤/厘米²或更高压力的中、高压蒸汽。

(2) 本装置的热源和外装置的热源

为了避免因为一个装置的停产而影响其它装置，在安排换热流程时，一般总是尽量和本装置的热源换热。但这不是绝对的，应该根据具体情况进行分析。例如催化裂化装置的剩余热量很多，都用来发生蒸汽在经济上并不合理。同时全厂蒸汽如果主要都靠催化裂化装置供给，一旦催化裂化装置停产，其它装置同样会受到严重影响。此时可以考虑将其热源用在生产联系密切的装置上。例如稳定吸收装置的原料是催化裂化装置的富气，当催化裂化装置开工时，它才有原料。因此所需的热源一般都由催化裂化装置提供。

催化裂化装置的油浆，温度高，热容量大，实践证明，催化油浆用于常减压装置的原油换热是很有利的。

(3) 换热和冷却

换热和冷却是互相联系的，热源在换热过程中也就被冷却了。

过去炼厂有一些热源，习惯上是直接冷却而不换热的，例如常压塔顶的汽油等。随着炼厂设备可靠性的提高和热能综合利用的发展，这些热源的换热问题又重新提了出来。国外一些炼厂已经又将常压塔顶汽油用于换热。

在一些装置的设计中，塔的中段回流在换热后，经过冷却再返回塔内。这样作是不合理的。在取走一定的回流热的情况下，不如增加中段回流的流量，减小中段回流出塔和返塔的温差，相应提高返塔温度更为有利。

过去，减压渣油换热后，还要经过水箱式冷却器冷却，再出装置。而水箱式冷却器的金属耗量较大，同时在装置内产生大量的雾汽，也影响周围环境。现在设计的趋势是增加渣油的换热量，取消渣油水箱式冷却器，渣油在换热后直接出装置。

(4) 温位和热容量

温位是表达流体温度高低的一个专用术语；热容量是当流体的温度每降低一度，它在每小时内所放出的热量。

换热器的温差不仅取决于热源的温位，而且也 and 热源的热容量有密切的关系。由于在换热过程中，冷流的温度不断升高，而热流的温度不断降低。如果热源的热容量较小，在换热过程中温降很快，就会使平均传热温差较低。

因此，在选择热源时，除了温度之外，热源的热容量也是一个重要的指标。

减压渣油和催化裂化油浆，由于其温度既高，热容量又大，是很好的热源，应该充分利用它们进行换热。

2. 选择有利于换热的工艺流程

在满足生产要求的条件下，选择有利于换热的工艺流程。

例如，常压塔顶的回流取热，可以有两种方式（图1—2）。

第一种方式图1—2(1)接近于热回流，塔顶回流入塔温度较高，因而和冷却水（或空气）之间的平均传热温差较高。而在第二种方式中图1—2(2)，塔顶回流入塔的温度较低，和塔顶产品的冷却终温相同，因而和冷却水（或空气）之间的平均传热温差较小。因

此, 在一定的条件下, 特别是在大型装置中, 当常压塔顶汽油用于换热时, 采用第一种回流方式是有利的。

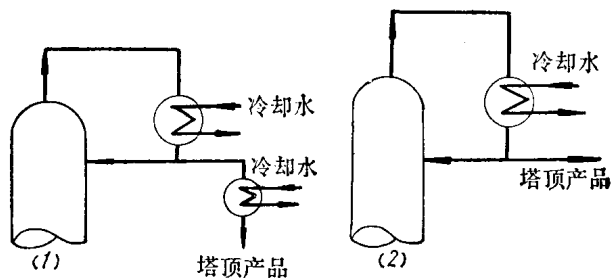


图 1—2 塔顶回流取热方式

又如催化裂化分馏塔, 由于塔顶产品中不凝气含量很多, 同时塔顶热负荷又很大。采用顶部循环回流代替塔顶回流, 可以使回流热在较高的温度下取出, 便于换热, 同时避免了不凝气传热系数低的缺陷。

再如在满足工艺要求的条件下, 适当增加下部中段回流取热量, 相应减少上部中段回流取热量, 可以使回流热在较高温度下取出, 有利于换热。这也是油品分馏塔最近设计中的一个发展趋势。

上述只是几个特例。总之, 换热流程和装置以及全厂的工艺流程有密切的关系, 在选择换热流程时, 应该全面分析。

3. 安排换热的顺序

换热顺序就是各种热源与同一冷流换热的先后次序。

当主要目的是加热冷流时, 一般总是先和温度较低的热源换热, 然后再和温度较高的热源换热, 这样总的平均传热温差较高。

但对热容量较小的热源, 由于在换热过程中热源的温降很快, 出口端的温差小, 因此虽然热源的温度较高, 也应排在较前面。

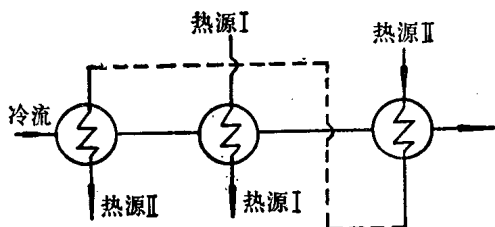


图 1—3 二次换热流程示意图

对于热容量大, 温度又较高的减压渣油等热源, 可以采用二次换热流程, 即当热源的温度降低以后, 绕过几个其它的热源, 到前面去和冷流换热。如图1—3所示。

采用二次换热的流程, 能够更最大限度地利用热源, 同时可以使总的传热过程在平均传热温差较高的情况下进行。

对于减压渣油, 采用二次换热的流程, 可以使渣油在换热后即能达到出装置的要求, 从而可以不用渣油水箱式冷却器。

以上说明, 可从下面介绍的换热流程图示法 (温位图) 中更清楚的看出。

(二) 换热流程图示法

换热流程的排列组合是很多的, 要在很多方案中进行选择, 计算工作量必然很大。采用换热流程图示法可以较快地从很多方案中选出几种可供最后进行具体比较的方案。

换热流程图示法如图1—4所示。该图可称为温位图。

以常减压装置中原油预热为例：图1—4中的横座标为原油的累计热负荷，纵座标为油品的温度。先画好原油热负荷随原油温度变化的曲线，再相应地画上每个热源的温位线。若换热流程中的某换热器由原油与渣油换热，原油由 t_1 （A点）加热到 t_2 （B点），根据热平衡计算渣油由 T_1 （C点）冷却到 T_2 （D点），则C点与D点的横座标应分别与B点和A点的横座标相同。

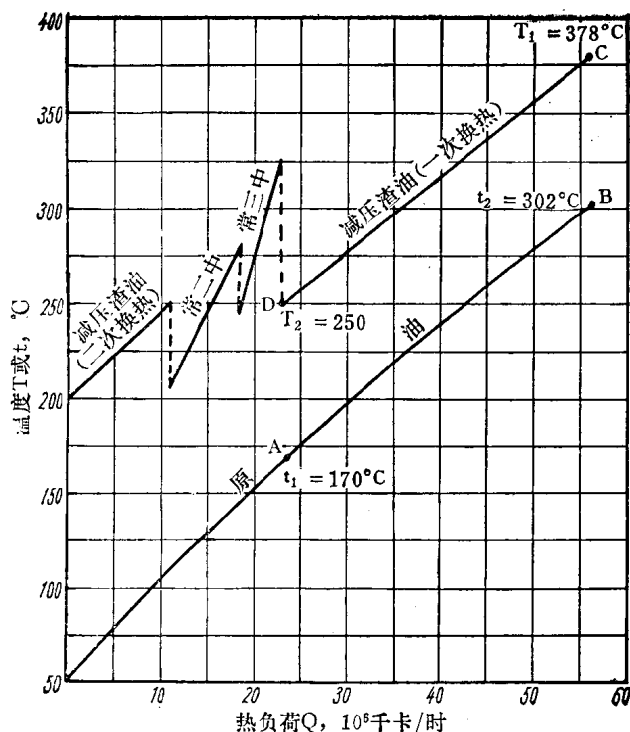


图 1—4 换热流程图示法——温位图

若原油的换热流程分几路进行，可将每路分别绘制温位图，亦可将几路画在同一张图上，具体画法见〔例一〕。

从温位图中能够清楚地看出，换热顺序是否合理，换热温度是否适宜，以及热源是否已充分利用。因此换热流程图示法是进行方案比较的一种有用工具，可在设计中加以使用。

（三）几种换热流程

炼油装置特别是常减压装置，其换热流程可以有很多方案。但从发展过程来看，以原油换热流程为例，可以归纳为如图1—5所列四种类型。

最初采用浅度换热，随着对热能利用程度的提高，换热的程度也不断加深。在图1—5所述四种类型中，经过技术经济比较，据称以第三种类型最为经济。根据上述几种流程中所列的数据，可以估计：若用减压渣油及催化裂化的油浆做为热源，将原油换热到300~310°C是可能的。

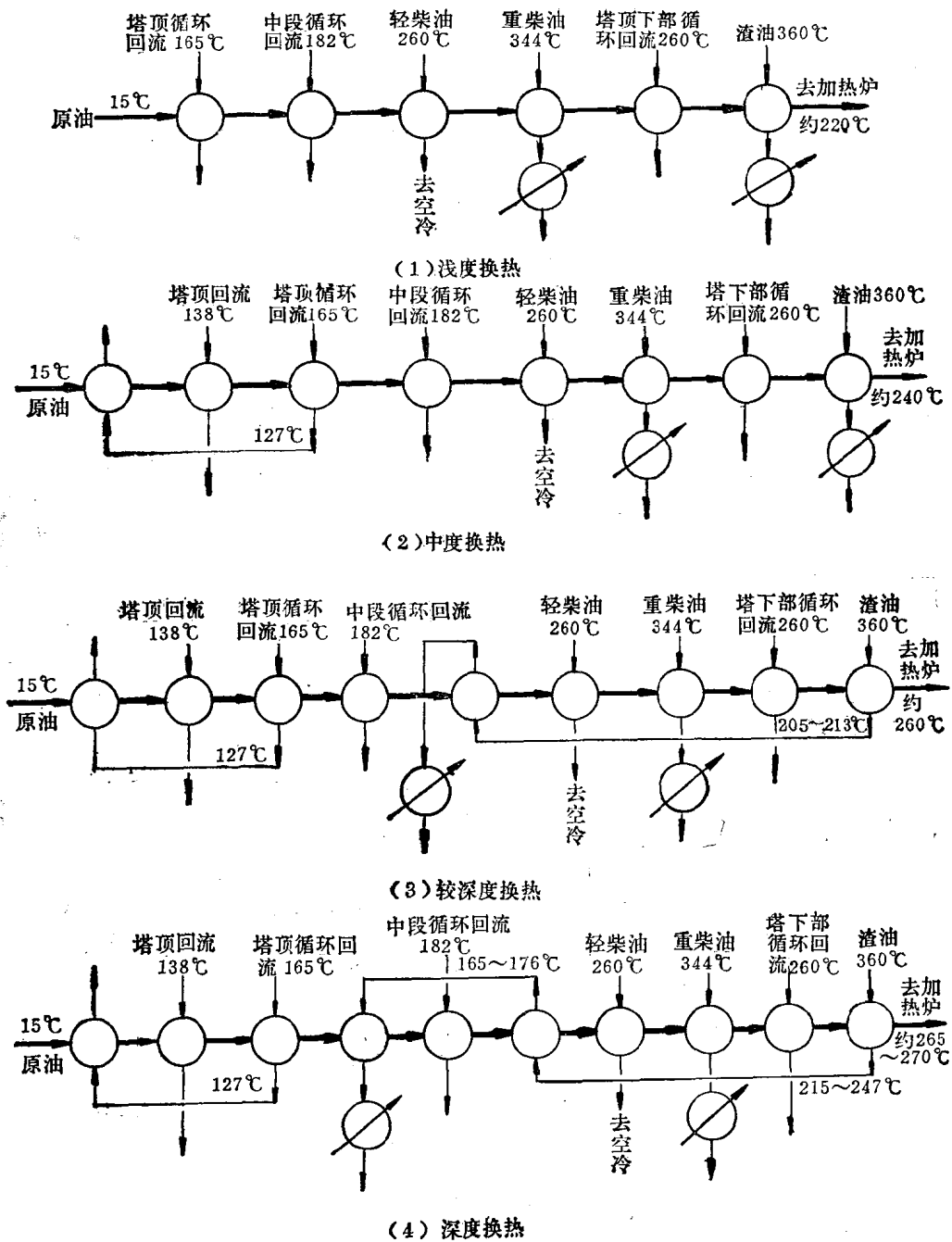


图 1—5 几种换热流程

二、操作条件的确定

在确定换热器的操作条件之前，最好先考虑一下那一个介质走管程，那一个介质走壳程。

由于影响的因素很多，所以在选择管壳程的介质时，应该抓住主要矛盾，即确定某些介质最好走管程或最好走壳程。如无特殊要求，然后再加以选择。

对于有特殊要求的介质，例如有腐蚀、有毒性，温度或压力很高以及结垢比较严重时，应按下列原则处理：

(1) 腐蚀性介质如走壳程，则管、壳程材质均会遭受腐蚀。因此，一般易腐蚀的介质走管程，可以降低对壳程材质的要求。

(2) 有毒性的走管程，泄漏机会较少。

(3) 当介质的温度或压力很高，以致必须增加金属厚度，或由碳钢改为合金钢时，温度或压力高的走管程，这样可以降低对壳程材质的要求。应该指出，如果介质的温度和压力虽然较高，但仍在换热器标准的允许范围内，则此条可以不必作为主要矛盾来考虑。

(4) 容易结垢的介质走管程，因为便于清扫污垢。例如，在冷却器中，一般均为水走管程，被冷却的介质走壳程。

当上述情况排除后，介质走管程还是走壳程一般主要应着眼于提高传热系数和最充分的利用压力降。流体在壳程内的流动容易达到湍流，雷诺数在 10 以下才是层流，100 以上即为湍流。而对于管内的流动，雷诺数要到 10000 以上才是湍流，2100 以下即为层流。因而，把粘度大或流量小，即雷诺数较低的流体选在壳程，一般是有利的。反之，如果在管程能达到湍流条件，则安排它走管程就比较合理。若从压力降的角度来选择，一般说也是雷诺数小的走壳程有利，反之走管程有利。上述比较，其定量关系在第二节中将进一步说明。

如果两种流体传热系数相差很多，可将传热系数低的放在壳程，以便采用螺纹管或翅片管。

当管程介质和壳程介质决定后，即可确定操作条件，其中有流速（包括压力降）及换热终温。

(一) 流速

流速是换热器设计中的重要变量。流速高则传热系数也高，同时压力降增加，功率消耗也随之增加。在不少情况下，由于泵规格之间级差很大，所选用的泵其扬程常有富余。根据离心泵的特性曲线，为了使泵的操作效率合理，泵的出口压力也不能太低，这样泵所作的功就白白地消耗在调节阀等压力降上。在此情况下，充分利用泵所作的功，增加流速，从而提高传热系数，就是非常有利的。有时，流体经过换热器不是用泵作动力，而是依靠两个设备之间的压差，也同样有充分利用有效压差的问题。这时可将可以利用的压差扣除一定的安全系数后，作为允许压力降，以计算流速。为了避免设备的严重磨损，所算出的流速不应超过最大允许的经验流速。例如水在管内的最大允许流速和材质的关系，可由表 1—4 查出。一般油品的管内最大允许流速为 2.7~3 米/秒。含有固体颗粒的油品，如催化裂化油浆，其最大流速不能超过 1.8 米/秒。

表 1-4 水的流速表

类 别	管 材	最低流速, 米/秒	最高流速, 米/秒	适宜流速, 米/秒
凝 结 水	钢 管	0.6~0.9	3.0	1.8~2.4
河 水 (干净的)	钢 管	0.6~0.9	3.7	1.8~2.4
循 环 水 (处理的)	钢 管	0.6~0.9	3.7	1.8~2.4
海 水	含铜镍的管	0.75~0.9	3.0	1.8~2.4
海 水	铝 铜 管	0.75~0.9	2.4	1.8~2.4

壳程液体的最大允许流速一般约为管程的一半。壳程气体的最大允许流速可由图1—6查得。当有雾滴或悬粒时, 所用速度应比图中查出的低些, 以免磨损。图中为最大允许流速, 当需要减小压力降时, 可采用较小的数值。

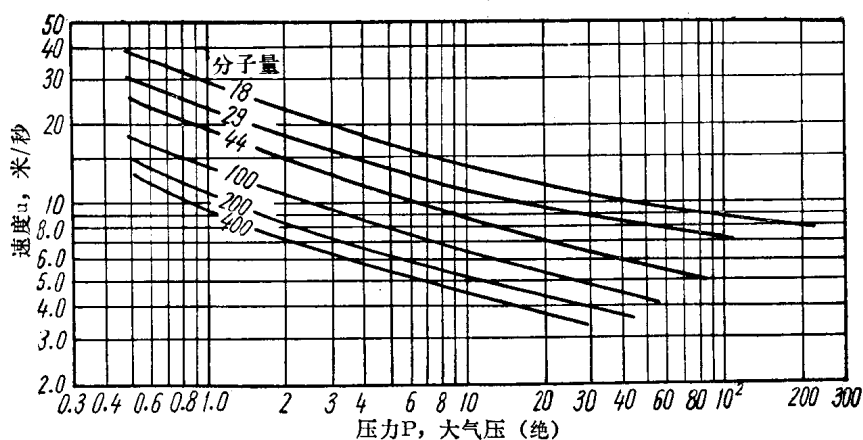


图 1-6 换热器壳程气体最大允许流速

流体在换热器中合理的流速不能机械地加以规定, 应该由允许压力降来决定。在一般情况下, 可由操作压力决定一合理的压力降, 然后计算相应的流速。对压力降的规定可参考表1—5。

表 1-5 换热器合理的压力降

操 作 情 况	操 作 压 力	合 理 的 压 力 降
减 压 操 作	$P = 0 \sim 1$ 公斤/厘米 ² (绝压)	$\Delta P = \frac{P}{10}$
低 压 操 作	$P = 0 \sim 0.7$ 公斤/厘米 ² (表压)	$\Delta P = \frac{P}{2}$
	$P = 0.7 \sim 10$ 公斤/厘米 ² (表压)	$\Delta P = 0.35$ 公斤/厘米 ²
中 压 操 作 (包括用泵输送的流体)	$P = 10 \sim 30$ 公斤/厘米 ² (表压)	$\Delta P = 0.35 \sim 1.8$ 公斤/厘米 ²
较 高 压 操 作	$P = 30 \sim 80$ 公斤/厘米 ² (表压)	$\Delta P = 0.7 \sim 2.5$ 公斤/厘米 ²

对密度大的液体, 其摩擦动力消耗和传热速率相比一般是小的。因此, 适当提高流速是有利的。而在密度小的流体 (如气体) 的换热器中, 传热系数既低, 克服阻力所需的动

力消耗又大,在考虑提高流速时,应注意合理性。

(二) 换热终温

换热终温有时是由工艺过程的需要决定的。

当换热终温可以选择时,其数值对换热器是否经济合理有很大影响。因为它影响到热强度和换热效率。在热流进口温度和冷流出口温度相等的极限情况下,热量利用的效率即换热效率虽然最大,但热强度为最小,需要的传热面积为最大。另外在决定换热终温时,一般不希望出现温度交叉现象,即不希望冷流的出口温度高于热流的出口温度,否则会出现反传热现象。当遇到这种情况时,可采用几个串联的换热器来解决。

为了合理的规定换热终温,可参考下述数据:

(1) 热端的温度差 $\leq 20^{\circ}\text{C}$;

(2) 冷端的温度差分三种情况考虑:

1) 两种流体换热时,在一般情况下端点温度差不小于 20°C ;

2) 两种流体换热时,若热流尚需进一步冷却,冷流尚需进一步加热,则冷端的温度差不小于 15°C ;

3) 流体用水或其它冷媒冷却时,冷端温度差不小于 5°C 。如果超出上述数据,希望做技术经济比较。关于冷却水的出口温度,另见第三章冷凝器。

第四节 基本关系式、经验数据及有关说明

一、基本关系式

单位面积传递的热量 Q/A 与温度差 ΔT 成正比,与各项热阻之和 ΣR 成反比,即:

$$\frac{Q}{A} = \frac{\Delta T}{\Sigma R} = \frac{\Delta T}{\frac{1}{K}} = K \Delta T \quad (1-1)$$

通常将这个基本关系式写成:

$$Q = KA(\Delta T) \quad (1-2)$$

其中 K 为各项热阻之和的倒数,即

$$K = \frac{1}{\frac{A_0}{A_i} \left(\frac{1}{h_i} + r_i \right) + r_p + \left(\frac{1}{h_o} + r_o \right)} \quad (1-3)$$

式1-1、1-2、1-3中 Q ——热负荷,千卡/时;

A ——传热面积(以管外表面积为基准),米²;

A_i ——管内壁的表面积,米²;

A_o ——管外壁的表面积,米²;

ΔT ——有效平均温度差, $^{\circ}\text{C}$;

ΣR ——热阻之和,米²·时· $^{\circ}\text{C}$ /千卡;

K ——总传热系数(以管外壁表面积为基准),千卡/米²·时· $^{\circ}\text{C}$;

h_i ——管内流体的膜传热系数(以管内壁表面积为基准),千卡/米²·时· $^{\circ}\text{C}$;

r_i ——管内流体的结垢热阻 (以管内壁表面积为基准), 米²·时·℃/千卡;

r_p ——管子的热阻 (一般金属管子可以忽略不计), 米²·时·℃/千卡;

h_o ——管外流体的膜传热系数 (以管外壁表面积为基准), 千卡/米²·时·℃;

r_o ——管外流体的结垢热阻 (以管外壁表面积为基准), 米²·时·℃/千卡。

如果 h_i 及 r_i 以管外壁表面积为基准, 则在式(1—3)中应省去 $\frac{A_o}{A_i}$ 项。

二、基本关系式中各项数值的计算

1. 热负荷 Q 由热平衡计算

$$Q = WC_p(T_1 - T_2) \quad (1-4)$$

或

$$Q = W(i_1 - i_2) \quad (1-5)$$

式中 W ——流体的流率, 公斤/时;

C_p ——流体的比热, 千卡/公斤·℃;

i ——流体的热焓, 千卡/公斤;

下标1, 2——分别指进口与出口条件。

对于壳程流体的热损失可按5%考虑。若保温不够, 可能会更高一些。

2. 总传热系数 K 其中每项热阻都以管外面积为基准。在估算时可参考表1—6、1—7、1—8。

表 1—6 原油换热器总传热系数参考表

名 称	壳 程		管 程			总传热系数 K ③ 千卡/米 ² ·时·℃
	定性温度 ℃	重量流速 公斤/米 ² ·秒	名 称	定性温度 ℃	重量流速 公斤/米 ² ·秒	
原 油①	120~150	650~700	常 一 中 油	160~180	360~550	250~270
	70~80	500~650	常 二 线 油	140~145	400~500	150~170
	120~200	450~600	常 二 中 油	230	500~700	200~270
	100~120	600~800	常 三 线 油	190~240	550~700	230~270
	155	700~800	常 三 中 油	280	550~650	300~320
	180~200	450~600	减 一 中 油	240	2300	250~270
		600	减 二 中 油		1000	230~250
	>250	550~	催化裂化油浆	290	550~850	200~230
渣 油①	140	260	原 油①	80	970~	60
	≥200	500~600		>150	1000~1600	120~220

注: ①油的性质以9号油为依据, 其粘度较高。若用1号油, K 值可稍高一些。

②其中结垢热阻采用表1—9中所列数值。原油定性温度在100℃以前是未脱盐的。

3. 传热面积 A 以管外表面积为基准。

4. 有效平均温度差 ΔT (图1—7)。